

序 言

核动力经历了高速发展的时期，并以更快的速度发展着。由于化学能源（煤、石油、天然气）资源的有限，而且应把它们作为化学工业的原料加以合理的利用，这样核能就成为一种更有前途的能源了。经过考察，认为可以利用的核燃料储藏量非常丰富，再设计出能再生核燃料的新的增殖装置，就可以缓解地球上能源枯竭的危机。

苏联第十个五年计划的能源发展规划，规定了在欧洲部分优先发展核能，加速建造并掌握快中子反应堆。计划开工建造的核电厂总功率为1300—1500万千瓦，它约占全部新投入电厂功率的20%。

在核动力装置上，先是将核能转化为热能，然后再转变成机械能和电能。靠管道阀门控制多种热力过程，因此，阀门的质量和可靠性在很大程度上决定着整个核动力装置的工作可靠性。如果考虑到阀门工作条件之复杂和使用数量之众多，就可以更加明显地看到各种阀门的重要作用了。经验证明，整个核装置工作故障的许多情况是由于阀门不能很好的工作所引起的。

对阀门结构的强度要求、密封性要求、无故障性和耐久性要求等尤其重要。尽管在阀门设计和制造工艺方面取得了很大的成就，但要解决阀门制造方面的全部任务，使之能满足核装置的全部要求，以保证其可靠运行，那么就还有很多事情需要去做。搞阀门的设计师、制造工艺师和核动力装置的设计人员、运行人员，必须联合起来共同努力，才能完成好上述任务。

有关这个领域的现有结构、所用材料、各种可能的设计方案和发展趋势的资料和数据，对采用正确的方案会是有益的。为此目的，在本书内给出了有关核动力装置上阀门工作条件的数据、对阀门的技术要求、苏联工厂和其他国家公司生产的不同结构和驱动装置的阀门及其用途，阐述了运行中的某些问题；给出了典型部件的结构和它们的性能，研究了计算阀门可靠性的某些方法。本书主要论述苏联中央管道阀件制造工业设计局（ЦКБА）和其他设计单位、企业等所设计的供大功率机组用的各种阀门。

译者的话

论述有关核电厂主要设备的书，国内外已经出版了不少，但论述有关核电厂阀门的书，出版得还不多，尤其国内尚没有一本较系统较完整的这类书问世。本书正填补了这一空缺。从以往核电厂所发生的事故的统计材料来看，因阀门故障而引起的事故占相当大的比重，美国三里岛核电厂的事故就是一例。在核电厂，阀门的重要性不仅在于它们使用的数量之大，而且种类繁多。因此，为了保证核电厂的可靠运行，需要正确地设计和使用阀门。首先就要很好地了解核电厂所使用的各种类型的阀门，包括它们的要求、功能、结构、特点、材料、作用力的计算和强度计算；为了提高阀门的质量，需要进行质量监督和各类试验，对它们进行可靠性分析。以上内容本书都做了详细介绍和论述。本书是核电厂的设计、建造和运行人员以及阀门设计和制造人员必不可少的参考书。这对我国正在建设核电厂的工作，会有所帮助。本书所引用的资料不仅来源于苏联，而且也来自世界其他国家的核电厂和阀门制造厂。

在翻译过程中，本书某些章节得到清华大学徐秉业教授和吕允文副教授，首钢大学杨学忠副教授的审阅和帮助，谨此表示感谢。

由于译者的水平有限，而且本书涉及的专业面较广，缺点和错误在所难免，敬请读者批评指正。

1987年2月

目 录

第一章 阀门的工作条件和对阀门的要求	
1.1 核动力装置的主要类型	1
1.2 阀门在回路和系统内的配置	6
1.3 核电厂回路和管道系统内的主要介质	9
1.4 对阀门的要求	12
第二章 阀门各部件所用的材料	
2.1 结构材料	16
2.2 垫片材料、填料材料和润滑材料	24
第三章 切断阀	
3.1 工作条件	28
3.2 闸阀	29
3.3 截止阀	43
3.4 蝶阀	51
3.5 电磁阀	53
第四章 调节阀	
4.1 对调节阀的要求	55
4.2 调节阀	55
4.3 手动调节阀	66
4.4 节流阀	68
4.5 直接作用式调节器	72
第五章 安全阀	
5.1 安全阀的结构	77
5.2 直接作用式安全阀	77
5.3 脉冲安全装置	81
5.4 防爆膜装置	89
第六章 保护阀和分相阀	
6.1 保护阀的功能	92
6.2 止回阀	92
6.3 保护阀	95
6.4 快速动作闸阀	100
6.5 分相阀	101
第七章 核动力装置阀门的标准部件	
7.1 阀体和阀盖的连接	104
7.2 阀体与管道的连接	108
7.3 填料密封部件	111
7.4 波纹管部件	115
7.5 阀门的关闭件	120
7.6 行程部件	124
7.7 操纵阀门的驱动装置	126

7.8	分流装置	131
第八章 阀门的流体阻力计算		
8.1	基本原理	134
8.2	流通特性	135
8.3	调节阀尺寸的选择	138
8.4	安全阀的选型和水力计算	141
8.5	确定凝结水疏水器的公称直径	143
第九章 切断阀作用力的计算		
9.1	保证关闭件密封性的条件	145
9.2	波纹管式截止阀作用力的计算	150
第十章 阀门的强度计算		
10.1	基本原理	153
10.2	可拆卸连接部件的作用力计算	155
10.3	法兰连接的螺栓上热变形和附加应力的计算	158
10.4	壳体壁厚的选择	160
10.5	圆形平盖和圆形顶盖的厚度选择	163
10.6	阀门零件的强度验算	165
10.7	许用应力	176
10.8	在圆柱形阀体元件连接处的应力集中	177
10.9	轴向对称圆柱形零件的热疲劳计算	178
10.10	防爆膜的计算	180
第十一章 核动力装置阀门的质量监督和产品试验		
11.1	质量监督和产品试验的分类及其方法	182
11.2	对制造阀门零件材料的检查	185
11.3	新钢种的试验	187
11.4	毛坯缺陷的探测	188
11.5	焊接接头检验	191
11.6	阀门的水压试验	193
11.7	阀门的交货验收试验	198
11.8	核动力装置阀门的可靠性试验	201
第十二章 核动力装置阀门的可靠性		
12.1	阀门结构的故障	205
12.2	可靠性指标	209
12.3	在设计阶段阀门可靠性的评价	214
12.4	根据测定试验结果确定阀门的可靠性	217
12.5	根据检查试验的结果确定阀门的可靠性	223
12.6	在试验少量样品的基础上确定核动力装置用的重要阀门的可靠性	223
12.7	标准可靠性指标	225
12.8	核动力装置用阀门的可靠性运行数据	227
参考文献		234
附录 本书所用单位与国际单位制单位的换算关系		236

第一章

阀门的工作条件和对阀门的要求

1.1 核动力装置的主要类型

在图 1.1 中示出了核电厂由核能转变为电能过程的原理图。一回路冷却剂将反应堆中铀棒内发出的热量传入蒸汽发生器，并在这里将热量传给二回路的工作介质。用蒸汽发生器产生的蒸汽推动汽轮机，带动发电机的转子转动而产生电能。第一个回路是反应堆回路，第二个回路是蒸汽发生器回路。核电厂原则上可以是一个回路，也可以是两个回路或三个回路。为了保证在核动力技术方面所采用的每一专业术语都有其确切的含义，苏联部长会议国家工业安全生产和矿山检查委员会（以下简称苏联国家工业安全和检查委员会*）确定了下列定义^[10]：

水-水反应堆——有压水和沸水反应堆两种。在压水反应堆内，水既用来作慢化剂，又用来作冷却剂，在任何正常运行工况下，以及从一种工况过渡到另一种工况时，水的最高温度总应低于与冷却剂回路内可能出现的最低压力下相应的饱和温度。在沸水反应堆内，则利用规定工作压力下相应的饱和温度的汽水混合物作为慢化剂和冷却剂。

石墨水冷（铀-石墨）反应堆——在这种反应堆内，石墨用来作慢化剂，水、汽-水混合物或过热蒸汽用来作为冷却剂，它们是沿着布置在堆芯石墨块内的平行工艺管道流动着，这些工艺管道用冷却剂的进口联管和出口联管相互连接起来。

蒸汽发生器——它是由外壳和壳体内的管系所组成的设备，用来生产蒸汽的，在其中靠一回路冷却剂来加热和汽化二回路内的给水而产生蒸汽。

稳压器——用来保持压水反应堆一回路内的工作压力不变的设备，靠采用蒸汽垫或气体垫来补偿一回路充水因温度变化而引起的水容积变化。

一回路——压水反应堆的主循环回路，它是由反应堆、蒸汽发生器（热交换器）、主循环泵、阀门和连接这些设备的管路以及稳压系统等所组成。石墨-水冷反应堆的一回路由反

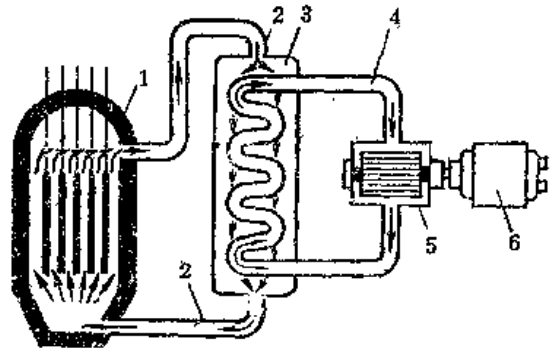


图1.1 核能转变为电能过程的原理图

1——反应堆；2——一回路；3——蒸汽发生器；
4——二回路；5——汽轮机；6——发电机。

* 原文的缩写为Госгортехнадзор СССР

应堆内的工艺管道、联管、分离汽包、驱使冷却剂在回路内实现强制复合循环的水泵*、阀门和连接回路设备的管路等所组成。

一回路系统——包括主循环回路及其辅助系统，如冷却剂的上充、排放和净化系统，回路内其他独立工艺回路的加热和冷却系统，放射性废物从一回路排放和贮存系统等等。

上述专业术语和定义是专用于核动力装置的，而常见于一般工程技术的还有下列各专业术语：

核电厂二回路——它是由蒸汽发生器或分离汽包到汽轮机前主汽阀的蒸汽管路、凝结水管路、给水管路、抽汽管路和蒸汽减压管路及其所有设备组成。

实验反应堆二回路——它是由接受一回路热量的有关的设备和管路等组成的。

工作压力——在正常运行条件下所产生的最大表压，并不考虑安全装置动作时所允许的短时间压力升高。

公称压力——在介质温度为20℃时的最大工作表压，在此表压下，阀门和具有一定尺寸的连接部件能保证长期工作。这是基于在选定的材料和温度为20℃下的强度特性所进行的强度计算而确定的。

试验压力——对设备进行强度和密封试验用的压力。

阀门的主要尺寸参数和动力参数在很大程度上取决于核动力装置工艺过程的容量参数和力能参数，而这些参数又主要取决于核动力装置本身的功率规模和类型。

核动力装置上的反应堆，根据裂变物质的分布情况可分成均匀堆和非均匀堆。在均匀堆中裂变物质以一种类似悬浮体的熔液状态均匀地分布在堆芯内。在非均匀反应堆中，裂变物质以管、棒或片的块状形式分布在工艺管道内。按反应堆慢化剂材料，反应堆可分成石墨堆、轻水堆、重水堆和有机堆。根据冷却剂的类型不同，它又分成气冷堆、轻水堆、重水堆、液态金属堆和有机堆。反应堆主要靠热中子、快中子或中能中子进行工作，其中快中子反应堆不需要慢化剂。

表 1.1 给出了几种可能的反应堆类型。在当代世界上主要采用的是热中子反应堆，但它

表1.1 核反应堆特性

反 应 堆	燃 料	慢 化 剂	冷 却 剂
石墨-常压水冷堆	天然铀	石 墨	水
石墨-压水堆	低浓缩铀	石 墨	水
石墨-气冷堆	低浓缩铀	石 墨	气 体
石墨-钠冷堆	低浓缩铀	石 墨	钠
水-水反应堆	低浓缩铀	水	水
重水堆	天然铀	重 水	水或重水
重水-有机堆	低浓缩铀或天然铀	重 水	碳氢化合物
有机堆	低浓缩铀	碳氢化合物	碳氢化合物
重水均匀堆	天然铀	重 水	重 水
轻水均匀堆	高浓缩铀	轻 水	轻 水
快中子非均匀堆	高浓缩铀、钚或钷	无	液态金属
快中子均匀堆	铀或钷	无	蒸汽或气体

* 原文中的Нагревателей疑为Нагревателей之误。——译者注

们并不能解决发展动力所面临的全部问题，而快中子反应堆则是一种更有发展前途的堆型。

按结构特点反应堆可分为压力壳式和压力管式两种。现今核动力中的主要堆型为热中子壳式压水堆或沸水堆、壳式石墨慢化或重水慢化气冷中子反应堆以及压力管式的石墨水冷反应堆、重水或沸腾轻水冷却重水慢化反应堆等。

在苏联用下列符号表示反应堆的类型和功率，例如：BBЭP-440——电功率为440兆瓦的水-水动力反应堆；PBMK-1000——电功率为1000兆瓦的压力管式大功率石墨-沸水反应堆；BH-600——电功率为600兆瓦的快中子反应堆。

压力壳式反应堆(见图1.2)的外壳是直径为3.5—4米、高为15—18米的钢制压力容器，能承受内压100—180千克力/厘米²。在这种压力容器内安装了反应堆堆芯，它由释热元件组装成的释热组件所组成，释热元件是装有二氧化铀芯块的锆管。释热元件发出的热量靠流过反应堆堆芯的高压水载出(见图1.2)。水也作为慢化中子的慢化剂。具有各种不同的方法把热量传输到汽轮机，将热能转换为机械能，最后变为电能。一般是靠水将热量传送到蒸汽发生器，在蒸汽发生器的二次侧产生蒸汽，送到汽轮机(双回路系统)，或者在反应堆堆芯内直接产生蒸汽(单回路系统)，后一种情况是沸水堆系统，它的压力容器的设计压力为60—80千克力/厘米²。表1.2给出了压力壳式水-水反应堆所采用的一些参数。

压力管式反应堆(见图1.3)没有坚固的外部压力容器，释热元件是装在压力管内，高压水从中流过。在压力管之间放置了中子慢化剂——石墨或被冷却的重水。压力管式反应堆与压力壳式反应堆相比有它的优点和缺点。压力管式反应堆的尺寸比压力壳式反应堆要大得多，正因为它是由很多尺寸较小的同一型式构件所组成，因此它们的生产安排就比较容易，并在生产上能保证细心的加工工艺和可靠的检验。靠增加同样构件的数量，使压力管式反应堆的单堆功率可达2000兆瓦。单堆功率小的压力壳式反应堆所需要的费用比压力管式反应堆的要少。

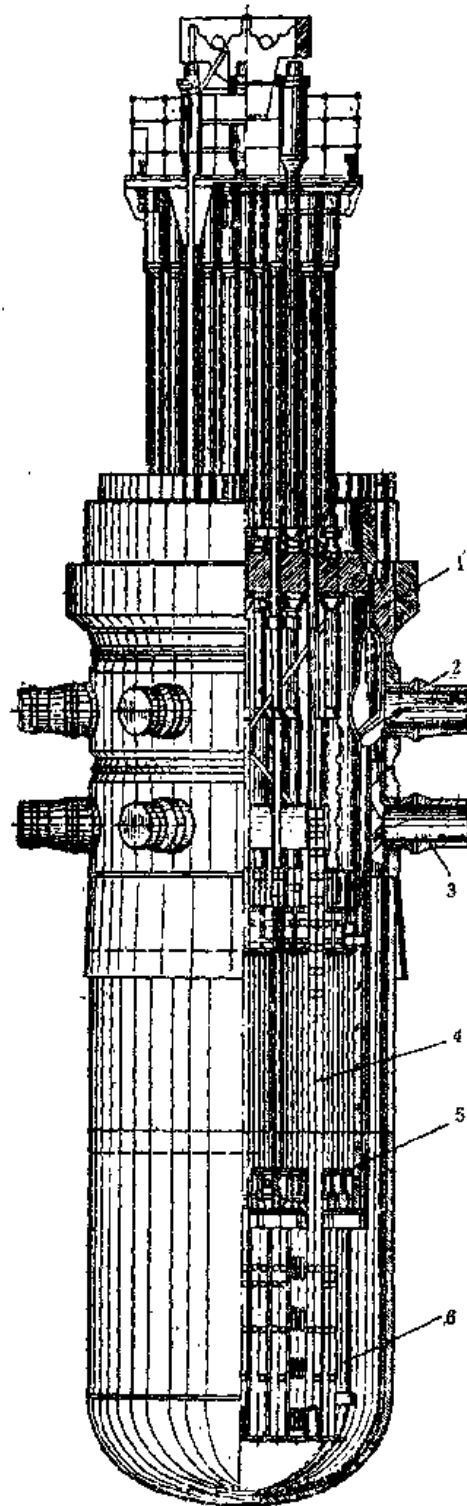


图1.2 压力壳式水-水型反应堆

1——压力容器；2——冷却剂的出口接管；3——冷却剂的入口接管；4——反应堆堆芯；5——堆芯吊篮；6——排放管。

表1.2 带压力壳式水-水反应堆的核动力装置的主要参数

参 数	BB3P-210	BB3P-365	BB3P-440	BB3P-1000
热功率, 兆瓦	760	1320	1375	3000
电功率, 兆瓦	210	365	440	1000
反应堆压力容器内的压力, 千克力/厘米 ²	100	105	125	160
冷却剂在蒸汽发生器的入口/出口温度, °C	273/252	280/252	301/268	322/289
饱和蒸汽温度, °C	236	238	259	278
饱和蒸汽压力, 千克力/厘米 ²	32	33	47	64
汽轮机前的饱和蒸汽压力, 千克力/厘米 ²	29	29	45	60
给水温度, °C	189	195	226	220
汽轮机数目	3	5	2	2

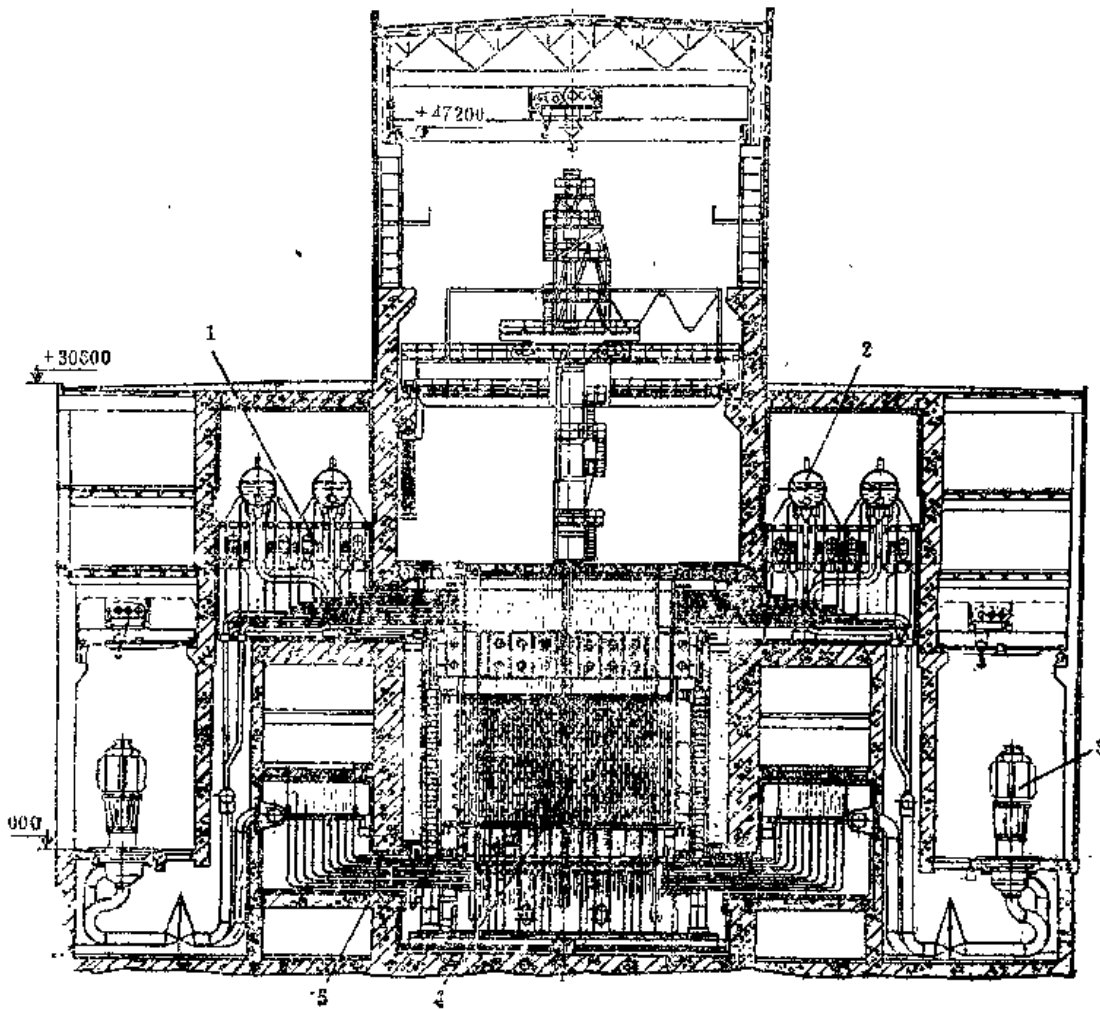


图1.3 压力管式反应堆PBMK (沿复合循环回路纵剖面图)

1——汽-水混合物引出管线; 2——汽-水分离器; 3——水泵; 4——堆芯; 5——给水管线。

在表1.3内给出了别洛雅尔斯克核电厂内功率为286兆瓦和530兆瓦以及这一系列生产的PBMK更大功率反应堆的参数，这类反应堆是压力管式石墨-水冷反应堆。

快中子反应堆(图1.4)^[6]不应有慢化剂，因此可用液态钠作为冷却剂。当钠和水相接触时会引起爆炸。钠能很快氧化并有起火危险。因此引出堆内热量一般应采用三回路系统。在第一个回路内，冷却剂是液态钠，它预热后进入反应堆堆芯。在舍甫琴珂核电厂，液态钠的堆芯入口温度为300℃，而堆芯出口温度为500℃。在别洛雅尔斯克核电厂第三期工程中的快堆，根据设计参数，进入堆芯的液态钠，温度为375—410℃，而导出堆芯时钠的温度为545—580℃，在第一回路内的钠具有放射性，它必须利用热交换器将热量传给第二回路内的冷却剂（也是液态钠）。在舍甫琴珂核电厂，第二回路内的液态钠温度为450℃。二回路内的热量再传递给第三回路，在第三回路内的工质是水。在别洛雅尔斯克核电厂的蒸汽发生器内，产生压力为137千克力/厘米²的过热蒸汽，在汽轮机前的蒸汽压力为127千克力/厘米²，温度为505—540℃。BH型钢冷快中子反应堆的特性在表1.4中列出。

很多国家，如英、法、意，石墨气冷堆获得了很大的发展，它们是用二氧化碳气体作为工质。英国所有核动力就是立足于这种类型的反应堆。美国主要是建造压水反应堆和沸水反应堆，并设计建造快中子反应堆，表1.5上列出了国外某些不同类型核动力装置的主要参数。

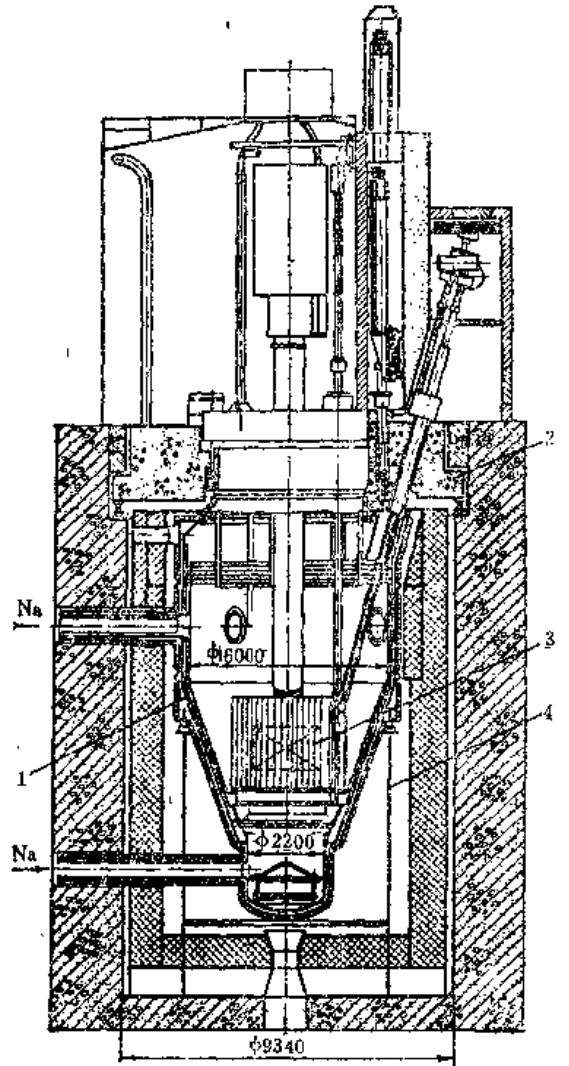


图1.4 带液态金属冷却剂的快中子反应堆BH-350
1——反应堆容器；2——屏蔽层；3——反应堆堆芯；4——反应堆支撑结构。

表1.3 压力管式石墨-水冷反应堆核动力装置的主要参数

参 数	别洛雅尔斯克核电厂		PBMK-1000	
	1号堆	2号堆		
功率, 兆瓦	热功率	286	530	3200
	电功率	100	200	1000
汽机前的蒸汽压力, 千克力/厘米 ²	90	90	70	
蒸汽温度, ℃	520	520	284	
汽轮机台数	1	2	2	

表1.4 快中子反应堆核动力装置的主要参数

参 数	BH-60	BH-350	BH-600
功率, 兆瓦			
热功率	60	1000	1430
电功率	12	350	600
反应堆出口的钠温度, °C	550—600	500	580
汽轮机前的蒸汽温度, °C	540	440	540
汽轮机前的蒸汽压力, 千克力/厘米 ²	90	50	127
循环的环路数	2	6	3

表1.5 国外某些核动力装置的主要参数

国 名	装 置 名 称	功率, 兆瓦		一 回 路 冷 却 剂			汽轮机前的蒸汽参数	
		热功率	电功率	介 质	压力千克力/厘米 ²	温度°C	压力千克力/厘米 ²	温度°C
美 国	印第安角-2	2758	902	水	157	313	51	260
	德累斯顿-2	2527	809	水	70	302	66.5	280
	恩里哥-费米-1	200	65	钠	8.4	462	42.2	407
英 国	唐瑞PFR	600	250	钠	6.8	560	162	538
	丹季尼斯-B	3000	1320	二氧化碳	34.5	670	163	566
西 德	布龙斯比特耳KKB	2292	806	水	71	286	67	281
	菲利普斯堡-1KKP	2572	900	水	71	285	68.5	281

1.2 阀门在回路和系统内的配置

管道阀门在核动力装置的所有回路、管道、动力设备、储存缸、各种容器和水池, 以及与利用或传送液体和气体介质有关的部件上均有配置。装置的功率越大、管道的直径越大、介质的压力和温度越高, 则因设备或管道损坏和事故而造成的后果就越严重, 在这些系统上安装管道阀门的作用就更加重要, 对阀门的强度和可靠性也就提出了更高的要求。

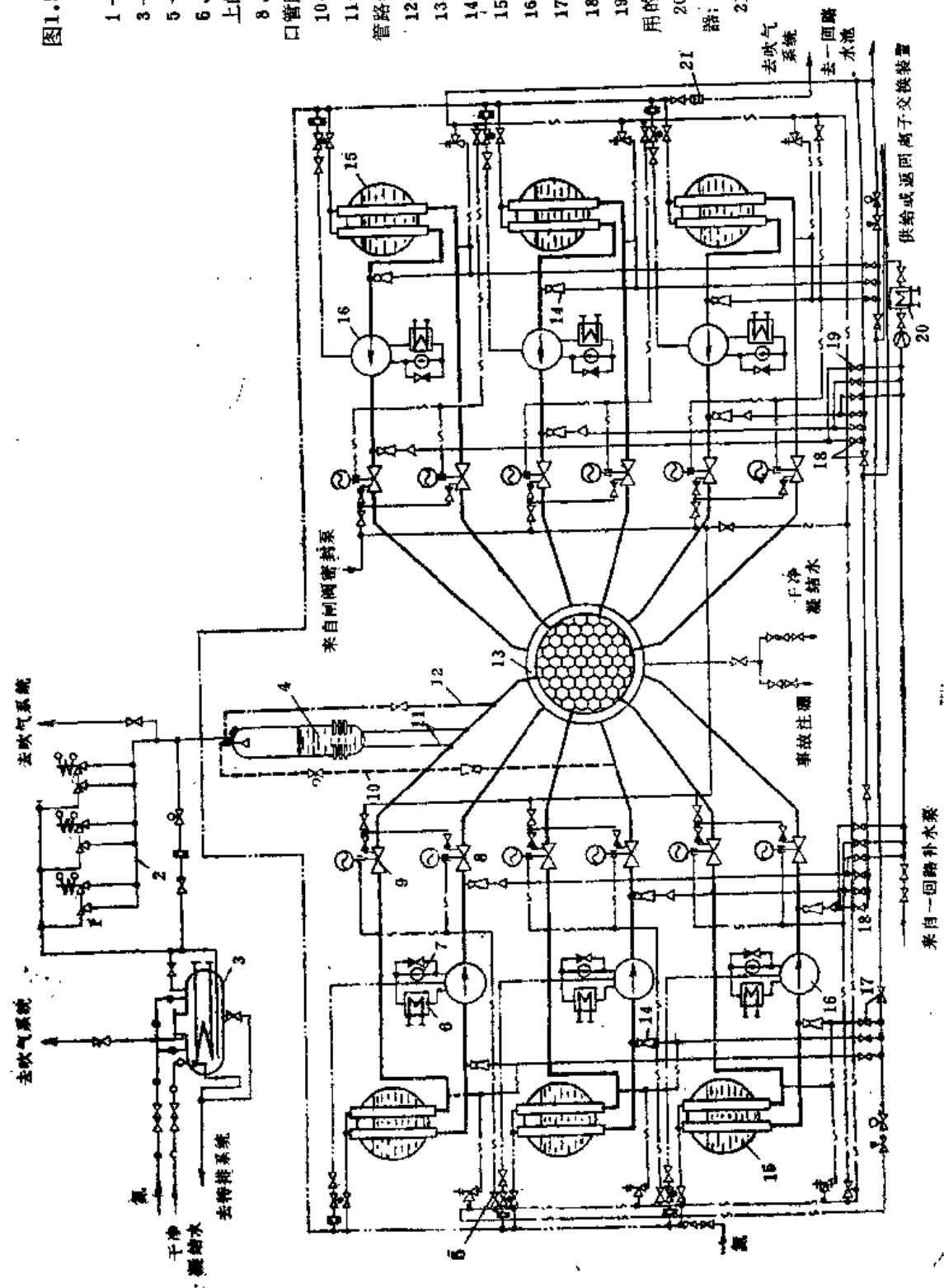
阀门可安装在以下系统上: 一回路的稳压系统(如果冷却剂不汽化), 水的净化系统, 反应堆的补水和事故冷却系统, 排污系统, 除气和抽气系统, 燃料运输和贮存系统, 反应堆装置的定期去活性系统, 以及当石墨作慢化剂时的石墨砌体的充气系统, 等等。

图1.5和1.6为BB3P-440和BB3P-1000反应堆装置的系统图和辅助系统图。由图可见, 包括在这些系统内的有: 装有主闸阀的主循环管路、辅助管路、疏水排放管路、净化凝结水管线、工艺水管线以及其他管线。这样, 在反应堆装置上采用了不同等级、不同类型和不同形式的阀门, 它们在不同条件下工作, 并有不同的通径。

核动力装置上的阀门可分成一回路系统阀门、高压和中压参数的动力回路阀门(二回路阀门)以及辅助系统和管路阀门。一回路阀门具有最重要的意义和最大的通径, 并在最复杂的条件下工作。因此, 不论是在材料的化学成份和机械特性方面, 还是在结构的密封性和可靠性方面, 都提出了一系列的特殊要求。当一回路内的水或蒸汽流过阀门时, 对它们的个别部件可造成放射性沾污。放射性水平取决于进入工作介质内的腐蚀产物的固体颗粒的数量,

图1.5 BB3P-440反应堆一回路系统图

- 1——安全阀; 2——蒸汽联管;
- 3——排放箱; 4——稳压器;
- 5——集漏管线的截止阀;
- 6、7——主循环泵自冷却回路上的热交换器和泵;
- 8、9——在一回路入口管路和出口管路上作切断用的主闸阀;
- 10——喷淋管路;
- 11——稳压器与主回路热端的连接管路;
- 12——溢流管路;
- 13——反应堆;
- 14——节流装置;
- 15——蒸汽发生器;
- 16——主循环泵;
- 17——主回路回水截止阀;
- 18——主回路吹洗用的截止阀;
- 19——一个环路的加热和停堆冷却用的截止阀;
- 20——预热和停堆冷却用的热交换器;
- 21——泄漏信号装置;



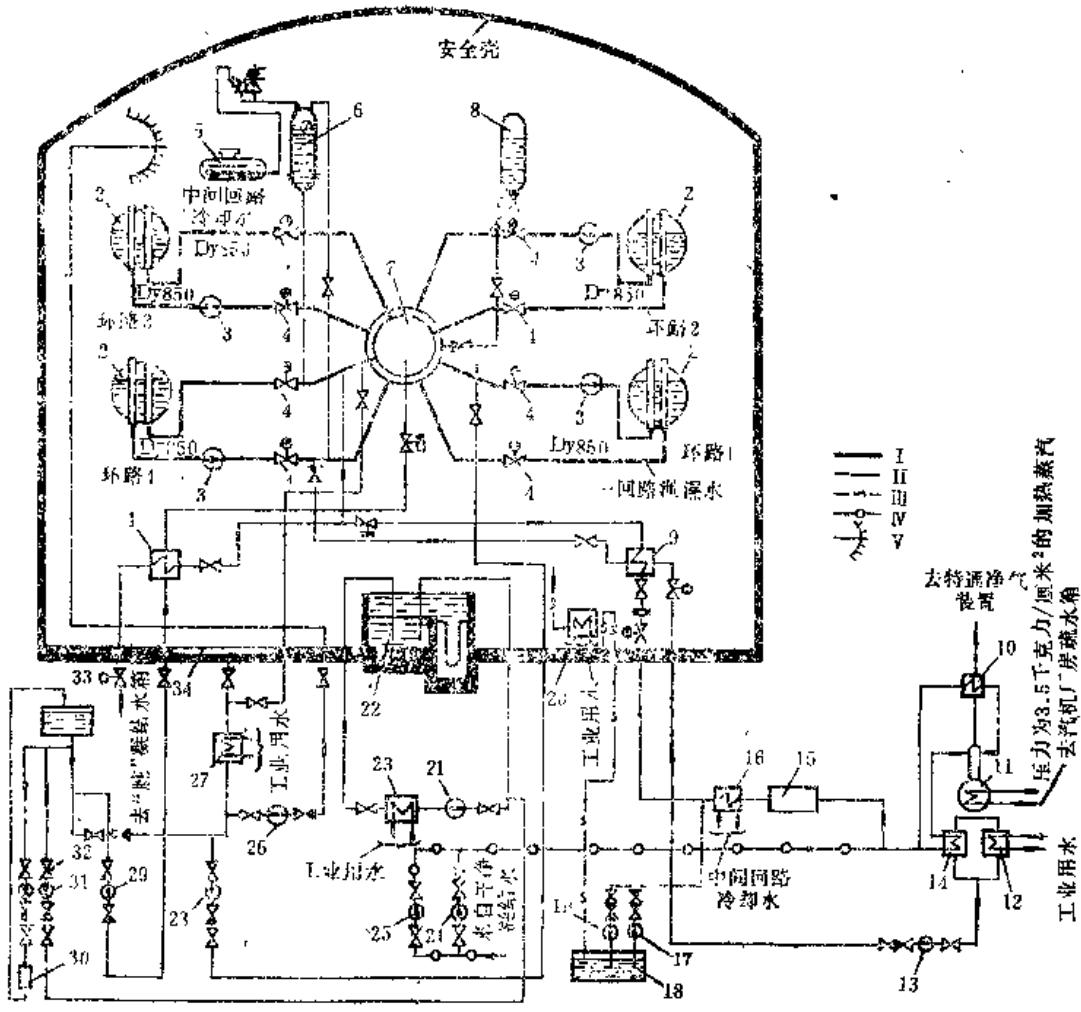


图1.6 BB3P-1000反应堆装置系统及辅助系统图

- 1——瞬事故注入回路热交换器；2——蒸汽发生器；3——主循环泵；4——切断用的主闸阀；5——排放箱；6——稳压器；7——反应堆；8——事故冷却水箱；9——一回路过滤器回路上的热交换器；10——补水脱氧器的余汽冷却器；11——一回路补水脱氧器；12——一回路补水预热器；13——补水泵；14——一回路补水冷却器；15——待排水净化过滤器（ $P=20$ 千克力/厘米²）；16——一回路净化预热器；17——集漏水水泵；18——集漏水箱；19——集漏水辅助泵；20——一回路集漏水冷却器；21——储存水池停堆冷却回路泵；22——储存水池；23——储存水池停堆冷却换热器；24——净凝结水泵；25——净凝结水辅助泵；26——喷淋泵；27——事故冷却换热器；28——事故冷却泵；29——事故硼注入泵；30——特排水净化过滤器（ $P=6$ 千克力/厘米²）；31——储存水池充水泵；32——送硼溶液净化用水泵；33——事故硼溶液箱；34——集水坑；I——主循环管路；II——辅助管路；III——流排水管路；IV——净凝结水管路；V——喷淋装置的喷嘴。

因此，主回路管道及其阀门都是用耐蚀钢制造的。所有的连接方式都采用焊接，而采用法兰连接的只是极个别的情况。由于主回路具有高放射性，所以主回路的部件，其中包括阀门，它们的内腔应当具有非常简单的形状，使能进行精心加工、清洗和排水。二回路介质具有低放射性，但这个回路的管道也应要求精心制作，在回路内的阀门同样采用焊接连接。

布置在反应堆大厅内的所有阀门都是处于特别复杂的条件下。反应堆大厅具有严格的制度，它的所有房间根据对允许工作人员的进入条件分成三类：第一类是在工作期间不允许进

人的房间——非操作间；第二类是经特殊批准在短时间允许进入的房间——半操作间；第三类是操作间，即在工作期内工作人员可经常进入的房间。

实际上所有的系统都设置了阀门，其中最广泛的是闸阀、截止阀、止回阀和安全阀。为了按备用原则来提高可靠性，很多阀门都是成对工作并串联放置着。大量的阀门设有电动装置和其他类型的驱动装置。切断阀、调节阀、保护阀、安全阀、节流阀和其他类型的阀门广泛地获得了应用。核电厂、实验和研究用核反应堆及其装置的设备安全运行和建造规程^[10]

(以后简称规程[10])规定了在一定的管段上需安装相应种类的阀门。在蒸汽、水和气体的引入和引出管路上应设置切断阀。在稳压器、蒸汽发生器上以及在单回路装置的分离汽包上至少应设置两个安全阀，其中一个是为检验用的阀。

在稳压器、分离汽包和一回路的其他容器上，以及蒸汽发生器上只能设置脉冲式安全阀。而且辅阀应是直接作用式的直径不应小于15毫米，并配有电磁驱动机构进行开启和关闭。在其他情况下，可允许设置通径不小于20毫米的杠杆-重锤式或弹簧式(直接作用)安全阀。安全阀应安装在设备的管接头上或直接与设备连接的管段上，中间不能有关闭件。

在石墨水冷堆上，如有过热蒸汽管道时，脉冲式安全阀(非直接作用)应安装在过热蒸汽管道的出口联管上或主停汽阀前的蒸汽管道上。

在那些工作压力低于流入介质压力的设备和管道上，应设置自动减压装置，并在它们的低压侧安装压力检测装置及安全阀。在安全阀与被保护的设备之间不允许再设置任何关闭机构。在泵的出口管线上安装止回阀时，它应设置在泵与容器的切断阀之间。在结水管路上应设置切断用的截止阀或闸阀和止回阀，而止回阀应布置在截止机构之前(沿流程方向)。在给水管路上还应设置调节阀。

规程[10]规定了必须设置检验-排放阀的一系列具体条件。在两个闸阀之间的管段最低点，应设有排放管，并装有供排放和排污用的切断阀。为了排出空气，在管道的最高点应设有出气口。为了从一回路和它的辅助系统排出空气，在管道上应装备两种阀门——节流阀和切断阀。

在所有能用关闭件截断的蒸汽管段上，为了能对它们预热和排污，应在两端点处设有带截止阀的支管，当与一回路系统联络的蒸汽管道压力高于22千克力/厘米²时，设置的支管应有两个串联放置的阀门(切断阀和节流阀)。在公称压力为200千克力/厘米²以上的蒸汽管路上，支管应串联设置切断阀和调节阀及节流孔板。在管段可从两个方向进行预热的情况下，应在管段的两端都设置排污管。在排污装置上，需设置必要的监测手段，以便在对管道进行预热时能监督其工作状况。

在饱和蒸汽管道及过热蒸汽管道的死管段上，必须考虑凝结水的连续排放。

1.3 核电厂回路和管道系统内的主要介质

在核电厂的回路和管道系统内所采用的液体或气体冷却剂，主要包括加压水、蒸汽、液态钠和氦气。也可采用二氧化碳气体、重水、有机载热质等等作为冷却剂。在核电厂各种不同系统的管道内，也输送着如工艺水、去盐水(蒸馏水)、氮气、氩气、化学试剂以及一系列其他专用介质。

水和蒸汽是应用得最广泛的介质，因而绝大部分管路阀件都是在这类介质中工作的。电

厂的长期运行经验表明，在阀门制造这个领域内，还存在一些问题，需继续加以研究改进，但目前已积累了大量的成功经验。水在轴衬作用下易于离解，具有一定的腐蚀作用。由于水在常压下沸点很低，因此在回路内必须保持很高的压力。

一回路内的水必须清除氧化物及其他悬浮物，因为它们在反应堆内要活化，沉积在管壁上不利于传热。同样要除氧，因为它能氧化金属表面。设备和管道在运行过程中产生的氧化物要比水中的天然杂质多。设备的金属表面产生氧化是与水在反应堆内辐照分解产生具有腐蚀-浸蚀性原子态的氧和氢有关，氧引起设备的腐蚀，而氢与稳压器内的气体（可能是氮、氦或蒸汽）进行反应。如果杂质（在一回路水内的腐蚀产物）的含量很多，它们在反应堆、蒸汽发生器、水泵和阀门等设备内进行沉淀，这会使设备的工作性能变坏，提高了它们的放射性水平，并造成检修困难。

液体介质在阀门内可产生流体动力作用，形成水击、振动、因汽蚀磨损而产生金属和侵蚀以及其他现象。除压力和温度外，介质流动速度也影响到上述现象的强度。表 1.6 内给出

表 1.6 核电厂循环管路内冷却剂的流速

冷 却 剂	管道材料	介质流速, 米/秒
加压水	碳 钢	2—4
	奥氏体钢	8—12
重 水 汽水混合物	奥氏体钢	8—12
	奥氏体钢	10—15

了核电厂循环管路内冷却剂的流速，而动力装置内水和蒸汽一般所采用的流速列于下表：

介 质	流速, 米/秒
进入汽轮机的过热蒸汽	
高压	40—60
中压	60—70
中间过热蒸汽	35—50
低压蒸汽	40—70
饱和蒸汽	20—40
进入降温减压装置的蒸汽	60—90
压力母管内的水	
补水母管	2.5—4.0
凝结水、生水母管	2—3
泵吸水母管内的水	0.6—1.5
排水和溢流母管内的水	1—2
燃气和空气	10—20

当冷却剂为液态钠时，一回路内阀门的工作条件就更为复杂了。蒸汽参数越高，核电厂的经济性就越好，因此，也必须相应地提高冷却剂的温度。液态金属冷却剂与水不同，它不需要很高的压力就能获得很高的温度。从可供使用的液态金属冷却剂中（铅、汞、钠、锡以及其他）只有钠获得了实际的应用。重液态金属冷却剂的缺点是它对很多结构材料都有强侵蚀性，密度过高，多数具有毒性。

钠的熔点不高 (97.8℃)，沸点下的液体密度为 0.93 克/厘米³。钠的沸点为 883℃。钠的腐蚀性相对地并不大。在室温下空气中的氧与钠相互作用，但在表面迅速形成氧化膜，使得这种相互作用过程不再继续，而随着温度的提高，这种作用过程的强度急剧增加。钠与水的相互作用非常强烈，当换热器的连接处不严密时，或者当回路尚未完全吹干就往里充钠时，在反应堆内水与钠有可能发生接触。在钠与水大面积接触时可能引起爆炸，因为钠与水反应的结果会释放出巨大的热量和气态氢。当温度在 400℃ 以下时，钠不与氮起作用，在 600℃ 以下时，也不与碳酸气起作用。

钠通过反应堆堆芯时成为放射性的，但二回路的钠为非放射性的。液态钠与其他液态金属冷却剂相比具有良好的热物理性能，并对大多数相接触的结构材料具有最小的侵蚀性。

在回路内液态钠的温度一般为 450—600℃。图 1.7 给出了舍甫琴珂核电厂液态钠在管路各段的温度分布。在快中子反应堆 BH-60 和 BH-600 上，钠在反应堆出口的温度分别为 550—600℃ 和 580℃。由于蒸汽温度日益提高，使得最新核装置上的钠温也逐渐接近 900℃。因此，阀门制造的设计人员和生产技术人员也应完成相应的研制工作。在钠回路内的工作压力一般并不高 ($p=15$ 千克力/厘米²)，而且二回路内的压力一般高于一回路 (反应堆回路) 内的压力，这是为了避免在管道密封受到破坏时一回路内的放射性钠往二回路漏流。为了驱动回路内的钠使之循环，消耗的功率并不很大。

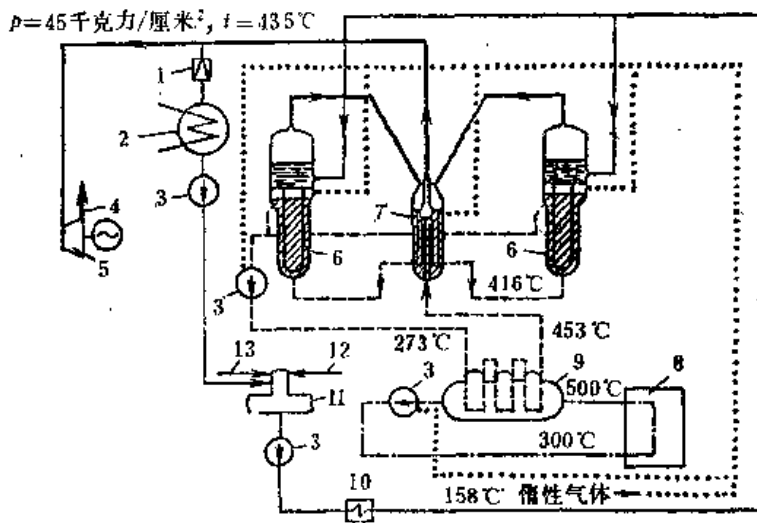


图1.7 带BH-350反应堆舍甫琴珂核电厂的热力系统

- 回路内的钠； - - - - -中间回路内的钠； —— 蒸汽； —— 给水； 燃气。
- 1 — 降温减压装置； 2 — 冷凝器； 3 — 泵； 4 — 引到淡化装置； 5 — 汽轮机； 6 — 蒸发器； 7 — 蒸汽过热器； 8 — 反应堆； 9 — 热交换器； 10 — 回热加热器； 11 — 脱氧器； 12 — 输入补给水； 13 — 凝结水返回。

液态钠要求对氧和碳清除得特别干净，因氧会加速腐蚀过程，而碳在结构钢，特别是奥氏体钢中有产生渗碳作用的危险，往钢里渗碳会使钢脆化，因为渗碳作用是沿晶界进行的。碳可从润滑油、泵和阀门的密封填料以及由石墨材料制成的系统其他部件中进入钠内。当氧在系统内的含量不超过 0.01% 时，即使在钠的流动条件下比静态下腐蚀增加一些，但对耐蚀钢都不会造成任何现实的危险。如钠中的含氧量超过 0.02% 时，即使在长期静置下也会

钢产生不允许的脆化。

在稳压器内的工业纯氮中,含有一定数值的氧,它会引起液态金属冷却剂的氧化,因此,一回路内的冷却剂要保持连续清洗。

运行时从钠中去除氧是在冷阱和热阱内进行的。在冷阱内,当温度接近于钠的熔点温度时,钠的氧化物就沉淀出来。在热阱内,锆强烈地从钠中吸取氧,并形成相应的氧化物留在热阱内,然后挂结在锆的表面上。

液态钠是一种很好的还原剂,清除金属表面后能促进那些固态相互共容金属的扩散过程,因此,在互相接触的金属构件之间,在温度比通常焊接温度低很多的情况下即发生冷焊(自粘接)过程。这种现象可发生在阀门结构的零件之间(截止阀和其他阀门),当它们长期处于力的作用下,并且随着温度和作用力的提高,互相粘接的牢固程度也会增大。

液态金属冷却剂具有高导热性,因此,在液态钠中工作的阀门零件比在水或气体冷却剂的阀门零件更易于承受热冲击。由于一回路的钠具有放射性,因此,对于阀门结构提出了相应的密封要求,并限制采用含有某些在这种情况下不允许有的金属元素(钴)的钢和合金。

氮对金属不产生腐蚀,并具有良好的传热性能。但氮气很昂贵,并且流动性大,易于泄漏,因而使应用氮做冷却剂的规模受到一定的限制。

二氧化碳气体(CO_2)在温度为 500°C 时辐照,会分解成 CO 和 O ,而 O 能引起金属的腐蚀。如果系统内存在着水蒸汽,它能和 CO_2 的分解产物起反应并释放出氢气,这时即不宜采用那些在氢作用下有脆化倾向的材料或与氢起反应的材料。

重水(D_2O)的热中子俘获截面几乎是普通水的七百分之一,其他物理性能与普通清洁水的性能相接近,重水的腐蚀作用比普通水的还要小。

有机体冷却剂(二联苯、三联苯等)不腐蚀结构材料,因此,选择在有机体冷却剂介质中工作的零件材料就不会遇到困难,但是它们在中子作用不会分解,并释放出氢气,而氢会使结构钢脆化。

1.4 对阀门的要求

由于在核动力装置的系统,阀门故障可能引起严重的后果,所有参与阀门制造过程和运行过程的单位和工厂,应对阀门工作的安全可靠按照自己所参与的范围和职能承担相应的责任。对阀门的主要要求应由定货单位(设计单位)明确规定,定货单位负责正确选择阀门的类型。阀件设计者(或设计单位)应研制出能完全满足定货要求的结构,设计者应对所有采用的结构方案负责,其中最重要的方案应和定货者协商确定。

制造厂必须供应合格产品,完全满足由阀件设计人员制定的技术文件中所提出的产品要求。制造厂对所提供的产品质量负责。安装单位应完全按照阀门的结构特点(介质的流向、衬垫和填料的材料、紧固件材料等)安装在设计所规定的位置上,它对全部安装工作的质量负责。运行单位和运行人员应遵守阀门的运行规程,负责按时进行技术维护和检修。

为了制造出高质量的阀门,并对它们进行进一步的改善,所有参加制造与运行的单位必须共同合作。为了能满足其功能和运行条件等诸方面的综合要求,创造出适当的结构,必须在设计和加工工艺方面采用有效措施:如选择适当的结构材料、制定零件制造的正确方法、制造出可靠的部件等等。只有那些有条件的企业和专业化单位才许可制造用于核动力装置上

的阀门，它们必须按照规程[10]、各种标准和技术条件，具有保证高质量地完成的技术手段，并得到苏联国家工业安全和检查委员会所属的地方机构的批准。

在美国，设计和生产核电厂用阀门的许可证，只授予那些有能力保证生产高质量阀门的工厂，它们必须按照《美国机械工程师协会 (ASME) 锅炉和压力容器规范》进行设计和制造。为此，它们必须具有丰富的经验、技术高超的工人和与之相应的设备。这些工厂有权在它们的产品上盖上相应的质量标记（标记N）。为了获得使用这种标记的权利，制造公司须与具有全权在生产过程中检验产品质量的机构订有合同，并由这个检验机构的代表在该厂的成品上打上N标记。

由于阀门工作的参数和介质以及所完成的功能不同，在管路上安装的地点、操作和运行条件又不一样，使得对不同类型、不同等级和不同形式的阀门必须提出不同要求。考虑到阀门及其服务对象的功能，对每种阀门产品都要提出一套明确的要求。对阀门的共同要求可归纳如下：

1) 强度和刚度——能承受持久的和短时间的压力、作用力和扭矩的能力，而不出现明显的弹性和塑性变形，以保证产品能正常的工作。

2) 耐久性——在预定的时期内，在首次故障之前能以给定的概率无故障地或以允许的故障率完成自己功用的能力，

3) 对于工作介质具有耐蚀性；

4) 循环寿命——以给定的概率，在首次故障之前，完成给定的循环动作次数的能力；

5) 外密封和内密封，即对外部介质能密封，对被阀瓣所截断的两段管道能密封；

6) 采用所要求的驱动装置和能源（电源、水源、汽源、油源、压缩空气源）；

7) 保证给定的（截断流道）动作速度；

8) 能安装在所要求的位置上；

9) 规定与管道连接的方式（焊接、法兰连接、端面接头的连接或卡套连接）；

10) 操作简单方便——能在操纵人员方便的位置上，用规定的操作力手动操作阀门；

11) 结构的工艺性能——制造时耗费最少的劳力和资金的可能性；

12) 检修方便——耗费最短的时间、最少的劳力和资金就能恢复阀门的工作能力；

13) 尽可能减少用材及减轻设备重量。

为了充实和进一步明确上述内容，对阀门可提出一些补充要求，在阀门不同的工作条件下，这些要求具有不同的意义：

14) 真空密封性能；

15) 阀瓣和阀座等部件结构材料的耐冲蚀性；

16) 具有备用手动驱动机构；

17) 带手动就地操纵和遥控操纵的阀门，应有就地阀瓣位置指示器；

18) 遥控操纵的阀门应有终端位置信号器；

19) 将阀瓣停放在任意位置上的可能性；

20) 有调整关闭和开启动作持续时间的可能性；

21) 无人维护，即阀门不进行技术维护、调整、定期上油等就能完成自己的职能；

22) 无噪音和无振动；

23) 无易激活的合金元素（如钴及其他某些元素）；

- 24) 当阀门长期处于关闭或开启位置后, 能保证可靠的动作;
- 25) 介质易于从阀门的内腔排放的可能性;
- 26) 当向阀门充注介质时有放出空气的可能性;
- 27) 不应有难于清洗的滞流区和内腔;
- 28) 具有清洗内腔用的可拆卸的手孔盖;
- 29) 为了更换损坏的产品有远距离拆卸和安装阀门的可能性。

按照规程^[10], 设备、管道以及它们的部件(其中包括阀门)的设计和制造、安装和检修的技术条件, 应由主管各有关设计单位及生产厂的各部委(主管部门)共同协同汇总、拟定和审批。同时, 提出的设计和技术条件, 应完全符合订货人(设计单位)的要求。

如在设备(包括引进设备在内)的制造、安装、修理或运行过程中, 需对原设计进行修改, 那么事先必须取得这些设备原设计单位的同意。当实际上做不到这一点时, 也必须与有关专业的研究机关或设计单位一起, 共同协商更改设计。

设备应与规定形式的说明书和安装运行规程一起提供给定货单位。阀门的说明书应由制造厂提供, 而规程应由相应的安装和设计单位制定。

公称通径大于20毫米的阀门, 如用合金钢制造, 在说明书上应有制造主要零件(阀体、阀盖和紧固件)所用材料的牌号、公称通径、公称压力或工作压力和介质温度等。在阀体的显著部位贴上厂标, 在其上印有下列出厂数据: 制造厂的名称或商标, 出厂年月, 设备编号或惯用符号或图纸编号, 以毫米为单位的公称通径, 公称压力 p_r , 千克力/厘米², 或工作压力 p_w , 千克力/厘米², 和工作温度 t , °C, 试验压力 p_{rs} , 千克力/厘米²。如有要求, 也可标出介质流向。在手轮上标出手轮开和关的转动方向。不允许在出厂名牌的数据上涂漆, 出厂名牌的位置和标记方式应在图纸上注明。

设计单位应对阀门设计、强度计算和材料选择的正确性, 以及是否符合规程^[10]等负责。而对阀门制造、安装和检修的质量负责的是完成相应工作的企业(单位)。

规程^[10]对包括阀门在内的设备规定了下列一般要求。

阀门应在设计要求的使用期限内能安全及可靠的运行。应规定对母体金属和焊接接头能用无损探伤法进行观察和检查, 能进行擦拭、清洗排放和检修。如果根据设备和管道的布置条件或辐照条件, 按规程^[10]用现有的手段不能完成就地检查金属状况时, 则应采用专门的装置和方法来保证完成上述检查。

对于设备和管道的所有部件, 凡运行人员能接近的部位, 如果其外壁温度高于45°C, 则必须进行绝热保温, 使绝热层外表面的温度不高于45°C。在运行过程中需要检查和量测金属形变的管段, 应安装可拆卸的绝热层。阀门应安装在便于维护和检修的地点。必要时应设立扶梯和平台。对于要求操作力大或远距离操纵维护的阀门, 应设置机械驱动装置或电动装置。为了降低上述操作力, 在二回路的管道上, 可设置旁通管路, 使能减小闸板前后的压降。在主回路的设备和管道上不允许采用铸铁阀门。

由核动力装置设计单位(定货者)提出的阀门设计的技术要求, 除上述要求外, 还应包括下列内容:

1) 阀门的主要参数: 等级、所要求的结构型式、公称通径、流通能力系数、公称压力(工作压力和工作温度)、控制方式、驱动装置的类型、气动或液动的工作介质、动作时间、所要求的流体阻力系数值、密封度。

2) 运行条件: 介质及其性质、工作压力和工作温度、工作压力 p_0 和工作温度 t_0 的可能波动值、化学成份、侵蚀性和放射性水平、阀门的主要用途和它在系统中的安装位置、动作频率(启、闭时间)、可利用度、运行期限、工作年限(一般为25—40年)、所要求的可靠性指标、维护和检修的可能性。

3) 附加要求: 可能出现的偏离于正常运行条件(冷水进入加热过的阀门内而发生的阀内热冲击), 要求在电源和压缩空气参数发生偏离等的不同情况下, 都能保证达到阀门必要的开启和关闭位置, 地震作用于带阀门系统的可能性等等, 阀门必须能排空、清理、清洗和放射性去污。

除了上面列举的以外, 对于某些类型的阀门, 为了满足特殊的运行条件, 还可能要求一些附加的数据。

由阀门的设计单位制定的技术文件随阀门一起交付用户, 其内容应包括为设计、安装和运行单位选型及正确的安装使用阀门所必须的全部资料, 其中包括如布局、阀门的连接尺寸、主要零件的材料、它们的热处理和所采用的防护涂层, 不同形式的试验方法、范围及结果。

第二章

阀门各部件所用的材料

2.1 结构材料

钢是核动力装置阀门所采用的主要结构材料。规程[10]不允许在核动力装置的设备（反应堆，蒸汽发生器，容器和泵壳等等）和管道上采用铸铁阀门。铸铁材料仅限于用在次要的，轻载荷的驱动机构零件上，以及辅助系统内非关键性阀门的制造上。青铜可用在阀杆螺母导向轴套和阀门的驱动轴套上。对于那些不需要推行规程[10]的地方（辅助系统上供低压、冷态介质和小通径的管道和设备等）除钢制阀门外，也可安装其他材料的阀门。

核动力装置工艺循环回路上的所有环节无事故地工作是极重要和必要的，这就促使人们小心谨慎地对待其经济性问题，虽然采用比钢更廉价的材料会更经济些，但在强度和耐磨性方面就不如钢了。结构材料应保证阀门零件在工作介质温度下的持久强度，应具有在给定介质下的耐磨性和耐蚀性，以及热稳定性和耐热性。根据阀门工作的条件和作用，对零件的主要材料提出了一整套要求。

温度是决定阀门工作条件和选择零件材料的最重要因素之一。在表 2.1 内给出了核动力装置上采用的某些结构材料的极限温度。一般地说阀门的阀体零件材料应与它相连接的管道材料相等，因此，对阀体零件的材料与管道材料的基本要求也是一致的。但是，也可能有例外，如辅助管道上的阀门。

表2.1 核动力装置上采用的结构材料和它们的应用范围

材 料	应 用 范 围	$t_{最大} (°C)$
奥氏体耐蚀钢	一回路的管道和阀件	600
珠光体低合金钢	单回路反应堆装置的过热蒸汽管路和阀件	500
碳 钢	单回路和双回路反应堆装置的饱和蒸汽管道、凝结水-给水管道、阀件	350
钛合金	冷却系统的阀件	250
镍合金	液态金属反应堆的阀件	800

一回路管道是用耐腐蚀的奥氏体钢 12X18H10T 制造的，也可以采用珠光体钢，但在内表面要用 12X18H10T 钢做保护衬里。按照水冷却剂的参数，管道的材料本来可以用珠光体钢，但为了保证具有高的耐蚀性，则必须采用昂贵的奥氏体钢。水冷核动力装置的堆外管道是用碳钢或用珠光体低合金钢制作的，因为介质的工作参数允许采用这些钢。

钢与其他结构材料相比具有一系列优点，因此，它在阀门的零件上获得了最广泛的应用。钢具有高强度和高塑性，而塑性能展平零件上各个点的应力因而可减少它突然破裂的危险，这对于高温高压阀件和其他重要阀件具有特别重要的意义。用不同元素使钢合金化可获

得某些特殊的性质，如耐腐蚀性和耐热性等等。热处理可以在很大范围内调整钢的硬度和耐磨性以及诸如此类的性质，由此可见，钢是制造阀门重要零件的高质量材料。

动力装置上钢的强度不仅在常温工作介质下应当得到保证，而且在高温下持续工作时应得到保证。由于介质直接与阀体零件、阀瓣和轴杆相接触，因而它们的温度可达到与介质相同的温度。为了评价钢和其他材料的强度，可利用下列一组机械性能参数：

抗拉强度极限 σ_b ——断裂时材料所能承受的最大应力与试件的初始断面之比。

屈服极限 σ_s ——相应于残余伸长0.2%的应力。

蠕变极限 σ_r ——工作了 10^5 小时后引起的总变形为1%的应力或 1×10^{-7} [毫米/(毫米·小时)]的应力。由于在很多情况下蠕变现象不影响或不明显影响到零件(轴杆)的工作性能，因而一般蠕变极限取 10^4 小时后的1%或 1×10^{-6} [毫米/(毫米·小时)]。

持久强度极限 σ_L ——在给定的持久考验条件下于 10^5 小时(或 10^4 小时)内导致试件破坏的应力。

钢的塑性是按断裂时的延伸率、收缩率和冲击韧性来评定的。

断裂时的延伸率 δ 是以断裂时试件长度的延伸量与其原长之比值以百分比表示的，试验中取试件的标距与直径之比为10:1(δ_{10})或5:1(δ_5)。

收缩率 ψ 是试件在断裂时横断面的收缩量与试件初始截面的比值，并以百分比表示。

材料的冲击韧性 α_k 是以千克力·米/厘米²表示的，它表征材料抵抗动载荷以能力，并以断裂时消耗在试件断裂处每单位横截面上的能量来确定。

当确定零件的形变时，可运用下列特征参数：

抗拉弹性模量 E ——当材料的长度增加一倍时在材料内应产生的公称应力。

剪切模量 $G = E/[2(1+\mu)]$ 。这里 μ 是泊桑系数，它是横向相对形变与纵向相对形变的比值。钢的 $\mu = 0.25-0.33$ 。

对高参数蒸汽所选用的绝大多数钢和合金不具有均衡组织。一般应在选择它们的化学成分和热处理制度时，主要考虑保证具有最高的持久强度极限。因此，随着时间的推移，将发生组织向均衡态趋近和改变材料机械性能的情况。这种老化过程会随着温度的提高和持续时间的增长而加速。由于这种因素作用的结果，就产生了金属的热脆性——脆化。机械性能的改变和热脆化趋势一般按材料在室温下冲击韧性的变化来评价。当选择阀门的材料时，特别是处在与液态金属冷却剂——钠相接触的金属，更应当考察到这种特性，因为和金属作用的钠流可以改变金属的塑性。

在阀件上产生的热应力提高了由于介质压力作用而产生的应力，但是如果把机械应力和热应力简单的相加是不对的，必须将它们分别予以估算。

加热-冷却热交替的形式，频繁的温度循环作用在金属上的结果，能产生热疲劳，由于温度的循环交替而破坏金属。对于普通的塑性钢，短时间作用的热应力不会有危险，但多次重复能产生损伤。持久极限并不表明材料能承受持久作用的循环应力。持久塑性是代表材料工作能力的更确切的性能。因为具有持久极限高的材料，但如果其持久塑性低，在热应力循环次数很少时就可能受到破坏。集中应力对塑性材料造成的危险性也较小。

当选择钢和其他的结构材料时，材料的下列工艺性能具有重要的意义：

可铸性——材料具有获得形状复杂、高质量、高密度铸件的可能性，在其内部介质压力作用下有助于保证铸件的密封性。

可焊性——材料具有用焊接连接的可能性，其焊缝具有足够的强度，无疏松状、脆性等缺陷。

可切削加工性——不采用特殊的方法，而是用刀具加工零件的可能性，用普通的切削加工方法即能获得高质量的加工表面。

可锻性——材料具有使用锻造和热压来制造零件毛坯的可能性。

研磨性——当材料互相研磨或与第三种物体研磨时不出现裂纹。无需特别加长研磨时间就能获得不低于10级表面光洁度 ∇_{10} 。

此外，材料应允许采用零件表面热硬化和化学-热硬化的可能性（淬火，渗碳，渗氮等）。

材料的运行——物理特性可由钢和其他材料的下列性能来评价：

耐蚀性——零件材料能抵抗介质化学作用的能力。

耐磨性——在给定的条件（温度、有润滑剂、磨料等）下，当零件与其连接的部件相摩擦时，材料能保持零件的尺寸和形状的能力。

相连零件的金属在渗入介质的条件下不应有可咬入性（冷焊）和裂纹。

耐侵蚀性——零件材料具有抗介质汽蚀作用的能力，以防止汽蚀作用破坏零件。

在某些情况下，对金属还提出了这样一些要求：如不磁化。不具有某些合金元素或合金组分如钴和其他具有活性很强和半衰期很长的元素。

根据规程[10]，当阀体零件需要与管道连接时其材料应具有足够的可焊性、强度和塑性，以保证设备在给定的条件下能可靠的长期工作，其中还必须考虑在工作介质作用下金属性能所发生的变化。规程将所用的材料限制在表 2.2 上所规定的温度极限内。

有时允许使用材料在更高的参数下工作，以及允许使用新材料，但这只能在苏联国家工业安全和检查委员会的同意下，设计单位、相应的材料主管部门、结构制造厂、安装或检修单位共同协商的基础上来决定。在这些情况下应提供有关金属的物性、腐蚀和工艺性能等方面的数据（包括可焊性和热处理制度），提供20℃和工作温度下的有关机械性能（瞬时抗拉强度——抗拉强度极限，屈服极限、延伸率、收缩率、蠕变特性、持久强度、持久塑性，疲劳抗断强度和脆性抗断强度）。对于奥氏体钢还得提供抗晶间腐蚀的数据。

材料和半成品的质量与性能应满足相应的标准和技术条件的要求。并应有供应厂的产品证明书的证实。在产品证明书上也应注明半成品在供应厂所进行的热处理制度。阀门制造厂应对制造阀门需要而入厂的材料和半成品，应按清单并根据每个部件制造工艺条件的需要，对质量进行入厂检查。奥氏体钢的半成品和材料还应检查抗晶间腐蚀的能力。

供阀门的制造、安装和检修用的材料和半成品应打上不同的标志，这种标志在产品完全制造好以前一直保留着，它应能确定材料的牌号和装料炉号。可用任意不影响零件工作能力的方法，来为材料打上标志。

随着动力装置工作参数的不断提高，研制出了并不断使用供阀门零件用的新材料。在这些材料能适应的温度极限范围内，对新材料在下列强度特性方面提出了一定的要求：瞬时抗拉强度（强度极限），屈服极限，延伸率、收缩率，均匀收缩率，蠕变，持久强度，疲劳强度（对于有循环负荷的元件），脆性临界温度；老化和循环疲劳的结果而产生的脆性临界温度的剪切；持久塑性。

每一种材料按建议采用的温度和工作条件，建立起确定上述特性的清单和内容。从

表2.2 对于不同钢种的材料所容许的极限工作温度

材料用途	钢 种	t _{最大} °C
板 材	30XГСА	150
	BT1-0, BT1-1	250
	08X13, 20X13, 30X13	300
	BCт3сп5, сталь 10, 15, 20, 20к, 22к	350
	16ГС, 10XСНД	400
	09Г2С, 16ГНМА, 15ГНМФА	450
	12МХ, 12ХМ, 1Х2М, 13Х2МФА, 15Х2МФА	500
	20ХМ	530
	12X18H10T, 08X18H10T, 04X18H10, 12X18H12T, 10X17H13M2T, 03X17H14M2T	600
管 材	BT1-0, BT1-1	250
	08X13, 20X13	300
	BCт3сп5, сталь 10, 20	350
	15ГС, 16ГС	400
	12ХМ, 15ХМ, 1Х2М, 12Х1МФ, 15Х1М1Ф	500
	1Х12В2МФ	550
	12X18H10T, 08X18H10T, 04X18H10, 04X18H10T, 12X18H12T, 10X17H13M2T, 09X16H15M3B	600
锻 件	BCт3сп5, сталь 10, 15, 20, 22к	350
	14X17H2	400
	35X, 40X, 12ХМ, 15ХМ, 1Х2М, 12Х1МФ, 20ХМА, 15ГНМФА, 13Х2МФА, 15Х2МФА, 25Х1МФ, 25Х2МФА*, 25Х3МФА*	500
	20ХМ, 3ХГСА	530
	45X14H14B2M	550
	08X18H10T, 12X18H10T	600
铸 件	15Л, 20Л, 25Л, 20ГСЛ	350
	20ХМЛ, 20ХМФЛ	500
	15ХМ1ФЛ, 10X18H9TЛ, X18H12M3TЛ	600
紧固件	20X13	300
	Сталь 30, 35, 40, 45, 14X17H2	350
	20X, 30X, 40X, 30ХМА, 30ХМ, 35X, 35ХМ, 25Х1МФ, 20Х2МФА, 25Х3МФА, 20ХМФБР, 25Х3М1ФА, 2Х12ВМБФР, 2Х12ВНМФ	500
	12X18H9T, 12X18H10T	550
	08X18H10T, ХН35ВТ, 45X14H14B2M, ХН35ВТЮ	600
型 材	14X17H2	350
	12X18H9T, 12X18H10T, 08X18H10T	600

* 供非焊接结构用

上述列举特性的头四项 (σ_{\perp} 、 σ_{\parallel} 、 δ 、 ψ) 所确定的机械性能应从 20°C 到至少比建议采用的最高工作温度还高 50°C 的温度范围内都应进行测试研究。冲击韧性应从材料脆性临界温度到上述温度的范围内进行测试研究。

在高温下工作的材料应具有蠕变和持久强度的实验数据, 并能按曲线外推到 10⁵ 小时。

对于必须焊接的材料, 应提供表征按推荐的工艺完成的焊接件的性能数据, 并要经受同母材一样的试验、研究, 对焊接件的机械性能试验, 应根据相应规范的要求进行。

同样应提供有关材料的物理-机械性能方面的下列资料：各种温度下的弹性模量；在相应的温度间隔内的平均热膨胀系数，在相应温度下的导热系数。

当根据技术条件需采用合金钢的铸件时，除应检验它的机械性能和化学成分外，还应进行金相学方面的测试（检验经热处理后的宏观和微观结构）并检验抗晶间腐蚀的能力。

由奥氏体钢制成的用来连接法兰的紧固件（螺栓、双头螺栓、螺母）也应当用与法兰同样等级的钢来制造。当工作温度不高于50℃时，或者当结构的工作能力由计算或实验数据得到证实时，可容许采用不同线胀系数的材料来做紧固件。螺母和双头螺栓（螺栓）应具有不同的硬度。用来做紧固件的合金钢应经过热处理。

碳素结构钢 它们分为按全苏国家标准ГОСТ 380—71制造的普通碳素结构钢（不包括酸性转炉贝氏炼钢法冶炼的钢）和按全苏国家标准ГОСТ 1050—74制造的优质结构钢两种。

普通碳钢又分成A、B、B三组。A组钢热轧后机械性能得到保证，B组——化学成分获得保证；B组——机械性能和化学成分全获得保证。第一组（A组）是用于非关键性的零件上，比B组和B组钢运用得广泛得多。而B组和B组钢用于受载更大的零件上。每一组钢又按数字序号分成若干类：A组分成1、2、3类，B组分成1、2类，B组分成1、2、3、4、5、6类。

在钢的牌号标志中字母CT表示钢，从0到6的数字表示钢号，字母B和B代表组（放在最前面）。类别号放在牌号标志的最后。1类和A组在牌号标志中不标出。钢号1—4的所有组的钢按脱氧度不同制造成沸腾钢（КП），半镇静钢（ПС）和镇静钢（СП）。带钢号5和6的钢可能是半镇静钢（ПС）或镇静钢（СП）。钢号Cт 0和BCт 0钢不按脱氧度划分。如果不标出钢的脱氧度，牌号标志中的类别号可用“—”予以分开，如Cт 3—2。含锰量高的半镇静钢用字母Г来表示，如BCт3Гпс。

碳素优质结构钢按全苏国家标准ГОСТ 1050—74制成轧件和锻件。它们分成两组，I组为一般含锰钢，II组为高含锰钢。出厂钢的试件要经受机械试验。在钢号标记中两位数标明碳在万分数中的平均含量。字母КП——沸腾钢，Г——高锰钢（II组钢）。

优质钢的锻件按全苏国家标准ГОСТ 8479—70生产。这个标准适用于自由锻造和热冲压生产的碳钢和合金钢的锻件，根据机械性能的检查方法和内容以及各批组合的情况把锻件分成五组：

I组——不进行机械性能的试验，锻件是由一种类型的钢制成。

II组——从同一批样品中确定布氏硬度值，锻件是从一种类型的钢制成，并一起进行热处理。

III组——要确定每个锻件的布氏硬度值，锻件是由一种类型的钢制成，按同一种制度进行热处理。

IV组——确定每种锻件的布氏硬度值和每批样品的机械性能 σ_s 、 ψ 和 α_s ，锻件由同一炉钢生产的并一起进行热处理。

V组——对每个锻件的布氏硬度值和机械性能 σ_s 、 ψ 和 α_s 都分别单独进行测试。

按机械性能把锻件分成强度等级（кп），在字母кп之后写上金属屈服极限的数值，按[千克力/毫米²]计。对于较大直径或厚度的锻件，材料的塑性要求可适当降低。碳钢和合金钢锻件的机械性能在国定全苏标准ГОСТ 8479—70上给出。为了保证锻件具有必要的机械特性，应当选择适当的钢号。

碳钢铸件按国定全苏标准ГОСТ 977—65分成三组：I——一般用途；II——重要用途；III——特别重要用途。I组铸件进行外观检查，尺寸检查，布氏硬度的测定只是在定货者提出要求才进行。II组铸件要确定屈服极限和延伸率。III组铸件要检验屈服值和延伸率值和冲击韧性值。II和III组铸件要核对化学成分。I组铸件只确定硫和磷的含量。根据定货者的要求，所有组的铸件可附加进行特殊种类的检查：如水压试验，探伤等。

制造阀门零件采用碳钢20Л-II，20Л-III、25Л-II和25Л-III。用得最广的是钢号25Л-III，当压力 $p_r \leq 64$ 千克力/厘米²时采用这种钢。在 $p_r \leq 200$ 千克力/厘米²的工作条件下，当要求保证一定的冲击韧性指标时，采用钢号20Л-III和25Л-II。

高于300℃时随着温度的增加，碳钢的机械性能降低得很快。因此普通钢的工业阀门运用在425℃以下，而优质钢阀门可用到455℃。而对于核动力装置上的阀门，普通钢和优质钢都只适用于温度不超过350℃的情况。

珠光体合金钢。 这类钢主要用在工作温度不高于455℃的阀门和紧固件（表2.3）。根据国定全苏标准ГОСТ 5632—72，高合金钢按耐腐蚀性和热稳定性分成三组：

表2.3 用于阀门零件上的合金结构钢的机械性能*

钢 种	σ_T , 千克力/毫米 ²	σ_B , 千克力/毫米 ²	δ , %	ψ , %	α_{II} , 千克力·米/厘米 ²
12X1MΦ	26	48	21	55	10
15XM	28	45	21	55	12
18X3MB	45	65	18	—	12
20X2MA	45	60	16	45	7
20XH3A	75	95	12	55	10
20X3MBΦ	75	90	12	40	6
25X1MΦ	75	90	14	50	6
30XM	75	95	11	45	8
35X	75	95	11	45	7
35XMA	85	100	12	45	8
38XA	80	95	12	50	9
40X	80	100	10	45	6
18X2H4BA	80	105	12	50	12
38XM10A	85	100	14	50	9
39XBΦ10	85	100	10	45	8
30XΓCA	85	110	10	45	5
40XHMA	85	100	12	55	10
38XH3MΦA	110	120	12	50	8

* 表内给出的是经热处理后样品的机械性能。

I组——耐蚀不锈钢，能耐电化学腐蚀（空气、土壤、碱、酸、盐、海水等）。

II组——耐热（耐氧化）钢和耐热合金。当气体介质的温度高于550℃，在不带负荷或轻负荷的状态下，它具有抗表面化学破坏的稳定性。

III组——热强钢和热强合金，在高温载荷状况下能工作一定的时间并具有足够的抗氧化能力。

一般规定把含铁高于45%的合金假定算作钢。按组织特征把高合金钢分成下列六类：马氏体、马氏体-铁素体（铁素体不少于5—10%）铁素体、奥氏体-马氏体、奥氏体-铁素体

(铁素体大于10%)和奥氏体。此外还有铁-镍合金或镍基合金。

在阀门制造上主要采用的是高合金钢中的马氏体钢，铁素体钢和奥氏体钢。奥氏体钢具有高的塑性、耐蚀性、无磁性。

在阀门制造中采用的合金钢铸件的机械性能列于表2-4中，它们的用途列于表2-5中。

表2.4 运用在阀门零件上的合金钢和高合金钢铸件的机械特性*

钢 种	σ_T , 千克力/毫米 ²	σ_B , 千克力/毫米 ²	δ , %	ψ , %	α_H , 千克力·米/厘米 ²
20XЛ	25	45	18	30	6
20XMЛ	25	45	18	30	3
40XЛ	40	60	12	20	3
20X5MЛ	40	60	16	30	4
20X5TЛ	40	60	16	30	4
20X13Л	45	60	16	40	6
10X18H9Л	18	45	25	35	10
10X18H9TЛ	20	45	25	32	6
10X18H12M2TЛ	22	45	30	30	10
10X18H12M3TЛ	22	50	30	30	10
10X18H4Г4Л	25	45	25	35	10
5X20H25M3Д2TЛ	20	40	20	20	8
10X21H6M2Л	30	60	30	30	6
15X18H12C4TЛ	25	60	15	30	2.8

* 表内给出的是经热处理后样品的机械特性。

字母在钢的牌号标志中表示的意义为：A-氮，B-铍，B-钨，Г-锰，Д-铜，E-碲，M-钼，H-镍，P-硼，C-硅，T-钛，Φ-钒，Ю-铝，代表氮的字母A在钢号末尾时不写出。在代表元素的字母后面书写数字，数字表示出元素的平均含量（百分比），元素在钢内的含量很少时（硼、氮、钛）就不用数字表示了，在字母标志前面的数字示出钢内碳的含量（百分之零点几）。合金钢号的名称仅由代表元素的字母组成，只在镍的后面用数字表示出它的平均含量（百分比）。

由于在阀门的结构中采用了一系列奥氏体耐蚀钢号，如08X18H10T，12X18H9T等等，它们具有相同的使用范围，所以凡以后引用耐蚀钢号08X18H10T就代表着这一组的所有上述钢号。

铸铁 这种廉价的结构材料具有很好的铸造性能，但是与钢相比，强度较低，又由于它的脆性使得对它的使用仅局限于低压和低温领域内。在高温下产生相变（尤其是分离出自由碳），使铸铁的强度下降，用这种材料做重要的部件就不够可靠。

有色金属 在管道阀门中应用最多的有色金属为青铜，极少应用镍和镍合金，以及钛合金。

青铜用来制造阀杆螺母、轴承、轴套，涡轮外缘，以及在腐蚀介质和电磁场中工作的弹簧。获得最广泛应用的有下列青铜牌号：无锡青铜Бр·АЖМц10-3-1.5用来制造在温度250℃以下工作的阀杆螺母，Бр·АЖН10-4-4用来制造在温度350℃以下工作的阀杆螺母，由青铜Бр·ОЦС3-12-5制造异形铸件，铍青铜Бр·ББ用来制造要求无磁性的弹簧。

表2.5 中央管道附件设计局推荐用于动力阀门上的钢和合金

冷却剂	工作压力 千克力/厘米 ²	工作温度 度C (不大于)	阀体零件	阀杆, 连杆, 阀瓣, 滑阀	密封圈的堆焊	备 注
蒸汽, 工艺水	64	350	CT-20	CT-35	ЦН-6, ЦН-6Л, ЦН-6М, ЦН-12, ЦН-12М	钢种10X18H9TJ和08X18H10T作焊接零件只适合于介质工作温度不高于350°C
	100	510	20Л-III, 25Л-III	20X13	—	
	225	565	20XMJI	XH35BT	—	
	230	600	12X1MΦ 10X18H9TJI, 08X18H10T	XH35BT 08X18H10T, XH35BT	B3K	
蒸馏水, 汽水 混合物, 氮, 空气	225	350	10X18H9TJI, 08X18H10T, 10X18H12M2TJI	08X18H10T, XH35BT, X17H13M2T	B3K, ЦН-6, ЦН-6М, ЦН-12, ЦН-12, ЦН-12М	当蒸馏水中含硼酸低于35毫克/升时也可采用这些材料
	60	300 450 600	12X18H9T 12X18H9T 12X18H9, 08X18H10, 08X18H10T	14X17H2 12X18H9T, XH35BT, 12X18H9, 08X18H10, 08X18H10T, XH35BT, 08X16H11M3, 09X14H19B2P XH60B XH28BMAБ	B3K	钢种12X18H9T用在液态金属内的氧含量不大于 5×10^{-3} %时, 难熔金属适用于液态金属内的氧含量从 5×10^{-4} 到 1×10^{-3} %的情况 钢种12X18H9T和08X18H10T供焊接零件只适用于介质工作温度不高于350°C
		700	08X16H11M3, 组合金CM3, 09X14H19B2P XH60B XH28BMAБ	08X16H11M3, 09X14H19B2P XH60B XH28BMAБ		
氟	100	600	12X18H9T, 08X18H10T	12X18H9T, 08X18H10T, XH35BT XH60B, XH70BMOT	B3K	
	120	750	XH60B, XH70BMOT	XH60B, XH70BMOT		
二氧化碳气CO ₂	20	300	CT-20, 20Л-III, 25Л-III	CT-35, 20X13	ЦН-6, ЦН-6М, ЦН-6Л	当工作介质中的湿度和二氧化碳每种含量都不超过0.5%时可采用碳钢。
	70	600	12X18H9T, 08X18H10T, 10X18H9TJI	12X18H9T, 08X18H10T, XH35BT	B3K	

镍 (НП-1) 用来制造垫片, 而含镍量高的合金用来制造高介质参数 (温度达400℃) 的阀门零件。

高强度合金 关闭阀门的密封性和断流机构密封副工作的可靠性, 在很多情况下是重要项上对阀门提出的主要要求。这些要求只有在密封副的材料在工作条件下具有很高的耐磨性, 耐腐蚀性和抗蚀性时才能满足, 为此应附加下列要求: 密封副之间具有尽可能小的摩擦系数, 表面不被咬死 (擦伤), 这对于闸阀特别重要。

能具备上述所有特性的材料直到现在尚未找到。碳钢具有低的耐腐性, 奥氏体耐腐钢很容易擦伤。司太立特 (钴铬钨) 硬质合金在高温下比奥氏体钢产生较小的摩擦, 但通常含有大量的钴, 这种密封副的磨损产物进入一回路介质后会提高放射性水平, 这在某些情况下是不允许的。由于这个缘故, 还要继续寻找密封副的堆焊材料, 主要方向是研制无钴司太立特合金。由碳钢, 合金钢和耐蚀钢制成的阀门密封副可堆焊一层耐蚀钢, 而对于蒸汽参数高的动力阀门, 如工作在可能浸蚀密封副的条件下, 堆焊上一层高强度合金, 主要是司太立特型的合金。

在表 2.6 上给出了高强度合金, 它们最经常用来堆焊管道阀门密封副。维纽科夫斯基 (Венюковский) 阀门厂已经能在闸阀的闸板上自动堆焊镍合金。

表2.6 用来堆焊阀门密封副的高强度合金

电极牌号	使用范围
ЦН-2, ЦН-3, ВЗК	高参数和超高参数阀门; $t_p \leq 540^\circ\text{C}$
ЦН-6	高参数和超高参数阀门, $t_p \leq 350^\circ\text{C}$
ЦН-12, ЦН-12М	$t_p \leq 350^\circ\text{C}$
УОНИ-13/Н1-ВН	$t_p \leq 200^\circ\text{C}$

表2.7 制造垫片用的非金属材料

材料	介质	极限温度℃
橡胶石棉垫	空气、蒸汽、碱溶液、氨	450
螺旋形垫片	空气、水、蒸汽、气体	600
聚四氟乙烯	腐蚀性和侵蚀性介质、气体	200
氟塑料密封材料	腐蚀性侵蚀性介质	150

2.2 垫片材料、填料材料和润滑材料

制造垫片可采用非金属材料, 也可采用金属材料。绝大多数阀门结构中垫片是由橡胶石棉板和氟塑料制成的 (见表2.7)。金属垫片用于重要工程项目上的阀门和工作条件恶劣的阀门 (高温高压等)。它们和软垫片相比连接时要求更大的压紧力。

板状橡胶石棉垫片 (全苏国家标准ГОСТ481—71) 是由石棉纤维 (65—70%), 粘结剂, 橡胶 (12—15%) 矿物填充剂 (15—18%) 和硫 (1.5—2%) 的混合物通过硫化作用和高压下辊压制成。橡胶石棉板的热稳定性取决于橡胶在其中的含量。橡胶石棉板是一种通用性垫片材料, 适用于 450℃ 以下饱和蒸汽和过热蒸汽阀门、热气体和空气阀门、碱溶液和弱酸溶

液阀门，橡胶石棉板与金属间的摩擦系数为0.5。

橡胶石棉板垫片的弹性不大。当比压高于 320 千克力/厘米²时，材料内的所有不密实性就会消除，在拧紧后的很短时间内压力松弛现象就很显著。当比压达到 700 千克力/厘米²压缩后，即使当垫片上的比压再回到工作压力时，连接处的密封性仍保持不变。在橡胶石棉板垫片上最大许用比压为 1300 千克力/厘米²。为了改善垫片的密封性能和增加对介质的抗推能力，在连接的密封面上一般加工 2—3 个三角形截面的小槽。在压紧力的作用下橡胶石棉板垫压入三角槽内。当使用其他非金属垫片时也加工这种槽。橡胶石棉板的厚度做得不超过 7.5 毫米。对于给定的加工表面光洁度及密封面积，在能够保证良好密封的条件下，最好尽可能减少垫片的厚度。

最近，工作介质的温度低于 200℃的阀门越来越多的采用聚四氟乙烯垫片，垫片的最大厚度为 3 毫米。当温度 $t = 20^\circ\text{C}$ 时比压不超过 540 千克力/厘米²。聚四氟乙烯垫片的连接在装配并保持一昼夜后要求再紧一次。

在国外核电厂用的阀门实践中，通常阀盖与阀体的连接采用由耐蚀钢带制成的螺旋垫片，在钢带之间填以石棉和聚四氟乙烯材料。

金属垫片可由板材制成矩形截面的平面圈或由管材和锻材制成异形截面的垫圈。属于异形截面的有平行于垫片轴放置的椭圆形截面的垫片和齿形垫片，齿形垫片是一种截面带三角形外凸缘形似锯齿的垫片。除此之外，还制造由软芯（石棉或橡胶石棉）和金属包皮组成的组合式垫片，金属包皮可以是铝，低碳钢、耐蚀钢 08X18H10 或 10X18H10T。

金属垫片具有下列优点：在高温高压介质条件下有足够的密封度，它的线膨胀系数与法兰、螺栓和螺钉材料的线膨胀系数相接近，在检修后它们还可复用几次。它们的缺点有：为了保证连接的密封必须造成大的压应力，弹性较小，有显著的应力松弛和较高的造价等。在表 2.8 上介绍了有关制造核电厂阀门垫片用的金属。

表 2.8 用来制造垫片的金属

名 称	牌 号	介 质	$t_{\text{最大}}, ^\circ\text{C}$
耐蚀钢	08X18H10T 12X18H10T	水蒸气, 腐蚀介质	600
镍	HΠ-1	水蒸气, 氧化介质	400
蒙乃尔金属	HМЖМn28-2.5-1.5	海水, 腐蚀介质, 水蒸气	800

表 2.9 做填料用的主要材料

填 料	工 作 介 质	使 用 范 围	
		$t_p, ^\circ\text{C}$	$p_p, \text{千克力/厘米}^2$
橡皮圈和皮碗	水、空气、蒸汽、不同牌号的酸溶液和碱溶液	从 50—140 (根据不同牌号)	—
АГ-1 浸粘石墨的石棉绳	水、蒸汽、空气、惰性气体	350	510
АГ-50, 带铝粉的石棉石墨	水、蒸汽及其他介质	650	400
聚四氟乙烯做成刨花状、圆圈状和皮碗状	腐蚀介质	200	50
氟塑料密封材料 ФУМ-В	腐蚀介质	150	64
ACΦ	水、空气、蒸汽	260	100

管道阀门中的填料，对于防止工作介质通过阀杆与阀盖间动连接的缝隙漏入大气具有重要的意义。在很多情况下，阀门不能很好的工作是与填料的技术工艺状态不良有关。因此选择填料材料必须有充分的依据。这种材料应具有高弹性，在高温下具有足够的稳定性，具有不与工作介质起作用的化学稳定性以及尽可能小的摩擦系数。主要采用石墨石棉绳，橡胶石棉绳，氟塑料以及其他某些材料作为填料材料。应用最多的是带方形截面或圆形截面的石棉编织绳。采用预加工或预成型的圆环做填料是可取的。液态金属冷却剂的一回路（反应堆回路）阀门不容许采用含有石墨的填料。在表 2.9 上给出了某些用作填料的材料。

对于阀门的行程部件，驱动机构，填料，旋塞式关闭件等，为了保证能正常地工作，应定期进行润滑。使用润滑脂是为了保护加工面免遭大气腐蚀。这样，按主要用途润滑脂可分成防磨、保护和密封用三类。润滑材料应这样来选取，以使它们在给定工作条件下能保证维持住液膜层面不被挤出，不流出，不被冲洗掉，同时保持化学性能和物理性能的稳定。对于阀门的不同零件，可以选用下列各种润滑材料：

1) 驱动机构的减速器（轴承、齿轮和涡轮传动等）使用 ЦИАТИМ-201 或 ЦИАТИМ-221。

2) 阀杆和阀杆螺母螺纹副的润滑应满足下列要求：当润滑剂加到螺纹后不会流出，能承受大的比压；不被大气降水融解稀释，在给定的温度下必须是稳定的。在常温下使用 ЦИАТИМ-221。在高温下应使用更难熔的润滑剂 ВНИИМП-225。对于不动的摩擦部件，而它们的零件只在阀门装配和调整时才有彼此相对移动，建议使用石墨润滑剂，它允许在摩擦部件内有高的比压（不超过 1000 千克力/厘米²）。

石墨在摩擦副中具有良好的润滑作用，但当存在氧和水时，石墨的作用即类似于磨料。除此之外，在奥氏体钢和 30X13 钢中含铬量很高时，在高温下石墨形成铬化碳而产生点（坑）腐蚀。含炭分较少的铅笔型细颗粒石墨作润滑剂时鳞片状较好，最好的是弥散型石墨，这两种石墨不会出现腐蚀现象。

防摩润滑剂 ЦИАТИМ-201 和 ЦИАТИМ-221 获得了广泛的运用，按照国定全苏标准 ГОСТ 6267—74 生产的润滑剂 ЦИАТИМ-201 是一种用锂皂调稠的矿物油。当温度不超过 100℃ 时可以使用它。这种润滑剂化学上稳定，但不适于与有色金属合金接触。按照国定全苏标准 ГОСТ 9433—70 的 ЦИАТИМ-221 润滑剂在温度 150℃ 以下的广泛的温度范围内应用，它是用锂皂调稠的硅有机溶液。润滑剂不和橡皮起作用，因此它同样可以用来润滑橡皮碗。润滑剂 ЦИАТИМ-221 酸蒸汽内亦呈现良好的稳定性。

表 2.10 某些润滑材料及其使用范围

润 滑 剂	使 用 范 围	部件的极限温度, °C
ЦИАТИМ-201	工作在高温下的摩擦部件（化学性稳定的润滑剂）	100
ЦИАТИМ-221	和活性介质相接触的摩擦部件（化学性稳定，抗水，不破坏橡皮的润滑剂）	150
ВНИИМП-232	摩擦系数小的摩擦部件	150
ВНИИМП-225	工作在较高温度下的摩擦部件	230
高纯铝МВЧ-1	工作在高比压下的摩擦部件	500
石墨润滑剂	工作在高比压下的摩擦部件	200

润滑剂ВНИИИП-225在阀门制造上有着广泛的应用前途，它是一种带二硫化钼 MoS_2 的硅有机溶液。二硫化钼在酸性介质中不能持久，因为其中所含的硫会氧化。这种润滑剂在温度不超过 230°C 时可以显著地改善阀杆和阀杆螺母之间螺纹连接的工作状况。减小零件的摩擦力和磨损。

在表2.10上给出了某些润滑材料及其使用范围。

近年来对润滑材料的研究表明将某些金属粉末加入到润滑剂中会起到很好的作用，这些金属粉末沉积在摩擦表面上，能预防表面磨损和擦伤，降低摩擦副的摩擦力，这种润滑剂称作镀金属润滑剂，如在润滑剂中具有铅、锡、硫时会降低摩擦力，加入铜和锌的粉末时会增加摩擦力。但是一直到使钢产生塑性变形的比压和达到使金属镀层熔化的温度之前，这两种情况都不出现擦伤。采用这种润滑剂为阀杆与阀杆螺母摩擦副中提高许用接触压力开辟了广阔的前途，但它们之间的缝隙不应小于100微米（粉末细粒的最大尺寸）。粉末的加入量是润滑剂质量的10%（10%粉末，90%润滑剂）并利用机械搅拌进行混合。

第三章

切断阀

3.1 工作条件

一回路上的大口径阀门工作在最复杂的条件下。在现阶段核动力装置上的蒸汽参数比热电厂的蒸汽参数（压力 225 千克力/厘米²，温度 565℃）要低，但核电厂运行条件更为复杂。在液态金属冷却剂的 BH-600 快中子反应堆装置上，蒸汽参数为最高（汽轮机前的蒸汽温度为 540℃，压力为 140 千克力/厘米²）。为了提高效率，当代核动力装置的发展趋势是，蒸汽参数将从 255 千克力/厘米²和 570—585℃提高到 400 千克力/厘米²和 700℃，相应地给水参数将从 230 千克力/厘米²、230℃提高到 500 千克力/厘米²、300℃。在液态金属冷却剂的快中子反应堆内，冷却剂钠的温度现在已经是 600℃了。

英国“丹季尼斯 B”石墨气冷堆的冷却剂出口温度为 675℃，二氧化碳气体的压力为 34.5 千克力/厘米²，汽轮发电机工作于压力为 165 千克力/厘米²、温度为 565℃的过热蒸汽。

在压水反应堆 BBЭP-1000 的核动力装置上，直径为 850 毫米、壁厚为 55—75 毫米的主管道，是由珠光体钢锻-焊制成的，但内壁面覆盖一层 5 毫米厚的耐蚀钢。其他装置的管道直径为 560×30、550×25、630×25 毫米等等。通常当温度在 450℃以下时采用碳素钢，从 450℃至 570℃采用珠光体合金钢 12X4MΦ 和 15XM1Φ。使用最广的钢为耐蚀性最好的奥氏体钢，型号为 08X18H10T，但是在高温运行条件下由于时效作用，这种钢也出现了不太可靠的现象。

在动力装置上使用着不同等级的阀门。它们与管道相连接的方式，采用法兰连接或焊接。在高温高压条件下，法兰的金属用量很大、很笨重，特别是采用金属垫片时更是如此。由于温度的波动，装置启停时的冷热变换，以及工作应力大和松弛过程的作用等等，法兰连接会出现不紧密的现象，这时会发生漏汽或漏水。这种现象在阀门运行过程中会导致很多不便。法兰连接要求大量的螺栓、螺钉、螺母和垫片，必须精心地加工金属垫圈，以及法兰上的密封面。金属垫圈和法兰的密封面应当经过研磨。安装带法兰的阀门时，在阀门的法兰和管道的法兰之间不允许歪斜。应当以规定的力来拧紧法兰连接的螺母，因为用力不足，就不能保证连接部位的密封性，而用力过大又会有拉断螺栓的危险。

所有这些可得出这样的结论，高参数介质的管道不希望用法兰连接，而在所有可以使用焊接的情况下，阀门与管道的连接都是采用焊接。如果没有法兰，阀门的金属用量就少得多，它的重量就会大大减轻，简化阀门的制造和加工工艺，保证了阀门与管道连接处有可靠的密封。焊接连接的缺点是当更换阀门时必须将它从管路上切割下来。但由于阀门制造有足够高的质量，这种切割的次数就很少。阀门与管道的连接一般都是采用焊接，很少例外。

为了保证具有高的耐腐蚀性和耐侵蚀性，在动力阀门的密封圈上堆焊上一层稳定性更高

的合金。当 $D_v = 150—200$ 毫米以下（截止阀）时，阀门的阀杆密封通常采用波纹管，当 $D_v > 200$ 毫米时，则采用填料密封。阀杆应进行渗氮，并将穿过填料的那一段阀杆进行抛光，这能降低填料和阀杆之间的摩擦系数，从而也降低了摩擦力，减少了阀杆的磨损，提高了它的耐磨性。介质温度在 260°C 以下时，一般采用石棉浸聚四氟乙烯填料，高于这个温度时采用石墨石棉填料。

中、低参数的阀门，在阀体与阀盖之间，一般采用聚四氟乙烯、橡胶石棉板以及类似的材料作垫片。高参数小口径阀门，主要采用无垫片连接。高参数大口径阀门的密封，采用齿形垫片或石棉金属垫片和专用的组合式密封。为了避免介质穿过连接处的垫片向外泄漏的可能，在法兰外缘再加上一道 Ω 密封焊。近年来在高参数动力设备的阀门上，在阀体和阀盖之间，多数采用一种无法兰自紧式密封连接，但在核电厂用的阀门上，这种连接方式还没有得到广泛的运用。

在阀体与阀盖之间采用法兰连接，可使阀门拆卸迅速。除此之外，无法兰连接又有下列缺点：当安装或拆卸阀盖时，如使阀体的侧表面受到了损坏，为了修补则必须将阀体从管道上切割下来；为了使无法兰连接的密封性做到万无一失，结构上难于实现双道密封焊接连接；当发生泄漏时，无法就地立即止漏，而当采用法兰连接时，可以用拧紧紧固件的办法来制止泄漏。

阀体内应尽可能减小滞流区，因为在滞流区内可能沉积腐蚀产物。波纹管截止阀一般应错开进出口接管，使能排走腐蚀产物，而闸阀为此装有排放孔。在设计阀门时，应避免在制品的内腔出现狭缝，因为在这些地方会造成腐蚀加速（缝隙腐蚀），此外，在这些地方会积累放射性沉淀物，这会使阀门的检修条件更加复杂。

加大动力设备的单机功率，不仅使蒸汽参数提高，而且也加大了主管道的直径，当代动力工程上的趋势是朝着减少管道和阀门的数量，并增大流道直径，直到 850 毫米以上，由于这个缘故，要求高参数（超临界参数）水和蒸汽的阀门，这些方面的问题并不能认为已经得到完满的解决，因为这些阀门应具有很高的可靠性，还应当解决一系列制造工艺上和结构上的技术问题。虽说现今已使用的阀门还能令人满意的工作，但还需要解决防止金属磨损、提高抗浸蚀能力、提高高温下金属的持久强度、制造出可靠的填料密封连接等方面的问题。

切断阀工作的可靠性，在很大程度上取决于正确选择其结构和完全能适合其工作条件的材料，并取决于运行条件。如切断阀只能在两种状态下工作，全开或全关。当阀瓣在阀座内处于中间位置时，由于压降大而产生大的流速，这就形成汽蚀的条件，引起侵蚀，破坏阀瓣和阀座的密封面，结果丧失了关闭件的密封性，在渗漏介质对金属的作用下，初始时的小漏很快会变成大漏。

3.2 闸 阀

闸阀是切断阀中最常采用的类型之一。按材料可分为铸铁阀、碳钢阀、合金阀和耐蚀钢阀。按阀体零件的制造方法分：铸阀、锻阀、焊接阀、锻-焊阀、模锻-焊接阀、焊接-浇铸阀。闸阀有：不带金属密封圈，带青铜密封圈，带耐蚀钢密封圈或带高强度合金熔焊的密封圈。根据闸板的形状可分成平行式和楔式两种闸阀，楔式闸阀又可以有整体或弹性楔块和双

圆盘形；平行式闸阀有单圆盘形或滑板闸阀和带斜面推力双圆盘形闸阀，根据阀杆的结构可分为明杆式和暗杆式闸阀；按与管道连接的方式分法兰连接和焊接连接；按驱动方式分为就地手动操纵、远距离传动、电动、气压-液压-活塞传动等。

闸阀按用途可分成切断阀、节流阀（滑阀）和快速动作阀或停汽阀（保护阀）。闸阀作为切断阀广泛地运用到通径大于100毫米以上的动力装置上，闸阀最主要的优点是流体阻力小，操作时作用于阀杆上的启闭所需要的力比较小。由于阀体通流部分的轴线是同一条直线，所以可任意选择介质的流动方向。内腔的清理和冲洗比较简单易行，其阀体存液的排放也较易。为了保证阀盖-阀杆圆柱形结合面具有良好的动密封性能，所有闸阀都设有填料函装置，由于阀杆的行程大，故这里不适合采用波纹管密封部件。

闸阀工作条件取决于它的所在位置和用途，因为蒸汽和水的参数以及流动速度取决于阀门所在位置的管段，而闸阀的常开或常闭状态取决于闸阀的用途。例如，在主回路上、在给水泵的管路上、在去汽轮机的主蒸汽管路上、在经常工作的降温减压装置上，闸阀是处于常开状态。而在其他的管路上（加热管线、旁路管线和其他管线上），闸阀是处于常闭状态。在后一种情况下，如果通径不超过100毫米，介质流量不大，因而流体阻力损失并不重要，这时常常安装截止阀，而不安装闸阀。

在核动力装置上最经常使用的是楔式闸阀，虽然某些外国厂家（美国的西屋公司，英国的霍普金森(Hopkinson)）偏重于使用平行式双闸板闸阀。以往的期刊中讨论了这样一个问题，哪种闸阀最好？这不可能有单一涵意的回答，因为这种或那种结构，都具有一系列优点和缺点如平行式闸阀关闭时要求较小的操作力（约小1/2），开启和关闭所需要的操作力彼此相等，有时还可以用来调节流量，因为总会有一个圆盘形闸板压紧阀座。另一方面，楔式闸阀密封更加有保证，其中也包括在闸板上的压降不大的情况，这种状态为楔式闸阀广泛运用起了决定性作用。

