

浙江师范大学
高速重载柱塞泵织构化柱塞副综合试验平台
说明书



型号：YYZSFSYT-00

目 录

1.1 柱塞副运动学动力学分析	3
1.1.1 柱塞副运动学分析	3
1.1.2 柱塞副基本受力分析	3
1.1.3 简化模型	4
1.2 柱塞副数学模型结果分析	6
2.1 试验台方案概述	6
2.2 斜盘轴承组件设计	7
2.2.1 斜盘轴组件概述	7
2.2.2 斜盘轴设计	8
2.2.3 轴承设计校核	8
2.3 柱塞副传感器组件设计	11
2.3.1 测试铜套设计	11
2.3.2 缸体设计	12
2.3.2 四轴力传感器设计	13
2.4 柱塞副特性测试传感器的安装与选型	17
2.4.1 位移传感器的选型与安装	17
2.4.2 温度传感器的选型与安装	19
2.4.3 压力传感器的选型与安装	21
2.5 供油回路组件设计	23
2.5.1 测试柱塞供油	23
2.5.2 供油回路压力传感器选型	25
2.6 驱动组件选型	25
2.6.1 马达组件	25
2.6.2 联轴器	28
2.6.3 扭矩转速仪	29
2.7 密封辅件选型	30
2.7.1 轴向密封	30
2.7.2 径向密封	30
2.7.3 油封密封	30
3. 高压高速试验台构造	31
4. 采集软件使用	33
4.1 采集主界面	33
4.2 登录界面	34
4.4 数据组合界面	36
4.5 参数设置界面	37
4.6 测试电压图	38
4.7 高速数据回看	39

1 柱塞副运动学动力学分析

1.1.1 柱塞副运动学分析

柱塞泵的吸油和排油过程通过以下两种运动实现^[12]，旋转主轴带动缸体绕轴线旋转，缸体中柱塞也随着缸体旋转，由于斜盘的倾斜角作用使得柱塞同时在缸体柱塞孔往复直线运动，由此改变柱塞腔容积，完成吸排油。

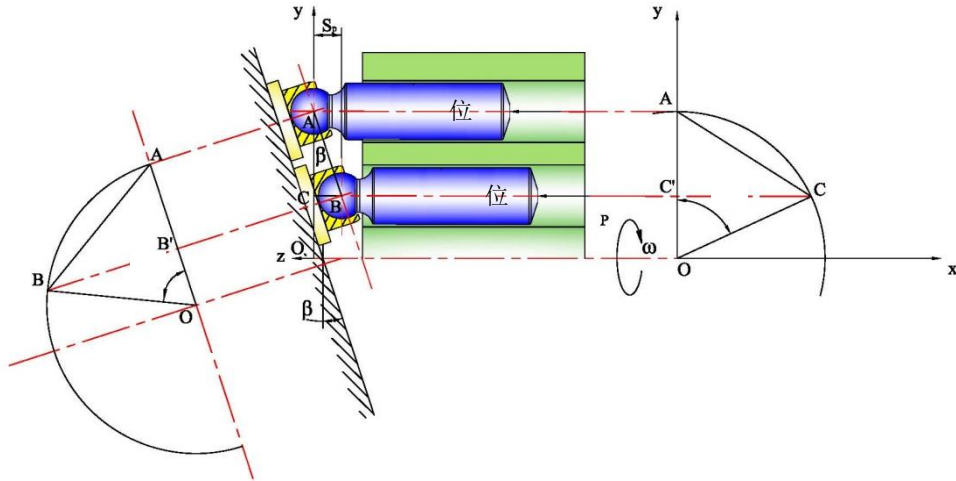


图 1.1 圆柱柱塞的运动关系图

缸体主轴的转速等于柱塞泵的动力元件驱动转速，驱动元件一般为匀速运动。本文首先分析柱塞在腔内的往复直线运动。如图 2.1 所示，根据柱塞运动规律和图中的几何结构可知，柱塞沿缸体柱塞腔中心线的位移方程为：

$$S_p = R \tan \beta (1 - \cos \varphi) \quad (2.1)$$

由此可得柱塞泵的排量 V_p 为：

$$V_p = \frac{\pi R d^2 \tan \beta}{2} \quad (2.2)$$

根据式(2.1)可求柱塞往复运动速度 v_p 和加速度 a_p 分别为：

$$v_p = \frac{dS_p}{dt} = R \omega \tan \beta \sin \varphi \quad (2.3)$$

$$a_p = \frac{dv_p}{dt} = R \omega^2 \tan \beta \cos \varphi \quad (2.4)$$

1.1.2 柱塞副基本受力分析

运动学分析：柱塞随着缸体绕中心旋转，同时在斜盘倾角 β 的作用下，在缸体柱塞腔中作直线往复运动。收到油液油膜粘性摩擦的影响，柱塞会绕柱塞轴心线做自旋转动。柱塞副存在一定的配合间隙，在柱塞往复运动过程中，柱塞可能还会在腔内有轻微摆动。

动力学分析：在柱塞泵吸排油行程中，柱塞受到柱塞底部压力油作用面积上液压力、斜盘通过滑靴组件传递给柱塞的力、柱塞与缸孔之间的油膜压力、柱塞与缸孔间摩擦力、柱塞随着缸体绕主轴旋转产生的离心力和自身所受重力等。

假设柱塞与缸孔间的相互作用力以一种线性分布的形式存在着，如图 2-2 所示，为一柱塞滑靴组件处于空间某一位置（相对于外死点 ODC 角度 φ 处）时的受力示意图，斜盘面对滑靴的反推力 F_n 的作用方向始终保持着垂直于斜盘面斜向上，斜盘面与总体坐标系 oxy 的 y 轴间的夹角为斜盘倾角 γ ， F_n 可沿着 y 轴方向和 z 轴方向分解为 F_{ny} 和 F_{nz} 。柱塞滑靴组件的离心力 F_e 作用点在质心，并沿着质心分布圆径向指向外侧。

柱塞腔内油液作用在柱塞底部的液压作用力 F_p 可由下式（2-5）计算，

$$F_p = \pi/4 d^2 p_s \quad (2-5)$$

式（2-5）中， d 为柱塞的直径， p_s 为柱塞腔里的油压。柱塞滑靴组件的重力 F_g 及惯性力 F_a 由下式（2-6）和式（2-7）计算。

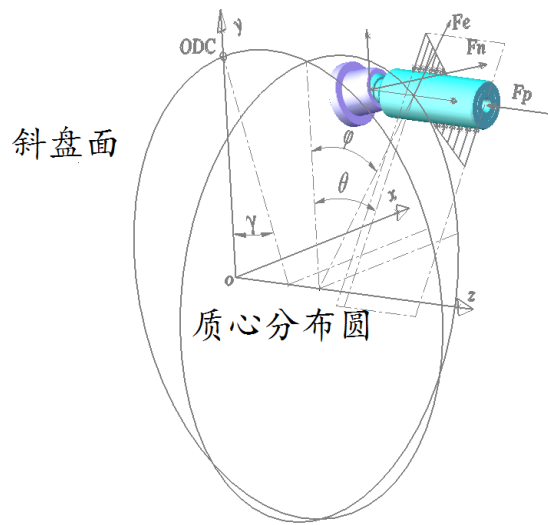


图 1-2 柱塞滑靴组件空间受力分析

$$F_g = mg \quad (2-6)$$

$$F_a = mR\omega^2 \tan \gamma \cos \varphi \quad (2-7)$$

式中， m 为柱塞滑靴组件的质量， R 为柱塞滑靴组件质心分布圆半径， φ 为柱塞相对于外死点 ODC 的转角， ω 为泵的工作转速。

柱塞滑靴组件的离心力 F_e 由下式（2-8）计算，

$$F_e = mR\omega^2 \quad (2-8)$$

1.1.3 简化模型

在简化模型中，忽略了柱塞滑靴组件的离心力及作用在滑靴底部的由斜盘施加的摩擦力作用，在这种近似情况下，柱塞与缸孔间相互作用的接触位置在 F_{ny} 力的作用下，一直处于竖直方向上。通过分析对比，如图 2 所示为压油时滑靴柱塞组件的受力情况。

柱塞与缸孔间接触力分布长度设为 l_o 和 l_i ，并以等效集中力 F_o 和 F_i 代替，满足如下关系式。

$$F_o l_i^2 = F_i l_o^2 \quad (2-9)$$

$$l_o + l_i = l_f \quad (2-10)$$

式中, l_f 为柱塞与缸孔间的接触长度, 随着柱塞的运动而相应变化。

对于有铜套的柱塞副, 即所谓的“短接触柱塞”, l_f 由下式 (2-11) 分段函数计算得到。

$$\left. \begin{aligned} l_{ong} > l_{cnd} : l_f &= l_b - (l_{ong} - l_{cnd}) \\ l_{ong} \leq l_{cnd}, l_{sht} &\geq l_{cp} : l_f = l_b \\ l_{ong} \leq l_{cnd}, l_{sht} &< l_{cp} : l_f = l_b - (l_{cp} - l_{sht}) \end{aligned} \right\} \quad (2-11)$$

式 (2-7) 中, l_b 为铜套的长度, l_{cnd} 为柱塞球头中心到柱塞末端端面的长度, l_{cp} 为柱塞球头中心距离柱塞颈部端面的长度, l_{ong} 和 l_{sht} 分别由式 (2-12) 和式 (2-13) 计算得到, 其中 γ_{max} 为最大斜盘倾角, l_{cbv} 为柱塞球头中心到靠近配流盘一侧的铜套端面的长度, l_{cbs} 为由柱塞球头中心到靠近滑靴一侧的铜套端面的长度, dp 为柱塞的位移, 可由式 (2-10) 计算得到。

$$l_{ong} = l_{cbv} - R(\tan(\gamma_{max}) - \tan(\gamma)) + dp \quad (2-12)$$

$$l_{sht} = l_{cbs} - R(\tan(\gamma_{max}) - \tan(\gamma)) + dp \quad (2-13)$$

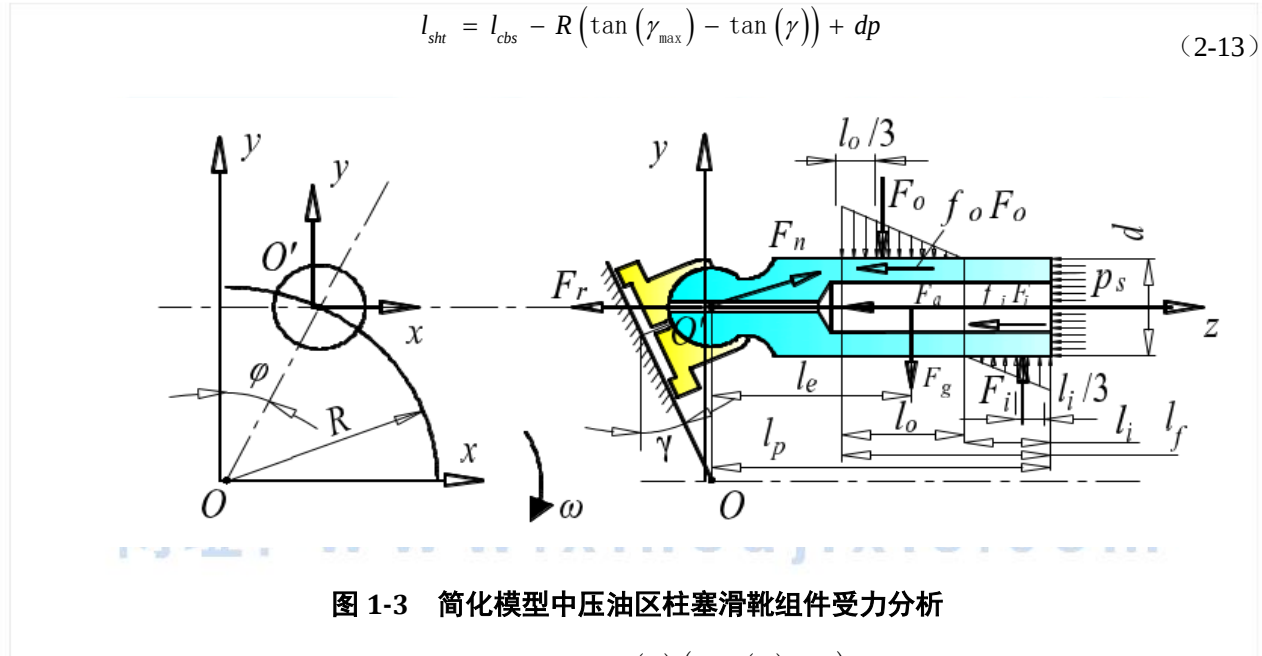


图 1-3 简化模型中压油区柱塞滑靴组件受力分析

$$dp = R \tan(\gamma) (\cos(\varphi) - 1) \quad (2-14)$$

对于无铜套的柱塞副, 即所谓的“长接触柱塞”, l_f 由下式 (2-11) 计算得到。

$$l_f = l_{cnd}/2 + dp \quad (2-15)$$

由图 2, 在 y 方向和 z 方向列力平衡方程可得式 (2-12) 和式 (2-13), 式中 F_r 为柱塞滑靴组件受到的回程力, f_i 和 f_o 分别为柱塞两端的库伦摩擦系数, μ 为油液的粘度, v_p 为柱塞往复运动的轴向速度, h_p 为柱塞副油膜厚度。

$$F_n \sin \gamma - F_o - F_g + F_i = 0 \quad (2-16)$$

$$F_n \cos \gamma - f_o F_o - f_i F_i - \pi d l_f \mu v_p / h_p - F_p - F_r - F_a = 0 \quad (2-17)$$

$$v_p = -R\omega \tan \gamma \sin \varphi \quad (2-18)$$

在式 (2-17) 中同时考虑了柱塞副处的库伦摩擦和粘性摩擦, 在实际计算中可以根据柱塞副处的润滑

情况选择采用库伦摩擦或者粘性摩擦，但在大部分工况下，柱塞副都处于一种混合润滑的工况，因此采用混合摩擦系数对应的库伦摩擦更接近实际情况，对于滑靴副处的摩擦计算也与此类似。

选柱塞球头中心为参考点，由力矩平衡可得关系式（2-19），式中 l_e 为柱塞球头中心到柱塞滑靴组件质心的距离。

$$F_o(l_p - l_f + l_o/3) + F_g l_e - F_i(l_p - l_i/3) - f_o F_o d/2 + f_i F_i d/2 = 0 \quad (2-19)$$

对于吸油区时柱塞滑靴组件的受力分析，需要对式（2-19）和式（2-20）进行调整，如式（2-20）和式（2-21）所示。

$$F_n \cos \gamma + f_o F_o + f_i F_i + \pi d l_f \mu v_p / h_p - F_p - F_r - F_a = 0 \quad (2-20)$$

$$F_o(l_p - l_f + l_o/3) - F_i(l_p - l_i/3) + f_o F_o d/2 + F_g l_e - f_i F_i d/2 = 0 \quad (2-21)$$

