

钻井往复泵原理与设计

# 钻井往复泵 原理与设计

沈学海 编著

**ZUANJING WANGFU BENG**

**YUANLI YU SHEJI**

机械工业出版社

757500  
100

44227

# 钻井往复泵原理与设计

沈学海 编著



机械工业出版社

## 内 容 提 要

本书为钻井用泥浆泵专著。全书分绪论、水力学、动力学、总体设计和主要零部件设计、使用、试验等六章。本书在实验的基础上对钻井往复泵的水力过程，特别是吸入性能作了深入的论述；讨论了泵的基本参数选择及泵在钻机中的配置；介绍了传动端受力的精确计算方法和结构设计要点；还讨论了泵的试验方法并给出了容积效率等试验数据。本书论述严谨，论点新颖，注重结合实际，可供从事钻井泵和其它往复泵科研、设计工作的人员使用，也可作为大、专院校的参考书。

## 钻井往复泵原理与设计

沈学海 编著

\*

责任编辑：王正琼 版式设计：冉晓华

封面设计：肖 晴 责任校对：熊天荣

责任印制：王国光

\*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号)

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

\*

开本 787×1092 1/16·印张 10 1/2·字数 247 千字

1990 年 6 月北京第一版·1990 年 6 月北京第一次印刷

印数 0,001—1,126·定价：9.00 元

\*

ISBN 7-111-02296-3/TH·372



## 序

钻井泵被誉为钻机的“心脏”，它的性能、水平和使用寿命同钻井速率和成本有着直接的关系。三缸单作用钻井泵投入使用以来，比双缸双作用钻井泵可提供较高的工作压力，并有运转平稳、重量轻、体积小等优点，所以很快就广泛地取代了双缸双作用钻井泵。

在70年代中期，我国有兰州石油化工机器厂、兰州石油机械研究所、江汉钻采机械研究所和大隆机器厂等单位开始研制三缸单作用钻井泵。到80年代初期，开始广泛推广使用。截止目前已形成和生产370kW、590kW、740kW和1180kW系列产品，并已有2000多台在大、中型钻机上配套使用，这对推广高压喷射钻井、近平衡钻井和丛式定向井等新工艺、新技术发挥了重大的作用，促进了钻井效率和井身质量的提高。

与此同时，组织了缸套、活塞和泵阀等易损件的攻关，解决了动力端齿轮副中硬齿面滚切加工和阀箱镀镍等工艺技术问题；有的制造厂还运用了计算机辅助设计，从而使钻井泵的性能和可靠性有较大的提高。

但不可否认，目前国产泵的总使用寿命同国外相比仍有一定的差距。其原因大体有：

- (1) 我国大多数钻井泵处于很不利的反转工况；
- (2) 大多不配套使用灌注泵，由此产生水击而加剧了泵的振动；
- (3) 制造精度和轴承质量尚有差距；
- (4) 十多年来，缺少系统的理论研究和指导，在某些方面带有一定的盲目性。

本书以试验数据为基础，在水力学、动力学和设计方面作了系统的阐述，确立了一些论点，推导了若干设计计算公式，并推荐了一些设计参数和常数。

1988年底出版的由兆文清等同志编著的《石油钻井泵技术手册》一书，侧重于泵的管理、使用和维修；而本书则侧重于基础理论、设计和试验方面。这两本书的出版对我国钻井泵技术的发展无疑是十分有益的。

随着井下岩石破碎机理的研究和突破以及钻井工艺的发展，三缸单作用泵将进一步向大功率、大排量和高泵压方向发展；相应地，冲次有所降低，冲程有所加长，但这并不失去三缸泵重量轻、体积小的优点。进一步提高易损件的使用寿命，无疑是今后的一项重要课题。这就要加强钻井泵工作理论的研究和金属材料、非金属材料以及材料保护科学的研究和应用。

长寿命、高效节能的钻井泵有待同行们进一步开发！

安锦高

1990年1月7日

## 前 言

作为实施钻井工艺的主要设备，钻井泥浆泵是钻机中最重要的设备之一。自70年代中期起，我国开始发展和推广喷射钻井技术，作业者更加重视钻井泵的功能。高泵压的三缸单作用泵迅速地替换了双缸双作用泵，形成了在我国矿场少见的设备更新热潮。

三缸泵<sup>⊙</sup>在提高钻井速度方面的效果是明显的。但在使用中出现了不少问题和争论，当时突出的有曲轴断裂事故、配置灌注泵的必要性、确定合理的基本参数等问题。出现这些问题不是偶然的。近百年来，由于往复泵应用范围有限，其理论基础和设计计算技术的研究和发展工作进展甚少。这主要表现在对泵内水力过程认识模糊和设计计算方法粗糙。

生产的需要永远是科学技术进步的动力。三缸泵在我国油田的大量使用推动了近十年来我国钻井泵水力学、动力学和精确设计计算方法研究工作的发展，并为验证理论和设计技术提供了实践条件。我国大功率泵试验室的建成和计算机辅助设计技术的应用为研究和发展工作提供了必要的手段。引进国外先进技术又使我们得以分析对比国内外产品，借鉴国外经验。本书可以说是这十年工作的小结。本书水力学部分的内容较多，这是著者试图确立往复泵水力学这一学科的基础而作的努力。但前一阶段的工作主要限于较迫切的吸入性能和容积效率的研究，其它方面涉及不多，特别是缺少有关自动阀运动规律和介质流经泵阀时行为的内容，这是令人遗憾的。本书中有关动力学和泵总体、零部件设计的部分则是近年来钻井泵设计技术进步的反映。利用有限元法分析计算阀箱和泵壳虽已有尝试，但考虑到计算结果还缺乏足够的验证，故这部分内容暂未编入本书。

在本书编写过程中得到了国内同行的热情帮助。本书的内容中包含有他们的真知灼见，也包含有与著者一起工作的张钢、王方、钟文、潘毅等同志的创造和辛劳。陈宏规和张连山两同志审阅了本书全稿并提出了宝贵意见。前石油工业部制造司安锦高总工程师对本书的写作颇多鼓励，并热情地为本书写序。在此，著者向上述同志和前辈表示深切的谢意。

