

长距离多层卷绕液压传动损耗试验及特性分析

王嘉宁, 李万莉, 游正民

(同济大学 机械与能源工程学院, 上海 201804)

摘要: 以长距离多层卷绕液压回路为研究对象, 通过试验研究流体流经长距离多层卷绕液压回路时的压力损失情况. 结果表明, 在流体未达到临界雷诺数时, 依然可能因为流体与软管的相互作用引起紊流, 同时在管道总长度保持不变的层流状态下, 流体的沿程压力损失随卷绕层数增多呈线性增大. 通过引入液阻的概念得到了长距离连续变曲率弯曲管道压力损失的半经验计算公式.

关键词: 双轮铣槽机; 长距离; 多层卷绕; 压力损失; 液阻
中图分类号: TH137.7 **文献标志码:** A

Transmission Loss Experiment and Characteristics Analysis of Hydraulic Circuit with Multilayer-winded Hydraulic Hose

WANG Jianing, LI Wanli, YOU Zhengmin

(College of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: The hydraulic circuit with a long-distance multilayer-winded hydraulic hose was studied. Through transmission loss experiment, the characteristics of fluid pressure loss in this special hydraulic circuit was discovered. The experiment indicate that turbulence could also be caused by the interaction between the hydraulic hose and oil. With the whole length of hydraulic hose unchanged, the pressure loss increases with the increase of the layers of the hose curves. And in laminar status, the pressure increases linearly. The concept of hydraulic resistance was introduced to derive the half-experience formula for calculating the pressure loss in the circuit of multilayer-winded hydraulic hose.

Key words: trench cutter; long distance; multilayer-winded; pressure loss; hydraulic resistance

液压双轮铣槽机的单幅槽的深度和宽度不断增加. 2006年, 南水北调穿黄工程中的竖井深度已到达 76.6 m; 在建的上海中心大厦, 设计总高度为 630 m, 其连续墙深度也达到了 50 m……为此, 各大国际双轮铣制造商都将自己的最大机型的成槽深度调整至 150 m 以上, 其中由意大利土力公司研发的 Tiger 系列的软管卷盘系统可达到的最大深度为 250 m.

双轮铣槽机的工作机构(又称为斗架)由液压系统驱动, 由于机器高度等诸多工作条件的限制, 布局较为紧凑的液压软管卷盘系统便成为首选, 为双轮铣槽机的铣削回路和纠偏回路^[1]提供液压油源. 但多层卷绕的液压软管在将压力油从地表面输送至地下的斗架时, 会产生压力损失, 特别是那些长达百米的液压管路, 其压力损失尤为明显. 在双轮铣槽机的斗架随着连续墙开挖深度的增大逐步下降直至最大铣削深度的过程中, 其卷绕在卷盘上的液压软管与已进入槽中的直线软管的长度比不断变化, 导致了在软管总长不变的情况下, 每个工作点软管总的压力损失不断变化, 这就给双轮铣槽机的铣削功率匹配控制和纠偏控制带来了挑战.

关于多层卷绕液压系统分析的文献不多, 在核动力研究领域, Ju 等^[2]通过螺旋管蒸汽发生器中等直径螺旋管, 研究了小曲率半径下, 螺旋管中水和水汽两相流的流动特性, 指出流体的临界雷诺数要比在直管中大得多且是 De 数的函数, 并得出了相应的压力损失系数; 在热交换器的研究中, Mohammed 等^[3]提出用纳米材料的介质使它们流经螺旋管来工作, 他们将直径为 25 nm 的 CuO 溶入水中形成 4% 的溶液, 用有限体积法获得了相关物理性质; 张敏^[4]在对几种不同曲率半径的软管进行了阻力损失试验的基础上, 分析推导出一定流量范围内, 特定管径和曲率半径下软管阻力的损失公式.

