

doi: 10.11832/j.issn.1000-4858.2020.01.023

## 矿用液压安全联轴器的接触及转矩特性

乔一军<sup>1</sup>, 崔红伟<sup>1,2</sup>, 廉自生<sup>1,2</sup>, 王铁<sup>1</sup>, 李小莉<sup>1,2</sup>

(1. 太原理工大学 机械与运载工程学院, 山西 太原 030024;

2. 太原理工大学 煤矿综采装备山西省重点实验室, 山西 太原 030024)

**摘要:** 为了准确地计算矿用液压安全联轴器的接触和转矩特性, 将空心缸套的内壁简化为弹性地基梁, 应用克雷洛夫函数法, 计算了内腔压力单独作用时弹性内壁的挠度, 分析了接触压力单独作用时的非完全接触长度以及接触压力大小, 分别得到了接触特性、打滑转矩与控制油压的关系。结果表明: 内腔压力越大, 空心缸套非完全接触长度越小, 摩擦面接触压力越大, 打滑转矩与内腔压力为线性关系, 为液压安全联轴器的结构设计及控制系统设计提供理论依据。

**关键词:** 液压安全联轴器; 弹性地基梁; 接触特性; 打滑转矩

中图分类号: TH137 文献标志码: B 文章编号: 1000-4858(2020)01-0142-06

## Contact and Torque Characteristics of Mining Hydraulic Safety Coupling

QIAO Yi-jun<sup>1</sup>, CUI Hong-wei<sup>1,2</sup>, LIAN Zi-sheng<sup>1,2</sup>, WANG Tie<sup>1</sup>, LI Xiao-li<sup>1,2</sup>

(1. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan, Shanxi 030024;

2. Shanxi Key Laboratory of Fully Mechanized Coal Mining Equipment, Taiyuan University of Technology, Taiyuan, Shanxi 030024)

**Abstract:** In order to calculate the contact and torque characteristics of the mining hydraulic safety coupling accurately, the inner wall of the hollow cylinder liner is simplified as a beam on elastic foundation. Using the Krylov function, the deflection of the elastic inner wall is calculated when the internal cavity pressure acts alone. The incomplete contact length and the contact pressure are then calculated when the contact pressure acts alone. And the relationships between the contact characteristics, the slip torque and the control oil pressure are obtained respectively. The results show that the incomplete contact length decreases and the contact pressure increases as the internal cavity pressure increases. The relationship between the slip torque and the internal cavity pressure is linear, which provides a theoretical basis for the design of the structure and control system of the hydraulic safety coupling.

**Key words:** hydraulic safety coupling, beam on elastic foundation, contact characteristics, sliding torque

### 引言

液压安全联轴器在国外已广泛用于轧机、破碎机、涡轮设备、船舶推进、高速列车等大型设备上。国内许多厂家及科研院所也相继研发出了这种安全联轴器, 并出台了相应的国家标准, 武钢及宝钢的进口设备上已经采用。煤炭行业中, 国外的企业使用比较多, 在JOY 等公司生产的刮板输送机及带式输送机上有良好的应用。目前国内的煤矿使用不多, 山西华润大宁能源有限公司的刮板输送机上已安装使用, 效果良好。

液压安全联轴器打滑转矩准确, 过载响应迅速, 但是, 目前液压安全联轴器的打滑转矩和内腔压力关系的标定主要依靠实际测试, 准确计算接触特性和转矩特性对液压安全联轴器的选型设计非常重要。

收稿日期: 2019-04-16

基金项目: 山西省重点研发计划(201803D121011)

