

文章编号: 0253-2697(2012)04-0706-05

# 预弯曲连续油管及其疲劳寿命预测

李子丰 李雪娇 王 鹏

(燕山大学石油工程研究所 河北秦皇岛 066004)

**摘要:**介绍了一种提高连续油管疲劳寿命的新技术——预弯曲连续油管技术,对预弯曲连续油管进行了受力分析和强度校核,分析了现场作业过程中预弯曲连续油管应力循环特征。在对称循环和脉动循环下的疲劳实验数据基础上,用拟合法和插值法建立了任意循环下预弯曲连续油管的疲劳寿命预测模型,简单对比了预弯曲连续油管和直连续油管的疲劳寿命。初步计算表明:预弯曲连续油管技术可以成倍地提高连续油管的疲劳寿命。

**关键词:**连续油管; 疲劳寿命; 力学分析; 预弯曲; 拟合法; 插值法

**中图分类号:**TE933 **文献标识码:**A

## Pre-bending coiled tubing and its fatigue life prediction

LI Zifeng LI Xuejiao WANG Peng

(Petroleum Engineering Institute, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China)

**Abstract:** Coiled tubing is widely used in oil drilling and production operations, however, the extremely strong stress variation of coiled tubing during processes of pulling out, rolling in the reel and passing through the gooseneck make coiled tubing fatigue easily. Thus, it is of great importance to increase the coiled-tubing fatigue life. We introduced a new technique capable of improving the fatigue life of coiled tubing, i. e. the pre-bending coiled tubing technique, made a mechanical analysis and strength check of the pre-bending coiled tubing, and characterized its stress cycling in field operations. Based on data of fatigue tests under the symmetric and pulsating cycles, we established a prediction model of the pre-bending coiled-tubing fatigue life under an arbitrary cycle with fitting and interpolation methods, and simply compared the fatigue life of the pre-bending coiled tubing with the conventional straight coiled tubing. Preliminary calculations showed that the fatigue life of coiled tubing would be multiplied several times by applying the pre-bending coiled tubing technique.

**Key words:** coiled tubing; fatigue life; mechanical analysis; pre-bending; fitting method; interpolation method

连续油管作业装置以其占地面积小、作业成本低、搬迁安装方便、保护油层和使用范围广等诸多优势而被誉为“万能作业”设备,目前已广泛应用于清蜡、酸化、挤水泥、压井、洗井、测井、钻井、完井、试油、采油、修井等各个作业领域<sup>[1-3]</sup>。然而,连续油管在作业中承受弯曲、拉伸以及内压强等载荷的共同作用,极易发生疲劳断裂,工作寿命受到了很大的限制<sup>[3-5]</sup>。目前,连续油管疲劳寿命的研究方法主要有现场实验法、室内连续油管疲劳实验法和连续油管疲劳寿命预测模型法 3 种<sup>[6-10]</sup>。结合连续油管的承载状态,分析连续油管疲劳寿命的影响因素,对提高连续油管的使用寿命具有重要意义。

笔者在介绍预弯曲连续油管技术<sup>[11]</sup>基础上,分析预弯曲连续油管的受力状态,建立了预弯曲连续油管寿命预测模型,以期为提高连续油管的使用寿命提供理论依据。

## 1 预弯曲连续油管技术

### 1.1 连续油管弯曲变形过程

从工厂生产出来的连续油管在自然状态下都是直的,但为了能够运输,将连续油管卷存到直径较大的卷筒内。在卷曲状态下,连续油管的应力接近或达到屈服应力(卷筒直径越大,运输就越困难)。在用连续油管施工作业时,用牵引链条把连续油管拉离卷筒,此时卷筒液力马达的反向扭矩阻止油管离开,连续油管受拉变直,图 1 中弯曲状态转换点 1。当连续油管进入导向拱时,连续油管由直变弯,图 1 中弯曲状态转换点 2。连续油管越过导向拱进入链条牵引总成时又被拉直,图 1 中弯曲状态转换点 3。这 3 个动作组成一次连续油管的弯曲循环。当把连续油管从井中起出并卷绕在卷筒上的时候按相反的顺序发生同样的弯曲动

