不同滑滚比条件下脂润滑膜剪切特性试验观察

陈琪¹, 杨萍¹, 栗心明^{1,2*}, 郭峰¹, 张利³

1. 青岛理工大学机械与汽车工程学院, 青岛 266520;

2. 中国科学院青岛生物能源与过程研究所, 青岛 266101;

3. 青岛中科润美润滑材料技术有限公司, 青岛 266101

* E-mail: mexinmingli@163.com

收稿日期: 2019-03-05; 接受日期: 2019-06-21; 网络版发表日期: 2019-12-05

国家自然科学基金(批准号: 51875299, 51775286)和中国博士后科学基金(编号: 2017M622296)资助项目

摘要 采用新开发的球-盘点接触油膜装置, 对不同滑滚比下的脂润滑膜摩擦系数和膜厚进行了同时测量. 试验结果表明, 脂润滑膜从富油润滑状态迅速衰减到乏油润滑状态, 摩擦系数随着卷吸速度和滑滚比的增加呈现增加趋势. 试验发现在较高卷吸速度下存在一个合理的滑滚比, 使脂润滑膜在较长时间内具有较高的膜厚和较低的摩擦系数. 分析了脂润滑膜演化过程中, 富含稠化剂的高黏度润滑膜、残余膜和边界膜所发挥的主要作用.

关键词 脂润滑膜, 摩擦系数, 膜厚, 滑滚比, 乏油

1 引言

绝大多数滚动轴承采用脂润滑方式. 脂润滑膜对减小滚动轴承运行过程中的摩擦磨损起到显著作用. 尽管滚动轴承在名义上为纯滚动, 但往往包含宏观与微观滑动, 例如滚动体的自旋运动以及接触区内的差动滑动等. 由于滚动轴承早期失效与脂润滑膜受剪切的状态相关, 了解滑滚条件下脂润滑膜特性对于提高轴承效率和寿命尤为重要.

然而, 以往的大量脂润滑试验研究侧重于纯滚条件下的油膜厚度测量^[1], 而对滑滚条件下的脂润滑膜摩擦力的测量相对较少. 近期, 有关脂润滑膜的摩擦特性研究备受关注. 目前, 该方面实验研究大体分为两种方法: 全轴承测试和模拟测试. 其中全轴承测试

通过测量滚动轴承摩擦力矩与温升, 提取滚动轴承脂润滑的综合信息. 例如, Cousseau等人^[2,3]在改进的四球机上对推力球轴承的脂润滑摩擦力矩进行了测量, 观察到润滑脂组成对轴承摩擦力矩存在显著影响, 并指出基础油性质以及基础油与增稠剂的相互作用是决定推力轴承摩擦学性能的主要因素. 采用类似的方法, Olaru课题组^[4]在改造的UMT试验机上测量了推力球轴承脂润滑摩擦力矩, 并与理论模型进行了对比分析.

脂润滑膜的摩擦特性模拟测试采用球-盘点接触装置, 其优点是可以获取润滑脂的具体信息, 便于控制测量因素和揭示润滑机制. 例如, Cousseau等人^[5]测量了滑滚条件下不同类型的润滑脂及其析出油(bleeding oil)和基础油膜厚, 发现脂润滑膜厚与析出油膜厚相近, 从而表明了析出油对脂润滑膜厚的突出作用.

引用格式: 陈琪, 杨萍, 栗心明, 等. 不同滑滚比条件下脂润滑膜剪切特性试验观察. 中国科学: 技术科学, 2020, 50: 361–368

Chen Q, Yang P, Li X M, et al. Experimental observation of shear properties of grease film at different sliding rolling ratios (in Chinese). Sci Sin Tech, 2020, 50: 361–368, doi: [10.1360/SST-2019-0084](https://doi.org/10.1360/SST-2019-0084)

