

化工与通用机械参考资料

高压“C”形密封环

第一机械工业部通用机械研究所

一九七二年六月

目 录

$\phi 440\text{mm}$ “ $\sqcap$ ” 形密封的试验与研究
.....天津锅炉厂 一机部通用机械研究所 (1)

$\phi 300\text{mm}$ “ $\sqcap$ ” 形环密封性能试验
.....郑州锅炉厂 兰州石油机械研究所 (15)

$\phi 600\text{mm}$ “ $\sqcap$ ” 形环试制小结
.....南京第二化工机械厂 (34)

“ $\sqcap$ ” 形密封环变形、应力测试
.....杭州锅炉厂、浙江大学、浙江化工学院试验小组 (37)

$\phi 300\text{mm}$ 球形封头、“ $\sqcap$ ” 形密封、卡箍连接结构的试验与研究
.....自贡高压容器厂 成都锅炉厂 四川省化学工业第二设计院 (55)

“ $\sqcap$ ” 形环密封的初步分析
.....哈尔滨锅炉厂 (71)

“ $\sqcap$ ” 形密封环的尺寸系列 (草案)
.....一机部通用机械研究所 (87)

φ440mm “C”形密封的试验与研究

天津锅炉厂 一机部通用机械研究所

一、概 述

高压密封是高压容器的重要组成部分。随着我国高压技术的发展对高压密封的要求愈来愈高和越来越多，目前高压密封结构除了常用的平垫、双锥、伍德、卡扎里等外，又发展了“B”环、“O”环等一些新型密封结构，在不同的使用和试验场合表现了自身的优点，同时也暴露了一些缺点。生产的发展出现了大直径、高压力的设备，在某些情况下高压密封结构成了设备的关键问题。此外，在我国广大的中小型氮肥设备工厂生产中，为了提高生产率和解决生产问题，要求一种无主螺栓的多、快、好、省的密封结构，为此，探索一些新型密封是高压技术的一项重要任务。

“C”形密封环是属于一种新型轴向自紧式封口，它的特点之一是：预紧力小，结构简单，故适应于无主螺栓的快卸连接机构。

“C”环的密封原理由图1说明。图1a是头盖、密封环安放在筒身上的自由状态，图1b为拧紧头盖后，密封环受到弹性压缩，在其两圆弧接触处产生初密封比压。图1c表示了工作时，由于介质压力，使头盖离开筒身，密封环内腔也同时受介质压力作用，使密封环在轴向胀开，由于密封环弹性，使头盖的轴向位移获得良好的补偿，从而在介质压力作用下，增加了密封面上比压，使密封更为可靠。

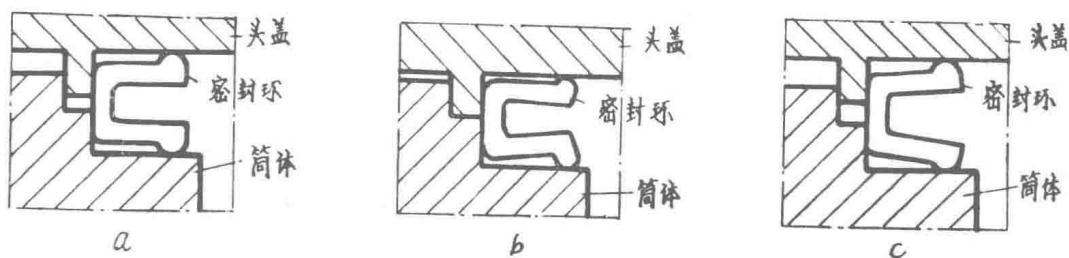


图1

“C”环在一些书刊杂志上略有介绍，根据初步的分析，它确有不少的优点，但在国内外生产实践上还未得到应用，设计理论也不完善。此次我们结合天津锅炉厂生产的φ500高压氮肥设备封口的改进，对“C”环密封进行了初步的探索。试验使用了相同几何尺寸的“C”环三个，进行了二方面的实验：

1. 初密封比压的测定实验；
2. 密封性能试验。

二、初密封比压的测定

密封环的初比压，预紧时的应力状态及其变形，是设计“C”环的重要依据，本实验对两个“C”环进行了实测。环的材料为20#（钢板割制）。

“C”环A、B的实际断面形状及实测几何尺寸见图2。

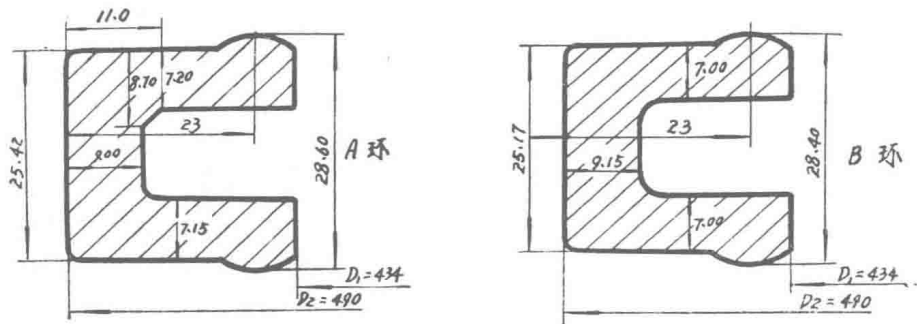


图 2

1. 实验方法

试验是利用油压机进行的。试验装置如图3所示。油压机之活塞1带动底盘2向上运动，使环3产生变形，其值由四个百分表表示，相应的载荷值由记录盘7指示。

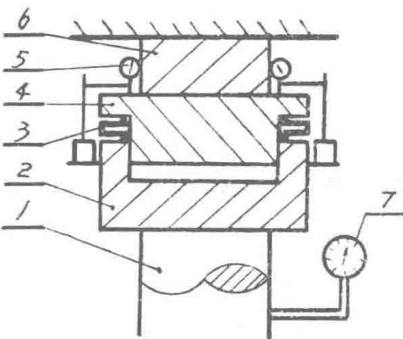


图 3

- 1. 油缸活塞； 2. 固定底盘； 3. “C”密封环； 4. 顶盖； 5. 百分表（4个）； 6. 固定活塞； 7. 载荷记录盘。

2. 试验内容

- A. 在一定载荷P下，用百分表测密封环的挠度 w ；
- B. 密封环外表面的应力状态；在密封环的水平面和侧表面粘贴了 $(3 \times 4, 120\Omega)$ 电阻片20片，测量各载荷级时的应力。布片方案及位置见图5所示。
- C. 测量密封环的残余变形曲线。

