

GCr15 轴承钢摩擦副的表面胶合失效研究*

周银生 全永昕

(浙江大学机械设计研究所 杭州 310027)

摘要 表面胶合失效是高速重载条件下滑动摩擦副的重要失效形式, 尽管人们已对其进行了不少研究, 然而不仅由于机理复杂, 至今尚无公认的合理计算方法, 而且由于试验条件和试验过程不同, 有些试验结果是相互矛盾的. 在影响表面胶合失效的诸多因素中, 表面粗糙度和相对滑动速度都非常重要. 因此, 利用改装的 MHK-500 型环-块磨损试验机在纯矿物油润滑下对 GCr15 轴承钢同材质摩擦副的表面胶合失效进行了试验研究, 集中考察了表面粗糙度和相对滑动速度的影响. 结果表明, 摩擦副的抗胶合能力是随着相对滑动速度的提高而下降; 摩擦副的表面粗糙度存在一个最佳值, 其在此粗糙度下的抗胶合能力最强, 而当提高或降低表面粗糙度时, 摩擦副的抗胶合能力都下降. 根据所获试验结果对文献报道的几种表面胶合失效理论模型的适用性作了详细分析, 发现这些都不能解释本试验中所发生的各种胶合失效现象. 因此, 按照“发生塑性变形的微凸体之密度高到足以连成大片时就可能发生表面胶合失效”的设想, 提出了一种新的表面胶合失效模型——表面宏观塑变模型, 认为表面胶合失效是摩擦副表面发生宏观塑性变形的结果.

关键词 GCr15 轴承钢, 滑动速度, 表面粗糙度, 抗胶合能力, 表面胶合失效模型

1 前言

表面胶合失效是高速重载滑动摩擦副的重要失效形式, 因其机理复杂, 至今尚无公认的合理计算方法. 为了避免摩擦副发生表面胶合失效, 目前还主要依赖于试验数据.

自本世纪七十年代以来, 人们已对表面胶合失效作了不少的研究^[1-4]. 但是, 由于试验条件和试验过程不同, 文献报道的试验结果也不相同, 有些甚至是相互矛盾的^[5]. 一般认为, 在一定的范围内增大润滑油的粘度、环境的化学活性、摩擦副的表层硬度及滚动速度都可以提高摩擦副的抗胶合能力; 增加载荷和相对滑动速度, 以及提高润滑油的供油温度和表面粗糙度都会降低摩擦副的抗胶合能力.

在影响表面胶合失效的诸多因素中, 表面粗糙度和相对滑动速度都是非常重要的. 本文在 MHK-500 型环-块磨损试验机上就此二者对 GCr15 轴承钢同材质摩擦副之表面胶合失效的影响进行了试验研究, 并且根据试验结果分析了文献报道的几种表面胶合失效理论模型的适用性, 同时还提出了一种新的表面胶合失效模型.

2 试验部分

试验在改装的 MHK-500 型环-块磨损试验机上进行, 使用的摩擦副系由运转的环和静

* 浙江省自然科学基金资助项目

1992-11-27 收到初稿, 1993-12-05 收到二修稿

本文通讯联系人周银生

止的块所组成。

试环和试块的材料均为 GCr15 轴承钢, 其表面硬度为 HRC 60。试环和试块的尺寸分别为 $\varphi 49.24\text{mm} \times 13.00\text{mm}$ 和 $12.35\text{mm} \times 12.35\text{mm} \times 19.00\text{mm}$ 。

表 1 列出的是采用几种不同型号(即 W40、W20、W10 和 W7)的金相砂纸分别打磨后的试环和试块之表面轮廓数据测试结果, 表 2 列出了采用同一手工打磨过程加工的 3 个试环和 3 个试块的表面粗糙度值。

试验在速度分别为 0.50m/s、1.00m/s、2.00m/s 和 2.82m/s 的 4 种纯滑动下进行, 所用润滑剂为 46 号机械油(纯矿物油), 供油温度为 50℃。

在本试验过程中选用了 4 种试块和两种试环, 即表面轮廓算术平均偏差 Ra_1 分别为 0.330 μm 、0.090 μm 、0.030 μm 和 0.011 μm 的 4 种试块及表面轮廓算术平均偏差 Ra_2 值分别为 0.310 μm 和 0.017 μm 的两种试环。由于在这几种试块和试环之中, Ra_2 值为 0.017 μm 的试环是分别与 4 种不同的 Ra_1 值的试块都组合, 而 Ra_2 值为 0.310 μm 的试环却只与 Ra_1 值为 0.330 μm 的试块组合, 于是最终所得到的综合轮廓平均偏差 σ' (σ' 的表示式为: $\sigma' = \sqrt{Ra_1^2 + Ra_2^2}$) 值总共就只有 5 种——0.020 μm 、0.034 μm 、0.092 μm 、0.330 μm 和

