

# 连续油管技术手册

COILED TUBING TECHNOLOGY HANDBOOK

李宗田 编著



石油工业出版社  
Petroleum Industry Press

# 连续油管技术手册

李宗田 编著



石油工业出版社

## 内 容 提 要

本手册根据连续油管技术在水平井钻井、侧钻井、完井、试油、采油、修井和集输等领域的实际应用情况，编入了最新的连续油管性能参数，介绍了连续油管井下工具、连续油管配套设备、氮气泵注入设备和常用综合数据等内容，可方便于现场施工设计和实际操作。

本书可供从事于钻井、完井、采油、修井和油气集输等领域的工程技术人员参考。

## 图书在版编目 (CIP) 数据

连续油管技术手册 / 李宗田编著 .

北京：石油工业出版社，2003.9

ISBN 7-5021-4389-0

I . 连…

II . 李…

III . 油管 - 技术手册

IV . TE931 - 62

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2003) 第 082906 号

石油工业出版社出版

(100011 北京安定门外安华里二区一号楼)

石油工业出版社印刷厂排版印刷

新华书店北京发行所发行

\*

787×1092 毫米 16 开本 17 印张 430 千字 印 1—2000

2003 年 9 月北京第 1 版 2003 年 9 月北京第 1 次印刷

ISBN 7-5021-4389-0/TE·3071

定价：48.00 元

## 序

技术进步有力地推动着石油工业的发展，新工艺新技术的研究开发和广泛应用，在油田开发生产中发挥了重大作用，为降低生产成本提高综合效益提供了重要的技术保障。

连续油管（Coiled Tubing）又称挠性油管。这项技术源于第二次世界大战期间盟军的“PLUTO”计划，盟军跨越英吉利海峡时铺设了 17 条内径为 76.3mm 的金属输油管道，这些油管铺设前都是缠绕在直径为 21m 的滚筒上。20 世纪 40 年代后期，有关连续油管的发明专利也开始发布。

现代连续油管技术应用在石油工业始于 20 世纪 60 年代初，迄今已有半个世纪的发展历史，大致可分为三个大的发展阶段，即 60~70 年代的产生与探索阶段，由于连续油管本身的强度及技术不完善性，完全可靠性差，作业故障频繁发生，仅用来进行洗井、打捞等简单的修井作业。80 年代是连续油管技术发生重大转折的关键时期，随着钢材材质的提高和连续油管制造工艺的重大革新，以及连续油管作业设备性能的不断提高，使得连续油管工作性能从根本上得以改善，给连续油管技术重新注入了生命力，新的连续油管陆续投入油田应用。80 年初，采用屈服强度为 48.23MPa 的钢板轧制连续油管，明显地改善了连续油管的性能。在阿拉斯加北坡，开始用连续油管挤注水泥作业。到 80 年代中期，连续油管已被应用于各类泵送作业、输送井下工具及替换生产管柱。80 年代后期，各连续油管制造厂商致力于较大直径连续油管的开发，外径为 38.1mm 和 44.45mm 的连续油管相继问世。90 年代可以说是连续油管作业技术成熟和迅速发展的年代，人们思想观念进一步转变，工艺技术的改进与完善，特别是连续油管作业井下工具的研制配套，有力地促进了该技术向更广泛的应用领域扩展。至 2000 年底，全世界在用的连续油管作业机数量已达 1000 多台，连续油管的年消耗量达 900 多万米，连续油管的最大作业深度达到 7125m，并且更大直径的连续油管不断问世。90 年代初，外径为 50.8mm 的连续油管投入完井作业；1992 年 1 月，外径为 60.3mm 的连续油管问世；1993 年，外径为 88.9mm 的连续油管已用于试井试油；1994 年，连续油管的最大直径已经达 114.3mm。

至今，连续油管技术已成熟地运用到水平井钻井、侧钻井、完井、试油、采油、修井和集输等作业领域。1992 年初，美国石油学会开始编制“连续油管作业和应用”作为 API 的推荐作法，以规范有关连续油管的设计、制造、配套、安装、试验及操作。连续油管作业与常规作业方式比较，有作业成本低、作业时间短、操作简单、安全可靠、对地层污染少、适用范围广等显著优点。

