

学科门类： _____

单位代码： _____

毕业设计说明书（论文）

齿轮油泵工艺设计和夹具设计

学生姓名

所学专业

班 级

学 号

指导教师

二〇**年**月

毕业设计任务书

20**年3月1日

毕业设计题目	齿轮油泵工艺设计和夹具设计		
指导教师		职称	
专业名称		班级	
学生姓名		学号	
设计要求	在规定的时间内完成装备图,且产品能达到所设计的性能指标。		
完成毕业课题 的计划安排	序号	内容	时间安排
	1	外文资料翻译	20**, 3. 1----20**, 3. 10
	2	搜集课题相关资料	20**, 3. 11----20**, 3. 20
	3	完成毕业设计说明书	20**, 3. 21----20**, 4. 1
	4	预审, 修改	20**, 4. 2----20**, 4. 11
	5	答辩	20**, 4. 11----20**, 4. 20
答辩提交资料	外文资料翻译, 毕业设计说明书		
计划答辩时间	20**, 4. 20		

20**年3月1日

目录

摘要	II
Abstract	III
齿轮油泵工艺设计和夹具设计	1
第 1 章 引言	1
第 2 章 型号意义示例	2
第 3 章 齿轮油泵的主要性能参数	3
第 4 章 齿轮油泵的特性曲线	5
第 5 章 齿轮油泵工作原理	6
第 6 章 齿轮油泵的主要部件	7
6.1 叶轮	7
6.2 泵壳	7
6.3 泵轴	10
6.4 轴承	11
6.5 悬架	11
6.6 机械密封	13
6.7 填料函	14
第 7 章 齿轮油泵的安装	15
第 8 章 齿轮油泵的油泵检验标准	17
第 9 章 齿轮油泵的操作程序	21
第 10 章 合理配置、安全运行、优质供油	24
第 11 章 齿轮油泵容易发生的故障	26
第 12 章 齿轮油泵间性能的改变和换算	29
第 13 章 齿轮油泵流量控制方法探讨	30
第 14 章 结束语	31
致谢	31
参考文献	32
毕业设计小结	33

摘要

油齿轮油泵吸收了 KT、SB、ES、IS、XA 及国外优秀油泵系列产品的优点，采用了多项油力设计及工艺方法的发明专利和实用新型专利而研制开发的高新技术系列产品。它广泛用于空调、制冷、冰蓄冷、自来油厂、消防、环保、高层供油和城乡排油等领域，一般输送 85 摄氏度以下清油或物理化学性质类似清油的液体。通过变换泵的结构及材质可输送高温及腐蚀性介质，可用与化工、冶金等行业。本系列产品产品具有高效率、高性能、高耐压、高可靠性和安装维修方便等特点，其结构参数符合国际标准产品相互替代，承压能力为 1.6MPa 级，诸项技术经济指标达到国外同类产品先进水平，属于国际接轨的换代产品。

注：齿轮油泵为一个叶轮一个进油口的泵。

关键词：单级单吸、叶轮、机械密封、安装、故障分析。

Abstract

KS-absorption-type single-stage centrifugal pump absorption of KT, SB, ES, IS, XA and abroad outstanding merits of the centrifugal pump series with a number of hydraulic design and technology of the invention patent, and a patent application of a new and high-tech research and development technology products. It is widely used in air conditioning, refrigeration, ice storage, the water plant, fire protection, environmental protection, urban and rural water supply and drainage senior in areas such as transport 85 degrees Celsius below normal water or similar physical and chemical properties of liquid water. Transform pump through the structure and materials can be corrosive and high temperature transmission medium can be used with the chemical, and metallurgical industries. Products in this series of high efficiency, high performance, high pressure, high reliability, and easy installation and maintenance characteristics of the structural parameters in line with international standard products as an alternative, the pressure of 1.6 MPa-capacity, all of the technical and economic indicators have reached abroad Similar Products advanced level of international standards generations.

Note: single-stage centrifugal pump for a single suction inlet of an impeller centrifugal pump.

Key words: single-stage-to smoke, impeller, mechanical seals, installation, fault analysis.

齿轮油泵工艺设计和夹具设计

第一章 引言

利用油输水的想法最早出现在列奥纳多达芬奇所作的草图中。1689年，法国物理学家帕潘发明了四叶片叶轮的蜗壳油泵。但更接近于现代油泵的，则是1818年在美国出现的具有径向直叶片、半开式双吸叶轮和蜗壳的所谓马萨诸塞泵。1851~1875年，带有导叶的多级油泵相继被发明，使得发展高扬程油泵成为可能。

尽管早在1754年，瑞士数学家欧拉就提出了叶轮式水力机械的基本方程式，奠定了油泵设计的理论基础，但直到19世纪末，高速电动机的发明使油泵获得理想动力源之后，它的优越性才得以充分发挥。在英国的雷诺和德国的普夫莱德雷尔等许多学者的理论研究和实践的基础上，油泵的效率大大提高，它的性能范围和使用领域也日益扩大，已成为现代应用最广、产量最大的泵。

油泵的应用是很广泛的，在国民经济的许多部门要用到它。在给水管系统中几乎是不可缺少的一种设备，如若把自来水管网当作人身的血管系统，那么油泵就是压送血液的心脏。

齿轮油泵是在原有的KS型单级单吸油泵的基础上进行的一种改进，现市面上大多的油泵，在安装叶轮时，是采用的泵轴的锥度进行定位的，这样的定位，对于轴的加工精度要求很高，在一般的小型加工单位很难达到这样的精度等级，所以通过把锥度轴变为直轴的方法来避免因为加工精度不高而导致的安装不便的弊端，同时在叶轮安装时通过加轴套的方法进行定位，这样的改进在提高轴强度的同时，加工也方便了，且其他部件的制作模具的改动也很少，生产成本也没有增加。

所有下载本文的朋友注意：

本设计附有完整版 word 说明书和全套对应图纸

(CAD 格式或其它三维图纸) 如需请联系 QQ 194535455

温馨提醒：下载前请认准用户名 **jx-168。**

第二章 型号意义示例及名词解释

2.1 型号名称：KS 125 —100 —200

KS：符合国际标准的用语空调制冷等领域的单级单吸油泵。

125：泵吸入口直径（mm）。

100：泵排出口的直径（mm）。

200：叶轮名义直径（mm）。

2.2 名词解释

油泵：通过利用离心力输水的水泵。

单级单吸：单级是指一个叶轮，单吸是指只有一个进水口。

在油泵系列中还有双级双吸、双级单吸、单级双吸油泵，至于叶轮和进水口的数量主要是通过考虑到油泵的功率和性能参数来确定的，其中单级单吸油泵是功率和性能最简单的一种。

第三章 齿轮油泵的主要性能参数

3.1 流量 Q (m^3/h 或 m^3/s)

油泵的流量即为油泵的送液能力，是指单位时间内泵所输送的液体体积。

泵的流量取决于泵的结构尺寸(主要为叶轮的直径与叶片的宽度)和转速等。操作时，泵实际所能输送的液体量还与管路阻力及所需压力有关。

注意：因为泵安装在特定的管路上，所以管路的特性必然要影响流量的大小。

3.2 扬程 H (m)

油泵的扬程又称为泵的压头，是指单位重量流体经泵所获得的能量。

泵的扬程大小取决于泵的结构(如叶轮直径的大小，叶片的弯曲情况等、转速。目前对泵的压头尚不能从理论上作出精确的计算，一般用实验方法测定。

泵的扬程可同实验测定，即在泵进口处装一真空表，出口处装一压力表，若不计两表截面上的动能差(即 $\Delta u^2/2g=0$)，不计两表截面间的能量损失(即 $\Sigma f_{1-2}=0$)，则泵的扬程可用下式计算

$$H = h_0 + \frac{P_2 - P_1}{\rho g}$$

注意以下两点：

(1) 式中 p_2 为泵出口处压力表的读数(Pa)； p_1 为泵进口处真空表的读数(负表压值，Pa)。

(2) 注意区分油泵的扬程(压头)和升扬高度两个不同的概念。

扬程是指单位重量流体经泵后获得的能量。在一管路系统中两截面间(包括泵)列出柏努利方程式并整理可得

$$H = \Delta z + \frac{\Delta p}{\rho g} + \frac{\Delta u^2}{\rho g} + \Sigma h_{f1-2}$$

式中 H 为扬程，而升扬高度仅指 Δz 一项。

3.3 效率

油泵的效率 η ——反映泵对液体提供的有效能量与原动机提供给泵的能量(轴功率 N)之比。

油泵的能量损失包括以下几项：

3.3.1 容积损失 η_v 各种泄漏、回流，使泵对这部分液体作了无用功，减少了泵的实际输送能量。 η_v 与泵结构及液体在泵进、出口处的压强差有关。

3.3.2 机械损失 η_m 由泵轴与轴承之间、泵轴与填料函之间以及叶轮盖板外表面与液体之间产生摩擦而引起的能量损失。其值一般为 0.96—0.99。

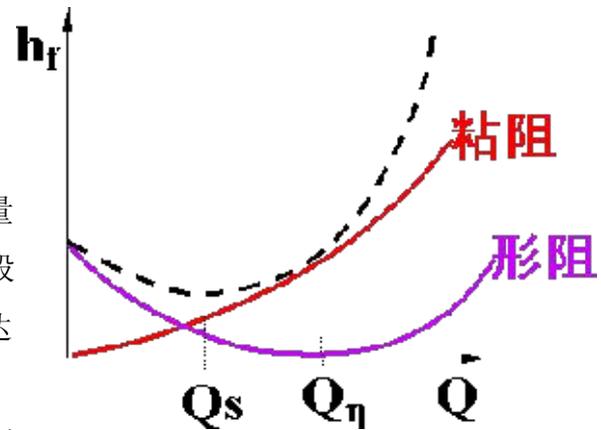
3.3.3 水力损失 η_h 叶片间涡流造成的损失、液体入泵时的水力冲击损失、液体与泵壳、叶片间的摩擦损失之和。水力损失 η_h 与泵的结构、流量及液体的性质有关。

油泵的效率反映这三项能量损失的总和，故又称为总效率 η ，总效率为这三个效率的乘积，即：

$$\eta = \eta_v \eta_m \eta_h$$

这里 η_v 、 η_m 与流量 Q 无关。

由水力损失图示（右图）可知：额定流量 Q_s ($\eta_h=0.8-0.9$) 下 h_f 最小， η 最高。一般小型油泵的效率为 50%—70%，大型泵可高达 90%。