**基金项目:**东北石油大学提高油气采收率教育部重点实验室开放基金项目(DYKFJJ 2010-6)资助。

**第一作者及通讯作者:**李子丰,男,1962年7月生,1992年获中国石油大学(北京)博士学位,现为燕山大学石油工程研究所教授、博士生导师,主要研究方向为油气田开发工程,油气井工程及油气井杆管柱力学。Email:zfli@ysu.edu.cn

作,连续油管受到另一次弯曲循环。这些弯曲和拉直动作发生位置与下井操作时相同。

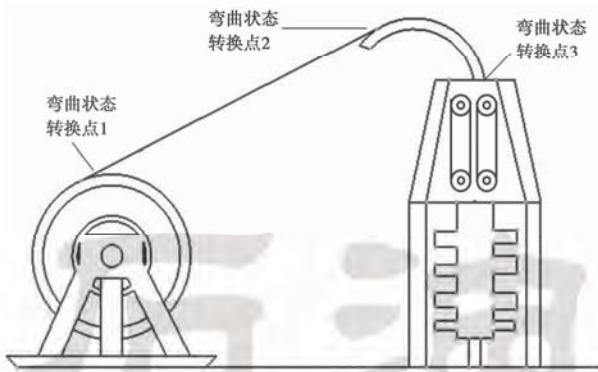


图1 连续油管起下作业时弯曲循环示意

Fig. 1 Diagram of coiled tubing bending cycle

从起下作业过程可知,连续油管在每次卷绕和放出时要经历弯一直一弯一直一弯一直6次弯曲变形,承受很大的弯曲载荷、轴向拉伸和内压强,产生轴向、周向和径向应力,每一次作业过程将不可避免的在连续油管上产生疲劳损伤。因此,连续油管极易发生疲劳断裂。

### 1.2 预弯曲连续油管制造与工作原理

为了提高连续油管的使用寿命,将直连续油管在预定的曲率下,进行回火热处理,消除应力,制造成预弯曲的连续油管<sup>[11]</sup>,如图2所示。



图2 预弯曲连续油管

Fig. 2 Pre-bending coiled tubing

预弯曲的连续油管可以降低连续油管在卷筒内和通过导向拱时的弯曲应力。例如,当卷筒的半径和导向拱半径相等时,使连续油管在自然状态下的曲率半径等于卷筒和导向拱曲率半径的2倍,这样,当这种连续油管卷在卷筒内或通过导向拱时,其弯曲应力均为直连续油管的一半;在被拉直时,其弯曲应力的绝对值与在卷筒和导向拱上的弯曲应力的绝对值相等<sup>[11]</sup>。

如果预弯曲连续油管发生了反向弯曲,那么预弯曲连续油管的受力状况将变得更糟。但是根据最小势能原理,若非人为因素,在正常使用时,预弯曲连续油管会自动处于最小弹性势能状态,而不会发生反向弯曲。此外,在起下油管作业过程中还有操作人员监视。因此,在实际作业过程中,预弯曲连续油管发生反向弯曲的可能性极小。

## 2 预弯曲连续油管受力分析及强度校核

### 2.1 预弯曲连续油管受力分析

预弯曲连续油管内的主要应力包括由弯曲产生的弯曲应力、由内压强产生的周向应力和径向应力以及由轴向拉力产生的轴向应力。

#### 2.1.1 应力—应变方程

常规直连续油管在卷筒和导向拱上都处于塑性变形状态或非线性弹性状态<sup>[3]</sup>。由于有了预弯曲,连续油管的受力最大可减小一半,可能仅处于非线性弹性状态,即使处于塑性状态,程度也减轻了很多。但到目前为止,还没有见到用于连续油管受力分析的非线性弹性-塑性-循环加载模型。为了便于计算,并且保证具有一定的精度,本文采用非线性弹性模型进行连续油管受力分析。