本文通过对多层卷绕液压软管的卷绕段和直线

随着对地下连续墙深度和垂直度要求的提高,

收稿日期: 2014-04-30

基金项目: “十二五”国家科技支撑计划(2011BAJ02B06)

第一作者: 王嘉宁(1988—), 男, 博士生, 主要研究方向为工程机械智能控制. E-mail: 544368203@qq.com

通讯作者: 李万莉(1965—), 女, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为工程机械智能控制. E-mail: cnlwl@tongji.edu.cn

段所构成的软管压力输送系统的试验研究和分析,得到多层卷绕液压软管的压力损失特性,实现了对多层卷绕长距离液压回路的精确功率匹配控制。

1 多层卷绕液压软管流动

所谓多层卷绕,是将液压软管以单层的阿基米德螺线进行卷绕,如图 1 所示。

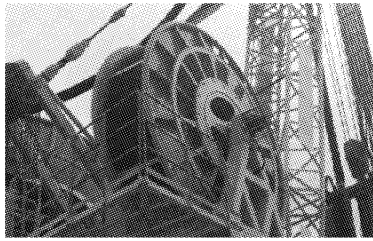


图 1 液压软管卷盘系统

Fig.1 System of hydraulic hose reel

由于受到最小弯曲半径的限制,一般其起始圈的半径都较液压软管最小弯曲半径有明显增大。

如图 2 所示,根据阿基米德螺线的定义,在极坐标下有

$$R = R_0 + a\theta \tag{1}$$

式中: R_0 为 $\theta=0$ 时的极径, θ 为旋转角度; $a = d_0/2\pi$, d_0 为液压软管的外径。

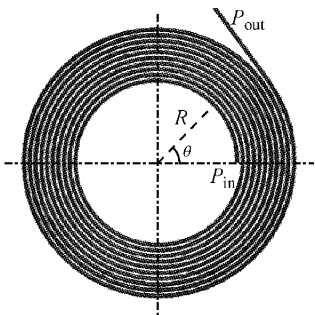


图 2 多层卷绕软管模型

Fig.2 Model of multilayer-winded hose

设卷绕在卷盘上的液压软管的长度为 l_c ,

$$l_c = \int_0^\theta \sqrt{(dR)^2 + (Rd\theta)^2} = \int_0^\theta \sqrt{\left(\frac{dR}{d\theta}\right)^2 + (R)^2} d\theta \tag{2}$$

联立式(1)和式(2)得到总的卷绕长度^[5]为

$$l_c = \int_0^\theta \sqrt{a^2 + (R_0 + a\theta)^2} d\theta = \frac{a}{2} \ln(R_0 + a\theta + \sqrt{a^2 + (R_0 + a\theta)^2}) + \frac{R_0 + a\theta}{2a} \sqrt{a^2 + (R_0 + a\theta)^2} - C \tag{3}$$

式中:

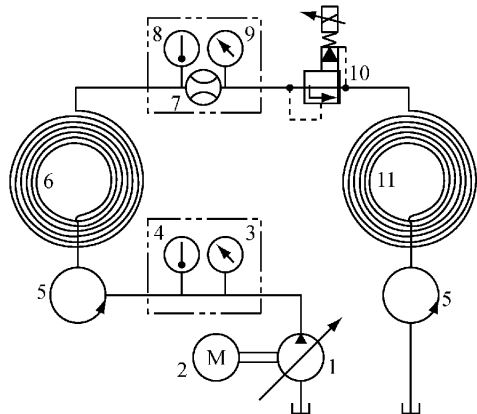
$$C = \frac{a}{2} \ln(R_0 + \sqrt{a^2 + R_0^2}) + \frac{R_0}{2a} \sqrt{a^2 + R_0^2}$$