基于方程（2-5）~（2-21），可以求得柱塞滑靴组件的受力情况在运转周期内任意位置处的解析解。若假设柱塞副处主要摩擦为库伦摩擦，且 $f=f_o=f_i$ ，则在排油区和吸油区通过消元法可以推导得到式（2-22）和式（2-23），在式（2-22）和式（2-23）的基础上分别求得 l_i 和 l_o 之后通过逐步反求可得到相应的其它变量值。

$$(l_f/l_i - 1)^2 (l_f - l_p - (l_f - l_i)/3 + (df)/2) \sum F \sin \gamma - \sum F \sin \gamma ((df)/2 + l_i/2 - l_p) = 0 \quad (2-22)$$

$$l_i = (l_f(6l_p + 3fd - 2l_f)) / (12l_p + 6fd - 6l_f) \quad (2-23)$$

$$\text{式中：} \sum F = F_p + F_a + F_r \quad (2-24)$$

1.2 柱塞副数学模型结果分析

通过 1.1 对柱塞副运动学动力学的分析。运用 matlab 软件对柱塞副对建立数学建模^[13]。当给定输入参数如转速 压力，柱塞数目等，按照计算精度要求就可以得到相应的输出参数。具体参数说明见附件 matlab 程序说明。由于本实验测试高压高速（压力为 35MPa 转速 6000r/min）工况条件下柱塞副的受力情况，当柱塞与缸体之间的油膜形成足够好的时候，柱塞副的润滑是完全液体润滑^[14]，柱塞与缸体之间只有油液之间的粘性摩擦力，此时摩擦系数低，摩擦力较小；但是由于柱塞受到一个悬臂力使得柱塞在缸体内部发生倾斜，此时很容易使得油膜破裂，直塞与缸体之间变成直接的金属接触，摩擦系数变大，摩擦力也变大。通常柱塞副摩擦系数范围为 0.008~0.08 因此，预先通过数学模型计算出不同摩擦系数情况下的柱塞副受力对于后续研究具有重要意义。本文分析计算了摩擦系数为 0.01,0.06 以及 0.1 三种情况下的柱塞副受力以及功率损失情况，方便后面试验台的设计。

2 试验台方案

2.1 试验台方案概述

如图 3-1 所示，高压高速柱塞副综合测试试验台由驱动部分，四维测力部分，柱塞副油膜特性测试部分、压力油供油管路等几部分构成。马达通过联轴器带动斜盘轴旋转，实现柱塞的往复运动。测力传感器采集运动过程中数据，压力油管路为柱塞腔提供压力油。该柱塞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，对于柱塞副的结构优化具有重要意义。

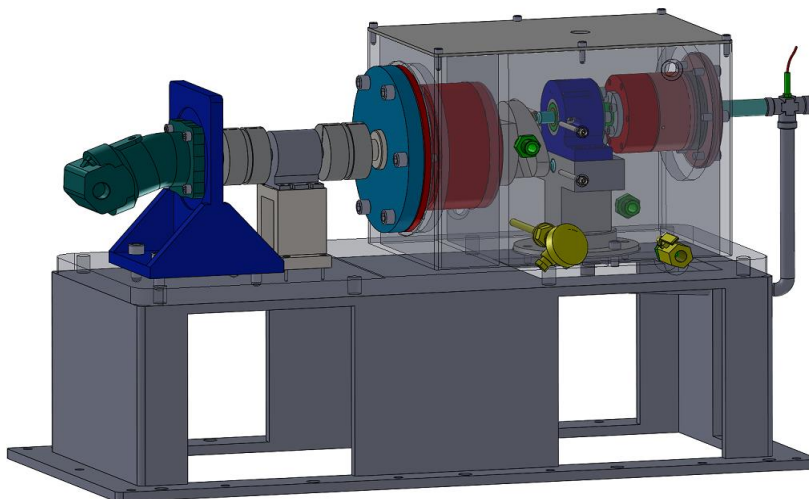


图 2-1 柱塞副综合测试试验台主体

2.2 斜盘轴承组件设计

2.2.1 斜盘轴组件概述

整体结构采用轴承套结构^[15],悬臂较短,支撑刚性较好;在轴承运转时发热变形方面,由于轴上温度通常高于箱体温度,轴在轴向和径向的热膨胀变形大于箱体的膨胀变形,图示结构增加了轴端的预调间距,有效避免了轴承受热变形卡死情况。斜盘轴承组件,由一对串联配置日本 NSK 角接触球轴承和单列角接触球轴承支撑,如图 3-2 所示。两组轴承之间通过轴上小轴承套定位内圈,外圈通过大轴承套上的台阶孔实现定位,外端单列角接触球轴承通过圆螺母拧紧实现轴向固定。

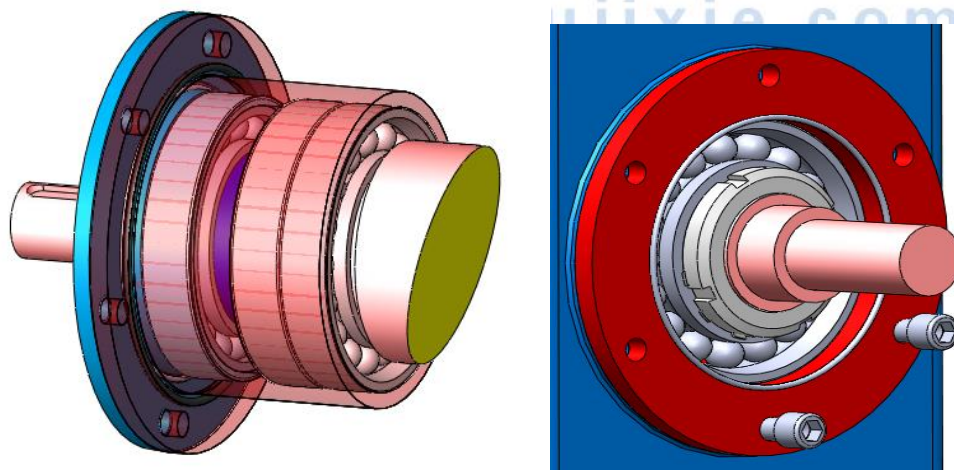


图 2-2 斜盘轴组件

2.2.2 斜盘轴设计

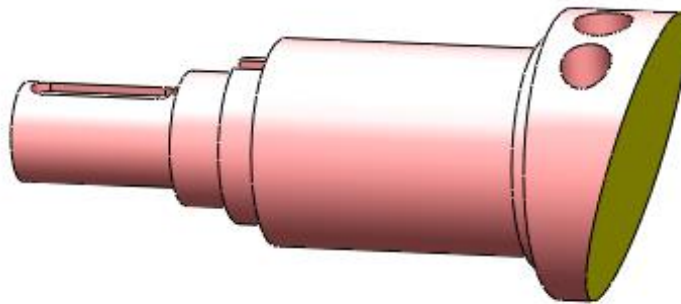


图 2-3 斜盘轴主体

由于试验台采用的是缸体不动，斜盘旋转来实现柱塞副的往复运动。实验装置采用的是斜盘和主轴一体式结构。轴上开有半圆键槽，用于连接联轴器。轴端开有圆螺母安装槽来实现轴承的预紧。由于斜盘面与滑靴底部为油液静压支撑，因此对斜盘表面的加工精度要求很高，如果滑靴与斜盘之间的油膜被破坏，将发生二者金属面直接接触摩擦，产生滑靴损坏，斜盘挂铜现象^[16]。由于斜盘倾角不同，柱塞的行程会相应的改变，从而泵的排量会改变，试验台采用的斜盘倾角为 16 度斜盘倾角。

由于主轴转速很高，最高转速可达 6000 转/分，旋转过程中斜盘轴的动不平衡量很大，容易造成振动过大引起试验台结构损坏，该斜盘轴需要进行动平衡计算与配平。采用现场整体平衡（在现场安装使用状态下对装配好的旋转元件或组件进行动平衡分析）的方法对斜盘主轴进行动平衡校核。将整个四轴力测试试验台作为动平衡校核基座，采用传感器测量旋转组件相关位置的振动信息，对每个位置的振动信息对比数据处理，从而确定旋转件在在所需平衡校正面额不平衡位置与不平衡量，然后通过在斜盘轴上钻孔去除材料的方式减少不平衡量，达到动平衡精度要求。如图 2-3 所示，通过在斜盘轴上方去除材料实现斜盘轴的动平衡。

2.2.3 轴承设计校核

由于斜盘所受轴向力比较大，初步选用成对串联的角接触球轴承。如图 2-4 所示，背对背轴承配置(DB)作用距离 a_0 较大，适用于力矩载荷较大的情况，可以承受径向载荷和轴向正反方向的轴向载荷；面对面配置轴承(DF)相对于背对背成对双联型轴承力的作用点距离 a_0 较短，所受力矩载荷差，可以承受径向载荷以及正反方向的轴向载荷；串联轴承配置(DF)可以同时承受一个径向载荷和单方向的轴向载荷，由于是两个同向轴承串联配置，所以该轴承配置方式适用于单方向轴向载荷较大的情况下使用。

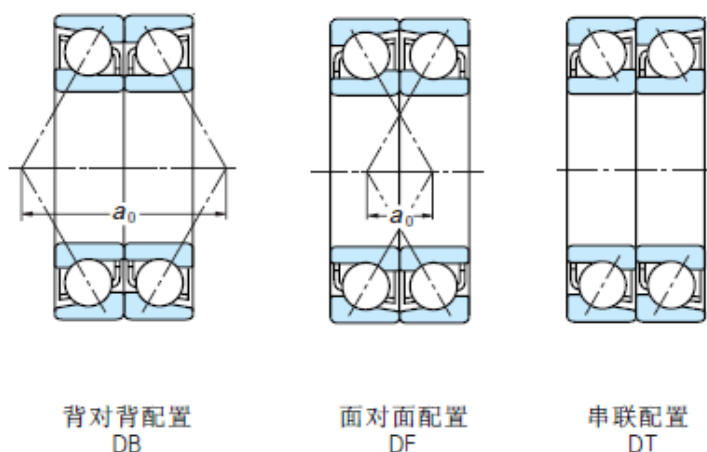


图 2-4 成对双联轴承的结构特性

轴承选型：初选 7220C DT 定动载荷 $C_r=242000N$ 额定静载荷 $Cor=254000N$ 系数 $f_0=14.5$

已知 $F_x = 1500N$
 $F_y = 4134.5N$
 $F_z = 14418.93N$

$$F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (3-1)$$

$$F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \sqrt{1500^2 + 4134^2} = 4398.2N$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{14418.93}{4398} = 3.279 > e \quad (3-2)$$

$$\frac{i \times f_0 \times F_a}{C_{or}} = \frac{1 \times 14.5 \times 14418.93}{254000} = 0.823 \in (0.714 \sim 1.07) \quad Y \in (1.23 \sim 1.30) \quad (3-3)$$

查表 3-1 可得：X=0.44

$$\text{由插值法得：} Y = 1.30 - \frac{(1.30 - 1.23) \times (0.823 - 0.712)}{(1.07 - 0.714)} = 1.279 \quad (3-4)$$

(1) 当量动载荷计算校核：

$$P = f_p \times (X \times F_r + Y \times F_a)$$

$$= 1.3 \times (0.44 \times 4398.2 + 1.279 \times 14418.93) = 26490.13N \quad (3-5)$$

表 2-1 成对双联轴承的动载荷设计系数表

当量动载荷 $P = XF_r + YF_a$

公 称 接触角	$\frac{f_0 F_a^*}{C_{0r}}$	e	单列、串联配置				背对背配置、面对面配置			
			$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$	
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
15°	0.178	0.38	1	0	0.44	1.47	1	1.65	0.72	2.39
	0.357	0.40	1	0	0.44	1.40	1	1.57	0.72	2.28
	0.714	0.43	1	0	0.44	1.30	1	1.46	0.72	2.11
	1.07	0.46	1	0	0.44	1.23	1	1.38	0.72	2.00
	1.43	0.47	1	0	0.44	1.19	1	1.34	0.72	1.93
	2.14	0.50	1	0	0.44	1.12	1	1.26	0.72	1.82
	3.57	0.55	1	0	0.44	1.02	1	1.14	0.72	1.66
	5.35	0.56	1	0	0.44	1.00	1	1.12	0.72	1.63
25°	—	0.68	1	0	0.41	0.87	1	0.92	0.67	1.41
30°	—	0.80	1	0	0.39	0.76	1	0.78	0.63	1.24
40°	—	1.14	1	0	0.35	0.57	1	0.55	0.57	0.93

* i 在背对背配置、面对面配置时为2、串联配置时为1。

$$\text{使用寿命 } L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^{\epsilon} = \frac{10^6}{60 \times 6000} \times \left(\frac{242000}{26490.13} \right)^3 = 2117.8h \approx 88\text{day} \quad (3-6)$$

满足实验室使用寿命要求。

(2) 当量静载荷计算校核：

表 2-2 成对双联轴承的静载荷设计系数表

当量静载荷 $P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$

公 称 接触角	单列、串联配置		背对背配置、面对面配置	
	X_0	Y_0	X_0	Y_0
15°	0.5	0.46	1	0.92
25°	0.5	0.38	1	0.76
30°	0.5	0.33	1	0.66
40°	0.5	0.26	1	0.52

但单列或串联配置
 $F_r > 0.5 F_r + Y_0 F_a$ 时
则为 $P_0 = F_r$

查表 2-2 成对双联轴承的静载荷设计系数表可得：

$X_0=1$, $Y_0=0.92$

$$P_0 = X_0 \times F_r + Y_0 \times F_a = 1 \times 4398.2 + 0.92 \times 14418.93 = 17663.6156N \quad (3-7)$$

$$S_0 \times P_0 = 1.2 \times 17663.6156 = 21196.338N \square 2540000N = C_0 \quad (3-8)$$

静载荷满足条件

2.3 柱塞副传感器组件设计

2.3.1 测试铜套设计

试验台采用的是单柱塞副测试，采用测试铜套如图 2-5 所示。铜套表面加工电涡流位移传感器、压电式压力传感器和铠装热电偶的定位孔，铜套的内径与测试柱塞外径间隙配合。铜套的壁厚选型参考柱塞泵铜套的最小壁厚选型要求，下面进行铜套的强度校核^[17]。

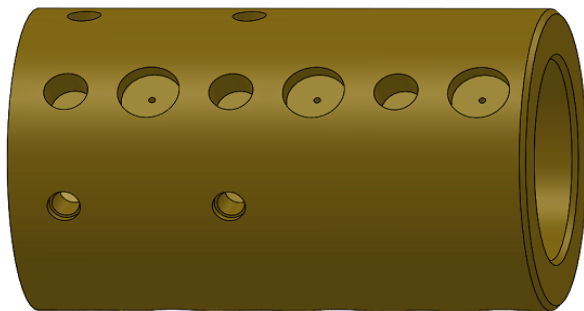


图 2-5 测试铜套结构图

(1) 缸体强度条件：

铜套为壁厚为 δ 等壁厚圆筒，材料为塑性材料，按照第四强度计算理论，其强度条件为：

已知：铜套壁厚为 $\delta=5\text{mm}$ 内径为 $d=20\text{mm}$ 额定最大排油压力 $P_s=38\text{MPa}$

σ 缸体壁厚内应力

δ 缸体壁厚 (m)

P_s 泵额定排油压力

$[\sigma]$ 缸体材料许用应力

$$\begin{aligned}\sigma &= \frac{\sqrt{3(d+2\delta)^4 + d^4}}{(d+2\delta)^2 - d^2} P_s \\ &= \frac{\sqrt{3 \times (0.02 + 2 \times 0.005)^4 + 0.02^4}}{(0.02 + 2 \times 0.005)^2 - 0.02^2} \times 38\text{MPa} \\ &= 0.4\text{MPa} \cdot [\sigma]\end{aligned}$$

(3-9)

