

润滑油水污染对齿轮热弹流润滑特性的影响研究

陈妍¹ 张弦² 李国胜³

(1 江苏联合职业技术学院 无锡交通分院, 江苏 无锡 214151)

(2 黑龙江农业工程职业学院 机电学院, 黑龙江 哈尔滨 150088)

(3 哈尔滨工业大学 机械工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘要 以渐开线直齿圆柱齿轮为研究对象, 考虑热效应和时变效应, 建立油水两相流模型和齿轮的热弹流润滑模型, 探究了润滑油中含水率对油水两相流体的黏度及齿面润滑特性的影响。研究表明, 润滑油中混入冷却水后, 当含水率不超过5%时, 随着含水率的增加, 油水两相流体的黏度不断增大; 含水率为5%时, 油水两相流体的黏度达到其峰值, 之后随着含水率的增加, 油水两相流体的黏度不断减小。适当增加含水率可改善齿面的润滑特性, 但考虑油膜温升及对设备的腐蚀磨损, 应将含水率控制在5%以内。

关键词 油水两相流 含水率 热效应 时变效应 润滑特性

Study on the Effect of Water Pollution in Lubricant on Gear Thermal Elastohydrodynamic Lubrication Characteristic

Chen Yan¹ Zhang Xian² Li Guosheng³

(1 Wuxi Transportation Branch, Jiangsu United Vocational and Technical College, Wuxi 214151, China)

(2 School of Mechanical and Electrical Engineering, Heilongjiang Agricultural Engineering Vocational College, Harbin 150088, China)

(3 School of Mechanical Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract Taking the involute spur gear as the research object and considering the thermal effect and time-varying effect, the oil-water two-phase flow model and the thermal elastohydrodynamic lubrication model of the gear system are established, the influence of water content on the viscosity of the lubricants and the lubrication performance of the tooth surface are explored. The results show that when the water content in lubricating oil is less than 5%, the viscosity of oil-water two-phase fluid increased with the increment of water content. When the water content is 5%, the viscosity of oil-water two-phase fluid reached its peak value, and then decreased with the increment of water content. Appropriate increase of water content can improve the lubrication characteristics of tooth surface, but considering oil film temperature rise and corrosion wear of equipment, the water content should be controlled within 5%.

Key words Oil-water two-phase flow Water content Thermal effect Time-varying effect Lubrication characteristic

0 引言

水是润滑油服役过程中所遇到的最复杂也是最主要的污染物。由于润滑油具有一定的吸水性, 对于船用齿轮箱而言, 其工作环境决定了润滑油在使用过程中不可避免地会混入冷却水。润滑油中混入冷却水, 对设备的直接影响是导致腐蚀和锈蚀, 从而加速磨损。同时, 水的介入会改变油品的黏度,

进而影响润滑特性^[1]。Al-sharif等^[2]基于油水混合数学模型, 研究了水包油流型和油包水流型两种流体的润滑特性。其研究表明, 与纯油润滑相比, 润滑油中适量水的介入可提高润滑膜的承载能力。王涛等^[3-5]以轧机油膜轴承为研究对象, 考虑时变效应和热效应, 建立油水两相流数学模型, 分析了含水量和杂质颗粒对润滑油黏度、油膜压力以及油膜厚度的影响。彭龙龙等^[6]分析了含水率对径向滑动轴

承弹流润滑特性的影响。夏守浩等^[7]通过试验发现油水两相流对油膜压力的影响是非线性的,含水率较小时对油膜压力的影响较大。江延明等^[8]分析了温度和含水率等参数对油水两相流体流变特性的影响。Harika等^{[9]1109-1111}提出了一种用于计算油水两相流体黏度的数学模型,并通过试验和数值仿真的方法探讨了7%的含水率对油品黏度、润滑厚度、摩擦力矩以及油膜温升的影响。

