

粗糙面变形特性对摩擦温度与接触压力的影响*

黄健萌 高诚辉

(福州大学机械工程及自动化学院, 福州 350108)

【摘要】 在考虑微凸体间的相互作用及摩擦界面摩擦热流耦合等影响基础上,建立一具有三维分形特性粗糙表面/理想平面接触的热力耦合模型,运用有限元软件 ANSYS 中的非线性有限元多物理场方法,数值模拟并分析了弹性粗糙实体/理想平面刚性体(E/R)、弹塑性粗糙实体/理想平面刚性体(P/R)的摩擦滑动过程,揭示了粗糙表面不同变形特性下粗糙实体摩擦热、接触压力与接触面积的变化规律。发现在匀速滑动过程中,摩擦表面最高接触温度在波动中缓慢上升,而最大接触压力和接触面积则在一定范围内波动。弹性接触(E/R)中接触压力、摩擦温度比弹塑性接触(P/R)大,而接触面积则小很多。在分析摩擦过程中粗糙实体热、力问题时,考虑粗糙接触体的弹塑性变形对结果有较大的影响。

关键词: 粗糙表面 弹性变形 弹塑性变形 热力耦合 摩擦温度 接触压力

中图分类号: TH117.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)04-0202-06

Influence of Deformation Characteristic of Rough Surface on Frictional Temperature and Contact Pressure

Huang Jianmeng Gao Chenghui

(School of Mechanical Engineering and Automation, Fuzhou University, Fuzhou 350108, China)

Abstract

A thermo-mechanical coupling model for a flat plane and a rough surface based on 3-D fractal theory was established. The model considered the interaction between asperities, and integrated the heat flux coupling between the sliding surfaces. By using the nonlinear multiphysics field of the ANSYS software, the frictional sliding process of the elastic rough surface and the rigid flat plane (E/R model), and that of the elasto-plastic rough surface and the rigid flat plane (P/R model) were simulated. The frictional temperature, the contact pressure and the contact area under two different deformation characteristic of the rough solid during the sliding process were analyzed. The numerical results from the analysis and simulation showed that the maximum contact temperature of the rough surface rose slowly during the constant sliding. The maximum contact pressure and the contact area fluctuated within a certain range. The contact pressure and the frictional temperature of the elastic contact (E/R model) were larger than those of the elasto-plastic contact (P/R model), but the contact area was much smaller. The results demonstrated that the elasto-plastic deformation of the rough body had significant influence on the result during the thermo-mechanical analysis of the rough solid in the friction.

Key words Rough surface, Elastic deformation, Elasto-plastic deformation, Thermo-mechanical coupling, Frictional temperature, Contact pressure

收稿日期: 2011-04-28 修回日期: 2011-06-06

* 国家自然科学基金资助项目(5077503、51175085)、福建省自然科学基金资助项目(2011J01299)、福州大学科技发展基金资助项目(2010-XQ-13)和福州大学博士启动基金资助项目(022367)

作者简介: 黄健萌, 副教授, 博士, 主要从事有限元计算、摩擦学研究, E-mail: hjmfzu@163.com

通讯作者: 高诚辉, 教授, 博士生导师, 主要从事摩擦学、表面工程、数字化设计研究, E-mail: gch@fzu.edu.cn

引言

滑动摩擦过程中,摩擦热及引起的温升、变形对接触表面的力学性能有很大的影响,在机械系统中要进行准确的失效分析,了解摩擦滑动中接触体不同变形特性下的热应力是必不可少的^[1]。为研究粗糙体的接触行为,近几年来,在不考虑摩擦热影响下发展了许多接触模型^[2-7],这些模型都是将粗糙接触假设成球体或椭球体与一理想平面的接触,考虑微凸体发生弹性或完全塑性变形时的接触行为。粗糙表面的滑动摩擦是一个接触的动态过程,伴随着摩擦热的产生和热弹塑性变形、热弹性失稳,是个典型的热力耦合问题。

