

# 界面滑移流体动压膜承载能力的形成\*

张勇斌

( 淮海工学院 机械系, 江苏 连云港 222005)

( 周哲玮推荐)

摘要: 运用界面滑移可在两平行平板表面间形成具有承载能力的流体动压膜. 在流体入口区, 静止平板表面上流体- 接触表面的界面剪切强度具有较低值, 以在该界面处产生界面滑移, 而在流体出口区, 静止平板表面上流体- 接触表面的界面剪切强度具有足够高的值, 以避免在该界面处出现界面滑移. 整个运动平板表面上流体- 接触表面的界面剪切强度具有足够高的值, 以避免在运动平板表面上出现界面滑移. 分析表明, 这种流体动压接触区具有显著承载能力. 使整个接触区具有最大承载能力的流体出口区宽度与入口区宽度的比值为 0. 5.

关键词: 流体动压接触; 承载能力; 界面滑移

中图分类号: O357. 41 文献标识码: A

## 符号说明

|              |                             |                             |                               |
|--------------|-----------------------------|-----------------------------|-------------------------------|
| $c_1, c_2$   | 积分常数                        | $u_b$                       | 下接触表面运动速度                     |
| $h$          | 流体膜厚度                       | $w$                         | 单位接触长度上承受的载荷                  |
| $H$          | 无量纲流体膜厚度                    | $w_{max}$                   | 单位接触长度上承受的最大载荷                |
| $l_1$        | “ A ” 子区宽度                  | $W$                         | 单位接触长度上承受的无量纲载荷               |
| $l_2$        | “ B ” 子区宽度                  | $x$                         | 图 1 中坐标                       |
| $p$          | 流体膜压力                       | $\rho$                      | 流体密度                          |
| $p_{max}$    | 最大流体膜压力                     | $\eta$                      | 流体粘度                          |
| $P_{max}$    | 无量纲最大流体膜压力                  | $\tau_{sa}, \tau_b$         | 分别为上、下界面处剪应力                  |
| $\tau_{sa}$  | “ A ” 子区上界面处剪应力             | $\tau_{sb}, \tau_b$         | “ B ” 子区下界面处剪应力               |
| $u$          | 两表面间滑动速度                    | $U$                         | 两表面间无量纲滑动速度                   |
| $u_a$        | 上界面处流体膜速度                   | $u_a$                       | 上接触表面运动速度                     |
| $\Delta u_a$ | “ B ” 子区上界面处流体滑移速度          | $u_b$                       | 下界面处流体膜速度                     |
| $q$          | 单位接触长度上通过接触区的流体质量流量         | $q_v$                       | 单位接触长度上通过接触区的流体体积流量           |
| $\tau_{sa}$  | “ B ” 子区上界面处流体- 接触表面的界面剪切强度 | $\tau_{sa}, \tau_a$         | “ A ” 子区上平板表面处流体- 接触表面的界面剪切强度 |
| $\tau_{sb}$  | 下平板表面处流体- 接触表面的界面剪切强度       | $\tau_{sa}, \tau_b, \tau_b$ | 分别为无量纲流体- 接触表面的界面剪应力          |

\* 收稿日期: 2008- 04- 15; 修订日期: 2008- 08- 04

作者简介: 张勇斌( 1971- ), 男, 浙江仙居人, 副教授, 博士(E- mail: hammelinu6@ 126. com) .

$$\lambda_1 = 3\tau_{sa}/2h - 3u\eta/h^2 - 3q_v\eta/h^3$$

$$\lambda_2 = -6u\eta/h^2 - 12q_v\eta/h^3$$

$$G = 3\phi/(1+4\phi)(1+\phi)$$

$$\phi = l_1/l_2$$

## 引 言

流体动压接触区中, 流体-接触表面的界面剪应力超出流体-接触表面的界面剪切强度会引起界面滑移<sup>[1]</sup>. 在流体动压线接触中, 已有的研究表明界面滑移减小接触区承载能力, 严重工况即高速、重载、大滑滚比和高油温条件下, 这种承载能力的减小很大<sup>[2-6]</sup>. 这种效应的原因是界面滑移减小通过接触区的流体流量. 作者指出, 流体动压接触区承载能力分析一般应考虑界面滑移, 这是因为流体-接触表面的界面剪切强度实际上是相当有限的<sup>[6]</sup>.