表 1 试块与试环的表面轮廓数据

Table 1 The surface roughness of test ring and test block

Specimens	Numbers	Arithmetic mean deviation of roughness (μm)	Sampling length (mm)
Test ring	1	0.310	0.800
	2	0.017	0.080
Test block	1	0.330	0.800
	2	0.090	0.250
	3	0.030	0.250
	4	0.013	0.080
	5	0.011	0.080

Note: The data are calculated with over three values at different point.

注: 表中数据均为 3 点以上的平均值。

表 2 同一打磨过程获得的试环和试块的表面轮廓数据

Table 1 The surface roughness of test ring and block with the same polish process

Specimens	Numbers	Centre-line average of roughness (μm)	Sampling length (mm)
Test ring	1	0.0167	0.0800
	2	0.0187	0.0800
	3	0.0173	0.0800
Test block	1	0.0108	0.0800
	2	0.0116	0.0800
	3	0.0102	0.0800

Note: The data are calculated with over three values at different point.

注: 表中数据均为 3 点以上的平均值。

0.450 μm . 因为综合均方根差 σ 与 σ' 值之间存在着近似于 $\sigma = 1.25\sigma'$ 的关系式, 所以相应得到的 5 种综合均方根值分别为 0.025 μm 、0.043 μm 、0.115 μm 、0.410 μm 和 0.560 μm .

将以上所述 5 种综合表面粗糙度与 4 种滑动速度相互组合总共进行了 20 组试验, 所有的试验结果都是取两次以上重复试验的平均值. 在进行试验之前先于载荷为 77N 的条件下跑合 30 分钟, 初始加载量为 177N, 加载周期为 3 分钟, 每次加载为 100N, 每次加载时都不更换试样.

3 试验结果与讨论

3.1 表面胶合失效的特征

试验过程中发生了两种不同形式的表面胶合失效, 其中之一是局部胶合失效, 另一种是大面积胶合失效.

观察发现, 在这两种不同形式的胶合失效中, 局部胶合失效的特征是试块在接触长度(轴线方向)的中部出现了局部的熔焊痕迹, 而大面积胶合失效的特征则是试块在整个接触长度上都出现了熔焊痕迹. 这两种胶合失效一旦产生就均伴随着摩擦系数的迅速上升, 试验机的噪音和振动也都急剧地增大, 试验机很快就被卡死而停止转动. 在相对滑动速度低和表面比较粗糙的摩擦副中发生的是局部胶合失效, 而在相对滑动速度高和表面比较光洁的摩擦副中发生的则是大面积胶合失效.

3.2 胶合失效临界载荷

表 3 列出了几种不同表面粗糙度与相对滑动速度时的胶合失效临界载荷 q (单位宽度

表 3 不同表面粗糙度与相对滑动速度时的胶合失效临界载荷
(单位宽度所受外载)

Table 3 Variation with surface roughness and sliding speed of critical scuffing load

Combined surface roughness σ (μm)	Critical scuffing load q (N/m)			
	0.50 (m/s)	1.00 m/s	2.00 m/s	2.82m/s
0.025	4.2×10^5	3.2×10^5	2.1×10^5	1.0×10^5
0.043	4.3×10^5	3.4×10^5	2.5×10^5	1.2×10^5
0.115	4.6×10^5	3.6×10^5	2.7×10^5	1.4×10^5
0.410	3.4×10^5	2.9×10^5	2.2×10^5	1.2×10^5
0.560	2.5×10^5	1.9×10^5	1.1×10^5	0.6×10^5

所受外载), 图 1 示出了由试验数据经曲线拟合获得的胶合失效临界载荷 q 的变化曲线. 由表 3 和图 1 都可以看出, 表面胶合失效临界载荷随着相对滑动速度的提高而降低, 这是摩擦副表面温度迅速上升而在较小外载下导致边界膜破裂的结果. 从图 1 还可以看出, 综合均方根差 σ 存在一个最佳值, 在此 σ 值时的表面胶合失效临界载荷最高, 而当此 σ 值增大或减小时的胶合失效临界载荷都降低. 这种结果在相对滑动速度很低的场合曾为一些学者发现过, 但还没有见到在相对滑动速度高时也有此种现象的文献报道. 这主要是由于人们在进行表面胶合失效试验研究时所用摩擦副的表面未能达到超光洁程度的缘故.