作者简介: 乔一军(1989—), 男, 山西太原人, 博士研究生, 主要从事液黏传动与摩擦学方面的研究工作。

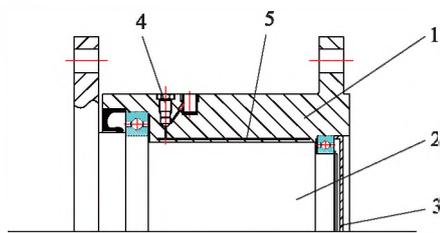
张小燕等<sup>[1]</sup>以弹性力学中的空间轴对称问题和圆柱壳体问题为理论基础,给出了薄壁圆筒问题的变形和应力计算公式;ELISHAKOFF等<sup>[2-3]</sup>对比了三种不同 Timoshenko-Ehrenfest 理论在弹性地基梁上的应用,指出了每种理论在自由振动的条件下的优缺点,并分析了不同边界条件的影响;杨成永等<sup>[4]</sup>建立了弹性地基梁对称问题的数学模型,推导了求解弹性地基梁挠度的傅里叶级数系数的线性方程组,提出了脱空范围的迭代步骤;李静等<sup>[5]</sup>建立了弹性地基一般梁挠度控制方程,求解得到了挠度方程解析通解;李顺群等<sup>[6]</sup>给出了在任意分布荷载作用下弹性地基梁的一种解答,该解答可以解决多种荷载类型作用下的弹性地基梁问题;王新杰等<sup>[7]</sup>结合过盈配合及设计要求,利用响应面法对缩套式超高压缸体进行优化设计;BERTOCCHI等<sup>[8]</sup>提出了一种针对轴在扭转作用下的部分滑移问题的求解方法,解决了由干涉耦合引起的接触压力问题;胡前茅等<sup>[9]</sup>将活塞唇边简化为厚壁圆筒模型,推导出活塞唇边的变形关系式,实现了变间隙密封液压缸密封间隙量的计算;DWYER-JOYCEA等<sup>[10]</sup>提供了一种可行的现场测量过盈配合接触面积和压力分布的方案;RADI等<sup>[11]</sup>以分布弹簧连接的两根弹性 Timoshenko 梁为模型,确定了轴轮毂初始脱离时弯曲力偶的取值;WANG等<sup>[12]</sup>建立了一种精确的分析方法来预测线弹性假设下过盈配合的压合曲线;滕瑞静等<sup>[13]</sup>提出了一种以接触边缘最大应力为优化目标的圆柱面过盈连接设计的 BP 神经网络动态调整算法。

综合分析,近年来有关圆柱面接触文献,研究主要集中于厚壁圆筒过盈连接问题,但是液压安全联轴器内壁形状为薄壁圆筒,且内外圆柱面是由间隙配合通过内壁的弹性变形而发生接触的。本研究对矿用液压安全联轴器的结构、工作原理、接触特性分别进行阐述,将空心缸套内壁简化为弹性地基梁,应用克雷洛夫函数法分别求解非完全接触长度和接触压力与内腔压力的关系,进而得出打滑转矩计算方法,并对液压安全联轴器的接触特性和转矩特性进行了分析与预测。

### 1 液压安全联轴器结构及工作原理

图1为液压安全联轴器结构示意图,液压安全联轴器包括传动轴和空心缸套,二者可以通过法兰分别和传动链前后部件相连。空心缸套内有一圈和其同轴的圆柱形空腔,可承受 100 MPa 高压。

通过手动高压油泵将压力油注入圆柱形空腔内,



1. 空心缸套 2. 传动轴 3. 轴承盖 4. 安全销 5. 内腔

图1 液压安全联轴器结构

特殊材料制成的空心缸套内壁发生弹性变形,向传动轴收缩贴紧,发生接触和摩擦。在摩擦力的作用下空心缸套与传动轴可以传递一定限度以内的转矩。通过手动高压油泵来控制内腔压力的大小,然后拧紧安全管,使压力油密封在空心缸套之中。工作过程中,当工作转矩超过最大静摩擦转矩时,则空心缸套与传动轴之间产生相对运动(即打滑),起到安全保护功能。一旦峰值转矩结束,由于摩擦副材料的动静摩擦系数的差值较小,当负载转矩小于轴和缸套之间的动摩擦转矩时,联轴器会快速恢复到同步转动的工作状态中。通过设定内腔压力的大小,可以控制联轴器传递的最大转矩(打滑转矩)。

