

二次调节静液传动液压抽油机液压系统设计

姜继海, 刘宇辉

Hydraulic System Design of Oil Pumping Unit with Secondary Regulation Technique

JIANG Ji-hai, LIU Yu-hui

(哈尔滨工业大学 机电工程学院液压与气动研究室, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘要:基于二次调节静液传动技术设计提出的液压抽油机能够实现重物势能的回收,降低了系统的装机功率,介绍了二次调节液压抽油机的设计步骤和方法,完成了样机试制,为节能型液压抽油机的设计提供了参考。

关键词:二次调节; 液压抽油机; 液压蓄能器; 节能

中图分类号: TH137 文献标识码: B 文章编号: 1000-4858(2007)12-0060-03

引言

二次调节静液传动系统具有控制特性好、提供重力势能和制动动能回收的可能性等优点得到广泛的应用。基于该技术提出的二次调节液压抽油机具有节能效果显著、生产效率高、安全性好等优点。与机械式抽油机比较二次调节液压抽油机具有以下优势:①能方便地实现对负载下降过程中的重力势能进行回收,回

量的同时,为全面解决磨损问题,还需综合采取其他对策。

(2) 油、水分离润滑。早期的水液压元件曾经采用油水分离的办法解决润滑问题,即液压工作介质为水、润滑介质仍然用工业润滑油,两者从结构上隔离密封。这种方法主要解决轴承润滑问题,对元件的工作表面,如齿轮表面、侧板与缸体配合表面等,也无法解决问题。此外,高压状态下密封易失效,引起油水串通。

(3) 适用的耐磨材料和表面工艺。在水参与润滑的现实情况下,根据目前取得的研究成果,可选择使用的抗磨损材料主要有:工程陶瓷、自润滑复合材料、碳纤维增强塑料、水润滑橡胶,以及经过表面处理的硬质合金、耐热合金、马氏体不锈钢等。目前,表面工艺主要是表面喷涂和表面粒子注入。

(4) 水静压润滑。对大型水液压系统或元件,其相对运动副,如滑动表面建立润滑膜,从而达到润滑的目的。水静压润滑仍然属于流体力学润滑。

收稿日期:2007-05-13

基金项目:国家自然科学基金资助项目(50375033)

作者简介:姜继海(1957—),男,黑龙江嫩江人,教授,博士,主要研究方向为液压传动基础理论及应用、液压流体能量存储及转换关键技术、液压混合动力驱动理论及应用和新型液压元件及装置等。

5 结论

本文着重从液压泵的污染敏感度理论来分析外啮合齿轮泵污染磨损机理。外啮合齿轮泵的磨损主要包括:齿轮断面与轴套端面或泵盖之间的端面轴向磨损;齿轮顶圆与泵体内孔表面的径向磨损;齿轮轴与轴套的径向磨损等,导致泵的容积效率的变化。探讨外啮合齿轮泵容积效率与磨损关系的理论及其主要磨损机理,为纯水外啮合齿轮泵的设计和修复提供了理论基础,提高了泵的工作可靠性,延长了泵的使用寿命。

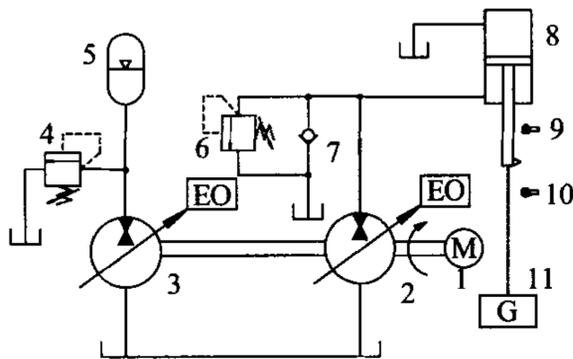
参考文献:

- [1] 晏小伟,等. 海水泵污染磨损机理的初步研究[J]. 液压与气动, 2004(5).
- [2] 赵大庆. 液压泵污染磨损与控制[M]. 北京:煤炭工业出版社, 1993.
- [3] 唐向阳,等. 纯水液压齿轮泵的研究[J]. 液压与气动, 2002(5).
- [4] 孙春耕. 纯水外啮合齿轮泵及其表面处理技术实验研究[D]. 昆明:昆明理工大学, 2007.