泵的效率值与泵的类型、大小、结构、制造精度和输送液体的性质有关。大型泵效率值高些，小型泵效率值低些。

3.4 轴功率 N (W 或 kW)

泵的轴功率即泵轴所需功率，其值可依泵的有效功率 N_e 和效率 η 计算，即

$$N = \frac{N_e}{\eta} = \frac{QH\rho g}{\eta} = \frac{QH\rho}{102\eta} \text{ (kW)}$$

泵的效率不是一个独立性能参数，它可以由别的性能参数例如流量、扬程和轴功率按公式计算求得。反之，已知流量、扬程和效率，也可求出轴功率。

第四章 齿轮油泵的特性曲线

泵的各个性能参数之间存在着一定的相互依赖变化关系，可以通过对泵进行试验，分别测得和算出参数值，并画成曲线来表示，这些曲线称为泵的特性曲线。每一台泵都有特定的特性曲线，由泵制造厂提供。通常在工厂给出的特性曲线上还标明推荐使用的性能区段，称为该泵的工作范围。

泵的实际工作点由泵的曲线与泵的装置特性曲线的交点来确定。选择和使用泵，应使泵的工作点落在工作范围内，以保证运转经济性和安全。此外，同一台泵输送粘度不同的液体时，其特性曲线也会改变。通常，泵制造厂所给的特性曲线大多是指输送清洁冷水时的特性曲线。对于动力式泵，随着液体粘度增大，扬程和效率降低，轴功率增大，所以工业上有时将粘度大的液体加热使粘性变小，以提高输送效率。

特性曲线指 $H \sim Q$ 、 $N \sim Q$ 及 $\eta \sim Q$ （也有含 $\Delta h \sim Q$ 或 $h_s \sim Q$ 的）等的关系曲线。

特性曲线图见附图（1）

特性曲线的共同特点：

（1） $H \sim Q$ ： $Q \uparrow \rightarrow H \downarrow$

（2） $N \sim Q$ ： $Q \uparrow \rightarrow N \uparrow$ ， $Q=0$ ， N_{\min} ；

（3） $\eta \sim Q$ ：先 $Q \uparrow \rightarrow \eta \uparrow$ ，达 η_{\min} 后 $Q \uparrow \rightarrow \eta \downarrow$ ， η_{\max} 点——设计点。

其下的 H 、 Q （即 Q_s ）、 N 是最佳工况参数——标于铭牌上。

选择泵时至少应使其在 $\geq 92\% \eta_{\max}$ 下工作。

第五章 齿轮油泵工作原理

离心其实是物体惯性的表现. 比如雨伞上的水滴, 当雨伞缓慢转动时, 水滴会跟随雨伞转动, 这是因为雨伞与水滴的摩擦力做为给水滴的向心力使然。

但是如果雨伞转动加快, 这个摩擦力不足以使水滴在做圆周运动, 那么水滴将脱离雨伞向外缘运动. 就象用一根绳子拉着石块做圆周运动, 如果速度太快, 绳子将会断开, 石块将会飞出. 这个就是所谓的离心。

油泵就是根据这个原理设计的. 高速旋转的叶轮叶片带动水转动, 将水甩出, 从而达到输送的目的。油泵有好多种. 从使用上可以分为民用与工业用泵, 从输送介质上可以分为清水泵、杂质泵、耐腐蚀泵等。

单级单吸油泵的主要过流部件有吸水室、叶轮和压水室。吸水室位于叶轮的进水口前面, 起到把液体引向叶轮的作用; 压水室主要有螺旋形压水室(蜗壳式)、导叶和空间导叶三种形式; 叶轮是泵的最重要的工作元件, 是过流部件的心脏, 叶轮由盖板和中间的叶片组成。

单级单吸油泵工作前, 先将泵内充满液体, 然后启动油泵, 叶轮快速转动, 叶轮的叶片驱使液体转动, 液体转动时依靠惯性向叶轮外缘流去, 同时叶轮从吸入室吸进液体, 在这一过程中, 叶轮中的液体绕流叶片, 在绕流运动中液体作用一升力于叶片, 反过来叶片以一个与此升力大小相等、方向相反的力作用于液体, 这个力对液体做功, 使液体得到能量而流出叶轮, 这时液体的动能与压能均增大。

启动后, 叶轮由轴带动高速转动, 叶片间的液体也必须随着转动。在离心力的作用下, 液体从叶轮中心被抛向外缘并获得能量, 以高速离开叶轮外缘进入蜗形泵壳。在蜗壳中, 液体由于流道的逐渐扩大而减速, 又将部分动能转变为静压能, 最后以较高的压力流入排出管道, 送至需要场所。液体由叶轮中心流向外缘时, 在叶轮中心形成了一定的真空, 由于贮槽液面上方的压力大于泵入口处的压力, 液体便被连续压入叶轮中。可见, 只要叶轮不断地转动, 液体便会不断地被吸入和排出。

工作原理图见附图(2)

第六章 齿轮油泵的主要部件

单级单吸油泵的基本构造是由七部分组成的，分别是：叶轮，泵体（即泵体和泵盖），泵轴，轴承，悬架，机械密封，填料函。

两个主要部分构成：一是包括叶轮和泵轴的旋转部件；二是由泵壳、填料函和轴承组成的静止部件。

6.1 叶轮

6.1.1 叶轮是油泵的核心部分，它转速高出力大，叶轮上的叶片又起到主要作用，叶轮在装配前要通过静平衡实验。叶轮上的内外表面要求光滑，以减少水流的摩擦损失。

叶轮的作用是将原动机的机械能直接传给液体，以增加液体的静压能和动能（主要增加静压能）。

叶轮室是泵的流部件的核心，泵通过叶轮对液体的做功，使其能量增加。叶轮按液体流出的方向分为三类：

- (1) 径流式叶轮（离心式叶轮）液体是沿着与轴线垂直的方向流出叶轮。
- (2) 斜流式叶轮（混流式叶轮）液体是沿着轴线倾斜的方向流出叶轮。
- (3) 轴流式叶轮液体流动的方向与轴线平行的。

叶轮按吸入的方式分为二类：

- (1) 单吸叶轮（即叶轮从一侧吸入液体）。
- (2) 双吸叶轮（即叶轮从两侧吸入液体）。

叶轮按盖板形式分为三类：

- (1) 封闭式叶轮。
- (2) 敞开式叶轮。
- (3) 半开式叶轮。

其中封闭式叶轮应用很广泛，前述的单吸叶轮双吸叶轮均属于这种形式。

叶轮图见附图（3）

叶轮加工的工艺步骤：

工序号	工序名称	工 序 内 容	车间	设备
1	粗车	夹住右端台阶外圆校正流道及修正内孔。	金工	C6140
		车左端止口平面以流道中心为基准到图纸尺寸。		
		车左端止口（配泵体端）留光刀余量 2mm。		

		车左端弧面光出即可。		
		车孔平面深度达到图纸要求。		
2	粗车	夹住左端止口校正。	金工	C6140
		车右端止口（配泵盖端）留余量。		
		车右端孔外台阶、内止口和锥孔留余量。		
		车右侧弧面光出即可。		
		车大外圆对图。		
3	精车	夹住左端外台阶，找正大外圆跳动允差 0.05	金工	C6140
		右端面到总厚。		
		车锥孔对图。		
		车右侧内外止口及平面对图。		
		R 车出即可。		
4	精车	上锥度芯棒找正夹头处芯轴外圆跳动允差 0.01。	金工	C6140
		车左侧止口到图纸尺寸。		
		静平衡达到规定要求。		
5	插	插键槽对图。	金工	插床
6	钳	钻孔及去毛刺。	金工	钻床
7	检	检验。		

6.1.2 固定叶轮的螺母的加工工艺步骤：

工 序 号	工 序 名 称	工 序 内 容	车 间	设 备
1	车	车大外圆 $\varnothing 46$ ； $\varnothing 34.6$ 到图纸要求	金工	C6140
		圆球 R11.5 到图纸要求		
		倒角		
		钻攻 M20*1.5 螺纹，挖退刀槽		

2	铣	铣六角到图纸要求	金工	铣床
3	检	检验		

6.2 泵壳（即泵体和泵盖）

6.2.1 泵体作用是将叶轮封闭在一定的空间，以便由叶轮的作用吸入和压出液体。泵壳多做成蜗壳形，故又称蜗壳。由于流道截面积逐渐扩大，故从叶轮四周甩出的高速液体逐渐降低流速，使部分动能有效地转换为静压能。泵壳不仅汇集由叶轮甩出的液体，同时又是一个能量转换装置。

泵体图见附图（4）

泵体加工的工艺步骤：

工 序 号	工 序 名 称	工 序 内 容	车 间	设 备
1	车	车右端平面和内止口。校正木耳边。	金工	立车
		车内孔及其内孔平面到图纸尺寸		
2	车	以止口为基准压紧车左端进水口外径	金工	立车
		车平面保证总厚对图。达到图纸要求。		
3	钳	划镗加工线		
4	镗	以右端止口平面为基准压紧，车底脚平面保证到中心距离	金工	镗床
		达到图纸要求。		
5	镗	转过 1800 压紧，车顶面出水口平面保证总高度与图纸相	金工	镗床
		符。车外圆平面对图。		
6	钳	划右端机盖联接孔钻模十字对准线。	金工	
		划顶端出水口法兰联接孔钻模十字对准线。		
		划左端进水口法兰钻模十字对准线。		
		划底脚联接孔钻加工线。		

		划放水孔钻加工线。		
7	钻	对图钻以上各孔铤平到图纸要求。	金工	钻床
8	钳	打磨。	金工	
9	钳	与泵盖同做 2.4MPa 水压试验，持续时间不少于 5 分钟， 不得有漏水冒汗等现象。	金工	
10	检	检验。		

6.2.2 泵盖的加工工艺步骤：

工 序 号	工 序 名 称	工 序 内 容	车 间	设 备
1	粗车	粗车各部分留 2MM 余量		
2	精车	夹住右侧外圆校正左侧止口 车大平面止口、止口台阶及其平面对图。 车叶轮处内台阶、台阶平面到图纸尺寸。	金工	车床
3	车	自制车模，以已加工止口为基准，压紧。 车右端面总厚到图纸尺寸。 车内止口止口平面及止口台阶。 车内孔到图纸尺寸。	金工	车床
4	钳	划钻加工线。	金工	
5	钻	钻法兰孔对图。 钻止口联接孔对图。 钻填料盖联接孔对图。 钻攻各孔对图。	金工	钻床