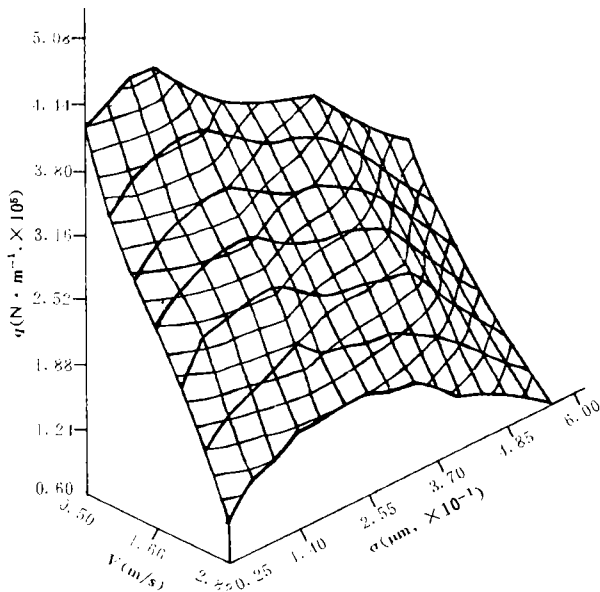


Fig. 1 Experimental data of critical scuffing load

图1 试验所得表面胶合失效临界载荷 q 的变化规律

根据以上所述可以认为,对于本试验中所发现的表面胶合失效现象,显然是以往各种胶合失效模型都无法作出准确解释的.

3.3 膜厚比

文献[6,7]基于全膜弹流动压润滑油膜和部分膜弹流动压润滑油膜的破裂机理提出了一种表面胶合失效模型,认为只要全膜弹流动压作用能使进油区润滑油的粘度提高到充分高,表面胶合就不会发生^[6].为了检验这种模型的适用性,本文利用全膜弹流润滑公式计算了即将发生表面胶合失效时的弹流膜厚比 λ ($\lambda = h/\sigma$, 其中 h 代表最小油膜厚度, σ 代表表面粗糙度的综合均方根差).图2示出了滑动速度为 2.0m/s 时在不同表面粗糙度

下行将发生胶合失效前的膜厚比 λ .可以看出,在 σ 很小而 λ 较大的情况下也发生了表面胶合.这表明文献[6,7]报道的胶合失效模型同样是不能解释本文所得到的试验结果.

3.4 表面温度

Blok^[8]曾经假定,在纯矿物油润滑下,当摩擦副的表面温度达到临界值时就会发生表面胶合失效,并依此提出了著名的闪温模型.为了检验这种模型的适用性,本文又利用 Blok公式计算了各组摩擦副在即将发生胶合失效时的表面温度.图3所示为在相同表面粗糙度 ($\sigma = 0.56\mu\text{m}$) 下于不同滑动速度时的表面温度,图4所示为在相同滑动速度 ($V = 2.0\text{m/s}$) 下于不同表面粗糙度时的表面温度.可以看出,虽然本文采用的试验条件与闪温模型的假设条件相同,但失效临界表面温度却不是后者所假定的一个常数,而是一个随着相对滑动速度和表面粗糙度而变化的参数.这说明闪温模型也不能够解释本文所获得的试验结果.

3.5 比摩擦功

Matveevsky^[9]早在六十年代中期就曾经指出,当钢摩擦副与纯矿物油相互组合时存在一常比摩擦功,也就是摩擦副开始发生表面胶合失效时的比摩擦功 $E = f \cdot P_H \cdot V$ (式中, f 代

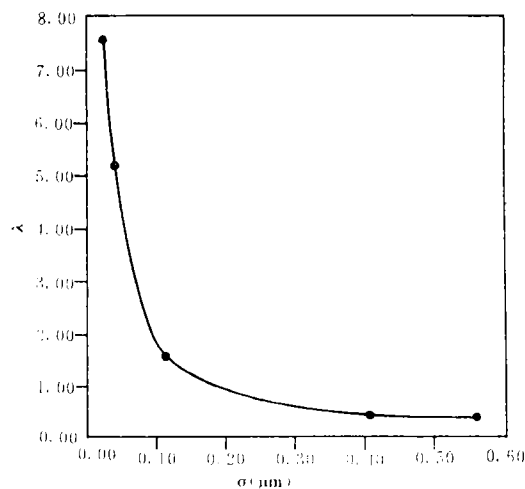


Fig. 2 The ratio of film thickness versus surface roughness

$V = 2.0\text{m/s}$.