楔式闸阀有弹性楔式闸阀[季克尔斯公司(Диккерс)]和双闸板楔式闸阀两种，后一种闸阀在苏联和国外核电厂阀门设计的实践中获得了最广泛的运用。楔式圆盘形闸板一般靠球面连接紧密配合，这样能保证圆盘形闸板沿阀体密封圈的平面自行定位。由此可见，如果阀体和楔板的密封圈表面的平面度都能合格的话，则阀体的密封圈安装的角度误差不会对闸板关闭时的密封性产生实质性的影响。

由图1.6上的系统图可看到，反应堆装置包括各种各样的管路，其中有些可以使用热电厂的动力阀门，但在很多部位上，要求安装能适应放射性介质的特殊工作条件的阀门。

主回路上要求安装楔式闸板主切断闸阀。可以采用楔式双闸板闸阀和楔式单闸板闸阀。当事故情况下或系统检修时主切断闸阀是用来切断反应堆回路或蒸汽发生器的。在正常情况下闸阀是开启的，而在事故条件下关闭它们时，由主循环泵产生的全部压降几乎都落在闸阀的关闭件上。通常只能在闸板两侧的压力达到平衡时才开启，为此在系统中应设有相应的减压旁通。

防止放射性介质从回路向外泄漏的最好保证是采用无填料密封阀门，使闸阀与活塞式液压传动装配成一体。这些闸阀是用加压水来操纵的，为此目的，设有相应的液压操纵系统。过去为了可靠的关闭主回路，除了液动闸阀外，还备有电动闸阀，两个闸阀串接起来，一个用液压驱动，一个用电动机驱动。为了切断管路，这就提供了利用两种能源的可能性，当丧失一种能源时，尚能利用另一种能源来切断管路。但是，操纵闸阀的活塞传动液压系统复

杂、昂贵，并且不十分可靠，它本身又是一个可能的故障源。因此，在最新的装置上，在一个部位上不采用两种闸阀，而在每个环路上安装两个电动闸阀（在进出口管路各放一个）来替代每个环路上设有 4 个闸阀——两个电动，两个液动（新沃罗涅什核电厂第一期工程就是这种设计）。这与当代减少阀门数量的趋势是一致的。因为阀门虽然是为了保证装置可靠的工作而设立的，但它们本身在很多情况下又是工作中产生事故和出毛病的根源。

在图 3.1 上给出了 $D_v = 400$ 毫米的液动闸阀装置，而在图 3.2 上又给出了操作该闸阀的系统图。闸阀是按下述方式来操作的：无放射性的水从冷却剂供应系统进入容器 17，从罐 15 来的压缩空气用来保持容器内的水压为 210 千克力/厘米²，水由此通过三通阀进入水力分配器，分配器完全与外部介质隔离。这种用来操作的水从分配器进入闸阀 9 的液压传动的这个或那个空腔内，液压缸的另一端与冷却系统的一个回路连接起来，把工作过的介质导入其中。

液动闸阀有时将驱动装置朝下安装，是为了避免运动部件在重力作用下自行关闭。在结构上设置了将闸板定在“开启”位置的专门定位销。关闭的断流机构（两个平行的圆盘形闸板）靠压力降的作用来实现密封。为了防止工作介质从阀体泄漏到液动装置，阀杆上设有上部密封。闸阀设计在压力 $p_v = 175$ 千克力/厘米²、温度 $t_v = 315^\circ\text{C}$ 下工作。

在图 3.3 上展示出由西德 KSB 公司生产的带液动装置的同类闸阀 $D_v = 350$ 毫米、 $p_v = 160$ 千克力/厘米²。

当今应用于轻水冷却剂一回路上的阀门，其主要类型是电动闸阀。在图 3.4 上示出 $D_v = 500$ 毫米、BBSP-400 核动力装置一回路上使用的主闸阀（带明杆的楔形双圆盘闸板的闸阀）。阀体与阀盖（两者均为焊接件）的连接采用法兰。这些零件各部分的形状比较简单，使得有可能对加工工艺和制造质量的检查进行得更仔细。此闸阀配备了功率为 20 千瓦的电动机，能采用远距离控制。也可以就地手动操作。闸阀用电动关闭的时间为 85 秒，手动关闭时间为 32 分。闸阀的重量为 8 吨，外形高度大于 3 米。

大口径楔式闸阀保证密封性的条件，因受温度波动的影响而复杂化了。用主闸阀截断管路后的最初期间，在楔式闸板的两侧温度实际上可认为是相等。随着环路的冷却，在闸阀被截止侧的温度将会下降。当闸阀的两侧具有相同的温度时，阀体与楔板的密封表面可以完全密合，形成一个环形接触表面，能保证楔式闸板严严实实地堵截流道。当阀体的一部分冷却

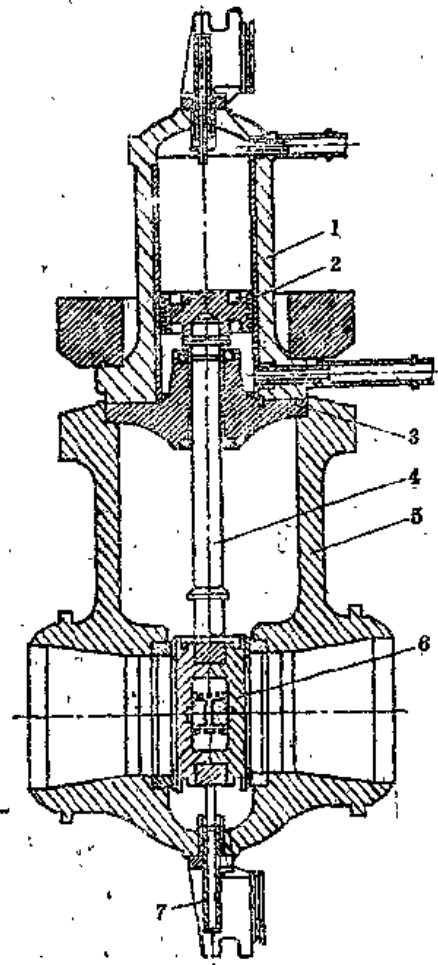


图3.1 液动闸阀（美国）

- 1——液压传动缸；2——活塞；3——阀盖；
4——阀杆；5——阀体；6——圆盘形闸板；7——启动器控制销。

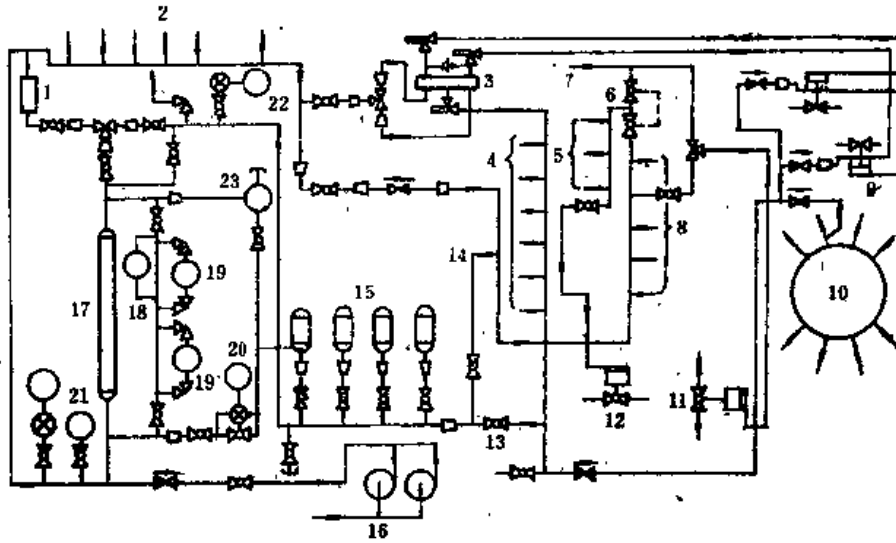


图3.2 控制闸阀的液压传动系统图 (美国)

1 — 消音器； 2 — 引向 I 类液动闸阀（事故时保持闸板的位置不变）； 3 — 液压控制阀； 4 — 从液压控制阀引来； 5 — 引向 II 类闸阀（事故时关闭），安装在一回路所有环路的旁路上； 6 — 联锁控制； 7 — 引向反应堆厂房的泄水管路； 8 — 引向冷却回路 II 类疏水闸阀； 9 — 闸阀； 10 — 反应堆； 11 — 回路的冷却剂供给和排放； 12 — 一回路环路的旁路； 13 — 从备用压缩机来的管路； 14 — 从压缩机来的管路； 15 — 压缩空气罐； 16 — 泵； 17 — 水箱； 18 — 水位发送器； 19 — 水位计； 20 — 水位指示信号器； 21 — 压力指示计； 22 — 压力指示信号器； 23 — 压力发送器。

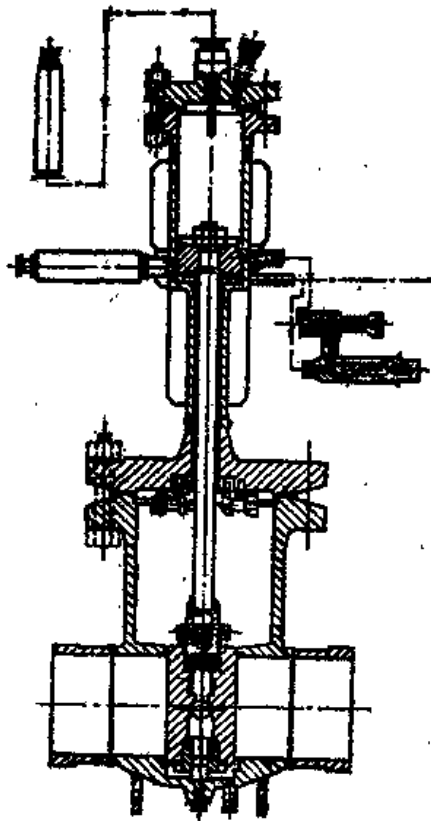


图3.3 $D_7 = 350$ 毫米、 $p_7 = 160$ 千克力/厘米²的液动闸阀，它由西德KSB公司制造

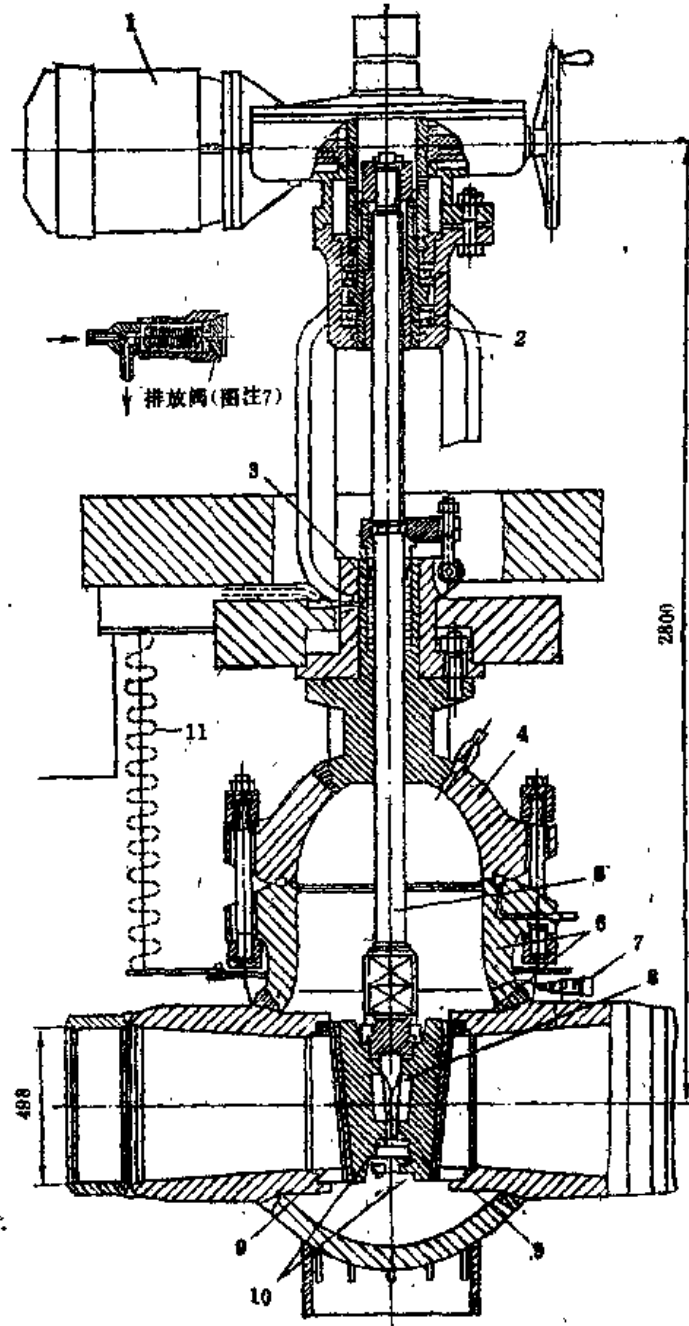


图3.4 水-水反应堆核动力装置上使用的 $D_v = 500$ 毫米、电动主切断阀

- 1——电动装置；2——行程部件；3——填料函；4——阀盖；5——阀杆；6——阀体；7——排放阀；
8——球形推力轴瓦；9——阀体密封圈；10——圆盘形闸板；11——防护罩。

时，部件产生热变形，改变了楔式闸板阀座的几何形状，因此破坏了关闭件的密封性，能使活性介质可能渗漏到管道的被截止部分，这是不允许的。为了防止渗漏，向阀体和阀盖组成的闸阀封闭腔内充水，水压要比冷却剂的压力高出7千克力/厘米²，而温度不低于100℃。

考虑到可能的温度波动、阀体变形、阀腔内产生蒸汽、因热管道的热量而使阀体内的水加热等诸因素，在面向反应堆侧的闸板腔室内设置了卸载装置，它可做成节流装置或止回阀的形式。此卸载装置是一串节流孔板，可使水从阀体流回反应堆内。在每个循环环路上安装

两套闸阀，其中一套配备这样的装置。

为了保护闸阀阀体免受过高的压力，西德KSB公司采用保险阀型的装置（图3.5）。根据对阀体强度计算，整定出保险阀的动作压力，它始终应高于系统水压试验的压力。

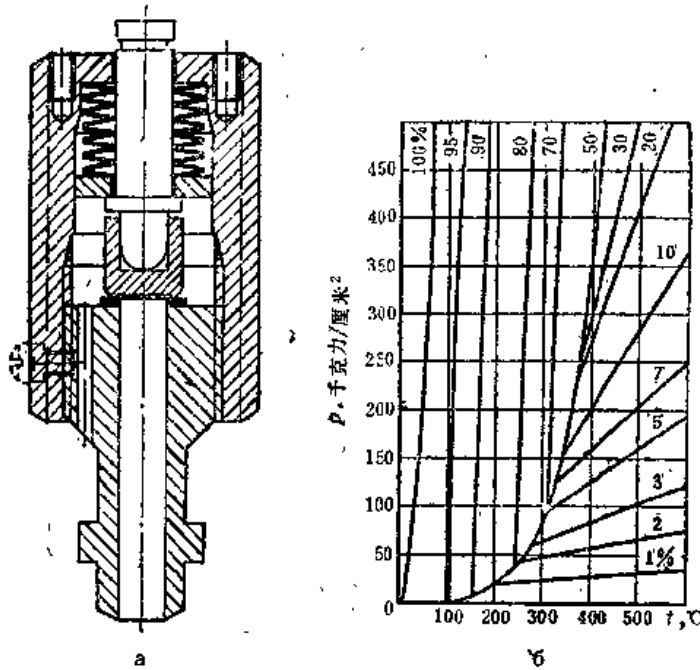


图3.5 保护闸阀阀体用的保险阀 (a) 和不同份额的剩余水容积下阀体压力与介质温度的关系图线 (b)

主切断闸阀（见图3.4）的阀体与阀盖的法兰连接处采用两套垫片密封，将泄漏水从两者中间引出排放。阀杆的填料密封使得主闸阀工作起来非常复杂，尽管为提高阀杆最后表面加工的质量和密封填料的弹性，采用了所有可行的措施，但这种密封还不能保证阀盖与可动阀杆之间的绝对密封。甚至精心装配的填料密封在阀杆移动以后也开始泄漏介质，虽说其漏量不大。考虑到这种现象，所以在图3.4上所示的闸阀就在填料内设有中间空腔，从这里可以引出通过下部填料泄漏出来的介质。

闸阀还设有上密封，它是一个当阀门全开状态时防止介质泄漏的装置，为此目的，在阀杆的下部阀头上方制成环形锥体密封面，而在阀盖上制成相应的锥形坡口，当闸阀全开时，阀杆靠它的环形锥体部分顶住阀盖的坡口，以防止通过填料的漏流。

流过填料的泄漏量，一般将随着运行时间的增长而增加，当介质为浸蚀性，并具有很高的放射性时，或介质很昂贵，如D₂O时，必须采用复杂的填料密封结构，如在阿贡国立实验室的单回路核电厂（美国）上，阀杆的密封是由三部分组成，第一部分后面的泄漏导入压力为1.14千克力/厘米²的排放装置，第二部分后面导入真空度为150毫米水柱的系统，而在第三部分要形成一个比大气压高出150毫米水柱的压力。

在图3.6上示出大功率石墨慢化沸水反应堆（PBMK）核电厂所用的D₁ = 800毫米主切断阀。这种闸阀是根据压力为100千克力/厘米²、温度为290°C以下的工作介质而设计的。当闸板两侧的压降不超过25千克力/厘米²时，闸阀才开启或关闭。闸阀是由22K号钢锻-焊而成。阀体与阀盖用法兰连接密封，采用齿形垫片，为了使闸阀在关闭状态时它的关闭件能可靠的密封，向阀体内供给清洁的高压水来顶楔闸板。当闸板处于提起位置时，为了防止圆

盘形闸板振动，配备弹簧将闸板压紧在闸板架上。结构上规定了三级填料，并引出可能泄漏出的介质。每级填料的密封是相互独立的，使得整个填料部件都能保证可靠的工作，闸板的密封表面堆焊UH-12M合金。

压力 $P_1 = 25$ 千克力/厘米²，工作温度达 200℃ 的闸阀示于图 3.7。类似的 闸阀 安装在

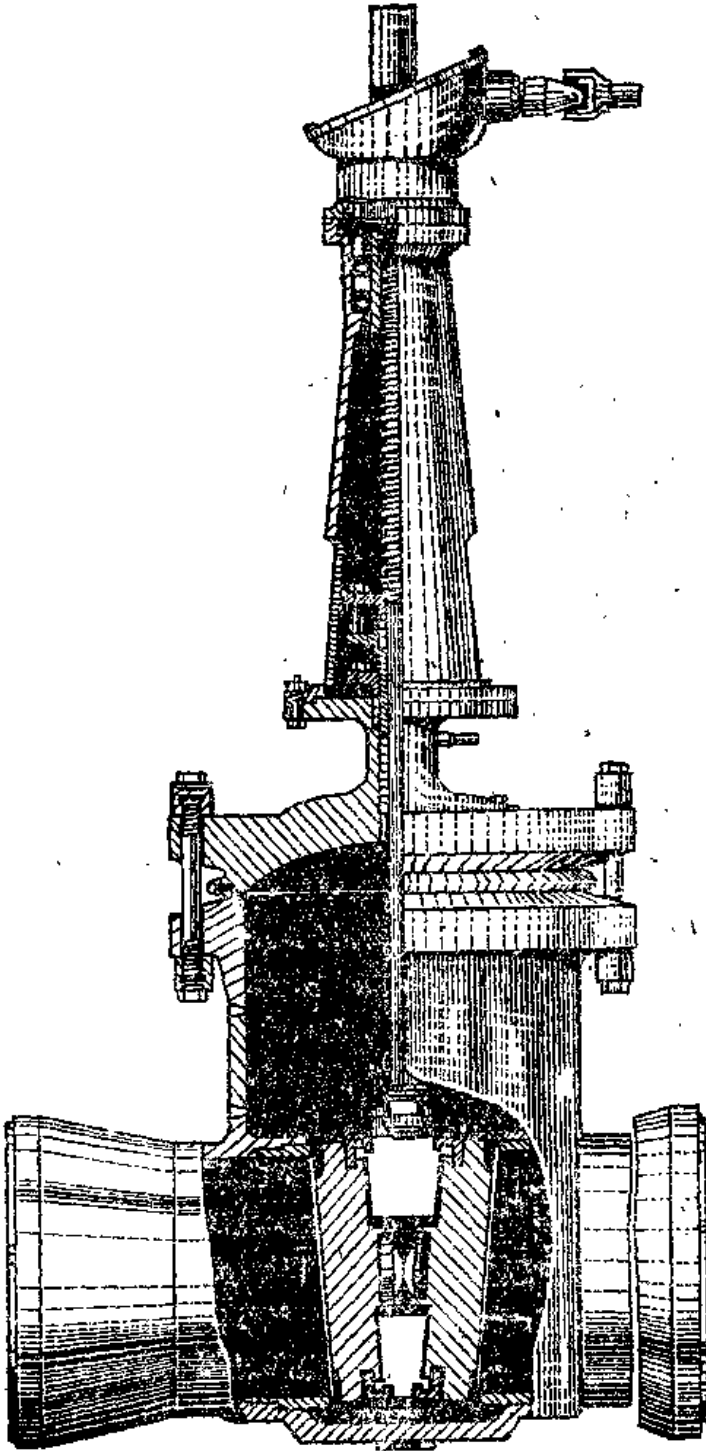


图3.6 用于大功率石墨慢化沸水反应堆 (PBMR) 核电厂一回路上的 $D_1 = 800$ 毫米的主切断闸阀

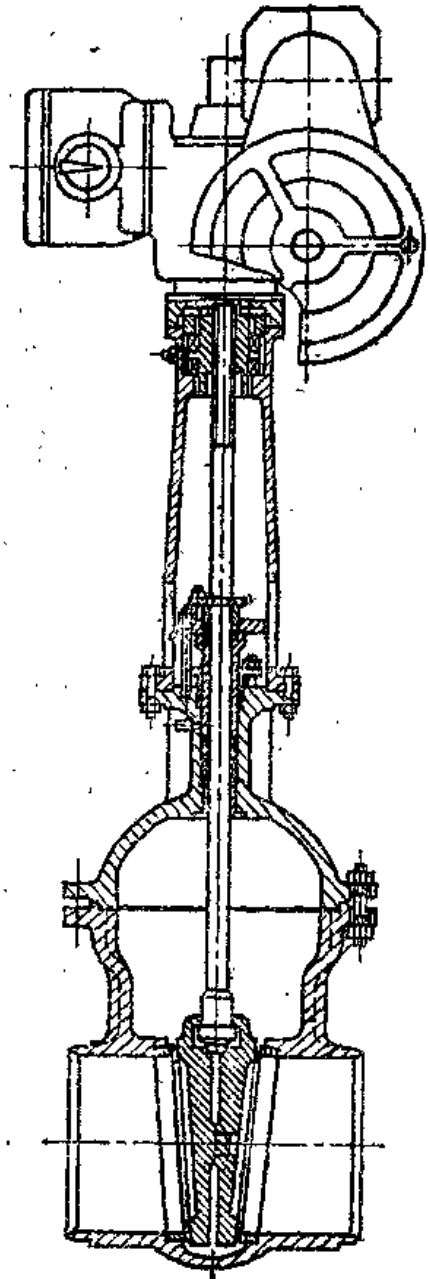


图3.7 $P_1 = 25$ 千克力/厘米²供汽轮机装置的蒸汽和工艺水管路上用的闸阀

汽轮机系统的低压工艺水和蒸汽管路上。它们具有带引漏的填料函，阀盖与阀体靠法兰连接用垫片密封。

在图 3.8 上给出了大功率石墨慢化沸水堆 (PBMK) 核电厂释热元件换料机用的闸阀结构。闸阀只能在不大于 80 千克力/厘米² 的压力下工作。开启或关闭阀门只能在闸板上的压力降不大于 1 千克力/厘米² 时进行。为了保证可靠的密封性和工作的耐久性要求，截止机构由两个闸阀串接而成，并从两闸阀之间的内腔导出可能出现的漏流。它们具有特殊结构，当闸阀处于关闭状态时，保证有一个强制的压紧力使圆盘形闸板的密封面紧紧地压在阀座上；当闸板开始启动之前，圆盘形闸板应脱离阀座，并在开启与关闭闸阀过程中，在移动闸板时使两个圆盘不互相牵制。

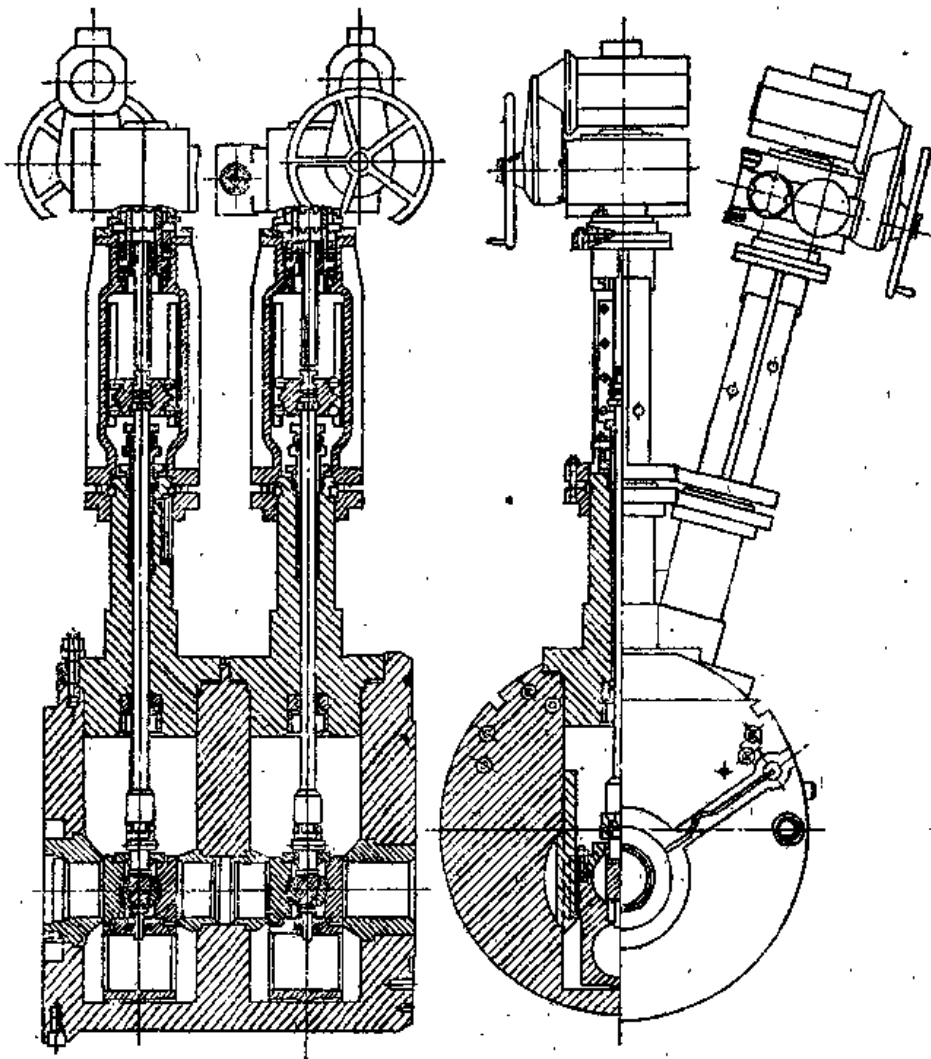


图3.8 大功率石墨慢化沸水堆 (PBMK) 核电厂供换料机用的闸阀

阀杆的光杆部分与提升螺纹部分是用铰链接合结构连在一起，这种结构是一个连接托架，它可在阀盖柱箱上的沟槽内靠滚轮上下移动，因而保证在不拆卸填料从而也不破坏换料机内腔密封的条件下能拆卸闸阀内所有的驱动部件。可避免把不利的径向力传给阀杆的光滑部分，此径向力是当传动电机工作时，由于在框架的螺纹套筒内阀杆螺纹部分的翘曲及颤动而造成的。

为快中子反应堆BH-600核动力装置设计了带冷冻固封填料的闸阀（图3.9），冷冻固封填料用流动的冷水冷却。为了提高冷冻填料工作的可靠性，在结构上做成相互独立的多节填料部件。为了在加热和冷却闸阀时降低热应力，阀体的壁厚应最小，并尽可能在不同的截面上壁厚值相等。为了阀盖-阀体法兰连接的密封不受到破坏，在螺母下放置了可补偿衬套，同时又规定在法兰外缘添加了一道密封焊。

为新设计的压水堆BBЭP-1000的核动力装置设计了压力 $P_r = 25$ 千克力/厘米²的系列闸阀。这种闸阀的典型结构示于图3-10。阀体是由铸坯制成，弹性楔块能补偿阀体可能出现的变形。三套填料装置可使渗漏减至最低值。

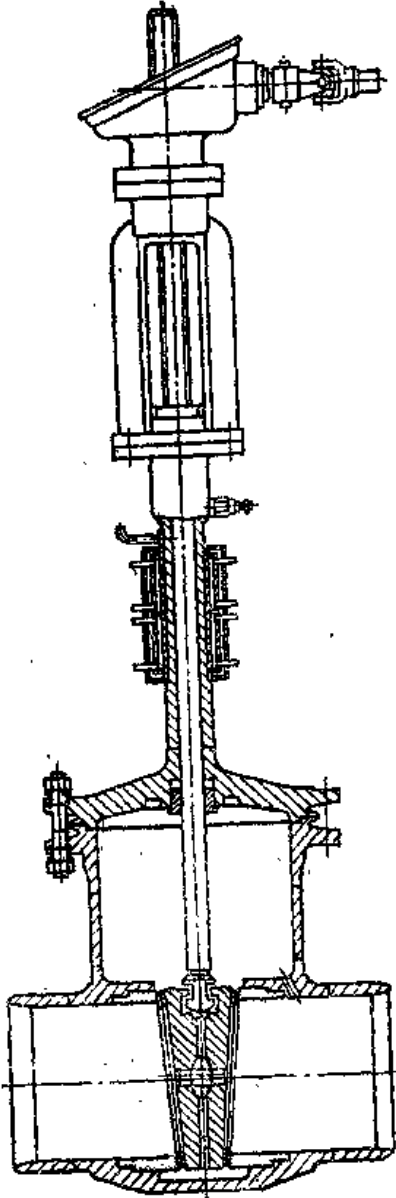


图3.9 供BH-600快堆核动力装置用的水冷冷冻固封填料的水冷冷冻固封填料的闸阀

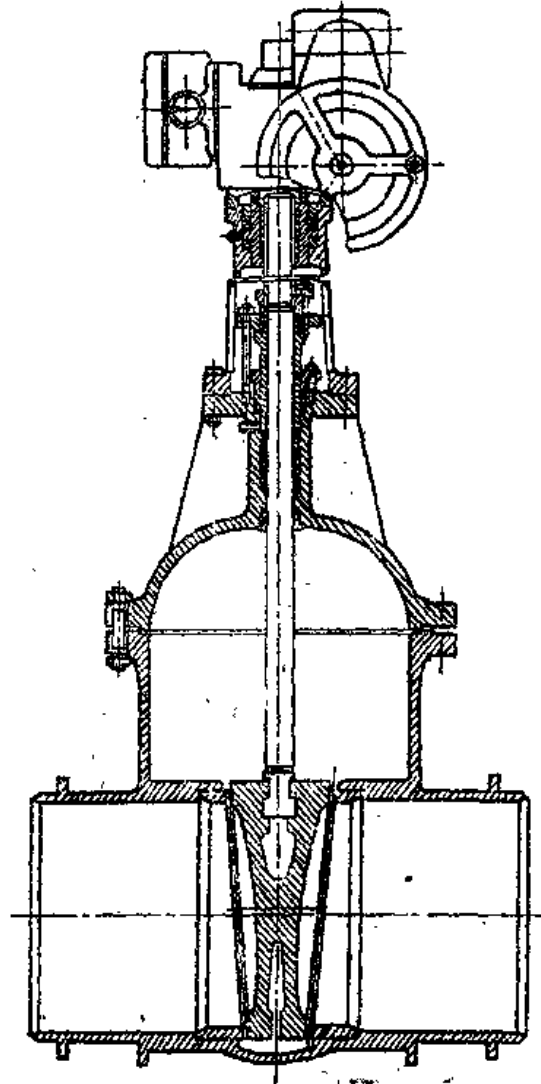


图3.10 供压水堆BBЭP-1000核动力装置用的 $D_r = 25$ 千克力/厘米²带弹性楔块的闸阀

近来在阀门制造中出现了一种统一核电厂阀门结构和参数的方针。统一阀门规格的结果，会在国民经济中获得更大的经济效益。按阀门的工作参数和公称通径制定出阀门的等级。在表3.1中列出了核电厂用的统一系列的闸阀。图3.11示出了系列闸阀中工作压力 $P_r = 200$

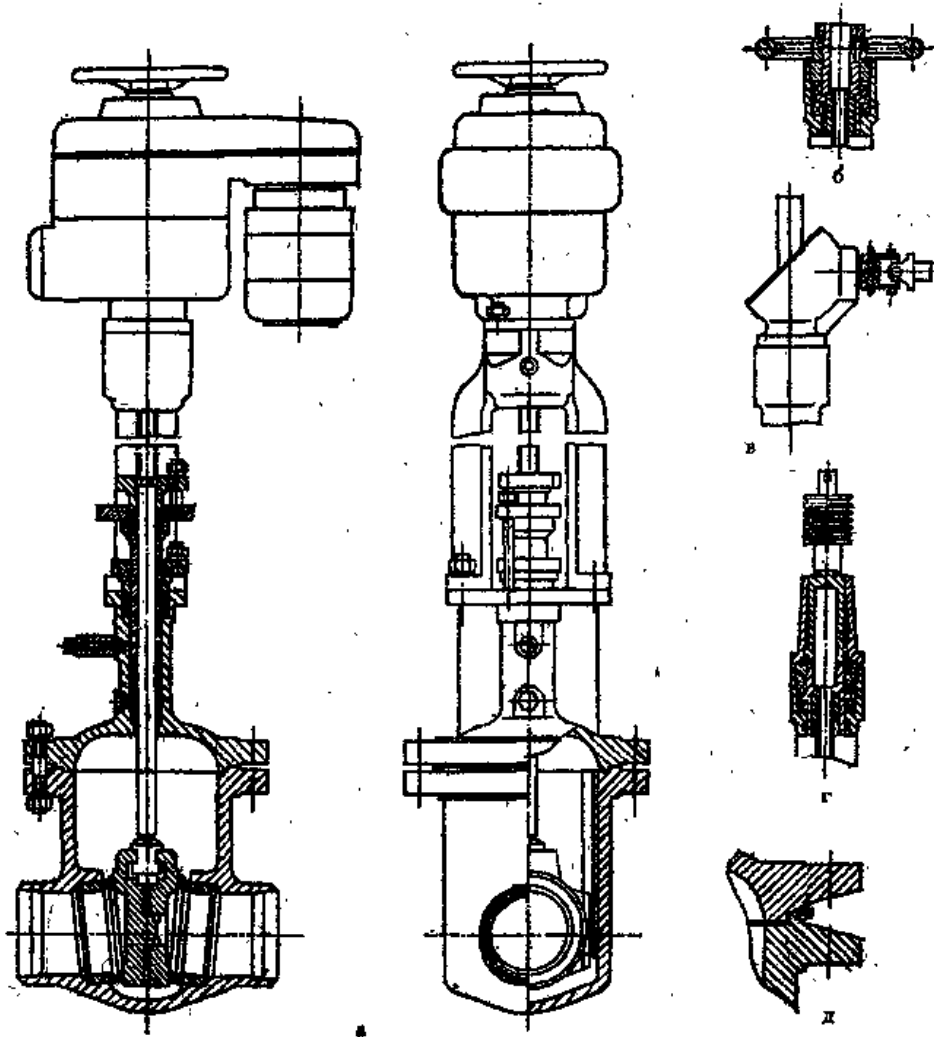


图3.11 闸阀的典型结构型式

a——电动操纵阀门；b——手动操纵阀门；c——锥齿轮减速箱传动阀门；d——遥控阀门；e——法兰连接的薄膜焊接密封。

表3.1 统一规格闸阀的基本系列

工作(公称) 压力 $p_p(p_y)$ 千克力/厘米 ²	公 称 直 径 D ,毫米							操作形式
	100	150	200	300	400	600	800	
16 (25)	×	×	×	—	—	—	—	手动 远动 电动
	× ^γ	× ^γ	× ^γ	× ^γ	× ^γ	× ^γ	× ^γ	
	× ^γ	× ^γ	× ^γ	× ^γ	× ^γ	× ^γ	× ^γ	
40 (64)	×	×	×	—	—	—	—	手动 远动 电动
	×	× ^γ	× ^γ	× ^γ	×	—	—	
	×	× ^γ	× ^γ	× ^γ	×	—	—	
100 (160)	×	×	×	—	—	—	—	手动 远动 电动
	× ^γ	× ^γ	× ^γ	×	× ^γ	×	× ^γ	
	× ^γ	× ^γ	× ^γ	×	× ^γ	×	× ^γ	
200 (250)	×	×	×	—	—	—	—	手动 远动 电动
	×	×	×	×	—	—	—	
	×	×	×	×	—	—	—	

×——闸阀主要结构型式由耐蚀钢制成；×^γ——可由碳钢制成；划横线者——尚未投产； $D_y=600$ 和 800 毫米， $p_p=100$ 千克力/厘米²的闸阀，应在压降不超过25千克力/厘米²时开启和关闭。

千克力/厘米²、 $D_v = 100-800$ 毫米的一个实例，同时还给出了几种不同的控制传动机构的形式。

下面给出外国公司制造的若干闸阀的结构。

在捷克已生产供水-水动力堆机组用的压力 $P_v = 160$ 千克力/厘米²、 $D_v = 500$ 毫米的闸阀 (图3.12)。在阀盖与阀体之间的无法兰自紧密封之外又增设一套薄膜密封，并从二者之间引出漏来。这种结构的特点是在给定的工作参数下，与其他的闸阀相比，其重量和尺寸小很多。

在图3.13上示出的是西屋公司 (美国) 生产的闸阀，阀盖与阀体的密封采用石棉金属垫

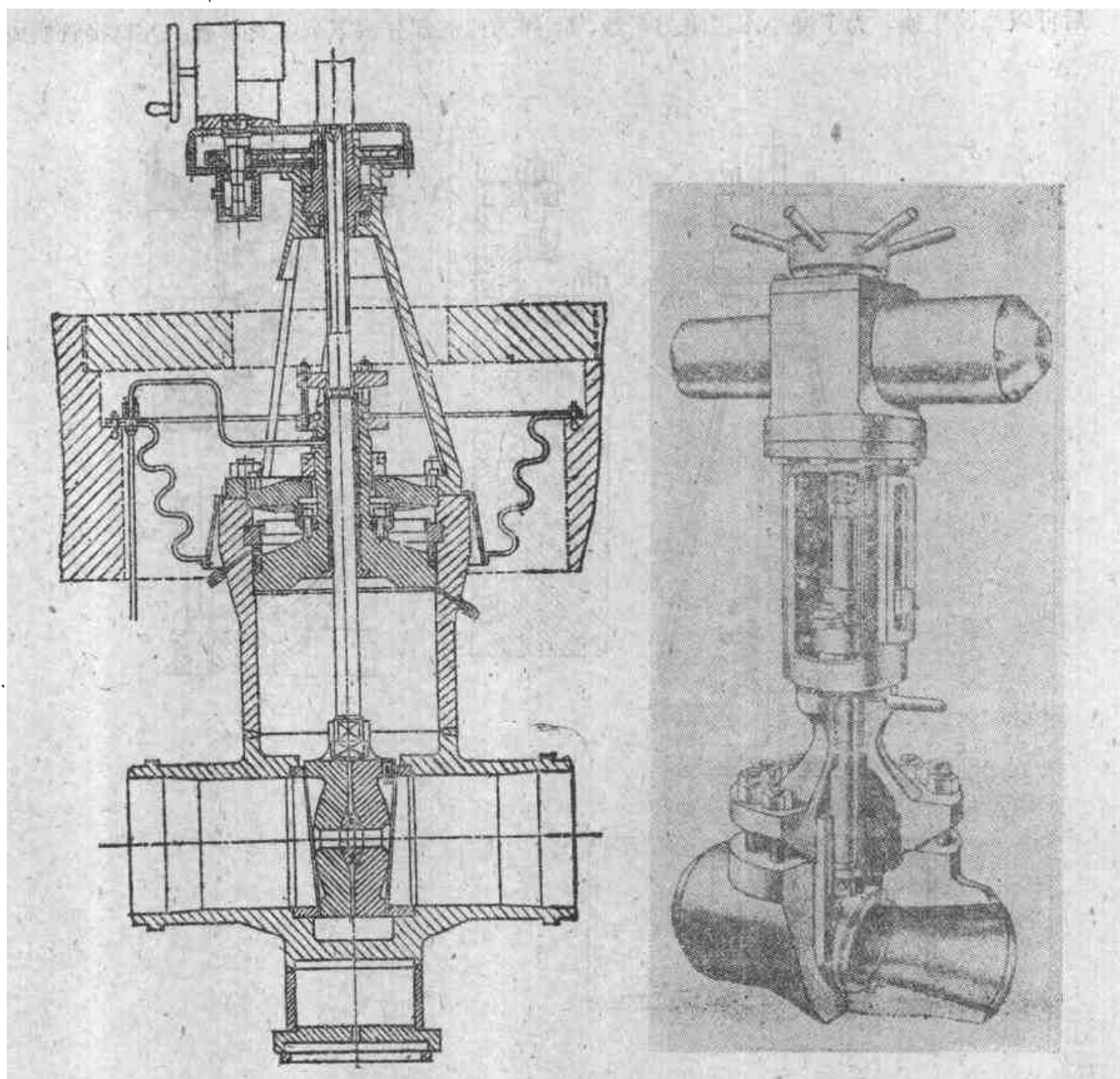


图3.12 在捷克水-水动力堆上运用的
的 $p_v = 160$ 千克力/厘米²、
 $D_v = 500$ 毫米的闸阀

图3.13 西屋公司 (美国) 的模式闸阀，
工作压力 $p_v = 175$ 千克力/厘米²，
工作温度 $t_v = 340^\circ\text{C}$

片。这种连接也可采用焊接形式。为了使阀杆完全不能转动，以此来改善填料工作条件和闸板的密封条件，阀杆与一个在柱箱槽内上下移动的专用臂相连。闸阀具有楔式闸板。为了给压水动力反应堆装置一回路配套，西屋公司提供了 $D_v = 740$ 毫米类似结构的闸阀，但采用了平行式双圆盘形闸板，其工作压力为 175 千克力/厘米²、温度为 340°C 。公司保证能循环动作 400 次，阀体的使用期限为 40 年。在闸板上的压降很小时，为了撑开圆盘形闸板形成密封，在闸板的圆盘之间应设有专门弹簧。

瑞士苏尔寿兄弟公司生产出直径 $D_v = 720$ 毫米以下的闸阀，连同驱动装置重量达 16 吨，闸阀设计压力为 180 千克力/厘米²，温度为 350°C 。在图3.14上给出了 $D_v = 580$ 毫米闸阀的外形及主要部件的结构。为了保证阀盖与阀体连接的完全密封，把通过石棉金属垫片可能的泄漏导出。为了调整闸板圆盘之间的距离，在楔块上设有可更换的垫片，它的厚度在闸阀检修后可以修改变换。为了减小水流阻力系数，闸阀的通流部分按下列方式制成：入口接管制成

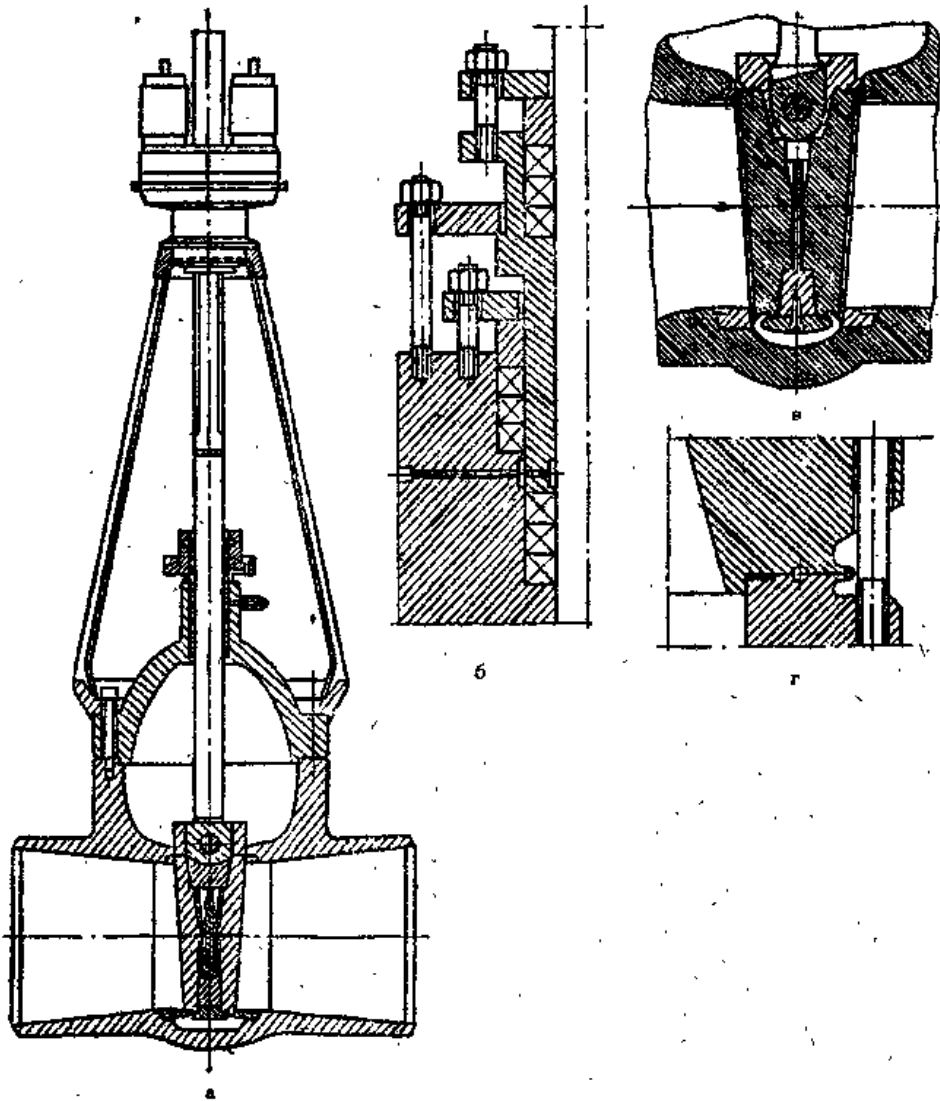


图3.14 瑞士苏尔寿公司生产的闸阀 $D_v = 580$ 毫米，
 $p_r = 180$ 千克力/厘米²、 $t_r = 350^\circ\text{C}$ 。

a——结构；6——三重填料；b——闸板；r——阀体与阀盖的连接。

文杜里喷嘴形式、阀座入口侧的内径略小于出口侧的内径，并把楔块厚度减至最小。

荷兰季凯尔公司生产的闸阀主要特点在于弹性楔块由一个毛坯制成（图3.15）。为了运行过程中在填料上始终保持必要的比压，填料上方装上一组碟形弹簧，由于磨损和燃耗的结果，填料的总高度将会减小。为了补偿热胀时阀杆与法兰的长度差，在主法兰连接的压紧螺母下装有专门的衬套。

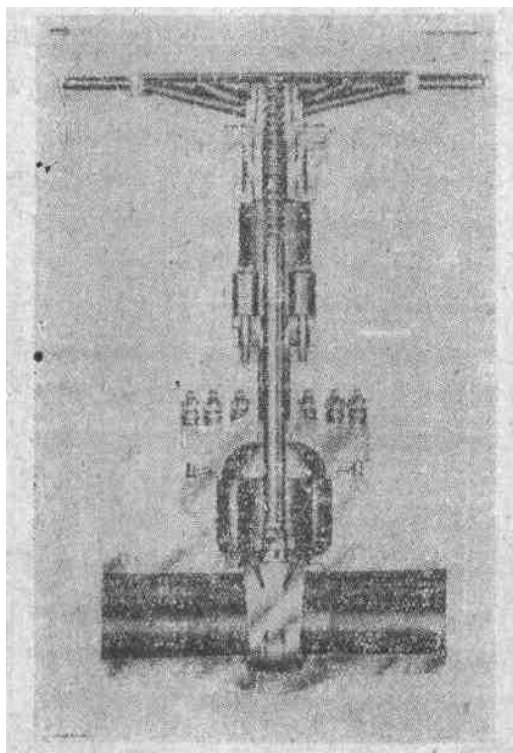


图3.15 荷兰季凯尔公司出厂的闸阀

联邦德国格斯脱拉（KSB）公司在它的闸阀填料上采用另一种结构型式来形成固定的压力（图3.16）。

当闸阀工作在高动力参数下，在阀体的零件上产生大的应力。为了保证这些零件的强度，阀体单个构件采用形状比较简单的铸件或锻件，并采用高质量的可靠的焊接方法把它们焊接起来，这样组成了具有高强度的零件。在图3.4和图3.12上示出的闸阀，它的阀体就是这样制成的。

由于加热时阀杆长度的改变可能造成闸板在阀体内被楔住，当阀杆冷却时，在闸阀关闭件上的密封又可能遭到破坏。为了限制阀杆上的轴向力，在闸阀的行程部件上设置了蝶形弹簧，如图3.17上所展出的这种蝶形弹簧的弹性形变避免了阀杆冷却时闸阀密封受到破坏。

近来，在闸阀的结构上为了检修时能顺利挤压出填料，在填料区开了一些孔。虽然这些孔对内腔的密封性能不利，但是制造厂和运行单位都认为开这些孔是必要的，因为它使得闸阀的检修容易多了。在图3.16和3.17上所展出的闸阀，就设有供挤压出填料用的这种孔。

为了减少介质流对密封圈表面的作用，把焊在阀座上的密封圈朝楔块方向做成锥度不大

的收缩形较为有利。

为了减小闸阀的行程和阀杆上的作用力，采用收缩流道型闸阀，在它的密封圈上的孔径小于公称通径。这使流体阻力系数由 0.6 增加到 1.6—2.3 或更大值（取决于收缩度），但这能减少闸阀的重量和尺寸。管道直径愈大，由收缩引起的能量损失的绝对值就愈大。这样，对于主管路来说，均横流道型闸阀比收缩流道型闸阀在运行性能上具有更多的优越性。

为了避免在快速开启和关闭时出现水击，为了减小楔块移动时的作用力和密封圈的磨损，以及为了预热管路，许多闸阀（通常指大通径的闸阀）设有旁通。在旁通上装有小通径的闸阀或截止阀。

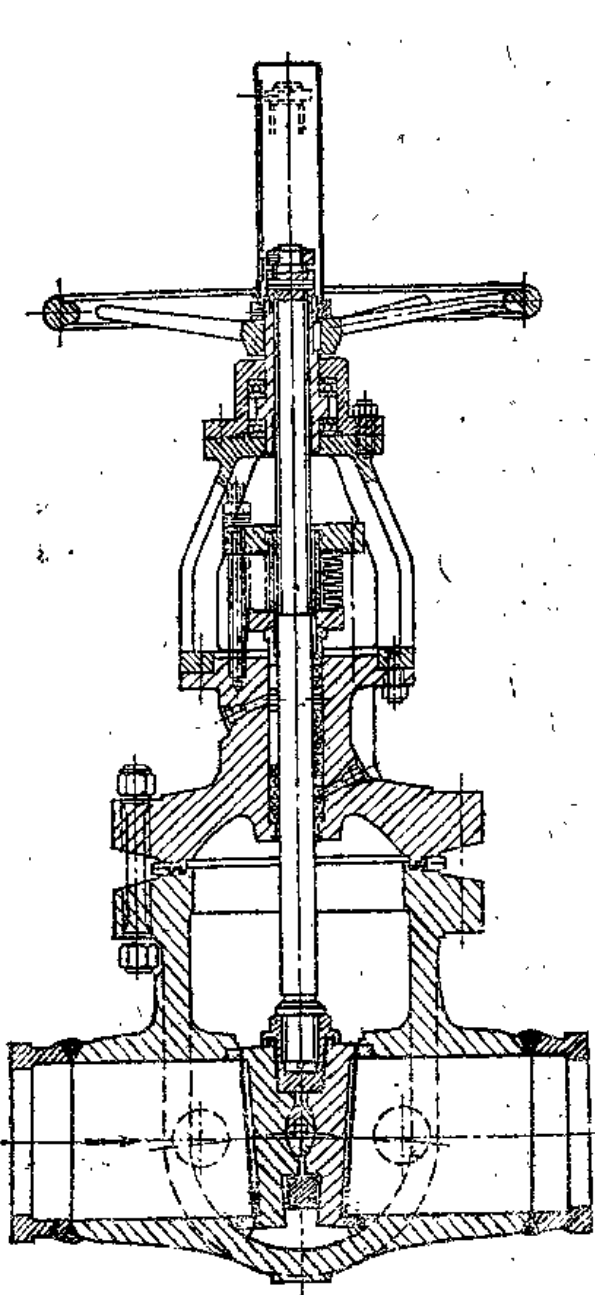


图3.16 联邦德国格斯脱拉公司出厂的闸阀

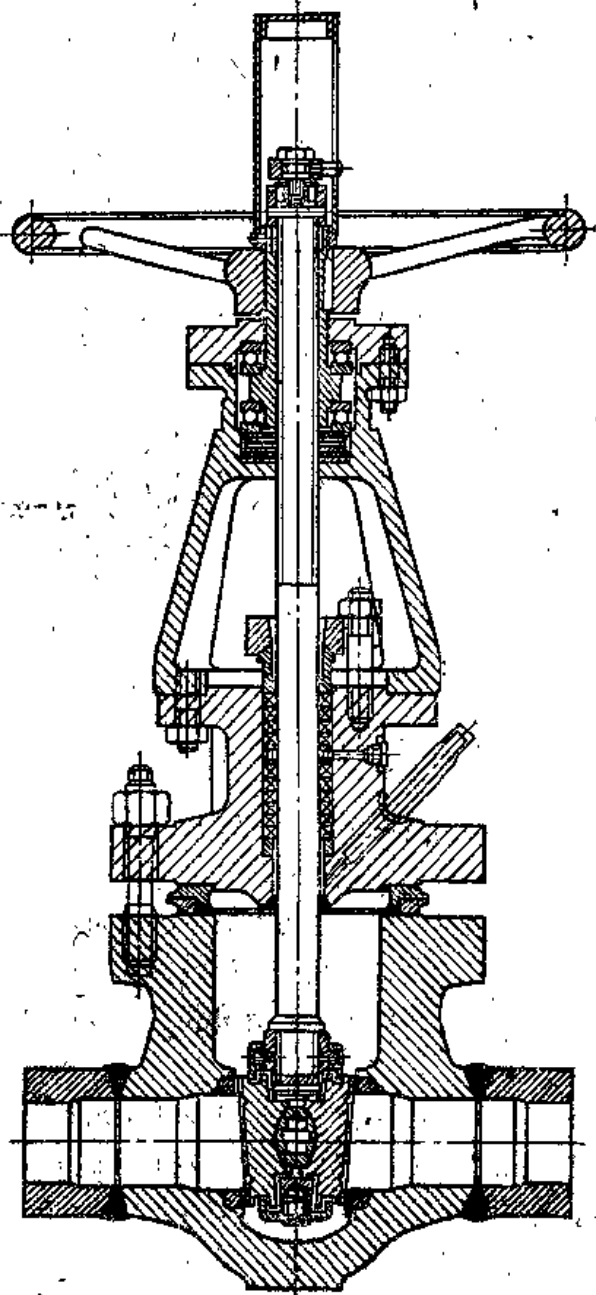


图3.17 行程部件上带蝶形弹簧的闸阀

3.3 截止阀

闸阀有一系列缺点：它需要采用填料密封，因而形成泄漏的根源，其高度大，为了确保关闭件的密封性需要有复杂的条件，因为在其中的圆盘形楔式闸板要沿着密封圈表面滑动。但是对于大通径的情况（ $D_v \geq 150$ 毫米），闸阀是切断阀中主要可行的类型。截止阀是在小通径的情况下。截止阀的显著优点是阀瓣的行程小，仅为闸阀行程的1/4，这就有可能采用波纹管来密封阀杆与阀盖之间的动连接。波纹管的循环寿命受到限制，但闸阀由于其密封圈擦伤的概率随时间而增长，因而实现无误动作循环次数的可靠性也受到限制。切断用的截止阀保证有更可靠的密封性，进行检修更简单更迅速，但直通式截止阀的清洗较为困难。直流式截止阀清洗起来较方便，没有滞留区。

切断用的截止阀的通流部分具有大得多的流动阻力，因此，它们主要用于常闭状态，以及诸如在事故情况和在旁通管投入、空气排放等情况下才开启的条件。近来由于截止阀阀杆与阀盖连接部位易于采用波纹管部件来实现完全密封，因而出现了更加广泛地采用截止阀的趋势。

闸阀的流动阻力系数 $\zeta = 0.5 - 1.5$ ，切断用的直通式截止阀的 $\zeta = 5 - 8$ ，角式截止阀的 $\zeta = 2 - 3$ ，直流式截止阀的 $\zeta = 0.5 - 2.5$ ，这样，直流式与角式截止阀的流动阻力系数与闸阀相接近。为了减小流体阻力，如果在阀体通流部分的形状加以改进，采用适当的结构方案，则在许多情况下有可能运用大通径的截止阀，如已采用 $D_v = 400 - 800$ 毫米的角阀和直流阀作为快速动作的保护阀。

切断用的截止阀在核动力装置上主要用在辅助管线上，大量的小通径切断用的截止阀安装在试验-排放管线和管段上，如在供排放空气和蒸汽用的管路和设备的最髙点，供疏水用的管路和设备的最底点的某处，都安装了截止阀。切断用的截止阀应当只用在两个状态：全开或全闭。靠它来调节流量或压力是绝对禁止的，因为这会导致关闭件的密封性很快被破坏。在所有核动力装置的回路上，切断用的截止阀和管路的连接都采用焊接。

系列生产的截止阀，用于中等参数的水和蒸汽上的有 $D_v = 10 - 150$ 毫米，用于高参数的水和蒸汽上的有 $D_v = 10 - 100$ 毫米，用于超临界参数水的有 $D_v \leq 50$ 毫米。在大直径的管道内，介质流速很高时运用截止阀会不适当地引起大的压头损失，从而为补偿该压头损失需要消耗大量的能量。此外，沿阀杆产生很大的作用力，使截止阀难于操纵，并使其关闭件也难于密封。

对于 $D_v \leq 50$ 毫米的截止阀，介质流入的方向可以从阀瓣的下方，也可以从阀瓣的上方，一般是从阀瓣的下方流入阀内，这可避免阀瓣与阀杆脱开的可能性和出现截止阀不能开启的情况。如同闸阀一样，在填料密封的截止阀上规定有上部密封，使阀杆提起后使介质不能通过填料泄漏出去。

对于高参数和超高参数的截止阀，当其 $D_v \geq 100$ 毫米时，介质的压力在阀瓣上产生的力过大，使得其关闭件在关闭位置时难于密封。因此，这些截止阀是按从阀瓣上方流入介质的方案工作的。在阀体和阀瓣上的密封圈的工作面可以是锥面，也可以是平面。密封圈工作面为平面的比锥面易于研磨和检验。密封面由于擦伤而损坏的可能性平面也比锥面小。为了保证两个平面密封圈能完全密合，阀瓣与阀杆应采用铰链连接。在 $D_v \geq 32$ 毫米的截止阀上一

般是这样做的，而 $D_v = 10$ 和20毫米截止阀的关闭件上采用锥面密封。在液态金属冷却剂管路上用的截止阀通常采用锥面密封。

大通径的截止阀常常设有外旁通（在阀体上）或内旁通（在阀瓣上），它能平衡截止阀前后的压力，减小操纵阀门所需要的作用力，避免阀门动作和加热管路时在管路上产生的水击。

为了减小高参数截止阀的阀杆在填料内的摩擦力，应对阀杆进行渗氮和抛光。在密封圈的密封面上应堆焊一层更高强度的合金。波纹管截止阀没有高温下易燃耗的软填料，对于外部介质它能完全密封，这就使得它能成功地应用到液态金属冷却剂的管道上。有时为了预防波纹管突然遭到破坏而使介质外泄，在截止阀上再设一道填料密封，作为波纹管的备用密封。有时在阀盖上安装一个密封罩，这样就完全排除了泄漏的可能性了。波纹管截止阀通常为直通式，需要加长阀瓣行程的直通式直流截止阀和直角式波纹管截止阀较少采用。

高压波纹管式截止阀的特点是采用多层波纹管——六层或更多层。阀杆分成两部分——圆柱光杆部分和螺纹部分，阀盖与阀体采用无垫片连接。在转动螺母部件内采用推力轴承。与管道连接采用焊接。

截止阀能用手轮进行手动操作，手轮与电动驱动装置和远距离操纵装置装配在一起。阀杆靠螺旋副将手轮的转动变为阀瓣的直线运动。传到阀杆上的作用力取决于手轮上和驱动装置从动轴上的扭矩；在直提截止阀中没有力螺旋，沿阀杆方向的作用力直接来自传动机构。在截止阀与直提截止阀二者之中，阀体与关闭部件都完全一样。在截止阀中，转矩可施于主轴，也可施于阀杆螺母。在后一种情况下，传动部件把阀杆螺母的转动转换为主轴的直线运动，这种结构形式称为环箍式。

在输送放射性介质、液态金属、有害介质和危险介质等的所有管路上，当其直径较小时，宜采用波纹管式截止阀或直提式截止阀。直流式波纹管截止阀，由于制造工艺复杂，增大阀瓣行程，要求将几段波纹管串接起来，因而直流式截止阀相对来说运用得比较少，通常只有在需要无滞流区阀体的条件下才使用。

波纹管截止阀的阀杆是由两部分组成，上部是作旋转（或往复）运动的螺纹部分，下部是作往复运动的圆柱部分。阀杆螺母上装有止推轴承。将阀杆分成两部分使得有可能用高强度合金钢制造螺纹部分，而用奥氏体钢制造处于高温区的下部分。

在波纹管截止阀上，采用的电动装置最好能限制扭矩的双向联轴节。只有当允许波纹管行程达到 $0.25D_v + s$ 时，才可能采用带单向联轴节的电动装置，这里 s 为阀杆丝杠的螺距。当用带单向联轴节的电动装置开启截止阀时，终端开关应安在距刚性挡板还剩一个螺距的地方，使得在惯性载荷作用下，阀杆或与它相连的零件不可能顶住刚性挡板。当系统断电而采用手动备用装置来开启截止阀时，阀门将要开启到刚性挡板位置，这可能导致波纹管压缩到不容许的程度，并使它的循环耐久性变坏。

填料密封的截止阀只能用在不带放射性的干净介质管路上。压力在280千克力/厘米²以下、 D 为40—65毫米的填料密封截止阀的结构示于图3.18。截止阀的阀体是锻造的，与管道的连接采用焊接。填料放置在阀体内，阀杆的下半部可以拆卸，它是往复移动，它比转动对填料具有更为有利的工作条件，阀座与阀杆的密封面堆焊上一层高强度合金。截止阀可以用手轮进行手动操作，或通过固定在阀杆上的活节联轴节靠远距离驱动来操作（见图3.18a）。为了减小手轮操纵时所需要的操作力，可制成带圆柱齿轮减速器的截止阀（见图3.18b）。在

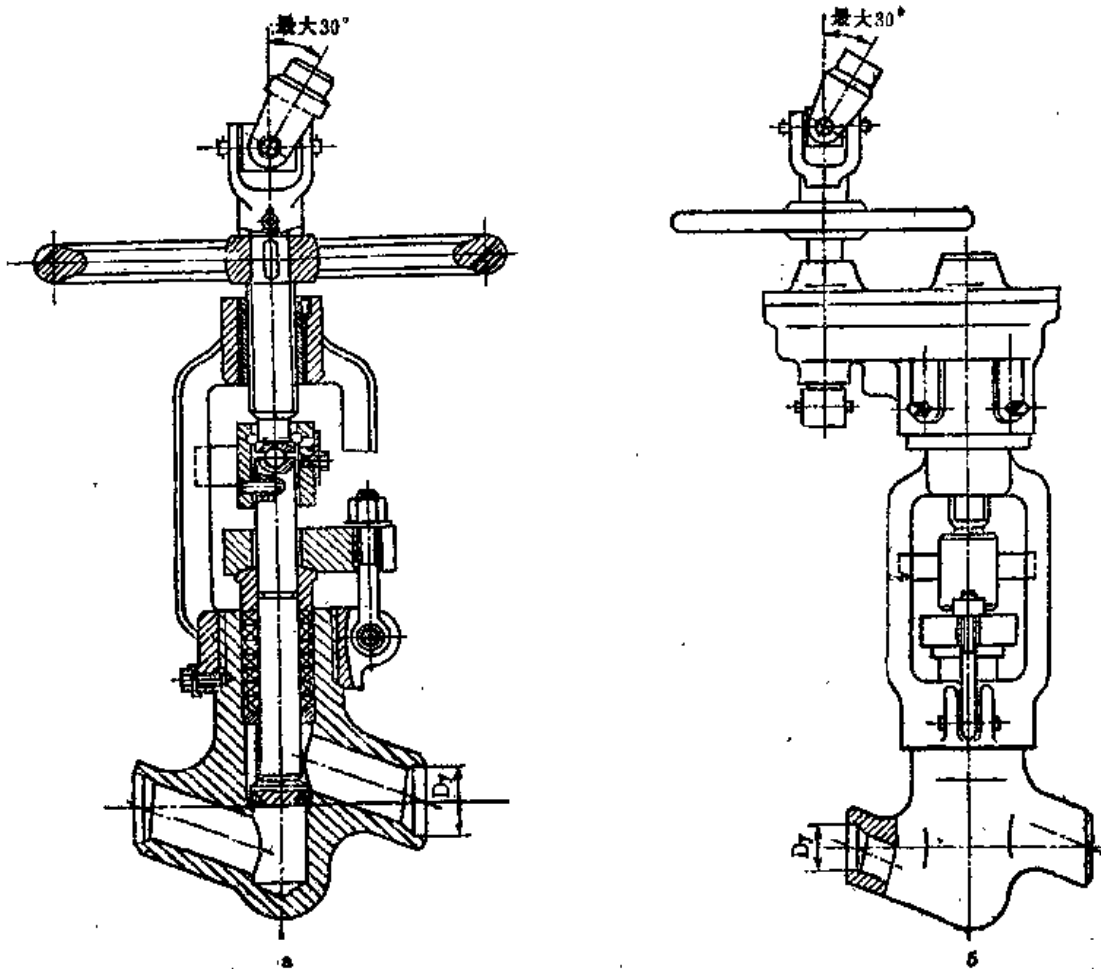


图3.18 带手动操纵和远距离操纵的填料密封截止阀 D_1 为40—65毫米

a——不带减速器；b——带圆柱齿轮减速器。

个别情况下，当阀门的动作次数极少时，采用带密封罩的填料截止阀（见3.19），这是为了防止通过填料泄漏的可能。可通过带孔堵头将存于罩内的工作介质排走。

工作压力 $P_1 = 25$ 千克力/厘米²（见图3.20）和140千克力/厘米²（见图3.21）的波纹管截止阀在压水反应堆核动力装置上获得了最广泛的运用。它们的阀体由耐蚀钢或碳钢模锻制成。波纹管是双层的。当介质无放射性，工作温度 $t_1 \leq 200^\circ\text{C}$ 时，关闭件的密封材料采用聚四氟乙烯，当介质的温度更高时采用金属锥面密封，并堆焊上一层合金IXH-12M。当介质温度在 200°C 以下时，阀体与阀盖的连接采用氟塑料垫片；当介质温度在 350°C 以下时，采用无垫片密封。生产的截止阀公称通径在 D_1 为10—150毫米之间。阀门与管道的连接可能有各种不同的方式：法兰连接、套管端面连接或焊接连接。阀门的操作方式取决于它的通径，可以是就地手动、也可以用电动，或者采用带远距离操纵钮的运动。工作压力 $P_1 = 140$ 千克力/厘米²的截止阀结构上采用6—8层波纹管，阀杆分成两部分——螺纹部分和圆柱部分。

公称压力 $P_1 = 40$ 千克力/厘米²，工作温度 $t_1 \leq 200^\circ\text{C}$ 和公称通径 $D_1 = 50$ 毫米的波纹管截止阀的结构如图3.22所示。由10X18H9TЛ浇铸成带管接头的截止阀阀体与管道焊接连接。关闭件的密封采用氟塑料密封圈，它靠弹簧圈固定在阀瓣上。阀盖与阀体的连接靠氟塑料垫片密封，外加O密封焊。采用多层波纹管，阀杆螺母带滚珠止推轴承。截止阀可用法兰与管道

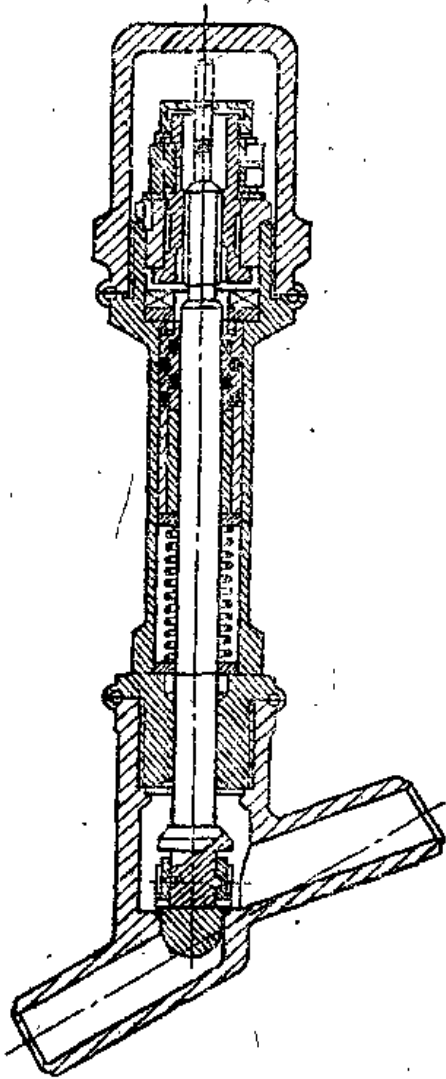


图3.19 带密封罩的直流式填料密封截止阀

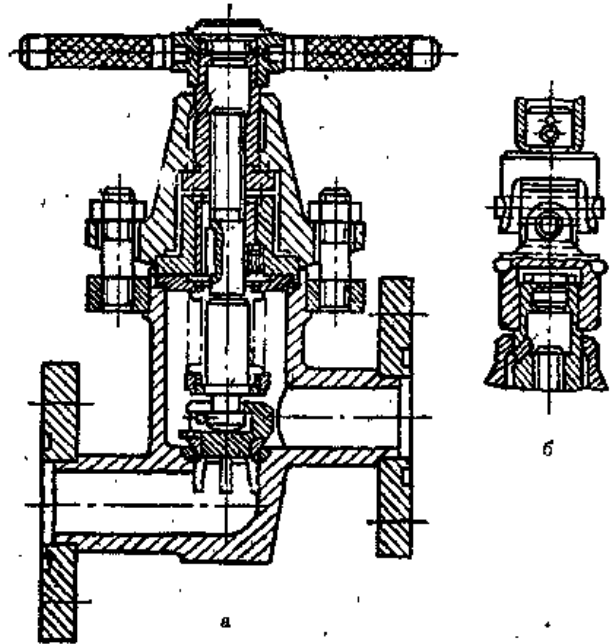


图3.20 $P_r = 25$ 千克力/厘米²的手动操纵(a)和远距离操纵(b)的波纹管截止阀

连接，这时阀盖与阀体就不必用 Ω 密封焊了。

在温度低于 350°C 的介质内工作的截止阀，关闭件的密封采用金属密封，阀瓣的密封面作成锥面，并堆焊上合金 IH-12M ，在阀体上具有宽度为0.5毫米的尖棱；阀盖与阀体之间的连接靠橡胶石棉垫密封，截止阀或者靠手轮就地操纵，或者通过活节联轴节远距离操纵。

通径 $D_r = 65$ 毫米、工作压力 $P_r = 200$ 千克力/厘米²和工作温度 $t_r \leq 325^{\circ}\text{C}$ 的截止阀结构示于图3.23。阀体是由厚壁管制成，设在阀体上的管接头与管道焊接连接。截止阀上采用的是十层波纹管。阀盖与阀体的连接是靠不带垫片的凸凹式法兰，它是支在半圆环上，并备有 Ω 密封焊。生产出的截止阀带有手动操纵的手柄、远距离操纵、圆锥齿轮减速器和电机驱动装置。有阀瓣的就地位置指示。 $D_r \leq 32$ 毫米系列的截止阀阀盖与阀体做成无法兰连接，靠联结螺母固紧。

为了避免放射性气体从排放箱进入工艺房间的可能性，在特排管线上安上所谓阻气排水截止阀，在它的结构上设有水封，这种截止阀示于图3.24。

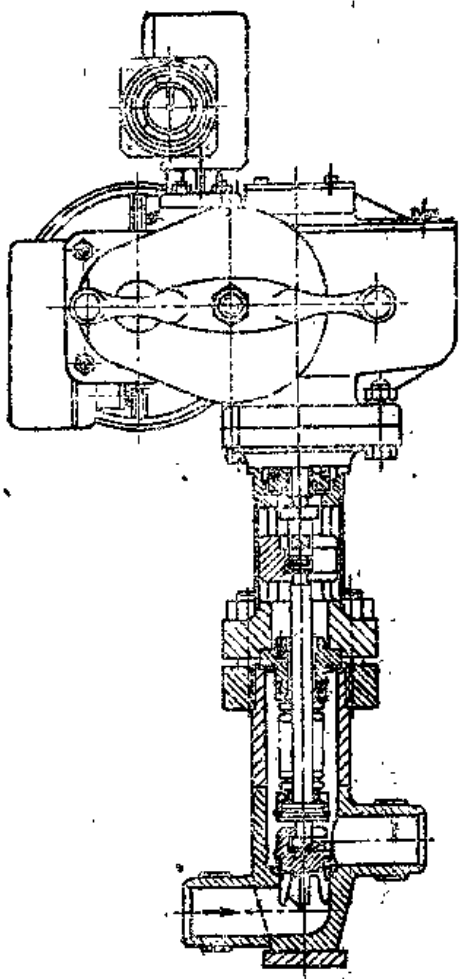


图3.21 $p_p = 140$ 千克力/厘米², 电动波纹管截止阀

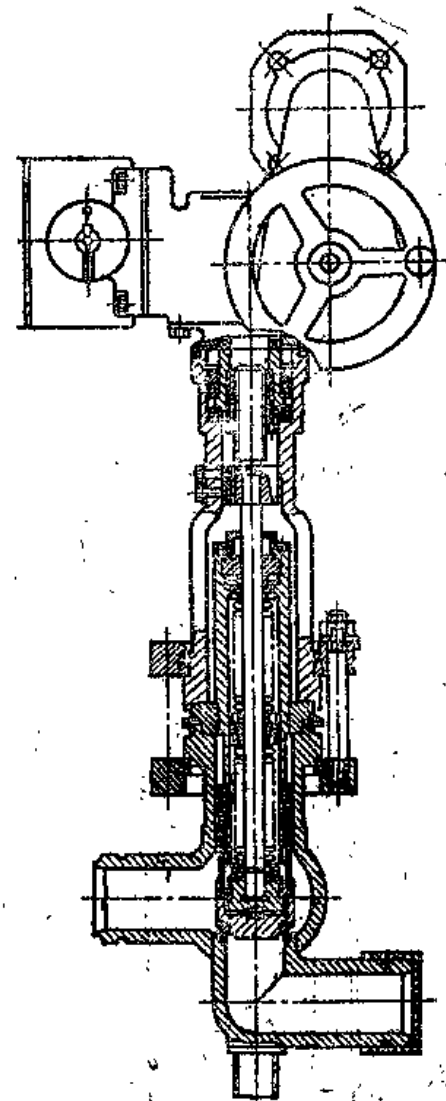


图3.23 电动波纹管截止阀。D₁ = 65毫米、
米、 $p_p = 250$ 千克力/厘米²、 $t_p \leq 325$ ℃

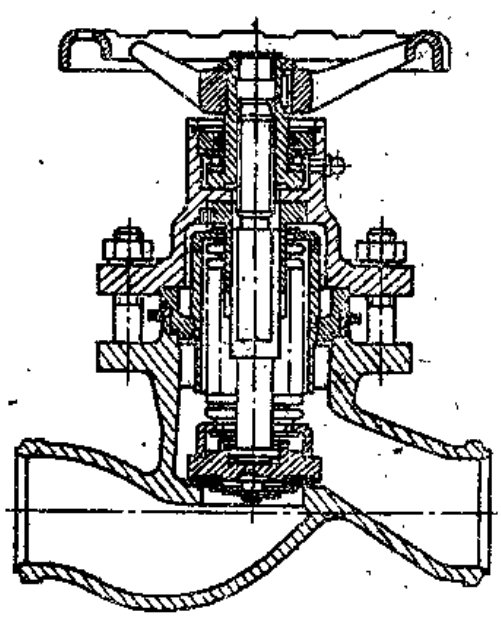


图3.22 波纹管截止阀, D₁ = 50毫米、
 $p_p = 40$ 千克力/厘米²、 $t_p \leq 200$ ℃

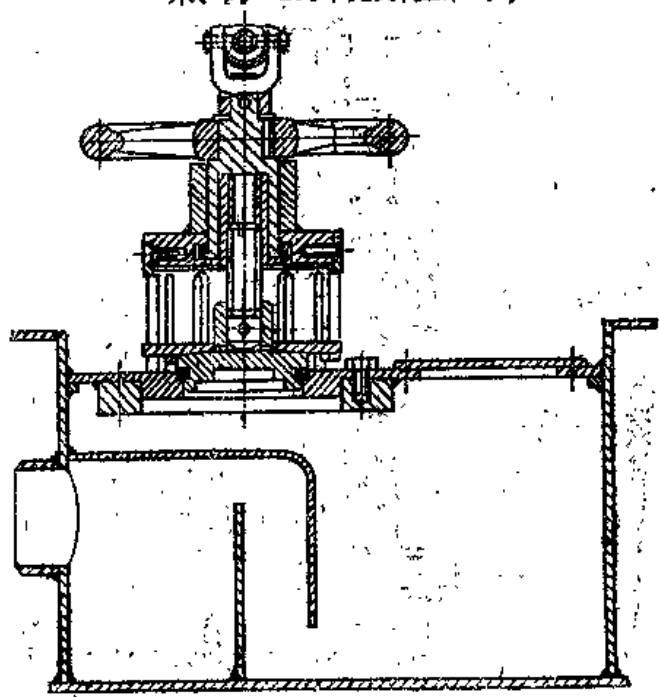


图3.24 在特排管线上使用的带水封阻气
排水截止阀

截止阀按用途可分成切断用截止阀和停汽阀，切断用截止阀的动作时间不加以限制，一般在1—10秒之间，这取决于公称通径。停汽阀的动作时间不超过1秒，一般为0.1—0.6秒。停汽阀用于事故保护装置或可能产生水击的装置。为加快动作的迅速，可增加驱动机构操作介质的管道直径和增加介质的压力。

截止阀能有单向动作（带弹簧）的驱动机构和双向动作（无弹簧）的驱动机构。单向动作的截止阀有常开和常闭两种。当驱动机构内没有操作压力时关闭件处于开启状态的称作常开，关闭件处于关闭状态的称作常闭。在驱动机构内采用螺旋弹簧或蝶形弹簧来达到上述的位置状态。大多数阀门设有关闭件的终端位置指示器

波纹管气动切断阀的结构示于图3.25。它适用于工作压力 $p_r \leq 200$ 千克力/厘米² 和工作温度 $t_r \leq 325^\circ\text{C}$ 的介质上。阀门的主要零件是由耐蚀钢锻压或冲压而成。锥形关闭件的密封面堆焊上合金UH-12M。采用六层波纹管，外加填料密封，采用AT-1做填料材料。阀盖与

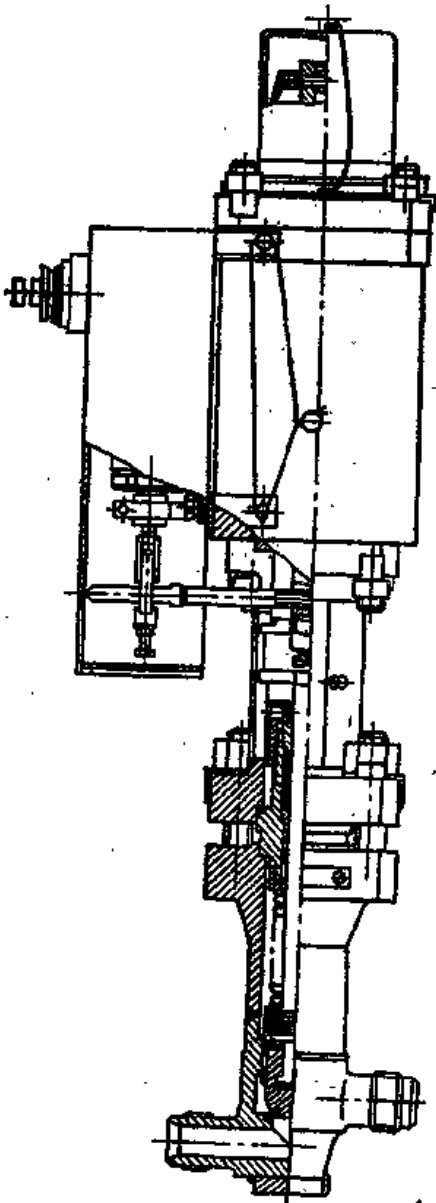


图3.25 $p_r \leq 200$ 千克力/厘米²带气动装置的波纹管截止阀

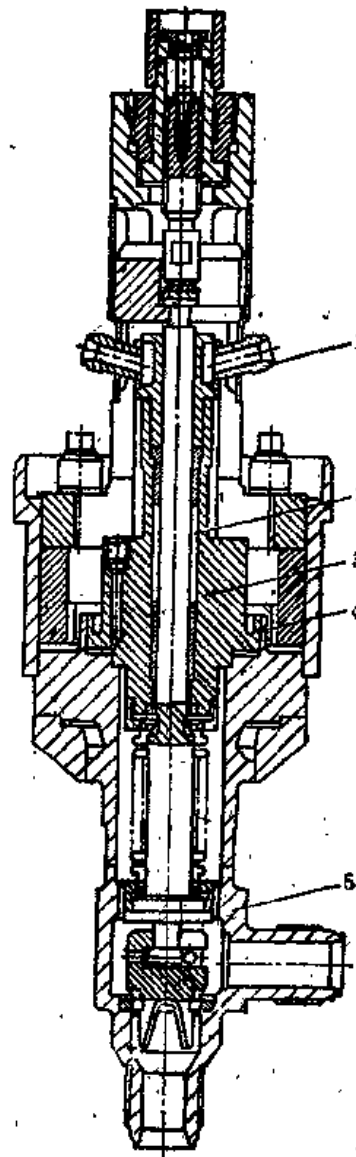


图3.26 带冷冻固封填料的波纹管截止阀
1——填料冷却水入口；2——冷冻填料；3——阀盖；4——连接阀体与阀盖的Q密封焊；5——阀体。

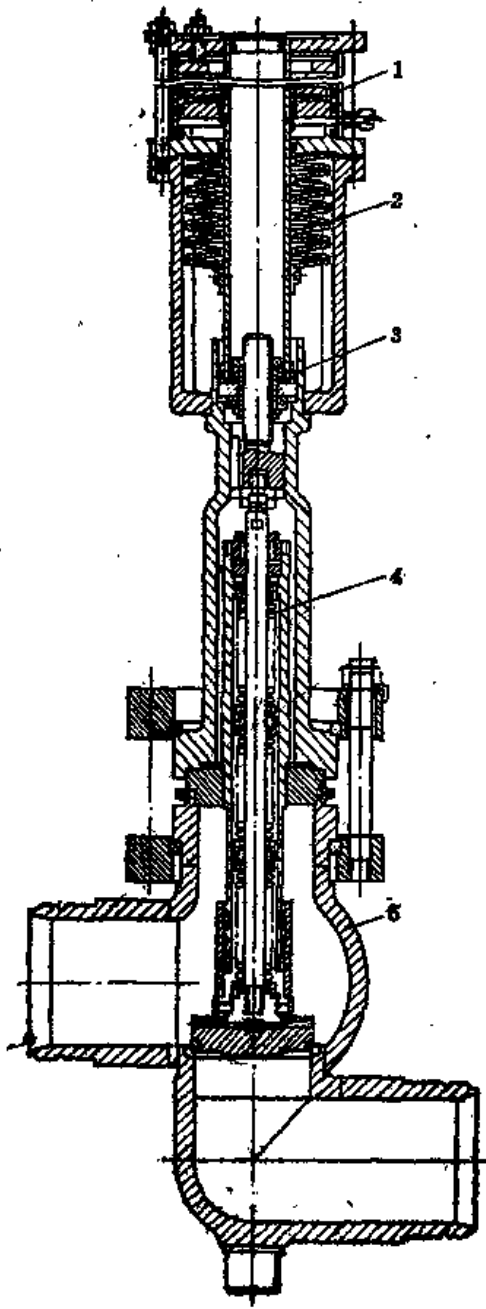


图3.27 $D_v = 150$ 毫米、 $p_D = 200$ 千克力/厘米²带
气动驱动装置的波纹管常闭截止阀

1——单向作用的气动驱动装置；2——螺旋弹簧；
3——手动操作螺母；4——波纹管装配件；5——阀体。

阀体采用无垫片连接。双向动作的气动驱动装置备有手动操作，以备压缩空气失压时使用。为了转换到手动操作，必须卸下销栓，套上与阀门同时提供的专用手柄。在气动装置的壳体上设有电信号，当阀门达到全开或全闭位置时给出相应的信号。

对于液态金属冷却剂上所用的阀门，它的阀杆与阀盖的动连接密封可采用冷冻固封填料（见图3.26）。阀体是采用锻-焊件制成的，在阀座和阀瓣的密封面上堆焊一层合金UH-12M。阀盖与阀体采用无垫片法兰连接，并增设薄壁筒式O密封焊。在波纹管密封之外又加上

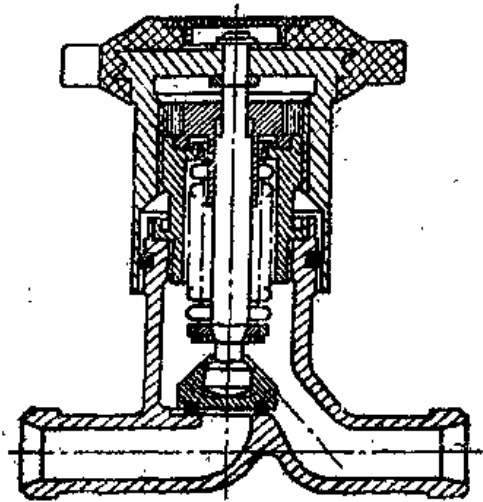


图3.28 波纹管截止阀
 $D_v = 15$ 毫米、 $p_D = 40$ 千克力/厘米²、 $t_D \leq 200^\circ\text{C}$ 。

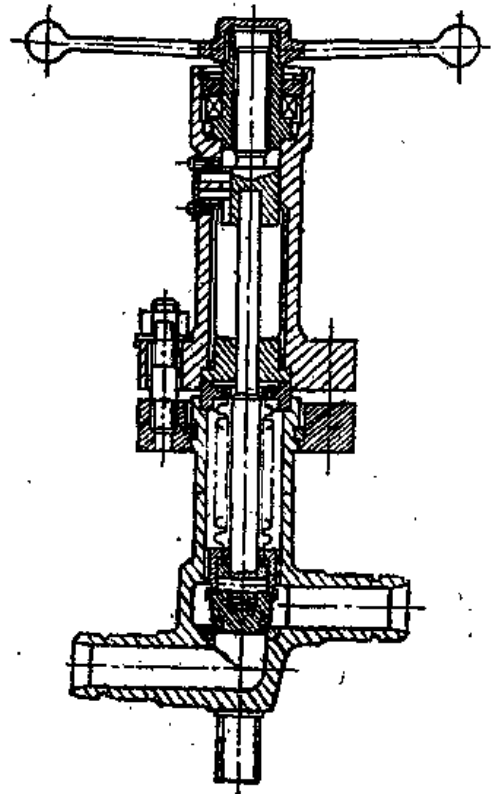


图3.29 波纹管截止阀
 $D_v = 25$ 毫米、 $p_D = 200$ 千克力/厘米²、 $t_D \leq 325^\circ\text{C}$ 。

阀盖与阀杆之间的上部锥面密封，并在这些锥面上堆焊一层UH-12M合金。此外，最后再增设一道冷冻填料密封。它的动作原理是基于液态金属的物理特性。当波纹管破坏时，液态金属上升到冷冻填料段的阀杆与阀体之间的狭小环缝内，在这里液态金属由于普通水冷却而凝固，形成阻止液态金属继续流出的固封塞。

在图3.27上示出通径 $D_v = 150$ 毫米、工作压力 $p_p = 200$ 千克力/厘米²和温度 $t_p \leq 325^\circ\text{C}$ 的带气动装置的波纹管常闭截止阀。阀盖与阀体采用带垫片的法兰连接，再加上一道 Ω 密封焊于法兰外缘。用两个扇形块将阀杆与阀瓣连接起来。阀门设有远距离的关闭件终端位置指示器。当气动驱动机构内失压时，靠一组蝶形弹簧将阀门关闭。用驱动机构上部的限位螺栓来调整开启时的阀瓣行程，从而也限定了波纹管的伸缩范围。操作空气的压力为 45 ± 5 千克力/厘米²。当有了操作压力时，就不应进行手动操作了。它采用了特殊结构以便不压缩蝶形弹簧也能开启阀门。手动操作是靠专用套筒扳手与提升轴套上的端面偏心凸轮的啮合来实现的。在 $D_v \geq 100$ 毫米的截止阀内，介质是从阀瓣的上方进入的。而对于小尺寸的截止阀工作时，介质可从阀瓣的上方流入，也可从阀瓣的下方流入。当介质从阀瓣的上方流入且阀瓣上的压降不大于25千克力/厘米²时，气动驱动装置才能够开启阀门。

随着核动力的发展，在核动力装置上所用的阀门，其中包括各种截止阀，它们的类型和

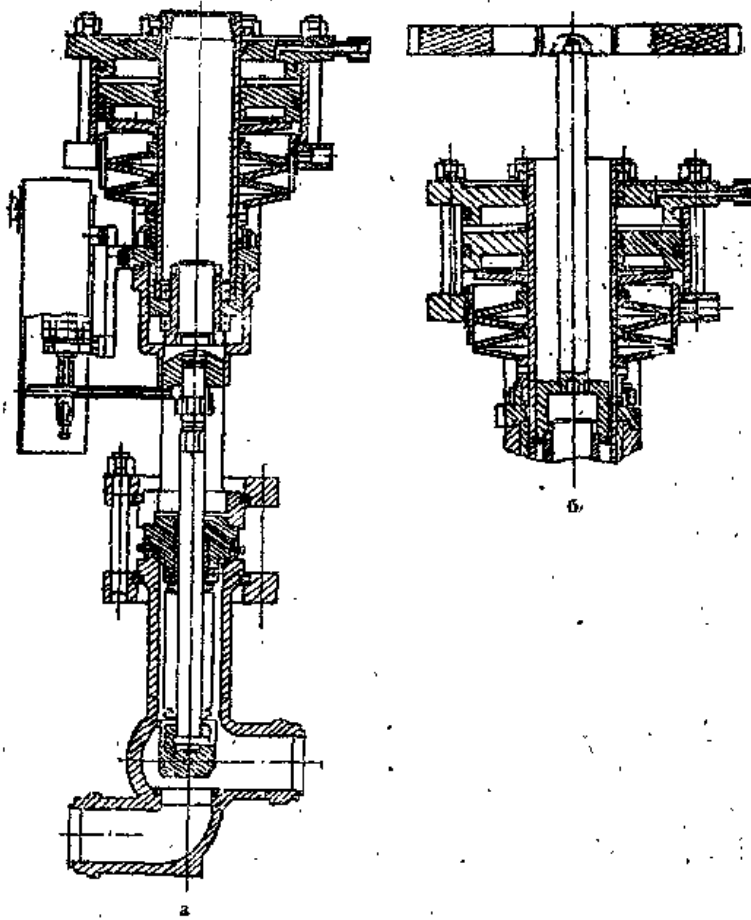


图3.30 带蝶形弹簧和气动装置的常开截止阀

$D_v = 50$ 毫米 $p_p = 200$ 千克力/厘米², $t_p \leq 325^\circ\text{C}$.

a——阀门装置；b——使用套筒扳手的阀门手动操作装置。

尺寸必须要求系列化。为此目的，制定出了各种截止阀的参数分类等级。在对阀门进行结构设计以及设计新的核动力装置系统时，这些标准化系列必须予以考虑。当确定产品的适用温度范围时，要根据有关部件的结构设计技术文件，考虑具体的工作介质及结构材料，并要求符合全苏国家标准ГОСТ358—68的规定。各种通用的截止阀的典型结构示于图3.28—3.30中。在结构上考虑了各零部件高度的通用性。阀体与管道采用焊接，阀盖与阀体采用法兰连接，在法兰的外缘上再加一道 Ω 密封焊。

截止阀规定下列各种规格系列。

公称通径 $D_v = 10, 15, 25, 32, 50, 65, 100, 150$ 毫米。波纹管钢制截止阀可在压力为40和200千克力/厘米²时使用。

各类截止阀考虑可用下列各种连接型式：对于所有公称通径 D_v ，和管道连接采用接管套焊，对于 $D_v \geq 20$ 毫米，可采用法兰连接；而对于 $D_v \leq 20$ 毫米，也可采用端头接管。

对各种通径截止阀的操纵可采用不同的方式：手动远距离操纵，电动操纵或气动操纵。

3.4 蝶阀

当介质的压力（40千克力/厘米²以下）和工作温度（100—150℃以下）相对说来并不大，而通径很大时（达2500毫米）一般采用蝶阀，例如在核电厂的冷却系统中采用它。蝶阀与闸阀相比有优点，也有缺点；它比闸阀具有较小的结构长度和高度，结构上大大简化，造价较低。为了旋转蝶板，要求具有大的扭矩，为此采用蜗轮减速器，其中设有自动刹车的蜗轮传动机构。同样也可以采用带杠杆机构的丝杠传动。

要在蝶阀内切断流道而不漏是很困难的，因此应使用弹性材料制成的密封圈（2-氯丁二烯，含氯硫化聚乙烯，六氟丙烯，橡胶）。为了改善密封条件，蝶板的转动轴从蝶板平面移到一侧。由于这样，使蝶板更加贴近阀座。为了提高固定在蝶板上的密封圈抗老化的稳定性，在其材料成份内加入抗氧化剂。橡皮能很好的抵挡悬浮在水中的固体颗粒的磨蚀作用，所以它的使用期比碳钢几乎增长一倍，比黄铜增长很多倍。

蝶阀的结构示于图3.31。这种蝶阀成功地运用在核电厂的冷却系统中。在图3.31a给出了 D_v 为50—400毫米的蝶阀。当通径 $D_v \leq 125$ 毫米时，蝶阀是靠与蝶板转动轴相连的手柄手动操纵的。手柄90°的转角是靠定位器来限定。在钢阀体内嵌入橡皮衬套，它的摺边用来作为阀体与管道法兰之间的垫片，蝶阀夹紧在两管道法兰之间。手柄还起着蝶板的位置指示器的作用，因为手柄的位置与蝶板的位置相符合。蝶板的圆环密封表面加工成具有8级光洁度 $\nabla 8$ 的球形表面。阀体与轴的动连接靠截面为圆的橡皮圈进行密封。 D_v 为150—400毫米的蝶阀装有减速器，为了减小手柄上的操作力，手动操纵是通过蜗轮减速器进行的。

在 D_v 为500—2200毫米的蝶阀上（见图3.31b），蝶板的旋转轴与蝶板平面错开布置，这使得无论在阀体上，还是在蝶板上，都可以形成完整的圆环密封表面。固定在蝶板上的橡皮密封圈，在蝶阀关闭时贴紧在阀体的锥形密封表面上。焊接在阀体上的密封圈可成为蝶板密封圈的阀座。蝶阀除了手动操纵外，还设有电动装置，它能把蝶板转动90°，并装有缓冲装置来吸收惯性载荷，终端开关保证蝶板到达极限位置时能停止电机转动。

在核电厂的风道系统内，利用密封阀（图3.32）作为 D_v 为400—1200毫米风道上的切断阀，它工作在空气表压为0.05千克力/厘米²和温度在50℃以内。密封阀由碳钢或耐蚀钢制

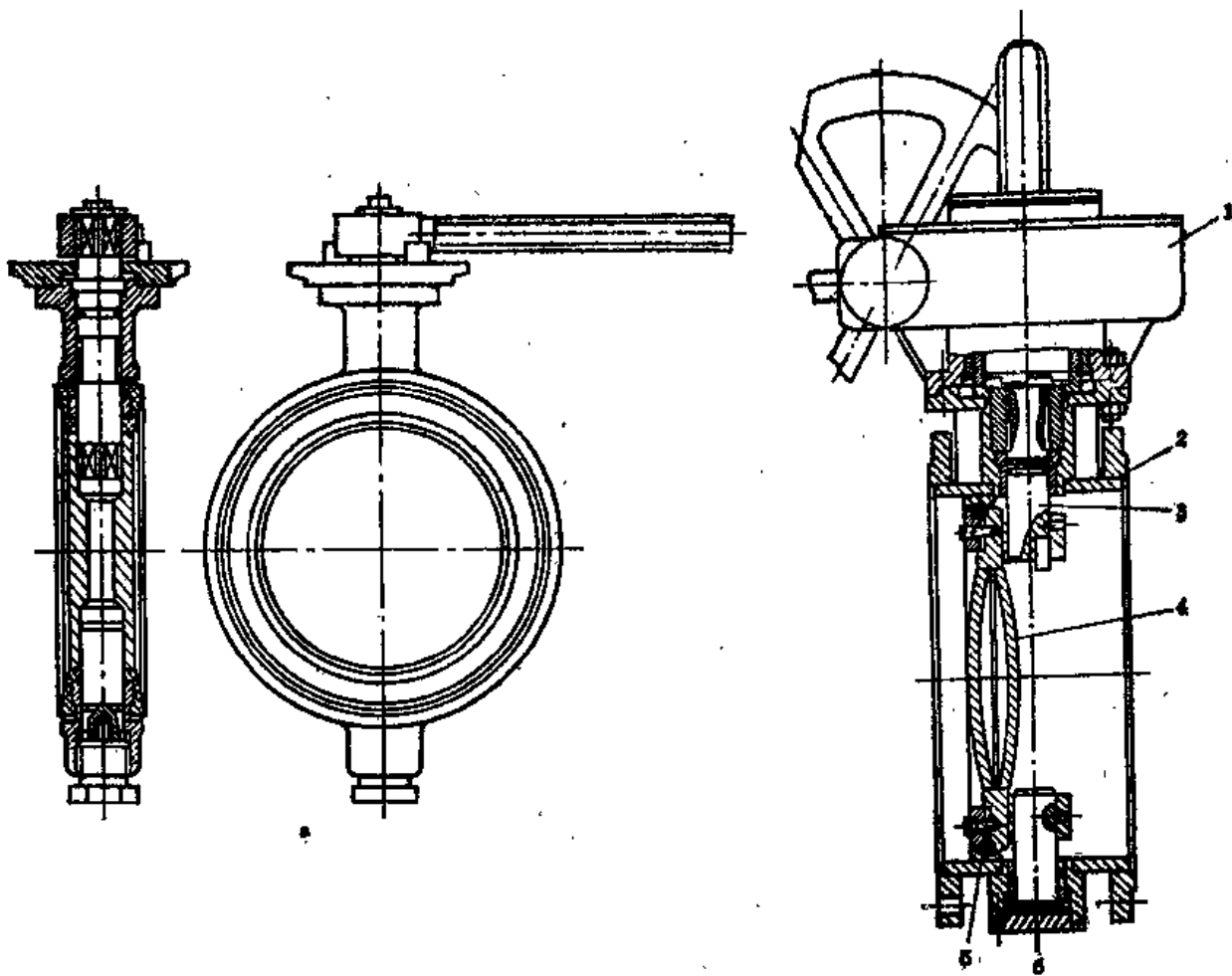


图3.31 带手动操纵的蝶阀

a——带手柄的蝶阀；b——带蜗轮减速器和手轮的蝶阀。1——蜗轮减速器；2——蝶阀阀体；3——减速器轴；4——蝶板；5——密封圈。

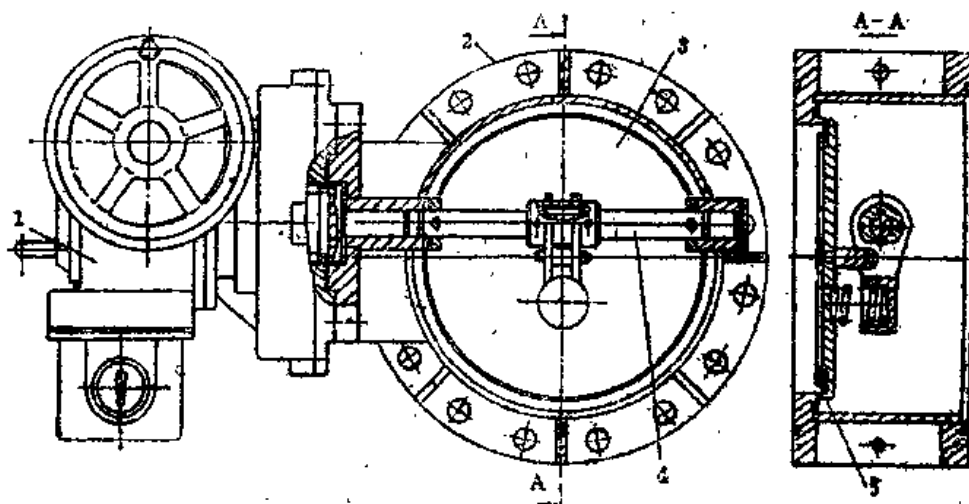


图3.32 电动快速密封阀

1——电动装置；2——阀体；3——蝶板；4——轴；5——密封圈。

成，它的结构与蝶阀的结构相似，它与蝶阀的区别在于密封阀具有平面阀座，为了蝶板能座落在阀座上，必须转动操纵轴 115° ；转动 25° ——使蝶板平移后座落在阀座上，转动 90° ——开启密封阀的流道。蝶板具有橡皮密封圈，密封阀靠电动装置操纵。

3.5 电磁阀

电磁阀与电动阀相比具有下列优点：动作时间较短（根据不同结构和公称通径，其动作时间一般从零点几秒到3秒不等），尺寸较小，重量较轻，能用交、直流电源来操作。其缺点为介质的温度限制在 $100\text{--}150^\circ\text{C}$ ，这是因为受隔膜橡皮材料的物理性质所限制的。

直流电磁阀的结构示于图3.33和3.34。它们的作用原理是相同的。密封阀盖与阀体连接的橡皮隔膜同时把阀门的内腔分成两部分——膜上部分和膜下部分。膜上部分内腔通过小孔道4始终与阀座前的阀门通流部分连通，而与阀座后的通流部分靠卸载孔5连通，孔5的横截面积大于孔道4的横截面积。

为了开启电磁阀，向电磁线圈供电。芯块被吸进线圈内，与它相连的活门6被提起，从而小孔5被打开。膜上部分腔内的压力比膜下部分腔内的压力低（其差值等于阀上的压降），隔膜提起阀瓣。为了关闭电磁阀，电磁线圈断电，活塞6关闭小孔5，通过孔道4，使隔膜上、下内腔的压力达到平衡，阀瓣在自重和弹簧7的作用下切断流道。阀瓣的密封性靠阀瓣上下压力差来保证。

图3.33上的电磁阀没有设置手动备用操纵机构，电磁驱动装置布置在阀瓣的上方正中位置，关闭件采用橡皮密封，电磁线圈的功率为100瓦。图3.34上的电磁阀上附设了手动备用操

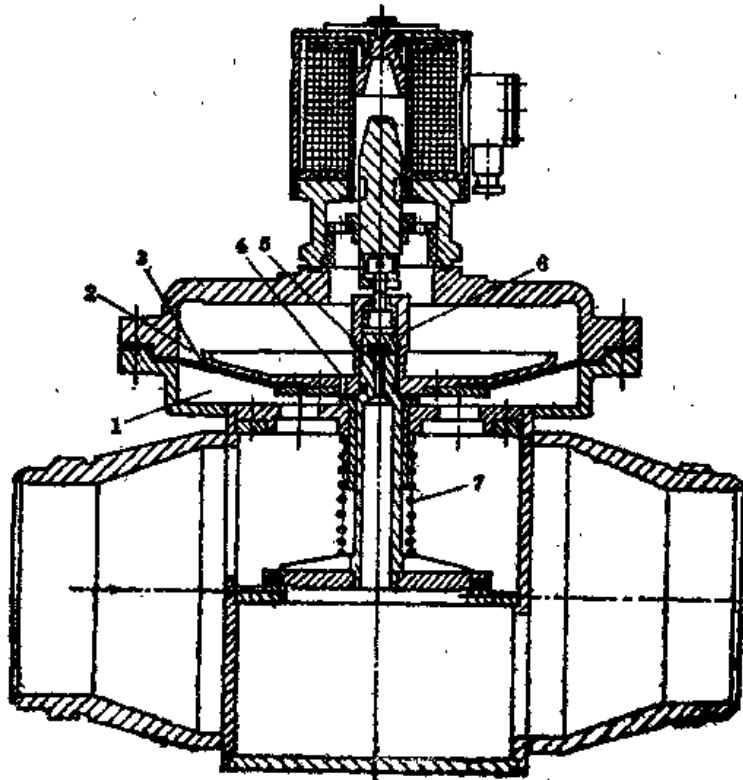


图3.33 电磁阀 $D_v=150$ 毫米，供 $p_s \leq 1$ 千克力/厘米²， $t_s \leq 100^\circ\text{C}$ 的空气使用。

1和2——分别表示隔膜以上和隔膜以下的空腔；3——隔膜；4和5——连通孔；6——活门；7——弹簧。

纵机构，为了降低电磁阀的高度，将电磁机构布置在出口接管的上方，关闭件采用金属平面密封，在阀瓣的密封面上堆焊一层高强度合金。上述两种电磁阀的安装位置都是电磁机构朝上。

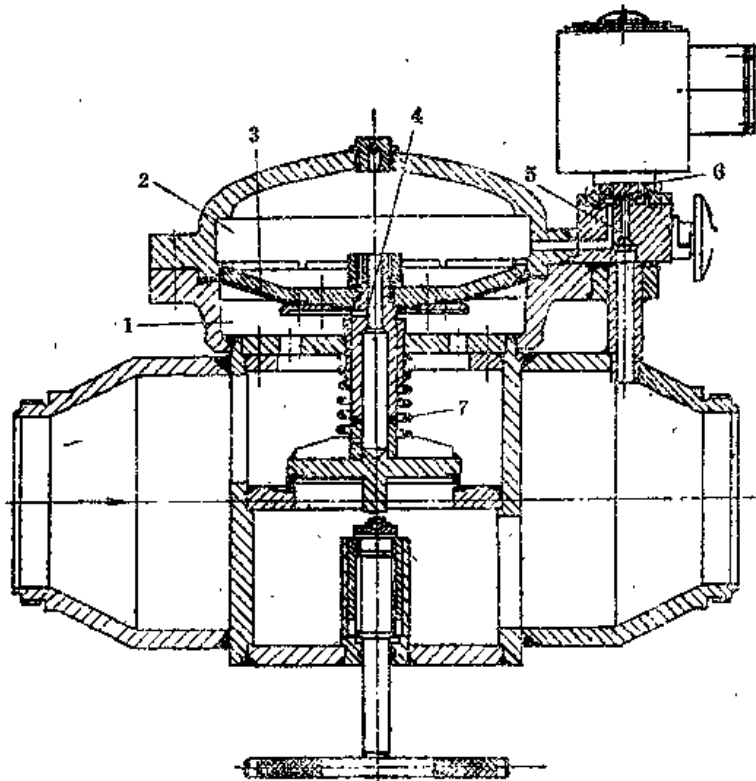


图3.34 供 p_p 为5—36千克力/厘米²、 $t_p \leq 100^\circ\text{C}$ 的凝结水使用的 $D_v = 100$ 毫米的电磁阀
(在阀上的容许压降 $\Delta P = 5—15$ 千克力/厘米²)
图中1—7见图3.33的1—7。

第四章

调节阀

4.1 对调节阀的要求

为了保证核动力装置的自动化，要求使用大量的调节阀。它们的主要功能是以一定的精度维持流量、压力、温度、水位等这样一些规定被调节的参数。用改变开启截面面积的办法改变流过调节机构的介质流量进行调节。调节机构是任何自动调节系统的终端元件、整个系统工作能力最终取决于调节机构。

对于核电厂使用的调节阀，除前面说过的一般要求外，还要根据它们的功能、用途提出一系列附加要求：

- 要求高精度地保持规定的调节参数；
- 要求在给定的管道直径下，具有最大可能的流通能力；
- 要求具有很宽的调节范围；
- 要求最大限度地降低涡流和气蚀；
- 要求最低的噪音水平；

在不能巡视的高放射性房间内由于不便于安装电动或气动执行机构，因而必须进行远距离操纵。

这些要求应与提高使用期限，增长检修间隔期和提高可靠性综合起来考虑。

通常，调节阀应实现按比例（连续地）调节流量，但也可以用作开启和关闭两工位（断续的）调节。

调节阀按操纵方式可分为：由外部能源（气动，液动或电动）来操纵的调节阀；靠工作介质本身而无外部能源操纵的调节阀；手动调节截止阀；和直接作用式调节器。按调节介质流量的方式可分为：单座和双座调节阀，调节闸阀，浮球调节阀，蝶形调节阀。

闸阀作比例调节用的极少。在核电厂应用最广的是双座和单座调节阀，但是近来在苏联以及其它国家开始运用蝶形和球形调节阀。

4.2 调节阀

双座调节阀虽然结构比较复杂，但比单座调节阀流通能力大1.5倍。由于阀芯的平衡结构，大大降低了改变位置所需的作用力。因而减小了执行机构的功率和尺寸。

$D_v = 500$ 毫米， $p_v = 16$ 千克力/厘米²和 $t_v \leq 200$ ℃用于蒸气和凝结水的双座调节阀示于图4.1。这种调节阀用于大功率石墨慢化沸水反应堆（РБМК）装置的循环水排放管路上，安装在无人巡视的厂房内。但也可以用来调节核电厂的上述参数的不同工艺过程。在阀门的最

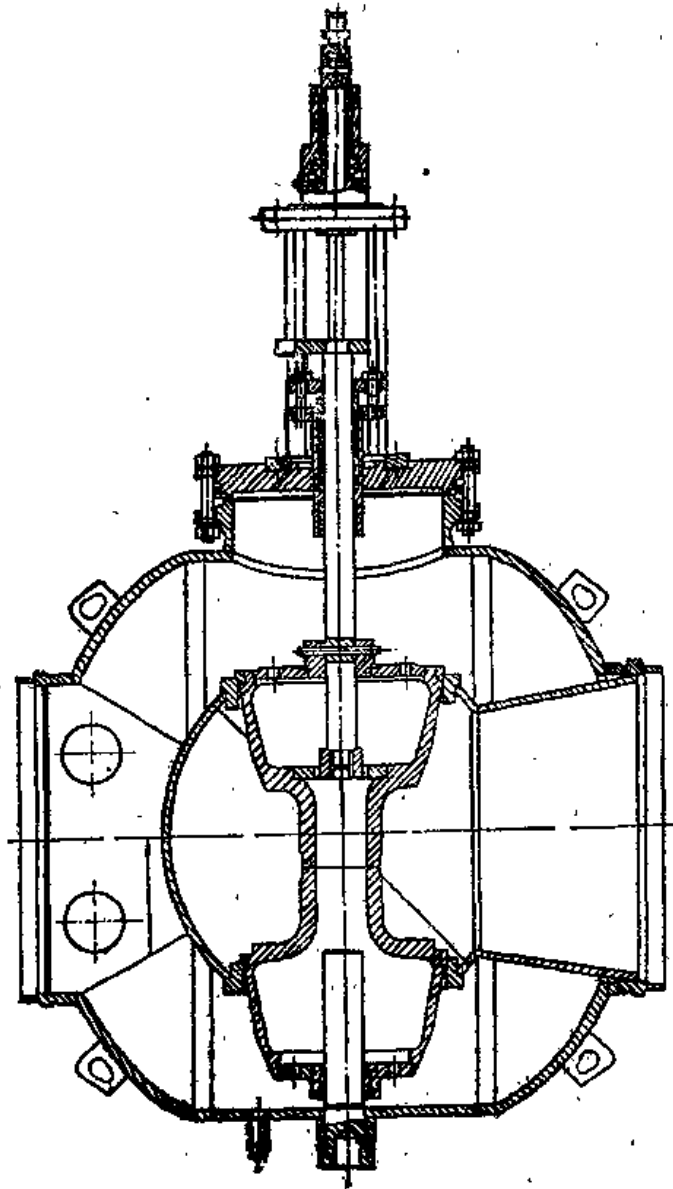


图4.1 供蒸汽和凝结水用的远距离操纵双座调节阀
 $D_v=500$ 毫米, $p_v=16$ 千克力/厘米², $t_p \leq 200$ ℃.

