

浙江师范大学
柱塞泵配流副综合试验平台
说明书



型号: YYZSFSYT-02

目 录

1.1 柱塞副运动学动力学分析	错误!未定义书签。
1.1.1 柱塞副运动学分析	错误!未定义书签。
1.1.2 柱塞副基本受力分析	错误!未定义书签。
1.1.3 简化模型	错误!未定义书签。
1.2 柱塞副数学模型结果分析	错误!未定义书签。
2.1 试验台方案概述	4
2.2 斜盘轴承组件设计	5
2.2.1 斜盘轴组件概述	5
2.2.2 斜盘轴设计	7
2.2.3 轴承设计校核	8
2.3 缸体传感器组件设计	9
2.3.1 缸体设计	9
2.3.2 四轴力传感器设计	9
2.4 压紧回程盘组件设计	11
2.4.1 回程盘结构设计及强度校核	11
2.4.2 压紧顶柱设计校核	12
2.5 供油回路组件设计	12
2.5.1 测试柱塞供油	12
2.5.2 供油回路压力传感器选型	14
2.6 驱动组件选型	14
2.6.1 马达组件	14
2.6.2 联轴器	17
2.7 密封辅件选型	18
2.7.1 轴向密封	18
2.7.2 径向密封	18
2.7.2 油封密封	19
3. 高压高速试验台构造	20
4. 采集软件使用	21
4.1 采集主界面	21
4.2 登录界面	22
4.3 添加设备界面	23
4.4 数据组合界面	24
4.5 参数设置界面	25
4.6 测试电压图	26
4.7 高速数据回看	27

1 主要配流盘结构

柱塞泵的国际知名厂商都集中在国外,其中包括力士乐、伊顿、派克、林德、丹尼逊、萨澳一丹佛斯、哈威以及日本的小松、力崎等企业都具有很强的实力。这些企业产品种类齐全、型号多,性能出色,技术更新快,有些企业还专门为工程机械进行整机配套,具有很强的竞争力。国内的主要泵的生产厂商有贵州力源、北京华德等公司。

柱塞泵的生产企业很多,生产的泵的结构有相通点,又都具有各自的特点柱塞泵关键元件中,配流盘的结构是影响流体噪声的最主要元件之一,因此对不同结构的配流盘进行了归纳整理。配流盘结构多种多样,可进行不同的分类。

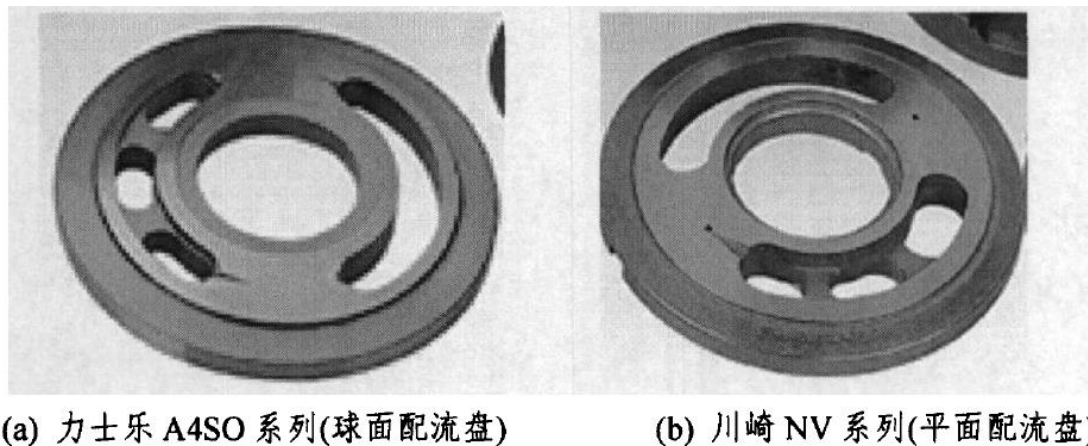


图 1-1 配流面结构不同的配流盘

按照配流面形状有球面配流盘图(图 1-1 (a))和平面配流盘图(图 1-1 (b))之分。平面配流缸体和配流盘接触的摩擦面为平面,球面配流则该摩擦面为球面形式。平面配流结构和加工简单,球面配流存在结构和加工复杂的缺点,但该结构与平面配流相比具有结构紧凑,受力状况好,抗倾覆力矩能力强,圆周速度低,效率高等优点,因此球面配流结构在力士乐等柱塞泵中得到广泛的应用。

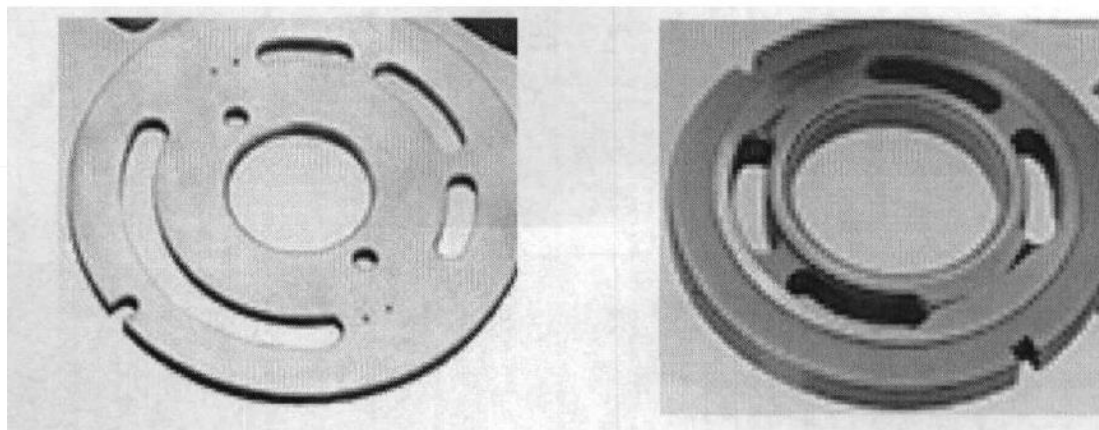
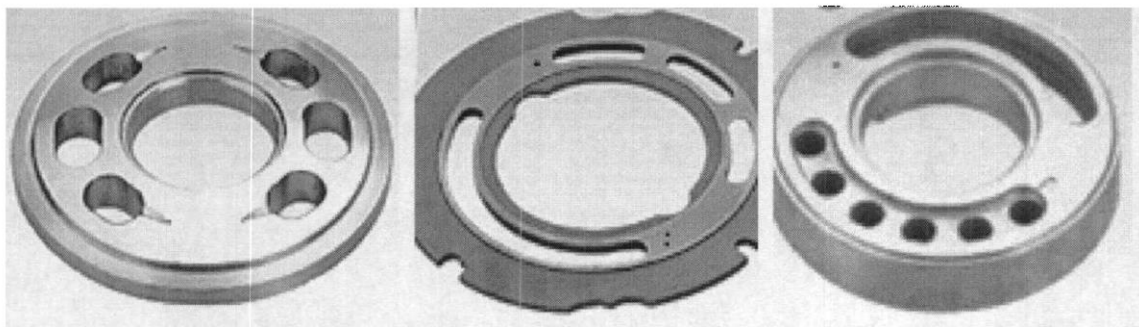


图 1-2 配流工作形式不同的配流盘

按照泵的工作形式分为开式配流盘图(图 1-2 (a))和闭式配流盘图(图 1-2 (b))。配流盘都有两个腰形槽区域,一侧工作在高压区,另一侧工作在低压区。为了提高配流盘高压区腰形槽的刚度,通常都会在高压区测的腰形槽内部设置各种各样的隔断,这些隔断将高压区的腰形槽分割成多个小的腰形槽结构。隔断的分布角比较小,一般不会对柱塞腔油液的出流产生很大的节流作用,但是隔断会改变泵内部流场的流动情况,影响泵的泵源阻抗。对于开式泵,配流盘低压区则尽量避免使用隔断,防止产生泵的吸油阻力,影响泵的自吸

性能。闭式泵通常两侧腰形槽都存在隔断设计。



(a) 川崎 MX 系列(三角槽节流) (b) 林德 HPR 系列(阻尼孔节流) (c) 卡特 E200 系列(混合节流)

图 1-3 配流阻尼结构不同的配流盘

按照配流盘阻尼槽形式分为三角槽阻尼配流盘图（图 1-3（a））和节流孔阻尼配流盘图（图 1-3（b））以及其它形式阻尼槽配流盘图（图 1-3（c））。配流盘阻尼槽结构多种多样,包括三角槽、阻尼孔、型槽以及各种混合结构等,其中三角槽和阻尼孔是应用最多的形式,其它形式统称为其它形式阻尼槽配流盘阻尼槽结构对柱塞泵的压力流量脉动和流体噪声起着重要的影响作用,是柱塞泵的主要影响结构参数之一。不同的阻尼槽结构各有特点,需要根据具体泵的结构和工作情况选择最合适的阻尼槽结构,以达到最佳设计。

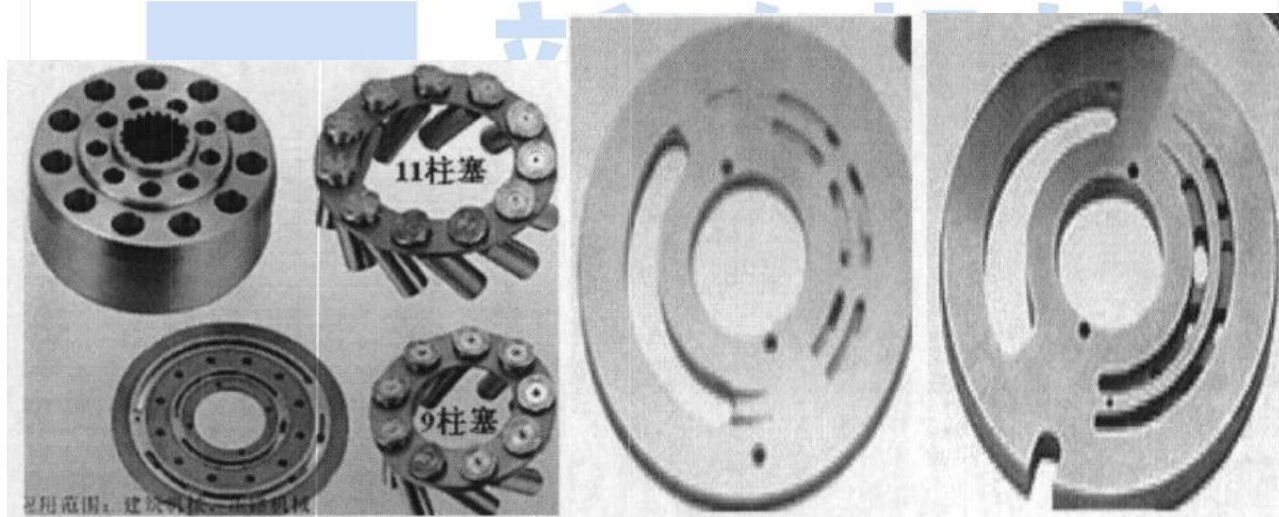


图 1-4 双层配流盘结构

图 1-5 十柱塞泵配流盘结构

此外,还有一些特殊结构的配流盘,如林德泵的采用双层柱塞结构,其配流盘腰形槽也为内外双层结构形式,如图 1-4 所示。有些泵采用偶数的十柱塞结构,包括内田的泵,利勃海尔泵,不二越泵,这种泵配流盘的高压侧通常也采用双层腰形槽结构,如图 1-5 所示。