3. 试验过程

熟悉密封环在弹性、塑性阶段及“屈服强化”后的工作情况，对环的设计、使用是极为重要的。本实验分

三个循环过程，如表1所示。

表 1

弹性阶段	→	
	←	
塑性阶段	→	
	←	
“屈服强	→	
	←	
化阶段”	→	57 T
	←	
	0	30T 55T 58T

- A. 弹性阶段：观察环的表面屈服的载荷，变形量，卸载后的回弹量及应力状态。
- B. 塑性阶段：观察环的屈服载荷，变形量及卸载后的回弹量。
- C. “屈服强化”阶段：观察环的弹性变形范围和受力状态。

4. 试验结果

图 4 是百分表Ⅲ记录的环 A 的载荷与挠度曲线，该曲线是由四个循环组成，由图可知该环的屈服载荷约为 35~40 吨（以 0.2% 残余变形和线性变化来估计）。

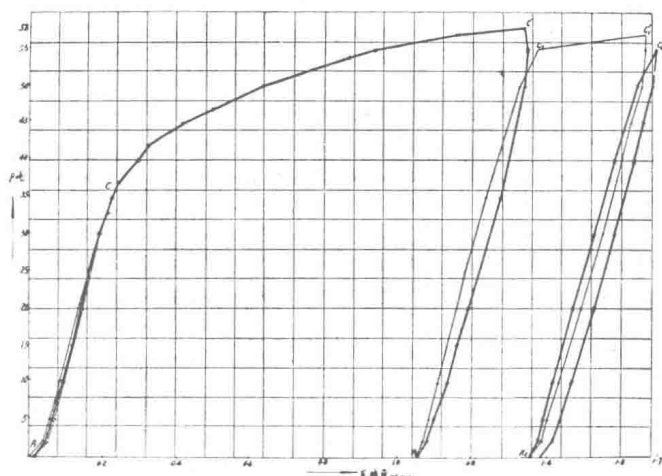


图 4 环 A

图 5 是电阻片 7#、8# 及 19#、20# 反映的 A 环第一循环及第三循环的环板的径向、环向和圆筒部分的周向、轴向应力与载荷间关系曲线。在载荷为 30 吨左右时环的表面应力已达到屈服极限。

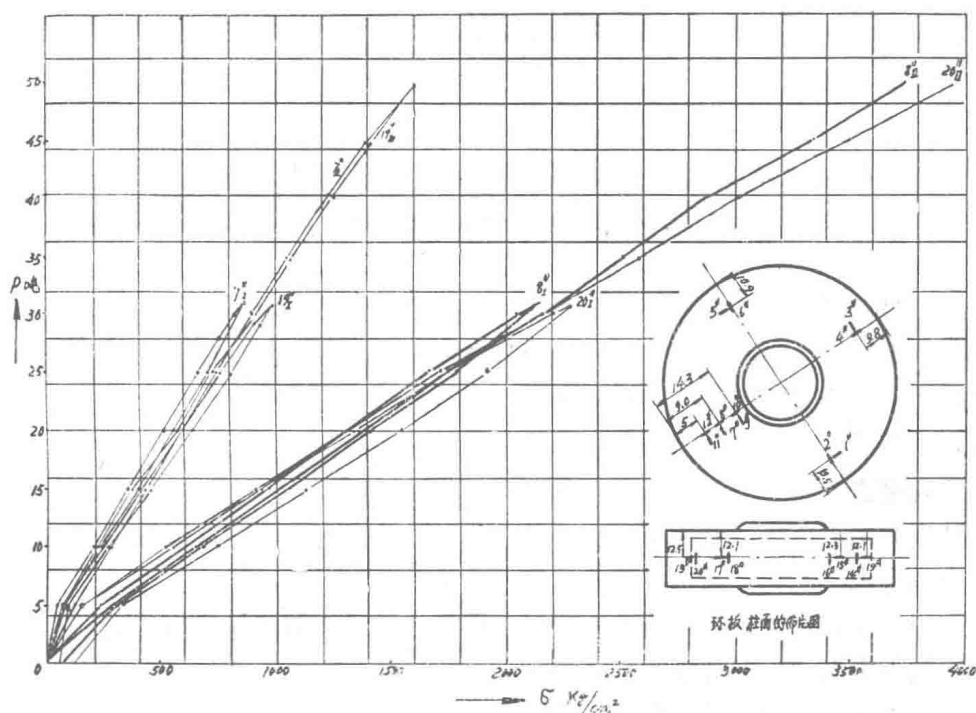


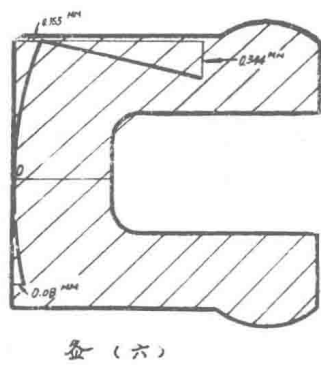
图 5 环 A 的载荷-应力曲线

试验后对环 A、B 的尺寸进行了实测，并与百分表的实验数值进行比较，其结果列于表 2。

表 2

位 置	A 环				B 环			
	1	2	3	4	1	2	3	4
实 测 高 度 值 Hmm	27 ^{+4.5}	27 ^{+38.5}	27 ^{+33.5}	27 ^{+38.5}	27 ^{+5.2}	27 ^{+4.1}	27 ⁺⁶	27 ^{+1.3}
残余变形量 $\Delta H = H_1 - H$	1.23	1.30	1.35	1.30	0.88	0.99	1.35	1.28
百分表累计残余变形量	1.30	1.32	1.40	1.39	0.86	0.90	1.30	1.28
备 注	H ₁ 为图(2)的数值							