研究表明,摩擦热对接触体的弹/塑性应变、等效应力等影响较大^[8]。已有模型大多忽略了物体的弹塑性变形^[8-16]。实际上,当两粗糙表面相互挤压时,先接触的粗糙峰承受很高的载荷,随后将发生屈服变形,微凸体横向接触产生的能量损失就不能忽略。因此,在建模中,必须考虑摩擦接触中材料发生的弹塑性变形。弹性、弹塑性变形的不同假设会导致材料表面接触压力、微观应力及摩擦温度等结果有较大区别。为更好了解粗糙实体不同变形特性下的热力分布规律,本文以工程粗糙表面微观区间内的摩擦热问题为主要研究对象,在考虑热力耦合、粗糙表面微凸体间相互作用、材料的不同变形(弹性和弹塑性)及摩擦界面摩擦热流耦合等基础上,建立粗糙面与理想刚性平面间的滑动摩擦模型,利用自编子程序与 ANSYS 非线性有限元多物理场相结合,数值模拟和分析弹性/弹塑性不同变形特性下粗糙实体摩擦热、接触面积及接触压力的变化规律。

1 热力耦合计算模型

1.1 粗糙表面及其接触建模

研究真实粗糙表面的摩擦热力耦合应该从粗糙表面模型出发,客观准确地表征粗糙表面是摩擦学研究的重要条件,表面模拟是摩擦学研究的一种方法手段,它在一定程度上简化研究工作。目前尚未有理想的粗糙表面的表征方法,本文采用 W - M^[17-18]来模拟粗糙表面,具有分形特性的粗糙表面实体模型如图 1 所示。

为简化计算,将粗糙表面的滑动接触简化为一个具有分形特性的三维粗糙实体和一理想表面刚性

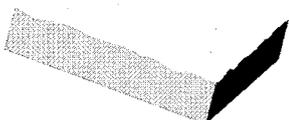


图 1 具有分形特性的粗糙表面实体
Fig. 1 A solid with a fractal rough surface

体进行摩擦滑动分析,并分别考虑粗糙实体的弹性变形和弹塑性变形,其模型如图 2 所示。图中 A_1 、 B_1 分别表示物体 A、B 的摩擦工作表面, A_2 、 B_2 分别表示物体 A、B 的背面, A_3 、 A_4 、 A_5 、 A_6 、 B_3 、 B_4 、 B_5 、 B_6 分别表示物体 A、B 的 4 个侧面, e_1 、 e_2 分别表示物体 A、B 的厚度, l_1 、 l_2 、 L 分别表示物体 A 的宽度和长度及物体 B 长度。

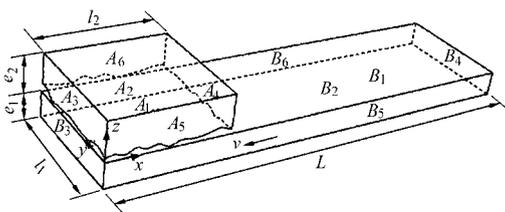


图 2 滑动摩擦模型

Fig. 2 Sliding friction model

1.2 热传导模型及其边界条件

建立热传导模型作如下假设:

(1) 摩擦过程中,符合库仑定律,且认为摩擦因数保持不变。

(2) 忽略材料磨损的影响,认为动能全部转换为摩擦热而被摩擦副吸收。在计算时,把物体 A、B 的热流输入都当作边界热流输入来处理,则摩擦表面输入热流密度为

$$q(x, y, t) = \mu p(x, y, t) v(x, y, t) \quad (1)$$

式中 $p(x, y, t)$ ——摩擦表面上的比压

μ ——摩擦因数

$v(x, y, t)$ ——物体 A、B 的相对移动速度

(3) 物体 A、B 材料各向同性,且材料热物性参数不随温度变化。

(4) 为解决摩擦热流在接触表面间的分配问题,考虑摩擦热流耦合问题。即假设接触区域摩擦界面为理想平面,且在接触区域物体 A 和 B 的界面对应点瞬时温度相等;这样,摩擦热流密度 q 根据接触界面的理想热传导和接触体的热物理性质在物体 A、B 之间自然分配。

物体 A、B 在直角坐标参考系下的热传导方程为

$$\begin{cases} \rho_A c_A \left(\frac{\partial T_A}{\partial t} \right) = k_A \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial T_A}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial T_A}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial T_A}{\partial z} \right) \right] \\ \rho_B c_B \left(\frac{\partial T_B}{\partial t} \right) = k_B \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial T_B}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial T_B}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial T_B}{\partial z} \right) \right] \end{cases} \quad (2)$$