Huang等人^[6]观察了不同滑滚比对脂润滑油池形成和膜厚的促进作用。但文献^[5,6]的研究中未对摩擦力进行测量。

最近, De Laurentis等人^[7]分别测量了滑滚工况下的脂润滑膜厚和摩擦力, 其研究表明对于不同的润滑脂组成(稠化剂类型、基础油类型和黏度), 脂润滑膜的摩擦力和膜厚特性存在显著差异。Gonçalves等人^[8]对比了不同含量聚丙烯稠化剂润滑脂和复合锂基在不同滑滚比下的摩擦系数及其Stribeck曲线, 结果显示聚丙烯润滑脂具有较低的摩擦系数, 在低速阶段聚丙烯润滑脂所形成的润滑膜都比其基础油要厚得多。Venugudasamy等人^[9]研究了9种不同增稠剂类型、黏度和NLGI等级润滑脂的成膜和摩擦性能, 结果显示在低速阶段聚脲脂润滑膜厚随基础油黏度增加而增加, 而锂基和钙基润滑脂呈现相反趋势; 所测量的润滑脂摩擦力曲线形状与基础油相比差异较大。

但上述研究中润滑脂被强制“刮”回润滑滚道, 以保证试验维持在富油润滑状态。实际上, 当滚动轴承高速运转时润滑脂一旦被挤出滚道将难以回填, 进而使轴承处于乏油润滑状态。当滚动轴承处于严重乏油时, 对润滑起主要作用的往往为滚道上的沉积膜, 且沉积膜在剪切作用下其结构将发生连续变化, 进而对润滑效果产生影响。然而, 针对不同剪切状态下润滑脂沉积膜的演化规律鲜有报道, 而以往的富油润滑状态难以将沉积膜的影响分离出来。而且, 在已有的滑滚条件下球-盘接触脂润滑研究中, 膜厚与摩擦力在不同的测量仪器上独立测量, 即膜厚测量采用钢-玻璃接触副, 而摩擦力测量采用钢-钢接触副, 这使得膜厚与摩擦力不能建立直接的对应关系。因而, 本文采用新开发的球-盘测量装置, 对不同滑滚比下的脂润滑膜厚和摩擦力进行同步实时测量, 以明确膜厚与摩擦力的关联性。通过定量供脂获得脂润滑的乏油状态, 以减小润滑剂回填作用影响, 对不同滑滚比下润滑脂沉积膜机械剪切特性及演化规律进行定量评估。

2 试验

2.1 试验装置及测量原理

试验在新开发的球-盘点接触光干涉油膜测量装置上进行, 其整体结构及测量原理如图1所示。图中玻璃盘和钢球独立驱动以获得不同的滑滚状态, 其中钢

球驱动固定于加载杠杆上, 加载杠杆与回转支座相连, 而回转支座的转动受到两个拉压传感器的限制。当钢球与玻璃盘表面出现滑差时, 摩擦力使钢球驱动单元连同杠杆绕回转支座产生转动趋势, 进而接触副摩擦力传递给拉压传感器, 并通过USB5935采集卡对摩擦力数据实时采集。与此同时, 钢球与玻璃盘接触区内的油膜干涉图经显微镜放大后被CCD捕获并保存。脂润滑膜厚和外形通过DIIM软件计算得出^[10]。该测量装置具体结构与功能可详见参考文献^[11]。

2.2 试验方法

试验用玻璃盘材质为K9玻璃, 盘表面粗糙度约为20 nm, 直径为150 mm。玻璃与钢球接触的盘面镀有析光Cr膜。使用钢球为G5精度, 表面粗糙度为14 nm, 直径为25.4 mm。试验用润滑脂为不含添加剂的复合锂基润滑脂, 基础油为PAO10, 黏度为0.13 Pa·s@20℃, 密度为706 kg/m³@20℃, 锥入度为252 1/10 mm, NLGI等级为3。图2为采用Anton Paar MCR302流变仪测量得到的润滑脂损耗模量 G' , 储存模量 G'' 和剪切应力 τ 等流变参数。每次试验中润滑脂用量为2.0 g, 试验前润滑脂均匀涂抹于玻璃盘表面上, 试验过程中不再补充新鲜脂。试验同时测量摩擦系数 μ 与润滑油膜厚度随玻璃盘转动圈数 N 的变化。