试验后对环 B 的残余变形曲线进行了测量，此将有利于分析环的受力变形给我们一些实在的感性认识，对今后的设计是有益的。图 6 是对环 B 的实测结果（此结果系用百分表在平台上测得，因此曲线供定性分析之用）。



三、密封性能试验

密封试验目的是为了掌握：

- (1) 了解“C”环的初密封性能及自紧性；
- (2) “C”密封环多次应用的效果；
- (3) “C”密封环在密封试验过程中的受力状态。

1. 实验装置

试验装置如图 7 所示，它主要由上下盖 1、5，一对对开卡环 2 以及密封环 4 所组成，另外装置中也有泄漏孔。上紧卡环两边的四个双头螺栓 16，借助于上、下盖与卡环接触面的 5° 倾角，使密封环在轴向压紧，而造成密封环圆弧接触线上初密封比压形成密封。

2. 试验装置及“C”环设计计算

图 7 装置上主要零件设计计算结果及简图列于表 3：

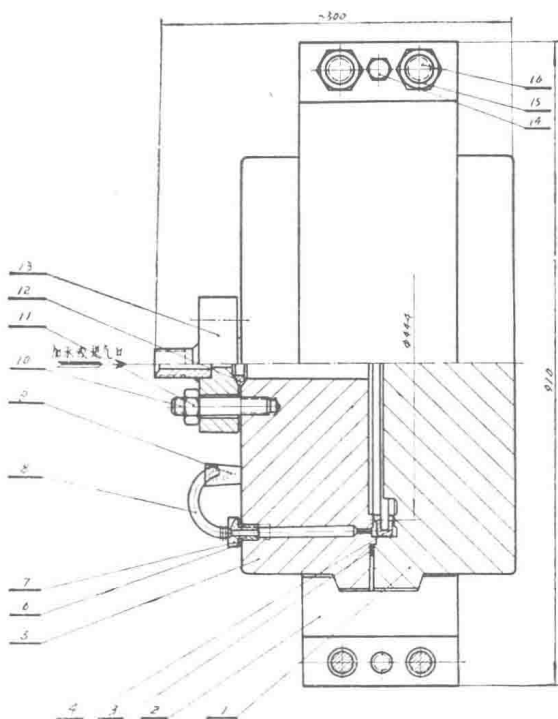


图 7

1.底盖； 2.卡环； 3.橡皮垫片； 4.密封环； 5.上盖； 6.橡皮垫片； 7.测漏接头； 8.橡皮管； 9.盛水玻璃杯； 10.双头螺栓； 11.螺母； 12.透镜垫； 13.法兰； 14.顶开螺钉； 15.螺母； 16.双头螺栓。

3. 实验方法

在试验装置中分别采用了水和瓶装的二氧化碳及氮气为压力介质，将试验设备上紧后即通入压力介质。

气压时测漏系将泄漏气体通过泄漏孔道由橡皮管 8 引入水杯，观察杯中有无气泡为判别是否泄漏。

液压时是将泄漏孔道及其空间打压前灌满液体，保压过程中观察上盖的泄漏孔液面是否波动、上升或下降来判断，另一方法是泄漏空间不加液体，经水压后用橡皮管将上、下盖内腔的液体从液体进口处吸出，使其液面低于密封环的上密封面，拆去卡环、上盖，观察环的密封线外空间是否泄漏液体。进而吸去残液，取出密封环，观察下盖密封线外有否泄漏痕迹。

本实验对环 C 在 $420\text{kg}/\text{cm}^2$ 下进行多次的拆装的水压试验和一次 $100\text{kg}/\text{cm}^2$ 下气压试验，并进行应力测量（包括“C”环和卡环）和头盖抬高量的测定。C 环的材料和 A、B 环的材料相同均为 20[#] 钢，几何尺寸相同。

4. 密封性能试验结果

密封环 C 多次试验的详细情况见表 4。

表3

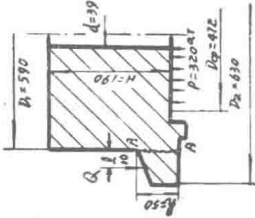
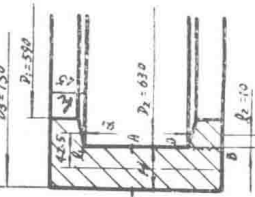
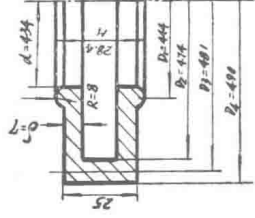
零 件	顶 盖		卡 环	底 盖	“U” 环	
	A-A断面	径向断面				
设计计算公式	$\sigma_1 = \frac{M}{W}$ $M = Q \cdot l$ $Q = \frac{\pi \cdot D_{cp}^2 \cdot P}{4}$ $W = \frac{1}{6} \pi D_1 l^2$ $\tau_1 = \frac{Q}{\pi D_1 h}$ $\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau^2}$	$\sigma = \frac{M}{W}$ $M = \frac{Q}{2\pi} \left(D - \frac{2}{3} D_{cp} \right)$ 式中 $Q = \frac{\pi \cdot D_{cp}^2 \cdot P}{4}$ $W = \frac{(D_1 - d) \cdot H^2}{6}$	$\sigma_1 = \frac{M}{W}$ $M = Q \cdot l_2$ $W = \frac{1}{6} \pi D_2 l^2$ $\tau_1 = \frac{Q}{\pi D_2 h}$ $\sigma = \sqrt{\sigma_2^2 + 3\tau_1^2}$	$\sigma = \frac{M}{W}$ $M = Q \cdot l_1$ $W = \frac{1}{6} \pi D_1 l_2^2$	$\sigma_p = \frac{3P}{2\pi\delta^2} \left[\frac{(1-\mu)\alpha^2}{(1-\mu)\alpha^2 + (1+\mu)} \cdot \frac{(1+\mu)\ln\alpha - 1}{\alpha^2 - 1} - (1+\mu)\ln\alpha \right]$ 式中 $\alpha = D_2/D_1$ $W_0 = \frac{0.565 - \frac{0.717}{\alpha^2} + 0.152\alpha^2 - 1.738\ln\alpha}{1.3 + 0.7\alpha^2}$ $+ \frac{1.13\ln\alpha^2}{E\delta^2} \times \frac{PR^2}{\delta^2}$ 式中 $\alpha = \frac{D_3}{d}$	
	应力 kg/cm ²	1,280	800	1,300	1,230	5,660
	安全系数 n _s	2.03	3.25	2.08	2.12	
	挠度 mm					0.23
简 图						