式中 ρ ——材料密度 c ——比热容

k ——热导率 T ——温度

t ——滑动时间

下标 A、B 分别表示物体 A、B。

物体 B 工作表面(B_1)上的边界条件:与物体 A

接触的摩擦区域具有摩擦界面之间的自然热传导以及摩擦热流的输入;而在非接触区域上还存在与空气的对流换热、热辐射的作用,即

$$k_B \frac{\partial T_B}{\partial z} = -(1-g(m))h_{B_1}(T_B - T_f) - (1-g(m)) \cdot \sigma \zeta (T_B^4 - T_f^4) + g(m)K_c(T_A - T_B) + g(m)q_B \quad (3)$$

其中

$$g(m) = \begin{cases} 1 & (\text{物体 B 上该点与物体 A 接触}) \\ 0 & (\text{物体 B 上该点未与物体 A 接触}) \end{cases}$$

式中 h_{B_1} ——物体 B 在 B_1 面上的换热系数
 T_f ——流体介质的温度
 ζ ——物体 B 辐射面积
 σ ——斯特芬玻尔兹曼常数
 K_c ——物体 B 与 A 接触界面间的热导率
 q_B ——接触区域流入物体 B 的摩擦热流
 由假设条件(4),式(3)可改写为

$$k_B \frac{\partial T_B}{\partial z} = -(1-g(m))h_{B_1}(T_B - T_f) - (1-g(m))\sigma \zeta (T_B^4 - T_f^4) + g(m)q_B \quad (4)$$

物体 A 工作表面(A_1)上的边界条件与物体 B 的摩擦工作表面类似:摩擦接触区域存在界面之间的自然热传导以及摩擦热流的输入;而在非接触区域上则存在与空气的对流换热、热辐射作用,即

$$k_A \frac{\partial T_A}{\partial z} = -(1-g(m))h_{A_1}(T_A - T_f) - (1-g(m))\sigma \zeta (T_A^4 - T_f^4) + g(m)K_c(T_B - T_A) + g(m)q_A \quad (5)$$

由假设条件(4),式(5)可改写为

$$k_A \frac{\partial T_A}{\partial z} = -(1-g(m))h_{A_1}(T_A - T_f) - (1-g(m))\sigma A(T_A^4 - T_f^4) + g(m)q_A \quad (6)$$

式中 h_{A_1} ——物体 A 在 A_1 面上的换热系数
 q_A ——接触区域流入物体 A 的摩擦热流

物体 A 的 A_2 、 A_3 、 A_4 、 A_5 、 A_6 界面,以及物体 B 的 B_2 、 B_3 、 B_4 、 B_5 、 B_6 界面与环境介质产生的热交换服从牛顿冷却规律。

1.3 位移边界条件

假设物体 A 固定不动,物体 B 沿 $-x$ 方向移动。如图 2 所示,在考虑物体 A 的弹性/弹塑性变形基础上,将物体 A 的 x 、 y 方向约束固定,其背面(A_2)施加均布压力 p_A ,而物体 B 的 y 方向施加约束, x 方向施加位移,同时将物体 B 的下底面的 z 方向约束。

有关热应力计算及热力耦合关系见文献[19~20]。

2 算例分析

2.1 材料参数

为更好了解粗糙实体不同变形特性下的热力分布规律,弹性或弹塑性粗糙体/理想平面刚性体(E/R 或 P/R)两摩擦副都采用相同配对材料,物体 A、B 之间的摩擦因数 $\mu = 0.15$,其热物性参数如表 1 所示^[21-22],粗糙实体 A 的弹性模量为 200 GPa。为考虑粗糙体的弹塑性变形,采用 DCS-200 型微机控制电子万能实验机对工程上常用的 45 号钢进行压缩实验。图 3 为实测结果,作为粗糙实体 A 的名义应力-应变($\sigma_n - \varepsilon_n$)和真实应力-应变($\sigma_1 - \varepsilon_1$)曲线图。

表 1 物体 A、B 的热物理特性参数
 Tab.1 Rmophysical properties parameters of solid A and B

	热导率/ W·(m·K) ⁻¹	密度/ kg·m ⁻³	比热容/ J·(kg·K) ⁻¹	热胀系数 /K ⁻¹	泊松比 λ
物体 A	48.15	7 810	468.9	1.159×10^{-5}	0.250
物体 B	32.66	7 820	552.7	1.20×10^{-5}	0.277