假设材料的应力—应变曲线如图3中实线所示。

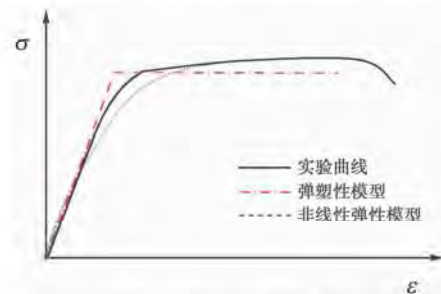


图3 应力—应变曲线

Fig. 3 Stress—strain curves

其弹塑性模型如图3中点划线所示,表达式为

$$\sigma = \begin{cases} E\varepsilon & (\varepsilon \leq \varepsilon_s) \\ \sigma_s & (\varepsilon > \varepsilon_s) \end{cases} \quad (1)$$

式中: $\sigma$ 为应力,Pa; $E$ 为弹性模量,Pa; $\varepsilon$ 为总应变; $\varepsilon_s$ 为屈服点弹性应变; $\sigma_s$ 为屈服应力,Pa。

连续油管在卷筒上的应变经常大于1%,处于塑性或非线性弹性状态<sup>[1]</sup>。用式(1)计算时,连续油管截面的大部分将处于塑性状态,如果再有内压等其他负荷参与,则连续油管将炸裂;而实际情况是连续油管缓慢鼓胀。因此,该模型误差太大。

非线性弹性模型如图3中虚线所示。如果忽略掉塑性变形,应变与应力的关系<sup>[12]</sup>可表达为

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \operatorname{sgn}(\sigma) \left( \frac{|\sigma|}{k} \right)^n \quad (2)$$

式中: $k$ 为材料常数,Pa; $n$ 为材料常数。

如果已知应力,计算应变,用式(2)比较方便。而连续油管在卷筒上和导向拱内,需要用已知应变来求应力,为此,采用

$$\sigma = \operatorname{sgn}(\varepsilon) E_s |\varepsilon|^h \quad (3)$$

式中:  $E_s$  为材料常数, Pa;  $h$  为材料常数。

### 2.1.2 弯曲拉应力

根据式(3), 弯曲拉应力可表示为

$$\sigma_b = \text{sgn}(\epsilon_b) E_s |\epsilon_b|^h \quad (4)$$

式中:  $\sigma_b$  为弯曲拉应力, Pa;  $\epsilon_b$  为弯曲拉应变。

预弯曲连续油管弯曲拉应变为

$$\epsilon_b = y \left( \frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho_0} \right) \quad (5)$$

式中:  $y$  为计算点到中性截面的距离, m;  $\rho_0$  为预弯曲连续油管自然弯曲曲率半径, m;  $\rho$  为预弯曲连续油管在工作过程中的曲率半径, m。

在卷筒内:

$$\rho = R_r + \frac{d_o}{2} \quad (6)$$

式中:  $R_r$  为卷筒有效缠绕半径, m;  $d_o$  为预弯曲连续油管外直径, m。

在导向拱内:

$$\rho = R_g + \frac{d_o}{2} \quad (7)$$

式中:  $R_g$  为导向拱半径, m。

当被变直时:

$$\rho \rightarrow \infty \quad (8)$$

### 2.1.3 轴向全拉应力

如果预弯曲连续油管还受到轴向拉力  $F_t$  的作用, 则会再产生轴向应变  $\epsilon_t$ , 满足

$$F_t = \int \text{sgn}(\epsilon_b + \epsilon_t) E_s |\epsilon_b + \epsilon_t|^h ds \quad (9)$$

式中:  $s$  为预弯曲连续油管截面积,  $m^2$ 。

包含弯曲应力的轴向全拉应力

$$\sigma_t = \text{sgn}(\epsilon_b + \epsilon_t) E_s |\epsilon_b + \epsilon_t|^h \quad (10)$$

