

高等学校教学参考书

滑动轴承

张桂芳 编

机械零件设计丛书

高等教育出版社

78.233

8601855

机械零件设计丛书
高等学校教学参考书
机械零件教学参考丛书

滑 动 轴 承

张桂芳 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液体动压轴承知识编写的，供有关教师、学生和工程技术人员阅读参考。全书共分8节。第1节为液体动力润滑的理论基础；第2~5节为推力轴承；第6~8节为径向轴承。

本书曾经机械零件教材编审小组委托成都科技大学黄贵根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
滑 动 轴 承

张桂芳 编

高等教育出版社出版
新华书店北京发行所发行
二二〇七工厂印刷

开本850×1168 1/32 印张2.75字数66,000

1985年5月第1版 1985年5月第1次印刷

印数00,001—11,040

书号15010·0563 定价0.73元

序

这本小册子是在机械零件设计基本教材的基础上适当加深加宽液体动压轴承知识编写的。在选用本书进行教学时，有关滑动轴承的结构、材料、润滑剂和润滑方法、按 P_v 值计算轴承的方法，以及液体静压轴承和气体轴承简介等内容，仍须选自机械零件设计基本教材。

本书采用国际单位制，并尽量采用国家标准规定的物理量符号（GB 1434—78）。为加深理解，有关节后附有小型例题，附录编有综合性例题和习题。润滑油的粘温曲线和表面粗糙度的标准规定等也编在附录中。

在编写过程中，承黄贵根同志审查了编写提纲，邱宣怀同志对本书取材和书稿的修改给予很多帮助，复承他们两位先后审阅了全部书稿，提出了许多宝贵建议，编者在此一并致以衷心谢意。

书中错误和不妥之处在所难免，恳请读者批评指正。

编 者

1983.10.

基本符号

A	面积	l	长度
C	积分常数, 系数	n	转速
D	直径	p	压强, 压力
F	力	r	半径
F_f	摩擦力	t	温度
K	安全裕度, 系数	u	速度
P	功耗	v	速度
Q	热量	z	瓦数
Q_i	进油流量	α	斜率
Q_o	出油流量	β	轴承包角
R	半径	θ	角度座标
S	轴承特性数	e	偏心率
a	间隙比	ϕ	偏位角
b	宽度	ψ	相对间隙
c	半径间隙, 比热	η	粘度
d	直径	ρ	密度
e	偏心距	δ	距离
f	摩擦系数	τ	剪应力
h	间隙, 油膜厚度	θ	瓦面角
k	填充系数		

目 录

1 液体动力润滑的基本方程式	1
2 斜面固定瓦推力轴承	6
3 斜-平面固定瓦推力轴承	21
4 阶梯面固定瓦推力轴承	24
5 可倾瓦推力轴承	26
6 单油楔径向轴承	37
7 固定瓦多油楔径向轴承	52
8 可倾瓦径向轴承	59
附录	70
参考文献和书目	82

1. 液体动力润滑的基本方程式

雷诺润滑方程

1883年托尔(Tower)提出滑动轴承油膜中有压力存在的实验报告。1886年雷诺(Reynolds)发表了对托尔实验结果的理论分析论文,提出著名的雷诺方程,奠定了流体动力润滑的理论基础。

被润滑油隔开的相互倾斜的两表面,一个固定不动,一个以速度 v 沿 X 轴移动,如图1所示。分析油膜中任一微元体的受力状况。为了简化而假设:油沿 Z 轴没有流动,因而油膜中的压力沿 Z 轴没有变化,微元体上垂直于 Z 轴的前、后两面压力互相平衡,上下左右四面上没有沿 Z 轴的剪力,前后两面上也就没有沿 X 和 Y 轴的剪力;油的流动为层流;油与表面吸附牢固,其吸附层将随同表面运动或静止,因此在微元体上下两面有沿 X 轴的剪力,左右两面有沿 Y 轴的剪力(图中未画出);不计油的惯性和重力影响,后者说明油膜中压力沿 Y 轴无变化,微元体上下两面压力互相平衡。因油只沿 X 轴流动,所以微元体左右两面有压力差。设油膜中压力 p 和剪应力 τ 是连续变化的,则微元体沿 X 轴的受力情况如图示。由力的平衡条件得