6	检	检验。		

泵盖图见附图（5）

6.3 泵轴

泵轴的作用是支持叶轮等回转件，带动叶轮在确定的工作位置作高速旋转并传递驱动功率的元件，所以它是传递机械能的主要部件。油泵的轴在工作时以一定的转速作旋转运动，承受较大的弯矩和转矩。轴要有足够的强度和几何精度，将对密封性能的不良影响减到最小限度，最大限度地减少擦磨损和伤的危险性。

泵轴图见附图（6）

泵轴的加工工艺步骤：

工 序 号	工 序 名 称	工 序 内 容	车 间	设 备
1	粗车	一夹一顶两次装夹粗车两端台阶，外径留 4mm、台阶留 3mm 余量。	金工	C6140
2	热	热处理。	外协	
3	车	车总长修整中心孔。 两顶尖夹住叶轮端，车悬架端各外径留 0.3mm-0.4mm 磨量 对图。R、倒角。 调头夹住联轴器端车叶轮端各台阶对图，磨量留 0.3mm -0.4mm，车外锥、螺纹到图纸尺寸。 割槽、R、倒角。	金工	C6140
4	铣	铣两端键槽对图键槽中心对称度达 0.08mm。	外协	铣床
5	磨	磨各台阶、外锥到图纸要求。	外协	磨床

6	检	检验。		
---	---	-----	--	--

6.4 轴承

油泵的推力轴承有滚动轴承和滑动轴承两类。

其中滚动轴承有单向推力球轴承、双向推力球轴承、推力短圆柱滚子轴承、推力圆锥滚子轴承等，角接触轴承也可承受轴向载荷。推力滑动轴承有实心式、单环式、空心式、多环式等固定的推力轴承和可倾扇面推力轴承。滚动轴承使用牛油作为润滑剂加油要适当一般为2/3~3/4 的体积太多会发热，太少又有响声并发热！滑动轴承使用的是透明油作润滑剂的，加油到油位线。太多油要沿泵轴渗出并且漂*，太少轴承又要过热烧坏造成事故！在水泵运行过程中轴承的温度最高在 85 度一般运行在 60 度左右，如果高了就要查找原因（是否有杂质，油质是否发黑，是否进水）并及时处理

轴承衬用的材料有铸铁、巴氏合金、铜合金、铝合金、陶质金属和非金属材料。

6.5 悬架

悬架轴承部件支撑着泵的转子部分，滚动轴承受泵的径向力和轴向力。

悬架图见附图（7）

悬架加工工艺步骤：

工 序 号	工 序 名 称	工 序 内 容	车 间	设 备
1	车	夹住小头校正中心车止口到尺寸车止口平面。 大外圆光出即可。 车两轴承孔及平面到图纸要求。	金工	C630
2	车	调头夹住大外圆车平面到总长尺寸对图。车支架连接平面 到图纸尺寸。	金工	C630
3	钳	划与泵体连接孔钻加工线；两头轴承盖连接孔钻加工线。 划悬架支架连接孔钻加工线；及管牙钻加工线。	金工	
4	钻	钻以上各孔对图，并铰平管牙至图纸要求。	金工	钻床

5	钳	打磨。	金工	
6	检	检验。		

6.6 机械密封

机械密封是靠一对或数对垂直于轴作相对滑动的端面在流体压力和补偿机构的弹力（或磁力）作用下保持贴合并配以辅助密封而达到阻漏的轴封装置。

机械密封图见附图（8）

6.6.1 装配前注意事项

- （1）、按工况条件与主机情况正确选择适宜型号的机械密封与材料组合；
- （2）、安装机械密封的泵或其它类似的旋转机械在工作时，转子轴向串动量 $\leq 0.3\text{mm}$
- （3）、安装机械密封部位的轴(或轴套)的台阶处必须有 $3\times 10^\circ$ 的倒角，并且圆滑过渡，其粗糙度 $Ra\leq 1.6$ 。
- （4）、安装机械密封部位的轴(或轴套)的表面粗糙度 $Ra\leq 1.6$ 、跳动公差 $\leq 0.04\text{mm}$ 、尺寸公差为h6。
- （5）、安装机械密封静环的密封端盖与辅助密封圈接触部位的表面粗糙度 $Ra\leq 1.6$ 、尺寸公差为H8、定位端面对轴的垂直度 $\leq 0.04\text{mm}$ 。
- （6）、机械密封安装时，必须将轴(或轴套)的密封腔体、密封端盖及机械密封件本身清洗干净，以防止任何杂质进入密封部位。
- （7）、在安装静止环时，尤其是碳石墨环必须格外小心压入。
- （8）、当输送介质温度过高，过低或含有杂质颗粒、易燃、易爆、有毒等情况时，按API682标准采取相应的阻封、冲洗、冷却、过滤等措施。
- （9）、按安装使用说明书或样本，保证机械密封的安装尺寸。
- （10）、由弹簧传动的机械密封，应合理选择弹簧旋向，一般从电机端向叶轮端看，转轴为顺时针时，应选右旋弹簧，反之则为左旋弹簧。
- （11）、双端面机械密封工作时，隔离流体的压力比密封腔内介质压力高0.05—0.2MPa。

6.6.2 机械密封安装、使用技术要领

- （1）、设备转轴的径向跳动应 ≤ 0.04 毫米，轴向窜动量不允许大于0.1毫米；
- （2）、设备的密封部位在安装时应保持清洁，密封零件应进行清洗，密封端面完好无损，防止杂质和灰尘带入密封部位；
- （3）、在安装过程中严禁碰击、敲打，以免使机械密封摩擦付破损而密封失效；
- （4）、安装时在与密封相接触的表面应涂一层清洁的机械油，以便能顺利安装；
- （5）、安装静环压盖时，拧紧螺丝必须受力均匀，保证静环端面与轴心线的垂直要求；

- (6)、安装后用手推动动环，能使动环在轴上灵活移动，并有一定弹性；
- (7)、安装后用手盘动转轴、转轴应无轻重感觉；
- (8)、设备在运转前必须充满介质，以防止干摩擦而使密封失效；
- (9)、对易结晶、颗粒介质，对介质温度 $>80^{\circ}\text{C}$ 时，应采取相应的冲洗、过滤、冷却措施，各种辅助装置请参照机械密封有关标准 。
- (10)、安装时在与密封相接触的表面应涂一层清洁的机械油，要特别注意机械油的选择对于不同的辅助密封材质，避免造成 O 型圈侵油膨胀或加速老化，造成密封提前失效。

6.7 填料函

填料函主要由填料，水封环，填料筒，填料压盖，水封管组成。填料函的作用主要是为了封闭泵壳与泵轴之间的空隙，不让泵内的水流不流到外面来也不让外面的空气进入到泵内。始终保持水泵内的真空！当泵轴与填料摩擦产生热量就要靠水封管住水到水封圈内使填料冷却！保持水泵的正常运行。所以在水泵的运行巡回检查过程中对填料函的检查是特别要注意！在运行 600 个小时左右就要对填料进行更换。

第七章 齿轮油泵的安装

新 KS 型单级单吸的安装技术关键在于确定水泵安装高度。这个高度是指水源水面到水泵叶轮中心线的垂直距离，它与允许吸上真空高度不能混为一谈，水泵铭牌或产品说明书上标示的允许吸上真空高度是指水泵进水口断面上的真空值，而且是在 1 标准大气压下；水温 20 摄氏度情况下，进行试验而测定得的。它并没有考虑吸水管道配套以后的水流状况。而水泵安装高度应该是允许吸上真空高度扣除了吸水管道损失扬程以后，所剩下的那部分数值，它要克服实际地形吸水高度。水泵安装高度不能超过计算值，否则，水泵将会抽不上水来。另外，影响计算值的大小是吸水管道的阻力损失扬程，因此，宜采用最短的管路布置，并尽量少装弯头等配件，也可考虑适当配大一些口径的水管，以减管内流速。

7.1 油泵的安装高度 H_g 计算

允许吸上真空高度 H_s 是指泵入口处压力 p_1 可允许达到的最大真空度。

而实际的允许吸上真空高度 H_s 值并不是根据式计算的值，而是由泵制造厂家实验测定的值，此值附于泵样本中供用户查用。位应注意的是泵样本中给出的 H_s 值是用清水为工作介质，操作条件为 20℃ 及及压力为 $1.013 \times 10^5 \text{Pa}$ 时的值，当操作条件及工作介质不同时，需进行换算。

7.1.1 输送清水，但操作条件与实验条件不同，可依下式换算

$$H_{s1} = H_s + H_a - 10.33 - H_u - 0.24$$

输送其它液体当被输送液体及反派人物条件均与实验条件不同时，需进行两步换算：第一步依上式将由泵样本中查出的 H_{s1} ；第二步依下式将 H_{s1} 换算成 $H's$

7.1.2 汽蚀余量 Δh

对于油泵，计算安装高度时用汽蚀余量 Δh 来计算，即泵允许吸液体的真空度，亦即泵允许的安裝高度，单位用米。用汽蚀余量 Δh 由油泵样本中查取，其值也用 20℃ 清水测定。若输送其它液体，亦需进行校正，详查有关书籍。

吸程 = 标准大气压 (10.33 米) - 汽蚀余量 - 安全量 (0.5 米)

标准大气压能压管路真空高度 10.33 米。

7.2 安装工艺步骤:

工 序 号	工 序 名 称	工 序 内 容	设 备
1	准备	打磨 01 泵体、02 叶轮、03 泵盖、05 悬架等，要求外表面无明显的铸造缺陷，内表面光滑流顺，符合图纸设计要求。	打磨工具