表 4

試驗次數	升 压 情 况 (kg/cm ²)	密封环的 壓縮量和 回 弹 量	密封面的状况	观 察 到 的 現 象	密 封 环 的 尺 寸 变 化
第一次 水 压 試 驗		壓縮量为 1.22mm 回弹量为 0.36mm	上、下盖密封面 经立車、精車、 铸铁块 研 磨 至 ▽▽6 左右。 密封环精車后用 0 [#] 砂紙將密封面 打光	(1) 升压时, 测漏孔液 面下降, 降压时测 漏孔液面上升。 (2) 保压时测漏孔液面 不变化。 (3) 密封线寬度約为 1mm 左右。	密封环二圆弧間 的距离: 試驗前 H = 28.27mm 試驗后 H = 27.40mm 上、下盖密封面 距离 H ₁ = 27.04mm 密封环的不平度 約 0.05mm
第二次 水 压 試 驗		壓縮量約 0.36mm 回弹量約 0.36mm	上、下盖及环的 密封面沒有重新 修磨	灌水时, 因测漏孔气体 沒有排尽, 故升降压时 测漏孔中有冒气泡的現 象。	試驗前 H = 27.40mm 試驗后 H = 27.40mm H ₁ = 27.04mm
第三次 水压試 驗进行 了环与 卡环的 电测		壓縮量約 0.36mm 回弹量約 0.36mm	上、下盖密封面 未修正, 密封环 的密封面用 0 [#] 砂 紙打光 (在車床上)	从拆去上盖后, 密封环 上电阻片完好未发现密 封线外有泄漏液体的迹 象。	試驗前 H = 27.40mm 試驗后 H = 27.40mm H ₁ = 27.04mm
第四次 試驗并 进行了 420kg/cm ² 循环头 盖位移 量試驗		壓縮量約 0.30mm 回弹量約 0.30mm	上盖密封面車去 約 0.06mm 并进 行了研磨, 密封 环用 0 [#] 砂紙打 磨了密封面	(1) CO ₂ 气密試驗每級 停十分钟, 均未发 現泄漏。 (2) N ₂ 試驗在 100kg/cm ² 下保压 1 小时, 未发 現泄漏。 (3) 在两种預紧力下进 行了 420kg/cm ² 水 压試驗, 发现預紧 力大者, 头盖位移 量略有减少。 (4) 拆去上盖未发现有 泄漏現象。	試驗前 H = 27.40mm 試驗后 H = 27.40mm H ₁ = 27.10mm 环的不平度为 0.025mm