但愿本书能对我国钻井泵和其它往复泵的科研、设计工作有所裨益。由于著者水平有限，书中错误难免，望读者不吝指正。

著 者

1989年10月

⊙ 本书中的“三缸泵”和“双缸泵”分别特指三缸单作用钻井泵和双缸双作用钻井泵。

## 符号与单位

$A$	缸套内孔或活塞截面积的名义值, $A = \pi D^2/4$	$F_{s0}$	泵阀弹簧的预压力
$A_{rod}$	活塞杆截面积	$F_t$	齿轮啮合的切向力
$A_s$	泵吸入管的流道截面积	$f$	活塞皮碗与缸套间的动摩擦系数
$A_v$	阀盘面积	$f_2$	导板与十字头间的动摩擦系数
$a$	活塞运动的加速度	$G_v$	阀体在介质中的重量
$a_{cx}, a_{cy}$	连杆质心点C的牵连加速度在X、Y轴的分量	$g$	重力加速度
$a_{max}$	活塞加速度的最大值	$H_d$	排出四通中心线至液缸中心线的距离
$B$	泵的缸间距	$H_f$	介质流经吸入管时的沿程水头损失和局部水头损失之和
$b$	摩擦接触面的宽度	$H_i$	介质流经吸入管时的惯性水头理论值
$C$	考虑因液力端弹性引起容积效率下降的一个系数	$H_{i0}$	$H_i$ 的最大绝对值
$C_i$	吸入管中惯性水头理论计算公式中的系数	$H_p$	实测的吸入管水头损失值
$D$	缸套内径, 简称缸径, 等于活塞外径名义值	$H_r$	泵的有效压头, 即扬程
$D_{min}$	泵所配用的最小缸径	$H_s$	吸入法兰中心线至液缸中心线的距离
$D_{max}$	泵所配用的最大缸径	$H_{s1}$	吸入罐液面至泵吸入法兰中心线的距离, $H_{s1} = H_s + H_{s2}$
$D_s$	泵吸入管内径	$H_{s2}$	吸入罐液面至液缸中心线的距离, 当前者低于后者时, $H_{s2}$ 取负值
$d_v$	阀盘直径	$h$	泵阀升程
$e$	泵曲柄连杆机构的偏置距	$h_f$	介质流经泵内歧管时的沿程水头损失和局部(阀除外)水头损失之和
$F$	活塞杆推力	$h_i$	介质流经泵内歧管时的惯性水头值
$F_1$	连杆小端与十字头间的作用力	$h_v$	介质因流经吸入阀隙和推动阀体起升所消耗的水头值
$F_2$	十字头与导板间的作用力	$I_c$	连杆的转动惯量
$F_{2x}$	十字头与导板间的摩擦力, 即 $F_2$ 的水平分量	$I_t$	泵和传动系统中全部旋转质量的转动惯量
$F_{2y}$	十字头与导板间的正压力, 即 $F_2$ 的铅垂分量	$i$	泵内减速齿轮的速比, $i = R_2/R_1$
$F_3$	连杆大端与曲轴间的作用力	$K$	介质中的含气率
$F_4$	曲轴的三块偏心质量的旋转惯性力	$K_p$	泵外载阻力特性系数
$F_5$	齿轮啮合力	$k$	泵阀弹簧刚度, 或运动方程中的刚度
$F_6, F_7$	曲轴左、右轴承支座反力	$L$	连杆大小端孔心距, 即连杆长度
$F_8, F_9$	传动轴左、右轴承支座反力	$L_s$	泵吸入管的长度
$F_{10}$	传动轮的圆周力	$l_1$	连杆质心至连杆大端中心的距离
$F_c$	额定活塞杆推力	$l_7, l_{10}$	分别为传动轴和曲轴的轴承跨距
$F_f$	活塞与缸套之间的摩擦力	$M_b$	泵输入轴上的力矩
$F_r$	齿轮啮合的径向力	$M_n$	曲轴截面上所受的扭矩
$F_s$	泵阀弹簧的总弹性力	$M_o$	泵的倾覆力矩
		$M_f$	泵的阻力矩

$M_n$	地基对泵壳的反力矩		$P_c = P_{at}$	
$M_x$	曲轴截面中绕 X 轴的弯矩分量	$P_i$	泵的示功压力	
$M_y$	曲轴截面中绕 Y 轴的弯矩分量	$P_{max}$	排出冲程中缸内的瞬时最高压力, 一般出现在排出阀开启时	
$m$	泵的总质量	$P_{min}$	吸入冲程中当吸入阀开启时, 缸内的瞬时最低压力	
$m_1$	受力分析时的曲轴计算质量, 包括曲轴质量、大齿轮质量、再加三个连杆大端轴承和压板质量的一半	$P_r$	泵的全压力	
$m_2$	一个缸的活塞、活塞杆、介杆、十字头、十字头销以及随它们作往复运动的附件之质量总和	$P_s$	$P_{s,i}$ 的平均值	
$m_3$	连杆的计算质量, 等于连杆的质量再加大端轴承和压板质量的一半	$P_{s,c}$	临界吸入口压力, 当 $P_s \geq P_{s,c}$ 时泵可吸入正常	
$m_4$	作用于每一曲拐偏心中心上的部分曲轴质量	$P_{s,i}$	泵的吸入压力, 是在泵吸入法兰处测得介质静压力	
$m_5$	分配作用于曲轴旋转中心线上的部分曲轴质量	$P_{vap}$	介质的饱和蒸汽压力	
$m_6$	传动轴的计算质量, 包括传动轴、小齿轮和传动轮的质量	$q$	岩石的水力敏感指数	
$N$	泵的额定功率	$Q_{max}$	瞬时排量的极大值	
$N_i$	泵的输入功率, 即轴功率	$Q_{min}$	瞬时排量的极小值	
$N_s$	泵的示功功率	$Q_r$	泵的实际平均排量	
$N_c$	泵的持续功率	$Q_{r,c}$	对应于泵持续工作冲次 $n_c$ 的泵实际平均排量	
$N_e$	泵的有效水功率	$Q_{r,i}$	泵的实际瞬时排量	
$n$	泵活塞的冲次, 等于相同单位时间内泵曲轴的转数	$Q_s$	泵的理论平均排量, 简称理论排量	
$n_c$	泵的额定冲次	$Q_{s,c}$	对应于泵额定冲次 $n_c$ 的泵理论排量	
$n_i$	泵传动轴的转数	$Q_{s,c}$	对应于泵持续工作冲次 $n_c$ 的泵理论排量	
$n_r$	泵的推荐 (或容许) 持续工作冲次	$Q(t)$	泵的理论瞬时排量, 简称瞬时排量	
$NPSH_e$	有效净正吸入压头	$Q_x$	曲轴截面中弯曲剪力在 X 轴的分量	
$NPSH_c$	临界净正吸入压头	$Q_y$	曲轴截面中弯曲剪力在 Y 轴的分量	
$NPSH_r$	所需净正吸入压头	$R$	曲轴的曲柄半径	
$P$	作用于活塞上的介质压力, 也是缸内压力	$R_1$	韶轮分度圆半径	
$P_{at}$	大气压力	$R_2$	大齿轮分度圆半径	
$P_c$	泵吸入时的临界缸内压力, 实际缸内压力高于 $P_c$ 时吸入为正常	$R_3$	传动轮节圆半径	
$P_d$	$P_{s,i}$ 的平均值	$R_m$	钻井作业的机械钻速	
$P_i$	对应于每级缸套的最高泵压值	$S$	泵的冲程长度, $S = 2R$	
$P_{s,i}$	泵的排出压力, 即工作压力, 简称泵压。它是在排出空气包下游不远处的排出管中测得的介质静压力	$s$	活塞运动的位移坐标值	
$P_s$	吸入罐液面上的气压, 对敞口吸入罐	$T$	用漏斗粘度计测得的泥浆粘度, 单位为秒。清水的 $T = 20$ s	
		$t$	时间参变量	
		$u$	活塞运动的瞬时速度	
		$u_{av}$	活塞的平均速度, $u_{av} = 2Sn/60 = Sn/30$	
		$u_d$	距排出四通下游不远处排出管中介质的平均流速	
		$u_s$	吸入管中靠近吸入法兰处介质的平均流速	
		$V_q, V'_i$	每一排出冲程中排至排出管中的介质,	