2	准备	清洗以上件号零部件,然后爱内外表面均匀地涂上一遍红丹防腐漆。	
3	准备	对件 01 泵体、03 泵盖作同步耐水压实验,在 2.4MPa 压力下,历时 5 分钟不得有冒汗、渗漏现象	手动试压机
4	准备	根据图号、件号,正确领料。	
5	准备	清洗全部零部件,干后,在结合面及连接部位涂上润滑油。	
6	总装	将序 24GB3289.31-82 外方管堵 ZG3/8 加胶装 01 泵体放水孔里。	
7	总装	组装序 16 悬架部件,把轴承一只压装序 17 轴的叶轮头的轴承上,然后把悬架的小平面平放在带孔的平板上,把装好的轴承的轴螺丝头朝上压装在悬架轴承挡里,用 GB5781-86 螺栓 4 只把装好的纸垫的轴承盖固定好,然后把挡水圈装在轴上,悬架调面,继续把剩下一只轴承盖装好,测量轴承与轴承盖有 0.1~0.2 毫米间隙,然后用 GB5781-86 螺栓 4 只把装好纸垫的轴承固定好。	
8	总装	机械密封的安装	
9	总装	把泵盖装进悬架部件上,用序 23GB5781-86 螺栓固定好,用序 12GB5781-86 螺栓把静环座均匀地安装在泵盖上,把 07 纸垫装在泵盖的大止口上。	
10	总装	根据图示,把 GB1096-79 键一只装在轴上,以后把序 02 的叶轮压装在轴上,用序 03 叶轮螺母加密封胶拧紧固定好。	
11	总装	把装好的部件装进 01 泵体上用序 GB5781-86 螺栓拧紧固定好。	
12	总装	用序 21GB5781-86 螺栓一只,把序 22 支架固定在悬架上,注意与泵底板平行和水平。	
13	总装	将序 20GB1096-79 键一只装在轴上,以后把序 19 联轴器组件装好。	
14	检验	总装后转动泵轴,应手感灵活,无摩擦,卡死现象等。	
15	钳	将序 14 标牌,序 18 转向牌,用序 15GB827-86 铆钉 6 只固定好。	
16	试验	单泵作 0.8—1.2MPa 耐水压试验,历时 5 分钟机封不漏水等现象。	手动试压机
17	油漆	外表面清洗,喷漆。	
18	辅助	进出口用油封纸封住。	
19	检验		

7.3 装配图 ***装配图见附图(9)***

第八章 齿轮油泵的水泵检验标准

8.1 水泵检验装置的组成

一个完整的水泵检验装置应包括以下几个主要部分：

- (1) 动力源；
- (2) 传动系统；
- (3) 测量与控制系统；
- (4) 辅助系统；

8.2 各组成部分的设计要素

8.2.1 动力源

(1) 明确试验对象，确定动力源功率各单位设计检验装置的目的有所不同，有的只是为本单位的产品作试验用，有的需要为各种各样的泵服务(如检验中心)，所以动力源的功率应根据实际情况来确定。

计算公式如下：

$$P_{\text{动}} = P_{\text{泵}} / (\eta_{\text{齿}} \times \eta_{\text{扭}} \times \eta_{\text{离}} \times \eta_{\text{泵}}) = Q \times P \times H / (102 \times \eta_{\text{齿}} \times \eta_{\text{扭}} \times \eta_{\text{离}} \times \eta_{\text{泵}})$$

式中：

$P_{\text{动}}$ 所需的动力源输出功率 KW

$P_{\text{泵}}$ 被试泵的水功率 KW

$\eta_{\text{齿}}$ 齿轮箱效率 %

$\eta_{\text{扭}}$ 扭矩仪效率 %

$\eta_{\text{离}}$ 离合器效率 %

$\eta_{\text{泵}}$ 水泵的效率 %

Q 水泵的流量 m^3 / s

H 水泵的扬程 m

V 水的重度 Kg / m^3

我们可以以 $\eta_{\text{泵}}$ 为参考量，通过计算，作出 $P_{\text{动}}$ 与 $P_{\text{泵}}$ 的关系曲线，计算中可以假定假定 $\eta_{\text{齿}}$ 、 $\eta_{\text{扭}}$ 和 $\eta_{\text{离}}$ 分别为 0.95、0.98 和 0.98。当 $P_{\text{泵}}$ 和 $\eta_{\text{泵}}$ 已知时，就可从确定所需的动力源输出功率。

(2) 动力源型式

目前常见的有电动机与柴油发动机两种。前者一般不调速，适用于一般的工业泵。由于各种工业泵的转速有差异，因此泵的流量压力功率等参数一般需要通过特定转速(电动机转速)下的测量值，换算到泵的规定转速下的对应值，导致测量误差放大。前者若需调速，直流电

动机可用可控硅调速，交流电动机可用变频调速，但成本较高。当然，使用电动机却有噪声相对较低，无其他污染的优点；后者适用于消防泵，因为消防泵有工况的变化，要求转速变化。柴油发动机调速比较方便。调节油门大小再配以齿轮箱，可以获得较大的转速范围，且成本相对较低。使用柴油发动机存在着噪声大，有烟气排放问题。

究竟选用哪一种动力源，要根据检验装置的设计目的及单位在场地、经费及现有的相关条件而定。

8.2.2 传动系统

对使用柴油发动机的水泵检验装置，有传动装置的问题。传动系统主要由离合器和齿轮箱组成。对齿轮箱的设计，主要应考虑两个问题：

(1) 速比确定

对工业泵而言，中心高 800mm 以下的泵，其转速一般为 1450r / min 和 2900~2950r / min。对消防泵而言，其转速千差万别，一般为 2000~4000r / min。

齿轮箱速比的确定，既要考虑满足不同转速泵的试验要求，又要考虑让发动机在最大扭矩点附近工作。

经分析，下述五种转速范围基本上可覆盖各种消防泵和工业泵的试验要求：

1450 r / min;

2000~2400 r / min;

2900~2950 r / min;

3000~3600 r / min;

3600~4000 r / min。

在选定合适的发动机之后，根据该发动机的转速和上述的五种转速范围，就可以确定相应的速比。

(2) 输出轴转向

泵有正转泵、反转泵之分，考虑到检验装置的通用性，要求变速箱的输出轴在确定的各种转速范围内均可正转或反转。

8.2.3 测量与控制系统

欲实现自动化测试，系统应由传感器、二次仪表、计算机、接口板、伺服机构、采集器、组合屏和微机软件等组成，以实现在控制室内对柴油机启动、油泵启动、紧急停车、柴油机增减速和电动阀的控制；实现柴油机高水温、高油温、低油压和齿轮箱低油压、高油温的报警；实现水泵参数的自动采集和处理。下面就几个具体问题说明如下：

(1) 测量内容

除水泵运行参数(转速、流量、压力或扬程、功率)和轴承座温度外，还应包括发动机的

运行参数（水温、油温、油压、发动机转速），齿轮箱的油压、油温以及辅助装置的相关参数（如动力间温度、油箱油位高度、蓄电池电压等），还应包括齿轮箱档位与转向的显示。

（2）测量精度

与测量水泵性能参数相应的传感器和二次仪表，其系统的测量精度应符合 GB3216《油泵、混流泵、轴流泵和旋涡泵试验方法》的规定，其它各种测量仪表的精度根据需要确定。一次、二次仪表的精度可供参考。

应包括：

油泵启动，柴油机启动、应急停车、增减速；

电动阀控制(控制流量)；

水泵工况切换进而实施试验的程序控制；

动力间冷却装置的自动启动控制；

柴油机水温、油温、油压和齿轮箱油压油温的自动监视与报警。

（3）注意事项

为了提高测量的自动化程度，需配备电动阀来调节流量。电动阀应保证在规定的压力下能双向运作(流量逐渐增大或减小)，一次点动的调节量 $0.1 / s$ 为宜；

试验现场与控制室均应有水泵和发动机、齿轮箱运行参数的显示，以保证运行安全可靠；

当水泵没有止回阀的情况下，压力测量仪表之前应设置阀门，以免一旦出现真空造成仪表损坏；

强、弱电应分开，以免互相干扰，影响测量精度；

测量水泵轴承座温度中，由于离旋转部件近，宜用磁性温度探头，以免试验人员受到伤害；

尽可能使用稳压装置以提高测压精度；

二次仪表的输出信号宜采用相同型式、同一标准输出信号范围，便于与采集器、计算机接口相连；

自动化测量中，遥测数据是通过二次仪表变送后进入数据采集器的。由于二次仪表变送电压的负极悬浮，使得多路电压变送信号与数据采集器无法直接连接，此时可采用隔离模块方法，使多路信号经隔离模块变送后达到负极一致，实现变送信号与数据采集器的连接。这种连接虽然可以实现数据传输，但二次仪表变送数据内所迭加的波纹电压无法改善，以致数据显示值波动较大。为了对遥测数据与数据采集器连通过程中的波纹进行处理，可设计一种电平转换方法的接口板，在电平转换过程中进行波纹抑制，以保证数据显示值稳定。

8.2.4 辅助系统

这里特别需要提一下关于水泵升降平台的问题。

由于发动机、齿轮箱、扭矩仪相互之间的连接关系是固定不变的，也就是说，当扭矩仪

位置确定后，其输出端的中心高度是固定不变的。为了适应不同中心高的水泵的试验要求，需要有一个安装泵用的升降平台，要求平台可以自由升降到某一预定高度，然后靠加垫及泵的轴向移动等来调节泵的输入轴与扭矩仪输出轴的对中程度以及连接法兰间的平行度和间隙的要求。根据试验泵的这一安装特性，对升降平台的高度调节要求完全自动化似乎没有必要，然而完全靠加垫等来调节也显得太繁杂，影响工作效率。因此，设计一个半自动化的水泵升降平台是合适的。

建议：

被测泵为工业用泵时，动力源宜采用电动机；被测泵为消防泵时，动力源宜采用柴油发动机；测量控制中的问题，如文中“测量与控制系统”一节所述，在装置设计中应引起足够的重视；简便的半自动的水泵升降平台是一个合适的选择。

第九章 齿轮油泵的操作程序

9.1 启动:

油泵机组的正确启动、运行与停车是系统安全、经济运行的前提。

9.1.1 启动前的准备工作

(1) 盘车一就是用手转动机组的联轴器,凭经验感觉其转动的轻重是否均匀,有无异常声响。目的是为了检查泵及电动机内有无不正常的现象,例如转动零件松脱后卡住、杂物堵塞、泵内结晶、填料过紧或过松等问题。)

初次启动泵或电机大修后应检查电机转向。电机反转会导致泵流量、扬程等达不到要求,严重的会使叶轮松脱卡死,造成重大事故。试转向时不能开动电机带动泵空转,否则将使泵因干摩擦而损坏零件

(2) 检查一下各处螺栓连接的完好程度,检查润滑情况,润滑油(脂)是否足够、干净,必要时进行补充或更换

(3) 检查冷却填料函水封管、水冷机械轴封、平衡管或平衡盘的冷却管路通畅,填料函和机械密封的密封水压力流量达到规定要求。检查泵填料松紧是否适宜,在更换新填料后开泵必须联系钳工在现场调试处理

泵用机械密封应冲洗干净,特别是输送易结晶介质的泵,再次启动前应将密封部位的结晶物彻底清理干净,以免损坏密封面

(4) 灌泵排气一启动前,全开油泵入口切断阀,向泵及吸水管中灌冲介质,打开泵排气阀进行排气,以便启动后即能在水泵入口处造成抽吸液体所必须的真空值,同时防止出现气缚和气囊现象,造成泵零件因温度升高而损坏。