2 试验台方案概述

为了尽量保留柱塞泵基本结构和功能,同时减少修改零部件的数量,配流副的测试采用标准泵改造的方案。如图 2-1 所示,配流副测试试验台由驱动部分,标准柱塞泵配流盘测试部分,压力油供油管路等几部分构成。马达通过联轴器带动标准泵旋转,位移、压力、温度传感器采集运动过程中数据,压力油管路为泵提供压力油。该配流副试验台设计转速为 6000r/min 设计压力为 38MPa 能够适用于液压元件高压高速实验条件,对于配流副的结构优化具有重要意义。

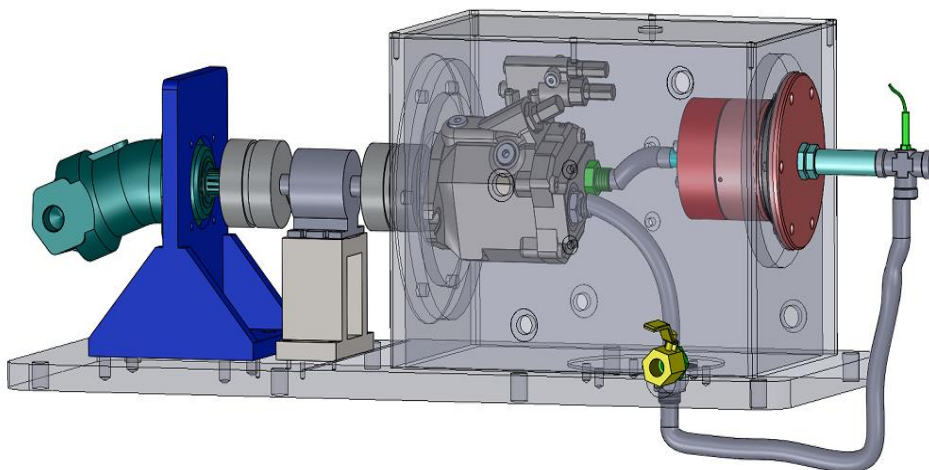


图 2-1 配流副综合测试试验台主体

2.1 标准泵的选择

对于配流副油膜特性测试传感器的安装及线缆的布置难度较大。若为了方便信号采集,采用具有平面配流结构,配流副后端结构较为简单的轴向柱塞泵作为配流副油膜特性测试的标准泵基体,该泵后端盖油道简单,传感器安装孔的加工及布线都较为方便。

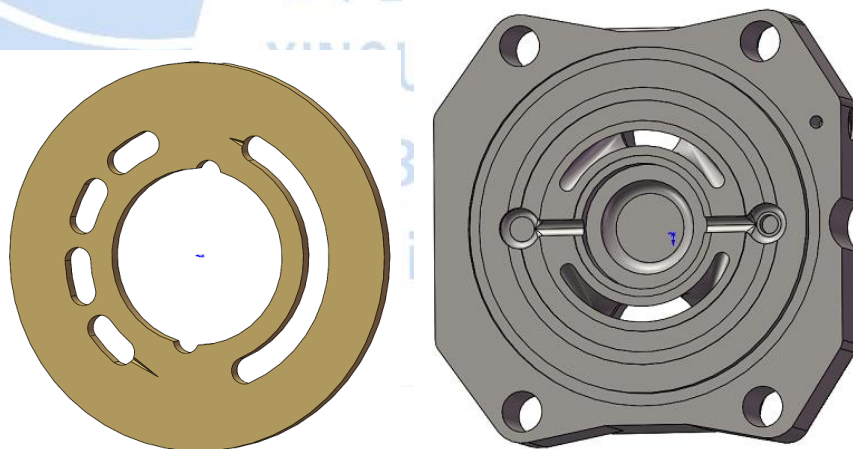


图 2-2 柱塞泵配流盘和后端盖

2.2. 油膜温度场测试方案设计

2.2.1 测试方案的选择

配流副油膜不仅受到缸体相对于配流盘的旋转影响,还受到油液高低压高频切换的影响,因此,油膜温度场理论上是时刻变化的。但是,由于温度在介质中传递需要时间,因此油膜的温度是平均温度的反映,测得的温度也只是平均温度分布。

根据目前几种常用的温度场测试方法,选择与柱塞副温度场测试相同的温度测试方法,即间接接触测量

方式,感温元件不与被测介质直接接触,两者之间被一层或多层其它介质隔离,通过测量热平衡后,外层介质距离被测介质一定距离的若干测点的温度分布,根据不同介质的热传导特性,反推油膜的温度分布。

配流盘的配流面与油膜层直接接触,因此可以认为在一定的时间节点上,当油膜温度达到平衡时,配流面的温度分布与油膜层的温度分布是相同的。忽略热辐射效应,只考虑金属内部的热传导,相比之下,测量和分析金属内部的温度分布,比直接测量和分析油膜层的温度分布要容易,因此可采用如图 2-3 所示的方式进行温度场测量。

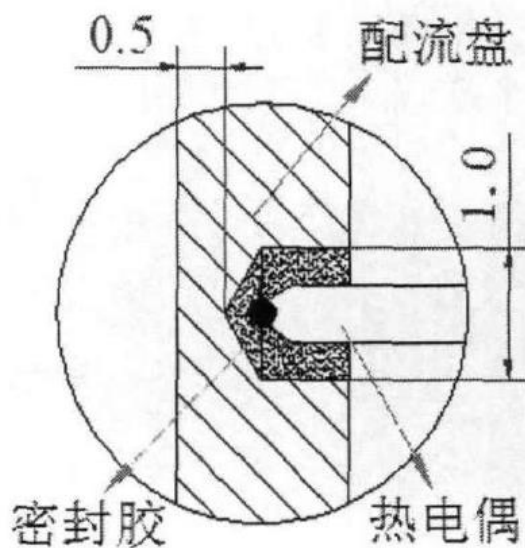


图 2-3 间接接触测量油膜温度示意图

如图 2-3 所示,在距离配流盘的油膜接触面 0.5mm 处安装若干个温度感应装置,测得距离油膜一定距离的温度场分布,通过配流盘材料的热传导特性,反推配流副油膜的温度场分布。

为了较为全面和完整地测量整个配流盘表面的温度分布情况,应尽量将测点分布在配流盘的油膜支撑带附近,如图 2-4 所示。但轴向柱塞泵的后端盖存在进出口油道,油液的冲击对传感器的安装有很大的影响,如图 2-5 所示,该区域不能布置测点。

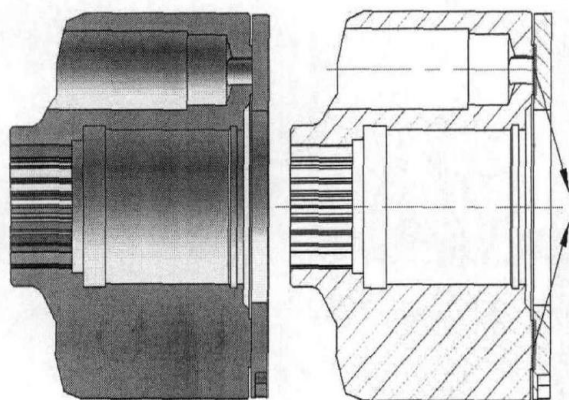


图 2-4 缸体与配流盘相对位置示意图

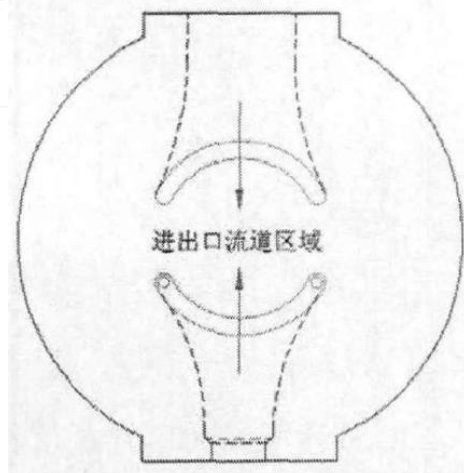


图 2-5 泵端盖油道区域示意图

测试点的分布情况如图 2-6 所示,在高低压区内侧及上下死点附近位置处布置测量点,高低压区位置每隔 30 度设置 1 个测温点,上下死点附近每 15 度“布置个 2 测温点,上下死点各布置 1 个测温点,共计 24 个测温点。这样可以较为全面的测得配流盘油膜支撑带上的温度场分布情况。

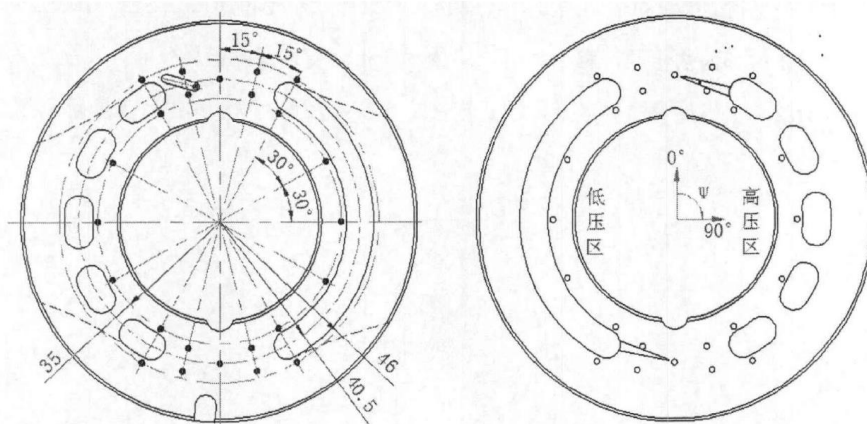


图 2-6 配流副油膜温度测试点分布

2.2.2 温度测试元件的选择与安装

与柱塞副油膜温度场测试类似,根据铠装式热电偶具有响应时间少,可弯曲安装使用,测量范围大,机械强度高,耐压性好等优点,选择铠装式热电偶作为测温元件,同时,测试点要求对热电偶测量端直径为 0.5mm。因此,选用 0.5mm 微型铠装热电偶作为感温元件,为避免出现热电偶与信号处理装置无法联接的问题,热电偶选用带有补偿导线的类型。