图2 膜厚比随着表面粗糙度变化的关系曲线

$V = 2.0\text{m/s}$.

表摩擦系数, P_H 代表平均赫兹接触压力, V 代表相对滑动速度)为一常数. 为了检验 Matveevsky 所提模型的适用性, 作者又对本文试验所用摩擦副开始发生胶合失效时的比摩擦功进行了计算(本文使用的试验条件符合该模型的假定条件), 图 5 和图 6 示出的分别是计算所得比摩擦功随着表面粗糙度和滑动速度变化的关系曲线.

由图 5 所示可以看出, 在相对滑动速度($V = 2.0\text{m/s}$)不变的情况下, 比摩擦功是随着表面粗糙度的变化而变化的. 对比图 5 与图 4 中的曲线可以发现, 它们的形状十分相似, 这有可能是由于摩擦功大而输入热量多所导致表面温度升高的缘故. 图 6 所示表明, 在表面粗糙度($\sigma = 0.56\mu\text{m}$)不变的情况下, 比摩擦功又是随着滑动速度的变化而变化的. 因此, Matveevsky 提出的常比摩擦功胶合失效模型显然也解释不了本文所得到的试验结果.

4 新的胶合失效模型

研究表明, 提高摩擦副的表面硬度可以增强其抗胶合失效能力. 但是, 以上所提到的几种胶合失效理论模型对这种现象却都无法作出清楚的解释. Tallian^[10]早在七十年代初就曾经设想, 当发生塑性变形的微凸体之密度高到足以连成大片时就会发生表面胶合失效. 然而可惜的是, 他的这种设想直至目前也还没有得到理论与实验的证实.

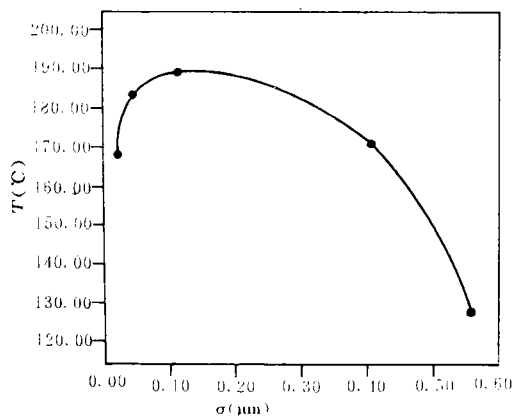


Fig. 4 Surface temperature versus surface roughness
 $V = 2.0\text{m/s}$.

图 4 表面温度随着表面粗糙度变化的关系曲线
 $V = 2.0\text{m/s}$.

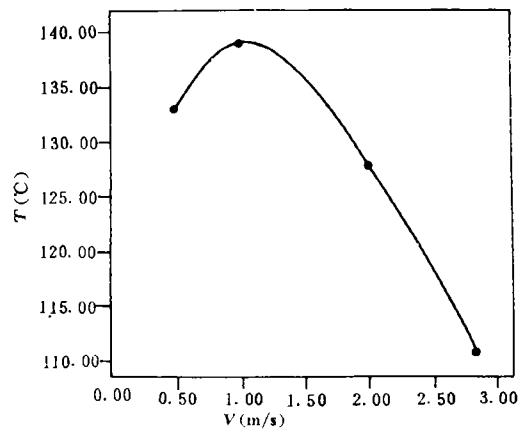


Fig. 3 Surface temperature versus sliding speed
 $\sigma = 0.56\mu\text{m}$.

图 3 表面温度随着滑动速度变化的关系曲线
 $\sigma = 0.56\mu\text{m}$.

作者认为, Tallian 的设想在纯矿物油润滑的场合可能是正确的, 故此提出了一种新的表面胶合失效模型——表面宏观塑变模型. 本模型认为, 在纯矿物油润滑的场合, 发生胶合失效的条件是摩擦副表面出现宏观塑性变形, 此时所有的边界膜(包括氧化膜)破裂.

