面向复杂苛刻工况的
球轴承热弹流混合润滑状态研究

哈尔滨工业大学 航空航天轴承技术及装备工信部重点实验室

王黎钦，吴继强，王雅倩

【摘要】航空发动机主轴轴承长期工作在高速、重载、高温、大温差、工况频繁波动等复杂工况下，使用过程中，极易引起轴承主承载面的润滑状态在混合润滑和弹流润滑之间频繁变化，导致轴承出现表面起源的早期损伤和失效。针对三点角接触球轴承启停、工况波动等恶劣工况，考虑轴承的高温热环境影响和接触区热效应，在轴承动态特性分析基础上，建立考虑表面粗糙度、时变速度、载荷等多因素的轴承热弹流混合润滑计算模型，开展轴承主承载面非稳态条件下的热弹流混合润滑研究。结果表明，该类轴承在重载、高速启停和工况突变条件下，存在显著的混合润滑状，导致主承载面摩擦力频繁变化，进一步引起轴承动态性能变化，对轴承的失效模式产生显著影响。为进一步开展面向工况的轴承潜在失效模式分析、表面几何形貌优化、沟道磨损寿命评估、表面自润滑涂层设计提供了依据。

【关键词】航空发动机主轴轴承；球轴承；变工况；热混合润滑；润滑状态演变

1. 引言

航空发动机主轴轴承长期运行在高速重载、高温和宽温域、多工况波动等复杂苛刻条件下，*dn* 值可达 3×10^6mm×r/min 以上，温度可达 250° C，高速重载摩擦生热量高、短时间内存在大范围工况变化等行为，难以保证良好润滑，不可避免地存在混合润滑状态下工作的情况，甚至更加苛刻的边界润滑和干摩擦状态，可能导致热损伤、打滑蹭伤、疲劳等轴承主要潜在失效模式[1]。

Stribeck 曲线可用于描述轴承摩擦力在整个润滑状态的变化过程[2]，但面向复杂工况范围运行的航空主轴轴承时较难获取完整的 Stribeck 曲线。如其中的混合润滑处于边界润滑和全膜润滑之间的中间状态，由运行工况的苛刻时变程度决定边界润滑和全膜润滑的组合情况。

目前采用弹流润滑分析理论，可以计算弹流最小油膜厚度，进一步准确判断轴承润滑状态[3,4]。同时在准确给定轴承接触工况的条件下，弹流润滑分析能够考虑各种因素比如热效应、表面粗糙度和瞬态特性等的影响，获得包括最小膜厚[5]在内的轴承热弹流润滑特性。但由于轴承动力学分析[6]与弹流润滑状态计算互为前提迭代，因此建立耦合模型实现轴承特性-热弹流耦合分析成为预测轴承安全工作性能的必然要求

航空发动机服役过程中，主轴轴承滚动体与滚道接触副常处于混合润滑状态，极端工作环境使得接触区热效应[7]、接触表面微观形貌[8,9]、润滑剂流变行为[10]等成为不可忽略的因素，对轴承接触区内部的润滑和摩擦状态产生显著的影响。然而由于热混合润滑问题的复杂性，目前研究模型大多没有综合考虑这些因素的影响，不能准确地反映轴承的实际润滑状态。

本文以航空发动机主轴用角接触球轴承为研究对象，结合轴承的动力学分析，建立轴承在动态工况下综合考虑轴承速度、载荷、接触副几何以及表面形貌等参数变化的时变热混合润滑模型，对轴承在频繁启停变工况条件下的动态混合润滑性能进行建模分析研究，获取非稳态工况下轴承润滑状态的变化规律，为预防航空发动机主轴轴承等高端轴承的早期失效、预测磨损寿命、保障使用可靠性等提供理论依据。