2 多层卷绕流体传动损耗试验

2.1 试验设备

2.1.1 多层卷绕液压软管试验装置

如图 3 所示,多层卷绕液压软管试验装置主要由液压回转接头、软管卷盘及压力设定阀等元件组成.由主泵提供变量油源,经回转接头、多层卷绕液压软管,再经导向轮至模拟斗架,回油过程与之对称分布.在单根液压软管总长保持不变的情况下,通过改变流量及卷盘卷绕液压软管的圈数,即在不同的弯管与直管长度之比时,对多层卷绕液压软管中传输流体的压力损失进行测定.表 1 和表 2 为试验装置的结构参数和流体的状态参数。



1 为变量泵;2 为电机;3,9 为压力传感器;4,8 为温度传感器;5 为回转接头;6,11 为多层卷绕液压软管;7 为流量传感器;10 为比例溢流阀

图 3 试验液压原理图

Fig.3 Hydraulic schematic of the test

表 1 试验装置结构参数

结构参数	数值
单根液压软管总长 l/m	40
液压软管外径 d_0/mm	23
液压软管通径 d/mm	13
卷盘最小半径 r/mm	300
软管起始弯曲半径 R_0/mm	300
软管最大弯曲半径 R_m/mm	560

单根液压软管总长为 40 m,即卷盘上卷绕的液压软管与输送至斗架的直线段液压软管长度之和.根据公式(3),可得到卷盘旋转角度 θ 与卷绕在卷盘上软管总长 l_c 的关系,如图 4 所示。

计算得卷盘上最大卷绕单根液压软管长度为

表 2 流体状态参数

Tab.2 Fluid Status parameters

状态参数	数值
流体密度/(kg·m ⁻³)	877
流体运动黏度/(mm ² ·s ⁻¹)	48.72
流体试验温度/°C	35~55
流体流量范围/(L·min ⁻¹)	0~70
软管最大承压/MPa	24.5

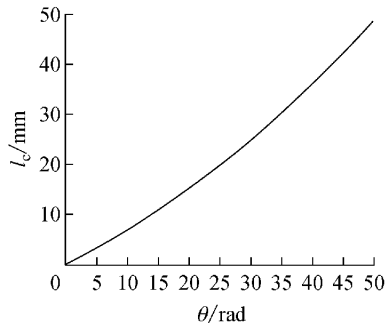


图 4 卷绕软管总长与卷绕角度的关系

Fig.4 Total length versus winding angle of hydraulic hose

$l_c=33.02$ m,单根液压软管卷盘上盘绕的液压软管最大圈数为 12 圈。

2.1.2 试验测试设备

本次试验的数据采集系统以便携式多功能电控实验平台为核心,该平台使用可编程控制器,外围配有多种类型的输入输出设备接口,如图 5a 所示。

所使用的传感器有涡轮流量计、压力传感器和温度传感器,涡轮流量计的量程为 15~300 L·min⁻¹,压力传感器的量程为 0~60 MPa,温度传感器的测量范围为 0~100 °C。

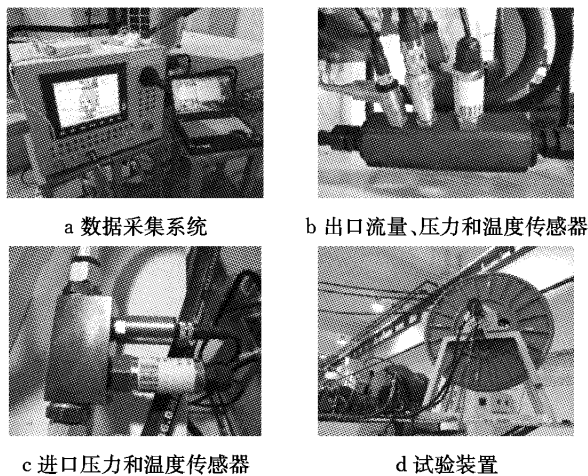


图 5 试验现场设备布置示意图

Fig.5 Device placement in the test

2.2 试验过程

2.2.1 试验方法

试验时,单根液压软管的总长不变,在卷盘上的

最大卷绕圈数为 12 圈.通过移动斗架使直线段液压软管距离逐渐变长,从而改变卷绕在卷盘上的液压软管圈数(由 12 圈改变至 1 圈),同时在卷绕圈数不变的情况下,改变管道内部通过流体的流量,测量软管卷盘在不同剩余卷绕圈数下的压力损失。