大允许压降不应超过11千克力/厘米²。按流通能力 此类阀门有两种规格 $K_v = 2500$ 和 4000 米³/小时, 它们互相完全通用, 只是两者阀芯的形状有所不同。

此阀的阀体为球形, 阀体通流部份的这种形状能在最小设备重量下获得最大流通能力。阀体的主要零件由碳钢制造。阀座焊到阀体上, 为了降低浸蚀磨损, 阀座和阀芯的密封表面用硬度HRC27-33的焊条LH-6进行堆焊。

为了减轻重量, 阀芯做成空心状, 并靠小孔来平衡工作压力。阀体与阀盖靠法兰连接并用铜垫片密封, 同时考虑了沿法兰周界有可能再加上一道密封焊, 作为后备密封。阀杆采用填料密封, 填料是按全苏标准OCT26—07—752—72由石棉绳编织的, 其型号为AF-1。填料中间设有空腔, 以便将漏流导入特排系统。

为了补偿阀芯—阀杆部件的温度形变, 在传动轴和阀盖之间安装了一组盘形弹簧。阀门

是从值班室远距离操作的，当执行机构的轴杆垂直放置时，用铰链联轴节连接阀杆。当轴杆水平放置时用伞形齿轮传动连接阀杆。阀门与管道的连接采用焊接。

$D_v = 25$ 千克力/厘米²和温度 $t_v \leq 215^\circ\text{C}$ ，公称通径 $D_v = 250$ 毫米类似结构的阀门，安装在通向脱氧器的蒸汽管道上、过热蒸汽的汽水分离器水位调节管道上、干净凝结水通向冷凝器的管道上以及诸如此类的管道上。按流通能力区分，此类阀有四种规格， $K_{v,1} = 160, 400, 630$ ，和 1000 米³/时，按驱动部件区分，它们有两种规格：带铰链联轴节和伞形齿轮传动。阀门流通特性为线性，但也可以为其它特性，这要随相应的阀芯型式而定。在阀门上的允许压力降不超过 14 千克力/厘米²。

阀门是通过 MЭМ-10 型的多转速电动操作机械从值班室远距离操纵的。

上述 $D_v = 500$ 和 250 毫米的两种调节阀的阀体采用半球形标准封头作为毛坯，冲压-焊接而成的。由于阀体有大量的焊缝，并对它提出了高质量的要求，所以阀体制造的工作量有所增加。为了减少这种工作量，近年来在提高阀体的铸造质量方面进行了大量而复杂的工作，其目的是为了制造出阀体的铸件。由于改善了浇铸质量，为核电厂用的铸阀制定了具体的技术条件，以及确定了它的检验方法，因而现在可以制造一系列的铸造调节阀。

在图 4.2 上给出 $D_v = 150$ 毫米， $p_v = 40$ 千克力/厘米²和 $t_v \leq 250^\circ\text{C}$ 的双座调节阀。阀体和上下端盖均为铸件，此类阀是在标准双座阀的基础上制成的，但对铸件的质量比标准双座阀提出了更高的要求。

为了在安装时保证管道与阀门连接外的焊接质量，制造厂就在阀体铸件的进出口焊上一段短管，其焊缝经过了热处理和认真的检查。所有的主要零部件（如阀芯，阀座，填料部件和传动部件）应和标准阀门通用，这可以降低其价格。公称通径 $D_v = 100$ 毫米的这种结构的调节阀，制造成流通能力为 $K_{v,1} = 160, 100$ 和 63 米³/小时。而 $D_v = 150$ 毫米的阀门，其流通能力为 $K_{v,1} = 100, 160, 250$ ，和 400 米³/小时。用于各种不同工艺管路上的阀门材料有两种：碳钢和铸造不锈钢 10X18H9TЛ。

当设计和计算双座调节阀的阀芯时，应牢牢记住：如果阀芯的两个堵头具有同样的形状，同时上下阀座的横截面面积也相等时，那么沿阀杆产生一定的动力。这主要是由于在下阀座上的未平衡掉的流体反冲力的作用所造成的。这个力在选择和计算执行机构时必须予以考虑。为了减小这个力可采用两种方法：减小下堵头的尺寸使下阀座上的流道截面增大，从而达到降低下堵头上的压力降。或者增大上堵头的尺寸，使上阀座上的流道截面缩小，从而增大上堵头上的压力降。上述两种情况都可以使阀芯上的流体不平衡力减小。第一种状况更好些，因为降低压降会减少出现气蚀的可能性。

随着流道直径的增加，其不平衡度也会增大，空心阀芯会产生最小的流体动力不平衡度，因为液流在阀芯窗口处的反作用力的方向是垂直于它的轴线。此外，空心阀芯的结构也更易于加工。

双座调节阀的缺点是：不可调的泄漏量大，可达流通能力 $K_{v,1}$ 的 0.5% 。这是因为要把阀芯上的密封面调整到同时贴紧两个阀座密封圈，工艺上是很困难的，即使在工厂的试验条件下也要花费足够的工作量才能达到密封性。但是由于阀座的磨损的不均匀性，密封性也会破坏。阀体与阀芯的温度伸长不一样也会对密封性产生不利影响。因此，对阀体关阀件的密封性要求更高的系统上宜于采用单座调节阀。

用于大功率石墨慢化沸水堆 (PBMK) 装置一回路上，压力为 54 千克力/厘米² 的循环水

系统的单座针形调节阀示于图 4.3 中。公称通径 $D_n = 100$ 毫米的这种阀门可工作在 80°C 的温度以内。它用不锈钢 08X18H10T 制成。为了提高这种阀门工作的可靠性，设有三组填料密封，并将泄漏引向特排。每组填料都可分别装填及压紧。在阀杆头端与阀芯之间的连接处安放盘形弹簧。起着温度补偿和阀门关闭后补偿阀杆行程的作用。这样可以限制沿阀杆方向可能产生的作用力。

阀门的通流部分应考虑选择适当的形状，以使介质流均匀分布，并使得平滑地改变其方向，阀门的出口管接头做成文图利管，它与阀体的中央部分和阀座做成一体，这可防止阀门的出口部分以及管道与它搭接部分强烈磨损。为了便于检修，阀座做成可以更换的，并与文图

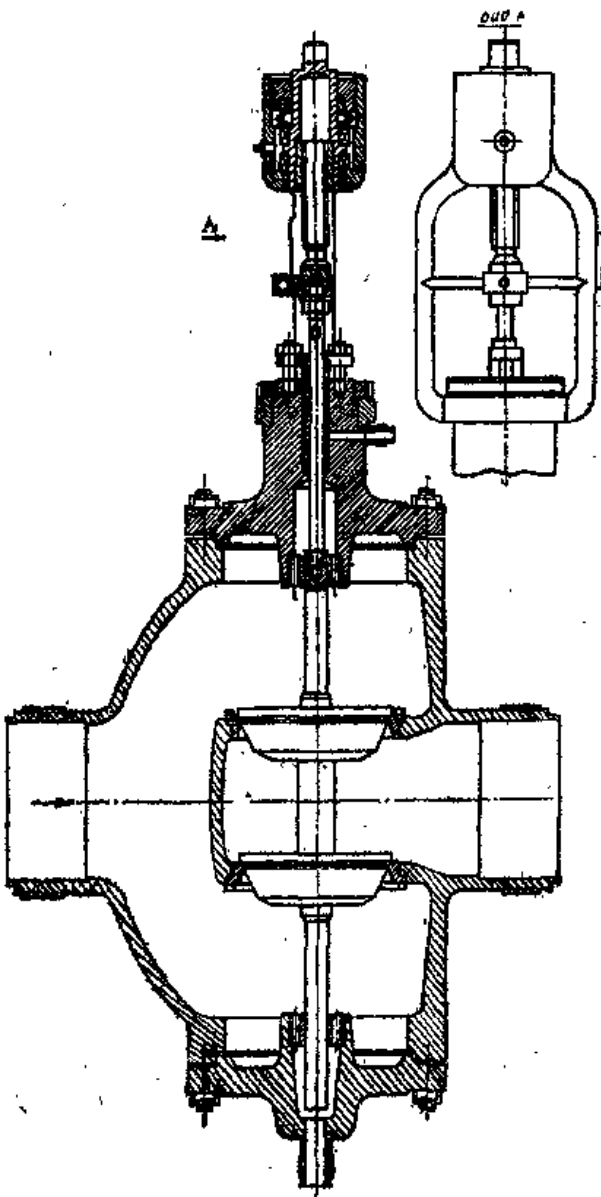


图4.2 远距离操纵双座调节阀

$D_n = 150$ 毫米, $p_s = 40$ 千克力/厘米², $t_f \leq 250^\circ\text{C}$.

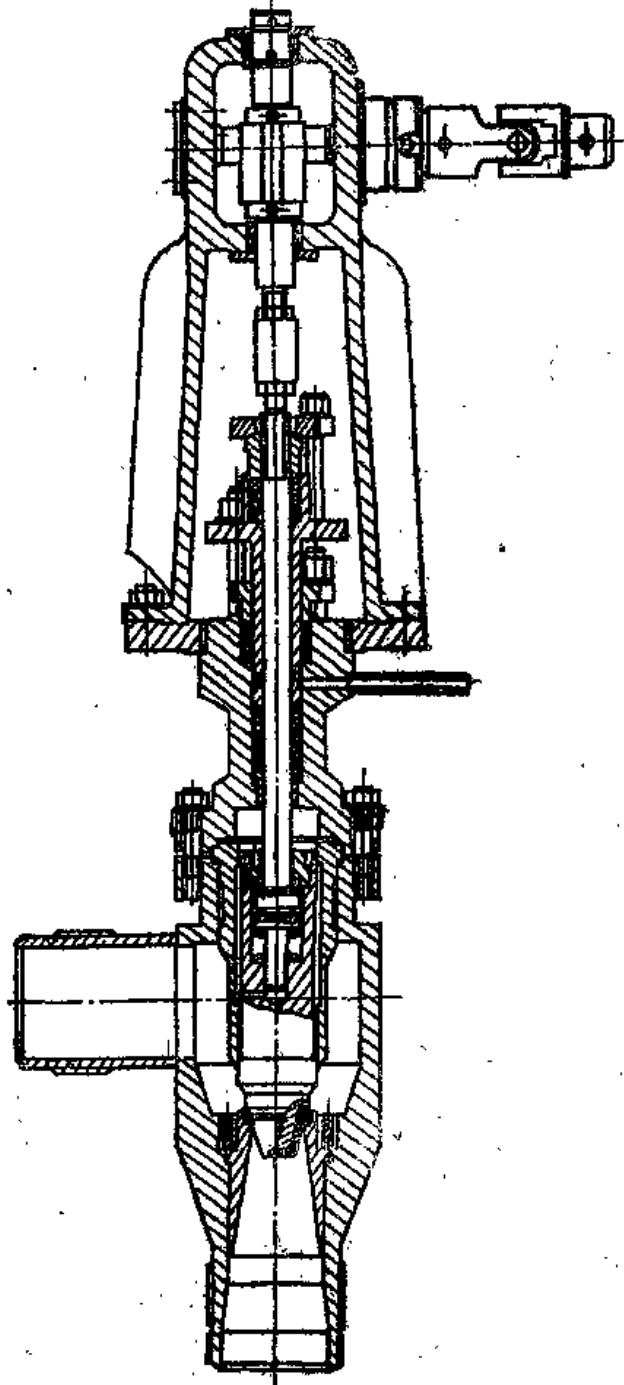


图4.3 单座调节阀

$D_n = 100$ 毫米, $p_s = 54$ 千克力/厘米².

利管的喷口和扩散口做成一个整件，做成这种形式后无需将阀从管路上拆下就能进行检修。在阀盖的顶部设有将空气从内腔中排出的堵头，为了用远距离控制钮进行远距离操纵阀门，使用了水平或垂直转动杆并装有涡轮传动装置。

在核电厂的气体回路上，使用微流量调节阀来调节很小的流量。流通能力 $K_{vy} = 0.05$ 米³/小时， $D_v = 6$ 毫米， $p_v = 40$ 千克力/厘米²和 $t_v \leq 30^\circ\text{C}$ 的这种阀门的结构示于图4.4上，流量的调节用带变截面铣槽的针形阀芯来实现。

这种小流量阀门的结构特点是：靠大大加长针形阀芯的长度使阀芯在整个行程内与阀座之间开启时的流通横截面积变化不大，这样阀芯的行程也增大，这就使得甚至阀芯移动很大距离时节流横截面积的变化也不会很大，这样来扩大调节范围。为了减小阀门的尺寸和重量，填料部件安装在阀体内，即不设阀盖。填料函的材料是聚四氟乙烯。

阀门用 ПР-1 M型电动执行机构来操作，电机与阀门组成一个整体。通过安装在框架上的齿条齿轮传动将驱动杆的转动变成阀芯的往返运动，齿条和齿轮用40号钢制成。设有调节机构的就地位置指示器。阀门靠螺纹管接头与管道连接。

非卸载式单座调节阀的缺点是它们具有不平衡度和移动阀杆时所需的作用力较大，从而增加了驱动机构的功率和尺寸。近来有了许多独特的可使阀芯减载的结构方案，在这些方案中保留了单座调节阀的优点，并兼顾到阀芯有足够的平衡度，并能使其移动操作力显著减少。

在图4.5中示出了在大功率石墨慢化沸水堆(PBMK)装置上、用于泵的起动部分和水封系

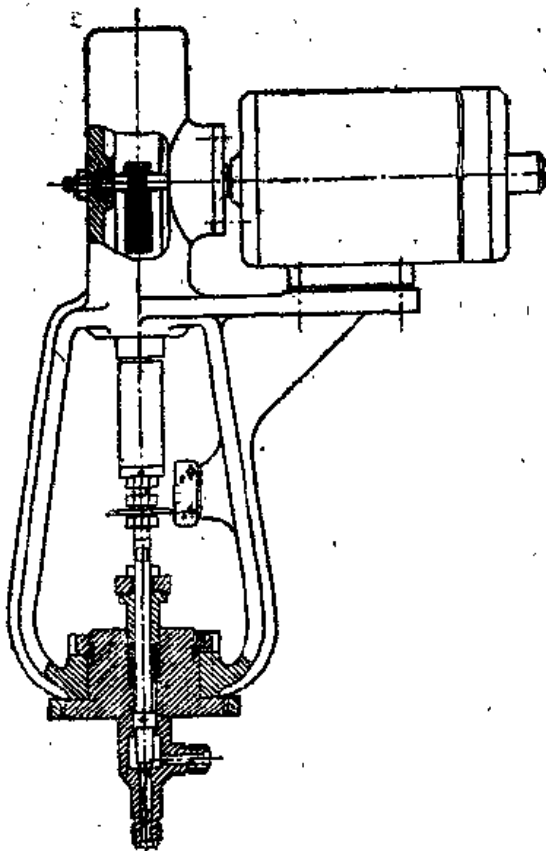


图4.4 带电动执行机构的微流量调节阀

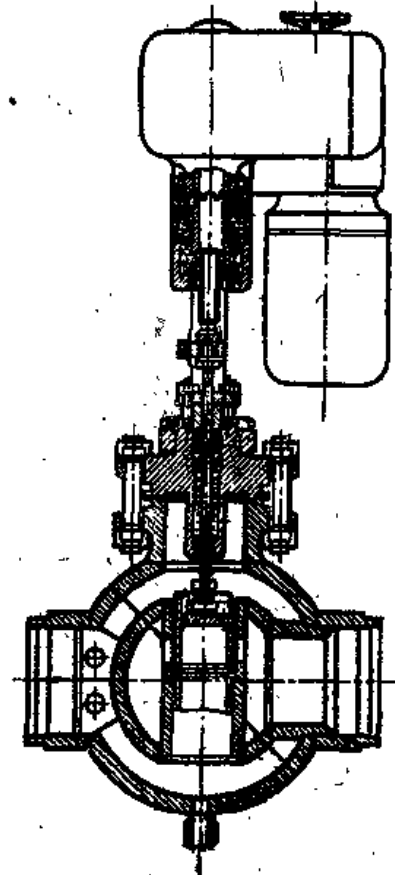


图4.5 带电动和空心阀芯的单座调节阀
公称通径 $D_v = 150$ 毫米，公称压力 $p_v = 100$ 千克力/厘米²。

统的空心阀芯调节阀，它就是这种卸载式的单座调节阀结构的一种。其公称通径 $D_n = 150$ 毫米的调节阀，工作介质为水，在公称压力为 $p_n = 100$ 千克力/厘米²的情况下，允许压力降在 50 千克力/厘米²以内工作。除了阀体的通流部分和阀芯外，它的主要部件的结构型式和以前描述过的公称通径 $D_n = 150$ 和 250 毫米的双座调节阀相似。这种阀的阀体通流部分做成空心圆筒状，上面开有按一定规律分布的窗口，调节流量靠空心圆筒形的阀芯在阀体的圆筒内往返移动来完成。阀芯上部的窗孔可使阀内的静压达到平衡。阀芯的薄壁筒壳也可以将水流作用在它上面的水流动力缩减到最小值，这就增强了阀门工作的稳定性，并减小阀芯在工作状态下的振动。

阀芯与阀座间的密封是靠装配在阀芯外径上的密封环以及阀芯圆筒与在阀体上堆焊成的密封圈之间的配合来实现的。假如允许有较大的不可调节漏流，则在阀体上即可不设堆焊密封圈和阀芯外径上的密封环。提供了阀门的两种操作方案：一种是组装式电动执行机构，类型为 MЭM10/63-10，直接安装在阀门上，另一种是采用铰链联轴节进行远距离操纵，当阀门安装在不能巡视的房间内时采用后一种方案。

国外的主要公司，如像英国的“谢尔克-格洛康”（Серк-Глокон），意大利的“皮格农-苏德”（Пигнон-Суд）和美国的“麦逊奈兰”（Мазонейлан）和“哈梅尔”（Хаммел Дар）以及其他公司也生产了类似动作原则的卸载式单座调节阀（在结构型式上有些区别），可供在核电厂使用。

美国“菲夏”公司生产的 EWD 型卸载式阀门的结构示于图 4.6。这种阀门是适用于临界速度下的蒸汽、液体、气体以及汽化介质，可以调节数值很大的压力降。

此类调节阀的规格有 EWD, EWS 和 EWT；其调节特性分别为线性和两位式调节。所需要的调节特性是用阀座上窗孔的不同排列形式来达到的。内部零件可根据需要选择不同的形状、窗孔的布置方式以及介质的流动方向，以利于防止气蚀从而也大大降低噪音水平。

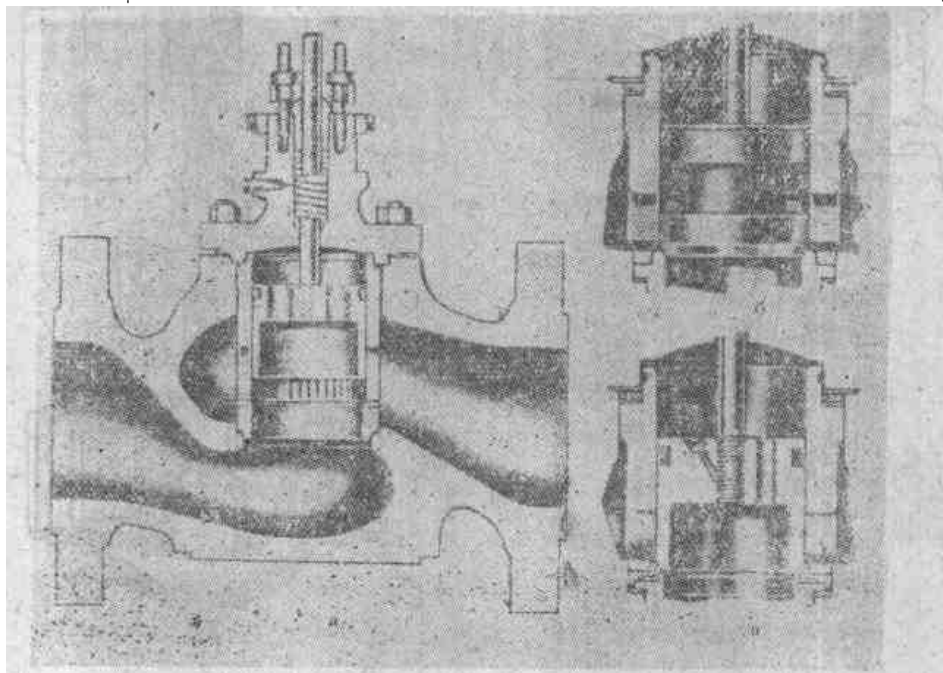


图4.6 美国“菲夏”（ФЦШЕР）公司出产的带卸载式阀芯的调节阀结构

а——调节阀装置；б——调节机构的结构方案。

在此类阀门的EWD和EWS两种的定型产品中,采用金属对金属的密封,不可调泄漏量为流通能力 K_v 的0.05%。阀门EWT的密封圈由聚四氟乙烯,橡皮或类似的材料制成,其泄漏量小于流通能力 K_v 的 $1 \times 10^{-5}\%$,按照专门的定货单也可供应任何其他密封类型的阀门。根据对外部介质的密封要求,阀杆的密封可以做成填料式或波纹管式。阀门有活塞式和隔膜式两种形式的执行机构。

带曲柄机构的单座调节阀示于图4.7。这种结构的阀门由意大利公司“皮格农-苏德”生产,可用于各个工业部门,其中包括核电厂。

工作介质按箭头方向进入阀体,从侧面环绕着阀体内的杯形件流动,进入张角为 250° 的环形室A,由此穿过阀座上的窗孔B流到出口管接头。阀芯沿水流轴线移动,它靠带套膜的汽动活塞执行机构(图4.7上未示出),通过传动机构和主动轴来完成。在阀芯上有两道密封用的环形凸缘。在关闭状态时阀门的密封是靠阀芯上这两道密封环与阀座内柱面的配合来实现的。由于阀芯在阀内沿水流轴线移动,所以水力阻力比其他结构的调节阀要小得多,流通能力比相同直径单座要高出35%,比同样通流直径的双座阀要高5%

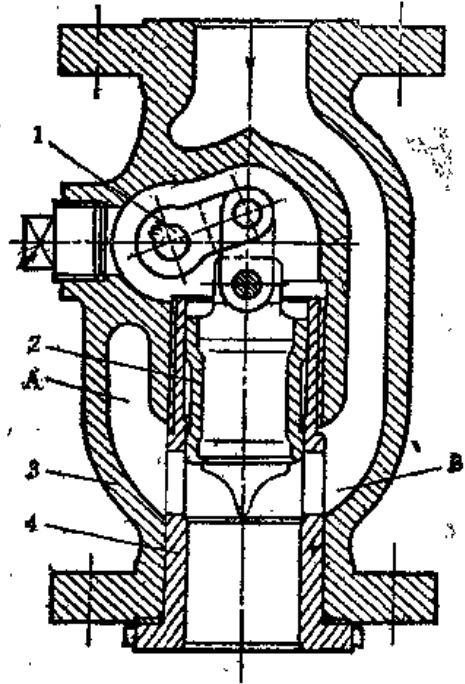


图4.7 意大利“皮格农-苏德”公司出厂的带曲柄机构的单座调节阀

1——主动轴; 2——阀芯; 3——阀体; 4——阀座。

由于在阀体通流部分内的流体流向改变较小,收缩后流向为直线,故总的噪音水平会比双座调节阀要低一些。这种阀不仅在很广的温度范围内能够使用,而且也能从常开改成常闭或从常闭改成常开时不需要拆卸阀门而只是简单地改装一下驱动装置,这些也应当认为是阀门的优点。

在核电厂的许多系统上,如唧送给水 and 凝结水的管线上使用带空心旋转阀芯的滑阀型调节阀。公称通径 $D_n = 100$ 毫米,公称压力 $p_n = 10$ 千克力/厘米²和工作温度 $t \leq 180^\circ\text{C}$ 的这种类型阀门的结构示于图4.8。带一定形状窗孔空心圆筒的阀芯安放在阀体的圆筒形阀座内。靠旋转阀芯 90° 角来实现流量的调节,用孔来平衡静态压力,介质由入口管接头进入阀芯腔,然后再穿过阀座上的窗孔进入出口管接口。阀座与阀芯表面的接触做成四级转动配合。为了保证平滑的旋转,降低摩擦系数和避免擦伤,阀座的圆筒表面用小球振动研磨法进行加工,而对应的阀芯表面进行镀铬。阀座和阀芯支承端面上堆焊一层高硬度的硬质合金UH-6。

阀杆与阀芯采用铰链联接,为的是避免阀杆歪斜对阀芯的影响。阀杆沿青铜套筒移动并用双重填料密封,中间引漏导入特排。阀盖与阀体之间用铜垫片进行密封;在安装时还要在法兰外缘附加密封焊。阀门与管道采用焊接连接。必需的流通能力和流量特性是由窗孔断面的形状和面积来保证的。阀门适用于压力降低于8千克力/厘米²的运行条件,操纵阀门轴杆所需要的扭矩为5千克力·米。

这种类型的阀门能运用到允许不可调漏流大和压降小的系统上。由于在阀座和阀芯之间的环缝内流速高而产生大的压降时,密封表面磨损会很快,另外还会增加阀芯旋转时的摩擦

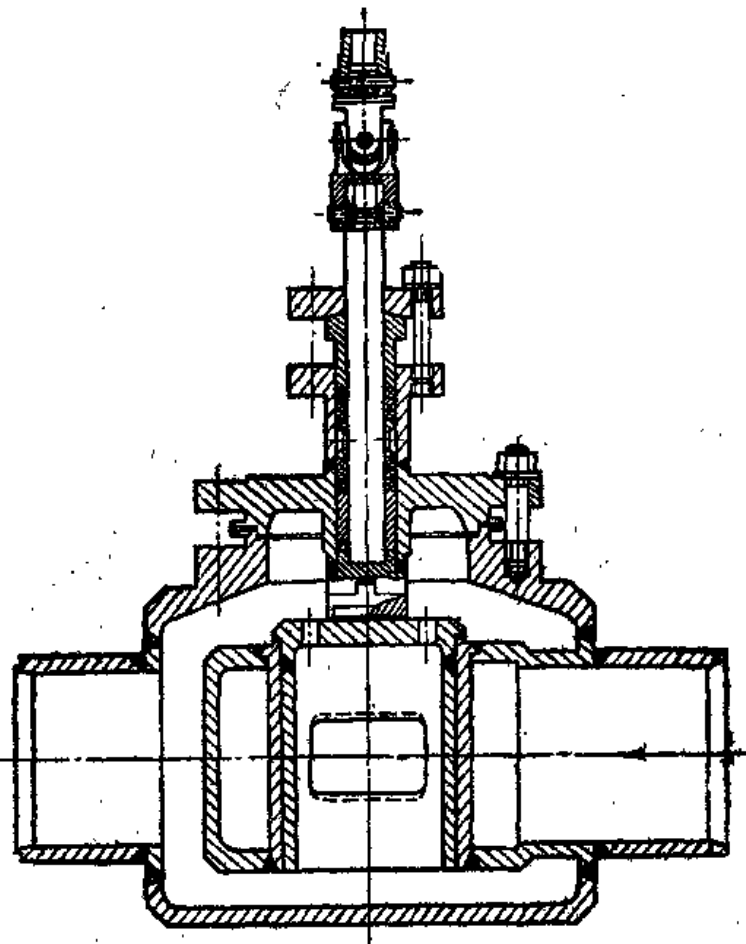


图4.8 公称通径 $D_n = 100$ 毫米，公称压力 $p_n = 10$ 千克力/厘米²
带空心旋转阀芯的调节阀

力。必须要求清洁的工作介质，因为固体颗粒可能会落到阀芯和阀座之间的缝隙内，从而擦伤密封面。这种阀门能成功地在压降小于10千克力/厘米²的干净介质内运行。

最近一个时期核电厂的某些系统和工艺管线上为调节流量采用了蝶阀，它们的特点是结构简单，造价低廉，流通能力高，而结构长度反而最小。带普通蝶板的可调节蝶阀在旋转角度不超过10°—15°时其流量特性与两工位阀门的特性相符合，从10°—15°到60°—70°时流量调节为等百分比特性，当开角很大时流量的增加就不明显了。因此，当关闭件为普通的未采用特殊形状的蝶板时，那么旋转角不应超过60°—70°。在大直径管道上，当系统允许有大的不可调漏流时，采用可调蝶阀最适宜。

在大功率石墨慢化沸水堆（PBMK）系统上，分离汽包内的水位保持不变，并用循环水泵实现强制循环。在这个条件下，为保证在饱和水温度下工作的循环水泵入口不出现汽蚀现象以及为了限制其出力，在该循环泵的出口采用了蝶形调节阀，其公称通径为 $D_n = 800$ 毫米，公称压力 $p_n = 100$ 千克力/厘米²，工作温度 $t_s \leq 270^\circ\text{C}$ 。利用这个调节阀（见图4.9），在循环泵的启动或停闭期间，可以限制其出力。

在蝶阀的壳体上有青铜轴套，起滑动轴承的作用。牌号为14 X 17 Hz的铜轴在轴套内旋转，其布氏硬度为HRC20—29。由10 X 18 H9TJI钢制成的蝶板装配在钢轴上，并用四根圆锥形销钉固定在轴上。阀体与上、下阀盖之间的密封靠铜垫片并在法兰边缘增设一圈O密封焊。传动杆靠铰链与阀杆相连。为了减少摩擦力，止推轴颈和导向轴套由青铜制成。

阀门由转矩为100千克力·米的电动机构通过摇动式螺杆减速器来操纵。电动机构与限制转矩的双向联轴节和终端开关装配成套，当阀门到达开或关的终端位置时终端开关用来自动

断开电机。当压降为18千克力/厘米²时阀门最小流量为6800米³/小时，蝶板的最大旋转角度接近90°。

在图4.9上示出“聂列斯(Нелес芬兰)”公司的蝶形调节阀。这种蝶阀根据不同的密封程度要求有两种规格的产品：严密密封的和非严密密封的蝶阀。非严密密封蝶阀用来调节高温蒸汽和高温凝结水，他们不允许使用软密封材料。这种结构形式的蝶阀不可调泄漏量竟达最大流通能力的0.5—1.5%。严密密封的蝶阀安装在辅助水或空气系统上，它的温度只能在软密封材料允许的温度范围以内，例如当温度不大于80℃的空气和水，推荐采用氯丁橡胶密封。对于水，低压蒸汽和凝结水，该公司推荐使用由聚四氟乙烯材料制成的密封圈。

正如过去已经指出过的，建议蝶形调节阀采用不超过60°旋转角的圆盘蝶板，但是当如果转角为60°流通能力仍不足以满足要求时，那么允许把旋转角增大到75°。在这种情况下必须校验结构强度以及所选择的执行机构的功率是否足够。蝶阀既可以和气动执行机构配套，也可以和电动执行机构配套供应。用选择位置继电器凸轮的适当断面形状来保证所要求的调节特性。

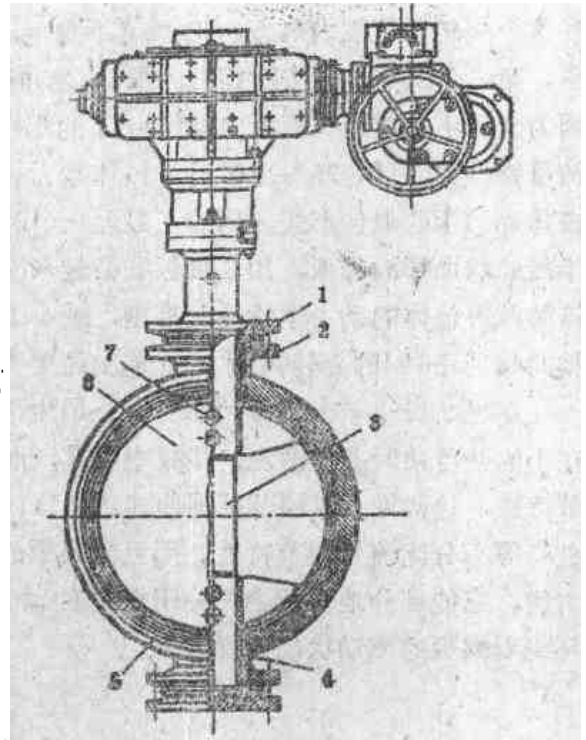


图4.9 公称通径D_y = 800毫米电动蝶形调节阀

1——上阀盖；2——下阀盖；3——阀轴；4——轴套；5——阀体；6——蝶板；7——销钉。

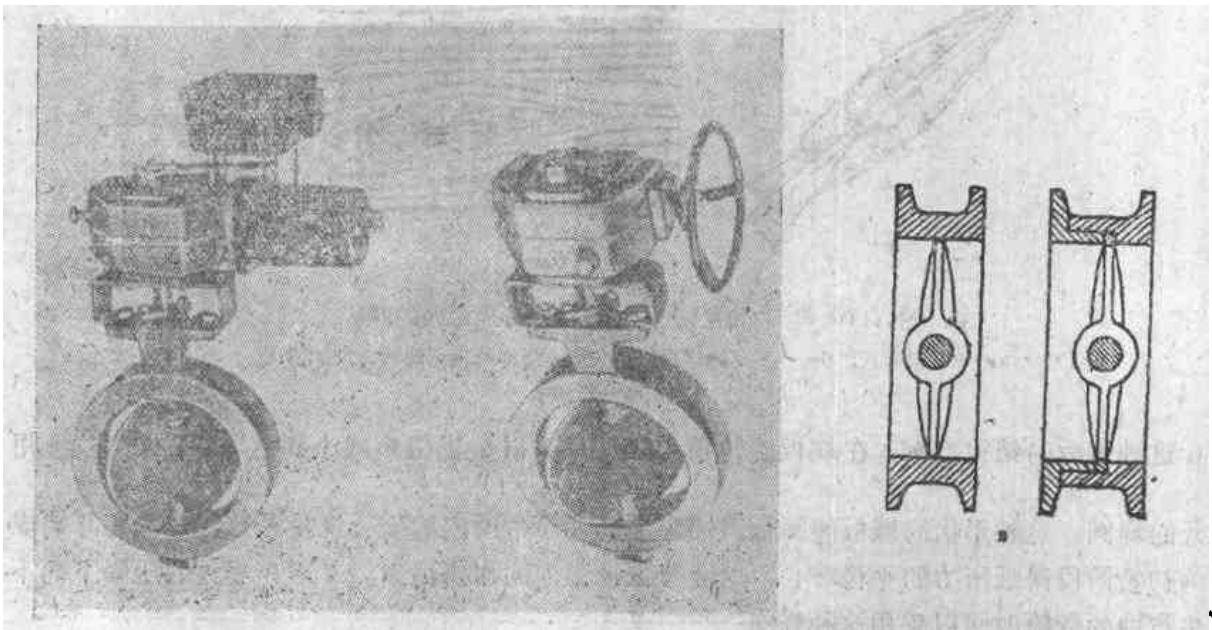


图4.10 芬兰“聂列斯”公司生产的蝶形调节阀

A——带电动操纵；B——带手动操纵；A、B——调节机构的结构。

蝶形调节阀有两个实质性的缺点，其中主要的缺点是以60°至90°的开度范围内转矩变化很大。动力扭矩增长很快，并在旋转角为75°—80°时达到最大值，然后在全开时候降到0，在这个旋转角范围内蝶板的工作就不稳定，因为有两个不同的蝶板旋转角对应于一个扭矩值。第二个缺点如过去所指出的那样，是角度开启到大于60°—70°时，流量增长就不明显了，因为介质不易流到蝶板面向阀门出口的那一侧。为了蝶板旋转在90°以内的整个范围内改进流量特性和降低在75°—80°时的流体动力扭矩，靠挑选不同的蝶板断面形状使流通截面具有流体动力学的最佳形式。例如在最近一个时期内，设计出“鱼尾”状断面的蝶板，各种不同半径的球面形的蝶板，用联接板联结起来的不同直径的双蝶板，在各侧有碗状凹面的蝶板。这种改善流体的动力学特性的措施，减小了阀门全开位置时的流通能力，但是它仍比普通结构的阀门在60°的旋转角时流通能力还要大得多。

在图4.11上示出美国“菲夏”公司生产的蝶形调节阀的“鱼尾”状蝶板。蝶板的形状能在小的开度角时减慢液流，即减小流量，而在大的开度角时（从60°到90°）更好地成比例调节特性，这就增大了调节范围使其达到1:100（一般蝶阀仅为1:33），并在整个调节范围内获得等百分比流量调节特性。而且当蝶板的旋转角很大时，在蝶板的后面，速度能转变成压力能，它能部分地平衡企图关闭蝶阀的动力扭矩，这可以从图4.116上在不同旋转角下流体环绕着蝶板的流动状况看得出来。

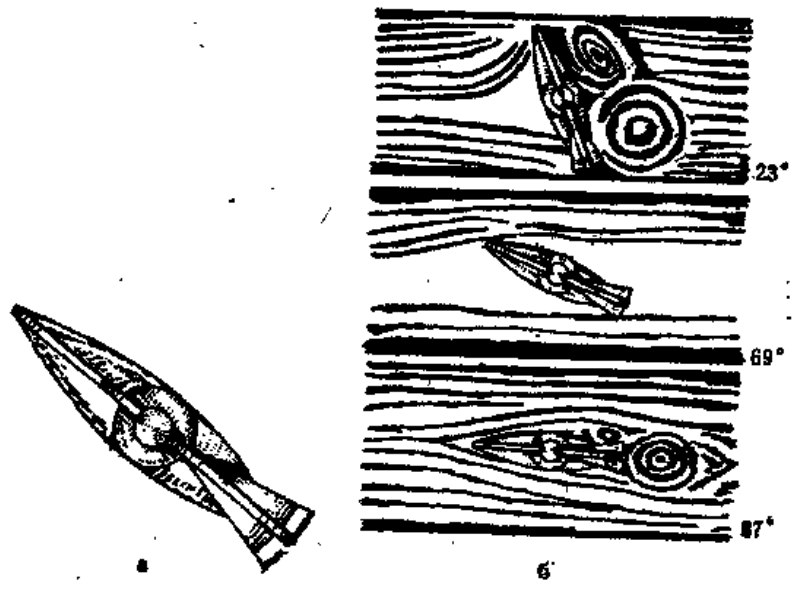


图4.11 美国“菲夏”公司生产的蝶形调节阀的蝶板
a——蝶板形状；b——不同的蝶板旋转角度下流体环绕着蝶板流动的情况。

这种蝶板的结构方案，在蝶板旋转角为60°—80°时能把扭矩减小到 $\frac{2}{5} - \frac{1}{3}$ ，并能利用全开的蝶阀。这种形状的蝶板能降低汽蚀和提高调节范围内的压力恢复系数，并能在开启蝶阀的初始阶段保证压力的平稳增长，这会降低管道内的水击现象。要求在更大的压降下而不产生汽蚀的危险时可以采用这种蝶阀。

蝶板的安装方式，应保证它的“鱼尾”沿液流中心线向下游旋转。利用带上述蝶板结构的蝶阀能改善流量调节特性，并在相同压降下获得更大的流量或者在同样流量下减小其压

降。

由于国内外阀门工业扩大了珠形阀的生产，而且球阀流通能力高、工作可靠性也高。因而为核电厂采用珠形调节阀创造了条件。例如，在瑞典核电厂的一回路水净化系统和凝结水系统上安装了芬兰“聂列斯”公司生产的球形调节阀。球形阀也能用在蒸汽管路上。

在图4.12中给出了带气动执行机构的球形调节阀的结构。为了提高调节精度和消除间隙，球形阀芯和轴铸成一个整体。阀体由两半组成，用法兰连接，其间采用聚四氟乙烯垫片密封，密封环同样用聚四氟乙烯制成，在恶劣的运行条件下工作时，在他们上面堆焊司太立特硬质合金。司太立特硬质合金密封工作时像一把刀，旋转时从球表面削去可能出现的沉积物。在正常情况下仅球的一侧（出口侧）密封面工作。当球阀转动180°时，密封面的另一侧投入工作。这实际上将阀门寿命提高了一倍。球表面镀铬，而在工作条件恶劣的场合下，球的外表面和通流腔应堆焊上高强度的合金。

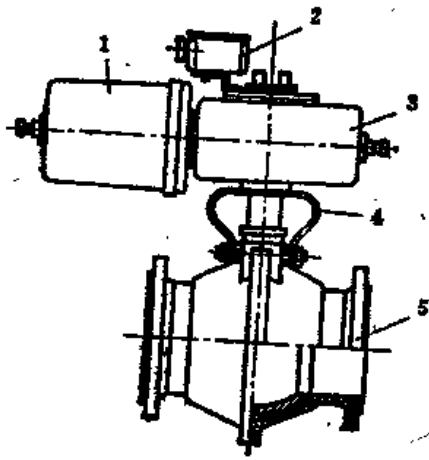


图4.12 带气动执行机构的球形调节阀

1——气动执行机构（气动驱动）；2——控制设备；
3——减速箱；4——减速箱支座；5——调节阀。

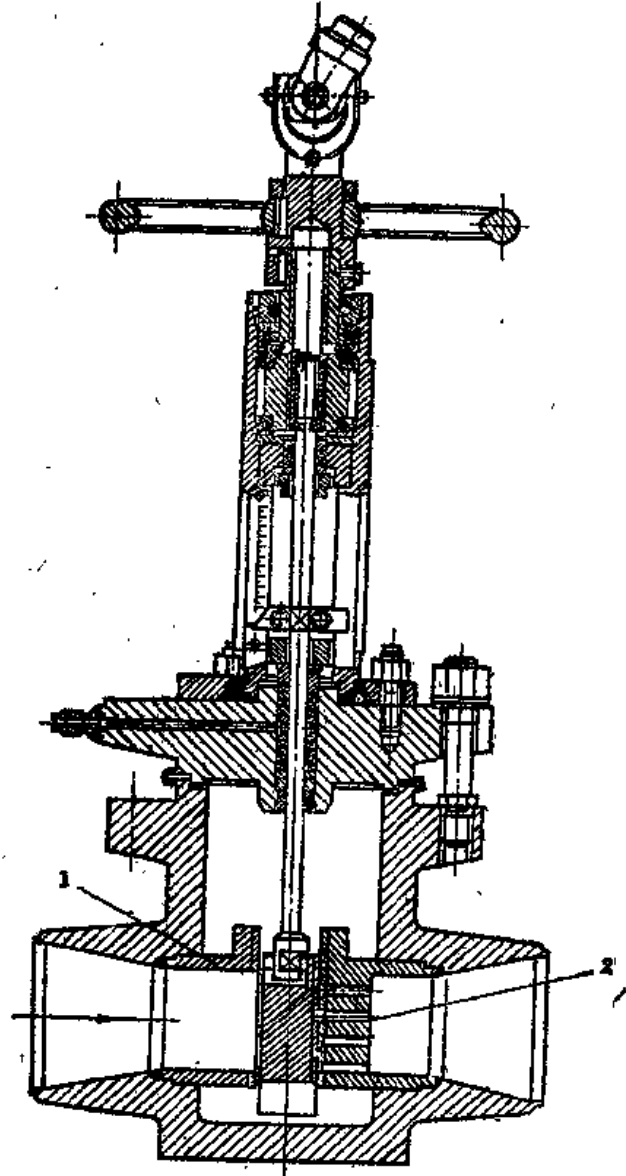


图4.13 公称通径 $D_n = 150$ 毫米的闸板调节阀，

适用于工作压力 $p_o = 100$ 千克力/厘米²工作温度 $t_o \leq 290$ ℃的情况

1——入口阀座；2——出口阀座。

阀杆用填料密封，填料是由浸渍聚四氟乙烯的石棉圈组成。驱动机构是由气缸和旋转部件组成，它把活塞的往复运动转换成球形阀芯的旋转运动。活塞的密封圈和旋转部件的输出轴轴承密封圈由聚四氟乙烯制成，这就大大降低了摩擦力和提高了使用期。调节阀可与电动机执行机构配套，这种阀门的流量调节特性接近于线性，并可以用改变位置继电器反馈盘的形状来改变流量调节特性。

采用带文图利管型通流截面的球形阀当做调节阀最为适宜，因为这会大大减小造成流体紊流的可能性，有利于提高工作参数，缩减尺寸及金属的用量。但是应当指出，水流在球芯的出口和入口两侧都有明显的收缩，减小了在阀门上的压力降，并能在阀后为恢复管内高压创造条件。对于气体，由于气流被压缩或达到音速会限制流通能力，而对于液体，则可能产生汽蚀现象。在球形阀内比在其它调节阀内产生汽蚀的可能性更大。因此当压力降接近临界值时，通常不推荐采用球形阀来调节压力降。例如，当工作在清洁的液体和气体中时，相应的压降值不应超过14和21千克力/厘米²

凡是对调节机构没有提出高的调节精度要求的地方，采用可调节闸阀。在图4.13上给出公称通径 $D_n = 150$ 毫米，工作压力 $p_n = 100$ 千克力/厘米²和 $t_n \leq 290^\circ\text{C}$ 时的调节闸阀。这种闸阀安装在维持汽锅水位的系统上。它与截断用闸阀的区别在于关闭部件，并在箍架部件上装有闸板就地位置指示器。关闭部件的制成形式，应该保证闸板只压紧在出口侧阀座上，而入口侧阀座与闸板之间留有1—2毫米的间隙。出口侧阀座制成带栅格网的管状式样，当移动闸板时，介质通过栅格网孔流出。

阀体主要零件由耐腐蚀钢08X 18H10T制造。闸板和阀座的密封面堆焊合金IIH-12M。阀体与阀盖用法兰连接，用由钢08X18H10T制成的齿形垫片来密封，沿法兰的外缘再加一道 Ω 密封焊。闸杆的密封采用带中间引漏装置的双填料形式，把漏流引到特排系统。

调节闸阀由电力驱动机构792-KЭPK-0-1通过活节联轴节远距离进行操纵，电机功率为0.6千瓦。闸阀还提供了手动操作的手轮，可在电动机构故障时投入使用。推荐在压降不大于60千克力/厘米²的条件下采用调节闸阀。闸阀的流量调节特性接近于线性。

在水和蒸汽的辅助回路上采用就地手动操作或远距离联杆机构驱动的调节闸阀。在调节闸阀上闸板的密封面始终是沿着出口侧阀座的密封面滑动，压在它上面的力为压力降和闸板面积的乘积。这样大的力会导致密封面会很快地被磨损并显著地增大移动闸板所需的作用力，从而也增大了执行机构的功率。为了获得所要求的流量调节特性使得出口侧阀座的断面变得复杂化，因此，很少采用闸阀作调节阀使用。在介质流量很大时，主要采用双座调节阀或蝶阀当作调节阀使用。

4.3 手动调节阀

手动调节用截止阀是用手转动阀杆定期地改变介质的流量。它们和切断阀的区别在于，用特殊形状阀瓣或加长的针形阀瓣来替代平面阀瓣，阀瓣沿着它们自身的中心线移动来改变阀座的流通截面面积。第二个区别是加长了行程，使行程达到 $(\frac{1}{2}) D_n$ ，这里 D_n 为阀座的直径。而切断阀的行程只是 $(\frac{1}{4}) D_n$ 。增长行程是为了能更精确地调节流量和增大调节阀在全开位置时的流通能力。

用在核电厂的手动调节阀，通常采用的操作部件有三种规格：手轮传动，万向联轴节和伞齿轮传动。在有人值班的工艺房间内采用第一种，在无人值班的工艺房间内采用其余的两种，并实行远距离操作。在某些情况下类似于切断阀的结构要做微小的形状变化。在图4.14上给出了公称通径 $D_n = 50$ 毫米的手动调节阀，其工作压力 $p_n = 10$ 千克力/厘米²工作温度

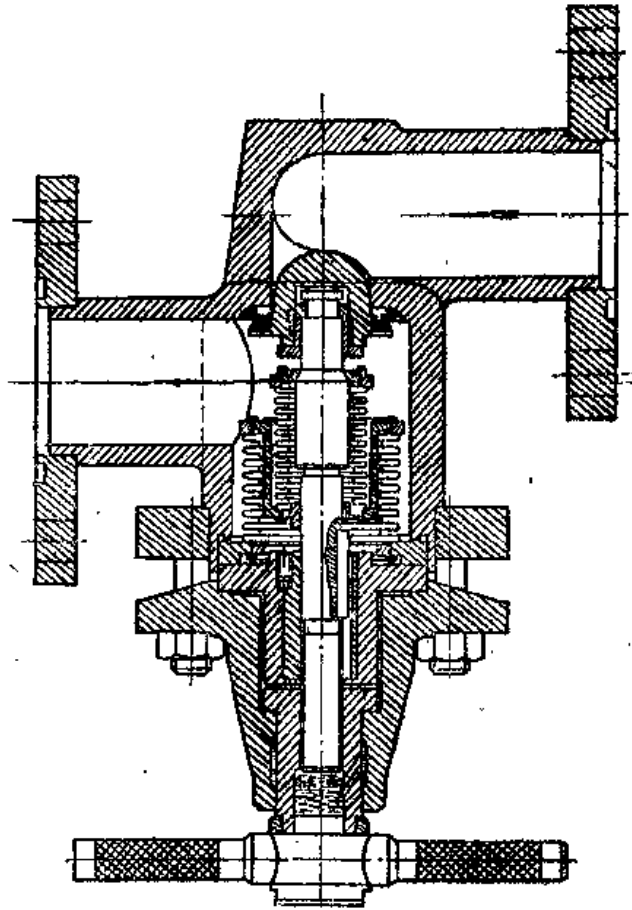


图4.14 公称通径 $D_r = 50$ 毫米和工作压力
 $p_p = 10$ 千克力/厘米²的波纹管式手动调节阀。

$t_p \leq 350^\circ\text{C}$ 。为了使阀芯的行程增加到24毫米 $[\sim(1/2) D_r]$ ，在结构上装备了两套波纹管。为了减小产品的尺寸和重量，一套波纹管安放在另一套的里面。阀体和阀瓣的密封面上堆焊一层高强度合金。手动调节阀可用来调节液体介质，也可用来调节气体介质。流量调节特性近似于线。

在图4.15上给出了高压手动调节阀。公称通径 $D_r = 50$ 毫米的这些阀门也是用来调节压力为140千克力/厘米²，工作温度 $t_p \leq 325^\circ\text{C}$ 的蒸馏水流量。它的流量调节特性近似于线性。当压力降不超过20千克力/厘米²时才允许开启阀门。为了保证加长了行程的阀瓣能可靠地工作，阀门装备了两套波纹管。为了避免其中一套波纹管受到过压，并使两套波纹管能彼此均等地分配行程，在波纹管部件上对每套波纹管备有行程限制装置，而手动调节阀的所有其余结构方案和同样参数的切断阀完全一样。

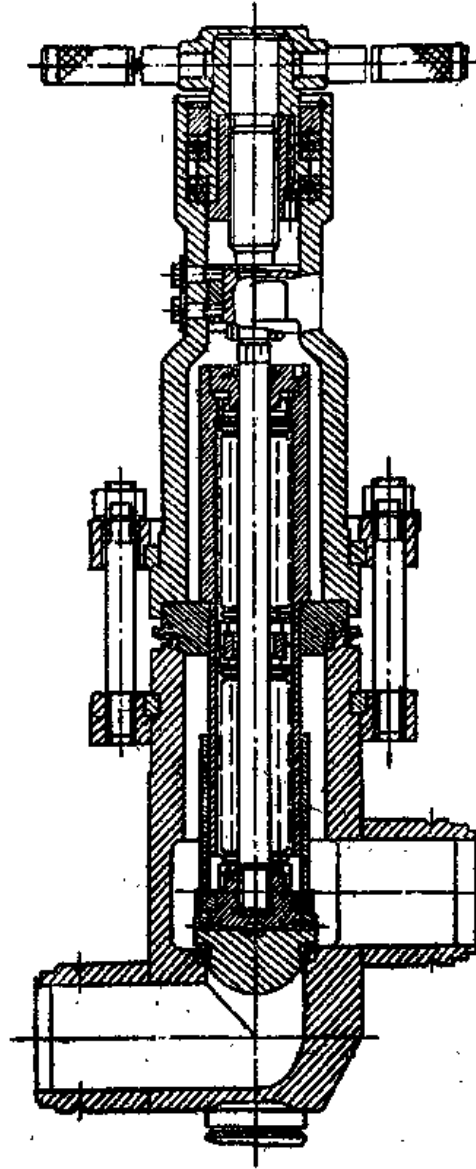


图4.15 公称通径 $D_T = 50$ 毫米，工作压力 $p_T = 140$ 千克力/厘米²，
工作温度 $t_T \leq 325$ ℃的波纹管式手动调节阀

4.4 节流阀

节流阀是调节阀的一种变形，它的主要功用是降低蒸汽和水的压力。在很多情况下它和调节阀相似，但也会遇到这样的结构，要么只是用来调节要么只是用来节流。后者的特征是在节流机构上产生大的压降，这会产生金属零件上的浸蚀，水的二次沸腾和其他不希望出现的现象。节流可以是单级和多级两种，经常采用的是单级节流。但要求大的压降，常常接近于全压降时必须采用多级节流^[1]。

在调节阀中，特别是在节流阀中，由于介质的紊流造成脉冲，经常产生振动和噪音，关闭件的振动会传到全部阀门结构和管道。多级节流会改善阀门的工作状况，因此总压降分成好几级，其中每一级只实现一部分节流。结果降低了介质在收缩截面上的流速和金属的浸蚀速度，避免了水发生二次沸腾的可能性，并大大降低了噪声水平。

核电厂常常要求把高压过热蒸汽通过减压喷水变成饱和蒸汽或要求大大地降低饱压蒸汽的压力。在恒定流量的系统内进行节流，可以采用常截面的机构来形成较大的局部阻力，如安装一串节流孔板，在变流量的系统内节流可由一组节流孔板配合一个切断-调节用截止阀或者专门结构的节流阀来实现，它们在流道上形成大的局部阻力。

在图4.16上示出了一个节流装置的结构，它是由节流座和公称通径 $D_n = 32$ 毫米的切断-调节用截止阀组成。带直径为8.4毫米标准孔的一串节流孔板安装在圆筒式壳体内，在各孔板之间保持一定的距离，这样可使得在两个相邻孔板上的节流孔处在径向正好相反的位置。将入口管接头插入节流装置的壳体内，并且与壳体用密实的焊缝连接。节流座与切断-调节用截止阀焊在一起。这种节流装置用于工作压力 $p_r = 140$ 千克力/厘米²，工作温度 $t_r = 150^\circ\text{C}$ ，水的流量为10吨/小时的情况，预计压降为124千克力/厘米²。在必要的情况下，用截止阀来完成介质流量所要求的调节。截止阀的流量调节特性应是平滑连续的。阀体是由钢08X18H10T制成，阀瓣是由钢ЭИ-654制成。

在图4.17上示出公称通径 $D_n = 100/200$ 毫米的节流阀，其工作压力 $p_r = 65$ 千克力/厘米²和工作温度 $t_r \leq 280^\circ\text{C}$ 。此阀用于由蒸汽母管向脱氧器供汽管的联结管线上，脱氧器供汽管内的正常工作压力为12千克力/厘米²，当此压力值降到8.5千克力/厘米²以下时，此阀便自

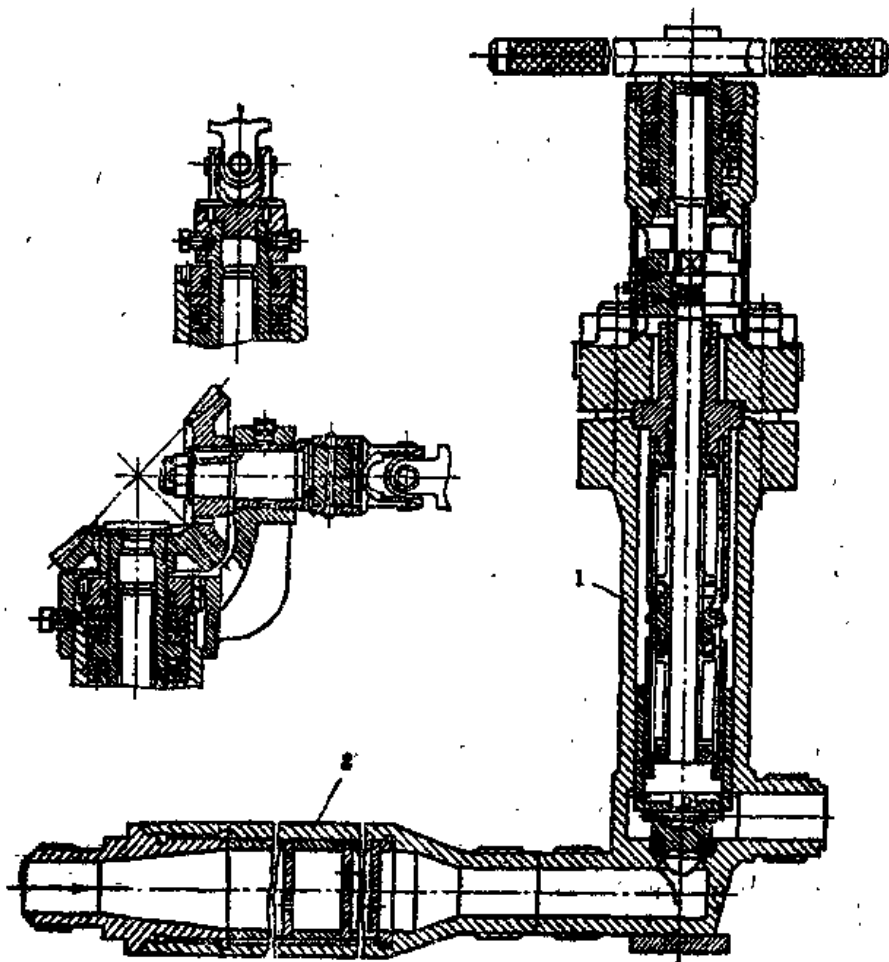


图4.16 带切断-调节用截止阀的节流装置及带垂直与水平操纵杆的远距离操纵装置

1—切断-调节用截止阀；2—节流座。

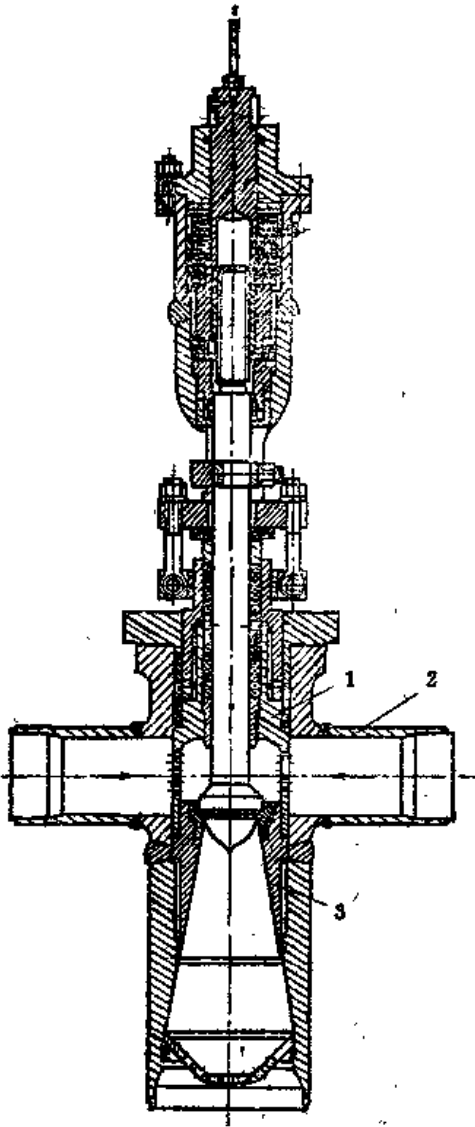


图4.17 节流阀

1——压紧内套；2——入口管接头；3——阀座。

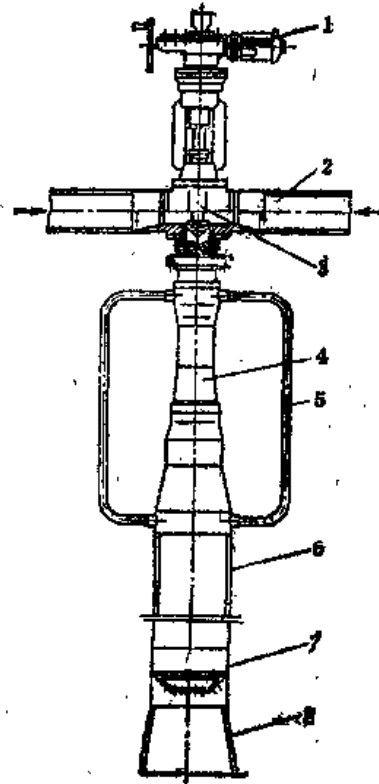


图4.18 快速减压装置的布置原理图

1——电机驱动装置；2——入口管接头；3——切断-调节阀；4——第一级节流装置（射流式消音器）；5——旁通管；6——中间室；7——第二级节流装置；8——出口管接头。

动开启，使供汽管内的压力保持在 12 ± 0.5 千克力/厘米²范围内。此节流阀的自动调节是由压力调节器来实现的，其中有电子调节仪，接受测量减压蒸汽压力的电解点压力计的信号。

快速减压装置（BPY-Д）中包括这种节流阀以及两个公称通径 $D_n = 250/400$ 毫米的主安全阀和两个公称通径 $D_n = 32$ 毫米的脉冲安全阀，它们是用来防止系统压力超过规定值的。安全阀将在第五章内予以介绍。

在图4.17上所给出的节流阀，蒸汽从两侧进入直径为100毫米的入口管内，在压紧阀座用的安放在蒸汽流通上的圆筒形内套上，开了直径为5毫米的孔504个，其作用是大幅度地降低压力。阀座做成可拆卸的，按压配合装进阀体内。阀芯的特定形状阀头装在阀杆上。阀座和阀芯的密封面堆焊一层合金UH-12或UH-6。在直径为200毫米的阀门出口管接头内安装上锥形板，在其上开了直径为14毫米的孔53个，为的是把压力降至最终数值，同时保证噪声不超过允许水平。阀杆的密封，阀体与阀盖的连接的密封采用中间引漏的双填料密封。填料用两个盘形弹簧束紧着，这是为了改善填料的密封性，无须拧得很紧，因而可延长它的工作期限。在阀体上焊上一块座板作为阀门的支座安放在基座上。

阀门靠自控电动机构操纵，电讯号取自快速减压装置BPV的自动调节仪。电动机构由电动机、减速器、远距离控制器和手动操纵单元组成。手动操纵设有电路闭锁装置。当转到手动操纵时，接通电动机的电路自动断开。远距离控制器包括终端开关和行程开关，感应式和电位计式发送器。阀芯的中间位置信号靠位置指示盘BYII-60传到控制室。

当蒸汽进入汽轮机的需要量小于蒸汽发生器的出力时，为了从高功率沸水堆PBMK装置的主管道将蒸汽排放到散热器和冷凝器，备有快速减压装置BPV-6和BPV-K。BPV-6由公称通径 $D_1 = 300/350$ 毫米的切断-节流阀和公称通径 $D_1 = 300/600$ 毫米的第一级降压装置组成。两个装置应快速投入并自动保持冷凝器和散热器内的压力。

切断-调节阀在结构上和过去描述过的BPV-II装置的阀门相类似。阀门的两个入口管接头直径为300毫米，而出口管接头的直径为360毫米。减压阀能将蒸汽压力从72降到42千克力/厘米²。焊到调节阀出口管接头的是第一级节流装置，制成射流式消声器的形式，由导管和带有再循环管的锥形管件组成。在第一级节流装置内蒸汽压力从42千克力/厘米²降到24千克力/厘米²。当蒸汽向冷凝器排放时，为了进一步降低压力设置了第二级节流装置，它是由公称通径 $D_1 = 600$ 毫米的管子及在其内侧焊上的带钻孔的格栅网板组成的，可将蒸汽压力从24降到12千克力/厘米²。第二级节流装置与管道用焊接连接。在图4.18上示出快速减压装置的原理示意图，蒸汽压力从72降低到12千克力/厘米²后，以675吨/小时的流量将蒸汽排入到冷凝器。

在某些系统和装置上，为了降低高压蒸汽的压力采用了带喷水的节流阀。瑞士“苏尔寿”(Zulcher)公司生产的这种阀门结构示于图4.19。阀体是由两块冲压半球型壳、过渡底座

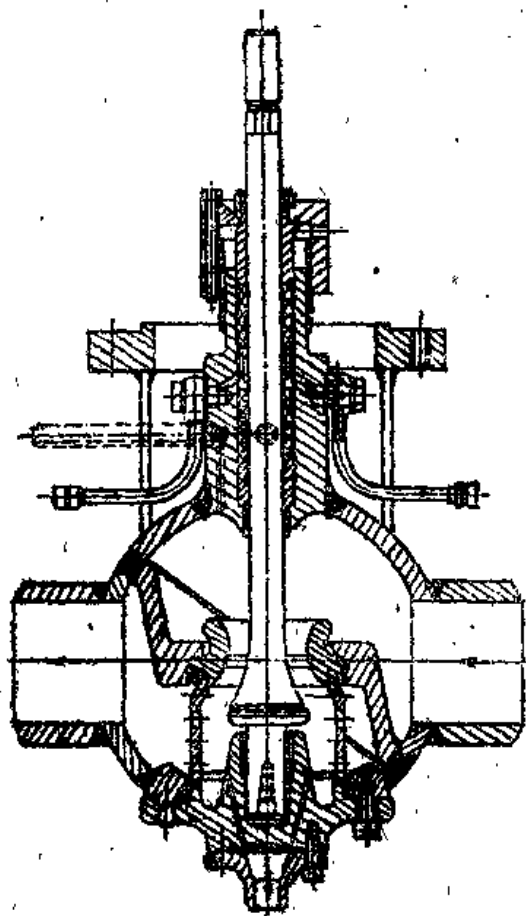


图4.19 “苏尔寿”公司出厂的喷水节流阀

及将进出管口分开的中间隔板等焊制而成。阀座以予定的过盈度装进阀体内并焊上一条密实的焊缝，堆焊一层耐磨合金。阀杆阀芯由铬钢制成，为了提高其硬度，进行了热处理。带有节流孔的管子焊到阀盖上。阀杆用双填料来密封，在它们之间设中间套管有冷却水或隔离水供应套管。为了拆装方便起见，阀门的驱动机构安排在下部，这样不拆除驱动机构即可将全部磨损快的零件从上部取出。

通过阀盖上的小孔，水喷射到混合腔内。蒸汽通过阀座时减压，并同时与冷却水混合，就能大大地降低蒸汽的压力和温度。在阀座出口处蒸汽的高速度保证了把极其微小的水滴能可靠地进行雾化。“苏尔寿”公司制造的这类阀门通径 $D_v = 50—250$ 毫米，工作压力 p_v 可达 100 千克力/厘米²，工作温度 $t_v \leq 540^\circ\text{C}$ 。

由此可见，为了进行节流，最有前途的装置应由下列各部件组成：切断-调节阀配合一串常截面的节流孔板；带喷射冷水的节流阀，也可用一组互相串接的多级节流阀，以逐级节流降压。在设立节流装置时要特别注意将噪音水平降到保健-卫生标准所许可的限度。

4.5 直接作用式调节器

不需要任何辅助动力来完成调节给定参数的自动控制装置称作直接调节式节流器。利用这种调节器可以简化自动控制和调节系统并降低其造价，因为它不需要执行机构，不需要外来动力和输送动力的线路。但是在核电厂的主要回路上，直接作用式调节器在当前采用的还很少，这是因为成批生产的敏感元件或者由于在主回路的工作参数下工作不十分可靠，或者由于具有相当大的刚性，不能保证维持参数时所要求的精度。在核电厂的辅助蒸汽和气体的回路上，调节器用来保持给定的压力和液位。

压力调节器 按压力调节器所起的作用，它可分阀前调节和阀后调节。阀前调节是保持调节前的系统压力为给定值，而阀后调节是保持调节后的系统压力为给定值。作为调节器敏感元件可采用薄膜、波纹管、活塞、流线型阀瓣表面。作为调节器的发送器可采用弹簧、杠杆-重锤系统、加载室。

带隔膜敏感元件的重锤式压力调节器用以保持核电厂系统内凝结水的压力，它示于图4.20上。公称通径 $D_v = 50$ 毫米的调节器，计算的最大流通能力 $K_v = 40$ 立方米/小时，用它做阀前调节器可维持压力从25到5千克力/厘米²。用它做阀后调节器时，当阀前的压力为16千克力/厘米²时，维持系统内的压力等于2—5千克力/厘米²。调节压力的脉冲信号取自系统内工作介质稳定流动的管道上，它距离阀后调节器的出口管接头不小于 $5D_v$ 。脉冲信号通过脉冲管送到隔膜盖的上部空腔。调节器是在标准双座调节阀的基础上做成的。双座调节阀的阀芯是靠加重锤来整定压力，使其保持在给定的范围内，它由两个力来平衡，由加重块的重力在杠杆上产生向上的力和介质的压力在隔膜上产生的向下的力。

在由“阀前”线路组成的调节器内，调节器前的管道段应与隔膜盖的上部空腔连接起来。这样，当调节器前的压力升高时，阀芯向下移动，流道截面的面积增大，调节器前的压力就下降；反之，当压力降低时，阀芯向上移动使压力升高。在两种情况下，保持压力在给定的水平是有误差的，误差的大小取决于调节器的不灵敏度和不均匀性。

在由“阀后”线路组成的调节器内，调节器后的管路段与隔膜盖的上部空腔连接起来。动作的原则恰相反；调节器后的压力升高时，减小流通截面使压力降低；压力降低时增大流

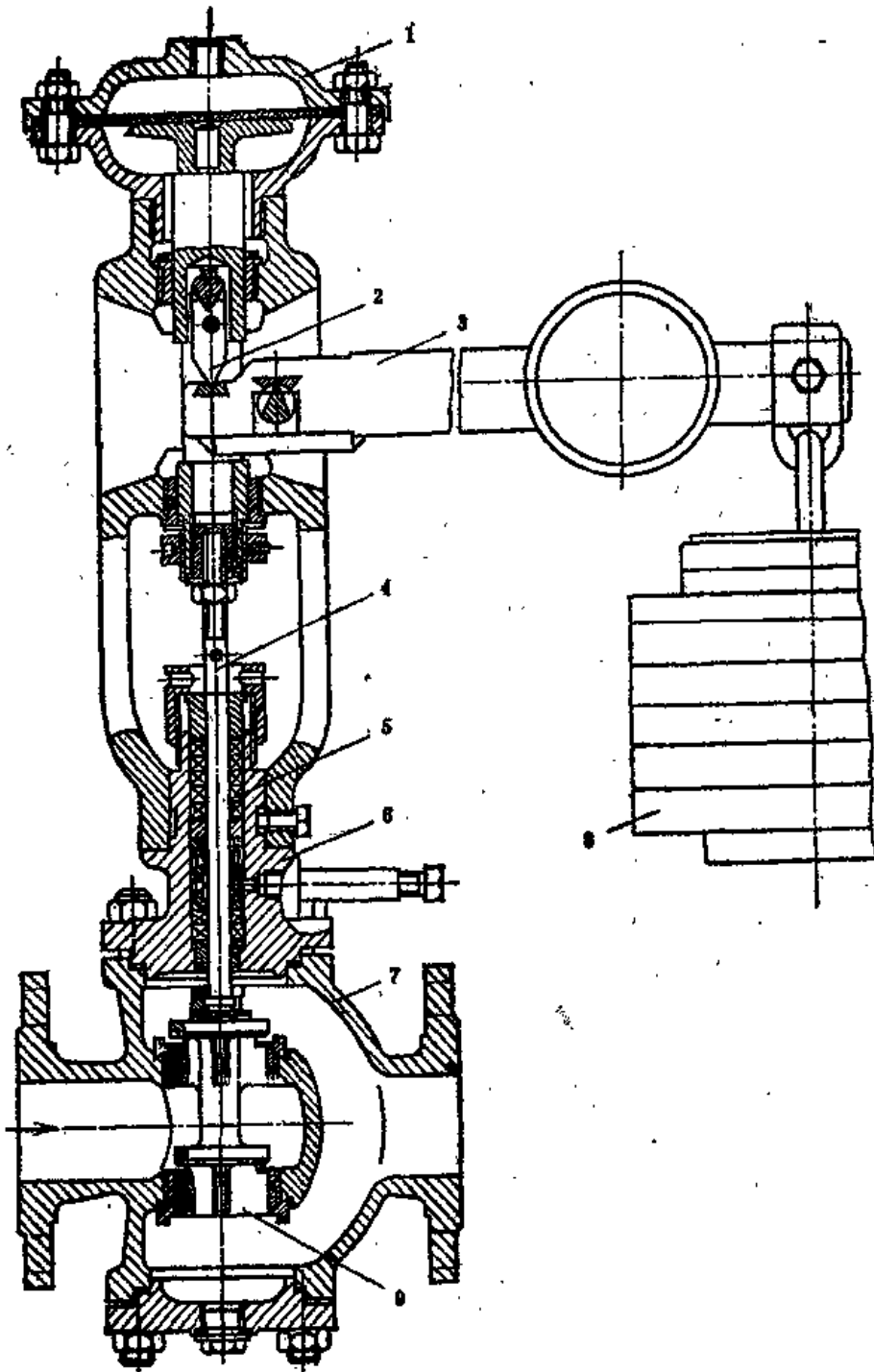


图4.20 重锤式压力调节器 ($D_y = 50$ 毫米)

1——隔膜式执行机构；2——刀口支点；3——杠杆；4——阀杆；5——填料；6——阀盖；7——阀体；
8——加重块；9——阀芯。

通截面使压力升高。

图4.21给出了公称通径 $D_n = 6$ 毫米，工作压力 $p_r = 160$ 千克力/厘米²的“阀后”直接作用式压力调节器。它安装在核电厂的气体回路上，当调节器前的压力以45变化到160千克力/厘米²时，它能保持调节器后的工作压力为 37 ± 0.5 千克力/厘米²。敏感元件为橡皮隔膜。加载室起发送器的作用。

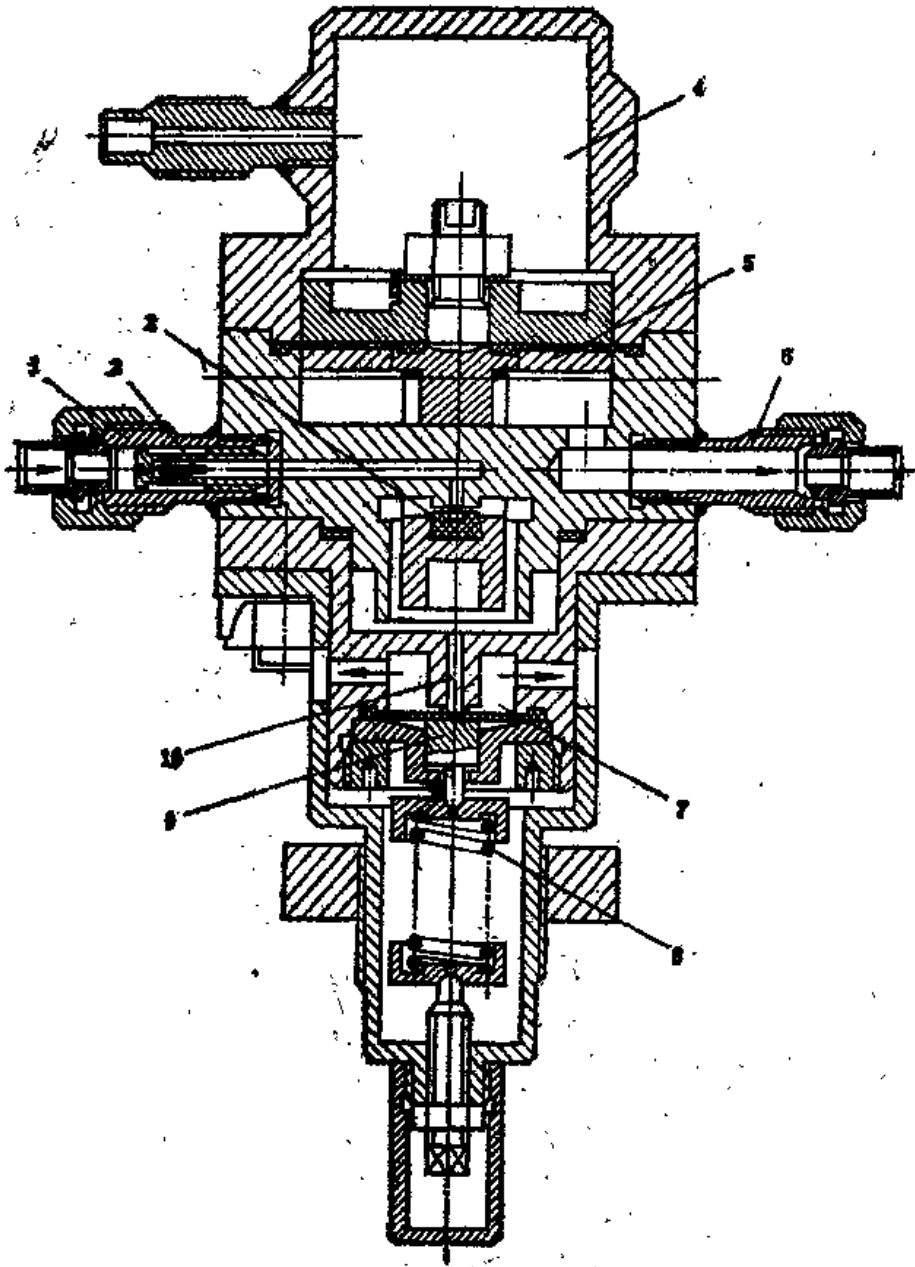


图4.21 “阀后”直接作用式压力调节器

- 1——入口管接头； 2——过滤器； 3——调节器滑阀； 4——加载室； 5——工作隔膜； 6——出口管接头；
7——安全装置隔膜； 8——弹簧； 9——安全装置的滑阀； 10——排气孔。

调节器工作原理如下：加载室充满了预先给定的某种压力下的工作介质。然后切断阀关闭使之密封起来。为了监督给定的压力，在送气管路上装有压力表。气体进入入口管接头，流经过滤器到了调节器滑阀下面，并沿滑阀和阀座之间的环缝流进隔膜下的空腔，再进到出口管接头。当入口管压力升高时，滑阀稍微打开一些，隔膜下空腔压力升高，隔膜连同滑阀向上移动，遮断滑阀，即减小流通截面并增加流道的流体阻力，结果使得出口压力保持不变。

如果在调节阀后的管道或容积被切断时，那么经过调节器就可能发生介质的渗漏，为此备有安全装置。当调节器后的压力升高到48千克力/厘米²时，橡皮隔膜7就向下移动，打开排放孔，将过剩的气体排放到大气。当压力的作用力降低到弹簧8的回座力时，弹簧8推动滑阀9去关闭排放孔。

在氧气介质中使用这种阀时，阀用黄铜制造，与工作介质相接触的零件表面，在装到氧气管道上去以前要仔细地消除油垢。

液位调节器 液位调节器的功能是用以保持压力容器内液位在给定高度上，使之不超出给定的范围。

带杠杆机构的浮子是敏感元件和驱动机构。靠向容器加水来保持水位的称为供水调节器，或者靠从容器内放水来保持水位的称为排水调节器。供水调节器安装在高压脱氧器上，而排水调节器安装在一般脱氧器，热交换器和其它设备上。

液位调节器有提升滑阀或旋转滑阀用以进行注水或排水。在图4.22示出两种供水调节器

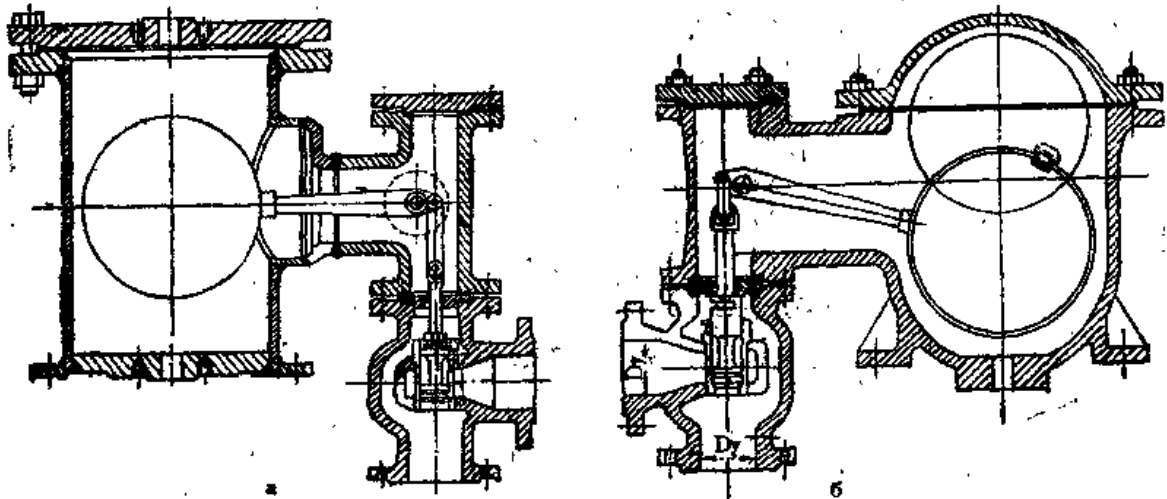


图4.22 供水调节器

(a) 带焊接浮子室；(b) 带铸造浮子室。

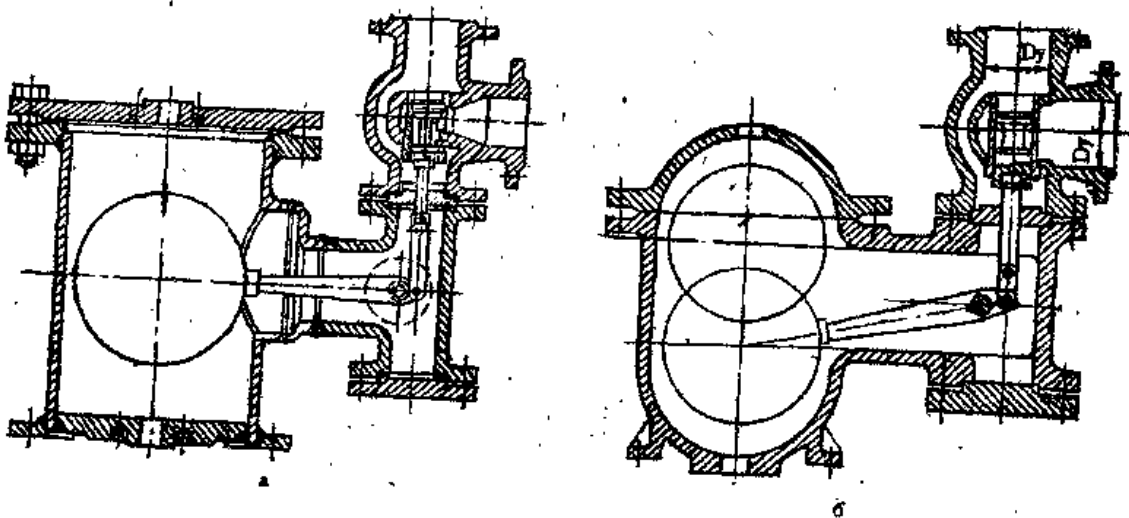


图4.23 排水调节器

(a) 带焊接浮子室；(b) 带铸造浮子室。

结构，其中一种是采用焊接成的浮子室，另一种采用铸造的浮子室。在图4.23上示出了排水调节器。供水液位调节器和排水液位调节器二者结构上的差异在于：前者进水阀布置在浮子杠杆的下面，而后者是在它的上面。在图4.24上示出带旋转滑阀的液位调节器，在这种结构中，浮子的上升和下滑使滑阀对阀座产生的相对旋转，同时，滑阀的窗口，相对阀座的窗口产生相对位移，从而改变阀座上开启截面的面积。

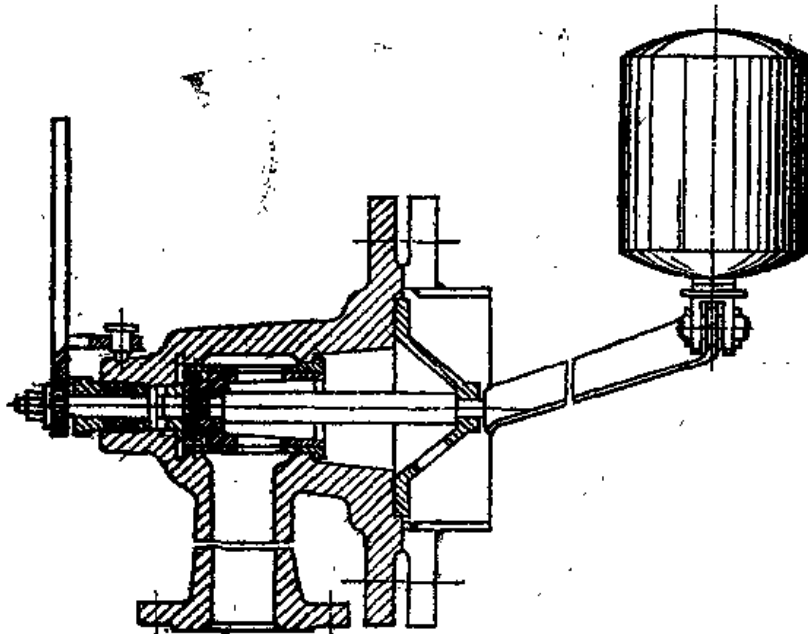


图4.24 带旋转滑阀的液位调节器

第五章

安全阀

5.1 安全阀的结构

安全阀的功能，是当设备、容器或管道内的压力超过极限值时，能自动从中排出气体、蒸汽或液体。

在核电厂的一回路上，安全阀一般安装在容积补偿器上。当安全阀开启时，产生的蒸汽排放到鼓泡冷凝器的水位以下。除了一回路的主安全阀外，在水冷反应堆的每个环路被封闭的部分，还安装了通径较小的附加安全阀。在单回路核电厂上，安全阀安装在汽包或管路上。在所有情况下，蒸汽都排放到鼓泡冷凝装置内。

根据用途，安全阀可分成：

周期性动作安全阀——允许多次动作，并在回座时能保证所要求的密封度。

防爆膜装置 (MPY) ——只供一次动作，排放介质，动作后要求更换整个防爆膜装置或只更换防爆膜。

根据动作原理，安全阀又可分成：

直接作用式安全阀——在介质对关闭件或敏感元件的直接作用下，阀可以自动开启。

脉冲式安全装置——在介质压力作用下首先促使装置上的小脉冲阀 (副阀) 动作，然后再靠副阀推动主阀，保证其开启。

对安装在核电厂上的安全阀提出了下列附加要求：

提高阀座的密封性和对周围介质的密封性。

提高动作和回座的精确度，回座压力低会造成放射性气体的大量排放。

提高耐久性，主阀的使用期限应与主要设备的使用期限相等。

提高可靠性，因为主阀的自发动作或压力升高时不动作，都会引起严重的事故。

限制所采用的密封材料，例如，完全禁止使用橡皮和绝大部分塑料做密封材料。

所有这些要求，使得要为核电厂制造一系列过去工业从未制造过的专用阀门。

5.2 直接作用式安全阀

根据关闭件的开启高度，直接作用式安全阀可分成：

a > 全启式——当每次动作时，这种阀在结构上能将阀瓣达到全启的位置，这时，环缝截面较大或等于阀座孔的最小截面。

b > 微启式 (比例式) ——这种阀动作时，其环缝截面小于阀座孔的最小截面。

直接作用式安全阀有弹簧式和杠杆——重锤式。介质供到关闭件阀瓣下面，当阀瓣上的

压力超过额定值时，产生的作用力使关闭件动作。介质也可供到敏感元件上，当敏感元件上的介质压力超过额定值时，产生的力使敏感元件动作。

根据敏感元件的类型，安全阀可分成波纹管式、薄膜式、活塞式等等。根据对周围介质的密封度，又可分成封闭式——相对于周围介质是密封的；敞开式——阀门动作时，允许介质泄漏到周围大气中去。

为了保护小管径的辅助蒸汽和气体回路，主要采用直接作用弹簧全启式安全阀。为了保证所需要的密封度，在这些阀门上靠弹簧产生必要的作用力。阀门通流部分的设计，应考虑最大限度地利用喷流的流体动力，以造成足够的阀瓣提升力。

在图5.1上示出能产生最大阀瓣提升力的几种典型结构。所有这些结构，都是为了一个目的：创造条件，使从阀瓣折流过来的流体束急剧地改变流向。利用流体束拐弯时的反作用所产生的力，提升阀瓣到全高度。

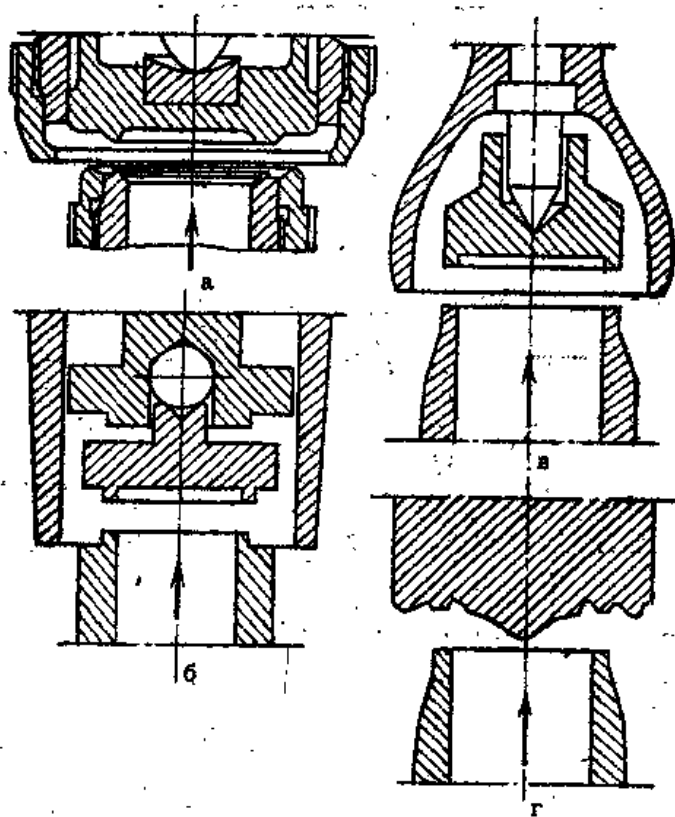


图5.1 可以保证提高阀瓣提升力的安全阀关闭件的结构

a——在阀座和阀瓣套筒上装有螺纹调节环；c——在阀瓣上有提升罩；b——提升活塞型阀瓣；r——在阀瓣上装有襟翼。

安全阀的回座压力应尽可能地接近开启压力，并保证阀座的良好密封。否则会造成介质无益的损失，严重地影响到它所服务对象的工作经济性。这既要靠结构方案也要靠工艺操作才能达到目的。为了建立准确的回座压力，在阀瓣的导向轴套和阀座的凸肩上采用可调密封环。密封环堆焊一层高强度合金。通流部分和阀杆的零件采用耐热钢和高强度钢。

当设计全启式安全阀时，应特别认真的注意重载荷和弹簧刚度与提升力的匹配以及阀座最佳宽度的选择。这个阀座宽度在工作条件下应能保证有足够的比压来达到密封，与此同

时，在系统内没有压力时，应能承受弹簧的载荷而不变形。在核电厂的条件下，对密封性要求很高，只有在采用适当的结构，同时保证高质量地加工制造以及生产厂进行认真的密封试验的条件下，才能达到这个要求。按对周围介质不同的密封要求，生产的阀门有两种规格：一种是用波纹管密封阀杆，而另一种则不密封阀杆。

对于那些不允许将介质泄漏到周围大气中去的系统，采用波纹管式安全阀。它们的特点只是设有波纹管，从而使阀杆加长了这段波纹管的长度，以使波纹管有处可装。应当指出的是波纹管能对回座压力有所降低，这是因为在滑阀上部空腔内的压力作用到波纹管的有效面积上而产生附加作用力所致。当这些阀门安装在一回路系统内时，它们应用电磁传动来开启和关闭阀门。

在图5.2上示出安装在压水堆BBЭP-440核动力装置上的蒸汽安全阀，它的公称通径 $D_n = 50$ 毫米，蒸汽的工作压力为140千克力/厘米²，工作温度 $t_s \leq 350^\circ\text{C}$ 。在结构上它是带波纹管密封阀杆的全启式弹簧阀。阀瓣外侧装有襟翼。阀盖拧进壳体内，并沿圆周环焊一道密实焊缝。关闭件的密封面堆焊一层高强度合金。为了补偿压缩时（阀门开启时）弹簧作用力的增加和波纹管刚度的增加备有特殊的杠杆——重锤系统，这是这种阀门在结构上的特点。

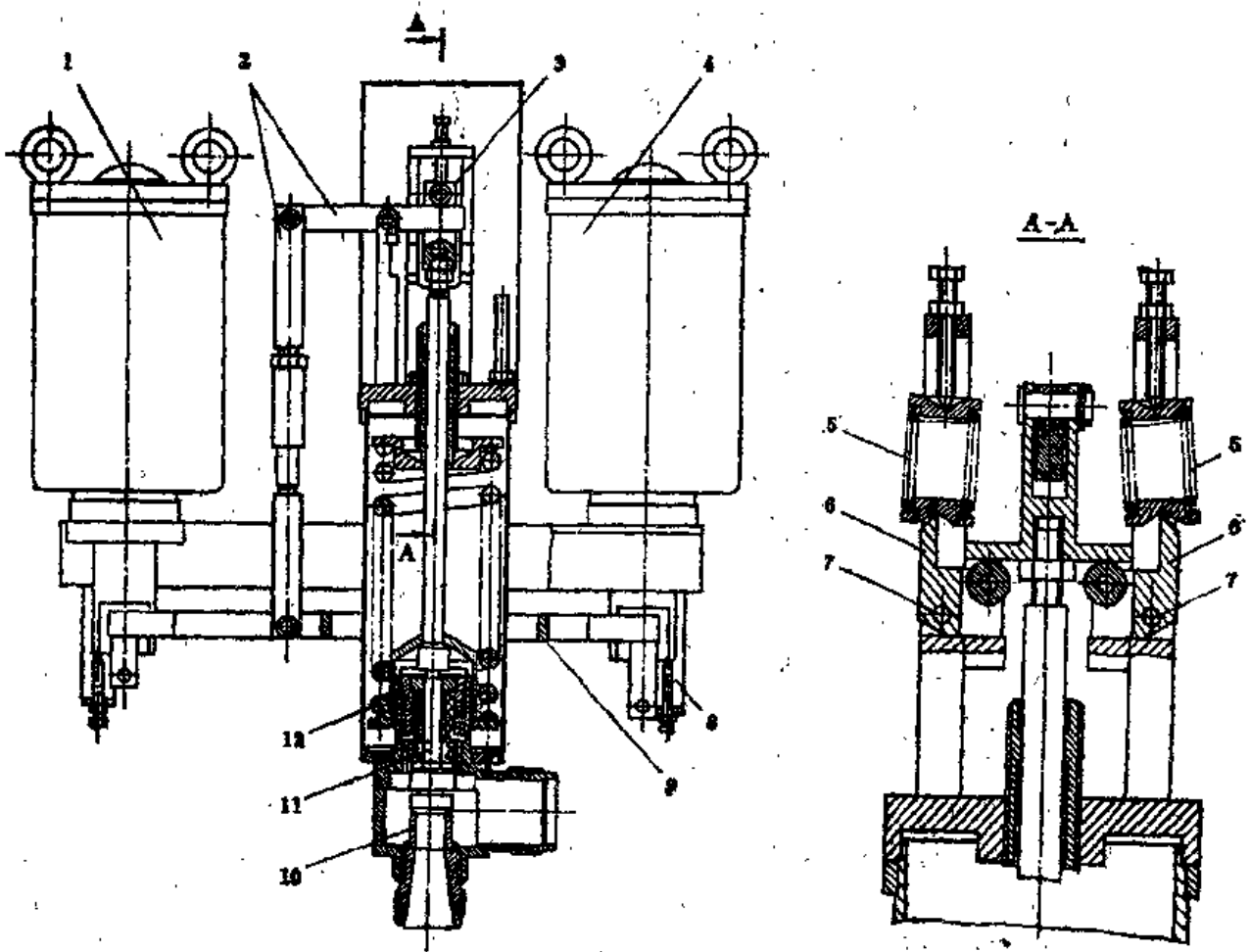


图5.2 公称通径 $D_n = 50$ 毫米、蒸汽压力 $p_s = 140$ 千克力/厘米²的安全阀

- 1, 4 —— 电磁铁; 2 —— 杠杆; 3 —— 连接梗柱; 5, 12 —— 弹簧; 6 —— 杠杆; 7 —— 杠杆轴; 8 —— 套环;
9 —— 框架; 10 —— 阀座; 11 —— 阀杆;

图5.2所示的情况，是阀门处于关闭位置。当介质压力增大时，阀瓣从阀座升起，移动阀杆和弹簧12的支座。在弹簧5的作用下杠杆6围绕着轴下转动，这时，弹簧5作用在杠杆6的力臂上，使之伸长并相应地增加弹簧5对弹簧12的作用力。这样，为了更进一步提升阀瓣，不需要再提高压力，这也就是说，在压力略大于开启值时此安全阀即可全开。当压力下降到回座压力时，弹簧12的作用力变成大于介质压力和弹簧5的作用力之和，因而阀门关闭。在存在相当大的密封比压的条件下，这组部件即能使滑阀全启，因而能显著地提高关闭件的密封性。

按规程¹⁰¹的要求，为了提高安全阀动作的可靠性，阀门机构装有电磁铁，以进行强制开启和关闭。电磁铁1和4是通过连接棱柱、杠杆系2和铰链与阀杆11联系起来的，其组合方式应保证当阀门处于开启状态时，使铁芯与阀杆没有连系，即阀门工作在自动工况。当必须强制关闭时，接通电磁铁1，选定套环与铁芯之间的适当缝隙，使当继续移动铁芯时，框架转动，并通过杆系与铰链压下阀杆，将阀瓣紧压在阀座上。需要强制开启阀门时，接通电磁铁4，框架向另一方向转动，从而提起阀瓣。电磁铁的接通周期为25%，即在必要的情况下能保证周期性的投入使用。电磁铁的功率为650瓦，电压为220伏，吸力为37千克力。

当全启压力为154千克力/厘米²时，通过阀门的蒸汽流量为20吨/小时，当压力为126千克力/厘米² (0.9倍的工作压力)时就进行回座。在目前情况下，这种排放能力是不够的。因此，在一个回路上安装的安全阀竟达四台之多。

为了保证关闭件具有更高的密封性，要求比压大大高于介质在滑阀下侧所产生的压力。解决这个问题的一种途径是介质作用于滑阀的上侧。在图5.3上示出公称通径 $D_v = 15$ 毫米，适用于工作压力在8千克力/厘米²以下，工作温度 $t_p \leq 50^\circ C$ 的安全阀，介质送至滑阀上侧。利用波纹管作敏感之件。为减少尺寸起见，弹簧安放在波纹管的里面。

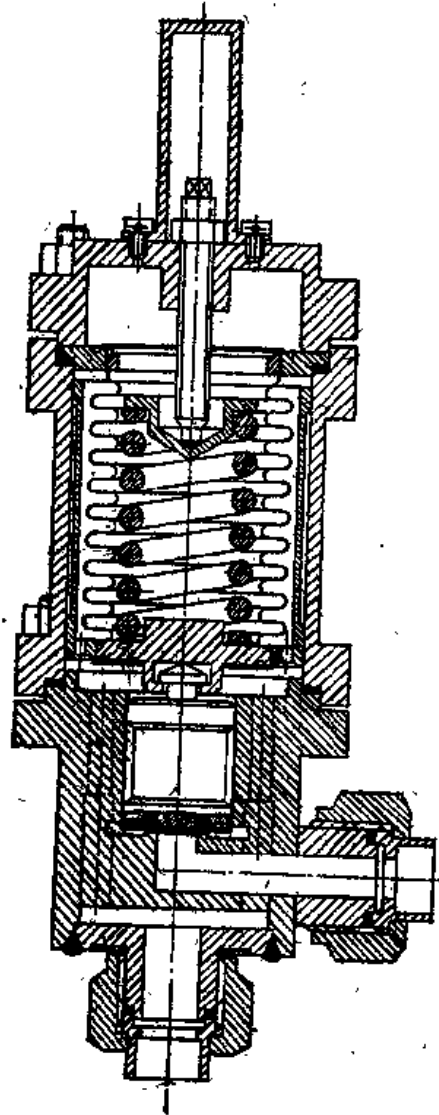


图5.3 公称通径 $D_v = 15$ 毫米的安全阀，适用于工作压力 $p_p = 8$ 千克力/厘米²和 $t_p \leq 50^\circ C$

在这里利用了自密封原则，即利用工作介质的压力可将滑阀紧紧压在阀座上，而弹簧只用来补偿工作介质在工作压力下作用在波纹管的有效面积上的作用力。当系统内的压力大于工作压力时，由于波纹管与阀瓣的面积相差很大，使得阀瓣开始提升；当达到全启压力时，阀门就达到全开位置，保证了所要求的排放能力。

阀门由不锈钢08X18H10T制成，在滑阀上的密封环由聚四氟乙烯制成。这种类型阀门的敏感元件可采用薄膜式或活塞式。

这种结构的缺点是，由于敏感元件的直径大，所以它的质量和尺寸也大。除此以外，由于压力超过16千克力/厘米²时，要求使用多层波纹管或刚度大的薄膜，所以它们的实际应用受到了限制。

通常杠杆-重锤式安全阀在核电厂很少使用，主要是用来做脉冲——安全装置的脉冲阀。它们的缺点是，当重锤动作时，阀瓣对阀座产生强烈的冲击，能使密封表面变形。由于杠杆铰链上的摩擦，会降低整定的阀门动作值的灵敏度并增加其误差。

在核电厂采用直接动作式安全阀的主要限制是它们的排放能力低，不超过120—130吨/小时。

5.3 脉冲安全装置

核电厂的单机功率不断地增长，使得必须制造出流量相当大的安全阀。例如，对于功率为1000兆瓦现有的反应堆装置，要求阀门的蒸汽流量200—800吨/小时或更大。这种蒸汽流量可由脉冲安全装置排放出去，它是由大通径主阀和小通径副阀——直接作用脉冲阀组成。

根据规程^[19]，在容积补偿器、汽水分离汽鼓、一回路的其他容器以及在蒸汽发生器上，只能安装脉冲安全装置。根据加载方式，它们可分成由工作介质控制的脉冲安全装置，带辅助控制（带电磁铁，气体加载，水力加载）的弹簧式脉冲安全装置和先导式安全装置。

由工作介质直接控制的脉冲安全装置。根据动作原理可分成两组：加载式——它的副阀（脉冲阀）动作时，介质向活塞增加载荷，主阀开启；卸载式——当副阀动作时，介质降低活塞的载荷，使主阀开启。脉冲安全装置由主阀和副阀（脉冲阀）组成。脉冲阀应是直接作用式，直径不小于15毫米，并配备有用于开启或关闭的电磁驱动机构。

从大功率沸水反应堆装置的主蒸汽管道上排放蒸汽，采用公称直径 $D_0 = 250/400$ 毫米，工作压力 $p_0 = 80$ 千克力/厘米²和工作温度 $t_0 \leq 300^\circ\text{C}$ 的脉冲安全装置。当阀门动作时，它的蒸汽可以排放到大气中去，也可以排放到任何低压容器中去，例如，排放到压力约为12千克力/厘米²的鼓泡冷凝器的水位以下去。

在图5.4中示出蒸汽流量近700吨/小时的脉冲安全装置的主阀。它做成从两侧向阀瓣供汽和供压。在工作状态时，靠介质的压力将阀瓣紧压到阀座上，并产生关闭件所要求的密封度。滑阀壳体的密封表面堆焊上一层合金LH-6和LH-12M。阀体与阀盖连接密封是靠带中间引漏的填料自密封部件来保证。为了增加对阀瓣的压力和防止运输时密封表面的损坏，在阀盖与压盖之间安装上弹簧，它能部分地补偿动作时阀瓣的冲击载荷。

带内孔的活塞杆通过主阀轴线焊至出口管接头上。活塞与活塞杆刚性固定。在阀瓣上装有导向衬套。活塞和衬套管之间用填料密封。阀门动作原理如下：当压力增长到动作压力 $p_{n.}$ 时，脉冲阀开启，压力为 $p_{n.}$ 的蒸汽进入到活塞腔内，作用在活塞上的作用力显著地高于压在阀瓣上的力，从而阀瓣被提起，即主阀动作。当压力降低到回座压力时，脉冲阀关闭。蒸汽从活塞腔经过活塞杆下部的孔排放出去，于是主阀阀瓣回坐到阀座上。阀门关闭时的缓冲作用，靠对排放孔进行孔型设计来实现。

阀门入口管接头的直径为250毫米，而出口管接头的直径为400毫米。阀门与管道连接采用焊接，主阀靠公称通径 $D_0 = 20$ 毫米，工作压力 $p_0 = 80$ 千克力/厘米²和工作温度 $t_0 \leq 300^\circ\text{C}$ 的副阀（脉冲安全阀）（图5.3）来控制。工作介质经过过滤器供到滑阀的下部。过滤器是由

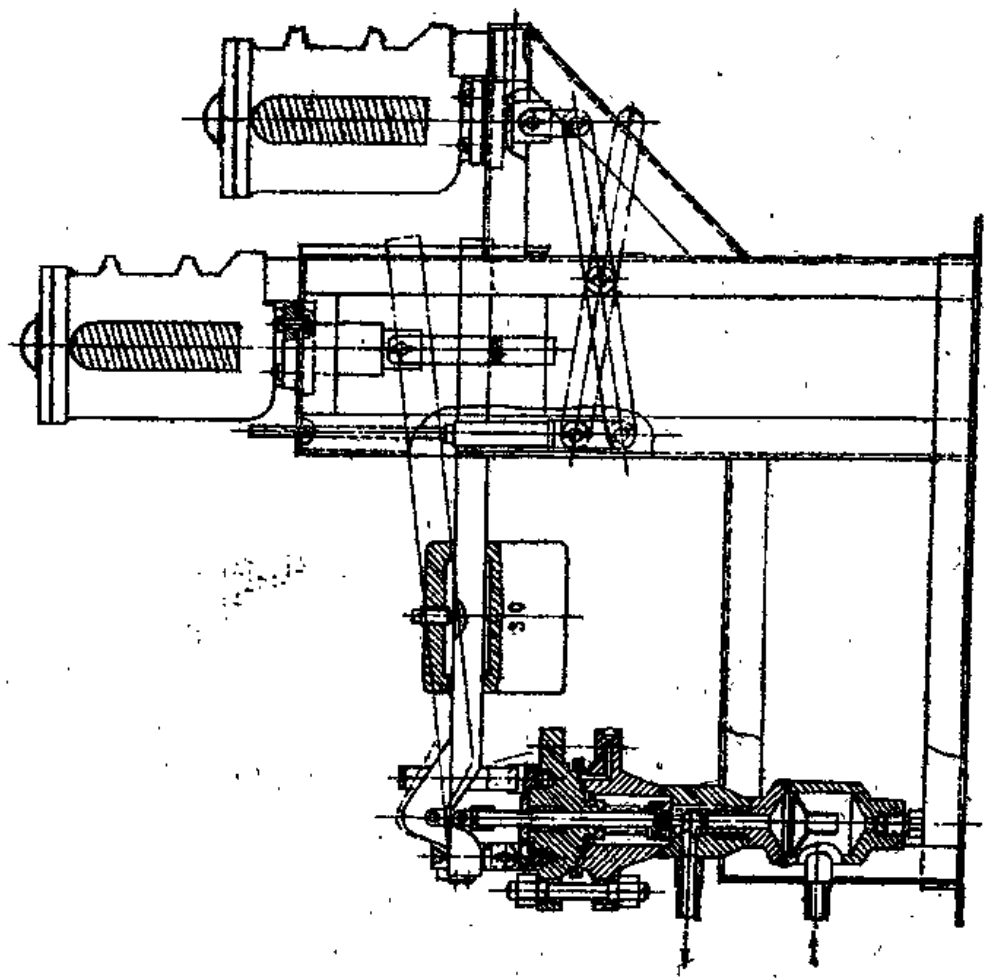


图5.5 直接作用的杠杆-重锤脉冲安全阀

公称通径 $D_r=20$ 毫米, 工作压力 $P_p=80$ 千克力/毫米².