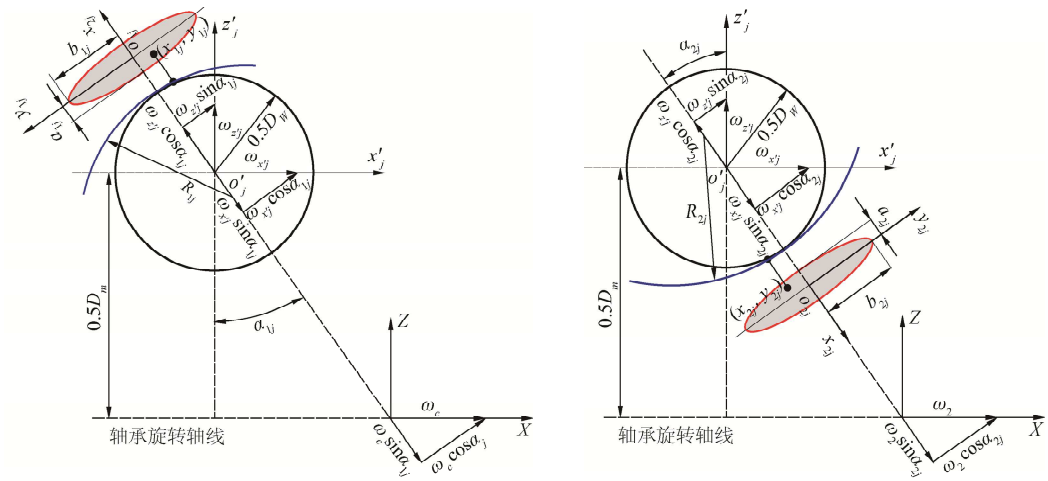
2. 球轴承热混合润滑的控制方程

2.1 拟动力学分析基础

基于轴承的拟动力学分析，获取接触区热混合润滑分析需要的力学参数和运动学参数。如图 1 所示，建立轴承受力和运动模型，获得滚动体和内外套圈的相互作用力；通过对套圈曲率中心相对于滚动体中心的向量进行计算，确定滚动体与滚道的变形和位置关系，进而求得滚动体与滚道之间的法向接触力和接触角；根据牛顿第二定律可得到滚动体、保持架和内圈的运动微分

方程组；通过对这些运动微分方程组进行求解即可得到轴承滚动体、保持架和内圈的位移和转动变量，轴承各元件之间的受力以及接触微区的运动状态。建模和求解过程见文献[6]。

图 1 为滚动体与套圈接触微区状态图，下标 1 和 2 分别代表与外圈和内圈有关的量；D_m 是轴承的节圆直径；D_w 为滚动体的直径；α_{1j}、α_{2j} 分别为球与外圈和内圈的接触角；ω_2 为内圈的角速度；ω_c 为保持架的角速度；$\omega_{x'j}$、$\omega_{y'j}$、$\omega_{z'j}$ 分别为滚动体自转角速度在 x'_j、y'_j、z'_j 方向上的分量 a_{1j}、a_{2j} 分别是滚动体与外、内滚道的接触椭圆短半轴；b_{1j}、b_{2j} 分别是滚动体与外、内滚道的接触椭圆长半轴；R_{1j}、R_{2j} 分别是滚动体与外、内滚道间的变形表面曲率半径。当只考虑接触椭圆区滚动方向上的速度时，可得到滚动体与外滚道和内滚道之间接触中心的卷吸速度 u_{e1}、u_{e2} 以及相对滑动速度 v_1、v_2，求解过程见文献[6]。



(a) 滚动体与外滚道接触　　(b) 滚动体与内滚道接触

图 1 滚动体与滚道接触微区运动状态

2.2 控制方程

基于 Zhu 等人[11,12]开发的等温统一混合润滑模型，建立能够模拟边界润滑、混合润滑、全膜润滑各润滑状态的热混合润滑统一模型。在整个润滑求

解域内压力由 Reynolds 方程控制，滚动速度方向与 x 坐标重合，当考虑粗糙表面形貌时，任意时刻接触界面的微观形貌都发生变化，界面润滑呈现出强烈的时变性，因此 Reynolds 方程应包含与时间相关的挤压项。为了提高计算效率和简化求解过程，将 Reynolds 方程中在膜厚方向的每个点粘度和密度用平均粘度和平均密度来代替[4]，则考虑动态工况的时变热混合润滑的 Reynolds 为：

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\rho h^3}{12\eta^*}\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\rho h^3}{12\eta^*}\frac{\partial p}{\partial y}\right)=u_e(t)\frac{\partial(\rho h)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \tag{1}$$