本文中以渐开线直齿圆柱齿轮为研究对象,考虑载荷时变效应和热效应,建立了油水两相流模型与齿轮的弹流润滑模型,分析不同含水率对油品黏度及齿面润滑特性的影响。

1 油水两相流数学模型

油水两相流的黏度计算公式为^{[9]1112-1113}

$$\eta_0 = \varphi^n \eta_1 + (1 - \varphi)^n \eta_2 + 4\varphi(1 - \varphi)\eta_2 \exp(a - a\varphi + b) \quad (1)$$

式中, η_0 、 η_1 、 η_2 分别为 T_0 温度下油水两相流、水、油的黏度; φ 为含水率,即润滑油中水的体积分数; $n=2.60$ 、 $a=14.99$ 、 $b=-8.16$,均为试验拟合参数。

密度计算公式为

$$\rho_0 = \varphi\rho_1 + (1 - \varphi)\rho_2 \quad (2)$$

式中, ρ_0 、 ρ_1 、 ρ_2 分别为 T_0 温度下油水两相流、水、油的密度。

比热容的计算公式为

$$c = \varphi c_1 + (1 - \varphi)c_2 \quad (3)$$

式中, c 、 c_1 、 c_2 分别为 T_0 温度下油水两相流、水、油的比热容。

热传导系数的计算公式为

$$k = \frac{k_1 k_2}{\varphi k_2 + (1 - \varphi)k_1} \quad (4)$$

式中, k 、 k_1 、 k_2 分别为油水两相流、水、油的热传导系数。

2 齿轮弹流润滑模型

在渐开线直齿圆柱齿轮的任意啮合点处,由于赫兹接触区宽度远远小于啮合点处的综合曲率半径,因此,在进行齿轮的弹流润滑分析时,可将两齿轮的啮合传动简化为两个当量圆柱的滑滚动^[10]。

根据渐开线的几何特性,两齿轮在任意啮合点处的瞬时曲率半径为

$$\begin{aligned} R_p(t) &= r_{bp} \tan \alpha + S \\ R_g(t) &= r_{bg} \tan \alpha - S \end{aligned} \quad (5)$$

式中, α 为分度圆压力角; r_{bp} 、 r_{bg} 分别为主、从动轮的基圆半径; S 为啮合点到节点的距离。

两齿轮在任意啮合点处的综合曲率半径为^[11]

$$R(t) = \frac{R_p(t)R_g(t)}{R_p(t) + R_g(t)} \quad (6)$$

卷吸速度为

$$U(t) = \frac{\omega_p R_p(t) + \omega_g R_g(t)}{2} \quad (7)$$

式中, ω_p 、 ω_g 分别为主、从动轮的角速度。

2.1 Reynolds方程

当含水率不超过20%时,可认为油水两相流体为牛顿流体^[12],本文中正是基于此进行研究的。因此,考虑时变效应的线接触弹性流体动力润滑的雷诺方程为^[13]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{\rho}{\eta} \right)_e h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right] = 12 \frac{\partial(\rho^* U h)}{\partial x} + 12 \frac{\partial(\rho_e h)}{\partial t} \quad (8)$$

式中, ρ^* 、 $(\rho/\eta)_e$ 均为与流体黏度 η 和密度 ρ 有关的当量参数。

Reynolds方程求解时所使用的边界条件为

$$\begin{cases} p(x_{in}) = 0 \\ p(x_{out}) = 0 \\ p(x) \geq 0 \end{cases} \quad x_{in} < x < x_{out} \quad (9)$$

式中, $x_{in}=-4.6b$ 、 $x_{out}=1.4b$, x_{in} 、 x_{out} 分别为进、出油口的位置; b 为赫兹接触区半宽。

2.2 膜厚方程

膜厚方程为

$$h(x, t) = h_0(t) + \frac{x^2}{2R(t)} - \frac{2}{\pi E} \int_{-\infty}^x p(\zeta, t) \ln(x - \zeta)^2 d\zeta \quad (10)$$