对开卡环在预紧时的应力状态见图 8，图中之粗实线是根据悬臂梁计算的卡环内壁应力值。

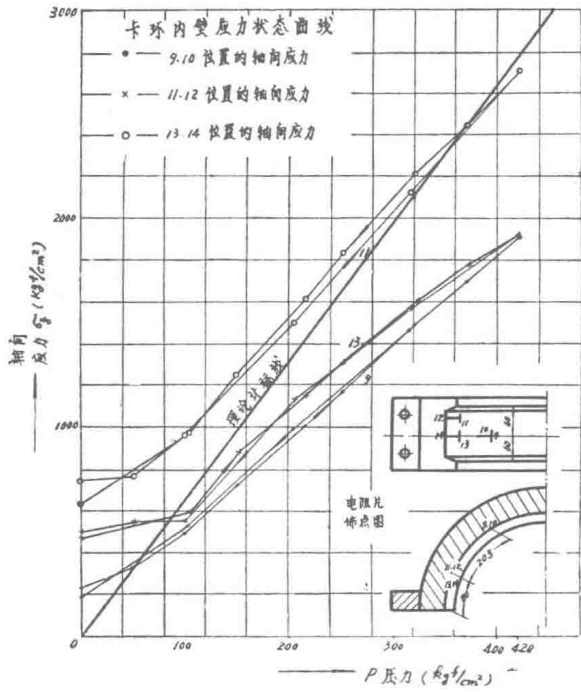


图 8

密封环在预紧时和工作时应力变化见图 9 所示。水压过程头盖上移与压力的关系见图

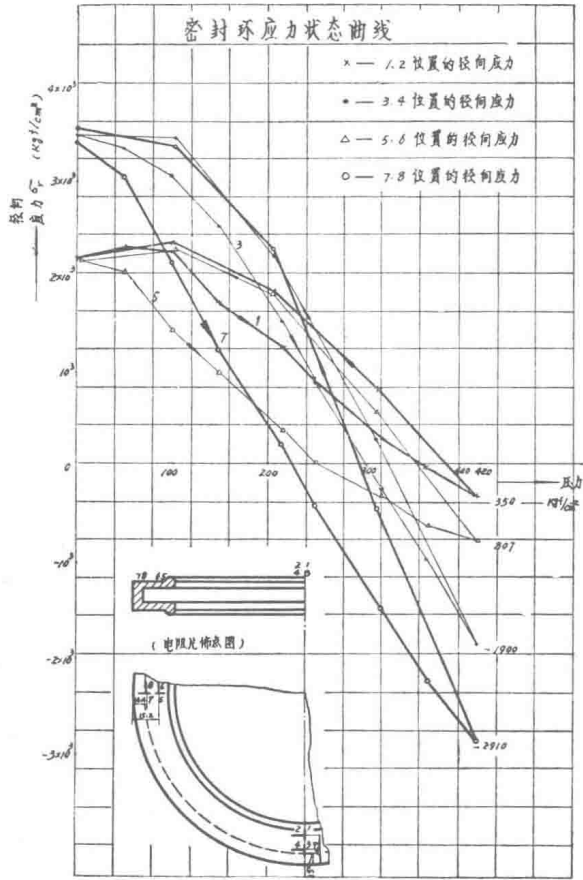


图 9 密封环应力状态曲线

10。图11是两种不同预紧力下实测的头盖的位移量。由图11两组曲线的比较可知预紧力对头盖上移量是有影响的，拧紧侧面螺栓即增大初预紧力可以减少头盖的上移量。

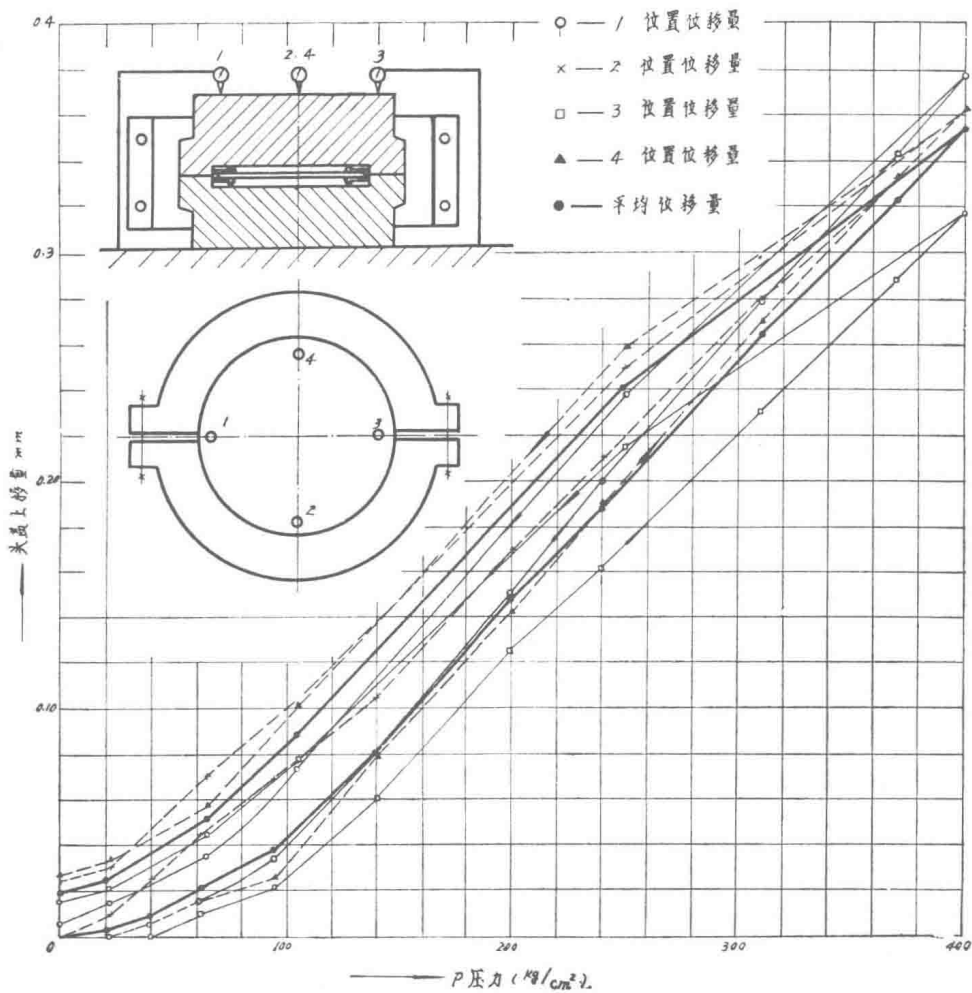


图10

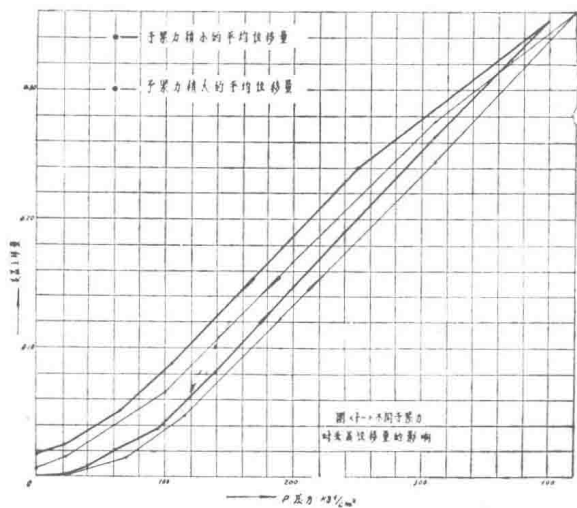


图11

四、光 弹 实 验

为了更好地配合“C”环电测工作，我们进行了一项辅助实验，即将和“C”环断面形状相同的光弹模型（见图12）在作用力P下进行光弹测量，这种状态类似于“C”环的初预紧状态。光弹试验可以定性说明环各部分应力的相对情况，以及初步证实我们对环的受力状态的分析。光弹模型的应力条纹图见图13，将图13上各点的应力条纹换算成实验环的具体应力状态，即得环的应力分布图，图14即为50吨载荷时的应力状态图。