Ehret 等人<sup>[7]</sup>在流体动压点接触分析中运用界面滑移概念. 他们的研究表明界面滑移甚至可增大接触区承载能力. 然而 Jacobson 和 Hamrock<sup>[8]</sup>、Shieh 和 Hamrock<sup>[9]</sup>及作者的研究<sup>[4]</sup>均表明界面滑移减小流体动压高副接触区承载能力. 后来, 作者指出由于对界面滑移不当的处理, Ehret 等的研究结果很可能是错误的<sup>[10]</sup>. Ehret 等研究的成功之处, 在于他们的研究结果能解释 Kaneta 等在实验中观察到的流体动压点接触区中凹陷<sup>[11]</sup>. 然而, Guo 和 Wong 的实验<sup>[12]</sup>表明流体动压高副接触区中的凹陷现象, 可由作者等发展的界面滑移理论<sup>[4]</sup>解释. 而该理论表明, 界面滑移引起接触区承载能力降低. 近来, Guo 和 Wong<sup>[12]</sup>、Fu 等人<sup>[13]</sup>和 Yagi 等人的实验<sup>[14]</sup>, 均强有力地支持了作者等发展的流湾动压线接触界面滑移理论. 这些研究结果给我们这样的印象, 即界面滑移减小流体动压接触区承载能力.

本文给出一个界面滑移增大承载能力的流体动压接触. 分析了该接触区压力和承受的载荷, 给出了达到最大承载能力的接触区几何形状, 研究了接触区几何形状参数和工况参数对接触区承载的影响. 研靠表明界面滑移使接触区产生承载能力.

## 1 接触模型

研究的流体动压接触区如图 1 所示. 它由两平行平板表面形成. 如果接触区中, 流体-接触表面的界面剪切强度足够高而应用传统无界面滑移条件, 由传统流体动压润滑理论知, 图 1 示出的接触区没有承载能力.

图 1 为研究的流体动压接触区. 上接触表面静止, 称为“上界面”; 下接触表面以速度  $u$  运动, 称为“下界面”. 流体入口区称为“B”子区, 在该子区界面滑移只在上界面处发生. 流体出口区称为“A”子区, 在该子区界面滑移在两接触表面均不发生.  $\tau_{sa}$  是“B”子区上界面处流体-接触表面的界面剪切强度,  $l_1$  是“A”子区的宽度,  $l_2$  是“B”子区的宽度,  $h$  是流体膜厚度.

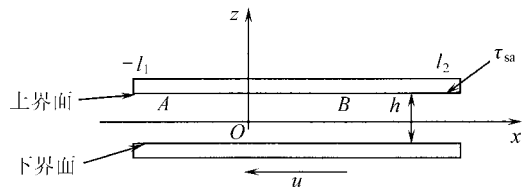


图 1 流体动压接触区

本文接触区中, 流体入口区静止接触表面上, 流体-接触表面的界面剪切强度具有较低的值, 以使该界面处发生界面滑移; 流体出口区静止接触表面上, 流体-接触表面的界面剪切强度具有足够高值, 以使该界面处不发生界面滑移; 运动接触表面上, 流体-接触表面的界面剪切强度具有足够高值, 以使整个运动接触表面上不发生界面滑移.

工程应用中, 本文接触可由表面涂层技术实现. 静止接触表面上需制两种涂层. 一种涂层与流体间的相互作用较弱, 导致静止接触表面即上界面处低的流体-接触表面的界面产生

剪切强度  $\tau_{sa}$ , 该涂层在静止接触表面上的宽度为  $l_2$ , 该涂层区域称为“B”子区. 另一种涂层与流体间相互作用较强, 导致静止接触表面处较高流体-接触表面的界面产生剪切强度  $\tau_{sa,A}$ , 该涂层在静止接触表面上的宽度为  $l_1$ , 该涂层区域称为“A”子区. 运动接触表面上需制第3种涂层. 该涂层与流体间相互作用较强, 导致整个运动接触表面即整个下界面上较高流体-接触表面的界面产生剪切强度  $\tau_{sb}$ . 因此, 接触区中“A”和“B”子区可由它们在静止接触表面上的不同涂层来区别, 这两个子区的边界即图1中  $x = 0$  位置为静止接触表面上两涂层的边界位置.