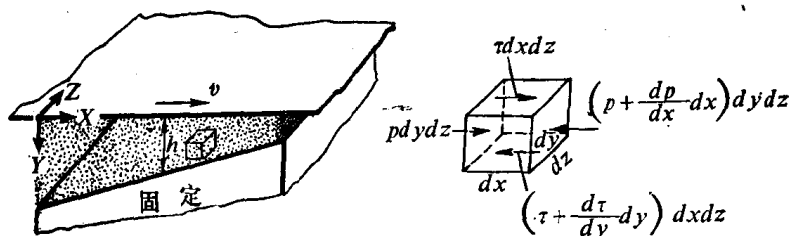


图 1 流体受力分析

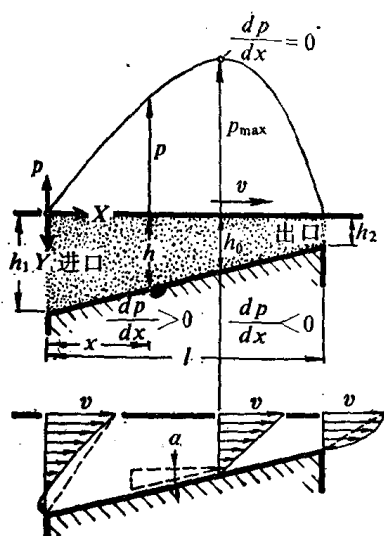


图 2 压力和流速分布

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{d\tau}{dy}$$

根据牛顿的层流假说，油层间的剪应力按图示坐标的取法应为

$$\tau = -\eta \frac{du}{dy}$$

代入前式得

$$\frac{dp}{dx} = \eta \frac{d^2u}{dy^2}$$

积分两次，并根据边界条件： $y = 0$ 时 $u = v$ 和 $y = h$ 时 $u = 0$ 确定积分常数，整理后得油膜中任意点的流速

$$u = \frac{1}{2\eta} \cdot \frac{dp}{dx} (y^2 - hy) + \frac{v}{h} (h - y) \quad (1)$$

(1) 式等号后第一项为压差引起的压力流，呈抛物线分布，第二项为油层间剪力引起的剪切流，呈直线分布。以图2所示压力分布曲线为例，油膜各截面流速变化见图。在压力最大截面， $\frac{dp}{dx} = 0$ ，只有剪切流，流速呈直线分布。在其他截面， $\frac{dp}{dx} \neq 0$ ，流速都呈曲线分布。反言之，在流速呈曲线分布的截面， $\frac{dp}{dx}$ 必不为零，有压差存在。

由流动的连续性原理知，油膜各截面的流量应相等。在压力最大的截面，Z向单位宽度的流量为

$$q_{h_0} = \frac{1}{2} v h_0$$

在其他截面单位宽度的流量为

$$q_h = \int_0^h u dy = \frac{1}{2} v h - \frac{h^3}{12 \eta} \cdot \frac{dp}{dx}$$

由 $q_{h_0} = q_h$ 得

$$\frac{dp}{dx} = 6 \eta v \frac{h - h_0}{h^3} \quad (2)$$

这就是一维流动的雷诺方程。将(2)式对 x 取导数, 可得另一表达式

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{dp}{dx} \right) = 6 v \frac{dh}{dx} \quad (3)$$

若动表面同时以速度 w 沿 Z 轴移动, 则得双维流动的雷诺方程

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \left(v \frac{\partial h}{\partial x} + w \frac{\partial h}{\partial z} \right)$$

但在滑动轴承中, 油膜厚度(即间隙) h 沿 Z 轴无变化, 即 $\frac{\partial h}{\partial z} = 0$, 故上式通常为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 v \frac{\partial h}{\partial x} \quad (4)$$

它是计算液体动压轴承的压力分布和承载能力的基本方程——双维流动的雷诺方程。

由雷诺方程可见, 油膜压力与油的粘度、两表面相对滑动速度及其间隙变化有关。

“油楔”生成条件

为承受载荷, 油膜压力必须是正的, 即压力曲线应为凸曲线。

凸曲线的特点是, 斜率 $\frac{dp}{dx}$ 随 x 的增加由大变小。于是斜率的导数 $\frac{d}{dx} \left(\frac{dp}{dx} \right)$ 应等于某一负数。这要求(3)式等号右边项 $6 v \frac{dh}{dx}$ 为负值。由此可见, 若 $v > 0$, 即图 1 的上表面朝 X 轴正向运动, 必须