(5) 暖泵和预冷

在启动前一定要暖泵。一般预热速度每小时不超过 50℃;因这类泵是根据高温而设计的,其各零部件的尺寸及相互配合间隙等都不适合在常温下运转,若不预热就启动泵将造成泵的损坏;此外,由于泵体内各零部件的尺寸大小、厚薄不一样,若加热速度过快,小而薄的零件将因升温过快而先膨胀,可能造成各零部件配合不均而产生歪斜、抱轴或轴弯曲等不良后果,所以应采取慢速均匀的预热方式,并应一边预热一边盘车。

低温 KS 泵要在低温条件下试运转。预冷前,打开旁通管路,按工艺要求对管道和泵内腔进行除湿处理;然后全开放空阀门进行泵体预冷,其冷却速度每小时不得大于 30

9.1.2 启动

泵启动时先关闭出口阀门(除耐酸泵外)使流量为零,其目的是使泵的启动功率最小,减小电动机的启动电流,防止电机瞬时过载而烧毁。但启动时不允许水泵出口阀门长时间关

闭运行，封闭运转时间不超过 2~3min，以免因泵内液体温度升高而发生汽化，造成泵的部件汽蚀或高温变形损坏。

缓慢打开出口阀，观察压力表和真空表的数值，当达到要求的数值后检查轴承温度，一般滑动轴承不高于 65℃，滚动轴承温度不高于 70℃；检查泵运转平稳，无异常声响，流量和扬程均达到额定要求。

泵在正常运转中调节流量时，不能采用减小泵吸入管路阀门开度的方法来减小流量，否则会造成泵吸入口真空度变差而使泵产生汽蚀。

耐酸泵试车启动时，不要关闭出口阀(或泵启动后立即开启出口阀门)，以免因酸液在泵壳内搅动升温而加剧对泵的腐蚀。

9.1.3 启动注意事项

(1) 泵壳汇集从各叶片间被抛出的液体，这些液体在壳内顺着蜗壳形通道逐渐扩大的方向流动，使流体的动能转化为静压能，减小能量损失。所以泵壳的作用不仅在于汇集液体，它更是一个能量转换装置。

(2) 叶轮被泵轴带动旋转，对位于叶片间的流体做功，流体受离心力的作用，由叶轮中心被抛向外围。当流体到达叶轮外周时，流速非常高。

(3) 液体吸上原理：依靠叶轮高速旋转，迫使叶轮中心的液体以很高的速度被抛开，从而在叶轮中心形成低压，低位槽中的液体因此被源源不断地吸上。

气缚现象：如果油泵在启动前壳内充满的是气体，则启动后叶轮中心气体被抛时不能在该处形成足够大的真空度，这样槽内液体便不能被吸上。这一现象称为气缚。(通过第一章的一个例题加以类比说明)。为防止气缚现象的发生，油泵启动前要用外来的液体将泵壳内空间灌满。这一步操作称为灌泵。为防止灌入泵壳内的液体因重力流入低位槽内，在泵吸入管路的入口处装有止逆阀(底阀)；如果泵的位置低于槽内液面，则启动时无需灌泵。

(4) 叶轮外周安装导轮，使泵内液体能量转换效率高。导轮是位于叶轮外周的固定的带叶片的环。这此叶片的弯曲方向与叶轮叶片的弯曲方向相反，其弯曲角度正好与液体从叶轮流出的方向相适应，引导液体在泵壳通道内平稳地改变方向，使能量损耗最小，动压能转换为静压能的效率高。

(5) 后盖板上的平衡孔消除轴向推力。离开叶轮周边的液体压力已经较高，有一部分会渗到叶轮后盖板后侧，而叶轮前侧液体入口处为低压，因而产生了将叶轮推向泵入口一侧的轴向推力。这容易引起叶轮与泵壳接触处的磨损，严重时还会产生振动。平衡孔使一部分高压液体泄露到低压区，减轻叶轮前后的压力差。但由此也会引起泵效率的降低。

(6) 轴封装置保证油泵正常、高效运转。油泵在工作是泵轴旋转而壳不动，其间的环隙如果不加以密封或密封不好，则外界的空气会渗入叶轮中心的低压区，使泵的流量、效率下

降。严重时流量为零——气缚。通常，可以采用机械密封或填料密封来实现轴与壳之间的密封。

9.2 停车

泵要停车时，应先关闭压力表，再关闭排出阀，使泵轻载，同时防止液体倒灌。然后停止电机，关闭吸入阀、冷却水、机械密封冲洗水等。

高温泵停车时，应每隔 20~30min 盘车 0.5 圈，直至泵体温度降低到 50 °C 以下为止。

泵内若是易结晶介质，停泵后应及时对泵内进行冲洗置换，防止介质在泵内结晶。

泵若长期停用，应定期进行盘车检查，防止泵内生锈卡死和轴因定向自重而产生残余变形

第十章 合理配置、安全运行、优质供水

以上几个方面了解了油泵构造，工作原理、特性曲线以后，如何合理配置电机水泵的功率，是保证水泵的安全运行，优质供水，降低生产成本的关键，合理配置水泵功率，发挥水泵最佳工作区域的安全运行，我厂供水的实际情况，足已说明设备合理配置的重要性、可靠性和经济性。

10.1 机泵设备合理配置的重要性

水厂的主要任务是保证全市人民的生产和生活用水，但最近十年时间，随着市政动迁，用水大户的迁移，供水量日趋减少，随着人民生活质量提高，对水质的需求越来越高，出厂水达到 0.3NTU, 如何确保优质供水，企业采取了一系列措施：（1）调整机泵设备的合理配置，实行人机最佳组合。（2）加大科技创新，投入大量的资金改造原来落后的净水设备。（3）投入资金、改造旧设备、老管网，提高水力条件，安装静态混合器等。（4）安装四十台仪表，运用现代化监测系统，对水质进行全过程的监测和控制，确保优质水。这些措施充分说明了机泵设备和净水设备合理配置的重要性。

10.2 机泵设备安全运行的可靠性

为了确保机泵设备安全运行，企业对机泵设备管理更加规范，每年一次的大检修，每月一次的二级保养，每日一次的一级保养制度，这些 ISO9002 质量管理，是保证机泵设备安全运行的各项措施，为了保证安全运行的可靠性，操作工人的技术素质的培训、提高，安全操作规程执行都要严格执行，这些安全操作制度的落实，是确保机泵设备运行的可靠性的保证。

10.3 机泵设备安全运行的经济性

一谈到经济性就是企业制水的成本，包括电、矾、氯、氨，要以最安全的运行方式，最佳的调度模式，最低的制水成本，来控制企业的经济活动，提高经济效益，在这方面企业已经已经积累了一定经验。如：最安全的运行方式，上海的城市供水管网是互通的，有公司中心调度室来控制地区的供水压力，过高容易造成爆管，给人民、国家造成财产损失，水压过低，影响部分用户的用水，造成企业的不良形象。因此，白天保持地区的压力是 30—35 千帕左右，夜间地区压力保持在 30 以下千帕。根据管网压力的要求，白天开高扬程机泵，夜间开高、低扬程组合，有效地控制了出厂水压力，保证了地区管网和宾馆高楼的用水，采用这些最佳的机泵组合，既节约了电耗，又合理地控制了压力，这些方法保证了机泵设备安全运行的经济性。

随着科技的不断发展，水泵的现代化程度也不断提高，减少了许多的人为管理操作。现在大多采用计算机监控的自动操作模式，这也就对操作人员的自身素质提出了更高的要求。因为一台水泵的异常状况会影响到整各供水系统的网络，造成严重的后果。经过几年的实际

工作和理论的学习，把所学的知识运用到实践工作中去，合理安排好水量的分配和调度，利用各台水泵的特性使用最少的功率达到水泵的最大出水量，达到最佳运行状态。并做到安全，优质，低耗供水！

第十一章 齿轮油泵容易发生的故障

11.1 泵不能启动或启动负荷大

原因及处理方法如下：

- (1) 原动机或电源不正常。处理方法是检查电源和原动机情况。
- (2) 泵卡住。处理方法是用手盘动联轴器检查，必要时解体检查，消除动静部分故障。
- (3) 填料压得太紧。处理方法是放松填料。
- (4) 排出阀未关。处理方法是关闭排出阀，重新启动。
- (5) 平衡管不通畅。处理方法是疏通平衡管。

11.2 泵不排液

原因及处理方法如下：

- (1) 灌泵不足（或泵内气体未排完）。处理方法是重新灌泵。
- (2) 泵转向不对。处理方法是检查旋转方向。
- (3) 泵转速太低。处理方法是检查转速，提高转速。
- (4) 滤网堵塞，底阀不灵。处理方法是检查滤网，消除杂物。
- (5) 吸上高度太高，或吸液槽出现真空。处理方法是减低吸上高度；检查吸液槽压力。

11.3 泵排液后中断

原因及处理方法如下：

- (1) 吸入管路漏气。处理方法是检查吸入侧管道连接处及填料函密封情况。
- (2) 灌泵时吸入侧气体未排完。处理方法是要求重新灌泵。
- (3) 吸入侧突然被异物堵住。处理方法是停泵处理异物。
- (4) 吸入大量气体。处理方法是检查吸入口有否旋涡，淹没深度是否太浅。

11.4 流量不足

原因及处理方法如下：

- (1) 同 11.2 和 11.3。处理方法是采取相应措施。
- (2) 系统静扬程增加。处理方法是检查液体高度和系统压力。
- (3) 阻力损失增加。处理方法是检查管路及止逆阀等障碍。
- (4) 壳体和叶轮耐磨环磨损过大。处理方法是更换或修理耐磨环及叶轮。
- (5) 其他部位漏液。处理方法是检查轴封等部位。
- (6) 泵叶轮堵塞、磨损、腐蚀。处理方法是清洗、检查、调换。

11.5 扬程不够

原因及处理方法如下

- (1)同 11.2 的(1), (2), (3), (4), 11.3 的(1), 11.4 的(6)。处理方法是采取相应措施。
- (2)叶轮装反(双吸轮)。处理方法是检查叶轮。
- (3)液体密度、粘度与设计条件不符。处理方法是检查液体的物理性质。
- (4)操作时流量太大。处理方法是减少流量。

11.6 运行中功耗大

原因及处理方法如下:

- (1)叶轮与耐磨环、叶轮与壳有磨擦。处理方法是检查并修理。
- (2)同 11.5 的(4)项。处理方法是减少流量。
- (3)液体密度增加。处理方法是检查液体密度。
- (4)填料压得太紧或干磨擦。处理方法是放松填料, 检查水封管。
- (5)轴承损坏。处理方法是检查修理或更换轴承。
- (6)转速过高。处理方法是检查驱动机和电源。
- (7)泵轴弯曲。处理方法是矫正泵轴。
- (8)轴向力平衡装置失败。处理方法是检查平衡孔, 回水管是否堵塞。
- (9)联轴器对中不良或轴向间隙太小。处理方法是检查对中情况和调整轴向间隙。

11.7 泵振动或异常声响*

原因及处理方法如下:

- (1)同 11.3 的(4), 10.5 的(5), (7), (9)项。处理方法是采取相应措施。
- (2)振动频率为 0~40%工作转速。过大的轴承间隙, 轴瓦松动, 油内有杂质, 油质(粘度、温度)不良, 因空气或工艺液体使油起泡, 润滑不良, 轴承损坏。处理方法是检查后, 采取相应措施, 如调整轴承间隙, 清除油中杂质, 更换新油。
- (3)振动频率为 60%~100%工作转速。有关轴承问题同(2), 或者是密封间隙过大, 护圈松动, 密封磨损。处理方法是检查、调整或更换密封。
- (4)振动频率为 2 倍工作转速。不对中, 联轴器松动, 密封装置摩擦, 壳体变形, 轴承损坏, 支承共振, 推力轴承损坏, 轴弯曲, 不良的配合。处理方法是检查, 采取相应措施, 修理、调整或更换。
- (5)振动频率为 n 倍工作转速。压力脉动, 不对中心, 壳体变形, 密封摩擦, 支座或基础共振, 管路、机器共振, 处理方法是同(4), 加固基础或管路。
- (6)振动频率非常高。轴磨擦, 密封、轴承、不精密、轴承抖动, 不良的收缩配合等。处理方法同(4)。

11.8 轴承发热

原因及处理方法如下:

- (1) 轴承瓦块刮研不合要求。处理方法是重新修理轴承瓦块或更换。
- (2) 轴承间隙过小。处理方法是重新调整轴承间隙或刮研。
- (3) 润滑油量不足，油质不良。处理方法是增加油量或更换润滑油。
- (4) 轴承装配不良。处理方法是按要求检查轴承装配情况，消除不合要求因素。
- (5) 冷却水断路。处理方法是检查、修理。
- (6) 轴承磨损或松动。处理方法是修理轴承或报废。若松协，复紧有关螺栓。)
- (7) 泵轴弯曲。处理方法是矫正泵轴。
- (8) 甩油环变形，甩油环不能转动，带不上油。处理方法是更新甩油环。
- (9) 联轴器对中不良或轴向间隙太小。处理方法是检查对中情况和调整轴向间隙。

11.9 轴封发热

原因及处理方法如下：

- (1) 填料压得太紧或磨擦。处理方法是放松填料，检查水封管。
- (2) 水封圈与水封管错位。处理方法是重新检查对准。
- (3) 冲洗、冷却有良。处理方法是检查冲洗冷却循环管。

11.10 转子窜动大

原因及处理方法如下：

- (1) 操作不当，运行工况远离泵的设计工况。处理方法：严格操作，使泵始终在设计工况附近运行。
- (2) 平衡不通畅。处理方法是疏通平衡管。
- (3) 平衡盘及平衡盘座材质不合要求。处理方法是更换材质符合要求的平衡盘及平衡盘座。

11.11 发生水击

原因及处理方法如下：

- (1) 由于突然停电，造成系统压力波动，出现排出系统负压，溶于液体中的气泡逸出使泵或管道内存在气体。处理方法是将气体排净。
- (2) 高压液柱由于突然停电迅猛倒灌，冲击在泵出口单向阀阀板上。处理方法是对泵的不合理排出系统的管道、管道附件的布置进行改造。
- (3) 出口管道的阀门关闭过快。处理方法是慢慢关闭阀门。

第十二章 齿轮油泵间性能的改变和换算

当泵输送的物料不是“常温、常压下的清水（标定特性曲线用）”、叶轮直径被切割或转速改变时，泵性能都会发生变化，应对特性曲线重新换算。

12.1 输送液体物性的影响及换算

12.1.1 密度 ρ 只有 $N=QH\rho/(102\eta)$ 受其影响，其它不变。

12.1.2 粘度 μ $\mu \uparrow \rightarrow H_f \uparrow \rightarrow H \downarrow, Q \downarrow \rightarrow \eta \uparrow, N \uparrow$ 。

当液体的运动粘度 $\nu (= \mu / \rho) > 20 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ 时，各参数按下列公式换算：

$$Q' = C_Q Q \quad H' = C_H H \quad \eta' = C_\eta \eta$$

式中 Q 、 H 、 η ——分别为油泵输送清水时的流量、压头和效率。

12.2 转速的影响及换算

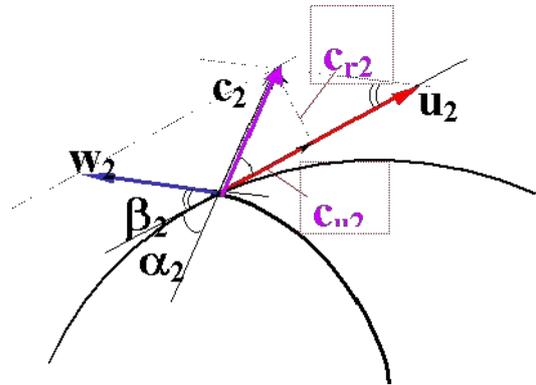
当转速改变时，速度三角形随之变化， H 、 Q 、 η 、 N 都变。在 μ 不大；设 η 不变 ($\Delta n < 20\%$) 时，有近似关系：

$$Q_T = C_{r2} \pi D_2 b_2$$

$$H_{T\infty} = u_2 c_2 \cos \alpha_2 / g \quad (\alpha_1 = 90^\circ)$$

$$Ne = \omega \Delta M = H_{T\infty} Q_T \rho g$$

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \quad \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad (2-16)$$



12.3 叶轮直径 D_2 的影响及换算

12.3.1 同型号泵换上直径小些的叶轮，只 b_2 稍有

变

化，犹如对原叶轮“切割”了一刀（切割量 $< 5\% D_2$ ）。 n 不变时，有近似关系：

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{D_2'}{D_2} \quad \frac{H'}{H} = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^2 \quad \frac{N'}{N} = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^3 \quad (2-17)$$

称为切割定律。

12.3.2 当叶轮的直径和其它尺寸都变化（比例固定）时，相似工况下有：

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{D_2'}{D_2} \quad \frac{Q'}{Q} = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^3 \quad \frac{N'}{N} = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^5 \quad (2-18)$$

第十三章 油泵流量控制方法探讨

油泵是目前使用最为广泛的泵产品，广泛使用在石油天然气、石化、化工、钢铁、电力、食品饮料、制药及水处理行业。如何经济有效的控制泵输出流量曾经引发过大讨论，曾一度流行全部使用变频调速来控制输出流量，取消所有控制阀控制流量的型式，单从目前来看市场上有 4 种广泛使用的方法：出口阀开度调节、旁路阀调节、调整叶轮直径、调速控制。现在我们来逐一分析讨论各种方法的特点。

13.1 油泵流量常用控制方法

方法一：出口阀开度调节

这种方法中泵与出口管路调节阀串联，它的实际效果如同采用了新的泵系统，泵的最大输出压头没有改变，但是流量曲线有所衰减。

方法二：旁路阀调节

这种方法中阀门和泵并联，它的实际效果如同采用了新的泵系统，泵的最大输出压头发生改变，同时流量曲线特性也发生变化，流量曲线更接近线形。

方法三：调整叶轮直径

这种方法不使用任何外部组件，流量特性曲线随直径变化而变化。

方法四：调速控制

叶轮转速变化直接改变泵的流量曲线，曲线的特性不发生变化，转速降低时，曲线变的扁平，压头和最大流量均减小。

13.2 泵系统的整体效率

出口阀调节与旁路调节方法均增加了管路压力损失，泵系统效率都大幅减小。叶轮直径调整对整个泵系统效率影响较小，调速控制方法基本不影响系统效率，只要转速不低于正常转速的 50%。

假定通过四种办法将泵的输出流量从 $60\text{m}^3/\text{h}$ 调整到 $50\text{m}^3/\text{h}$ ，输出为 $60\text{m}^3/\text{h}$ 时的功率消耗为 100%（此时压头为 70m），那么几种控制流量的办法对泵消耗的功率影响如何？上述

(1) 出口阀开度调节，能量消耗为 94%，流量较低时消耗功率较大。

(2) 旁路调节，旁路阀将泵的压头减小到 55M，这只能通过增加泵的流量来实现，结果能耗增加了 10%。

(3) 调整叶轮直径，缩小叶轮直径后泵的输出流量和压力均降低，能耗缩减到 67%。

(4) 调速控制，转速降低，泵的流量和压头均减小，能耗缩减到 65%。

总结

下表中总结出了各种流量调节方法，每种方法各有优缺点，应根据实际情况选用。

流量调节方法	连续调节	泵的流量特性曲线变化	泵系统的效率变化	流量减小 20%时, 泵的功率消耗
--------	------	------------	----------	-------------------

出口阀开度调节	可以	最大流量减小, 总压头不变, 流量特性略微变化	明显降低	94%
旁路阀调节	可以	总压头减小, 曲线特性发生变化	明显降低	110%
调整叶轮直径	不可以	最大流量和压头均减小, 流量特性不变	轻微降低	67%
调速控制	可以	最大流量和压头均减小, 流量特性不变	轻微降低	65%

第十四章 结束语

在具体的设计过程中, 要充分考虑油泵的安装高度和气蚀现象, 应当在设计之前就要通过严格的计算来达到要求, 避免在设计完成之后再想补救的办法, 这样既费时又费力, 而且在油泵的安装高度上也要严格按着要求, 只有这样, 才能保证整个水泵系统的平稳有序地运行。

致谢

本论文是在我的指导老师俞云强老师的悉心指导下完成的。本人在几个月的论文研究与撰写过程中, 俞云强老师给予我无微不至的关怀和指导, 对于论文形成自始至终都予以关注和督促, 尤其是老师的科学严谨的治学态度, 谦虚认真的科学作风, 给我留下了深刻的印象, 将使我终身受益。