通过安装于主泵出口以及模拟斗架上的两个压力传感器可获取整个系统的压力损失以及压力油在进入模拟斗架前的单程压力损失。

2.2.2 数据采集

静态数据采集时,对采样频率的要求不高.传感器将模拟信号送入可编程控制器(PLC)中,由 PLC 进行模数转换后,再通过 CAN 总线将数字信号通过 USB-CAN-2A 智能 CAN 接口卡直接存入电脑的数据库中。

3 油液流动特性分析

3.1 油液流态的判定

在计算直管的沿程压力损失时,首先计算出雷诺数来判断流体的流动状态,再选取相应的层流或紊流计算公式。

然而,对于多层卷绕的液压软管,其油液流动状态并不能由雷诺数完全反映,必须先对这种特殊情况下油液的流态进行判定。

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} \tag{4}$$

式中: Δp 为管道两端的压力损失,Pa; l 为管道的总长度,m; ρ 为流体密度,kg·m⁻³; v 为流体平均流速,m·s⁻¹。

用试验得到的压力损失值 Δp 计算出沿程阻力系数 λ ,绘制 λ 与雷诺数 Re 的关系图,如图 6 所示。

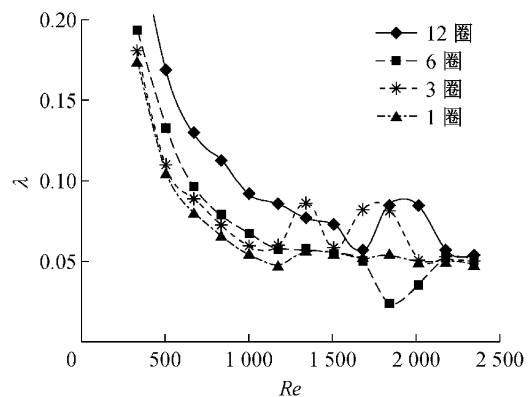


图 6 $Re-\lambda$ 关系

Fig.6 Re versus λ

图 6 中的圈数标记分别表示当液压软管卷绕于

卷盘上的剩余圈数.从剩余卷绕圈数为 3 圈和 1 圈的曲线中发现,当雷诺数介于 1 300~1 800 之间时,其阻力系数 λ 产生明显波动,说明其间的液压油已经由层流变为紊流.上述 3 种卷绕状态下的流体在不同的雷诺数范围内均出现了紊流,且剩余卷绕圈数越少,出现紊流的雷诺数也越小,而当雷诺数达到 2 300 后 λ 又趋于平缓.橡胶软管的临界雷诺数被认为在 1 600~2 000 之间.相关文献表明^[2],对于弯曲管道其临界雷诺数要比同流量下的直管大.

从雷诺数达到 1 300 时就发生了紊流,以及综合试验过程中液压软管的振动情况看,这是一个典型的流固耦合问题.因此给出这样的推断:该范围内流体产生紊流可能是由于管道与流体的相互作用引起了共振.

因此,对于带有长距离多层卷绕液压回路的液压系统,其流态的判定在考虑临界雷诺数之外,还应考虑液压软管与流体的相互作用所引起的紊流.

3.2 液压油压力损失特性分析

绝大多数的工程机械液压系统在设计之初就把油液的流动状态设定为层流,平均流速一般不超过 $5\sim 6\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$,因此本节主要针对流体层流时长距离多层卷绕液压软管的压力损失变化规律进行分析探讨.