使 $\frac{dh}{dx} < 0$, 间隙朝 X 轴正向收敛; 若 $v < 0$, 即上表面逆 X 轴向运动, 必须使 $\frac{dh}{dx} > 0$, 间隙逆 X 轴向收敛。总之, 要利用两表面的相对运动把油从收敛间隙的大口带向小口, 这就是油楔的生成条件。借此使油膜形成“尖楔”作用, 故称“油楔”。

相反, 若由相对运动把油从间隙的小口带向大口, 则在油膜中将形成负压力。

若相对滑动的两表面互相平行, 当不考虑由摩擦产生的热引起油密度的变化时, 则在油膜中不能生成可赖以承受载荷的正压力。

雷诺方程的简化

双维雷诺方程无法求得精确的分析解。为阐明有关参数对轴承性能的影响, 对它采取下述两种简化以求得近似的分析解:

(1) 无限宽轴承假设 假设油沿 Z 轴没有流动, 即得(2)、(3)两式。

(2) 无限窄轴承假设 该假设认为 $\frac{\partial p}{\partial x}$ 远小于 $\frac{\partial p}{\partial z}$, 可忽略不计。即在流速 u 式中忽略压力流, 只保留剪切流。于是双维雷诺方程简化为

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6v \frac{\partial h}{\partial x} \quad (5)$$

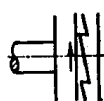
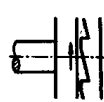
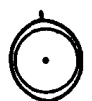
构成油楔的方法

在轴承中构成油楔的典型方法以及液体动压轴承的类别见表 1。

轴承中的摩擦力

轴承中的摩擦力决定于油层间的剪应力。按图 2 取定坐标, 则摩擦力

表 1 构成油楔的典型方法和轴承类别

名称	单油楔		多油楔			构成油楔的方法
	固	定	瓦		可倾瓦	
推力轴承		斜面瓦轴承	斜—平面瓦轴承	阶梯面瓦轴承	扇形可倾瓦轴承	利用瓦面的倾斜或阶梯状
						
径向轴承	剖分式轴承		椭圆(柠檬)轴承	三油楔轴承	阶梯面轴承	利用轴颈中心相对瓦面曲率中心的偏心或阶梯状
						

$$F_r = \int_A \tau dA = \int_A -\eta \frac{du}{dy} dA$$

将(1)式代入上式得

$$F_r = \int_A \left(\pm \frac{h}{2} \cdot \frac{dp}{dx} + \frac{\eta}{h} v \right) dA \quad (6)$$

式中 A 为积分面积；‘+’号用于推力盘或轴颈表面；‘-’号用于轴承(轴瓦)表面。摩擦力的作用线平行于 X 轴。

2. 斜面固定瓦推力轴承

斜面固定瓦液体动压推力轴承的结构见图3。瓦面呈扇形。

扇形瓦的径向尺寸 b 称瓦宽；平均半径 $\frac{D+d_0}{2}$ 处的周向尺寸 l 称

瓦长；二者之比 $\frac{b}{l}$ 称为宽长比。

承载能力

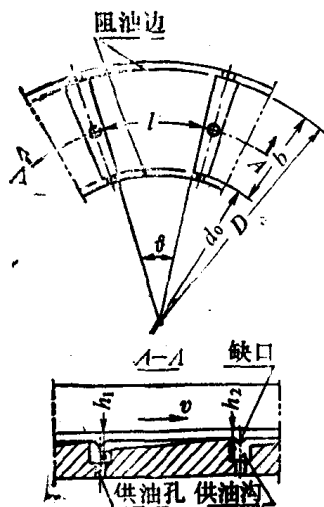
液体动压推力轴承属于多油楔轴承，其承载能力为各瓦面承载能力的总和。各瓦面尺寸相同。所以下述分析只针对单个瓦面进行。为了简化，这里照例讲述矩形瓦面的性能分析^[3]。其结果可近似地用于扇形瓦。