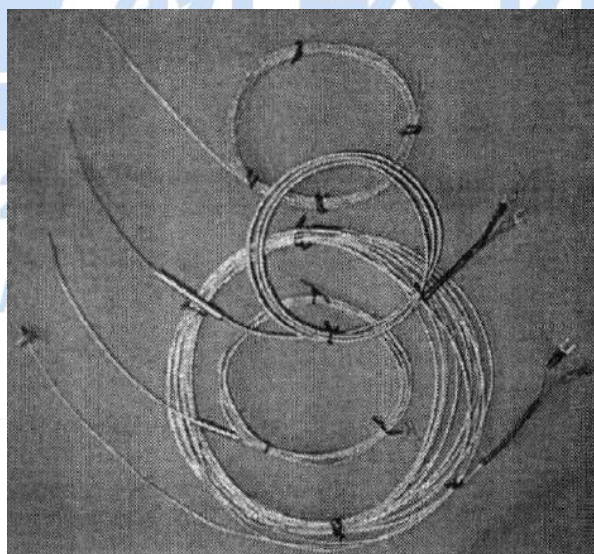


图 2-7 0.5mm 直径铠装热电偶

据前述配流副温度场测试方案,因配流盘在模型泵运转过程中处于相对静止状态,因此需更改结构的零件只有配流盘及壳体后端盖。按图 2-3 所示热电偶安装示意及图 2-6 所示温度测试点分布情况,在配流盘测试点位置处分别加工出 24 个直径为 1mm 的热电偶安装孔。

按照配流盘上温度测点的对应位置,在壳体后端盖上分别加工出 24 个直径为 0.8mm 的热电偶安装孔。

安装时,先从壳体的安装孔将热电偶穿出,探头用密封胶固定于配流盘安装孔中,模型泵装配完成后,从壳体外部往安装孔中注入环氧树脂系胶结剂,以防止模型泵运行时壳体内部油液渗出。图 2-8 所示为装配示意图。

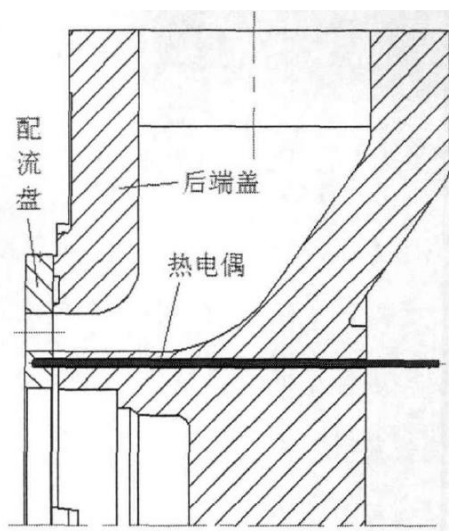


图 2-8 装配示意图

2.2.3 热电偶安装孔对配流盘结构强度校核

为了尽量准确地测得配流副油膜温度场,热电偶的安装孔应尽量靠近配流面,因而加工出如图 2-3 所示安装孔,加工完成后,配流盘安装孔至配流面的距离只有 0.5mm,对于轴向柱塞泵高压运行情况,产生的流量及压力脉动可能会对配流盘的结构强度产生影响,因此需要分析安装孔对配流盘结构强度的影响。

取配流盘基体材料为黄铜,在三维构图软件 Solidworks 中利用 COSMOS 有限元软件对配流盘结构强度进行分析。

以图 2-4 所示油膜支撑环面为分析区域,假定刚性区域为配流盘背面,为方便分析,统一对油膜支撑环面分别施加 20~35MPa 的压力载荷,得到不同压力等级下配流盘分析区域的变形应力和变形位移,如表 2-1、2-2 所示。

表 2-1 不同压力等级下配流盘变形位移

工作压力 (MPa)	20	25	30	35
最大变形位移 (μm)	1.09	1.36	1.63	1.91

表 2-2 不同压力等级下配流盘变形应力

工作压力 (MPa)	20	25	30	35
最大变形应力 (MPa)	47.3	59.1	70.9	82.7

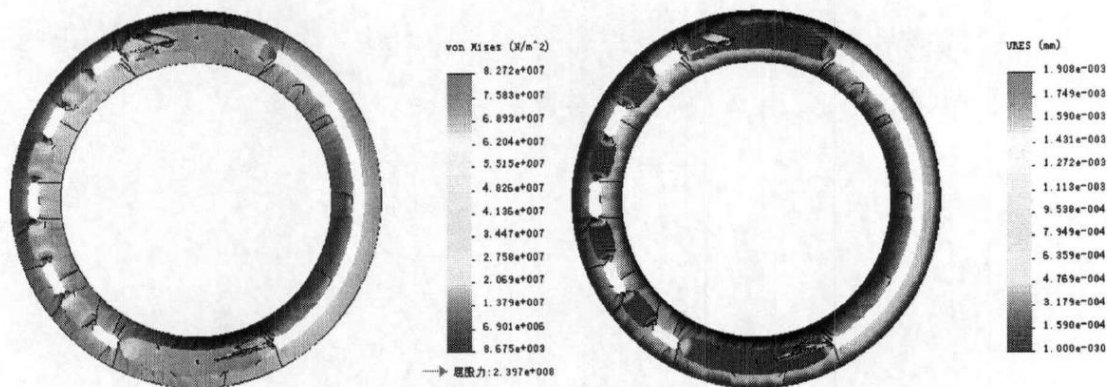


图 2-9 35MPa 时配流盘变形应力及变形位移图

由变形应力图,最大应力远小于配流盘材料的屈服应力由变形位移图,最大变形位移约为 $2\mu\text{m}$,且热电偶安装孔位置处变形位移都较小。因此可以认为,热电偶安装孔对配流盘结构强度的影响可忽略不计。

2.3 油膜厚度变化测试方案设计

2.3.1 测试方案的选择

配流副油膜测试模型泵的配流副为平面结构形式,泵运行时,配流盘与缸体之间形成楔形油膜,承担着润滑与平衡力的作用。缸体在油膜支撑带上的点到配流盘上的投影距离即为该点的油膜厚度。当然,配流副的油膜形成是源自于柱塞腔中高频切换的高低压油液,因此为保持缸体受力的平衡,配流副油膜的厚度在泵运转过程中是动态变化的。根据三点确定一个平面的原则,获取三个点的油膜厚度值,即可得到整个配流副的油膜厚度场。

对于油膜厚度测试,若直接对油膜支撑带进行测试,会出现以下问题

(1) 缸体在高速旋转情况下,与配流盘之间产生高频的高低压油液切换,若直接测量,位移传感器将面临高频的高压冲击,对传感器的寿命及测试的精确性、可靠性都将产生影响

(2) 配流副油膜的应力场、厚度场等因素直接决定了油膜的承载能力,继而影响泵的性能,因此,油膜的完整性至关重要,若直接测量油膜厚度,传感器的安装孔对油膜支撑带的应力场,厚度场将产生直接影响,对测试的精确度不利,严重时可能影响泵的性能

(3) 在泵检修中,配流盘的烧盘时常出现,即缸体与配流盘之间的摩擦过甚,配流盘磨损,若进行直接测量,有可能因为磨损而破坏传感器本体。

综合以上几点,使用位移传感器直接测量配流副油膜厚度对测量结果的准确性,可靠性及传感器的寿命都有可能产生影响,因此考虑采用间接测量的方式。

与配流副温度分布测试相同,油膜厚度变化测试需要考虑零件结构对传感器安装范围的要求。图 2-10 所示为柱塞泵后盖零件三维图,配流盘与后盖固定安装,后盖的进油口和出油口与配流盘的进出口油槽相对,不能在后盖进出油口区域加工传感器安装孔,可考虑的范围如图中配流盘深色显示部分。

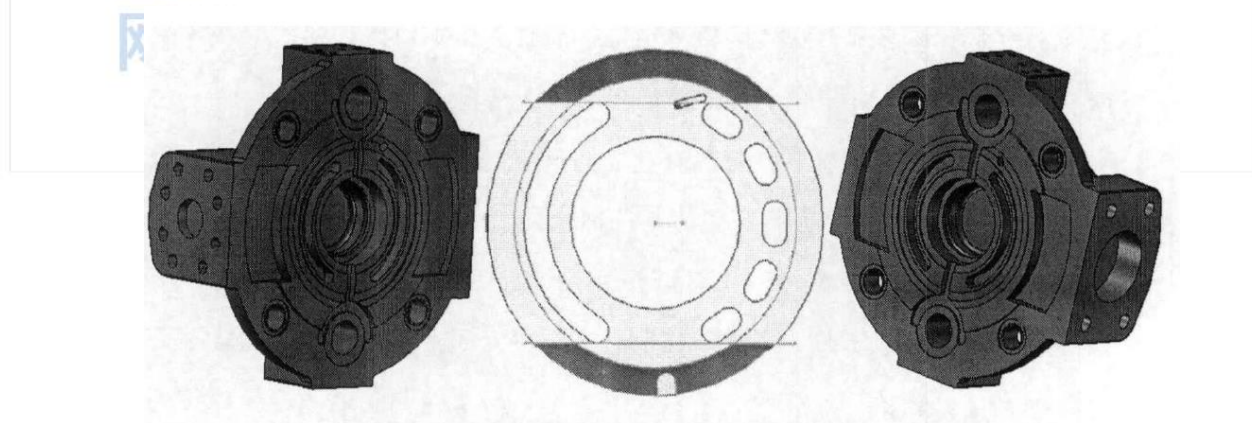


图 2-10 间接测试可安装位移传感器范围示意图

2.3.2 位移传感器的选择

与柱塞副油膜厚度测试方案类似,选择电涡流法对配流副油膜厚度变化进行测量,表 2-3 所示为德国米依公司 EU05 (66) 型电涡流位移传感器技术参数,图 2-11 所示为传感器的尺寸示意图,图 2-12 所示为传感器的安装尺寸图。传感器的探头体积很小,无安装结构或固定装置,根据传感器样本提供的安装方法,使用

环氧树脂对传感器探头进行固定和密封。

表 2-3 电涡流位移传感器技术参数

型号	测量范围	线性度	精度	温度范围	温度稳定性
EU05	0 ~ 0.5mm	$\pm 1 \mu\text{m}$	$1 \mu\text{m}$	- 50 ~ 150℃	0.015 % (FSO/℃)