试验中脂润滑膜的不同剪切状态以滑滚比来表征, 其定义为 $\xi=(u_1-u_2)/u_c$, 其中 $u_c=(u_1+u_2)/2$ 为卷吸速度, u_1 和 u_2 分别为玻璃盘和钢球表面速度, 且 $u_1>u_2$ 。试验采用6种卷吸速度($u_c=32, 96, 192, 288, 384, 512$ mm/s)和3种滑滚比($\xi=0.1, 0.2$ 和 0.3)。需要说明的是, 取决于滚动轴承类型, 轴承运行中的滑滚比一般不超过0.1, 为了定量考察不同剪切作用下的脂润滑膜特性, 试验中采用了较大滑滚比。由于脂润滑膜厚在试验过程中润滑状态持续变化, 因而采用特征膜厚 $\lambda=h_{\min}/(R_{a1}^2+R_{a2}^2)^{0.5}$ 来量化润滑状态, 其中 $h_{\min}$ 为沿卷吸中心最小膜厚, R_{a1}^2 和 R_{a2}^2 分别为玻璃盘和钢球的表面粗糙度。一般地, 当 $\lambda\geq 3.0$ 时为弹流润滑; $0.5\leq\lambda\leq 3.0$ 时为混合润滑; $\lambda<0.5$ 时为边界润滑^[12]。为防止接触副表面划伤及接触副表面粗糙度的改变, 试验在 λ 值处于1.0左右时终止。

试验温度为23℃±1℃, 载荷为32 N, 对应最大赫兹压力约为0.49 GPa。

图 1 (网络版彩图)试验装置及测量原理. (a) 侧视图; (b) 俯视图

Figure 1 (Color online) Test apparatus and test scheme. (a) Side view; (b) top view.

图 2 (网络版彩图)试验用润滑脂损耗模量、储存模量和剪切应力

Figure 2 (Color online) Loss modulus, storage modulus and shear stress of test grease.

3 结果及机理分析

3.1 试验结果

试验测量了不同速度下脂润滑膜摩擦系数和膜厚随玻璃盘圈数 N 的变化. 为了比较脂润滑膜与基础油的差别, 试验结果分别给出了基础油的膜厚和摩擦系

数曲线. 需要说明的是, 以下各图中基础油数据采集于富油润滑状态下, 在试验所用的滚筒比下剪稀和热稀效应对基础油膜厚与摩擦系数的影响较小, 因而图中为定值虚线.

图3和4分别给出了卷吸速度 $u_c=32$ mm/s下脂润滑膜的干涉图、摩擦系数及膜厚随玻璃盘圈数的变化. 由图可见, 在3种滚筒比下脂润滑膜初始膜厚均大于基础油膜厚, 这是由于润滑脂稠化剂进入接触区参与润滑^[13], 如图3中 $N=1$ 和 $N=4$ 下的干涉图像所示, 因块状稠化剂的卷入导致接触区图像极不规则, 这也是导致初始膜厚震荡的原因, 在滚动轴承中将体现为轴承振动和噪声. 但这种状态随着入口区乏油的出现而迅速缓解, 接触区内脂润滑膜逐渐趋向规则外形, 同时膜厚度持续衰减. 可以看出, 入口区乏油在初始几圈内就出现, 图3干涉图中的虚线标示了入口乏油边界. 乏油的出现导致了脂润滑膜厚不断减小, 在试验的最终状态脂润滑膜厚明显低于基础油膜厚.

从图4中可定量看出润滑油膜的衰减趋势, 即脂润滑膜厚从初始的高于基础油膜厚到接近基础油膜厚,

图3 (网络版彩图)不同滑滚比下脂润滑膜及基础油膜干涉图随玻璃盘圈数的变化, $u_c=32$ mm/s

Figure 3 (Color online) Variations of grease and base oil images with disc cycles under different sliding rolling ratios, $u_c=32$ mm/s.