在物体 A 上表面(A_2)施加均布载荷 $p_A = 80$ MPa,物体 B 的相对滑动速度为 $v = 30$ m/s;由于滑动摩擦接触计算及弹塑性计算的复杂性,数据量大,为简化计算,滑动距离取为 $L = 1 800 \mu\text{m}$ 。

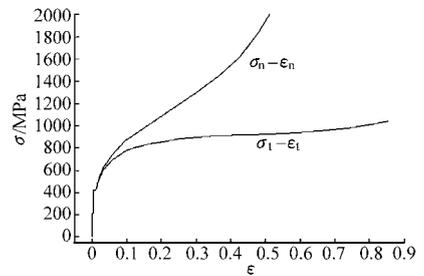


图 3 物体 A 的应力-应变曲线

Fig.3 Stress-strain graph of solid A

2.2 粗糙实体温度场分布

图 4 为不同变形特性粗糙实体 A 在不同滑动时刻粗糙表面温度场分布情况,图中 E/R、P/R 分别表示弹性、弹塑性粗糙体与刚性平面体的滑动摩擦。

从图中可以看出,摩擦滑动过程中,不管是弹性体还是弹塑性体,摩擦粗糙表面的高温区主要集中在少数几个接触微凸体上。由于微凸体高低不同,形状各异,在法向外载作用下只有少数较高微凸体进入接触,局部区域所产生的接触压力很大,而相对滑动速度 v 的突变($0 \rightarrow 30$ m/s),使局部接触区域产生的摩擦热流很大,加上热传导的滞后性,导致摩擦表面接触点温度在短时间内($t = 1.3 \mu\text{s}$)急剧上升。

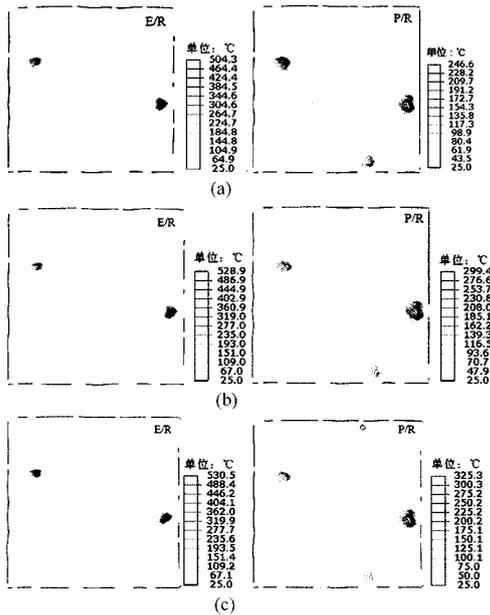


图4 不同变形特性下,粗糙实体表面不同滑动时刻的温度场分布情况

Fig.4 Temperature distribution of rough surface at different sliding time for different sliding friction models
(a) $t = 1.3 \mu\text{s}$ (b) $t = 10 \mu\text{s}$ (c) $t = 20 \mu\text{s}$

在匀速滑动过程中,随滑动时间的递增,在自身热传导、物体间热传导、与空气对流换热等影响下,接触区域瞬时温升速度逐渐减缓。由于滑动时间很短,摩擦产生的热还未能及时传导至粗糙实体A的整体表面,导致接触微凸体上的温度远远高于粗糙表面其余未接触部分的温度。而且,在滑动摩擦过程中,最高温度点不在最高触点上,而在摩擦表面上触点相对靠后(以滑动方向为参照)的位置。这与文献[23]的研究结果一致。从图中还可看出,弹性接触粗糙表面产生局部高温点的区域要比弹塑性接触的粗糙表面少,最高温度也高许多。

图5是不同变形特性下,摩擦表面最高接触温度随摩擦滑动时间变化曲线。从整体上看,匀速滑动过程中,粗糙表面摩擦表面最高接触温度在波动中缓慢上升;在外载作用下,滑动初始,由于速度的突变,E/R和P/R副摩擦界面最高接触温度分别快速上升至504°C和246°C,这主要是由于粗糙实体变形特性不同,各接触微凸体所承受的载荷不同,所产生的接触压力、接触温度、接触面积、摩擦界面剪切应力、摩擦力等各不相同。E/R副的瞬时最高摩擦温度明显高于P/R副。说明用弹性-刚性接触模型来简化其他模型,会较大高估表面最高接触温度。Robert等也指出由于接触的不均匀性,表面上的微凸体或粗糙峰常承受很高的载荷,使材料发生屈服变形,仅用弹性接触模拟粗糙表面接触是不准确的^[24]。