为了验证本文提出的这种表面胶合失效理论模型的正确性, 首先必须计算摩擦副接触表层的应力和表面塑变面积. 作者曾详细推导过粗糙金属表面接触的压力场、温度场和应力场(包括等温应力与热应力场)的计算公式^[11,12]. 图 7 为本文线接触金属摩擦副接触表层总应力和表面塑性变形面积的计算框图.

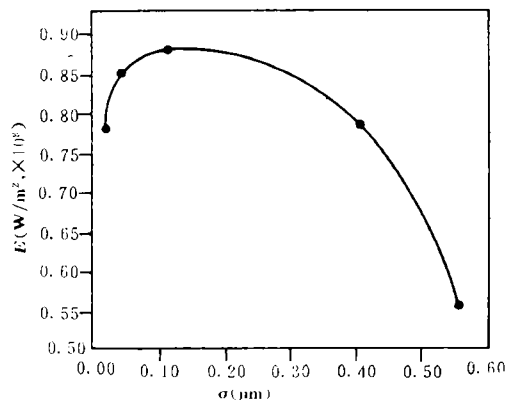


Fig. 5 Specific friction power versus surface roughness

 $V = 2.0 \text{ m/s.}$

图5 比摩擦功随着表面粗糙度变化的关系曲线

 $V = 2.0 \text{ m/s.}$

重要的作用. 由于局部损坏在许多场合并不会影响机器的正常运转, 因而本文对 GCr15 轴承钢同材质摩擦副, 是以其表面塑性变形面积与总接触面积之比达到 50% 作为出现宏观塑性变形的判据. 应当指出, 50% 这个值只是出现大面积胶合失效时的最低值, 而其平均值约为 60%; 本文之所以将最低值而不以平均值定为表面出现宏观塑性变形的判据, 是考虑到工程设计中的安全性. 但是, 在下面的胶合失效临界载荷 q 的理论计算中, 则是假定表面塑性变形面积与总接触面积之比达到 60% 为表面胶合失效发生的.

按照这种假定, 计算了不同滑动速度和不同表面粗糙度下的表面胶合失效临界载荷. 计算过程中, 摩擦系数和试样的体相温度均用试验数据代入, 吸附膜的解吸温度 T_c 用 150°C 代入. 图 8 示出了理论计算所得表面胶合失效临界载荷 q 的变化规律, 明显可见其

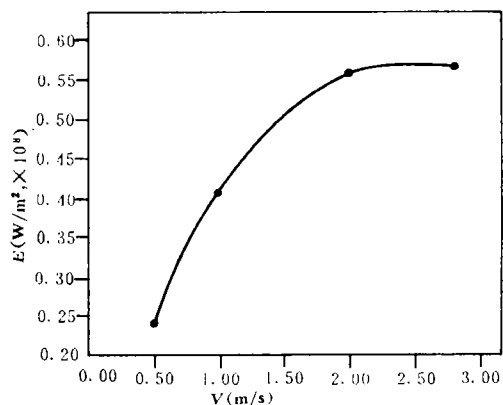


Fig. 6 Specific friction power versus sliding speed

 $\sigma = 0.56 \mu\text{m.}$

图6 比摩擦功随着滑动速度变化的关系曲线

 $\sigma = 0.56 \mu\text{m.}$

如前所述, 在本文的胶合试验过程中发现有两种不同特征的表面胶合失效形式——局部胶合失效和大面积胶合失效. 把出现局部胶合失效的试验数据代入图 7 所示的计算程序进行计算, 发现表面塑性变形面积占总接触面积的 5%—20%, 而且表面塑性变形区域都出现在接触宽度的中央部位, 因为此处的表面温度高, 应力也大, 这与试验结果相符; 把出现大面积胶合失效的试验数据代入上述程序进行计算, 发现表面塑性变形面积占总接触面积的 50%—90%, 平均约为 60%. 由此可见, 摩擦副的表面宏观塑性变形对表面胶合失效起着至关

重要的作用. 图 9 所示为不同滑动速度下胶合失效临界载荷 q 的理论计算与试验结果. 可以看出, 低速下的理论计算结果高于试验结果, 而在其它速度下的两种结果则基本吻合. 这是因为在低速情况下, 理论计算的是大面积胶合失效时的载荷, 而试验数据是发生局部胶合失效时的载荷. 从图 9 所示还可以看出, 胶合失效临界载荷是随着滑动速度的提高而下降的. 这是因为滑动速度愈高, 表面温度也愈高, 吸附膜愈容易解吸, 同时材料的表面硬度和强度也都下降, 热应力增大, 表面愈容易产生塑性变形, 故此抗胶合能力下降.