## 2 理论分析

流体-接触表面的界面处发生的现象非常复杂. 接触区中流体粘附于接触表面因而存在接触表面粘附层. 接触表面粘附层通常很薄, 其流变行为通常与流体膜的流变行为有明显的不同. 原因是粘附层的行为属原子级而流体膜的行为属宏观行为. 等温条件下, 接触区中膜厚方向最大剪应力(如下文所示)不一定出现在接触表面上, 而可能出现在流体-接触表面粘附层界面处, 或出现在非常靠近流体-接触表面粘附层界面处. 这种条件下, 滑移不一定出现在接触表面上, 而可能出现在流体-接触表面粘附层界面处. 实际上需要两组方程. 一组方程描述流体膜流变行为, 另一组方程描述接触表面粘附层行为. 这两组方程可给出接触区界面行为包括流体-接触表面的界面滑移的完整描述. 这是个很复杂的问题. 本文分析设接触表面粘附层很薄而可忽略或沿膜厚方向流变行为是相同的. 当接触表面粘附层厚度远小于两接触表面间流体膜厚度时, 该设定是正确的.

此外, 本文分析基于以下设定:

- (a) 两接触表面为刚性且光滑;
- (b) 流体不可压缩且等粘度;
- (c) 流体-接触表面的界面剪切强度不依赖于流体压力;
- (d) 流体是连续的且各向同性;
- (e) 流体流动为一维流动且为层流;
- (f) 沿膜厚方向压力为常值;
- (g) 流体的惯性忽略不计;
- (h) 工况为等温和稳态.

根据流体润滑力学<sup>[15]</sup>, 滑移在接触表面处发生之前, 本文接触区上下界面处剪应力分别为

$$\tau_a = \eta \frac{u}{h} + \frac{1}{2} \frac{dp}{dx} h, \quad (1)$$

$$\tau_b = \eta \frac{u}{h} - \frac{1}{2} \frac{dp}{dx} h, \quad (2)$$

此处,  $\eta$  是流体粘度,  $p$  是流体压力,  $u$  为正值,  $x$  为图1示出的坐标. 式(1)和(2)示出接触表面处剪应力由两部分组成, 这两部分分别为滑动引起的剪应力  $\eta u/h$  和压力梯度引起的剪应力  $(dp/dx)(h/2)$ .

### 2.1 对于“B”子区

式(1)和(2)给出, 由于“B”子区的压力梯度为负值, “B”子区下界面处剪应力  $\tau_b$  的值大于上界面处剪应力  $\tau_a$  的值. 然而, 在该子区, 由于上界面处流体-接触表面的界面剪切强度

低,而下界面处流体-接触的表面的界面剪切强度高,界面滑移在上界面处发生.当该界面滑移发生而在下界面处不发生滑移时,在“B”子区,上界面处剪应力等于上界面处剪切强度,而下界面处剪应力由上界面处剪应力、压力梯度  $dp/dx$  和膜厚  $h$  决定.这两个剪应力分别表示成(具体推导见文献[4])

$$\tau_a = \tau_{sa}, \quad \tau_b = \tau_{sa} - \frac{dp}{dx}h. \quad (3)$$

“B”子区上界面处滑移速度是<sup>[4]</sup>

$$\Delta u_a = u_a - u_a = \frac{\tau_{sa}h}{\eta} - \frac{h^2}{2\eta} \frac{dp}{dx} - u, \quad (4)$$

此处,  $u_a$  是上界面处流体膜速度,  $u_a$  是上接触表面速度,此处等于 0.  $\Delta u_a$  的定义及推导详见文献[4].

在“B”子区,要使两接触表面界面条件在物理意义上成立,需满足下面条件式<sup>[4]</sup>:

$$\Delta u_a < 0, \quad |\tau_b| < \tau_{sb}, \quad (5)$$

此处,  $\tau_{sb}$  是“B”子区下界面处剪切强度.