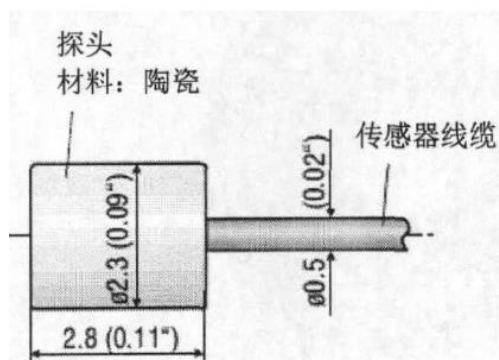


图 2-11 传感器尺寸示意图

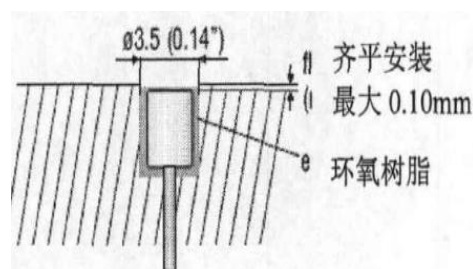


图 2-12 传感器安装尺寸示意图

2.3.3 位移传感器的安装

根据传感器安装尺寸图,设计图 2-13 所示安装螺钉,在后盖上加工 M8 一定深度的螺纹孔及 $\phi 6$ 通孔。传感器探头部分用环氧树脂进行固定和密封,线缆通过中空的安装螺钉接出后盖,与连接板和延伸电缆连接,通过放大处理器,将探头测得的电荷信号转换为电压信号以便后处理。

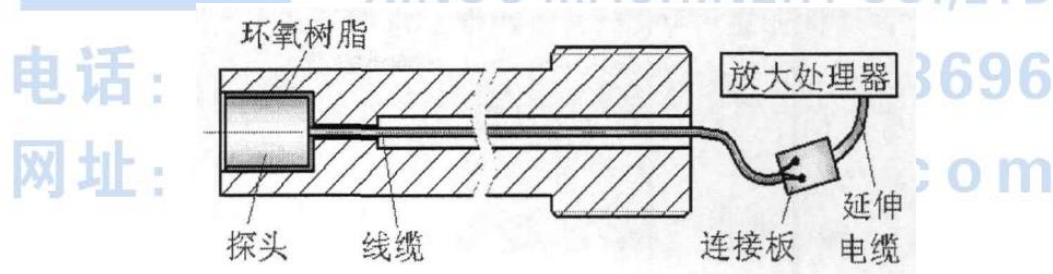


图 2-13 位移传感器安装螺钉示意图

油膜厚度的间接测试,需要在配流盘上加工安装空间,如图 2-14(a)所示,在可测量范围内加工三个 $\phi 6$ 中 通孔,或如图 2-14(b)所示加工三个型槽。

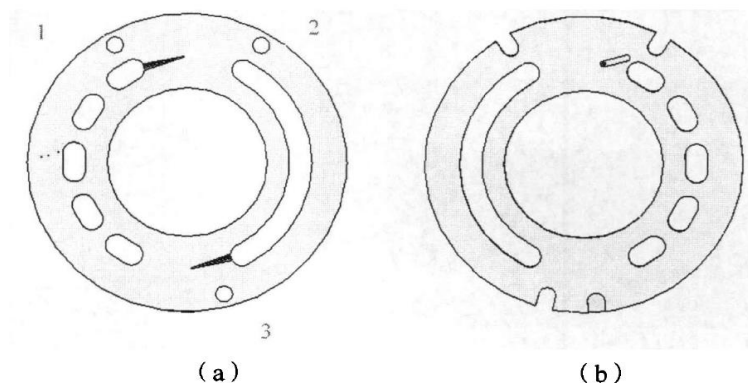


图 2-14 配流盘上传感器安装孔或槽示意图

图 2-15 所示为方案设计的示意图,通过测量缸体与配流盘油膜支承带外扩环形带厚度 h 的变化,通过三个电涡流位移传感器测出的位移变化值,可视为配流副油膜的厚度变化值。

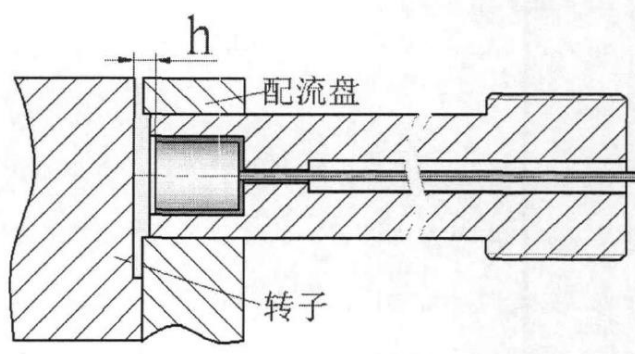


图 2-15 间接测配流副油膜厚度示意图

2.4 油膜压力测试方案设计

2.4.1 压力传感器的选择

配流副压力场所用的传感器与柱塞副压力测量所用的 压力传感器相同选择瑞士奇石乐公司的 601H 型压电式压力传感器,其参数见表 2-14,外形结构如图 2-16 所示。

表 2-4 Kistler 601H 型压力传感器参数表

测量范围	固有频率	线性度	灵敏度	温度范围	加速度灵敏度
0-1000bar	150KHz	$<\pm 0.8\%$	16pc/bar	-196-200℃	$<0.001\text{bar/g}$

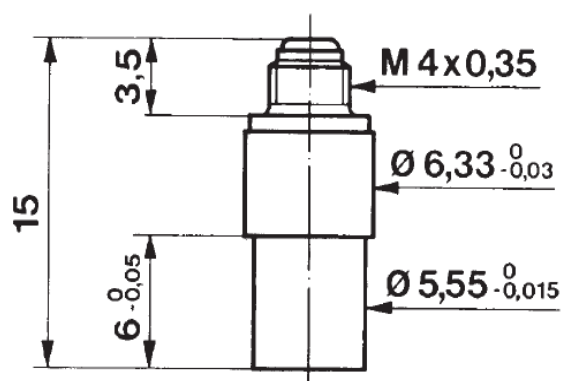


图 2-16 压力传感器尺寸图

2.4.2 压力传感器的安装

在配流盘上每隔 120 度加工 $\Phi 4$ 的通孔一共 3 个，对应在后端盖上加工 $\Phi 6$ 的通孔，与位移传感器安装孔隔开，将压力传感器安装在配流盘的通孔处，延长线从柱塞泵后端盖引出，如图 2-17 所示。

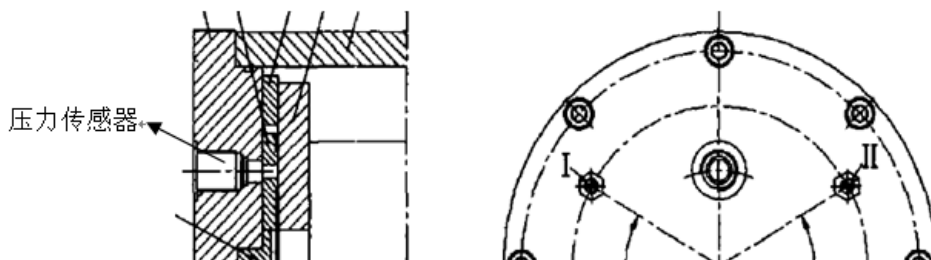


图 2-17 压力传感器安装示意图

2.5 供油回路组件设计

2.5.1 标准泵的供油

试验台采用的是标准泵测试结构，为了模拟泵实际工况下的配流副的油压情况，采用如图所示的供油管路，外接油源提供压力油。在引油管与缸体之间，为了避免引油管路对缸体的受力产生影响，引油管一头采用球面和缸体内壁接触避免对缸体的轴向和径向受力产生影响，最大直径处采用一个 O 密封圈密封，防止漏油。引油管另一头采用球铰结构 通过上下两片压板固定引油管，可以允许然铰接点有一定的摆动，如图 2-18 所示，两片压板通过六个螺钉固定连接在箱体上，因为管路油压较大，下面通过计算校核压板螺钉的强度^[19]。螺钉采用内六角圆柱头螺钉 GB_T70.1-2008_M12X35 性能等级为 3.6 屈服极限为 180MPa 六个螺钉沿着圆周分布。

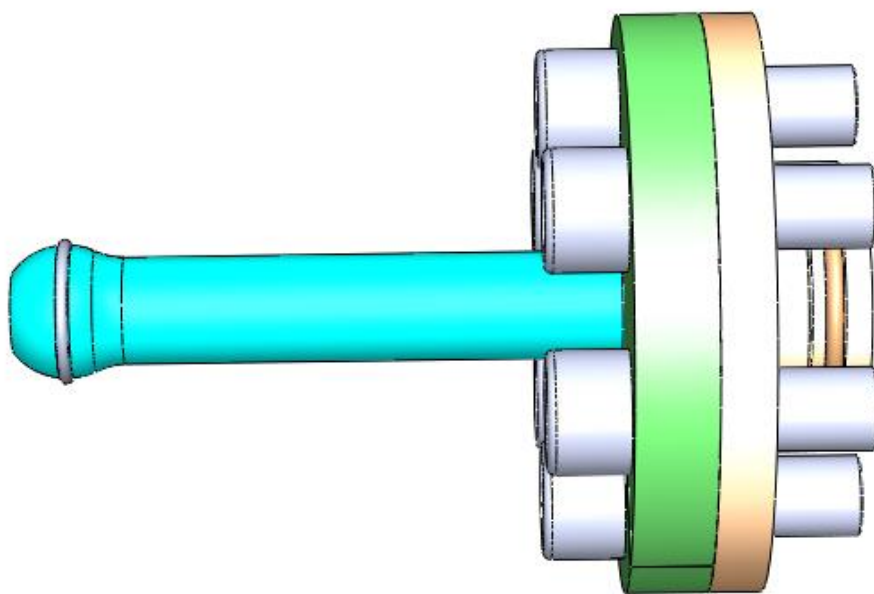


图 2-18 测试柱塞引油管路

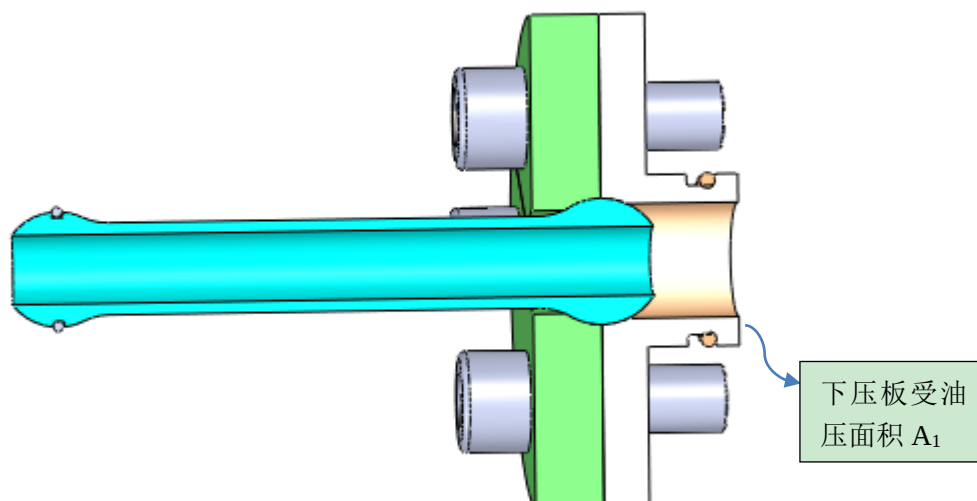


图 2-19 引油管剖面图

引油管螺钉强度校核:

已知:

下压板收到油压面积 $A_1 = 157.0796 \text{ mm}^2$

z 为螺钉个数, $z=6$

压力 p 变化幅度为 $0 \sim 40 \text{ MPa}$

屈服极限 $[\sigma_s] = 180 \text{ MPa}$

螺距 p 取 1.75

管路受到油压的总面积:

$$A = A_1 + \frac{\pi \times (20^2 - 12^2)}{4} = 357.96 (\text{mm}^2) \quad (3-22)$$

$$F = \frac{pA}{z} = \frac{40 \times 10^6 \times 357.96 \times 10^{-6}}{6} = 2386.4 \text{ N} \quad (3-23)$$

参考螺纹连接方式的预紧设计要求, 为了保证螺纹连接的紧密性, 防止连接承受载荷后两连接表面脱离, 接合面应该预先加载一个大于零的残余预紧力。推荐使用的预紧力范围:

对有密封要求螺纹连接, $F_1 = (1.5 \sim 1.8) \times F$; 对于通用连接, 载荷稳定条件下,

$F_1 = (0.2 \sim 0.6) \times F$; 工作载荷不稳定时, $F_1 = (0.6 \sim 1.0) \times F$;

因为试验台工作载荷不稳定, 依据手册推荐, 取螺钉所受的残余预紧力 $F_1 = F$

总拉力 F_2 :

$$F_2 = F_1 + F = 4772.8 \text{ N} \quad (3-24)$$

则螺钉最危险截面直径 d_1

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times F_2}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 4772.8}{\pi \times 180 \times 10^6}} = 6.6265 \text{ (mm)} \quad (3-25)$$

$$d \geq d_1 + 1.0825 \times p = 6.6265 + 1.0825 \times 1.75 = 8.520 \text{ mm} \quad (3-26)$$

螺钉采用内六角圆柱头螺钉 GB_T70.1-2008_M12X35 $d = 12$ 满足条件。

2.5.2 供油回路压力传感器选型

如图所示为美国科莱特 ETM-375M 压力传感器，该传感器为小螺纹、金属齐平膜压力传感器，内置信号放大器，灵敏度和测量精度较高，使用寿命长。试验台最大油压为 38MPa 测试所用传感器型号为 ETM-375M-350BARSG 压力量程为 350BAR 由于压力传感器允许有 1.5 倍的过载压力，可以满足要求。



图 2-20 ETM-375M 压力传感器

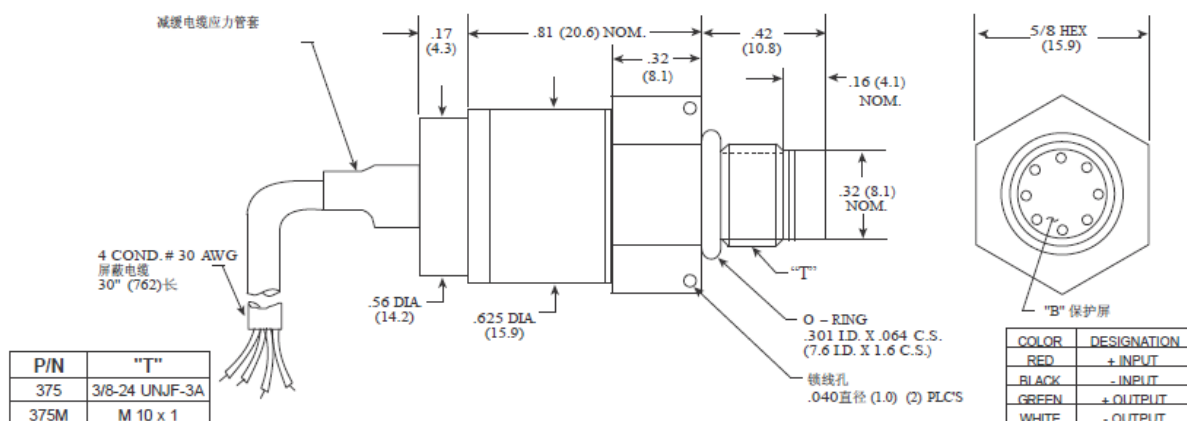


图 2-21 ETM-375M 压力传感器结构尺寸

2.6 驱动组件选型

2.6.1 马达组件

由于柱塞泵的摩擦副摩擦系数对功率有着重要影响。由第二章分析通过 matlab 编程分析几种工况下，系统的总功率进行驱动组件选型。由于最大摩擦系数时，系统功率较大，采用电机可能无法满足要求，故

试验台采用马达驱动的方式，马达通过外部油源供油^[20]，采用油源的调速机构调节马达转速。

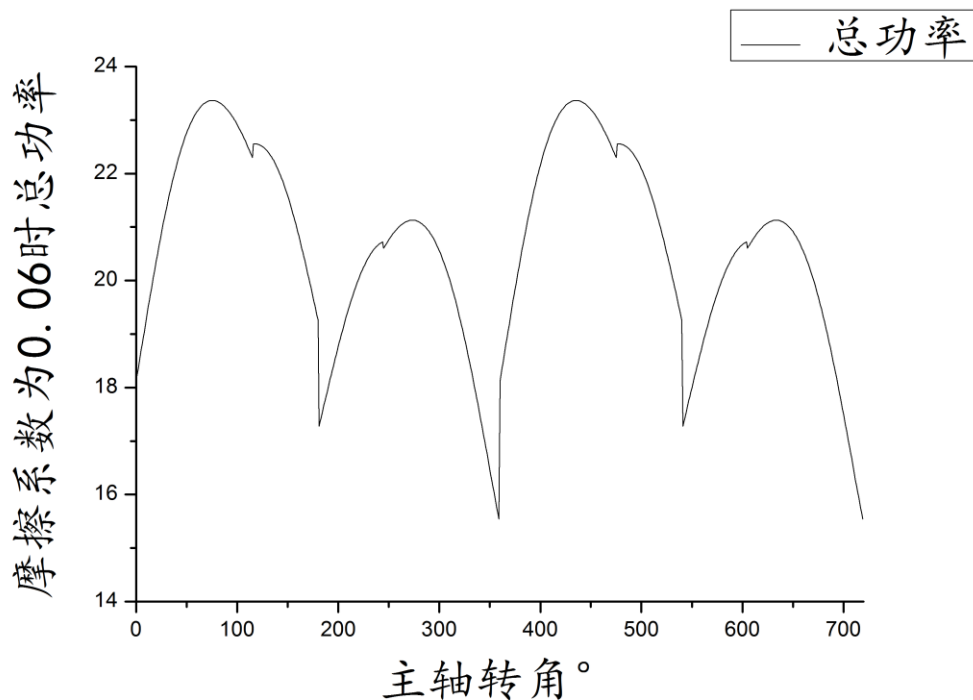


图 2-21 摩擦副摩擦系数为 0.06 时试验台总功率

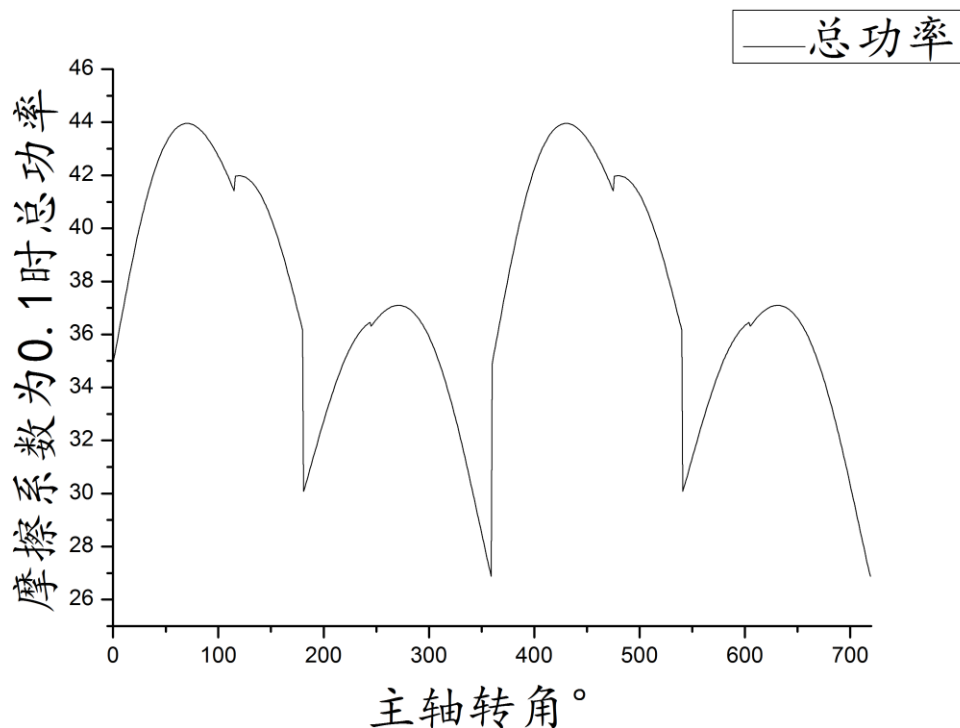


图 2-22 摩擦副摩擦系数为 0.1 时试验台总功率

选用马达型号：德国力士乐牌 A2FM23-61W-VBB030D 柱塞马达。下面通过编程计算马达的流量，转速，扭矩和功率等参数，验证马达选型是否满足要求。

$$\text{流量 } q_v = \frac{V_g \times n}{1000 \times \eta_v} \quad (3-27)$$

$$\text{转速} n = \frac{q_v \times 1000 \times \eta_v}{V_g} \quad (3-28)$$

$$\text{功率} P = \frac{2\pi \cdot T \cdot n}{60000} = \frac{T \cdot n}{9549} \quad (3-29)$$

$$\text{扭矩} T = \frac{V_g \times \Delta P \times \eta_{mb}}{20 \times \pi} \quad (3-30)$$

V_g = 每转体积排量

T = 扭矩

ΔP = 压差

η_{mb} = 机械液压效率

η_v = 容积效率

通过 matlab 编程分析计算力士乐 A2FM23-61W-VBB030D 相关参数如下。

$n_{need} = 6000$

$p_{need} = 380$

$Qv_{need_motor} = 153.3333$

$Qv_{need_piston} = 54.0502$

$Qv_{need} = 207.3836$

$Qv_{max} = 200$

$n_{max} = 7.8261e+03$

$T = 118.2362$

$Power = 74.2900$

通过计算可知该马达最大功率为 74.29KW 满足最大摩擦系数的功率要求

以下程序用于马达选型

clear

clc

$Vg = 23$; % 每转体积排量, cm^3

$n_{need} = 6000$ % 需求的输出转速, r/min

$p_{need} = 380$ % 需求的压差, bar

$emh = 0.85$; % 机械-液压效率

$ev = 0.9$; % 容积效率

$et = 0.765$; % 总效率

$Qv_{need_motor} = Vg * n_{need} / (1000 * ev)$ % 流量, L/min

$dpt = 20$;