目前，世界上几大主要连续油管与连续油管作业机的制造厂商均集中在美国，它们是精密油管技术（Precision Tube Technology）、优质油管公司（Quality Tubing Inc.）和西南管材公司（Southwestern Pipe Inc.）三大连续油管制造公司以及 Bowen, Hydra Rig（1991 年与 Drexel 公司合并）和 Otis 等连续油管作业机制造公司。

与国外相比，我国在连续油管的应用方面起步较晚，发展较慢。1977 年四川油田从波恩公司引进第一台连续油管作业机，据不完全统计，到目前国内引进 20 多台，主要用于酸化、排液、冲砂、清蜡等一些简单作业。影响连续油管在国内广泛应用的主要原因是国内没

有研发机构，无制造企业，技术不配套，操作者不熟悉等，还有是对连续油管技术的认识不够。近几年在国内发表了不少有关连续油管的文章，石油工业出版社亦相继出版了几部有关连续油管的书，都对目前国外有关连续油管技术进行了介绍，促进了连续油管技术的应用和知识的普及。本手册是从实用出发，编入了最新的连续油管性能参数、介绍了连续油管的井下工具、设备和常用数据等内容，更方便于现场施工设计和实际操作。

在此，我殷切地希望大家要提高对连续油管技术的认识，跟踪连续油管的进步与发展，使世界上这一成熟技术能更快地在我国广泛应用。



2003年4月30日于东营

# 目 录

<b>第一章 连续油管性能</b> .....	( 1 )
第一节 连续油管应力极限.....	( 1 )
第二节 连续油管疲劳损坏.....	( 13 )
第三节 深度校正及卡点确认.....	( 17 )
第四节 螺旋锁定.....	( 46 )
第五节 连续油管弯曲.....	( 60 )
第六节 管子体积置换.....	( 64 )
第七节 氮气.....	( 99 )
第八节 连续油管性能数据.....	(107)
<b>第二章 井下工具</b> .....	(121)
第一节 标准下井仪器串部件.....	(121)
第二节 连续油管打捞工具.....	(132)
第三节 常用连续油管螺纹识别.....	(134)
<b>第三章 氮气泵送设备</b> .....	(137)
第一节 规格.....	(137)
第二节 汽化过程.....	(138)
第三节 控制/指示器 .....	(142)
第四节 氮气罐.....	(143)
第五节 故障处理.....	(145)
<b>第四章 连续油管设备</b> .....	(150)
第一节 注入头.....	(150)
第二节 滚筒.....	(153)
第三节 供电系统.....	(158)
第四节 控制单元.....	(160)
第五节 液压系统.....	(166)
<b>第五章 过油管技术</b> .....	(187)
第一节 整体气举筒与机械式封隔器.....	(187)
第二节 机械跨式工具和水力喷砂转换工具.....	(189)
第三节 封隔器介绍.....	(192)
第四节 封隔器应用及附图.....	(193)
第五节 工具及辅助设备.....	(200)
<b>第六章 综合数据</b> .....	(228)
第一节 单位换算.....	(228)
第二节 英寸与毫米换算.....	(252)
第三节 温度换算.....	(253)

第四节	常用公式	.....	(253)
第五节	氮气性质及用途	.....	(256)
第六节	连续油管技术词汇表	.....	(258)
参考文献	.....	.....	(263)

# 第一章 连续油管性能

## 第一节 连续油管应力极限

对于连续油管，以下三个因素可引起应力集中：

内部压力 ( $p_1$ )、外部压力 ( $p_o$ ) 和轴向力 ( $F_a$ )。

连续油管在制造过程中，由于弹性弯曲，还存在其他的内部残余应力。尽管在进行应力计算的研究过程中包括这些残余应力，但实际上在确定连续油管应力极限时，常常忽略这些残余应力，扭矩也是被忽略的外部力。

连续油管有以下三种主要的应力：

(1) 轴向应力：由施加于连续油管的轴向力引起（拉伸或压缩）。如果压缩力超过螺旋弯曲荷载，并眼中的连续油管就会成螺旋形，就会产生附加的轴向弯曲应力。

(2) 径向应力：由连续油管内部和外部压力引起的沿着油管壁给定位置处的应力。径向应力是这三种应力中最小的，应力计算中常被忽略。

(3) 切向应力（也叫环向应力）：由连续油管内部和外部的压力引起的油管壁上给定位置处的圆周应力。

根据 Von Mises 屈服标准将以上三种应力综合在一起可以确定什么样的压力和轴向力可引起连续油管的屈服。因此屈服极限是建立在初期的屈服强度基础之上的，而这种方法同样适用于其他石油管材。