	在大气压力下和在排出压力下的体积	$\delta_p$	泵的排出压力不均变
$V_d$	液缸的死区容积	$\delta_q$	泵的排量不均度
$\Delta V_d$	因排出阀滞后关闭而从排出管倒流回液缸的介质体积	$\delta_{q1}, \delta_{q2}$	泵的排量脉动率
$V_g$	压力为 $p_s$ 时介质中的气相体积	$\varepsilon$	$\varepsilon = V_g/V_A$
$\Delta V_g$	排出冲程中由于液气混合介质被压缩而引起的容积损失	$e_s$	连杆的角加速度
$V_A$	单缸冲程容积, $V_A = SA$	$e_c$	曲轴的角加速度
$V_m$	压力为 $p_s$ 时液气混合介质中的液相体积	$\xi$	偏置比, $\xi = e/R$
$\Delta V_l$	在一冲程中经由液力端密封部位泄漏的有压介质体积	$\eta$	泵的总效率
$\Delta V_p$	排出冲程中由于液体介质被压缩引起的容积损失	$\eta_h$	泵的水力效率
$\Delta V_s$	因吸入阀滞后关闭而由液缸中被挤回吸入管的介质体积	$\eta_i$	泵的示功效率
$v_l$	钻井液在环形空间的上返速度	$\eta_m$	泵的机械效率
$z$	一台往复泵的联缸数	$\eta_v$	泵的容积效率
$Z_0$	并联工作的钻井泵台数	$\eta'_v$	在压力 $p_d$ 下计量排量时泵的容积效率
$\alpha_n$	齿轮的法向啮合角	$\eta'_{v1}$	泵的漏失系数
$\beta$	介质的压缩系数	$\eta'_{v2}$	泵的充满系数
$\beta_0$	斜齿轮的节圆螺旋角	$\lambda$	$\lambda = R/L$
$\gamma$	介质的重度, $\gamma = \rho g$	$\mu$	阀的流量系数
$\delta$	连杆的摆角, 即连杆与 $OX$ 轴的夹角	$\xi$	$\xi = 1 - (A_{rod}/A)$
		$\rho$	介质密度, 通常在大气压力下测定
		$\varphi$	曲轴的转角
		$\varphi_0$	泵阀的关闭滞后角
		$\psi$	泵内大小齿轮中心连线与 $OX$ 轴的夹角
		$\omega$	曲轴旋转角速度, 也是曲轴连杆系统运动的圆频率, $\omega = 2\pi n/60 = \pi n/30$

**说明:**

(1) 在公式运算中各物理量均使用国际单位制 (SI) 中的不带词头的单位, 唯一例外的是冲次和转数, 使用的单位分别为  $\text{min}^{-1}$  和  $\text{r}/\text{min}$ 。见附表。

(2) 在文字叙述和图表中, 多使用习惯中常用的我国法定计量单位。如缸径 150mm, 排量 30 L/s, 阀关闭滞后角  $15^\circ$  等。注意, 将这些量代入公式时, 须转换为 0.15m, 0.03  $\text{m}^3/\text{s}$  和  $(15\pi/180)\text{rad}$ 。在叙述中压力量单位则写成  $(10^5\text{Pa})$ , 因为  $10^5\text{Pa} \approx 1\text{kgf}/\text{cm}^2$ 。如  $2.6 \times 10^5\text{Pa}$ , 代入公式时的值应是  $2.6 \times 10^5$ 。引用国外资料中的国外泵额定功率数、配管管径和井底单位面积水功率数时多数仍沿用原单位  $\text{hp}$ 、 $\text{in}$  和  $\text{hp}/\text{in}^2$ 。

(3) 本书中的压力值均为绝对压力。

本书中使用的计量单位及主要换算关系如下表:

量的名称	本书计算公式中采用的单位	单位的导出或换算
长度	米, m	
质量	千克(公斤), kg	$1\text{kg} = 10^{-3}\text{t}$
时间	秒, s	
平面角	弧度, rad	$1\text{rad} = (360/2\pi)^\circ$
力, 重力	牛顿, N	$\text{N} = (\text{kg})(\text{m}/\text{s}^2)$ , $1\text{N} = 0.102\text{kgf}$
压力, 应力	帕斯卡, Pa	$\text{Pa} = (\text{N})/(\text{m}^2)$