### 2 摩擦面接触特性

打滑转矩准确与否是衡量安全联轴器最重要的指标。为此,必须确定给定内腔压力下液压安全联轴器传递转矩的能力。

图2为液压安全联轴器尺寸参数,空心缸套内腔压力为 $p$ ,传动轴直径为 $d$ ,空心缸套内壁厚为 $h$ 。内腔压力 $p$ 为0时,初始间隙为 $\delta$ ,空心缸套内壁平均半径为 $R$ ,空心缸套长度为 $l$ ,非完全作用长度为 $X_a$ ,非完全接触长度为 $X_b$ 。

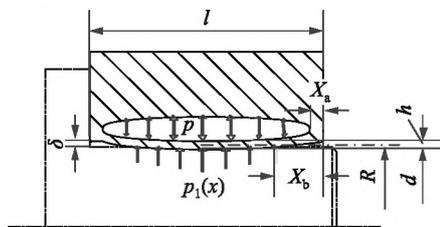


图2 液压安全联轴器尺寸参数

根据摩擦学理论,考虑到空心缸套的对称性,假设坐标原点在空心缸套内壁中点,通过对压力 $p_1(x)$ 在 $0 \sim (l/2 - X_b)$ 上的积分可得出传递转矩的表达式为:

$$T = \pi \cdot d^2 \cdot f \cdot \int_0^{\frac{1}{2}l - X_b} p_1(x) dx \quad (1)$$

式中,  $f$ ——摩擦系数

$p_1(x)$  —— 接触压力,MPa

所以,求解打滑转矩的关键是非完全接触长度  $X_b$  及接触压力  $p_1(x)$  分布的求解。

简化空心缸套内壁为两端自由的有限长圆柱形薄壳。由于内壁形状、边界条件、所受载荷均为轴对称,所以可以把内壁进一步简化为弹性地基梁。梁的地基系数  $k = \frac{Eh}{R^2}$ , 梁的抗弯刚度为壳体的抗弯刚度  $EI = D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$ 。

其中,  $E$  为材料的弹性模量,MPa;  $\mu$  为泊松比。

梁所受外载荷为内腔压力  $p$  以及接触压力  $p_1(x)$ , 两端截面所受的弯矩  $M_{l/2} = 0$ , 剪力  $Q_{l/2} = 0$ 。梁所受载荷如图3所示。

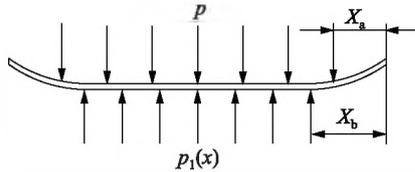


图3 弹性地基梁所受外载荷

梁的弹性变形由内腔压力造成的变形和接触压力所造成的变形叠加而成,如图4所示。

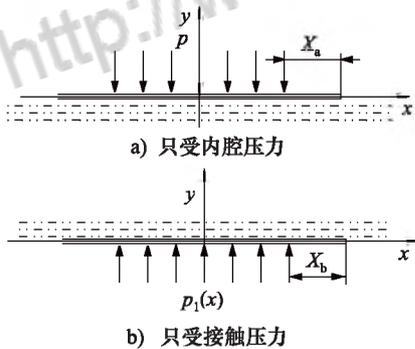


图4 内腔压力和接触压力分别单独作用

### 2.1 内腔压力单独作用

只受内腔压力  $p$  时,梁两端边界弯矩  $M'_{l/2} = 0$  和剪力  $Q'_{l/2} = 0$ ,如图4a所示。

在  $0 < x < (l/2 - X_a)$  范围内,梁弯曲变形的微分方程是:

$$\frac{d^4 v'}{dx^4} + 4\beta^4 v' = \frac{p}{EI} \quad (2)$$

其中,  $\beta = \sqrt[4]{\frac{k}{4EI}}$ 。

应用克雷洛夫函数法,得其挠度为:

$$v' = v'_0 Y_1(\beta x) + \frac{\theta'_0}{\beta} Y_2(\beta x) - \frac{M'_0}{EI\beta^2} Y_3(\beta x) - \frac{Q'_0}{EI\beta^3} Y_4(\beta x) + \frac{p}{k} [1 - Y_1(\beta x)] \quad (3)$$