式中，p 为油膜压力；h 为油膜厚度；ρ 为润滑剂密度；η^*为润滑剂等效粘度，模型中常引入等效粘度来描述润滑剂的非牛顿特性；$u_e(t)$为滚动体与滚道的瞬时卷吸速度。

Reynolds 方程求解时满足如下压力边界条件：

$$\begin{cases} p(x_{in},y,t)=p(x_{out},y,t)=p(x,y_{in},t)=p(x,y_{out},t)=0 \\ p(x,y,t)\geq 0 \quad (x_{in}<x<x_{out},y_{in}<y<y_{out}) \end{cases} \tag{2}$$

对表面的形变进行了简化处理，不计入热弹性变形，同时忽略磨损的影响，则考虑粗糙表面的油膜厚度方程为：

$$h(x,y,t)=h_0(t)+\frac{x^2}{2R_x(t)}+\frac{y^2}{2R_y(t)}+\delta_1(x,y,t)+\delta_2(x,y,t)+v_e(x,y,t) \tag{3}$$

式中，$u_0(t)$为刚体中心膜厚；$R_x(t)$、$R_y(t)$分别为两接触表面沿 x 和 y 方向随时间变化的等效曲率半径；$\delta_1(x,y,t)$、$\delta_2(x,y,t)$分别为两表面随时间变化的粗糙度高度。

润滑剂的密度与压力和温度的关系采用 Dowson-Higginson 公式计算，润滑剂的粘度与压力和温度的关系采用 Roelands 公式计算[13]。在变载情况下，惯性作用对油膜的影响显著，此时计入惯性影响的动态载荷方程可写成如下形式[13]：

$$m_j\frac{d^2h_0(t)}{dt^2}+\iint_{\Omega}p(x,y,t)dxdy=w(t) \tag{4}$$

式中，m_j为滚动体的质量；$w(t)$为滚动体和滚道间的法向动态载荷。

在全膜润滑区，考虑时变效应的动态能量方程为：

$$\begin{cases} c_f\left[\rho\dfrac{\partial T}{\partial t}+\rho u(t)\dfrac{\partial T}{\partial x}+\rho v\dfrac{\partial T}{\partial y}-q\dfrac{\partial T}{\partial z}\right]=k_f\dfrac{\partial^2 T}{\partial z^2} \\ -\dfrac{T}{\rho}\dfrac{\partial\rho}{\partial T}\left(\dfrac{\partial p}{\partial t}+u(t)\dfrac{\partial p}{\partial x}+v\dfrac{\partial p}{\partial y}\right)+\eta^*\left[\left(\dfrac{\partial u}{\partial z}\right)^2+\left(\dfrac{\partial v}{\partial z}\right)^2\right] \\ u(t)=\left(\int_0^z\dfrac{z'}{\eta^*}dz'-\dfrac{\eta_e}{\eta_e'}h\int_0^z\dfrac{1}{\eta^*}dz'\right)\dfrac{\partial p}{\partial x}+\dfrac{\eta_e}{h}\left(u_2(t)-u_1(t)\right)\int_0^z\dfrac{1}{\eta^*}dz'+u_1(t) \end{cases} \tag{5}$$

式中，c_f为润滑剂的比热；k_f为润滑剂热传导系数；$u(t)$为润滑剂沿 x 方向上的瞬时流速；$u_1(t)$、$u_2(t)$分别为滚道和滚动体沿 x 方向上的瞬时表面速度；T为实际温度。

边界润滑区上采用的动态能量方程为：

$$k_f\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}=f_{\mathrm{b}}\frac{u_1(t)-u_2(t)}{h_{\mathrm{b}}}p \tag{6}$$

式中，f_b为边界润滑摩擦系数；h_b为边界膜厚。

动态固体热传导方程表示为：

$$\begin{cases} c_1\rho_1\left(\dfrac{\partial T}{\partial t}+u_1(t)\dfrac{\partial T}{\partial x}\right)=k_1\dfrac{\partial^2 T}{\partial z_1^2} \\ c_2\rho_2\left(\dfrac{\partial T}{\partial t}+u_2(t)\dfrac{\partial T}{\partial x}\right)=k_2\dfrac{\partial^2 T}{\partial z_2^2} \end{cases} \tag{7}$$

