

781075

5743

4714

高等学校教学参考书

弹性流体动力润滑

胡西樵 编

机械零件设计丛书

高等教育出版社

743

714

已出版的机械零件设计丛书

1. 滑动轴承 张桂芳编
2. 弹性流体动力润滑 胡西樵编
3. 摩擦无级变速器 余茂芃编

书号 15010·0716
定价 0.45 元

高等学校教学参考书

机械零件设计丛书

弹性流体动力润滑

胡西樵 编

高等教育出版社

内 容 提 要

本书是《机械零件设计丛书》的一册,是在高等工业学校机械类机械零件设计基本教材的基础上适当加深加宽弹性流体动力润滑知识编写的,供有关教师、学生及工程技术人员阅读参考。

全书内容有:弹流润滑机理,线接触全膜弹流润滑,点接触全膜弹流润滑,弹流润滑理论的应用等,并对部分弹流润滑问题和弹流润滑的测试作了简介。书中列举有例题,书末附有习题。

本书曾经机械零件教材编审小组委托哈尔滨工业大学张鹏颖同志和天津大学邱宣怀同志先后审阅。

高等学校教学参考书

机械零件设计丛书

弹性流体动力润滑

胡西樵 编

*

高等教育出版社出版

新华书店北京发行所发行

北京印刷一厂印装

*

开本 850×1168 1/32 印张 2 字数 48,000

1986年2月第1版 1986年3月第1次印刷

印数 00,001—23,120

书号 15010·0716 定价 0.45 元

前 言

弹性流体动力润滑理论是最近三十几年才发展起来的新的润滑理论。在研究弹流润滑问题中，把表面的弹性变形和间隙中的粘性流动结合起来分析。随着工业的发展，高副机构在重载下的润滑问题渐趋突出，促使弹流润滑的理论和实践不断发展。

本书以线接触全膜弹流润滑为主，阐述弹流润滑基本理论和有关的设计计算。对点接触弹流润滑，只着重计算油膜厚度。对部分弹流润滑问题和弹流润滑的测试作了简介。

本书注意讲清基本概念，力求言简意明。

本书注意理论和实际的联系，内有一定数量的例题和习题。

本书附录列有一些基本方程的推演，供读者深入分析问题参考。

本书经哈尔滨工业大学张鹏顺同志和天津大学邱宣怀同志先后审阅，提出许多宝贵意见，编者在此表示衷心感谢。

限于编者水平，难免有所遗误，切望读者指正。

编 者

1984年11月

目 录

§ 1 概述	1
§ 2 弹流润滑的机理	3
一、几何形状的转化	3
二、弹性变形和接触压力	5
三、弹流油膜的形成	6
四、油膜形状及其压力分布	8
§ 3 线接触全膜弹流润滑	10
一、马丁方程	10
二、格鲁宾理论	13
三、道森理论	16
四、各种膜厚计算公式的适用范围	23
五、润滑状态的判别	25
§ 4 点接触全膜弹流润滑	27
§ 5 部分弹流润滑简介	30
§ 6 弹流润滑的测试简介	31
一、测试设备	34
二、测试方法	36
§ 7 弹流润滑理论的应用	40
一、弹流理论在齿轮传动中的应用	40
二、弹流理论在滚动轴承上的应用	45
习题	49
主要参考书刊	50
附录	
附录一 雷诺方程	51
附录二 弹性变形方程	54

§ 1 概 述

弹性流体动力润滑 (Elasto-hydrodynamic Lubrication), 简称为弹流润滑 (EHL 或 EHD), 它是研究在高副接触中弹性体间的流体动力润滑问题的。

在滑动轴承等低副接触中, 所承受的压强不大, 通常小于 10 MN/m^2 , 用雷诺 (O. Reynolds) 方程来计算其形成的完全流体润滑油膜的性能是符合实际的。但对于齿轮传动和滚动轴承等的点、线接触处, 其压强的量级可高达 1000 MN/m^2 , 能否建立起一层完全流体润滑油膜, 过去多持怀疑或否定态度。然而, 在实践中确实发现了有的重载齿轮的工作齿面, 经过长期运转后仍然保留着加工刀痕。这说明, 在高副接触中, 尽管压强很高, 也能形成完全流体润滑油膜。许多学者对这一问题做了大量研究, 建立了新的润滑理论——弹性流体动力润滑。