计算分析铜套满足强度条件要求

(2) 铜套刚度要求校核：

缸孔内部受压后，缸体最大形变量不应超过柱塞与缸孔额最小间隙值

式中 E — 铜套材料弹性系数 $E = 110 \times 10^9 \text{N/m}^2$ ；

μ — 材料泊松比系数，对青铜材料 $\mu = 0.32 \sim 0.35$ ；

$[\Delta\delta]$ — 允许变形量，

一般钢取 $[\Delta\delta] \leq 0.0065mm$,

青铜则取 $[\Delta\delta] \leq 0.0048mm$ 。

$$\begin{aligned}\Delta\delta &= \frac{dz}{2E}(\sigma + \mu p_b) \\ &= \frac{20 \times 10^{-3}}{2 \times 110 \times 10^9}(0.4 \times 10^6 + 0.32 \times 38 \times 10^6) \\ &= 0.0011mm \leq [\Delta\delta] = 0.0048mm\end{aligned}\quad (3-10)$$

铜套满足刚度条件要求

2.3.2 缸体设计

试验台采用的是单柱塞副测试,采用缸体如图 2-5 所示。缸体表面加工位移传感器、压力传感器和热电偶的安装孔,缸体内部的台阶孔为安装铜套的定位孔,后面部分为引油管孔。缸体上面有两片半月板将缸体固定连接在传感器上。缸体的壁厚选型参考柱塞泵缸体的最小壁厚选型要求,下面进行缸体的强度校核^[17]。

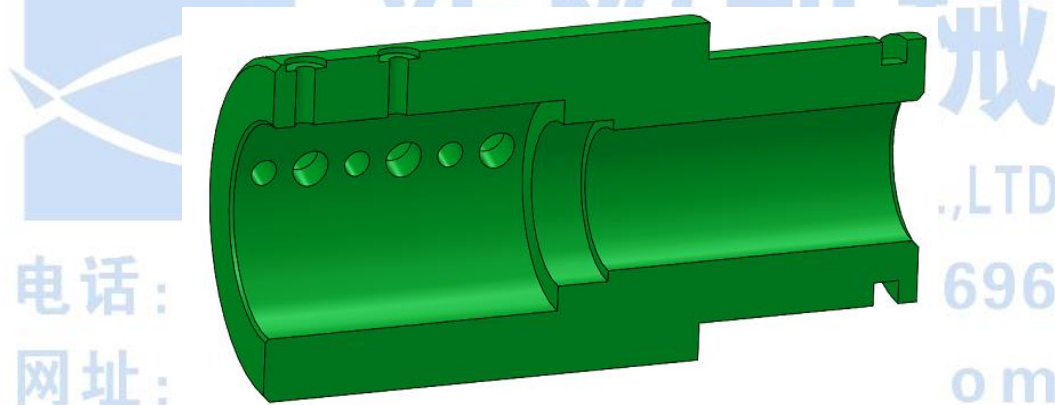


图 2-5 柱塞缸体结构图

(1) 缸体强度条件:

缸体为最小壁厚为 δ 的台阶圆筒,材料为塑性材料,按照第四强度计算理论,其强度条件为:

已知:缸体壁厚为 $\delta=8mm$ 内径为 $d=30mm$ 额定最大排油压力 $P_s=38MPa$

σ	缸体壁厚内应力
δ	缸体壁厚 (m)
P_s	泵额定排油压力
$[\sigma]$	缸体材料许用应力

$$\begin{aligned}\sigma &= \frac{\sqrt{3(d+2\delta)^4 + d^4}}{(d+2\delta)^2 - d^2} P_s \\ &= \frac{\sqrt{3 \times (0.03 + 2 \times 0.008)^4 + 0.03^4}}{(0.03 + 2 \times 0.008)^2 - 0.03^2} \times 38 \text{MPa} \\ &= 0.25 \text{MPa} \cdot [\sigma]\end{aligned}\quad (3-11)$$

计算分析缸体满足强度条件要求

(2) 缸体刚度要求校核:

缸孔内部受压后, 缸体最大形变量不应超过柱塞与缸孔额最小间隙值

式中 E — 缸体材料弹性系数 $E = 110 \times 10^9 \text{ N/m}^2$;

μ — 材料泊松比系数, 对青铜材料 $\mu = 0.32 \sim 0.35$;

$[\Delta\delta]$ — 允许变形量,

一般钢质缸体取 $[\Delta\delta] \leq 0.0065 \text{mm}$,

青铜则取 $[\Delta\delta] \leq 0.0048 \text{mm}$ 。

$$\begin{aligned}\Delta\delta &= \frac{dz}{2E} (\sigma + \mu p_b) \\ &= \frac{30 \times 10^{-3}}{2 \times 110 \times 10^9} (0.25 \times 10^6 + 0.32 \times 38 \times 10^6) \\ &= 0.0017 \text{mm} \leq [\Delta\delta] = 0.0048 \text{mm}\end{aligned}\quad (3-12)$$

缸体满足刚度条件要求

2.3.2 四轴力传感器设计

试验台所采用的传感器可以测量柱塞副沿 Z 轴的摩擦力, 绕 Z 轴的转矩, 以及沿着 X 轴, Y 轴的径向力。如图 2-6 所示。传感器通过外圆周上的孔用螺钉固定在传感器座上。中间的螺钉孔与缸体固定连接。从而将缸体上面受到的作用力被传感器测试出来。

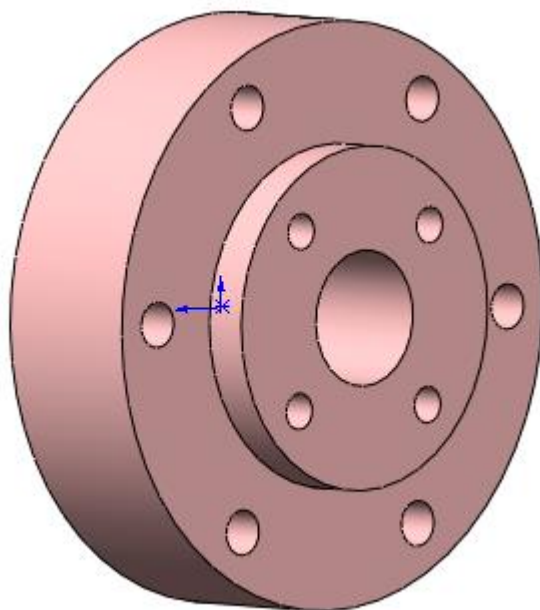


图 2-6 四轴力测试传感器

四维力传感器量程的确定

在中低高压、中低高转速时计算了几组值，其中比较难于确定的是摩擦系数的取值问题，查手册得到，钢跟黄铜在无润滑时摩擦系数为 0.19，有润滑时为 0.03，考虑到试验台中为有润滑情况，取了三组摩擦系数进行计算：0.03，0.06 和 0.1。最终确定量程如下：

四维力传感器量程选择： $F_z = \pm 1500 \text{ N}$ $F_x = \pm 1500 \text{ N}$ $F_y = \pm 4000 \text{ N}$ $M_z = \pm 20 \text{ Nm}$

量程跟理论计算最大值基本接近，因为理论计算最大值对应的工况已基本上是极端工况：38 MPa，6000 r/min，摩擦系数取值为 0.1；另一方面传感器也具有 50% 的过载保护能力。具体计算结果如下所述。

(1) F_z 量程确定

F_z 即是柱塞在缸孔中的往复运动产生的摩擦力，计算得到最大的柱塞副摩擦力为约 1300 N，也即 F_z 计算值最大为 1300 N，因此 F_z 量程定为 $\pm 1500 \text{ N}$ 。

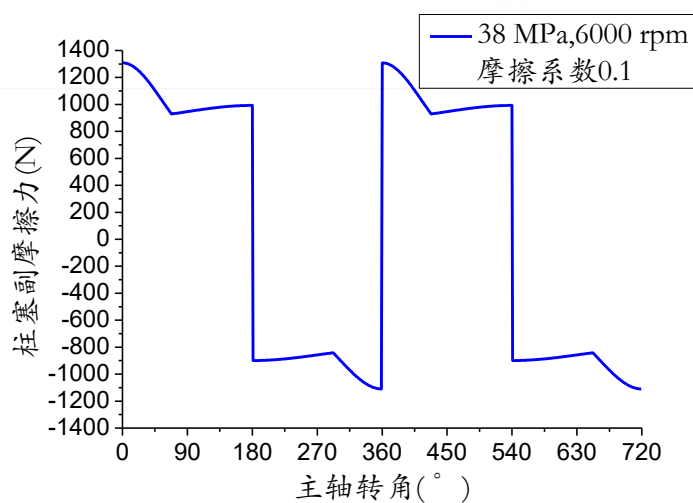


图 2-7 摩擦系数为 0.1 时的柱塞副摩擦力

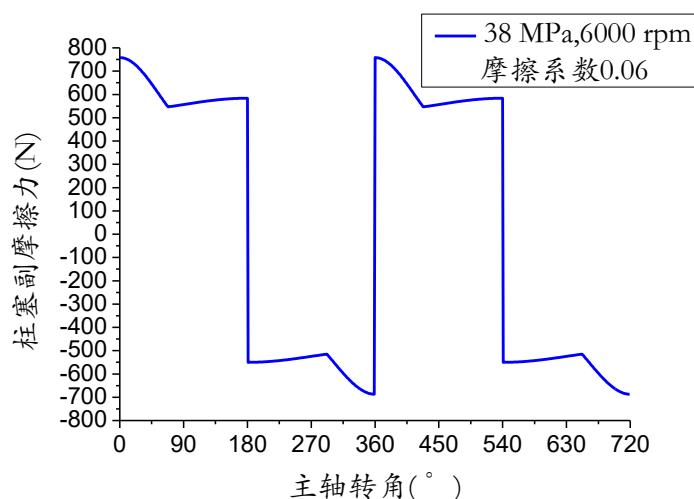


图 2-8 摩擦系数为 0.06 时的柱塞副摩擦力

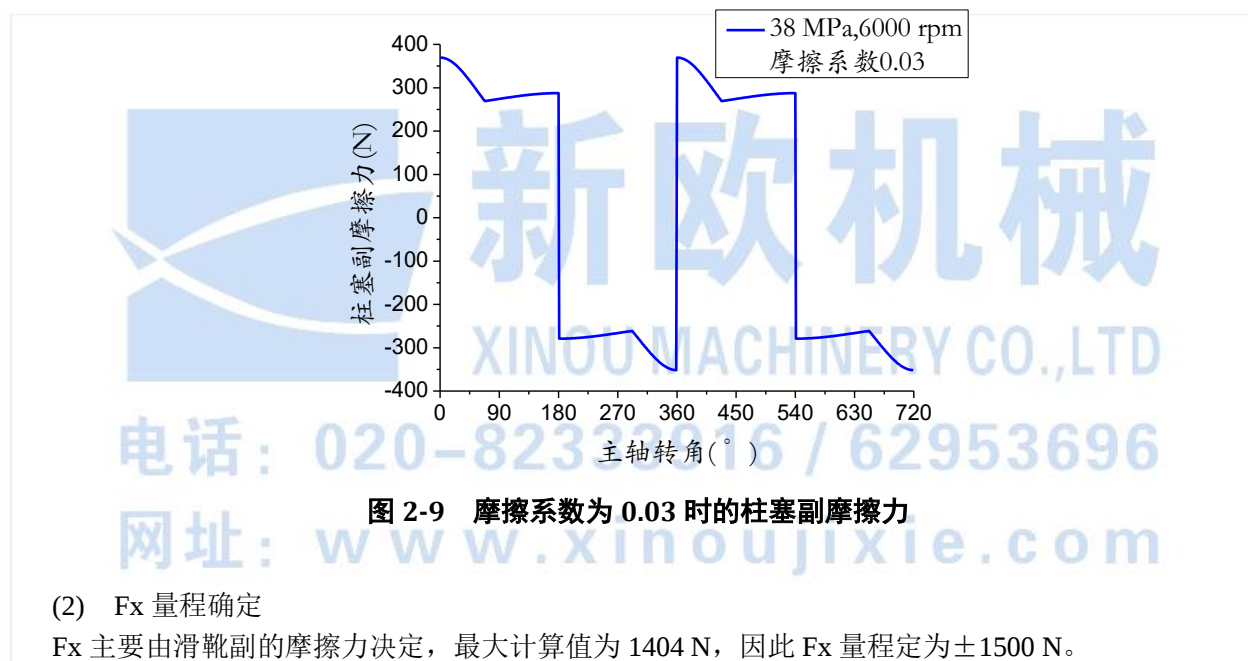


图 2-9 摩擦系数为 0.03 时的柱塞副摩擦力

(2) Fx 量程确定

Fx 主要由滑靴副的摩擦力决定，最大计算值为 1404 N，因此 Fx 量程定为±1500 N。

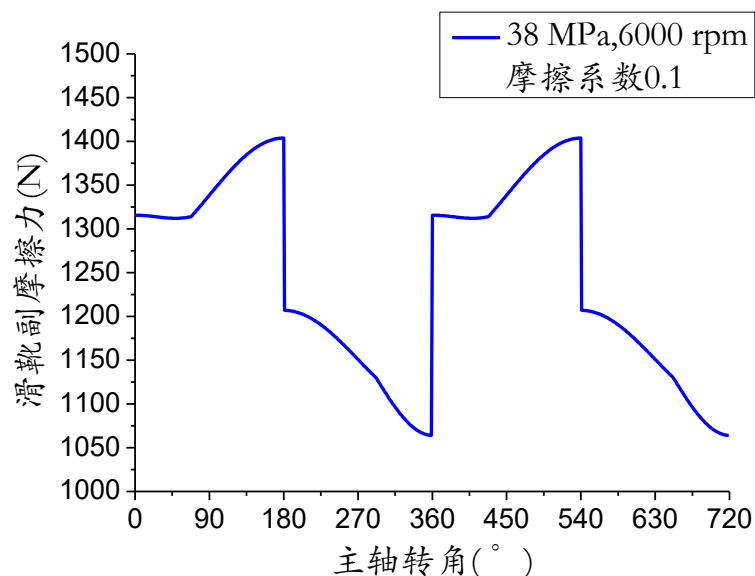


图 2-10 摩擦系数为 0.1 时的滑靴副摩擦力

(3) F_y 量程确定

F_y 主要由柱塞与缸孔间的侧向力决定, (F_o 为正 y 方向, F_i 为负 y 方向), y 方向的合力 (即 F_o-F_i) 最大计算值为 3900N, 因此 F_y 量程取为 ± 4000 N。