图4 (网络版彩图)不同滑滚比下脂润滑膜及基础油摩擦系数与膜厚随玻璃盘圈数的变化, $u_c=32$ mm/s

Figure 4 (Color online) Variations of grease and base oil film thicknesses and friction coefficients with disc cycles under different sliding rolling ratios, $u_c=32$ mm/s.

并最终小于基础油膜厚。同时图4给出了3种滑滚比下的摩擦系数曲线。可以看出, 脂润滑膜摩擦系数均高于相应工况下的基础油摩擦系数, 并随着玻璃盘圈数的增加而逐渐增加, 且滑滚比较大时摩擦系数整体较大。为了量化脂润滑膜所处的润滑状态, 图4还给出了特征膜厚 λ 曲线, 因3种滑滚比下的膜厚差别不大, 图中仅给出了 $\xi=0.2$ 下的 λ 曲线, 图中表示为 $\lambda_{0.2}$ 。可见, 在 $N \leq 30$ 时 $\lambda_{0.2} > 3.0$, 表明脂润滑膜处于弹流润滑状态; 而当 $N > 30$ 时 $\lambda_{0.2} \in (1.3, 2.2)$, 表明脂润滑膜处于混合润滑状态。

为了观察速度对脂润滑膜厚和摩擦系数的影响, 图5给出了卷吸速度 $u_c=192$ mm/s下的膜厚与摩擦系数曲线。与图4不同的是, 脂润滑膜迅速衰减到基础油膜厚以下, 即脂润滑膜绝大部分时间处于乏油润滑状态, 其特征膜厚在126圈之后低于3.0, 处于混合润滑状

图5 (网络版彩图)不同滑滚比下脂润滑膜及基础油摩擦系数与膜厚随玻璃盘圈数的变化, $u_c=192$ mm/s

Figure 5 (Color online) Variations of grease and base oil film thicknesses and friction coefficients with disc cycles under different sliding rolling ratios, $u_c=192$ mm/s.

态下。润滑膜厚的这种变化趋势, 与Huang等人^[6]试验观察类似。有趣的是, 尽管 $\xi=0.2$ 下的膜厚较低, 但却相对 $\xi=0.1$ 和 $\xi=0.3$ 具有较低的摩擦系数, 这表明 $\xi=0.2$ 下脂润滑膜的剪切状态不同于其余两种滑滚比。为确认 $\xi=0.2$ 数据的准确性, 对该工况下进行了重复实验, 得到了相同的变化趋势。

为了进一步观察 $\xi=0.2$ 工况的特殊性, 图6和7中给出了卷吸速度 $u_c=384$ mm/s下的干涉图、膜厚和摩擦系数随玻璃盘圈数变化。可以看出, $\xi=0.2$ 下的膜厚与摩擦系数呈现出与其余两种滑滚比完全不同的变化趋势, 在达到类似的最终状态过程中, $\xi=0.2$ 的运行时间是其余两种滑滚比的25倍, 且膜厚与摩擦系数的变化更加复杂。图6干涉图中显示 $\xi=0.1$ 和 $\xi=0.3$ 的工况呈现出单调持续衰减, 而 $\xi=0.2$ 的工况在 $N \leq 400$ 时脂润滑膜厚低于基础油膜厚; 但在 $400 < N \leq 3750$ 时又达到富油润

图 6 (网络版彩图)不同滑滚比下脂润滑膜及基础油膜干涉图随玻璃盘圈数的变化, $u_e=384$ mm/s

Figure 6 (Color online) Variations of grease and base oil images with disc cycles under different sliding rolling ratios, $u_e=384$ mm/s.

图 7 (网络版彩图)不同滑滚比下脂润滑膜及基础油摩擦系数与膜厚随玻璃盘圈数的变化, $u_e=384$ mm/s

Figure 7 (Color online) Variations of grease and base oil film thicknesses and friction coefficients with disc cycles under different sliding rolling ratios, $u_e=384$ mm/s.