弹流润滑有两个特点: 一是考虑了接触处的弹性变形对润滑的影响; 一是考虑了润滑油的粘度随压力和温度而变化对润滑的影响。从广义上讲, 凡表面弹性变形量和最小油膜厚度在同一量级的润滑问题, 都属弹流问题。两摩擦表面完全为润滑油膜所隔开的弹流润滑, 称为全膜弹流润滑 (full-film EHL), 也称为厚膜润滑。这时, 表面粗糙度对润滑的影响很小。当油膜较薄, 使得摩擦表面上的一些微峰相互接触时, 则称为部分膜弹流润滑 (partial-film EHL), 简称部分弹流润滑, 也称薄膜润滑。这时, 一部分外载荷由油膜承受, 另一部分外载荷由表面微峰承受。根据接触处的几何形状, 可以分为线接触 (line contact) 弹流润滑和点接触 (point contact) 弹流润滑。前者如圆柱齿轮传动和滚子轴

承, 后者如球轴承。将接触区的温度作为等值且恒定不变的, 称为等温弹流润滑(isothermal EHL), 反之, 考虑了变化的温度场的, 则称为热弹流润滑(thermal EHL)。

弹流润滑理论的研究和发展, 主要在近三十几年。1916年马丁(H. M. Martin)在研究齿轮润滑问题中, 应用雷诺方程推导出计算线接触润滑油膜厚度的公式, 即马丁方程。他把接触面作为刚体、润滑油膜作为等粘度的。当载荷很轻时用马丁方程计算的结果是符合实际的。但在重载下, 所算得的油膜厚度甚小于实际的油膜厚度, 相差几十倍或百倍以上, 这显然是不合理的。1949年格鲁宾(A. H. Грубин)继承了艾特尔(A. M. Эртель)的工作, 考虑了表面弹性变形的影响和压力对粘度的影响, 从理论上进行分析, 第一次提出了简便而实用的油膜厚度计算公式。格鲁宾理论是最早的分析得比较全面的弹流润滑理论。从五十年代末到六十年代中期, 道森(D. Dowson)和希京森(G. R. Higginson)对等温线接触弹流问题用电子计算机求数值解, 使流体动压力的分布和弹性变形相谐调, 从大量的数值计算中归纳出一些有关弹流的规律, 并发表了较为精确的计算油膜厚度的公式, 这就是应用较广泛的道森公式。1965年郑绪云(H. S. Cheng)等探讨了温度对油膜厚度的影响, 提出了热弹流润滑理论的数值解。

点接触弹流润滑理论发展较晚。1965年阿恰德(J. F. Archard)和考金(E. W. Cowking)首先提出了球面接触弹流膜厚计算公式。1976年, 哈姆洛克(B. J. Hamrock)和道森对点接触弹流润滑问题进行了大量的数值计算, 提出了实用的球面接触的和椭圆面接触的弹流膜厚公式。

部分弹流润滑理论系塔廉(T. E. Tallian)于1972年首先提出的。后来郑绪云等从理论上做了许多分析。目前, 部分弹流润滑已引起各国的重视。

§ 2 弹流润滑的机理

一、几何形状的转变

啮合齿轮的轮齿、滚动轴承的滚动件和套圈等高副,原系曲面与曲面之间的接触,为了简化计算和有利于分析与对比,这可以近似地转化为一个圆柱和平面或一个球和平面之间两弹性体的接触问题。