$z = 1$;

$R = 50$;

$gammal = 16 * \pi / 180$;

$Qv_{need_piston} = 60000 * 0.5 * \pi * dpt^2 * z * R * \tan(gammal) * 0.001^3 * n_{need} / 60$ % m^3/s * 60000 = L/min

$Qv_{need} = Qv_{need_piston} + Qv_{need_motor}$

$Qv_{max} = 200$ % 实验平台最大能提供的流量, L/min

$n_{max} = Qv_{max} * 1000 * ev / (Vg)$ % 马达最大能输出的转速, r/min

$T = Vg * p_{need} * emh / (20 * \pi)$ % 输出扭矩, Nm

```
Power=2*pi*T*n_need/60000    %功率, kW
```

$$\%Power = Q_v \cdot p / 600 \cdot e_t \quad \% \text{功率, kW}$$

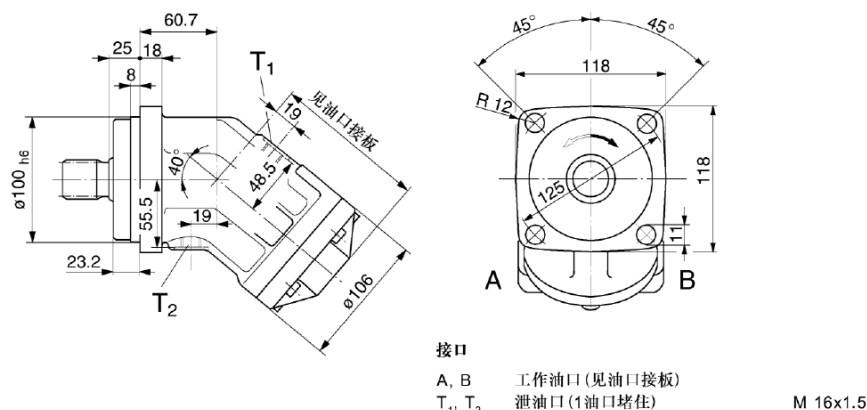


图 2-23 A2FM 马达外形及安装尺寸

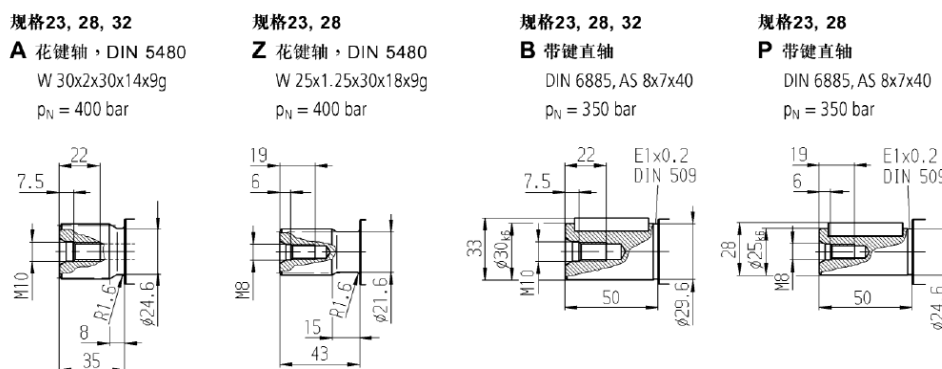


图 2-24 A2FM 马达主轴连接类型及键槽

2.6.2 联轴器

由于试验台转速高,具有一定的冲击。参考机械设计手册^[19],对比各种联轴器类型及特点,选用梅花形联轴器。可以减振缓冲,径向尺寸小。不需润滑,维护方便,适用于启动频繁,正反转的工况条件。联轴器型号 ML5-30X82-J48X84-ML5a 其中 ML5 表示梅花形联轴器,30 为主动端轴径长度为 82。从动端内径为 48 长度为 84。许用转速 6100r/min,满足试验台条件要求。

联轴器与主轴和驱动马达之间均采用普通平键连接，由于力士乐 A2FM 马达选型时轴上为带键直轴，键的型号已经确定。下面对于与主轴连接的普通平键进行校核计算：

普通平键的强度条件:

$$d = 48mm$$

已知参数: $l = 70 - 14 = 56mm$

$k = 5mm$

$$T = 118.2362 N \cdot m$$

$$\sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{kld} = \frac{2 \times 118.2362 \times 10^3}{5 \times 56 \times 48} = 17.60 \text{ MPa} \leq [\sigma_p] = 60 \text{ MPa} \quad (3-31)$$

满足强度条件要求

注：T 为传递的扭矩

K 为键连接接触高度, $k=0.5 \times h$

l 是键的工作长度, 选用的圆头平键的工作长度 $l-b$

d 为轴的直径

冲击条件下，材料为钢，静连接许用应力 $[\sigma_p]=60MPa$

2.7 密封辅件选型

2.7.1 轴向密封

○型圈装在轴上、孔内的沟槽中,被轴向压缩的密封定义为轴向密封。试验台采用轴向密封的结构主要由轴承套与箱体之间,传感器底座与箱体之间,轴承端盖与轴承套,各处密封圈机构尺寸根据机械设计手册轴向密封参数表选取。

O 型密封圈 大轴承套用 GB T3452.1-1992 206X5.3

○ 型密封圈 轴承盖用 GB T3452.1-1992 180X3.55

O 型密封圈 传感器安装座用 GB T3452.1-1992 136X3.55

2.7.2 径向密封

○ 型圈装在轴上、孔内的沟槽中,被径向压缩的密封定义为径向密封。引油管外端与缸体之间,引油管球铰下压板与传感器底座之间采用径向密封。

缸体: O 形圈_通用型 GB_T3452.1-1992_18X1.8

下压板: O 形圈_通用型 GB_T3452.1-1992_25X2.65

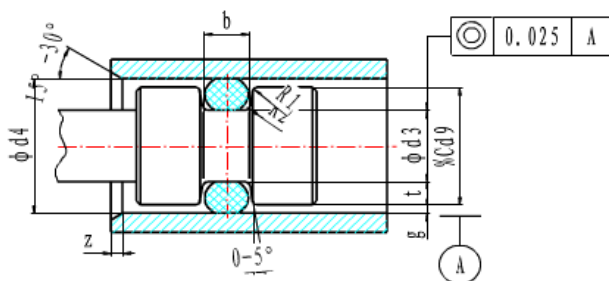
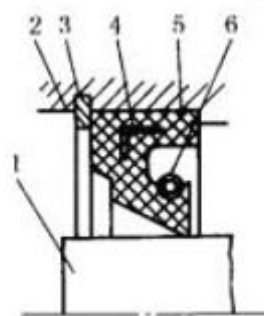


图 2-25 径向密封示意图

2.7.3 油封密封

如图所示在自由状态下，油封的内径相比轴的内径小，两者之间有一定过盈量。将油封装到轴上以后，由刃口的压力和弹簧的收缩力产生径向抱紧力，达到密封效果。油封安装位置小，轴向尺寸小密封效果好。广泛用于旋转密封中。试验台轴端油封采用唇形密封圈_内包骨架型 GB_T13871-1992_FB65X90 材料为氟橡胶（FPM）温度范围为-25~300℃。



1- 轴；2-壳体；3 轴上挡圈；4-骨架；5-橡胶皮碗；6-弹簧

图 2-26 油封密封示意图



新欧机械

XINOUMACHINERY CO.,LTD

电话：020-82333916 / 62953696

网址：www.xinoujixie.com

3. 高压高速试验台构造

如同 3-1 所示，为装配后的试验台主体结构。图左边为 A2FM 驱动马达与联轴器组件，通过马达底座与试验台箱体用四个螺栓连接。马达通过外部油源供油。图右方管路为柱塞泵供油管路，通过外接油管提供压力油，压力油压力可由溢流阀控制。中间部分为柱塞泵测试主体，试验台底部装有排油截止阀。