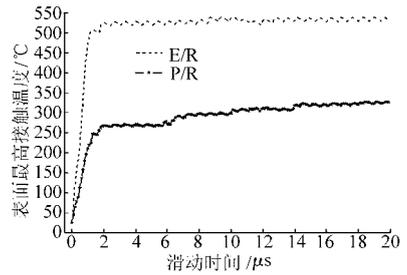


图5 最高接触温度随滑动时间的变化曲线
Fig.5 Maximum contact temperature of friction surface vs sliding time

2.3 接触面积

滑动摩擦过程中,不同变形特性的无量纲摩擦接触面积(实际接触面积 A_r 与公称接触面积 A_n 的比值)随滑动时间的变化曲线如图6所示。

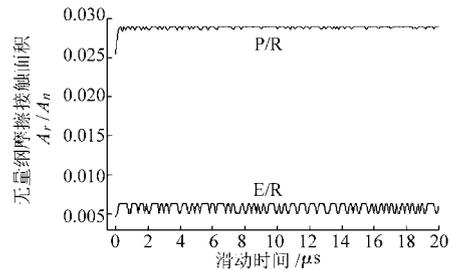


图6 无量纲摩擦接触面积与滑动时间关系曲线
Fig.6 Dimensionless frictional contact area vs sliding time

从图6可以看出,弹性粗糙体接触(E/R)的实际接触面积要比弹塑性粗糙体接触(P/R)的小得多。这是因为弹塑性材料无法支撑大的接触压力,超过弹性极限将产生塑性变形。在摩擦滑动前随着法向外载荷的增加,发生塑性变形的微凸体越来越多,接触面积增大。在相同法向外载下弹塑性体的接触面积比弹性体的大。滑动初始,由于相对滑动速度突变,局部高压下产生较大摩擦热流,温升热膨胀使得接触面积快速增大;随滑动时间的增加,在恒定法向外载下,接触面积在小范围内波动。说明在一定条件下接触面积主要由塑性变形决定,这也是前人在研究金属对金属的简单粘着摩擦理论时会作此假设的原因^[25]。

2.4 最大表面接触压力

图7为最大表面接触压力随滑动时间的变化曲线。从图中可看出:不同变形特性下,最大接触压力差别较大,弹性粗糙体接触(E/R)的最大接触压力在数值上要比弹塑性粗糙体接触(P/R)大得多;而在法向外载作用下匀速摩擦滑动过程中,由于各接触微凸体高低、形状各异,承载不同,所发生的弹塑性变形不一,加上热膨胀的影响,导致弹塑性体/刚性体(P/R)的最大接触压力数值及其所处的区域发生较大的变动,从而也影响了接触表面温度场分布。

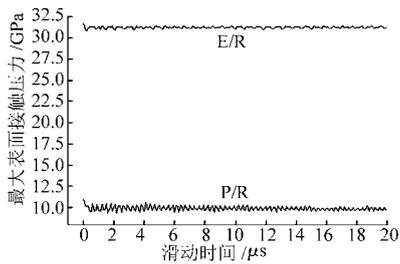


图7 最大表面接触压力随滑动时间的变化曲线

Fig. 7 Maximum contact pressure and friction force vs sliding time

从图7还可看出,不管何种接触特性,最大表面接触压力总体变化趋势差别不大。即加载结束后开始滑动瞬间,最大接触压力有个明显的下降,后随滑动时间在一定范围内波动。说明相对于接触状态而言,摩擦过程显然降低了最大表面接触压力。这是由于滑动瞬间,速度 v 的突变,在高接触压力下,接触区域所产生摩擦热流很大,使得摩擦表面瞬时接触温度急剧上升;这使得温升高的微凸体产生热膨胀,加上摩擦力数值的突变,导致接触面积快速增大;由于法向外载荷保持不变,接触面积的增大,使得摩擦表面接触区域的接触压力瞬间下降。在滑动摩擦过程中,虽然任一瞬间都保持一定数量的微凸体接触,但是不同接触微凸体所承受的载荷、接触尺寸、位置及接触持续时间都随时随地发生变化,这使得摩擦界面最大接触压力点并不发生在同一点上,而是随滑动时间在不断改变中,其数值也不断变化。而弹塑性接触由于其相对应接触微凸体较多,而各接触微凸体形状各异、局部接触面积及其承受的载荷也不同,使得所产生的局部温升不同,反过来也影响着局部接触压力的变化,导致弹塑性粗糙体接触