另外, 还要感谢无锡职院的老师和学友们给予我的帮助和指导, 以及三位合作者的通力合作。在他们的帮助和合作下顺利地完成了这次的毕业设计。

最后, 再次对所有在我的学习和课题研究过程中提供过帮助的老师、同学及同志们表示感谢。

参考文献

1. 泵专业标准汇编 中国通用机械泵行业协会 1992 年
2. 油泵理论、设计和应用 (美) AJ.斯杰潘诺夫机械工业出版社 1980 年
3. 公差与配合手册 任嘉惠 机械工业出版社 2001 年第一版
4. 机械设计课程设计 卢颂峰 王大康 主编 北京工业大学出版社 1993 年第一版
5. 机械设计 吴克坚 于晓红 钱瑞明 主编 高等教育出版社 2003 年 3 月第一版
6. 机械设计课程设计 (修订版) 鄂中凯 王金 田世新 刘孔钧 主编 东北工业大学出版社 1990 年 5 月第一版
7. 机械设计课程设计指导书 龚淮义 罗圣国 李平林 张力乃 黄少颜 编 龚淮义 主编 高等教育出版社 1990 年 4 月第二版
8. 机械设计课程设计图册 龚淮义 潘沛霖 陈秀 严国良 编 龚淮义 主编 (哈尔滨工业大学) 高等教育出版社 1989 年 5 月第三版
9. 《机械设计与制造工艺简明手册》 许毓潮等 中国电力出版社 1992 年 7 月 第二版
10. 《实用机械加工工艺手册》 陈宏钧主编 机械工业出版社 1987 年 5 月 第二版

毕业设计小结

终于在我的不懈的努力下，毕业设计完成了。从开始直到设计基本完成，我有许多感想。这是我们比较独立的在自己的努力下做一个与课程相关的设计。首先要多谢老师给我们的这个机会，还要感谢诸多同学的帮助。我深切的感觉到，在这次设计中也暴露出我们的许多薄弱环节，很多学过的知识不能灵活应用，在这次作业后才渐渐掌握，以前学过的东西自己并不是都掌握了，很多知识都已很模糊，经过这次设计又回忆起来了。

尽管这次毕业设计的时间是漫长的,过程是曲折的,但我的收获还是很大的.不仅仅掌握了油泵的工作原理以及的设计步骤与方法;也不仅仅对制图有了更进一步的掌握;AutoCAD,Word 这些仅仅是工具软件,熟练掌握也是必需的.对我来说,收获最大的是方法和能力.那些分析和解决问题的方法与能力.在整个过程中,我发现像我们这些学生最最缺少的是经验,没有感性的认识,空有理论知识,有些东西很可能与实际脱节.总体来说,我觉得做这种类型的设计对我们的帮助还是很大的,它需要我们将学过的相关知识都系统地联系起来,从中暴露出自身的不足,以待改进.有时候,一个人的力量是有限的,合众人智慧,我相信我们的作品会更完美。

最后,向在此次毕业设计过程提供指导和帮助的俞云强老师、周小新工程师、王学秋高级技工以及其他相关人员表示崇高的敬意,谢谢你们!

调研报告

油泵是输送液体或使液体增压的机械。它将原动机的机械能或其他外部能量传送给液体，使液体能量增加。油泵主要用来输送液体包括油、油、酸碱液、乳化液、悬乳液和液态金属等，也可输送液体、气体混合物以及含悬浮固体物的液体。

油的提升对于人类生活和生产都十分重要。古代就已有各种提油器具，例如埃及的链泵(公元前 17 世纪)，中国的桔槔(公元前 17 世纪)、辘轳(公元前 11 世纪)和油车(公元 1 世纪)。比较著名的还有公元前三世纪，阿基米德发明的螺旋杆，可以平稳连续地将油提至几米高处，其原理仍为现代螺杆泵所利用。

公元前 200 年左右，古希腊工匠克特西比乌斯发明的灭火泵是一种最原始的活塞泵，已具备典型活塞泵的主要元件，但活塞泵只是在出现了蒸汽机之后才得到迅速发展。

1840~1850 年，美国沃辛顿发明泵缸和蒸汽缸对置的，蒸汽直接作用的活塞泵，标志着现代活塞泵的形成。19 世纪是活塞泵发展的高潮时期，当时已用于油压机等多种机械中。然而随着需油量的剧增，从 20 世纪 20 年代起，低速的、流量受到很大限制的活塞泵逐渐被高速的离心泵和回转泵所代替。但是在高压小流量领域往复泵仍占有主要地位，尤其是隔膜泵、柱塞泵独具优点，应用日益增多。

利用离心力输油的想法最早出现在列奥纳多·达芬奇所作的草图中。1689 年，法国物理学家帕潘发明了四叶片叶轮的蜗壳离心泵。但更接近于现代离心泵的，则是 1818 年在美国出现的具有径向直叶片、半开式双吸叶轮和蜗壳的所谓马萨诸塞泵。1851~1875 年，带有导叶的多级离心泵相继被发明，使得发展高扬程离心泵成为可能。

尽管早在 1754 年，瑞士数学家欧拉就提出了叶轮式油力机械的基本方程式，奠定了离心泵设计的理论基础，但直到 19 世纪末，高速电动机的发明使离心泵获得理想动力源之后，它的优越性才得以充分发挥。在英国的雷诺和德国的普夫莱德雷尔等许多学者的理论研究和实践的基础上，离心泵的效率大大提高，它的性能范围和使用领域也日益扩大，已成为现代应用最广、产量最大的泵。

[离心泵](#)的分类很多，它是依据不同的结构特点而划分的。

一、按工作叶轮数目来分类

1、单级泵：即在泵轴上只有一个叶轮。

2、多级泵：即在泵轴上有两个或两个以上的叶轮，这时泵的总扬程为 n 个叶轮产生的扬程之和。

二、按工作压力来分类

- 1、低压泵：压力低于 100 米油柱；
- 2、中压泵：压力在 100~650 米油柱之间；
- 3、高压泵：压力高于 650 米油柱。

三、按叶轮进油方式来分类

- 1、单侧进油式泵：又叫单吸泵，即叶轮上只有一个进油口；
- 2、双侧进油式泵：又叫双吸泵，即叶轮两侧都有一个进油口。它的流量比单吸式泵大一倍，可以近似看作是二个单吸泵叶轮背靠背地放在了一起。

四、按泵壳结合缝形式来分类

- 1、油平中开式泵：即在通过轴心线的油平面上开有结合缝。
- 2、垂直结合面泵：即结合面与轴心线相垂直。

五、按泵轴位置来分类

- 1、卧式泵：泵轴位于油平位置。
- 2、立式泵：泵轴位于垂直位置。

六、按叶轮出来的油引向压出室的方式分类

- 1、蜗壳泵：油从叶轮出来后，直接进入具有螺旋线形状的泵壳。
- 2、导叶泵：油从叶轮出来后，进入它外面设置的导叶，之后进入下一级或流入出口管。

平时我们说某台油泵属于多级泵，是指叶轮多少来讲的。根据其它结构特征，它又有可能是卧式泵、垂直结合面泵、导叶式泵、高压泵、单面进油式泵等。所以依据不同，叫法就不一样。另外，根据用途也可进行分类，如油泵、油泵、凝结油泵、排灰泵、循环油泵等。

目前，据不完全统计，全国初具规模的泵类产品生产厂已达 723 家之多，若加上个体私营和其他尚未形成规模的小制造厂，全国油泵制造厂商多达 3500 余家。我国油泵行业有 85% 的制造厂商达不到规模经济的要求，他们仅仅停留在单台、小批量、粗制滥造的低油平上。未来的市场竞争必然是集团化、规模化、高技术含量的竞争，民用品工业中的彩电和空调市场就是极好的例证。

在新世纪里，中国将进一步加大基本建设投资，加速基本设施建设和技术改革步伐，将促进煤炭、冶金、电力、石油、化工、农业排灌等泵产品传统市场的扩大，

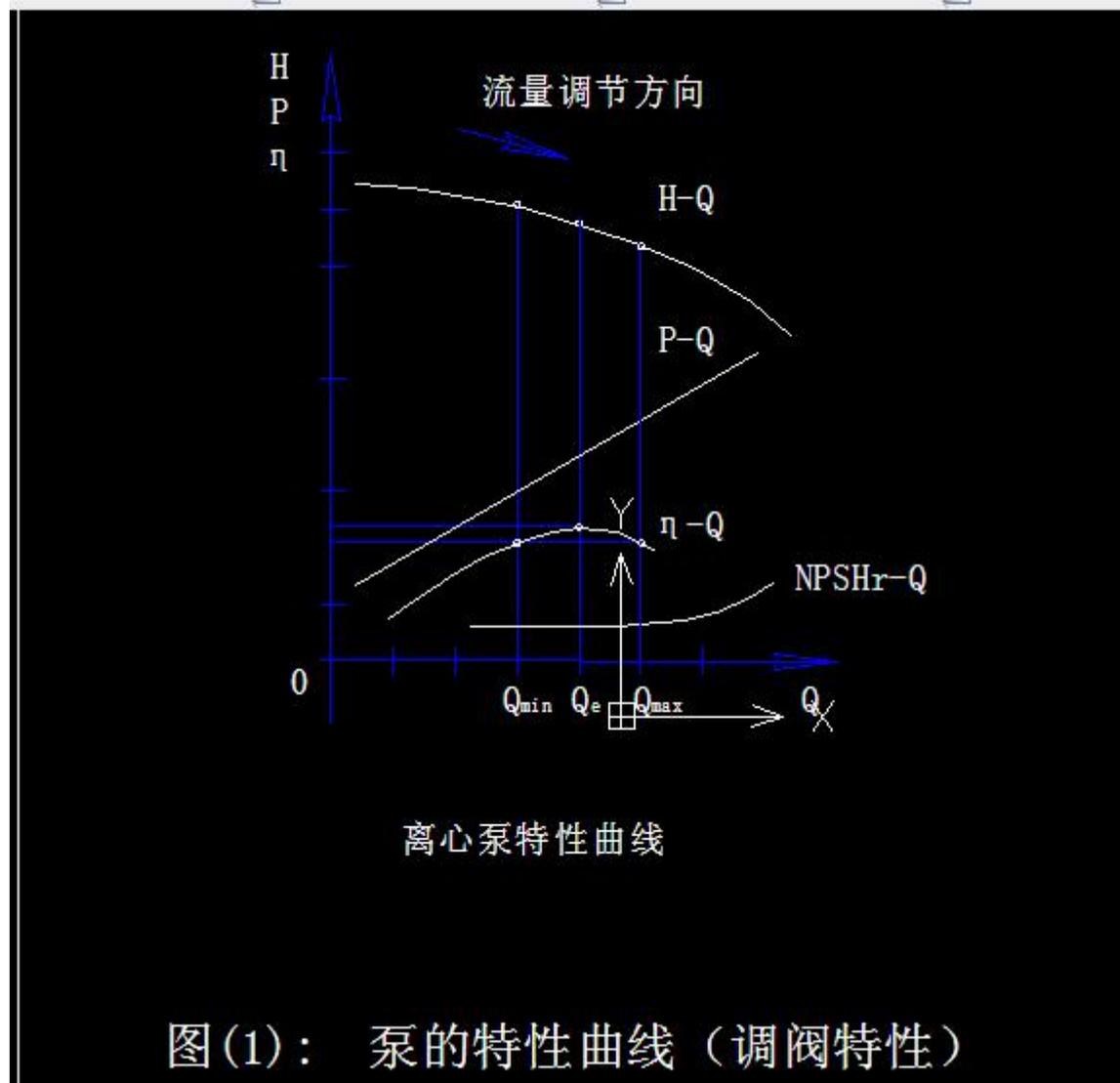
同时也增加了泵行业新的市场。

预计到 2009 年，工业泵工业总产值将达到 150 亿元，可实现销售收入 160 亿元。2010 年，工业泵行业工业总产值预计达到 180 亿元，销售收入达 190 亿元，是 2000 年的 150%。行业经济效益将得到明显的提高。