2.3 黏度方程

黏压关系采用Roelands公式^[14],即

$$\eta = \eta_0 \exp \left\{ (\ln \eta_0 + 9.67) \left[(1 + 5.1 \times 10^{-9} p)^{Z_0} \left(\frac{T - 138}{T_0 - 138} \right)^{-S_0} - 1 \right] \right\} \quad (11)$$

式中, Z_0 、 S_0 分别为黏压系数和黏温系数。

2.4 密度方程

密度方程为^[15]

$$\rho = \rho_0 \left[1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} p}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p} - 0.00065(T - T_0) \right] \quad (12)$$

2.5 载荷方程

单位齿宽上所承担的载荷为 w ,油膜压力应满足载荷方程

$$\int_{-\infty}^x p(x) dx = w \quad (13)$$

2.6 油水两相流体能量方程

油水两相流体能量方程为

$$c(\rho \frac{\partial T}{\partial t} + \rho u^* \frac{\partial T}{\partial x}) - k \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = -\frac{T}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} (\frac{\partial p}{\partial t} + u^* \frac{\partial p}{\partial x}) + \tau \frac{\partial u^*}{\partial z} \quad (14)$$

其中, u^* 为润滑剂的流速, 为

$$u^* = U_p + \int_0^z \frac{\partial u^*}{\partial z} dz' \quad (15)$$

U_p 为主动轮在任意啮合点的切向速度, 为

$$U_p = \omega_p R_p \quad (16)$$

2.7 油膜刚度

图1所示为全局法(GLO)计算油膜刚度的模型。在赫兹接触区域内的每个节点处, 可以将油膜假设成若干个并联的“小弹簧”, 然后将这些“小弹簧”的刚度进行叠加, 从而得到整个接触区域内的油膜刚度^[16]。

利用全局法计算油膜刚度的具体计算公式为

$$k_{\text{GLO}} = B_0 \sum_{i=1}^N \frac{\Delta f_i}{\Delta h_i} \quad (17)$$

式中, Δf_i 、 Δh_i 分别为节点 i 处载荷与油膜厚度的增量; N 为节点总数。 Δf_i 计算式为

$$\Delta f_i = B_0 (p_{i+1} - p_i) \Delta x \quad (18)$$

式中, p_i 、 p_{i+1} 分别为节点 i 与 $i+1$ 处的油膜压力; B_0 为齿宽; Δx 为节点间距。

相对于全局法, 另一种计算油膜刚度的数值方法为平均膜厚法(AVE)。其具体计算公式为

$$k_{\text{AVE}} = \frac{\Delta f}{\Delta \bar{h}} \quad (19)$$

式中, $\Delta \bar{h}$ 为接触区内油膜厚度的平均增量。 Δf 和 $\Delta \bar{h}$ 计算式分别为

$$\begin{aligned} \Delta f &= B_0 \sum_{i=1}^N (p_{i+1} - p_i) \Delta x \\ \Delta \bar{h} &= \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (h_{i+1} - h_i) \end{aligned} \quad (20)$$

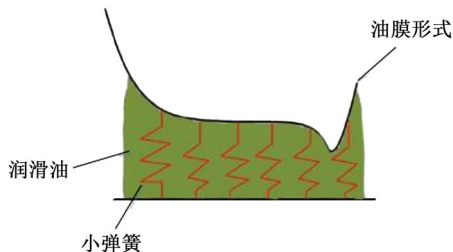


图1 全局法计算油膜刚度模型

Fig. 1 Calculating oil film stiffness model based on the global method

将以上润滑控制基本方程量纲一化后进行离散, 编程进行润滑求解。分别采用多重网格法和多重网格积分法求解油膜压力和油膜厚度^[17]。采用多重网

格法求解时, 划分网格共6层, 每层网格上对应的节点数分别为31、61、121、241、481、961, 设定压力的计算域为 $x_{\text{in}}=-4.6$ 、 $x_{\text{out}}=1.4$, 采用W循环, 在每层网格上均进行 Gauss-Seidel 低松弛迭代, 同时将齿轮的啮合周期划分为180个瞬时, 并把前一瞬时压力迭代的结果作为下一瞬时进行压力迭代的初值。迭代收敛判据为每个瞬时压力和载荷的相对误差小于0.001。