式中，c_1、c_2分别为两接触体比热；ρ_1、ρ_2分别为两接触体密度；k_1、k_2分别为两接触体热传导系数。

温度求解的边界条件为：

$$\begin{cases} T(x_{\mathrm{in}},y,z,t)=T_0 \quad \left(u(x_{\mathrm{in}},y,z,t)\geq 0, z\in[0,h]\right) \\ T(x_{\mathrm{in}},y,z_1,t)=T_0 \quad \left(z_1\in[-d,0]\right) \\ T(x_{\mathrm{in}},y,z_2,t)=T_0 \quad \left(z_2\in[0,d]\right) \\ T(x,y,-d,t)=T(x,y,d,t)=T_0 \quad \left(x\in[x_{\mathrm{in}},x_{\mathrm{out}}]\right) \end{cases} \tag{8}$$

联立求解油膜的能量方程和固体的热传导方程时，油膜和固体相接触的界面上应满足以下的热流连续条件：

$$\begin{cases} k_f \left.\dfrac{\partial T}{\partial z}\right|_{z=0} = k_1 \left.\dfrac{\partial T}{\partial z_1}\right|_{z_1=0} \\ k_f \left.\dfrac{\partial T}{\partial z}\right|_{z=h} = k_2 \left.\dfrac{\partial T}{\partial z_2}\right|_{z_2=0} \end{cases} \tag{9}$$

2.3 方法和模型的验证

为了验证建立的时变热混合润滑模型在分析非稳态润滑问题中的正确性。如图 2 给出了变载荷工况下本文的数值计算结果和 Sakamoto 等[14]的球-盘点接触混合润滑状态的油膜厚度实验测试结果对比。数值计算用的相关参数与文献[14]保持一致，其卷吸速度为 0.012 m/s，滑滚比为 0，载荷变化如图 2 所示。结果显示本文模型仿真得出的油膜分布与实验测量油膜分布吻合较好。

从图中可看出，随着载荷的变化，接触区域的大小发生改变同时伴随着油膜的振荡，这与稳态下的油膜分布具有明显的区别，造成这种现象的主要原因是动态载荷方程考虑了惯性效应的影响，接触体在变载工况下的振动会改变油膜的状态，使得膜厚分布出现波动。说明本模型可以用于时变热混合润滑状态的分析和预测。