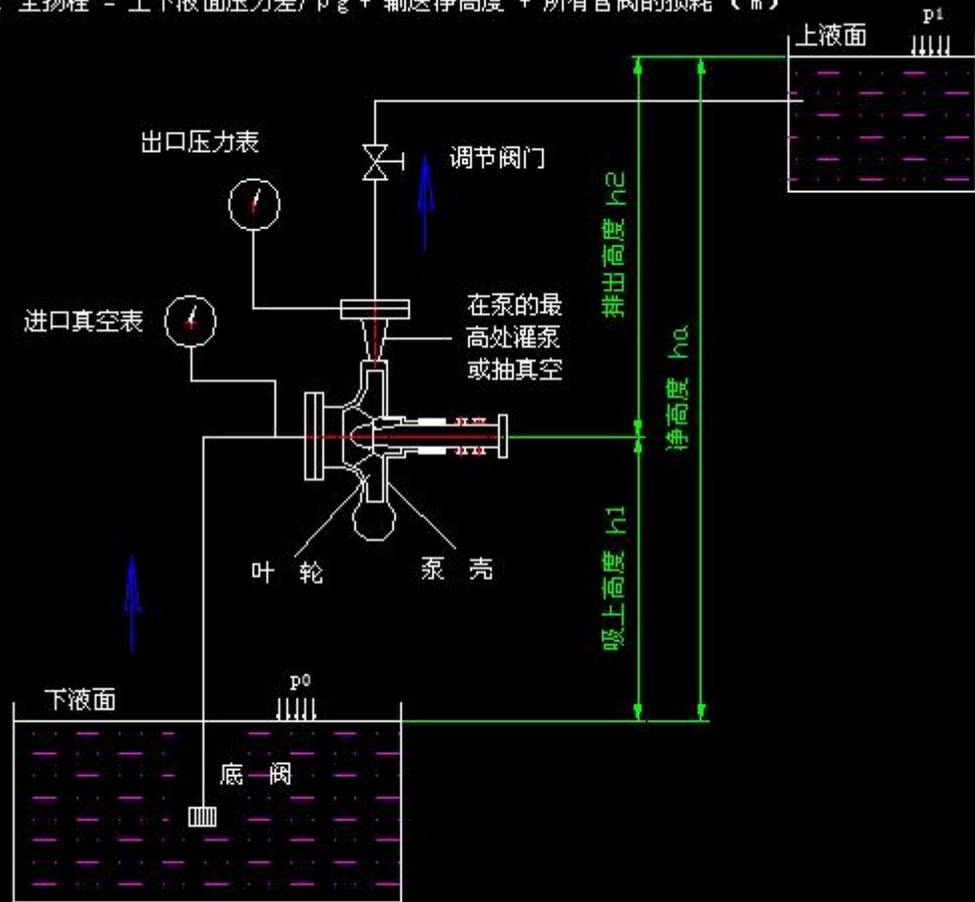
泵产品国内市场的占有率也将从目前的 84%左右，提高到 90%。其中，火电、核电和"三大化工"中的重点产品市场 2008 年和 2010 年占有率分别达到 75%和 80%以上。企业的产品开发、试制、加工设备等的技术水平和装备能力将具有较强的竞争能力。

未来 10 年，也是泵行业出口创汇增加幅度最大的时期，预测 2009 年、2010 年的出口创汇额分别可达 4.5 亿美元和 7 亿美元左右。2009 年和 2010 年产品的出口额将占到工业总产值的 25%和 32%左右。

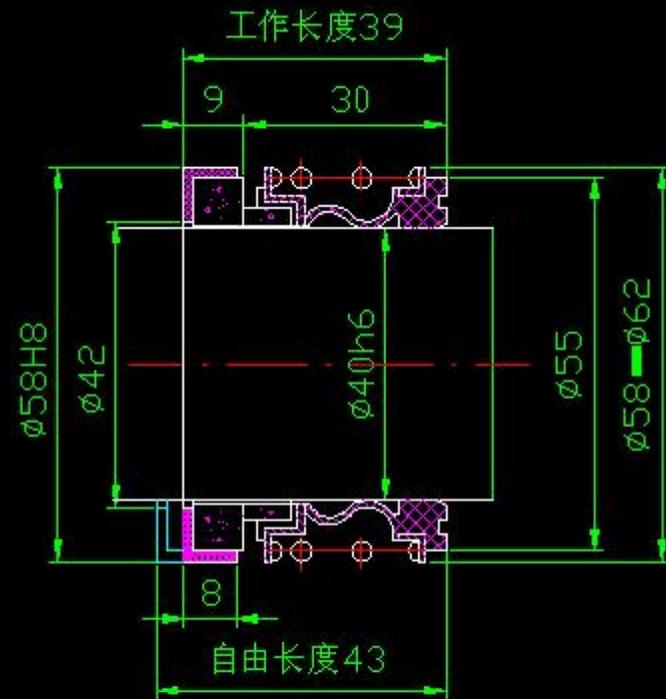
附件图纸



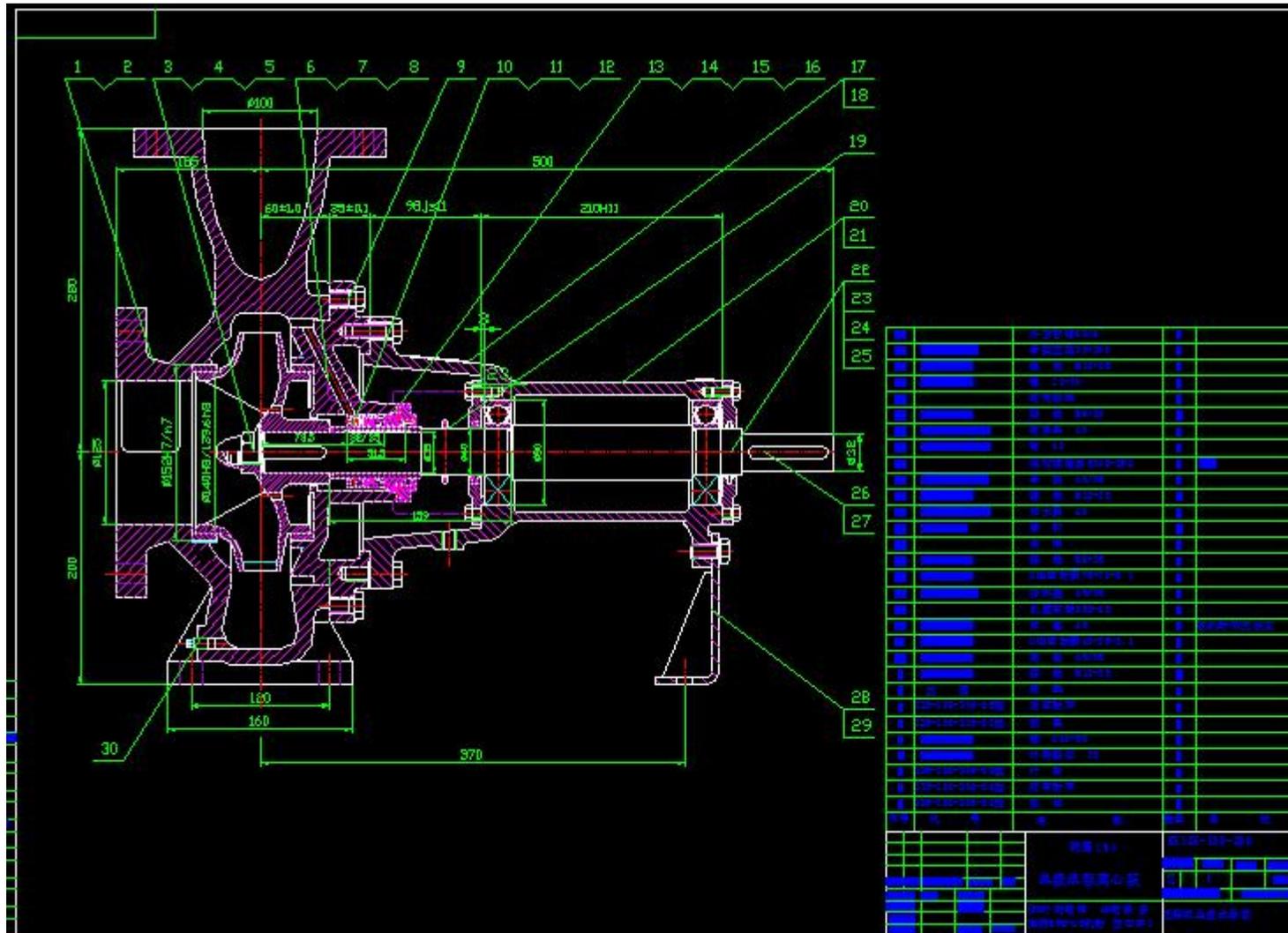
水泵试验时：全扬程 = 进出口压力差 / ρg + 表距 + 动扬程 (m) 因为进口压力为负值，所以压力差为相加
 实际使用时：全扬程 = 上下液面压力差 / ρg + 输送净高度 + 所有管阀的损耗 (m)



图(2)：工作原理示意图



附图（8）：机械密封



单级单吸离心泵总装图

所有下载本文的朋友注意：↵
本设计附有完整版 word 说明书和全套对应图纸↵
(CAD 格式或其它三维图纸) 如需请联系 QQ 194535455↵
温馨提醒：下载前请认准用户名 **jx-168**。↵