3 结果与讨论

齿轮传动和用于润滑分析的基本参数如表1所示。

表1 齿轮传动和润滑的基本参数

Tab. 1 Basic parameters of gear transmission and lubrication

参数	数值
水的黏度 $\eta_1/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.001
润滑油黏度 $\eta_2/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.08
黏压系数 $\alpha/(\text{m}^2/\text{N})$	2.19×10^{-8}
水的密度 $\rho_1/(\text{kg}/\text{m}^3)$	1 000
润滑油密度 $\rho_2/(\text{kg}/\text{m}^3)$	870
齿数 z_p 、 z_g	25、36
模数 m/mm	2
齿宽 B_0/mm	20
分度圆压力角 $\gamma/(^{\circ})$	20
齿顶高系数 h_a^*	1.0
齿轮材料弹性模量 E/GPa	210
齿轮材料热传导系数 $k_p, k_g/(\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	46
齿轮材料的密度 $\rho_p, \rho_g/(\text{kg}/\text{m}^3)$	7 850
齿轮材料比热容 $c_p, c_g/(\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	470
水的比热容 $c_1/(\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	4 190
润滑油比热容 $c_2/(\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	2 000
水的热传导系数 $k_1/(\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	0.54
润滑油热传导系数 $k_2/(\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	0.14
主动轮转速 $n_1/(\text{r}/\text{min})$	1 200

3.1 含水率对油水两相流体黏度的影响

图2所示为不同含水率对油水两相流体黏度的影响。当含水率不超过5%时, 随着含水率的增加, 油水两相流体的黏度不断增大; 当含水率达到5%时, 油水两相流体的黏度达到其峰值, 之后随着含水率的增加, 油水两相流体的黏度不断减小; 当含水率达到20%时, 油水两相流体的黏度已低于原油品的黏度。

3.2 含水率对润滑特性的影响

图3所示为齿轮系统的载荷谱。在齿轮的连续运转过程中,随着单齿对啮合和双齿对啮合的不断交替,每对齿所承受的载荷也呈现出时变特性。 S 为啮合点到节点的距离, $S=0$ 即为节点的位置。 A 点为啮入点, C 点为节点, E 点为啮出点, B 点、 D 点分别为单、双齿啮合的临界点。