为了简化应力极限曲线，用三种应力中的两种来计算压差： $\Delta p = p_1 - p_o$ 。这种简化使得作应力极限曲线变得相对简单（见图 1—1），但重要的是对于曲线上每一点所代表的简化的结论，以后还要详细探讨。

下面的数据是由基于 Von Mises 屈服标准所作示例曲线得到的：

对于曲线的右半边， $F_a > 0$ ，连续油管受拉伸；

对于左边的一半曲线， $F_a < 0$ ，连续油管受压缩；

对于曲线上边的一半， $\Delta p > 0$ ，即  $p_1 > p_o$ ，代表曲线的破裂部分；

对于曲线下边的一半， $\Delta p < 0$ ，即  $p_1 < p_o$ ，代表连续油管在这一区间将被挤毁。

当连续油管处于压缩状态时，假定连续油管已弯曲成螺旋形，附加的轴向弯曲应力将使屈服极限减小，而超过这一减小的屈服极限将使连续油管成螺旋状。

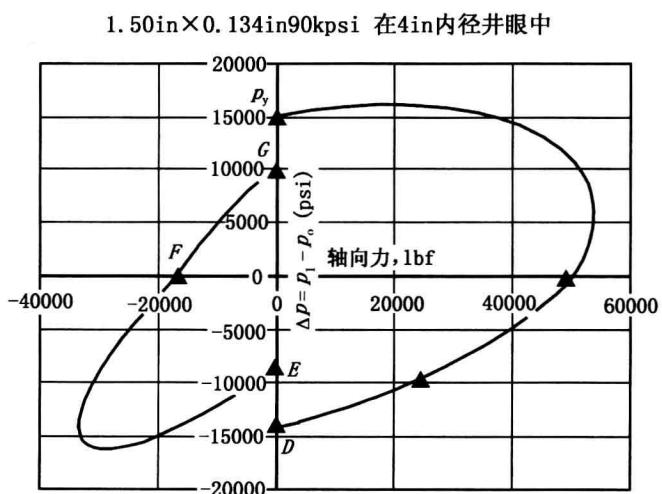


图 1—1 连续油管应力极限曲线简化示意图

轴向力  $F_a$ , 不同于指重仪上指示的重力。重力与  $F_a$  有如下的关系:

$$F_a = \text{重力} + p_i A_i$$

本手册提供的数值点  $p_y$ ,  $F_y$  和  $C$ ,  $G$ , 将在下面详细讨论:

(1)  $p_y$  点: 压力值  $p_y$  在“连续油管性能表”中屈服压力栏可以查到, 此值的等式在该表中也有所描述。该计算假定  $p_o=0$ 。用较大的  $p_o$  值计算可得到相似的结果。

(2)  $F_y$  点: 轴向力  $F_y$  可在“连续油管性能表”中屈服压力栏查到, 此值的等式在该表中也有所描述, 该计算假定  $p_1=p_o=0$ 。当  $p_1=p_o$  时,  $\Delta p=0$ , 假定两压力值都为  $p$ , 当  $p$  增大时, 使连续油管屈服的轴向力减小。因此从表中查得的值不是守恒的。在高压下的精确值应是:

$$F_{y-p} = F_y - PA$$

(3)  $C$  和  $D$  点: 这些点在“连续油管性能表”中挤毁压力栏可以查到, 不用 Von Mises 初始应力标准来计算, 而用应力表中给出的挤毁压力方程来计算。上面数字显示的是载荷为 0 和  $F_y/2$ 、椭圆度为零的情况。大家普遍接受用 Von Mises 标准绘制的曲线。因为现场使用的油管多少都有点椭圆度, 实际应用中 2% 或 4% 的椭圆度还是允许的。