其中:

$$\begin{aligned} Y_1(\beta x) &= \text{ch } \beta x \cos \beta x \\ Y_2(\beta x) &= \frac{1}{2} (\text{ch } \beta x \sin \beta x + \text{sh } \beta x \cos \beta x) \\ Y_3(\beta x) &= \frac{1}{2} \text{sh } \beta x \sin \beta x \\ Y_4(\beta x) &= \frac{1}{4} (\text{ch } \beta x \sin \beta x - \text{sh } \beta x \cos \beta x) \end{aligned} \quad (4)$$

因为变形和内力都关于梁中点对称,故有:

$$x = 0 \text{ 时, } \theta'_0 = Q'_0 = 0$$

则梁在  $0 < x < (l/2 - X_a)$  内的挠度为:

$$v' = v'_0 Y_1(\beta x) - \frac{M'_0}{EI\beta^2} Y_3(\beta x) + \frac{p}{k} [1 - Y_1(\beta x)] \quad (5)$$

同理,梁在  $(l/2 - X_a) < x < l/2$  内的挠度为:

$$v' = v'_0 Y_1(\beta x) - \frac{M'_0}{EI\beta^2} Y_3(\beta x) + \frac{p}{k} [1 - Y_1(\beta x)] - \frac{p}{k} \left\{ 1 - Y_1[\beta(x - l/2 + X_a)] \right\} \quad (6)$$

两段内挠度  $v'$  的表达式统一写为:

$$v' = v'_0 Y_1(\beta x) - \frac{M'_0}{EI\beta^2} Y_3(\beta x) + \frac{p}{k} \left[ 1 - Y_1(\beta x) \right] \Big|_{x=l/2-X_a} - \frac{p}{k} \left\{ 1 - Y_1[\beta(x - l/2 + X_a)] \right\} \quad (7)$$

弯矩为:

$$\begin{aligned} M' &= -EI \frac{\partial^2 v'}{\partial x^2} = 4\beta^2 EI v'_0 Y_3(\beta x) + M'_0 Y_1(\beta x) - \frac{4\beta^2 EI p}{k} Y_3(\beta x) \Big|_{x=l/2-X_a} + \frac{4\beta^2 EI p}{k} Y_3[\beta(x - l/2 + X_a)] \end{aligned} \quad (8)$$

剪力为:

$$\begin{aligned} Q' &= -EI \frac{\partial^3 v'}{\partial x^3} = 4\beta^3 EI v'_0 Y_2(\beta x) - 4\beta M'_0 Y_4(\beta x) - \frac{4\beta^3 EI p}{k} Y_2(\beta x) \Big|_{x=l/2-X_a} + \frac{4\beta^3 EI p}{k} Y_2[\beta(x - l/2 + X_a)] \end{aligned} \quad (9)$$

带入边界条件  $M'_{l/2} = 0, Q'_{l/2} = 0$  :

$$M'_{l/2} = 4\beta^2 Elv'_0 Y_3(\alpha) + M'_0 Y_1(\alpha) - \frac{4\beta^2 Elp}{k} Y_3(\alpha) + \frac{4\beta^2 Elp}{k} Y_3(\beta X_a) = 0 \quad (10)$$

$$Q'_{l/2} = 4\beta^3 Elv'_0 Y_2(\alpha) - 4\beta M'_0 Y_4(\alpha) - \frac{4\beta^3 Elp}{k} Y_2(\alpha) + \frac{4\beta^3 Elp}{k} Y_2(\beta X_a) = 0 \quad (11)$$

其中,  $\alpha = \beta l/2$ 。

两式联立解得:

$$v'_0 = \frac{p}{k} \left[ 1 - \frac{Y_1(\alpha) Y_2(\beta X_a) + 4Y_3(\beta X_a) Y_4(\alpha)}{Y_1(\alpha) Y_2(\alpha) + 4Y_3(\alpha) Y_4(\alpha)} \right] \quad (12)$$

$$M'_0 = \frac{El\beta^2 p}{k} \cdot \frac{Y_2(\beta X_a) Y_3(\alpha) - Y_2(\alpha) Y_3(\beta X_a)}{Y_1(\alpha) Y_2(\alpha) + 4Y_3(\alpha) Y_4(\alpha)} \quad (13)$$