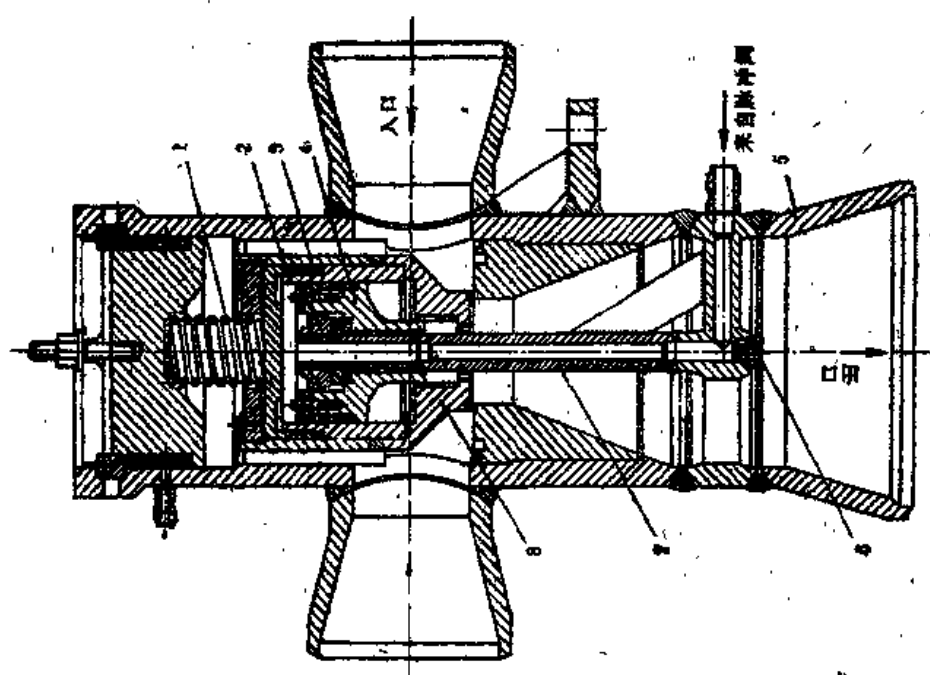


图5.4 脉冲安全装置的主阀

- 1——弹簧; 2——导向套; 3——填料; 4——活塞;
- 5——出口管接头; 6——排放孔; 7——活塞杆; 8——阀瓣。

外壳、滤网和引入管等组成的旋风分离器类型的。安装过滤器是为了过滤固体颗粒（氧化铍、沙粒、焊瘤），如果它们落到阀门的密封面上，可能破坏关闭件的密封性。阀杆靠波纹管密封阀体与阀盖靠垫片密封并在外围焊上一圈 Ω 密封焊，在垫片与 Ω 焊之间有导漏排入脱气器。在阀体和滑阀的密封面上堆焊一层合金UH-6和UH-12M。

调整阀门的工作压力靠调节杠杆上载荷的位置来实现。杠杆与阀杆借助于棱柱用铰链连接。按照规程^[10]，有两电磁铁KMII-4供阀门中途开启或关闭使用。它们的铁芯与杠杆用铰链连接。当电磁铁接通电源时，上提或下压杠杆，开启或关闭阀门。磁铁安装在刚性框架上，此框架与阀体和过滤器结合在一起。脉冲阀应安装在周围介质温度不高于70°C的房间内，以便保证电磁铁的正常工。作。

类似于 $D_1 = 250/400$ 毫米的结构，但工作压力 $p_0 = 12.5$ 千克力/厘米²的脉冲安全装置，也安装在上述快速作用减压装置6py-4上。当公称通径 $D_1 = 250/400$ 毫米的主阀动作时，压力为80千克力/厘米²的蒸汽排放到鼓泡冷凝器内，水在其中产生沸腾，压力上升得很快。为了保护鼓泡冷凝器，在其中安置了公称通径 $D_2 = 600$ 毫米、蒸汽流量为400—450吨/小时的脉冲安全装置，当压力 $p_{\text{act}} = 12.65$ 千克力/厘米²时开启。

图5.6示出这种脉冲安全装置的主阀。它做成活塞驱动的正常关闭切断阀类型。活塞的直径

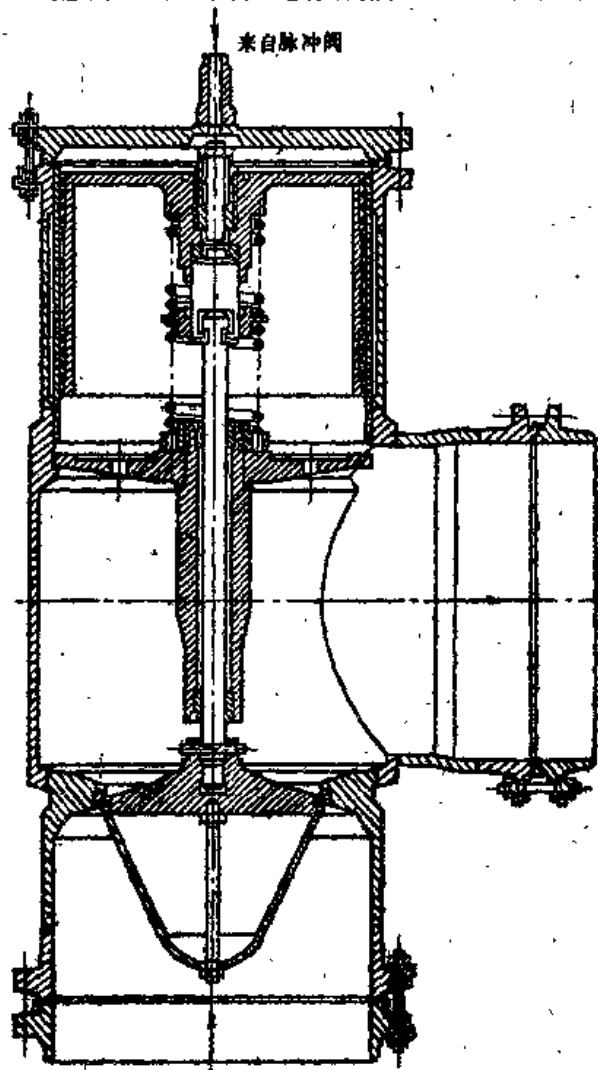


图5.6 公称通径 $D_2 = 600$ 毫米的脉冲安全装置主阀，用来保护鼓泡冷凝器，其动作压力为 $p_{\text{act}} = 12.65$ 千克力/厘米²

做得比滑阀的直径稍大一些，以使当活塞腔内的压力为(0.5—0.6)工作压力值时，保证主阀能可靠地动作。

脉冲安全装置的原理图示于图5.7。当鼓泡冷凝器内的压力升高时，两个脉冲阀动作，蒸汽进入主阀的活塞腔内，蒸汽作用在活塞上的力大于蒸汽作用在阀瓣上的力和弹簧力的合力，活塞向下移动，主阀开启，排放出过剩的介质。当压力降低时，脉冲阀关闭，供给主阀活塞的介质也停止，在介质对阀瓣的作用和弹簧的作用下，主阀关闭。

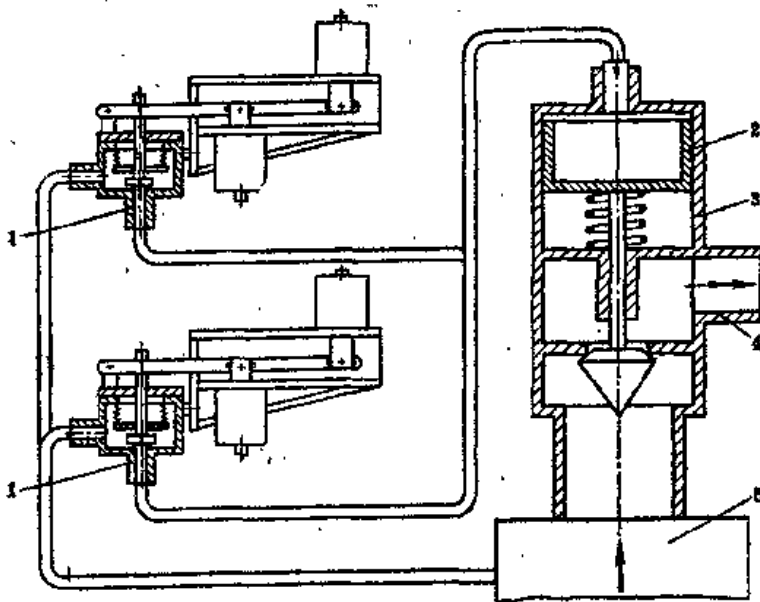


图5.7 保护鼓泡冷凝器的脉冲安全装置原理图

1——脉冲阀；2——主阀活塞；3——阀体；4——排放管接口；5——鼓泡冷凝器。

剩余蒸汽从上活塞腔沿活塞与阀体间的缝隙进到主阀排放管接口内。活塞上的迷宫式密封在脉冲阀开启时大大减小了泄漏量，这能保持活塞腔内的压力接近于动作压力。应当考虑尽可能地减小从鼓泡冷凝器到脉冲阀、又从脉冲阀到主阀这一体系内的流体阻力。供汽系统的复杂化和供汽管道的加长都能导致活塞腔内压力的降低和主阀动作可靠性的下降。

为了提高主阀的排放能力和改善它的通流部分，阀瓣做成从锥面圆合体过渡到半球体的形式。为了避免活塞移动时被擦伤，在圆筒内压入青铜套筒，而铸钢活塞的导向表面用牌号为C.07X25H13的电焊条进行堆焊。阀瓣对阀座的严密配合靠活塞与阀杆的铰链连接来保证。阀体与阀盖的连接靠安放在切口内的铜垫片来实现密封，同时增设了一道Ω密封焊。为了提高强度、硬度和耐磨性，阀体和滑阀的密封面堆焊一层合金IIH-6和IIH-12M。为了对阀门留有拆装和检修的可能，提货时提供对接法兰，安装时将此法兰与现场管道焊接起来。阀门与对接法兰的连接，在安装时还要加一道密实焊缝。

脉冲安全装置中的脉冲阀示于图5.8。它是直接作用式杠杆—重锤式安全阀，介质通到阀瓣的上方。采用双层波纹管做敏感元件。压力供到滑阀和波纹管上。在工作压力下，介质作用在波纹管上的作用力，靠重锤杠杆来补偿，这样一来，在关闭件上的密封即可由介质作用在阀瓣上的工作压力来保证。当压力升高到给定值时，由于波纹管 and 滑阀的有效面积不同，使阀杆向上移动，阀门开启。当压力降低时，在杠杆上重锤的作用力，使阀瓣压向阀座，阀

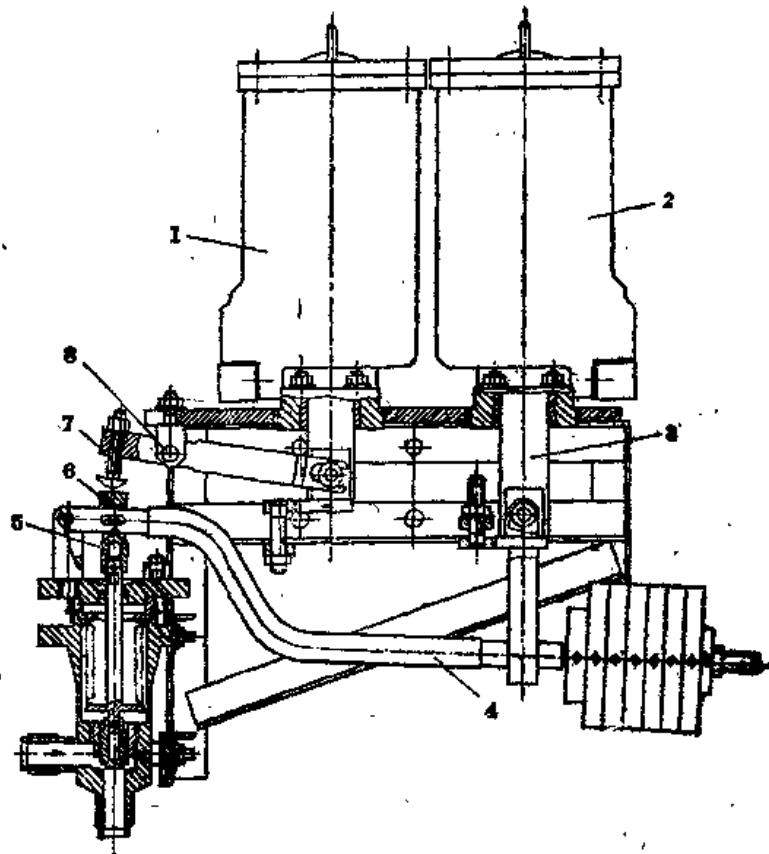


图5.8 脉冲安全装置上的杠杆-重锤式脉冲阀

门关闭。

关闭件的密封由锥体来完成，在它的表面堆焊上一层高稳定性的合金。滑阀由压入阀体内的青铜衬套导向。为了有可能将阀门调整到不同的压力下工作（用于鼓泡冷凝器或脱氧器上），杠杆的一端车上螺纹，而重锤做成带内螺纹孔的圆盘。用作重锤的每个圆盘重5—10千克力。阀门可将压力调整到6—12千克力/厘米²时动作，这可通过必要数量的重锤组和它们在杠杆上的位置来达到。调整后重锤由锁紧螺母固定好位置。

按照规程^[10]，脉冲阀装有磁铁KMI供强制开启和关闭时使用。磁铁安装在固定于阀体的框架上，这样一来，当它们断开电源时，杠杆4、棱柱5和搭板6之间的间隙大于阀瓣的行程，即阀门作直接作用式安全阀使用。如果需要产生一个辅助力供密封用或者用以强制关闭阀门时，接通磁铁1的电源，铁芯被吸，杠杆7围绕轴8转动，选好间隙将滑阀压到阀座上。当需要强制开启阀门时，使电磁铁2通电，铁芯3吸进磁铁内，杠杆上提，阀门开启。电磁线圈是经过电触点式压力表接到电路上，压力表整定在(1.05—1.1)工作压力的范围内开启，(0.9—0.95)工作压力的范围内关闭。这样即使在工作介质不能使脉冲阀动作的情况下，电磁铁也能使它强制动作。

这种脉冲安全装置与过去所阐明的装置相比，其优点在于主阀的结构简单，因为这里省去了活塞的密封部件，这会提高阀门的动作可靠性。在上述脉冲管路和活塞腔内，必须维持一定的温度，以使在脉冲阀动作后，在这些地方蒸汽不会冷凝，否则会显著地增加活塞腔内

达到动作压力所必需的时间，结果使主阀的动态特性变坏。

类似的脉冲安全装置安装在大功率沸水堆装置的脱氧器和汽水分离器上。^{*}

带辅助控制的脉冲安全装置 上述脉冲安全装置成功地解决了大流量蒸汽的排放问题，并保证了主阀多次动作后的密封性能，但是它们动作的精确性和回座压力完全取决于脉冲阀。为了提高动作的精确度和缩小动作压力和回座压力之间的值域，研究了一系列带补充加载装置的安全阀，加载可以用电磁铁、气动或液力来完成。带补充加载的安全阀作用原理是：作用到阀杆（阀瓣）上的除弹簧力产生的必要载荷外，为了克服工作压力下的介质的作用力，还要加上补充载荷，并能在达到动作压力时自动去除。

磁力补充加载是由电磁铁产生的，它在阀瓣关闭时始终与电路接通。公称通径 $D_n = 25$ 毫米、工作压力 $p_r = 0.15 - 2.7$ 千克力/厘米²的脉冲阀就是这种阀门，它与大功率沸水堆核动力装置上的汽水分离器的主安全阀配套使用。这种脉冲阀是带波纹管密封的直接作用、普通杠杆-重锤式安全阀，介质从滑阀的下方供给。当工作压力在 $0.15 - 2.7$ 千克力/厘米²的范围内，超压的绝对值非常有限，根本不能用以既保持良好的密封，同时又保证阀门的全开。正是为了解决这个问题，阀门装备了电磁铁。电磁线圈通过电触点式压力表接在电路上，当达到动作压力时，压力表切断电路，电磁线圈断开电源，去除了补充加载，这时阀门就像直接作用式普通阀门一样动作。为了事故备用起见，又设有电磁铁，用以强制开启阀门。

在国外，在作用原理相类似的阀门上，电磁铁直接安装在阀杆上，在磁铁上始终保持着

电压，形成辅助载荷。如图5.9所示，当系统的压力升高时，在电磁铁线路上的触点式开关动作。动作后，磁铁线圈断电，于是阀门就像普通弹簧阀一样工作。

由于系列产品的电磁铁的行程和作用力都很小，因此这类安全阀仅限于公称通径不大和工作压力不高的条件下使用。

带气动补充加载的直接作用式弹簧安全阀的结构中装有差动活塞。弹簧的作用力按阀门在工作压力下应关闭，但并不用以保证关闭件的密封这个条件来选定的。为保证密封所必需的作用力是靠压缩空气产生的，气压供到活塞的上部空腔，并且在达到动作压力后能自动排放。利用测量精度足够高的波登氏弹簧管作动作压力的发送器。它们具有控制节气门，以根据

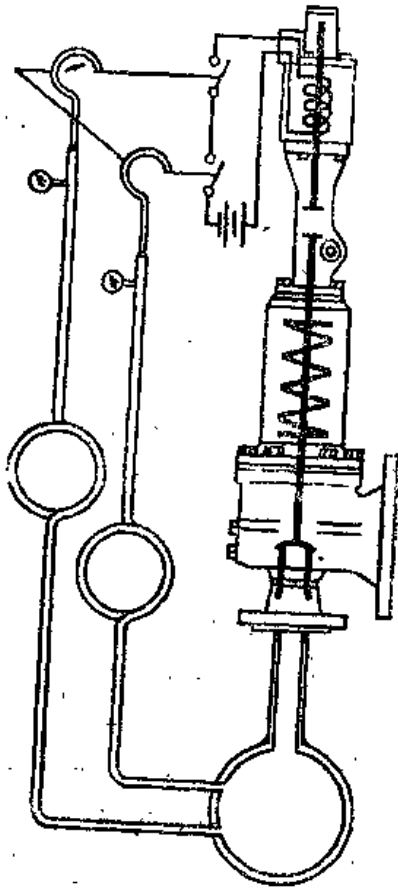


图5.9 带电磁铁补充加载的安全阀工作系统图

*) 原文误为过热蒸汽分离器。——译者注

系统内的工作介质压力来降低或提高控制用的空气压力。西德“包博——列捷尔”公司生产的这种阀门结构和控制原理系统示于图5.10。压缩空气供到活塞的下侧，并部分地减轻弹簧

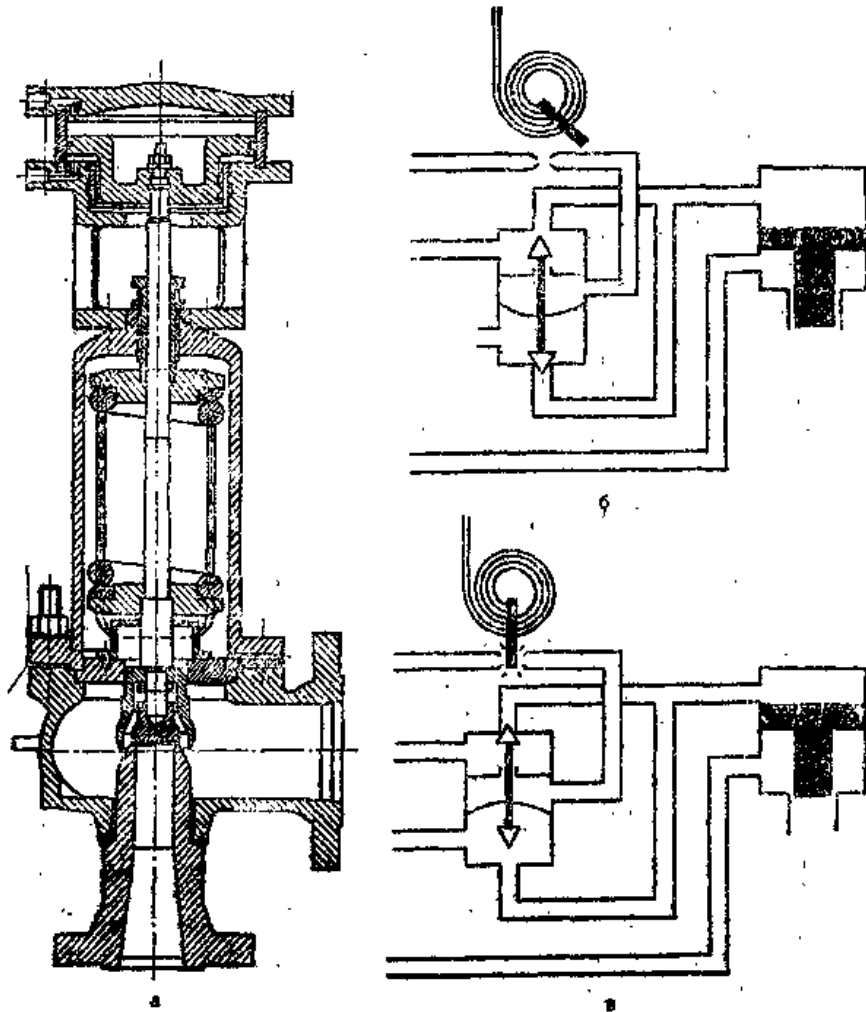


图5.10 气动先导式安全阀（包博-列捷尔公司）

a——阀门装置；b——控制系统图：阀门的开启状态；c——控制系统图：阀门的关闭状态。

的载荷，可调整阀门动作的精确度。当供气系统出了毛病时，它可像普通直接作用式阀门一样动作。为了提高气动补充加载的排放可靠性，备有三套脉冲发送器的平行系统和三条压力排放管线，它们的每一条都能保证在其他二条不能工作时完成全部排放。众所周知，由于弹簧丝的截面受到限制，对于排放能力大的阀门就不能采用圆柱形螺旋弹簧。蒸汽流量为720吨/小时量级、压力为43千克力/厘米²的带一组盘形弹簧的阀门也由该公司生产。固定一组盘形弹簧不用导向套筒，这就避免了阀门在开启和关闭时，弹簧和导向套之间的摩擦。通常大流量的安全阀都是采用电动-气动补充加载的方式。

按这种原理工作的还有液力补充加载的安全阀，它们是利用液体作加载介质。虽然它们迄今尚未在核电厂上采用，但在西德的热电厂已作为减压阀和启动阀获得了应用。为了提高这种阀门的可靠性，应由三条互相独立的控制管线来进行加载，这时，每条管线应能保证有完全卸载的能力。

带补充加载的阀门具有下列优点：减小动作压力和回座压力之间的值域，甚至在小流量

时也能可靠的排放；以及在压力低于动作压力时，也能实现强制开启阀门。

带先导装置的安全阀 在脉冲安全装置的各式各样的结构中，有一种结构是这样：在主阀的滑阀中所有必要载荷都是由恒定外部能源，如高压压缩空气所产生的。压缩空气从高压系统经过先导装置通向主阀的滑阀，造成所需要的作用力去关闭主阀，并保证必要的密封度。当系统内达到动作压力时，压缩空气靠先导装置能自动排放，于是阀门就开启了。

为大功率沸水堆PBMK-1000装置的气体回路，设计出了一种先导式安全阀结构(见图5.11)，它是由公称通径 $D_n = 400$ 毫米、带活塞传动的主阀、先导分配装置和先导装置的传动机构组成的，先导传动机构做成隔膜式执行机构的形式。为了关闭阀门，利用压力为 45 ± 5 千克力/厘米²的空气，将其通入活塞。作用在活塞上的力将阀门保持在关闭状态，并在系统的工作压力下保证关闭件所要求的密封性能。主阀的入口管接头与隔膜式执行机构的上部空腔用小管相连接。这样，介质的工作压力始终作用在隔膜上。在工作介质的正常压力下，隔膜式执行机构的弹簧作用力将隔膜保持在上部位置，这时，通过分配装置，活塞传动与控制用的压缩空气相连通。

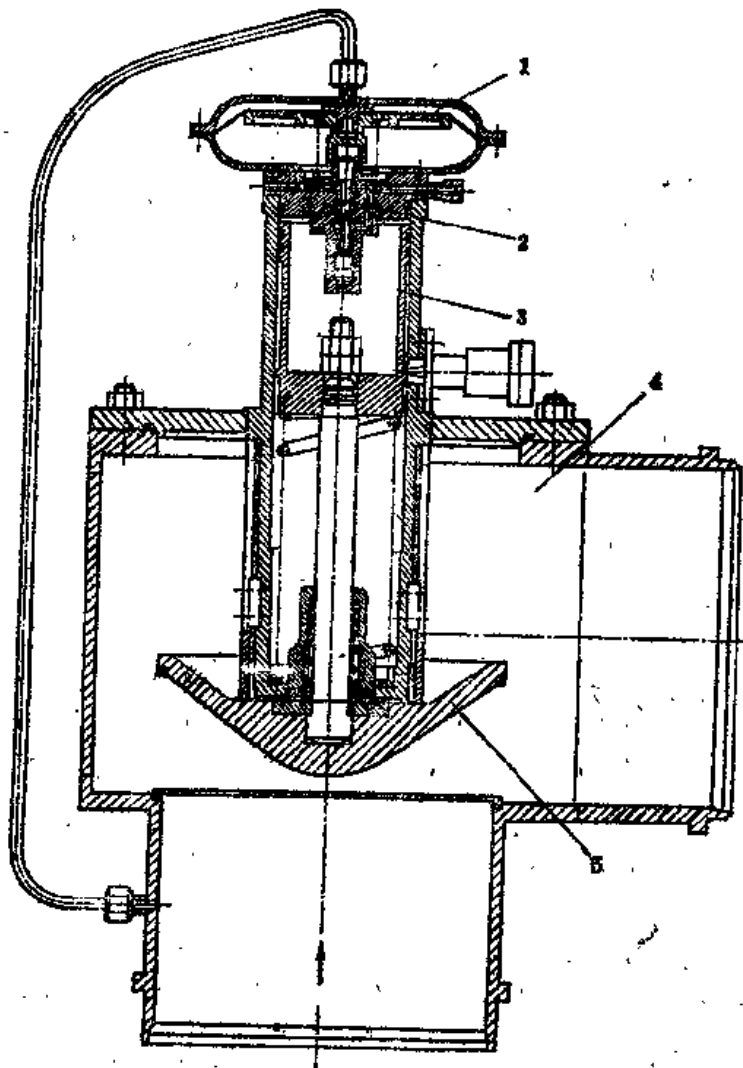


图5.11 公称通径 $D_n = 400$ 毫米、带先导隔膜式执行机构的安全阀，
用于大功率沸水堆PBMK-1000的气体回路。

1——隔膜式执行机构； 2——先导分配装置； 3——活塞； 4——主阀； 5——主阀阀瓣。

当工作介质的压力上升到超过规定值时，克服弹簧力后隔膜下移，并关闭分配装置。压缩空气从活塞上部切断，活塞的上部空腔与排放管线相连通。活塞上方的压力下降，主阀在工作介质的压力作用下开启。为了将移动的阀瓣-活塞组件维持在上部位置，在活塞下设有弹簧。阀门的开启-关闭位置由终端限位开关给出信号。

研究了安全装置的主要结构后，可以做出这样的结论：在核电厂的小功率系统上，主要采用并将继续采用直接作用式波纹管弹簧阀门和带辅助电磁或气动加载的弹簧阀门。对于要求排放能力大的安全装置的系统和容器，用自身介质控制的脉冲安全装置，以及带辅助气动或液力加载的安全装置是最有前途的。

5.4 防爆膜装置

所有类型的安全阀的共同缺点，是它们对污垢的敏感性，并可能导致关闭件密封的破坏并出现泄漏。尽管采用了所有可能采用的措施来提高安全阀的密封性，但在美国“西滨港”核电厂（压力为140千克力/厘米²的压水反应堆）上，总泄漏量竟达132千克/小时，而且安全阀造成的泄漏占去了主要部分。

对于那些极不希望介质泄漏的系统和容器，采用防爆膜装置最为合适，薄膜在爆破前不仅可以完全密封，而且爆破动作迅速（对于任何直径的薄膜，其动作时间为0.002—0.003秒），这是它的最主要的优点。

根据规程⁽¹⁰⁾，如果由于生产性质或由于容器内介质的作用，使用安全阀不能可靠地工作时，那么容器应安装安全防爆膜，当容器内的压力升高超过工作压力25%时即自行爆破。如果在安全阀与防爆膜之间能有检查薄膜状态是否良好的装置时，那么安全防爆膜可安装在安全阀之前。

现今在核动力装置上防爆膜装置采用得还较少，但不论是在单回路还是双回路核动力装置上，为了避免放射性蒸汽泄漏，可以预期安全防爆膜会获得广泛的应用。例如，在单回路核动力装置上，防爆膜适合于安装在脱氧器的快速动作减压装置的安全阀前，以及安装在保护鼓泡冷凝器及脱氧器和排水扩容器的安全阀之前。在双回路核动力装置上，防爆膜装置宜于一回路安全阀之前。安全阀和防爆膜在一起工作时，就能达到完全密封，保证在事故压力上升时排放介质，以及当压力降到允许值以下时能关闭容器。

按动作原理防爆膜装置可分成两组，

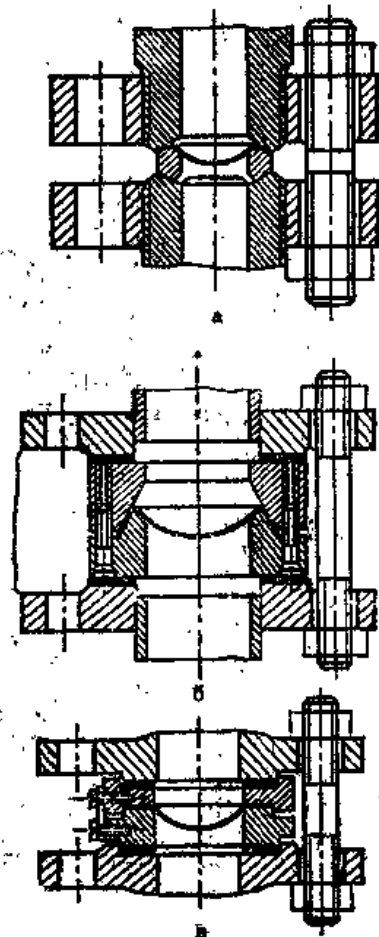


图5.12 防爆膜装置上薄膜固定方式的典型方案
 a——透镜形夹紧装置；b——锥面形夹紧装置；
 c——环形平面夹紧装置。

由于介质的工作压力升高而使薄膜爆破的防爆膜装置，

当系统内的压力达到事故压力时，靠自动动作的传动机构强制爆破薄膜（用切口或刺孔方法）的防爆膜装置。

一般采用的薄膜有两种类型：平面型和凸面型。当压力来自凸面的下方时，薄膜则直接爆破。如果压力供给到凸面的上方时，则当压力达到动作压力值时，薄膜首先向外凸起，然后再行爆破。通常在爆破压力的60%左右时，薄膜能承受长时间的载荷，当采用特殊结构时，能长时间承受爆破压力的80%。后一种结构一般要做成双层膜，下膜由薄箔做成，用来构成密封腔，而上膜是由穿孔薄板制成的，用来确定压力的爆破动作值。

为了保证薄膜能及时爆破，在固定薄膜时，必须防止把它压在法兰而下，否则爆破压力会显著地提高。另一方面还应当注意到，出口法兰一侧的内支承边缘应磨钝，否则会发生过早切破薄膜的现象。

图5.12示出低压、中压、高压防爆膜固定方式的典型实例。防爆膜的结构和主要安装要求在参考书^[8]中给出。

对于可靠性要求高，而动作压力比工作压力超出又不甚显著的系统，可应用带强制爆破的防爆膜装置。图5.13示出公称通径 $D_n = 400$ 毫米带强制爆破的防爆膜装置的结构，它用于

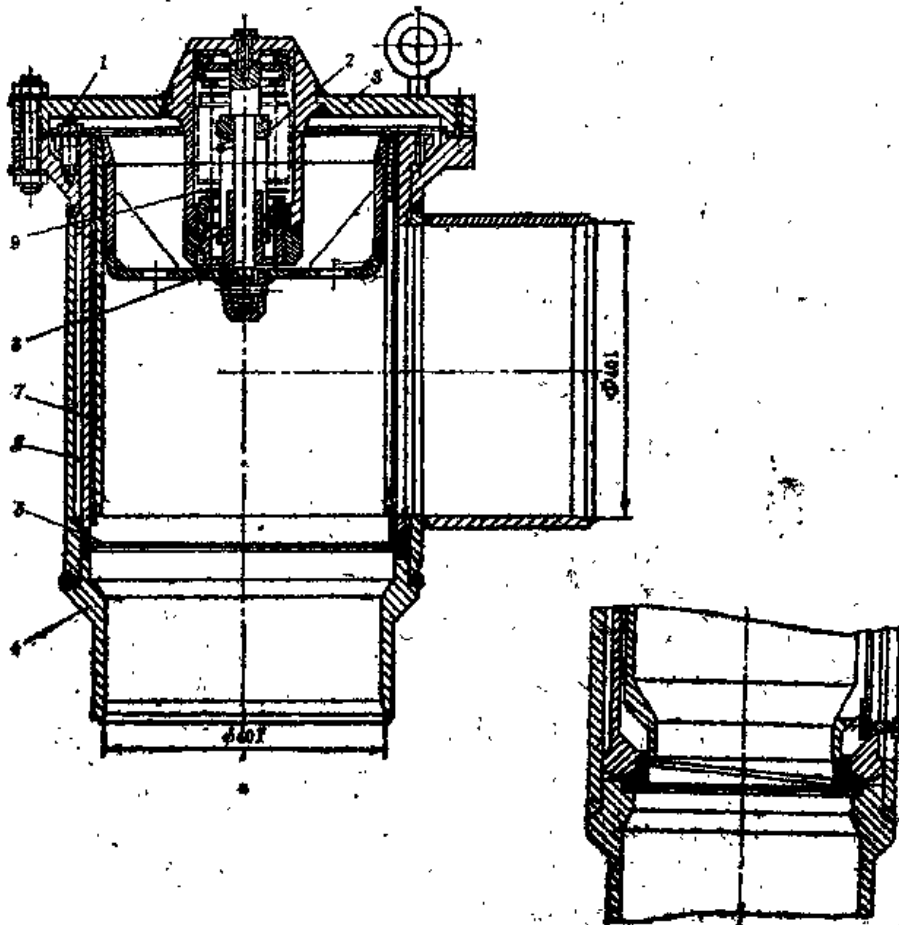


图5.13 公称通径 $D_n = 400$ 毫米、带强制爆破的防爆膜装置

1—装置的结构；6—爆破部分；1—膜片夹紧装置的螺钉；2—弹簧；3—顶盖；4—壳体；5—膜片；6—压紧筒；7—挤压筒；8—轴杆；9—波纹管驱动。

大功率沸水堆 (PBMK) 核动力装置的气体回路上。在壳体与压紧筒的两锥形密封面之间夹着平面膜片,锥形密封面上堆焊一层硬质合金,靠螺钉 1 来保证膜片必需的压紧力。在压紧筒内放进挤压筒,它的导向表面和剪切刀刃堆焊上硬质合金。挤压筒靠轴杠与装在顶盖内的波纹管驱动装置铰链式地连接在一起。壳体与顶盖的连接用铜垫片实现密封。膜片由耐蚀钢制成。在正常工作状态时,在波纹管驱动装置内没有压力。弹簧力将轴杠保持在上部位置上。当系统内的压力达到动作压力时,通过气动四通分配器,压力自动地进入波纹管驱动装置,挤压筒向下移动,剪切刀刃切断膜片,打开截面以排放过剩介质。

防爆膜的主要缺点是:爆破后,介质的排放实际上不受约束,即系统成为无保护的。当允许这样的情况发生时,如在一次性作用的系统上,安装防爆膜装置优越性最大。

对大多数系统来说,排放过剩的介质是极其不希望的,这时,如上所述,防爆膜要和安全阀一起安装,或者两个防爆膜平行地安装,在它们之间设三通截止阀。当装置工作时,一个薄膜处于压力下,而另一个薄膜靠三通截止阀与系统隔断,当第一个薄膜爆破后,三通截止阀切除爆破过的薄膜,而将系统转换到完整的薄膜上。在这以后,爆破过的破膜就更换新膜。必要时,可将三通截止阀接入自动控制系统,当系统压力降到给定值时,使系统自动切换到完整的薄膜上。

第六章

保护阀和分相阀

6.1 保护阀的功能

保护阀如同安全阀一样，用以防止所在系统发生事故工况。保护阀与安全阀的区别在于：安全阀在压力超过规定值时开启，并排放出过剩的介质，而保护阀则当所要监督的参数超出规定值时自行关闭。

保护阀可分成自动动作和受控保护装置两种，自动动作保护阀包括止回阀和切断阀。保护装置由快速切断装置（快速切断阀、闸阀和停汽阀）、敏感元件（它反映受控参数的变化并给出执行信号）和驱动机构（气动、液动和电动，用以移动切断装置的阀瓣）所组成。

保护阀的结构和切断阀（闸阀、截止阀等）的相类似，但其不同的特点是快速动作，因此，通常装有活塞驱动或电动驱动。有时，在预先压紧的弹簧作用下关闭。制造快速动作阀公称通径 D_n ，可达700—800毫米。

6.2 止回阀

止回阀（或单向阀）是保护阀的一种类型，用来防止管道内的流体倒流，在所有的给水管母管上，止回阀安装在要求供水设备（反应堆，蒸汽发生器，蒸发器等）的前面，当运行条件改变（在系统内的某一个设备压力降低）时投入工作。在图6.1上给出使用止回阀的一个实例。在这里带执行机构的切断阀安装在泵的入口管道上，而止回阀安装在它的出口管道

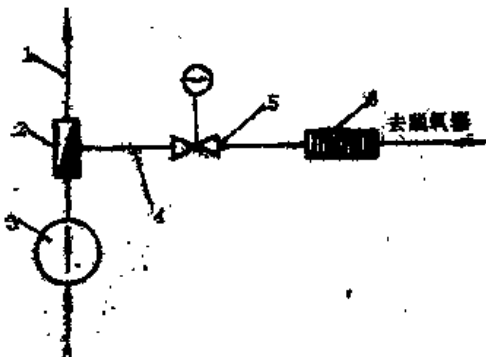


图6.1 止回阀安装示意图

1——给水管路；2——止回阀；
3——泵；4——卸载管路；5——电
动切断阀；6——节流装置。

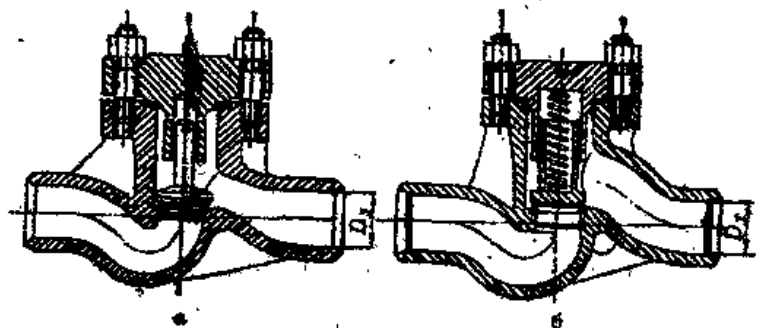


图6.2 无弹簧升降式止回阀 (a) 和带弹簧的升降式止回阀 (b)

上。泵一旦停运并出现倒流时，止回阀就自动动作（关闭），在这以后，闸阀或其它切断装置在关闭件上实际没有压降的情况下进行关闭。

止回阀可以是升降式和旋启式，水平式（用在水平管路上）和垂直式（用在垂直管路上）。它们安装在管路上使介质只能朝一个方向流动，即当阀门在开启位置时，介质运动的方向是从阀瓣的下面向上流动。为了使止回阀对流向改变更加灵敏，并加快它的关闭动作，在阀瓣上装上弹簧或附加重量。但是，这会增加介质在管内流动的压头损失和能量损失。

为了导出反应堆内的剩余释热和维持回路内的温度，使它等于反应堆装置的温度，安装在主回路管道上的止回阀，通常在关闭状态时，允许冷却剂自然循环。为此目的，在某些结构上，止回阀的全关闭只是在倒流大于给定流量时才进行，即使这时，自然循环也不会完全停止。因为在每个止回阀的阀瓣上都设有足够介质循环的小孔。在个别情况下，止回阀用作止回-切断阀。为此，它装有阀杆或其它的能将阀瓣压紧在阀座并将它固定在这个位置的装置。

在所有动力装置管路上的水平止回阀都设有和管路焊接的管接头，垂直止回阀都设有法兰。图6.2给出供中、高参数蒸汽和水的升降式止回阀结构。在现今动力回路上出现了用旋启式替代升降式水平止回阀的趋势。

垂直式止回阀（见图6.3）除了它的主要功用外，还要完成另一个功用——保护泵不发生汽化。为此目的，在阀体上设有专门的接管，它与再循环管路相连接。当水泵正在工作而切断用闸阀关闭或止回阀关闭时，这条管路保证可将水排到脱氧器。为了防止再循环管路上的阀门很快受到浸蚀，装设了减压装置（见图6.1）。

在图6.4上示出公称通径 $D_n = 50$ 毫米的旋启式止回阀，它运用在反应堆装置的回路上。阀体零件是由08X18H10T钢锻压坯料制成的。在密封面和摩擦面上堆焊一层高强度合金，快速关闭圆盘与销轴用铰链连接。为了保证密封，阀门所有不动件的连接都采用焊接。

在大功率沸水堆装置上采用的止回阀是另一种形式的结构（见图6.5）。快速关闭圆盘挂在两个半轴上，半轴的位置相对止回阀关闭件的水平对称轴线有一定的偏心距。在开启位置时，关闭圆盘固定在与介质流动方向成 5° 角的位置，并靠速度头使它保持在开启位置。这种结构具有尺寸小、流体阻力系数低（ $\zeta = 0.5 - 0.7$ ）和关闭时无冲击的优点。

带电动的快速关闭式单向截止阀的工作原理示于图6.6。由于阀瓣靠带切槽板的连杆与电动装置的轴杆相连接，所以快速关闭圆盘可以完全提起或紧压在阀座上，起到止回阀和关闭件的两种作用。

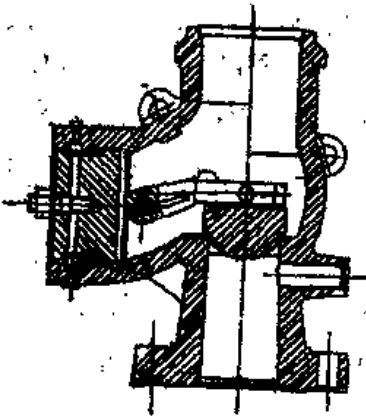


图6.3 旋启式垂直止回阀

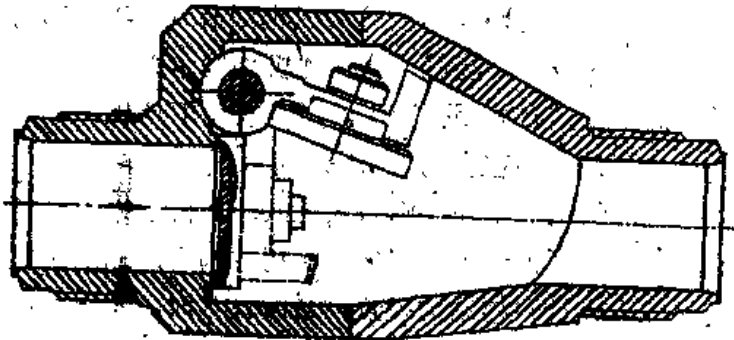


图6.4 由耐蚀钢制成的旋启式水平止回阀

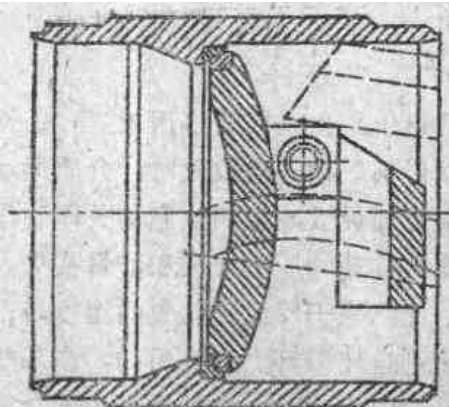


图6.5 无冲击旋启式水平止回阀

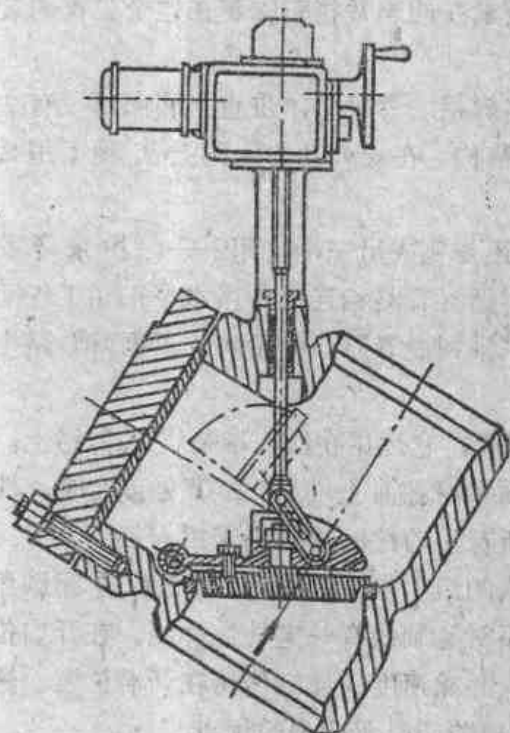


图6.6 带电动切断装置的旋启式止回阀（快速关闭）

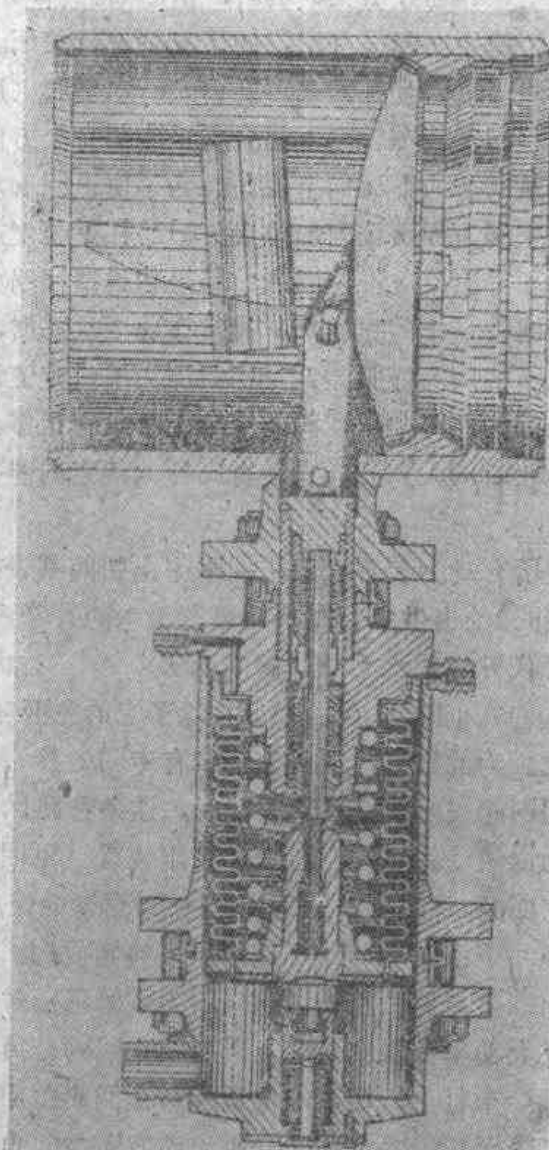


图6.7 带液压切断装置的波纹管式止回阀

对于大功率沸水堆核动力装置（PBMK）的汽轮机，在汽轮机停机的情况下，为确保截断蒸汽管路，采用KOC型波纹管式止回阀（见图6.7），它是一种带液 压强制关闭的阀门。带返回弹簧的波纹管起着活塞驱动机构的作用。当波纹管上部有压力作用时，阀杆处于下降位置，阀瓣固定在关闭位置上。当波纹管驱动机构上的压力降低时，靠弹簧力提起阀杆，快速关闭圆盘脱开并在自动调节工况下工作。

带偏心结构的无冲击旋启式止回阀获得越来越广泛的应用，现在实际上已取代了其它的结构形式。为了创造统一规格和通用的阀门产品，制定了各种尺寸的钢制止回阀系列，当进行阀门结构设计和核动力装置的系统设计时，建议依照以下这些系列：

p_1 (p_2)，千克力/厘米 ²	D_v ，毫米
2,5	1400—2000

64 (40)

25, 50, 65, 100, 200, 300, 400, 600

160 (100)

25, 50, 65, 100, 200, 300, 400, 600, 800

280 (200)

25, 50, 65, 100, 200, 300

当公称通径 $D, \leq 40$ 毫米时, 推荐制造升降式止回阀。当公称通径 $D, \geq 50$ 毫米时, 推荐制造旋启式止回阀。

6.3 保护 阀

属于保护阀的有停汽阀, 关闭阀, 注水阀和自动阀。停汽阀是在事故情况下或特定工艺要求下, 用来快速切断管路, 它的特点就是快速动作。在阀门关闭的瞬间, 靠一组盘形弹簧作用来保证其快速动作。弹簧靠气动或电动来压紧。在电动阀门上, 为了保持弹簧在压紧状态, 利用了电磁铁操纵的磁锁。有时也采用带双向活塞驱动的快速动作停汽阀。

在压水反应堆装置的二回路上, 安装了快速动作停汽阀, 当蒸汽发生器和汽轮机之间的蒸汽管路破裂时, 可在3—5秒时间内关闭管路, 以防止蒸汽从二回路排出。

“苏尔寿”公司生产的快速动作停汽阀的最新结构示于图6.8。它的控制原理图示于图6.9。阀门与活塞驱动机构做成一体, 用蒸汽作为它的控制介质, 阀门的动作时间从1.5秒到10秒。阀门(角阀)的阀瓣做成流线型, 它与活塞推杆相连。活塞在汽缸内移动, 汽缸的上端固定在阀体上。汽缸内表面堆焊一层高强度合金。活塞内设有弹簧, 它的作用方向是关闭阀门。

阀门在开启状态时, 阀瓣处于上部位置, 靠它的上密封圈压紧汽缸凸缘的端面来密封汽缸和活塞之间的动连接。汽缸与阀体和汽缸与阀盖之间的连接靠填充石棉的不锈钢螺旋垫片来密封。在阀内不采用密封填料; 因而对于外部介质保持很高的密封要求下, 显著地提高了阀门工作的可靠性。

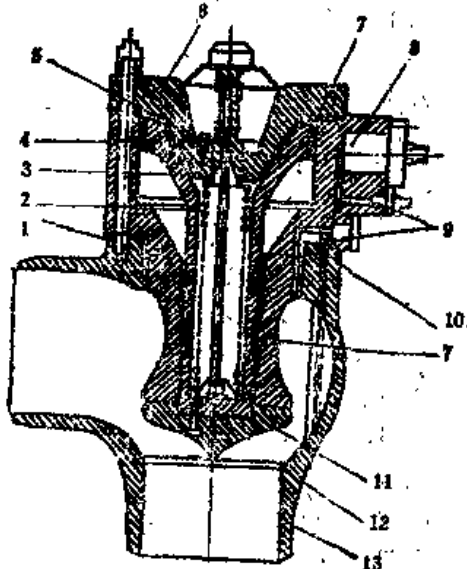


图6.8 “苏尔寿”公司生产的快速动作停汽阀

1——汽缸; 2——弹簧; 3——活塞; 4——活塞升降指示器; 5——螺旋垫片; 6——阀盖; 7——活塞密封圈; 8——调节阀; 9——止回阀; 10——排放管; 11——阀瓣; 12——阀座; 13——阀体。

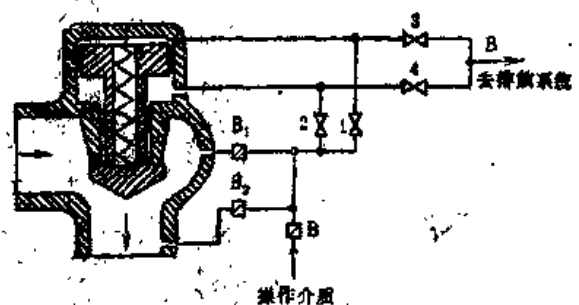


图6.9 “苏尔寿”公司停汽阀的控制原理图

B, B_1, B_2 ——辅助阀;
1—4——控制阀。

阀门的控制靠所在主系统内的蒸汽来完成。当阀内没有压力时，阀门处于关闭状态，弹簧将阀瓣压向阀座。当控制阀 1 和 4 开启而 2 和 3 关闭时，阀门一直处于关闭状态（见图 6.9）。如果仅在入口侧有压力（装置在启动或空载工况时），则控制阀 4 关闭，这时完全没有蒸汽流量或漏流。要想开启主阀，控制阀 2 和 3 应当打开，而 1 和 4 应当关闭。这时活塞上部的压力排走，而蒸汽进入活塞下部，使活塞向上移动，同时压缩弹簧直到阀瓣的上端部碰到汽缸的下端部为止。用在控制上的蒸汽流量并不多，因为在 90% 以上的时间内，阀门都是处于开启位置。通过活塞推杆与汽缸的动连接密封处可能泄漏出的蒸汽，从开启的阀门 4 导出。

在沸水反应堆装置上，阀门 1—4 靠液压驱动用水来控制。在压水反应堆装置上，阀门靠电磁驱动或气动驱动来控制，为了保证有高的可靠性，与阀门 1 并接了一个阀门作为备用，而与阀门 3 再串接了一个阀门。控制阀有机械闭锁装置，它是用两个三通阀和两个两通阀的相互联合来完成。

属于动力装置保护阀的还有注水阀和自动阀。注水阀用来对高压加热器进行事故关闭并同时通过它的旁通管将给水导入蒸汽发生器。例如在汽轮机工作的过渡工况下，当加热器内的蒸汽空间被凝结水充满时就必然出现这种工况。当压力沿系统的管路改变时，此管路上的止回阀用来防止介质流动方向变成相反的方向，而自动阀用来保护注水阀，它们可将注水阀

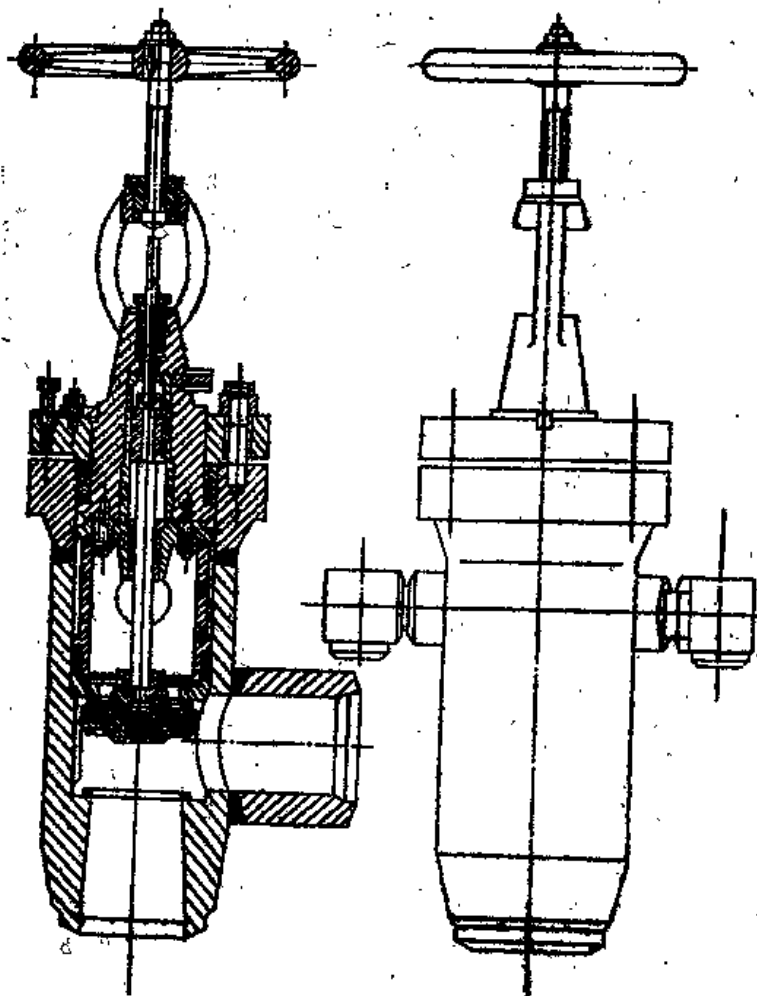


图 6.10 注水阀

活塞下空间内的压力排放掉。

注水阀（见图6.10）安装在加热器给水入口处。它同时起旁通阀的作用。用两根管子将旁通阀的空腔与止回阀阀体的内腔连通起来。由布置在阀盖上部的活塞驱动机构来移动注水阀腔内的阀瓣。阀门靠手轮和带丝杠的阀杆可转换到手动操作，当切除加热器进行检修时，将阀瓣固定在下部位置。止回阀（见图6.11）安装在高压加热器给水管线的出口。在加热器工作期内，靠选择水流的水头维持阀瓣处于开启状态。当注水阀关闭时，沿旁通水管流动的水流，从上部作用于阀瓣，使阀瓣下落到阀座上，于是止回阀关闭。

公称通径 D ，为250—400毫米的注水阀和与它相连的止回阀结构示于图6.12。

自动阀（图6.13）用来排放注水阀活塞下空间内的压力。液压传动自动阀的控制用的是

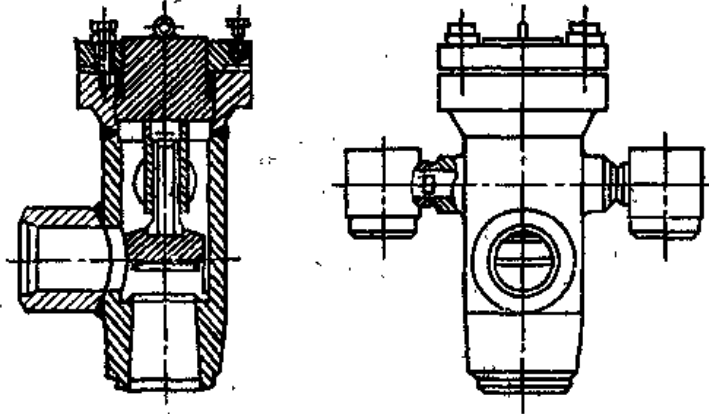


图6.11 直角止回阀

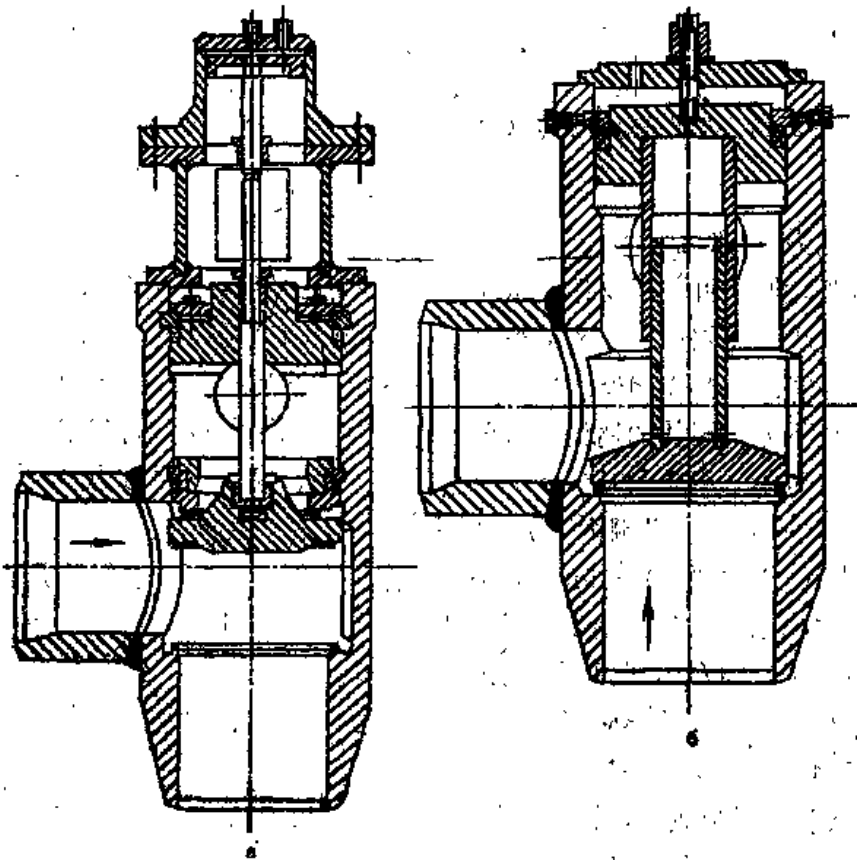


图6.12 公称通径 D ，为250—400毫米的注水阀（a）和与它相连的止回阀（b）

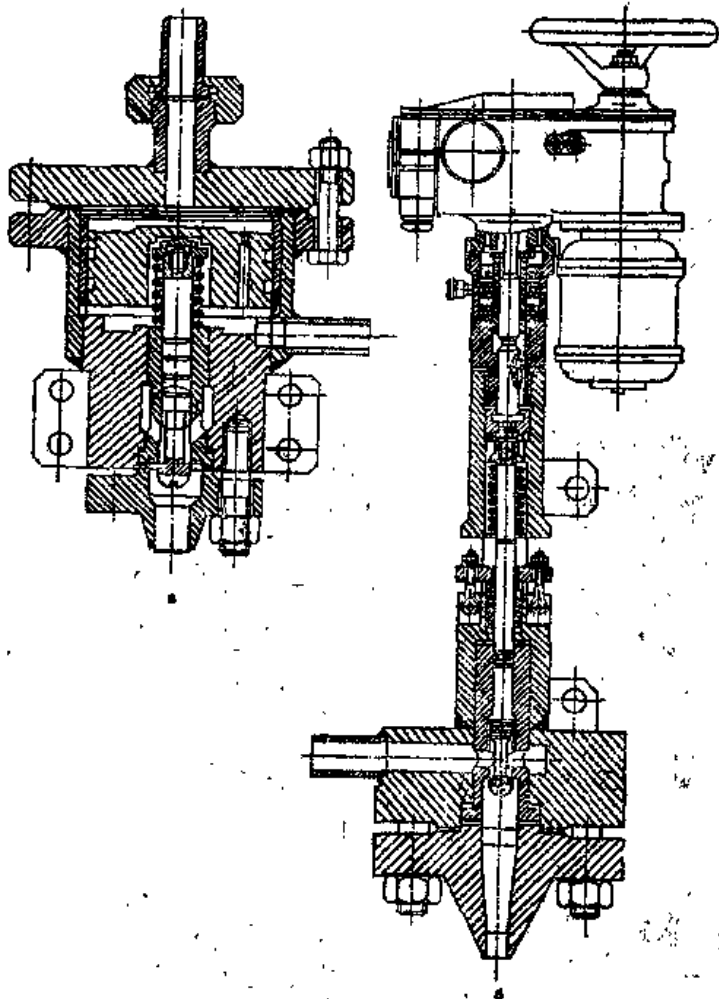


图6.13 带液压驱动装置 (a) 和带电动装置 (b) 的自动阀

水，其压力为12千克力/厘米²。

由于阀门要求随时处于可进行动作的状态，并要求有最短的关闭时间，因此决定采用压缩弹簧的作用力来关闭这些阀门。公称通径 $D_n = 600$ 毫米的这种阀门结构示于图6.14，这是西德公司生产的一种阀门。操作阀瓣的推杆与一套盘形弹簧通过气动活塞和油压缓冲器连在一起。介质供到阀瓣下方。阀体的通流部分要平滑过渡而无滞流区。阀门用压缩空气由气动装置开启，这时弹簧压缩。当空气从气动驱动装置排出后，阀门靠弹簧力立刻关闭。缓冲器能将关闭时间调整到5—30秒的范围内，并防止阀瓣对阀座产生冲击。

图6.15示出公称通径 D_n 为50—150毫米快速动作停汽阀的结构，它们是用在大功率沸水堆核动力装置反应堆部分的循环回路上。这些阀也用于去离子水再生系统。填料密封直流式停汽阀设计压力在10千克力/厘米²以下，并用于污水和泥浆状的介质。选择直流式阀体形状是为了消除滞流区。在阀门的结构上应考虑检修对拆卸内部构件的可能性，而不必从管道上拆下阀体，这就显著地提高了阀门的检修能力。

阀体是由耐蚀钢锻焊制成的，管接头与管道采用焊接连接。为了清洗内腔，焊有衬套。采用金属锥体作为关闭件的密封，密封圈堆焊上合金IIH-12M，阀体与阀座之间的垫片由氟塑料制成。阀杆是靠带中间引漏的双填料密封，填料由聚四氟乙烯做成。在气动装置内，操

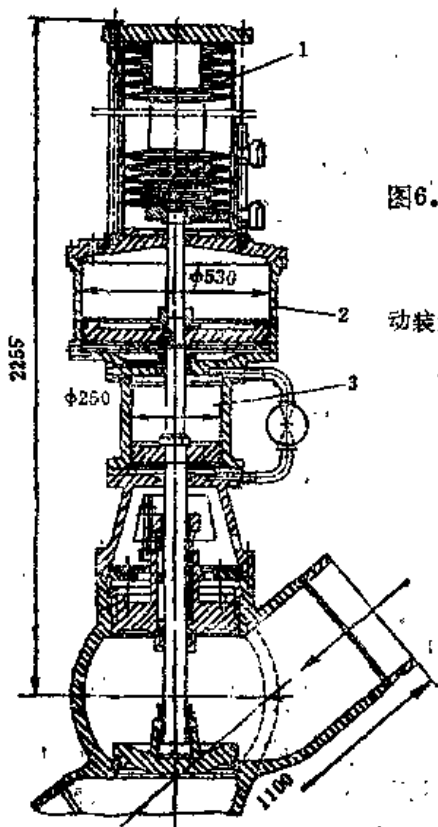


图6.14 带盘形弹簧和气动驱动装置的停汽阀
1——盘形弹簧；2——气动装置；3——油压缓冲器。

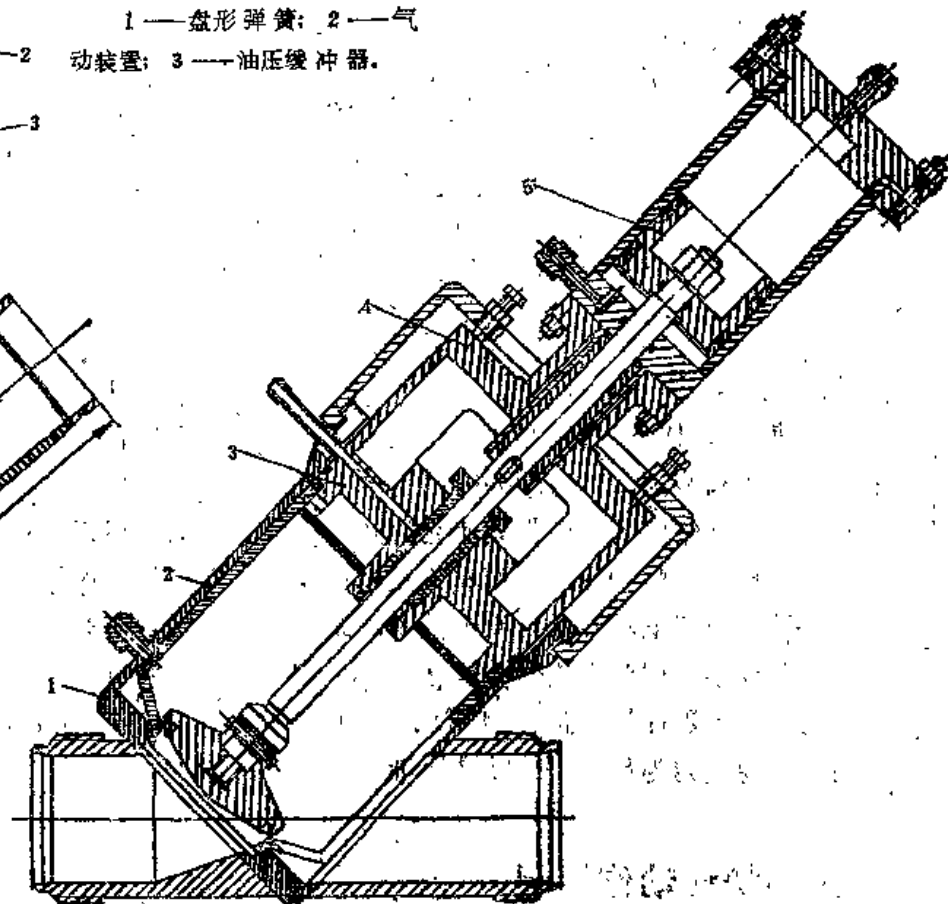


图6.15 直流式快速动作停汽阀
1——阀体；2——阀座；3——填料盒；4——支座；5——气动装置。

作用空气的压力为 47 ± 3 千克力/厘米²。阀门的动作时间(0.1—0.5秒)取决于拧入气动装置的管接头内的衬圈孔径。

当连接仪表的脉冲管破裂时，或在脉冲管路上出现不允许的大泄漏时，为了防止引到仪表的介质排出，设有关闭阀，当介质流速度增加时自行关闭。在图6.16上示出公称通径 $D_n = 15$ 毫米的关闭阀，用来自动切断温度低于290℃的水和蒸汽脉冲管路。它是由两个杯形壳体1和9，中间法兰11和拧紧螺栓6组成，在法兰之间安放了带滚珠轴承的调整螺母部件7。在杯形壳体之间放置的细管10，其外表面车上螺纹，与调整螺母7相啮合，可沿轴线方向移动。细管与杯形壳体之间的空腔用波纹管5使其与外部介质保持密封隔离。在杯形壳体1内安放着设有供介质流通窗口的阀瓣2；它能堵塞细管10一端上的阀座4。

当阀内没有介质流或介质流流速很低时，靠弹簧3将阀瓣保持在阀座的上方。当管道10

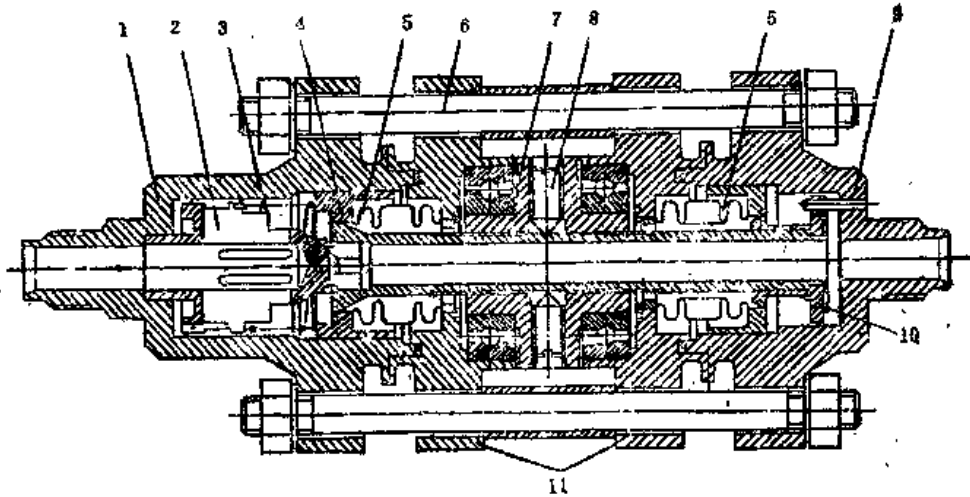


图6.16 公称通径 $D_n = 15$ 毫米的关闭阀

内的介质流速增大时，在阀瓣 2 上产生压力降，阀瓣 2 在这种压力降作用下，克服弹簧 3 的反作用力回座在阀座上，这时脉冲管路就被切断。当故障排除后，关闭阀可以靠阀瓣前后的压力均衡而回到工作位置，或强制使它回到工作位置，为实现后一种情况必须把止动螺钉 8 拧松 4—6 圈，转动调整螺母 7，阀座 4 从阀瓣撤离，在弹簧的作用下，阀瓣从阀座退回到原来位置。然后将阀座重新转回到原来位置，即调整到当达到所要求的介质流速时阀门可自行关闭的位置。校准阀门时在法兰上标注准线，用来给调整螺母定位。

关闭阀的主要零件是由耐蚀钢 08X18H10T 制造的。阀门动作时的水流量为 55—60 升/小时。阀门的流通能力为 $Kv = 1.6$ 米³/小时。

6.4 快速动作闸阀

快速动作的蒸汽闸阀也可用来做保护阀。在图 6.17 上示出带活塞驱动装置的高参数蒸汽闸板阀，利用蒸汽本身做推动活塞的工作介质。在闸阀驱动装置的上部安装了闸板开-关的位置发送器。

在图 6.18 上示出英国“霍普金桑 (HOPKINSON)”公司出厂的快速动作闸阀的原理图。它是用来把蒸汽发生器和汽轮机断开，这种闸阀有两个平行闸板带上、下导向机构，采用活塞驱动装置，它的工作介质为蒸汽。在通常条件下，控制闸阀是采用活塞液压驱动装置，其管线与蒸汽驱动杆的上部相连，当需要进行快速关闭时，把蒸汽从蒸汽驱动装置的上部排走，蒸汽压力作用在活塞下表面，闸阀快速关闭。在这种情况下，液压驱动装置起缓冲器的作用。

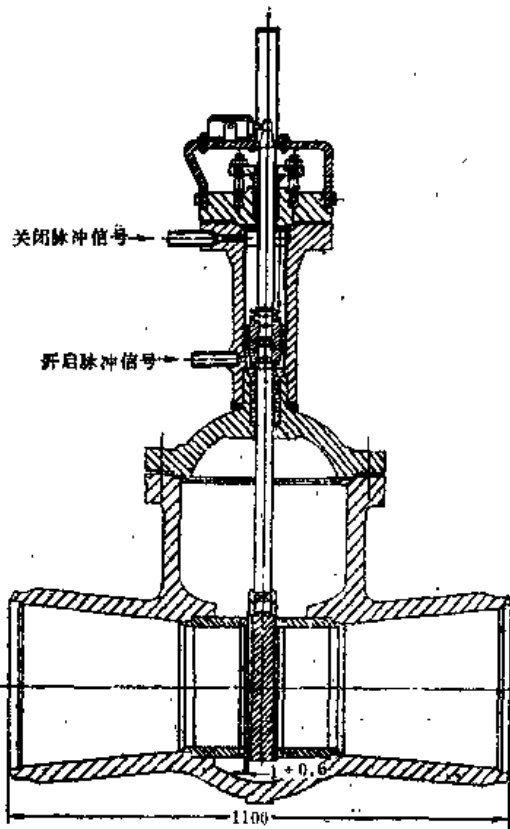


图6.17 带活塞驱动装置快速动作
阀门

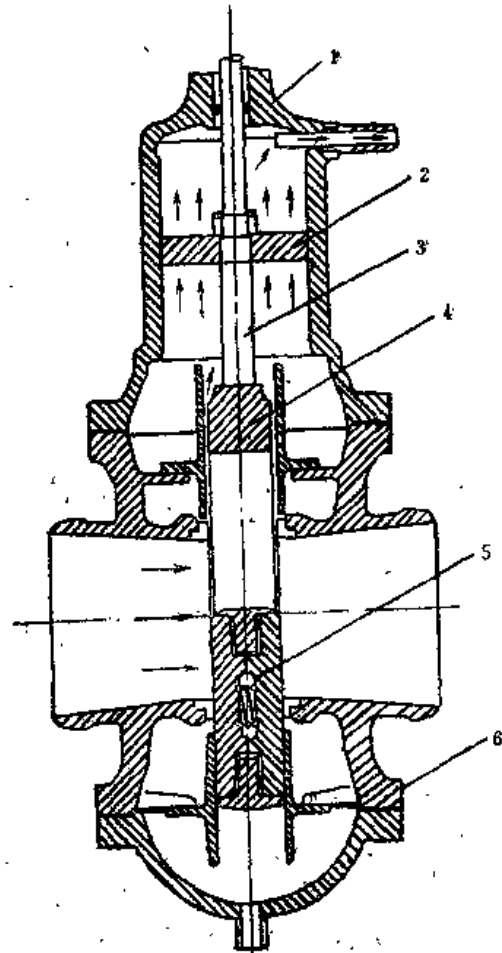


图6.18 “霍普金桑”公司生产的快速动作阀门
1——驱动装置；2——活塞；3——阀杆；
4——闸板拉杆；5——圆盘形闸板；6——阀体。

6.5 分相阀

在核动力装置的分相阀中，主要使用的是疏水器，它是用来自动地排出蒸汽管道内积存的凝结水。它们属于自动作用阀，定期地或连续地工作。在核动力装置上采用定期作用的浮漂式和热动力式疏水器，或带双金属热熔片的疏水器。它们是按流通能力来选取的。

开口浮漂式疏水器（见图6.19）按下述方式工作：蒸汽-凝结水混合物沿水平管嘴进入疏水器阀体内，并充满阀体与浮漂之间的空间。分离出来的凝结水集聚在阀体内的下部，浮漂浮起，关闭垂直疏水管上的针形排出孔。随着凝结水的集聚，水位升高，达到浮漂的上部断面，凝结水开始流入浮漂内，浮漂的重量增加，逐渐失去浮力而下沉，于是开启疏水管的排放窗孔。凝结水在蒸汽压力作用下从浮漂内被排出，此后浮漂的重量又减轻，再次浮起，随之关闭阀座的排出孔。

通常，疏水器装有带截止阀的旁通管路，用来排放蒸汽管道加热时产生的大量凝结水。在这种情况下，凝结水绕过疏水器通过出口排出，因为疏水器的流通能力不够大，它是按稳态运行条件设计的。在核动力装置上，例如当汽轮机启动和停机时，特别是饱和汽轮机，为

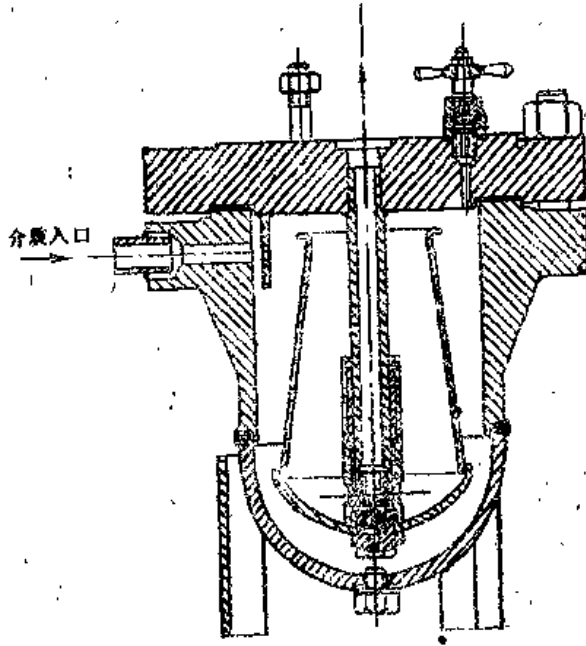


图6.19 开口浮漂式疏水器

了排出大量的凝结水，在疏水器的旁通管路上安装了自动排水阀，当介质的压力降低到低于正常压力时，在弹簧的作用下排水阀开启，压力回升后排水阀关闭。阀门的关闭压力必须选择适当，以使疏水器前所聚集的凝结水在排水阀关闭前都能排出。

浮漂式疏水器的优点是：压力降小而灵敏度高，并且在不清洁的凝结水中，也能稳定地工作。它的缺点是：结构复杂，尺寸和重量都很大。

热动力式疏水器是按照物理上众所周知的所谓空气动力学效应原理，基于蒸汽热动力性质而进行工作的。热动力式疏水器的典型结构示于图6.20。

当凝结水进入疏水器时，阀瓣1在工作压力作用下从阀座2升起，凝结水通过阀座的环形槽进入出口管接头。这时，阀瓣处于浮起状态。当蒸汽进入疏水器时，在阀瓣与阀座之间的缝隙内速度加大，从而静压降低。阀瓣在压力差作用下压向阀座，使阀瓣与阀座之间只留下不大的间隙。蒸汽进入阀瓣上方的腔内，由于阀瓣面积和阀座上的入口孔横截面积之差，将阀瓣压到阀座上，漏汽停止。当出现凝结水时，在阀瓣上方腔内的温度和压力下降，阀瓣提起，凝结水自由地流出，直到蒸汽进入引起阀瓣盖住阀座为止。动作频率取决于蒸汽温度、流通能力和疏水器装置的系统联结方式。

热动力式疏水器的工作主要取决于阀瓣直径和阀座直径之比。这个比值愈小，流通能力愈大。但是，当这个比值小于3时，蒸汽进入后，疏水器就关闭不住，因为作用在阀瓣上的力不足以关闭疏水器。它的动作时间和流通能力取决于阀座上入口孔直径与出口孔直径之比，随着这个比值的增加，动作时间也增加，因为阀瓣上方腔内的压力升高，冷凝时间增大。疏水器开启次数就较少。随着出口孔径的减小，疏水器的流通能力也减小。

除此以外，疏水器的动作时间还取决于密封圈的宽度。密封圈愈宽，蒸汽流道上的阻力就愈大，在上方腔内的蒸汽压力愈小，蒸汽冷凝所需要的时间就愈短。

经研究确定：热动力式疏水器的最佳比值为：阀瓣直径与阀座内的入口孔直径的比值 $D_1/D_2 \approx 3$ ；阀座内的入口孔径与出口孔径的比数 $D_1/D_3 \approx 1.5$ ；阀座内的入口孔径与内封密封圈的

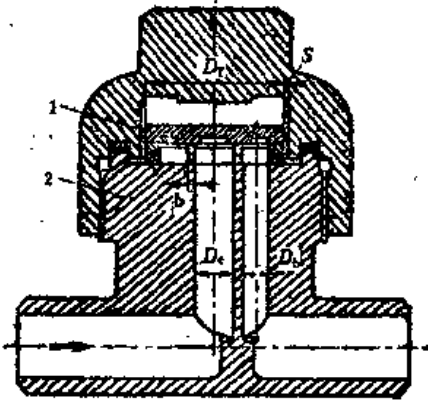


图6.20 热动力式疏水器

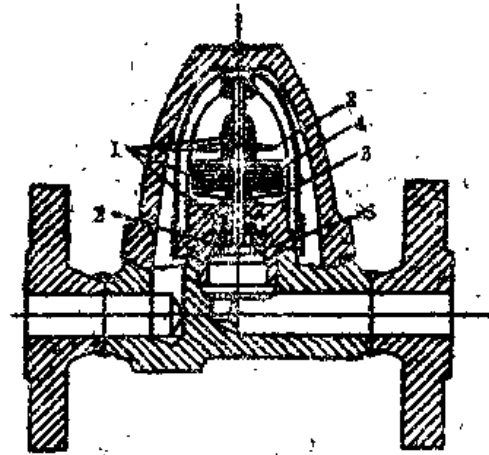


图6.21 热静力式疏水器

宽度比数 $D_2/b \approx 8.0$ ；阀瓣与阀盖间的侧面间隙 $S = 0.5$ 毫米。

热动力式疏水器的主要优点是：结构简单，金属用量少，尺寸最小，造价低。它们的缺点是：入口压力低于1千克力/厘米²时，工作不稳定；在不清洁的凝结水中工作也不可靠。出厂的热动力式疏水器公称通径 $D_1 = 10 - 50$ 毫米，公称压力 $p_1 = 10 - 100$ 千克力/厘米²和工作温度 $t_1 \leq 300^\circ\text{C}$ 。这一系列疏水器的流通能力为 $0.63 - 2.5$ 米³/小时。

带双金属热熔片的热静力式疏水器示于图6.21^[12]。凝结水进入疏水器前，热熔片4使关闭件（阀瓣）2保持在关闭位置上。当凝结水的温度降低时，热熔片的挠度增大，阀瓣2开启。当凝结水流过排放槽5时，产生的水动力提升力，用来开启阀门2。盘形弹簧3和间隔圈1能调节阀门的行程。设有带自动排放阀的旁通管路与疏水器并列。

这种疏水器的优点：压力降不大而灵敏度高，尺寸和重量都不大。但由于具有敏感元件，使得结构复杂，造价昂贵。

第七章

核动力装置阀门的标准部件

7.1 阀体和阀盖的连接

法兰连接

阀体与阀盖的连接型式对于阀门具有重要的意义，它分为可拆卸和不可拆卸连接两种。对于可拆卸连接，能对阀体内腔进行加工，当组装关闭件的零件时能安装密封圈，检修时能研磨密封圈和更换关闭件的零件。可拆卸连接应是坚固耐久，保证装配后的密封，装拆方便，运行可靠。

法兰连接的优点是：装拆简单方便，能采用不同材料和不同截面的垫片，能形成大的为连接密封必需的压紧力，有足够的可靠性。它的缺点是：金属用量增多，尺寸增大，在运行过程中，由于垫片材料的弹性下降（特别由于热循环的结果），使法兰连接的密封性可能遭到破坏，连接零件的热变形或受力载荷改变引起的变形等等。这样，要求在运行过程中经常地监督法兰连接的密封，并在多数情况下，当出现介质渗漏时，需要再拧紧螺母。

低压阀门的法兰连接主要采用橡胶石棉垫片或氟塑料垫片进行密封。在高压阀门中经常采用垫片连接也采用无垫片连接。在高压阀门的法兰连接采用由软钢或镍制成的齿形垫片。当采用纤维垫片时，密封度可达到 10^{-4} [毫米汞柱·升/秒]；非金属垫片（氟塑料等）可达 10^{-7} 毫米汞柱·升/秒；金属垫片（或无垫片）连接可达 10^{-6} 毫米汞柱·升/秒。

根据部颁标准OCT26-07-400-72，聚四氟乙烯垫片运用于下列参数的阀门：工作介质的压力在64千克力/厘米²以下和温度在200℃以内。氟塑料垫片通常做成平面密封圈型使用，其尺寸在表7.1上给出。为了保证连接具有良好的密封性能，氟塑料垫片与密封槽之间的间隙根据垫片的直径而定，它不应大于0.3—0.8厘米。垫片密封面和法兰密封面的光洁度等级应不低于 ∇_6 。当拧紧连接的紧固件时，在垫片上的密封比压应不少于380千克力/厘米²。连接装配后经过24小时，用与第一次相同的力重新拧紧。采用金属垫片上的连接，当拧紧时在垫片上的密封比压应有足够大的值。

由成型耐蚀钢带和橡胶石棉或石棉填料制成的螺旋金属石棉缠绕垫片（见表7.2），由于它们在周期性变化温度和压力的条件下，以及在发生振动和冲击时，具有良好的工作能力，所以获得广泛的应用，它们制成厚度为5毫米和3.2毫米，直径达1600毫米的垫片。根据实验结果，对于公称通径 $D_n = 100$ 毫米的法兰，垫片的最佳宽度为7—8毫米；对于公称通径 $D_n = 100—250$ 毫米的法兰，最佳宽度为9—12毫米。放置螺旋形金属石棉缠绕垫片的密封面，光洁度应加工到不低于 ∇_6 。固紧时垫片上的最小密封比压 $q_{\text{min}} = 320$ 千克力/厘米²。推荐的垫片压缩度约为它的初始厚度的30%，这可用限制圈或一定尺寸的凸凹槽（榫和槽）

表7.1 在阀门上最常采用的氟塑料垫片的尺寸*

外径D, 毫米	内径d, 毫米	外径D, 毫米	内径d, 毫米
60	50	150	135
70	60	170	155
80	70	200	185
90	80	250	230
100	90	300	280
110	100	350	322
120	105	410	380
130	115	490	460

* D=60-300毫米的垫片厚度为2毫米; D=350-490毫米的垫片厚度为3毫米。

来保证。

虽然齿形垫片不能完全保证可靠的密封, 尤其是在热冲击的条件下, 但它们在动力工程上还是获得了广泛的应用。为了达到密封的目的, 需使齿形垫片达到塑性变形。只有当垫片材料硬度比密封件的材料硬度小时, 实验结果表明, 垫片的临界密封比压值基本上不受其承压宽度及齿数的影响, 而仅取决于垫片材料。齿形钢垫片与密封面必须加工到光洁度不低于 ∇_8 。

无垫片连接主要用于公称通径 $D_n = 80-100$ 毫米以内的高压阀门上。对于大的公称通径 D_n , 密封面的研磨困难。为了保证无垫片连接的良好密封性能, 要求有大的压紧力。密封面的光洁度不应低于 ∇_{10-11} , 并保持必需的平面度。连接的密封面宽度根据直径和工作压力来选择。

压紧螺栓的数量是根据保证最大压紧力或工作应力的条件来选取的。而且在相邻两螺栓之间的距离不应大于 $(4-5)d_b$ 。这里 d_b 为螺栓的直径。为了保证密封性, 对于自由加工的密封表面要求比压为屈服极限的1.75倍。但这时对密封面不重新磨合就不能重复使用。在无垫片连接的情况下, 只有当结合面的粗糙度 $R_a = 0.05$ 微米时, 零件装配才可重复利用数十次。虽然重复装配时要求有更大的密封比压, 但还达不到材料的屈服极限。

阀体与紧固件的材料应具有相同的线胀系数, 这一点非常重要。如果它们的线胀系数不同, 则建议采用补偿套管(见图7.1)。

螺母与螺栓应具有不同的硬度。螺母材料的硬度应比螺栓材料的硬度小20-30布氏硬度

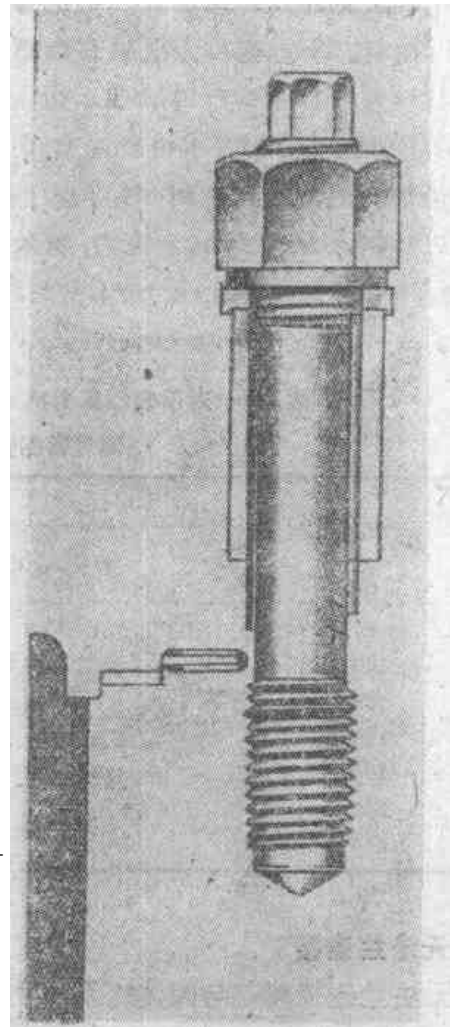


图7.1 带热补偿套管的法兰连接螺栓

表7.2 螺旋式金属石棉缠绕垫片及其应用范围
(按全苏标准OCT26—02—399—72)