收的能量可直接利用或储存。因此,可降低系统的装机功率;② 冲程和冲次可以方便地进行无级调节,同时,抽油机的上升与下降的速度也可以分别无级调节,可实现下降慢,上升快或相反的运动;③ 在井下发生卡泵现象时,能自动地对井上及井下采油设备给以安全保护。

1 二次调节液压抽油机工作原理

二次调节液压抽油机的液压系统原理如图 1 所示。该系统中的两个液压泵/马达与一个电动机刚性连接。在液压缸上行的过程中,液压泵/马达从液压蓄能器中获取能量与电动机一起带动液压泵/马达工作在泵工况输出高压油,使液压缸上行;在液压缸下行的过程中,液压缸输出高压油相当于一个液压泵在工作,输出的高压油驱动液压泵/马达工作在马达状态,与电动机一起驱动液压泵/马达工作在泵工况,将能量回收至液压蓄能器中。储存在液压蓄能器中的能量在下一个提升负载周期时释放,带动工作于液压马达工况的液压泵/马达,与电动机一起带动液压泵/马达工作,为液压缸提供所需能量,实现回收能量的再利用。



1. 电动机 2, 3. 液压泵/马达 4, 6. 溢流阀 5. 液压蓄能器
7. 单向阀 8. 液压缸 9, 10. 行程开关 11. 负载

图 1 二次调节液压抽油机工作原理图

在上、下行程中,系统的功率方程如下:

提升负载的上行程过程:

$$P_e + P_{ac} = P_L \quad (1)$$

式中 P_e ——电动机输出功率

P_{ac} ——液压蓄能器输出功率

P_L ——驱动负载所需功率

负载能量回馈的下行程过程:

$$P_L + P_e = P_{ac} \quad (2)$$

2 设计要求

给定的抽油机实际工况条件:提升最大负载质量 8,000 kg;最大冲程 6 m;冲次 2~5 次/s。

3 液压系统设计

3.1 液压缸参数的确定

根据抽油机的实际工况,选定液压缸内径 100

mm,活塞杆直径 70 mm,有效行程 6 m。则要求液压缸的最快速度不低于 1 m/s 才能满足冲程和冲次要

求。下面计算液压缸的工作压力和流量。

液压缸的最高工作压力:

$$p_{p\max} = \frac{F}{A} = 19.6 \text{ MPa}$$

式中 $p_{p\max}$ ——液压缸最高工作压力

F ——液压缸最大负载

A ——活塞工作面积

液压缸的最大流量:

$$q_{p\max} = V_{p\max} A = 240 \text{ L/min}$$

式中 $q_{p\max}$ ——液压缸的最大流量

$V_{p\max}$ ——活塞杆的最快运动速度 $V_{p\max} = 1 \text{ m/s}$

液压缸的最大输出功率 $P_{p\max}$:

$$P_{p\max} = FV_{p\max} = 78.4 \text{ kW}$$

3.2 蓄能器的选型及相关计算

由式(1)和(2)可知,液压蓄能器回收和重新利用的功率 P_{ac} 的大小对电动机安装功率有直接影响。下面给出液压蓄能器相关参数的计算公式:

液压蓄能器所能储存能量 E :

$$E = - \int_{V_1}^{V_2} p dV = - \int_{V_1}^{V_2} p_0 (V_0/V)^{1.4} dV \\ = \frac{p_0 V_0}{0.4} [(p_2/p_0)^{0.286} - (p_1/p_0)^{0.286}] \quad (3)$$

式中 p_0 ——液压蓄能器初始充气压力

p_1 ——液压蓄能器最低工作压力

p_2 ——液压蓄能器最高工作压力

V_0 ——液压蓄能器在初始充气状态下的容积

液压蓄能器所能释放功率 P :

$$P = E/t \quad (4)$$

式中 t ——液压蓄能器释放能量的时间

液压蓄能器有效容积 ΔV :

当液压蓄能器主要用于储存能量时,其放油量是作为能源补充,即有效容积 $\Delta V = V_1 - V_2$ 应满足系统的要求。

$$\Delta V = V_1 - V_2 = V_0 \left[\frac{1 - (p_1/p_2)^{1/1.4}}{(p_1/p_0)^{1/1.4}} \right] \quad (5)$$