本文设流体压力较低,而流体压力对流体粘度和密度的影响可忽略<sup>[15]</sup>,即流体为等粘度和不可压缩.则“B”子区 Reynolds 方程(描述接触区流体流动的著名方程<sup>[15]</sup>)为<sup>[4]</sup>

$$\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{dp}{dx} = 12 \bar{lu}\rho h - 12q, \quad (6)$$

此处,  $\rho$  是流体密度,  $q$  是单位接触长度上,通过接触区的流体质量流量,  $\bar{lu} = (u_a + u_b)/2$ . 这里,  $u_b$  是下界面处流体膜速度,等于下接触表面速度  $u_b$  即  $-u$  (由于下接触表面运动方向与图 1 中  $x$  坐标正方向相反,而  $u$  为正值). 本文分析推导出的“B”子区  $\bar{lu}$  为<sup>[4]</sup>

$$\bar{lu} = \frac{\tau_{sa}h}{2\eta} - \frac{h^2}{4\eta} \frac{dp}{dx} - u. \quad (7)$$

式(6)实际上是本文分析中整个接触区 Reynolds 方程的一般形式<sup>[4]</sup>. 式(6)和(7)的详细推导可见文献[4]. 式(6)示出通过接触区的流体质量流量由两部分组成,这两部分分别为 Couette 流动流量  $\bar{lu}\rho h$  和 Poiseuille 流动流量  $-(dp/dx)\rho h^3/(12\eta)$ <sup>[15]</sup>, 它们分别由两接触表面处流体膜速度  $\bar{lu}$  和流体膜压力梯度  $dp/dx$  引起.

将式(7)代入式(6),重整理得

$$\frac{dp}{dx} = \lambda_1, \quad (8)$$

此处,  $\lambda_1 = 3\tau_{sa}/(2h) - 3u\eta/h^2 - 3q_v\eta/h^3$ ,  $q_v$  是单位接触长度上通过接触区的流体体积流量,等于  $q/\rho$ . 积分式(8)得

$$p = \lambda_1 x + c_1, \quad (9)$$

此处,  $c_1$  是积分常数. 根据边界条件  $p|_{x=l_2} = 0$ , 由式(9)解得  $c_1 = -\lambda_1 l_2$ . “B”子区流体压力因此表示成

$$p = \lambda_1(x - l_2). \quad (10)$$

由式(10),计算得到  $x = 0$  处流体压力是  $(-\lambda_1 l_2)$ .

## 2.2 对于“A”子区

在“A”子区,上下界面处和流体膜内均不发生滑移,  $u_a = u_a = 0$ ,  $u_b = u_b = -u$ . 在该子区,  $\bar{lu} = -u/2$ , 根据式(6)描述流体流动的 Reynolds 方程为

$$\frac{\Omega^3}{\eta} \frac{dp}{dx} = -6u\rho h - 12q. \quad (11)$$

式(11)可简化成

$$\frac{dp}{dx} = \lambda_2, \quad (12)$$

此处,  $\lambda_2 = -6u\eta/h^2 - 12q_v\eta/h^3$ .

积分式(12)得

$$p = \lambda_2 x + c_2, \quad (13)$$

此处,  $c_2$  是积分常数. 根据边界条件  $p|_{x=l_1} = 0$ , 由式(13)解得  $c_2 = \lambda_2 l_1$ . “A”子区流体压力因此表示成

$$p = \lambda_2(x + l_1). \quad (14)$$

由式(14), 计算得到  $x = 0$  处流体压力是  $\lambda_2 l_1$ .

### 2.3 本文接触区流体动压润滑的条件

由  $x = 0$  处, 流体膜压力连续性条件得到

$$-\lambda_1 l_2 = \lambda_2 l_1. \quad (15)$$

定义  $\phi = l_1/l_2$ , 则由式(15)解得通过接触区的体积流量为

$$q_v = \frac{\tau_{sa} h^2}{2\eta(1+4\phi)} - uh \frac{1+2\phi}{1+4\phi}. \quad (16)$$

由  $q_v < 0$  推得

$$\tau_{sa} < \frac{2u\eta(1+2\phi)}{h}. \quad (17)$$

运用式(16), 计算得到式(8)中的  $\lambda_1$  为

$$\lambda_1 = \frac{6\phi \tau_{sa}}{h(1+4\phi)} - \frac{6\phi u\eta}{h^2(1+4\phi)}, \quad (18)$$

由  $-\lambda_1 l_2 > 0$  得  $\lambda_1 < 0$ . 运用式(18), 则推得

$$\tau_{sa} < \frac{u\eta}{h}. \quad (19)$$

根据式(17)和(19),  $\tau_{sa}$  值应在式(19)表示的范围内. 式(19)是本文接触区流体动压润滑的条件式.