(P/R)的最大接触压力点位置及数值的波动更大。虽然此曲线的波动频率和输出的帧数有一定关系,但由于各接触微凸体高低不一且形状不同,进入接触时间不同,导致所承受的载荷不同,所发生的弹塑性变形及其瞬间摩擦温度不同、热膨胀也不同,必然导致各微区域内的局部接触面积有所不同,在摩擦力、热膨胀影响下,各量在滑动过程中必然有所变化而非恒定值。

可见,由于理想弹性材料不产生塑性变形,使得纯弹性体与刚性体接触(E/R)中接触压力、摩擦温度都比弹塑性接触(P/R)大,而接触面积则小很多。在分析摩擦过程中粗糙实体热、力问题时,考虑粗糙接触体的弹塑性变形对结果有较大的影响。

3 结论

(1) 在滑动摩擦过程中,最高温度点不在摩擦表面最高触点上,而在其相对滑动方向靠后些的位置。

(2) 弹性/刚性副的瞬时最高摩擦温度和最高接触压力明显高于弹塑性/刚性副,而接触面积则小得多。说明以往用弹性/刚性接触模型来简化弹塑性/刚性副模型,会较大高估表面最高接触温度。

(3) 相对于接触,滑动摩擦由于摩擦界面剪切应力的突变,导致摩擦表面接触温度急剧上升,实际接触面积快速增大,接触压力下降。

(4) 不管何种弹性接触还是弹塑性接触,在恒定法向外载下的匀速滑动摩擦过程中,由于粗糙表面微凸体离散、形状和高度的变化以及热耦合作用,摩擦表面会产生随时间变化的摩擦温度、接触面积、接触压力和摩擦力。

参 考 文 献

- Gong Z Q, Komvopoulos K. Thermomechanical analysis of semi-infinite solid in sliding contact with a fractal surface[J]. ASME Journal of Tribology, 2005, 127(2): 331 ~ 342.
- Kogut L, Etsion I. A finite element based elastic-plastic model for contact of rough surface[J]. STLE Tribology Transactions, 2003, 46(3): 383 ~ 390.
- Lin L P, Lin J F. A new method for elastic-plastic contact analysis of a deformable sphere and a rigid flat[J]. ASME Journal of Tribology, 2006, 128(2): 221 ~ 229.
- Jamil A, Kambiz F. Elastic-plastic contact model for rough surfaces based on plastic asperity concept[J]. International Journal of Non-linear Mechanics, 2005, 40(4): 495 ~ 506.
- Pei L, Hyun S, Molinari J F, et al. Finite-element modeling of elasto-plastic contact between rough surfaces[J]. Journal of the Mechanics and Physics of Solids, 2005, 53(11): 2 385 ~ 2 409.
- Robert L J, Itahak G. A statistical model of elasto-plastic asperity contact between rough surfaces [J]. Tribology International, 2006, 39(9): 906 ~ 914.
- Pugliese G, Tavares S M O, Ciulli E, et al. Rough contacts between actual engineering surfaces. Part II. Contact mechanics [J]. Wear, 2008, 264(11 ~ 12): 1 116 ~ 1 128.
- Hasan S, Alaettin O. Thermomechanical analysis of elastoplastic medium in sliding contact with fractal surface[J]. Tribology International, 2008, 41(8): 783 ~ 796.