滑状态且明显高于基础油膜厚, 此后又呈现持续衰减到基础油膜厚以下. 图7定量描绘了该变化过程, 其润滑油膜厚度与富油润滑和乏油润滑状态对应, 摩擦系数曲线与油膜厚度相对应, 即油膜厚度较高时摩擦系数曲线较低. 从特征膜厚曲线 $\lambda_{0.2}$ 上来看, $\lambda_{0.2}$ 仅在最终状态低于3.0, 脂润滑膜在运行过程的绝大部分处于弹流润滑区间.

当卷吸速度进一步增加时, $\zeta=0.2$ 工况的润滑油膜与摩擦系数随玻璃盘圈数的变化变得更加复杂. 如图8所示, 当卷吸速度 $u_e=512$ mm/s时, $\zeta=0.2$ 工况下的脂润滑膜与其余两种滑滚相比仍具有较长的运行时间, 但膜厚呈现出明显波动. 图中膜厚在 $900 < N \leq 5860$ 的范围内维持在较高的水平. 与膜厚的变化趋势相对应, 脂润滑膜的摩擦系数呈现出与膜厚相反的变化趋势, 反映出脂润滑膜厚对摩擦系数的显著影响.

图9综合对比了脂润滑膜达到最终润滑状态时, 摩擦系数随卷吸速度和滑滚比的变化规律. 从图中可以看出, 随着卷吸速度的增大摩擦系数呈现出上升趋势. 摩擦系数随着滑滚比的增加也呈现出类似趋势, 但呈现出数据波动, 这是因为最终状态选取为 $\lambda=1.0$ 左右的

图 8 脂润滑膜摩擦系数与膜厚的对应关系, $u_e=512$ mm/s, $\zeta=0.2$

Figure 8 Correlations between friction coefficients of grease film and base oil film, $u_e=512$ mm/s, $\zeta=0.2$.

图 9 (网络版彩图)最终状态下脂润滑膜摩擦系数

Figure 9 (Color online) Friction coefficients of grease films at final state.

混合润滑区间, 该区间内摩擦系数的变化较明显, 而试验过程中截取的最终状态存在一定误差, 因而导致了摩擦系数的波动。

3.2 机理分析

从图3和6的油膜干涉图中可以证实, 在润滑初始阶段润滑脂本体参与润滑, 脂润滑膜总膜厚 h_T 由两部分组成^[14]:

$$h_T = h_R + h_{EHL}, \quad (1)$$

其中, h_R 为稠化剂形成的表面沉积膜(deposited layer)或残余膜 h_R (residual layer), 有的文献也称为边界膜(boundary layer), 其不同名称与运动过程中该层膜所处的状态相关。 h_{EHL} 为基础油形成的弹流润滑油膜。由于在接触副开始运动后, 润滑脂被挤压到两侧, 脂润滑膜在初始的几圈内便迅速达到乏油状态, 进而入口区润滑剂回填不足对润滑油膜建立的明显削弱; 同时位于接触区两侧缘的润滑脂在初始阶段难以达到其屈服应力, 也限制了滚道回填。为了分析滚道两侧润滑剂的回填作用影响, 图10给出了不同运行状态下的脂润滑滚道。可以看出, 随着卷吸速度和滑滚比的增加, 滚道两侧润滑脂的分布由“枝”状向“带”状发展。干涉图A和B润滑脂呈现出“枝”状分布, 由于“枝”状分布从两侧润滑脂本体逐渐延伸到滚道边缘, 其析油作用可以向滚道不断补油, 该分布样式相对带状分布(如干涉图I和L)有利于回油。“带”状分布往往出现在乏油状态下, 实际上为两侧带(side band)油池, 当乏油持续时间较长时两侧带油池还会断裂, 甚至呈现出离散的“液滴”状^[15]。但图10大部分干涉图为“带”状分布, 说明滚道两侧润滑剂回填也有限。这就意味着脂润滑膜主要由 h_R 组成, 因而不同剪切作用下的 h_R 演化过程, 就决定了润滑脂膜厚及其摩擦系数的变化。