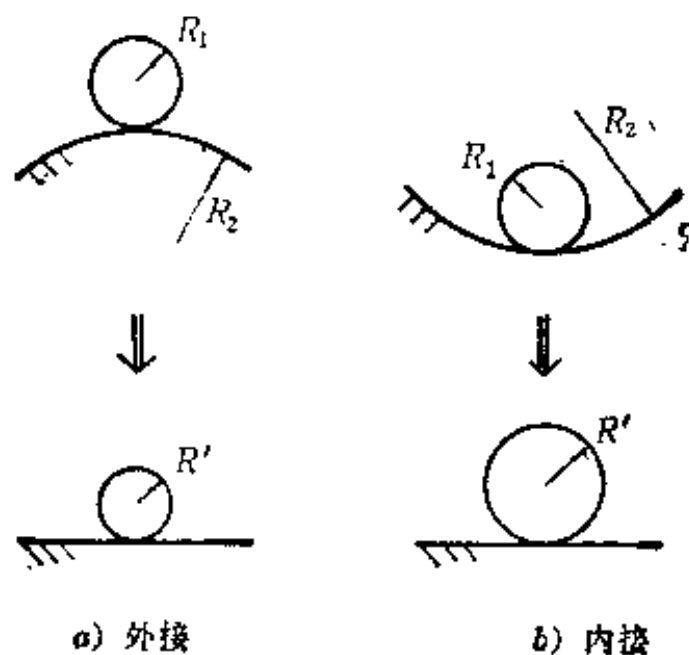


图 1

如图 1 所示,半径分别为 R_1 、 R_2 的两圆柱形表面相外接或内接时,可转化为一个半径为 R' 的相当圆柱和一平面之间的接触。

先研究半径为 R 的圆柱和平面相接触的情况。如图 2a 所示,设中心处的油膜厚度为 h_0 ,距中心线为 x 处的油膜厚度为 h ,和 x 相对应的角为 φ 。从图可得

$$h = h_0 + R(1 - \cos\varphi) = h_0 + (R - \sqrt{R^2 - x^2}) \quad (1)$$

将式(1)中的 $\cos\varphi$ 展开, 略去 $\left(\frac{x}{R}\right)^2$ 以上的高次项, 得

$$h = h_0 \pm \frac{x^2}{2R} \quad (2)$$

式(2)为抛物线, 取代了式(1)所代表的圆(见图 2b)。

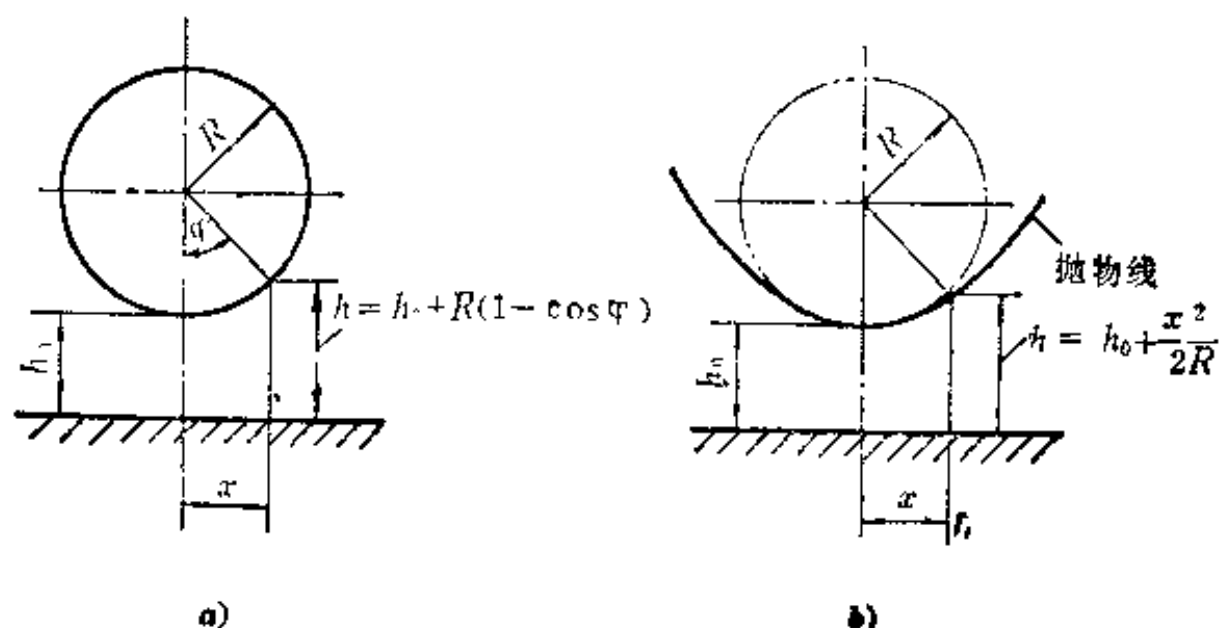


图 2

如两摩擦表面都是圆柱形(图 3), 则在 x 处的油膜厚度为

$$\begin{aligned} h &= h_0 + (R_1 - \sqrt{R_1^2 - x^2}) \pm (R_2 - \sqrt{R_2^2 - x^2}) \\ &\approx h_0 + \frac{x^2}{2R_1} \pm \frac{x^2}{2R_2} \\ &= h_0 + \frac{x^2}{2} \left(\frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2} \right) \end{aligned}$$