按无限宽轴承假设，将(2)式用于推力轴承。令 $a = \frac{h_1}{h_2}$ (图2)，称为

图3 斜面固定瓦推力轴承

间隙比； α 为瓦面斜率，

$$\alpha = \frac{h_1 - h_2}{l} = \frac{h_2(a-1)}{l} \quad (7)$$



距油楔进口为 x 处的油膜厚度

$$h = h_1 - \alpha x = h_2 \left[a - \frac{a-1}{l} x \right] \quad (8)$$

将(8)式代入(2)式并积分, 再按 $x=0$ 和 $x=1$ 时 $p=0$ 的边界条件定积分常数, 得油膜压力沿 X 轴的分布公式

$$p = \frac{6\eta vl}{h_2^2} \cdot \frac{(a-1) \left(1 - \frac{x}{l}\right) \frac{x}{l}}{(a+1) \left[a - \frac{a-1}{l} x \right]^2} \quad (9)$$

将 p 沿瓦长 l 积分, 再乘以瓦宽 b , 得一个瓦面的承载量

$$\left. \begin{aligned} F &= b \int_0^l p dx = \frac{6\eta v b l^2}{h_2^2 (a-1)^2} \left[\ln a - \frac{2(a-1)}{a+1} \right] = \frac{\eta v b l^2}{h_2^2} C_F \\ C_F &= \frac{6}{(a-1)^2} \left[\ln a - \frac{2(a-1)}{a+1} \right] \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

由(10)式可知各参数对轴承承载能力的影响: 减小最小油膜厚度 h_2 可显著提高轴承的承载能力, 但受到摩擦表面的粗糙度和润滑油中杂质微粒尺寸的限制。由图4所示 C_F 与 a 的关系曲线可见, 无限宽轴承获得最高承载能力的间隙比 $a=2.2$, 称为最佳间隙比。

将 $a=2.2$ 代入(10)式得最大承载量

$$F_{\max} = \frac{0.1602 \eta v b l^2}{h_2^2} \quad (11)$$

(10)式可组成无量纲形式, 得无量纲数

$$\frac{1}{a^2} \cdot \frac{\eta v}{p_m l} = \frac{1}{6 \left[\ln a - \frac{2(a-1)}{a+1} \right]} \quad (12)$$

令 $S_r = \frac{1}{a^2} \cdot \frac{\eta v}{p_m l}$ 称为斜面固定瓦轴承特性数, 是间隙比 a 的函数。当间隙比一定时, 由 S_r 的组成可看出载荷、粘度、速度和轴

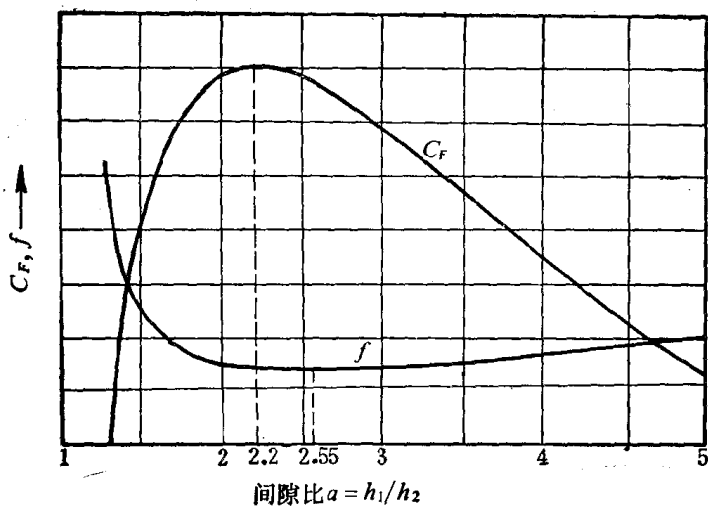


图 4 间隙比的影响

承尺寸间的制约关系。

$$p_m = \frac{F}{bl} \text{ 称平均压强。}$$

考虑到固定瓦的斜率 $\alpha = \frac{b_2(a-1)}{l}$ 是不会随轴承工况而变的, 而且是设计中需要确定的参数, 故也归併在无量纲数中。

由瓦面斜率公式得

$$\frac{h_2}{l\alpha} = \frac{1}{a-1}$$

$\frac{h_2}{l\alpha}$ 称为斜面固定瓦轴承的最小油膜厚度系数, 也是间隙比 a 的函数。可见, S_r 与 $\frac{h_2}{l\alpha}$ 之间存在函数关系。