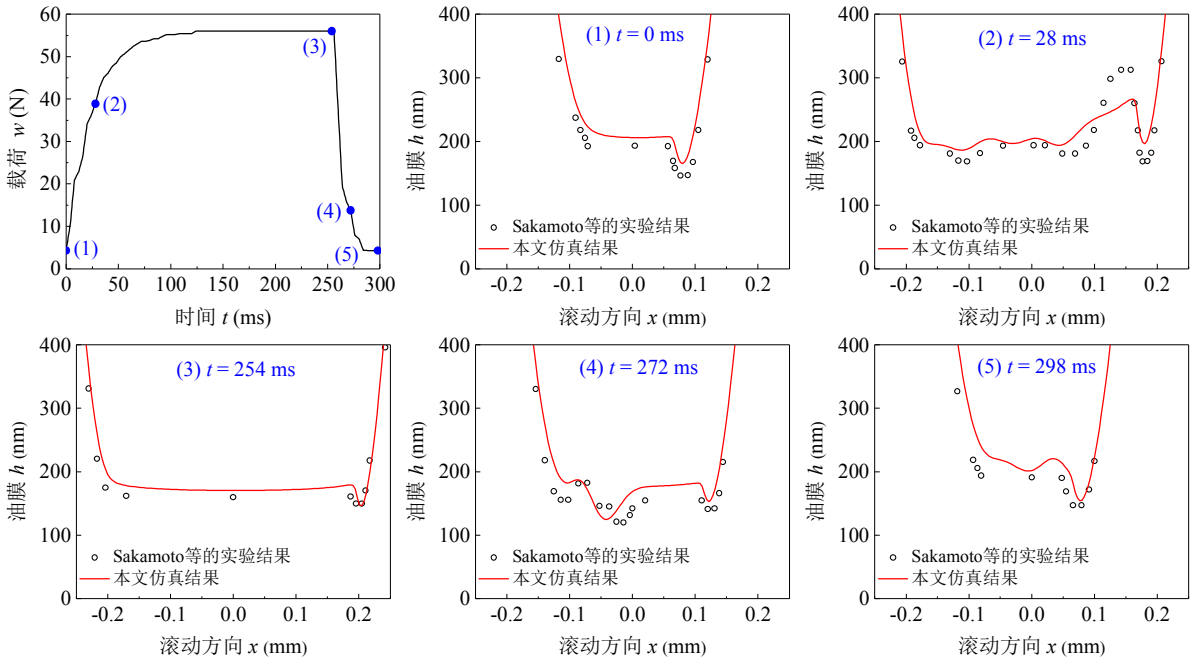


图 2 本文模型计算结果和 Sakamoto 等的实验结果[16]比较

3. 主轴轴承变工况条件的润滑状态演变分析

以航空发动机主轴角接触球轴承为研究对象，基于轴承的拟动力学和时变热混合润滑模型，对其主承载区的瞬态混合润滑性能进行研究。该轴承的几何及材料参数见表 1，润滑参数见表 2。

表 1 轴承几何及材料参数

参数名称	参数值	参数名称	参数值
轴承外径 (mm)	201.725	球和套圈弹性模量 (GPa)	218
轴承内径 (mm)	133.35	球和套圈泊松比	0.3
球数	20	球和套圈密度(kg/m^3)	7870
球直径 (mm)	22.225	保持架弹性模量 (GPa)	209
轴承节圆直径 (mm)	167.538	保持架泊松比	0.3
初始接触角(°)	33	保持架密度(kg/m^3)	7870

表 2 4050 航空润滑油润滑参数

参数名称	参数值	参数名称	参数值
环境温度(℃)	80	润滑剂粘温系数(K^{-1})	0.032
润滑剂环境粘度(Pa·s)	0.0769	润滑剂热传导系数(W/(m·K))	0.152
润滑剂环境密度(kg/m^3)	969.6	润滑剂热膨胀系数(K^{-1})	8.38e-4
润滑剂粘压系数(GPa^{-1})	14.963	润滑剂比热(J/(kg·K))	1910

针对航空发动机主轴轴承典型的启动和停车变工况状态进行分析，以主承载区滚动体与套圈的点接触微区为研究对象，研究加速和减速过程中润滑性能及润滑状态的动态演变过程。

轴承主承载面速度的变化形式如图 3 所示，启动过程中，两接触表面的卷吸速度 $u_e(t)$ 以恒定的加速度 a_c 从 0 时刻线性增加 t_c 时刻的最终速度 u_{max} 然后保持稳定不变，停止过程中与加速过程相反。

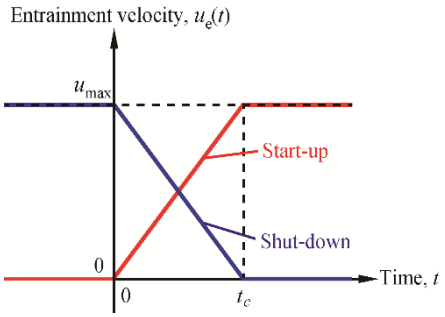
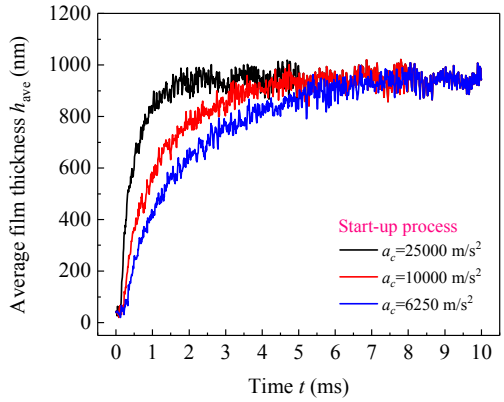