3.2.1 液阻概念的引入

在电学中,欧姆定律揭示了电压与电流间的关系,同样,在液压系统中,也可以类似地获取压力差与流量之间的关系,可定义液阻为

$$R_{\text{fluid}} = \Delta p / Q \quad (5)$$

式中: Δp 为单位管路长度中的压力损失; Q 为通流流量.

3.2.2 长距离多层卷绕液压软管压力损失经验公式推导

Hagen 和 Poiseuille's 分别于 1839 年和 1840 年得出了哈根-泊肃叶公式^[6]

$$Q = \frac{\pi d^4 \Delta p}{128 \mu l} \quad (6)$$

式中: μ 为流体的动力黏度, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$.

公式(6)描述了层流时直线圆管道的压力损失与流量的关系.将公式(6)进行变化得到单位长度直线管道的液阻为

$$R_s = \frac{128 \mu}{\pi d^4} \quad (7)$$

然而,目前尚无对于长距离多层卷绕管道的压力损失计算公式,可以定义

$$R_c = \frac{K_c \mu}{\pi d^3 R} \quad (8)$$

式中: K_c 为多层卷绕段的常系数.

因此,进行积分后可得到多层卷绕段总液阻计算公式为

$$R_{\text{mc}} = \int_L \frac{K_c \mu l_c}{\pi d^3 (R_0 + a\theta)} d\theta = \int_0^\theta \frac{K_c \mu l_c \sqrt{1 + (R_0 + a\theta)^2}}{\pi d^3 (R_0 + a\theta)} d\theta = \frac{K_c \mu l_c}{\pi d^3 a} \ln\left(\frac{a\theta}{R_0} + 1\right) \quad (9)$$

则多层卷绕段的总压力损失计算公式为

$$\Delta p_c = \frac{K_c \mu l_c}{\pi d^3 a} \ln\left(\frac{a\theta}{R_0} + 1\right) Q \quad (10)$$

整根长距离多层卷绕液压软管的压力损失公式为

$$\Delta p = \left(\frac{K_c \mu l_c}{\pi d^3 a} \ln\left(\frac{a\theta}{R_0} + 1\right) + \frac{K_s \mu l_s}{\pi d^4}\right) Q \quad (11)$$

式中:取 $K_c = 85$; K_s 为直线段的常系数, $K_s = 128$; l_s 为直线段液压软管总长度, m.

4 试验数据处理与分析

4.1 数据分析

需要说明的是,表 3 中对应的尺寸为单根长软管的几何卷绕关系,双轮铣槽机多层卷绕液压系统进回油管道是对称布置的.公式(12)反映了整个多层卷绕系统的泵出口压力与管路中使用及损耗压力的关系

$$p_p = p_w + 2\Delta p \quad (12)$$

式中: p_p 为主泵出口压力; p_w 为斗架中的马达所使用的压差; Δp 为单程管路沿程压力损失.

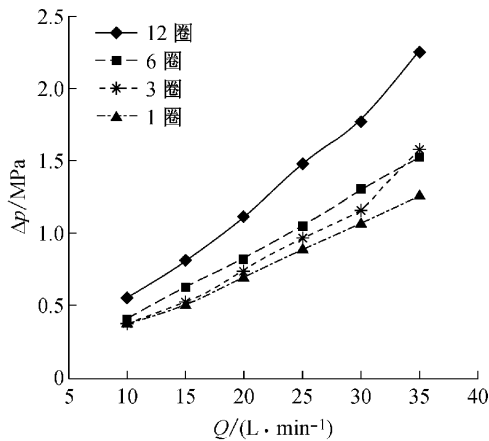
表 3 剩余卷绕圈数及其对应尺寸

Tab.3 Structure dimensions in different number of winding circles

剩余卷绕圈数	R_{max}/m	l_c/m	l_s/m
12	0.566	33.020	6.980
6	0.428	13.869	26.131
3	0.359	6.244	33.756
1	0.313	1.884	38.116

注: R_{max} 为最大卷绕半径.