量的名称	本书计算公式中采用的单位	单位的导出或换算
压力, 应力	帕斯卡, Pa	$1 \text{ Pa} = 1.02 \times 10^{-5} \text{ kgf/cm}^2 = 1.02 \times 10^{-4} \text{ mH}_2\text{O}$
能量, 功	焦耳, J	$J = (\text{N})(\text{m}), 1 \text{ J} = 0.102 \text{ kgf} \cdot \text{m}$
功率	瓦特, W	$W = (J)/(s) = (\text{N} \cdot \text{m})(\text{rad/s})$ $= (\text{kg} \cdot \text{m}^2)(\text{rad/s}^2) = (\text{N/m}^2)(\text{m}^3/\text{s})$ $1 \text{ W} = 0.102 \text{ kgf} \cdot \text{m/s} = 1.36 \times 10^{-3} \text{ PS}$ $= 1.341 \times 10^{-3} \text{ hp}$
面积	平方米, $\text{m}^2$	
体积, 容积	立方米, $\text{m}^3$	$1 \text{ m}^3 = 10^3 \text{ L}$
排量, 流量	立方米每秒, $\text{m}^3/\text{s}$	$1 \text{ m}^3/\text{s} = 10^3 \text{ L/s}$
密度	千克每立方米, $\text{kg/m}^3$	$1 \text{ kg/m}^3 = 10^{-3} \text{ g/cm}^3$
重度	牛顿每立方米, $\text{N/m}^3$	$1 \text{ N/m}^3 = 1.02 \times 10^{-4} \text{ gf/cm}^3$
转数, 旋转速度	转每分, $r/\text{min}$	$1 r/\text{min} = (2\pi/60)\text{rad/s}$ (角速度) $= (1/60)\text{s}^{-1}$ (转动频率)
冲次	冲每分, $\text{min}^{-1}$	$1 \text{ min}^{-1} = (1/60)\text{s}^{-1}$
速度	米每秒, $\text{m/s}$	
加速度	米每二次方秒, $\text{m/s}^2$	
角速度	弧度每秒, $\text{rad/s}$	
角加速度	弧度每二次方秒, $\text{rad/s}^2$	
转动惯量	千克二次方米, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$	
力矩, 扭矩	牛顿米, $\text{N} \cdot \text{m}$	$\text{N} \cdot \text{m} = (\text{kg} \cdot \text{m}^2)(\text{rad/s}^2)$ $1 \text{ N} \cdot \text{m} = 0.102 \text{ kgf} \cdot \text{m}$
水头值	米液柱, m	