实际上, 轴承是有限宽的。油要从瓦面两侧泄漏, 称为“端泄”。受端泄的影响, 油膜压力下降 (图 5)。不仅瓦面两侧压力降为零, 瓦面中央的最大压力也比无端泄的有所降低。宽长比 b/l 愈

小,压力降得愈多。因此, S_r 又应是宽长比 b/l 的函数;随 b/l 的

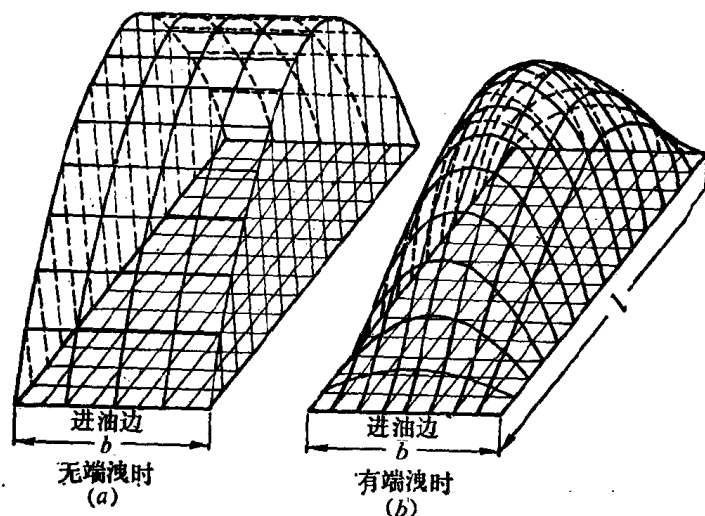


图 5 油膜压力分布

不同, S_r 与 $\frac{h_2}{l\alpha}$ 的关系曲线也稍异。图 6 为数值法求解双维雷诺方程得到的不同 b/l 的 $\frac{h_2}{l\alpha}-S_r$ 曲线^[2]。图中是以 $\frac{10 h_2}{l\alpha}$ 定的纵坐标。

宽长比不同,最佳间隙比也不同,

$b/l = \infty$	1	0.5	0.25
$a = 2.2$	2.36	2.64	3

图 6 中的最佳承载曲线就是与最佳间隙比对应的 $\frac{10 h_2}{l\alpha}-S_r$ 曲线上相关点的连线。

若给定轴承尺寸和工况,可用图 6 求轴承运转时的最小油膜厚度 h_2 ,以便检验是否大于最小允许值 $[h_{\min}]$,实现液体摩擦润滑。只就一个瓦面来说, $[h_{\min}]$ 取决于表面粗糙度、表面几何形状误差以及润滑油过滤质量等因素;就整个轴承来说,还与安装精