### 2.1.4 径向应力和周向应力

根据厚壁筒理论<sup>[13]</sup>可以计算径向应力和周向应力

$$\begin{cases} \sigma_r = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} - \frac{(p_i - p_o) r_o^2 r_i^2}{(r_o^2 - r_i^2) r^2} \\ \sigma_\theta = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} + \frac{(p_i - p_o) r_o^2 r_i^2}{(r_o^2 - r_i^2) r^2} \end{cases} \quad (11)$$

式中:  $\sigma_r$  为径向应力, Pa;  $\sigma_\theta$  为周向应力, Pa;  $r_i$  为管的内半径, m;  $r_o$  为管的外半径, m;  $r$  ( $r_i \leq r \leq r_o$ ) 为径向坐标, m;  $p_i$  为管的内压强, Pa;  $p_o$  为管的外压强, Pa。

## 2.2 预弯曲连续油管强度校核及用于疲劳破坏计算的等效拉应力

采用第四强度理论<sup>[14][15]</sup>进行强度校核

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \sigma_2 - \sigma_1 \sigma_3 - \sigma_2 \sigma_3} \leq [\sigma] \quad (12)$$

式中:  $\sigma_i$  为应力强度, 也称等效应力, Pa;  $[\sigma]$  为许用应力, Pa。

式(12)对校核强度有效, 但在疲劳寿命计算时, 还应具体考虑是拉伸应力还是压缩应力, 并按式(13)将

其换算成等效拉应力  $\sigma_e$

$$\sigma_e = \sigma_1 \text{sgn}(\sigma_1) \quad (13)$$

## 3 预弯曲连续油管的应力循环特性

### 3.1 作业过程中预弯曲连续油管应力循环特征

在作业过程中, 预弯曲连续油管在轴向拉伸、内压强和弯曲载荷的共同作用下, 内侧和外侧都承受非对称的拉应力和压应力, 为非对称循环。如果取预弯曲连续油管中心线上部一点, 则受力循环如图4所示。图4中横坐标为时刻  $t$ , 纵坐标为等效拉应力  $\sigma_e$ ;  $\sigma_{er}$  为预弯曲连续油管在卷筒上时的等效拉应力,  $\sigma_{eg}$  为预弯曲连续油管在通过导向拱时的等效拉应力,  $\sigma_{et}$  为预弯曲连续油管在笔直状态时的等效拉应力。

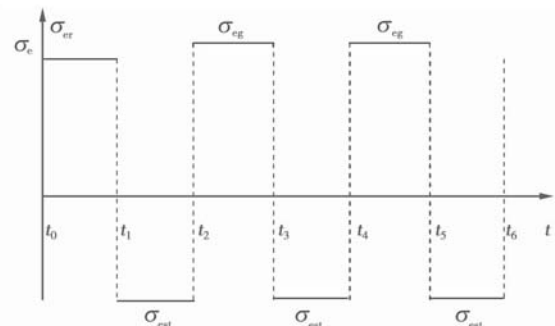


图4 预弯曲连续油管的非对称应力循环

Fig. 4 Asymmetric stress cycle of pre-bending coiled tubing

### 3.2 疲劳实验的应力循环特征

令循环特征(或应力比)为

$$x = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (-\infty < x \leq 1) \quad (14)$$

式中:  $x$  为循环特征;  $\sigma_{\min}$  为一个周期内某点的应力最小值, Pa;  $\sigma_{\max}$  为一个周期内该点的应力最大值, Pa。

$x = -1$  时为对称循环;  $x = 0$  时为脉动循环;  $x = 1$  时为持续拉伸;  $x$  为其他任意值时, 为任意循环。

连续油管弯曲疲劳实验的对称应力循环与材料力学旋转弯曲疲劳实验的对称应力循环的区别表现在: ①连续油管弯曲疲劳实验的对称应力循环是由于连续油管曲率变化产生的, 中性截面不变, 应力大小反对称于中性截面, 在1个循环中只有距中性截面最远的2个点的应力分别达到1次最大值和1次最小值; ②材料力学的旋转弯曲疲劳实验的对称应力循环是由于弯曲和旋转共同产生的, 弯曲曲率不变, 中性截面不断变化, 应力大小反对称于中性截面, 在1个循环中试件外表面的所有点的应力都分别达到1次最大值和1次最小值。