所以由式(7)可得:

$$v' = \left[ -\frac{Y_1(\alpha) Y_2(\beta X_a) + 4Y_3(\beta X_a) Y_4(\alpha)}{Y_1(\alpha) Y_2(\alpha) + 4Y_3(\alpha) Y_4(\alpha)} \cdot Y_1(\beta x) - 4 \frac{Y_2(\beta X_a) Y_3(\alpha) - Y_2(\alpha) Y_3(\beta X_a)}{Y_1(\alpha) Y_2(\alpha) + 4Y_3(\alpha) Y_4(\alpha)} \cdot Y_3(\beta x) + 1 \right] \frac{p}{k} \Big|_{x=l/2-X_b} - \frac{p}{k} \left\{ 1 - Y_1[\beta(x-l/2+X_a)] \right\} \quad (14)$$

## 2.2 接触压力单独作用

假定接触压力为均布载荷  $p_1$ , 非完全接触长度为  $X_b$ , 受力如图 4b 所示, 同样有:

$$x = 0 \text{ 时, } \theta''_0 = Q''_0 = 0$$

则梁的挠度为:

$$v'' = v''_0 Y_1(\beta x) - \frac{M''_0}{El\beta^2} Y_3(\beta x) + \frac{p_1}{k} [1 - Y_1(\beta x)] \Big|_{x=l/2-X_b} - \frac{p_1}{k} \left\{ 1 - Y_1[\beta(x-l/2+X_b)] \right\} \quad (15)$$

弯矩为  $M'' = -EI \frac{\partial^2 v''}{\partial x^2}$ , 剪力为  $Q'' = -EI \frac{\partial^3 v''}{\partial x^3}$ 。

该情况下有 4 个未知数, 即  $v''_0, M''_0, p_1, X_b$ , 可以列出 4 个方程:

根据边界条件  $M''_{l/2} = 0, Q''_{l/2} = 0$ , 有:

$$M''_{l/2} = 4\beta^2 Elv''_0 Y_3(\alpha) + M''_0 Y_1(\alpha) - \frac{4\beta^2 Elp_1}{k} Y_3(\alpha) + \frac{4\beta^2 Elp_1}{k} Y_3(\beta X_b) = 0 \quad (16)$$

$$Q''_{l/2} = 4\beta^3 Elv''_0 Y_2(\alpha) - 4\beta M''_0 Y_4(\alpha) - \frac{4\beta^3 Elp_1}{k} Y_2(\alpha) + \frac{4\beta^3 Elp_1}{k} Y_2(\beta X_b) = 0 \quad (17)$$

在  $x = 0, x = l/2 - X_b$  两点处都有  $v'' + v' = -\delta$ , 于是:

$$v''_0 + v'_0 + \delta = v''_0 + \left[ 1 - \frac{Y_1(\alpha) Y_2(\beta X_a) + 4Y_3(\beta X_a) Y_4(\alpha)}{Y_1(\alpha) Y_2(\alpha) + 4Y_3(\alpha) Y_4(\alpha)} \right] \frac{p}{k} + \delta = 0 \quad (18)$$

$$v''_{l/2-X_b} + v'_{l/2-X_b} + \delta = v''_0 Y_1[\beta(l/2 - X_b)] - \frac{M''_0}{El\beta^2} Y_3[\beta(l/2 - X_b)] + \frac{p_1}{k} \left\{ 1 - Y_1[\beta(l/2 - X_b)] \right\} + \left\{ 1 - \frac{Y_1(\alpha) Y_2(\beta X_a) + 4Y_3(\beta X_a) Y_4(\alpha)}{Y_1(\alpha) Y_2(\alpha) + 4Y_3(\alpha) Y_4(\alpha)} \right\} \times Y_1[\beta(l/2 - X_b)] - 4 \frac{Y_2(\beta X_a) Y_3(\alpha) - Y_2(\alpha) Y_3(\beta X_a)}{Y_1(\alpha) Y_2(\alpha) + 4Y_3(\alpha) Y_4(\alpha)} \times Y_3[\beta(l/2 - X_b)] \Big\} \frac{p}{k} + \delta = 0 \quad (19)$$