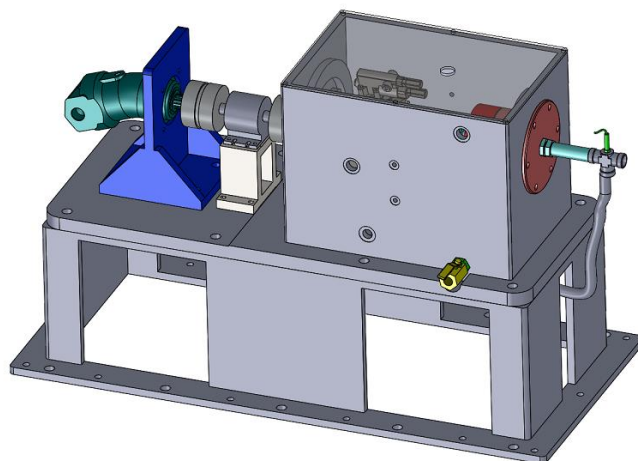


图 3-1 试验台主体结构

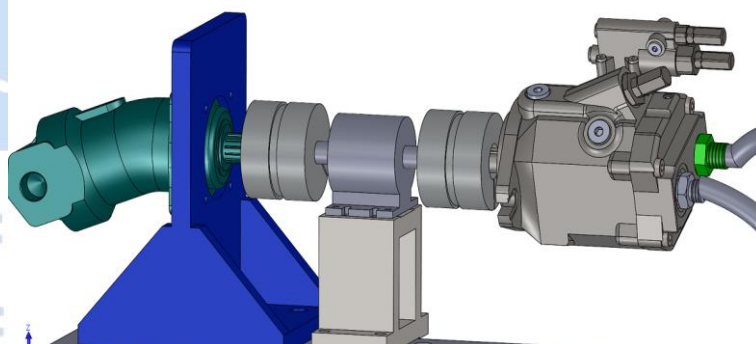


图 3-2 柱塞泵的驱动

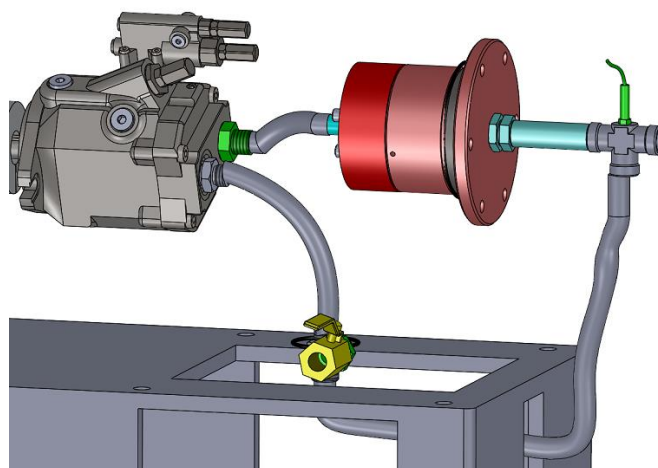
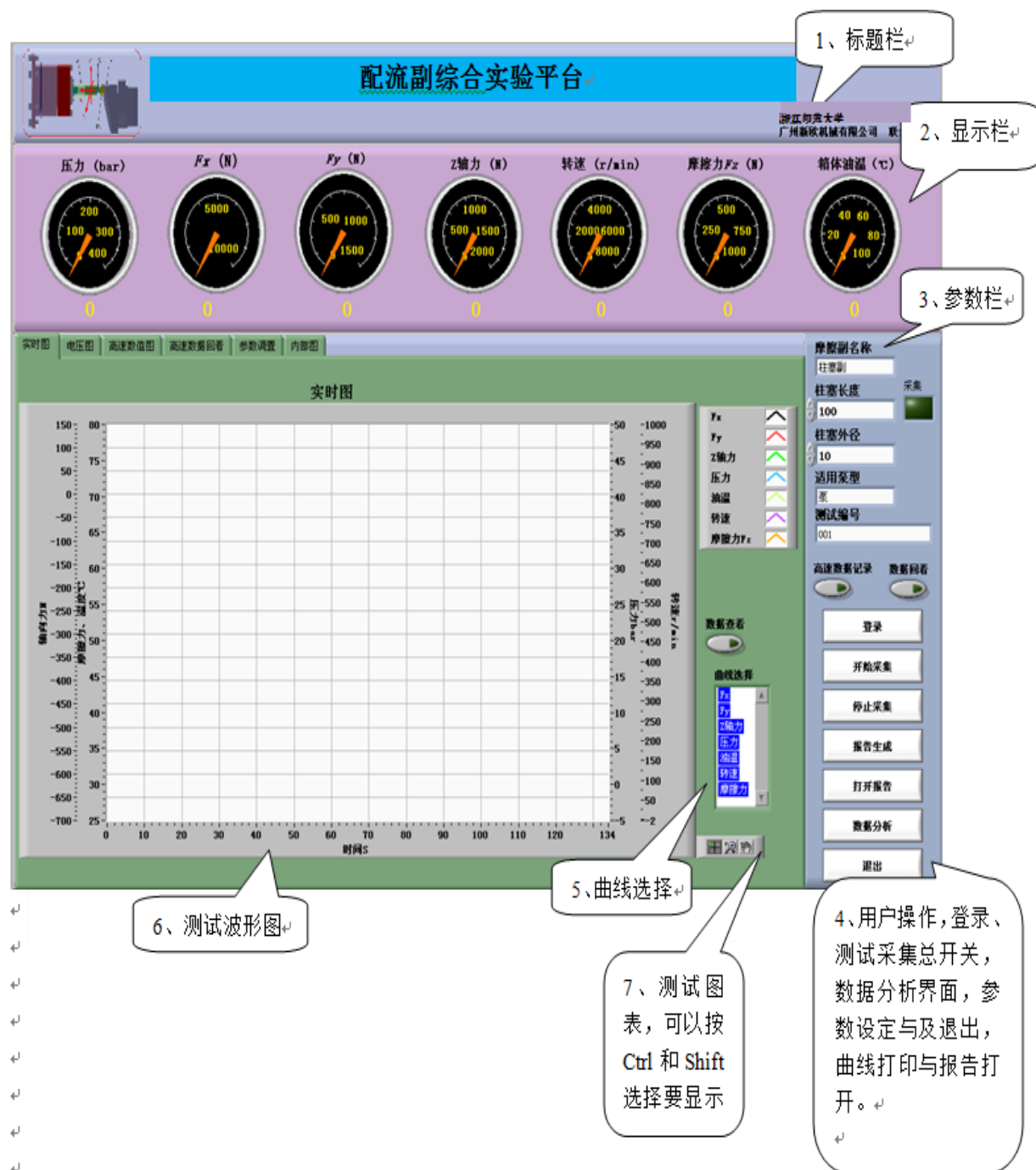