介 质	介 质 参 数		材 料	
	千克力/厘米 ² (不大于)	t, °C (不高于)	铜 带	填 充 料
蒸汽, 水	250	450	08 X18H10 T	橡胶石棉Π0H
酸, 碱等	16	250	08 X18H10 T	橡胶石棉ΠЭ
蒸汽, 干煤气	250	600	08 X18H10 T	石棉纸APB-3
任意介质	100	250	X17 H13M2 T	聚四氟乙烯带

值。螺栓和螺母的材料应符合表22上所列的数据。当装配时螺栓螺纹上应涂上含有石墨的润滑剂或主要含二硫化钼的润滑剂。

为了改善螺栓的工作条件, 可利用球面垫片。此外, 建议采用闷盖螺母, 以利于保存润滑剂及更均匀地沿各螺扣分布应力。

拧紧法兰连接的螺母只能用定力扳手。对于特别重要的连接, 压紧力应根据螺栓的伸长量进行控制。不过这种方法只有当螺栓的长度大于150—200毫米时才适用。采用定力扳手时, 其误差在拧紧螺栓时所要求扭矩的±(6—8)%以内。

对于那些外密封要求特别高的阀门, 采用薄片焊接密封——Ω密封焊。在图7.2a示出了法兰连接的薄片焊接密封的结构。而在表9.3上给出它们的尺寸, 这是根据西德标准DIN 2695对公称压力 $p_n = 160$ 千克力/厘米²的阀门提供的。对于高压和大直径的密封连接, 宜于采用圆环型密封焊接连接——Ω密封焊(见图7.2b)。因为平面薄片易于鼓凸起来, 焊缝会破裂。

表7.3 对于公称压力 $p_n = 160$ 千克力/厘米²的阀门, 根据DIN-2695, 薄片密封连接的主要尺寸(见图7.2a)

D ₁ , 毫米	密 封 圈(垫片)		法 兰
	D ₁ , 毫米	D ₂ , 毫米	D ₃ , 毫米
80	88	155	125
100	105	175	145
125	138	215	185
150	161	245	215
200	202	290	260
250	247	355	325
300	244	405	375

无法兰连接

无法兰连接阀盖与阀体的无法兰连接(见图3.12)比法兰连接的金属用量少得多。它主要采用自紧密封原理。这里连接的密封性靠工作介质自身产生的力来达到。填料密封型的连接处或者用软填料, 或者用金属圈进行密封。无法兰连接在动力阀门的闸阀结构上获得了广泛的应用, 但在核电厂装置主回路的阀门上, 这种连接运用得很少。它的缺点如下: 当工作介质压力低或无工作压力时, 供密封用的密封力不够, 从而会发生泄漏。因此, 凡公称通径

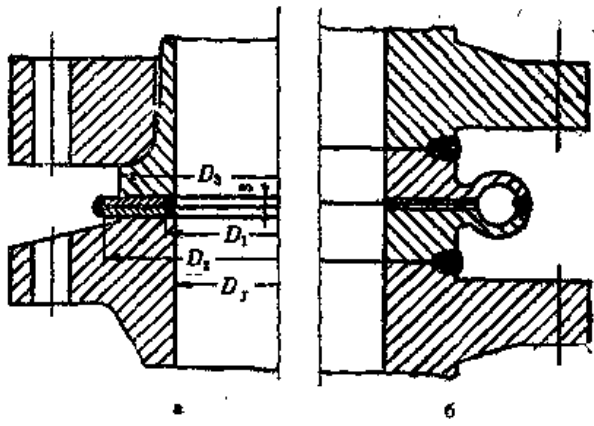


图7.2 法兰连接的薄片焊接密封平面型 (a) 和圆环型——Ω型 (b)

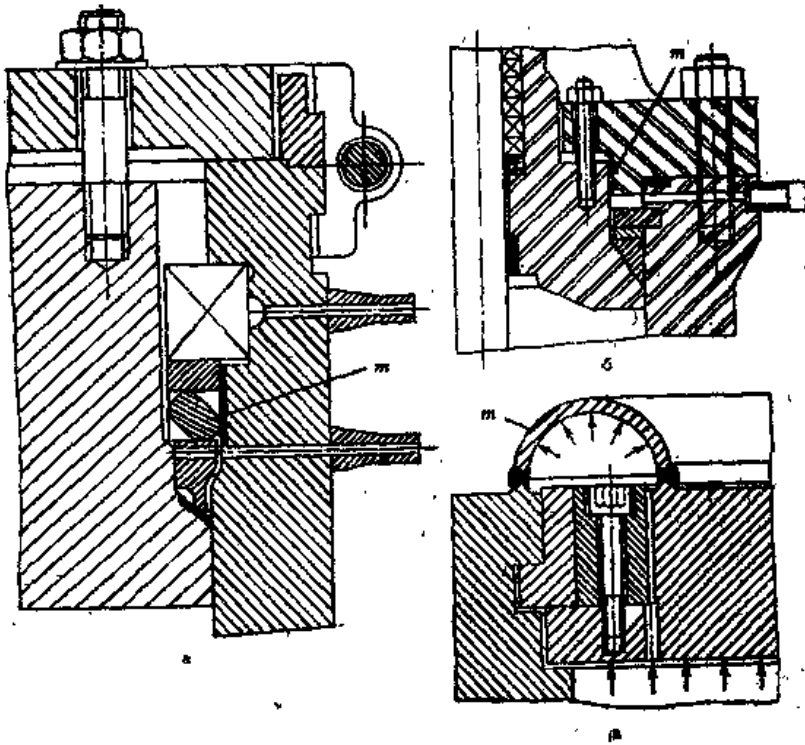


图7.3 阀盖密封结构

- a——具有自紧密封和第二道弹性密封圈m的连接密封；
- b——具有自紧密封和第二道薄壁管密封圈m的连接密封；
- c——具有半圆形截面焊接密封圈m的连接密封。

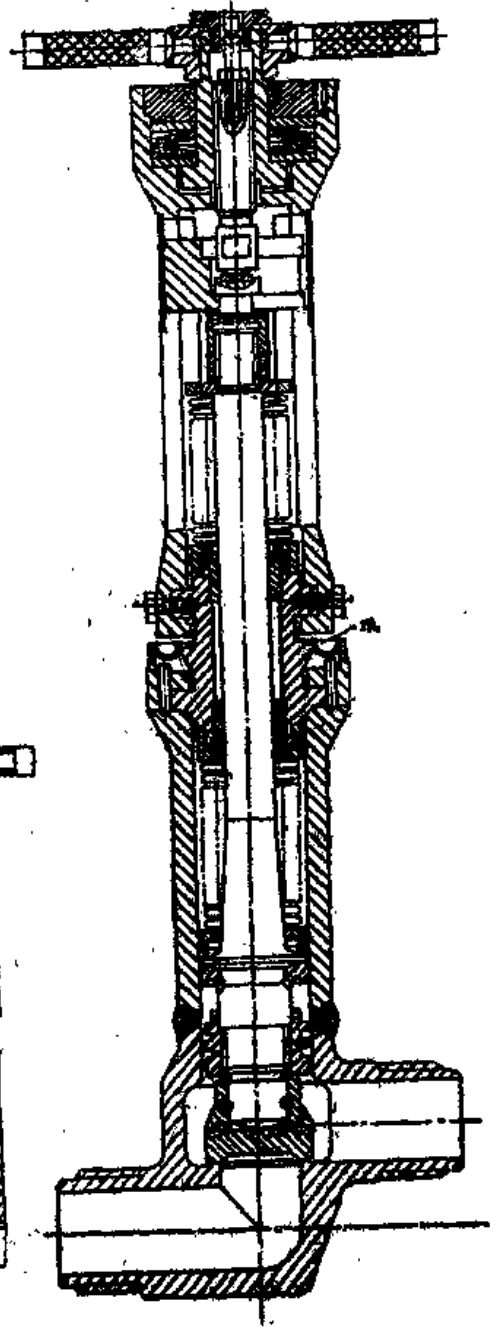


图7.4 用在液态钠上的阀门是靠焊接半圆形截面密封圈m的密封连接阀盖与阀体

$D_1 < 50$ 毫米、工作介质压力 $p_1 < 40$ 千克力/厘米²的阀门，不推荐使用这种连接。对于大直径 ($D_1 > 300$ 毫米) 的阀门，为了保证在无法兰连接处的密封性，需要大直径环型填料和零件，它们的制造和使用同样也会产生一定的困难。

当压紧无法兰连接时，阀盖在高度上没有严格固定的位置，它随着软填料的压缩而移动。这就使备用薄片焊接密封的结构更加复杂。无法兰连接的组装和拆卸比有法兰连接更加复杂和困难，特别是对拆卸而言。此外，排除已出现的泄漏实际上也不可能。

在图7.3a上示出了自紧密封阀盖的结构，它能提高连接的可靠性。靠弹性密封圈 m 能保证阀盖与阀体间的第二道密封，在两道密封之间的空间与引漏系统连接起来。制造密封圈推荐使用铬钢和铬镍钢，并喷镀一层银或其它贵金属。在图7.3b上示出了同样带引漏的自紧密封连接，但第二道密封是靠薄壁管密封圈 m 来达到。

在高温下工作的阀门，宜于把阀体——阀盖部件的密封功能与固值功能分开（见图7.3b）。作用在阀盖上的压力靠扇形块来承受，扇形块的径向位移用固定在阀盖上的螺钉和支承环来阻挡，焊接到阀体和阀盖上的半圆形截面密封圈 m 对连接处起密封作用。用在温度为900℃的液态钠上工作的阀门，阀盖与阀体的连接也根据类似图7.4的原理来完成。

小口径阀门有时做成无法兰连接，阀盖焊到阀体上，而成为不可拆卸的阀门。因此，对于这种阀门的内部部件的可靠性提出了最高的要求。对它们的装配质量、正确的运行、特别是介质的清洁度也提出更多的要求。这种密封形式的缺点是检修时必须切割焊接。当阀门安装在生物屏蔽层下面时，要求专门的远距离切割和远距离焊接工具。

在图7.5上给出了螺纹连接和无法兰连接，采用焊接密封的各种结构方案。按照a和d的形式连接，即使高质量的焊接连接切割拆卸也很困难。为了改善拆装条件，某些外国公司在螺纹表面上采用了各种表面涂层，如镀银等等。

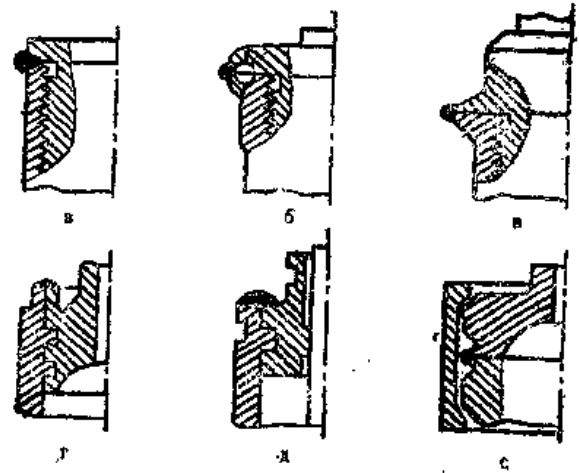


图7.5 阀盖与阀体的螺纹连接(a—b)和无法兰连接(c—e)的几种密封焊接方法

a——对接密封焊；b——圆环密封焊；c——平面端部密封焊；d——端部密封焊；e——端部连接密封焊；f——平面端部密封焊。

7.2 阀体与管道的连接

焊接连接

它是阀体与管道的最重要的连接之一。对它们应提出下列各项要求：如在内压作用下，以及与管道相邻部分的力和力矩作用下的强度要求；在整个运行期间由于热循环和压力变化作用下的密封要求；为了检修或更换新产品而要求定期的拆卸阀门的可能性。在该动力装置条件下，有两种连接方式能满足上述这些要求，即法兰连接和焊接连接。焊接连接的唯一缺点是当拆卸和更换阀门时，必须切割阀门，从而要花费一定的劳动量和时间。对于其余的要求，焊接连接是无可非议的。焊接密封金属用量少，当它高质量地完成时，能保证完全密封，使用期长，可靠性高。这些优点决定了阀门与管道广泛地采用了焊接连接形式。

为了采用焊接连接，在阀体上要有供焊缝用的相应尺寸和形状的管接头。焊接连接应进行检验，并能在必要时将阀门从管道上切割下来的可能性。在图7.6和表7.4、7.5上给出了采用焊接连接的阀门管接头最常使用的修坡口的形式和尺寸。当碳钢阀门与奥氏体钢管道焊接时，或奥氏体钢阀门与碳钢管道焊接时，阀门制造厂应提供与管道钢种相一致的焊接管接

表7.4 碳钢阀门管接头的加工形式 (图7.6)

D _T , 毫米	P _p = 100 千克力/厘米 ²			P _p = 40 千克力/厘米 ²			P _p = 16 千克力/厘米 ²		
	D _p × s, 毫米	D _p , 毫米	加工形式按 OИI513-72	D _p × s, 毫米	D _p , 毫米	加工形式按 OИI513-72	D _p × s, 毫米	D _p , 毫米	加工形式按 OИI513-72
100	108×6	97+0,46	C-23	108×4,5	100+0,46	C-23	108×4,5	100+0,46	C-23
150	159×9	142+0,53	C-29	159×7,0	148+0,53	C-29	159×4,5	—	C-23
200	219×13	195+0,6	C-29	219×9,0	204+0,6	C-29	219×7,0	207+0,6	C-29
300	—	—	—	325×13,0	303+0,68	C-29	325×8,0	311+0,68	C-29
400	426×24	382+0,76	C-29	—	—	—	426×9,0	410+0,76	C-29
600	630×25	582+0,9	C-29	630×25	582+0,9	C-29	630×12,0	608+0,9	C-29
800	828×38	782+0,5	C-12	—	—	—	820×11,0	800+1,0	C-29

表7.5 耐蚀钢阀门管接头的加工形式 (图7.6)

D _T , 毫米	P _p = 200 千克力/厘米 ²			P _p = 100 千克力/厘米 ²			P _p = 40 千克力/厘米 ²			P _p = 16 千克力/厘米 ²		
	D _p × s, 毫米	D _p , 毫米	加工形式按 OИI513-72	D _p × s, 毫米	D _p , 毫米	加工形式按 OИI513-72	D _p × s, 毫米	D _p , 毫米	加工形式按 OИI513-72	D _p × s, 毫米	D _p , 毫米	加工形式按 OИI513-72
10	14×2	10,5+0,12	C-23	14×2	10,5+0,12	C-23	14×2	10,5+0,12	C-23	—	—	—
15	18×2,5	13+0,12	C-23	18×2,5	13,5+0,12	C-23	18×2,5	13,5+0,12	C-23	—	—	—
25	32×3,5	26+0,14	C-23	32×3,5	26+0,14	C-23	32×3,5	26+0,14	C-23	—	—	—
32	38×3,5	32+0,17	C-23	38×3,5	32+0,17	C-23	38×3,5	32+0,17	C-23	—	—	—
50	57×5,5	47+0,34	C-42	57×4	50+0,34	C-23	57×4,0	50+0,34	C-23	—	—	—
65	76×7	63+0,40	C-42	76×4,5	69+0,40	C-42	76×4,5	69+0,40	C-42	—	—	—
100	133×12	112+0,46	C-42	108×7,0	97+0,23	C-42	108×5	100+0,23	C-42	108×5	100+0,23	C-42
150	159×15	133+0,53	C-42	159×9,0	148+0,26	C-42	159×8,5	160+0,26	C-42	159×6	150+0,26	C-42
200	273×25	230+0,60	C-42	219×12	199+0,30	C-42	220×8	208+0,30	C-42	220×8	208+0,30	C-42
300	377×36	312+0,68	C-42	325×16	297+0,34	C-42	325×12	305+0,34	C-42	325×12	305+0,34	C-42
400	—	—	—	—	—	—	426×13	405+0,38	C-42	426×8	410+0,38	C-42
600	—	—	—	—	—	—	—	—	—	630×8	614+0,45	C-42

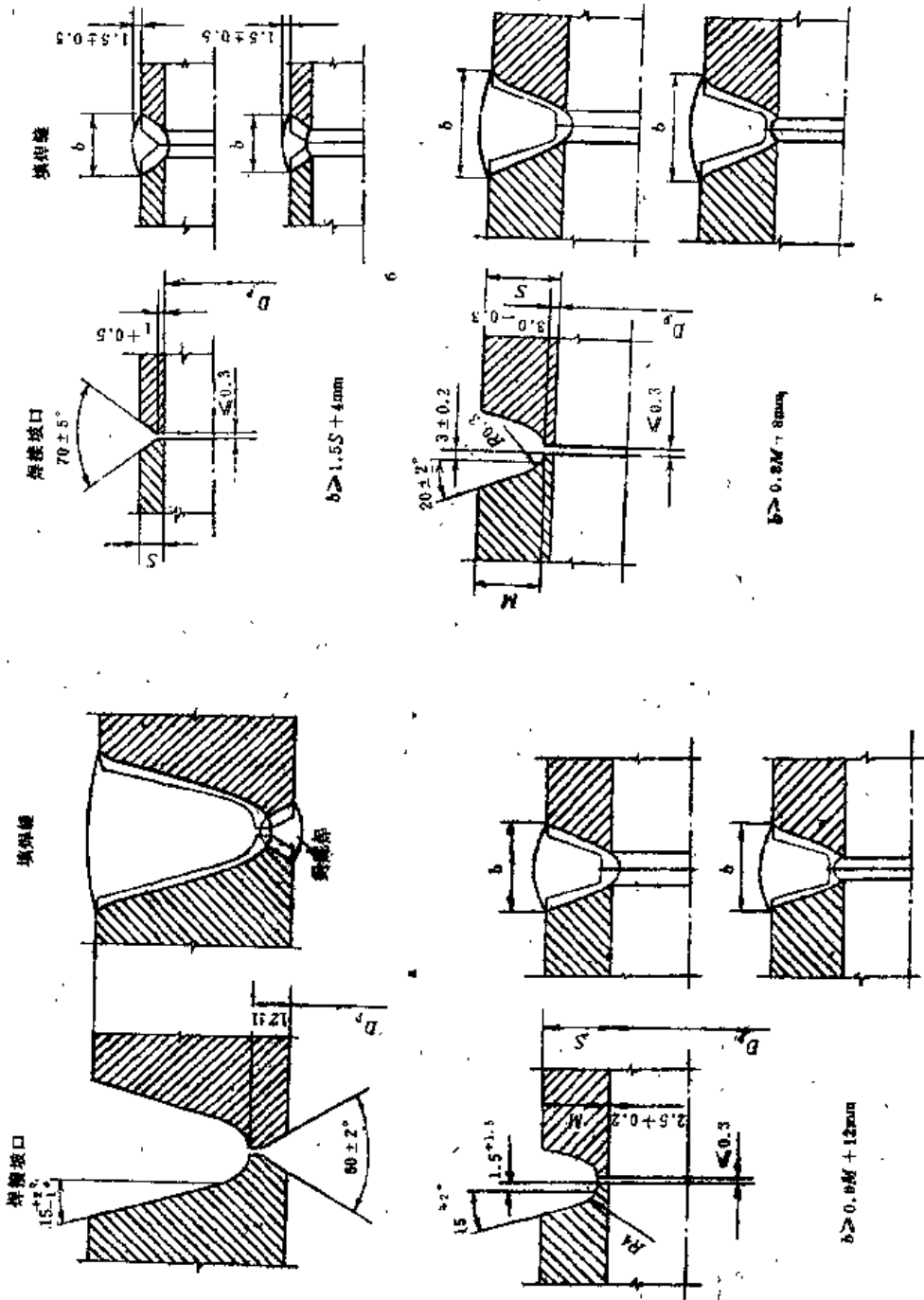


图7.6 焊接连接的类型

a—C-12型; b—C-28型; c—C-29型; d—C-42型。

头，或能与它很好焊接的其它钢种的管接头。

在进行对接焊时，为了防止熔化金属影响光滑的流道，需要在对接焊缝下采用一个衬环。为此，在管口要预先车好环状槽口。对焊管口的具体形式需根据相应的焊接工艺要求来决定。

法兰连接

当规定要求快速更换损坏了的阀门时，就采用法兰连接，而这种情况最常见于安全阀和调节阀、液位调节器、垂直式止回阀等处。当介质的参数低时，采用法兰连接比高参数时更为合适，因为高参数时的法兰尺寸大。阀体与管道连接法兰上所采用的垫片和阀盖与阀体连接的垫片一样。利用螺栓作紧固件。法兰上支承螺母的平面应经过加工。如果密封性要求高，并要求快速更换阀门时，法兰连接应加上一圈O密封焊。这种连接能显著地提高其密封性和降低阀门更换时的劳动量，因为这时仅要求切割密封焊圈，而不象管道焊接连接那样要求切割整个管道。

7.3 填料密封部件

填料密封部件过去是，现在仍然是使用最广泛的阀盖-阀杆动密封装置。尽管有某些渗漏，在不同的方案中，绝大多数的结构仍旧采用填料。俄文“填料函”一词的含义是油环，原因是它一般都是采用浸渍油脂的棉类或麻类作为密封冷热介质的填料。

填料密封部件，或填料函是一个装置，它是由一个带填料箱的外壳（在很多的结构上，填料箱是直接连在阀盖上的）、密封填料、压紧轴套、上填料压盖、填料下衬套或下填料压盖和压紧螺栓或带螺母的螺栓等组成。在工作温度下，在介质中具有物理和化学稳定性的弹性材料可作填料用，如石棉、石墨和氟塑料等，用来制成圆环，并加入起强化作用的绳、网编织物。

即使在填料上经过精心的挑选，但在国外核动力装置的工作实践中，同时在几种产品上曾发生过蒸汽通过填料密封大量泄漏的现象，其泄漏量之大，使得进入工艺房间都受到限制，因而不得不从工艺房间通过多次排出泄漏出的蒸汽，并进行冷却，然后排放到相应的容器中去。当阀门工作在 90°C 以下的水时，可以达到所要求的密封性能。但实际上总会有蒸汽泄漏，因此需采取措施将它送入排放口。例如，由维尼科夫斯基（Вениковский）阀门厂提供的填料密封阀，其允许泄漏量为 $2-8\text{厘米}^3/\text{分}$ ，这量取决于阀杆的直径和阀门的参数。为了减少向外泄漏的量，制成两级填料密封部件，这时形成双重阻力来阻止介质沿阀杆表面流出。同时，填料室的表面可不加双重密封，如图3.4上的结构，也可

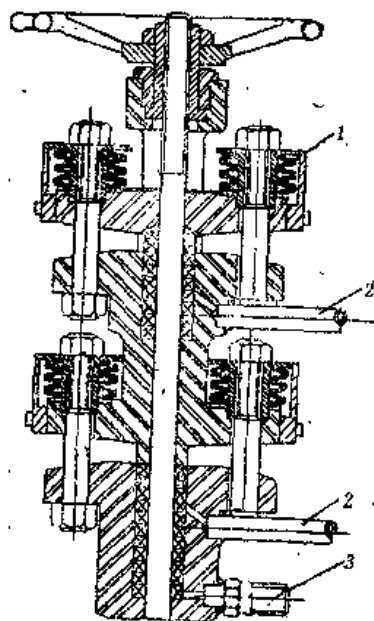


图7.7 带盘形压紧弹簧的两级填料密封
1——盘形压紧弹簧；2——排放管；3——接管。

加双重密封，如图3.7上的闸阀填料函。

图7.7给出带盘形压紧弹簧的两级填料密封装置。靠接管3通入压缩气体或有压力的液体卸出填料，而排放管2是用来引漏的。在这种结构上采用的是阀杆与填料的接触面两级密封，每级填料可以单独的压紧，互不牵连。在图3.7的闸阀填料函内，既采用阀杆与填料接触面的两级密封；同时，又增添了一道填料室表面与填料接触面的密封。为此，在中间压紧部位设有长轴套，它的外表面再用填料密封。

两级填料密封在重要的大口径闸阀结构上采用，同样也采用多室填料的密封，它是按下述方式来工作：从下填料室抽出放射性介质，引向特排系统，将非放射性介质导入中间填料室，以防止放射性介质进入其内。从上填料室抽出非放射性介质，并将它们导入相应的系统。多室填料密封的缺点是维护工作系统复杂，在连接密封上起重要作用的下密封圈不可能压紧，以及填料室的总高度尺寸增大。在填料函的下部设置弹簧可改善其工作条件。

当拧紧螺栓时，填料受到压缩，在其中产生径向力，在它的作用下，填料挤压填料室的壁面和阀杆表面，这样就可阻挡介质通过缝隙流出。但是，当阀杆移动时，连接密封会遭到破坏，并产生泄漏，泄漏量可按下列公式来估算：

$$Q = (k p_r^{-1} / \mu) d_p / dh,$$

式中 p_r —— 当压紧填料盖时产生的轴向力； μ —— 工作介质的粘度； $\frac{d_p}{dh}$ —— 沿填料高度方向的工作介质压力变化梯度； k —— 常数，它取决于填料室的径向尺寸及其壁面和阀杆表面的光洁度。

由此可见，通过填料的泄漏量随着径向压力的增加（在不同的填料截面上不等）而急剧下降。填料对阀杆表面和填料室壁面的摩擦力阻止填料的移动，因此，下部截面上的径向压力小于上部截面上的径向压力。例如填料由八个圈组成，在上圈（第一个圈）上的压力为700千克力/厘米²时，在下圈（第八个圈）上的压力只有140千克力/厘米²。为了改善填料密封部件的工作性能和便于装配，填料本身是由预先成型的压制圈组装起来的。在进行压紧、水力学试验后，以及在运行过程中，填料高度会缩减，因此，要求靠填料函螺栓的螺母重新拧紧填料。为了保持填料上的压力不变，在螺母下面垫上盘形弹簧（见图3.16），这就避免了在阀门运行过程中需要定期重紧螺母，在高温下填料的老化和干枯是造成上述过程的原因。

在计算弹簧时必须考虑到运行过程中填料的干枯。根据中央锅炉-透平研究院莫斯科分院（МО ЦКТИ）的数据，填料在300℃时的质量损失为：АГ-1——12%，АСТ——15%，АГ-50——1.5%。数据表明，当温度为300℃时，石棉填料干枯达体积的10%，是在它工作的最初24小时之内发生的，因此，建议在首次热启动以后经过24小时，要重紧填料。在这以后，填料上作用力的减小就要靠弹簧来补偿了。填料的尺寸比会影响它的工作效果，它们应根据已有的经验来选取。在表7.6上给出了工作阀门填料室的推荐尺寸；它们是根据阀杆直径 $D_{\text{ш}}$ 来选取。填料室采用两种方案，它们的区别在于4毫米直径引漏孔的长度 h 和位置，方案I孔在上，方案II孔在下（见图7.8）

对于核动力装置阀门的填料密封，各个制造工厂和设备制造公司采用了各种可以应用的填料，但总的趋势是这样：对于工作温度为260℃以内的阀门密封，采用以氟塑料（如 АСФ）为主体的填料，对于高温密封，可采用石墨石棉填料（如 АГ型）或石棉填料。

表7.6 压力在200千克力/厘米²以下, 温度在350℃以内的
工业阀门填料室的尺寸 (见图7.8)

D _{max} , 毫米	D, 毫米	D ₁ , 毫米	h, 毫米		h ₁ , 毫米
			方案 I	方案 II	
14	24	20	63	53	20
16	26	22	63	53	20
18	30	26	75	63	20
20	32	28	75	63	20
22	34	30	75	63	24
24	40	34	95	80	24
26	42	36	95	80	24
28	44	38	100	85	30
30	46	40	100	85	30
32	52	46	140	120	30
36	56	50	150	120	40
40	60	54	150	125	40
44	64	60	150	125	40
48	68	64	160	125	50
50	70	66	160	125	50
55	80	75	210	180	50
60	85	80	210	180	50
70	95	90	240	180	80
80	105	100	240	180	80
90	115	110	240	180	80
100	125	120	240	180	80

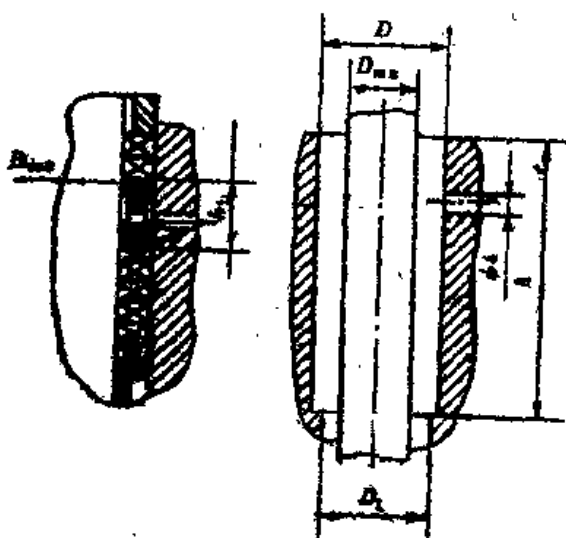


图7.8 填料室

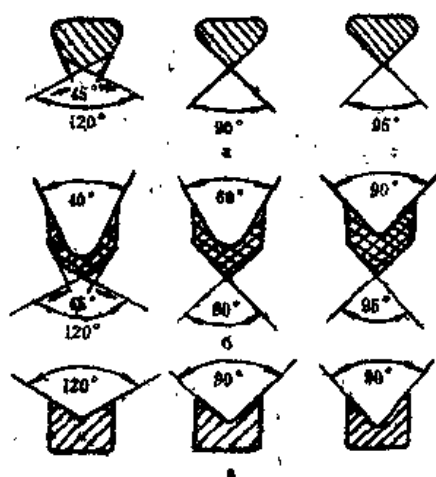


图7.9 由聚四氟乙烯制成的密封涨圈
a——压紧圈; b——密封圈; c——下垫圈。

温度在200℃以内时，可利用聚四氟乙烯制成的涨圈型填料（见图7.9）。当试验这些涨圈时，获得了很好的结果：经过几千次（4000）工作循环后才发现泄漏。这种涨圈填料，是根据自紧密封原理工作的。为了防止氟塑料可能被挤出，在填料室最好采用护圈。

为了保证沿填料高度均匀地分布轴向和侧向压力，以及防止在侧向压力最大的区域内轴杆强烈的机械磨损，建议在填料室安装用100千克力/厘米²压力预压的ACΦ和AT-1填料圈。安装和压紧填料必须分几步进行，每次用350—400千克力/厘米²的压力仅压缩1—2圈。采用整体的或用两半个组成的专门的压套，借助于填料函螺栓，每次向填料室添加1—2个填料圈进行压紧。

为了减少通过填料的泄漏量和提高填料的工作寿命，在密封填料圈之间建议安放金属薄片。它们是由HP-2或蒙乃尔MHЖMц28—2.5—1.5的软质金属制成的。垫片的推荐厚度为0.5—0.1毫米。垫片的外径应比填料室的直径大出1—2毫米，而内径应比阀杆直径小1—2毫米。

在工作压力 $P, \leq 200$ 千克力/厘米²和温度低于350℃的阀门上，填料室圆筒内表面的光洁度应相当于 ∇_6 ，而阀杆和轴与填料相接触的表面光洁度应相当于 ∇_{10} 。很多外国公司认为轴杆的表面应具有更高的加工质量（ ∇_{11-12} ），轴杆表面的质量对填料密封部件的寿命具有最重要的影响。在阀门制造上，轴杆要进行精细研磨抛光，超级研磨和滚碾等加工工艺。

由于填料密封的运行性能不仅决定于轴杆的微观不平整度的高度，同时也决定于它们的几何外形，建议最后一道加工时采用金刚石整平工艺。当光洁度一样（例如同样都是 ∇_{10} ）时，则用金刚石整平工艺法加工表面的支承能力，比普通磨削加工表面的支承能力要高5—6倍，比抛光加工表面的支承能力要高1倍。对于金刚石整平工艺，可以应用半径为2毫米的球面金刚石加工刀具，其整平规范如下：加工载荷10—12千克力加工速度50米/分，进刀不大于0.4毫米/转，在整平过程中采用工业油作润滑剂。根据实验结果，认为阀杆表面的腐蚀对填料密封性能具有很大的影响。如果在填料内含有大量的硫酸盐或氯化物，或填料材料具有高导电率时，阀杆表面易受电化学腐蚀作用。因为这时产生电解偶现象，阳极为阀杆，阴极为填料，在填料内的水起电解液作用，结果阀杆表面受到破坏，并开始泄漏。实验表明，填料室和轴杆材料所产生的电位差也同样具有影响，当其值为150毫伏或更高值时，不管采用什么填料材料，都为腐蚀提供了有利的条件。

实验时当有水汽进入填料室之后，在运行前的运输和保存期间就可能发生阀杆的腐蚀，在运行期内腐蚀速度会显著变慢，其原因就是当工作介质为高温时形成缺氧状态。因此，在水压试验后，必须将所有含石墨的填料从填料室全部取走，临时填装中性填料后，再启运阀门。阀门安装后，当放入正式规定的填料时，建议填料密封圈涂上一层油K-17，以防护阀杆在运行以前期间的腐蚀。

某些外国厂家采用不引起阀杆电解腐蚀的填料。在往阀门上安装前，为了验证这些填料的质量要进行下列试验：安装在假轴上的密封填料圈缠绕上直径为0.8毫米的铜丝数圈，并把它们焊接到公共导线上。这样组装的样品放到装满蒸馏水的容器内，并煮沸10分钟。盖上盖子停放24小时后，按图7.10上的线路图测量电位差，毫伏表的指针应偏向正极。

为了提高轴杆的抗腐蚀性能，建议轴杆进行渗氮或镀两层铬：乳白色铬层厚为21微米，硬铬层厚为9微米。

用在液态金属冷却剂的阀门，冷冻填料获得最广泛的应用，它在运用中能很好地保证其

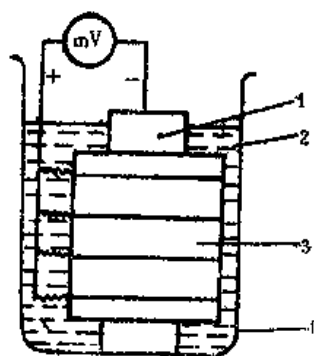


图7.10 测量电位差的线路图

1——假轴；2——蒸馏水；3——填料；
4——玻璃容器。

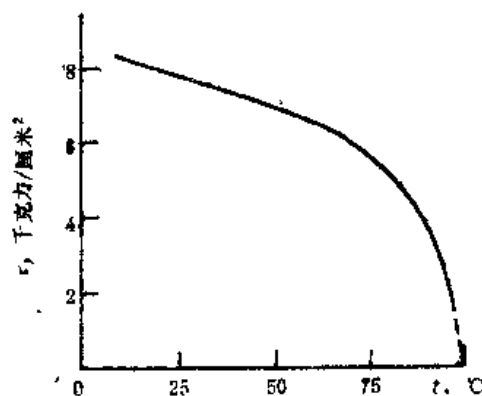


图7.11 计算填料内钠冷冻层的剪力时剪应力 τ 的值

密封性和可靠性。当设计其部件时，必须考虑到下述各条件：

轴杆与密封填料室壁面之间的最小间隙（0.1—0.3毫米）应有所保证；

冷冻室的高度应大于轴杆的行程，以使里面的金属不被轴杆带出冷冻室外；

轴杆移动的速度应造成冷却剂在填料间隙内有冷冻的可能。

剪切冷冻金属层时阀杆移动所要求的作用力可按下式计算：

$$P = \pi D_{\text{HT}} H \tau$$

式中 H ——冷冻金属的高度，厘米； τ ——剪应力，千克力/厘米²。可利用图7.11上的曲线来确定钠的 τ 值。

7.4 波纹管部件

波纹管是动连接对外部介质最可靠的密封元件（见图3.22），它实际上能保证完全的密封和完全排除沿轴杆的泄漏。因此，在一回路上最重要的阀门，特别是对于液态金属冷却剂，以及在有毒和易爆介质系统内的阀门，采用波纹管密封最为有利。波纹管的行程不大，限制了它的使用，它们最经常运用于公称通径 $D_v \leq 200$ 毫米的阀门上。但是当大公称通径的阀门要求对外部介质的密封度很高时，波纹管也能运用到公称通径为300毫米以内的阀门密封。这时，通常采用由几组波纹管串接组成的波纹管组件。由于波纹管的压缩行程在其安装长度的10—15%范围内，当行程为100毫米或更长时，波纹管件由5套以上的波纹管组成，这样就增大了产品的尺寸，并降低了波纹管组件的总可靠性。

波纹管是由薄壁管靠金属的塑性变形而制成的。在核动力装置的阀门上，采用的波纹管是由不锈钢08X18H10T制成的。但是它们也可由其他钢以及钛和氟塑料制成。

根据全苏国家标准ГОСТ17210-71，钢制单层波纹管可制成壁厚为0.08—0.25毫米，外径为8.5—125毫米。根据苏联部颁标准ОСТ26—07—857—73，钢制多层波纹管可制成壁厚为0.16；0.20；0.25；0.32毫米，外径为22—200毫米。多层波纹管的层数为2—10层，波纹管的弹性，在未充注介质前，与具有刚度为 $z_0 = Q_r / \lambda_0$ 的弹性相近似，式中 Q_r ——未充注介质前的波纹管弹性压缩力，千克力； λ_0 ——波纹管的轴向弹性位移，毫米。

波纹管的刚度 z_0 在弹性压缩限度内可近似地看作常数。弹性压缩力与压缩度的关系是

一条通过坐标原点的斜线。虽然这线是两条靠得很近的平行直线状磁滞回线（1—1.5%），可是在实践中上述斜线依然适用。

由于波纹管的制造工艺过程复杂，对壁厚不可能有严格的公差要求，壁的厚度完全允许有10%的波动范围，因此，波纹管的刚性也可以有很大的波动范围。

在工作条件下，工作介质从波纹管的内侧或外侧作用于波纹管，在介质压力下波纹管进行弹性变形，波纹管上轴向作用力为：

$$Q_{\text{外}} = pF_{\text{外}}$$

式中 $F_{\text{外}} = \pi(D + D_{\text{内}})^2/16$ ； D ——波纹管的外径，厘米； $D_{\text{内}}$ ——波纹管的内径，厘米； p ——介质压力，千克力/厘米²。

通常波纹管工作在压缩状态，只是在某些行程段上是处于拉伸状态，因为保持波纹管为压缩状的循环次数高于拉伸状的循环次数。波纹管的抗压弹性阻力为：

$$Q_{\text{总}} = Q_{\text{外}} \pm Q_{\text{内}}$$

当力作用于同一个方向时， $Q_{\text{外}}$ 与 $Q_{\text{内}}$ 相加，当作用方向相反时则相减。当 $Q_{\text{内}}$ 与 $Q_{\text{外}}$ 相比小得可以忽略不计时（如“软”波纹管 and 长波纹管）， $Q_{\text{总}} = Q_{\text{外}}$ 。

由于材料弯曲时多次产生的应力，波纹管的循环极限限制在某个循环次数以内，在这个循环次数下波纹管尚未遭到破坏（密封性破坏）。波纹管的循环极限取决于它的应力-应变状态，也取决于一系列参数：如负载因子（压力和行程）、几何参数（波纹管尺寸，圆角，材料厚度等）以及材料的机械性能（弹性模数、泊桑系数）等。在液体压力作用下，波纹管上的各种应力也会改变，从而也改变了与波纹管所在的工作介质温度有关的疲劳强度。因此，波纹管的选择应考虑到它的材料、介质压力、行程、温度和所要求的疲劳强度。疲劳强度可在 10^4 至 10^8 次数之间波动。在特别恶劣的工作条件下，有时把疲劳强度限制在1500次。

选择波纹管时，要根据放置波纹管的小室直径定出波纹管的外径 D ，或定出能容纳阀杆所必须的波纹管内径 $D_{\text{内}}$ ，要确定波纹管必要的最大工作行程 $\lambda_{\text{外}}$ 、压力 $p_{\text{外}}$ 、温度 $t_{\text{外}}$ 和所要求的循环次数 N 。不锈钢（08X18H10T）波纹管可用于温度低于450℃的工作条件。低压（16千克力/厘米²）时，采用单层波纹管，压力为25千克力/厘米²或更高压力时采用多层波纹管。

波纹管的壁厚（层数和每层厚度）根据介质工作压力来选取。波纹管的波数和波纹管长度的确定要考虑到波纹管所需要的工作行程 $\lambda_{\text{外}}$ 和所要求的循环数 N 。其波数按下式计算：

$$n = \frac{\lambda_{\text{外}}}{\lambda_{\text{波}}}$$

并取大于它的最接近的整数，这是按照全苏国家标准ГОСТ的规定（单层波纹管）或按照部颁标准ОСТ的规定（多层波纹管）进行的。如果一个波纹管不足以保证全行程，则选择必要数量的波纹管做成波纹管组件。然后根据所选择的波纹管类型、工作压力、温度和行程确定它的疲劳强度。如果波纹管的疲劳强度不够时，挑选其他类型的能供更大的行程或用于更高压力的波纹管，即负载因子具有更大余量的波纹管。

在核动力装置阀门上所采用的主要是多层波纹管，这种管在无事故工作概率不小于0.85以及几率的可信度为0.8时，它可保证的总工作时间为3000次。这里，压缩加载是以变行程方式进行的，行程量从0一直到其最大值 $\lambda_{\text{外}}$ ，而 $\lambda_{\text{外}}$ 是根据ОСТ26—07—857—73（见表7.7）规定的最大压力值的作用下产生的。每一个波纹管的循环寿命都对应于一个固定的行程载荷

表7.7 不同直径和压力下两瓣波纹管的推荐尺寸, 毫米 (根据部颁标准OCT26-07-857-73的数据)

P, 千克力/厘米 ²	公 称 直 径 D _r , 毫 米																					
	20		25		32		40		50		65		80		100		125		150		200	
	D	z	D	z	D	z	D	z	D	z	D	z	D	z	D	z	D	z	D	z	D	z
10	22	2	28	2	38	3	38	3	48	2	48	2	48	2	65	2	65	2	65	2	95	4
	28	2	38	3	48	2	48	2	65	2	65	2	65	2	95	4	95	4	120	4	120	4
16	38	3	48	2	65	2	65	2	95	4	95	4	120	4	120	4	120	4	150	4	150	4
	22	2	28	2	38	3	38	3	48	2	48	2	65	2	65	2	65	2	95	4	95	4
25	28	2	38	3	48	2	48	2	65	2	65	2	95	4	95	4	120	4	120	4	120	4
	38	3	48	2	65	2	65	2	95	4	95	4	120	4	120	4	120	4	150	4	150	4
40	22	2	28	2	38	3	38	3	48	2	48	2	65	2	65	2	65	2	95	4	95	4
	28	2	38	3	48	2	48	2	65	2	65	2	95	4	95	4	120	4	120	4	120	4
64	38	3	48	2	65	2	65	2	95	4	95	4	120	4	120	4	120	4	150	4	150	4
	22	2	28	2	38	3	38	3	48	2	48	2	65	2	65	2	65	2	95	4	95	4
100	28	2	38	3	48	2	48	2	65	2	65	2	95	4	95	4	120	4	120	4	120	4
	38	3	48	2	65	2	65	2	95	4	95	4	120	4	120	4	120	4	150	4	150	4
160	22	2	28	2	38	3	38	3	48	2	48	2	65	2	65	2	65	2	95	4	95	4
	28	2	38	3	48	2	48	2	65	2	65	2	95	4	95	4	120	4	120	4	120	4
200	38	3	48	2	65	2	65	2	95	4	95	4	120	4	120	4	120	4	150	4	150	4
	22	2	28	2	38	3	38	3	48	2	48	2	65	2	65	2	65	2	95	4	95	4
250	28	2	38	3	48	2	48	2	65	2	65	2	95	4	95	4	120	4	120	4	120	4
	38	3	48	2	65	2	65	2	95	4	95	4	120	4	120	4	120	4	150	4	150	4

* 在阀门上安装两组波纹管

和压力的比值，即一定的负荷系数。

在图7.12上给出波纹管的疲劳强度 N 与不同的压力和行程的关系曲线。可以看出：随着行程的增大，波纹管的疲劳强度显著下降。当提高工作压力时，也会遇到类似的关系。提高工作温度同样会导致波纹管疲劳强度的下降。

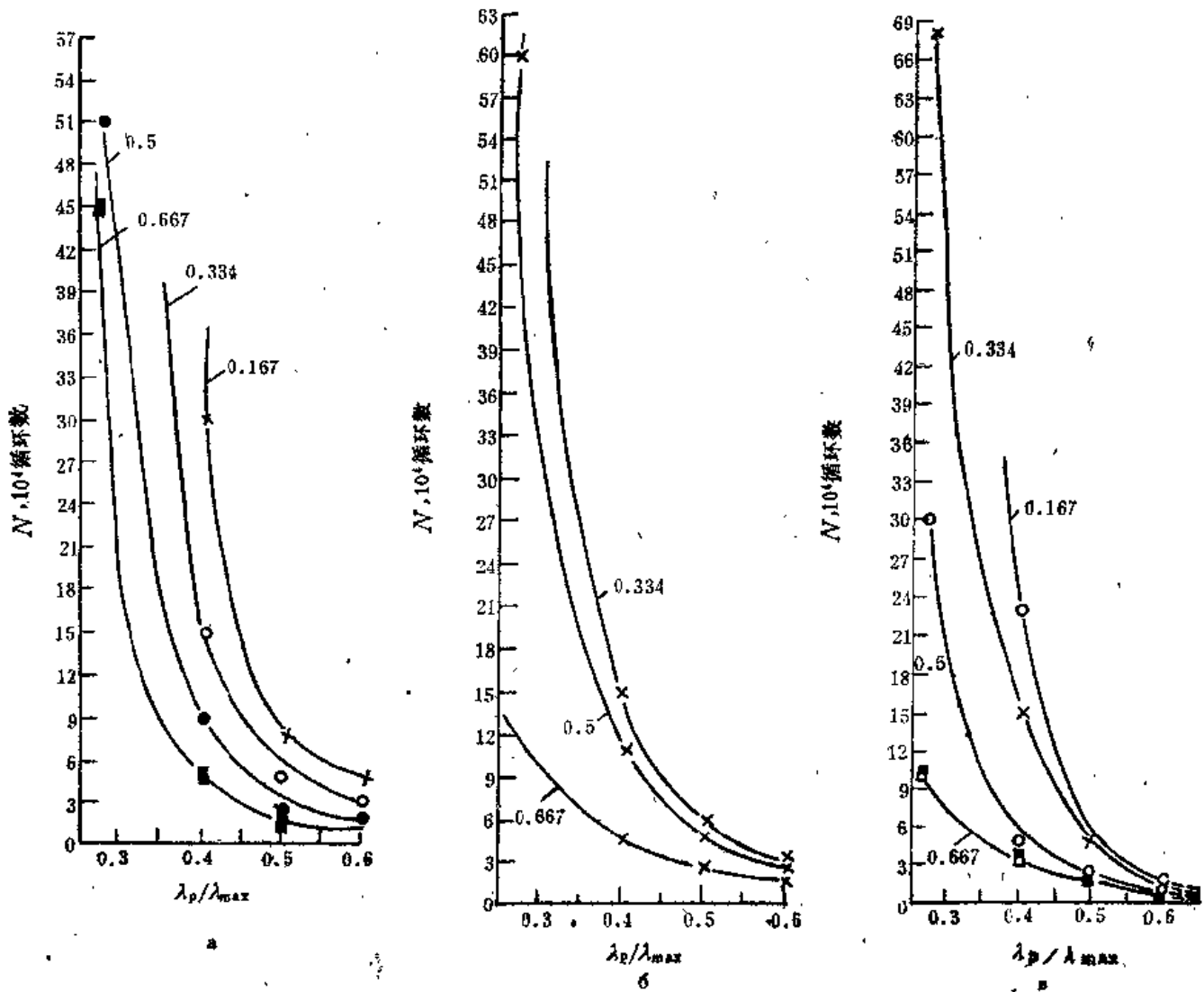


图7.12 波纹管HC63-10-0.2×4的疲劳强度在不同的相对压力 p_0/p_{max} (曲线上的数)下与相对行程的关系曲线
当温度为20℃时得(a)；350℃时得(b)；450℃时得(v)。

当选择波纹管时，最佳波纹数是波纹管所要求的寿命得到保证而且刚度也不超过给定值的那个波纹数。由中央管道阀件制造工业设计局(ЦКБА)在广泛的工作参数(工作压力、行程、温度)改变范围内，试验了大量的波纹管，在此基础上得到了大量统计数据，制定出相应曲线。利用这些结果，在设计阶段即能以足够的精确度来确定波纹管的疲劳强度及选择波纹管的最佳尺寸。

波纹管的主要缺点是制造工艺复杂，要求多道工序。现有的工艺过程能保证制造出多层波纹管，其变差系数平均不低于0.3—0.4。因此，为了确证获得保险寿命为 10^4 量级循环，

交货单上给出的平均疲劳强度应达到 $(4-5) \times 10^4$ 次，它们之间的这种差异是因为不论同一批产品或一种尺寸类型的不同批量产品，其波纹管寿命都有相当的分散度。

由于还没有确定波纹管疲劳强度的无损检验法，因而其保险寿命是从每批波纹管中抽取一定百分比的样品进行破坏性疲劳试验来确定的。

通常波纹管的一端（上端）和阀盖密封连接，或在阀盖与阀体之间夹紧，而另一端（下端）与阀杆密封连接，这样来密封阀盖-阀杆的动连接，而波纹管是在外压作用下工作。这时，阀杆只能进行往返式运动。因此，阀杆上应设有键槽或滑块，避免阀杆围绕自己轴线进行转动的可能。波纹管连接最方便的办法是采用氩弧焊或脉冲电流进行滚焊。常常采用烧边密封焊（见图7.13），这时，对两个环形薄壁凸缘进行焊接，形成密封搭接。

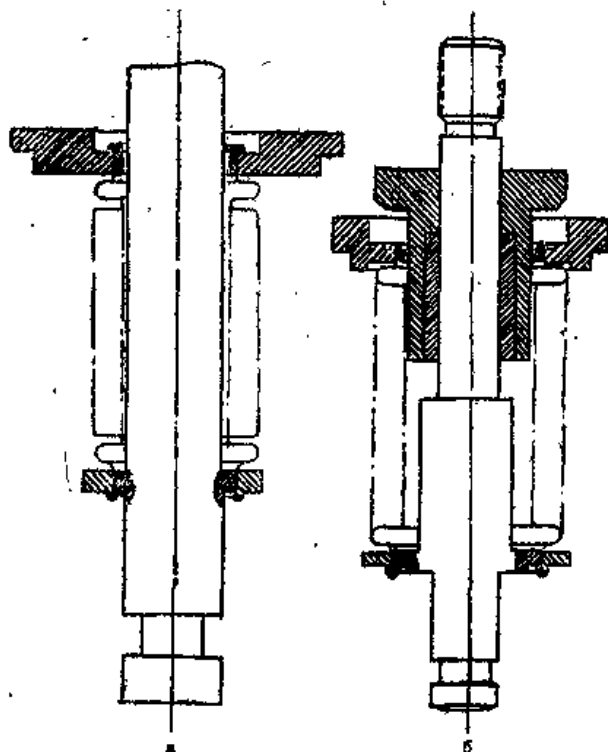


图7.13 带导向衬套的波纹管部件，衬套在波纹管外（a）；衬套在管内（b）

在图7.13上展示出两种最常采用的波纹管部件结构图。阀杆导向衬套布置在波纹管外的结构适合于公称通径小、波纹管直径也小的阀门。对于波纹管直径大的阀门，导向衬套适合布置在波纹管内部。不论哪一种结构，波纹管部件的最小内径与阀杆部件的最小外径之间的间隙不应小于1毫米。

对于波纹管部件的结构有以下一系列要求：对可动连接部分进行密封隔离，创造出保证波纹管所要求的疲劳强度的工作条件，为了能更换波纹管或波纹管整个部件，要求装卸方便，以及能发现波纹管损坏的可能性等。

在同一组波纹管组件内应采取措施限制其中每个波纹管的行程，或适当挑选每个波纹管，使得组成同一个组件内的波纹管刚度彼此相差不大于10%。这时，能保证各个波纹管的变形均匀，并且不需要每个波纹管具有行程限制部件。对准备放置波纹管部件的装置尺寸要求，应使得波纹管组件安装其中后，波纹管处于自由状态。波纹管在安装好的位置上在运转

过程中如压缩过量，则会产生大的变形，疲劳强度会下降。如在运转过程中受拉，在波纹管上会作用着正负交替的载荷，这对波纹管的寿命同样不利。

当阀门要求工作在非常高的条件时，即内部介质泄漏到周围环境会产生严重后果，波纹管密封的同时还增设填料密封，在某些情况下，也可串置双重波纹管部件。在这些情况下，要求波纹管与填料之间（或双重波纹管之间），设有泄漏遥测信号。这时，当主波纹管未损坏前，后备波纹管或填料是处在没有压力和更低温度下，它们的寿命明显地大于主波纹管的寿命。在主波纹管损坏后，在必要的情况下允许一定的时间内后备元件投入工作。

设计时应尽可能选择外径小的波纹管，因为在工作压力下，作用在波纹管上，从而也作用在阀杆上的力是不变的，它等于 $p_0 F_0$ 。结果会明显地提高了移动阀杆位置所需的作用力和作用在螺纹上的载荷，降低了阀门的寿命，并要求大大增加控制部件的尺寸。

选择安全阀和调节阀上的波纹管时要特别注意波纹管的刚度。对于这些阀，应采用刚度小的波纹管，因为增加刚度会增大调节阀工作时的不灵敏度和不均匀性。安全阀上的波纹管刚度大会提高安全阀的动作压力，这同样是不允许的。在有充分根据的条件下，对安全阀和调节阀，在技术文件上应对系列产品提供波纹管刚度检查的补充要求。

各种波纹管的所有工作参数都已由标准技术文件作了规定，据此对于每种结构可选择相应的波纹管。在表7.7上给出根据公称通径 D_n 和介质公称压力 p ，来选择阀用波纹管尺寸的某些参数，它们是部颁标准OCT26--07--857--73所推荐制定的。

7.5 阀门的关闭件

阀门的关闭件是由阀瓣和阀座两部分组成的，其作用是在阀体的通流部门（即在阀座上）截断流道，将管道密闭地分割成两段。为此目的，在截止阀上使用了阀瓣（小直径的截止阀上称阀头），而在闸阀上则采用圆盘形或楔式闸板。在阀瓣和阀座上设有密封圈，这是为了保证阀瓣与阀座的动连接具有最佳的密封条件。密封圈可由抗蚀钢、氟塑料（当介质温度在200℃以下）制造，或堆焊上更高强度的合金。密封圈的工作面精加工到 V_8-V_9 的光洁度。

对于工作温度为200℃的介质，常常采用带氟塑料密封圈的关闭件。在图7.14上示出核动力装置上的截止阀所采用的关闭件零件结构。部颁标准OCT—26—07—251—71规定了截止阀的关闭件的五种密封结构，它们是由阀瓣及阀座上的密封圈构成的，阀瓣上的密封圈由聚四氟乙烯制成，而阀座上的密封圈由阀体材料在阀座上车制而成的。第一种密封型式（见图7.14a）为阀座密封圈比阀瓣密封圈宽，它可用于介质压力为100千克力/厘米²和温度在150℃以下，以及压力为40千克力/厘米²和温度在200℃以下的情况。第二种型式的密封（见图7.14b）为阀瓣上的密封圈比阀座密封圈宽，它用在和第一种型式的密封同样的条件。第三种型式的密封（见图7.14c）在阀座上采用密封圈高度为0.6—0.1毫米，以防止氟塑料密封圈被压陷，它用在压力为100—400千克力/厘米²和温度在60℃以内的情况。对于压力在40千克力/厘米²以下和温度在225℃以内的不清洁介质，建议采用第四种型式的密封（见图7.14d），它的氟塑料密封圈是可更换的。第五种型式的密封圈（见图7.14e）可用于安全阀和排放阀。

在阀瓣和阀座上用金属圈作关闭件的密封，其密封面可以是平面或锥面。平密封面工艺性能较好，易于加工和研磨，阀杆与阀座不要求有精确的同心度，磨损擦伤较少，在清洁的介质内其耐久性和无故障率都比锥形密封面高。这种密封与锥面密封相比的缺点是：阀瓣的

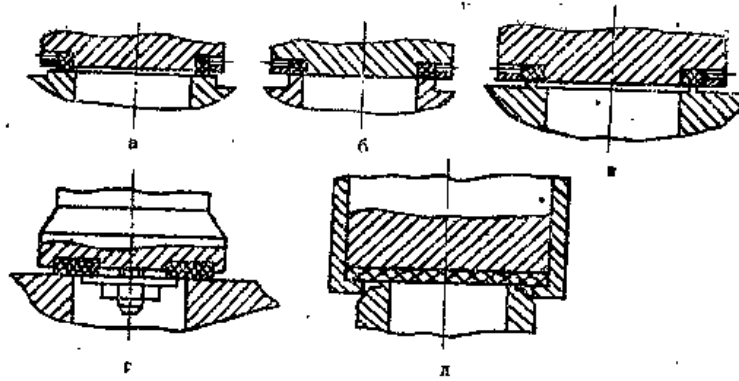


图7.14 带氟塑料密封圈截止阀关闭件的密封结构型式

直径增大了，对于不清洁介质的敏感性也增加了。沉淀在密封面上的固体微粒会妨碍关闭件的密封。

锥形密封对介质中固体微粒结垢的敏感性较小，因为阀座的密封面始终处于液流之中，固体微粒不能沉淀在密封面上。在阀杆上的操作力相同时，其接触压力比平面连接时要大，但这种连接工艺性较差，阀瓣与阀体的密封圈要求非常仔细地研磨，阀瓣的方向以及阀瓣、阀杆和阀座的同心度要求很高。锥面密封的循环次数和无故障率比平面密封要低，这是由于在截止阀关闭过程中，阀瓣的密封圈表面沿着阀座的密封圈表面有一定的相对位移所造成的。

为了使截止阀能可靠地工作，重要的是保证阀瓣与阀杆可靠的连接。在阀门的开启和关闭过程中，在力的作用下，连接应当是牢固的。在平面密封情况下，阀瓣应能够在密封圈平面上自动调整坐平。在锥面密封情况下，阀瓣应能准确地对中和固定方向。

为了保证截止阀具备应有的可维修性，最好采用适当措施，以便不必克服特殊困难即可更换阀瓣。在图7.15上示出截止阀的阀瓣与阀杆连接部件的某些结构形式。

闸阀的关闭件是由整块楔式闸板或双圆盘形闸板和阀体上的两个阀座构成。在核动力装置上的闸阀，它的密封圈堆焊上高强度合金（ИИ-6，ИИ-12等）。绝大多数闸阀是楔式闸板阀，并具有两块楔式闸板。平行式单闸板闸阀只能在压力降很大，能保证自紧密封的情况下使用。楔式闸阀在液体流到之前就能保证使关闭件严密地截流，这样，在小压降、介质开始进入闸阀时以及在启动和停闭等工况下，都能避免介质通过关闭件泄漏。关闭件零件的材料和结构对闸阀工作的质量和可靠性具有很大影响，因此，对闸阀的闸板和阀座的结构问题应予以足够的重视。

闸阀的楔块可以是整体式或双闸板组装式（图7.16）。整体式楔块结构更为简单，但当阀体在高温下变形时，刚性楔块在两个密封体之间有被咬住的可能，例如，在热态下闸阀关闭，随后进入冷态，当再开启阀门时会遇到困难。为了关闭件的可靠密封，刚性楔块必须非常仔细地与阀门进行装配。为了使楔块的密封圈能严严实实地压紧在阀体的密封圈上，必须严格保证两密封面的平面度和它们之间的楔角。

中间带球面支架的双闸板组装楔块，能相对于阀体密封圈自行调整，因此不要求阀体和楔块有精确的楔角，而只要求密封圈保持一定的平面度和光洁度就行了。组装式楔块圆盘的适应性远高于刚性楔块的适应性，而楔块咬住的概率则低得多，所以组装式楔块闸阀更可靠。但是组装式楔块具有复杂的结构和更多的金属用量。

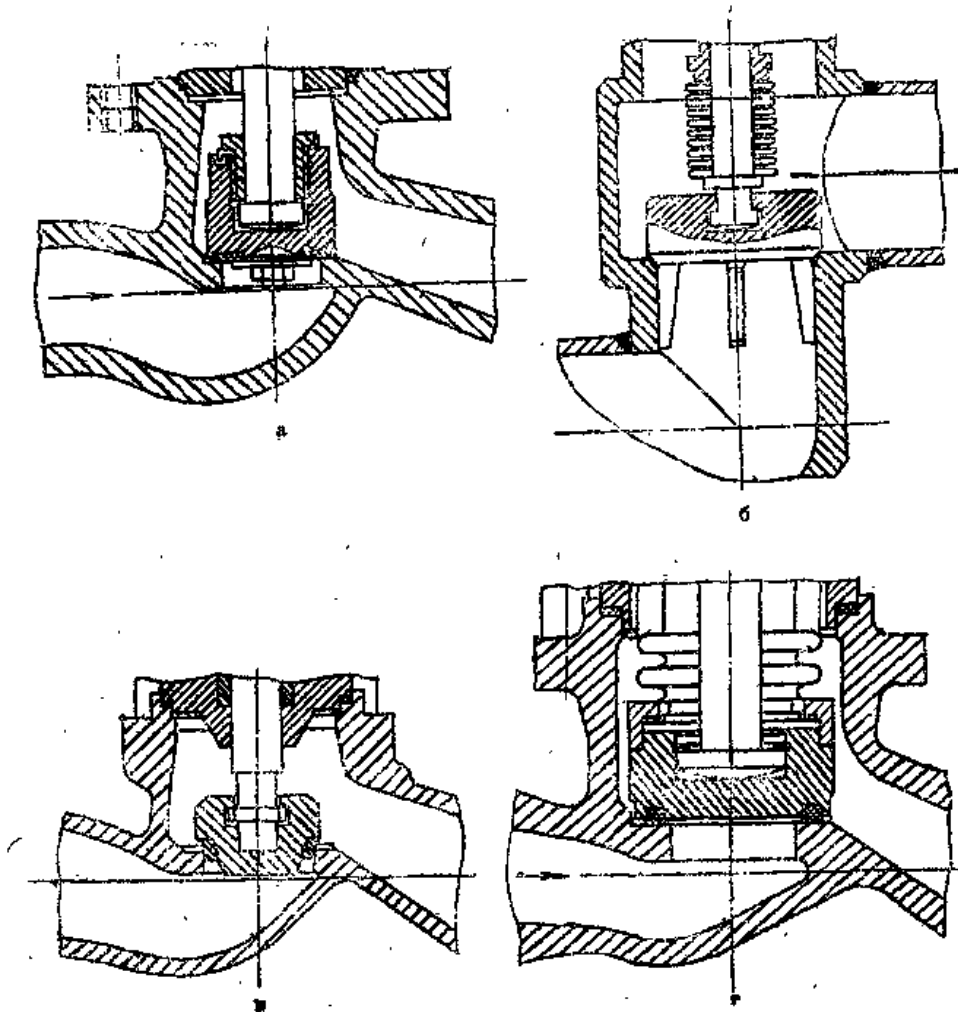


图7.15 截止阀的阀瓣与阀杆连接部件的结构方案

a——用压盖连接；b——利用T形槽连接；c——凸肩连接；d——利用弹性垫圈连接。

整体式弹性楔块具有刚性楔块和组装式楔块二者的部分优点。弹性楔块可用铸件或由两个圆盘以一定方式连接成一个零件，以使得两圆盘能进行相对的弹性转动。图7.16给出了弹性楔块的某些结构形式。弹性楔块圆盘并不具有组装式楔块那样的自由度，楔块厚度也比整体式要厚得多，结构和加工都要复杂得多。因此，弹性楔块具有一系列缺点，由于这些原因，它没有获得广泛的应用。

大通径和高压力闸阀通常做成双圆盘楔式闸板。为使圆盘在有利的条件下工作，它们应靠圆盘架支撑和导向，圆盘架又靠阀体上的槽或凸榫导向。支撑架应使圆盘转角限制在允许的范围之内，并足以贴合到阀体密封圈上。为此阀门应装有限制阀瓣转角的支承架。

能严密截流的关闭件，使阀体内腔剩下的介质完全与其他通道隔离。当内腔的水受到更高温度的工作介质加热升温时，在阀体内可能产生不允许的高压。为了避免这种情况的发生，采用了安全阀、防爆膜或旁通等等。为此目的，也有时在闸板的两个圆盘（或其中的某一个圆盘）上装设节流孔板或节流孔，以便靠它们来降低阀体内腔的压力。

在闸阀阀体内的密封面通常是由密封圈构成的，此密封圈镶在阀体内相应的环形槽内并焊死。这种连接完全可以保证密封圈与阀体连接的密封性。实践证明密封圈与阀体如用螺纹连接是不可靠的，因为螺纹在高参数的介质中会很快损坏。

阀杆与圆盘支承架或楔块的连接有两种方法：采用方头连接——将方头放在楔块或圆盘

支架上的槽内(见图7.16г、π、е),或采用螺纹接头——将带螺纹的阀杆端头拧进圆盘支架的螺孔内,并用销子固定住(见图7.16б)。在个别情况下采用铰链连接,如图7.16в所示。不能自动调整就位的整体刚性圆盘,当与阀杆进行连接时,必须保证能使楔块相对于阀杆允许有一定的转动,因此这里采用阀杆的方形端头,将其放置在楔块槽内。

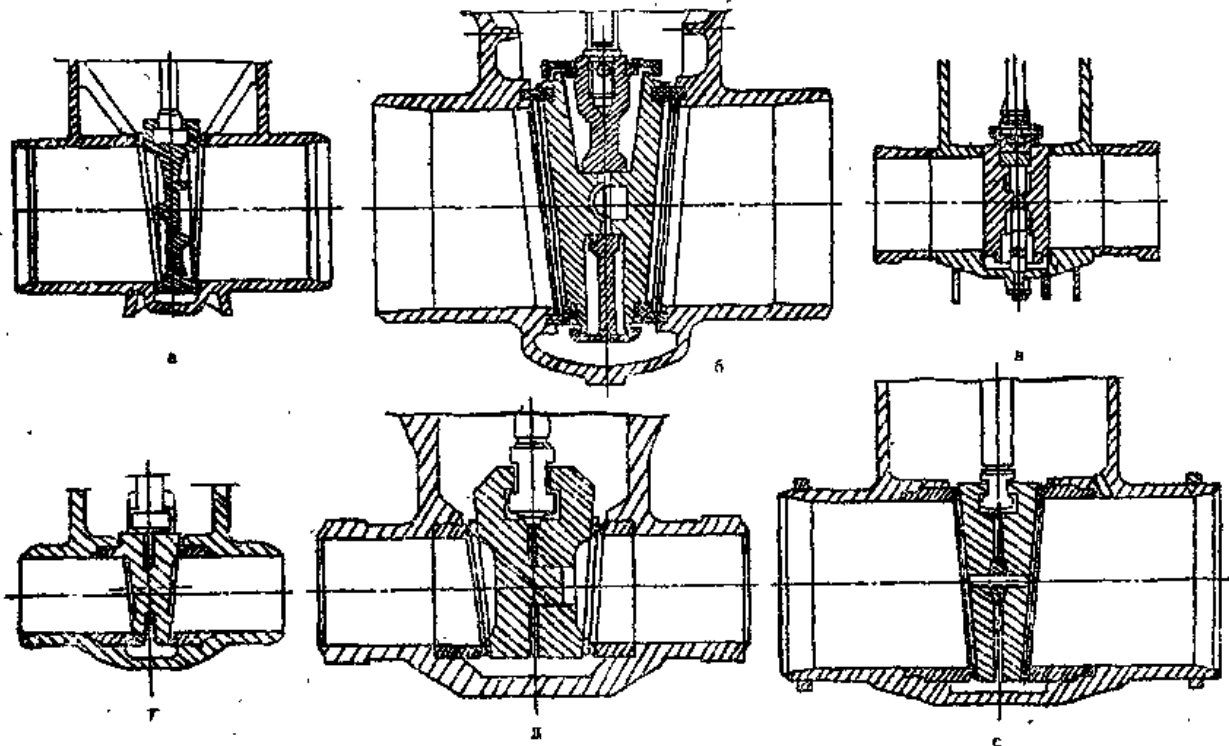


图7.16 闸阀的关闭件

а——带整体刚性楔块; б——带组装式楔块; в——平行双圆盘式闸板; г——带整体弹性楔块; π——带装配式弹性楔块; е——带焊接装配式弹性楔块。

闸阀的闸板应在楔块两侧的压力平衡后或在小的压力降时才移动。否则,由于介质压力作用于楔块上的力达到很大值,这会在阀杆上产生很大的作用力,或者在楔块导向机构或圆盘支架的导向机构上产生很大的摩擦力。在最后关闭的一瞬前,当阀体与楔块的两密封圈在很小的相接触面上贴紧时,如压力降很大,就会产生很大的比压,这会加速密封圈的磨损。在闸板阀上,在开启或关闭过程中,阀体和闸板的两密封圈在全行程上都互相贴紧,因而在大压力降的情况下会受到强烈的磨损。

在阀杆上为操纵楔块所需要的力可能与计算值不相符,因为它与关闭件上实际的压力降值、密封面间的摩擦系数值、闸板零件的适应性以及阀体的适应性等多种因素有关。因此,可能发生这样的情况,即当闸阀在某种条件下关闭,开启时需要某一个扭矩,而在另一种不同条件下关闭时,所需要的扭矩则要大得多。为了保证正常的运行,可采用不同的方案来配合阀门的工作:如利用行程开关或扭矩限制离合器来切断电动装置的电源,在开启和关闭时利用不同的传动比等等。这时必须考虑到阀门上部密封的工作条件,这种上部密封是由阀杆上的锥形密封凸肩和阀盖上的锥形座组成。如果阀杆上的力非常大时,此密封机构可能被损坏,而当利用开启行程开关时,则此密封又可能封闭介质不严。

7.6 行程部件

切断阀的行程部件是用来将阀杆螺母的转动变为阀杆的往返直线运动。它由阀杆螺母、阀杆、止推轴承和框架或外壳（压盖）所组成。对于重要的切断阀，为了不致产生大的摩擦力，其行程部件应装有止推滚珠轴承（见图3.4和图7.17）。阀杆螺母是由带止推凸肩的足够长的上下导向圆筒钢轴套和具有公制外螺纹和梯形内螺纹的铜轴瓦组成的。从止推凸肩的两个方向上都安设了止推滚珠轴承。那种只利用一个滚珠轴承进行双向工作的结合式结构，因可靠性差，不能用于核电厂重要的阀门结构上。

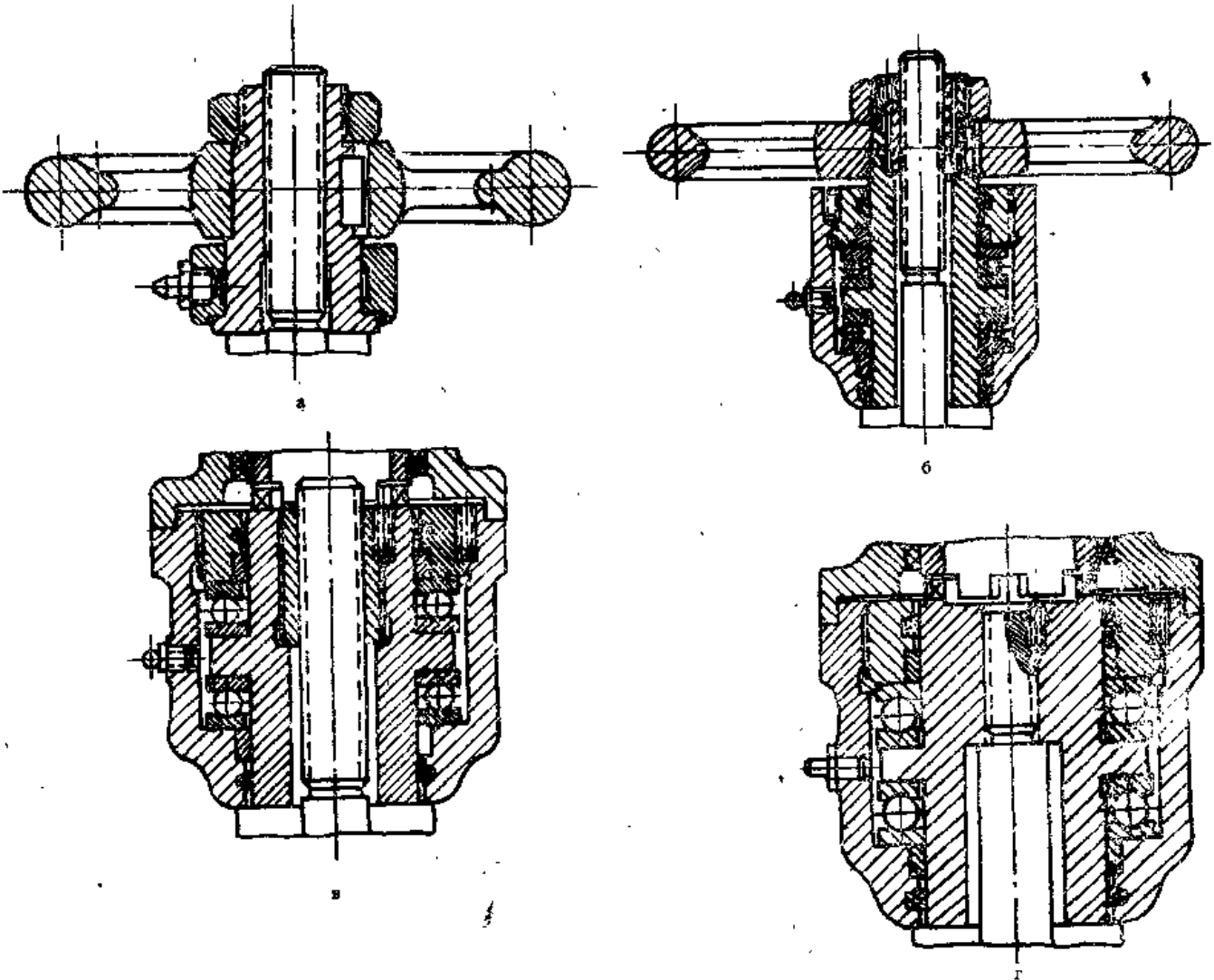


图7.17 闸阀行程部件

- a——配带手动操纵和明杆而不带滚珠轴承的行程部件；
- b——配带手动操纵和明杆同时带滚珠轴承的行程部件；
- c——配带电动和明杆并带滚珠轴承的行程部件；
- r——配带电动和暗杆并带滚珠轴承的行程部件。

行程部件应保证有足够数量的润滑剂，并能够对它的技术状况进行检查。为了保存润滑剂和防止尘埃及磨损颗粒进入止推滚珠轴承内，在端盖的上下导向圆形槽口内设有梯形截面的毛毡密封垫圈。也可以做成自压紧式的橡皮碗，钢轴套的上部结构应做成能与电动或远距

离驱动装置较远，为此，在钢轴套的圆筒外表面上应设有销链，或在它的端部设有凸轮。由部颁标准规定行程部件（框架）的主要尺寸。

在阀杆受热伸长时，为了限制阀杆的轴向力在行程部件上，止推轴承的上面装有一组盘形弹簧（见图4.13）。在阀杆变冷而长度收缩时，为了限制作用在阀杆顶盖内上部密封上的作用力和避免在上部密封内卡住轴杆，盘形弹簧放置在下止推轴承的下面，如图3.17所示。暗杆闸阀在核动力装置上很少采用，它们的行程部件结构示于图7.17r。

截止阀的行程部件可分为两种类型。一种结构是手轮转动直接传给阀杆，阀杆螺母固定在框架小过梁上不动，而阀杆沿螺纹线移动（见图3.18a）。如果手轮转动带动阀杆螺母，而阀杆作直线运动，则行程部件的结构与明杆闸阀的行程部件的结构相类似。带不动阀杆螺母的行程部件运用于通径小和介质压力低的截止阀上，而明杆和带转动螺母的行程部件运用于通径大和介质压力高的截止阀上。阀杆长和介质温度高的其它类型的阀门，也同闸阀一样，为了限制在阀杆受热变长时产生的作用力，设有一组盘形弹簧。

阀杆和阀杆螺母按全苏国家标准ГОСТ9484—73加工成梯形螺纹。阀杆螺纹承受很大的载荷，而传动副的可靠性和工作的耐久性是阀门运行性能的重要参数。在运行过程中，阀杆的旋转频率不应高于50转/分。

表7.8给出了部颁标准OCT26—07—1232—75所推荐的阀杆和螺母材料的搭配，以及阀门行程部件的某些其它参数。为了使零件尺寸系列化，在第一种系列中，选择梯形螺纹直径的尺寸仅限于下列各数值：10，12，16，20，26，32，40，50，60，80和100毫米；在第二系列中，又增加了下列几种直径：14，18，22，36，44，55和70毫米。当选择螺纹直径时应优先采用第一系列的直径尺寸。

表7.8 阀门阀杆螺纹的主要参数（按部颁标准OCT26—07—1232—75）

阀杆材料		运行许可条件		润滑剂	螺纹咬合时的摩擦系数	保险工作 时间，循 环数	
钢种	硬 度	比压，千 克力/厘米 ²	螺纹工作面上 的温度， °C				
	HRC			HB			
40 X	—	248—293	≤100	≤150	ЦИАТИМ-221	0.17—0.21	6750
40 XH2MA	—	277—321	100—200	≤150	ЦИАТИМ-221	0.17—0.21	4500
—	—	—	200—300	≤150	ЦИАТИМ-221	0.17—0.21	3000
14 X17H2	20—29	—	≤100	≤150	ВНИИП-232	0.05—0.12	9000
12 X18H9T	35—41	—	100—200	≤150	ВНИИП-232	0.05—0.12	9000
(08 X18H10T)	—	—	200—300	≤150	ВНИИП-232	0.05—0.12	5000
12 X18H10T	—	—	300—500	≤100	ВНИИП-232	0.14—0.20	3000
15 X18H12C4TyO	—	—	≤100	≤230	ВНИИП-225	0.22—0.45	6750
	根据设计文 件的规定		100—200	≤230	ВНИИП-225	0.22—0.45	4500
			200—300	≤230	ВНИИП-225	0.22—0.45	3000

说明：1. 阀杆螺母用青铜制成，其牌号为无锡青铜АЖМц10-3-1.5（布氏硬度170—200）或无锡青铜АЖН10-4-4（布氏硬度200—400）。

2. 螺纹支撑表面的粗糙度 $R_a \leq 25$ 微米。

3. 当比压为500千克力/厘米²时，应采用牌号为14 X17H2的钢制螺杆，阀杆螺母仍由青铜制作，其牌号为无锡青铜АЖМц10-3-1.5。每经过1000次工作循环后，应对行程部件进行润滑注油。

7.7 操纵阀门的驱动装置

随着新的大功率机组核电厂的投入运行，采用带有驱动装置的阀门增多了。过去主要是采用电动阀门，而近来由于要求阀门快速动作，对气动阀的需求明显增加了。

电动机构可以直接装设在阀门上，称作内装式，也可以是外带式。外带式的电动装置应装设在易于维护的地方。而阀门的操作是通过远距离操纵部件（由绞链联轴节、联杆及不同型式的变速器组成的传动链）来进行的，如图7.18上所示出的那样。

电动装置根据它们安放的位置不同可分成两类，一类是将电动装置安放于密封罩内，一类是安装在密封罩外。对核动力装置上的电动装置提出了下列要求：

1. 电动装置应具有限制扭矩的双向联轴节，在终端位置以及当可动部分卡住时，在任何中间位置微型开关都能立即切断电机电源。

2. 联轴节应能在开启方向和关闭方向分别调整。

3. 联轴节的微型开关应能闭锁，以避免电动机重复自启动。电动装置应有6个微型行程开关，两个用于开启和关闭，两个用于闭锁和发出信号，还有两个备用。

4. 终端和行程开关以及用于限制联轴节扭矩的微型开关应接在交流220伏的电路内，触点的断流容量不小于100瓦。

5. 应保证电动装置能从手动操纵位置自动转换到电动操纵位置。

6. 电动装置在电压下降到额定值的80%、同时频率下降到47周波时仍能工作15秒，在这期间，仍应保证能完成启动。当电压下降到85%时，电动机应能长期工作。在最恶劣的工作环境下，电器回路和驱动装置外壳的绝缘电阻以及它们之间的绝缘电阻都不应低于10兆欧。

核动力装置上采用的阀门电动装置应保证在下列条件下可靠工作：

周围空气的温度 低于60℃

20℃时相对湿度 低于100%

在阀门安装区域内

的电离辐射剂量率 5×10^6 微仑/小时

对于在安全壳内工作的电动装置，还应提出附加要求，以便在下列条件下仍能可靠地工作：

在事故时的周围介质的温度 低于150℃

周围介质的压力 低于5千克力/厘米²

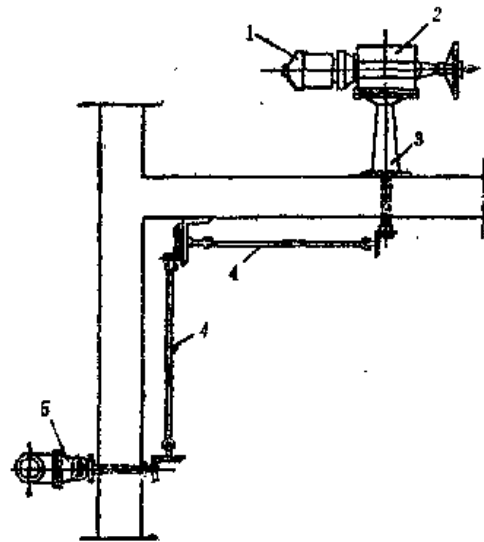


图7.18 带电动的远距离阀门操纵装置

1——电动机；2——电动装置；3——电动装置支座；4——远距离操纵杆；5——阀门。

湿度	100%
电离辐照剂量率	5×10^6 微伦/小时
密集喷淋硼酸溶液的浓度	低于16克/千克

上述要求与国外公司出厂的驱动装置的要求基本上相一致，但也有所不同。如英国“利米托尔克”公司制造的驱动装置，能在表7.9上所指出的参数下保证其正常工作能力。电动驱动装置能经受这些工作条件是依靠了下列各项专门措施，采用更高等级的绝缘材料，由特殊橡皮“ВИТОН”制成的垫片，采用专门的润滑剂等等。

表7.9 “利米托尔克”公司的电动装置 = 工作条件 (温度100%)

温度, °C	外压, 千克力/厘米 ²	工况持续时间, 小时
170	3.5	3
160	3.5	6
120	3.5	24
90	1.4	不限

苏联生产的操作阀门的电动装置是按照最大扭矩来分类的(表7.10)^[4]。图7.19给出控制标准系列驱动装置的电路图。当阀门关闭后，离合器关闭开关BM3在一定的扭矩整定值下切断电气传动。为了用微型行程开关KB3在“关闭”位置时切断电机电源，则必须取下这个微型行程开关的触点1和2之间的短接片。

当阀门开启后电动装置因开启终端开关KBO的动作而停止工作；当需要产生开启力矩时，可将开关KBO的触点3和4短接，这时靠离合器终端开关BMO来切断电机电源。

当驱动杆向相反方向转动时，开关BMO和BM3动作后就返回到初始位置。当电动机启动时刻，开关BMO和BM3的触点互为联锁。

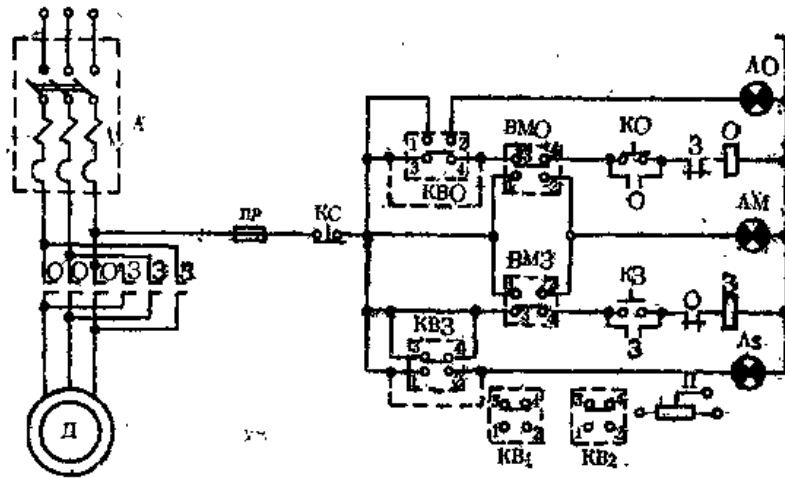


图7.19 Б、В、Г和Д型电动机的控制电路

Д——电动机；KBO和KB3——开启和关闭终端开关；BM3和BMO——离合器关闭和开启开关；KB1和KB2——辅助终端开关；O和Z——开启和关闭的磁力起动器；ЛО和ЛЗ——“开”和“关”信号灯；КО、КЗ和КС——“开”、“关”和“停”控制按钮；ЛМ——“离合器”信号灯；П——电位计；А——自动开关；П₁——保险丝。

在表7.9中所列的供阀门而生产的电动装置具有不同的驱动（输出）轴转矩，其值在2.5到850千克力·米之间。对于不同驱动机构，驱动轴的转速分别为10, 12, 20, 24, 40和48转/分，电动机的功率从0.12到7.5千瓦。所有的电机装置都备有手动控制备用机构。

气动装置是采用压力为 45 ± 5 千克力/厘米²和温度低于60°C的压缩空气来控制的。当控制用空气系统内的压力事故下降（或失去电源）时，不管阀门和气动装置的类型是双向的、

常开的，还是常闭的，其阀门轴杆都不应改变其事故发生前所在的位置。主要是常开和常闭型阀门获得了运用，因为这种阀门的驱动装置所需的空气量较少，空气只是在过渡工况下短时间投入使驱动装置动作。带双向作用驱动装置的阀门要求始终将气动装置接到压缩空气的母管上。气动装置应具有终端位置信号指示器。

在很多场合下，核动力装置所用阀门的气动装置供扣紧弹簧之用，弹簧在需要时动作。可利用下述公式来估价弹簧机构的动作持续时间

$$t = 0.05\sqrt{G/c}, \text{ 秒}$$

式中G——将摩擦阻力计算在内的移动体的重量，千克力；c——弹簧刚度，千克力/厘米。

图7-20给出用滚珠扣固定阀杆终端位置的驱动装置结构。当通过接管12供上气压时，上活塞11不落到支座4上，活塞上的作用力通过支座4和一组盘形弹簧10传给阀杆凸肩9，它是与螺纹套筒和驱动杆2相连的。驱动杆将作用力以驱动装置传给切断阀阀杆。活塞7移到下限位置，直到滚珠5下面的孔与支承环6上的槽相重合，从而使驱动装置固定在“关闭”的位置上。当进行控制介质的压力消除后，由于靠滚珠扣而保持压缩状态的盘形弹簧的作用，可保证阀瓣的密封所需的阀杆上的作用力仍维持不变。有时采用专门滑块来定位（图7.21）。为了用气动装置开启阀门，控制用的空气进入壳体2的下部空腔内，使活塞3向上移动，并能使滑块6脱离与浮子5斜面的啮合，从而保证活塞4能自由的移动。阀杆9和10

表7.10 阀门电动装置的主要参数

电动装 置的 类型	图 号	订 货 号	限制扭矩离 合器的调整 范围, 千克 力·米	传动轴 的转速 范围	传动轴 的转动 频率, 转/分	电机功 率, 千瓦
1	2	3	4	5	6	7
A	TЭ099.058-01M	87A222YIII1	2.5-6	1-10	12	0.12
	TЭ099.058-02M	87A242YIII1	2.5-6	1-10	24	0.12
	TЭ099.058-04M	87A225YIII1	2.5-6	10-45	12	0.12
	TЭ099.058-05M	87A245YIII1	2.5-6	10-45	24	0.12
	TЭ099.058-07M	87A322YIII1	6-10	1-10	12	0.12
	TЭ099.058-08M	87A342YIII1	6-10	1-10	24	0.18
	TЭ099.058-10M	87A325YIII1	6-10	10-45	12	0.12
	TЭ099.058-11M	87A345YIII1	6-10	10-45	24	0.18
B	B099.098-01	87B451YC1	10-25	1-6	25	0.6
	B099.098-02	87B454YC1	10-25	6-36	25	0.6
	B099.098-03	87B456YC1	10-25	36-200	25	0.6
	B099.098-04	87B481YC1	10-25	1-6	50	1.1
	B099.098-05	87B484YC1	10-25	6-36	50	1.1
	B099.098-06	87B486YC1	10-25	36-200	50	1.1
	B099.098-07	87B451YIII1	10-25	1-6	25	0.6
	B099.098-08	87B454YIII1	10-25	6-36	25	0.6
	B099.098-09	87B456YIII1	10-25	36-200	25	0.6
	B099.098-10	87B481YIII1	10-25	1-6	50	1.1
	B099.098-11	87B484YIII1	10-25	6-36	50	1.1
	B099.098-12	87B486YIII1	10-25	36-200	50	1.1

续表

电动装 置的 类型	图 号	订 货 号	限制扭矩离 合器的调整 范围, 千克 力·米	传动轴 的转速 范围	传动轴 的转动 频率, 转/分	电机功 率, 千瓦
1	2	3	4	5	6	7
B	B099.100-01	87B4641YC1	25-63	1-6	24	2.2
	B099.100-02	87B4644YC1	25-63	6-36	24	2.2
	B099.100-03	87B4646YC1	25-63	36-200	24	2.2
	B099.100-04	87E1671YC1	25-63	1-6	48	4
	B099.100-05	87B4674YC1	25-63	6-36	48	4
	B099.100-06	87B4676YC1	25-63	36-200	48	4
	B099.100-07	87B4641YIII	25-63	1-6	24	2.2
	B099.100-08	87B4644YIII	25-63	6-36	24	2.2
	B099.100-09	87B4646YIII	25-63	36-200	24	2.2
	B099.100-10	87B4671YIII	25-63	1-6	48	4
	B099.100-11	87B4674YIII	25-63	6-36	48	4
	B099.100-12	87B4676YIII	25-63	36-200	48	4
	B099.100-13	87B4674YC1	25-63	6-36	48	3
	B099.100-14	87B541YC1	63-100	1-6	24	2.2
	B099.100-15	87B544YC1	63-100	6-36	24	2.2
	B099.100-16	87B546YC1	63-100	36-200	24	2.2
	B099.100-17	87B571YC1	63-100	1-6	48	4
	B099.100-18	87B574YC1	63-100	6-36	48	4
	B099.100-19	87B576YC1	63-100	36-200	48	4
	B099.100-20	87B541YIII	63-100	1-6	24	2.2
	B099.100-21	87B544YIII	63-100	6-36	24	2.2
	B099.100-22	87B546YIII	63-100	36-200	24	2.2
	B099.100-23	87B571YIII	63-100	1-6	48	4
	B099.100-24	87B574YIII	63-100	6-36	48	4
	B099.100-25	87B576YIII	63-100	36-200	48	4
Г	B099.102-01	87Г631YC1	100-250	1-6	20	4
	B099.102-02	87Г634YC1	100-250	6-36	20	4
	B099.102-03	87Г636YC1	100-250	36-200	20	4
	B099.102-04	87Г661YC1	100-250	1-6	40	7.5
	B099.102-05	87Г664YC1	100-250	6-36	40	7.5
	B099.102-06	87Г666YC1	100-250	36-200	40	7.5
	B099.102-07	87Г663YC1	100-250	5-24	40	7.5
	B099.102-08	87Г663aYC1	100-250	24-144	40	7.5
	B099.102-09	87Г667YC1	100-250	144-800	40	7.5
	B099.102-10	87Г631YIII	100-250	1-6	20	3
	B099.102-11	87Г634YIII	100-250	6-36	20	3
	B099.102-12	87Г636YIII	100-250	36-200	20	3
	B099.102-13	87Г661YIII	100-250	1-6	40	7.5
	B099.102-14	87Г664YIII	100-250	6-36	40	7.5
	B099.102-15	87Г666YIII	100-250	36-200	40	7.5
	B099.102-16	87Г663YIII	100-250	4-24	40	7.5
	B099.102-17	87Г663aYIII	100-250	24-144	40	7.5
	B099.102-18	87Г667YIII	100-250	144-800	40	7.5
	B099.104-01	87Д711YC1	250-850	1-6	10	7.5
	B099.104-02	87Д714YC1	250-850	6-36	10	7.5
	B099.104-03	87Д716YC1	250-850	36-200	10	7.5
	B099.104-04	87Д711YIII	250-850	1-6	10	7.5
	B099.104-05	87Д714YIII	250-850	6-36	10	7.5
	B099.104-06	87Д716YIII	250-850	36-200	10	7.5

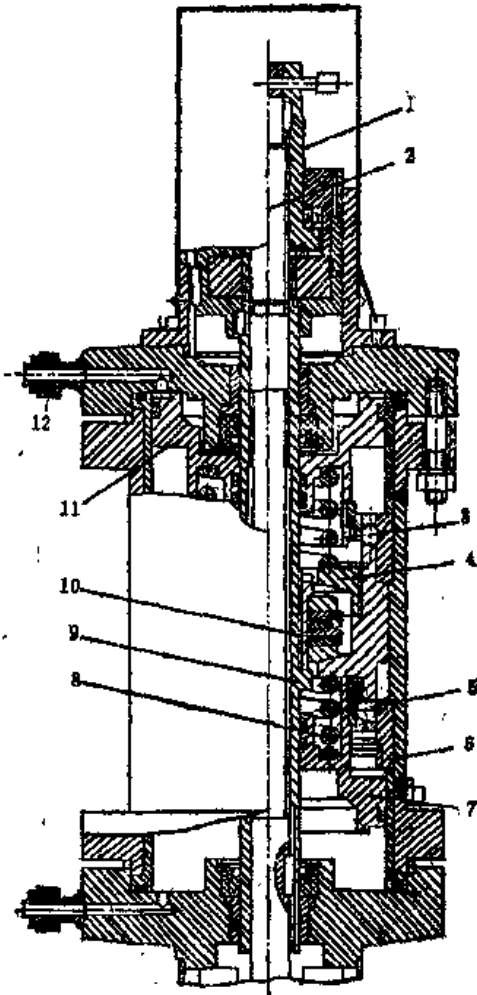


图7.20 用滚珠扣固定极限位置的活塞式驱动装置

- 1——螺纹套筒；2——驱动杆；3、
- 5——滚珠；4——支座；6——支承环；
- 7——下活塞；8——弹簧；9——轴杆；
- 10——盘形弹簧；11——上活塞；12——接管。

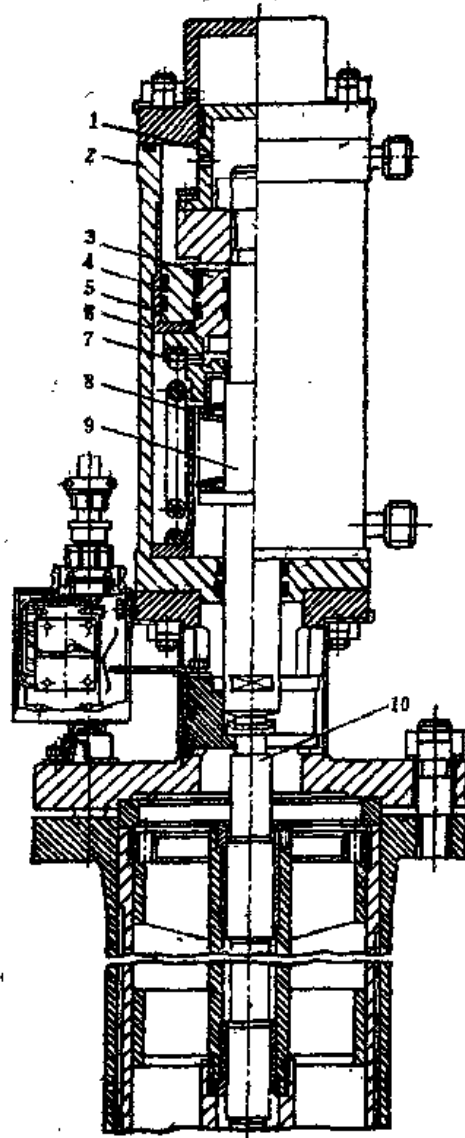


图7.21 用滑块固定关闭位置的气动装置

- 1——缓冲活塞；2——驱动装置的壳体；
- 3——定位活塞；4——工作活塞；5——壳体
- 圆筒内的浮子；6——定位滑块；7——螺旋形
- 工作弹簧；8——盘形缓冲弹簧；9——驱动杆；
- 10——阀杆。

也随之和它一起自由移动。当阀门关闭时，对阀杆9的作用力是通过盘形缓冲弹簧8传递的。当从下部空腔卸压后，关闭件靠弹簧7固定在上部位置上。

所有带机械定位的驱动装置，在结构上都复杂，因此，当只要求阀杆在事故时保持在极限位置的情况下，采用图7.22上所示类型的驱动装置更为合适，双向作用的驱动装置具有活塞缸，主弹簧和一组盘形缓冲弹簧。分流活门的分配装置通过上下两个连通孔与汽缸相联结。当通过接管1给出控制关闭的压力时，活门2被向上挤压到终点，并打开上部连通孔，用控制的介质进入到汽缸4；活塞5向下移动，通过盘形弹簧7和阀杆6使阀门进入“关闭”位置。一旦汽缸4内的压力与分流活门内的压力达到平衡，活门2在弹簧3的作用下关闭上

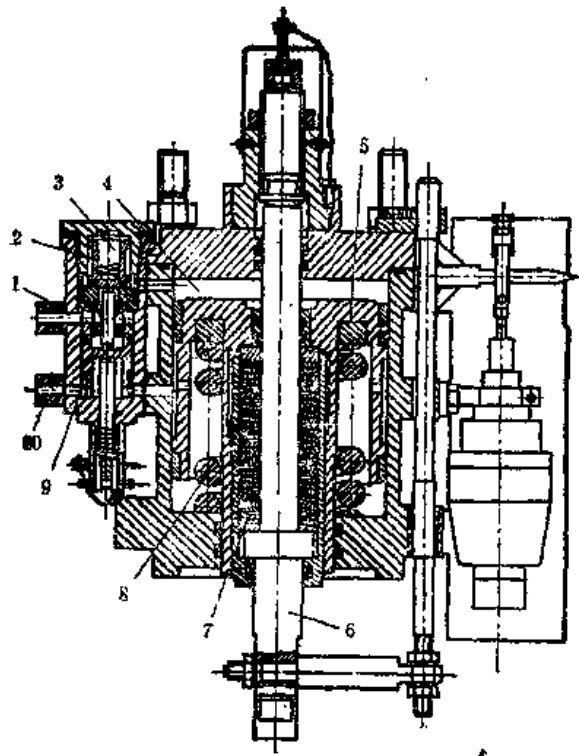


图7.22 带定位的驱动装置

部连通孔，用于控制的介质就不再进入汽缸4内，介质也不能从汽缸的上部空腔逸出。当活塞向下移动时，介质从活塞下经过接管10逸出。

当通过接管10供给用于开启阀门的控制压力时，分流装置的活塞9向上挤压活门2，上连通孔打开，控制用的介质从汽缸的上部空腔通过接管1排出，而控制用的介质通过分流活门的下连通孔进入到汽缸的下部空腔。活塞5向上移动，通过阀杆6使阀门进入“开启”位置，并靠弹簧8使其固定在这个位置上。

7.8 分流装置

小口径三通阀和中、大口径三通阀，以及用来从另外两个管道向一个管道内分配工作介质的装置都属于分流阀。小口径三通阀实行手动操作，中、大口径三通阀配有气动或液压驱动装置。工作介质的方向是流向分流活门。小口径三通阀的结构示于图7.23。

分流阀设有电磁传动，并用来控制气动和液压驱动装置。阀门的参数以及其他分配装置参数由它们在核动力装置上的作用来决定。三通阀是供单腔驱动用，而四通阀是供双腔驱动用。

图7.24a示出三通气动分流阀的结构。当电磁铁线圈断电时，在弹簧和压缩空气（经过接管1从母管进入分配阀）作用下，辅助分配阀2移到上部位置，关闭从隔膜上部空腔5向大气排放的空气出口。同时，空气作用于隔膜6，并通过活塞7，推动分配阀9至左边极限位置。从驱动装置来的压缩空气通过接管10和孔8排入大气。当电磁铁线圈接通电源时，辅助分流阀2移到下部位置，空气不能进入隔膜上部空腔，同时通过孔4将这空腔与大气连通起来。压缩空气将分配阀9推移到右边的极限位置，并通过接管10进入到气动装置。分流阀是用来控制压力从25至55千克力/厘米²的气动装置。直流电磁铁的电压为127或220伏。在没

有电源的情况下，结构上应设有手动后备件3。图7.24a和b给出了三通分流阀的工作原理图。

图7.25给出了当控制用的空气压力消失时还能保证阀杆位置不变的分流阀结构。具有工作压力的空气送到接管6。当电磁铁线圈1通电，而电磁铁线圈2断电时，压缩空气通过接管5供应到气动装置。当电磁铁线圈1断电，而线圈2通电时，则压缩空气通过孔3从气动装置向大气释放。当事故停气或事故停电时，电磁铁2的分配阀4如同止回阀一样，阻止空气从气动装置排放。

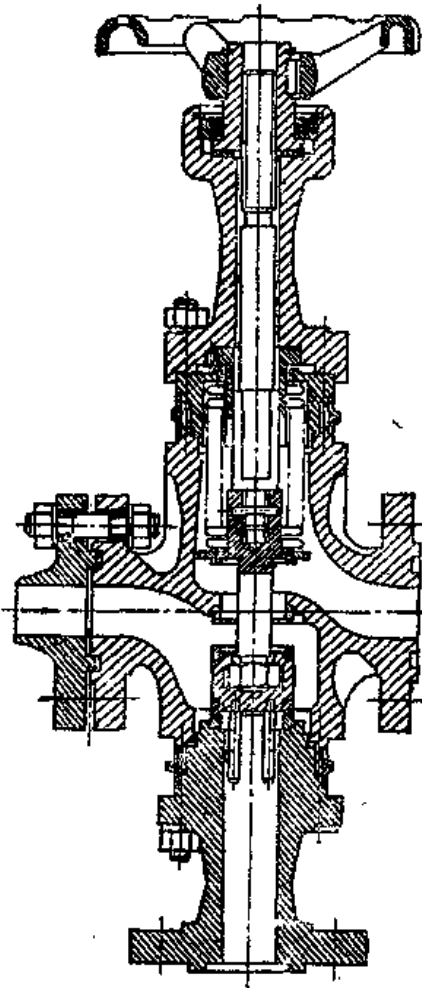


图7.23 用于控制气动-液压驱动的三通分流阀

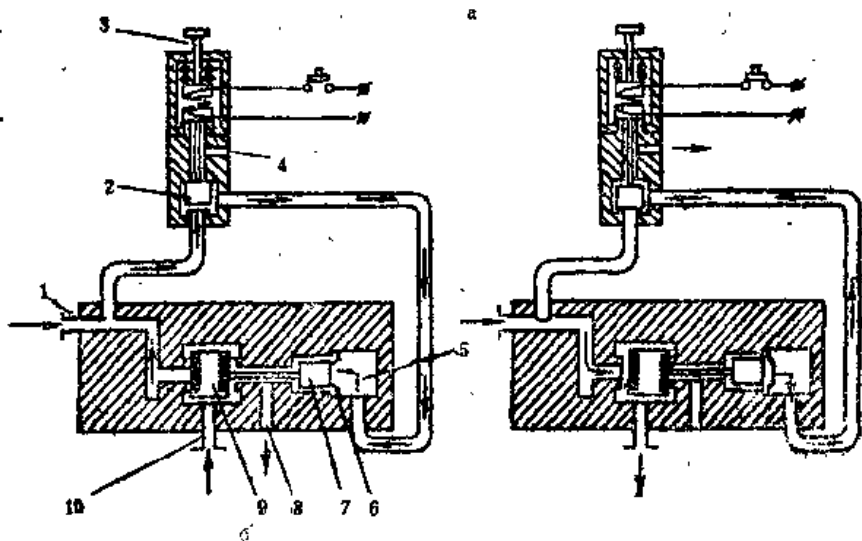
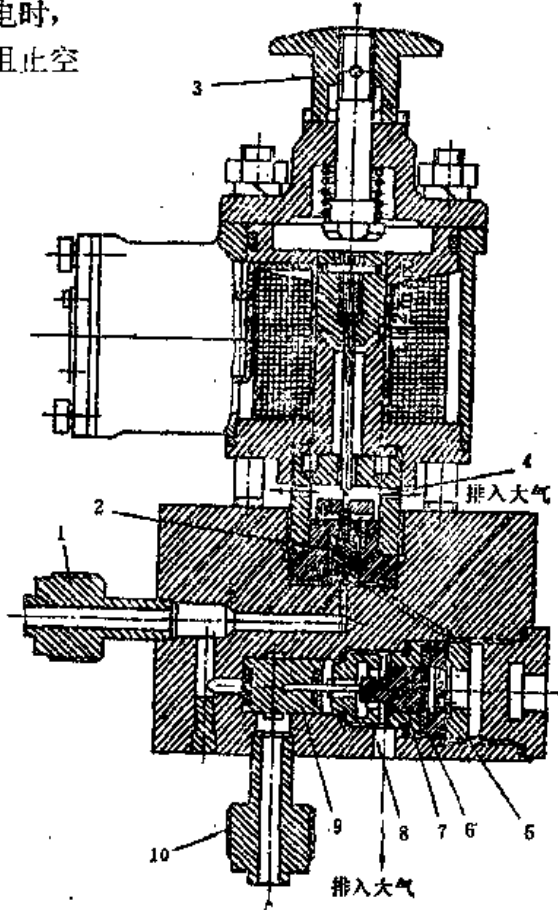