不同剩余卷绕圈数下的压差与流量特性曲线如图 7 所示.从图 7 中可以发现,当管路中的流体处于层流状态时,其沿程压力损失与流量成正比,其斜率与卷绕圈数有关,卷绕圈数越多,系数越大,压力损失也越多.

图 7 通过试验得到的 $Q-\Delta p$ 曲线Fig. 7 Curve of $Q-\Delta p$

4.2 误差分析

将试验结果与公式(12)的计算结果相比较(选取每个流量阶段的误差取平均),得到的出口压力平均误差如表 4 所示。

表 4 误差统计

Tab.4 Errors

剩余卷绕圈数	出口压力平均误差/%
12	4.9
6	7.1
3	3.9
1	7.6

由表 4 可知,产生误差的原因有:

(1) 在试验过程中,油液的温度存在一定的变化范围,这就使得流体的动力黏度发生改变。

(2) 试验过程中存在着一些局部管路的压力损失。

(3) 试验过程中柱塞泵输出的流量会产生周期性的脉动,引起管道和阀的轻微振动,使得压力传感器也产生了微小的波动,因而产生了一定的误差。

因此,在满足液压软管的多层卷绕半径与软管通径之比 $10 < R/d < 150$,且软管总长 $l > 30$ m 时,可应用本文的结论进行分析。

5 结论

研制长距离多层卷绕液压试验台,对多层卷绕

液压软管流体传输系统进行试验,结论如下:

(1) 对于 $10 < R/d < 100$ 的长距离多层卷绕液压回路,在层流阶段,其计算沿程压力损失的方法与直管完全不同。

(2) 引入液阻的概念,推导了多层卷绕液压回路压力损失的经验计算公式,可用于多层卷绕液压回路的先期设计时的计算以及作为双轮铣槽机铣削和纠偏回路的控制依据。

(3) 通过试验数据和现场观察,得到了 $Re-\lambda$ 关系,发现当流体未达到临界雷诺数时,依然可能因为软管与流体的相互作用引起紊流,因此对于带有长距离多层卷绕液压软管的液压系统,其流态的判定在考虑临界雷诺数之外,还应考虑液压软管与流体的相互作用所引起的紊流。

参考文献:

- [1] 嘉红霞,李万莉,余浩杰. 地下连续墙液压抓斗纠偏系统动态分析与建模[J]. 同济大学学报:自然科学版, 2009, 37(10): 1393.
JIA Hongxia, LI Wanli, YU Haojie. Dynamic analysis and model of underground diaphragm wall hydraulic grab control system [J]. Journal of Tongji University: Natural Science, 2009, 37(10): 1393.
- [2] JU H, HUANG Z, XU Y, *et al.* Hydraulic performance of small bending radius helical coil-pipe[J]. Journal of Nuclear Science and Technology, 2001, 38(10): 826.
- [3] Mohammed H A, Narrein K. Thermal and hydraulic characteristics of nanofluid flow in a helically coiled tube[J]. International Communication in Heat and Mass Transfer, 2012, 39(9): 1375.
- [4] 张敏. 卷盘式喷灌机喷头水力损失研究[D]. 长春:吉林农业大学, 2006.
ZHANG Min. Research of hydraulic losses of sprinkler head of hard hose traveler [D]. Changchun: Jilin Agricultural University, 2006.
- [5] 李万莉,余清福,薛红梅. 液压软管卷盘的控制策略及安全监控系统设计[J]. 中国工程机械学报, 2011, 9(2): 171.
LI Wanli, YU Qingfu, XUE Hongmei. Control strategy speculation and safety monitoring system design for hydraulic hose reel[J]. Chinese Journal of Construction Machinery, 2011, 9(2): 171.
- [6] Munson R, Young F, Okiishi T H, *et al.* Fundamentals of fluid mechanics[M]. 6ed. Danvers: John & Wiley Press, 2010.