利用数学软件 MATLAB 计算这个 4 元非线性方程组, 梁的材料为铝青铜, 弹性模量  $E = 110000$  MPa, 泊松比  $\mu = 0.335$ , 尺寸条件为  $h = 4$  mm,  $R = 222$  mm,  $l = 280$  mm,  $\delta = 0.1$  mm,  $X_a = 15$  mm。

施加内腔压力为  $p = -50$  MPa, 求得 4 个未知数分别为  $v''_0 = 5.4806$  mm,  $M''_0 = -43.3431$  N·mm,  $p_1 = 49.1049$  MPa,  $X_b = 15.3046$  mm。根据方程式 (15), 可得只受接触压力时梁的挠度  $v''$ 。

## 3 结果分析

梁的总挠度为内腔压力及接触压力分别单独作用时挠度的叠加, 即  $v = v' + v''$ , 如图 5 所示。

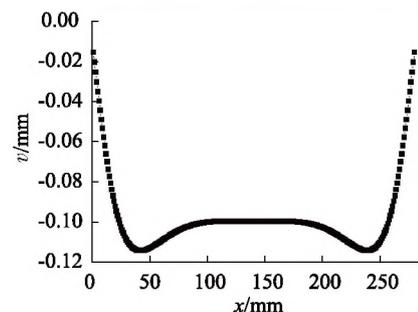


图 5 弹性地基梁挠度

内壁两端变形几乎为 0, 靠近中间变形急剧增大, 在内外圆柱面刚发生接触处变形最大, 再靠近中间变形逐渐减小, 在中心区域变形减小到初始间隙大小。这是由于加压后两圆柱面抱紧的状态近似过盈配合,

中心区域接触压力基本均匀,接触边缘有应力集中。由于包容件外径很小(只比接触面直径大2 h),所以接触边缘的应力集中效应不显著,而且应力集中区域轴向长度很小,所以接触边缘应力集中对打滑转矩的影响可以忽略。图中为不考虑应力集中,假定接触压力均布的情况,因而在接触边缘的挠度小于 $-\delta$ ,若考虑应力集中,接触边缘挠度会更加接近 $-\delta$ 。

同理,可以求得不同内腔压力 $p$ 下的非完全接触长度(如图6所示)及接触压力(如图7所示)。

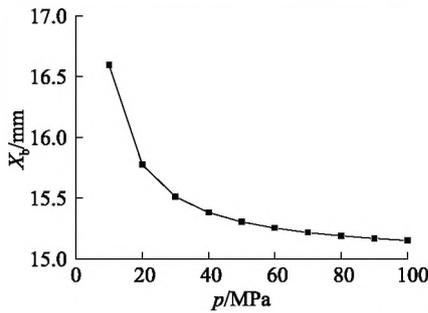


图6 非完全接触长度

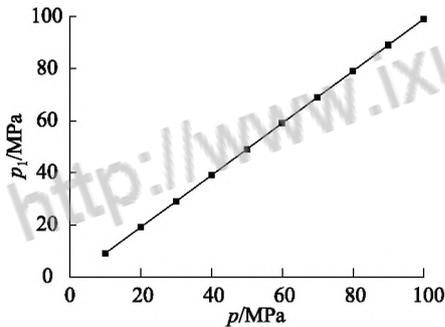


图7 接触压力

内腔压力越大,非完全接触长度越小,非完全接触长度在内腔压力较小时变化剧烈,随着内腔压力的增大,非完全接触长度变化趋于平缓。这是由于内腔压力较小时,内外圆柱面刚接触,接触面积增加很快,内腔压力增大到40 MPa以上后,内外圆柱面几乎已经完全接触,接触面积增加空间不大,因而趋于平缓。