### 2.4 接触区最大流体压力和承受的载荷

由于式(10)和(14)示出“A”和“B”子区的流体膜压力分布均为线性, 可得到接触区最大压力位于“B”子区的边界位置即  $x = 0$  处. 将式(18)代入上面推出的接触区最大压力  $-\lambda_1 l_2$ , 得本文接触区最大压力

$$p_{\max} = p|_{x=0} = -\lambda_1 l_2 = 2G(l_1 + l_2) \left( \frac{u\eta}{h^2} - \frac{\tau_{sa}}{h} \right), \quad (20)$$

此处,  $G = 3\phi/(1+4\phi)(1+\phi)$ .

如本文接触模型所示, 在接触区两端部即  $x = l_2$  和  $x = -l_1$  处流体膜压力均为0, 接触区中“B”子区边界处, 最大流体膜压力  $p_{\max}$  产生的机理是, 接触区中“B”子区流体膜压力梯度应为如图2所示, 以使流体质量流量在整个接触区达到连续, 即, 使式(6)所示的通过接触区的流体质量流量  $q$  在整个接触区为常值. 这是因为, 由于“B”子区的界面滑移而“B”子区没有界面滑移, “B”子区的 Couette 流动流量  $\overline{lu}\rho h$  大于“B”子区的 Couette 流动流量  $\overline{lu}\rho h$ , 必需在“B”子区建立流体膜压力梯度, 以得到这两个子区的 Poiseuille 流动流量  $-(dp/dx)\rho h^3/(12\eta)$ ,

来平衡整个接触区的流体质量流量. 因此, 最大压力  $p_{\max}$  并非预先设置, 而是根据接触区流体流动连续性要求、工况参数值和式(20)自动建立起来.

根据式(5), 要得到“B”子区两接触表面处界面条件, 应满足下式:

$$p_{\max} < \frac{2u\eta_2}{h^2} - \frac{2\tau_{sa}l_2}{h} \quad (21)$$

和

$$\tau_{sb} > \tau_{sa} + \frac{p_{\max}h}{l_2}. \quad (22)$$

可以证明, 如果最大流体膜压力  $p_{\max}$  由式(20)表示, 则式(21)会自然满足. 式(22)实际上与后面所示的式(25)相同. 如后面式(25)所示, 式(22)

用作选取下平板表面处流体-接触表面的界面剪切强度  $\tau_{sb}$  的依据.

另一方面, 由于“A”、“B”子区流体膜压力均为线性分布, 本文接触区中, 流体膜平均压力为  $p_{\max}/2$ , 因此可算得在单位接触长度上, 本文接触区承受的载荷为  $w = p_{\max}(l_1 + l_2)/2$ . 运用式(20), 推得在单位接触长度上, 本文接触区承受的载荷为

$$w = \frac{3\phi}{1+4\phi}(l_1 + l_2) \left[ \frac{u\eta_2}{h^2} - \frac{\tau_{sa}l_2}{h} \right]. \quad (23)$$

## 2.5 整个下平板表面和“A”子区上平板表面上无界面滑移条件

“B”子区下界面处剪应力是

$$\tau_{b,B} = \frac{\eta_2}{h} \frac{1+7\phi}{1+4\phi} - \tau_{sa} \frac{3\phi}{1+4\phi}, \quad (24)$$

由于“A”子区下界面处, 剪应力值小于“B”子区下界面处剪应力值, 避免在整个下平板表面上发生界面滑移的条件式是

$$\tau_{sb} > \tau_{b,B}, \quad (25)$$

此处,  $\tau_{sb}$  是下平板表面处流体-接触表面的界面剪切强度.

“A”子区上界面处剪应力是

$$\tau_{a,A} = \frac{\eta_1}{h} \frac{4+4\phi}{1+4\phi} - \tau_{sa} \frac{3}{1+4\phi}. \quad (26)$$

避免“A”子区上, 平板表面上发生界面滑移的条件式是

$$\tau_{sa,A} > \tau_{a,A}, \quad (27)$$

此处,  $\tau_{sa,A}$  是“A”子区上平板表面处流体-接触表面的界面剪切强度.

总之, 本文接触区两接触表面处, 产生界面条件的约束式是式(19)、(22)(或式(25))和(27). 这些式子实际上是选取本文接触区不同子区两接触表面处, 界面剪切强度  $\tau_{sa}$ 、 $\tau_{sb}$  和  $\tau_{sa,A}$  的依据.