# 目 录

序

前言

符号与单位

第一章 绪论 ..... 1

第一节 往复泵的特性及应用 ..... 1

一、往复泵概述 ..... 1

二、往复泵的应用与发展 ..... 3

第二节 钻井泵在钻井作业中的作用 ..... 4

第三节 钻井泵的特点 ..... 6

第四节 钻井泵发展简史 ..... 8

第二章 钻井泵水力学 ..... 12

第一节 活塞运动的分析 ..... 12

一、活塞的运动方程 ..... 12

二、连杆比  $\lambda$  对活塞运动的影响 ..... 15

第二节 泵的理论排量 ..... 17

一、三缸泵的理论排量 ..... 17

二、双缸泵的理论排量 ..... 18

三、理论排量脉动率和不均匀度 ..... 19

第三节 泵的容积效率 ..... 21

一、定义 ..... 21

二、容积损失的构成 ..... 24

三、泵送不含气介质时的容积效率计算 ..... 24

四、泵送含气介质时的容积效率计算 ..... 26

第四节 容积效率公式的讨论, 应用和实验

验证 ..... 27

一、公式的物理意义 ..... 27

二、泵容积效率的最高极限值 ..... 27

三、钻井泵容积效率值预测 ..... 28

四、介质的极限含气量 ..... 29

第五节 钻井泵吸入问题概述 ..... 31

第六节 无吸入管时钻井泵的吸入特性曲线及

临界缸内压力 ..... 33

一、吸入特性曲线及测试方法 ..... 33

二、双缸泵的临界吸入口压头 ..... 34

三、三缸泵的临界吸入口压头 ..... 36

四、关于应用NPSH术语和钻井泵吸入性

能指标的讨论 ..... 37

第七节 吸入管对泵吸入性能的影响 ..... 38

第八节 钻井泵吸入系统的设计 ..... 41

一、三缸泵配置灌注泵的必要性 ..... 41

二、灌注吸入系统设计要点 ..... 41

三、灌注泵参数的选择 ..... 41

四、双缸钻井泵吸入系统设计要点 ..... 43

五、大气压力对泵吸入的影响 ..... 43

第三章 钻井泵动力学 ..... 45

第一节 钻井泵的压力 ..... 46

一、定义 ..... 46

二、排出压力不均度 ..... 46

三、钻井泵的管路特性 ..... 47

四、缸内压力 ..... 47

第二节 作用于泵传动端的力 ..... 47

一、介质压力 ..... 48

二、摩擦力 ..... 48

三、质量力 ..... 49

四、输入力矩和地基反力 ..... 50

第三节 曲轴连杆和传动轴系统的受力分

析 ..... 50

一、曲轴连杆机构的运动关系 ..... 50

二、活塞—十字头和连杆的受力分析 ..... 51

三、曲轴的受力分析 ..... 53

四、传动轴系统的受力分析 ..... 55

第四节 作用于传动端的力矩 ..... 57

第五节 反转工况和十字头偏置 ..... 59

一、钻井泵的反转 ..... 59

二、偏置式设计的运动和动力分析 ..... 62

第六节 钻井泵的功率和效率 ..... 64

一、功率 ..... 64

二、效率 ..... 65

三、效率数据 ..... 66

四、泵输入功率的计算 ..... 67

第七节 钻井泵的整体振动 ..... 67

第四章 钻井泵的总体设计和主要零部

件设计 ..... 72

第一节 钻井泵的评价指标和设计标准 ..... 72

一、设计程序.....	72	术参数 .....	125
二、钻井泵的评价指标.....	72	第五章 钻井泵的使用.....	130
三、有关的设计标准.....	73	第一节 钻井泵的使用性能 .....	130
第二节 钻井泵基本参数的确定.....	73	一、钻井泵的持续功率和极限性能 .....	130
一、排量.....	73	二、钻井泵的性能曲线 .....	131
二、泵压.....	74	第二节 钻井泵的功率利用 .....	132
三、冲次和冲程长度.....	74	一、机械传动时泵功率的利用 .....	132
四、泵的额定功率.....	75	二、变矩器传动时泵功率的利用 .....	133
五、额定活塞杆推力.....	76	第三节 三缸泵主要零部件的损坏形式及原因 .....	135
六、基本参数的设计计算程序.....	77	第四节 三缸泵的安装和维护 .....	138
七、关于钻井泵额定功率分级的讨论.....	78	第六章 钻井泵试验.....	141
第三节 钻机的钻井泵配置.....	79	第一节 试验的类别和目的 .....	141
第四节 三缸泵曲轴设计.....	84	第二节 钻井泵试验室设计 .....	142
一、曲轴的基本结构型式.....	84	第三节 参数的测量 .....	143
二、曲轴的材料.....	86	一、直接测量参数 .....	143
三、曲轴的失效分析.....	86	二、测量精度 .....	144
四、曲轴的计算要点和应力特点.....	88	三、传感器的安装 .....	145
第五节 三缸泵液力端的设计.....	93	第四节 试验方法 .....	147
一、液力端结构型式的选择.....	93	一、试车试验 .....	147
二、阀箱设计要点.....	95	二、性能试验 .....	148
三、灌注泵和吸入空气包的结构设计 .....	101	三、吸入性能试验 .....	149
第六节 三缸泵传动端的设计 .....	104	四、连续运转试验 .....	150
一、传动端轴承的选用和寿命计算 .....	104	五、安全阀灵敏度试验 .....	152
二、连杆、十字头和导板 .....	110	第五节 数据的采集和处理 .....	152
三、泵内齿轮 .....	113	一、数据采集 .....	152
四、传动端的密封和润滑装置 .....	114	二、数据的实时处理 .....	153
五、泵壳 .....	116	三、试验结果的输出 .....	153
第七节 钻井泵易损件 .....	120	四、系统的误差 .....	156
一、泵阀 .....	120	参考文献.....	157
二、活塞和缸套 .....	122		
附录：美国各主要三缸泵制造厂的产品技			

# 第一章 绪 论

## 第一节 往复泵的特性及应用

### 一、往复泵概述

泵是这样一种机器，它被某种动力机驱动，将动力机的机械能传递给它所输送的介质，使介质的能量增加。

泵输送的介质一般为液体。但介质的种类和成分是多种多样的。例如钻井泵输送的是泥浆液，其中不可避免地含有少量的固体颗粒；由于钻井作业的特殊条件，其中也往往含有少量的气体，尽管这是我们不希望的。但在研究往复泵时，通常是将介质简单地视为液体。

往复泵属容积式泵。它的主要工作机构是往复运动的活塞（或柱塞）和自动开、闭的吸入、排出阀（见图1-1）。处于活塞—介质作用面和吸入、排出阀之间的空间称为液缸。活塞、泵阀、液缸以及包容它们的缸体（或阀箱），再加上液体的引入、排出管汇及空气包、安全阀等附件，便构成了往复泵的液力端。

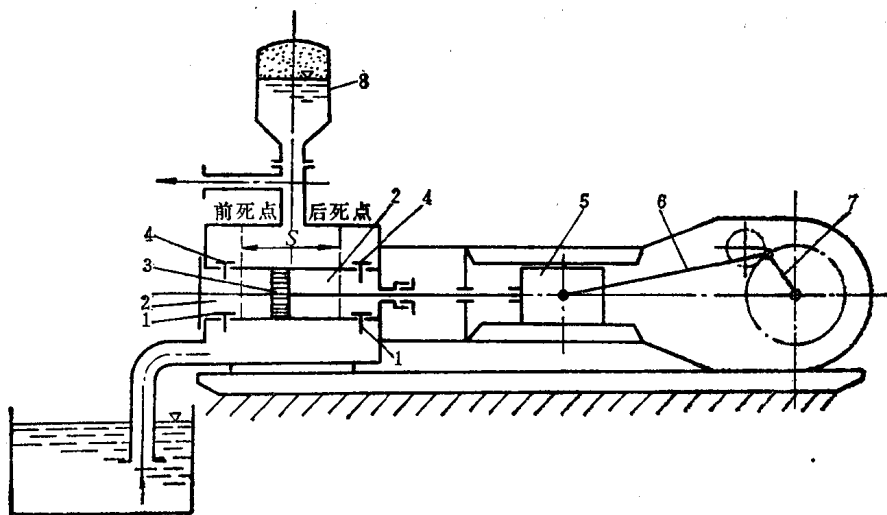


图1-1 往复泵的主要工作机构

1—吸入阀 2—液缸 3—活塞 4—排出阀 5—十字头 6—连杆 7—曲柄 8—排出空气包

活塞杆被动力机驱动。如果动力机是旋转运动的内燃机或电机，则称为机动泵，活塞杆和动力机之间还需要一套将旋转运动转化为往复运动的曲柄轴连杆机构，即为机动泵的传动端（见图1-1）；如果动力机是蒸汽机或油压缸，则称为蒸汽（或油压）直接作用泵，泵缸的活塞杆和蒸汽机或油压缸的拉杆直接相连，中间无需曲柄轴连杆机构。图1-2为美国1917年生产的蒸汽直接作用活塞式钻井泵。右端是泵头，左端是蒸汽机。

活塞往复运动的距离称为冲程长度，以  $S$  表示；单位时间内的往复次数称为冲次，以  $n$

表示。冲程的起点和终点称为活塞运动的死点。靠传动端一侧的死点为后死点，靠液力端一侧的为前死点。活塞面积  $A$  和  $S$  的乘积是往复泵单缸的冲程容积，也是理想状态下单作用泵单缸每冲排出的液体量。当活塞处于死点位置时，液缸容积减去冲程容积，其差值是液缸的余隙，或称为死区容积，以  $V_c$  表示。