图11给出了不同阶段脂润滑膜的演化机制示意图。在第I阶段, 富含稠化剂的高黏度润滑膜将接触副两表面分开, 因黏度较大其油膜厚度在一定时间内高于基础油膜厚, 但也因黏度大而易导致乏油产生和油膜的衰减, 同样较高黏度使该摩擦系数高于基础油。随着试验的进行, 润滑脂结构在剪切作用下被破坏和降解, 脂润滑膜进入第II阶段。在第II阶段, 取决于运行工况和润滑脂受剪切条件, 脂润滑膜的组成更为复杂。该阶段存在一个合理的剪切作用, 使润滑脂结构

图10 (网络版彩图)不同工况下的脂润滑滚道

Figure 10 (Color online) Greased rolling tracks under different running conditions.

图11 (网络版彩图)脂润滑膜的演化机制

Figure 11 (Color online) Evolutions of grease film mechanisms.

破坏、分油及降解后的细纤维在基础油中的分散达到平衡。一般地, 润滑脂结构被破坏后, 将加速基础油的析出, 而析出的润滑油又被挤压到滚道两侧造成乏油的加剧。因而, 当剪切作用较弱时, 基础油的析出有限, 润滑膜的剪切强度大, 使得摩擦系数增大; 而剪切作用

较强时, 润滑脂结构的破坏强度大, 润滑油析出过快而易向滚道两侧迁移, 进而加剧乏油和润滑状态的迅速恶化, 也会导致摩擦系数的变大. 而当脂润滑膜承受合理剪切作用时, 润滑脂结构的破坏与基础油的析出达到平衡, 所降解的细小纤维均匀分散在基础油中, 成为一种比基础油黏度高的润滑介质, 使得润滑油膜在较长时间内维持在较高水平, 同时具有较低的摩擦力. 因此, 在 $\xi=0.2$ 工况下脂润滑膜具有较低的摩擦系数. 在第 II 阶段, 随着乏油的持续接触副两表面的残余膜将发挥主要润滑作用, 但在剪切作用下残余膜(如图 10 干涉图 H)也将遭到破坏, 使脂润滑膜进入第 III 阶段. 在第 III 阶段, 吸附在接触副表面的边界膜与接触区两侧的局部回填共同发挥润滑作用^[16,17]. 该阶段接触副两表面的已发生粗糙接触, 进而导致摩擦系数的迅速上升. 在前两个阶段, 较大的润滑膜黏度是脂润滑摩擦系数整体高于基础油的主要原因; 第 III 阶段较高的摩擦系数主要由脂润滑与基础油所处的不同润滑状态造成.

4 结论

在新开发的球-盘点接触光干涉油膜测量装置上对脂润滑膜的摩擦力与膜厚进行了同时测量, 观察了不同滑滚条件下脂润滑膜的演化过程并分析了其演化机制, 可得出如下结论:

(1) 在较低卷吸速度下, 摩擦系数随膜厚的减小单调递增, 其随着滑滚比的增大而增大;

(2) 在较高卷吸速度下, 存在一个合理的滑滚比使得脂润滑膜处于剪切平衡状态, 该状态下脂润滑膜在较长时间内整体大于基础油膜厚, 且具有较低的摩擦系数;

(3) 摩擦系数随着卷吸速度和滑滚比的增加呈现出增加的趋势;

(4) 脂润滑膜从富油润滑状态迅速衰减到乏油润滑状态, 在乏油润滑状态下润滑剂的回填受到限制, 随着脂润滑膜的衰减富含稠化剂的高黏度润滑膜、残余膜和边界膜分别发挥主要作用.