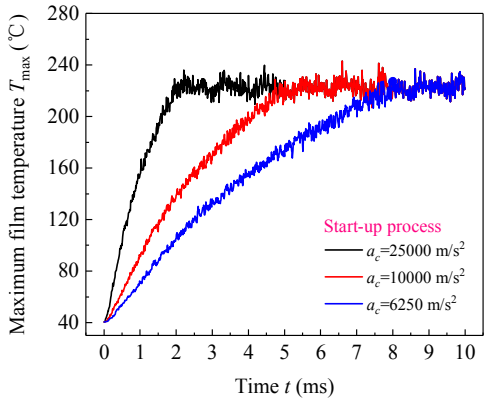
图 3 启动和停止过程中接触微区的卷吸速度曲线

图 4 为启动过程中不同加速度对润滑性能随时间的变化曲线，采用三种

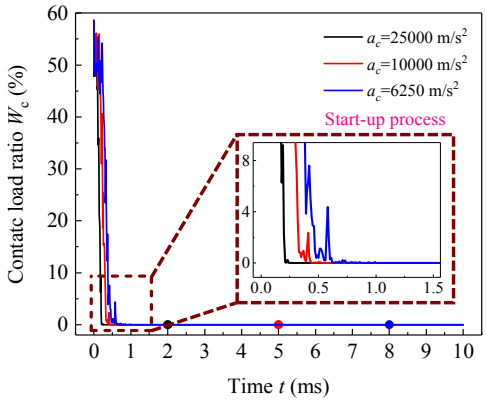
不同的恒定加速度，加速时间分别为 2ms、5 ms、8 ms，接触表面的均方根粗糙度值均固定为 Ra0.08 μm，平均油膜厚度表示为接触中心区域 2/3 赫兹半径以内计算的平均油膜厚度。可以看出，当加速度增大时，相同瞬时的平均膜厚越大，接触载荷比和摩擦系数越小，油膜从混合润滑状态到全膜润滑状态的过渡过程缩短。