图7.24 三通气动分流阀

a——结构图；b和b——工作原理图（b——电磁铁断电，b——电磁铁通电）。

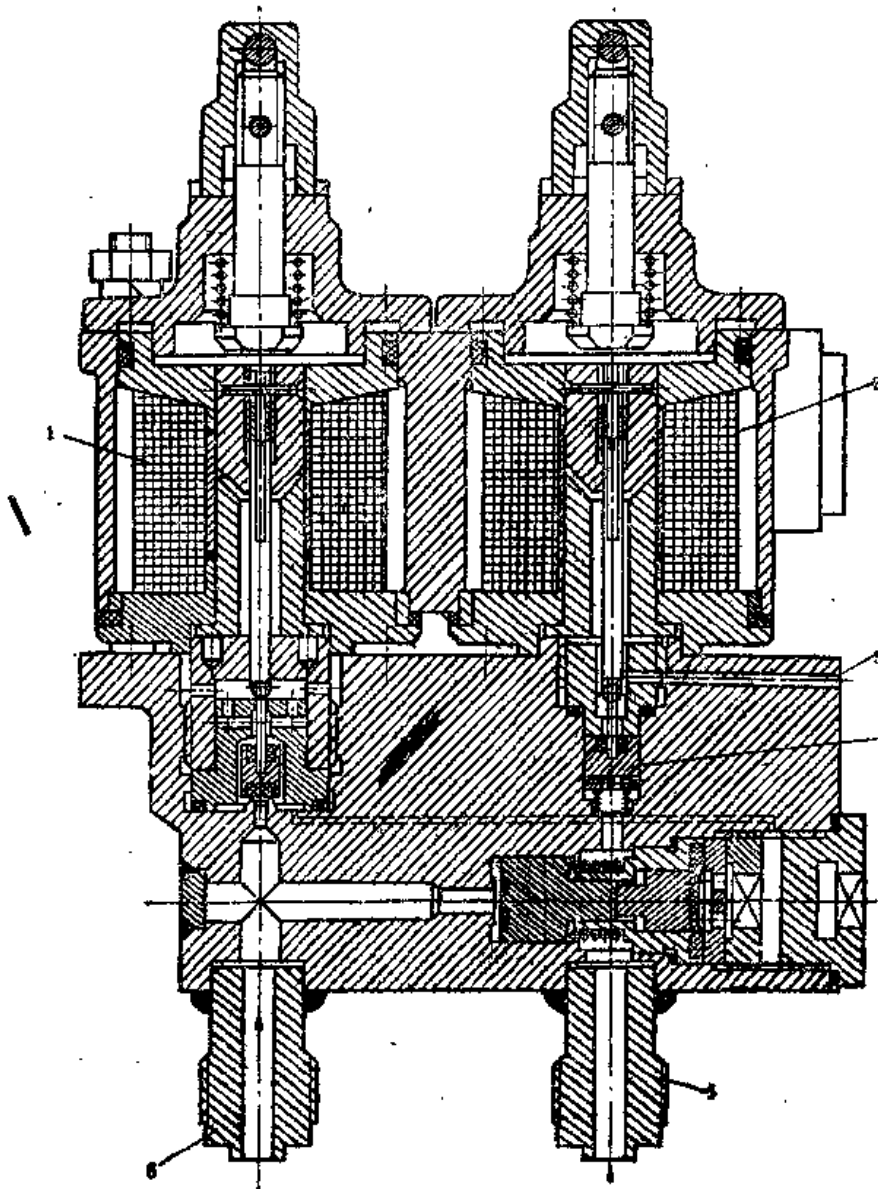


图7.25 带双电磁铁的分流阀 (图示为向气动装置供气的位置)

第八章

阀门的流体阻力计算

8.1 基本原理

选择核动力装置上所采用的调节阀和节流阀时,以及选择安全阀和防爆膜的直径时,要进行流体阻力计算。如按公称口径选择切断阀时,则不必进行初步流体阻力计算。在循环介质为均衡流动的大直径回路内,切断阀总是处于常开位置,为了避免传输介质(特别是液体)耗能大,一般都采用流体阻力小的闸阀。在单向管线上、取样管路上、介质排放和疏水管路上、凝结水疏水管路上以及其他辅助管路上,允许采用流体阻力大的小口径截止阀。

调节阀不应作切断阀用。为了截断流道内介质而不让泄漏,在管路上除了调节阀以外,需要再设一个切断阀。因为最经常采用的双座调节阀不能保证两个阀座同时截断流量而严密不漏。如果需要截流不漏的话,应采用单座阀门。如在动力装置上,就采用电动遥控单座针形调节阀。调节阀的流体阻力特性、受力特性和结构特性决定着它的运行可能性。

流通能力 K_v ——它表示在调节机构上的压差为1千克力/厘米²、流体密度为1000千克/米³时,每小时通过调节阀的液体体积流量,米³/小时。加相应的角码,如 K_{v10} 、 K_{v50} 表示在某一给定的行程下以百分比表示的流通能力的现行值。公称流通能力 K_{vr} ,米³/小时,是阀瓣在某一给定行程下,阀门流通能力的额定值。初始流通能力 K_{v0} ,是阀瓣开启的一瞬间,阀门流通能力的额定值。最小流通能力 K_{vmin} ,是在调节阀的调节机构仍能保持其调节特性条件下的最小流通能力值。

流通能力变化的范围 $D = K_{vr}/K_{vmin}$,即公称流通能力对最小流通能力的比值。

流通特性 $K_v = f(S)$ 决定着流通能力与阀瓣位移 S 的关系。工业上生产出的调节阀具有线性流通特性和等百分比流通特性。线性流通特性保证流通能力的增量正比于阀瓣的位移:

$$dK_v = n dS,$$

式中

$$n = K_{vr}/S_r.$$

等百分比流通特性保证流通能力的增量正比于流通能力的现行值。

$$dK_v/dS = n_1 K_v,$$

式中

$$n_1 = \ln(K_{vr}/K_{v0}).$$

工作流量特性决定着在工作条件下流量与阀瓣位移的关系。

执行器*的不严密度——以公称流通能力的百分比表示的执行器关闭时的流量。

* 这里指的是调节阀。——译者注

行程特性是执行器执行机构的行程构件的位移或执行器调节机构的阀瓣的位移与指令参数的关系

$$S = f(x_i),$$

式中 x_i —— 指令参数的现行值。

结构特性表示出调节机构的阀座和阀瓣之间的流通面积与阀瓣位移的关系。

公称行程 S ,是由执行机构输出构件满行程的额定值或执行器阀瓣满行程的额定值来确定。

阀门(调节阀、截止阀、闸阀、节气阀等等)作为流体系统的一个部件是一个局部阻力元件,当液体或气体介质流过此元件时,在阀门上产生压力降,为克服这种局部阻力,要消耗能量 ΔN ,

$$\Delta N = \Delta p \cdot F \cdot v / 102,$$

式中 Δp —— 压力降,千克力/厘米²; F —— 按公称通径 D ,计算的管道横截面面积,厘米²; v —— 按 D 折算的介质流动速度,米/秒。

压力降可用下式表示出来,

$$\Delta p = \delta \psi \zeta \frac{v^2}{2g} \cdot \frac{\gamma}{10},$$

式中 ζ —— 阀门的局部阻力系数; δ 和 ψ —— 考虑到介质压缩和粘度对压头损失的影响而给的相应系数; $g = 9.81$ 米/秒² —— 重力加速度; γ —— 介质重度,克力/厘米³。

对于粘度小的液体介质, $\delta = 1$, $\psi = 1$, 于是

$$\Delta p = \zeta \frac{v^2}{2g} \cdot \frac{\gamma}{10}.$$

当液体介质通过阀门时,如已知其压力降,则质量流量 G ,吨/小时,和体积流量 Q ,米³/小时,可按下列公式来确定

$$G = \frac{5.04F\gamma}{\sqrt{\zeta}} \sqrt{\Delta p \gamma}; \quad Q = \frac{5.04F\gamma}{\sqrt{\zeta}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\gamma}}.$$

当介质为水 ($\gamma = 1$ 克力/厘米³)、在阀门上的压力降 $\Delta p = 1$ 千克力/厘米² 时,

$$G_r = Q_r = 5.04F / \sqrt{\zeta},$$

此流量值表征阀门的流通能力,并用 K_v 来表示,于是

$$G = K_v \sqrt{\Delta p \cdot \gamma}; \quad Q = K_v \sqrt{\Delta p / \gamma}.$$

当阀门需要进行选型和尺寸计算时,可利用公称流通能力 K_v ,它是按给定类型尺寸阀门的 $K_{v, \dots}$ 平均值来确定。 $K_{v, \dots}$ 的真实值与 K_v 的偏差不应大于 8%。对于公称通径 $D_r = 15-300$ 毫米的调节阀, K_v 的值通常组成如下系列: 6.3; 10; 16; 25; 40; 63; 100; 160; 250; 400; 630; 1000; 1600; 2500 米³/小时。

8.2 流通特性

当阀门上的压力降为常量时,流通能力与阀瓣行程的关系就是调节阀的流通特性。流通

特性与阀瓣的外形有关。为了便于分析、评价和计算起见，流通特性和流量特性可用相对值（无因次）来表示。这时，介质的相对流量 $q = K_v / K_{v0}$ 从 0 变化到 1；阀瓣的相对行程 $l = S / S_0$ 也从 0 变化到 1。这样一来， $q = f(l)$ 是流通特性的相对值，而 $K_v = f(S)$ 是它的绝对值。用无因次流通特性来比较不同尺寸的阀门更为方便。

图 8.1 给出了直线性和等百分比两种流通特性。这些关系式只适用于阀门上的压力降不变的条件下，即阀门的压力降与介质流量无关，在被调节系统内的所有其余部分的流体阻力与阀门的流体阻力相比都小得可以忽略不计的条件下，这些关系式才有效。在这些条件下阀门的流量特性和它的流通特性相同。在批量生产的双座阀门上，当它为直线性特性时，流通能力变化的范围 $D = 7.5$ ，而当它为等百分比特性时， $D = 24$ 。

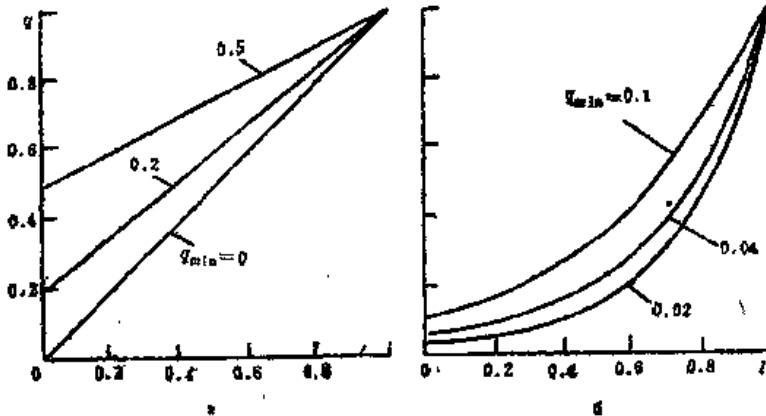


图 8.1 调节阀的直线性 (a) 和等百分比 (b) 流通特性

在实际条件下，调节阀上的压力降并非是常量，而是随泵和管道系统其他组成部分的水力学特性、所要求的介质流量、被输送介质的性质、它的粘度、流动工况、由压力下降而引起的沸腾能力以及某些其他因素的变化而变化。在管路（或系统）中，需要计算的某段管路，它的起始端压力为 p_0 ，而它的终端压力为 p_k ，它是由压力损失为 Δp_T 的管路和工艺设备以及压力损失为 Δp 的调节阀所组成，因此

$$\Delta p = \Delta p_c - \Delta p_T,$$

式中 Δp_c 是这段装有调节阀的管道总压力损失。

由于 $p_0 - p_k$ 的压差值是这段管路的压力损失之和，根据图 8.2

$$\Delta p_c = p_0 - p_k \pm Z_v$$

式中 Z_v —— 由高度为 Z 的液柱所产生的流体静压头。假设不包括调节阀在内的管路计算段的流体阻力为常量，则随着被调系统内的介质流量的增大，即随着提升调节阀阀瓣和增大 K_v ，则阀门上的流体阻力和压力降也就会下降，与此同时，由于流量增加，管道上的压力降也会增大。因此

$$\Delta p_{v,1} = \Delta p_c - \Delta p_{r,1,2,0}$$

因此，随着系统内流量的变化，比值 $p/\Delta p$ 也在改变。随着流量的增大，阀门上的压力降占整个系统内总压降的份额也会变得更小。在这些条件下，流过系统的介质流量的变化是符合于阀门的流量特性的，但这个流量特性不同于流通特性。实质上，调节阀的流量特性决定了装有该调节阀的系统的流量特性，这可表示为系统的流通能力与调节阀阀瓣提升高度的

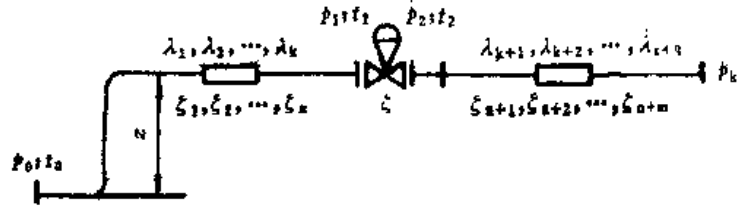


图8.2 管段计算流程图

p_1 和 p_2 ——最大流量时执行器前后的绝对压力; $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_k$ ——执行器前管道直线段内的摩擦阻力系数;
 $\lambda_{k+1}, \lambda_{k+2}, \dots, \lambda_{k+m}$ ——执行器后管道直线段内的摩擦阻力系数; $\zeta_1, \zeta_2, \dots, \zeta_n$ ——执行器前的管道局部阻力系数; $\zeta_{n+1}, \zeta_{n+2}, \dots, \zeta_{n+m}$ ——执行器后的管道局部阻力系数; Z ——管道上、下标高之差; t_0, t_1, t_2 ——分别为管道的始端, 调节阀前、后的介质温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

关系。

阀门的流通特性和流量特性之间的差异程度和特征, 根据 $n = K_{V_y} / K_{V_r}$ 的比值来确定。图8.3给出了在不同的 n 值下具有直线性和等百分比流通特性的调节阀的流量特性。显而易见, 随着 n 值的提高, 流量特性与流通特性的差别就会愈来愈大。为了获得绝大多数系统运行情况所希望的线性流量特性, 当 $n \leq 1.5$ 时, 宜采用具有线性流通特性的调节阀; 当大的 n 值 ($n \geq 3$) 时, 宜采用具有等百分比流通特性的调节阀。当 $1.5 < n < 3$ 时, 则流通特性的选择应根据调节阀的具体运行条件而定。调节阀通常只在阀瓣的某个行程段内工作。当给定了这一段的尺寸 l 和所要求的流通能力时, 可按照图8.4上的线圈来选择流量变化曲线, 再按该曲线找出所需要的阀门 K_V 值。最后用这个 K_V 值来确定它所必需的 D 值(毫米)。

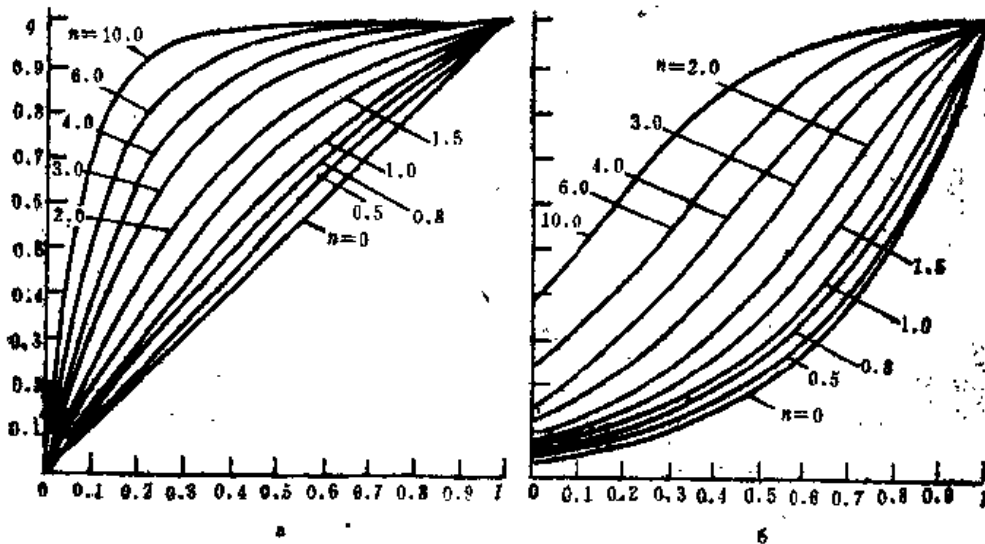


图8.3 在不同的 n 值下, 具有直线性 (a) 和等百分比 (b) 流通特性的调节阀的流量特性。

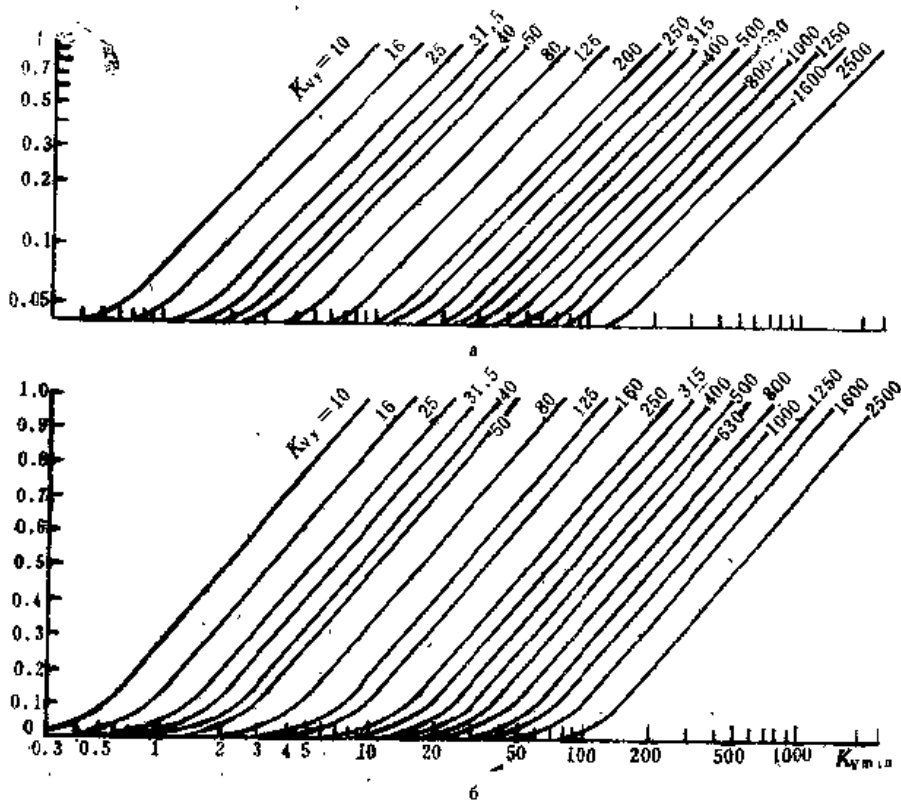


图8.4 具有直线性 (a) 和等百分比 (b) 流通特性的调节阀的流通能力系数

8.3 调节阀尺寸的选择

当选择调节阀时，希望保证 $K_{v,req}$ 的要求值与实际值尽可能接近相等（包括必要余度的考虑）。当 $K_{v,act}$ 值小于要求值时，不能保证流过系统的介质最大流量，而当 $K_{v,act}$ 大于要求值时，则调节阀只能工作在更狭窄的 S 范围内，使其运行效果变差：增大调节误差，加强了调节阀的阀座和阀瓣的磨损，这是由于它们之间的缝隙狭小的缘故。由于工厂生产的调节阀产品品种和分类目录有限，使挑选受到限制，在很多情况下，调节阀不能在阀瓣满行程范围内工作。 $K_{v,max}$ 和 $K_{v,min}$ 值决定着阀门流通特性的工作段值，而 S_{max} 和 S_{min} 值决定着阀瓣行程的工作段值。

总之，根据水力学参数调节阀在现有系列产品中进行选择，就是要选择流通特性的类型（直线性或等百分比）和其公称通径 D_n 。调节阀的选择方法在全苏国家标准ГОСТ16443—70内给出。调节阀的公称通径 D_n 是根据 $K_{v,req}$ 的要求值来确定的， $K_{v,act}$ 可从 $K_{v,act} \geq 1.2K_{v,req}$ 求得， $K_{v,act}$ 是在阀瓣完全提起时的最大工作值（所要求的计算值）。

取安全系数为1.2是考虑到 $K_{v,act}$ 的偏差值在 $\pm 8\%$ 的范围内，此外，也是为了当 $K_{v,act}$ 值时，不仅能向流量减小的一侧，而且也可向流量增大的一侧保证有调节的可能性。保留安全系数的必要性还在于系统在运行过程中，介质的流量、压力、温度、粘度可能有波动以及考虑到盐的结晶与凝固等。为了保证达到足够高的调节质量，调节阀的 D_n 应尽可能选择接近

于计算值，根据 $K_{v,}$ 的计算值和产品目录来选择具有最接近而稍大于 $K_{v,}$ 值的调节阀。

可利用下列公式确定 $K_{v,}$

1. 工作介质为非粘性液体（动粘度不大于0.2池），压降不小于0.7千克力/厘米²，

$$K_{v,} = Q_{,} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{\Delta p_{,}}} = \frac{G_{,}}{1000 \sqrt{\Delta p_{,} \cdot \gamma}}$$

式中 $Q_{,}$ ——液体最大容积流量，米³/小时， $G_{,}$ ——液体最大质量流量，千克/小时。
如果工作介质为粘性液体，则

$$K_{v,}^2 = \psi K_{v,}^2$$

ψ 值按下述方法来确定：预选调节阀的尺寸，对这个尺寸再按下式来确定其雷诺数

$$Re = 3530 \frac{Q_{,}}{v \cdot D_1} = 36 \frac{G_{,}}{\mu \cdot D_1} \cdot \gamma,$$

式中 v ——当温度为 t_1 时的流体动力粘度，厘米²/秒； t_1 ——调节阀前的液体温度，℃，
——温度为 t_1 时的液体静粘度，千克力·秒/米²； D_1 ——阀门的公称通径1毫米。如果计算得到的雷诺数 $Re \leq 2000$ ，则 ψ 可按图8.5上的曲线来确定。

当满足 $1.2 K_{v,}^2 \leq K_{v,}^2$ 的条件时，选择工作就可认为是完成了，式中 $K_{v,}$ ——预选阀门的流通能力。如果 $1.2 K_{v,}^2 > K_{v,}^2$ ，则按照 $1.2 K_{v,}^2$ 值选择具有较大 $K_{v,}$ 的阀门，然后重新确定 $1.2 K_{v,}^2$ 。

工作在液体内的调节阀的尺寸选好后，要进行校核，看它会不会出现气蚀。产生气蚀的压降可按下式来确定：

$$\Delta p_{,} = K_e (p_1 - p_2)$$

式中 K_e ——气蚀系数； p_2 ——当温度为 t_1 时液体饱和蒸汽下的绝对压力，千克力/厘米²。
气蚀系数 K_e 可根据图8.6上的曲线来确定，它取决于阀门的类型、流向和调节阀的阻力系数

$$\zeta = 25.4 F_1^2 / K_{v,}^2 = 16 D_1^4 / K_{v,}^2,$$

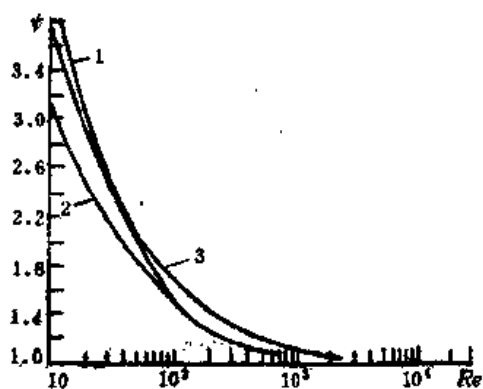


图8.5 系数 ψ 与雷诺数 Re 的关系
对于双座调节阀（1）；对于单座调节阀（2）；对于节气阀（3）。

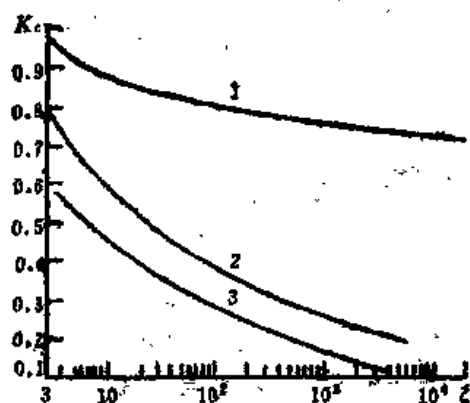


图8.6 气蚀系数 K_e 和 $K_{e,}$ 与阻力系数 ζ 的关系图线
1——单座阀（液体由阀瓣下面进入）的 K_e 和 $K_{e,}$ ；
2——双座和单座阀（液体由阀瓣上面进入）的 $K_{e,}$ ；
3——双座和单座阀（液体由阀瓣上面进入）的 K_e 。

如果所选择的调节阀能满足 $\Delta p_{min} \leq \Delta p_{max}$ 的条件, 则它就可采用, 否则就要重新计算。当节流时, 在液体汽化或气蚀条件下, 流量就不再增长, 需要计算出在此情况下的最大压降 Δp_{max} :

$$\Delta p_{max} = K_{c, max}(p_1 - \gamma p_2),$$

式中 $K_{c, max}$ ——相对于最大流量的气蚀系数; γ ——考虑介质物性的修正系数; 当缺乏必要的资料时采纳 $\gamma = 1$ 。按照所获得的 Δp_{max} 值来确定调节阀的流通能力 $K_{v, max}$ 。

2. 工作介质为气体。当调节阀上的压降为次临界压降 ($\Delta p_{min} < p_1/2$) 时, 可利用下列公式:

$$\begin{aligned} K_{v, max} &= \frac{Q_{max}}{535} \sqrt{\frac{\gamma_g T_1 K'}{\Delta p_{min} p_2}} \\ &= \frac{G_{max}}{535} \sqrt{\frac{T_1 K'}{\Delta p_{min} p_2 \gamma_g}} \end{aligned}$$

当调节阀上的压降为临界压降 ($\Delta p_{min} \geq p_1/2$) 时:

$$\begin{aligned} K_{v, max} &= \frac{Q_{max}}{268 p_1} \sqrt{\gamma_g T_1 K'} \\ &= \frac{G_{max}}{268 p_1} \sqrt{\frac{T_1 K'}{\gamma_g}} \end{aligned}$$

式中 Q_{max} ——气体的最大容积流量 (折算到 $p = 1.033$ 千克力/厘米², $t = 0^\circ\text{C}$ 的条件), 米³/小时; G_{max} ——气体的最大质量流量, 千克/小时; p_1 ——最大流量时调节阀前的介质绝对压力千克力/厘米²; p_2 ——最大流量时调节阀后介质的绝对压力, 千克力/厘米²; Δp_{min} ——在调节阀上的最小压降 (当最大流量时), 千克力/厘米²; γ_g ——气体比重 (折算到 $p_1 = 1.033$ 千克力/厘米², $t = 0^\circ\text{C}$ 时的条件), 千克力/米³; T_1 ——调节阀前的气体温度, K; K' ——考虑给定气体与理想气体的偏差而设置的系数。

3. 工作介质为过热蒸汽或干饱和蒸汽。当调节阀上的压降为次临界压降时 ($\Delta p_{min} < p_1/2$) 可采用下式:

$$K_{v, max} = \frac{G_{max}}{33} \sqrt{\frac{v_2}{\Delta p_{min}}}$$

当调节阀上的压降为临界压降时 ($\Delta p_{min} \geq p_1/2$) 时:

$$K_{v, max} = \frac{G_{max}}{23.4} \sqrt{\frac{v_1}{p_1}}$$

式中 G_{max} ——蒸汽最大质量流量, 千克/小时;

v_1 ——温度为 t_1 和压力为 p_1 时的蒸汽比容, 米³/千克;

v_2 ——温度为 t_1 和压力为 p_2 时的蒸汽比容, 米³/千克。

选择流通特性, 应使其在运行条件下能产生所要求的流量特性。这样, 流通特性的选择应考虑调节目的、被输送介质的运行性能、它的聚集状态 (液体、气体或蒸汽) 和组成所要

计算管段上所有元件的水力参数等。

当液体为旺盛紊流和计算管段上的压降 Δp 为常数时，调节阀的流通特性应根据国定全苏标准ГОСТ16443—70来选择。在动力阀门的产品目录上给出调节阀和节流阀的有关流通能力的数据和它们的流通特性，供选择阀门尺寸时使用。给出阀门在临界压降时通过蒸汽的理论流量曲线，它们是按下式确定的：

$$G = 0.0752\mu_p F_v \sqrt{p_1/v_1}$$

式中 G ——蒸汽流量，吨/小时； F_v ——由阀瓣行程决定的阀座开启横截面的面积，厘米²；

μ_p ——流量系数（一般采用 $\mu_p = 0.7$ ）。

8.4 安全阀的选型和水力计算

苏联国家工业安全和检查委员会的准则确定了选择工程上使用的安全阀的数量和公称通径的条件。根据苏联国家工业安全和检查委员会批准的有关规定^[11]，普通用途的动力装置上的安全阀数量、尺寸和排放能力应这样来计算：当介质的工作压力低于或等于3千克力/厘米²时，它所服务对象（系统或设备）不能出现比工作压力高出0.5千克力/厘米²的压力；当介质的工作压力为3—60千克力/厘米²时，不能出现比工作压力高出15%的压力；当介质的工作压力高出60公斤力/厘米²时，不能出现比工作压力高出10%的压力。如果在设计中以及在设备的技术文件中明确作了规定，那么也不允许压力升高比工作压力高出25%时安全阀还不开启。

考虑到核动力装置设备工作的特殊条件，规程^[10]规定安全阀的数量、尺寸和排放能力应靠计算来确定，以使得设备内不可能产生比工作压力还大10%的压力。在容积补偿器、蒸汽发生器以及在单回路装置的汽鼓-分离器内，安全阀的数量不应少于2个，其中一个作为检查用，如果在运行中的设备上不可能检验安全阀的工作是否正常，则在安全阀前应设置转换装置，使得能将安全阀从设备上切断后进行工作正常与否的检验。在任何状态下转换装置都应当使安全阀至少有1个保持与设备相连接的状态。因此，安全阀的数量应当加倍，在这种条件下，安全阀成对安装或采用其他方式安装。

在容积补偿器、汽鼓-分离器和一回路其他容器上，以及在蒸汽发生器上只能安装脉冲式安全阀。此处辅阀应当是直径不小于15毫米的直接作用式，并设有电磁驱动用以进行开启和关闭。在其他条件下，允许采用杠杆-重锤式或弹簧式（直接作用）安全阀，它们的通径不应小于20毫米。

当选择安全阀时应确定阀门的类型：重锤微启式（单杆或双杆），弹簧微启式，全启式或特殊全启式。对于高压和超高压参数的蒸汽，采用带脉冲控制的全启式阀门。

在某些条件下，安全阀的排放侧具有一定的背压，即工作在旁通阀的条件下，这时整个阀门的上部空间正处于介质的条件下。安全阀的结构应规定此空间能与外部介质密封隔离。重锤式安全阀不能满足这个条件，因为它的阀杆能在阀盖的导向孔内自由移动。因此，重锤式安全阀不能应用于具有背压的工作条件。在这种条件下，如果采用重锤式安全阀会带来严重后果。特别是在带有放射性或热液体的管路上。通过阀盖与阀杆之间的缝隙会漏出介质，在对象（系统或设备）的附近形成一个危险区。对于工作在背压下的阀门应采用弹簧式安全

阀。

选择阀壳和密封圈所要求的结构材料时，应考虑介质的物理性能和腐蚀性能、介质的工作压力和工作温度。安全阀与容器或管道常用法兰连接，或采用焊接连接。

从服务对象经敞开式安全阀排出介质的数量应大于进入的数量，只有在这种情况下，在服务对象内的压力才会下降。因此，安全阀的排放能力是一个至关重要的参数。当计算安全阀的数量和尺寸时，可利用下列公式来确定安全阀的排放能力，吨/小时

$$G = BK_v \sqrt{\Delta p \cdot \gamma_1}$$

式中 γ_1 ——阀门前介质在绝对压力和温度为 t_1 时的介质密度，克/厘米³； B ——考虑气体介质或蒸汽膨胀的系数（见表8.1），对于液体介质， $B=1$ ，对于气体和蒸汽， $B<1$

表8.1 系数B的值

β	绝 热 指 数 k				
	1	1.135	1.24	1.3	1.4
0	0.429	0.449	0.464	0.472	0.484
0.04	0.438	0.459	0.474	0.482	0.494
0.08	0.447	0.469	0.484	0.492	0.505
0.12	0.457	0.479	0.495	0.503	0.516
0.16	0.468	0.490	0.506	0.515	0.528
0.20	0.479	0.502	0.519	0.527	0.541
0.24	0.492	0.515	0.532	0.541	0.555
0.28	0.505	0.529	0.546	0.556	0.570
0.32	0.520	0.545	0.563	0.572	0.587
0.36	0.536	0.562	0.580	0.590	0.605
0.40	0.553	0.580	0.598	0.609	0.625
0.44	0.573	0.600	0.620	0.630	0.647
0.48	0.594	0.622	0.643	0.654	0.671
0.50	0.606	0.635	0.656	0.667	0.685
0.52	0.619	0.648	0.669	0.681	0.699
0.54	0.632	0.662	0.684	0.696	0.714
0.56	0.646	0.677	0.699	0.711	0.729
0.58	0.662	0.693	0.715	0.726	0.743
0.60	0.678	0.710	0.730	0.741	0.757
0.62	0.695	0.726	0.745	0.756	0.771
0.64	0.712	0.742	0.760	0.770	0.785
0.66	0.729	0.758	0.775	0.784	0.798
0.68	0.748	0.773	0.790	0.798	0.811
0.72	0.780	0.803	0.818	0.826	0.837
0.76	0.812	0.833	0.848	0.852	0.862
0.80	0.845	0.862	0.873	0.878	0.886
0.84	0.877	0.891	0.899	0.904	0.910
0.88	0.908	0.919	0.926	0.929	0.933
0.92	0.939	0.946	0.951	0.953	0.956
0.96	0.970	0.973	0.976	0.977	0.978
1.00	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000

系数 B 的值可按照下式来确定:

$$B = \frac{1}{\sqrt{1-\beta}} \sqrt{\frac{k}{k-1}} (\beta^{2/k} - \beta^{(k+1)/k}),$$

式中 $\beta = p_2^*/p_1^*$; p_1^* 和 p_2^* ——分别为阀门前及阀门后的介质绝对压力; $p_1^* = p_1 + 1$; $p_2^* = p_2 + 1$; p_1 和 p_2 ——分别为阀门前及阀门后的介质表压; k ——该气态介质的绝热指数, 取决于介质的压力和温度; 对于空气, 当温度为20℃和大气压力 ($p_1^* = 1.033$ 千克力/厘米²时, $k = 1.4$)。

为了保证直接作用式安全阀的密封性, 阀瓣对阀座的压紧力应稍高于介质内压的作用力, 当压力比工作压力大时, 阀门就开启, 因此, 安全阀采用 $p_1 = 1.1p_0$ 。

阀门的排放能力 K_v , 是根据产品样本来选取的。规程^[10]规定安全阀的排放能力可根据阀门的流量特性或按下式来确定。

$$G = 1.59\alpha FB\sqrt{(p_1 - p_2) \cdot \gamma_1}$$

式中 α ——气体(或液体)的流量系数, 它是由设计单位(制造厂)对每种阀门结构靠实验来确定; α 值载入安全阀的产品说明书上; F ——阀门流通部分的最小横截面面积, 毫米²。

在此条件下的流量特性可以理解为是阀门的排放能力与安全阀前后压差($p_1 - p_2$)的关系。容积补偿器、汽鼓——分离器和蒸汽发生器上的安全阀应按照压力调整好。其值不得超过表8.2上所给出的数字。如果由于生产的性质或由于容器内介质作用的结果, 使安全阀不能可靠地工作, 则必须安装安全膜(爆破膜), 其爆破压力比容器内的工作压力的上升幅度不超过25% (如果已用计算证实可靠的话)。如果在安全膜和爆破膜之间装设能检查爆破膜正常状态的装置, 那么爆破膜即可以安装在安全阀之前。

表8.2 调整重要安全阀(容积补偿器上、汽鼓、分离器上、蒸汽发生器上)时的许用压力

公称表压 千克力/厘米 ²	安全阀开启时的初始压力	
	检查时	工作时
13—60	1.03 p_0	1.05 p_0
60—140	1.05 p_0	1.08 p_0
140—225	1.08 p_0	1.08 p_0

在增压能使爆破膜动作(导致破裂)的条件下, 要求安装在设备上的爆破膜最小工作直径可由下式来确定:

$$F = \frac{G}{1.59\alpha \cdot B \sqrt{(p_1 - p_2) \gamma_1}}$$

式中 F ——膜的工作面积, 毫米² (阀座上孔的面积)。

对于膜破裂后所形成的流通孔, 可采用流量系数 $\alpha = 0.8$ 。当计算阀门的排放能力时, 应考虑阀后的背压因素。工作介质应导至安全地带。在排放管上应装设疏排积聚在其内的凝结水装置。在排放管和疏水管上都不允许装设关闭机构。不允许将放射性的水排放到大气中。

8.5 确定凝结水疏水器的公称直径

为了使必要数量的凝结水能从装置的相应区域内引出, 凝结水疏水器应具有足够的出力, 但当凝结水疏水器大得不适当时, 则增加了装置的材料消耗, 凝结水将经过更长的时间间隔并以更大的容量排出。出力取决于凝结水疏水器底座上的孔径、压降和与温度有关的凝结水容积。温度是随运行工况而变化的参数, 为了排除这一因素的影响, 凝结水疏水器的出力是

按试验时在给定压降下的冷水流量来计算确定的。

当在管道内导出未进行冷却的凝结水时会产生两相流，它可以一段蒸汽一段水（水塞现象）的形式流动，或以蒸汽水乳状液的形式，也可以两相分层的形式流动。由于这个缘故，介质的密度大大低于水的密度。当凝结水沿冷凝水管流动以及从冷凝水管排出时会产生压力下降，这时，凝结水部分汽化，产生二次沸腾蒸汽。

由于以上原因，凝结水疏水器按冷水测量出的出力与热凝结液的出力就不一致。为了确定其出力，必须减小在表上所给出的冷水出力。凝结液的温度愈低和压力愈高，则疏水器的凝结水出力与冷水出力之间差别就愈小。为了利用同一种类型尺寸的凝结水疏水器得到不同的流量，可在其中安装上不同直径的底座，每种底座都有相应的编号，在定货时应注明。

按冷水流量确定凝结水疏水器的出力要考虑它的排放能力 K_{v_0} 。对某些凝结水疏水器，给出冷水流量，它取决于压降和底座编号。当单位时间内需要排出的凝结水数量大，超出系列生产的凝结水疏水器的出力时，可现场制造具有内装式浮子的相应容积的浮子室。

当计算凝结水疏水器的出力时，必须考虑由于凝结水疏水器后的背压增加而引起的压降减小，故引入修正系数。如果冷凝液的温度与饱和温度的比值 $t_s/t_n < 0.85$ 时，则凝结水疏水器的排放能力等于按冷态凝结水测出的排放能力；当比值 $t_s/t_n = 0.85—1.0$ 时，饱和温度的凝结水排放能力只是 $t_s = 20^\circ\text{C}$ 的凝结水排放能力的 $(0.5—0.6)$ 倍。

所有类型的凝结水疏水器的出力均可按下式确定：

$$G = \begin{cases} (0.5—0.6)K_{v_{n..x}} \sqrt{\Delta p \gamma_s}, & \text{当 } t_s/t_n = 0.85—1.0 \text{ 时,} \\ K_{v_{n..x}} \sqrt{\Delta p \gamma_s}, & \text{当 } t_s/t_n < 0.85 \text{ 时,} \end{cases}$$

式中 Δp ——在凝结水疏水器内的压降，千克力/厘米²，

γ_s ——当温度为 $t^\circ\text{C}$ 时的凝结水密度。

第九章

切断阀作用力的计算

9.1 保证关闭件密封性的条件

当阀门的结构设计已定，零件的主要尺寸，行程部件、密封圈零件的材料、填料尺寸，阀杆螺纹的直径和螺距等等选定之后，阀门的作用力计算是一种校核计算，其任务是要确定必需的电动扭矩、手动手轮的直径、液压或气压缸的直径，远距离驱动时在轴上所必需的扭矩，手动或电动时减速箱的减速比以及阀门的启闭时间等等。计算按下列步骤进行：

(1) 明确阀门的工作条件，确定对密封和结构的技术要求以及密封圈的材料和尺寸，工作介质的性质和介质的动力参数。

(2) 算出为关闭件密封所必需的作用于阀瓣、圆盘或楔板上的力 Q_1 。

(3) 计算为产生 Q_1 所必需的作用于阀杆或轴杆上的力 Q_{11} 。

(4) 确定为移动阀瓣所必需的作用于阀杆（轴杆）上的总作用力 Q_0 ，这时要把填料的摩擦力 T 考虑进去。

(5) 计算为产生总作用力 Q_0 所必需的、作用于阀杆上的扭矩 M 。

(6) 确定所求的结构参数：驱动机构的扭矩、减速箱的减速比、手轮直径、气动缸的直径等等。

当明确阀门的工作条件时，应当规定出阀门的用途，工作介质及其性质，工作压力及温度，密封等级，运行强度（动作次数，启闭循环次数），可靠性和耐久性要求，开启时的压力降等等，在截上阀内介质的流动方向，密封圈的材料，材料磨损度，在密封圈的最大容许比压，行程螺纹几何参数，行程部件（阀杆和阀杆螺母）的零件材料以及填料装置的几何尺寸或波纹管的尺寸等等。

当选择带直线运动输出杆的气动、液动驱动装置时运用 Q_0 值，而当选择带转动的气动、液动驱动装置时，则运用 M 值。在远距离操纵的驱动装置上，扭矩 $M_s = M/\eta_{s.r}$ ，式中 M 为阀门的扭矩， $\eta_{s.r}$ 为远距离操纵驱动装置的传动效率。

切断阀的主要任务是对管路进行有效的截流，使其不漏。在核动力装置的主回路上，关闭件的密封是靠熔焊在阀座上的金属圈或焊到阀体上的做成单个形式的密封圈来实现的。密封圈的密封面（工作面）堆焊上高强度的合金（ИИ-6，ИИ-12等等），再将其表面研磨到不低于光洁度 ∇_{10} 。而实际测量表明，很多制品只能达到光洁度 ∇_0 。

密封圈的表面可做成平面或锥面。动连接的密封过程还研究得不够，各种因素对密封性影响的解析关系式尚未研究出结果。因此，在计算时所采用的半经验关系式是由处理实验数据的结果而获得的。对于温度为 20°C 的某种介质和采用经济上合理的光洁度（ $Ra = 0.08—0.32$ 毫米）的前提下，把在密封圈接触面上所产生的密封比压值 q ，作为给定条件下决定连接处密

封度的主要因素。对于金属对金属的密封，把介质压力和密封面的宽度作该连接形式的变量。为考虑真实参数与确定参数（介质，温度，光洁度）偏差的影响，可采用一定的修正系数。

实验表明，在表面光洁度相同的情况下，其 q_y 值相当分散，这说明对密封性影响的除表面光洁度以外，还有密封圈表面的不平度和纹波度等因数。根据固定全苏标准（ГОСТ2789—73），除了前面已采用的参数 Ra 和 Rz 以外，还可给定其他参数： S_m ——不平度的平均步距， S ——突起之间的平均步距， R_{max} ——不平度的最大高度，以及 t_{rel} ——断面相对支承点的长度（在给定的横断面标高下）和不平度的走向。考虑到这些参数之后而作出的对光洁度的评价会更确切些，从而能提高确定 q_y 的精确度。

假定接触面上的密封比压均匀分布，确定保证接合处密封所必需的力可按公式 $Q_y = f \cdot q_y$ 计算，式中 $f_s = \pi D_s b$ ——密封圈的接触面积，厘米²； q_y ——保证接合处密封所必需的密封比压，千克力/厘米²； D_s ——密封圈的直径，厘米； b ——密封圈的宽度，厘米。 q_y 值取决于密封圈材料的物理-机械性能，而对于各种类型的钢来说，可采用一种 q_y 值，其误差也不会很大。在 q_y 的作用下形成一个封闭线，沿其周界阻挡着介质流过。介质压力愈高， q_y 值则应当愈大。

介质可以从阀瓣下面或从阀瓣上面进入关闭件。从阀瓣下面进入关闭件的主要有切断阀和调节阀，直接作用式安全阀，楔式闸阀以及某些其他类型的阀门。从阀瓣上方进入关闭件的有大口径截止阀，升降式和旋转式止回阀，闸板式和某些楔式闸阀等等。在第一种情况下，产生的强制密封，要克服由介质压力而引起的作用力，在第二种情况下的密封，是在介质压力的作用下采用连接的自紧密封。只有满足 $Q_{sp} \geq Q_y$ 的条件，第二种情况（自紧密封）才能工作，这里 $Q_{sp} = 0.785 D_s^2 \cdot p_s$ 是由介质压力而产生的力， p_s ——工作介质的压力，千克力/厘米²。

当介质从阀瓣下方进入的阀门要进行作用力的计算时，为连接密封所需要的沿着阀杆或轴上的作用力。

$$Q_0 = Q_y + Q_{sp}$$

在实验数据的基础上可以提供 $Q_0(p_s)$ 的关系曲线图（图9.1）。对于每一个 p_s 值， Q_0 的值是由二段组成，直线 Q_{sp} 以上的一段—— Q_y 和直线 Q_{sp} 以下的一段—— Q_{sp} 。

Q_{sp} 的值是由直径 D_s 和介质压力 p_s 来确定，因此，为了计算 Q_0 的值，必须先定出 Q_y 的值。分析 Q_y 对弄清密封连接的密封机理也有益处。一般假定 Q_y 沿密封面均匀分布，因此，在它的上面所产生的密封比压 q_y 为

$$q_y = Q_y / (\pi D_s b)$$

假定介质能渗入到两个相接触的密封面之间，工作介质的压力作用到沿直径为 D_s 的圆周线的某个面积上。这个面积的值，事先不可能知道。当采用软密封圈时，这个值可能接近于零，当采用刚性金属密封面时，这个值可能大于接触面积的一半。由于密封比压 q_y 是按密封圈面积所取的平均值，所以它是对密封圈的整个接触面积 f_s 而言的，忽略了介质在密封圈表面部分渗入的可能性。

当计算阀门时，在很长时期内采用下列公式来确定 q_y ：

$$q_y = (c + kp) m / \sqrt{b}$$

式中 c ——对于给定的密封圈材料是个常数值，它表征在低的介质压力下连接密封所必需的

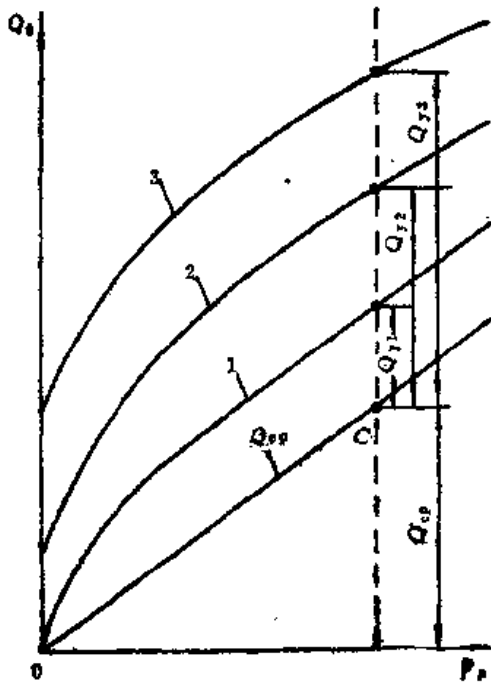


图9.1 在不同的密封表面装配质量下的 $Q_v(p)$ 关系曲线

1——好的装配质量；2——较差的；3——不好的。

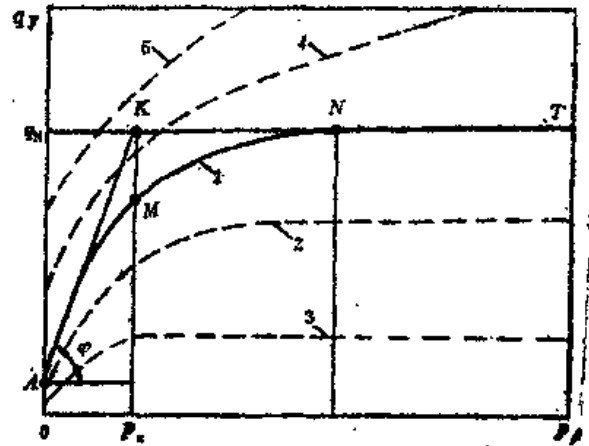


图9.2 $q_v(p_p)$ 的典型综合关系曲线

1——密封圈的装配和光洁度均为标准的；2、3——密封圈的装配更加细心，但光洁度比一般低；4、5——密封圈装配较差，但光洁度比一般高。

最小密封比压，千克力/厘米²； k ——对于给定的密封圈材料，考虑到介质压力对密封比压影响的系数； m ——考虑到计算条件与定为标准条件之间差异的系数，即温度升高，表面光洁度和密封圈直径等等偏差的影响。

对于钢和高强度合金堆焊的密封圈，当在水中试验时， $c=35$ ， $k=1$ ；对于氟塑料密封圈在煤油里试验时， $c=20$ ， $k=1.5$ 。当在冷热变换条件下采用氟塑料密封圈来密封时，要求密封比压比温度不变的条件要高出几倍。这是因为氟塑料有蠕变，即当冷热变换时，密封圈产生压缩和塑性变形，因而连接的密封性受到破坏。

对于中等压力和中等宽度的钢制密封圈，在水中试验时，上述公式能给出十分满意的结果。如果密封圈的表面加工不低于光洁度 ∇_1 ($Ra=0.089-0.160$ 微米)，则阀门的密封度按国定全苏标准 (ГОСТ9544--75) 可达2级。在温度提高、液体或气体 (过热蒸汽，氢、氮等) 具有高渗透力、脏介质以及其他特殊工作条件下，要求引入考虑运行条件和工作介质性质的修正系数。

由 Δ, Φ 古列维奇最近所做的更加完整的试验证明， $q_v(p_p)$ 的关系曲线具有普遍的规律性，对于可拆卸的连接密封，无论采用金属材料还是软材料 (橡皮、氟塑料、橡胶石棉等)，它可由图9.2上的曲线表示出来。

典型的综合曲线 $q_v(p_p)$ 不通过坐标原点，当 $p_p=0$ 时，它的纵坐标截距 $q_A=a$ ，曲线可分成三个特征段：第一段 AM 是斜角为 φ 的近似直线，第二段 MN 是线段 AM 和纵坐标为 q_N 的水平线 NT 的过渡线。线段的长短， a 和 φ 的值以及过渡曲线 MN 的特征取决于材料性质、密封表面的光洁度和平面度以及关闭件的结构。

母体金属在线段 AM 上将会产生弹性变形，相接触表面的不平度和不平面度的高度将会

减小。纵座标的截距值恰好是产生“初始密封性”的密封比压，这时介质压力对破坏连接密封的影响还不大，实际上当 $q_y = q_n$ 时产生的全部力的作用完全用于消除连接处的微观缝隙。随着介质压力的提高，工作介质破坏密封的作用会增强，而 q_y 提高，形成AM曲线。

“充分密封”线段NT符合于比压 q_y 不随介质压力而变化的条件，即所有可能的微观缝隙均已消除，对于全部P值在 q_y 为常量的条件下连接的密封性都能得到保证。过渡曲线所对应的是既有弹性变形又有塑性变形。

在一定的压力范围内，曲线可近似的用下列方程来描述：

$$q_y = (a + cp_p + mp_p^2 - np_p^3)K_q$$

或

$$q_y = (a + c \ln p_p)K_q$$

式中 a, c, m, n —系数； K_q —考虑各种因素（密封圈宽度、温度等等）对 q_y 的影响的综合系数。

为了在最小表压下保证连接件的密封，必需有一定的初始密封比压，它的值取决于密封面的光洁度和平面度。在图9.2上用虚线表示出的曲线2和3代表比一般更小的表面粗糙度和特别精心装配的连接，而曲线4和5表示具有比较粗糙装配的连接。装配质量越低，则曲线也越高越陡，M点也越向右移动。

对于截止阀类的阀门，当在阀芯上采用平面圆环密封，而环宽 $b = 0.2 \sim 0.6$ 厘米时，其密封试验结果的曲线与图9.2上的曲线形式一致。基于这些实验数据，当采用钢制平面圆环密封，其表面光洁度为 ∇_{10} 级时，对于水质，推荐使用下列公式：

当压力 $p_p \leq 25$ 千克力/厘米²时

$$q_y = K_q (2.4 + 0.48p_p) / b^{1.5}$$

当 $25 < p_p < 160$ 千克力/厘米²时

$$q_y = K_q \cdot 4.8p_p^{0.88} / b^{1.5}$$

综合系数可写成分系数的乘积形式：

$$K_q = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5$$

各分系数考虑下列因素对连接密封性的影响：

K_1 ——表面光洁度的影响，当光洁度为 ∇_{10} 时， $K_1 = 1$ ，当 ∇_{11} ， $K_1 = 0.8$ ， ∇_9 时
 $K = 1.2$ 。

K_2 ——与密封圈的直径 D_s 有关的各种因素（不平度，装配质量等）的影响，

当 $D_s = 100$ 毫米时， $K_2 = 1$ ；对于其他的值时，在获得准确实验数据前也可取 $K_2 = 1$ 。

K_3 ——介质物性的影响；对于水 $K_3 = 1$ ；对于空气 $K_3 = 1.4$ ；对于蒸汽 $K_3 = 1.7$ ；对于氢和氮 $K_3 = 2.0$ 。

K_4 ——工作介质温度的影响； $t = 20^\circ\text{C}$ 时， $K_4 = 1$ ；其他温度时，在获得准确的数据前可采用 $K_4 = 1$ 。

K_5 ——考虑阀门的重要程度；对于工艺管线上的阀门， $K_5 = 1.2$ ；对于重要的对象、有毒介质、易燃易爆介质的阀门， $K_5 = 1.5$ ；对于特别重要的装置， $K_5 = 1.8$ 。

实际的密封比压 q_s ，不应大于 $K_5 q_N$ 的值，这里 q_N 为达到“充分密封”时的比压（见图9.2），同时也不应大于 q_n ， q_n 为不破坏密封面的极限允许值，即满足下边条件：

$$q_y < q_s < K_5 q_N \leq q_n$$

表9.1 在水中可保证钢制平面环形连接密封所必需的密封比压名义值 q ,

b, 毫米	介质(水)压力, 千克力/厘米 ²								
	4	6	10	16	25	40	64	100	160
2.0	50	60	81	113	162	184	215	250	284
2.5	35	43	57	81	115	131	153	177	210
3.0	27	33	44	62	88	100	117	135	160
4.0	18	21	29	40	57	65	76	88	104
5.0	13	15	21	29	41	46	54	63	80
6.0	10	12	16	22	31	35	41	50	80

表9.2 在 $t_p \leq 200^\circ\text{C}$ 时, 在闸阀和截止阀的钢制密封面上的密封比压允许极值 q_s .

钢 种	状态	硬 度	q_s , 千克力/厘米 ²	
			用于闸阀	用于截止阀
25JI	铸 件	HB \leq 170	300	—
20 XMJI	铸 件	HB135-180	350	—
35 XMJOA, 38 XMJOA	渗 氮	HB800-1000	—	3000
10 X18H9 TJI	堆 焊	HB140-170	150*	1500
IIH-12M	堆 焊	HRC40-45	800	2500

* 对于奥氏体钢, 不能保证密封面不被擦伤, 擦伤前的使用周期数取决于密封比压。

在表9.1上列出了 $K_s = 1$ 时 q_s 的值, 而在表9.2和9.3中列出了 q_s 的值。

在高压介质条件下, 在截止阀的阀座上常常采用顶角为 90° 的倒棱形金属密封件, 其宽度约为0.5毫米, 而阀头侧采用锥形。这种连接形式的密封试验结果示于图9.3中。这里使用的准则不是密封比压 q_s , 而是作用在每厘米密封封闭线上的接触作用力 q_1 。 q_1 与介质压力 p_s 的关系曲线特征, 如同平面密封圈情况一样。在介质压力为200千克力/厘米²以下、倒棱宽度为0.5—1毫米、密封圈堆焊上IIH-12M或IIH-6合金、表面光洁度为 ∇_{10} 等等条件下, 当工作温度 $t_p \leq 350^\circ\text{C}$ 时可采用下列公式:

当 $p_s \leq 25$ 千克力/厘米²时,

$$q_1 = 10 + 4.5p_s - 0.1p_s^2;$$

当 $25 < p_s < 200$ 千克力/厘米²时

$$q_1 = 50 + 0.9p_s - 0.003p_s^2.$$

在表9.4上, 引出了对应于上述公式的 q_s 值。

由于介质压力在阀瓣上的作用假定按密封圈的平均直径 D_s 计算, 因而计算出的密封比压 q_s 不应小于 $p_s/2$ 。否则, 当密封圈之间的缝隙很小, 介质压力可按密封圈外径所包含的面积分布时, 实际作用力就可能会大于计算的作用力。这样, 公式

$$q_s = \frac{c + kp_s}{\sqrt{b}} m$$

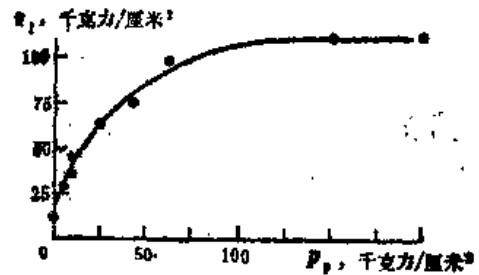


图9.3 在阀座上, 宽度 $b = 0.5$ 毫米的带倒棱形金属锥形密封件的 $q_1(p)$ 关系曲线

表9.3 在聚四氟乙烯密封圈上密封比压的允许极限值。

工作介质温度 (不大于), °C	20	60	100	150	200
当密封圈的宽度 3—5 毫米时的 q_r	400	300	180	140	100
当密封圈的宽度大于 5 毫米时的 q_r	540	480	200	160	120

表9.4 由高强度合金制成的锥形密封面用于密封 $t_p = 20—350$ °C 的空气时, 每单位密封线长度上作用力的名义值, 圆锥顶角 90° , 密封宽度 $b = 0.5—1.0$ 毫米

p_p , 千克力/厘米 ²	4	6	10	16	25	40	64	100	160	200
q_r , 千克力/厘米	27	33	45	56	61	76	96	110	110	110

仅代表 $q_r = f(p_p)$ 关系综合曲线的初始段落。这里 q_r 值大致正比于 p_p 。 p_p 对必需的密封比压 q_r 的影响减小, 可能解释如下: 随着介质压力的提高, 出现了弹性变形, 这时密封表面的预压缩起着特别显著的作用。当关闭时, 如还没有向阀门供给介质压力时, 在密封圈上应该造成的初始密封比压为 $q_0 = (Q_r + Q_{e,r})/f_{e,r}$, 而供给介质后, $q_r = Q_r/f_{e,r}$ 。由于 $Q_r = \pi D_s b q_r$, $Q_{e,r} = 0.785 D_s^2 p_p$, 所以

$$q_0/q_r = 1 + D_s p_p / 4b q_r$$

这样, 在同样的 q_r 值条件下, 随着介质压力 p_p 的提高和 D_s 的增大, q_0/q_r 的比值也增大。当介质供应前密封表面工作在弹塑性变形状况下, 预压紧具有重要的意义, 因为这种弹塑性变形决定着相互接触的两密封面状态的贴合度。

为了能密闭地截断水流 (“断流”), 要求的比压比不 “断流” 时, 即预压紧时的要高得多。这可以这样来解释: 当 “断流” 时, 不产生较高的初始密封比压 q_0 。此外, 当 “断” 流时, 介质压力作用的初始面积直径可能大于 D_s , 接近于密封圈的外径。有一个重要的情况是, 在阀瓣和阀座的密封接触面之间残存的液体也必须要压紧, 当它们之间的缝隙很小时, 在其中产生高压必然阻止二密封面的互相贴近。

不同类型阀门的作用力的计算, 要考虑它的具体结构尺寸及其工作条件。计算方法和可采用的公式在技术参考书内^[3]已给出。由于波纹管密封结构在核动力装置阀门中具有代表性, 所以, 下一节给出了这类阀门的作用力计算例题。

9.2 波纹管式截止阀作用力的计算

在波纹管式截止阀上 (见图3.22) 填料部件由波纹管所代替, 因此, 不存在填料内的摩擦力, 而只有由波纹管造成的作用力。它可以看作是由两个分力组成的,

$$Q_{e,r} = Q_{e,r} \pm Q_{r,e}$$

式中 $Q_{e,r}$ ——由介质压力造成的作用力, 千克力;

$Q_{r,e}$ ——波纹管的弹力, 千克力。

由介质压力造成的作用力按下式计算

$$Q_{e,r} = p_p F_{e,r}$$

式中 $F_{e,r}$ ——波纹管的有效面积, 厘米²;

$$F_{\text{eff}} = \pi(D + D_0)^2 / 16.$$

D ——波纹管的外径，厘米； D_0 ——波纹管的内径，厘米。波纹管的弹力为

$$Q_{y_0} = hC_{Q_0} / n$$

式中 C_{Q_0} ——波纹管一个波的刚度，千克力/毫米； n ——波数； h ——波纹管的行程，毫米。多层波纹管的 F_{eff} 和 C_{Q_0} 值在表9.5上给出。

表9.5 多层钢制波纹管一个波的刚度值 C_{Q_0} 和有效截面 F_{eff} 值
(根据全苏标准 (OCT26-07-857-73) 的数据)

外径 D , 毫米	有效面 积 F_{eff} , 厘米 ²	单层波 纹管的 厚度 S_0 , 毫米	层数 z	一个波的 刚度 C_{Q_0} *, 千克力/ 毫米	外径 D , 毫米	有效面 积 F_{eff} , 厘米 ²	单层波 纹管的 厚度 S_0 , 毫米	层数 z	一个波的 刚度 C_{Q_0} *, 千克力/毫 米
22	2.45	0.16	2	34	65	23.28	0.20	2	18
			3	53				4	44
			4	64				6	67
			5	82				8	80
28	4.03	0.16	2	24	75	32.30	0.20	6	50
			3	75				10	120
			6	140				4	75
38	7.70	0.20	7	200	95	53.40	0.24	6	110
			3	65				6	110
			4	84				10	260
			6	130				4	48
48	13.50	0.20	8	240	120	79.30	0.32	6	66
			2	30				8	78
			4	60				4	44
			6	100					
			10	280	200	225.00	0.32	4	44

* 容许偏差±50%

当有波纹管时，由介质压力造成的作用力具有下列数值：

当 $F_{\text{eff}} > 0.785D_0^2$ 时，

$$Q_{c,p} = F_{\text{eff}} p_0$$

当 $F_{\text{eff}} < 0.785D_0^2$ 时，

$$Q_{c,p} = 0.785D_0^2 p_0$$

在关闭的最后一瞬间，作用在阀杆或轴上的力

$$Q_0 = Q_{c,p} + Q_y + Q_{y,c} + T_{m,z}$$

式中 $T_{m,z}$ ——沿着防止转动键上的摩擦力，千克力。

$$T_{m,z} = (Q_{c,p} + Q_y + Q_{y,c}) \left(\frac{R_{m,z}}{\mu_{m,z} (d_{c,p}/2) \operatorname{tg}(\alpha + \rho)} - 1 \right)^{-1}$$

$R_{m,z}$ ——从键的滑动表面中心到轴中心线的距离；厘米；

$\mu_{m,z}$ ——在键动连接上的摩擦系数；

$d_{e,r}$ ——行程螺纹的平均直径，厘米；

α ——螺纹的螺旋升角；

ρ ——摩擦角。

在开启的最初一瞬间 $Q'_0 = Q_0$ ，

关闭所需要的扭矩按下式决定

$$M = M_0 + M_s$$

式中 $M_0 = Q_0(d_{e,r}/2)\text{tg}(\alpha + \rho)$ ； $(d_{e,r}/2)\text{tg}(\alpha + \rho) = L$ ，

L 是扭矩臂； $M_s = Q_0\mu_s d_{e,r}/2$ ，手轮上的作用力

$$Q_s = 2M/D_s$$

对于不同结构的阀门，其作用力的计算方法和采用的公式取决于阀门结构的特点和类型。上述波纹管式切断阀作用力计算方法是一种最简单的阀门计算方法。对于电动、液动或气动阀门的计算，包括决定扭矩和活塞或膜片的面积。当计算重要的调节阀时，主要任务是进行承力弹簧的计算。因本书篇幅有限，不可能对此类问题进行详解，因此，必要时建议利用有关的技术文献^[3]。

第十章

阀门的强度计算

10.1 基本原理

由于核动力装置上所用的阀门具有高度的重要性，因此在强度和可靠性方面比一般工业上用的阀门提出了更高的要求。进行阀门的强度计算应运用“核电厂、试验和研究用反应堆及其装置的反应堆部件、蒸汽发生器、容器和管道的强度计算标准”^[1]（以下简称“标准”^[1]）中所给出的数据，而这“标准”^[1]是由苏联国家工业安全和检查委员会所规定的指导性文件。所有受该委员会监督的核电厂和核反应堆的主管机关、设计机构和设计、制造和运行企业都必须遵守上述“标准”^[1]。

这些“标准”^[1]不适用于二回路中容积不大于25公升、其容器的容积（以公升计）和工作压力（以千克力/厘米²计）的乘积不大于200的容器，同样不适用于由非金属材料制造的设备 and 管道，以及内径不大于150毫米的二回路容器和外径不大于76毫米的二回路管道。对于在“标准”^[1]内未列入的核电厂、试验和研究用核反应堆及装置上的设备（包括阀门）和管道，可用由苏联国家工业安全和检查委员会所制定的规程^[11]。

这样，只有这个规程^[11]可用于二回路（包括所有的辅助回路）的所有阀门，以及通径 $D_s \leq 100-150$ 毫米（取决于压力）的阀门。应当指出的是小通径阀门通常不会产生任何强度问题，因为阀体零件的壁厚一般是由浇注或锻造的制造工艺要求的条件来确定的，它常常比由强度计算而确定的厚度要大得多。

当计算大直径的阀门时，必须采用金属用量小的阀门和合理的零件形状，以取得可确保高度可靠性及节省使用钢材的合理方案。确定苏联阀门制造工艺发展政策的主导机构——中央管道阀件制造工业设计局（ЦКБА）积累了管道阀门设计和计算方面的丰富经验。用于一般工业阀门的强度计算的步骤，与“标准”^[1]上所采用的计算步骤有所不同，后者包括了很多附加的检验，如对疲劳强度及热应力的检验等等。按中央管道阀件制造工业设计局的设计所制造出来的阀门，经多年运行实践证明，按它们的计算方法确定的方案是合理的，根据极限载荷的计算方法，在许多情况下（如法兰连接计算等等）能得出具有较少金属用量的零件。

下面将简述这个“标准”^[1]所规定的强度计算的主要内容。对于那些需要进行繁琐计算和进一步深入研究的问题，这里只能介绍梗概情况。凡规程^[10]没有涉及到的阀门，建议参照中央管道阀件制造工业设计局提供的标准资料或适用于一般工业阀门的技术文献来进行计算。

根据“标准”^[1]对阀门的强度进行设计计算和校核计算。在设计计算中，根据给定的结构形式和动力参数，并考虑材料的物性，计算出决定零件强度的待定尺寸：壁厚、螺栓的

螺纹直径等等。校核计算是在零件的主要尺寸选定后进行。同时在尺寸和载荷已确定的基础上再确定作用在载荷最大、最危险截面上的应力。在这两种情况下，许用应力是在给定条件下评价结构强度的基础。

适用于规程^[10]的一回路和二回路的阀门，计算时还应考虑“标准”^[11]所规定的要求。当全部采用该“标准”^[11]给出的推荐资料时，如计算阀体和阀盖这类复杂形状的零件强度，还必须进行一系列的处理。对于轴向对称的零件也可以采用“标准”^[11]上所给出的建议和计算步骤。为了计算更为复杂的零件，要求在理论上和实验上继续深入研究，这方面的工作正在进行中。

核动力装置上重要阀门的强度计算分几步进行：

(1) 根据初步设计和技术设计的资料，将阀门的壳体零件（阀体、阀盖、阀瓣、闸板以及某些其他零件）分解成许多简单元件，分析作用于其上的有效压力、作用力和力矩，以便选择零件的主要尺寸（壁厚，盖厚和底厚）。

(2) 根据工程资料的数据，并考虑图纸上所确定的结构上的凸座、凸肩和加厚部位，将零件分成各组合元件，并考虑到各个元件之间的力的相互作用，采用文献^[12]中的通用方法，对它们进行应力、应变、位移和作用力的校核计算。

(3) 必要时要进行疲劳强度的计算，允许循环次数或应力幅度的计算，脆性断裂和蠕变的计算等等。

核动力装置上阀门的工作区域，是没有强辐射会引起钢的脆化，而由于老化所引起的钢的脆化的可能性实际上也很小。因为在大多数情况下，其工作温度的工况不会引起钢的脆化，也不会对蠕变产生实际的影响。因此，可以不进行这方面的计算。只有在这些因素可能产生实际影响的条件下（当液态金属冷却剂时）才进行这种计算。

阀门是管道回路或系统的重要部件，它应当在所有的运行工况下满足正常运行时对它提出的全部要求。同样地，反应堆的运行工况、以及安装阀门的系统和回路的运行工况都会影响到阀门的工作、它的耐久性、它工作的无故障性和可靠性等等。因此，当设计和选择阀门以及在使用阀门过程中，要考虑到核动力装置各种可能的运行工况。为此目的，根据“标准”^[11]，给出下列具有明确意义的内容统一的术语及基本定义。

稳态工况 外负荷和温度不变，其误差在额定值的±5%范围内的一种运行工况。

反应堆功率变化 反应堆从某一功率过渡到另一功率的一种运行工况。

启动 外负荷和温度由初始值变化到相应于稳定工况下的数值的一种运行工况。在启动过程中，外负荷和温度可能超过相应于稳定工况时的数值。

停闭 当温度与外负荷由上述任何运行工况下的参数变化到实现启动时的初始值的一种运行工况。

事故保护系统工作 一种运行工况，在此工况下，由于与产生事故或破坏正常的运行条件无关的原因而使事故保护系统动作，这时温度与介质的压力发生急剧变化（升高或下降），从稳态工况的参数、启动或停闭时的参数变化到相应的中间值（在个别情况下直至常压常温）。

正常运行条件 由运行规程规定的各种运行工况的集合（拧紧螺栓、启动、稳态工况、事故保护系统工作、反应堆功率变化、停闭）。

偏离正常运行条件 从设计运行工况上的任何偏离，由于任何调节系统失灵、容器内的

管子发生故障以及安全阀的滑阀回座不严等引起正常运行工况的偏离，但在克服这种偏离前，反应堆仍可维持运行的工况。检查偏离正常运行条件的必要性由设计单位确定。

事故工况 它是由于放射性冷却剂回路中某个部件的破坏，引起偏离设计运行条件的工况，它的后果可能导致反应堆容器的破坏，在此条件下仍要求保障人员的安全。检查事故工况的必要性由设计单位确定。

计算基准 它是由加载、加热或冷却等各种条件构成的可能组合，其后果导致结构部件达到极限状态（非常大的变形、出现裂纹、破裂、失稳等）

加载工况 以一定的温度值和应力的周期性变化为特征的重复性加载。

产生主要计算载荷的是下列各项因素：内压力，传动转矩和传动力，附加载荷（管道联结部件的质量），管道的反作用力，温度等等。1）拧紧螺栓；2）启动；3）稳态工况；4）事故保护系统工作；5）反应堆功率变化；6）停闭应作为计算基准来考虑。

要根据零件的用途和强度计算结果来选择其尺寸和外形。当决定材料的许用应力时，应用材料的下列各项机械性能：屈服点 σ_s 、强度极限 σ_b （瞬时强度）、轴向拉伸的试件延伸率 δ 等等。为了评价不同性能材料的强度需要应用不同的机械性能。对于比值 $\sigma_s/\sigma_b \leq 0.6$ 的材料，按屈服点确定其极限状态，而对于 $\sigma_s/\sigma_b > 0.6$ 的材料，按强度极限确定其极限状态。

当计算时按最大切应力理论确定折合应力（计算抗脆断强度除外）。如果根据计算确定的应力大于屈服极限，在这种情况下进行校核计算时，要考虑材料的弹性。考察点的应力认为正比于弹塑性应变。在选择阀门的主要尺寸时，取介质的最高工作温度为阀门外壁和紧固件的计算温度。

取工作压力为确定阀件零件尺寸的计算压力，但要把调节阀和安全阀动作时压力的升高考虑进去。取安全阀或其他装置动作的最高压力的90%作为计算压力。

10.2 可拆卸连接部件的作用力计算

下面所列的计算方法适用于承受内压的阀体与阀盖可拆卸连接的典型结构（图10.1）。零件的最高温度不许可达到使零件明显地出现蠕变过程的温度。对于奥氏体钢 $t_{max} \leq 500^\circ\text{C}$ ，对于珠光体钢 $t_{max} \leq 350^\circ\text{C}$ 。

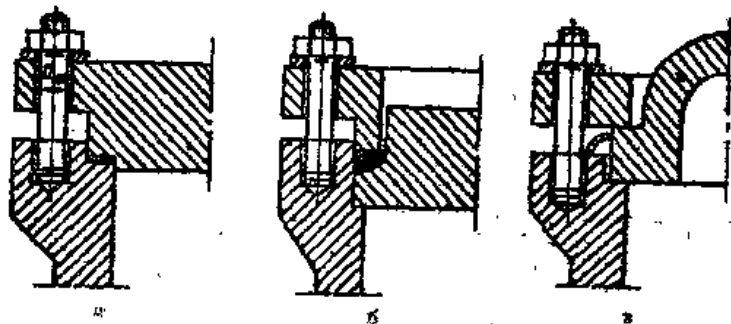


图10.1 典型的阀体与阀盖可拆卸连接

■——带平垫的连接；b——带楔形垫片与压紧环的连接；c——带压紧环和焊接密封圈的无垫片密封连接。

可拆卸连接部件的作用力计算是法兰连接强度计算的重要组成部分。现有几种计算方法，其结果各不相同。中央管道阀门制造工业设计局（ЦКВИ）采用的法兰连接计算是按极限载荷计算法，它的计算结果对于小尺寸的阀门可得到比华脱斯（Waters）法较少的法兰金属用料量。

下面简述在“标准”^[1]中所规定的可拆卸连接部件作用力的计算方法。

在计算可拆卸连接部件的作用力时，需要确定预紧螺栓的拉力，在运行条件下螺栓和垫片上的作用力，以及在螺栓上的应力等等。螺栓预紧拉力的计算，必须考虑保证垫片与密封面的严密贴合、以及在运行、水压试验、有温压作用等过程中的良好密封性能。

可拆卸连接的密封过程是按下列方式进行的：由于螺栓拉紧的结果，在垫片和连接部件的接触面上产生密封比压，在此压力作用下，垫片产生变形，并紧紧地贴合在密封面上，填满表面上的微观不平整处。当容器内形成压力时，产生一种使连接部件分开的作用力，螺栓的弹性力用来阻止这种现象。由于所有力作用在连接处的结果，使得垫片表面上的密封比压下降。计算的任务包括确定在阀体内腔即使在最大的流体静压力作用下（当阀门水压试验时）、仍可使连接的密封性得到保证所必须的条件。

螺栓的预紧拉力 Q_0 由下列条件来决定：

$$Q_0 \geq P_{0.0.0.} ; Q_0 \geq P_{r.p.r.} + (1 - \chi) P_r,$$

式中 $P_{0.0.0.}$ ——压紧垫片所需要的作用力，千克力； $P_{r.p.r.}$ ——水压试验时可保证密封的垫片上所需要的作用力，千克力； P_r ——水压试验时水的静力，千克力； χ ——载荷系数

压紧垫片所需要的作用力按下列公式来确定：

$$P_{0.0.0.} = \pi D_{s.} b q_0,$$

式中 $D_{s.}$ ——垫片平均直径，毫米； b ——垫片的有效宽度，毫米； q_0 ——压缩垫片时垫片上的密封比压，千克力/毫米²（见表10.1）。在“标准”上所规定的密封比压，比类似计算中过去所采用的值要大得多。

垫片的有效宽度取决于它的类型（见图10.2）。当 $b_0 \leq 10$ 毫米时， $b = b_0$ ，而当 $b_0 > 10$ 毫米时， $b = \sqrt{10b_0}$ ，式中 b_0 ——垫片的基本宽度。对于楔形垫片（见图10.2a） b_0 从 $b_2 \sin \alpha$ 和 $h_1 \operatorname{tg} \alpha$ 二者取其最大值（ $b_0 = \max\{b_2 \sin \alpha, h_1 \operatorname{tg} \alpha\}$ ）；对于平面垫片（见图10.2,б） $b_0 = b_1$ ；对于圆形垫片（见图10.2,в） $b_0 = b_1/4$ 。如果在金属垫片上或其他密封面上有水槽的话，则 h_1 、 b_2 和 b_1 的值应扣除水槽截面总宽度。

在工作压力和水压试验时，为保证密封，在垫片上（除楔形自密封垫片外）的作用力为

$$P_{r.p.p.} = \pi D_{s.} b m p_p ; P_{r.p.r.} = \pi D_{s.} b m p_r,$$

式中 $D_{s.}$ ——垫片的外径，毫米； p_p 和 p_r ——工作压力和水压试验时的压力，千克力/毫米²； m ——系数（见表10.1）。当垫片为楔形自密封时 $P_{r.p.p.} = P_{r.p.r.} = 0$ 。在工作压力和水压试验的压力下，由于介质的压力而产生的作用力按下式确定

$$P_p = 0,785 D_{s.}^2 p_p ; P_r = 0,785 D_{s.}^2 p_r.$$

在工作压力和温差作用下，为保证其密封性，应满足如下条件

$$Q_0 \geq P_{r.p.p.} + (1 - \chi) P_p - Q_1,$$

式中 Q_1 ——由于温差引起的在螺栓上的作用力，千克力（见10.3）； χ ——载荷系数，考虑到内压对预紧连接的螺栓和垫片作用力的影响：

$$\chi = \lambda_s / (\lambda_s + \lambda_m + \lambda_n),$$

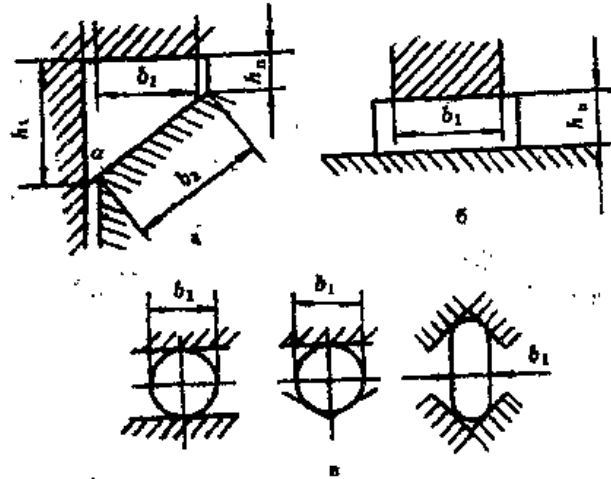


图10.2 垫片的类型

表10.1 密封比压和系数m的值

垫片材料	液体介质		空气、水蒸汽、汽-水混合物		渗透力强的气体(氢、氨等)	
	q_0 , 千克力/毫米 ²	m	q_0 , 千克力/毫米 ²	m	q_0 , 千克力/毫米 ²	m
石棉橡胶板	从1+ p_D 和4中取其小值	1.5	从1.8+ p_D 和8中取其小值	2.5	10	4
软铝	5	2.0	10	3.5	15	5
软镍, 铜	7	2.5	13	4.5	18	6
软钢	8	3.0	15	5.0	20	7
不锈钢 X18H10T	10	3.5	20	6.0	25	8

λ_n 、 λ_m 、 λ_s ——分别为垫片、螺栓、衬套(垫圈)的柔度系数, 毫米/千克力

当垫片放置在阀盖与阀体的支承凸肩之间时, 其柔度系数按下式确定:

$$\lambda_n = h_n / (E_n \cdot F_n),$$

式中 h_n ——垫片的计算厚度, 毫米; E_n ——垫片材料的轴向弹性模量, 千克力/毫米²; $F_n = \pi D_n \cdot b$ ——垫片的有效面积, 毫米²。当楔形密封以及带柔性密封元件的无垫片连接时, 取 $\lambda_n = 0$ 。

螺栓柔度系数是考虑到螺栓与阀体及螺栓与螺母的螺纹连接部分的柔度和螺栓光杆部分的柔度, 它按下式确定:

$$\lambda_m = (l + 0.6d_m) / (zE_m F_m),$$

式中 l ——螺栓的自由长度, 它是螺母下端面与阀体上端面之间的螺杆长度, 毫米; d_m ——螺杆直径, 毫米; z ——螺栓数; E_m ——螺栓材料的轴向弹性模量, 千克力/厘米²; F_m ——螺杆的横截面积, 毫米²。

衬套(垫圈)柔度系数

$$\lambda_s = h_s / (zE_s \cdot F_s),$$

式中 h_s ——衬套(垫圈)高度, 毫米; E_s ——衬套(垫圈)材料的轴向弹性模量, 千克力/厘米²; F_s ——衬套(垫圈)的横截面积, 毫米²。

在不同工作条件下, 作用在螺栓上的作用力用下列公式计算:

拉紧时作用在螺栓上的总作用力

$$Q_{nz} = Q_0.$$

水压试验时作用在螺栓上的总作用力

$$Q_{nz} = Q_0 + \chi P_r.$$

工作条件下作用在螺栓上的总作用力

$$Q_{nz} = Q_0 + \chi P_r + Q_i.$$

在不同工作条件下，计算作用在垫片上的作用力按下列公式进行：
拧紧螺栓时

$$Q_{r,0} = Q_0,$$

楔形垫片水压试验时

$$Q_{r,0} = Q_0 + \chi P_r,$$

其他类型垫片水压试验时

$$Q_{r,0} = Q_0 - (1 - \chi)P_r,$$

楔形垫片在工作条件下

$$Q_{r,0} = Q_0 + \chi P_r + Q_i,$$

其他类型垫片在工作条件下

$$Q_{r,0} = Q_0 - (1 - \chi)P_r + Q_i.$$

当使用楔形垫片时，同时要确定径向力：

当初始拧紧时，

$$H_{r,0} = Q_0 / \operatorname{tg} \alpha$$

当水压试验时

$$H_{r,0} = (Q_0 + \chi P_r) / \operatorname{tg} \alpha$$

在工作条件下

$$H_{r,0} = (Q_0 + \chi P_r + Q_i) / \operatorname{tg} \alpha$$

为了确定螺栓上的应力可使用下列公式：

拉应力 $\sigma_p = Q_{nz} / (F_n z);$

扭应力 $\tau = M_n / W_n,$

式中 M_n —— 当用扳手拧紧螺母时需要的扭矩

$$M_n = \zeta Q_0 d_0 / z,$$

式中 d_0 —— 螺栓螺纹外直径，毫米； ζ —— 螺纹表面状态系数； W_n —— 抗扭截面模量， $W_n = 0.2 d_n^3$ 。当表面为精加工，并具有润滑剂时， $\zeta = 0.1$ ；当表面为精加工，但无润滑剂以及表面为粗加工，但有润滑剂时， $\zeta = 0.13$ 。当螺栓预热拧紧或预拉伸拧紧时， $M_n = 0$ 。

螺纹的剪应力

$$\tau_p = Q_{nz} / (\pi d_1 h z)$$

式中 d_1 —— 螺栓的螺纹内径，毫米； h —— 螺纹（螺纹连接时）工作部分的高度，毫米。

10.3 法兰连接的螺栓上热变形和附加应力的计算

在温度 $t = 20^\circ\text{C}$ 时装配带螺栓的法兰连接（图10.3）后，形成了弹性闭合尺寸-力链，在

这种链上螺栓的拉伸力靠作用于其余零件上的压紧力来平衡。当介质的温度升高到工作温度之前，闭合链上的零件温度也升高，对于组成闭合链的每个元件，根据它距离工作介质的远近程度不同，而获得不同的 t_i 值。由于组成弹性的尺寸-力链的零件被加热而变长，并随着拉伸和压缩元件热伸长之差，在螺栓上的作用力跟着变化。如果闭合链的压缩部分的伸长超过拉伸部分（螺栓）的伸长，在螺栓上的作用力就会增大，如果螺栓的伸长超过压缩部分的伸长，则作用力就会减小。

螺栓上的附加热应力按下式来确定：

$$\sigma_t = Q_t / F_m$$

因温度产生的附加作用力 Q_t 是由于尺寸链上的拉伸部分与压缩部分的伸长不同而产生的，并靠组成这个链的所有元件的弹性变形来补偿。因此，确定这种附加作用力的公式具有下列形式：

$$Q_t = \Delta l / \lambda$$

式中 Δl ——尺寸链的拉伸部分与压缩部分的热伸长之差，毫米； λ ——链上所有元件的总柔度，毫米/千克力。热伸长之差

$$\Delta l = \sum_{i=1}^m \Delta l_{i,c} - \sum_{i=1}^n \Delta l_{i,t}$$

式中 $\sum_{i=1}^m \Delta l_{i,c}$ ——压缩元件的热伸长之和，毫米； $\sum_{i=1}^n \Delta l_{i,t}$ ——拉伸元件的热伸长之和，
 m ——压缩元件数； n ——拉伸元件数。

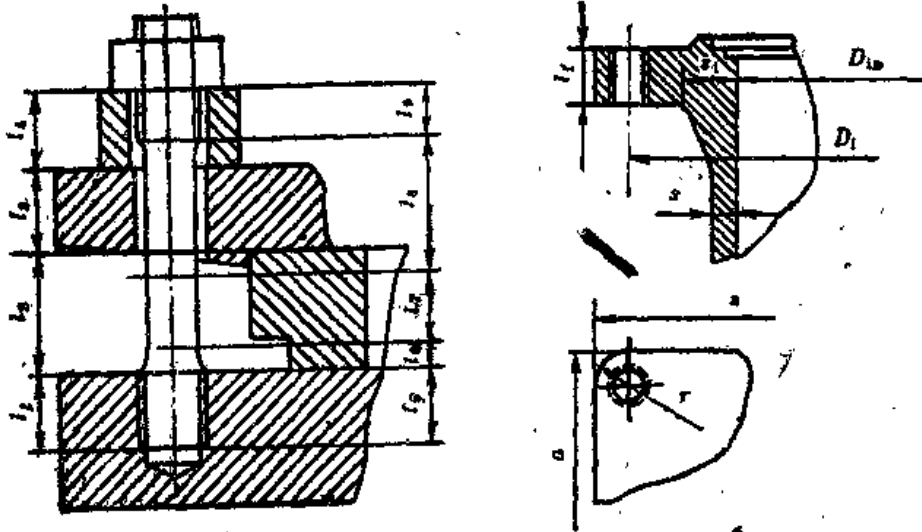


图10.3 法兰连接时确定螺栓上热应力的计算图

a——尺寸链元件；b——法兰元件。

凡承受压缩或拉伸作用的零件或零件的一部分，并（假定）具有一定的计算加热温度的就算作元件。在现有的情况下，每个压缩零件就是一个独立元件，一个螺栓可看作由五个不同温度的元件组成，其中两个为螺纹元件，三个为圆柱元件，它们都工作于不同的条件下。

对于上述具体设计： $\sum_{i=1}^m \Delta l_{i,c} = \Delta l_1 + \Delta l_2 + \Delta l_3 + \Delta l_4$

$$\sum_{i=1}^n \Delta l_{i,p} = \Delta l_5 + \Delta l_6 + \Delta l_7 + \Delta l_8 + \Delta l_9.$$

元件的热伸长按下式来确定

$$\Delta l_i = \alpha_i l_i \Delta t_i,$$

式中 α_i ——第 i 元件的材料线膨胀系数, $1/^\circ\text{C}$; l_i ——第 i 元件的计算长度, 毫米; $\Delta t_i = t_i - 20$ ——第 i 元件的温度比安装时的温度升高值; t_i ——第 i 元件在工作条件下的温度, $^\circ\text{C}$ 。

链上所有元件的柔度系数总和按下式来确定:

$$\lambda = \sum_{i=1}^{n+n} \lambda_i,$$

式中 λ_i ——链上第 i 元件的柔度系数, 毫米/千克力, 元件的柔度系数取决于它的结构、尺寸和材料。对于圆杆 (螺栓) 或环形杆 (圆管):

$$\lambda_i = l_i / (E_i \cdot F_i),$$

式中 F_i ——第 i 元件的横截面积, 毫米²; E_i ——第 i 元件材料的弹性模量, 千克力/毫米²。矩形法兰角的柔度 (见图10.3b) 为

$$\lambda_i = \frac{(D_{i,n} - D_m)^2 (D_m + D_{i,n})}{21 E_i l_i^3 (D_m + D_{i,n})},$$

式中 $D_m = D_{i,n} + 2S_m$, 毫米; $S_m = 0.5(S + S_1)$, 毫米; $D_m = 0.5(a + D_1 + 2r)$ 毫米; a ——矩形法兰的边长, 毫米。

阀杆的热变形和附加应力的计算是与法兰连接螺栓的热变形和附加作用力的计算步骤一样, 其区别只在于闭合尺寸-力链有所不同, 阀杆-阀瓣-阀门-阀杆螺母的链段处于压缩状态, 而阀体零件链段处于拉伸状态。一般在没有盘形弹簧的链上, 阀杆链段的柔度系数比阀体零件的柔度系数大很多。

当链上具有盘形弹簧时, 尺寸-力链的柔度系数主要取决于盘形弹簧的总柔度系数, 而其余零件的柔度系数约为盘形弹簧的 (4—5)%, 当阀门作近似计算时, 可忽略刚性零件的柔度系数。

10.4 壳体壁厚的选择

直接承受介质压力的阀门零件属于壳体零件, 有阀体和阀盖。当强度计算时, 复杂形状的零件可看成由圆筒、球形或椭圆形壳体、锥形过渡段、圆盘等简单元件所组成。根据标准^[7]可以采用简单容器元件的工程强度计算公式或供薄壁和厚壁结构的应力、应变、位移和作用力的精确计算公式。

阀体的圆筒段 阀体的圆筒段 (图10.4a) 可看作薄壁圆形管, 为此可利用下列形式的公式来进行设计强度的计算;

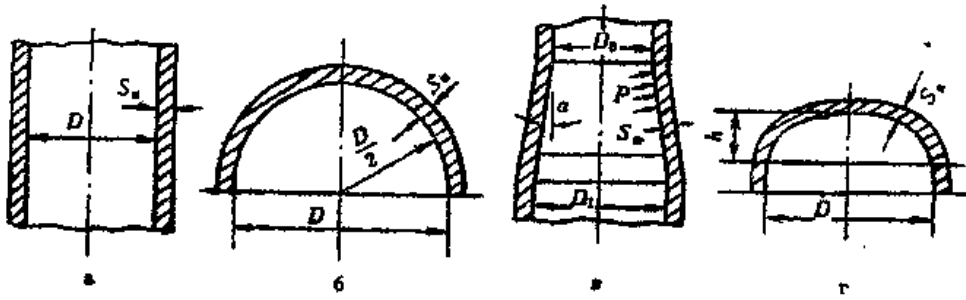


图10.4 用于阀体和阀盖的壁厚计算图

a——圆筒形段；b——球形段；c——锥形段；r——球形和椭圆形底。

$$s_n = \frac{pD}{2\varphi[\sigma_r] - p} + c,$$

式中 s_n ——名义壁厚，毫米； p ——内压，千克力/毫米²； D ——管子的公称内径，毫米； $[\sigma_r]$ ——许用应力，千克力/毫米²， φ ——由于开孔所削弱的元件最小强度系数，或由于焊缝所削弱的元件最小强度系数； c ——壁厚附加裕量，毫米。

$$c = c_1 + c_2 + c_3,$$

c_1 ——壁厚的负公差； c_2 ——考虑到与阀门的腐蚀速度和使用期有关的各种类型的腐蚀而对管壁附加的裕量； c_3 ——由于工艺上，安装上以及设计单位或制造厂的其他考虑对管壁所必需的附加裕量。当 $(s_n - c)/D \leq 0.30$ 时，可采用上述公式。

在管端进行镗车以供焊接之用，当镗车段的总长将不大于 $5s_n$ 和 $0.5D$ 两值中最小值时，允许将管壁加厚10%（计算壁厚的10%）。

阀体零件的球形部分（见图10.4.b）可看作薄壁球形壳体，设计计算时的计算公式具有下列形式：

$$s_n = \frac{pD}{4\varphi[\sigma_r] - p} + c.$$

这公式仅适用于 $(s_n - c)/D \leq 0.1$ 时。当计算壁温等于工作介质的温度时，许用应力 $[\sigma_r]$ 取材料的机械性能的数据。强度系数值 φ 根据减弱种类和几何特征来选取。当具有不同类型的削弱时， φ 值取其中最小的一个数。

锥形过渡段（见图10.4.c），当它承受内压并满足下述条件

$$0.10 \geq (s_n - c)/D_1 \geq 0.005,$$

$$\alpha \leq 45^\circ$$

$$\text{及 } \frac{D_0}{D_1} \leq 1 - 2.8 \sqrt{\left(1 + \frac{s_n - c}{D_1}\right) \frac{s_n - c}{D_1} \cdot \frac{\sin \alpha}{\sqrt{\cos \alpha}}}.$$

时按下列公式计算

$$s_n = \frac{pD_1}{2\varphi[\sigma_r] \cos \alpha - p} + c.$$

球形或椭圆形凸圆（见图10.4.r），它的几何尺寸应满足下列条件 $h/D \geq 0.2$ ， $(s_n - c)/D \leq 0.1$ ，设计时按下式计算其强度

$$s_n = \frac{pD^2}{8\varphi(\sigma_s)h} + c.$$

由于开孔削弱的强度系数 在阀体零件上可能有排放孔，清除污垢的人孔，焊缝以及其他结构上局部削弱或加强的地方，这些削弱可用强度系数予以考虑。

如孔边与孔边之间的距离大于 $2\sqrt{D_c(s_n - c)}$ ，则孔认为是单个的孔，这里 D_c 是壳体的平均直径。 φ 的值可按下列公式来确定

$$\varphi = \begin{cases} \frac{2}{2 + \frac{d}{\sqrt{D_c(s_n - c)}}} & \text{当 } \frac{d}{\sqrt{D_c(s_n - c)}} \geq 1.0 \text{ 时;} \\ \frac{1.6}{1.4 + \frac{d}{\sqrt{D_c(s_n - c)}}} & \text{当 } 0.2 \leq \frac{d}{\sqrt{D_c(s_n - c)}} \leq 1.0 \text{ 时;} \\ 1.0 & \text{当 } \frac{d}{\sqrt{D_c(s_n - c)}} \leq 0.2 \text{ 时.} \end{cases}$$

式中 d —— 孔径，毫米。对于圆孔，取 d 等于壳内的内孔径，对于非圆形孔（人孔），如沿对称轴的尺寸之比为 2:1，则取 d 等于圆柱形筒体内或圆锥筒体内轴向最大净尺寸，对于球形壳体或椭圆形底，则取 d 等于最大的内尺寸。

在选定的壳体尺寸下所允许的强度系数最小值按下列公式确定

对于圆柱形筒体，
$$\varphi_0 = \frac{p[D + (s_n - c)]}{2(s_n - c)[\sigma_s]}$$

对于球形壳体，
$$\varphi_0 = \frac{p[D + (s_n - c)]}{4(s_n - c)[\sigma_s]}$$

对于锥形筒体，
$$\varphi_0 = \frac{p[D_1 + (s_n - c)]}{2(s_n - c)[\sigma_s] \cos \alpha}$$

对于椭圆底，
$$\varphi_0 = \frac{pD^2}{8(s_n - c)[\sigma_s]h}$$

对于无补强的开孔，其直径不应大于按下列公式确定的极限允许直径 $d_{p.p.}$

$$d_{p.p.} = \begin{cases} 2(1/\varphi_0 - 1)\sqrt{D_c(s_n - c)} & \text{当 } \varphi_0 \leq 2/3 \text{ 时;} \\ (1.6/\varphi_0 - 1.4)\sqrt{D_c(s_n - c)} & \text{当 } 2/3 \leq \varphi_0 \leq 1.0 \text{ 时;} \\ 0.2\sqrt{D_c(s_n - c)} & \text{当 } \varphi_0 = 1.0 \text{ 时.} \end{cases}$$

如果开孔直径 $d > d_{p.p.}$ ，则开孔采用焊接的加厚套管或焊接搭板的方法来补强，补强的横截面面积 Σf 按下式来确定，

$$\Sigma f \geq (d - d_{p.p.})s_0,$$

式中 s_0 —— 当 $\varphi_0 = 1.0$ ， $c = 0$ 时的壳体最小计算壁厚，毫米。

由于单个孔（用给定尺寸的加强元件补强的孔）而削弱的壳体强度系数 φ' 按下式确定，

$$\varphi' = \varphi \left[1 + \frac{\Sigma f}{2s_m \sqrt{D_c (s_m - c)}} \right];$$

补强元件的截面面积等于焊接套管补强截面 f_m 和焊接搭板补强截面 f_{xx} 的和。对于从底壳外侧补强的区段

$$f_m = 2h_m (s_m - s_{0m} - c_m),$$

而对于从底壳内补强的区段

$$f_m = 2h_m (s_m - c_m).$$

式中 h_m —— 套管补强段的高度，毫米； s_m —— 套管的名义壁厚，毫米； s_{0m} —— 当 $\varphi = 1.0$ 和 $c = 0$ 时套管最小计算壁厚，毫米； c_m —— 套管设计壁厚的附加量，毫米。套管补强段高度 h_m 采用图纸上的尺寸，但不大于

$$h_m = \sqrt{(d_{sm} - s_m)(s_m - c_m)}$$

式中 d_{sm} —— 套管外径，毫米。补强焊接套管的名义壁厚建议采用不大于被补强壳体的名义壁厚，即 $s_m \leq s_0$ 。

焊接搭板的补强截面面积

$$f_{xx} = 2b_x \cdot s_x,$$

式中 b_x —— 搭板计算宽度，根据图纸选取，但不大于 $b_x = \sqrt{D_c (s_0 - s_{xx} - c)}$ ； s_x —— 补强搭板的厚度，毫米。搭板的厚度建议采用小于被补强底壳的壁厚，即 $s_x \leq s_0$ 。

在铸件中，浇铸的接管以及它的加厚度如焊接时一样计算。

满足规程^[10, 11]所确定的全部要求的对接强度系数，取其 $\varphi = 1$ 。在圆柱形壳体和锥形壳体中的环形焊接连接的强度极限比母材金属的强度极限小，但不超过20%时，强度系数可采用 $\varphi = 1$ 。在完成强度校核计算的过程中，当确定许用总薄膜应力时，环形焊接接头的机械性能与母材金属相比相差无几。

10.5 圆形平底和圆形顶盖的厚度选择

下列公式可用来计算整块式或开孔直径不大于底盖内径的 3/4 的平底和顶盖。不带孔或带有无补强中心孔的平底或顶盖厚度在强度的设计计算条件下可按下列式确定

$$s_1 = \frac{K}{K_0} D \sqrt{\frac{p}{[\sigma_r]}}$$

系数 K 的值是根据底的结构（图10.5）来选取（表10.2），而系数 K_0 的值取决于开孔与否。如果不开孔， $K_0 = 1$ ，如果开孔直径 d 满足 $d/D \leq 0.35$ 的底或盖， $K_0 = 1 - 0.43d/D$ ，如果 $0.35 \leq d/D \leq 0.75$ 时， $K_0 = 0.85$ 。

对于选定尺寸的平底，其许用压力为

$$[p] = (s_1 K_0 / DK)^2 [\sigma_r].$$

当阀门零件是由碳钢、低合金钢、奥氏体钢或铬镍合金制成时，其计算时的名义许用应力可取下列二值中的较小值。

$$[\sigma_r] = \sigma_s / n, \quad \text{或} \quad [\sigma_r] = \sigma_b / n_r,$$

表10.2 对于不同类型底系数K的值

类型	说 明	图	K
1	沿整个厚度与筒体进行单面焊的底	10.5, a	0.6
2	带有圆筒段的锻造底	10.5, б	$0.45 (K=1-0.23 \frac{SH}{S_1} \geq 0.35)$
3	带有圆筒段的锻造底	10.5, в	$0.45 (K=1-0.23 \frac{SH}{S_1} \geq 0.35)$
4	在法兰上的平底	10.5, г	0.6 (当计算 s_1 时, 取 $D=D_0$)
5	在法兰间的平底	10.5, д	0.45 (当计算 s_1 时, 取 $D=D_{c.к}$)
6	带摺边的底	10.5, e	0.35
7	沿整个厚度与筒体进行双面焊的底	10.5, ж	0.5

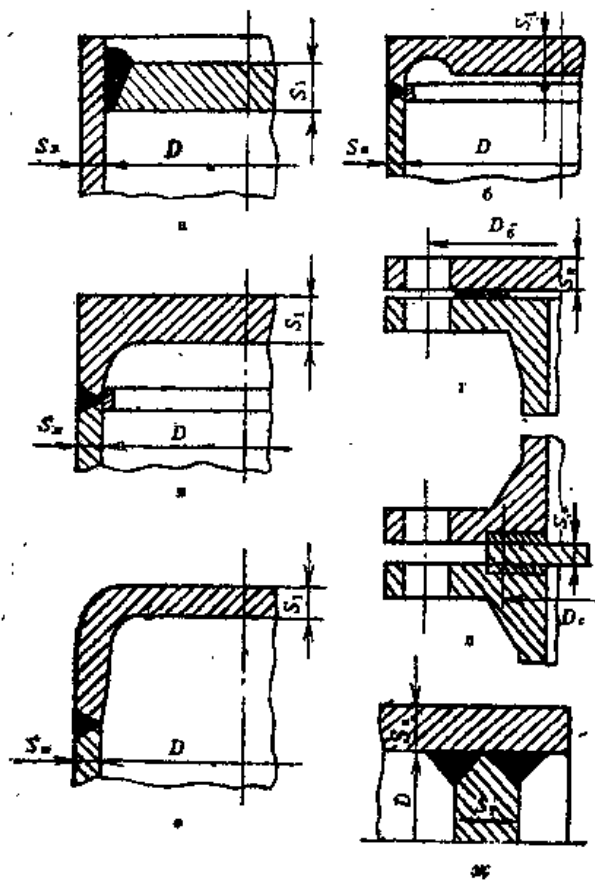


图10.5 底和盖的类型

式中 σ'_t ——设计温度下强度极限（极限强度）的最小值 千克力/毫米²；

σ'_s ——设计温度下屈服极限的最小值, 千克力/毫米²；

n_s ——基于抗拉强度极限的强度安全系数, $n_s = 2.6$ ；

n_t ——基于屈服极限的强度安全系数, $n_t = 1.5$ ；

当阀门由耐热铬钼钢制成时, 其计算时的名义许用应力可取下列数值中的最小值

$$[\sigma_s] = \sigma'_s / n_s, \quad [\sigma_t] = \sigma'_t / n_t, \quad [\sigma_c] = \sigma_c / n_s,$$