参考文献

- 1 Cann P M. Starved grease lubrication of rolling contacts. *Tribol Trans*, 1999, 42: 867–873
- 2 Cousseau T, Graça B, Campos A, et al. Friction torque in grease lubricated thrust ball bearings. *Tribol Int*, 2011, 44: 523–531
- 3 Cousseau T, Graça B, Campos A, et al. Friction and wear in thrust ball bearings lubricated with biodegradable greases. *P I Mech Eng J-J Eng Tribol*, 2011, 225: 627–639
- 4 Ianaş G, Dumitraşcu A C, Cârlescu V, et al. Friction torque in thrust ball bearings grease lubricated. *IOP Conf Ser-Mater Sci Eng*, 2016, 147: 012026
- 5 Cousseau T, Björling M, Graça B, et al. Film thickness in a ball-on-disc contact lubricated with greases, bleed oils and base oils. *Tribol Int*, 2012, 53: 53–60
- 6 Huang L, Guo D, Wen S, et al. Effects of slide/roll ratio on the behaviours of grease reservoir and film thickness of point contact. *Tribol Lett*, 2014, 54: 263–271
- 7 De Laurentis N, Kadiric A, Lugt P, et al. The influence of bearing grease composition on friction in rolling/sliding concentrated contacts. *Tribol Int*, 2016, 94: 624–632
- 8 Gonçalves D, Graça B, Campos A V, et al. On the film thickness behaviour of polymer greases at low and high speeds. *Tribol Int*, 2015, 90: 435–444
- 9 Vengudusamy B, Enekes C, Spallek R. On the film forming and friction behaviour of greases in rolling/sliding contacts. *Tribol Int*, 2019, 129: 323–337
- 10 Liu H C, Guo F, Guo L, et al. A dichromatic interference intensity modulation approach to measurement of lubricating film thickness. *Tribol Lett*, 2015, 58: 15
- 11 Li X P. On the traction of lubrication film in point contacts (in Chinese). Dissertation for Master's Degree. Qingdao: Qingdao University of Technology, 2018 [李宪鹏. 点接触润滑油膜摩擦力特性研究. 硕士学位论文. 青岛: 青岛理工大学, 2018]
- 12 Spikes H A. Mixed lubrication—An overview. *Lubr Sci*, 1997, 9: 221–253
- 13 Cann P M. Grease lubrication of rolling element bearings—Role of the grease thickener. *Lubr Sci*, 2007, 19: 183–196

- 14 Lugt P M. Grease lubrication mechanisms in rolling bearing systems. *Power Transmiss Eng*, 2013, 7: 36–39
- 15 Cann P M. Thin-film grease lubrication. *P I Mech Eng J-J Eng Tribol*, 1999, 213: 405–416
- 16 Cann P M. Starvation and reflow in a grease-lubricated elastohydrodynamic contact. *Tribol Trans*, 1996, 39: 698–704
- 17 Godfrey D. Friction of greases and grease components during boundary lubrication. *ASLE Trans*, 1964, 7: 24–31

Experimental observation of shear properties of grease film at different sliding rolling ratios

CHEN Qi¹, YANG Ping¹, LI XinMing^{1,2}, GUO Feng¹ & ZHANG Li³

¹ School of Mechanical and Automotive Engineering, Qingdao University of Technology, Qingdao 266520, China;

² Qingdao Institute of Bioenergy and Bioprocess Technology, Chinese Academy of Sciences, Qingdao 266101, China;

³ Qingdao Lubmater Lubrication Material Technology Co. LTD, Qingdao 266101, China

In this work, the friction coefficient and film thickness of a grease film were simultaneously measured by a new ball-on-disc thin film measurement device at different sliding rolling ratios (SRR). The results showed that the grease films sharply decayed from the full-flooded state to the starvation state. The overall friction coefficient is increased with the entrainment speed and SRR increasing. It was also found that at the higher speeds, there existed a satisfactory SRR, which resulted in a thicker grease film and a lower friction coefficient for a long time. Finally, the main mechanisms of thickener-rich viscosity layer, residual layer, and boundary layer during the grease film evolutions were analyzed.

grease film, friction coefficient, film thickness, SRR, starvation

doi: [10.1360/SST-2019-0084](https://doi.org/10.1360/SST-2019-0084)