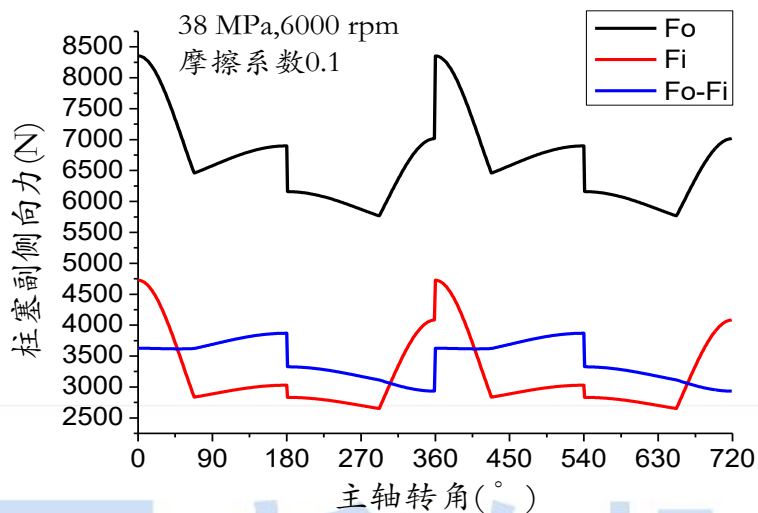


图 2-11 柱塞副侧向力分力

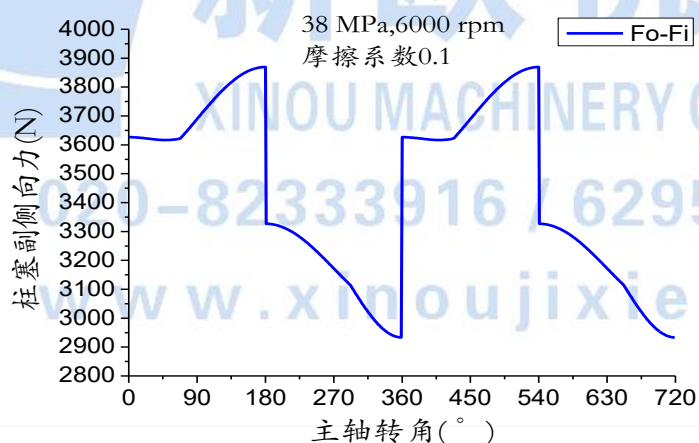


图 2-12 柱塞副侧向力合力

(4) M_z 量程确定

假设柱塞受到的周向摩擦力等于轴向摩擦力, 最大计算值 1300N, 则: $M_z = \text{柱塞半径} \times \text{周向摩擦力}$
 $= 0.01 \times 1300 = 13$ (Nm), 因此 M_z 量程取为 ± 20 Nm。

2.4 柱塞副特性测试传感器的安装与选型

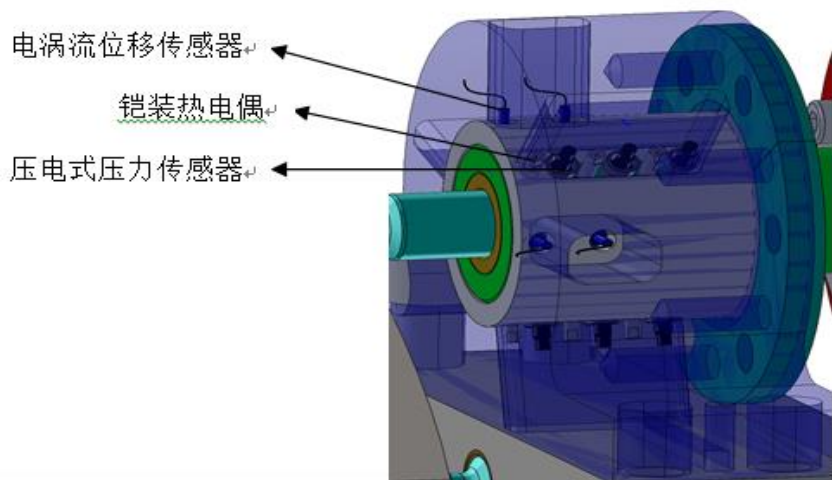


图 2-13 柱塞副位移、压力传感器和热电偶安装图

2.4.1 位移传感器的选型与安装

(1) 测试元件的选择

由于柱塞与缸体间的油膜厚度只有几个微米只几十个微米大小,因而测量起来比较困难。而且测量区域存在高压、高温、有油污等恶劣环境,加上实际工况的复杂性,对测量的要求也较高,测量的精度和准确性很容易受到各种因素的影响。

为提高油膜厚度测量的准确性和精度,国内外研究学者对此进行了大量研究,提出了多种检测方案和测量方法。其中较为常见的油膜厚度检测方法包括电阻法、电容法、电涡流法、光干涉法、光纤传感器法、磁阻法、超声波法、阻容振荡法以及冲击法等等。其中比较常用的方法为前四种,其余的方法虽有很多优点,但是由于存在各种技术难点,而未得到推广使用。

下面就常用的电阻法、电容法、电涡流法以及光干涉法测量油膜厚度的原理和优缺点进行介绍。

(1) 电阻法

电阻法是利用了金属导电性能与润滑油导电性能相差悬殊的特性以及油膜厚度与油膜电阻之间的关系来进行油膜厚度测量的当油膜将接触面完全隔开时电阻很大,而当金属接触时电阻急剧下降,因而能够说明油膜的变化情况。但是这种测量方法只能给出定性的变化趋势,很难给出定量的油膜厚度数值。

(2) 电容法

电容法是一种比较成熟的技术,其原理是通过测量两物体之间的电容值来判断油膜厚度在已知润滑油的介电常数情况下,根据油膜的电容值随油膜厚度增加而降低的变化关系,便可准确计算出油膜厚度大小。但是当油膜厚度小于 $0.5\mu\text{m}$ 时会发生电击穿现象用该方法进行油膜厚度测量存在难于标定的问题,所测量的油膜厚度是平均膜厚,而不是任何部位的真实值并且由于润滑油的介电常数随温度变化影响大,对于介电常数不稳定的润滑剂,膜厚测量精确度不能保证。

(3) 电涡流法

电涡流法工作原理为传感器探头产生交变磁场,当有导体位于交变磁场中时,传感器线圈特征阻抗为传感器探头与金属导体表面距离的线性函数。利用这一特性,通过电子线路将线圈阻抗的变化转化为电压变化,即可实现传感器探头与被测导体相对位移量的测量。这一测量方法由于具有结构简单、测量精度高、灵敏度高、动态响应好等优点,在工程实际中得到了广泛的应用。

(4) 光干涉法

光干涉法是利用光发生干涉时,产生干涉条纹这一现象进行油膜厚度测量的。当油膜厚度发生变化时,一系列明、暗相间的干涉条纹依次出现,通过计数条纹移动即可得出油膜厚度该测量方法测试精度较高。但试验条件要求较高,应用范围有限。

由于油膜层厚度变化较快,且工作环境比较恶劣,存在压力高、有油污等问题,综合分析,为能具体的测得油膜厚度值,选用电涡流法进行油膜厚度测量

考虑传感器的可承受压力,由于柱塞腔内部压力高达 35MPa,因此对传感器的要求很高,而目前电涡流位移传感器的压力大都低于,很难满足试验要求。综合考虑对比国内外电涡流位移传感器产品,选用德国米铱公司的特制高压电涡流位移传感器,其耐压高达 70MPa,探头直径只有 2.5mm。其外形结构见图 2-14,相关技术参数见表 2-3。

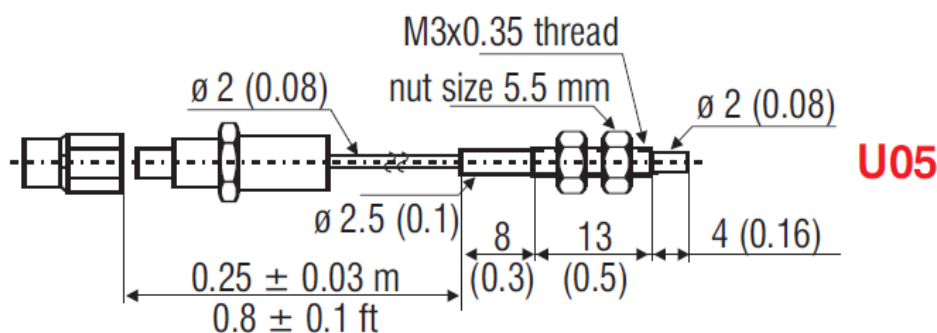


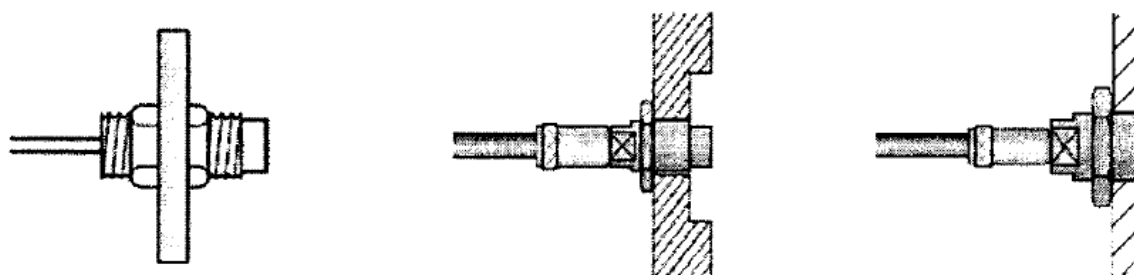
图 2-14 电涡流位移传感器外形

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/℃)

(2) 测试点分布

由于缸体空间狭小,油膜厚度非常薄,因此必需着重考虑电涡流位移传感器的体积大小及安装方式,目前常用的电涡流位移传感器的安装方式有以下三种,如图 2-15 所示



(a)突出安装

(b) 开槽安装

(c) 齐平安装

图 2-15 电涡流位移传感器安装方式

考虑到柱塞柱塞副的结构,显然突出安装方式不适合,如果采用图 2-15 (b) 图所示的开槽安装方式,为防止周边金属对电涡流传感器磁场的影响,槽孔直径应大于三倍的传感器探头直径,目前国内能做到的最小探头直径为 4mm,圆槽直径需要大于 12mm 方可满足要求,但由于柱塞腔内径比较小,只有 20mm,开孔太大可能会对柱塞腔内部的造成较大的破坏,甚至使得测量部位油膜发生变化,影响测量结果的准确性。综合分析,只能采用齐平式安装方式,这样对柱塞腔的破坏程度最小,同时也便于安装,但是对传感器的技术要求较高。

由于柱塞是圆柱形,又根据两点和半径便可确定一个圆,因此只需要四个电涡流位移传感器便可测出柱塞腔内油膜的厚度分布。位移传感器的安装示意图如 2-16 所示

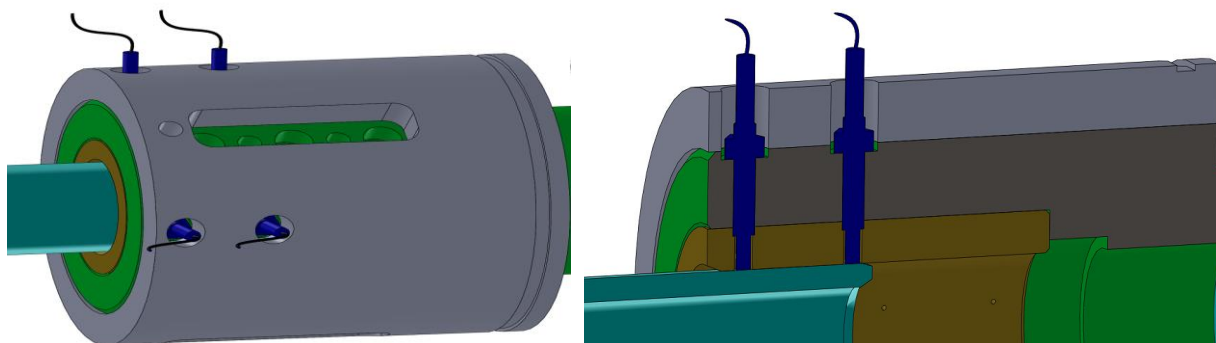


图 2-16 电涡流位移传感器安装示意图

为减少传感器之间的相互影响,任意两个传感器之间必需保持一定距离,不能发生磁场的重叠,另考虑到数据分析的方便性,确定在垂直于缸孔轴向的径向截面上的两个传感器成 90 度安装。

2.4.2 温度传感器的选型与安装

(1) 测试元件的选择

温度测量用传感器主要有热电偶和热电阻两种,两者均用于接触式测温。其各自特点如下

(1) 热电偶是温度测量中应用最广泛的温度器件,其主要特点是测温范围宽,性能比较稳定,同时结构简单,动态响应好,更能够远传一电信号,便于自动控制和集中控制。热电偶中利用两种不同的导体或半导体连接成闭合回路,当两个接点处的温度不同时,回路中将产生热电势,这种现象成为热电效应,热电偶就是利用这种效应工作的。

(2) 热电阻的测温原理是基于导体或半导体的电阻值随着温度的变化而变化的特性其主要优点在于可以远传电信号,灵敏度高,稳定性强,互换性以及准确性都比较好,但是需要电源激励,不能够瞬时测量温度的变化。其常用材料有铂电阻、铜电阻两种,铂电阻价格较贵,不适于工作于还原介质中铜电阻价格便宜,线性度好,但是怕潮湿、易被腐蚀。

考虑到传感器结构及工作环境等因素,采用热电偶进行柱塞副油膜温度场的测量。根据安装方式不同,热电偶分为装配式热电偶和铠装热电偶两种。装配式热电偶的响应时间为 150s 以上,而铠装式热电偶的响应时间一般在 2~8s,由于铠装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,故选择铠装式热电偶。

柱塞泵工作过程中,柱塞副最高温度一般不会超过 100℃,当工作状况不良时,温度有可能会高一些。图 2-17 给出了不同型号的热电偶的测温范围与灵敏度变化情况。

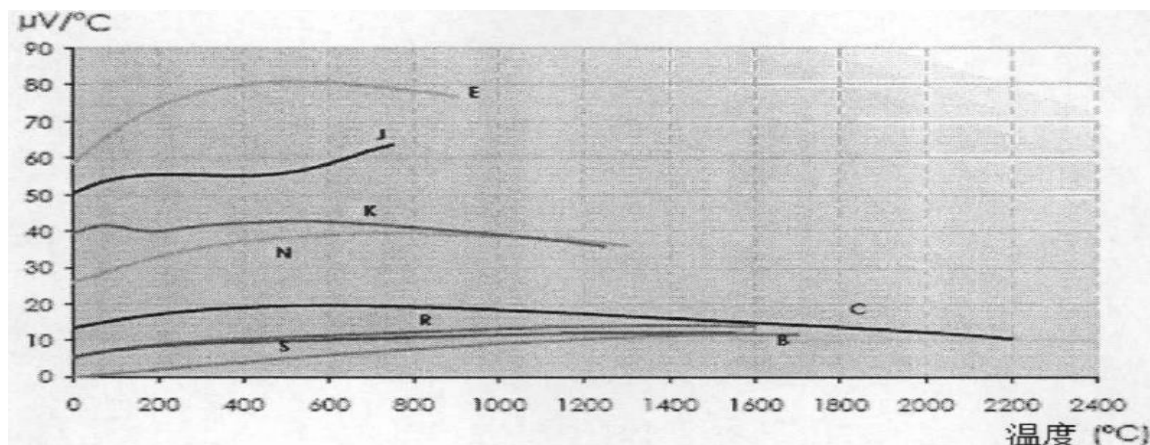


图 2-17 不同型号热电偶灵敏度

从图中可以看出,在 0~200℃ 范围内,K 型号的热电偶灵敏度比较高,同时传感器灵敏度受温度变化的影响比较小。因此,选用 THERMOCOAX 公司的铠装热电偶作为感温元件,其相关参数见表 2-4。

表 2-4 Type K 型热电偶参数表

材料	平均灵敏度	工作温度范围	外径	总长
镍铬--铜镍	41 $\mu V/^{\circ}C$	-200 $^{\circ}C$ ~ 900 $^{\circ}C$	0.5 mm	800mm

(2) 测试点分布

对于油膜温度场,由于油膜层作为一个热源,其产生的热量将通过柱塞、缸体以及油液流动进行耗散。油膜层温度分布满足下面的能量方程:

$$\rho C_p \left(v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \mu \left(\left(\frac{\partial v_x}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_y}{\partial z} \right)^2 \right) \quad (4-1)$$

其中等号左侧表示由于柱塞相对于缸体的运动和油液压差流动所引起的热对流效应,等号右侧第一项表示油膜层的温度在缸体和柱塞中的热传导,等号右侧第二项表示柱塞与缸体间粘性摩擦力引起的能量耗散。X 是柱塞径向方向,是柱塞往复运动方向,z 是油膜厚度方向。