通常情况下, 在直连续油管疲劳寿命实验中, 使直连续油管向同一侧弯曲, 外侧受拉, 内侧受压, 为脉动循环,  $x = 0$ 。连续油管在作业过程中的应力循环既不

是对称循环也不是脉动循环,而是任意循环。

### 4 预弯曲连续油管疲劳寿命预测模型

#### 4.1 3 种循环特征的应力-疲劳寿命曲线

图 5 展示了  $x$  为 -1、0 和 1 时的 3 条应力-疲劳寿命曲线( $S-N$  曲线)特征。图中横坐标为循环次数  $N$ , 纵坐标为等效拉应力  $\sigma_e$ ;  $\sigma_{th}$  为抗拉强度,  $\sigma_{0\infty}$  为脉动循环  $\sigma_0$  曲线的疲劳极限,  $\sigma_{-1\infty}$  为对称循环  $\sigma_{-1}$  曲线的疲劳极限;  $\sigma_1$  曲线为纯拉伸曲线, 其值为  $\sigma_{t0}$ 。有了上述循环特征分别为 -1、0 和 1 的 3 条  $S-N$  曲线, 就可以用插值法计算任意循环特征下的  $S-N$  曲线—— $\sigma_x$  曲线。

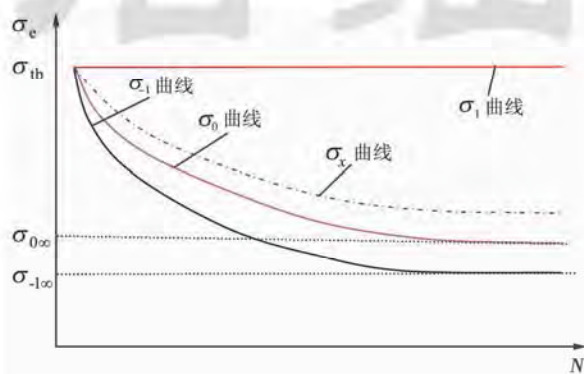


图 5 对称循环、脉动循环与任意循环下的  $S-N$  曲线

Fig. 5  $S-N$  curves of coiled tubing under symmetry cycle, pulsation cycle and arbitrary cycle

#### 4.2 对称循环和脉动循环下的连续油管疲劳实验数据回归分析

选取通常情况下连续油管疲劳实验(脉动循环)的 3 组数据; 然后再对同样的连续油管, 进行对称循环疲劳实验, 并从中选取 3 组实验数据(表 1)。

表 1 连续油管疲劳实验数据

Table 1 Coiled tubing fatigue test data

实验数据 循环类型	数据点 1 ( $\sigma_1, N_1$ )	数据点 2 ( $\sigma_2, N_2$ )	数据点 3 ( $\sigma_3, N_3$ )
对称循环	( $\sigma_{-1,1}, N_{-1,1}$ )	( $\sigma_{-1,2}, N_{-1,2}$ )	( $\sigma_{-1,3}, N_{-1,3}$ )
脉动循环	( $\sigma_{0,1}, N_{0,1}$ )	( $\sigma_{0,2}, N_{0,2}$ )	( $\sigma_{0,3}, N_{0,3}$ )

根据疲劳性能理论<sup>[16]</sup>, 对于任意循环下的连续油管, 有

$$N_x(\sigma_x - \sigma_{x\infty})^m = C \quad (15)$$

式中:  $\sigma_x$  为  $x$  循环特征下的最大拉应力, Pa;  $\sigma_{x\infty}$  为  $x$  循环特征下材料的疲劳极限, Pa;  $N_x$  为  $\sigma_x$  对应的循环次数;  $m, C$  为材料常数。