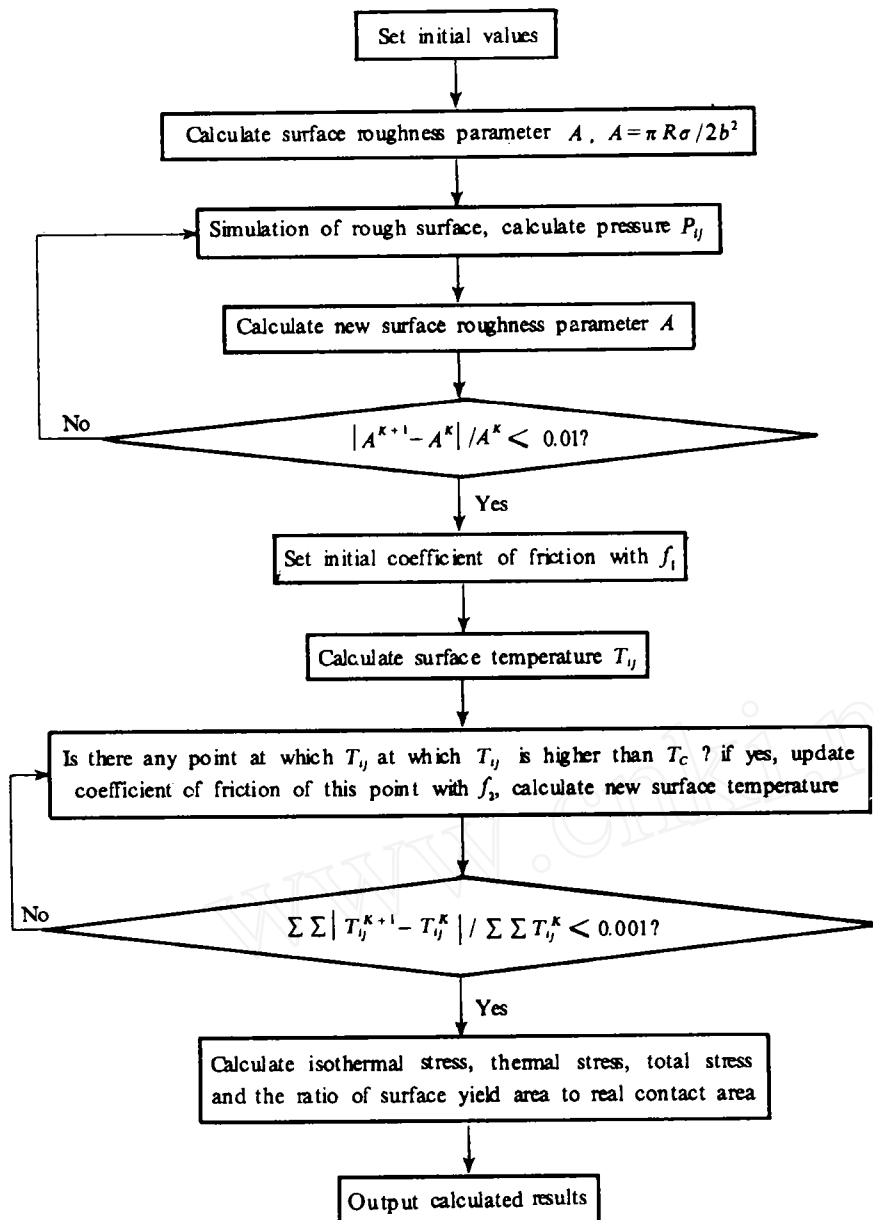


Fig. 7 A flow chart for calculating the stress of surfacial layers and yield area of the metal friction pairs under the line contact

A . Dimensionless roughness, b . Half Hertzian contact width,

R . Equivalent radius, σ . Combined surface roughness,

k . Iteration times, f_1 . Friction coefficient just before scuffing,

f_2 . Friction coefficient after desorption of adsorb film, T_c . Desorption temperature of adsorb film.

图 7 线接触金属摩擦副接触表层中应力和表面塑性变形面积的计算框图

A . 无量纲粗糙度, b . 半赫兹接触

宽度, R . 当量半径, σ . 综合表面粗糙度, k . 累接倍数,

f_1 . 胶合前的摩擦系数, f_2 . 吸附膜解吸后的摩擦系数, T_c . 吸附膜的解吸温度.