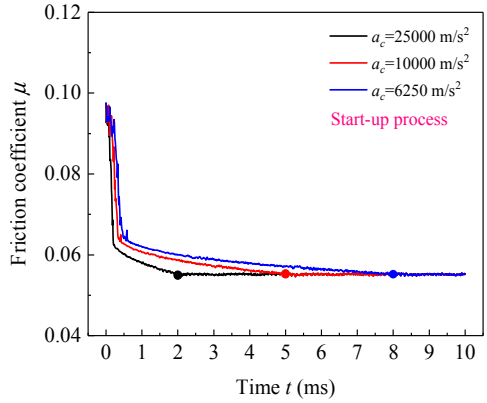
(a) 平均油膜膜厚



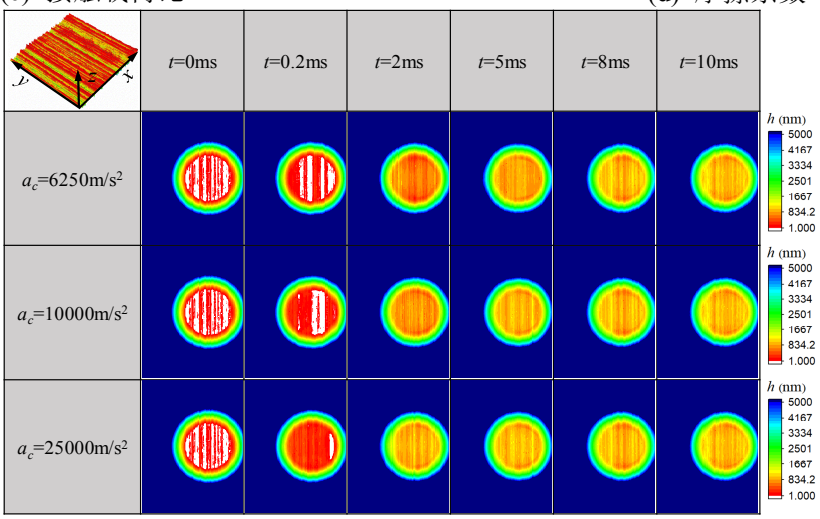
(b) 最大油膜温度



(c) 接触载荷比



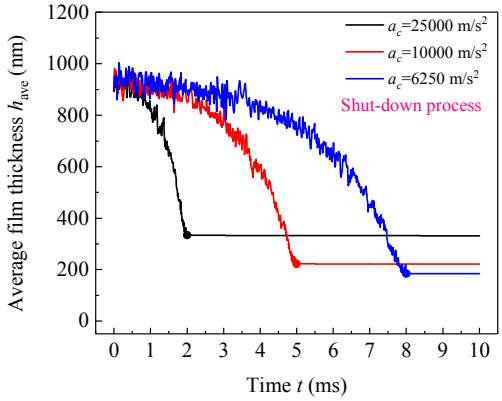
(d) 摩擦系数



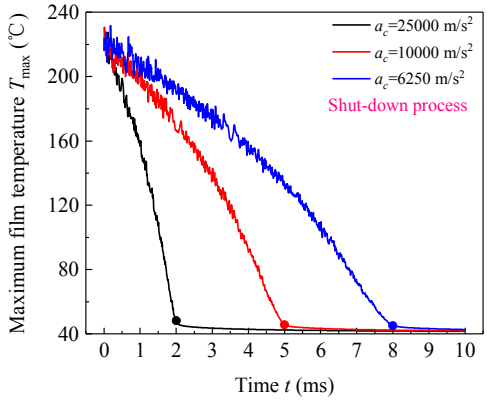
(e) 油膜厚度和分布的瞬态变化过程

图 4 加速过程中加速度对瞬态热混合润滑特性的动态影响

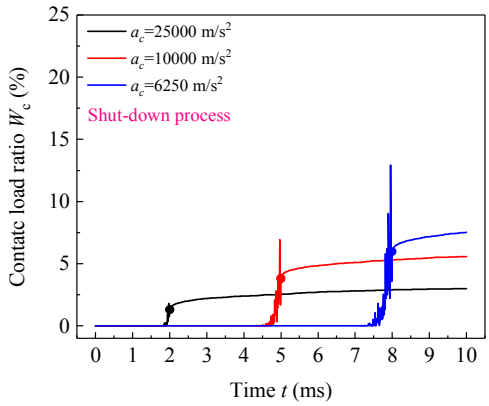
图 5 为停止过程中不同减速度对润滑性能的动态影响，图中减速度对应减速时间分别为 2ms、5 ms、 8 ms，接触表面的均方根粗糙度值均固定为 Ra0.08 μm。由图可见，停止过程中减速度越大，相同瞬时的平均膜厚越小，接触载荷比和摩擦系数在越大，油膜提前进入不安全的混合润滑状态。此外，减速度对接触区域的封闭的油膜具有显著的影响，减速度的增大使得更多的油膜封闭在接触区，导致平均油膜厚度相对较大，接触载荷比和摩擦系数减小，油膜的承载能力有所提高。