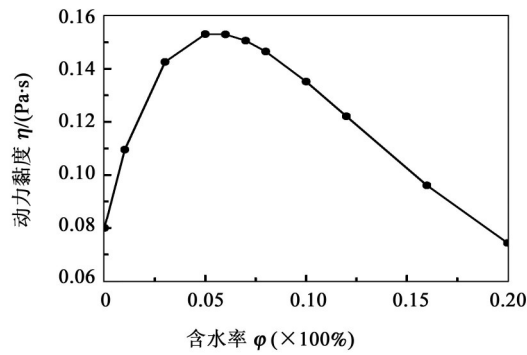


图2 油水两相流体的黏度曲线

Fig. 2 Viscosity curve of oil-water two-phase fluid

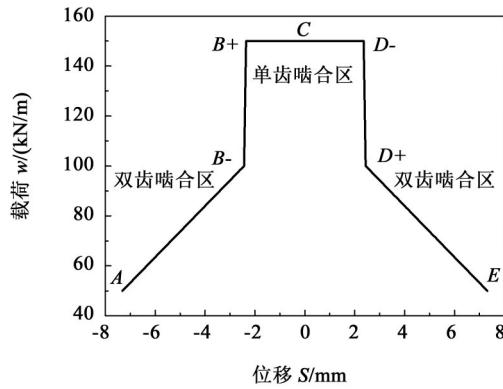
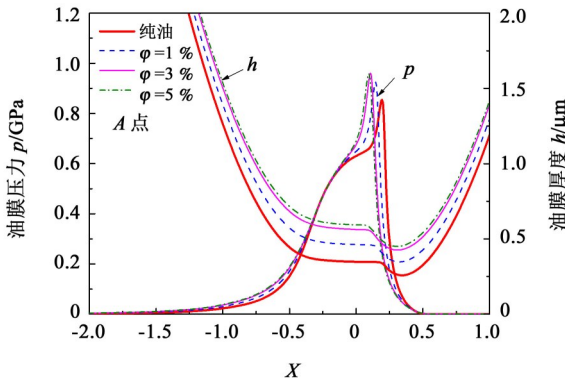


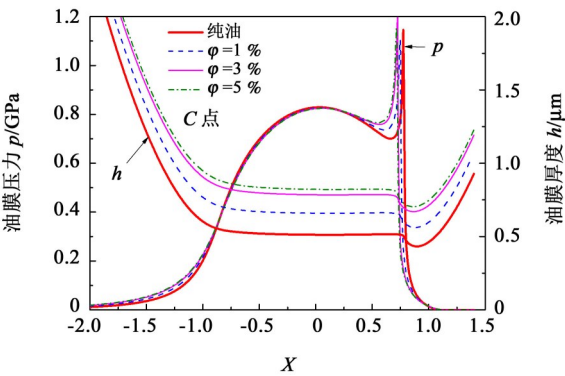
图3 齿轮系统的载荷谱

Fig. 3 Load spectrum for the gear system

图4所示为含水率不超过5%时,啮入点(A 点)和节点(C 点)处的油膜压力和油膜厚度分布曲线。当含水率不超过5%时,随着含水率的增加,油膜厚度增加且提前出现颈缩,油膜压力增大且压力峰的位置向左上方移动。这是因为当含水率不超过5%时,含水率的增加使油水两相流体的黏度增大,润滑剂流动所受的阻力增大。



(a) 啮入点的油膜压力和油膜厚度

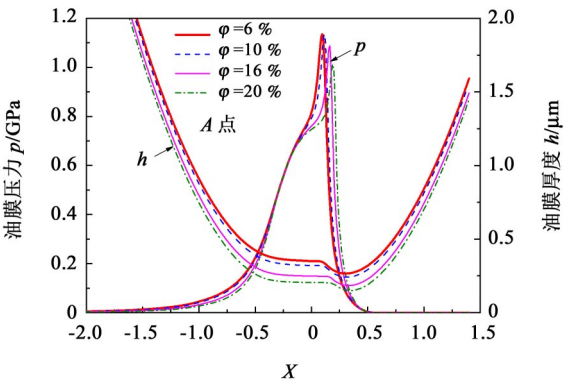


(b) 节点处的油膜压力和油膜厚度

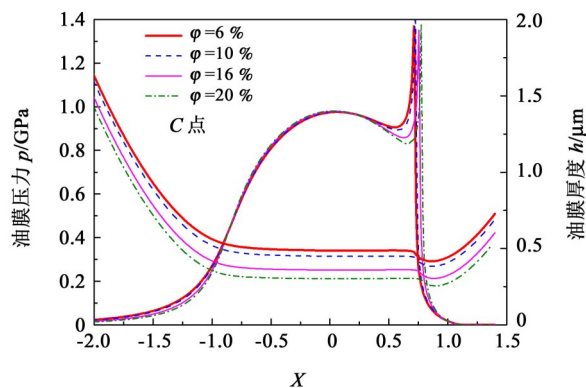
图4 油膜压力和油膜厚度分布曲线($\varphi \leq 5\%$)