由图可知,内腔压力越大,接触压力越大,接触压力与内腔压力基本相等。这是由于空心缸套内壁很薄,内腔压力几乎全部传递到接触面上。

将接触压力及非完全接触长度的理论计算结果带入式(1)可以求得不同内腔压力 $p$ 下的打滑转矩 $T$ ,得出压力转矩校准图如图8所示。

由图8可知,液压安全联轴器在前文所述结构尺寸及材料条件下,打滑转矩 $T$ 和内腔压力 $p$ 为线性关

系,这与文献[14]中试验所绘压力与滑动转矩关系图相一致。

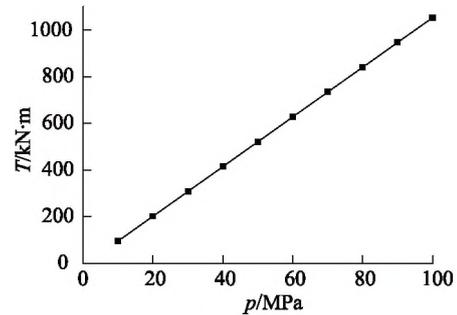


图8 打滑转矩特性

#### 4 结论

因此,对矿用液压安全联轴器接触特性和转矩特性分析,得出如下结论:

(1) 内腔压力越大,非完全接触长度越小,接触面积越大,但是由于液压安全联轴器两圆柱面间间隙很小,所以内腔压力较大时,对接触面积的影响不大;又因为壁厚很薄,所以接触压力与内腔压力成正比,因而打滑转矩和内腔压力近似线性关系;

(2) 将液压安全联轴器圆柱形内壁简化为弹性地基梁,应用克雷洛夫函数法分别求解其单独受内腔压力和接触压力时的情况,确定了非完全接触长度及接触压力与内腔压力的关系,建立了接触特性和转矩特性的计算方程,可以对液压安全联轴器的打滑转矩进行分析和预测。

#### 参考文献:

- [1] 张小燕,王彪,黄志来. 液压安全联轴器内套变形计算[J]. 机械传动,2010,34(12):30-33,51.  
ZHANG Xiaoyan, WANG Biao, HUANG Zhilai. Calculation of Lining Deformation for the Hydraulic Safety Coupling [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2010, 34(12): 30-33, 51.
- [2] ELISHAKOFF I, TONZANI G M, ZAZA N, et al. Contrasting Three Alternative Versions of Timoshenko-Ehrenfest Theory, for Beam on Winkler Elastic Foundation-simply Supported Beam [J]. ZAMM-Journal of Applied Mathematics & Mechanics, 2018, 98(8):1334-1368.
- [3] ELISHAKOFF I, TONZANI G M, MARZANI A. Effect of Boundary Conditions in Three Alternative Models of Timoshenko-Ehrenfest Beams on Winkler Elastic Foundation [J]. ACTA Mechanica, 2018, 229(4):1649-1686.
- [4] 杨成永,寇鼎涛,程霖,等. 对称荷载作用下弹性地基梁的