式中: $R_1 \leq R_2$; “+”号用于外接,
“-”号用于内接。

$$\text{令} \quad \frac{1}{R'} = \frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2} \quad \text{或}$$

$$R' = \frac{R_1 R_2}{R_2 \pm R_1} \quad (3)$$

$$\text{则} \quad h = h_0 + \frac{x^2}{2R'} \quad (4)$$

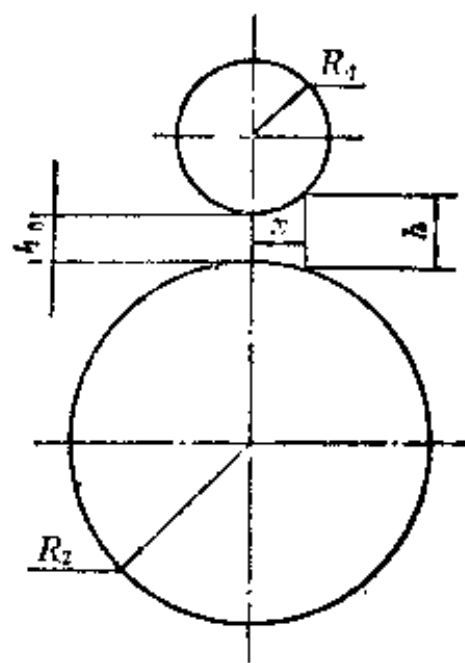


图 3

式(4)和式(2)的形式是一样的。这说明两个圆柱面的接触已经转化为一个圆柱面和一平面的接触了。转化后的半径 R' 称为综合曲率半径 (composite radius of curvature)。

从式(3)可以推断出:

外接时 $R' < R_1$

内接时 $R' > R_1$

对于外接, 当 $R_1 = R_2 = R$ 时, 得

$$R' = \frac{R}{2}$$

二、弹性变形和接触压力

现以线接触为例予以阐述。

一圆柱和一平面相接触, 其弹性变形和接触压力可按赫兹 (H. Hertz) 公式计算。

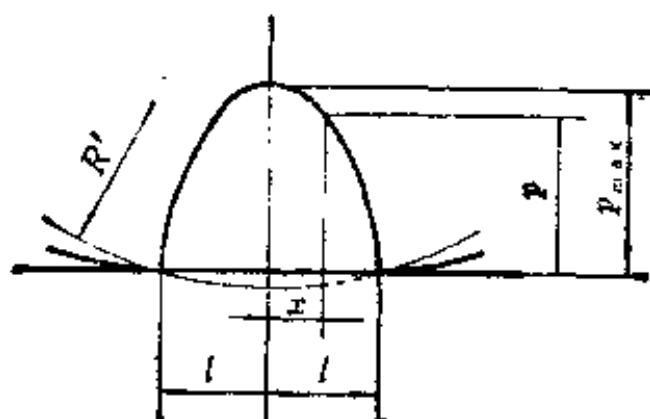


图 4

如图 4 所示, 在载荷的作用下由线接触变为小面积接触, 其接触长度的半长 l 为

$$l = \sqrt{\frac{8}{\pi} \cdot \frac{wR'}{E'}} \approx 1.60 \sqrt{\frac{wR'}{E'}} \quad (5)$$

其最大接触压力为

$$p_{\max} = \sqrt{\frac{E' w}{2\pi R'}} \approx 0.40 \sqrt{\frac{E' w}{R'}} \quad (6)$$

式中: w ——单位接触宽度上的载荷; E' ——综合弹性模量(composite modulus of elasticity); R' ——综合曲率半径。

综合弹性模量 E' 按下式计算

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \quad (7)$$

式中, E_1, E_2 和 ν_1, ν_2 分别为两接触体材料的弹性模量和泊松比。

当 $E_1 = E_2 = E, \nu_1 = \nu_2 = \nu$ 时

$$E' = \frac{E}{1-\nu^2}$$

在接触区内的压力一般是按半椭圆形分布的(图4)

$$p = p_{\max} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{l}\right)^2} \quad (8)$$

例1 已知 $w = 0.5 \times 10^6 \text{ N/m}$, $R' = 50 \times 10^{-3} \text{ m}$, $E' = 2.3 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$, 求 l 和 p_{\max} 。