Fig. 4 Distribution curve of oil film pressure and oil film thickness($\varphi \leq 5\%$)

图5所示为含水率超过5%时,啮入点(A 点)和节点(C 点)处的油膜压力和油膜厚度分布曲线。当含水率超过5%时,随着含水率的增加,油水两相流体的黏度不断减小,润滑剂流动所受的阻力减小,这导致油膜厚度不断减小且颈缩出现的位置向右移动,同时,油膜压力减小且压力峰的位置向下游移动。



(a) 啮入点的油膜压力和油膜厚度



(b) 节点的油膜压力和油膜厚度

图5 油膜压力和油膜厚度分布曲线($\varphi > 5\%$)Fig. 5 Distribution curve of oil film pressure and oil film thickness($\varphi > 5\%$)

图6所示为齿轮啮合传动的1个周期内中心油膜厚度的分布曲线。当含水率不超过5%时,随着含水率的增加,油水两相流体的黏度增大,因而中心油膜厚度增大。

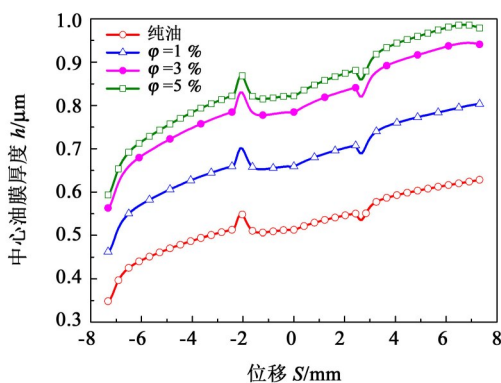


图6 中心油膜厚度曲线

Fig. 6 Curve of central oil film thickness

图7和图8所示分别为摩擦因数曲线和油膜最高温升曲线。当含水率在5%以内连续增大时,随着油膜厚度的不断增大,摩擦因数逐渐降低;与之相反,含水率的增加阻碍了油水两相流体的流动,使得对流散热减少,油膜的最高温升随着含水率的增加逐渐增大。

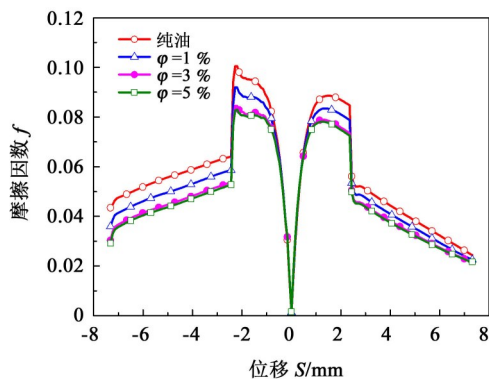


图7 摩擦因数曲线

Fig. 7 Curve of friction coefficient

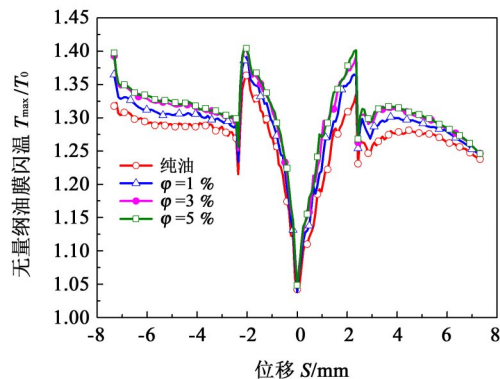
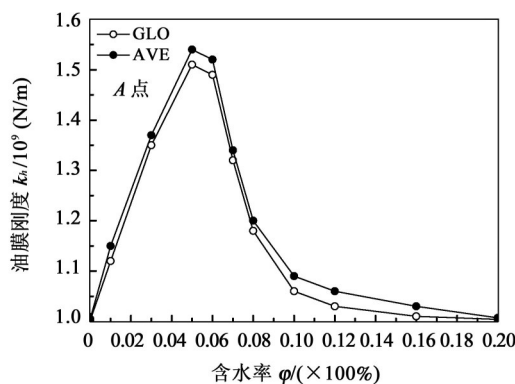