对于对称循环疲劳实验, 有

$$N_{-1}(\sigma_{-1} - \sigma_{-1\infty})^{m-1} = C_{-1} \quad (16)$$

对于脉动循环疲劳实验, 有

$$N_0(\sigma_0 - \sigma_{0\infty})^{m_0} = C_0 \quad (17)$$

把表 1 中对应的 3 组数据代入式(16), 得到 3 个方程, 包含 3 个未知数  $\sigma_{-1\infty}, m_{-1}, C_{-1}$ , 方程组封闭, 可以求得  $\sigma_{-1\infty}, m_{-1}, C_{-1}$ 。同理, 可以求得  $\sigma_{0\infty}, m_0, C_0$ 。从而得到了连续油管在对称循环和脉动循环下疲劳实验的回归方程。

#### 4.3 任意循环下的疲劳寿命计算

对于同一个最大应力值  $\sigma_{max}$ , 可以分别通过式(16)和式(17)计算得到在对称循环和脉动循环下的疲劳寿命  $N_{-1}(\sigma_{max}, -\sigma_{max})$  和  $N_0(\sigma_{max}, 0)$ ; 当  $\sigma_{min} = \sigma_{max}$  时,  $N_1(\sigma_{max}, 1) = \infty$ 。

利用函数插值, 令

$$N_x(\sigma_{max}, \sigma_{min}) = A + B \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} + A \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{max} - \sigma_{min}} \quad (18)$$

将  $N_{-1}(\sigma_{max}, -\sigma_{max}), N_0(\sigma_{max}, 0)$  的数值代入式(18), 计算可得

$$\begin{cases} A = N_0(\sigma_{max}, 0)/2 \\ B = 3N_0(\sigma_{max}, 0)/4 - N_{-1}(\sigma_{max}, -\sigma_{max}) \end{cases} \quad (19)$$

根据式(18)可以计算出在任意循环下的疲劳寿命, 得到与  $S-N$  曲线等效的  $N_x - x$  曲线(图 6)。

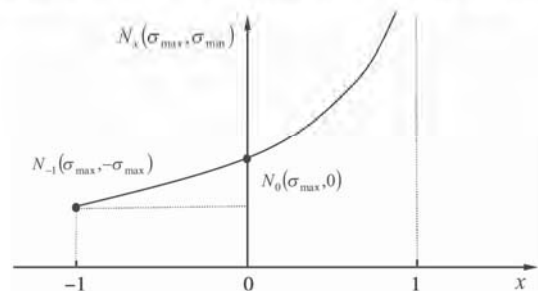


图 6 任意循环下的  $N_x - x$  曲线

Fig. 6  $N_x - x$  curve under arbitrary cycle

#### 4.4 现场条件下预弯曲连续油管的疲劳寿命预测

设预弯曲连续油管在卷筒上的等效拉应力  $\sigma_{e1}$  与笔直状态下的等效拉应力  $\sigma_{e2}$  的单独作用下的总循环寿命为  $N_f$ , 在导向拱上等等效拉应力  $\sigma_{e1}$  与笔直状态下的等效拉应力  $\sigma_{e2}$  的单独作用下的总循环寿命为  $N_g$ 。预弯曲连续油管在起下一次后, 将经受 1 次  $\sigma_{er} \rightarrow \sigma_{e1} \rightarrow \sigma_{er}$  循环、2 次  $\sigma_{eg} \rightarrow \sigma_{e2} \rightarrow \sigma_{eg}$  循环, 由此造成的损伤, 根据 Miner 线性累积损伤理论<sup>[13]</sup>, 为  $1/N_f + 2/N_g$ 。