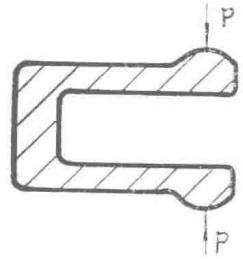


图12

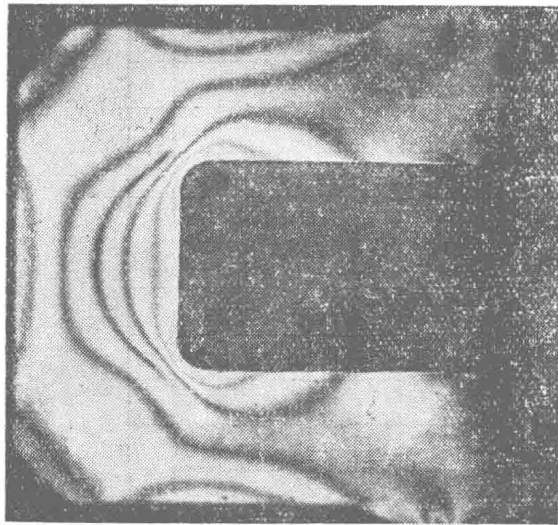


图13 应力条纹图

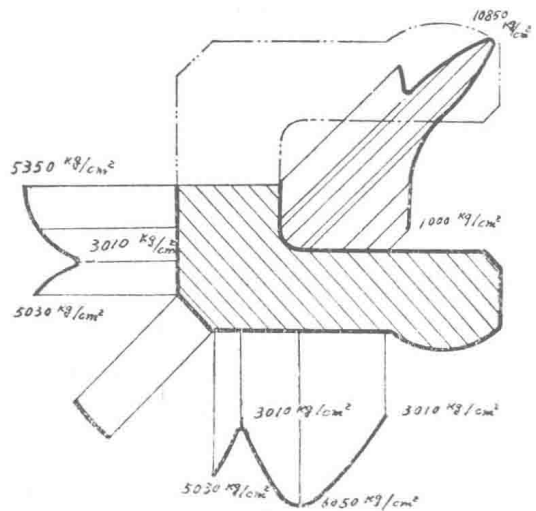


图14 50 T时环截面应力分布图

五、实验 综 合 讨 论

1. “C”环的密封性能

C环的水、气压密封试验结果，表明了它具有良好的密封性和多次使用的可靠性。

自紧式密封结构的密封性能包含两个方面：

A. 初密封性 由表4所示，C环在其压缩量分别为0.36mm和0.30mm两种情况下都获得良好的密封条件，根据比压测定试验的结果，初步进行换算，在这两种压缩量时相应比压约为320kg/cm及260kg/cm，密封试验的结果指出：实验的“C”环的密封比压是满足水、CO₂、N₂介质所需的密封要求，此外，这种“C”环密封结果可以通过调整环的压缩量来改变其初密封比压。比压的调整范围可达100kg/cm，相应的压缩量约为0.1mm，这为具有良好的密封前提下，多次修磨使用创造了有利条件。

B. 在介质压力作用下的自紧性 在介质升压过程中，试验设备的卡环因受材料的限制，刚度设计得较差 ($n_s=1.28$)，使头盖产生了较大的轴向位移，由图11可知将近达到0.4mm，但在420kg/cm²下几次循环实验中均未发现泄漏，后又经多次拆装和连续试验，也

获得了满意的密封结果,这说明了该密封环具有良好的弹性,即环在不同压力作用下,环产生的轴向弹性变形大于头盖的轴向位移量使其得到补偿,显示了该“C”环具有良好的自紧性。

图6所示的“C”环残余变形曲线指出了环的良好弹性与环设计成两部分截面强度接近(其应力状态可见图5)有一定的作用。“C”环即可以设计成上、下两环板刚性固定于短圆筒上,即筒的刚性大大强于环板,在预紧和在工作过程中,在力作用下,圆筒的变形可以忽略不计,仅考虑环板部分;也可以设计成本次实验的情况,即两部分刚性接近,也就是说环的变形是由两部分组成,不能忽略一方,这两种情况,后者将有利于增加“C”环的弹性,也即增强了密封环的自紧性,由图6可见该环的弹性不仅是由于环板的弹性变形,而且也由于筒形部分的弹性变形。但必须指出:随着工作压力的提高对“C”环的设计还得全面给予考虑。

2. “C”环的“屈服强化”

“C”环是以弹性变形原理为基础的封口,一般说来是在弹性范围内工作的,这在“C”环的设计中产生一个矛盾,即比压与弹性两者的矛盾,具有了较高初始密封比压则弹性显得较差,有了好的弹性,初始比压又感到不能满足密封要求,前者不利于自紧作用,后者不利于初始密封,我们利用环的所谓“屈服强化”使此矛盾基本得到解决。

所谓“屈服强化”即通过“C”环产生屈服变形后卸载的办法来提高环的屈服压力。具体地说,使环具有超过环的弹性变形量几倍的压缩量,环经过压缩后形成屈服,卸载后,环又回弹,并且出现了残余变形,这样环在以后受载时其屈服限得到了提高,即图4的 A_1C_1 或 A_2C_2 曲线代替了AC曲线。

比较图4的曲线可说明环A的“屈服强化”前后状况,A环在30吨载荷下根部的最大应力达到或接近材料的屈服限,在此载荷下,初密封比压和最大的弹性变形量分别为200kg/cm左右、0.18mm,从图10头盖抬高量的测量结果和一般密封比压的推荐数值看来,此两数据都不能满足要求,如果使比压提高则弹性变形量比0.18mm更小,但将A环继续加载而进入屈服阶段,当载荷在58吨时其压缩量为1.34mm,卸载沿着 $C'A_1$ 进行,然后再加载时就沿着 A_1C_1 和 A_2C_2 线进行,环的弹性线由AC变为 A_1C_1 , A_2C_2 ,弹性范围大大提高,此时密封比压最大可达380kg/cm左右,弹性量提高到0.33mm,这两数值完全满足密封的要求。由此可以得出:

(A) 环的“屈服强化”提高了环的初密封比压,也提高了环的弹性,增强了环的自紧性能。

(B) 由于环的屈服,其变形曲线 CC' 比AC平坦得多,尤其是在 C_1 点附近,尺寸的略微偏差,对载荷值变化不大,因而初密封比压变化不大,所以“屈服强化”方法使密封环两凸台之间的高度的尺寸精度要求大大地降低,这就大大有利于机械加工。

此外,应该说明“C”环“屈服强化”这一过程无需在另外设备中得到,一般环在它使用过程中就能完成。亦就是说环第一次使用时是以图4中 ACC_1 为过程,而以后重复使用时就以 A_1C_1 或 A_2C_2 为过程。