式中 σ_c ——在设计温度下、 10^6 小时期限内持久极限的平均值, 千克力/毫米²；

n_s ——基于持久极限的许用安全系数， $n_s = 1.5$ 。
机械性能值采用国定全苏标准 ГОСТ 的数据或技术条件上的数值。

10.6 阀门零件的强度验算

验算是在元件的基本尺寸选定后，考虑到全部设计载荷时，根据图纸上给出的制造尺寸来进行。需要验算的零件图应包括：工艺上过渡半径必需修正的尺寸，衬套、垫圈下的结构凸肩半径必需修正的尺寸，以及考虑到所采用的管子和钢板品种在内的类似零件。验算采用“标准”^[7]内的“计算和实验确定应力、应变、位移和作用力的通用方法”一节内给出的步骤。对于未包括在这种步骤内的那些条件，则采用阀门制造上所使用的计算步骤，而在重要的情况下，应采用专门制定的并得到有关权威机构批准的步骤。

需要验算的零件可看作由球形壳体，圆柱形壳体或其它形式的壳体、圆形板、环形零件以及诸如此类的简单元件所构成，它们可根据薄壳或厚壳和薄板或厚板理论来计算。这些元件之间的连接以相应的力、力矩和压力的作用来替代，因此要确定所要验算的元件内的应力、应变、位移和作用力。

一回路内的主切断闸阀，起着最重要的作用，并具有大的通径 $D_s = 500-800$ 毫米，应当对它的工作条件进行非常仔细的分析，并进行非常详细的计算。安装在辅助回路和管线上的小通径截止阀和其它类型的阀门，可以用一般在阀门制造上所采用的方法^[8]进行计算。安装在非放射性（干净）的饱和与新鲜蒸汽以及给水管线上的阀门，可根据介质的动力参数、通径和它们的功能来选择阀门的计算方法和范围。下面举例来研究两种结构的闸阀阀体和两种结构的闸阀阀盖分解成组合元件的程序（图10.6—10.9）。

我们引用下列符号： p ——内压，千克力/毫米²； N ——单位长度上的纵向力，千克力/毫米； H ——在接头处单位长度上的剪切力，千克力/毫米； M_x ——在接头处单位长度上的弯矩，千克力/毫米； P_{ax} ——管道的轴向力，千克力； W ——壳体的径向位移，毫米； U ——圆环和圆板的径向位移，毫米； W^t ——因温度而引起的截面位移，毫米； θ ——元件的转角，弧； φ_0 ——球形扇面半张角； $\sigma_z, \sigma_\theta, \sigma_r$ ——相应于圆柱形壳体的纵向，环向和径向应力，千克力/毫米²； R_i ——第 i 元件的平均半径，毫米； S_i ——第 i 元件的厚度，毫米； l_i ——第 i 元件的长度，毫米； R_c ——垫圈重心半径，毫米； R_n ——在（第 n 点）接头处接触表面的平均半径，毫米。

将零件分割成许多组合元件，标出作用在它们上面的压力、作用力和力矩。例如，图10—6上的楔形闸阀的阀体，用字母 a, b, d 等等标出重合截面，我们可以写出两个邻接元件公共连接截面上的下列联立位移方程：

$$\begin{aligned} U_{1,a} &= W_{2,a}; \theta_{1,a} = \theta_{2,a}; \\ W_{2,b} &= W_{3,b}; \theta_{2,b} = \theta_{3,b}; \\ W_{3,d} &= W_{4,d}; \theta_{3,d} = \theta_{4,d}; \\ &\dots \end{aligned}$$

阀体是在阀门开启并处于压力的条件下进行研究的。在阀杆上没有作用力。作用在元件1上的有介质压力 P_1 、垫片作用力 N_{1a} 、螺栓拉紧力 Q_{1a} 、轴向力 N_1 和力矩 M_1 、单个元件2的反作用力和可能作用在法兰上的横向力 H_1 。如果能满足 $0.5 < l_1/s_1 < 1.2$ 的条件，元件可

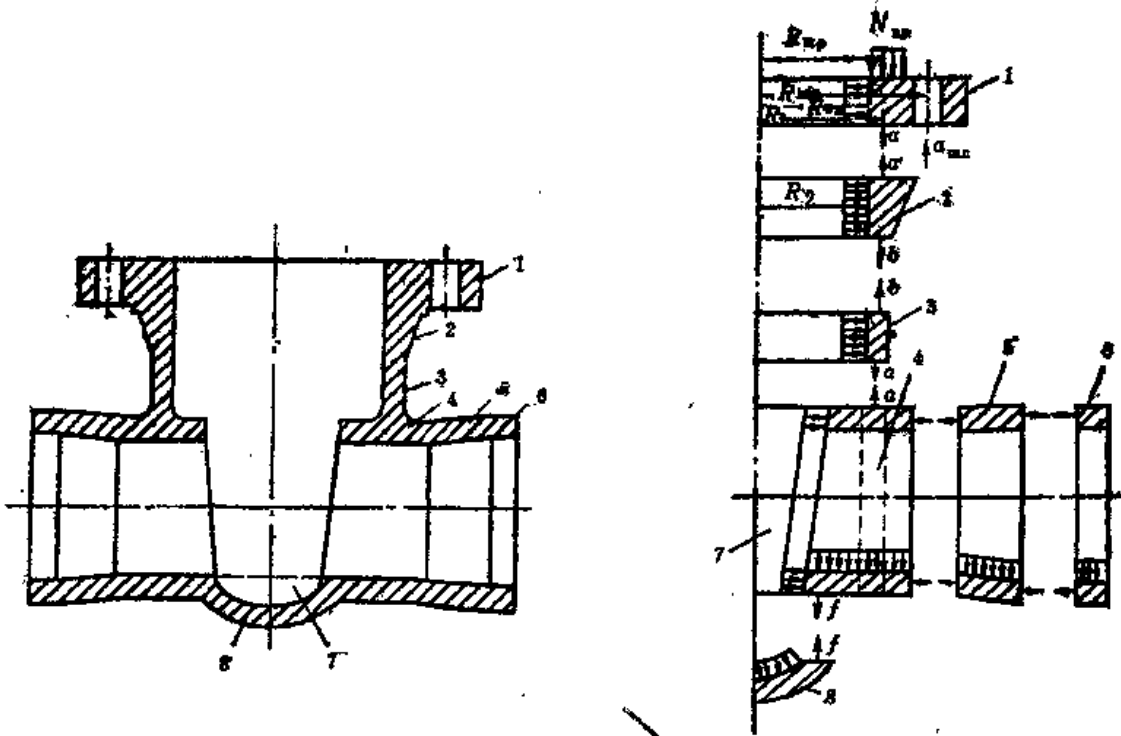


图10.6 收缩型浇注闸阀阀体的计算元件

1——组成法兰的平面环；2——厚度线性变化的圆柱形壳体（法兰与阀体的过渡段）；3——形成楔块移动内腔的圆柱形壳体；4——变长度的圆柱形壳体，在其中放置供阀体密封圈用的套筒；5——等壁厚的锥形壳体，由公称通向密封直径的过渡段；6——圆柱形壳体，形成供阀体与管道焊接用的套筒；7——不闭合圆柱形壳体，它与元件4相连，其轴线垂直于壳体的轴线；8——球形（或椭圆形）壳体。

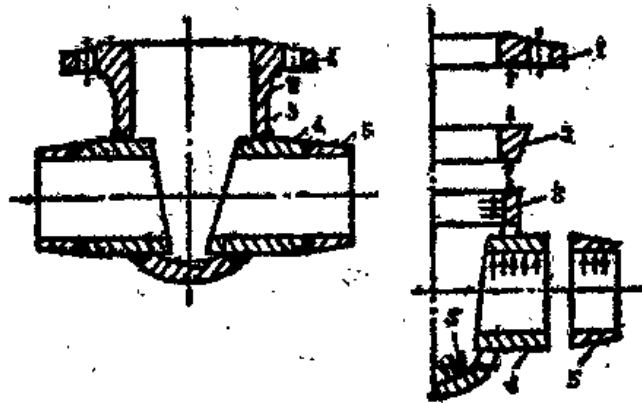


图10.7 全直通式楔形闸阀焊接阀体的计算元件

1——平面环；2——厚度线性变化的圆柱形壳体（圆环）；3——球形壳体，在它的的一个轴线上开了两个孔以供直通套筒用；4——圆柱形壳体；5——圆锥形壳体。

当作圆环来看待。

螺栓拉紧力 Q_{np} 换算成垫片平均圆周上的单位长度上的作用力。因螺栓拉紧作用沿螺栓周界每毫米上应有的单位长度力为

$$N_{np} = Q_{np} / (2\pi R_{np}),$$

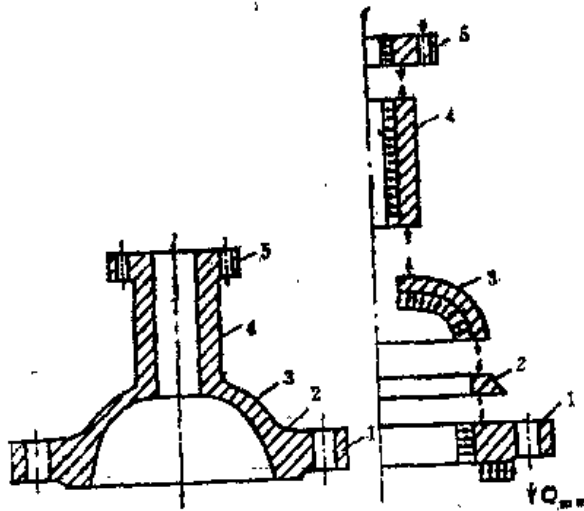


图10.8 楔形闸阀圆形阀体的高阀盖计算元件

1——平面环；2——厚度线性变化的圆柱形壳体（圆环）；3——球形壳体；4——圆柱形壳体，它形成填料函外壳和供固定压盖法兰用的支座。
5——平面环（固定压盖或框架的法兰）。

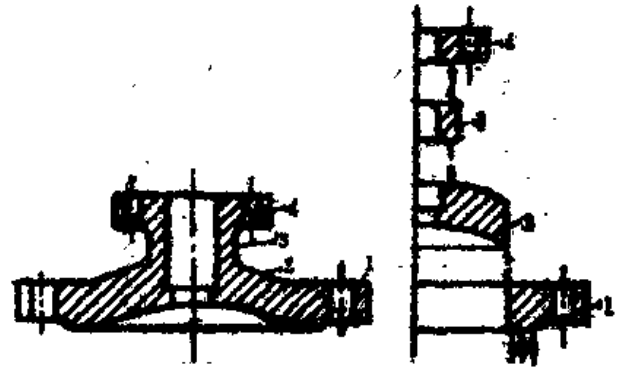


图10.9 楔形闸阀圆形阀体的阀盖计算元件。

1——平面法兰环；2——球形壳体；3——圆筒形壳体；4——支承框架的平面环。

壳体开孔，壳孔面积上的介质压力作用而在半径为 R_2 的每 1 毫米周界上所具有的单位长度纵向力为：

$$N_1 = p \cdot R_2 / 2.$$

在半径为 $R_{m.}$ 的圆周上每 1 毫米长应具有的单位长度外力（阀盖通过垫片作用于阀体） $N_{m.}$ 为

$$N_{m.} = N_{m.} \frac{R_{m.}}{R_{m.}} - N_1 \frac{R_2}{R_{m.}} - p(R_{m.} - R_{m.}) \frac{R_{m.} + R_{m.}}{2R_{m.}}$$

如果能满足 $2.5\sqrt{R_2 s_2} > l_2 / s_2 > 1.2$ 的条件的话，元件 2 可看作短圆柱形壳体。当 $l_2 > 2.5\sqrt{R_2 s_2}$ 时，壳体可视为半无穷长壳体。如果形成的圆柱各边具有不同的长度（斜切口），则采用

$$l_2 = (l_{m.} + l_{m.}) / 2.$$

作用于圆柱上端面的作用力须换算成壳体平均半径 R_2 上的作用力：

$$H_1^* = H_1 R_2 / R_2, \quad M_1^* = M_1 R_2 / R_2 + N_1 (R_2 - R_2) R_2 / R_2.$$

元件上端面的位移

$$W_{2.} = W_{2.}^{M_1^*} + W_{2.}^{H_1^*} + W_{2.}^{M_1^*} + W_{2.}^{H_1^*} + W_{2.}^p + W_{2.}^{\dots}$$

$$\theta_{2.} = \theta_{2.}^{M_1^*} + \theta_{2.}^{H_1^*} + \theta_{2.}^{M_1^*} + \theta_{2.}^{H_1^*} + \theta_{2.}^{\dots}$$

其他元件也按同样的顺序进行研究。由于阀体轴向不对称，所以在解决元件 7 的强度任务时，计算上会遇到困难，它不能用板壳理论的经典方法来解决，因此计算阀体主截面的强度时采用近似的方法^[3]。此法把钢的可塑性考虑进去了，这在一定程度上会展平截面上的应力。在“标准”^[7]上（从 299—300 页）给出确定应力集中系数的修正系数。当查明作用

于每个零件元件上的作用力和力矩以及符合元件变形的条件后，要根据元件的厚度与线性尺寸的比值把元件分成薄壁和厚壁，再按不同的公式计算它们的强度。应用“标准”^[7]上给出的为计算确定和实验确定应力、应变、位移和作用力的通用方法。

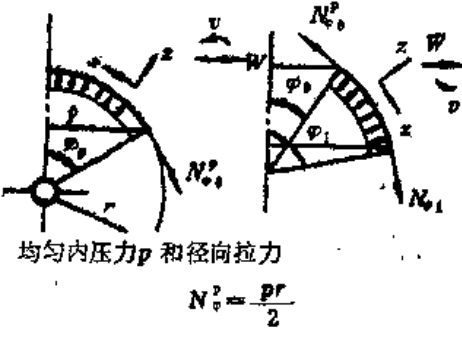
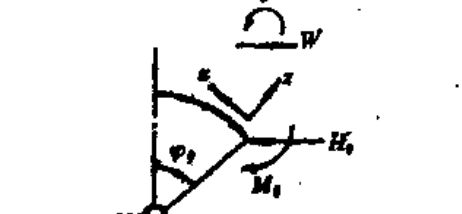
在表10.3上给出了因在内压所产生的负荷下，某些被推荐使用的公式在表上也给出了为设计阀门所采用的某些条件。

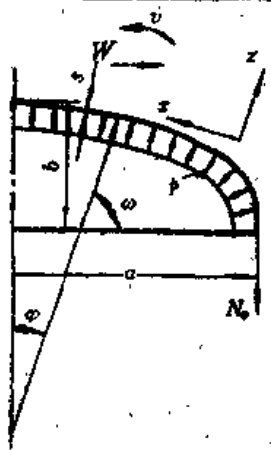
在计算壳体的图形上和公式中采用下列符号： \bar{r} ——平均半径（中间表面的半径），毫米； s ——壳体的厚度，毫米； l ——圆柱形短壳的长度，毫米； z ——圆筒轴线到边缘的距离，毫米； φ ——在球形壳体的子午面上，从转轴算起到要求的截面的角度，弧度； φ_0 ——顶部无孔的球形壳体边缘角或带孔壳体的“顶部”边缘角，弧度； φ_1 ——顶部有孔的球形壳体“底部”边缘角，弧度； W ——垂直于转轴的径向位移，毫米； θ ——与子午线相切的转

表10.3 在内压和轴对称边缘力作用下，确定等厚薄壁壳体上的应力、作用力和应变的公式

壳型	计算图	考察截面	应力、作用力、位移	辅助公式
无穷长圆柱形壳体	<p>均匀内压力P和轴向力$N_z^p = pr/2$</p>	$z=0$ 任意	$\sigma_r^p = \frac{Pr}{2s}$; $\sigma_\theta^p = \frac{Pr}{s}$; $N_z^p = \frac{Pr}{2}$; $M_z^p = 0$; $N_\theta^p = pr$; $H_z^p = 0$; $M_\theta^p = 0$; $W^p = \left(1 - \frac{\mu}{2}\right) \frac{r^2}{Es} p$; $\theta^p = 0$	—
半无穷长圆柱形壳体	<p>作用在边缘上的力矩M_0和作用力H_0</p>	边缘 $z=0$ 任意 z	$\sigma_{z_0} = \pm \frac{6M_0}{s^2}$; $\sigma_{\theta_0} = \frac{N_{\theta_0}}{s} \pm \frac{6M_{\theta_0}}{s^2}$; $H_{z_0} = 0$; $M_{z_0} = M_0$; $N_{\theta_0} = \frac{Es}{r} W_0$; $H_{z_0} = H_0$; $M_{\theta_0} = \mu M_0$; $W_0 = -\frac{1}{2\beta^2 D} \left(M_0 + \frac{1}{\beta} H_0\right)$; $\theta_0 = -\frac{1}{12\beta^2 D} (2\beta M_0 + H_0)$; $\sigma_{z_n} = \pm \frac{6M_0}{s^2}$; $\sigma_\theta = \frac{N_\theta}{s} \pm \frac{6M_\theta}{s^2}$; $N_z = 0$; $M_z = f_4 M_0 + \frac{1}{\beta} f_2 H_0$; $N_\theta = \frac{Es}{r} W$; $H_z = 2\beta f_2 M_0 + f_3 H_0$; $M_\theta = \mu M_0$; $W = -\frac{1}{2\beta^2 D} \left(f_3 M_0 + \frac{1}{\beta} f_1 H_0\right)$; $\theta = -\frac{1}{2\beta^2 D} (2\beta f_1 M_0 + f_4 H_0)$	$\beta = \frac{\sqrt{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{rs}}$ $f_1 = e^\xi \cos \xi$; $f_2 = e^{-\xi} \sin \xi$; $f_3 = f_1 - f_2$; $f_4 = f_1 + f_2$ $\xi = \beta z$; $D = \frac{Es^3}{12(1-\mu^2)}$

续表

壳型	计算图	考察截面	应力、作用力、位移	辅助公式
顶部 开孔 和顶部 不开孔 的球形 壳体	 <p>均匀内压力 p 和径向拉力 $N_0^p = \frac{pr}{2}$</p>	任意截面	$\sigma_\varphi^p = \sigma_\theta^p = \frac{pr}{2s}; \quad N_\varphi^p = \frac{pr}{2};$ $M_\varphi^p = 0; \quad N_\theta^p = -\frac{pr}{2}; \quad H_\varphi^p = 0;$ $M_\theta^p = 0; \quad W^p = (1-\mu)\frac{pr^2}{2Es} \sin\varphi_0;$ $\delta^p = 0$	
顶部 无孔 的球形 壳体	 <p>在 $\varphi = \varphi_0$ 边缘上, 给出力矩 M_0 和作用力 H_0</p>	边缘	$\sigma_\varphi = \frac{N_\varphi}{s} \pm \frac{6M_\varphi}{s^2}; \quad \sigma_\theta = \frac{N_\theta}{s} \pm$ $\pm \frac{6M_\theta}{s^2}; \quad N_\varphi = -\cos\varphi H_0;$ $N_\theta = -\mu \cos\varphi H_0 + \frac{s}{r \sin\varphi} EW;$ $M_\varphi = \mu M_0 - \frac{s^2 \text{ctg}\varphi}{12r} E\delta;$ $W_\varphi = -\frac{2\beta^2 \sin\varphi_0}{Esk_{10}} \left[M_0 + \frac{r \sin\varphi_0}{\beta} \times \right.$ $\left. \times (1+k_{10}k_{10}) H_0 \right];$	$\beta = \sqrt{3(1-\mu^2)} \times$ $\times \sqrt{r/s};$ $k_1 = \frac{1-2\mu}{2\beta} \text{ctg}\varphi_0;$ $k_2 = 1 -$ $= \frac{1+2\mu}{2\beta} \text{ctg}\varphi_0;$ $k_{10} = 1 -$ $= \frac{1-2\mu}{2\beta} \text{ctg}\varphi_0;$ $k_{10} = 1 -$ $= \frac{1+2\mu}{2\beta} \text{ctg}\varphi_0;$
		任意截面	$\delta_\varphi = -\frac{2\beta^2 \sin\varphi_0}{Esk_{10}} \left(\frac{2\beta}{r \sin\varphi_0} M_0 + H_0 \right);$ $M_\varphi = M_0; \quad H_\varphi = H_0$ $\sigma_\varphi = \frac{N_\varphi}{s} \pm \frac{6M_\varphi}{s^2}; \quad \sigma_\theta = \frac{N_\theta}{s} \pm$ $\pm \frac{6M_\theta}{s^2}; \quad N_\varphi = -\cos\varphi H_0;$ $N_\theta = -\mu \cos\varphi + \frac{s}{r \sin\varphi} EW;$ $M_\varphi = \mu M_0 - \frac{s^2 \text{ctg}\varphi}{12r} E\delta;$ $W = -\frac{2\beta^2}{E_s} D_0 \sin\varphi \left[(f_1 - k_2 f_2) M_0 + \right.$ $\left. + \frac{r}{\beta} \frac{G_0}{2} (f_3 - k_1 f_4) H_0 \right];$ $\delta = -\frac{2\beta^2}{E_s} D_0 \left(\frac{2\beta}{r} f_1 M_0 + G_0 f_3 H_0 \right);$ $M_\varphi = D_0 \left[(f_2 + k_1 f_1) M_0 + \right.$ $\left. + \frac{r}{\beta} \frac{G_0}{2} (f_4 + k_2 f_3) H_0 \right];$ $H_\varphi = D_0 \left(\frac{2\beta}{r \sin\varphi} f_2 M_0 + \frac{G_0}{\sin\varphi} f_4 H_0 \right)$	$G_0 = \sin\varphi_0$ $\sqrt{1+k_{10}^2};$ $D_0 = \frac{1}{k_{10}} \times$ $\times \sqrt{\frac{\sin\varphi_0}{\sin\varphi}};$ $f_1 = e^{-\xi} \cos\xi;$ $f_2 = e^{-\xi} \sin\xi;$ $f_3 = e^{-\xi} \cos(\xi +$ $+ \gamma); \quad f_4 =$ $= e^{-\xi} \sin(\xi +$ $+ \gamma); \quad \gamma =$ $\arctg(-k_{10});$ $\xi = \beta(\varphi_0 - \varphi)$

壳型	计算图	考察截面	应力、作用力、位移	辅助公式
不带孔的半球 $\varphi_0 = \pi/2$		边缘 $\varphi = \pi/2$	$\sigma_\varphi = \frac{N_\varphi}{s} \pm \frac{6M_\varphi}{s^2}; \quad \sigma_\theta = \frac{N_\theta}{s} \pm \frac{6M_\theta}{s^2};$ $N_\varphi = -\cos\varphi H_0;$ $N_\theta = -\mu \cos\varphi H_0 + \frac{s}{r \sin\varphi} EW;$ $M_\varphi = \mu M_\theta - \frac{s^3 \operatorname{ctg}\varphi}{12r} E\delta;$ $W_0 = \frac{2\beta^2}{Es} (M_\varphi + \frac{r}{\beta} H_0);$ $\delta_0 = \frac{2\beta^2}{Es} (\frac{2\beta}{r} M_\theta + H_0);$ $M_{\varphi_0} = M_\theta; \quad H_{\varphi_0} = H_0$	
椭圆形壳体	 <p>均匀内压力和径向拉力 $N_\varphi = \frac{pa}{2}$</p>	边缘 $\varphi = \pi/2$	$\sigma_\varphi = \frac{pa}{2s}; \quad \sigma_\theta = \frac{pa}{2s} (2 - \frac{a^2}{b^2});$ $N_\varphi = \frac{pa}{2}; \quad N_\theta = \frac{pa}{2} (2 - \frac{a^2}{b^2});$ $M_\varphi = M_\theta = H_\varphi = 0;$ $W = \frac{pa^2}{2Es} (2 - \mu - \frac{a^2}{\beta^2}); \quad \delta = 0$	壳体的曲率半径 $r_1 = \frac{b^2}{a}; \quad r_2 = a$
		任意截面	$\sigma_\varphi = \frac{N_\varphi}{s}; \quad \sigma_\theta = \frac{N_\theta}{s}; \quad N_\varphi = \frac{pr^2}{2};$ $N_\theta = \frac{pr^2}{2} (2 - \frac{r_2}{r_1});$ $M_\varphi = M_\theta = H_\varphi = 0$	$r_1 = \frac{a^2}{b} \eta^2;$ $r_2 = \frac{a^2}{b} \eta;$ $\eta = [1 + (\frac{a^2}{b^2} - 1) \cos^2\omega]^{-1/2};$ $\omega = \frac{\pi}{2} - \varphi$
		顶点 $\varphi = 0$	$\sigma_\varphi = \sigma_\theta = \frac{pa^2}{2bs}; \quad M_\varphi = M_\theta = H_\varphi = 0$	$r_1 = r_2 = \frac{a^2}{b}$

角，弧度； M_φ, M_θ ——径向和环向单位长度上的弯矩，千克力-毫米/毫米； N_φ, N_θ ——径向和环向单位长度上的拉（压）力，千克力/毫米； H_φ ——作用于平行圆环平面上的单位长度上的剪切力，千克力/毫米； $\sigma_\varphi, \sigma_\theta$ ——径向和环向应力，千克力/毫米²； E ——纵向弹性模量，千克力/毫米²； μ ——泊桑系数； α ——温度线性膨胀系数，1/°C； $D = Es^3/[12(1-\mu^2)]$ ——圆筒的刚度，千克力/毫米。对于圆柱形壳体，脚标 φ 用 z 来替代。

所有要研究的元件和结构都是轴对称的，而且载荷是在弹性变形限度内起作用，后一个条件在阀门上总是存在的。应力、位移和作用力是通过外部载荷而表现出来。当几种载荷同时作用时，应力、位移和作用力是利用叠加法来确定的。应变可根据虎克定律，即应变和应力之间的线性关系来确定。计算时应遵守应力、应变、位移和作用力的符号定则，采用下列计算坐标系。

旋转薄壁壳体采用局部、右手、直角坐标系，坐标轴的方向为沿子午线的切线方向、平行圆环的切线方向以及沿薄壳中面的外法线方向。

轴对称的薄板采用圆柱坐标系。

当我们研究由薄壳，薄板和圆环组成的结构时，可以采用其中一种坐标系和薄壳符号定则或薄板符号定则。当应力、应变、位移和力作用在所选用的坐标轴方向上时，使用下列符号定则：如果与坐标轴的正方向相符，则线性位移为正。如果相对于轴的旋转用螺旋定则与这些轴的正方向相一致的话，则认为它们为正。如果法向应力的方向与它们作用的面上的外法线方向相符的话，则法向应力为正（拉伸时的）（图10.10）。如果切应力的方向如图10.10上所示，则切应力为正。纵向拉伸应变假定为正，由正切应力产生的切应变假定为正。静态等效于作用在薄壳或平板正截面（相对于坐标轴而言）上应力的法向力和横向力与弯矩，如果它们的方向如图10.10B,r上所示的那样，则认为正。

在图10.11上示出在薄壳的子午线平面上，当沿着子午线移动坐标读数的不同方向上，

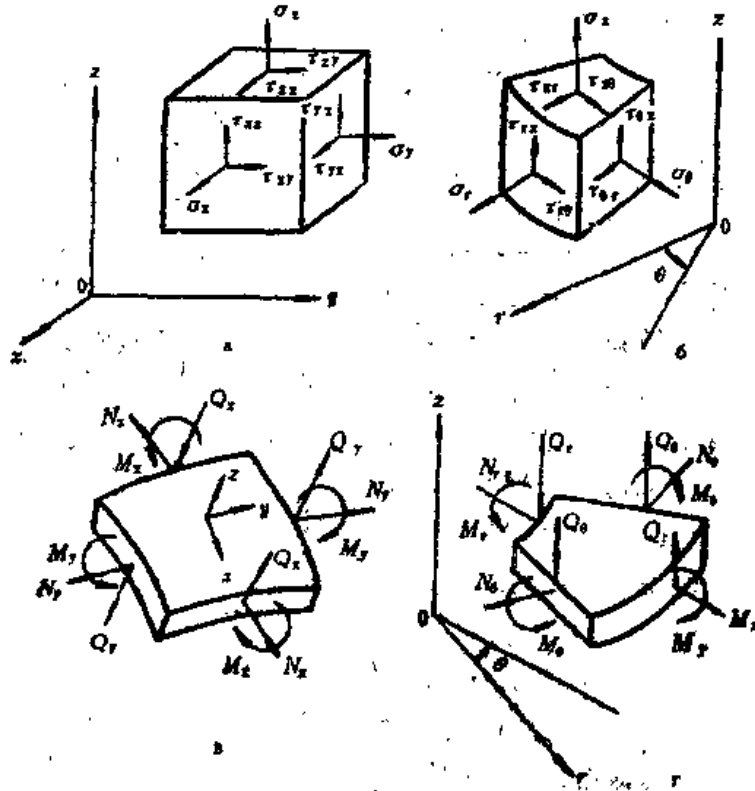


图10.10 符号定则

(a) 笛卡尔坐标系上应力的正方向；(b) 圆柱坐标系上应力的正方向；(c) 在壳内法向力和横向力以及弯矩的正方向；(d) 在平板内法向力和横向力以及弯矩的正方向（此图中右下角靠上一个M，应为N_r）。



图10.11 沿薄壳子午线移动坐标系读数的不同方向上，位移W、U，转角 θ ，作用力Q、N和弯矩M的正方向。

位移 W 、 U ，转角 θ ，作用力 Q 、 N 和弯矩 M 的正方向。当沿子午线移动坐标读数的方向改变时， θ 、 U 和 Q 的正方向则变成负方向。在计算中当某个值得到负值时，这表明它的方向与所取的方向相反了。在壳体应力的公式里所标出的符号（±）是表示壳体的外表面（+）和内表面（-）。当改变法线方向时， θ 、 M 、 Q 的正方向变成负方向。

如果壳体壁厚与半径相比较很小时，可看作薄壳，则径向位移与壳体厚度相比很小。当增大 s/r 比值时，公式的误差也会增大。例如，当 $s/r \leq 0.05$ 时，公式误差不超过 5%，而当 $s/r \leq 0.1$ 时，误差小于 10%。如果壳体长度 $l \geq 2.5 \sqrt{r_s}$ 时，可认为壳体为半无限长，否则在计算时应用矩形壳体公式。在壳体内部的应力按下列公式来确定：

$$\sigma_r = N_r/s \pm 6M_r/s^2$$

和

$$\sigma_\theta = N_\theta/s \pm 6M_\theta/s^2$$

对于外侧用（+）号，而对于内侧用（-）号。对于壁厚和外半径的比值不超过 0.2 即 $s/r_{\text{外}} \leq 0.2$ 的薄壁板，挠度与板壁厚度相比很小。平板内的应力按下列公式确定：

$$\sigma_r = \pm 6M_r/s^2; \quad \sigma_\theta = \pm 6M_\theta/s^2$$

弯曲时的径向位移： $U = \theta z$ 。

当几个载荷同时作用时，利用叠加的方法，这就是把载荷分解成分载荷，对于每种分载荷要单独进行计算，然后把每个分载荷的计算结果代数相加起来。

校核计算时，在有效应力与许用应力进行对比的基础上来评价强度。许用应力与零件材料、应力特点或类别以及所要研究的状况有关，状况包括正常的运行条件，正常运行条件的破坏或事故状况。已规定下列主要的应力类别：

总薄膜应力	(σ) _总
局部薄膜应力	(σ) _局
总弯曲应力	(σ) _总
局部弯曲应力	(σ) _局
总温度应力	(σ) _总
局部温度应力	(σ) _局
薄膜补偿应力	(σ) _补
扭转补偿应力	(σ) _补
弯曲补偿应力	(σ) _补
应力集中区内的局部应力	(σ) _局

在计算标准^[7]上给出下列典型的应力分类：

薄膜应力——沿圆柱形或球形壳体的壁厚，由内压或外压作用引起的平均拉应力或压应力，以及在螺栓或双头螺栓的截面上的平均应力规定称为薄膜应力。

局部薄膜应力——在壳体与法兰连接的区域内的薄膜应力以及管接头与壳体连接区域内的薄膜应力。

总弯曲应力——内压作用在平盖所引起的弯曲应力以及在可拆卸连接的互搭和刚性法兰上的弯曲应力。

局部弯曲应力——在不同壁厚的两个圆筒连接区域内及圆筒与底封连接区域内，由内压作用所引起的弯曲应力，以及在法兰与管道连接的区域内由拉力作用引起的弯曲应力。

总温度应力——在圆筒内由轴向温降所引起的应力；在不同温度场的构件的连接区域内

(法兰与容器的圆筒部分, 管接头与容器的筒体, 管道与法兰等等) 的应力; 不同种类的材料制成的管道连接处的应力; 沿平底或平盖的厚度因温度梯度引起的应力。

局部温度应力——由温度梯度沿壳体圆筒部分的壁厚、盖和底的球形部分的壁厚引起的应力; 在容器或管道的壁面上过热(或过冷)而在部局地方产生的应力; 在抗腐蚀的内衬上, 由母体材料和内衬材料不同的温度线膨胀系数引起的应力。

补偿应力(薄膜补偿应力, 弯曲补偿应力和扭转补偿应力)——由于管道温度自由膨胀受到限制而引起的, 沿管道截面均匀分布的拉(或压)应力(薄膜补偿应力); 由管道自补偿所引起的在管子的弯管段上的弯曲应力和扭转应力(相应于弯曲补偿应力和扭转补偿应力)。这对角阀是现实存在的。

应力集中区内的局部应力——在孔、凹槽、应力未消除的焊缝、螺纹等的区域内的应力。

阀门零件考虑分成一定的应力等级, 计算时应力应确定下来, 并与许用应力进行比较。由于阀体串接在管线上, 因此它是管线上的一个部件。特别要强调的是连接部件——与管道同一作用的法兰和管接头, 它是阀门与管道共用的。

与此同时, 阀门与一般的管道部件, 如三通、过渡管、弯头等相比还有其本质的区别。阀门是一个复杂的设备, 它装备机械机构和传动机构。很多阀门零件加工时要求高精度。连接在管线上的阀体不允许变形, 以免破坏其密封性。因此, 在安装阀门时应规定有补偿节, 能减小阀体上的轴向力。

这样, 对被检查回路上工作的受压容器提出的全部要求, 以及对管道提出的绝大部分要求, 除了某些与阀门的功用不相符的以外, 都应适用于阀门。这些状况在完成阀门的校样计算中应当予以考虑。

将阀体当作受压容器计算时, 应计算下列应力组合: 总薄膜应力 $(\sigma)_t$, 折合应力 $(\sigma)_z$, 它是由总薄膜应力或局部薄膜应力的分量和总弯曲应力的分量之和来确定; 折合应力范围 $(\sigma)_R$, 它是由总薄膜应力或局部薄膜应力的分量, 总弯曲应力和局部弯曲应力的分量以及总温度应力的分量之和来确定; 折合应力幅度 $(\sigma)_A$, 它是由总薄膜应力或局部薄膜应力的分量、总弯曲应力和局部弯曲应力的分量及因应力集中而产生的总温度应力和局部温度应力的分量之和来确定。

当计算管道时应计算总薄膜应力 $(\sigma)_t$, 折合应力 $(\sigma)_z$, 它是由总薄膜应力或局部薄膜应力的分量、(薄膜、扭转和弯曲)补偿应力的分量以及总弯曲应力的分量之和来确定。折合应力范围 $(\sigma)_R$ 是由总薄膜应力或局部薄膜应力的分量、(薄膜、扭转或弯曲)补偿应力的分量、总弯曲应力或局部弯曲应力的分量以及总温度应力的分量之和来确定。折合应力幅度 $(\sigma)_A$ 是根据总薄膜应力或局部薄膜应力的分量、(薄膜、扭转和弯曲)补偿应力的分量、总弯曲应力或局部弯曲应力、因应力集中而产生的总温度应力和局部温度应力的分量之和算出的。

当计算螺栓和双头螺栓时, 应计算它们横截面上的平均应力 $(\sigma)_{m1}$, 它是由机械载荷引起的, 规定称为薄膜应力。计算机械载荷和温度载荷引起的螺栓和双头螺栓横截面上的平均应力 $(\sigma)_{m2}$, 计算由薄膜应力的分量、总弯曲应力和温度应力的分量以及扭转应力的分量之和来确定的折合应力 $(\sigma)_z$ 。折合应力幅度 $(\sigma)_A$ 由薄膜应力的分量、总弯曲应力的分量、扭转应力的分量以及考虑到应力集中而产生的温度应力的分量之和来确定。

应力按下列次序来确定：分析有效载荷和温度场，在此基础上选择零件（阀体和阀盖）最大应力区域，但是对于不同的计算条件，这个区域也可能各异。在表10.4上给出的区域是最典型的区域。

表10.4 阀体零件的某些区域内计算的应力组合

要进行计算的区域	载 荷 形 式	要求确定的应力种类	计算的应力组合
光圆筒部分	内 压 长度上的温降 壁厚上的温降	总薄膜应力	$(\sigma)_m$
		总温度应力+总薄膜应力	$(\sigma)_{R1}$
		局部温度应力+总温度应力+总薄膜应力	$(\sigma)_1$
阀体圆筒部分与法兰的连接区域	内压, 法兰内的温度场 阀体圆筒部分的温度场 螺栓的压应力	局部薄膜应力	$(\sigma)_{m\pi}$
		局部薄膜应力+局部弯曲应力+总温度应力	$(\sigma)_{R1}$
		局部薄膜+局部弯曲+总温度+应力集中区 应 力 + 应 力 + 应 力 的 局 部 应 力	$(\sigma)_1$
带孔的球形阀盖	内压阀盖内温度场	总薄膜应力	$(\sigma)_m$
		总薄膜应力+局部温度应力+应力集中区局部应力	$(\sigma)_1$
法兰与阀盖球形部分的连接区	内压, 法兰内温度场, 阀盖内温度场, 螺栓压 紧力	局部薄膜应力	$(\sigma)_{m\pi}$
		局部薄膜应力+局部弯曲应力+总温度应力	$(\sigma)_{R1}$
		局部薄膜应力+局部弯曲应力+总温度应力+ +局部温度应力+应力集中区局部应力	$(\sigma)_1$
椭圆形阀底	内压, 阀底内的温度场	总薄膜应力	$(\sigma)_m$
		总薄膜应力+总弯曲应力	$(\sigma)_2$
		总薄膜应力+总弯曲应力+总温度应力	$(\sigma)_{R1}$
		总薄膜应力+总弯曲应力+局部温度应力+ +应力集中区的局部应力	$(\sigma)_1$
管接头或套管焊接区, 管与容器连接区, 阀体区	内压, 阀体内的温度场 焊接元件内的温度场 焊接元件内的温度场	局部薄膜应力	$(\sigma)_{m\pi}$
		局部薄膜应力+局部弯曲应力+总温度应力	$(\sigma)_{R1}$
		局部薄膜应力+局部弯曲应力+总温度应力+ +局部温度应力+应力集中区局部应力	$(\sigma)_1$
管接头区	焊接元件内的温度场	总薄膜应力	$(\sigma)_m$
		总的或局部薄膜应力+总弯曲应力	$(\sigma)_2$
		总的或局部薄膜应力+总弯曲应力+局部弯 曲应力+总温度应力	$(\sigma)_{R1}$
		总的或局部薄膜应力+总弯曲应力+局部弯 曲应力+总温度应力+局部温度应力+应 力集中区局部应力	$(\sigma)_1$
互搭法兰	螺栓压紧力, 在套筒法兰 内和阀体内的温度场, 内 压	总弯曲应力	σ_x
		总弯曲应力+总温度应力	$(\sigma)_{R1}$
		总弯曲应力+总温度应力+局部温度应力+应 力集中区的局部应力	$(\sigma)_1$

为了确定在要求计算的结构区内各类应力的分量，从下列坐标系中选择一种：带 x, y, z 坐标轴的直角坐标系；带 θ, r, z 坐标轴的圆柱坐标系，或带 θ, r, φ 坐标轴的球坐标系。坐标轴定在所要选择的方向上。法向应力和切向应力的分量分别以下列符号来表示：在直角坐标系内—— $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ 和 $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ ；在圆柱坐标系内—— $\sigma_r, \sigma_\theta, \sigma_z$ 和 $\tau_{rz}, \tau_{\theta z}, \tau_{r\theta}$ ；在球坐标系内—— $\sigma_r, \sigma_\theta, \sigma_\varphi$ 和 $\tau_{r\theta}, \tau_{r\varphi}, \tau_{\theta\varphi}$ 。

然后，根据每一种设计情况下（拧紧螺栓，启动，稳定工况，事故保护系统投入工作，反应堆的功率改变，停堆，正常运行条件的破坏，事故工况）所获得的应力分量 $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ 的总数，算出主应力 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ 和折合应力 $(\sigma_1 - \sigma_2), (\sigma_2 - \sigma_3)$ 和 $(\sigma_1 - \sigma_3)$ 。确定每一种计算组合应力： $(\sigma)_{ij}, (\sigma)_{jk}, (\sigma)_{ki}, (\sigma)_{ij}, (\sigma)_{jk}, (\sigma)_{ki}$ 。用折合应力的最大值与许用应力进行比较。

折合应力范围 $(\sigma)_{R1}$ 和 $(\sigma)_{R2}$ 按如下顺序算出：

1. 首先确定需要研究的设计工况（如启动）下的主应力，规定用脚标 i, j, k ；
2. 在规定的主平面上建立应力 $\sigma_i, \sigma_j, \sigma_k$ 的变化关系式，以供下面的计算工况使用；
3. 对应于 $\sigma_{i_{max}}, \sigma_{i_{min}}, \sigma_{j_{max}}, \sigma_{j_{min}}, \sigma_{k_{max}}, \sigma_{k_{min}}$ 值的不同时刻，确定其折合应力值；
4. 当确定折合应力时，运用在第五步上所列举的应力值和相应该时刻与其相应的其余两个主应力值，如 $\sigma_{i_{max}}$ 和相应该时刻的 σ_j 和 σ_k ，又如 $\sigma_{i_{min}}$ 以及相应该时刻的 σ_j 和 σ_k 等等。

5. 条件折合应力按下列公式确定

当 $\tau = \tau_1$ 时， $\sigma_{i_{max}} - \sigma_j, \sigma_{i_{max}} - \sigma_k, \sigma_j - \sigma_k,$

当 $\tau = \tau_2$ 时， $\sigma_{i_{min}} - \sigma_j, \sigma_{i_{min}} - \sigma_k, \sigma_j - \sigma_k,$

当 $\tau = \tau_0$ 时， $\sigma_{k_{max}} - \sigma_i, \sigma_{k_{max}} - \sigma_j, \sigma_i - \sigma_j,$

式中， $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_0$ ——相应的时刻。

折合应力值的计算顺序和上述一样保持不变，它与 $\sigma_i, \sigma_j, \sigma_k$ 的代数值的比值无关，因此，它们既能采用正值，也能采用负值。

6. 最后算出折合应力的最大值和最小值

根据计算结果确定折合应力范围，它是取上列值中的最大值，

$$\begin{aligned} & (\sigma_i - \sigma_j)_{max} - (\sigma_j - \sigma_i)_{min} \\ & (\sigma_i - \sigma_k)_{max} - (\sigma_k - \sigma_i)_{min} \\ & (\sigma_j - \sigma_k)_{max} - (\sigma_k - \sigma_j)_{min} \end{aligned}$$

在所有情况下应力范围值应满足下列条件：

$$\begin{aligned} & (\sigma_i - \sigma_j)_{max}, (\sigma_i - \sigma_k)_{max}, (\sigma_j - \sigma_k)_{max} \geq 0; \\ & (\sigma_i - \sigma_j)_{min}, (\sigma_i - \sigma_k)_{min}, (\sigma_j - \sigma_k)_{min} \leq 0. \end{aligned}$$

必须确信，与应力范围最大值相对应的时刻，就是挑选出 $\sigma_{i_{max}}, \sigma_{j_{max}}, \sigma_{k_{max}}, \sigma_{i_{min}}, \sigma_{j_{min}}, \sigma_{k_{min}}$ 值的时刻。如果这个条件不能满足，就要对其它时刻进行计算。因此，必须确定当主应力对时间的导数等于零，即：

$$\frac{d\sigma_i(t, \tau)}{d\tau} = 0,$$

的那些时刻的应力范围。

一般主平面位置在加载过程中不会改变。如果这条件不能满足，应力随时间变化的过程可分解成相应于不同主平面位置的几个周期。每个周期可单独地来研究。每一个主应力的脚注保持不变，而应力 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ 的变化与主平面的方位无关。

折合应力幅度的确定和应力范围的确定顺序一样，不同之处仅仅在于应力分量的总变化过程，它是考虑到应力集中系数而计算出来的，它可分解成周期，在周期内主应力的值达到最大和最小（按一个周期），因此，改变是从最大值到最小值以及相反从最小值到最大值，在每个加载周期内折合应力的幅度从下到三个数中取其最大数：

$$(\sigma_1)_{\text{折}} = \frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)_{\text{max}} - (\sigma_1 - \sigma_2)_{\text{min}}],$$

$$(\sigma_2)_{\text{折}} = \frac{1}{2} [(\sigma_2 - \sigma_3)_{\text{max}} - (\sigma_2 - \sigma_3)_{\text{min}}],$$

$$(\sigma_3)_{\text{折}} = \frac{1}{2} [(\sigma_3 - \sigma_1)_{\text{max}} - (\sigma_3 - \sigma_1)_{\text{min}}].$$

疲劳断裂强度按条件折合弹性交变应力的幅度 σ_e^* 来计算， σ_e^* 等于局部变形范围与计算温度下的弹性模量乘积的二分之一。按照运行时所给定的应力幅度下的许用周期数或运行时所给定的周期数下的许用应力幅度来初步确定疲劳计算曲线——公称应力的许用幅度与许用周期数之间的关系曲线。最后的计算按照相应的公式进行。

10.7 许用应力

对于阀门零件（阀体零件，阀杆，紧固件）应确定与所要求的工作条件有关的不同的许用应力。有三种不同的计算条件：（a）正常运行条件，包括拧紧螺栓，启动，稳定工况，改变功率，事故保护系统工作，停运；（b）正常运行条件被破坏；（c）事故工况。设计单位必须要研究事故工况。

对于每一组合的应力要规定不同的许用应力，对于不要求评价疲劳强度的应力组合： $(\sigma)_1, (\sigma)_2, (\sigma)_3, (\sigma)_4, (\sigma)_5, (\sigma)_6$ ，许用应力按公式 $[\sigma] = \eta[\sigma_n]$ 确定， $[\sigma_n]$ ——额定许用应力，千克力/毫米²， η ——强度安全系数，根据构件的工作条件和作用，以及计算情况来选取。

对于要求评价疲劳强度的应力组合： $(\sigma_e)_1, (\sigma_e)_2, (\sigma_e)_3$ ，许用应力根据计算曲线和公式来确定。在正常运行条件下，应采用下列系数 η 值：

$$(\sigma)_1 \leq [\sigma_n], \quad \eta = 1;$$

$$(\sigma)_2 \leq 1.3[\sigma_n], \quad \eta = 1.3;$$

$$(\sigma)_3 \leq 2.5[\sigma_n], \quad \eta = 2.5.$$

折合应力的许用幅度，等于总薄膜应力或局部薄膜应力的分量，总弯曲应力和局部弯曲应力的分量，考虑到应力集中时总温度应力和局部温度应力的分量之和。折合应力的许用幅度或加载许用循环数按公式或借助于相应的图线^[7]来确定。

由于阀体的内压所引起的总薄膜应力 $(\sigma)_n$ 和许用局部温度应力 $[(\sigma)_t]$ 另外应满足下列

条件，在壁厚上温度线性变化时：

当 $0 \leq (\sigma)_m / \sigma_s' \leq 0.5$ 时，

$$[(\sigma)_{t,m}] \leq (\sigma_s')^2 / (\sigma)_m$$

当 $0.5 \leq (\sigma)_m / \sigma_s' < 1$ 时，

$$\frac{[(\sigma)_{t,m}]}{\sigma_s'} \leq 4 \left(1 - \frac{(\sigma)_m}{\sigma_s'} \right)$$

在壁厚上温度为抛物线变化时：

当 $0.615 \leq (\sigma)_m / \sigma_s' < 1$ 时，

$$\frac{[(\sigma)_{t,m}]}{\sigma_s'} \leq 5.2 \left(1 - \frac{(\sigma)_m}{\sigma_s'} \right)$$

当 $(\sigma)_m / \sigma_s' \leq 0.615$ 时，采用下列值：

$(\sigma)_m / \sigma_s'$	0.3	0.4	0.5
$[(\sigma)_{t,m}] / \sigma_s'$	≤ 4.55	≤ 3.55	≤ 2.7

它们之间的值用线性内插法来确定。

当正常的运行条件破坏时，许用折合总薄膜应力和总薄膜应力或局部薄膜应力及总弯曲应力之和确定的许用折合应力可以增加20%。对于其余应力的组合没有规定许用应力。对于阀门在事故情况下许用应力在标准^[7]上没有规定。

紧固件（螺栓和双头螺栓）在正常运行条件下许用应力应满足下列条件：由机械载荷引起的螺栓截面上的平均拉应力应满足条件 $(\sigma)_{t,m} \leq [\sigma_s]'$ ，这里 $[\sigma_s]' = 0.5\sigma_s'$ 。由机械载荷和温度作用引起的平均拉应力 $(\sigma)_{t,m} \leq 1.3[\sigma_s]'$ 。

由机械载荷和温度作用引起的在螺栓和双头螺栓上的平均拉应力的分量、弯曲应力和扭转应力以及温度应力的分量之和确定的折合应力， $[\sigma]_t \leq 1.7[\sigma_s]'$ 。

在螺纹集中区内许用折合应力幅度或应力的容许值由公式或相应的曲线来确定。

在正常的运行条件受到破坏时，许可增大许用应力20%； $[\sigma_s]' = 0.6\sigma_s'$ 。在螺纹的应力集中区内许用应力不作规定。

额定许用应力 $[\sigma_s]$ 是根据在计算温度下钢的机械特性的数据来确定。在辅助系统和线路上采用的阀门零件的计算方法和许用应力在标准^[7]上没有规定，而在文献[3]和相应的主管部门制定的标准上给出。

10.8 在圆柱形阀体元件连接处的应力集中

应力集中是由于零件的几何形状，材料的缺陷，载荷分布的特性等引起的连续性的破坏而产生的应力在局部地方急剧增大。这种因素对材料强度的影响用应力集中系数予以评价，它的值取决于应力和应变的分布特性。当弹性变形时，零件形状和尺寸比例，以及在应力集中区截面上的应力种类都影响到应力集中系数。

在集中区的最大应力按下列公式来确定：

$$\sigma_{max} = \alpha_s \sigma_s; \quad \tau_{max} = \alpha_t \tau_s$$

式中 σ_{max} 和 τ_{max} ——最大区应力和切应力，千克力/毫米²； σ_n 和 τ_n ——额定应力，千克力/毫米²； α_n 和 α_t ——应力集中系数。额定应力或额定弯矩的计算不考虑应力集中。在图10.12上给出零件元件的集中系数值，这零件是带圆形切口和补强接管的圆筒。在阀体内的这些元件，当 $s/s_n = 0.8-1.0$ 时 $d/D \geq 1$ 。

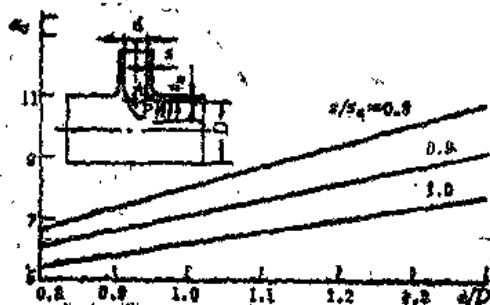


图10.12 应力集中系数 α_n 与开孔孔径和圆筒直径之比 d/D 的关系曲线

10.9 轴向对称圆柱形零件的热疲劳计算

在圆柱形零件的壁温变化过程中，当冷热变换时在圆筒上产生热应力。零件的材料在不失去强度时能经受一定的循环数。它与筒壁内产生的弹塑性变形有关。靠计算来确定给定应力范围下的许用循环数或给定循环数下的许用应力范围。沿筒壁厚度的温度分布采用线性定律。

$$t_r = t_2(r_2 - r) / (r_2 - r_1)$$

式中 t_r ——在半径为 r 点上的温度； r_2 ——圆筒的外半径； r_1 ——圆筒的内半径； t_1 和 t_2 ——内外壁面上相应的温度。

假定下列条件：相对于圆筒轴的径向温度场对称，沿圆筒的长度上温度场为常数。在温度作用下离圆筒两端足够远的截面仍保持平面。轴向应变 ϵ_z 假定为常数。求温度降和介质压力作用下的折合应力。在圆筒上作用着下列周向和切向应力：

$$(\sigma_\theta)_{t_{max}} = (\tau_\theta)_{t_{max}} = \frac{E\alpha t_2}{3(1-\mu)(r_2 - r_1)} \left[3r_1 - \frac{2(r_2^2 - r_1^2)}{r_2^2 - r_1^2} \right]$$

$$(\sigma_\theta)_{t_{min}} = (\tau_\theta)_{t_{min}} = \frac{E\alpha t_1}{3(1-\mu)(r_2 + r_1)} \left[3r_2 - \frac{2(r_2^2 - r_1^2)}{r_2^2 - r_1^2} \right]$$

式中 μ ——泊桑数。

在内壁面上由介质压力而产生的应力

$$(\sigma_r)_{t_{max}} = -p; \quad (\sigma_\theta)_{t_{max}} = \frac{1+k^2}{1-k^2} p$$

式中 $k = r_1/r_2$ ，而在外壁面上

$$(\sigma_r)_{t_{min}} = 0; \quad (\sigma_\theta)_{t_{min}} = \frac{2k^2}{1-k^2} p$$

轴向应力

$$\sigma_z^t = pr^2 / (r_2^2 - r_1^2)$$

圆筒内外壁面上的总应力按下列公式确定

$$\begin{aligned} \sigma_{r_1}^z &= (\sigma_r)^t_{r=r_1} + \sigma_z^t; & \sigma_{\theta_1}^z &= (\sigma_\theta)^t_{r=r_1} + (\sigma_\theta)^t_{r=r_1}; \\ \sigma_{r_2}^z &= (\sigma_r)^t_{r=r_2} + \sigma_z^t; & \sigma_{\theta_2}^z &= (\sigma_\theta)^t_{r=r_2} + (\sigma_\theta)^t_{r=r_2}; \\ \sigma_{r_1}^z &= (\sigma_r)^t_{r=r_1} + \sigma_z^t; & \sigma_{\theta_1}^z &= (\sigma_\theta)^t_{r=r_1} + (\sigma_\theta)^t_{r=r_1}; \\ \sigma_{r_2}^z &= (\sigma_r)^t_{r=r_2} + \sigma_z^t; & \sigma_{\theta_2}^z &= (\sigma_\theta)^t_{r=r_2} + (\sigma_\theta)^t_{r=r_2}; \end{aligned}$$

式中 σ_r^t 和 σ_θ^t ——圆筒内外壁面上的径向热应力。

根据标准^[7]，折合应力应按第三强度理论——最大切应力理论（除脆性破裂情况外）来确定。按照该理论，强度条件为 $\sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma]$ 。当计算塑性材料时应用第四（能量）强度理论，具有的强度条件为

$$\sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \leq [\sigma],$$

式中 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ ——主应力， $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$ 。

当计算圆筒内壁面A点上或外壁面B点上的条件折合应力 $\sigma_{A'}^t$ 和 $\sigma_{B'}^t$ 时采用总应力的相应值作为主应力。依据 $\sigma_{A'}^t$ 和 $\sigma_{B'}^t$ 的值，确定在一个热循环内，在载荷最大的材料纤维所研究截面上的最大折合弹性变形。对于这些具有最大拉应力 $\sigma_{A'}^t$ 和最大压应力 $\sigma_{B'}^t$ 的点，算出 $\sigma_{A'}^t / \sigma_{sA}$ 和 $\sigma_{B'}^t / \sigma_{sB}$ 的比值，这里 σ_{sA} 和 σ_{sB} ——相应于点A和点B处温度的屈服极限，并要确定在这些点上的最大应变 $e_{A'}^t$ 和 $e_{B'}^t$ ，因为这些点处于材料塑性变形的最危险区。利用下列公式：

$$e_{A'}^t = \sigma_{A'}^t / E_A; \quad e_{B'}^t = \sigma_{B'}^t / E_B,$$

式中 E_A 和 E_B ——材料在点A和点B处相应温度下的弹性模量。

当条件折合应力不超过屈服极限时，变形认为是弹性的，否则就是弹塑性的。因此当 $\sigma_{A'}^t < \sigma_s$ 时，应变 Δe 取其条件弹性应变： $\Delta e = e_{A'}^t$ ；当 $\sigma_{A'}^t > \sigma_s$ 时，折合弹塑性应变会增大到它的1—1.5倍，这要视压力而定。在热疲劳条件下工作的零件寿命用断裂前的当量循环数来确定

$$N_p = \frac{1}{4(\tau_r)^b} \left(\frac{A}{\Delta e} \right)^{1/a},$$

式中 τ_r ——平均循环期； a, b, A ——阀门系数； $a=0.352, b=0.224, A=8.32$ 。平均循环期 $\tau_r = \tau / N$ ，式中 N ——在装置整个工作期间 τ 内预期的热循环数，考虑到安全系数 η （采用 $\eta=20$ ）时的许用热循环数 $N_s = N_p / \eta$ 。

许用机械应力借助于许用载荷曲线（图10.13）算出。这曲线是按照下述方法建立起来的，划出 cd 线，点 c 是由循环期内最大弹塑性应变量的极限值 Δe_{pl}^t ，%来确定，这时金属由

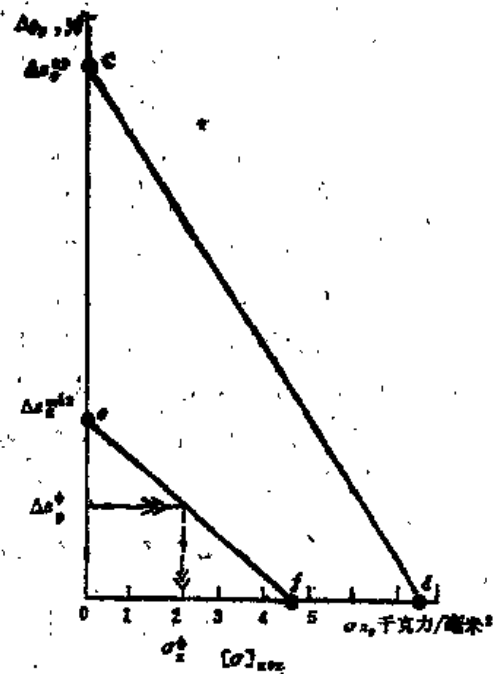


图10.13 许用载荷曲线

于单纯循环热负荷而开始断裂

$$\Delta \epsilon_{e'}^{e''} = \frac{A}{N^a (4\tau_r)^{a+b}}$$

点 d 相应于装置运行的整个工作期 τ 内，在零件最大工作温度下材料的持久强度极限 $\sigma_{e'}^{e''}$ 。

然后建立 ef 线，线上的点 e 相应于在循环期内最大许用弹塑性应变量 $\Delta \epsilon_{e'}^{e''} = \Delta \epsilon_e / x$ ，式中 $x = \eta^a$ ——应变安全系数（当 $\eta = 20$ ， $a = 0.354$ 时 $x = 2.9$ ）。在 f 点，当装置在最大工作温度时 $\sigma_r = [\sigma]_{max}$ ； $[\sigma]_{max} = \sigma_r / n$ ，式中 σ_r ——在装置整个工作期 τ 内，在最大温度下的金属持久强度极限，千克力/毫米²； n ——安全系数（由设计者选取）。

三角形 oef 是考虑到综合应力的作用下在最大给定温度下的材料安全工作区。在这区域限度内，可以选择循环期内最大许用弹塑性应变量和作用于装置整个工作期内不变许用机械应力的各种（现实的）组合。应当指出，循环期内许用折合应变量 $\Delta \epsilon_e$ 包括循环期内由于单纯热循环应力而产生的应变量和由于热膨胀未能完全补偿而产生的应力应变两部分。

同样应满足下列条件：由未完全补偿热膨胀和不变机械载荷而引起的总条件折合应力在任何可能的零件工作温度下应小于相应温度下两个热循环之间的平均循环期 τ_r 内的屈服极限和蠕变极限。

10.10 防爆膜的计算

防爆膜应根据其材料、直径、工作压力和温度来正确地选择其厚度。计算出的防爆膜厚度应在规定的使用期内，在工作条件下不会在膜上产生使膜塑性变形从而导致防爆膜裂的应力。防爆膜只能在给定的压力上升值下才应破裂。

全苏化学工业安全技术科学研究所（ВНИИГБХП）在取得苏联国家工业安全和检查委员会的同意下，制定了防爆膜计算规程，并定为这方面唯一的指导性技术资料。在专用标准制定以前，它们可用作保护核动力工程上容器和设备的防爆膜的计算基础。根据规程[10]，防爆膜在工作温度下必需的最大爆破压力应不高出工作压力的25%。

必须考虑到，根据材料在不同温度下的物理-机械性能，防爆膜所采用的材料，其爆破压力对工作压力的比值，应不小于表10.5^[10]上给出的值。防爆膜的材料在工作介质内应能耐腐蚀，具有均一的物理-机械性能，而且在工作压力和工作温度下，在给定的整个寿命内能保持这种均一性。防爆膜的坯料厚度按下式来确定：

表10.5 金属防爆膜在不同温度下爆破压力对工作压力的最小比值

材 料	最大工作温度, °C	工 作 温 度, °C						
		20	40	60	80	100	120	150
镍	400	1.05	1.06	1.07	1.08	1.09	1.10	1.11
耐腐蚀钢	300	1.10	1.11	1.12	1.13	1.14	1.16	1.18
铜	160	1.30	1.35	1.40	1.45	1.50	1.58	1.67
银	120	1.40	1.50	1.60	1.70	1.80	1.90	2.10
铝	100	1.50	1.70	1.90	2.10	2.30	2.50	2.90

$$\delta = pD_0 / (K_1 K_2 \sigma_0)$$

式中 p ——在工作温度下防爆膜破裂的最大表压； D_0 ——防爆膜的工作直径； K_1 ——按图 10.14 上的曲线确定的温度系数； K_2 ——经验系数，在 3.7—4.2 范围内选取。

由于防爆膜毛坯材料的物理-机械性能不同，由于薄板和箔片的厚度公差，又由于防爆膜制造过程中可能产生残余应力以及一系列其他因素，膜在同一个直径和相等厚度的批量中，其爆破压力可能有很大差异。因此在初步计算以后，必须进行温度为 20℃ 的爆破试验，试验用的膜是从准备制造防爆膜的一小块薄板上切割下来的圆形板坯。如果不少于 5 个毛坯的试验证实 p_0, D_0 没有超过 $pD_0 / K_1 \pm 5\%$ 的范围，则薄板的厚度就选对了（式中 p_0 ——按试验结果得到的毛坯平均爆破表压，千克力/厘米²； D_0 ——供毛坯校核试验用的圆环内径，即试验膜直径，毫米）。防爆膜厚度计算和选定以及批量试验后，进行爆破压力极限值的验算。

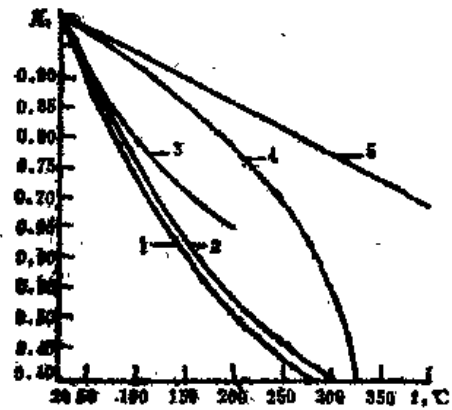


图 10.14 温度系数 K_1 的变化

1 ——铝； 2 ——银； 3 ——耐蚀钢；
4 ——铜； 5 ——镍。

最大爆破表压 $p = K_1 K_2 p_0$ ，式中系数 K_1 由膜爆破一瞬间，按膜上可能有的最低温度从图 10.14 上的曲线来确定； K_2 ——考虑到载荷类别的系数，对于承受静载荷的平面膜，取 $K_2 = 1.0$ ，而对于动载荷，取 $K_2 = 1.1$ ，对于初始出厂的防爆膜 $K_2 = 1.0$ ； p_0 ——温度为 20℃ 时批量膜爆破表压的安全上限。最大爆破表压不应超过规定值。

每个防爆膜的名牌上应注明膜号、合格证、材料、工作直径、事故情况下防爆膜的最大表压和最小温度。对于每批膜应提供毛坯抽样试验的记录。

第十一章

核动力装置阀门的质量监督和产品试验

11.1 质量监督和产品试验的分类及其方法

阀门在制造、安装和运行过程中为了保证达到应当具有的高质量，必须完成大量的各种不同的质量监督工序。对于核动力装置的阀门，由于要求更高，所以，质量检查的工序，不论在数量上还是在内容上，都大大超过一般工业用阀门在制造、安装和运行过程中的质量检查工序。在质量检查和产品试验领域内的专业术语和基本概念的定义，在全苏国家标准ГОСТ16504—74内已作了规定。对于一些特殊的产品，有些部门准许使用标准上没有规定的专业术语。

质量技术检查是用来检验阀门是否与规定的技术要求（或检验与阀门质量有关的过程）相符合。它所采用的措施大体上分为检查方法和检查体系；检查方法包括为了进行检验而应用某些原则的各种规程；检查体系是由检验手段和检验人员共同构成，在阀门制造的各个阶段上，检验人员按照有关文件所建立的规程进行工作。

在阀门制造、安装和运行过程中，可采用各种不同的质量技术检查方式，其主要的可归纳如下：

成品阀门的质量检查，这是一个最为广义的概念，它包括对制造厂生产的阀门进行定量和定性的性能鉴定。

质量技术检查根据阀门不同的制造阶段可分成生产监督——监督它的生产过程和检查它的成果，以及验收检查——为了检验成品阀门的质量，按照检查结果做出是否宜于供应和使用的决定。工艺过程的检查是生产监督的组成部分，包括对工艺过程的工况、特性和参数的检查。为了保证出厂的阀门具有高质量，入厂检查就有了重要的意义，它的作用是检验卖主供给买主（阀门制造厂）的产品（材料、半成品、配套产品）质量。成品阀门的验收检查（安装前的检查）是在核动力装置的设备安装时进行，在这里卖主是阀门制造厂，而买主是安装单位。

运行检查的目的是为了确定阀门的技术状况和制定相应的组织-技术措施来保证它的工作能力。为了检查产品的质量是否合用，根据所采用措施的后果，检查方法可分成无损检查法和破坏性检查法两种。按检查人员的行政级别分成产品质量的车间检查、工厂检查和部门检查以及产品质量的国家监督。部门检查由部属机关或主管机关来进行，而产品质量的国家监督是由国家专设机构（苏联国家工业安全和检查委员会）来进行。

阀门试验是质量技术检查的一个重要组成部分，即按给定的试验大纲，用试验定性和定量地来确定阀门的性能。可分试验方法和试验体系；试验方法综合了为进行试验而应用某些原则的各种规程；试验体系是由试验手段和试验人员综合构成，试验人员按试验大纲和文件

所规定的规程进行阀门试验。试验是按照相应的试验计划进行的，即按照规程确定抽样或试样的大小范围、试验进行的程序和终止试验的标准等。

根据试验进行的条件和条件，将试验分成不同的种类。如检查试验是试验种类中最常用的一项，因为它为检查阀门质量而进行的。属于检查试验的还有其他许多种类的试验：如阀门验收-交货试验，它是确定成品阀门是否满足技术要求所规定的质量标准；定期试验，它是根据文件所规定的内容和期限定期进行的检查试验；鉴定试验，当鉴定产品时用来评价产品质量水平而进行的试验；还有许多其他种类的试验。

根据对阀门的作用形式不同，可分成水压试验、气压试验、机械试验、热疲劳试验、化学试验、环境试验以及其他种类的试验。根据试验的条件可分成台架试验和运行试验。台架试验是在试验台架上进行的。台架是一种技术装备，它能在规定的位置上安装阀门，能产生试验效果，能取得试验数据和信息，并能实现控制阀门试验的过程。运行试验是当阀门安装在管道上或设备上工作时，对阀门经受各种可能的运行条件下进行的。

试验按其进行的状态分成正常试验，加速试验和强化试验，根据它们以什么样的期限保证获得必要的信息来决定是哪种试验，是以如规定的运行状态和条件一样的期限或以更短的期限来完成试验；强化试验就是强化引起事故和故障的过程。

强化试验根据试验后阀门能否满足原有的使用要求分成破坏性试验和无损试验。

阀门试验样品的验收试验是为了决定该种阀门该不该投入生产的问题。根据参加这种验收试验委员会的行政级别分为部级试验、部际试验和国家级试验。

阀门的可靠性试验占有特别重要的位置，进行这种试验是为了确定或评价在给定条件下阀门可靠性的指标值。可靠性是评定产品质量的综合性指示，因此要确定可靠性各个参数的试验：即无故障性、耐久性、易于检修、易于存放、易于运输、坚固性等等试验。

阀门的测定试验是为了确定阀门的参数，它们的值应具有给定的精度和置信概率。进行的寿命试验是一个耐久性试验，用来确定或评价阀门的技术寿命的。

进行可靠性试验，要根据试验对象的恢复能力和程度以及在试验过程中进行更换的可能性，来制定一项计划。试验计划要规定被试验对象的数目和试验截止的条件。

在当今阀门制造的发展中，出现核动力装置基本上采用标准阀门的趋势，但在阀门制造的各个阶段上要增补试验内容。为此，通常阀门制造厂要与定货单位协商拟定出检查产品质量的方案。阀门要根据用途和安装地点分成等级，并以此来确定检查工序的内容和范围。

由于迄今在苏联还没有关于核动力装置阀门划分等级（质量等级）的指令性文件，为了对管道和对设备提出的要求能够一致，在国家工业安全和检查委员会的同意下，苏联核电厂上安装的绝大多数阀门的等级划分与焊接接头的检查规程ΠK1514—72所规定的焊接接头的分级相一致。按照这规程对于核电厂的设备制定了三个等级的焊接接头，对于阀门也采用类似的等级划分方法。

属于I级阀门的是那些运行时阀门接触的介质对运行人员有害，安装后检修或在运行过程中不容许人员接近的阀门。

属于II级阀门的是那些运行时阀门接触的介质对运行人员有害，但检修时容许或部分容许接近的阀门，以及那些虽不接触对运行人员有害的介质，但安装后检修或运行过程中不容许人员接近的阀门。

属于III级阀门的是那些运行时不与对运行人员有害的介质接触，而且在进行检修工作

时能接近的阀门。

按照工作压力将II级和III级阀门分成组：

工作压力，千克力/厘米²。

IIA (II级A组)	>50
IIB	<50
IIIA	>50
IIIB	16—50
IIIB	<16

在表11.1上给出了与工作介质相接触的主要零件（阀体、阀盖、阀杆等）材料的检查范围，这与阀门等级有关。除了表上所列出的阀门零件以及成品的检查项目外，通常还要进行下列附加的检查工序：

- 1) 检查材料的打印标志；
- 2) 检查堆焊金属的硬度；
- 3) 试验零件和产品的强度和密封性能，包括试验真空密封性能；
- 4) 试验闸板的密封性；
- 5) 试验阀门的工作能力；
- 6) 检查零件的清洁度。

美国机械工程师协会标准 (ASME CODE) 规定设备划分为四个等级，德国工业标准

表11.1 核电厂阀门主要零件材料的检查范围

材 料 试 验 分 类	阀 门 等 级					
	I	IIA	IIB	IIIA	IIIB	IIIB
化学分析	×	×	×	×	×	×
宏观结构检查	×	×	×	×	×	×
室温下的拉伸试验	×	×	×	×	×	×
高温下的拉伸试验	×	×	(×)	(×)	—	—
冲击韧性试验	×	×	—	×	—	—
检查有无晶间腐蚀趋势	×	×	×	×	×	×
检查珠光体钢非金属夹杂物的含量	×	×	—	—	—	—
检查热处理进展情况	×	×	×	×	×	×
超声波检查 (铸件除外)	×	×	×	×	—	—
用液体进行渗透检查 (或磁粉探伤)	×	×	(×)	—	—	—
检查奥氏体钢内的碳素体含量	(×)	—	—	—	—	—
抗弯试验	(×)	—	—	—	—	—
检查铸件的硬度	(×)	—	—	—	—	—
X光检查 (穿透射线检查)	(×)	(×)	(×)	(×)	—	—

* (×) —— 仅对铸件进行检查。

(西德DIN)№25418将核动力装置的阀门划分为五个等级(表11.2)。下列原则可作为这种划分等级的基础: 阀门所在系统的重要性, 维护的可能性和规模因子 pD_v^2 。

表11.2 根据德国工业标准DIN№25418方案对核动力装置
阀门要求的等级划分(1973.9)

使用范围	pD_v^2 (千克力/厘米 ²)·毫米 ^{2*}	要求的等级	
		$<10^3$	$\geq 10^3$
阀门安装区域内的最大容许辐射剂量, 兆拉德	—	$<10^3$	$\geq 10^3$
释热元件冷却系统内(一回路)主切断阀(单个或成对)前的阀门	$>10^5$	2	1
设置在这区域内的所有连接	$\leq 5 \cdot 10^5$	3	2
设置在一回路主切断阀(单个或成对)后的阀门	$>5 \cdot 10^5$	3	2
一回路内其余系统的阀门以及它们之间的连接	$\leq 5 \cdot 10^5$	3	3
其余系统的阀门	$>5 \cdot 10^5$ $\leq 5 \cdot 10^5$	5 5	3 4

* p ——设计压力, 千克力/厘米², D_v ——公称通径, 毫米, 如果阀门上具有不同的管接头, 则取 pD_v^2 的最大值。

11.2 对制造阀门零件材料的检查

核动力装置主回路上的阀门应满足规程^[10]内所规定的要求, 在规程内规定了可用于制造管道和设备材料的要求, 这些要求也适用于作为管道系统部件的阀门。

按照规程^[10], 制造厂应对制造阀门用的入厂材料和半成品, 按清单进行入厂检查, 检查的范围在阀门制造的技术条件上已作了规定。其质量应按标准上的要求和交货的技术条件予以评估, 并应由供应厂的说明书得到确证。在说明书内同样应说明半成品在供应厂进行热处理的工况。当数据不完整或没有说明书时, 只能对材料进行必要的试验和研究, 确证材料与标准上的所有要求或技术规范所规定的所有要求相符合以后才容许使用。

为了保证毛坯材料应具有的质量, 要检查材料的打印标志, 阀门的所有主要零件应有明显的打印标志(假定有条件时), 根据打印标志可以确定材料的牌号、熔炼的炉号和制造厂号。毛坯上的打印标志应保存到产品完全制造好为止。当打印标志可能影响到零件的工作能力或零件的尺寸, 而不容许打印标志时, 零件的制造工艺应能保证标出上述数据。在与腐蚀介质相接触的表面上打印标志时应采用冲击法, 这时标志的深度不应大于0.3毫米。

为了设备和管道(其中包括阀门)的制造、安装和检修, 应使用表2.2上所给出的材料, 它们只能在指定的参数限度内工作。当这些材料超出该表所规定的参数限度工作时, 或使用在表内没有给出的新材料时, 都要按规定的程序完成对规程作相应的修改和补充手续以后才容许。在有关单位共同协商与制定规程的主管机关议决的基础上, 由苏联工业安全和检查委员会提出修改和补充。

入厂检查可采用不同的检验材料质量的方法: 铸件、锻件和轧件进行外观检查, 测量尺寸和硬度。探测隐缺陷可利用超声波探测仪、射线检查以及涡流、磁粉和着色等探测仪器。在试验时还需检验机械性能。工艺试验(可焊性, 压扁, 扩径等)只是对那些在零件加工时要采用焊接或塑性变形工艺的材料才进行。材料的组织状况在金相检验中予以评估。

材料的致密度和连接的密封性采用水压试验或氦气检漏仪或卤素检漏仪进行检查,此外,还要进行耐蚀性能的检查。对于有关材料的全套试验、检查的范围和进行的方法以及质量评估的标准,要按照国家颁布的标准和技术规定来制定。毛坯和半成品应能为超声波探测仪进行探测提供必要的表面状况和形状。需要进行力学试验和金相检验的锻件、铸件和毛坯,为制造必需的试件应留有必要的裕量。

由技术条件所规定的合金钢铸件,除检查机械性能和化学成份外还要进行金相检验(其中包括检验热处理后宏观和微观组织)和晶间腐蚀趋势的检验。

在表11.3上给出了有关标准上的主要数据,它规定了结构材料力学试验的要求,根据强度计算标准^[1]应当检查主要机械性能是否符合上述这些数据。核电厂阀门的制造厂,通常只在抽样检查中对毛坯金属进行化学分析。在说明书上提供的数据是化学分析的结果。

表11.3 规定力学试验的标准

试验类别	需确定的性能	惯用符号	国定全苏标准(ГОСТ)
拉伸试验	比例极限(规定的)	$\sigma_{0.2}$, 千克力/毫米 ²	1497—73
	屈服点(物理的)	σ_s , 千克力/毫米 ²	9651—73
	屈服点(规定的)	σ_r , 千克力/毫米 ²	9651—73
	抗拉强度极限	σ_b , 千克力/毫米 ²	9651—73
	延伸率(断裂时)	δ , %	9651—73
	相对收缩(断裂时)	ψ , %	9651—73
蠕变试验	10 ⁵ 小时内蠕变极限(规定的)	σ_r , 千克力/毫米 ²	3248—60
	蠕变速度	ϵ , %/小时	3248—60
持久强度试验	10 ⁵ 小时内持久强度极限	σ_{10^5} , 千克力/毫米 ²	10145—62
冲击韧性试验	冲击韧性	α_k , 千克力·米/厘米 ²	9454—60
脆性临界温度的确定	脆性临界温度	t_{10}	9456—60
脆性临界温度变化 (与材料的形变时效有关)	脆性临界温度变化	Δt_{10}	9456—60
低周疲劳试验	对称和非对称周期内硬载荷和软载荷的低周疲劳曲线。静态波裂性能。焊缝系数 ϕ 。	—	—

当检查锻件、板件、细棒和管材时,为了探测如分层、裂纹、气孔和夹杂这样一些缺陷,应检验宏观组织。这些缺陷通过酸洗可被发现。酸洗前的表面粗糙度应不低于第十级。抗晶间腐蚀的稳定性检查对于奥氏体耐蚀钢通常按带有强迫加热的AMГОСТ0032—75方法进行。铁素体的含量用铁素体测量仪按谢夫列尔相图来确定,在母体金属内它不应大于15%,而在焊缝金属内不大于2—8%,铁素体含量过高会导致金属塑性降低。

室温下和高温下的拉伸试验对母体金属按国定全苏标准ГОСТ1497—73和9651—B进行,对焊接联接按ГОСТ6996—66进行。当工作温度高于250℃时的零件材料应在更高的温度下试验。 σ_s 、 σ_r 、 δ 、 ψ 是起决定作用的主要的性能。在表11.4上给出用来制造核电厂阀门零件的某些材料的机械性能。母体金属的冲击韧性按照全苏国家标准ГОСТ9454—60在试件类型I和IV上进行,而焊缝金属按ГОСТ6996—66在试件类型VI上进行。碳钢铸件的硬度应按ГОСТ977—65进行检查。

表11.4 阀门零件（阀体、阀盖、阀盘、阀杆）母体金属的机械性能*

钢 种	毛坯的最 大截面, 毫米	试验温度 ℃	机械特性, 不小于				
			σ_B , 千克力/毫米 ²	σ_T , 千克力/毫米 ²	δ_s , %	ψ , %	a_{11} , 千克力·米/厘米 ²
20X13	100	20	80	55	12	45	6
	100	325	55	40	—	—	—
14X17H2	60	20	80	58	14	50	9
	60	325	—	56	—	—	—
08X18H10T	60	20	50	20	40	55	—
	60	325	36	18	—	—	—
10X18H9TЛ	—	20	45	20	25	—	6
	—	325	36	15	—	—	—
25Л-III	—	20	—	24	19	—	4
	—	325	—	16	—	—	—
0X18H10TIII	—	20	46	20	40	—	—
	—	325	32	16	—	—	—
XH35BT	60	20	75	40	15	35	6
	60	325	—	39	—	—	—
20	100	20	40	20	26	55	6
	100	325	—	15	—	—	—

* 毛坯截面大于所给出的值时, 根据ГОСТ8479—70的规定容许机械性能的一定下降。

11.3 新钢种的试验

当采用新钢种时, 必须准备必要的数, 以证实一定的条件下采用它们的可能性, 这条件就是它们准备用于该设备的工作条件。这个问题由苏联工业安全和检查委员会在有关方面的协同下, 在制定标准^[10]的主管单位议决基础上作出决定。

为了做出决定, 必须提供有关物理性能、耐腐蚀性能、加工性能(包括可焊性和热处理工况)以及有关20℃温度下和工作温度下的机械性能的数据(强度极限、屈服点、延伸率、相对收缩、蠕变特性、持久强度、持久塑性、抗疲劳和脆性断裂等等)。对于奥氏体钢, 除此以外还应提供耐晶间腐蚀的数据。

对于每一种材料, 可根据推荐的使用温度和运行条件来确定测试项目表和测试范围。机械性能(σ , σ_s , δ , ψ)应在从20℃到比推荐的最大工作温度至少高出50℃的范围内进行测试研究。而冲击韧性则从材料的脆性临界温度到比推荐的最大工作温度至少高出50℃的范围内应试验研究。测试的温度间隔应不大于50℃, 而在高于工作温度的区域内不大于25℃。

应当确定不同温度下的弹性模量, 不同温度区间内的平均热膨胀系数, 不同温度下的导热系数。对于准备用于高温下的材料, 应当提供有关蠕变和持久强度的数据, 并能按此外推曲线至10⁵小时。在试验持久强度时, 应检查持久塑性特性(延伸率和相对收缩)。

完成试验(瞬时和持久)的数量, 耐久性试验的持续时间, 被检验的炉数, 都应该足够充分, 以便能准确确定材料强度所要求的计算特性。试验的数量应当足够多, 使能建立起所要求的特性与温度的关系曲线, 并能评价由于零件尺寸(壁厚)和加工弱化(焊接)等原因而

使这些特性离散的界限。应当考虑到技术条件所规定的化学成分容许偏差、热处理规范的容许偏离。对在合金元素的名义含量范围内具有对蠕变最不利化学成分的炉号，应给予特别注意。

材料的性能应具有长期稳定性。为了证实这一点，应在各种运行温度下经不同期限的时效后进行试验。如果材料在运行过程中出现组织改变的趋势，应当提供能评估这些变化和影响钢性能的试验数据。

试验新材料的冲出韧性应考虑到处于工作温度下的时间、热处理规范和加工工艺。除了奥氏体钢外，所有的新材料都应当根据工作温度下的滞留时间、热处理规范和加工工艺等条件进行相应的试验，以确定脆性临界温度。此外，在确定疲劳强度和腐蚀-断裂强度时还必须考虑实际加工工艺因素和热处理规范。

在工作温度段内以及比新材料最高容许温度还高出50℃时，应当规定出新材料在工作介质内的氧化速度。

按照全苏国家标准ГОСТ6996—66的要求，对按推荐的工艺所完成的焊缝应进行与母体金属同样内容和规模的试验和检验。

制造厂或相应的专业机构应确证、用推荐的新材料能够制造出符合性能要求及预定规格的合格产品。

11.4 毛坯缺陷的探测

为了寻找影响材质均匀性的缺陷，如气孔、裂纹、分层及疏松层等，应进行超声波检查。超声波探伤仪是按探测从缺陷返回的回波信号的原理工作的，采用的探伤仪有УДМ-3、УДК-66、УЗДС-18。

为进行超声波探伤，毛坯的每个侧面都应留有余量，尺寸由选用探测器盲区的大小而定。发射波射入的表面应按6级光洁度加工，其背面则可按3级光洁度加工。进行探测时，如发现一个或数个异常回波，其等效面积大于给定值 S_0 ，或者在选用的灵敏度之下底波反射信号从探伤荧光屏上消失，那么即应标定这一区段的位置。在毛坯中不允许有下列情况存在：

在选用的灵敏度之下，对某个部位在探伤荧光屏上无底波反射信号；

毛坯包含连续缺陷；

等效面积等于或大于 S_1 的点缺陷；

对于等效面积为 S'_1 到 S_1 之间的点缺陷，在扫描面积为 B 的任一正方形之内，其数目大于 n_1 ；

对于等效面积为 S_0 到 S_1 之间的点缺陷，在扫描面积为 B 的任一正方形之内，其缺陷投影面积的总和大于预定值 Σ 。

缺陷控制参数的允许值列于表11.5中。

应用着色探伤(利用渗透液体的毛细渗透作用)检查缺陷是无损检验方法的一种，它能找出暴露于表面的缺陷，如裂纹、孔洞、气孔和未焊透等等。表面缺陷可沿着着色痕迹或发光痕迹找出，这些痕迹在具有缺陷处的吸附膜层的深处显现出来。毛细现象探伤可根据显示痕迹的特点分为荧光探伤和着色探伤。规定用显示出的最小裂纹缺陷的尺寸来定这些方法的灵敏度，它与指示剂溶液的成分、显影液、加工表面的清洁度和检验条件有关。按照微观缺陷

表11.5 当用超声探伤法检查工件时, 控制参数的容许值

透波材料的厚度, 毫米	S_0 , 毫米 ²	S_1' , 毫米 ²	S_1 , 毫米 ²	B , 厘米 ²	n , 个	Σ , 毫米 ²
≤ 100	5—7	—	15	100	—	50
100~250	10	15	20	200~10000	3	100~300
250~400	10	20	30	300~10000	3	200~400

表11.6 着色毛细探伤和荧光毛细探伤的灵敏度等级

灵敏度等级	探出的缺陷具有最小极限尺寸的范围, 毫米	检验方法	焊接接头和半成品的材料	被检查表面的状态
I	当深度大于或等于0.02时, 裂口宽度从0.0001至0.001	荧光法 着色法	钢、铜基和铝基有色合金 钢、铝基有色合金	1. 在不具备着色或发光的本底条件下表面不进行加工。 2. 在工艺上必要的缺陷抽样, 检验时具有着色或发光本底条件下, 表面加工不低于5级光洁度 $\nabla_{5.0}$ 。
II	当深度为0.02时, 裂口宽度从0.001至0.01	着色法 荧光法	钢、铜基和铝基有色合金	在喷丸加工、火焰清理、酸洗等等后, 表面加工低于5级光洁度 ∇_5 。
III	当深度等于或大于0.1时, 裂口宽度从0.01至0.5	着色法	钢、铝基有色合金	

探测的灵敏度可将毛细探伤分成三个等级(表11.6)。

当具有氧化皮、锈层、熔渣、型砂和金属溅渣时, 表面应进行相应的加工(喷丸、擦洗、火焰清理、酸洗等等)。用毛细探伤法检验核电厂阀门的零件时, 应按下列灵敏度等级进行: 阀体零件的铸件按III级灵敏度, I级阀门的堆焊密封表面按I级灵敏度, II级和III级阀门的堆焊密封表面按II级灵敏度。

核电厂阀门的结构为平面密封时, 当 $D_f \leq 200$ 毫米, 机械加工后的密封表面不容许有缺陷, 在 $D_f > 200$ 毫米时, 容许尺寸不大于1毫米的气孔、孔洞、焊渣的夹杂及其他缺陷的数量如下:

$D_f = 200—500$ 毫米时	不多于5个
$D_f = 600—800$ 毫米时	不多于10个
$D_f > 800$ 毫米时	不多于15个

缺陷之间的距离不应小于20毫米。在刀型或圆锥型密封结构的堆焊密封圈上, 不容许有缺陷通过密封线或密封带, 只有离开密封线或密封带不小于2.5毫米以外的区域才容许有气孔、孔洞、焊渣的夹杂物之类的缺陷存在, 但其尺寸不可大于1毫米, 数量不可多于3个, 它们之间的距离不应小于20毫米。铸件的质量是按着色探伤所得的结果, 并依照表11.7上所给的标准来评价。

磁力探伤只是用来检验珠光体钢的铸件。检验的原则如下: 在磁化零件的表面上放上铁磁悬浮体或干铁磁粉末, 铁磁微粒沿着零件磁场的磁力线排列, 而在表面有缺陷的地方, 磁力线的方向将发生畸变。

必须在修补之后才能使用的有下列探测出的缺陷:

a) 如毛坯壁厚在15毫米以内, 而其缺陷的任何线性尺寸大于2毫米者; 如毛坯的壁厚为15—20毫米时, 而其缺陷任何线性尺寸大于3毫米者; 如壁厚大于50毫米, 而其缺陷的任何

表11.7 在铸件表面上容许的缺陷和用着色探伤法可检出而不要求修补的缺陷*

表面状况	铸件壁厚, 毫米	单个缺陷的最大尺寸, 毫米	单个缺陷之间的最小距离, 毫米	四个缺陷组成的集成体的最大线形尺寸, 毫米	在集成体内缺陷之间的最小距离, 毫米	集成体与单个缺陷间或集成体之间的最小距离, 毫米
相当于标准试样的表面	<50	1	35	12	2	40
	50—115	2	30	17	2	35
	115—400	2	25	23	2	30
进行过喷丸清整的表面	<50	2	30	17	2	35
	50—115	2	25	23	2	30
	115—400	3	20	30	2	25

* 在面积为1分米²的任意段落上, 如果不多于四个缺陷或缺陷群, 容许不进行修补。对于任意壁厚的机加工表面, 当缺陷深度是在机加工的裕量范围内时, 除裂纹外, 容许任何类型的缺陷存在。

线性尺寸大于5毫米者;

6) 如毛坯的壁厚在15毫米以内, 而其探测出的圆形缺陷的尺寸大于3毫米者; 如壁厚大于15毫米, 而探测出的圆形缺陷的尺寸大于5毫米者;

b) 在同一条线上探测出4个或更多的缺陷, 而彼此之间的距离只有2毫米或小于2毫米者;

r) 在任何面积为250厘米²、基本尺寸不大于150毫米的长方形内, 探测出10个或更多的缺陷时, 而且属于这些探测出的缺陷组成的长方形取其最不利的位置。

铸件的检验也可以采用射线法。按下述范围进行这种检查: I级和IIA级, 每批进行100%的检查; IIB级, 每批进行50%的检查; IIC级, 每批进行20%的检查。名称相同并按同一图纸浇铸的铸件组成一批, 而不管其属于哪一炉。铸件的质量按表11.8来确定。

表11.8 铸件中用射线透视可发现、不需要修补的内部缺陷

缺陷所在处的铸件壁厚 s, 毫米	缺陷类型和规定的特征标记	被检部分的尺寸, 毫米	底片上缺陷的最大尺寸, 毫米		底片上缺陷的数量		底片上任何类型的缺陷其相邻边缘之间的最小距离, 毫米	
			铸件级别					
			I和IIA	IIB和IIIA	I和IIA	IIB和IIIA	I和IIA	IIB和IIIA
<30	夹砂和夹渣疏松	130×180	4	4	3	4	—	—
			0.2s+3	0.3s+3	1	1	50	30
30—50	夹砂和夹渣疏松	130×180	5	5	4	6	50	30
			0.2s+3	0.3s+5	1	1	—	—
50—115	夹砂和夹渣疏松	130×180	5	6	6	8	—	—
			0.15s+5	0.25s+3	1	1	40	20
115—300	夹砂和夹渣疏松	180×280	6	6	8	10	—	—
			0.1s+10	0.1s+20	1	1	30	20

11.5 焊接接头检验

制造核动力装置用的阀门可采用自动和半自动焊、埋弧堆焊、手工电弧焊和优质焊条的堆焊、电渣堆焊、自动和手工氩弧焊、包括氩和其他气体的混合惰性气体保护焊、密封表面的等离子堆焊等。焊接应按照制造阀门的技术条件和加工图上的技术要求，以及工艺过程和生产规程的技术要求进行，并符合规定的程序。

根据设备和管道的运行条件，以及在运行过程中对它们进行检查和检修的可能性和可达性，对焊接接头进行分类。由国家工业安全和检查委员会批准的焊接接头检验规程（ПК 1514—72）规定焊接接头类别。焊接检验的方法和范围由设计单位根据下列规程的要求来确定：即规程^[10]、焊接接头检验规程（ПК1514—72）和核电厂、实验和研究反应堆及其装置的部件和结构焊接与堆焊基本位置规程（ОП1513—72）^[9]。

如果可能的话，在所有的情况下焊接接头应采取对焊形式，焊缝应该焊透，未焊透是不允许的，焊透的角接头和丁字形接头可用于支管、接头、平底和法兰的焊接上。焊缝的布置应使设备在制造、安装和运行过程中对焊缝有可能进行检查。焊缝不应布置在支重点上，焊缝的交叉和联结处也不允许被支柱遮挡，不允许在焊缝上、管道的弯曲部分即弯管的地方焊接支管、排放管、挂耳以及其他零件。

为了便于评估焊接质量，建立了同类型焊接接头的概念。凡具有同样设计-工艺特点而生产的焊接接头认为是同一类型的：即具有同样的结构，在最大和最小厚度的比值及其同外径的比值不超过1.65的同一种钢种的元件上用统一的工艺过程（在同一种位置采用同样的焊接方法，在同一种焊接、加热及热处理规范等等条件下采用同一个牌号和同一个直径的焊接材料）加工出来的相似的坡口形状。焊接元件的最大和最小厚度与直径采用名义尺寸。当在平面元件或直径大于750毫米的圆柱体上焊接时，只考虑其厚度的比值关系。当确定同类型角接头和丁字形接头时，评估焊接质量只按根据被焊接元件的厚度与直径的比值关系，其最大比值不应大于1.65。母体元件的最大与最小厚度的比值不应大于2.0，直径的比值可不予考虑。

为了评价焊接接头的质量，建立了采用焊接检验试件的概念，这种检验试件必须与被检产品的焊接接头完全一致。具体地说，连接元件的钢种、厚度与直径，接头的类型与结构，坡口形状都应完全一样。当检查同类型焊接接头时，焊接检验试件的直径和厚度应与此类焊接接头中的一种规格完全一致。完成焊接检验试件的工艺过程应与阀门制造或阀门与管道连接时采用的工艺过程相同。应采用同一种焊接方法，在同样的位置上，用同样的焊接材料，相同的直径，相同的规范，相同的预热方法和相同的热处理等等。焊接检验试件应与被检查的出厂焊接接头一样，在同样的周期，由同一个焊工，用同一个设备，按相同的工艺，在专职人员——技术检查处的代表、工长或其他专家的监督下完成。

焊接检验试件取自被检工件上专门留出的裕量，或在同一块焊板上一起焊完主要制品，如果一起焊完不可能，则也可以分开焊。

采用下列方法来检查阀门元件的焊接接头或阀门与管道的焊接接头的质量：外观检查，对所有等级的焊缝尺寸进行测量，重要焊缝进行超声波探伤，所有等级的焊缝进行X射线探伤，磁粉探伤，对易于产生裂纹的焊接接头进行着色或荧光探伤检查，机械强度试验，金相

试验,用煤油或压缩空气对焊缝进行密封性能试验,对于在真空下工作的焊缝,要用氦检漏仪或卤素检漏仪进行真空密封性能试验,用水压试验检查金属焊缝的密封性能和强度;对于奥氏体钢接头应试验它们的抗晶间腐蚀性能;还可以采用现行规程、阀门制造的技术条件或制造加工图纸上要求所规定的其他检查方法。焊接接头的检查结果应记录在相应的文件上。

母体金属和所有焊缝应从两面进行外观检查和焊缝的尺寸测量。检查时要醒目地标出表面缺陷和尺寸偏差。为了保证检查的高质量,焊缝和堆焊表面以及靠近焊缝不窄于20毫米的母体金属区段内不应有焊渣、熔化金属的溅渣以及其他污垢存在。采用通用和专用量测工具进行检查和测量。I和II级管道焊缝用10倍放大镜进行外观检查,而III级和IV级管道焊缝则不需要放大镜。应标出可能出现的裂纹、烧穿、蜂窝、焊瘤、弧坑及未焊透等等焊缝的外部缺陷。测量出焊缝的宽度和高度以及它的直边高度,并与技术条件,图纸上和其他文件上的要求进行比较。

根据全苏国家标准ГОСТ14782—69和其他规范,对焊接接头和堆焊进行超声波探伤,找出焊接接头的内部缺陷,如裂纹、未焊透、夹渣、堆焊层与母体金属未熔合等等。由超声波发送器发出的超声振荡脉冲信号在焊接接头内的传播速度和衰减位置来判断缺陷的存在。焊缝应有不低于V、—V₁级的表面光洁度。检查可使用携带式探测仪УДИМ-1M或固定式探伤仪ДСК-1,使用最广泛的是脉冲探伤仪,它能在1—2500毫米深度内找出并确定破坏致密性缺陷(裂纹、气孔、分层、疏松区)的坐标。

探伤仪工作质量的主要指标有:灵敏度——当从反射物的位置与超声振荡导入点的距离为给定时,仪表所能清晰地记录下来缺陷的最小面积;有效距离——能清晰观察出底波信号的最大距离;分辨率——两缺陷之间的最小距离或缺陷与制品底面之间的距离,在这个距离内能分别观察出从缺陷或底面返回的回波信号;盲区尺寸——能用仪表探出的缺陷最小埋藏深度;确定被探测缺陷坐标的精度。在进行超声波探伤前,应准备好有关被检查对象的数据,然后制定主要的检查步骤并选好探伤仪的参数,用标准缺陷的样件对仪器进行调试。被检查材料的质量按波形图进行评定。

X射线探伤是按照全苏国家标准ГОСТ7512—69和其他规程资料来进行,其目的是找出焊缝内部缺陷(裂纹、气孔、疏松、未焊透、夹渣等等)。所有不同等级钢的焊接接头都必须进行X射线检查。不管接头元件是哪一个等级、哪一种钢种、焊接接头的交叉和铰接的地方也应当进行X射线检查。不能因有超声波探伤而可以取消用X射线探伤检查。

X射线探伤或Y探伤是最可靠的检验方法,探伤的壁厚可由10—150毫米,从一侧放置辐射源(一般为钴-60),另一侧放置超灵敏度底片,它靠能穿透金属的Y射线进行曝光。在辐照后的底片上,铸件内的气孔具有轮廓清晰的暗黑外形(由于金属层较薄),而缩孔则具有较弱的轮廓线,裂纹则具有较强暗黑折断线的外形。用X射线探伤可找出金属的偏析。Y探伤的优越性在于能确定焊缝内的缺陷并显示出它的特点,如是裂纹、气孔还是渣槽。

磁粉探伤用来探测珠光体钢的表面缺陷,当它们不能靠肉眼外观检查找出时。这种方法是基于观察整个零件金属或焊缝的磁阻。当有缺陷时,由氧化铁细粉末组成的磁场会畸变。在零件上放置高灵敏度的相纸,在相纸上洒上一薄层均匀粉末,并将它放到直流螺旋线圈的强磁场内。以速干透明胶喷溅细粉末,然后对相纸进行强曝光并显影,在相纸上就形成磁场图象,根据图象确定有无缺陷。

荧光探伤是用来显示暴露于珠光体和奥氏体钢外表面上的表面缺陷。作用原理是基于荧

光溶液具有高度浸润能力，能渗透到毛细裂纹、疏松以及其他缺陷内，在紫外线的照射下，渗透到裂纹内的荧光成分开始发光，从而能找出缺陷的形状和特点。为了更好的对被检查金属表面进行探伤，应清除表面污垢，并需要进行机械加工，然后在该表面涂上一层荧光溶液，并擦去多余部分，这样微细裂纹内就存留了溶液，然后在表面上洒上一层吸附荧光溶液强的物质，吸出至表面的荧光溶液组成一幅图，在暗室里用紫外光照射被检查的表面，就能获得发光的缺陷分布图。

着色探伤与荧光探伤的区别是前者使用的溶液内添加了具有鲜明色彩（红色）的颜料，而后者使用的溶液内有荧光组分。如使用苏丹颜料时，采用白铅粉作吸附剂。

荧光和着色探伤是作为检查的辅助手段，主要用来检查易于产生裂纹的钢。检查每种焊缝长度的10%，但必须检查焊缝的始段和末段。如果发现裂纹，则检查全部焊缝。

对焊接接头要进行机械试验，检查它们的强度和塑性性能是否符合标准上的要求，是否符合ОП1513—72所规定的焊接基本位置规程以及阀门制造的技术条件。进行静态拉伸试验来确定在常温和高温下焊缝的最薄弱部位上的条件屈服限 σ_s 、强度极限 σ_b 和断裂延伸率 δ 。

11.6 阀门的水压试验

零件的强度试验和材料的致密度试验。在阀门制造的几个阶段上都要经受水压试验：零件在机械加工前和加工后要进行水压试验，制成品又要进行水压试验。这些试验在阀门制造时必须进行，并可分成两种主要类型：金属的强度和致密度试验，可动的和不可动的可拆卸连接部件的密封性试验。

根据国定全苏标准ГОСТ356—68，考验零件的强度和致密度的试验压力为

$$p_{np} = zp_r$$

这里当 $p_r = 1$ 千克力/厘米²时， $z = 2$ ，当

$1 < p_r \leq 200$ 千克力/厘米²时， $z = 1.5$ ，当

$200 < p_r \leq 400$ 千克力/厘米²时， $z = 1.4$ ；

$$p_r = p_r \frac{[\sigma_s]^{20}}{[\sigma_s]^{t_r}}$$

这里 p_r ——在工作温度 t_r °C下的工作压力； $[\sigma_s]^{20}$ ——在温度为20°C时阀体零件的额定许用薄膜应力； $[\sigma_s]^{t_r}$ ——在工作温度为 t_r °C时阀门零件的额定许用薄膜应力。

由国定全苏标准ГОСТ356—68所规定的 p_{np} 值大于规程^[10]所规定的试验压力，按照这个规程，核动力装置设备的水压试验压力不应低于

$$p_r = 1.25 p_r \frac{[\sigma_s]^{t_r}}{[\sigma_s]^{t_p}}$$

这里 $[\sigma_s]^{t_p}$ ——水压试验温度下的许用应力。

$P_r [\sigma_s]^{t_p} / [\sigma_s]^{t_r}$ ——实质上是表示 p_r 的值。

水压试验的压力应不小于 $1.5p_r$ 或2千克力/厘米²，当工作压力等于或大于5千克力/厘米²时，应当 $p_r \geq p_r + 3$ 千克力/厘米²。当进行水压强度试验时，应从阀门的空腔内将空气完全

抽尽（在试验大口径、大空腔的阀门时、堵头、填料函等都应打开）。腔内存留空气，除对运行人员造成危险外，还能形成气垫，延缓水外漏时的压力降，使壁面与水隔离，因此，在有气垫区域的这段壁面就不能仔细地检查出泄漏来。

水压试验时的薄膜应力不应高于 $1.35[\sigma_s]'$ ，而薄膜应力和弯曲应力之和为 $1.5[\sigma_s]'$ 。

工业用的普通阀门一般在20℃时进行试验。核动力装置用的阀门按照规程^[10]应在温度高于脆性临界温度30℃时进行试验，脆性临界温度应按照规程^[7]来确定。所谓脆性临界温度（从0℃到60℃）是这样一种温度，低于这种温度时，在大载荷下会出现碳钢脆化性能，即冲击韧性等于或低于6千克力/厘米²。当温度等于或低于材料的脆性临界温度时，由水压引起的应力作用下，在阀体零件的表面可产生看不见的微观裂纹，这种微观裂纹在运行过程中可能会扩展而形成宏观裂纹。为了不使材料开裂，根据规程^[10]，阀门的水压试验应在温度不低于 $t_r = t_{s0} - 30$ ℃时进行。这里 t_{s0} ——钢的脆性临界温度。

对安装在管道系统上的阀门进行水压试验时，最低温度应不低于

$$t_r = t_{s0} + 30 + \Delta t_N + \Delta t_{c,r} + \Delta t_{c,v}$$

式中 Δt_N ， $\Delta t_{c,r}$ ， $\Delta t_{c,v}$ ——相应地由于疲劳损伤、老化和辐照的影响而产生的脆性临界温度的位移。

母体材料和焊接接头金属的脆性临界温度从试验冲击韧性中按韧性在断裂时的分量所占份额（应不小于50%）或按冲击韧性值来确定。每种温度至少要进行3个试样的试验，其温度范围应不低于 $t_{s0} \pm 40$ ℃，而且每隔20℃确定一次冲击韧性。焊接接头金属的脆性临界温度是在试件上确定，这试件是由焊缝金属和焊缝周围区（热影响区）的金属制成。实物厚度的焊接接头的热处理和焊接规范应与正规制成品的处理规范相一致。

由材料变形时效或疲劳损伤所引起的脆性临界温度的位移，取决于初始状态的试件上所获得的脆性临界温度与在运行条件下（按照承受的时间和温度，应力的正负号）经过时效处理的材料试件上或具有疲劳损伤的材料试件上所获得的脆性温度之差。

阀门的试压时间应不少于10分钟，在试验时出现泄漏、渗透或其他缺陷的零件时，采用补焊的办法进行修补，然后再用高出试验压力20%的压力重新进行试验。出厂水压试验时的试验压力和最低容许壁温，应在阀门的总装图上注明，并记载在制造厂的出厂技术条件和说明书上。

所有充满工作介质的阀门空腔应承受压力 $p_{0,v}$ 的试验。因此闸阀、截止阀以及其他的阀门应采取开口式试验，但必须堵住所有的通孔。为了更好的找出泄漏之处，所有的铸件应使用0.8—1.0千克质量的铅锤或铜锤进行敲击。

根据规程^[10]，如果各个零部件已经进行了100%的超声波检验或其他具有同等效能的无损探伤检验，只有在这种情况下，才允许对各个零部件的单个水压试验与整个制成品的水压试验结合在一起进行。用于核动力装置水压试验的水，含氯离子（Cl）应不超过0.1毫克/升，氢离子PH=5.5—9。美国水压试验核电厂阀门的试验压力由ASME标准的表NB-3531-9（表11.9）来确定。在美国的标准上，采用介质温度下的工作压力作为试验压力的起始压力。每一英寸的最小壁厚上，试验时间为15分钟，但不得小于10分钟。某些厂家采用的试验时间是根据试验一般工业阀门的美国规程MSS-SP-61上规定的时间。

根据阀门的用途和运行条件，可用不同的方法试验金属的致密性和连接的密封性：用水压、气压以及用其他不同的检漏仪。通常核动力装置的阀门可用水、空气或氮气进行试验。

表11.9 依照美国ASME标准, 对于核动力装置的阀门零件进行试验的试验水压
(阀门进出口两端均焊上盲板)

公称压力 p_D , 千克力/厘米 ²	10.5	21	28	42	63	105	175
试验水压, 千克力/厘米 ² :							
珠光体钢	30	98	130	195	292	490	810
奥氏体钢	30	89	120	180	270	450	750

特别重要的阀门(一回路的闸阀和波纹管阀门)要采用检漏仪进行真空试验。容许泄漏量以容积流量和压力的乘积为单位来表示, 称作泄漏流。在表11.10上给出泄漏流的不同量度单位之间的关系。这些数值表示出被检容器内单位时间内压力的增量。国外一般采用的计量单位为毛·升/秒, 相应于升·毫米汞柱/秒。在表11.11内给出不同试验方法的灵敏度。

为了评价泄漏流, 应知道当泄漏流为 10^{-1} 升·毫米汞柱/秒时, 用水下方法试验会出现成串的气泡; 当泄漏流为 10^{-2} — 10^{-3} 升·毫米汞柱/秒时, 只在一定的时间以后才能发现水里的气泡。表11.11内给出的数值是非常近似的, 因为每一种方法的灵敏度取决于一系列因素。作为试验的一例, 可把制成品放在水内充注空气进行试验。为了使气泡破裂, 必须使气泡内的气压等于大气压、液柱静压和液层周围气泡的表面张力所产生的毛细压力之和。

当毛细管直径10微米左右时(直径10微米, 长1毫米的毛细管形成的泄漏为 10^{-2} 升·微米汞柱/秒量级)可望出现直径为0.5毫米左右的空气泡。如果认为这些气泡是最小的, 而且每隔30秒内出现一个, 那么最小可观测的泄漏流约为 $B_{min} = 1.7 \times 10^{-3}$ 升·微米汞柱/秒。用压缩空气进行不同压力试验时, 此法的灵敏度大致如下列数据所示。

p_A (绝对压力) 千克力/厘米 ²	1.01	1.1	2	3	10
B_{min} 升×微米汞柱/秒	1×10^{-1}	1×10^{-2}	7×10^{-4}	3×10^{-4}	2×10^{-5}

阀门密封性试验 阀门的密封性取决于阀瓣与阀座密封表面的贴合度, 这可用研磨其表面来保证它的密封。研磨质量越高, 密封表面就贴合得越好, 表面不平整度就越小, 关闭件的密封性就越高。达到所要求的密封度的条件也与密封面材料的物理-机械性能、连接结构、关闭件的零件尺寸、介质的穿透能力、介质的供给方法(从阀瓣的上方, 还是从阀瓣的下方)、温度、压力以及其他一系列因素有关。

表11.10 泄漏流的量度单位

量度单位	厘米 ³ /秒·千克力/厘米 ²	厘米 ³ /小时·千克力/厘米 ²	升·微米汞柱/秒	升·毫米汞柱/秒	厘米 ³ ·毫米汞柱/秒
(厘米 ³ /秒)(千克力/厘米 ²)	1	3600	760	0.76	760
(厘米 ³ /小时)(千克力/厘米 ²)	2.78×10^{-4}	1	0.211	2.11×10^{-4}	0.211
升·微米汞柱/秒	1.32×10^{-3}	4.74	1	10^{-3}	1
升·毫米汞柱/秒	1.32	4.74×10^3	10^3	1	10^3
厘米 ³ ·毫米汞柱/秒	1.				