- 9 Wang Q, Liu G. A thermoelastic asperity contact model considering steady-state heat transfer [J]. STLE Tribology Transactions, 1999, 42(4): 763 ~ 770.
- 10 Liu G, Wang Q. Thermoelastic asperity contact, frictional shear, and parameter correlations [J]. ASME Journal of Tribology, 2000, 122(1): 300 ~ 307.
- 11 Huang J H, Ju F D. Thermomechanical cracking due to moving frictional loads [J]. Wear, 1985, 102(1 ~ 2): 81 ~ 104.
- 12 Polonsky I A, Keer L M. A fast and accurate method for numerical analysis of elastic layered contacts [J]. ASME Journal of Tribology, 2000, 122(1): 30 ~ 35.
- 13 Liu S, Wang Q. A three-dimensional thermomechanical model of contact between non-conforming rough surfaces [J]. ASME Journal of Tribology, 2001, 123(1): 17 ~ 26.
- 14 Liu G, Wang Q, Liu S. A three-dimensional thermo-mechanical asperity contact model for two nominally flat surfaces in contact [J]. ASME Journal of Tribology, 2001, 123(3): 595 ~ 602.
- 15 Liu G, Wang Q, Ao Y. Convenient formulas for modeling three-dimensional thermo-mechanical asperity contacts [J]. Tribology International, 2002, 35(7): 411 ~ 423.
- 16 Boucly V, Ne'lias D, Liu S, et al. Contact of friction heating and plastic behavior [J]. ASME Journal of Tribology, 2005, 127(2): 355 ~ 364.
- 17 Prasanta S, Niloy G. Finite element contact analysis of fractal surfaces [J]. Journal of Physics D: Applied Physics, 2007, 40(14): 4 245 ~ 4 252.
- 18 Yan W, Komvopoulos K. Contact analysis of elastic-plastic fractal surfaces [J]. Journal of Applied Physics, 1998, 84(7): 3 617 ~ 3 624.
- 19 黄健萌,高诚辉,唐旭盛,等. 盘式制动器热结构耦合的数值建模与分析 [J]. 机械工程学报, 2008, 44(2): 145 ~ 151.
Huang Jianmeng, Gao Chenghui, Tang Xusheng, et al. Numerical modeling and analysis of the thermal-structure coupling of the disc brake [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(2): 145 ~ 151. (in Chinese)
- 20 Gao C H, Huang J M, Lin X Z, et al. Stress analysis of thermal fatigue fracture of brake disks based on thermomechanical coupling [J]. ASME Journal of Tribology, 2007, 129(3): 536 ~ 543.
- 21 机械工程材料性能数据手册编委会. 机械工程材料数据手册 [M]. 北京:机械工业出版社, 1994.
- 22 工程材料实用手册编辑委员会. 工程材料实用手册 [M]. 北京:中国标准出版社, 1989.
- 23 Ozera A, Sofuoglu H. Thermo-mechanical analysis of the magnetic head-disk interface with a fractal surface description [J]. Wear, 2009, 266(11 ~ 12): 1 185 ~ 1 197.
- 24 Robert L J, Ravi S D, Hasnain M, et al. An analysis of elasto-plastic sliding apherical asperity interaction [J]. Wear, 2007, 262(1 ~ 2): 210 ~ 219.
- 25 李建国. 磨损金属学 [M]. 北京:冶金工业出版社, 1990.

(上接第 215 页)

- 5 刘玉斌,赵杰,蔡鹤皋. 新型 6-PRRS 并联机器人运动学和动力学研究 [J]. 吉林大学学报:工学版, 2008, 38(5): 1 220 ~ 1 224.
Liu Yubin, Zhao Jie, Cai Hegao. Study on kinematics and dynamics of a novel 6-PRRS parallel robot [J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2008, 38(5): 1 220 ~ 1 224. (in Chinese)
- 6 车林仙. 4-RUP-aR 并联机器人机构及其运动学分析 [J]. 机械工程学报, 2010, 46(3): 35 ~ 41.
Che Linxian. 4-RUP-aR parallel robot mechanisms and their kinematics analysis [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(3): 35 ~ 41. (in Chinese)
- 7 虞启凯,游有鹏,韩江义. 3-U-rSR 6 自由度并联机构位置分析 [J]. 农业机械学报, 2011, 42(12): 215 ~ 219.
Yu Qikai, You Youpeng, Han Jiangyi. Position analysis of 3-U-rSR parallel mechanism with 6-DOF [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(12): 215 ~ 219. (in Chinese)
- 8 Zhang Dan, Gao Zhen. Hybrid head mechanism of the groundhog-like mine rescue robot [J]. Robotics and Computer-integrated Manufacturing, 2011, 27(2): 460 ~ 470.
- 9 于靖军,刘辛军,丁希仑,等. 机器人机构学的数学基础 [M]. 北京:机械工业出版社, 2007.
- 10 Tadokoro S, Kimura I, Takamori T. A measure for evaluation of dynamic dexterity based on a stochastic interpretation of manipulator motion [C] // Proceedings of the 5th International Conference on Advanced Robotics (91 ICAR, IEEE), 1991, 1: 509 ~ 514.