式中 V_1 ——最低工作压力时气囊内气体的容积

V_2 ——最高工作压力时气囊内气体的容积

本设计中取 1 个和 2 个 40 L 气囊式液压蓄能器,根据公式(3)、(4)、(5)分别计算,计算结果见表 1。

表1 液压蓄能器计算结果

	1个蓄能器	2个蓄能器
p_1 (MPa)	12	12
p_2 (MPa) 18	18	
E (J)	129.4	258.8
ΔV (L)	8.8	17.7
P_{ac} (kW)	21.6	43.1

本文选取2个40 L气囊式液压蓄能器,其型号为NXQA-40/31.5-L,在此基础上开展设计计算。

3.3 2个液压泵/马达的选型及计算

根据液压缸工作所需的压力和流量,以及系统对液压泵/马达的工作要求,选择A4VSO系列斜盘式变量柱塞泵。其中液压泵/马达2排量250 mL/r的A4VSO 250斜盘式变量柱塞泵,液压泵/马达3为排量125 mL/r的A4VSO 125斜盘式变量柱塞泵。

2个液压泵/马达可以通轴联在一起,由同步转速1500 r/min的交流异步电动机驱动。

液压泵/马达3的验算

对于液压泵/马达3要求满足如下条件:当其工作于液压泵工况时,能满足向液压蓄能器充液的要求,也就是能在冲次最高的情况下能向液压蓄能器完成需要的充液量 ΔV_3 。

液压泵/马达3的理论排液量计算如下:

$$\Delta V_{m3} = \frac{V_{m3}tn}{60000} \quad (6)$$

式中 ΔV_{m3} ——液压泵/马达3排液量

V_{m3} ——液压泵/马达3的排量

n ——电动机的转速

当 $V_{m3} = 125$,抽油杆下降时间 $t = 6$ s, $n = 1450$ 时,计算得:

$$\Delta V_{m3} = 18.1 \text{ L}$$

可见, $\Delta V_{m3} > \Delta V$,满足设计使用条件。

液压泵/马达2流量的验算

对于液压泵/马达2需要满足的条件是:在工作于液压泵工况时,输出的功率能带动液压缸在最大负载下工作。

A4VSO250液压泵/马达2的理论流量:

$$q_2 = \frac{V_{m2}n}{1000} = 362.5 \text{ L/min} \quad (7)$$

式中 q_2 ——液压泵/马达2理论流量

V_{m2} ——液压泵/马达2的排量 $V_{m2} = 250$ mL/r

当取泵的容积效率为0.85时,

$$q_2 = 308.1 \text{ L/min}$$

该值大于液压缸的最大流量,可见液压泵/马达2的流量满足工作要求。

液压泵/马达2功率的验算

A4VSO250液压泵/马达2的理论功率 P_2 :

$$P_2 = \frac{q_2 p_{p\max}}{60} \quad (8)$$

当取其效率 $\eta = 0.8$ 时,得:

$$P_2 = \frac{q_2 \eta p_{p\max}}{60} = 102.6 \text{ kW}$$

可见, $P_2 > p_{p\max}$,满足使用条件。

3.4 电动机的选型及计算

根据公式(1)可得电动机的功率为:

$$P_e = P_L - P_{ac} = 35.3 \text{ kW}$$

根据上述计算结果,初定电机功率37 kW,同步转速1500 r/min,故初选电机为Y225S-4三相异步电动机。

4 结论

按上述方法设计的工程样机在大庆采油二厂进行了相应的测试和试验。试验结果表明,基于二次调节技术设计的液压抽油机,能实现对负载重物势能的回收与重新利用,可以大大降低系统的安装功率,本文设计的抽油机负载需要功率为78.4 kW,实际安装功率为37 kW,比负载需要功率降低了53%。该系统便于现场的调试与测量,能根据井况随时对冲程与冲次进行无级的最佳调节。可以通过系统参数调整适应井况的变化,保证整机的最佳性能。本设计为节能型液压抽油机的设计提供了参考。

参考文献:

- [1] 姜继海,等.二次调节静液传动系统在试验技术中的应用[J].中国机械工程,2001,12(5):497-500.
- [2] 董宏林,等.液压变压器与蓄能器串联使用的优化条件及能量回收研究[J].中国机械工程,2003,14(3):192-194.
- [3] 刘宇辉,等.基于二次调节的液压抽油机节能原理[J].机床与液压,2004(10):43-44.
- [4] R. E. Parisi. 利用液压驱动技术获取石油高产[J]. Rexroth Information Quarterly,1998(1):16-18.
- [5] 喜多康雄.セカンダリコントロールとCPS[J].油空压技術,1999,11(11):19-27.