设一台往复泵有  $Z$  个活塞（即  $Z$  缸泵），若是单作用泵，则泵的理论排量  $\Theta$  为：

$$Q_t = \frac{ZASn}{60} \quad (1-1)$$

若是双作用泵，则

$$Q_t = (1 + \xi) \frac{ZASn}{60} \quad (1-2)$$

式中  $\xi = 1 - (A_{rod}/A)$ ， $A_{rod}$  为活塞杆截面积。

活塞作用于液缸中的被输送介质而对其做功。令活塞前面和介质间的表面压力，即缸内压力为  $P$ ，则  $P$  与  $A$  的乘积为活塞所受的介质压力。令活塞与缸套之间的摩擦力为  $F_f$ ，活塞杆推力为  $F$ ，则有

$$F = PA \pm F_f \quad (1-3)$$

$P$  和  $Q_t$  是往复泵最重要的性能参数。 $S$ 、 $n$  和  $F$  是最重要的设计参数，它们决定了泵的功率、传动端的零部件强度、外形尺寸和重量。液力端液缸体或阀箱的强度也决定于  $P$ 。

与其它类型泵相比较，往复泵具有下列特性：

(1) 对一台特定的往复泵，若能使它的冲次保持恒定，则由式 (1-1) 或式 (1-2) 可知，它的排量也就恒定，而与泵的排出压力  $\Theta$  无关。图 1-3 为具有硬特性驱动—传动系统的往复泵的性能曲线，它基本上是竖直线。只是因高压时液体可压缩性的影响而使曲线略为向左偏斜<sup>①</sup>。

计量泵必须使用往复泵，就是利用了它的这一特性。

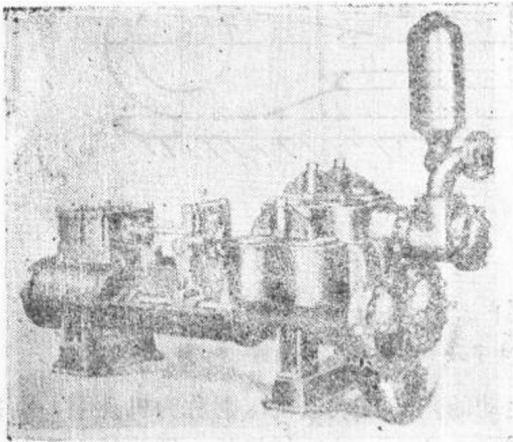


图1-2 1917年的蒸汽直接作用钻井泵

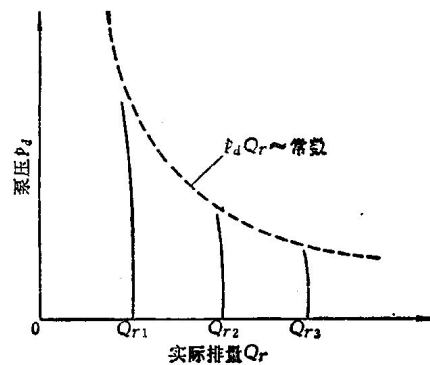


图1-3 冲次恒定时往复泵的性能曲线

- ① 理论排量是假定没有任何容积损失条件下的理想排量。详见第二章，第二节。
- ② 往复泵的排出压力即它的工作压力，简称泵压。其定义见 § 3-1。
- ③ 通常人们以排出压力高时液体泄漏增加来解释特性曲线的偏斜。但现代密封技术日臻完善，往复泵在设计压力以内工作时，高压时不应有，事实上也没有对实际排量产生明显影响的泄漏。

(2) 虽然往复泵在一定工况下的平均排量是恒定的, 但是它的瞬时排量却是脉动变化的。这是由机动泵曲柄轴连杆机构的运动特性所决定的。当曲柄轴被动力机驱动以匀角速度  $\omega$  旋转时, 往复泵活塞的瞬时速度按近似的正弦曲线脉动变化。而泵的瞬时排量等于活塞瞬时速度乘以活塞面积, 故也是脉动的。

活塞的瞬时速度

$$u \approx \omega R \sin \omega t = (\pi n / 30) R \sin \omega t \quad (1-4)$$

式中  $R$ ——曲柄半径,  $R = S / 2$ 。

泵的单缸瞬时排量

$$Q(t) = Au \approx A\omega R \sin \omega t \quad (1-5)$$

泵瞬时排量的脉动程度可因缸数的增多和排出空气包的作用而大大降低, 但仍被视为往复泵的一大缺点, 主要是因为会引起泵压的波动, 从而诱发泵和管路的振动。

(3) 往复泵的泵压主要决定于排出管路的摩阻 (包括沿程摩阻和局部摩阻) 和由排量脉动变化引起的加速、减速惯性力。以排出管路中平均流速计算的摩阻水头损失可认为是常量, 而叠加于其上的惯性水头变化则是随冲次而周期性地变化。故总泵压也是脉动变化的。

对于石油矿场用泵、煤和金属矿浆输送泵等类的往复泵, 一方面其排出管路中的摩阻水头损失远远大于惯性水头值, 另一方面由于长管路本身的弹性使惯性水头值的变化趋于平缓。这样, 在计算泵压时往往可以略去瞬时排量变化引起的惯性力变化, 其排出口的平均压力  $p_d$  可写成:

$$p_d = K_p Q^r \quad (1-6)$$

式中  $K_p$ ——系数, 主要决定于介质通过的排出管路的组成和尺寸;

$r$ ——指数, 主要决定于介质的流态 (如紊流、结构流等);

$Q$ ——泵的实际平均排量。

在排出管路和介质流态不变的条件下,  $K_p$  和  $r$  为常数。

由式 (1-6) 可以看出, 当管路阻力升高或排量增加时,  $p_d$  将随之升高。故在往复泵的排出口附近需装有安全阀来限制  $p_d$  不超过强度设计的允许值。

(4) 由于往复泵的排量和泵压是波动的, 泵的零部件上的作用力和输入功率也将是波动的; 同时, 具有偏心质量的回转曲轴, 作简谐往复运动的十字头、活塞以及它们之间的连杆在运动时将产生惯性力, 这些都将引起往复泵的振动和零部件受力的恶化。其程度随冲次的提高而加剧。这是阻碍往复泵冲次提高的主要原因。