- 傅里叶级数解[J]. 湖南大学学报:自然科学版,2018,45(3):136-141.
- YANG Chengyong, KOU Dingtao, CHENG Lin, et al. Fourier Series Solution for Elastic Foundation Beams Under Symmetric Loads [J]. Journal of Hunan University: Natural Sciences, 2018,45(3):136-141.
- [5] 李静,蒋秀根,王宏志,等. 解析型弹性地基 Timoshenko 梁单元[J]. 工程力学,2018,35(2):221-229,248.
- LI Jing, JIANG Xiugen, WANG Hongzhi, et al. Analytical Element for Timoshenko Beam on Elastic Foundation [J]. Engineering Mechanics, 2018,35(2):221-229,248.
- [6] 李顺群,赵瑞斌,鹿群,等. 任意分布荷载作用下 Winkler 地基梁计算[J]. 辽宁工程技术大学学报:自然科学版,2009,28(4):558-561.
- LI Shunqun, ZHAO Ruibin, LU Qun, et al. Modelling Beams on Winkler Foundation Under Randomly Distributed Loads [J]. Journal of Liaoning Technical University: Natural Science, 2009,28(4):558-561.
- [7] 王新杰,李飞易,张志刚,等. 基于 Workbench 的缩套式超高压缸体优化设计[J]. 液压与气动,2018,(2):14-19.
- WANG Xinjie, LI Feiyi, ZHANG Zhigang, et al. Optimum Design Based on Workbench for Shrink Sleeve Type Ultrahigh Pressure Cylinder [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2018,(2):14-19.
- [8] BERTOCCHI E, MANTOVANI S, CIAVARELLA M. A Simple Method of Analysis of Partial Slip in Shrink-fitted Shafts Under Torsion [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2018,(142-143):541-546.
- [9] 胡前茅,傅连东,刘炳余,等. 变间隙密封液压缸密封间隙测量技术研究[J]. 液压与气动,2018,(9):26-32.
- HU Qianmao, FU Liandong, LIU Bingyu, et al. Measurement Technology of Seal Clearance for Variable Clearance Sealed Hydraulic Cylinder [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2018,(9):26-32.
- [10] DWYER-TOYCE R S, DRINKWATER B W. In Situ Measurement of Contact Area and Pressure Distribution in Machine Elements [J]. Tribology Letters, 2003,14(1):41-52.
- [11] RADI E, LANZONI L, STROZZI A, et al. Shaft-hub Press Fit Subjected to Bending Couples: Analytical Evaluation of the Shaft-hub Detachment Couple [J]. Applied Mathematical Modelling, 2017,(50):135-160.
- [12] WANG Xingyuan, LUO Zhifeng, WANG Xiaodong, et al. A New Analytical Method for Press-fit Curve Prediction of Interference Fitting Parts [J]. Journal of Materials Processing Technology, 2017,(250):16-24.
- [13] 滕瑞静,张余斌,周晓军,等. 圆柱面过盈连接的力学特性及设计方法[J]. 机械工程学报,2012,48(13):160-166.
- TENG Ruijing, ZHANG Yubin, ZHOU Xiaojun, et al. Mechanical Properties and Design Method of Cylindrical Interference Fit [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012,48(13):160-166.
- [14] 全国机器轴与附件标准化技术委员会. 大型液压安全联轴器:GB/T 26663-2011[S]. 北京:中国标准出版社,2012:6-7.
- National Technical Committee on Shafts for Machinery and Accessories of Standardization Administration of China. Large Type Hydraulic Pressure Safety Coupling: GB/T 26663-2011 [S]. Beijing: China Standard Press, 2012:6-7.

#### 引用本文:

- 乔一军,崔红伟,廉自生,等. 矿用液压安全联轴器的接触及转矩特性[J]. 液压与气动,2020,(1):142-147.
- QIAO Yijun, CUI Hongwei, LIAN Zisheng, et al. Contact and Torque Characteristics of Mining Hydraulic Safety Coupling [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2020,(1):142-147.

## 《液压与气动》稿件结构基本要求

本刊稿件的结构组成按次序排列为:题名、作者署名、作者工作单位、中文摘要、关键词、中图分类号、文献标志码、文章编号(系统自动生成)、英文标题、作者英文名、单位英文名、英文摘要、英文关键词、引言、正文、结论、参考文献(中英文对照)、作者简介、基金项目。

正文出版时采用双栏排版(作者投稿时可用通栏)(作者可在投稿系统“下载中心”下载“双栏投稿模板”或“通栏投稿模板”)。



知网查重限时 **7折** 最高可优惠 **120元**

本科定稿，硕博定稿，查重结果与学校一致

立即检测

免费论文查重: <http://www.paperyy.com>

3亿免费文献下载: <http://www.ixueshu.com>

超值论文自动降重: [http://www.paperyy.com/reduce\\_repetition](http://www.paperyy.com/reduce_repetition)

PPT免费模版下载: <http://ppt.ixueshu.com>

---