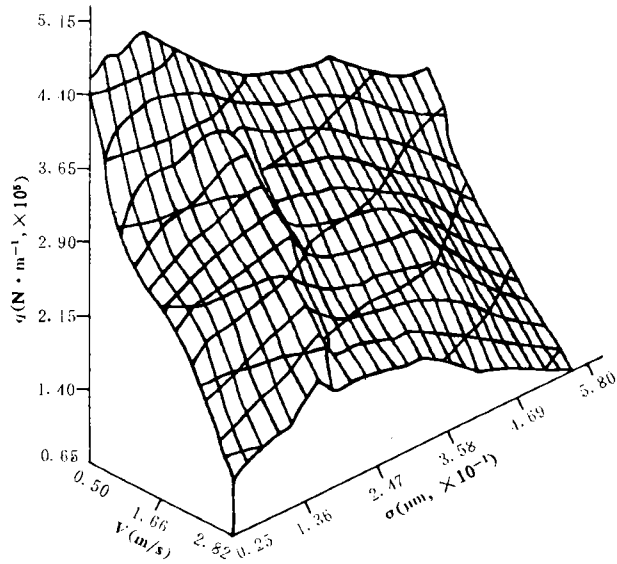


Fig. 8 Theoretical results of critical scuffing load
图8 理论计算所得表面胶合失效临界载荷 q 的变化规律

图10所示为不同表面粗糙度下胶合失效临界载荷 q 的理论计算与试验结果,可见两者吻合得相当好.由于表面粗糙度对表层热应力和等温应力都有重要的影响,增大表面粗糙度会加大等温应力,但却减小了热应力^[12];又因总应力是等温应力与热应力之和,所以在图10所示的结果中呈现出一个表面粗糙度的最佳值,在此粗糙度下摩擦副的抗胶合失效能力最强.

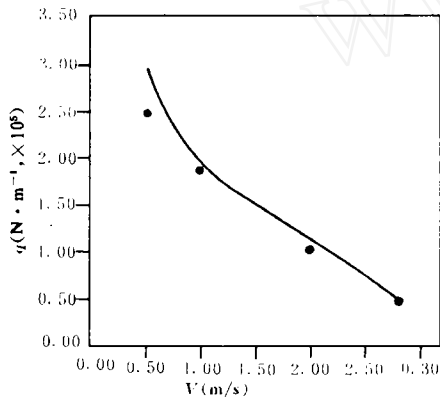


Fig. 9 The critical scuffing load as a function of sliding velocity
of surface roughness
 $\sigma = 0.56 \mu\text{m}$.

Note: Real line represents the theoretical result, round points represent the experimental data.

图9 胶合失效临界载荷随滑动速度的变化曲线
 $\sigma = 0.56 \mu\text{m}$.

注:实线表示理论计算结果,黑圆点表示试验结果.

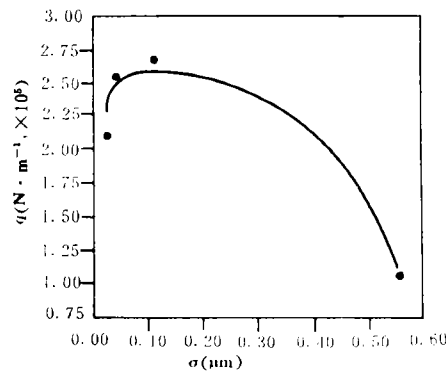


Fig. 10 The critical scuffing load as a function of surface roughness
of surface roughness
 $v = 2.0 \text{ m/s}$.

Note: Real line represents the theoretical result, round points represent the experimental data.

图10 胶合失效临界载荷随表面粗糙度的变化曲线
 $v = 2.0 \text{ m/s}$.

注:实线表示理论计算结果,黑圆点表示试验结果.

综合以上所述明显可见,作者提出的表面胶合失效模型能够很好地解释本文的试验结果.另外,本模型还能解释表面硬度、载荷、润滑油的供油温度和润滑油的粘度,以及滚动速度等多种因素对胶合失效的影响:提高摩擦副材料的表面硬度、润滑油的粘度和滚动速度,以及降低载荷和润滑油的供油温度都可以提高摩擦副的抗胶合能力.这是因为表面硬度愈高,载荷愈小,表面就愈不容易发生塑性变形,故其也就愈不容易发生胶合失效;润滑油的粘度和滚动速度愈大,弹流润滑油膜就愈厚而愈不容易破裂,所以也就愈不容易发生胶合失效;降低润滑油的供油温度,既能增大油的粘度,又可降低摩擦表面的温升,这些都有利于边界膜的存在,从而提高了摩擦副的表面抗胶合失效能力.