(5) 往复泵以自动阀来控制液流的引入、加压和排出过程<sup>⊖</sup>。这在泵类机械中也是特有的。阀的运动惯性也是阻碍往复泵冲次提高的因素之一。阀的开启、闭合时刻不能与活塞运动到死点的时刻相重合, 而必定有滞后。这一现象对往复泵的排量等有特殊的影响。

## 二、往复泵的应用与发展

往复泵是最早出现的泵类机械, 曾在工业界广泛使用。19世纪末和20世纪初, 德国的魏斯特法尔 (M. Westphal) 和贝尔格 (H. Berg) 等人曾对往复泵技术基础理论的研究作出了杰出的贡献。贝尔格的《活塞泵》<sup>[3]</sup>一书是当时关于往复泵原理和设计的权威性著作。这本400余页 (1925年第3版) 的巨著中有关泵阀运动的分析和公式, 吸入、排出过程中液缸内压力变化的规律, 吸入管中的惯性水头值计算等至今仍被引用。但在20世纪中, 后起的离心

⊖ 也有极少数输送高粘度液体的往复泵将吸入、排出阀设计成强制开、闭的。

泵、转子泵等在许多应用领域取代了往复泵。其主要原因就是它们的结构简单，通用性强。受此影响，往复泵的技术基础理论和设计、制造技术的研究发展工作长期停滞不前，特别是在基础理论方面，往复泵无论是与内燃机、活塞式压缩机等往复机械相比，还是与离心泵等动力式泵相比，其差距都是相当大的。

但是，往复泵所具有的一些性能上的特点和优点是其它类型泵无法比拟的。因而它的应用也不可被取代。除了上面提到的在泵压变化的条件下可实现排量恒定外，还有能在严苛条件下泵送特种介质（腐蚀性、磨蚀性、高粘度、高密度、高温等），效率高，排出压力高等特点。这些特点决定了往复泵将在下列领域保留它的应用：

- (1) 在化工厂中用于泵送特种介质；
- (2) 用于矿业生产中输送煤浆、金属矿浆等，包括远距离输送作业；
- (3) 用于石油、天然气矿场的钻井、固井、压裂、注水等作业；
- (4) 石化、药品、食品等生产流程中的配料计量泵；
- (5) 为水压机等锻压机提供动力的高压液泵。

在以上几种应用场合中，不但所要求的排量、压力、功率和驱动、传动型式相差甚远，而且为适应各种不同的特种介质和性能要求，泵的液力端结构设计差别很大。从这个意义上来说，往复泵在今日已不再是一种“通用机械”了。今后在往复泵的研究和开发工作中也应充分注意这一特点。

一方面要注意各应用领域内生产产品、工艺规模的发展变化，使各类往复泵更好地适应和满足生产部门的需要；另一方面各类往复泵之间仍需要相互借鉴和启发。

在本世纪后半叶，由于应用往复泵的资源开发、石油化工及其它化工、重型机器制造等工业部门的发展需要，往复泵的基础理论研究和新产品开发工作又受到一定程度的重视。主要研究成果大多以该应用领域用泵，如计量泵〔6〕、钻井泥浆泵〔2, 7〕、化工用泵等专著的形式出现。

今后在研究发展工作中应特别注意以下问题：

针对往复泵结构复杂、制造成本高的特点，要努力提高各类往复泵的标准化和通用化水平。模块化设计是一个方向，即以最少数量的液力端和传动端的模块组合成适应范围极广的变型产品。还可以用同一尺寸的液力端改变材料后适应不同的介质和压力，相同的传动端并联成不同缸数的泵，等等。

在提高标准化和通用化程度的基础上，普及CAD/CAM技术的应用，加强可靠性的研究。提高曲轴、缸体、泵壳等复杂形状零部件的设计、工艺水平，提高轴承、密封件等基础元件的质量，提高装配工艺水平。还应指出，往复泵多用来泵送特种介质，这是它的优势所在，但由此产生的问题是液力端零件，特别是易损件的寿命较低，因此，重视液力端水力过程机制的研究及其零件失效原因的研究，提高零件的使用寿命，减少停机修理时间，也是进一步发挥往复泵特长的重要课题。

## 第二节 钻井泵在钻井作业中的作用

在使用旋转钻井法钻石油、天然气井的作业中，钻井泵用于泵送钻井液——泥浆，使其循环流动进行洗井。所以钻井泵通常被称为泥浆泵。按其工作重要性，又被比拟为钻机的心脏。

图 1-4 为旋转钻机的循环系统图。泥浆自泵排出后，首先通过立管、水龙头、水龙头和方钻杆等地面管汇，再流经钻柱内孔，然后自钻头水眼喷出，经钻柱外与井壁之间的环形空间返至地面泥浆罐。泥浆循环是旋转钻井过程中的关键作业，主要有以下作用：

(1) 清除井底的岩屑并将其经由环形空间携至地面；

(2) 在井壁上造泥饼，防止井壁坍塌；

(3) 平衡或控制已钻开的井段中的油、气、水层压力，防止井喷；

(4) 处理井下复杂情况。如遇裂缝地层时泵入堵漏材料，遇卡钻时泵入原油、柴油解卡等。

(5) 冷却钻头，润滑旋转的钻柱。

在整个 20 世纪中，石油及天然气钻井主要是使用旋转钻井法。长期的实践证明，旋转钻井法基本上能满足钻井工艺的各项目的，即以一定的速率破碎岩石和清除岩屑；获得满意的井身质量；顺利通过各种复杂地层和保护油气层等。但受钻具强度的限制，从地面设备通过钻具施于待破碎岩石的能量较小。一部拥有数千千瓦动力的钻机，传给钻头的切削功率只有 35~200kW。因而机械钻速很难进一步提高，钻头寿命较低，这里旋转钻井法的基本弱点。

显然，解决这个问题有两条途径：第一是寻求一种完全不同于转盘钻的新钻井方法。在 50~70 年代，苏美等国曾试验过多种新的破岩方法和钻井工艺，如用瞬态放电或炸药爆炸时产生的高压波破岩；利用喷射火焰、脉冲电子束等加热岩石使其崩裂；用激光或等离子体熔化岩石等。但是，所有这些所谓的无钻头物理钻井法最后被证明是很难付诸实用的：有的效率太低，甚至远远低于转盘钻；有的不能在钻井液中进行；有的在钻具设计、保证井身质量方面困难很大，等等。第二是保持旋转钻井工艺的基本形式不变而设法向井底输送更多的能量，或设法更合理地利用这些能量。事实证明，这是一条可行的途径。60~70 年代，喷射钻井技术在全世界的普及推广，就是一个很好的例证。