解

$$\begin{aligned} l &= 1.60 \sqrt{\frac{w R'}{E'}} \\ &= 1.60 \sqrt{\frac{0.5 \times 10^6 \times 50 \times 10^{-3}}{2.3 \times 10^{11}}} = 0.53 \times 10^{-3} \text{ m} \\ p_{\max} &= 0.40 \sqrt{\frac{E' w}{R'}} \\ &= 0.40 \sqrt{\frac{2.3 \times 10^{11} \times 0.5 \times 10^6}{50 \times 10^{-3}}} = 0.61 \times 10^9 \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

三、弹流油膜的形成^[15]

接触区的接触压力是很高的, 但可能形成油膜, 其有利条件为:

(1) 如图5所示, 在入口区具有油楔作用, 能产生流体动压

力。远离接触区的动压力是很小的，但距接触区越近其值越大，到接触区的边缘流体动压力将大于赫兹压力，故靠这流体动压力就能将润滑油楔入接触区内。

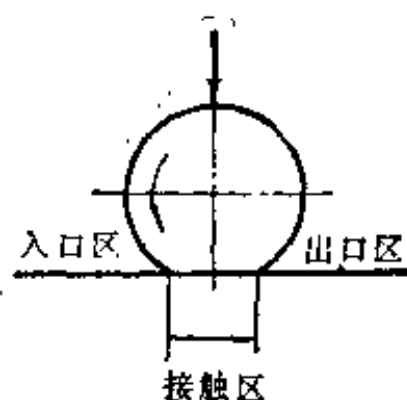


图 5

(2) 由理论和试验得知，弹流油膜是非常薄的，通常只有

0.5~1 μm 左右。油膜薄，润滑油流动时所受的阻力大，它就较不易于被挤出去。

(3) 在接触区内的润滑油承受了很高的压力，其粘度是很大的。因为润滑油的粘度随着压强的增高而增大，其关系通常可表为

$$\eta = \eta_0 e^{\alpha p} \quad (9)$$

式中： p ——润滑油所承受的压强； η_0 、 η ——分别为在大气压和在压强 p 下润滑油的粘度； α ——粘度-压力系数（简称粘压系数）。

系数 α 的值与油品和温度有关。对矿物油 $\alpha = (1 \sim 3) \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}^{(5)}$ ，其代表值为 $2.2 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}^{(1)}$ 。伍斯特(R. C. Wooster)曾提出计算 α 值的公式⁽³⁾

$$\alpha = (0.6 + 0.965 \lg cP) \times 10^{-8} \quad (10)$$

式中： α 的单位为 m^2/N ； cP 为大气压力下的粘度， cP 。

粘压系数应采用实测的数值。若无适当的数据时可用式(10)计算。

例 2 试用伍斯特公式计算 20 号机械油在 50°C 时的粘压系数。

解 查手册⁽⁶⁾得 20 号机械油的运动粘度 $\nu_{50^\circ\text{C}} = 20 \text{ cSt}$ ， $\rho_{50^\circ\text{C}} = 0.85 \text{ g/cm}^3$ 。

经换算得 $\nu_{50^\circ\text{C}} = 20 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ， $\rho_{50^\circ\text{C}} = 850 \text{ kg/m}^3$

故动力粘度 $\eta = \nu \cdot \rho = 20 \times 10^{-6} \times 850 = 0.017 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^2 = 17 \text{ cP}$

$$\begin{aligned} \text{得 } \alpha &= (0.6 + 0.965 \lg \text{cP}) \times 10^{-8} \\ &= (0.6 + 0.965 \lg 17) \times 10^{-8} \\ &= 1.8 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N} \end{aligned}$$

设以润滑油在大气压力下的粘度为准,则在 $10^8 \text{ N}/\text{m}^2$ 压强下的粘度将增加约一个量级。如压强的量级达到 $10^9 \text{ N}/\text{m}^2$ 时,则粘度将增加到 4、5 个量级以上了。

(4) 接触区的长度是很小的,约为 $0.5 \sim 1 \text{ mm}$ 左右。如切向速度为 $1 \text{ m}/\text{s}$,则润滑油通过接触区的时间为 $0.5 \sim 1 \text{ ms}$ 。这是非常快的。