由于缸体和柱塞内部不存在热对流现象,忽略热辐射效应,则缸体和柱塞等金属部件中热量的传递只有热传导一种,其温度场的分布满足 (4-2) 式。

$$k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = 0 \quad (4-2)$$

从 (4-1) 式中可以知道,油膜层处的温度场分布不仅受到柱塞相对于缸体的旋转运动和进出运动的影响,还受到不同压差下油液的流动的影响。针对一个柱塞腔,由于柱塞腔压力在泵配流过程中不断发生高低压切换,因而油膜层的温度场理论上是时刻变化的,然而由于油液和金属部件中温度的传递需要一定的时间,温度的变化速度相对于缸体转速可以忽略不计,因此油膜层温度是一种平均温度的反映,所测得的温度也只是一个平均温度分布。

目前针对温度场测试的方法主要有以下几种:

(1) 直接接触式测量

直接接触式测量是通过将感温元件直接插入到被测介质中去进行温度测量。这种测量方法由于感温元件和被测介质直接接触,因而具有可靠、准确等优点。但是采用这种测量方法会出现比如感温元件被腐蚀磨损、增加被测介质压力损失、破坏被测介质温度场分布、不能耐高温、高压等缺点。

(2) 间接接触式测量

间接接触测量,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所隔离。为测得里面被测介质的温度,可以通过测量外围介质上距离被测介质一定距离的若干个点的温度,在边界条件已知的情况下,通过相应算法求解被测介质温度。

(3) 非接触式测量

非接触式测量是近几年才发展起来的一种测量技术。其一般采用热辐射的原理来进行温度的测量,测温元件不需与被测介质接触,测温范围广,不受测温上限的限制,也不会破坏被测物体的温度场,反应速度一般也比较快但受到物体的发射率、测量距离、烟尘和水气等外界因素的影响,其测量误差较大。

由于柱塞副油膜处压力较高,油液中一些添加剂具有腐蚀性质,如果采用直接接触测量的方式,测温元件需要满足高压下的强度要求,同时还需考虑元件保护与安装密封等问题。为测得整个圆周上油膜的温度场分布,需要在整个圆周以及长度方向上布置很多温度传感器,采用直接接触测量需要在柱塞腔上开许多测量孔,过多的测量孔对于油膜形貌的影响较大,破坏了油膜的温度场分布,甚至有可能发生不能建立油膜等严重后果。

采用非接触式测量,需要在柱塞泵缸体上布置非接触测温元件,比如红外线测温传感器等,由于缸体外面充满了液压油,而且缸体一直处于旋转状态,测温元件容易受到油液的影响,测量结果误差会比较大,而且只能测得缸体表面的温度,对于油膜层温度很难测量。

为尽量减少对油膜的破坏,对比分析上面三种不同的测温方式,本试验装置采用间接接触测量的方式,通过测得距离油膜层一定距离层面上的温度分布,根据材料本身的热物理特性及温度的传递方式,反推油膜层处的温度分布。

考虑到柱塞腔内表面也即衬套内表面直接和油膜接触,因而当温度达到一个平衡后,油膜层温度分布和衬套内壁温度分布是一致的。根据(4-2)式,在金属部件内温度的传递只需考虑热传导,温度的传递情况分析起来相对于油膜层较容易,因而可以采用下面的方式进行温度场的测量。

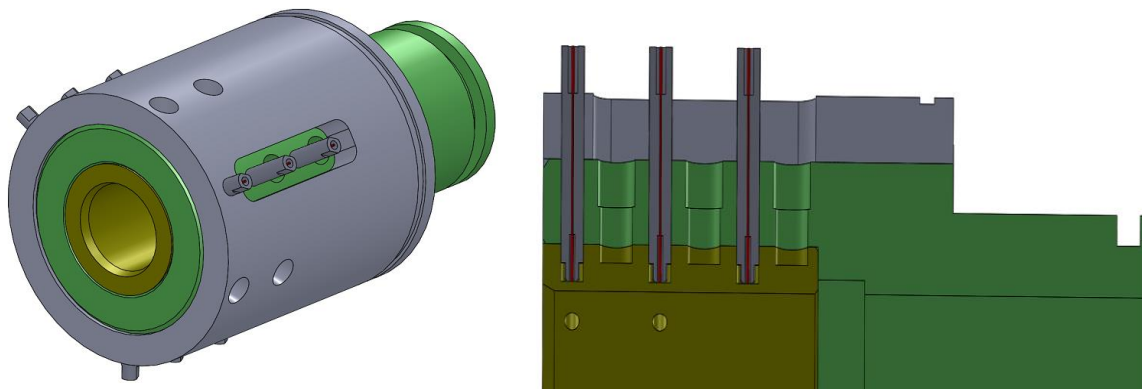


图 2-18 油膜温度场间接测量方案

较为全面的测得柱塞腔一周的温度分布情况,确定测量点的分布情况如图 2-18 所示。在圆周方向上每隔 120 度设置一排测试点,轴向方向上根据柱塞衬套长度确定每隔 15mm 布置测温点,总计 9 个测温点。热电偶用固定螺丝进行固定。

2.4.3 压力传感器的选型与安装

(1) 测试元件的选择

油膜压力场分布情况决定了柱塞副的承载能力。由于柱塞副运动学和动力学的复杂性,油膜层压力的分布受到多种因素的影响。

在柱塞泵转子高速旋转过程中,柱塞在斜盘的作用下相对于缸体做进出运动,完成吸油、排油动作,相应的柱塞腔内油液的压力也就不断的进行高低压间的交替变化,如图 2-19 所示。油膜层压力受到柱塞腔内压力的影响,也不断的进行周期性的高低压变化,不考虑柱塞在缸孔中的倾斜,油膜层的压力呈现自高压区向低压区的楔形分布。

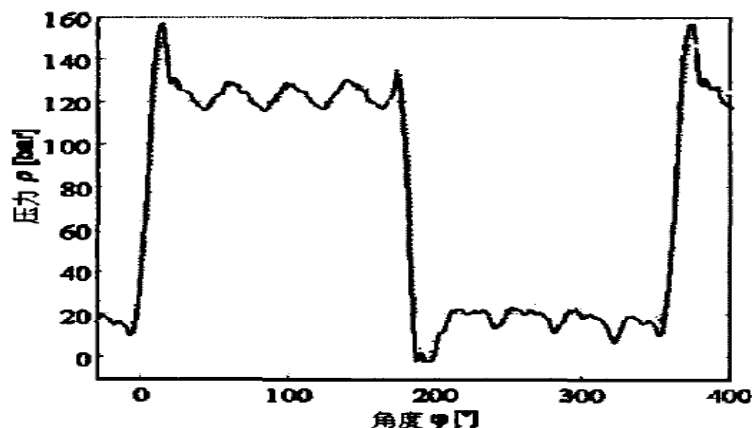


图 2-19 柱塞腔压力变化图

常用的压力传感器通常有压电式和压阻式两种。

压电式压力传感器是利用某些晶体表面受到机械应力时会产生电荷这一效应工作的。其优点是线性度好,固有频率高,即使在高温、高压下也能保持稳定灵敏度。但是压电传感器不能用于静态测量,因为经过外力作用后的电荷,只有在回路具有无限大的输入阻抗时才得到保存。实际的情况不是这样的,所以这决定了压电传感器只能测量动态的应力。

压阻式压力传感器是利用物质受外力作用发生变形时,其电阻率发生变化的现象工作的,这种现象称作压阻效应。压阻式压力传感器的灵敏度较高,精度好,而且响应频率好,工作可靠,缺点是受温度影响较大,应进行温度补偿。

由于柱塞与缸体间油膜压力是时刻变化的,而且当缸体转动速度较高时,压力变化频率较高,对比两种压力传感器,选择压电式压力传感器进行测量。

由于缸体空间结构限制,同时为获得尽可能多的测量点,要求传感器的体积非常小在量程范围方面,传感器的承受压力应不低于泵的最高工作压力。综合考虑以上因素,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 2-5,外形结构如图 2-20 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	<±0.8 %	16pc/bar	-196-200℃	<0.001bar/g

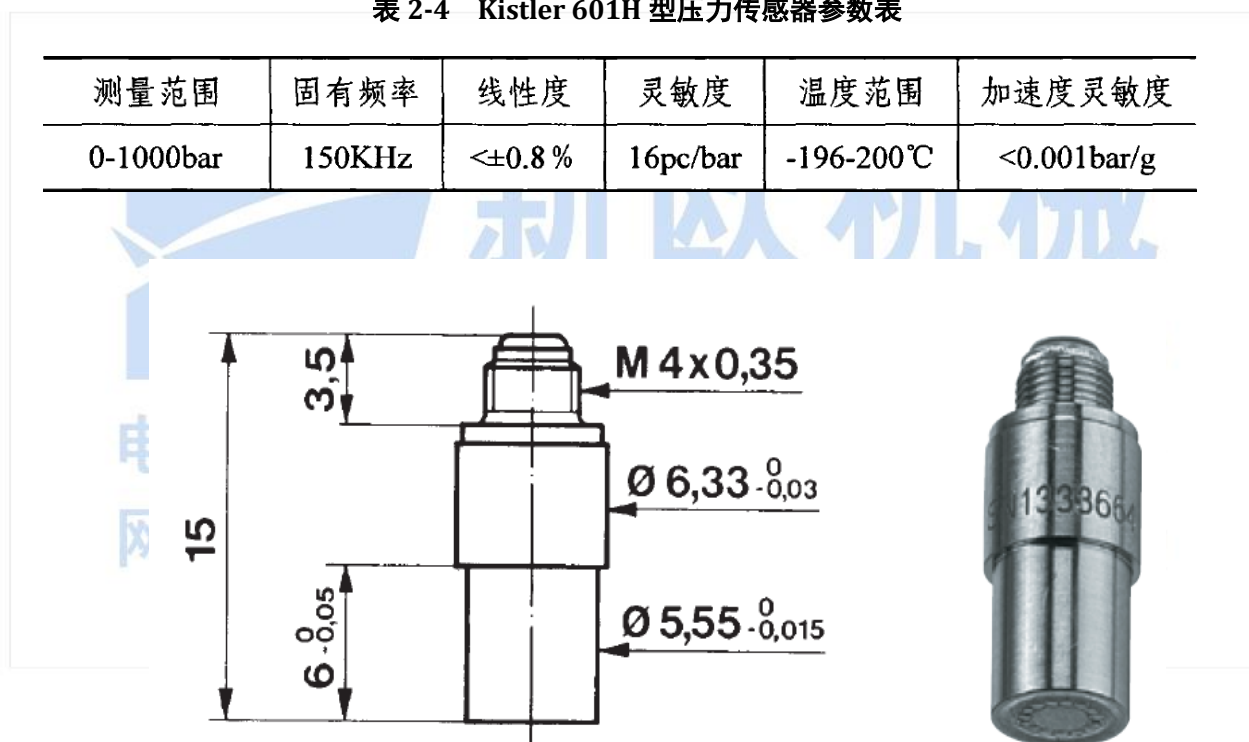


图 2-20 压力传感器尺寸图

假定泵的最高转速为 1500r/min,柱塞腔内压力由高压转到低压区缸体转过的角度约为 2 度,则柱塞腔内压力产生一次如图 2-19 中高低压变化所用时间为 2.2×10^{-4} s, 也即压力信号频率为 4.5kHz, 为保证传感器能不失真的传输信号,传感器的固有频率应不低于 5 倍的信号频率,也即应大于 22.5kHz, 从表 2-4 可以看出,此压力传感器固有频率为,满足测试条件。

(2) 测试点分布

由于要测得一个压力场分布,因而整个柱塞腔上油膜层的一周圈均要布置相应的测量点。根据柱塞副的结构尺寸,图 2-21 给出了整个柱塞腔圆周上传感器测量点的分布情况。在圆周方向上每隔 120 度设置一排测试点,轴向方向上根据柱塞衬套长度确定每隔 15mm 布置测温点,与热电偶相邻角度测温点间隔布置,总计 9 个测温点。

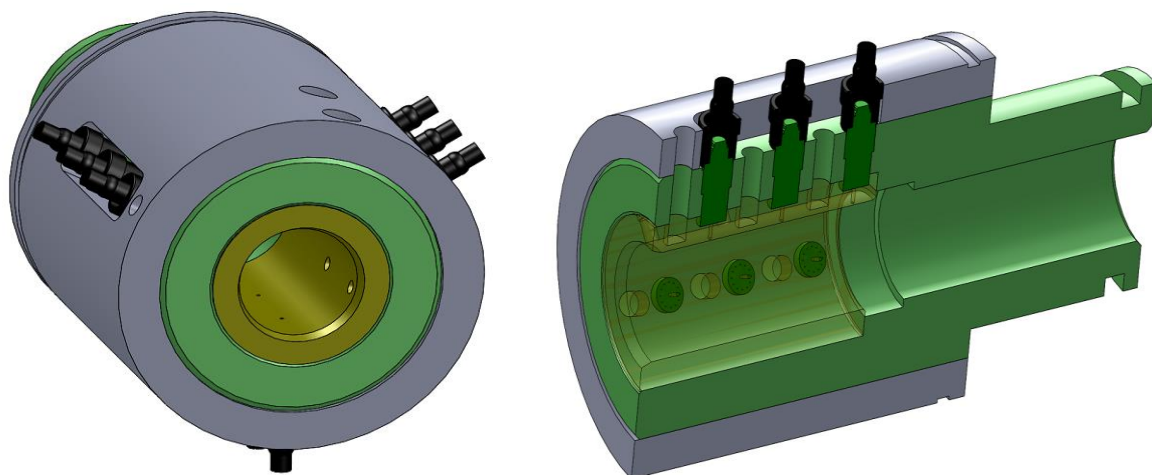


图 2-21 压力传感器测量点分布图

根据传感器的测压原理,只有油膜的油液压力作用到压力传感器上面才能测量所需要的数据,所以每个测压点均需与柱塞腔连通,所以每个测压点都要加工引油孔以便压力油能作用到传感器上面。

2.5 供油回路组件设计

2.5.1 测试柱塞供油

试验台采用的是单柱塞副测试结构,为了模拟柱塞实际工况下的柱塞腔的油压情况,采用如图所示的供油管路,外接油源提供压力油。在引油管与柱塞缸体之间,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 2-21 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。