喷射钻井的基本原理是利用钻井液所提供的井底水马力，及时和较彻底地清洗井底，避免重复切削岩屑，从而可提高机械钻速 30% 至一倍以上。在 60 年代，推荐的保证完善清洗井底所需的经济水马力为 3~6 hp/in<sup>2</sup>，最多不超过 8 hp/in<sup>2</sup>。

“正统”的喷射钻井理论不认为井底高速喷射的泥浆流有破岩作用。但在 70 年代，我国

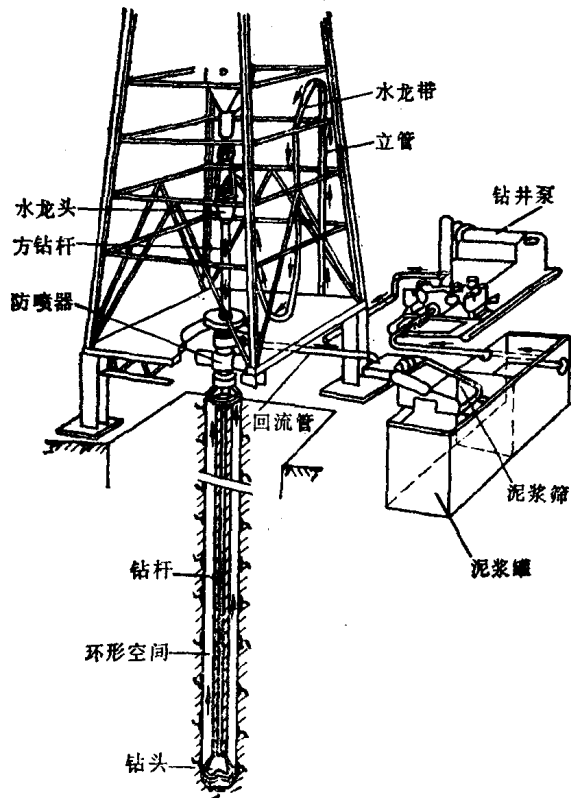


图 1-4 旋转钻机的泥浆循环系统



和某些外国学者通过钻井实践和实验室实验，肯定了射流对可渗透岩层的破岩作用。在钻进软地层时，当井底水马力超过  $8 \text{ hp/in}^2$  后，仍可经济地提高钻速。

图1-5为一些研究者在近年得出的机械钻速—井底单位面积水马力曲线〔25〕。实验是在较接近实际工况条件下进行的。他们在综合数据时较为保守。根据实验结果，按被钻岩性的不同可将钻井分为三类。A类为对不可渗透的硬岩层钻井；C类为对可渗透的软和中硬岩层钻井；B类钻井对应的岩层则介于A、C类之间。

图1-5中的曲线可用数学式表达如下：

$$R_m = R_0(H_{hp})^q \quad (1-7)$$

式中  $R_m$ ——机械钻速；

$R_0$ ——井底单位面积水马力为  $1 \text{ hp/in}^2$  时的机械钻速；

$H_{hp}$ ——井底单位面积水马力， $\text{hp/in}^2$ ；

$q$ ——岩石的水力敏感指数。对A、B、C三类钻井， $q$  分别为0.2、0.3和0.5。

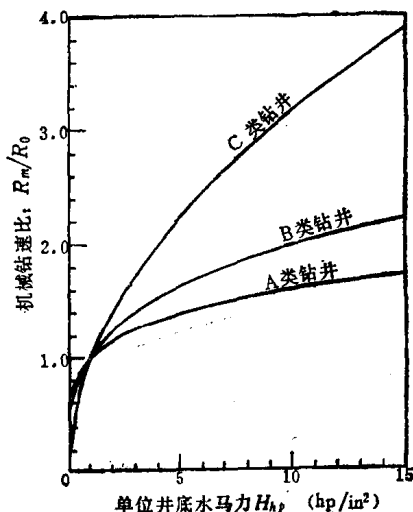


图1-5 提高水马力对不同岩类的作用

由图1-5，当水马力加大一倍，由  $5 \text{ hp/in}^2$  增到  $10 \text{ hp/in}^2$  时，对于A类和C类钻井，钻速分别可提高14%和42%。因此，可以认为，对于A类钻井，采用  $5 \text{ hp/in}^2$  则为它的经济水马力；而对于C类钻井，只要泥浆循环系统能够经济地持续工作，就应该使用  $10 \text{ hp/in}^2$  或更高的井底单位面积水马力。

总之，在现代旋转钻井工艺技术中，泥浆和钻井水力学对机械钻速的影响比任何其它可控因素的影响都要大。钻井泵作为泵送泥浆及执行钻井水力程序的关键设备，其性能与可靠性在钻井作业中的重要性已为人们所公认。可以断定，至少在今后的几十年中，循环的泥浆、旋转的钻头和起下的钻柱仍是实施钻井工艺的要素。钻井泵将继续在钻井设备中扮演重要的角色。

### 第三节 钻井泵的特点

与目前在工业界中应用较广泛的其它往复泵相比，钻井泵的作业条件有所不同，简述如下：

(1) 排量和功率大。在机动往复泵中，常用的化工用泵、计量泵、高压液压泵等的排量为  $2 \sim 20 \text{ L/s}$ ，功率至多  $550 \text{ kW}$ 。钻井中为保证泥浆在环形空间中有足够的上返速度和钻头水眼上有足够的压力降，一般要求钻井泵单泵有  $30 \sim 50 \text{ L/s}$  的排量；而功率最大的钻井泵已达  $1480 \text{ kW}$ 。

(2) 钻井泵持续工作于野外，并经常移运。安装时不可能配有讲究的基础（见图1-6）。所谓的“泵房”至多不过是一架简易的顶棚。环境条件与维护保养条件极差。这种条件不但无法与固定在厂房里的泵相比，甚至也不能和固井压裂泵相比；固井压裂泵虽然也在井场工作，但可以较稳固地安装在重型汽车上，在野外工作数小时后即可驶回基地检修。