5 结论

- a. 在纯矿物油润滑条件下, GCr15 轴承钢同材质摩擦副表面胶合失效有两种不同的形式,即局部胶合失效和大面积胶合失效.
- b. 表面胶合失效临界载荷随着相对滑动速度的提高而下降.
- c. 摩擦副的表面粗糙度存在一个最佳值,其在此粗糙度下的抗胶合失效能力最强,而当提高或降低表面粗糙度时,摩擦副的抗胶合失效能力都下降.
- d. 以往文献报道的几种表面胶合失效理论模型都不能够解释本文胶合试验过程中所发现的各种现象.
- e. 提出了一种新的表面胶合失效模型——表面宏观塑变模型,认为表面胶合失效是摩擦副表面发生宏观塑性变形的结果.利用这个模型能够很好地解释本文胶合试验中所发现的各种现象.

参 考 文 献

- [1] Sharma J P, Cameron A. Surface roughness and load in boundary lubrication. *ASLE Trans.*, 1973, 10: 258—265.
- [2] Cogdell J D, Dawson M C, Ling F F *et al.* Surface texture effects in thin film lubrication of steel by silicons. *ASLE Trans.*, 1987, 30: 141—148.
- [3] Hirst W, Hollander A E. Surface finish and damage in sliding. *Proc. Roy. Soc. London*, 1974, A337: 379—394.
- [4] Tozaki Y, Mitsutake S, Matsumoto S *et al.* Proceedings of the Japan Int. Tribol. Conf., Nagoya, 1990. 475—480.
- [5] Dyson A. Scuffing — a review. *Tribol. Int.*, 1975, 8: 77—87.
- [6] Dyson A. The failure of elasto hydrodynamic lubrication of circumferentially ground discs. *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, 1976, 190: 699—771.
- [7] Cheng H S. NASA Int. Conf. on Tribol. in the 80's, 1984. 615—629.
- [8] Blok H. Seizure delay method for determining the protection against scuffing afforded by extreme pressure lubricants. *J. Society of Auto. Engrs.*, 1939, 44: 193—210.
- [9] Matveevsky R M. The critical temperature of oil with point and line contact machines. *ASME Trans. J. Basic Engrs.*, 1965, 89: 754—760.
- [10] Tallian T L. The theory of partial elastohydrodynamic contacts. *Wear*, 1972, 2: 49—101.
- [11] 周银生, 全永昕. 第五届全国摩擦学学术会议论文集(上册). 武汉, 1992. 145—149.
- [12] 周银生, 全永昕. 第五届全国摩擦学学术会议论文集(上册), 武汉, 1992. 150—159.

Scuffing Failure Investigation of GCr15 Bearing Steel Friction Pairs

Zhou Yinsheng Quan Yongxin

(Machine Design Institute of Zhejiang University Hangzhou 310027 China)

Abstract Scuffing appears mainly in sliding contacts under high speed-heavy load conditions. Although scuffing has been investigated for many years, the cause of scuffing has thus far eluded our understanding and as a consequence, its prevention is not always successful, nor its occurrence predictable.

Among the factors which have influence on scuffing failure, surface roughness and sliding speed are very important. So, using a Timken machine, scuffing tests have been conducted on GCr15 bearing steel friction pairs lubricated with pure mineral oil and the effects of surface roughness and sliding speed on the scuffing behavior have been studied in detail in this paper. The results obtained indicate that the critical load of scuffing decreases with increasing of sliding speed, there is an optimum surface roughness which has highest scuffing resistant, the critical load at first increases with decreasing of surface roughness, passes through a maximum and finally decreases at very smooth surface. Using the experimental data obtained in this paper, the validity of several scuffing models in literature have been analyzed, the results indicate that none of the models can explain various scuffing behaviors observed in the tests of this paper. So, based on the idea that scuffing will occur if plastically deforming asperities are spaced so closely that they coalesce to form a scuffing mark, a new scuffing model-surface plastic flow has been formulated in this paper. This model hypothesizes that scuffing failure is the results of surface plastic flow. It can explain various scuffing behaviors observed in the tests of this paper.

Key words GCr15 bearing steel, sliding speed, surface roughness, scuffing resistant, scuffing model