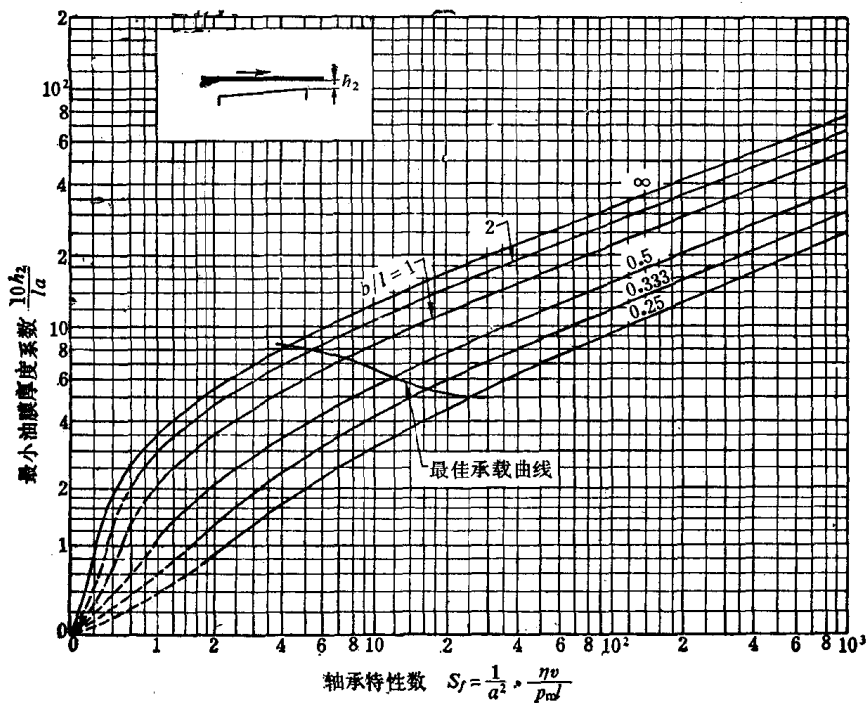


图 6 斜面固定瓦推力轴承的 $\frac{10 h_2}{l a} - S_f$ 曲线

度等有关。为安全计，通常取^[7]

$$h_2 \geq [h_{\min}] = K(R_{z1} + R_{z2}) \quad (13)$$

式中 R_{z1} 和 R_{z2} 为推力盘和瓦面不平度的平均高度，按表面粗糙度(附录表 F1)确定； K 为安全裕度，取 $K \geq 2$ 。推力轴承为多瓦结构，制造和安装的精度难以保证，实践中常简单规定：小型轴承 $[h_{\min}] \geq 0.025 \text{ mm}$ ；大型高速轴承 $[h_{\min}] \geq 0.050 \text{ mm}$ 。

若限定最小油膜厚度 h_2 ，则可用图 6 求轴承所能承受的载荷。

利用最佳承载曲线可确定瓦面的最佳斜率。

例题 1 已知 $F=0.0015 \text{ MN}$, $b=l=40 \text{ mm}$, $v=10 \text{ m/s}$, $\eta=0.018 \text{ Pa}\cdot\text{s}$, $\alpha=0.001$ 。求 h_2 。

解

$$p_m = \frac{F}{bl} = \frac{0.0015}{0.04 \times 0.04} \approx 0.94 \text{ MPa}$$

$$S_f = \frac{1}{\alpha^2} \cdot \frac{\eta v}{p_m l} = \frac{1}{0.001^2} \cdot \frac{0.018 \times 10}{0.94 \times 10^6 \times 0.04} \approx 4.8$$

由图 6 上 $b/l=1$ 的曲线查得, 与 $S_f=4.8$ 对应的 $\frac{10 h_2}{l\alpha}=5.8$ 。于是, 最小油膜厚度

$$h_2 = \frac{10 h_2}{l\alpha} \times \frac{1}{10} l\alpha = 5.8 \times \frac{40 \times 0.001}{10} = 0.0232 \text{ mm} = 23.2 \mu\text{m}$$

例题 2 已知 $p_m=0.58 \text{ MPa}$, $b=l=40 \text{ mm}$, $\eta=0.018 \text{ Pa}\cdot\text{s}$, $v=10 \text{ m/s}$ 。求瓦面最佳斜率。

解

由图 6 上 $b/l=1$ 的曲线查得最佳的 $S_f=7.5$ 。于是由(12)式可求得与 $S_f=7.5$ 对应的瓦面最佳斜率

$$\alpha = \sqrt{\frac{1}{S_f} \cdot \frac{\eta v}{p_m l}} = \sqrt{\frac{1}{7.5} \cdot \frac{0.018 \times 10}{0.58 \times 10^6 \times 0.04}} \approx 0.001$$

摩擦力和摩擦系数

将(6)式用于宽 b 、长 l 的矩形斜面固定瓦轴承(图 2), 则

$$F_f = b \int_0^l \left(\pm \frac{h}{2} \cdot \frac{dp}{dx} + \frac{\eta}{h} v \right) dx$$

用分部积分法求上式等号后第一项, 考虑到 $\frac{dh}{dx} \approx -\tan\alpha$
 $\approx -\alpha$,

则得

$$\begin{aligned} b \int_0^l \pm \frac{h}{2} \cdot \frac{dp}{dx} dx &= \pm \frac{b}{2} \left\{ ph \Big|_0^l - \int_0^l p \frac{dh}{dx} dx \right\} = \\ &= \pm \frac{1}{2} b \alpha \int_0^l p dx = \pm \frac{F \alpha}{2} \end{aligned}$$

第二项积分为