设预弯曲连续油管在综合作用下经过  $N_f$  次行程而疲劳失效, 失效时的总损伤为 1, 则有如下关系成立

$$1/N_f + 2/N_g = 1/N_y \quad (20)$$

根据式(20)可以计算出预弯曲连续油管在任意循环下的使用寿命。

### 5 直连续油管与预弯曲连续油管疲劳寿命对比

鉴于笔者不具备做连续油管疲劳实验的条件, 而

文献中的数据又无法满足需要,因此仅就最简单条件下,直连续油管与预弯曲连续油管疲劳寿命进行比较。

假设:预弯曲连续油管自然弯曲曲率半径为卷筒有效缠绕直径与连续油管直径之和,即  $\rho_0 = 2R_r + d_o$ ;材料常数  $E_n = E$ ,材料常数  $h = 1$ ;卷筒有效缠绕半径等于导向拱半径,  $R_r = R_n$ ;内压强  $p_i = 0$ ;外压强  $p_o = 0$ ;轴向拉力  $F_i = 0$ ;疲劳极限  $\sigma_{s\infty} = 0$ ;材料常数  $m = 2$ 。对于直连续油管,在卷筒上时  $\sigma_{1\max} = \frac{Ed_o}{2R_r + d_o}$ ,变直时  $\sigma_{1\min} = 0$ ,图7实线所示。对于预弯曲连续油管,在卷筒上时  $\sigma_{2\max} = \frac{Ed_o}{2(2R_r + d_o)}$ ,变直时  $\sigma_{2\min} = -\frac{Ed_o}{2(2R_r + d_o)}$ ,图7虚线所示。

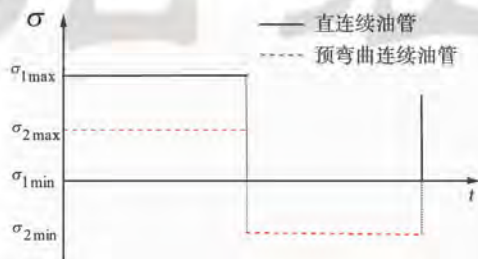


图7 2种连续油管等效应力循环曲线

Fig. 7 Stress cycle curves of two types of coiled tubing

由图7分析可知,如果预弯曲连续油管的  $\sigma_{2\max} \rightarrow \sigma_{2\min} \rightarrow \sigma_{2\max}$  循环等效于  $\sigma_{2\max} \rightarrow 0 \rightarrow \sigma_{2\max} \rightarrow 0 \rightarrow \sigma_{2\max}$  循环,则预弯曲连续油管的疲劳寿命是直连续油管的疲劳寿命的2倍。如果忽略压缩对疲劳寿命的影响,预弯曲连续油管的  $\sigma_{2\max} \rightarrow \sigma_{2\min} \rightarrow \sigma_{2\max}$  循环等效于  $\sigma_{2\max} \rightarrow 0 \rightarrow \sigma_{2\max}$  循环,则预弯曲连续油管的疲劳寿命是直连续油管疲劳寿命的4倍。

## 6 结论及建议

在连续油管力学分析中,应该采用非线性弹性应力-应变模型。连续油管在作业过程中的应力循环既不是对称循环也不是脉动循环,而是任意循环。通过循环特征不同的  $S-N$  曲线和插值法,可以计算出任意循环特征的  $S-N$  曲线,以及连续油管的现场使用寿命。预弯曲连续油管的疲劳寿命是直连续油管疲劳寿命的2倍以上。

为便于计算,本文采用了非线性弹性模型,但建议发展非线性弹性-塑性-循环加载模型,以及开展预弯曲连续油管室内疲劳实验和现场疲劳试验,以促进该项技术尽早为油气田开发服务。

### 参 考 文 献

[1] 王世倩. 连续油管采油技术的概况、应用与现状分析[J]. 科技创新导报, 2010(15): 114.  
Wang Shiqian. Overview, applications and analysis of situation on oil production technology of coiled tubing[J]. Science and Technology Innovation Herald, 2010(15): 114.