## 2.6 承载能力的最优 $\phi$ 值

式(23)可重写成

$$w = G(l_1 + l_2)^2 \left[ \frac{u\eta_2}{h^2} - \frac{\tau_{sa}}{h} \right]. \quad (28)$$

可推得当  $\phi = 1/2$  时,  $G$  值达到最大值  $1/3$ . 当  $\phi = 1/2$  时, 接触区承受的载荷达到最大, 该载荷是

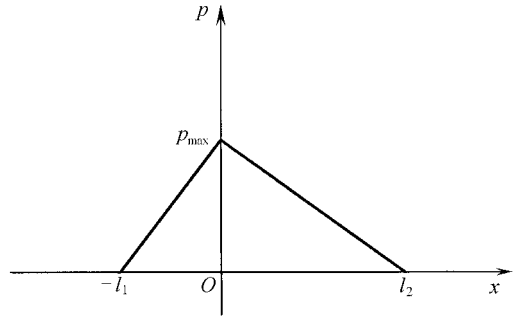


图2 本文接触区流体压力分布简图

$$w_{\max} = \frac{(l_1 + l_2)^2}{3} \left( \frac{u\Omega}{h^2} - \frac{\tau_{sa}}{h} \right). \quad (29)$$

## 2.7 无量纲化

定义下面无量纲参数:

$$H = \frac{h}{l_1 + l_2}, \quad W = \frac{w}{\tau_{sa}(l_1 + l_2)}, \quad U = \frac{u\Omega}{\tau_{sa}(l_1 + l_2)},$$

$$\tau_{a,A} = \frac{\tau_{a,A}}{\tau_{sa}}, \quad \tau_{b,B} = \frac{\tau_{b,B}}{\tau_{sa}}, \quad P_{\max} = \frac{p_{\max}}{\tau_{sa}}.$$

则接触区承受的无量纲载荷是

$$W = G \left( \frac{U}{H^2} - \frac{1}{H} \right). \quad (30)$$

式(30)可重新表示成下面的形式:

$$\frac{WU}{G} = \left( \frac{U}{H} \right)^2 - \frac{U}{H}. \quad (31)$$

“A”子区上界面处无量纲剪应力是

$$\tau_{a,A} = \frac{U}{H} \frac{4 + 4\phi}{1 + 4\phi} - \frac{3}{1 + 4\phi}. \quad (32)$$

“B”子区下界面处无量纲剪应力是

$$\tau_{b,B} = \frac{U}{H} \frac{1 + 7\phi}{1 + 4\phi} - \frac{3}{1 + 4\phi}. \quad (33)$$

接触区最大无量纲压力是

$$P_{\max} = 2W. \quad (34)$$

## 3 结 果

图2简要地示出本文接触区流体压力分布。“A”和“B”子区的流体压力均为线性分布,最大流体压力出现在这两个子区的边界位置。

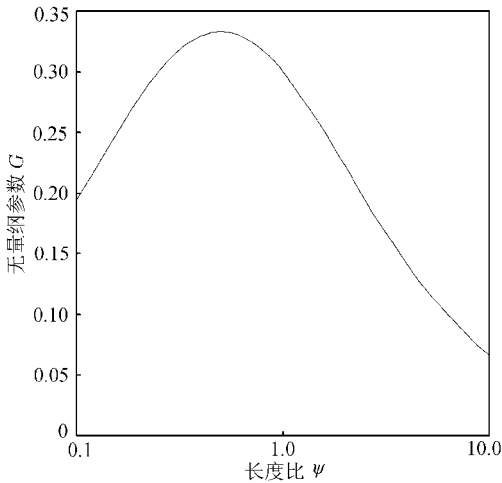


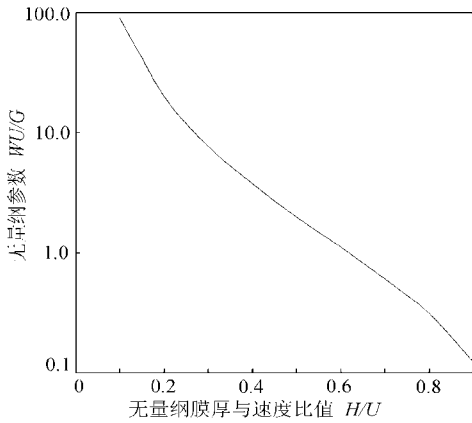
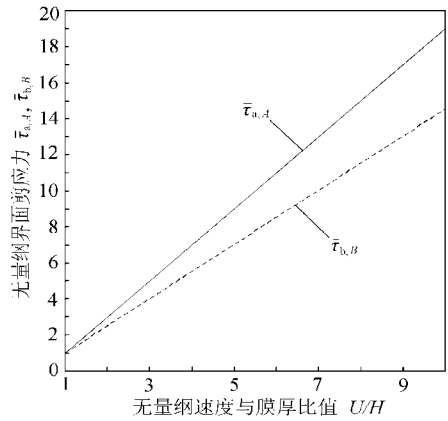
图3  $G - \phi$  关系曲线