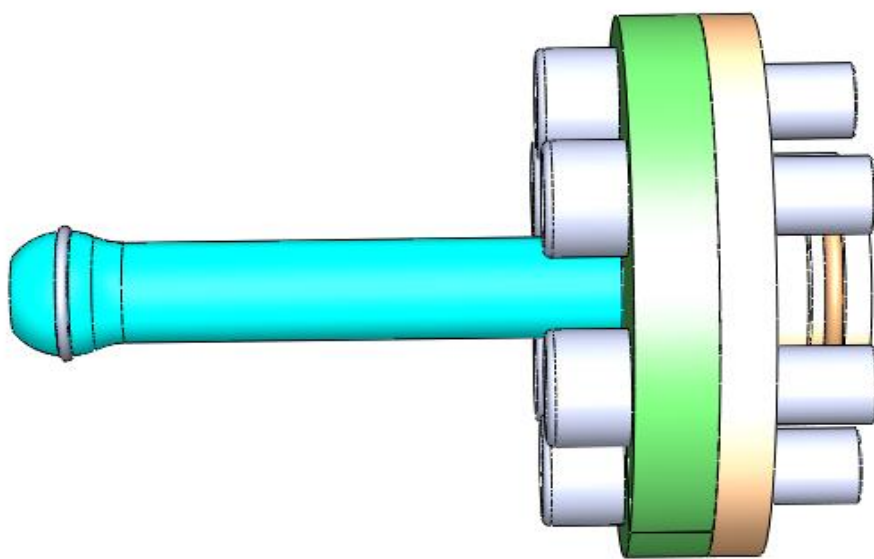


图 2-21 测试柱塞引油管路

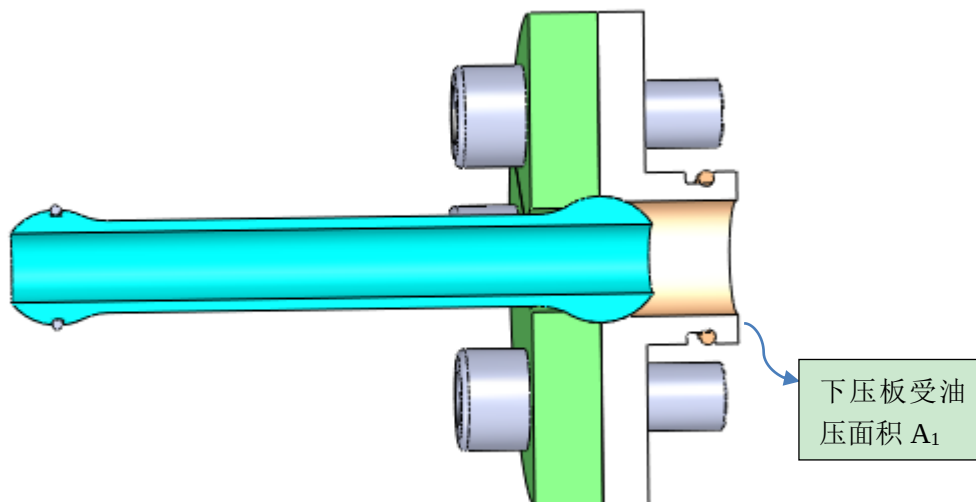


图 2-22 引油管剖面图

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:

$$A = A_1 + \frac{\pi \times (20^2 - 12^2)}{4} = 357.96 (\text{mm}^2) \quad (5-1)$$

$$F = \frac{pA}{z} = \frac{40 \times 10^6 \times 357.96 \times 10^{-6}}{6} = 2386.4 \text{ N} \quad (5-2)$$

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 :

$$F_2 = F_1 + F = 4772.8 \text{ N} \quad (5-3)$$

则螺钉最危险截面直径 d_1

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times F_2}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 4772.8}{\pi \times 180 \times 10^6}} = 6.6265 \text{ (mm)} \quad (5-4)$$

$$d \geq d_1 + 1.0825 \times p = 6.6265 + 1.0825 \times 1.75 = 8.520 \text{ mm} \quad (5-5)$$

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 2-23 ETM-375M 压力传感器

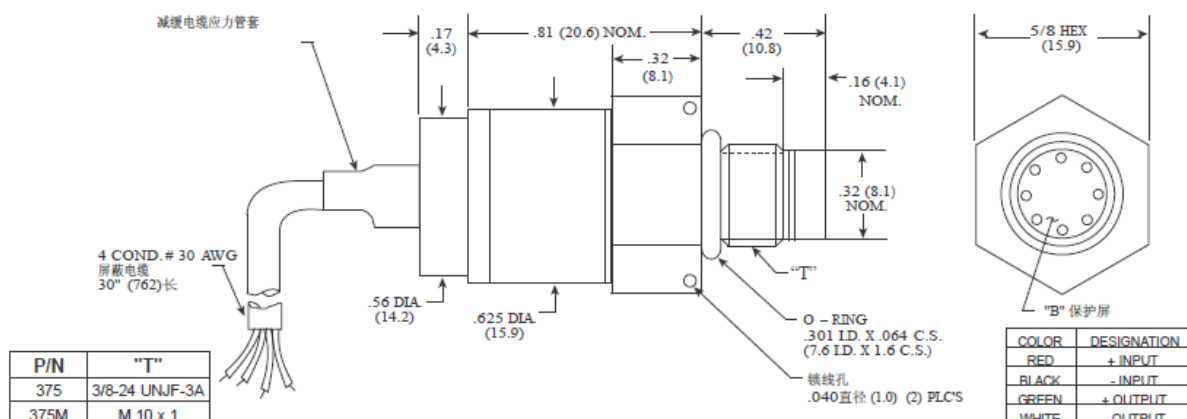


图 2-24 ETM-375M 压力传感器结构尺寸

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。

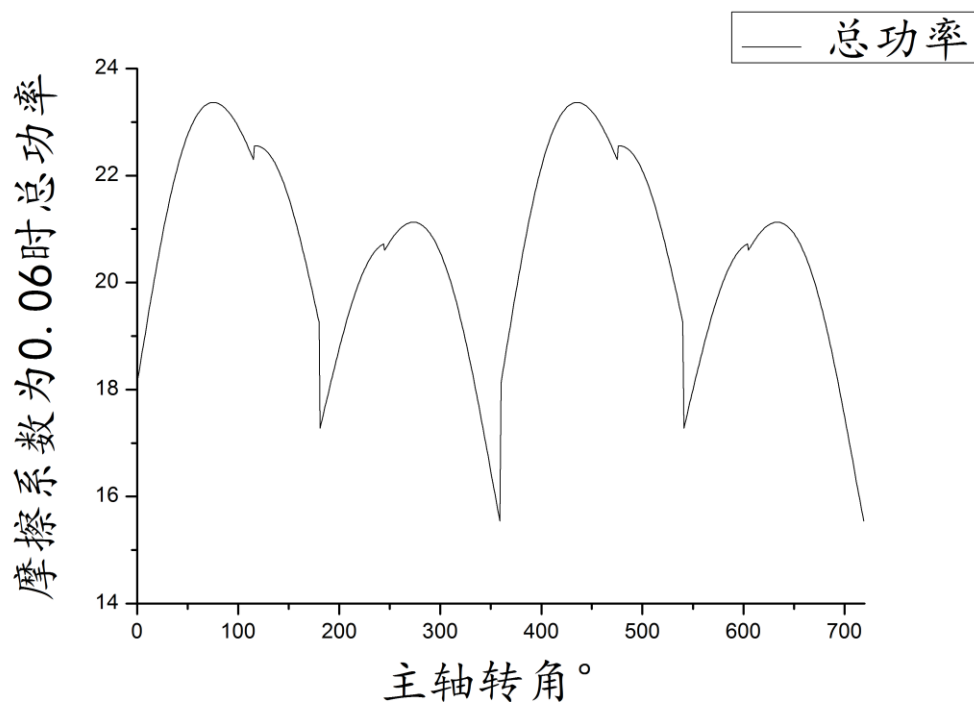


图 2-25 摩擦副摩擦系数为 0.06 时试验台总功率

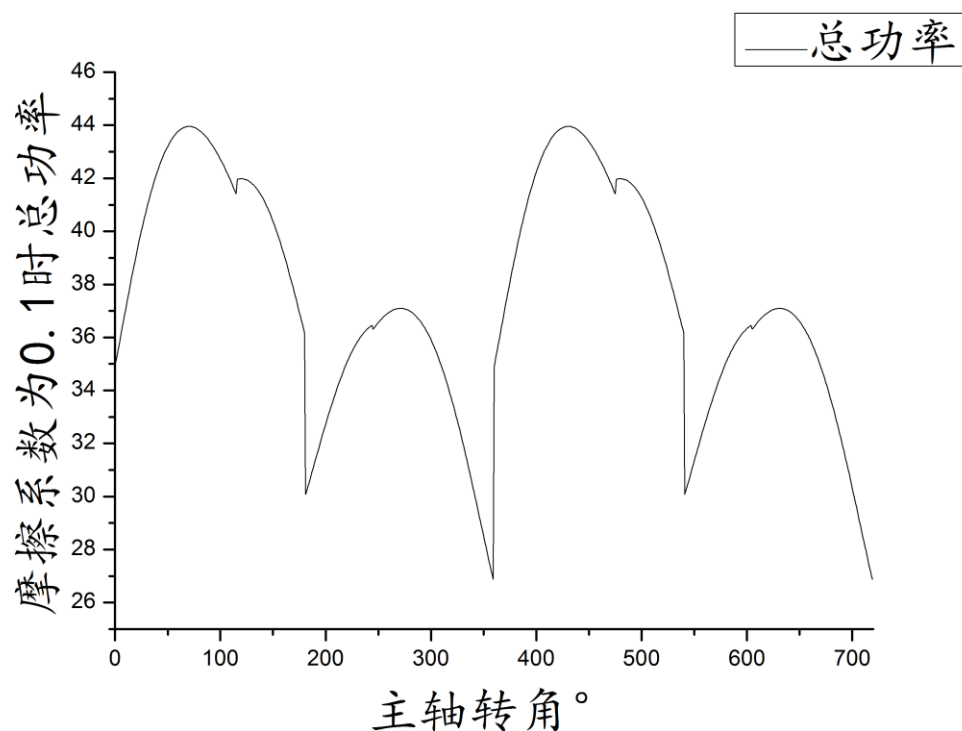


图 2-26 摩擦副摩擦系数为 0.1 时试验台总功率

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。

$$\text{流量 } q_v = \frac{V_g \times n}{1000 \times \eta_v} \quad (6-1)$$

$$\text{转速} n = \frac{q_v \times 1000 \times \eta_v}{V_g} \quad (6-2)$$

$$\text{功率} P = \frac{2\pi \bullet T \bullet n}{60000} = \frac{T \bullet n}{9549} \quad (6-3)$$

$$\text{扭矩} T = \frac{V_g \times \Delta P \times \eta_{mb}}{20 \times \pi} \quad (6-4)$$