[2] 傅阳朝, 李兴明, 张强德, 等. 连续油管技术[M]. 北京: 石油工业出版社, 2000: 1-284.  
Fu Yangzhao, Li Xingming, Zhang Qiangde, et al. Coiled-tubing technology[M]. Beijing: Petroleum Industry Press, 2000: 1-284.

[3] 胡博仲, 董福洲, 李子丰. 小井眼钻采技术[M]. 北京: 石油工业出版社, 1997: 217-331.  
Hu Bozhong, Dong Fuzhou, Li Zifeng. Slim hole drilling and producing technology[M]. Beijing: Petroleum Industry Press, 1997: 217-331.

[4] Perry K. Microhole coiled tubing drilling: a low cost reservoir access technology[J]. Journal of Energy Resources Technology, 2009, 131: 013104.

[5] 闫相桢, 邓卫东, 高进伟, 等. 套管钻井中套管柱疲劳可靠性及相关力学特性研究[J]. 石油学报, 2009, 30(5): 769-773.  
Yan Xiangzhen, Deng Weidong, Gao Jinwei, et al. Analysis on mechanics and fatigue reliability of casing string during casing drilling[J]. Acta Petrolei Sinica, 2009, 30(5): 769-773.

[6] Shah S N, Jain S. Coiled tubing erosion during hydraulic fracturing slurry flow[J]. Wear, 2008, 264(3/4): 279-290.

[7] Avakov V A, Foster J C, Smith E J. Coiled tubing life prediction [R]. OTC 7325, 1993.

[8] 王海涛, 李相方. 连续油管卷曲低周疲劳寿命预测[J]. 石油机械, 2008, 36(11): 25-27.  
Wang Haitao, Li Xiangfang. Prediction of low cycle fatigue life of curling coiled tubing [J]. China Petroleum Machinery, 2008, 36(11): 25-27.

[9] 李宗田. 连续油管技术手册[M]. 北京: 石油工业出版社, 2003: 1-16.  
Li Zongtian. Coiled tubing technology handbook[M]. Beijing: Petroleum Industry Press, 2003: 1-16.

[10] 王优强, 张嗣伟. 连续油管疲劳寿命预测模型的建立[J]. 青岛建筑工程学院学报, 2001, 22(1): 1-5.  
Wang Youqiang, Zhang Siwei. The prediction model of the coiled tubing fatigue life[J]. Journal of Qingdao Institute of Architecture and Engineering, 2001, 22(1): 1-5.

[11] 燕山大学. 预弯曲连续油管: 中国, 201020237813, X[P]. 2010-11-01.  
Yanshan University. Pre-bending coiled tubing: China, 201020237813, X[P]. 2010-11-01.

[12] 黄雨华, 毛志强. 一种车用高强度球墨铸铁的疲劳性能[J]. 汽车工程, 1993, 15(5): 316-320.  
Huang Yuhua, Mao Zhiqiang. Fatigue behavior of a high strength nodular cast iron for automobile [J]. Automotive Engineering, 1993, 15(5): 316-320.

[13] 徐秉业. 弹性与塑性力学——例题和习题[M]. 北京: 机械工业出版社, 1981: 104-105.  
Xu Bingye. Elastic & plastic mechanics—example and exercises [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 1981: 104-105.

[14] 李子丰. 油气井杆管柱力学及应用[M]. 北京: 石油工业出版社, 2008: 179.  
Li Zifeng. Tubular mechanics in oil-gas wells and its applications [M]. Beijing: Petroleum Industry Press, 2008: 179.

[15] 李子丰, 蔡雨田, 李冬梅, 等. 地层测试管柱力学分析[J]. 石油学报, 2011, 32(4): 709-716.  
Li Zifeng, Cai Yutian, Li Dongmei, et al. Mechanical analysis of pipe string in formation testing [J]. Acta Petrolei Sinica, 2011, 32(4): 709-716.

[16] 李舜酩. 机械疲劳与可靠性设计[M]. 北京: 科学出版社, 2006: 25.  
Li Shunming. Machinery fatigue and reliability design [M]. Beijing: Science Press, 2006: 25.