图3绘出  $G - \phi$  关系曲线。当  $\phi$  为 0.5 时, 参数  $G$  达到最大值  $1/3$ 。根据式(28), 本文接触区承载能力的最优  $\phi$  值因此是 0.5。图3示出  $\phi$  值偏离 0.5 使  $G$  值减小, 因而使本文接触区的承载能力降低。

图4绘出  $WU/G - H/U$  关系曲线。随  $H/U$  的值减小,  $WU/G$  值迅速增大。图4示出减小膜厚或增大滑动速度均使本文接触区承受的载荷显著增大。

图5绘出  $\phi = 0.5$  时  $\tau_{a,A} - U/H$  和  $\tau_{b,B} - U/H$  关系曲线。这两条曲线均为线性。增大滑动速度或减小膜厚均使  $\tau_{a,A}$  和  $\tau_{b,B}$  值显著增大。当  $U/H$  值很大, 比如等于 10 时,  $\tau_{a,A}$  和  $\tau_{b,B}$  值很大。

根据图5, 实际应用中本文流体动压接触区可在  $U/H < 2$  条件下工作, 以获得上下接触表面处界面条件。当  $\phi = 0.5$  时, 对于给定的  $U/H$  值,  $\tau_{a,A}$  值大于  $\tau_{b,B}$  值。

图4  $WU/G - H/U$  关系曲线图5  $\phi = 0.5$  时  $\tau_{a,A} - U/H$  和  $\tau_{b,B} - U/H$  关系曲线

## 4 工程应用

本节给出工程应用的一个例子. 本文接触区中, 静止接触表面即上界面处不同的界面条件和整个运动接触表面即整个下界面处, 较高流体-接触表面的界面剪切强度的界面条件, 可通过表面涂层技术实现. “A”子区静止接触表面上涂层和整个运动接触表面上涂层常取为相同. 这两个涂层需与流体有较强相互作用, 以得到涂层-流体界面处较高剪切强度. “B”子区静止接触表面上涂层需与流体有弱的相互作用, 以得到涂层-流体界面处低的剪切强度. 比如, “A”子区静止接触表面和整个运动接触表面上涂层, 均可由经硅烷偶联剂改性的云母粉制成, “B”子区静止接触表面上涂层可由具有强憎油性的氟碳材料制成. 当流体为石蜡油时, 在室温、室压下前一个涂层可给出 1 MPa 量级的涂层-流体界面剪切强度, 而后一个涂层可给出 0.05 MPa 量级的涂层-流体界面剪切强度.

当使用这两种涂层, 几何参数为最优即  $\phi = 0.5$  时, 本文设计的接触区承载能力计算如下. 计算中使用的参数值是:  $l_1 = 5 \text{ mm}$ ,  $l_2 = 10 \text{ mm}$ ,  $u = 7.5 \text{ m/s}$ ,  $h = 10 \text{ }\mu\text{m}$ ,  $\eta = 0.1 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ,  $\tau_{sa} = 0.05 \text{ MPa}$ ,  $\tau_{sb} = \tau_{sa,A} = 1.0 \text{ MPa}$ . 计算结果是:  $w = 1.875 \times 10^5 \text{ N/m}$ ,  $\tau_{sa} < u\eta/h = 0.075 \text{ MPa}$ ,  $\tau_{sb} > \tau_{b,B} = 0.0875 \text{ MPa}$ ,  $\tau_{sa,A} > \tau_{a,A} = 0.1 \text{ MPa}$ . 由计算结果可发现, 接触区流体-接触表面的界面条件得到生成, 接触区承受的载荷很可观.