图8 油膜最高温升曲线

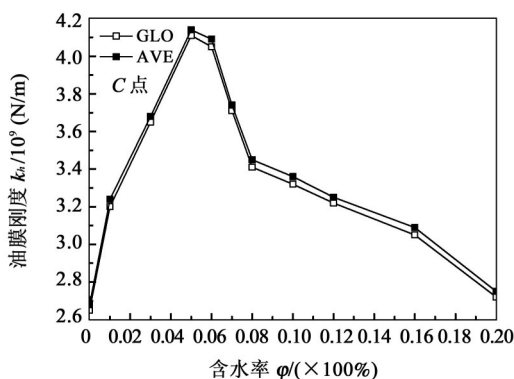
Fig. 8 Curve of the oil film maximum temperature-rise

3.3 含水率对油膜刚度的影响

基于全局法(GLO)与平均法(AVE)计算啮入点(A点)与节点(C点)处的油膜刚度,结果如图9所示。当含水率不超过5%时,油水两相流体的黏度随着含水率的增加而增大,润滑剂分子间距离减小,因而油膜刚度不断增大;当含水率达到5%时,油膜刚度达到其峰值,此时油膜的承载能力最强;之后随着含水率的增加,油膜刚度不断减小。



(a) 啮入点的油膜刚度



(b) 节点的油膜刚度

图9 油膜刚度曲线

Fig. 9 Curve of oil film stiffness

比较图9(a)和图9(b)所示可以发现,节点(C点)处的油膜刚度比啮入点(A点)处的油膜刚度略大一些。这是因为在节点处只有一对齿用于承载(图

3), 单位齿宽上所分配的载荷较大, 因而油膜刚度较大。

4 结论

基于油水两相流模型与齿轮的弹流润滑模型, 分析了润滑油中不同含水率对齿面润滑特性的影响。得到如下结论:

(1) 当润滑油中含水率不超过5%时, 随着含水率的增加, 油水两相流体的黏度不断增大; 含水率为5%时, 油水两相流体的黏度达到其峰值, 之后随着含水率的增加, 油水两相流体的黏度不断减小。

(2) 油水两相流体的黏度可进一步影响油膜刚度, 含水率为5%时, 可获得最为满意的油膜刚度, 油膜的承载能力最强。

(3) 从摩擦因数、油膜厚度及油膜刚度的角度来看, 适当增加含水率可改善齿面的润滑特性; 但从对设备的腐蚀磨损和油膜温升方面而言, 含水率所带来的影响是负面的。因此, 应严格控制润滑油中的含水率, 使其不超过5%。