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
```

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

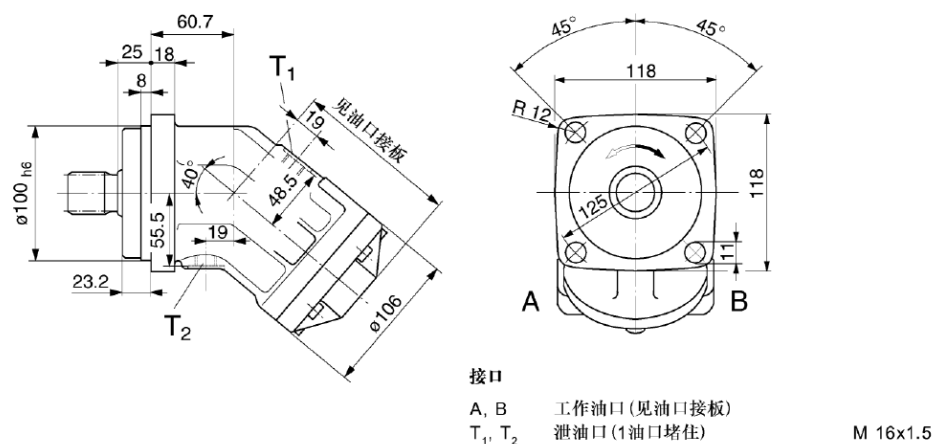


图 2-27 A2FM 马达外形及安装尺寸

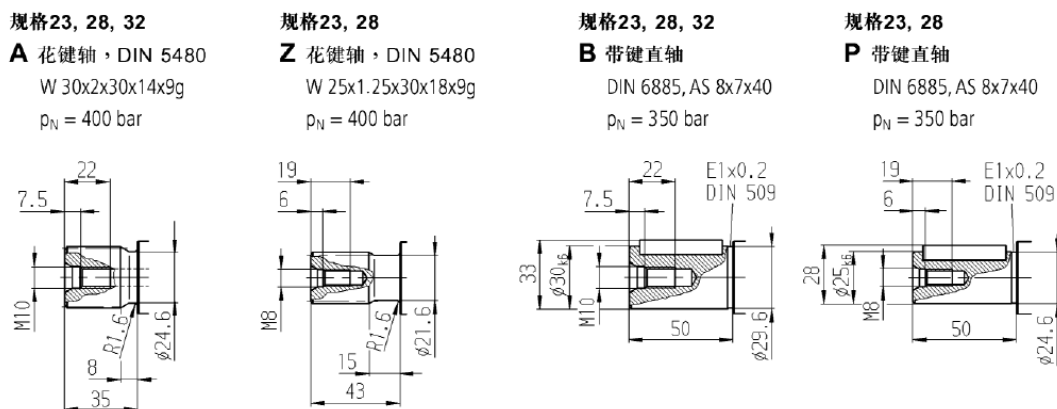


图 2-28 A2FM 马达主轴连接类型及键槽

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 $l = 70 - 14 = 56mm$

$k = 5mm$

$$T = 118.2362 N \cdot m$$

$$\sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{kld} = \frac{2 \times 118.2362 \times 10^3}{5 \times 56 \times 48} = 17.60 \text{ MPa} \leq [\sigma_p] = 60 \text{ MPa} \quad (6-5)$$

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 $[\sigma_p]=60MPa$

2.6.3 扭矩转速仪

根据选定的马达的扭矩和转速范围选定北京三晶 JN338-100A 扭矩转速仪，如图所示

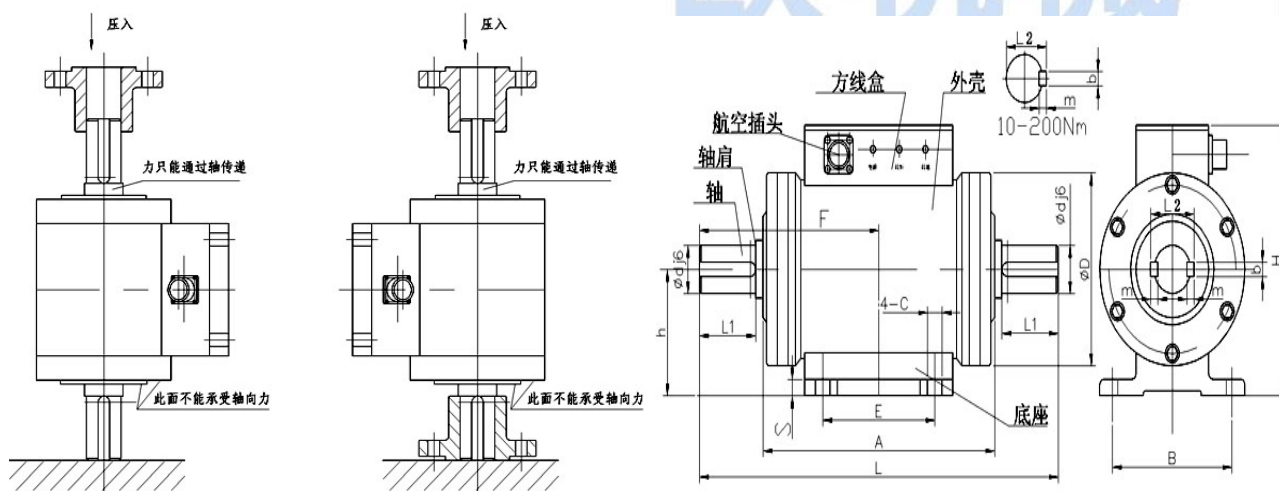


图 2-29 JN338-100A 扭矩转速仪

其产品规格如表 2-3 所示

表 2-3 JN338-100A 扭矩转速仪规格表

规格	Φd(j6)	ΦD	A	L	L1	H	h	E	B	C	F	最高转速(r/min)	C型键(bxL1xmx数量)
200	Φ24	Φ 85	150	242	42	127	63	72	62	6.5	121	18000	8x42x7x1

2.7 密封辅件选型

2.7.1 轴向密封

O 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

O 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