## 5 结 论

本文研究两平行平板表面间流体动压接触区接触表面处界面滑移产生的承载能力. 理论分析了接触区承受的载荷和接触区承载能力的最优条件. 研究发现, 流体-接触表面的界面滑移确实能产生流体动压承载能力. 这改变了流体动压接触区流体-接触表面的界面滑移使接触区承载能力减小的传统观念. 研究发现图 1 中,  $l_1$  与  $l_2$  的比值即  $\phi$  值为 0.5 时, 可得到接触区最大承载能力. 推得了最优  $\phi$  值下接触区承受载荷的计算式. 实际应用中要得到上下接触表面处界面条件, 本文流体动压接触区应在  $U/H < 2$  条件下工作.

### [参 考 文 献]

- [1] Zhang Y B. Mixed rheologies in elastohydrodynamic lubrication[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2004, 56(2): 88-106.



- [2] Zhang Y B, Wen S. A lubrication deviation from the classical EHL theory by the lubricant viscoplasticity: Part I – Film thickness dependence[J]. Tribology Transactions, 2001, **44**(2): 224– 232.
- [3] Zhang Y B, Wen S. A lubrication deviation from the classical EHL theory by the lubricant viscoplasticity: Part II – Boundary of lubrication regimes[J]. Tribology Transactions, 2001, **44**(2): 305– 309.
- [4] Zhang Y B, Wen S. An analysis of elastohydrodynamic lubrication with limiting shear stress: Part I – Theory and solutions[J]. Tribology Transactions, 2002, **45**(2): 135– 144.
- [5] Zhang Y B. Contact– fluid interfacial shear strength and its critical importance in elastohydrodynamic lubrication[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2006, **58**(1): 4– 14.
- [6] Zhang Y B. Contact– fluid interfacial slippage in hydrodynamic lubricated contacts[J]. Journal of Molecular Liquids, 2006, **128**(9): 99– 104.
- [7] Ehret P, Dowson D, Taylor C M. On lubricant transport conditions in elastohydrodynamic conjunctions[J]. Proceedings of Royal Society of London, A, 1998, **454**(7): 763– 787.
- [8] Jacobson B J, Hamrock B J. Non– Newtonian fluid model incorporated into elastohydrodynamic lubrication of rectangular contacts[J]. ASME, Journal of Tribology, 1984, **106**(2): 275– 284.
- [9] Shieh J, Hamrock B J. Film collapse in EHL and micro– EHL[J]. ASME Journal of Tribology, 1991, **113**(2): 372– 377.
- [10] Zhang Y B, Wen S. EHL film thickness limitation theory under a limiting shear stress[J]. Tribology Transactions, 2002, **45**(4): 531– 539.
- [11] Kaneta M, Nishikawa H, Kanada T, et al. Abnormal phenomena appearing in EHL contacts[J]. ASME Journal of Tribology, 1996, **118**(4): 886– 892.
- [12] Guo F, Wong P L. An anomalous elastohydrodynamic lubrication film inlet dimple[J]. ASME Journal of Tribology, 2005, **127**(2): 425– 434.
- [13] Fu Z, Guo F, Wong P L. Non– classical elastohydrodynamic lubricating film shape under large slide – roll ratios[J]. Tribology Letters, 2007, **27**(2): 211– 219.
- [14] Yagi K, Kyogoku K, Nakahara T. Relationship between temperature distribution in EHL film and dimple formation[J]. ASME Journal of Tribology, 2005, **127**(3): 658– 665.
- [15] Pinkus O, Sternlicht B. Theory of Hydrodynamic Lubrication [M]. New York: McGraw– Hill, 1961.

## Boundary Slippage Used to Generate Hydrodynamic Load– Carrying Capacity

ZHANG Yong– bin

(Huaihai Institute of Technology, Lianyungang, Jiangsu 222005, P. R. China)

**Abstract:** Boundary slippage was used to generate the load– carrying capacity of the hydrodynamic contact between two parallel plane surfaces. In the fluid inlet zone the fluid– contact interfacial shear strength on the stationary surface is set as low to generate boundary slippage there, while in the fluid outlet zone the fluid– contact interfacial shear strength on the stationary surface is set as high enough to prevent the boundary slippage occurrence there. The fluid– contact interfacial shear strength on the whole moving surface is set as high enough to prevent boundary slippage on the moving surface. These hydrodynamic contact configurations are analyzed to generate the pronounced load– carrying capacity. The optimum ratio of the outlet zone width to the inlet zone width for the maximum load– carrying capacity of the whole contact is analyzed to be 0.5.

**Key words:** hydrodynamic contact; load– carrying capacity; boundary slippage