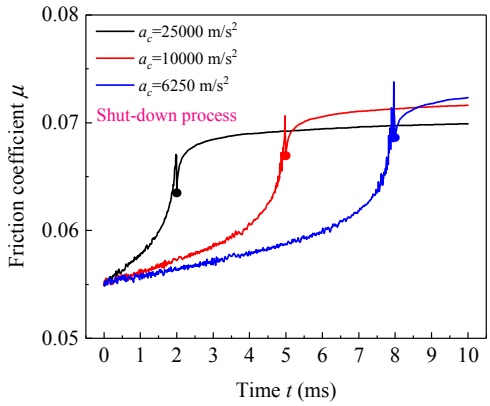
(a) 平均油膜膜厚



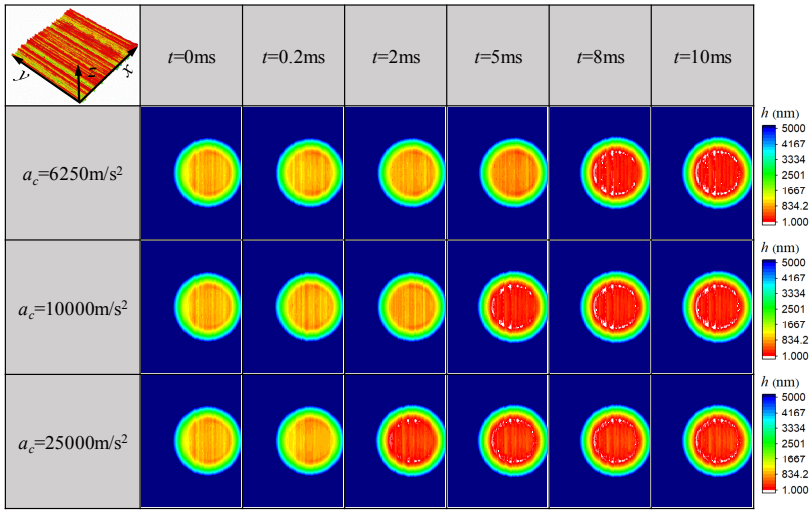
(b) 最大油膜温度



(c) 接触载荷比



(d) 摩擦系数



(e) 油膜厚度和分布的瞬态变化过程

图 5 减速停车过程中减速度对瞬态热混合润滑特性的影响

4. 结论

基于轴承的动力学分析，建立考虑了轴承接触时变特性的轴承时变热混合润滑分析模型，采用文献实验数据验证了模型的正确性。针对航空发动机启动、停车等工况急剧变化过程，开展了主轴轴承的瞬态热混合润滑行为和润滑状态演变规律研究。结果表明，加速度对启停等工况剧烈变化过程的润滑状态和过程具有显著的影响，所建立的模型能够定量预测轴承工况变化过程的润滑状态过渡时间、混合润滑的载荷比、摩擦系数的变化过程等，停车过程接触区封闭的油膜大小与加速度大小密切相关。研究结果可为进一步开展轴承潜在失效模式和全工况磨损寿命预测等研究提供理论依据。

【参考文献】

[1] WANG L, LI Y. Boundary for aviation bearing accelerated life test based on quasi dynamic analysis[J]. Tribology International, 2017, 116: 414 421.

[2] He T, Zhu D, Wang J, et al. Experimental and numerical investigations of the Stribeck curves for lubricated counterformal contacts[J]. Journal of Tribology, 2017, 139(2): 021505.

[3] Liu Z, Pickens III D, He T, et al. A thermal elastohydrodynamic lubrication model for crowned rollers and its application on apex seal-housing interfaces[J]. Journal of Tribology, 2019, 141(4): 041501.

[4] Cui J, Yang P, Kaneta M, et al. Numerical study on the interaction of transversely oriented ridges in

thermal elastohydrodynamic lubrication point contacts using the Eyring shear-thinning model[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2016, 23(1): 93-106.
[5] Pei X, Pu W, Yang J, et al. Wear law in mixed lubrication based on stress-promoted thermal activation[J]. Friction, 2020, 9(4): 710-722.
[6] 崔立.航空发动机高速滚动轴承及转子系统的动态性能研究[D]哈尔滨:哈尔滨工业大学,2008.
[7] Habchi W. Influence of roller-end axial profiling type on lubrication performance in thermal elastohydrodynamic finite line contacts[J]. Journal of Tribology, 2021, 144(1): 1-21.
[8] Pei X, Pu W, Zhang Y, et al. Surface topography and friction coefficient evolution during sliding wear in a mixed lubricated rolling-sliding contact[J]. Tribology International, 2019, 137: 303-312.
[9] Wang X, Liu Y, Zhu D. Numerical solution of mixed thermal elastohydrodynamic lubrication in point contacts with three-dimensional surface roughness[J]. Journal of Tribology, 2017, 139(1): 011501.
[10] Li Z, Lu Y, Zhang C, et al. Traction behaviours of aviation lubricating oil and the effects on the dynamic and thermal characteristics of high-speed ball bearings[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2019, 72(1): 15-23.
[11] Pu W, Zhu D, Wang J. A starved mixed elastohydrodynamic lubrication model for the prediction of lubrication performance, friction and flash temperature with arbitrary entrainment angle[J]. Journal of Tribology, 2017, 140(3), 031501.
[12] Zhu D, Wang Q. Effect of roughness orientation on the elastohydrodynamic lubrication film thickness[J]. Journal of Tribology, 2016, 135(3): 031501.
[13] Pei X, Pu W, Yang J, et al. Wear law in mixed lubrication based on stress-promoted thermal activation[J]. Friction, 2020, 9(4): 710-722.
[14] Sakamoto M, Nishikawa H, Kaneta M. Behaviour of point contact EHL films under pulsating loads[C]. Proceedings of the 30th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, 2004, 43: 391-399.