O 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

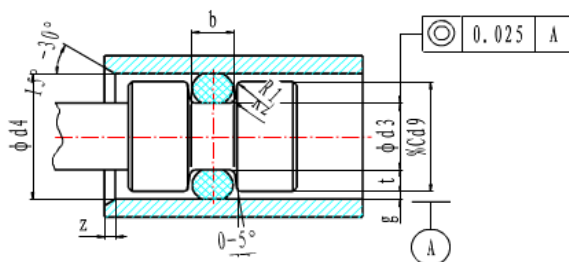
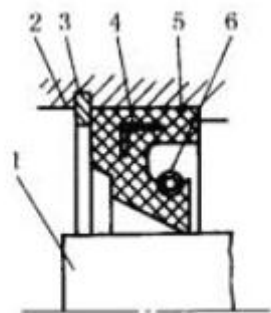


图 2-30 径向密封示意图

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 2-31 油封密封示意图

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。中间部分为柱塞测试主体。由于实验过程中箱体内有一定的油液厚度，箱体上盖上开有注油孔。同时为了避免对四轴力传感器的长时间油液浸泡，试验台底部装有排油截止阀。

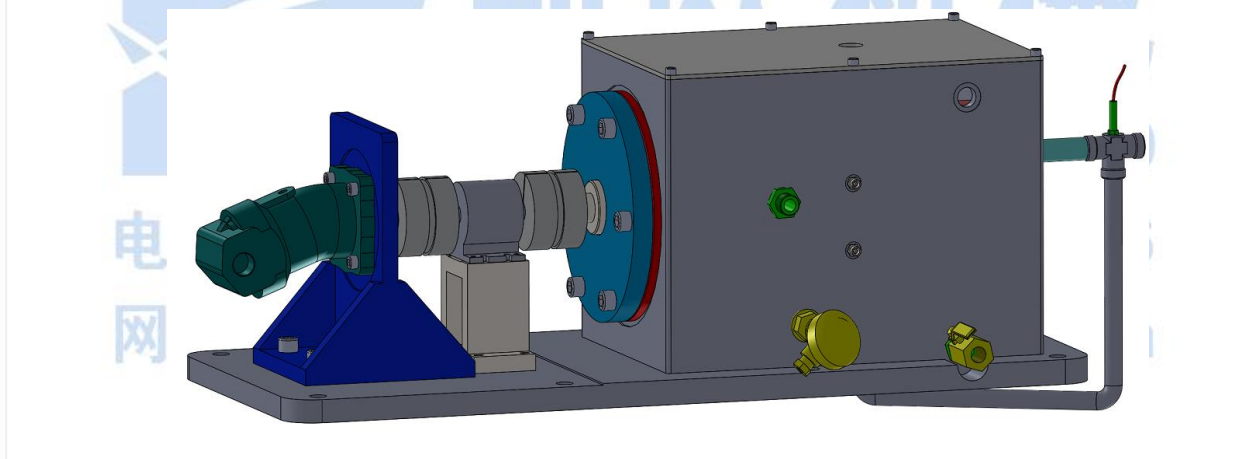


图 3-1 试验台主体结构

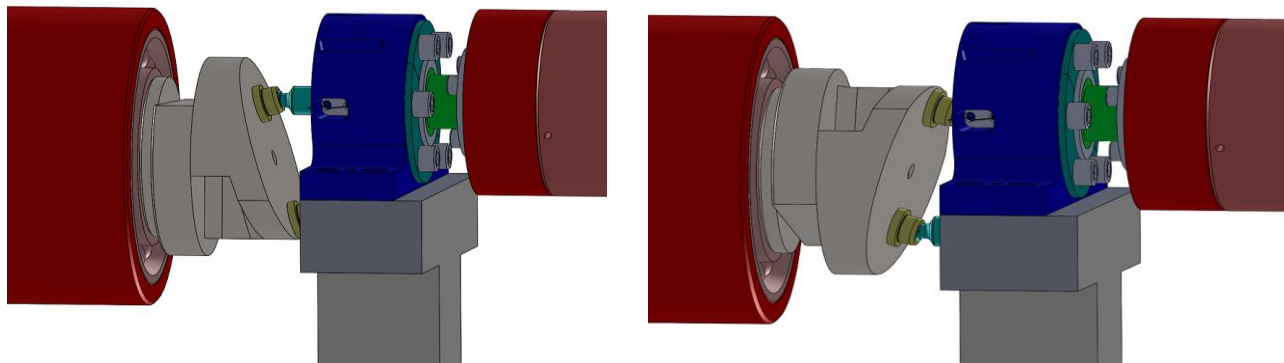


图 3-2 测试柱塞上下极限位置

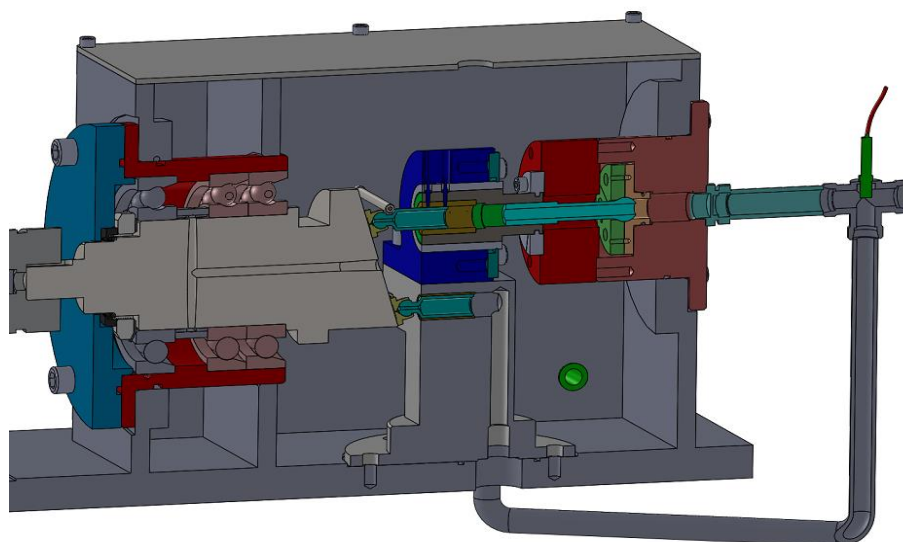


图 3-3 柱塞副试验台截面图



新欧机械

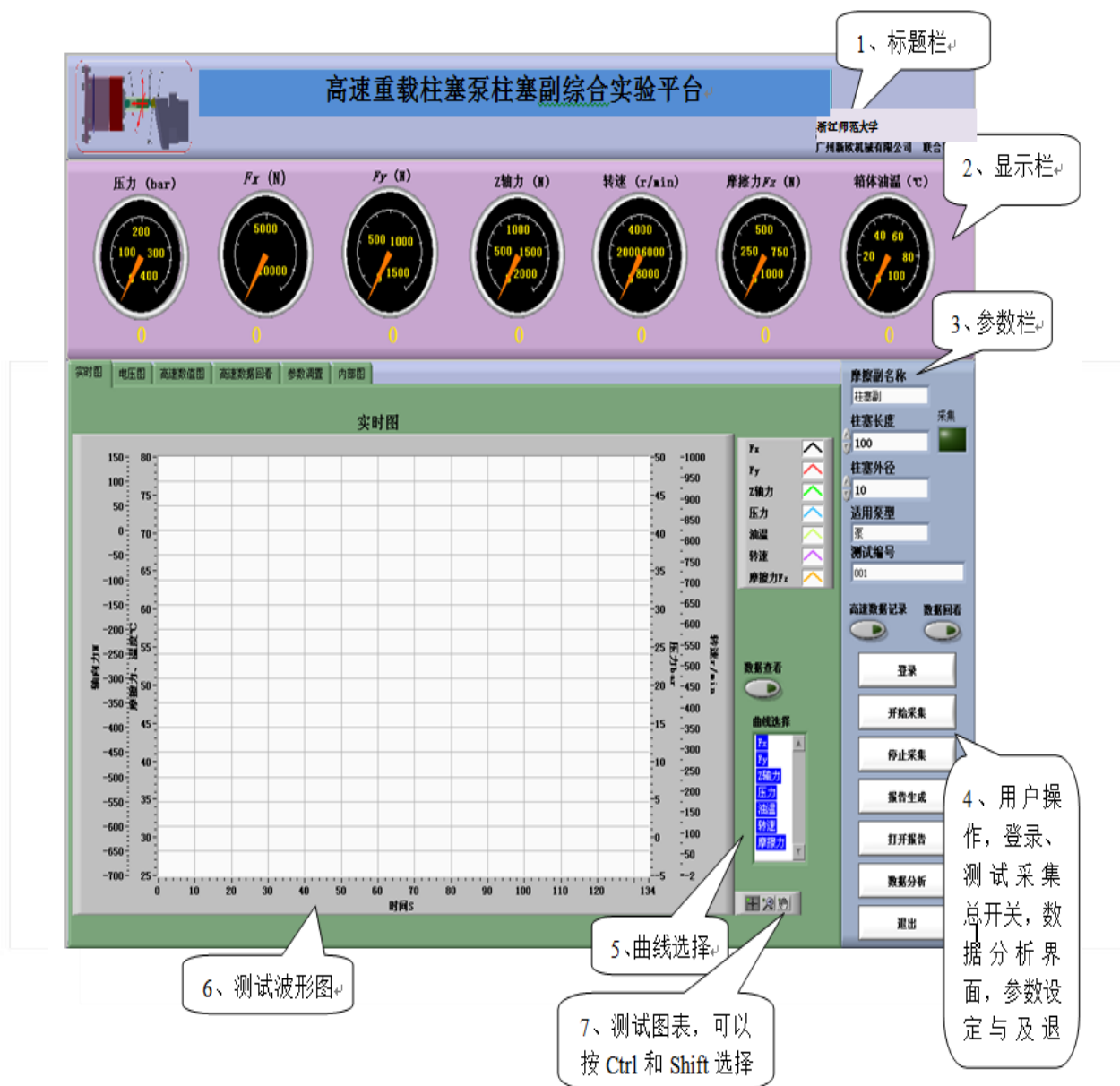
XINOUMACHINERY CO.,LTD

电话：020-82333916 / 62953696

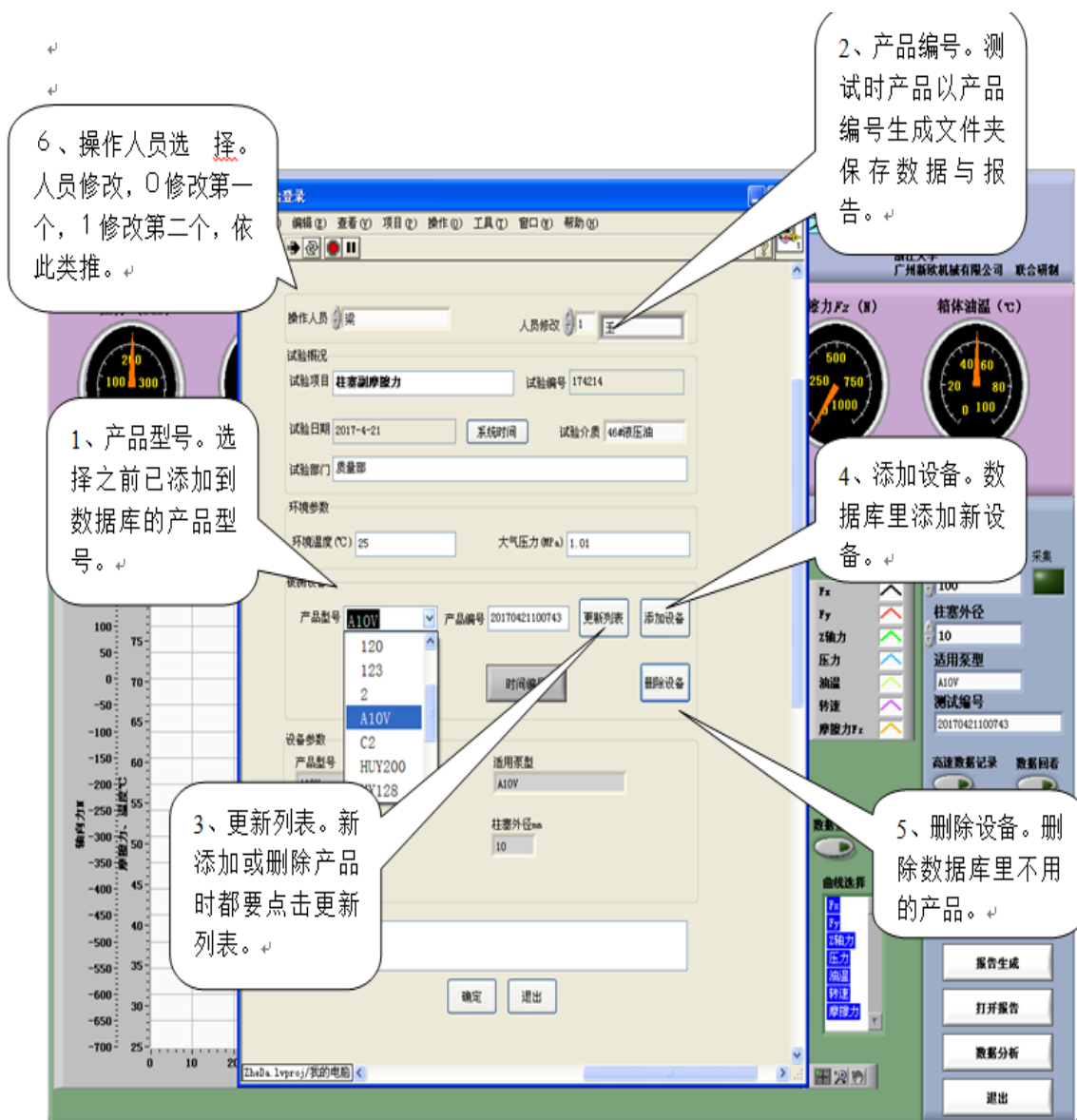
网址：www.xinoujixie.com

4.采集软件使用

4.1 采集主界面



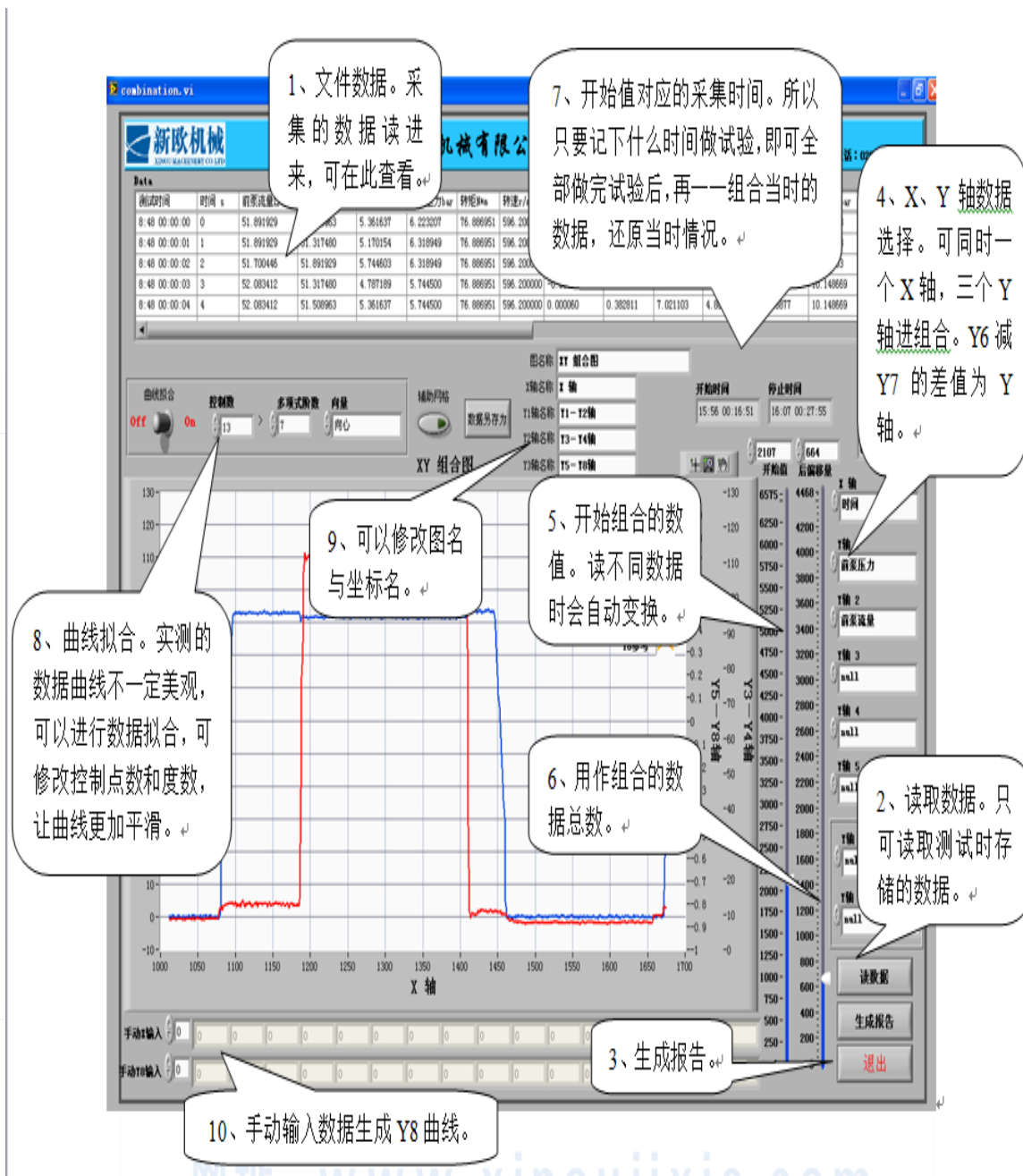
4.2 登录界面



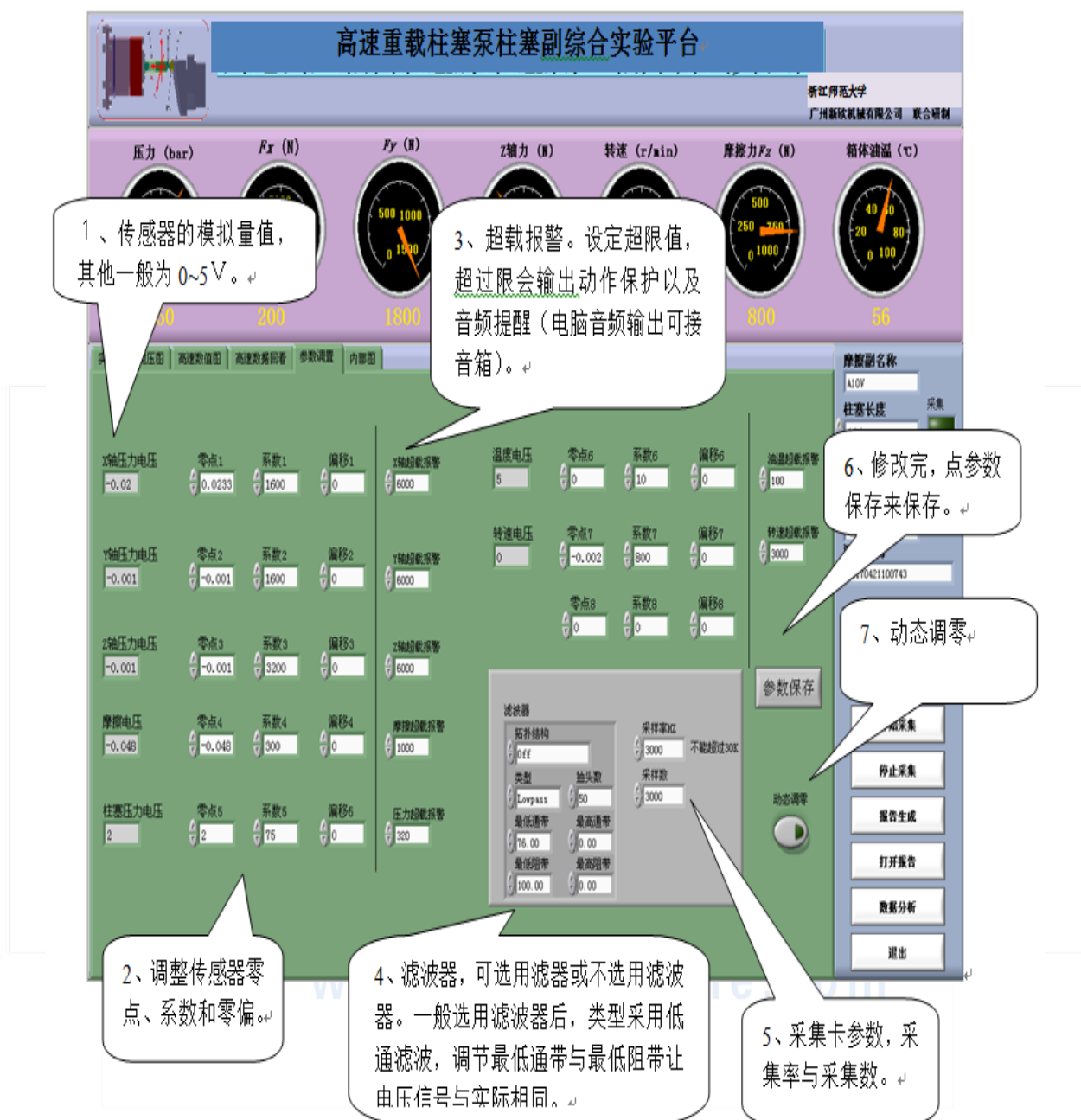
4.3 添加设备界面



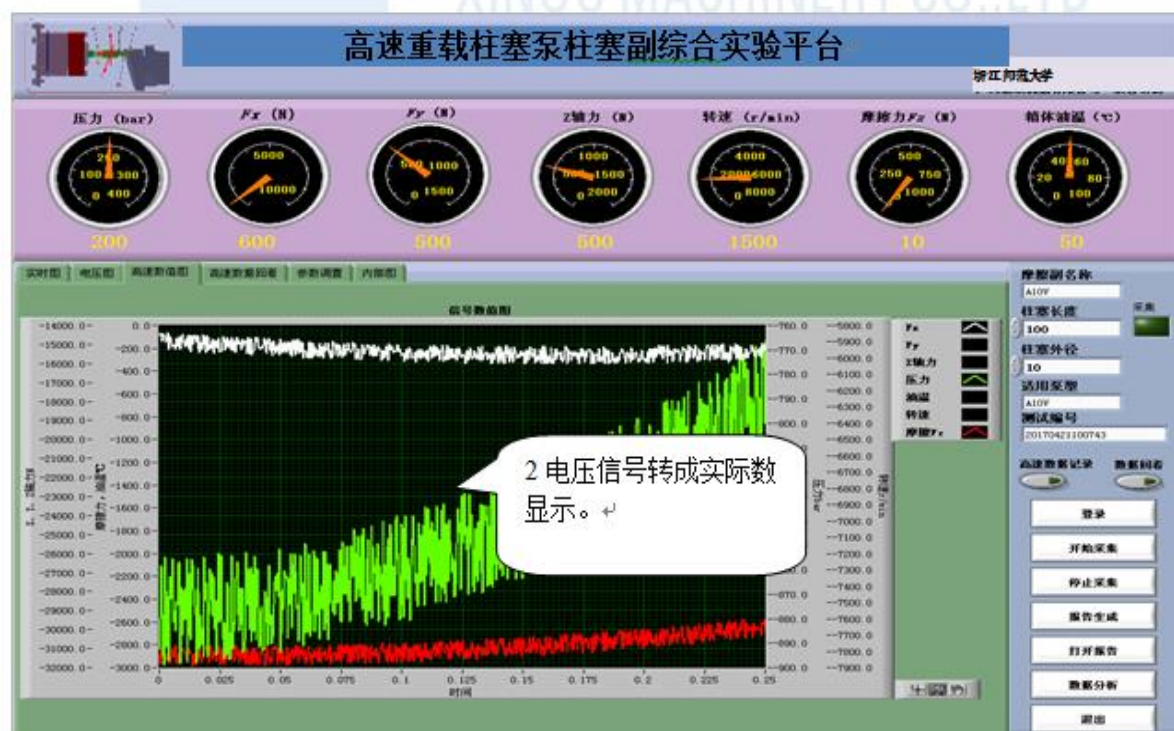
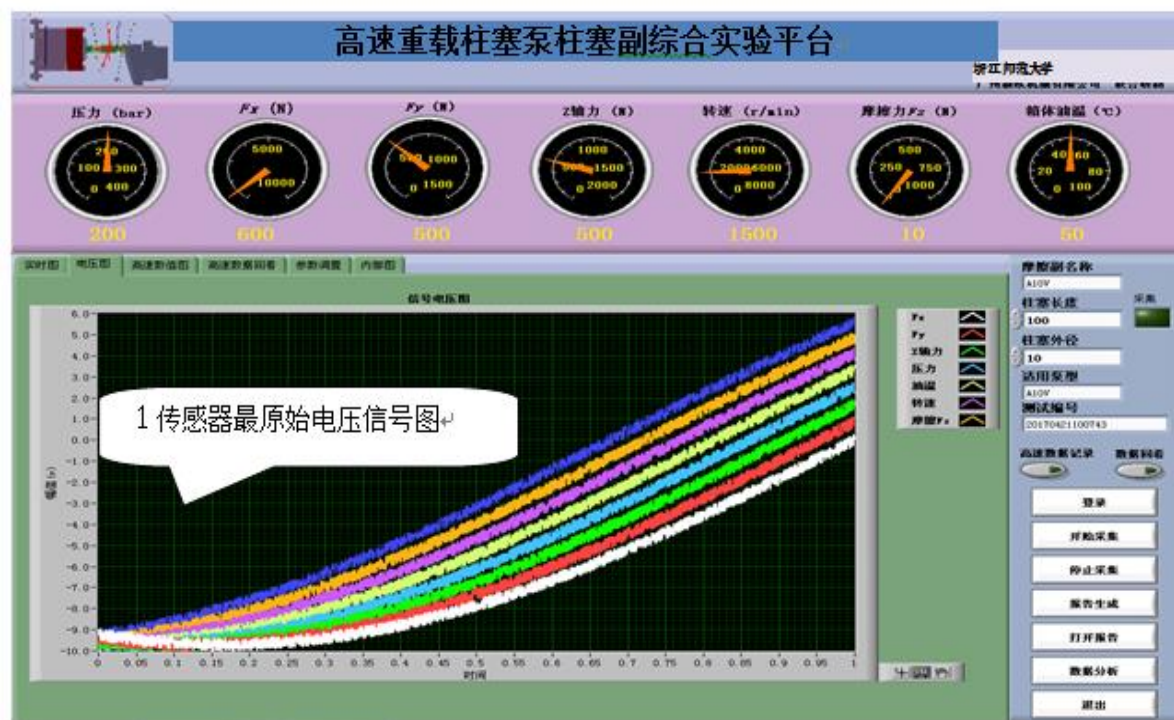
4.4 数据组合界面



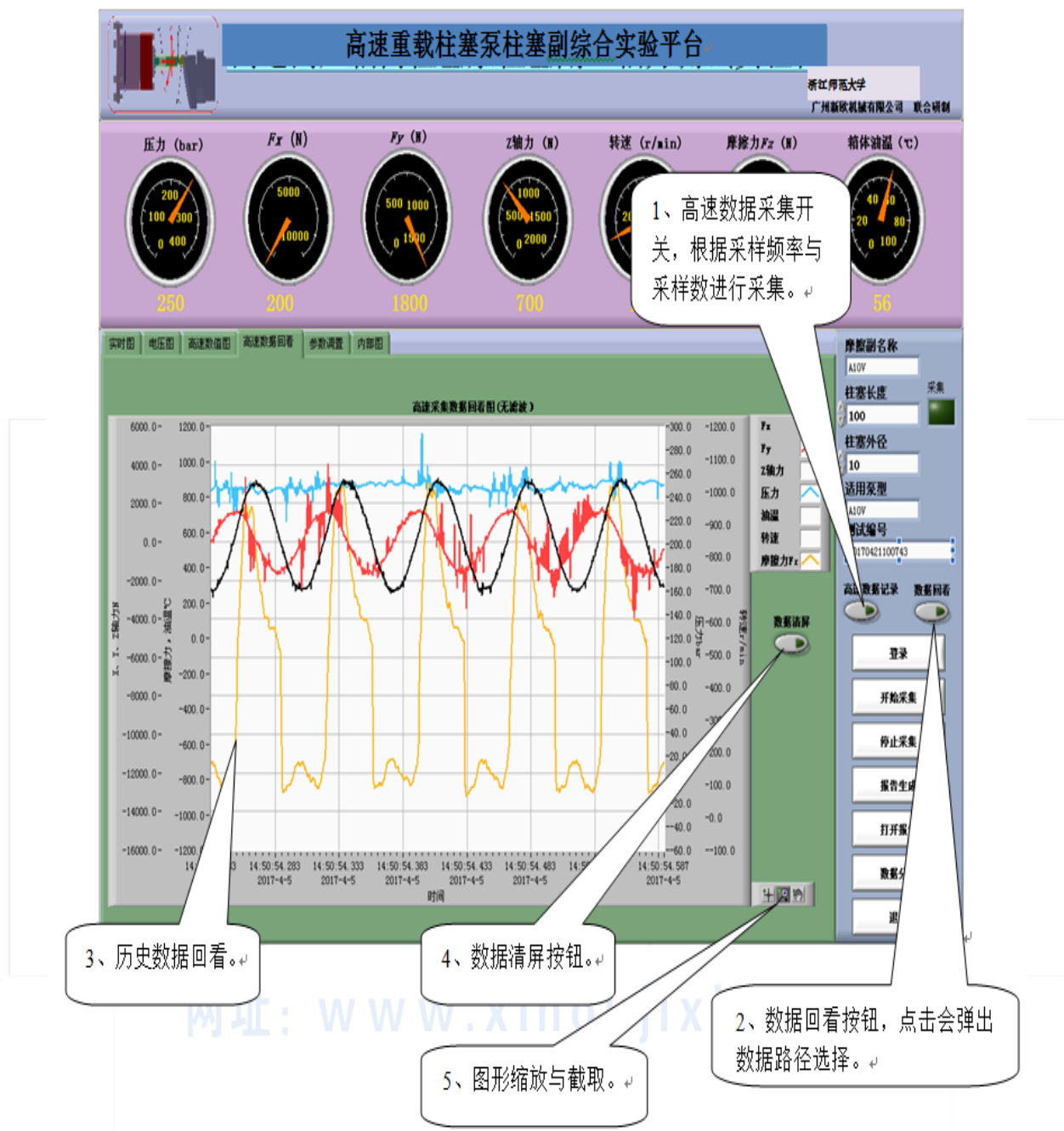
4.5 参数设置界面



4.6 测试电压图



4.7 高速数据回看



生成图