3. “C”环的设计问题

(A) “C”环初预紧时应力状态 由光弹模拟试验的应力图14和力学的分析,可以定性地指出:“C”环的应力状态大致这样,环板部分的最大应力,是环板根部的径向应力,除了内拐角的应力集中之外,筒形部分的应力比较平缓,根据该环的尺寸两部分最大应力相

差不多，这已为图 5 的实际情况所证实。

(B) “C” 环初预紧时应力状态是环的设计依据 图 9 表明了环在预紧时以及介质压力升高过程中的应力变化情况，在介质压力升高过程中，密封环的应力由于头盖受介质压力作用而抬高以及环的边界条件的影响而逐渐地减少，在工作压力下，环根部的径向应力从 $3,400\text{kg/cm}^2$ 降至 $1,800\text{kg/cm}^2$ ，改善了环的受力状态，如果提高卡环刚性，则受力更小，因此在一般的高压设备中设计“C”环的几何尺寸时仅需按预紧时的受力状态来计算。

应该指出在超高压的设备中，应该考虑在工作压力下环的强度，由图 9 表明，当设备的强度足够，继续升高则环内应力绝对值将继续增大，按电阻片 7* 的应力曲线，当工作压力在 460kg/cm^2 左右时，其环板根部应力值（绝对值）与初预紧时一致，因此当工作压力更高时，环的强度应按工作时的作用力来计算，环的几何尺寸应根据自紧性、初密封性和强度来统一考虑。

(C) “C” 环的初密封比压

自紧式密封结构的共同特点是在操作过程中，依靠介质压力使得密封面上获得更大的压紧力，因此自紧性的“C”环应确保初始密封，而这关键表现在具有足够的初密封比压。

根据“C”环的密封试验以及其它相似性质的密封结构，例如伍德式，透镜垫，单锥式，“O”环等的最低密封比压，我们暂推荐设计“C”环时其初密封比压为 300kg/cm 。

表 5 为几种密封形式的比压数据。

表 5

形 式	伍 德 式	透 镜 式	“O” 环 $\phi 12 \times 1\text{mm}$	单 锥 式	“C” 环	工作压力均为 320 kg/cm^2 ， 光 洁 度 为 $\nabla \nabla \nabla 7$ 左右
工作时最低密封比压 kg/cm	300	$b \cdot \sigma_s \cdot t \approx 288$	300	350	260 320	
备 注		$20^*, \sigma_s \cdot t = 2400$		接触面宽度 b 为 0.5cm	实 验 情 况 的 比 压	

一般地说：最低密封比压力取决于压力，密封元件材料的硬度，密封面加工光洁度，密封的几何尺寸以及介质的性质。由于本实验条件的限制，所以“C”环的最低密封比压尚有待于今后的工作来决定。上述的推荐数值供作参考。

(D) “C” 环的计算方法

根据分析“C”环的受力状态是一个复杂的环板受轴对称均布载荷问题。因此，从纯理论求解是比较困难的。下面介绍两种简化的计算方法，并进行比较之。

(I) 按周边固定环板计算

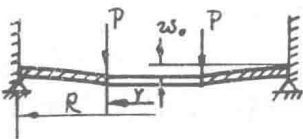


图 15

将“C”环的初预紧时的受力状态看成是外周边为固定，内周边作用均布载荷 P 的环板。

根据圆板理论分析：

当 $r/R > 0.37$ 时， $\sigma_{\max} = (\sigma_r)_{r=R}$ ；令 $\alpha = \frac{R}{Y}$ ，则在外圆边：

$$\sigma_r = \frac{3P}{2\pi\delta^2} \left[(1-\mu) \alpha^2 \frac{(1+\mu)\ln\alpha - 1}{(1-\mu)\alpha^2 + (1+\mu)} \cdot \frac{\alpha^2 - 1}{\alpha^2} - (1+\mu)\ln\alpha \right] \dots\dots\dots (1)$$

$$W_o = \frac{0.565 - \frac{0.717}{\alpha^2} + 0.152\alpha^2 - 1.738\ln\alpha + 1.13\ln^2\alpha}{1.3 + 0.7\alpha^2} \times \frac{PR^2}{E\delta^3} \dots\dots (2)$$

当“匚”环的圆筒部分刚性大大超越环板的刚性时，则把环板看成是沿周边固定是比较正确的，但从目前的实际情况看来，这种支承的性质既不是周边固定也不是周边简支，从环A的实测应力情况来看，最大的应力在外周边，所以偏近于固定性质。在实际计算中以 $\alpha=D_2/D_1$ 代入式(1)和式(2)，其结果 σ_p 比实际情况大20%左右，而 W_o 比实际情况小得多，因此在设计中即表5中的计算是以 $\alpha=D_2/D_1$ 代入(1)式计算应力，而以 $\alpha=D_3/D_1$ 代入式(2)计算挠度。

(Ⅱ) 按刚架计算

根据“匚”环的实际变化情况(见图6)及其尺寸($D_2/D_1 \approx 1.06$)将“匚”环作为开口环，将环沿AA面截成两个刚架，如图16所示。

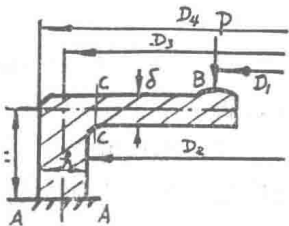


图 16

根据刚架的受力分析，B点的挠度

$$\Delta_B = \frac{P\left(\frac{D_3 - D_1}{2}\right)^3}{3EJ_{C-C}} + \frac{PH\left(\frac{D_3 - D_1}{2}\right)^2}{EJ_{A-A}} \dots\dots (3)$$

C—C 断面，A—A 断面外表面的应力分别为：

$$\sigma_{C-C} = \frac{P\left(\frac{D_2 - D_1}{2}\right)}{W_{C-C}} = \frac{6P\left(\frac{D_2 - D_1}{2}\right)}{\delta^2_{C-C}} \dots\dots (4)$$

$$\sigma_{A-A} = \frac{P\left(\frac{D_3 - D_1}{2}\right)}{W_{A-A}} - \frac{P}{\pi\left(\frac{D_4 - D_2}{2}\right)^2} \dots\dots (5)$$