(4)  $E$  点: 假定  $p_1=0$ ,  $p_o$  值是由连续油管的屈服强度乘以表 1—1—1—6 中的一个适当值求得的。对于英制单位, 表中的屈服强度用“psi”表示, 所得结果  $p_o$  值的单位也是“psi”。对于公制单位, 用屈服强度乘以表中的值, 所得结果以“MPa”作单位, 所得值  $p_o$  也以“MPa”作单位。当  $p_1$  值增加时, 连续油管的负压差值可以对抗压力的降低。因此, 表 1—1—1—6 中的值不是守恒的。当油管内部压力增大时, 挤毁压差就会降低。同样, 这些值也不代表椭圆度。

(5)  $F$  点: 当  $p_1=p_o=0$  时, 引起连续油管屈服成螺旋状的轴向压缩可由屈服强度乘以表 1—1—1—6 中的值求得。对于英制单位, 屈服强度乘以表中值用“psi”作单位, 所得压缩力用“lbf”作单位。对于公制单位, 用屈服强度乘以表中数值, 结果以“MPa”作单位, 所得压缩力用“MN”作单位。随着  $p_1$  和  $p_o$  的增加, 压力  $p$  就会对压缩力产生一最小的冲击力。

(6)  $G$  点: 假定  $p_o=0$ ,  $p_1$  值由连续油管的屈服强度乘以表 1—1—1—6 中的合理值求得。对于英制单位, 屈服强度乘以表中值用“psi”作单位, 所得  $p_1$  值也用“psi”作单位。对于公制单位, 屈服强度乘以表 1—1—1—6 中值用“MPa”作单位, 所得  $p_1$  值也用“MPa”作单位。随着  $p_o$  值的增加, 在油管能抵抗的破裂压差上也产生一个最小的冲击载荷。

(7) 安全系数: 在计算应力极限时, 以下几种因素没有考虑在内:

- ①在油管使用期间直径的变化, 一般都会导致直径的增大;
- ②在油管使用期间由于弹性疲劳的存在而引起的有效屈服应力的下降;
- ③在油管使用期间由于腐蚀、拉伸和直径的变大而引起的壁薄的变化。

如前边提到的那样, 由连续油管弹性弯曲所引起的残余应力在这些应力计算中是忽略不计的。

本手册所有的应力极限计算都没有考虑安全系数。工业上典型的都是用应力屈服极限值的 80% 作为工作应力极限, 即安全系数一般是 1.25。每个公司都必须确定它们所使用的安

全系数。

(8) 公式：本章公式都是由 CTES, LC 的 K. Newman 提出的。

假定内部压力为 0, 点 E 的外部压力计算公式为：

$$p_o = \frac{\sigma_y}{\sqrt{\beta^2 + \gamma^2 A_o^2 + \beta \gamma A_o}}$$

其中：

$$\beta = \frac{r_o}{t_{\min}} \quad \gamma = \frac{r_c r_o}{2 I_{\min}}$$

点 F 的压缩轴向载荷计算公式为：

$$F_{y-c} = \frac{\sigma_y}{\left[ \frac{1}{A} + \gamma \right]}$$

假设外部压力为 0, 点 G 的内部压力计算公式为：

$$p_i = \frac{\sigma_y}{\sqrt{\beta^2 + \gamma^2 A_i^2 + \beta \gamma A_i}}$$

式中  $A$ ——连续油管壁的横截面积,  $A = A_o - A_i$ ;

$A_i$ ——连续油管内圆横截面积,  $A_i = \pi r_i^2$ ;

$A_o$ ——连续油管外圆横截面积,  $A_o = \pi r_o^2$ ;

$F_y$ ——连续油管无压力时的轴向屈服荷载;

$F_{y-p}$ ——压力存在时校正的轴向屈服荷载;

$F_{y-c}$ ——无压力时的轴向压缩荷载;

$I$ ——惯性矩,  $I = \pi (r_o^4 - r_i^4) / 4$ ;

$I_{\min}$ ——最小壁厚的惯性矩;

$p_i$ ——内部压力;

$p_o$ ——外部压力;

$p_y$ ——使连续油管屈服的内部压力;

$r_c$ ——井壁和连续油管之间的径向间隙;

$r_i$ ——连续油管的内半径;

$r_o$ ——连续油管的公称外径;

$t$ ——连续油管的公称壁厚,  $t = r_o - r_i$ ;

$t_{\min}$ ——连续油管的最小壁厚;

$\sigma_y$ ——连续油管的屈服应力。