参 考 文 献

- [1] 周亚斌, 马国梁, 张继勇. 在用润滑油水污染问题研究[J]. 润滑油, 2017, 32(2): 36-39.
ZHOU Yabin, MA Guoliang, ZHANG Jiyong. Study of water contamination issue in service oil[J]. Lubricating Oil, 2017, 32(2): 36-39.
- [2] AL-SHARIF A, CHAMNIPRASART K, RAJAGOPAL K R, et al. Lubrication with binary mixtures: liquid-liquid emulsion[J]. Journal of Tribology, 1993, 115(1): 46-55.
- [3] 王涛, 王优强, 王建, 等. 润滑油水污染对轧机油膜轴承瞬态热弹流润滑的影响[J]. 润滑与密封, 2016, 41(9): 69-73.
WANG Tao, WANG Youqiang, WANG Jian, et al. Effect of water contamination on transient thermal elastohydrodynamic lubrication of rolling mill oil film bearing[J]. Lubrication Engineering, 2016, 41(9): 69-73.
- [4] 王涛, 王优强, 王建, 等. 杂质颗粒对油水两相润滑轧机油膜轴承弹流润滑的影响[J]. 机械设计与制造, 2017(12): 40-44.
WANG Tao, WANG Youqiang, WANG Jian, et al. The effect of rust particles under water contamination elastohydrodynamic lubrication of rolling mill oil film bearing[J]. Machinery Design & Manufacture, 2017(12): 40-44.
- [5] 王涛, 王优强, 王建, 等. 油水两相流对轧机油膜轴承热弹流润滑的影响[J]. 润滑与密封, 2016, 41(5): 48-52.
WANG Tao, WANG Youqiang, WANG Jian, et al. Effects of oil-water two-phase flow on thermal elastohydrodynamic lubrication of oil film bearing of rolling mill[J]. Lubrication Engineering, 2016, 41(5): 48-52.
- [6] 彭龙龙, 汪久根, 洪玉芳. 水污染对径向滑动轴承热弹流润滑的影响[J]. 润滑与密封, 2015, 40(2): 17-22.
PENG Longlong, WANG Jiugen, HONG Yufang. Effects of water contamination on thermal elastohydrodynamic lubrication of journal bearing[J]. Lubrication Engineering, 2015, 40(2): 17-22.
- [7] 夏守浩, 安琦. 油水两相流对滑动轴承油膜压力的影响[J]. 机械科学与技术, 1999, 18(3): 141-142.
XIA Shouhao, AN Qi. Study on the influence of watery oil on the oil film pressure of journal bearing[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 1999, 18(3): 141-142.
- [8] 江延明, 李传宪. W/O 乳状液的流变性研究[J]. 油气储运, 2000(1): 10-12.
JIANG Yanming, LI Chuanxian. Research on rheological properties of W/O emulsion[J]. Oil & Gas Storage and Transportation, 2000(1): 10-12.
- [9] HARIKA E, BOUYER J, FILLON M, et al. Effects of water contamination of lubricants on hydrodynamic lubrication: rheological and thermal modeling[J]. Journal of Tribology, 2013, 135(4): 1109-1115.
- [10] 王优强, 衣雪鹃, 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): 142-148.
WANG Youqiang, YI Xuejuan, YANG Peiran. Transient thermal micro-elastohydrodynamic lubrication analysis of an involute spur gear[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(11): 142-148.
- [11] 菅光霄, 王优强, 罗恒, 等. 基于时变啮合刚度的变位齿轮系统热弹流润滑研究[J]. 摩擦学学报, 2020, 40(1): 21-29.
JIAN Guangxiao, WANG Youqiang, LUO Heng, et al. Thermal elastohydrodynamic lubrication of X-gears system based on time-varying meshing stiffness[J]. Tribology, 2020, 40(1): 21-29.
- [12] PAL R, RHODES E. A novel viscosity correlation for non-newtonian concentrated emulsions[J]. Journal of Colloid Interface Science, 1985, 107(2): 301-307.
- [13] JIAN G X, WANG Y Q, ZHANG P, et al. Analysis of lubricating performance for involute spur gear under vibration[J]. Lubrication Science, 2020, 32(7): 344-357.
- [14] ROELANDS A J A. Correlational aspects of viscosity-temperature-pressure relationship of lubricating oils[J]. Journal of Lubrication Technology, 1971, 93(1): 209-210.
- [15] DOWSON D, HIGGINSON G R. Elastohydrodynamic lubrication[M]. Oxford: Pergamon Press, 1977: 301-330.
- [16] ZHANG Y Y, LIU H J, ZHU C C, et al. Oil film stiffness and damping in an elastohydrodynamic lubrication line contact-vibration[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016, 30(7): 3031-3039.
- [17] 杨沛然. 流体润滑数值分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998: 61-91.
YANG Peiran. Numerical analysis of fluid lubrication[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1998: 61-91.