综上所述,由于弹流油膜非常薄,油的粘度在高压下变得很大,而且越是压力高的地方粘度越大,所以在接触区内的油就不容易被挤出去。即使有可能被挤出去,也得经历一定的时间,而润滑油通过接触区非常快,没有足够的时间给接触压力把油挤出去。在这些有利条件下就能建立起弹流润滑油膜。

四、油膜形状及其压力分布

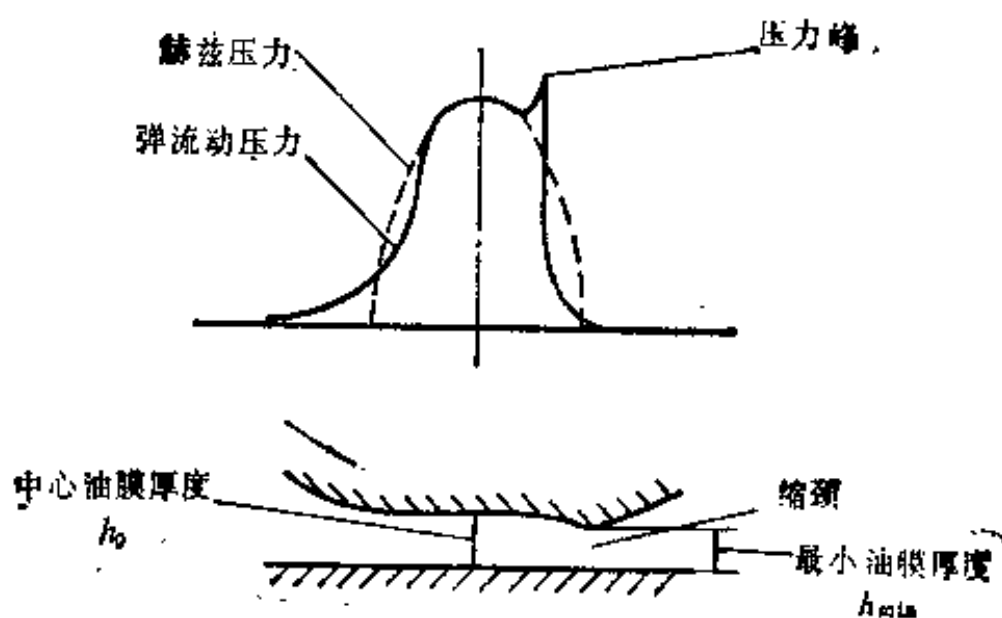


图 6

如图 6 所示,为典型的油膜形状及其压力分布,除两端外大部分接触区内的油膜厚度是均匀的。在入口区因楔形效应产生了流体动压力,使流体压力较赫兹压力超前。在接触区中部的流体压力基本上和赫兹压力接近。在出口处,由于从高压突然降低到大气压,形成“缩颈”。在出口端,压力和压力梯度都等于零。临近出口处有一突起的压力峰。

为什么会产生压力峰,道森曾作解释,现归纳如下。

单位接触宽度的油流量

$$Q = \frac{Uh}{2} - \frac{h^3}{12\eta} \left(\frac{dp}{dx} \right)$$

压力 p 下的粘度

$$\eta = \eta_0 e^{\alpha p}$$

作为二维问题,根据连续条件, $Q = \text{定量}$,与 x 无关。

在接触区中部,因 p 非常大,故 η 很大,而 dp/dx 变化不大,故 $\frac{h^3}{12\eta} \left(\frac{dp}{dx} \right) \rightarrow 0$ 。这样, $Q \rightarrow Uh/2$,故得 $h = \text{定量}$,即油膜等厚。

在出口处, $p \rightarrow 0$, η 变小,故 $-\frac{h^3}{12\eta} \left(\frac{dp}{dx} \right) = \left| \frac{h^3}{12\eta} \left(\frac{dp}{dx} \right) \right|$ 增大。要保持 Q 不变,得减小 $\frac{Uh}{2}$,故 h 减小,即油膜收缩。

由此分析压力。因油膜收缩,表面的弹性变形减小,随着油膜压力减小(小于赫兹压力),造成力的不平衡,必须产生压力峰以消除力的不平衡。

道森的解释尚不能说明压力峰值变化和位置变化的原因,如图 13 所示的情况。关于压力峰问题还需进一步研究。

§ 3 线接触全膜弹流润滑

一、马 丁 方 程

马丁在处理线接触摩擦副的润滑问题时作了以下的假设:

- (1) 两接触体都是刚性的;
- (2) 工作状况是等温的;
- (3) 润滑油的粘度是等值而恒定不变的;
- (4) 无侧泄

1. 膜厚方程 前已论述,如图3所示,半径分别为 R_1 、 R_2 的两圆柱形摩擦表面,其中心处的油膜厚度为 h_0 ,则在 x 处的油膜厚度如式(4)所示为

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2R'}$$

$$R' = \frac{R_1 R_2}{R_2 \pm R_1}$$

2. 雷诺方程^① 一维雷诺方程的形式可写为

$$\frac{dp}{dx} = 12\eta U \frac{h - h^*}{h^3} \quad (11)$$

式中: p 、 h ——在 x 处的油膜压力和油膜厚度; h^* ——当 $dp/dx = 0$, p 为最大值时的油膜厚度; η ——润滑油的动力粘度; U ——平均表面速度, $U = (U_1 + U_2)/2$ (U_1 、 U_2 分别为两摩擦表面各自的速度)。

边界条件是:

^① 参看附录一。

$$\left. \begin{array}{l} \text{当 } x = -\infty \text{ 时, } p = 0 \\ \text{当 } x = x^* \text{ 时, } p = 0, dp/dx = 0 \end{array} \right\} \quad (12)$$

符合式(12)的这种边界条件,称为雷诺边界条件(图 7a)。

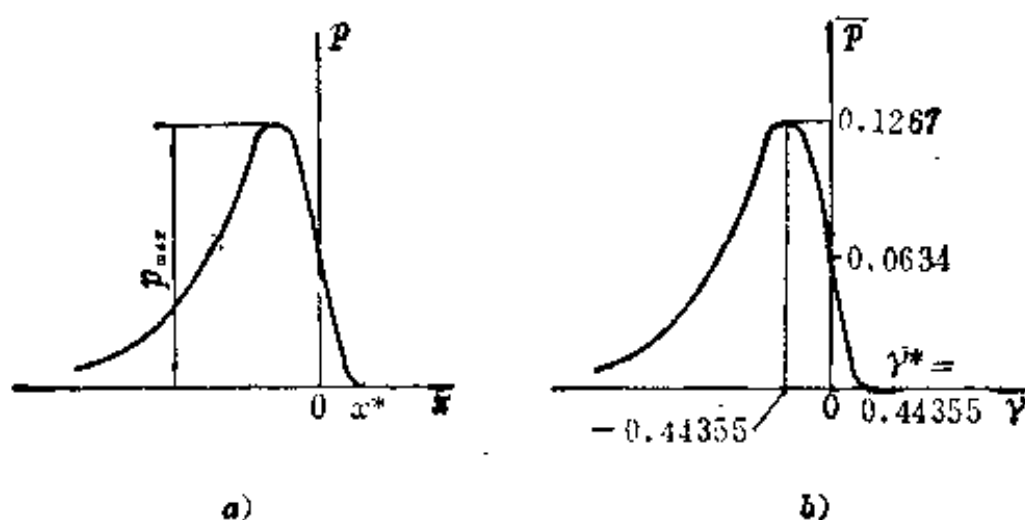


图 7

3. 压力分布 由膜厚方程(式(4))和雷诺方程(式(11))可求得压力分布。

$$\text{令 } \operatorname{tg} \gamma = x / \sqrt{2R'h_0}, \operatorname{tg} \gamma^* = x^* / \sqrt{2R'h_0}$$

由此可推出

$$h = h_0 \sec^2 \gamma, \quad h^* = h_0 \sec^2 \gamma^*$$

因未考虑压力对粘度的影响,故

$$\eta = \eta_0$$

则雷诺方程可写为

$$\frac{dp}{dx} = 12\eta_0 U \frac{\sec^2 \gamma - \sec^2 \gamma^*}{h_0^2 \sec^6 \gamma}$$

$$\text{因 } dx = \sqrt{2R'h_0} \sec^2 \gamma d\gamma$$

$$\text{故 } dp = 12\eta_0 U \frac{\sqrt{2R'h_0}}{h_0^2} \left[\frac{1}{\sec^2 \gamma} - \frac{\sec^2 \gamma^*}{\sec^4 \gamma} \right] d\gamma$$

$$\text{令 } \bar{p} = \frac{h_0^2}{12\eta_0 U \sqrt{2R'h_0}} p$$

则