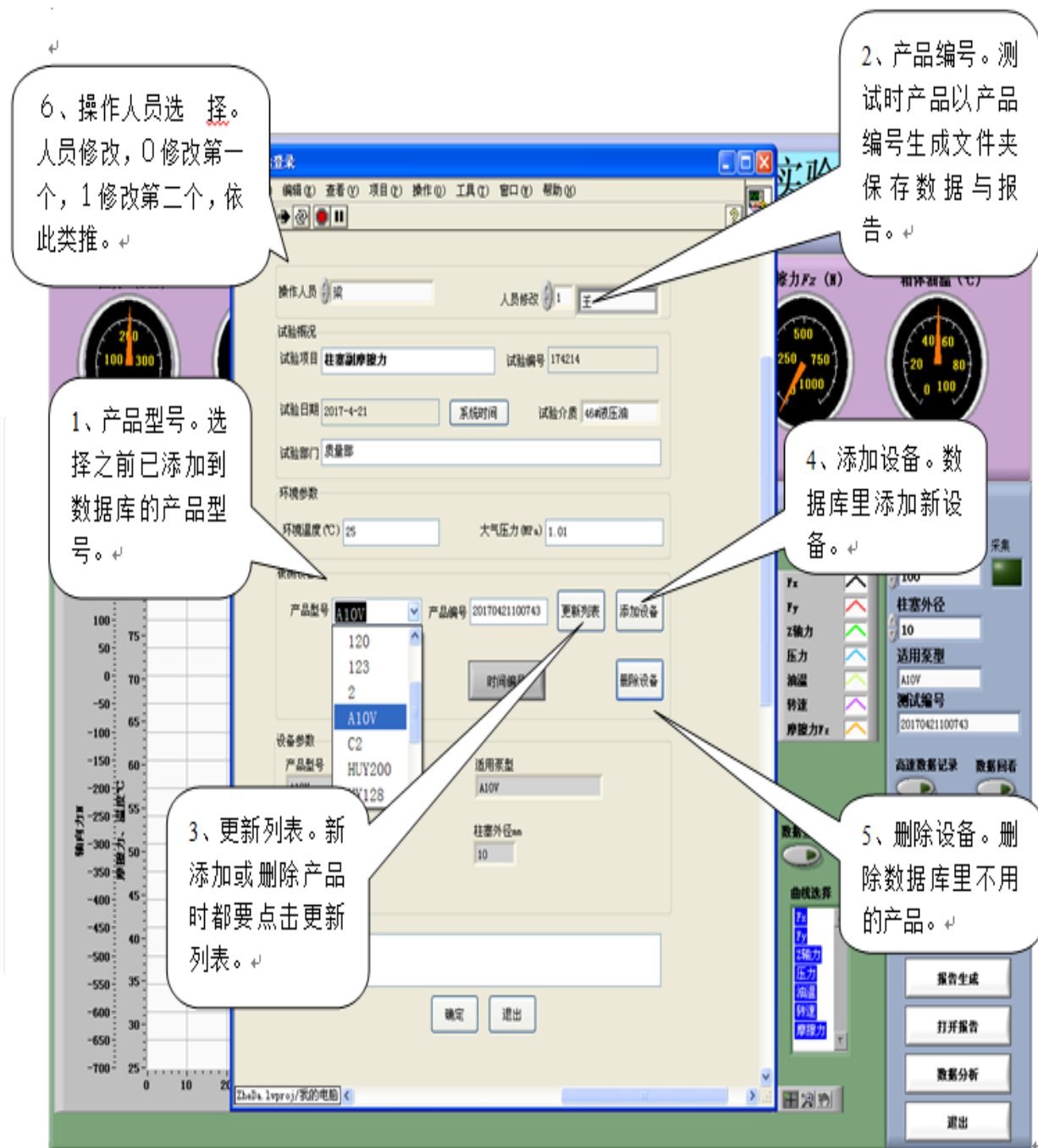
图 3-3 柱塞泵的供油和排油

4.采集软件使用

4.1 采集主界面



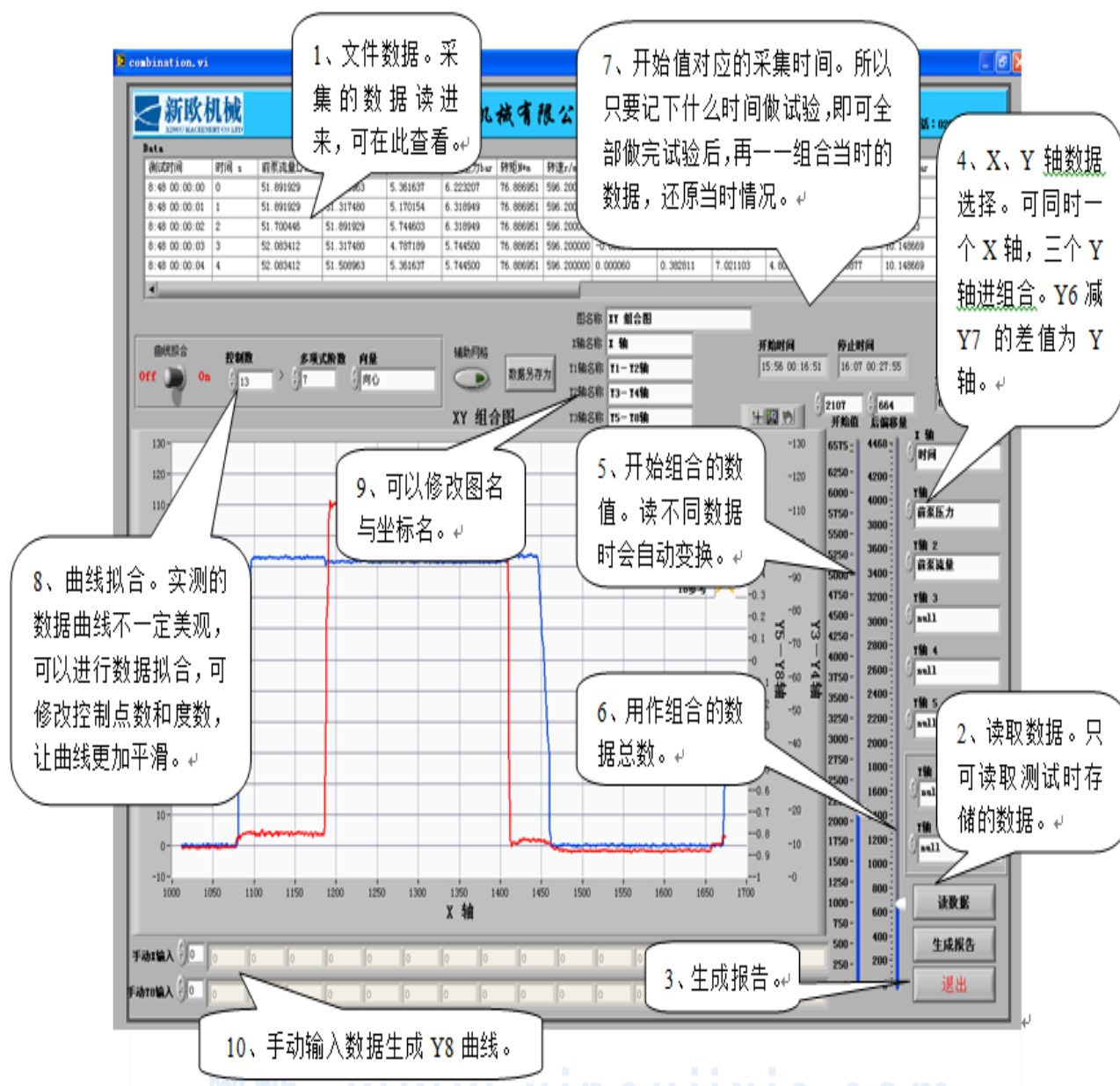
4.2 登录界面



4.3 添加设备界面



4.4 数据组合界面



4.5 参数设置界面

配流副综合实验平台

1、传感器的模拟量值，其他一般为 0~5V。

2、调整传感器零点、系数和零偏。

3、超载报警。设定超限值，超过限会输出动作保护以及音频提醒（电脑音频输出可接音箱）。

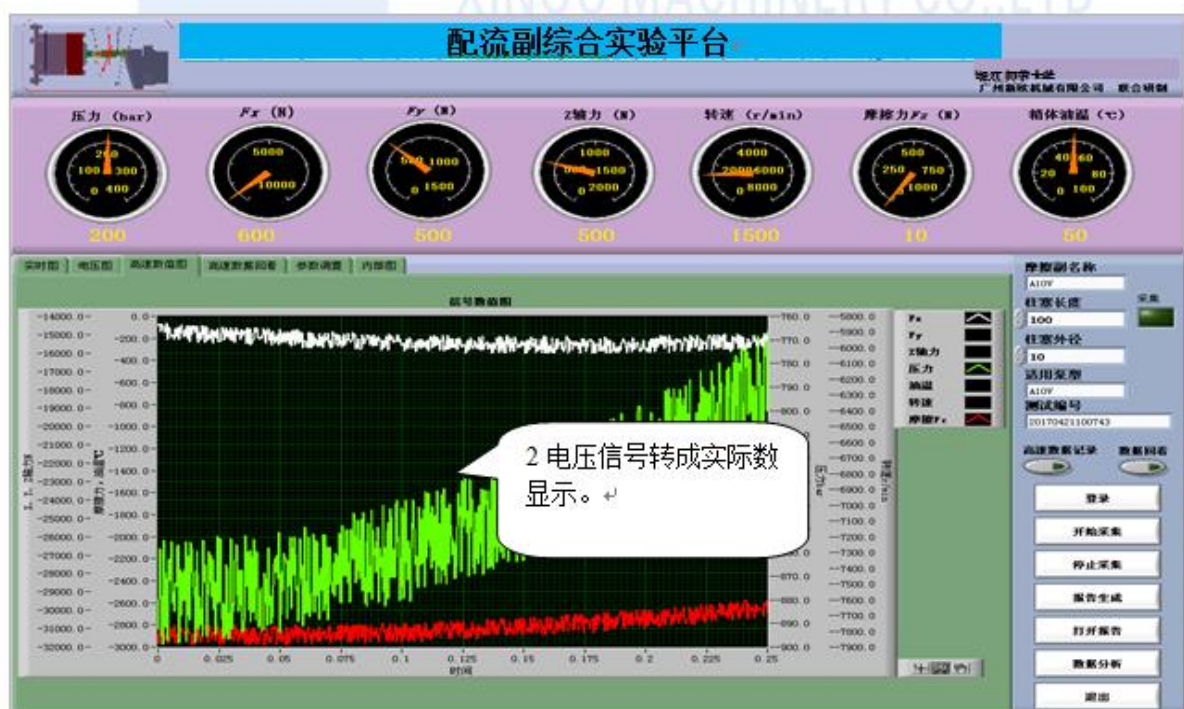
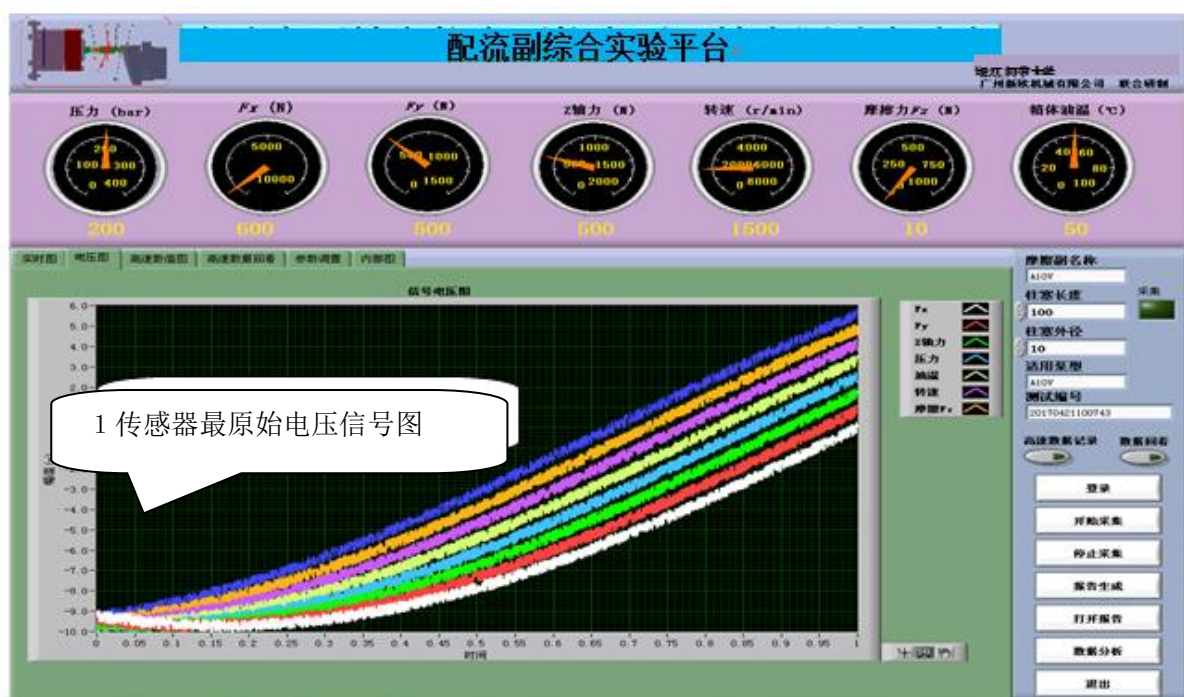
4、滤波器，可选用滤器或不选用滤波器。一般选用滤波器后，类型采用低通滤波，调节最低通带与最低阻带让电压信号与实际相同。

5、采集卡参数，采集率与采集数。

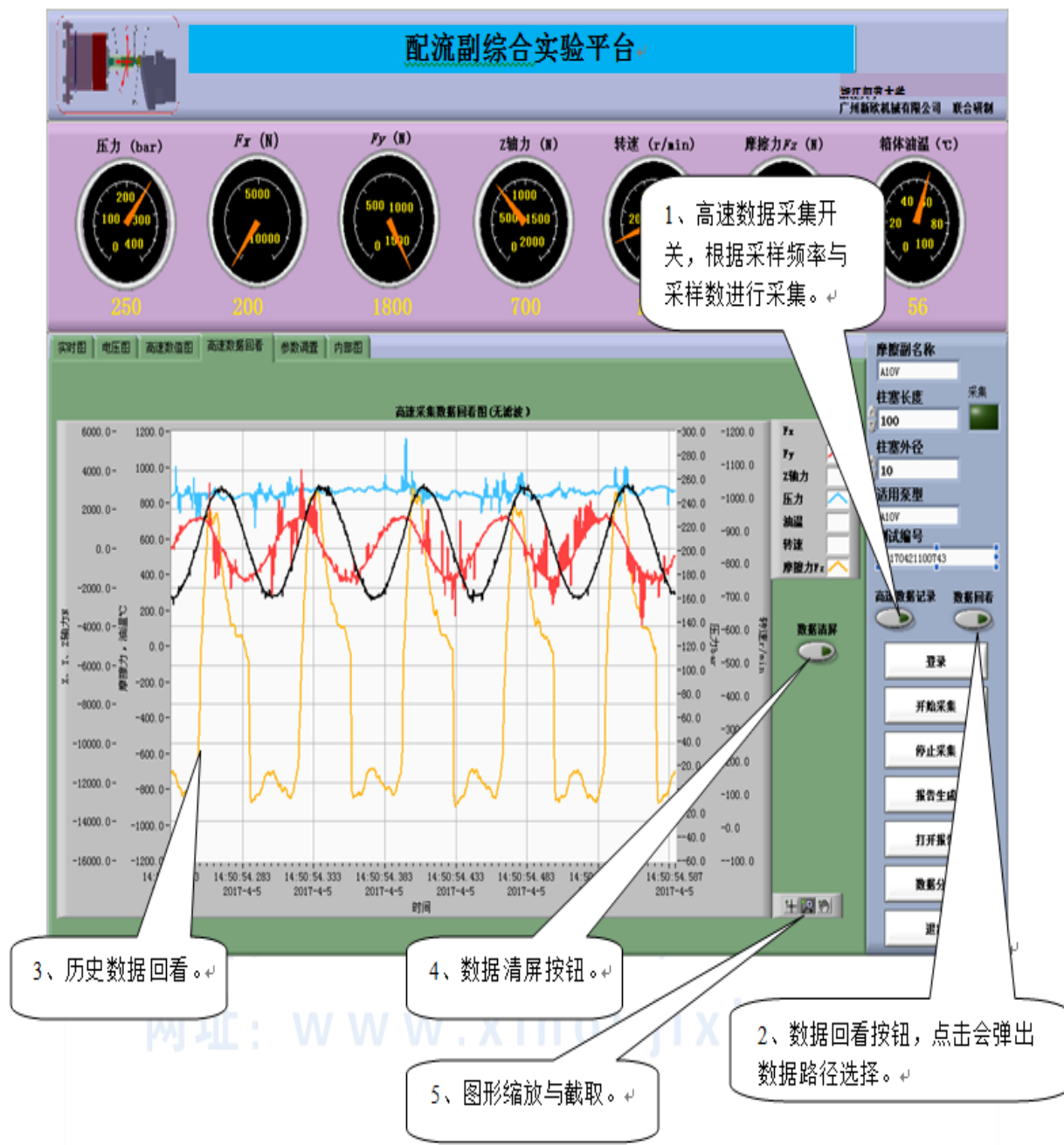
6、修改完，点参数保存来保存。

7、动态调零

4.6 测试电压图



4.7 高速数据回看



生成图