环的压缩量

$$W = 2\Delta_B \dots\dots (6)$$

现将计算的结果和实测的结果列于表6中供比较之。

表 6

	载 荷 kg/cm	挠 度 $\frac{1}{100}$ mm	应 力 kg/cm ²		简 图 A 环 (几何尺寸)
			A ₁ —A断面A ₁ 点	B ₁ —B断面B ₁ 点	
A 环 实 测	358	34	約3900	約3900	
固定环板法	358	22	4750	—	
刚 架 法	358	41	4760	4543	
光 弹 实 测	358	—	6050	5350	

由表 6 比较中看出, 由刚架法计算的挠度和应力, 均比实际的数值大些, 挠度约大 20%、应力约大 16%, 这是由于刚架计算中忽略了封闭环的周向附强作用, 从图 5 应力图可见环向应力是不小的, 这说明了环的附强作用是存在的, 这个作用随着环的内径与外径比值的增大而减少。此外, 刚架计算中无法考虑环的实际尺寸和形状的影响, 所以刚架法计算结果比实际情况大是正常的。

六、结 论

1. 通过初密封比压的测定和密封性能试验表明: 本实验所设计的“匚”环的结构尺寸和设想基本上是正确的。
2. 本试验的“匚”密封环能满足密封要求, 预紧力小 (初比压约 300kg/cm), 又能多次应用, 加工方便, 将是有生命力的密封结构, 适用于无主螺栓的快拆连接机构。
3. 本试验的环的结构尺寸接近于 $\phi 500$ 内径的高压容器, 故建议在小氮肥 $\phi 500\text{mm}$ 内径的高压容器中予以试用, 以便在实践中进一步考验。

(上接54页)

(三)、“屈服强化”的意义

在“匚”形环设计中, 载荷 (初密封比压) 与弹性是一对矛盾。对同一种材料制成的环, 刚性越大, 则环可能加的载荷越高, 而弹性则越差。为了解决这个矛盾, 可对环进行“屈服强化”处理。例如图 4 所表示的 2# — 2 环的载荷-变形曲线, 当环在屈服强化前, 最大载荷 (即屈服载荷) 为 28 吨 (相当于初密封比压为 193kg/cm) 相应的回弹量为 0.28 毫米, 根据一般资料上推荐的初密封比压, 上述数值未能满足密封要求。而经过“屈服强化”以后, 环的弹性曲线 A_1B_1 变为 A_2B_2 、 A_3B_3 ……。弹性范围大大提高, 当载荷为 45 吨 (相当于初密封比压为 310kg/cm) 时, 环的回弹量为 0.471 毫米, 这两数值均能满足密封要求。可见“屈服强化”提高了环的初密封比压及回弹量。

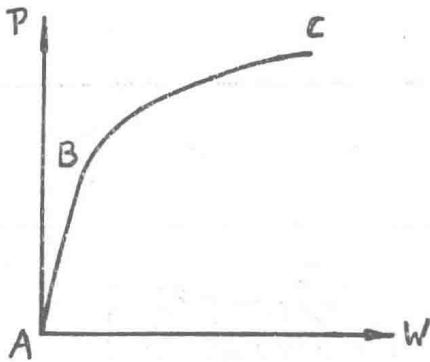


图19 环的屈服强化

环的“屈服强化”还有另一个很有实用价值的意义。由图 19 可见, 屈服以后的曲线 BC 比屈服以前的曲线 AB 要平坦得多, 因此当环选在 BC 段工作时, 尺寸的误差对载荷值影响不大, 即对初密封比压影响不大, 这就意味着环的高度尺寸精度及容器密封腔的高度尺寸精度可以大大降低, 从而便于机械加工。

由于我们缺乏实践经验, 因此对“匚”形环的认识还很肤浅, 还没有能够找出确定环的尺寸的普遍规律, 对问题的分析也还有待于深化, 有待于经

受实践的检验。特别是前阶段工作由于受到试验条件的限制, “匚”形环的密封性能以及升压以后环的变形和应力变化规律等还有待于继续试验。我们决心用毛主席的光辉哲学思想指导科学实验, 在反复实践中逐步掌握“匚”形环的客观规律, 使这种新型的密封结构能更好地为社会主义建设服务。

φ300mm“C”形环密封性能试验

本文摘登郑州锅炉厂、兰州石油机械研究所合编“D_g300, P_g220 容器（卡环联接，“C”环密封）法兰、筒体开孔的应力测定及密封性能试验”中有关“C”形环部分。

一、试 验 容 器

1. 设计基本参数

工作压力	220kg/cm ²
试验压力	285kg/cm ²
工作介质	N ₂ 、H ₂ 、NH ₃ 、CH ₄ 等
容器规格	φ336×18mm
试验容器总长	L≈1,280mm
工作温度	常温

2. 容器概况

容器结构见图 1	
筒体	16Mn - φ336×18无缝钢管
球封头	δ=20, 16Mn 钢板热压成形
整体法兰	20MnMo 锻件
化学成份见表 1；机械性能见表 2。	

表 1

数据来 源		结 构 元 素 零 件	C	Mn	Si	P	S	Mo	备 注
YB13-69		球 封 头	0.12~0.20	1.2~1.6	0.2~0.6	≤0.05	≤0.05	—	
		筒 体	0.12~0.20	1.2~1.6	0.2~0.6	≤0.05	≤0.05	—	
JB755-66		法 兰	0.17~0.23	0.9~1.2	0.17~0.37	≤0.04	≤0.04	0.15~0.25	
		卡 环	—	—	—	—	—	—	本厂自行锻造 未测化学成份
复 查 数 据		球 封 头	0.183	1.17	0.39	0.026	0.029	—	
		筒 体	0.18	1.39	0.43	0.02	0.021	—	
		法 兰	0.19	0.94	0.3	0.0128	0.037	0.193	
		卡 环	—	—	—	—	—	—	
来 货 质量单		球 封 头	—	—	—	—	—	—	
		筒 体	0.17	1.58	0.47	0.031	0.014	—	
		法 兰	—	—	—	—	—	—	
		卡 环	—	—	—	—	—	—	