表11.11 不同方法试验核动力装置阀门密封性的灵敏度

试验方法	试 验 原 则	可测出的最小泄漏流, 升·毫米汞柱/秒
用空气按压力降方法	制成品处于空气内压作用下, 根据被隔离空腔内的压力降来确定密封性。	1.0
水压法	在制成品内充以有压力的水, 根据出现泄漏来检查密封性。	0.5
在水里用空气方法	制成品内充有压力的空气并放入充水的容器内, 按是否出现气泡来检查密封性。	10^{-2} — 10^{-3}
用泡沫物质方法	制成品内充以带压空气, 在被检查的段落上复盖上一薄层起泡物质, 靠起泡判断密封性。	10^{-3} — 10^{-4}
卤素试验法	制成品内充以表压不大的卤素(如氟冷却), 靠专用探针——捕集器检查阀门外表面来判断其泄漏情况。	10^{-5} — 10^{-7}
氦探针法	制成品内充以氦气, 采用上述原则进行检验。	10^{-6} — 10^{-8}
氦容器法	制成品内抽真空到 10^{-6} 毫米汞柱量级, 然后将其放入充以氦气的压力容器内, 用氦探测仪测定制成品内有无氦气。	10^{-8} — 10^{-10}

在大多数情况下, 对阀门没有必要提出特别高的密封要求, 因为介质的某些微量泄漏有时是完全许可的。保证阀瓣完全而绝对的密封技术上是复杂的, 有时经济上也不合算。因此, 按全苏国家标准ГОСТ9544—75所规定的相应的密封标准等级来编制阀门的分类。根据核电厂设计者所提供的数据, 推荐下列选择密封性等级的方法: 切断用的波纹管截止阀应为1级密封, $D_v \leq 300$ 毫米的闸阀应为1级密封, $D_v > 300$ 毫米的闸阀应为2级密封。

上述推荐方法也有例外, 如主切断阀的密封定为1级, 不管它们的直径 $D_v = 500$ — 800 毫米或更大全是一样。尽管全苏国家标准ГОСТ9544—75规定了切断阀的密封性标准, 但安装在核电厂的止回阀密封性按ГОСТ9544—75可采用3级。

在表11.12—11.14内引出最经常使用的阀门密封性标准的数据。如果参数与表11.12—11.14内的和全苏国家标准ГОСТ9544—75内给出的数据不一样, 试验介质的容许泄漏量按下列公式计算:

表11.12 用空气试验时切断阀(截止阀除外)的密封度标准

D_v , 毫米	不同压力 p_1 或 p_2 (千克力/厘米 ²) 下空气泄漏量, 厘米 ³ /分							
	1 级 密 封 度							
	6	16	25	40	64	100	160	200
100	20	45	60	100	150	250	400	500
150	40	90	120	180	300	500	700	1000
200	55	120	180	270	460	700	1100	1500
300	110	250	350	550	900	1300	2200	2600
400	150	350	500	800	1300	2000	3000	4200
600	280	650	1000	1500	2400	4000	6000	8000
800	450	1000	1500	2300	3600	6000	9000	12000
	2 级 密 封 度							
	6	16	25	40	64	100	160	200
100	60	140	180	300	450	800	1200	1500
150	120	250	350	550	900	1500	2000	3000
200	150	350	550	800	1400	2000	3000	4500
300	350	800	1000	1500	2500	4000	6500	8000
400	450	1000	1500	2500	4000	6000	9000	13000
600	800	2000	3000	4500	7000	12000	18000	24000
800	1400	3000	4500	7000	10000	18000	25000	35000

表11.13 用空气试验时截止阀和隔离阀的密封度标准

D _r , 毫米	不同压水p _r 或p _p (千克力/厘米 ²) 下的空气泄漏量, 厘米 ³ /分													
	1 级 密 封 度							2 级 密 封 度						
	6	10	25	40	100	160	200	6	10	25	40	100	160	200
10	0.2	0.3	0.6	1.0	2.5	3.5	4.5	0.6	0.9	1.5	2.5	7	10	13
15	0.3	0.4	1.0	2.0	4.0	7.0	9.0	0.9	1.3	3.5	5	12	20	25
25	0.8	1.0	2.0	3.0	10	15	20	2.5	3.5	7	10	35	45	60
32	1.2	1.5	3.5	6	12	18	30	3.5	5	10	18	40	60	90
50	2.0	3	7	10	26	30	55	6	9	20	30	80	120	160
65	3	4	10	15	40	55	70	9	13	30	45	120	180	220
100	6	9	18	30	70	120	150	18	25	50	90	220	360	450
150	12	16	35	50	150	200	300	35	45	100	150	450	600	900

表11.14 用水试验时切断阀 (截止阀除外) 的密封度标准

D _r , 毫米	水的泄漏量, 厘米 ³ /分			D _r , 毫米	水的泄漏量, 厘米 ³ /分		
	1级密封度	2级密封度	3级密封度		1级密封度	2级密封度	3级密封度
25	0.02	0.08	0.2	200	0.45	1.3	4.5
50	0.06	0.18	0.6	300	0.8	2.5	8.0
65	0.09	0.25	0.9	400	1.3	4.0	13
100	0.16	0.5	1.6	600	2.4	7.0	24
150	0.3	0.9	3.0	800	3.5	10	35

a) 当用空气试验时

$$U = knD_r^{3/2}(p+2),$$

式中 p ——试验时的空气压力, 千克力/厘米²; k ——取决于密封等级的系数, 1级密封度 $k=1$, 2级密封度 $k=3$; n ——取决于阀门型式的系数, 对于截止阀, $n=7.5 \cdot 10^{-4}$, 对于切断阀 (截止阀除外) $n=2.6 \cdot 10^{-3}$

b) 当用水试验时

$$U_1 = kmD_r^{3/2},$$

式中 m ——取决于阀门类型的系数, 对于截止阀 $m=5 \times 10^{-5}$; 对于切断阀 (截止阀除外) $m=1.6 \times 10^{-4}$ 。

近来趋向于用6千克力/厘米²压力的空气检验密封性来替代用工作压力或公称压力下的介质试验密封性。在试验阀门的密封性时, 中央管道阀门制造工业设计局 (ЦКБА) 推荐应用下列公式来计算6千克力/厘米²压力的空气容许泄漏量:

$$U_2 = KU,$$

式中 U ——用公称压力的介质试验阀门密封性时介质容许泄漏量, 厘米³/分; K ——无量纲换算系数。 K 值取决于阀门的公称压力。在表11.15上引出 $p_r = 64$ 千克力/厘米²以下试验介质的某些 K 值。

表11.15 系数K值

介 质	公称压力, 千克力/厘米 ²					
	6	10	16	25	40	64
空气	1.0	0.4	0.17	0.071	0.029	0.011
水	220	132	82	53	33	21
煤油	330	198	124	79	49	31

国外还没有试验核动力装置阀门密封性所规定的泄漏量专门标准。通常在美国阀门制造者提供的标准,其容许泄漏量为一般阀门用的美国标准ASAB.16.5-SP-61所规定的值。根据这个标准,用水试验切断阀的密封性时,阀门每厘米公称通径,容许泄漏量为4厘米³/小时,如用空气试验(根据定货者的要求)时,则阀门每厘米公称通径容许泄量为1140厘米³/小时。用水检验制成品的密封性时,其水压约为0.75 $P_{公称}$,用空气检验时,其压力为5.6千克力/厘米²。某些西欧厂家提供的核动力装置上的最重要阀门,在其阀瓣上水的容许泄漏量每厘米公称通径为0.8厘米³/小时。

试验阀门的密封性时,制成品在正常工作压力下关闭,同时作用于手轮上的力是相应于最小计算扭矩或由气动或液动驱动机构所产生的最小作用力(当操纵驱动机构的介质是在最小容许压力下时)。应从阀瓣的每一侧轮流检查阀门的密封性,因此,当从一侧检查时,应从另一侧建立起压力。电动机构应调整到设计扭矩。

止回阀应在几个压力下进行试验,从计算的最小压力开始试验。

水压试验结束后,应将水从阀门的所有腔内排尽。

11.7 阀门的交货验收试验

每当阀门组装完毕并在制造工艺过程的不同阶段完成所有必须的生产试验后,要进行交货验收试验,这些试验应在交货时由成品车间负责完成。

交货验收试验与生产试验的区别在于:生产试验的提纲和制度取决于生产过程的要求,而交货验收试验的提纲和制度严格地由下列相应的文件所规定:技术要求,部颁或全苏标准以及其它标准资料。在生产试验过程中由车间人员(或实验室人员)进行检查,而交货验收试验时对试验结果的检查和评价由技术检查处的人员进行,而重要定货的检查还应有定货单位的代表参加。

生产检查是在阀门制造过程中在车间或在制造工厂的实验室内进行的,检查制造阀门零件的材料质量(化学成分,机械性能,抗腐蚀能力等等),零件尺寸和表面光洁度,部件结合处(填料函部件,阀杆滑环螺母部件等)的可移动性,波纹管部分的密封性,铸件材料的致密性等。因此,生产检查包含在各个生产过程的广泛领域,以保证产品提交交货验收试验前的应有的质量。

完成交货验收试验时应检查产品保证满足运行要求的技术参数。接受试验的是提交批量的所有产品。在交货验收试验的提纲里包括下述检查项目:肉眼外观检查,阀瓣行程和可移动性检查,水压强度试验,阀体零件和连结金属的气密性试验,阀瓣和填料部件的密封性检

查，成品的工作能力检查以及其它专门的试验项目。

肉眼外观检查包括检查产品的所有元件是否齐全，位置安装是否正确。检查螺栓与螺母拧紧与否（螺栓头要超出螺母至少一螺扣），在部件上是否有毛刺及可见缺陷，清洁与否，在这些检查合格后才能进入下一步试验。

如交货验收试验获得满意结果，产品认为合格，则应在产品上打上标志或其它合格印戳，并书写相应的产品验收文件（合格证、出厂证等），然后产品进行装饰工序（涂柒等）。阀体上的合格标志应包括下列数据：制造厂，公称通径，公称压力或工作压力，最大工作温度，介质流向，并印上检验员姓名，重要阀门的技术数据印在固定于阀体的名牌上。

在交货验收试验中要逐个检查阀门零件及整个产品的表面清洁度。所有与工作介质接触的表面要清除污垢，洗净，去油和烘干。经清洁检查通过后零件才允许组装。组装和试验后的产品重新进行清洗。在产品上不应有氧化皮，毛刺，焊渣，砂粒，金属屑，油泥及其它污垢。产品在检查表面清洁度和涂上防锈油以后用盲板封闭，应使潮湿不可能进入到产品的内腔。产品表面清洁度应用专门文件予以确证。

工作能力的试验 每一件产品都要进行试验。切断阀试验其动作的平稳均匀，工作时不能咬死和跳动，因此一般要进行5—20次开启-关闭循环（头2—5次循环不带压力，其余循环应向产品内充以带压力的介质）。当具有驱动机构时，用正式规定的驱动机构或手动备件试验循环的工作时间并同时检验阀瓣的密封度。

用于工作介质高于200℃时运行的阀门，应用工作温度下的蒸汽或水进行抽样试验（每种尺寸类型的批量中抽5%，但不少于2个），产品应以2—5℃/分的预热速度加热到工作温度，然后再进行20次开启-关闭循环试验。

安全阀应检验其在给定的压力下的动作情况，规程^[10]规定阀门的开启压力不大于1.1 p_r ，然后逐渐降压，检验其回座压力及其在压力 p_r 下的密封性。在阀门制造厂主安全阀不进行蒸汽试验和整定，因为目前还不能提供所需要蒸汽流量的装置。在安全阀出厂证上应注明它的流量系数 α 值，调节阀和节流阀应在给定的阀门压降下检验其流量特性。

根据美国阀门制造者联合会的标准，对系列阀门的每一个产品进行工作能力试验，需用工作压力下的冷水共进行10次循环动作，工作参数下的水（蒸汽）再进行10次循环。止回阀进行同样的工作能力试验，但每次试验的循环次数增加到250次，并每经50次循环后要检验其密封度。

当在工作参数下试验时，建议在热态下关闭阀门，而在变冷后再打开它，并再反相进行，即在冷态时关闭，而当完全加热后再开启阀门。这时阀门驱动扭矩不应大于技术文件上所规定的值。在试验样品的工作能力过程中，周期性地测量空程时和保证密封时阀门的驱动扭矩。

闸阀试验 进行肉眼检查，水压强度试验和密封度试验，材料、焊缝和接头的密封度试验；关闭件、上密封、填料的密封性试验；工作能力试验。

肉眼检查除检查所有的零部件外，还应检查阀体内闸板和楔块安装是否正确。闸板和楔块密封面的下部边缘在闸阀关闭时，如果它的位置在文件上没有特别说明的话，不应低于阀体上密封面的下部边缘，这是为了保证磨损时的行程裕量。

当水压试验强度和密封度时，闸阀楔块应放在提起的位置上。当闸阀采用了水力退楔机构，为了检查各个连接部位的密封性，闸阀应关闭，在两闸板圆盘之间的空腔内供给压力为

p_1 的水或空气。如果被试验的闸阀没有退楔机构，则楔块应在提起的位置上检验阀门各个连接部位的密封性。

关闭件用水试验其密封性，对于蒸汽和气体闸阀，则用压力为6千克力/厘米²的空气进行试验，介质从每一侧轮流供给。闸阀应使用正式规定的驱动机构以设计扭矩进行关闭。试验进行2次，容许泄漏量应符合全苏国家标准ГОСТ9544—75。

上部密封试验是将压力为 p_1 的水或压力 $p = 6$ 千克力/厘米²的空气充满填料函，这时不允许发生泄漏。填料函的密封性是用压力为 p_1 的水在疏水管上检查其泄漏，不容许上部填料有泄漏。为此要完成三次开启-关闭的循环动作，供蒸汽用的闸阀，它的填料的密封性检查是在试验它的工作能力过程中进行。

通过下部填料允许的泄漏量在表11.16上给出，但不容许通过上部填料有泄漏。

表11.16 当用蒸汽试验闸阀的工作能力时通过下部填料容许泄漏量，克/分

闸板的位置	公称通径 D_r ，毫米			
	100—150	200	300	400
下部泄漏量	2	3	4	5
上部泄漏量	0.1	0.15	0.2	0.25

试验石墨填料后应从填料函中取出填料，避免腐蚀密封零件。可采用代用品替代填料，试验后取出。这时，部分的产品（约一批的5%）推荐采用常规填料进行试验。

截止阀和停汽阀的试验 检查下列内容：肉眼检查，水压试验强度和密封度，阀瓣的密封度试验，相对于外部介质的真空气密度试验，气动驱动装置的密封性试验，工作能力试验。在强度试验时，必须排除波纹管过压的可能性，试验时波纹管要保证不受拉也不受压。

试验密封度是用压力为 p_1 或 p_2 的空气进行的，不容许有泄漏。为了检查必须将产品放入水内或在可能漏气的部位涂上肥皂水，试验时必须排除水进入波纹管内的可能性。关闭件的密封度标准在全苏国家标准ГОСТ9544—75上给出。相对于外部介质的真空气密度用氨检漏仪ПТИ-6或ПТИ-7在内腔残留压力为 5×10^{-3} 毫米汞柱下用吹气的方法进行检查。试验前阀体内腔应认真地清洗，并在温度 150^{+20} °C下烘干。

驱动机构的密封性靠供给操作压力为 p_{op} 的操作介质进入工作腔内的办法进行检查。容许的空气泄漏量按气动缸内在每100毫米长的内腔周界上30分钟内其压降不大于0.5千克力/厘米²来确定。对于液动装置同样每100毫米的周界上容许泄漏量不大于0.1厘米³/分。

调节阀的试验 调节阀应经受下列形式的试验：肉眼检查，焊缝和零件材料的强度和密封度试验，关闭件的密封性试验，填料密封的密封性试验，工作能力的试验，全开时流通能力系数的校核试验和流通特性试验。

焊缝和零件材料的强度和密封度试验，（切断-调节阀的）关闭件，填料函密封的密封性试验和工作能力的试验与切断阀所进行的试验相同。对于核电厂上用的调节阀，它的关闭件的密封标准尚未建立，因此，在每个具体的情况下容许的泄漏量要与定货单位协商决定。

系列出厂的调节阀应试验校核全开时流通能力系数并检查流通特性。如果试验确证给定流通能力系数偏差为 $\pm 10\%$ ，流通特性与计算值的偏差不大于 $\pm 10\%$ 时，则产品认为是合格的。

安全阀的试验 试验下列内容：肉眼检查，水压试验强度和密封度，气动试验关闭件的密封性，试验工作能力。

焊缝和零件材料的强度和密封度应用压力为 p_0 的水和压力为 p_0 或 p_1 的空气进行检验。水和空气输入产品的内腔。应提起阀瓣。在主安全阀内，试验介质同时还要输入活塞腔内。在连接处增设 Ω 密封焊的阀门，要单独试验工艺垫片。在某些情况下，根据定货单位的要求，要进行相对于外部介质的真空密封性试验，采用氦检漏仪ПТИ-6或ПТИ-7在阀内压力为 5×10^{-3} 毫米汞柱（真空）下用吹气的方法进行试验。

关闭件的密封性取决于压力为 p_0 的工作介质，对于核电厂安全阀的容许泄漏量暂时采用全苏国家标准ГОСТ9544—75所规定的，一般按1级密封要求。

阀门工作能力的试验，在阀门的动作值有可能在流量台架上整定时进行。在环路内的压力提高到全开时的压力（电磁铁电源应断开），其压力值由规程^[10]确定为 $1.1p_0$ 。这时阀门应开启到所要求的值。当试验时，必须注意排出腔内的压力需保持等于给定的背压。阀瓣应在压力不低于回座压力（一般为 $(0.75—0.8)p_0$ ）时回座。

将压力提高到 p_0 时，通过关闭部件的泄漏量不应大于给定值。密封性试验在阀门动作三次后重复进行。

11.8 核动力装置阀门的可靠性试验

无故障试验 进行阀门的可靠性试验是为了评价给定条件下的可靠性指标，由于可靠性是一个综合性指标，它决定着无故障指标，耐久性指标、维修性、运输方便、可存放性以及阀门的其他有关可靠性性能指标。最重要的是无故障性和耐久性试验，因为阀门强度在水压试验时可进行检查，而象运输方便等这些指标不影响或者不太影响阀门的运行指标。

应当区别可靠性试验和确定影响可靠性指标的各种因素。可靠性试验的结果对于确定阀门可靠性指标的标准值或检查这些指标的实际值与标准值是否一致是必要的。研究各种因素对可靠性指标的影响，能给出阐明某些规律性的材料，这些规律性决定着所要研究的因素对发生在零部件和活动联接内引起故障过程的影响或决定着极限状态（材料性能的改变、缝隙的增大）的来临期。这些材料能预测阀门元件在各种条件下的行为，并能评价阀门在不同运行时间的可靠性。

按给定精度和可信度所进行的测定试验是试验阀门可靠性的主要阶段。为校核阀门质量的检验性试验周期性地地进行，其目的是确定阀门可靠性指标与规定的标准数据相符的情况。

装备完全成套的阀门，利用工作参数下的工作介质在工作条件下的运行试验，能给出阀门无故障性的最准确和最客观的评价。因为在这里，阀门产生故障的条件和主要的运行参数——介质的温度、压力和物性对产生故障的影响，完全地和真实地结合起来了。运行试验是长期的，在很多情况下在可以允许的期限内不能全部完成。

由于这个缘故，单个的机构、部件和活动联接在尽可能近似于运行条件的台架上进行试验。但是为了这些试验常常要求很长的时间和大量的实验人员，因此，有时进行加速试验，在更加复杂的条件下来研究零件的行为，在这种条件下进行的过程能加速，零件极限状态的发生时间可提前。这可采用增大密封比压、提高压强、温度、腐蚀介质的浓度等等来达到。加速试验的结果，要进行相应的数学处理后使才能使用，而且使用时要特别小心，因为象温

度、压力、浓度等这样一些参数的改变能改变磨损过程、组织转化、腐蚀过程等本身的性质。因此，在试验可靠性以前应完成的研究是：上述参数的改变对故障过程的进程和结果的影响。

单个部件和活动联接的可靠性试验具有独特的优点。因为，研究各种参数对它们工作的影响所获得的数据适用于这些元件组成的各类产品，研究可以同时在许多试件上进行，可用统计方法获得可信的数据，这可预先准备出来而勿需等到整个产品制造时才进行。当研究单个部件和连接的可靠性时，可广泛采用加速试验方法。

当评价单个结构构件和单个过程的可靠性研究成果时，必须考虑到它们之间可能的相互联系，并把结果看做是遵守概率理论规律的随机量。阀门无故障的主要指标为：

(a) 在动作周期内的平均故障间隔 T_0 ，即可恢复阀门的周期内总工作时间对该时间内故障数的数学期望值（平均统计故障数）之比。

(b) 在不可恢复阀门动作周期内首次故障前的平均工作时间 \hat{T}_1 ，即在阀门的动作周期内到首次故障前的工作时间的数学期望值（平均统计数）。

(B) 在保修期内无故障工作的概率 $P(T_0)$ ——即在保险期限内阀门不发生故障的概率。

这些可靠性指标在完成测定试验时核对，并在进行检验试验时检查。

试验前应把阀门分成可恢复类和不可恢复类两种。考虑到阀门的用途和它的运行条件，应当确定哪些失效应判定为故障。所有一回路的阀门以及其他回路和系统的阀门，只要安装在不能进入的设备间内，虽然绝大多数的阀门属于可检修的范畴，但在这种情况下，也应看做是不可恢复类的。如果安装在可以进入维修的设备间的阀门，并且重复设置以作为恢复功能的备用手段，这类阀门属于可恢复一类。这时判定阀门的可恢复性是根据阀门可在运行条件下并不需要从回路上卸下就能排除故障。如果故障的性质是这样，即阀门的恢复必须要从回路上卸下，则这样的阀门可看做是不可恢复性的。但是是可以检修的。

耐久性试验 为了确定阀门的耐久性，应进行确定阀门技术寿命的寿命考验。阀门耐久性的主要指标有：

a) 退役前的平均使用期 $T_{p. .}$ ，即从阀门的运行开始到由于达到极限状态而退役为止的平均使用期。

b) 退役前的平均寿命 $T_{p. . .}$ ，即从阀门的运行开始到由于到达极限状态而退役为止的平均寿命。

B) 伽玛百分数保险寿命 $T_{p. . \gamma}$ ，它是一种工作时间，在此时间内以制造厂保险给定的概率 $\gamma\%$ 保证阀门不会达到极限状态。

这些指标在进行寿命试验时确定。在试验以前应建立评价阀门到达极限状态的准则。

当阻碍实现安全要求的故障无法排除（如发生壳体零件的壁面被腐蚀，金属组织的改变），或给定的参数（如通过关闭件的泄漏量，操作手轮的作用力，通过垫片连接处的泄漏量）超出规定的数值，或运行效能降低到允许值以下而无法补救（如电动装置出了故障，必须转为手动控制），或者必须进行中修或大修，否则不能继续运行，所有这些状态都称为阀门的极限状态。

可见，包括在技术维护和日常修理范围内有足够措施能消除的故障，不能算是达到极限状态的准则，而阀门的损伤以及与给定参数的偏离，使得必须进行中修或大修的故障才是达到极限状态的准则。

对于核动力装置的阀门来说，技术维护包括不改变阀门工作状态或不中断它的运行而采取的日常工作。日常修理时所进行的一些检修包括不要求从管路上卸下（补充填料、更换橡皮圈、重新拧紧螺母等）以及按事先计划使装置短时间中断即可进行的检修。

中修包括对阀门拆装才能进行的检修工作以及为恢复阀门的工作能力而进行的不太复杂的装配工序（研磨密封圈、更换垫片和填料盒内的填料等等），但阀门不须从管路上卸下。大修的特征是阀门需要从管路上卸下，然后拆装逐个零件，并进行缺陷检验，用新零件更换报废零件，或采用堆焊后机加工的办法进行修复。中修或大修后阀门必须进行如新产品所进行的全部试验。

试验可靠性计划。为了可靠性试验，全苏国家标准ГОСТ16504—74对可恢复对象和不可恢复对象规定了不同的计划，在计划中规定了更换故障对象的步骤、试验结束的条件等等。试验计划用一组规定的符号来表示：其中字母 V 、 R 和 M 代表对象恢复的程度和特点， V ——在试验时，既不可恢复又不能更换的对象； R ——在试验时，如产生的故障不可恢复的，但是可以更换的； M ——试验时可恢复的。被试验对象数用字母 N 表示，出了故障的对象数用 r 表示，工作时间用 T 表示。

当对不可恢复类别的阀门进行可靠性试验时，发生故障的对象不能恢复也不进行更换（ V ），但对不同的计划停止试验的条件也不同。按计划 $[N, V, T]$ 试验 N 个对象，对于每个无故障对象，当试验时间终了或工作时间 T 已过，试验就停止。试验计划 $[N, V, r]$ 规定同时试验 N 个对象，当出了故障的对象数达到 r 时，试验就停止。如果 $r = N$ 就产生计划 $[N, V, N]$ 。当按照计划 $[N, V, (r, T)]$ 试验时，同时试验 N 个对象；当发生故障的对象数达到 r ，或当试验时间终了，或已达到无故障对象的工作时间 T 等等，不论其中哪一个先发生，试验都将终止。

(R) 计划的下列三种情况规定在试验进程中可用新的更换故障了的对象。

$[N, R, T]$ ——开始试验 N 个对象，当试验时间终了或 N 个工位上的每一个工作时间 T 已过，试验就终止（在 N 个开始试验的对象中，每一个占有一定的台架工位、试验场地等等，无论哪一个工位上的试验对象发生故障进行更换，其他的对象都继续以时间为单位累记试验期限或工作期 T 。）

$[N, R, r]$ ——同时开始试验 N 个对象，当发生故障的对象数，总共或按所有工位计，达到 r 时，试验就终止。

$[N, R, (r, T)]$ ——同时开始试验 N 个对象，按所有工位计算，当发生故障的对象总数达到 r ，或当每个工位的试验时间或工作时间 T 终了，无论哪一种情况发生，试验都将终止。

试验可恢复类阀门的可靠性时，每次故障后，阀门应恢复它们的工作能力（ M ），但对不同的试验计划，试验的结束条件有所不同：

$[N, M, T]$ ——试验 N 个对象，每个对象都需试验到试验时间结束或工作时间 T 终了为止。

$[N, M, r]$ ——试验 N 个对象，每个对象都试验到第 r 个故障为止。

$[N, M, (r, T)]$ ——试验 N 个对象，每个对象试验到第 r 个故障发生，或试验时间结束或工作时间 T 终了，无论哪种情况首先发生，试验都将终止。

$[N, M, T_2]$ ——同时试验 N 个对象，当所有对象的总试验时间或总工作时间 T_2 终了时，试验就终止。

$[N, M, r_z]$ ——同时试验 N 个对象，当所有对象的故障数总和达到 r_z 时，试验就终止。

$[N, M, (r_z, T_z)]$ ——同时试验 N 个对象，当所有对象的故障数总和达到 r_z 或当所有对象的总试验时间或总工作时间 T_z 结束，无论哪一种情况首先发生，试验都将终止。

第十二章

核动力装置阀门的可靠性

12.1 阀门结构的故障

基本概念和专用术语 可靠性是构成阀门质量的诸因素之一，而阀门的质量是决定阀门能否完成赋予它的功能的诸性能的总和。它表征阀门的运行质量，而且这个参数的重要性对于不同用途的阀门是各不相同的。对于主管路上的阀门，可靠性是一个决定性的因素，而对于辅助管路上的阀门，随着它所服务的对象重要性的降低、介质压力和温度的下降以及它的侵蚀性和毒性的减弱等，其可靠性参数的重要性亦随之减小。

根据阀门的用途和运行条件，可靠性包括下列这些内容：如工作中无故障，零部件和系统的耐久性，结构和零件的可检修性，在运行、存放和运输过程中保持完好状态等等。在评价阀门或个别零部件的可靠性时，这些要求可以逐一进行研究，也可以采用某种方式进行多项综合研究。在技术上，有关可靠性的专用术语和定义在全苏国家标准ГОСТ13377—75上已作了明确规定。下面介绍用于阀门可靠性方面的主要术语及其定义。

管道阀门的可靠性理解为阀门完成预定功用的性能，能把规定的运行指标随时保持在需要的范围之内，并能顾及到阀门的实际工况、使用条件和技术维护状况、以及检修、存放和运输条件。对于管道阀门来说，它的运行指标包括下列各项：能使关闭件持久地保持关闭截流功能，填料函稳定地保持其密封性能，作用力和水力学特性不变，即保持手轮上的操作扭矩和阀杆上的操作力不变，阀瓣的开、关循环期不变，调节阀的调节特性不变，保持恒定的安全阀开启压力及排放能力等等。

选择定量地评价阀门的可靠性指标时，要考虑到阀门的用途、它们的运行条件以及阀门出现故障时可能产生的后果。可靠性指标的值在阀门的不同阶段（设计、生产和运行）是可以改变的。

保证阀门可靠性需要综合采取必要的组织技术措施和科学方法，能在阀门的所有阶段上达到或保持给定的可靠性指标。

阀门在某一个时期或某一段工作时间内，能连续地保持其工作能力的这种性能称做无故障性，它既包括阀门的运行阶段，也包括阀门的存放和运输阶段。

正在运行的阀门应处于这样一种工作能力状态，在这种状态下，它能完成给定的功能，使给定参数值维持在标准技术文件所规定的范围内。即使是一个给定的参数超出规定的范围，也认为阀门是处于故障状态。当工作能力受到破坏，就产生故障。评价作为阀门故障状态的准则，在标准技术文件内已有了规定。故障可能是产生于损伤，即由于外部作用的影响破坏了阀门或它的组成部分的正常状态，或是由于达到了极限状态的结果。

当阀门尚能完成自己的功能，但由于危及安全的故障无法排除，因而不能继续运行使用，那么，这时阀门就达到极限状态。达到极限状态可能是由于给定参数偏离了规定的范围

的结果，或必需进行中修或大修，或由于降低了阀门的使用效能的结果。达到极限状态与否取决于所要研究的阀门是从属于那一类：可恢复的还是不可恢复的。绝大多数阀门是从属于可恢复类的，如截止阀、闸阀、调节阀、压力调节器等等，它们安装在非重要的管路或对象上。属于不可恢复的阀门有安全阀、防爆膜、核动力装置上的阀门以及其他安装在主管路或其他重要管路上、不能进入的工艺房间内的阀门。在事先规定的期限内对不可恢复的阀门可进行定期预防性维护。

工作在核电厂主回路上的绝大多数阀门，是属于不可恢复类，但它们是能修理的，就是说在运行过程中，如机件发生致命故障，则可用另外的机件来替换。为了恢复卸下的机件的工作能力，供以后使用，需要进行修理。阀门中没有不可修理的机件，即故障后无法修理，只能作为不能继续使用的废件予以弃除的机件。阀门的个别部件（波纹管、隔膜、垫片、填料、密封圈）有可能是不可恢复的和不可修理的。但也有例外的情况，当阀体本身由于达到极限状态或严重损伤引起故障时，则阀门划归不可恢复和不可修理类了，因为修理它时经济上很不合算。

根据出现故障的特点，可分为突然故障，它的特点是一种或几种给定的阀门工作参数发生阶跃式变化；另一种是渐进故障，其特点是一种或几种参数发生逐渐的变化。阀门部件的故障可能是独立故障，当它的故障并不是因阀门其他部件的损伤或故障引起的；从属故障，当它的故障是由阀门其他部件的损伤或故障引起的。根据故障起因的特点，可分成：结构性故障，它的发生是由于违反了阀门设计所规定的标准和规程的结果；生产性故障，它的发生是由于破坏了阀门所规定的生产和检修程序；运行性故障，它的发生是由于破坏了阀门所规定的运行规程和条件。

也可使用下列术语：

系统性故障——多次重复故障。

致命故障——当故障发生后，阀门应停止继续运行。非致命故障——当故障发生后，阀门按功能还能使用，但效力更低了。

当研究阀门时，可确定其相应的准则、起因、征兆、特点和后果。阀门从有工作能力状态过渡到无工作能力状态这一事实的征兆，可作为确定故障的准则。即使是一种给定参数偏离了规定的范围也可引起有工作能力状态的破坏。阀门的故障准则包括：严重丧失关闭件的密封性，可移动部件卡塞，阀杆滑行螺母失灵，驱动装置的零件受到破坏，隔膜及波纹管破裂，拧紧螺母也不能消除法兰连接处的泄漏等等。

阀门故障可能是结构缺陷，生产和检修缺陷，运行规程和标准遭到破坏，各种损伤，以及零件材料的自然磨损过程，腐蚀、老化和浸蚀过程等等。阀门可出现致命故障或非致命故障，如切断阀的阀杆滑行螺母的螺纹磨平滑扣，总是称作致命故障；介质在关闭件或填料函内泄漏，对于不允许介质泄漏的工程设施（放射性介质、有毒介质或有害介质、核电厂不能进入的房间）是致命故障，而对于非重要的工程设施，当这些阀门未更换以前还能暂时使用时，可认为是非致命故障。

由于下述原因也能发生渐进性故障，在阀门的运行过程中，零件会发生材料性能和零件尺寸的变化过程，当这些变化（腐蚀、浸蚀、磨损）的影响变得如此之大，使得进一步使用这些阀门成为不可能或变成危险时，就会达到由于极限状态而呈现的渐进性故障。

如果已知腐蚀、磨损、受热老化等过程的规律性以及各种因素（如腐蚀组分的浓度、温

度、压力等)对它的影响,那么受这些过程制约的耐久性即可以通过计算求出。例如,在给定的工作条件下,由于腐蚀,根据壁厚变化的速度可以预测出经过多少时间阀体或阀盖的壁厚减薄到极限容许值。

除了有规律的过程外,在阀内还可能出现引起故障的偶然(突然)现象,例如,由于进入固体颗粒而使闸板的密封性丧失,由于温度波动而引起的活动连接部分的零件楔死,由于内应力而引起的零件损坏或裂缝,电气控制系统的触点失灵等等。发生故障的概率是用概率论的方法来求解,因为即使在运行条件下阀门内所进行的规律性过程,如腐蚀、磨损等,也是在机件的工况经受一定变化的条件下进行的。它们的结果同样受某种波动所制约,并具有随机的特性。总之,故障可渐进地和突然地发生,但应把它看作是随机过程的现象。

使用可靠性指标来定量地评价产品的可靠性,对具体的产品它们定量地表征出某些固有性能以什么样的程度决定其可靠性。可靠性指标可以有量纲(循环次数),也可以无量纲,如无故障工作的概率。它们的具体数值主要取决于阀门的运行条件、工作条件下持续的时间等等。可靠性指标是随机值的分布参数,如故障前的平均工作时间是随机值的分布参数,称作故障前的工作时间。技术文件上规定的可靠性指标的标准数据是与他们的测定和检验的具体条件有关系。

管道阀门故障的分类和起因 产品故障的起因可分成生产上的、设计上的和运行上的原因。生产上的原因产生于零件的制造和阀门的装配过程的技术水平不高。当认真地完成金属堆焊规范、铸锻件的制造工艺、热处理规范、机械加工精度、保护复盖层的质量时,可提高零件的可靠性。所采用的原材料、半成品和配套零部件的质量以及所完成的零件制造工艺过程的质量监督具有重要的意义。采用超声波探伤,磁力探伤和X射线探伤能找出铸件、锻件、板件和焊缝金属内的缺陷。这对于高压阀门具有特别重要的意义。

采用科学的方法检查机器和机械机构的技术状况,当今在提高技术服务质量和保证能及时进行检修过程中,已经起了重要的作用。为了检验强度、密封性、振动稳定性及测量扭矩,利用试运行实验台架是保证阀门可靠性的必要条件。

保持生产工艺上的条理性,在所有的工艺操作上进行仔细的技术监督具有特殊的意义。广泛地采用通用零部件有利于阀门的可靠性。因为它们的生产一般是在专业化工厂内进行的,这些结构可得到更好的加工条件,因此这些部件的可靠性较高。在阀门上可以列入这些部件的有电动装置、减速器、电磁装置、电动机、填料函内的填料环、紧固件、滚动轴承等。根据阀门的运行工况和作用在零件上的应力水平来选择合适的材料,是保证阀门可靠性的重要条件。

结构上或者说构造上的故障原因决定于阀门的具体结构。结构上允许巡视和修理就能改善技术维护,及时而且较快的完成检修工作,这同样能影响可靠性的提高。如浸蚀性介质通过填料、波纹管或壳体垫片往外泄漏时采用信号器,截止阀的阀瓣和闸阀的楔块设有位置指示器等,都为工作的安全性创造了有利的条件,从而也提高了阀门工作的可靠性。

采用熔断保险丝,双金属片或磁力电流限制器,扭矩限制器等这样的一些保护手段,能保证结构具有良好的性能,当产生临界条件时,不致于引起永久性的致命故障,而能使故障只具有暂时的性质。故障时间只取决于消除故障所需要的时间。这时故障产生的后果具有较小的损失。同样采用这些手段的还有大通径截止阀和闸阀,采用旁通管。虽然旁通管与主管路并联连接,它不能看作后备元件,由于它的流通能力比主管路要小许多倍,它的作用是改

善阀门的控制条件，并消除阀瓣开启和关闭时可能出现的水击。

为了提高阀门的可靠性，希望减少结构上的零件数量，简化它们的形状，减少连接、部件和装配数量。

产生故障的运行原因，取决于阀门运行过程中能使参数维持在技术文件所规定范围内的能力。列入这些参数的有：操作手柄上的操作力，手轮的扭矩，阀瓣、填料、垫片的密封性，安全阀和减压阀的排放能力和流通能力，调节阀的特性等等。当上述任何一个参数达到允许极限因而使阀门达到极限状态时，就发生参数性故障。

故障可看作是随机现象，但其起因决定于零件材料表面和内部发生的一系列过程，如在压力、温度、机械磨损、应力、化学作用、放射性照射、打击、震动等作用所进行的各种过程。

丧失功能的致命故障（零件损坏、变形、楔死等）是因零件内产生的应力高于给定材料在其原有状态下的极限允许（临界）值，或因零件内产生的反作用力超过阀门驱动能提供的力。同一种材料的临界应力和临界载荷，根据制造工艺上的偏差和运行条件对它们的影响不同而不同，因此，它是一个随机量，它的值围绕着平均值的离散情况一般服从于随机量的这个或那个分布定理。当制造的零件为高质量时，故障将发生在相应于故障分布最密集的临界值附近，当低质量时，离散得相当大。由于这个原因，在压力、温度、应力和其他因素的作用下，阀门材料的性能不断地变化着，应力或载荷的临界值也变化着，但它们总是随机量。

阀门的工作制度，对评价阀门故障特性也具有一定的意义。根据阀门的不同工作制度，可把阀门分成三组：连续动作阀门，定期动作阀门和一次性动作阀门。

应列入连续动作的阀门，有连续工作或因执行日常规程（如技术巡视，加润滑油，重新调整，压紧填料等）只短时间中断工作的阀门。在这种条件下工作的有旋塞，截止阀，节流阀，止回阀，闸阀，压力调节器，通气阀，以及安装在经常工作的主管路或工艺管路上，或单个装置上的其他结构。在绝大多数情况下，阀瓣是处于常开位置，很少进行开启—关闭的转换，阀门的工作制度是稳定的，驱动和控制机械的工作特征是在长时期内循环动作次数不多，但是，有的如调节阀的阀芯之类的部件，可能进行部分移动。

列入第二组——定期动作的阀门，有用于定期投入或切断管路或管段，或改变管路工作制度的阀门。这里阀瓣、驱动机构和控制机械的工作特点是循环动作次数较多。属于这类阀门的有截止阀，切断阀，调节阀，闸阀，安全阀，旁通阀，疏水阀，电磁阀以及其他安装在工艺和其他管路和装置上的，用在周期性频繁重复运行工况的阀门。

一次性动作的阀门是用在个别情况下——事故状态下的一瞬间动作。属于这种结构的有防爆膜，停汽阀和消防系统的阀门。这组阀门工作条件的特点是在正常运行条件下它们不工作，只是在非常条件下才动作，虽然它们的工作能力在整个运行期内都要得到保证。

阀门的构件中只要有一个故障，则阀门就发生故障。不管所有的构件在同时间进行工作这一事实，它们加入可靠性系统时应看作是串联环节（备用构件除外，但在阀门中这种构件很少，或根本没有），在这种条件下，阀门的可靠性取决于最薄弱环节的可靠性。下面列出管道阀门某些可能的故障起因和对它的评价。

突然性致命故障：

(1) 阀体零件中的一个（外壳，阀盖，楔块等）受到破坏；

- (2) 操作阀瓣的驱动机构零件 (阀杆, 阀杆滑行螺母, 齿轮等) 受到破坏;
- (3) 操作阀瓣的驱动机构或阀瓣被楔住;
- (4) 波纹管受到破坏 (指带波纹管的阀门);
- (5) 隔膜受到破坏 (调节阀, 压力调节器);
- (6) 紧固件 (阀体和阀盖连接的螺栓) 受到破坏。

渐近性致命故障, 在很多情况下, 当及时发现时, 可转化成非致命故障的有:

- (1) 介质通过填料、阀体与阀盖法兰间、管道与阀体连接法兰间的渗漏;
- (2) 由于磨损、腐蚀或形成水垢而在关闭件上产生泄漏;
- (3) 由于阀瓣的浸蚀性磨损使调节阀水力特性改变;
- (4) 磨蚀性液流对阀体的磨损;
- (5) 零件的磨蚀性损耗;
- (6) 阀杆滑行螺母或阀杆螺纹的磨损。

渐近性和突然性非致命故障:

- (1) 重紧螺母可以消除的填料泄漏故障;
- (2) 重紧螺母可以消除的垫片连接处的泄漏;
- (3) 由于在阀瓣上落入杂物而使阀瓣不密封, 勿需从管道上卸下就可消除的故障;
- (4) 阀瓣粘在阀座上, 不需要将阀门从管路上卸下就可消除的故障;
- (5) 电路接触受到破坏, 不需要拆除电气设备就可消除的故障;
- (6) 信号系统的故障, 及时发现并在不需要拆装电气设备就可消除。

这种分类在很大程度上是假定性的, 因为对可恢复类和不可恢复类阀门, 就是同一失效也可有不同的评价。此外, 失效的特性也起作用。如果失效能很容易和很快地消除, 即可认为是非致命故障; 如果消除失效要求部分地拆除阀门, 则失效可定为致命故障, 但属于暂时性的; 如果要求更换阀门, 则认为致命的, 永久性的故障。

为了研究故障的起因, 必须将阀门构件划分成组, 每组具有共同的运行和结构特性。应研究它们的工作条件, 以小时和以循环次数计的工作时间, 它们的参数变化规律和故障分布规律。

由于蠕变, 石墨化和类似的现象, 阀体零件承受热老化, 由于晶格内和晶间腐蚀, 阀体零件又承受腐蚀磨损。由于热循环作用的结果产生靠结构弹性不能补偿的残余塑性变形, 因而垫片失去密封性。橡胶零件 (隔膜、填料环、垫片、涨圈) 既承受机械磨损, 也承受热磨损, 结果改变了它们的尺寸, 失去了橡胶的弹性 (老化)。橡胶膜材料除此之外还承受大的应力和应变。电气设备元件的接触表面受到火花的破坏。

在露天工作的阀门, 除了上述因素外, 还受到大气的沉降物、寒冷、尘埃、阳光辐射的作用。在热带气温下, 还有其他附加的因素, 会影响阀门的可靠性。处于特殊条件的阀门, 要经受放射性介质, 超参数蒸汽, 浸蚀和振动的作用。

12.2 可靠性指标

可靠性指标可以是单一的指标, 也可以是综合性指标。单一指标仅能表征阀门可靠性的一个性能, 综合性指标能表征两个和两个以上的不同性能。单一指标分成无故障性, 耐久性, 可检修性和可存放性等诸指标。无故障性和耐久性的许多指标使用对象的工作时间作为评价

产品参加运行的持续时间。

阀门工作以月计的持续时间或以产品开启-关闭的循环次数计的工作量称作工作时间 T 。工作时间可以是连续的,也可以是间歇的,后一种情况要计算总工作时间。阀门的无故障性可用下列一些单一指标予以评价,如无故障工作的概率,故障前的平均工作时间,故障率,故障流参量,平均故障间隔。以上指标的定义和内涵,按照全苏国家标准ГОСТ13377—75给出如下:

无故障工作概率 $P(t)$ ——阀门在规定的工作时间极限内不发生故障的概率。它用统计的方法由无故障地工作到了 t 时间的对象数(阀门)对 $t=0$ 的起始时刻能工作的产品数(阀门)的比值来确定。

故障前的平均工作时间 \hat{T}_1 ——首次故障前阀门工作时间的数学期望。故障前的平均工作时间用统计方法由试验对象在故障前的总工作时间对试验期内全部故障的对象数的比值来确定(按ГОСТ16504—74的试验计划 (N, V, r) 当 $r=N$ 时)。

对故障前的平均工作时间的评价取决于试验计划和按什么样的分布定律来计算故障前的工作时间,例如,当试验计划 $[N, V, T]$ 和指数分布定理时,对故障前的平均工作时间的评价为,当 $r \neq 0$ 时

$$\hat{T}_1 = \frac{\sum_{i=1}^r t_i + T(N-r)}{r},$$

式中 t_i ——故障前第 i 个对象工作时间, N ——被试验对象数, r ——试验期内的故障数, T ——工作时间。

故障率 $\lambda(t)$ ——不可恢复阀门发生故障的条件概率密度,它是在发生故障前某规定时刻被确定。在 t 时刻的故障率密度理解为从 t 到 $t+\Delta t$ 时间间隔内故障概率对时间间隔 Δt 的比值,当 $\Delta t \rightarrow 0$ 时的极限值。因此,故障率密度的物理意义就是足够小的单位时间内的故障概率。从故障率 $\lambda(t)$ 的定义应有 $P(t)\lambda(t)\Delta t = f(t)\Delta t$ 关系式,这里 $f(t)$ ——故障前工作时间的分布密度。

从引出的关系应有

$$\lambda(t) = f(t)/P(t),$$

这是故障前按已知的工作时间分布定律解析法确定 $\lambda(t)$ 的公式。例如,当试验计划 $[N, V, T]$ 时,故障率用统计方法由 $(t+\Delta t)$ 时刻的故障数 $r(t+\Delta t)$ 与 t 时刻的故障数 $r(t)$ 之差对 t 时刻能工作的对象数乘 Δt 时间间隔的比值来确定。这可用下式表达出:

$$\hat{\lambda}(t) = \frac{r(t+\Delta t) - r(t)}{N(t) \cdot \Delta t} = \frac{N(t) - N(t+\Delta t)}{N(t)\Delta t},$$

式中 $r(t)$ ——在 t 时间内的故障数, $N(t)$ ——到 t 时刻能工作的对象数。

故障流参量——可恢复阀门在规定时刻发生故障的概率密度。可恢复对象能在故障后进行其工作能力的恢复并能工作到下次故障为止,但恢复时间不计算在内。故障发生的各个时刻构成故障流。该流的“主导函数” $\Omega(t)$ 是故障流的特征,它是 t 时间内故障数的数学期望:

$$\Omega(t) = M r(t),$$

例如，当故障间的工作时间为指数分布定律时， $\Omega(t) = \lambda t$ ，这里 λ ——分布参量。对于这种情况，故障流的主函数的评价按公式 $\hat{\Omega}(t) = \hat{\lambda}t$ 确定，在 (t_1, t_2) 时间间隔内故障数的数学期望按下式确定：

$$Mr(t_1, t_2) = \Omega(t_2) - \Omega(t_1),$$

这里 $r(t_1, t_2)$ —— (t_1, t_2) 时间间隔内故障数，函数

$$\omega(t) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{M_r(t_1, t_2 + \Delta t) - M_r(t_1, t_2)}{\Delta t} = \Omega'(t)$$

叫做**故障流强度**。

对于无结果的普通流，流强度与流参量相符。在这种情况下，在标准ГОСТ13377—75上所确定的指标——故障流参量与主导函数以下述关系式相关联

$$\Omega(t) = \int_D^T \omega(t) dt,$$

当故障之间的工作时间按指数分布时， $\omega(t) = \lambda$ ，而故障流参量 $\hat{\omega}(t) = \hat{\lambda}$ 。

平均故障间隔——可恢复阀门的工作时间对这段时间内故障数的数学期望之比。平均故障间隔用统计方法由可恢复对象的总工作时间对这些对象总故障数之比来确定。

当平均故障间隔为指数分布定理时，按公式 $\hat{t}_0 = 1/\hat{\lambda}$ 评价平均故障间隔。对于实验计划 $[N, M, r]$

$$\hat{t}_0 = \frac{1}{Nr} \sum_{i=1}^N t_i,$$

式中 t_i ——第 i 个对象第 r 次故障时刻。平均故障间隔一般情况下取决于周期的长短，因为在这期间的故障流应是一个变量。

上述单一指标是针对阀门的运行条件而言的，但它们也能应用到存放和运输工况。例如，能把这些指标看成存放或运输期内不发生故障的概率，故障期内存放或运输时间，故障期内存放或运输的平均时间。但是这些阀门的无故障指标很少采用。

阀门保留工作能力一直到出现极限状态而不得不中止运行这种性能称作**耐久性**，何时必须中止，取决于为技术维护和检修制度确定的体系。寿命或使用期是耐久性的指标。

阀门从开始运行或中修和大修后重新投入运行到进入标准技术文件上所规定的极限状态为止的工作时间称作**技术寿命**，或简称**寿命**。对寿命的评价可以用象 $\gamma\%$ 寿命，平均寿命，指定寿命，中修或大修之间的平均寿命，退役前的平均寿命，中修或大修前的平均寿命。

阀门在给定条件下的运行、存放、运输的持续日历时间称作**使用期**，在这个时期内或在这以后，能将给定的指标值保持在规定的范围内。使用期可以用下列这些指标予以评价，如 $\gamma\%$ 使用期·平均使用期，中修或大修间的平均使用期，中修或大修前的平均使用期，退役前的平均使用期。

耐久性的各种单一指标按照全苏国家标准ГОСТ13377—75具有下列定义和内容：

百分之 γ 概率的寿命——这是一种工作时间，在这时间内阀门以给定 $\gamma\%$ 的概率尚未达到极限状态。例如，当 $\gamma = 90$ ，相应的寿命应称作“百分之90概率的寿命”。

百分之 γ 概率的寿命由下式确定：

$$1 - F_p(t) = Y/100,$$

这里 $F_p(t)$ —— 寿命分布函数。当 $Y = 50$ 时，百分之 Y 概率的寿命称作中位秩点寿命，在顺序选择 N 个寿命，当 N 为奇数时，它用统计法取决于中间项，当 N 为偶数时，取 N 个寿命中两个中间项的算术平均值；

$$\text{当 } N \text{ 为奇数时， } \hat{t}_{p, \dots, 0.5} = t_{N/2} + 1。$$

$$\text{当 } N \text{ 为偶数时， } \hat{t}_{p, \dots, 0.5} = \frac{1}{2} (t_{N/2} + t_{N/2 + 1})。$$

当符合 $t_1 \leq t_2 \leq t_3 \leq \dots \leq t_N$ 条件的选择就认为是顺序选择 N 个寿命。

平均寿命 —— 寿命的数学期望，当具有 n 个对象的有关寿命数据时，平均寿命 \hat{t} 的统计评价按下式确定

$$\hat{t} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n t_i,$$

这里 t_i —— 第 i 个对象的寿命。在截取挑选值的情况下，平均寿命的确定须考虑寿命分布定理，如寿命指数分布时，

$$\hat{t} = \bar{t} + \frac{n - m}{m} t_0,$$

这里

$$\bar{t} = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m t_i,$$

m —— 试验结束前获得了寿命的对象数；

t_0 —— 中止试验时的寿命值。

规定寿命 —— 产品的总工作时间，当达到这个时间时，不管产品的状态如何，运行应当停止。

还有这样一些概念：如中修（大修）间的平均寿命，退役前的平均寿命，中修（大修）前的平均寿命，百分之 Y 概率使用期，平均使用期。

为部分或全部恢复产品寿命而进行中修或大修的可恢复阀门产品，可按中修间（大修间）的平均使用期、中修（大修）前的平均使用期、退役前的平均使用期来进行评价。必须指出的是，中修间的平均寿命和平均使用期是在两次中修之间不进行大修的条件下确定的。

阀门靠修理和技术维护能预防发生故障和找出失效的原因，并消除其后果的这种性能，称做阀门的可维修性，计入可维修性指标内的有：

平均恢复时间 —— 工作能力恢复时间的数学期望。

规定时间内的恢复概率 —— 阀门工作能力恢复时间不超过规定值的概率，这里规定的恢复时间包括用于观测故障的时间，确定故障原因的时间和排除故障的时间。

阀门在存放和运输期间，能一贯保持其正常状态，并在此后保持具有工作能力状态的性，称做阀门的可贮存性，它可用下列指标来评价：

百分之 Y 概率的存放期 —— 阀门能达到的具有给定概率为 $Y\%$ 的存放期。

平均可存放期——可存放期的数学期望。

除单一性指标外，标准还规定了可靠性的综合性指标，但供管道阀门用的这些指标现今尚未规定，随着阀门质量的进一步完善和质量参数的分级，将来会采用这些可靠性的综合性指标的。

它们是：

可用系数；

技术利用率；

操作可用系数；

平均技术维护总劳动量；

每单位技术维护总劳动量；

平均修理总劳动量；

每单位修理总劳动量；

平均技术维护总费用；

每单位技术维护总费用；

平均修理总费用；

每单位修理总费用；

对于管道阀门，可恢复产品的等级取决于下列指标：

平均恢复时间——工作能力恢复时间的数学期望，当具有 m 个对象的恢复期 $\tau_1, \tau_2, \tau_3, \dots, \tau_m$ （包括确定故障原因的时间在内）的统计数据时，按下述公式决定平均恢复时间

$$\hat{T}_0 = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m \tau_i$$

技术利用率——在某个运行周期内，对象进入能工作状态的时间的数学期望对同一个运行周期内对象进入能工作状态的时间以及由技术维护所要求的停歇时间和修理时间的数学期望之和的比值。

技术利用率用统计方法由被观测对象进入能工作状态的时间对被观测对象数与给定的运行时间的乘积之比来确定：

$$\hat{K}_{T, \dots} = \frac{1}{NT_{\dots}} \sum_{i=1}^N \xi_i$$

式中 T_{\dots} ——运行持续时间，它是由工作时段、技术维护时段和修理时段所组成； ξ_i ——被观测对象进入能工作状态的时间，如果给定的运行时间对于每个产品都不一样，则利用下面公式：

$$\hat{K}_{T, \dots} = \frac{t_{\dots}}{t_{\dots} = t_{\dots} + t_{\dots}}$$

式中 t_{\dots} ——所有对象的总工作时间； t_{\dots} ——由于计划内或计划外的修理造成的所有对象总停歇时间， t_{\dots} ——由于计划内或计划外的技术维护造成的所有对象的总停歇时间。这里未计入由于组织原因引起的停歇时间。

其他的可靠性综合指标也可以利用。为了明确规定阀门制造厂和用户之间的关系,采用象保险期这样的概念。

保险期 T ,决定的是这样一种期间,在这期间内,当用户遵守规定的运行、存放、运输规程条件下,制造厂应保证阀门完成规定的要求,也就是当遵守这些规程下规定出保险工作期间,在保险期满前阀门制造厂应保证由标准技术文件上所规定的阀门所具有的某些运行质量。在保险期内,在遵守运行规程和运输规程的条件下,制造厂应对产生的故障承担经济上的责任。

如果在技术要求中规定存放时间也可包括在保险期内,这时应注明存放和运行的总时间。由苏联部长会议批准的“关于生产技术任务的供应条例”规定,保险期从产品投入运行之日算起。但运行前从阀门到达指定车站(码头或港口)之时或从制造厂或供应单位的库房得到产品之时算起,对于现有企业不晚于六个月,而对于新建企业不晚于九个月。

在保险期内的百分之 Y 概率的寿命是指在某种类型的阀门产品中有 $Y\%$ 以上的能够达到或平均超过的寿命值,其中 $Y/100$ 是保险期内无故障工作的概率。这个数是规定的概率数。例如,如果 $Y=90$,则表示从出厂的该类产品数中,不少于 90% 的产品,可达到或超过规定寿命。

对于在重要设施上使用的阀门,保险期内无故障工作的概率,是一项重要的指标。它是在给定的时段内或在给定的工作时间范围内,产品不发生故障的概率。例如,当寿命为百分之 90 时,无故障工作的概率等于 0.9 。

在复杂的系统和结构中,作为提高可靠性的一种方法,是采用冗余备用,即在最少必要数目之外增设备用设备或部件。当具有备件的那些构件发生故障时,这些备件就投入工作。例如,具有机械化传动或自动操作结构的阀门,仍备有手动操作机构。在采用波纹管密封的同时采用填料密封。但是,这类措施还不能认为是完善的结构方案,由于增设冗余备用部件很复杂,因而在管道阀门中尚未得到广泛应用。

12.3 在设计阶段阀门可靠性的评价

产品的可靠性可在阀门设计、试验和运行的不同阶段都可予以评价。试验方法、任务和所获得信息的处理彼此间都不同。设计、测定试验、检查试验、运行是主要阶段。管道阀门无故障的评价方法在设计阶段由部颁标准OCT26—07—821—73所规定,它是由苏联中央管道阀门制造工业设计局(ЦКБА)制定的。

在设计阶段决定产品可靠性的任务是在分析结构构造和运用可靠性统计数据的基础上,建立可靠性参数。起决定性作用的是阀门结构上工作零件的数量、它们的相互作用、形状上是简单还是复杂、零件的材料、它的工艺可靠性、有效应力和强度系数、可能的超载、有无可避免发生事故的联锁装置、有无安全装置和有无阀门的行程指示、工作强度和温度工况等等。

计算是以单个的结构构件工作可靠性的统计数据为基础的,并一次性完成,故障的分布定理并不清楚,需采取某种假设。根据对各个结构构件及整体设备所得出的数据及其可靠性评价,确定出措施,以使新设计的结构能达到所要求的参数,并决定是否需要对结构方案进行适当修改,然后比较各个结构设计方案的可靠性指标,并做出评价。在设计阶段的可靠性

计算只是粗略的，因为它不是以具体的试验结果为依据，而是假定组成被研究产品构件的可靠性与其他已出产的并进行过评价和分析以及进行过试验的产品构件相类似。

为了简化计算，产品可认为是不能或不恢复的设备，因此属于不可恢复类。故障率认为是常数，而各个构件无故障工作的概率服从指数定理。如果对于某个构件实验证实使用其它定理更准确，那么可进行一定的修正。

为了定量地评价产品的可靠性，采用产品在保险期内无故障工作的概率时，没有考虑产品在仓库内的存放。当仓库存放的条件影响到产品内所有构件（橡皮隔膜和橡皮圈，电气控制线路上的复杂元件等）的可靠性时，则产品可靠性应将仓库条件下的存放考虑进去。

计算可靠性的原始资料有产品的加工图，有关产品可能出现的工况数据和工作循环期数据，保险期，保险期内百分之 γ 概率的寿命和产品在保险期内可能处于开启状态及关闭状态的寿命（均以百分比表示出）。在阀门上采用冗余条件的办法没有获得推广。采用手动控制也不能认为是完美的备用手段，它只是改变了故障的特点而已。因此产品可看作是由串联连接的部件所组成，而部件又视为由串联连接的零件所组成，而且这里只考虑那些其失效可造成产品故障的那些零部件。

产品无故障工作的概率可按下式来确定：

$$P = P_1 P_2 P_3 \cdots P_n$$

式中 $P_1, P_2, P_3 \cdots P_n$ ——各部件无故障工作的概率。

确定在运行过程中部件内不同构件的工作条件，查明工作在相同条件下的构件，对于这些构件取相同的故障率。始终处于载荷下的构件（壳体、阀盖等）按整个保险期 T_r 计算。对于仅在工作循环时间内承受载荷的构件，按指定的 γ 百分寿命计算完成循环的总时间： $T_{\dots} = n t_c$ 式中 t_c ——一次工作循环期， n ——考虑到百分之 γ 概率的寿命的工作循环次数。当阀瓣开启时承受载荷的构件，假定每个循环时间按200秒计，其总开启时间： $T_{r,0} = 200n$ 。当阀瓣关闭时承受载荷的构件，应计算阀门保险期与阀瓣总开启时间之差： $T_r = T_r - T_{r,0}$ 。

故障率按下式决定：

$$\lambda = a\lambda_s, \quad \lambda = b\lambda_s$$

式中 λ ——受力构件的故障率； λ ——非受力构件的故障率； λ_s ——构件的标准故障率（从表12.1选取）； a ——考虑到构件运行条件的系数； b ——考虑到非受力构件故障率减少的系数。 a 具有下列值：

壳体、法兰、垫片、密封件.....	1
阀门阀瓣的密封件.....	2
导向件、螺纹连接件、弹簧、电气元件.....	5

对于非受力机械构件、液动和气动元件， $b = 1 \cdot 10^{-4}$ 。对于电气设备（电动机，自整角机，变压器；扼流圈，电容器，电位计，测量仪表）的非受力元件， $b = (2.0-2.5) \cdot 10^{-4}$ 。对于继电器、转换开关和插塞接头， $b = 1 \cdot 10^{-3}$ 。

在保险期 T_r 内处于载荷下的部件无故障工作概率，按下式计算

$$P(t) = \exp \left[- \sum_{i=1}^n \lambda_i T_r N_i \right],$$

表 12.1 管道阀门某些构件和部件的故障率*

构件和部件的名称	故障率 λ , 10^{-6} 小时 $^{-1}$		
	最小值	最大值	平均值
铸成的壳体	0.016	0.910	0.400
重要铸件	0.015	0.700	0.175
垫片	0.011	0.225	0.137
紧固件	0.035	0.550	0.138
螺纹连接	0.011	1.960	0.020
螺旋副	0.280	4.970	1.590
滑动轴承	0.020	1.000	0.500
滚动轴承	0.020	3.630	1.100
齿轮传动	0.012	0.200	0.120
联轴节	0.001	0.049	0.025
离合器	0.065	3.210	1.640
螺旋弹簧	0.004	0.221	0.105
各种连接	0.0002	1.050	0.004
带橡皮密封闸门	2.620	11.760	6.000
带塑料密封闸门	9.320	26.510	16.280
涨圈部件	5.920	26.600	13.560
活塞缸(密封)	1.970	8.000	4.240
电气输出端	0.020	0.080	0.060
电磁铁	0.960	16.900	5.400
压力表	0.135	7.800	4.000

* 在产品的工作条件不恶劣和保险期短的条件下, λ 采用最小值, 当工作条件恶劣和保险期长的条件下, λ 采用最大值。

式中 N_i ——第 i 类型构件的数目; n ——构件的类型数。

仅仅在工作周期内处于载荷下的部件无故障工作的概率, 按下式决定:

$$P(t) = \exp\left[-\sum_{i=1}^n (\lambda_i T_{1, \dots, i} + \lambda_i T_{2, i}) N_i\right]$$

在某段时间 T 内不受力的部件无故障工作的概率, 按下式计算

$$P(t) = \exp\left[-\sum_{i=1}^n \lambda_i N_i T_i\right]$$

对具体阀门结构的构成拟出逻辑框图, 对其进行分析, 结果即可求出此产品无故障工作的概率。

由于上述可靠性是基于若干故障率的近似值计算出来的, 因而, 在此阶段计算得出的无

故障概率还不能当做本产品的可靠性参数来用。这些结果，只能用以确定各种结构方案可靠性的近似值或进行相互比较的目的。为了大致估计各种阀门的故障率，可以运用表12.2上给出的不同用途阀门的数据，这些数据是美国在1961—1963年试验时取得的。

表12.2 阀门的故障率

阀门类型	故障率 $\lambda_x, 10^{-6} \text{小时}^{-1}$		
	最小值	最大值	平均值
切断-排放阀	1.98	10.2	6.5
止回阀	3.27	14.1	5.7
旁通阀	1.41	8.13	5.88
安全阀	2.24	8.94	5.7
调节阀	1.0	19.8	8.5
三通阀	1.87	7.41	4.6
球阀	1.11	7.7	4.6

12.4 根据测定试验结果确定阀门的可靠性

测定试验和被确定参数 测定可靠性试验或简称阀门的可靠性试验是用来为确定阀门的实际可靠性指标以及确定它们与技术任务的要求是否相适应。这些试验的结果是作为列入技术文件内的阀门可靠性指标的基础。在运行条件下的试验能取得最完整的数据，但是要完成这些试验是困难的，因此需要进行与运行条件相符合的或相近的实验室或台架试验。在某些情况下，为了缩短取得数据的时间，可进行加速试验，这时就要创造更为复杂的条件。

对于新研制的和改进的产品要进行测定试验，并在试验件上或在按系列工艺制造的产品上来完成。在试验可靠性过程中，不允许对产品或它的单个构件进行结构上的修改。

当试验可靠性时要确定下列指标：

对于可恢复阀门：平均故障间隔、首次故障前的平均工作时间、在保险期内和保险期内的百分之 γ 概率寿命内的无故障工作概率以及维修性的指标；平均恢复时间、技术利用系数等。

对于不可恢复阀门：退役前的使用期，保险期，保险期内的百分之 γ 概率寿命，或保险期内的保证工作时间，保险期内的无故障工作概率等。

试验结果的处理步骤由苏联中央管道阀件制造工业设计局(ЦКБА)制定的部颁标准OCT—26—07—818—73规定。可恢复产品的试验样品的试验一直进行到连续故障不少于4次。这样，每个产品必须检修不少于3次，而且恢复时间必须进行测量和记录下来，当某种构件大量发生故障时，可用新结构之构件更换它，原发生故障构件的工作时间，从零算起。在计算可靠性时只考虑致命故障。工作能力并不完全丧失，而只是对运行感到困难的非致命故障，在计算可靠性时不予考虑，但得记录下来。

当试验属于不可恢复类的产品时，不容许进行修理，被试验对象发生首次故障之后即应予更换。对定型阀门产品及其零部件不容许进行结构修改。如果对试验中出现故障的阀门，

根据故障原因不必提前从试验中排除，则对于所有类型的阀门，试验的持续时间一般仅限于在规定的保险期之内。

可靠性试验应按预定的计划进行，在计划中应说明试验的目的，并给出有关在试验过程中发生什么样的产品缺陷应看作是故障的资料。

阀门的故障分布规律，目前揭示得尚不够充分，因此可以认为是未知数。用一次选取法对试验结果进行评价时，决定可靠性指标是在完成预定挑选数量的试验之后进行。试验数量不是决定于每次单个选取的观测结果，而是决定于全部观测结果。用这种方法试验的数量可能最少。通过计算确定可信性指标的上限和下限。如果技术要求没有明确规定可信概率 α 的具体数值，那么对于重要用途的阀门取可信性概率 $\alpha = 0.95$ ，而对于其余阀门 $\alpha = 0.90$ 。

一次选取法所要求的试验产品数量，是根据无故障工作的最小概率 $P_{m,n}$ 和最小用户风险 2β 来确定的。后者是从接受的批量产品中抽取一批检验质量具有较低 $P_{m,n}$ 值的概率来确定。一般采用 $2\beta = 0.1$ 。在特殊情况下（如试验新结构等）取得定购者的同意后，可采用 $2\beta = 0.2$ 或 0.3 。

为了确定应该进行可靠性试验的产品数，采用了一个准许数 C_n 在一批抽样产品中最大容许的缺陷数或缺陷产品数。当希望有最小试验数和试验费用时，建议采用 $C_n = 0$ 当 $2\beta = 0.1$ 在试验可靠性时，抽样产品的数量取决于 $P_{m,n}$ 的值，这在表12.3上给出。

表12.3 当 $2\beta = 0.1$ 时试验批量产品的数量 N_k （一批抽样的数量）

C_n	无故障工作的最小概率 $P_{m,n}(T)$											
	0.999	0.995	0.99	0.98	0.95	0.92	0.90	0.85	0.80	0.75	0.70	0.60
0	2301	459	226	114	45	28	22	14	10	8	7	6
1	3888	706	388	193	76	47	37	24	18	14	11	8
2	5320	1062	532	265	105	65	52	34	25	20	16	12

由于确定一批阀门的可靠性时，不容许对产品和它的单个构件改变结构，所以试验持续时间可不超过规定保险期限，如果在此期限内试验结果没有跟着发生故障，或它们的数量小于 C_n ，试验结果即可认为是满意的。

可恢复阀门可靠性指标的计算。对试验样品或按定型工艺制造的并属于可恢复阀门的产品进行测定试验，在试验结果的基础上找出产品无故障工作时间和恢复时间的分布规律。无故障工作时间取决于像工作循环数或出现首次故障前和依次发生的故障之间的以小时计算的工作时间。恢复时间就是排除故障所需要的时间。为了建立分布规律，试验时的故障数（或有关恢复时间的数据）应不少于24个。

可靠性和维修性指标是在取得无故障工作时间 $T_{f,i}$ 、恢复时间 t_i 、故障数 m 和试验时的总工作时间 T_s 的基础上计算出。当进行试验时，发生故障的产品要修复好。同时也要进行在技术任务规定范围内的日常维护工作（必要的调整，加润滑剂，拧紧填料函等），同时只容许利用该产品所规定的备件和附件。这些工作的范围仅限于试验计划的规定内容。排除引起故障的缺陷所需要的时间和无故障工作时间均应在试验日记上记录下来。

为了确定分布规律，建立一个包含无故障工作时间的变分级数值和恢复时间的变分级数值的辅助表，然后在相应的坐标纸上划出图形。判定所得到的试验分布接近哪一种理论分布

规律：指数分布、正态分布以及其他的分布。为此，按某一个符合准则进行比较，能保证最佳相符情况的理论函数，即认为适合于这批试验取得的分布规律。

下面给出在指数分布规律情况下确定可靠性指标的公式：

平均故障间隔

$$T = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n T_i$$

T值的置信下限

$$\underline{T} = \frac{2}{r_1(2n)} \sum_{i=1}^n T_i$$

T值的置信上限

$$\bar{T} = \frac{2}{r_2(2n)} \sum_{i=1}^n T_i$$

式中n——故障次数； T_i ——无故障工作时间（或循环数）， $r_1(2n)$ 和 $r_2(2n)$ ——根据表12.4来确定的系数。由此可见，平均故障间隔值的范围如下：

$$\underline{T} < T < \bar{T}$$

同样按这些公式计算首次故障前的平均工作时间 $\bar{T}_{f.}$ ，它的置信下限 $\underline{T}_{f.}$ 和置信上限 $\bar{T}_{f.}$ 。只是式中n——出现首次故障前的试验产品数； T_i ——第i个产品故障前的工作时间； $r_1(2n)$ 和 $r_2(2n)$ ——系数（见表12.4）。

表12.4 系数 r_1 和 r_2

$2n; 2m$	$r_1(2n);$ $r_1(2m)$	$r_2(2n);$ $r_2(2m)$	$2n; 2m$	$r_1(2n);$ $r_1(2m)$	$r_2(2n);$ $r_2(2m)$	$2n; 2m$	$r_1(2n);$ $r_1(2m)$	$r_2(2n);$ $r_2(2m)$
12	21.0	5.23	42	58.1	28.0	72	92.8	53.5
14	23.7	6.57	44	60.5	29.8	74	95.1	55.2
16	26.3	7.96	46	62.8	31.4	76	97.4	56.9
18	28.9	9.39	48	65.2	33.1	78	99.6	58.7
20	31.4	10.9	50	67.5	34.8	80	101.9	60.4
22	33.9	12.3	52	69.8	36.4	82	104.1	62.1
24	36.4	13.9	54	72.2	38.1	84	106.4	63.9
26	38.9	15.4	56	74.5	39.8	86	108.6	65.6
28	41.3	16.9	58	76.8	41.5	88	110.9	67.4
30	43.8	18.5	60	79.1	43.2	90	113.1	69.1
32	46.2	20.1	62	81.4	44.9	92	115.4	70.9
34	48.6	21.7	64	83.7	46.6	94	117.6	72.6
36	51.0	23.3	66	86.0	48.3	96	119.9	74.4
38	53.4	24.9	68	88.3	50.0	98	122.1	76.2
40	55.8	26.5	70	90.5	51.7	100	124.3	77.9

故障率 $\lambda = 1/T$ ，式中 T —— 平均故障间隔。故障率的置信上、下限按下式算出：

$$\underline{\lambda} = 1/\bar{T} \text{ 和 } \bar{\lambda} = 1/\underline{T}。$$

在保险期内无故障工作的概率

$$P(T_{p,y}) = \exp(-T_{p,y}/T)，$$

式中 $T_{p,y}$ —— 保险期内的百分之 y 概率寿命。如果将公式中的 T 替换上 \underline{T} 和 \bar{T} 的话，则可相应地确定置信度的下限和上限。

当处理试验数据时应排除离散数值（在每一组选取中不能多于一个这种离散值）。评价时可以利用绍维涅（Шовене）准则。小于 T 的离散值不应排除。当利用绍维涅准则时，要研究不等式

$$T_i - T > \tau_m S(T)，$$

式中 T_i —— 离散值， τ_m —— 绍维涅系数（见表12.5）， $S(T)$ —— 平均故障间隔的均方差。如果不等式成立，则 T_i 值被排除，替代它的是 T 值，然后对这种抽取样品，重新确定 T 和 $S(T)$ 值：

$$S(T) = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (T_i - T)^2}，$$

式中 n —— 故障次数。

表12.5 τ_m 的值

n	τ_m	n	τ_m	n	τ_m	n	τ_m
6	1.73	10	1.96	18	2.20	26	2.35
7	1.79	12	2.03	20	2.24	30	2.39
8	1.86	14	2.10	22	2.28	40	2.50
9	1.92	16	2.16	24	2.31	50	2.58

在恢复时间的分布服从指数规律时，可恢复闸门的维修性指标可按下列公式来确定：
平均恢复时间

$$T_s = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m T_{s,i}；$$

平均恢复时间的置信下限

$$\underline{T}_s = \frac{2}{r_1(2m)} \sum_{i=1}^m T_{s,i}，$$

平均恢复时间的置信上限

$$\bar{T}_s = \frac{2}{r_2(2m)} \sum_{i=1}^m T_{s,i}，$$

式中 $T_{s,i}$ —— 恢复时间； m —— 记测恢复时间的数目； $r_1(2m)$ 和 $r_2(2m)$ —— 根据表12.4确定的系数。由此可见，平均恢复时间的置信限

$$\underline{T}_{p, \dots} < T_{p, \dots} < \overline{T}_{p, \dots}$$

不可恢复阀门可靠性指标的计算 根据对试验样品或按定型工艺制造的产品的测定试验结果，确定所有产品平均故障间隔的分布规律，为此必须用足够数量的产品（约50）试验其可靠性。也可以对产品进行数量较少的试验，但不少于6个，这时平均故障间隔的分布规律认为是正态分布。

为了确定不可恢复阀门的可靠性，可利用下列指标：具有置信限的退役前平均寿命 $T_{p, \dots}$ 和保险期内无故障工作的概率 $P(T_{p, \dots})$ （置信下限）或要求的循环数。产品在试验过程中不容许进行修复。

可靠性指标是按正态分布规律来计算。阀门退役前的平均寿命按下述公式算出

$$T_{p, \dots} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n T_{p, i},$$

式中 $T_{p, i}$ ——第 i 个样品首次故障前的平均工作时间； n ——试验样品的个数；当没有出现故障时，则采用产品停止试验时所用去的工作时间。

退役前平均寿命的均方离差按下式计算

$$S(T_{p, \dots}) = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (T_{p, i} - T_{p, \dots})^2}$$

在没有出现故障的情况下，采用 $T_{p, \dots} = T_{p, i}$ ，但不少于1000次循环。为了确定离散值（在每一组选取中不应大于一个离散值）利用绍维涅准则。小于 $T_{p, \dots}$ 的离散值不容许排除。当利用绍维涅准则时应研究不等式

$$T_{p, i} - T_{p, \dots} > \tau_{\alpha} S(T_{p, \dots})$$

这里 $T_{p, i}$ —— $T_{p, \dots}$ 的离散值； τ_{α} ——绍维涅系数（见表12.5）。如果不等式成立的话，则 $T_{p, i}$ 值被排除，用等于 $T_{p, \dots}$ 的值来替代，然后再确定本批抽样中的 $T_{p, \dots}$ 和 $S(T_{p, \dots})$ 的值。

退役前平均寿命 $T_{p, \dots}$ 的置信下限按下式计算：

$$\underline{T}_{p, \dots} = T_{p, \dots} - \frac{1}{\sqrt{n}} S(T_{p, \dots}) \eta(n-1),$$

而置信上限按下述公式计算：

$$\overline{T}_{p, \dots} = T_{p, \dots} + \frac{1}{\sqrt{n}} S(T_{p, \dots}) \eta(n-1),$$

式中 n ——参与试验的样品数； $\eta(n-1)$ ——标准化参数（见表12.6）；

在保险期内无故障工作概率 $P(T_{p, \dots})$ 的置信下限按下式确定：

$$P(T_{p, \dots}) = F_0 \left[\frac{\underline{T}_{p, \dots} - T_{p, \gamma}}{S(T_{p, \dots})} \right] / F_0 \left[\frac{T_{p, \dots}}{S(T_{p, \dots})} \right],$$

式中 $F_0(x)$ ——表12.7上给出的函数； $T_{p, \gamma}$ —— $\gamma\%$ 保险寿命（在技术任务书中规定的保险期内寿命）。

如果
分母可取1。

$$T_{p, c, n} / S(T_{p, c, n}) > 3,$$

表12.6 $\eta(n-1)$ 的值*

n-1	$\eta(n-1)$		n-1	$\eta(n-1)$	
	$\alpha=0.90$	$\alpha=0.95$		$\alpha=0.90$	$\alpha=0.95$
5	2.015	2.571	20	1.725	2.086
6	1.943	2.447	22	1.717	2.074
8	1.860	2.306	24	1.711	2.064
10	1.812	2.228	26	1.706	2.056
12	1.782	2.179	28	1.701	2.048
14	1.761	2.145	30	1.697	2.042
16	1.746	2.120	40	1.684	2.021
18	1.734	2.103	60	1.671	2.000

* 这里 α —置信概率。

表12.7 函数 $F_0(x) = \frac{1}{2\pi} \int_0^x e^{-x^2/2} dx$ 的值

x	$F_0(x)$	x	$F_0(x)$	x	$F_0(x)$
0.30	0.6179	1.10	0.8643	1.95	0.9744
0.35	0.6368	1.15	0.8749	2.00	0.9772
0.40	0.6554	1.20	0.8849	2.05	0.9798
0.45	0.6736	1.25	0.8943	2.10	0.9821
0.50	0.6915	1.30	0.9032	2.15	0.9842
0.55	0.7088	1.35	0.9115	2.20	0.9861
0.60	0.7257	1.40	0.9192	2.25	0.9878
0.65	0.7421	1.45	0.9265	2.30	0.9893
		1.50	0.9332		
0.70	0.7580	1.55	0.9394	2.35	0.9906
0.75	0.7734	1.60	0.9452	2.40	0.9918
0.80	0.7881	1.65	0.9505	2.50	0.9938
0.85	0.8023	1.70	0.9554	2.60	0.9953
0.90	0.8159	1.75	0.9599	2.70	0.9965
0.95	0.8289	1.80	0.9641	2.80	0.9974
1.00	0.8413	1.85	0.9678	2.90	0.9981
1.05	0.8531	1.90	0.9713	3.00	0.9986

12.5 根据检查试验的结果确定阀门的可靠性

进行检查或定期可靠性试验的目的是为了检查出厂产品可靠性指标与规定的要求是否一致。阀门的技术要求或标准规定了应进行检查的周期。但不少于每一、二年进行一次。当改变结构材料或工艺会影响可靠性指标时，也需重新进行检查。这时试验的范围会增加，它们称作标准试验，试验一般采用产品的一次取样法进行。

当指数分布规律成立时，试验的目的在于检查在标准上和技术要求上所指定时间内的阀门无故障工作概率。当正态分布规律成立时，需要确定在产品的标准上和技术需求上所指定的时间内，以及在平均故障间隔时间（平均无故障工作时间）内，无故障工作的概率。当遵从其他的分布规律包括未知的规律时，需要确定标准上和技术要求上所指定时间内以及这个时间的一半时间内的无故障工作概率。

经受检查试验的产品是那些通过制造厂的技术检验的产品。

检查故障流的概率是在产品无故障工作概率的下限值 $\underline{P}(T)$ 数据的基础上利用下式进行：

$$\underline{P}(T) = \exp(-\lambda_{\dots} t)$$

这里 λ_{\dots} —— 在技术条件中所规定的故障率的上限值， t —— 给出可靠性指标的时间（一般为保险时间），小时；计算所得的 $\underline{P}(T)$ 值应与检查试验结果进行比较。

平均故障间隔（无故障工作的平均时间）的检查是在产品无故障工作概率下限值 $\underline{P}(T)$ 的数据基础上进行。这时，对于正态分布规律，在平均故障间隔（无故障工作的平均时间）内，使用公式 $\underline{P}(T) = 0.5$ ；对于指数分布规律时，使用的公式为：

$$\underline{P}(T) = \exp(-1/T)$$

式中 T —— 技术要求所给定的平均故障间隔（无故障工作的平均时间）的下限值。由计算取得的 $\underline{P}(T)$ 应与检查试验的结果进行比较。进行可靠性检查试验通常可选取要求的故障次数等于零。

为进行可靠性检查试验所需要的产品数量 N ，根据表 12.3 来决定。通过改变产品的试验时间（当无故障工作的时间按指数或正态规律分布时），在保证给定概率置信度的条件下可以改变供检查试验用的产品数量。在阀门检查试验结果的基础上，同样可确定退役前的平均寿命，保险期间内的 $Y\%$ 概率寿命和保险期内的无故障工作概率。

12.6 在试验少量样品的基础上确定核动力装置用的重要阀门的可靠性

由于核动力装置上用的大通径的重要阀门造价很高，出厂批量小，所试验对象的数量一般较少。因此为计算它们的可靠性指标，要求采用只能限于少量试验样品的的方法，下面所述的方法就是苏联中央管道阀门制造工业设计局（ЦКБА）所制定的，它在少量试验样品（不少于 4 个，不多于 23 个）和具有推断性信息的基础上可以确定出工作时间的分布规律。这个方法是为具有可靠性高（ $P > 0.95$ ）的阀门用的。

对类似产品和部件进行类似的试验，由此而得到的可靠性指标的数据，可用作推断性信

息，凡在结构上与试验对象相似的产品或部件，其计算的可靠性相同，即使其中有少量的零件有所不同，但它们比试验对象中的相应部件具有更高的可靠度，在这些条件下这些产品或部件即可认为与试验对象类似。这个方法对于可恢复和不可恢复的两类阀门都可运用。

属于推断性信息的有： T_i ——与过去试验过的类似产品的无故障工作时间； m^* ——本次试验时的故障数量； $F_i(T)$ ——工作时间的分布规律；属于经验数据的有： T_i ——试验过的产品无故障工作时间； m' ——多次试验的故障数量。对经验数据（产品试验结果）进行处理，并参考推断性信息（有关类似产品的数据）可确定无故障工作时间的分布规律和保险期内无故障工作的概率。

为确定工作时间的分布规律，运用推断-经验函数法，这时推断性信息数据是借助于称作核算曲线图得出的。给出工作时间的推断分布规律 $F_i(T)$ 或相似产品的工作时间数列 T_i 。如果予先不确定 $F_i(T)$ ，则它可按 T_i 值的数据画出图形。经验数据可写成产品工作时间 T_i 的数列的形式。

为了确定推断性信息的比值，应算出推断性分布的可信性系数

$$\omega = m^* / (m^* + m'), \quad 0 \leq \omega \leq 1.$$

然后确定推断性数据分布和经验数据分布的工作时间分布区域的范围 $[a, b]$ ，这里 a 和 b ——两列数据 T_i 和 T_i 工作时间的最小值和最大值。例如 $T_i = 35, 72, 94, 110, 242$ ； $T_i = 27, 31, 81, 115, 139$ ，这时 $a = 27$ ； $b = 242$ 如果 a 和 b 是未知数，而推断性信息是以工作时间分布函数的形式 $F_i(T)$ 给出的，立时取 $a = 0$ ； $b = T_i + 3S$ 或 $b = T_i + 4S$ ，这里，

$$T_i = \frac{1}{m^*} \sum_{i=1}^{n^*} T_{ij}, \quad S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n^*} (T_{ij} - T_i)^2}{m^* - 1}}$$

按下列方式画出核算曲线 当未预先给定 $F_i(T)$ 时，核算曲线是按下列辅助表上所给的数据来建立的。

T_i	n_i	H_i	H_i/m^*	Y_i
1	2	3	4	5

在该表上 T_i 在第一栏写一次，不重复； n_i ——实现相应于第一栏内所列数值的次数，放入第二栏，累积次数 $H_i = n_1 + n_2 + n_i$ 放入第三栏，比值 $H_i/m^* = F_i(T_i)$ 放入第四栏。放入第五栏内的是： $Y_i = \omega F_i(T_i)$ ，并按它的值划出第一条核算曲线。当 $F_i(T)$ 已知时，可利用列有 T_i 和 Y_i 值的表

T_i	Y_i
1	2

在第一栏写下20~30个 T_i 的任意选取的值。它们是从 a 到 b 区段内等间隔分布的；在第二栏内写下 $Y_i = \omega F_i(T_i)$ 的值。

在坐标纸上按下列各线的交点划出核算曲线 $F_i(T_i)$ 。沿横坐标截取上表所给的 T_i 的值，沿纵坐标截取 Y_i 的值，相应的数据取自上列表内。把所有交点连成折线，这就是核算

曲线 $F_i(T)$ 。每次实现经验分布函数时的增量按下式确定

$$\delta = (1 - \omega) / m^2$$

在已建立的线图上沿横坐标轴从 a 到 b 画出的各曲线 Y_i ，互相之间具有等高 δ 。这些曲线具有表征推断性分布函数 $F_i(T)$ 的核算曲线的形状。从横坐标轴向上数的第一条线通过 $A(a, 0)$ 点和 $C(b, \omega)$ 点（见图12.1），其余的曲线平行于第一条线，其间距分别为 $\delta, 2\delta, 3\delta, \dots, l\delta$ ，这里 l ——不同 T_i 值的数目。最后一条应通过 $B(b, 1)$ 点。在横坐标轴的 $T_i \pm \Delta/2$ 各点上引出垂直线（这里 Δ —— T_i 值的测量精确度）。找出 $T_i - \Delta/2$ 点上的垂线与第 i 条曲线的交点以及 $T_i + \Delta/2$ 点上的垂线与第 $i+1$ 条曲线的交点。用折线将 $A(a, 0)$ 点到 $B(b, 1)$ 点之间的所有交点连接起来（见图12.1）。

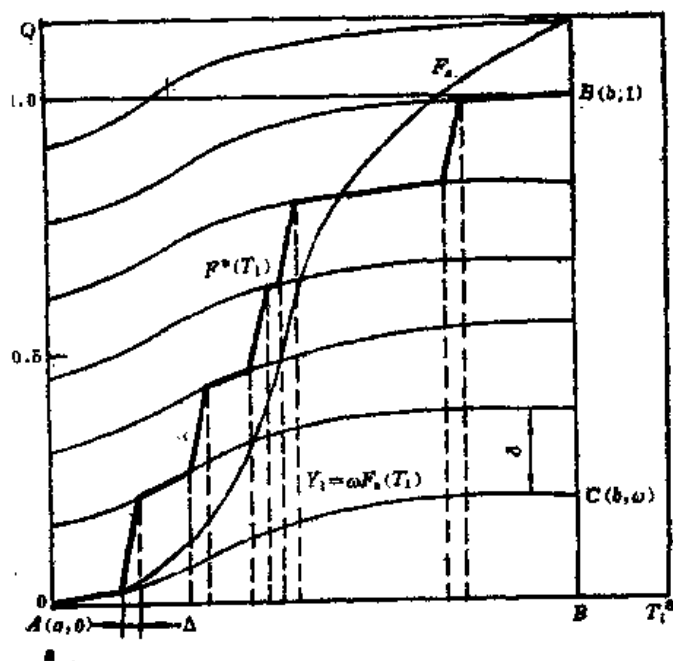


图12.1 核算曲线

借助于图线可以确定在保证循环次数 T_i 内的故障概率 Q 。为此，从 $(T_i, 0)$ 点作一条垂直于横坐标的垂线与折线 $F^*(T)$ 相交，从交点作一条直线平行于横坐标轴。这直线与纵坐标轴相交，其交点确定所要求的保证循环次数 T_i 内故障概率 Q ，在保证循环次数内无故障工作的概率 $P = 1 - Q$ 。这样一来，获得的 $P(T_i)$ 不小于 P 。

当工作时间的分布规律是正态分布或可以当作正态分布时，对于不可恢复阀门少量（少于20）观察的结果，可根据部颁标准OCT26—07—862—73进行处理。当只根据不多于6个产品的试验结果确定可靠性指标时，应于完成观测后在阀门的实际运行的条件下进一步修正可靠性指标。

12.7 标准可靠性指标

为了保证出厂阀门具有应有的质量，由国家标准和技术要求规定了阀门可靠性指标的标淮值。对于核动力装置用的阀门，可靠性指标的综合量 and 它们的值取决于阀门的用途、它的重要程度、管道类别、安装的位置以及一系列其它的技术经济指标。

表12.8 工业阀门的可靠性指标 (不低于下列数值)

产 品 名 称	关闭件的 密封	D _y , 毫米	退役前的平均 使用期 T _{с.н.} , 年	退役前的平均寿命 T _{в.с.н.}		平均故障间隔 T ₀	
				10 ² 个 循环数	10 ⁴ 小时	10 ² 个 循环数	10 ³ 小时
				碳钢和耐蚀钢制成的明杆式楔形闸阀	金属材料	≤300 >300	10 10
碳钢制成的带填料密封切断截止阀	氟塑料 金属	— —	10 10	100 60	8 8	27 12	14 14
耐蚀钢制成的带填料密封切断阀	氟塑料 金属	— —	10 10	100 60	8 8	27 18	14 14
碳钢制成的波纹管式切断阀	氟塑料 金属	— —	10 10	100 80	8 8	27 12	10 10
耐腐蚀钢制成的波纹管式切断阀	氟塑料 金属	— —	10 10	100 90	8 8	27 15	10 10
碳钢和耐蚀钢制成的安全阀	氟塑料 金属	—	8	7.5	6	1.2	10
碳钢制成的填料密封调节阀	氟塑料 金属	—	12	—	10	—	10
碳钢和耐蚀钢制成的阀前和阀后压力调节器	氟塑料 金属	—	10	—	8	—	8
碳钢和耐蚀钢制成的升降式止回阀	氟塑料 金属	—	10	—	8	—	12
碳钢和耐蚀钢制成的旋启式止回阀	氟塑料 金属	≤300 >300	10 10	— —	8 8	— —	12 10
碳钢和耐蚀钢制成的停汽阀	氟塑料 金属	— —	10 10	100 50	8 8	25 8	12 12
碳钢和耐蚀钢制成的瓣板	—	≤300 >300	10 10	50 30	8 8	8 6	12 12
碳钢和耐蚀钢制成的热动力式疏水器	—	—	10	—	8	—	12
碳钢制成的浮子式疏水器	—	—	5	—	4	—	8
碳钢和耐蚀钢制成的电磁阀	—	—	7	500	5	100	80
电动装置	—	—	10	100	8	27	12
气动装置	—	—	10	100	8	27	8

属于可恢复产品类的阀门, 可规定下列指标:

- 1) 退役前的平均使用期限;
- 2) 退役前的平均寿命;
- 3) 保险使用期限;
- 4) 保险期内无故障概率;
- 5) 保险期内的百分之Y概率寿命;
- 6) 首次故障前的平均工作时间;
- 7) 平均故障间隔。

属于不可恢复产品类的阀门, 规定了下列指标:

- 1) 退役前的使用期限;

- 2) 退役前的平均寿命;
- 3) 保险使用期限;
- 4) 保险期内无故障工作概率;
- 5) 保险期内百分之Y概率寿命, 或保险期内的保险工作时间。

当建立标准可靠性指标时, 必须既考虑核电厂设计者的要求, 也要考虑阀门在核电厂运行条件下的可靠性指标实际值的统计数据。因为在能源领域中核动力的利用仅仅是开始发展, 核动力装置上的阀门运行经验还不足。今后随着已运行的和新投入运行的核装置的运行经验和工作结果的积累, 它们的可靠性指标将不断地进行完善。

可靠性指标值发表于阀门的标准技术文件上, 如各种标准、技术要求以及其他技术参考资料等等。

对于工业阀门, 可靠性指标在一定程度上已系统化了, 并根据苏联中央管道阀门制造工业设计局(ЦКБА)的建议作了相应的规定。有关工业上主要类型可恢复阀门可靠性指标的某些数据, 在表12.8中给出。对于核动力装置用的阀门, 由于它们的统计数据还不够多, 所以还没有制定出可靠性指标的标准值。因此可靠性指标或者应当借用工业阀门的可靠性数据, 如果它们可行的话, 或者应当作特殊规定, 借以指导设计对可靠性要求更高的阀门。

对于核动力装置用的阀门, 平均使用期限一般规定为25—40年。核动力装置上的阀门, 绝大多数产品属于不可恢复阀门类, 但它是可以修理的设备。

12.8 核动力装置用阀门的可靠性运行数据

在核动力装置工作的条件下迄今积累了一定的阀门运行经验, 因而可以得出一定的结论和经验, 用以今后继续改善阀门的结构设计和运行指标。可指出的是: 尽管在核动力装置上的阀门是在复杂的运行条件下工作, 以及在强度、无故障性和寿命方面都有很多要求, 但一般地说, 它们尚能满意地完成自己的功能, 使核动力装置在接近设计要求的正常条件下工作。然而在提高安全阀和调节阀的可靠性方面还必须制定出一系列的改进措施。

对出现的各种故障特征进行分析表明, 在核动力条件下, 所采用的结构材料能满足基本的工作要求, 因而在零件强度方面不必提出更高的要求。但垫片材料、填料、堆焊材料还必须不断进行改善。

现在我们来研究各种装置上出现的阀门故障。这些故障没有造成事故情况, 它们基本上在阀门或管路设备的巡视、检查和修理过程中就被发现和加以排除了。下面将要介绍的阀门缺点或故障的实例, 仅对用于第一代核动力装置上的阀门结构具有代表性。其中大部分缺陷已被消除, 结构也得到了改进, 但了解有关阀门可能出现的缺陷特性, 不论是对设计人员, 还是运行人员都是有益的。因此把它们引证出来。

在大功率石墨慢化沸水反应堆(PBMK)装置上, 仅在一个堆的主回路上就采用了约100种规格类型的阀门, 其总数达2500个。阀门在监督下运行了12000小时。在此期间约有20%的阀门(500个)经过了计划内的检查, 检查的结果证实了在装置上使用的绝大多数阀门都具有正常的工作能力。没有出现金属被腐蚀破坏的情况, 因而可以得出结论, 证明阀门的主要结构材料(08X18H10T)和密封表面堆焊材料(UH-6, UH-12M)的选择是正确的。填料函内使用牌号为AT-1的填料证明具有足够高的运行性能。

$D_1 = 800$ 毫米的主切断闸阀曾发生过故障, 有的是因为破坏了运行规程(如把切断闸阀

当作调节阀使用，没有去除介质的压力就打开闸阀，使契块圆盘撞裂），有的是出于加工工艺和结构设计上的缺陷（偏离了所要求的热处理制度，在阀杆的某些截面上出现应力集中等等）。

在大功率石墨慢化沸水堆装置的回路上首次使用的带旋转空心阀瓣的大公称通径调节阀的运行经验，证明它们有较大的缺点，由于在工作介质中具有多种机械夹杂物，因而阀杆在转动时可能被卡死。曾试图增大阀杆与护套之间的缝隙，但结果加大了缝隙内的漏流，导致增大浸蚀性磨损。 $D_v = 100-250$ 毫米的阀门，采用在阀瓣的导向表面上堆焊一层耐磨性高的合金，并改变通流部分的形状，以排除微粒在阀体内积存的可能性，这样缺点就被消除了。

在上述的实际情况下，调节大流量的阀门采用双座调节阀更为适合。 $D_v = 250-500$ 毫米的双座调节阀的运行经验进一步证明它们具有很高的可靠性。

利用在石墨慢化水冷模式堆核电厂（别洛雅尔斯克的I、II号反应堆及BK-50汽轮机）上的阀门所积累的运行经验，制造了安装在在大功率石墨慢化沸水堆核动力装置上的阀门。在BK-50装置上的约900个阀门从1965年开始投入使用。分析从1965年到1972年期间的阀门工作状况，证明阀门基本上能完成其功用。安装在高压回路上的多层波纹管切断阀的工作状况为最好。低压阀门的可靠性就小了，因为在焊接结构的单层波纹管的焊缝上出现过裂纹和气孔而发生过故障。在现今采用的单层无缝波纹管阀门的运行经验证明它们具有高的可靠性。

七年运行期内，共有110个产品曾发生过故障。最常见的典型故障有：波纹管不密封（36起故障），阀瓣不密封（35起），阀体与阀盖连接的密封性受到破坏（21起），驱动机构工作故障（67起）。填料的不密封性主要是含分层石墨的干石棉绳作填料时发现的。虽然在一年的运行时间内尚未直观的察觉出蒸汽和水的泄漏，但放射性气体已穿过填料往外泄漏了。目前采用的填料和填料函的结构已能保证所要求达到的密封度。引漏系统也暴露出缺陷，影响到通过填料的泄漏增大，后来对此缺陷已进行了修改。对于大尺寸的阀门，增大填料函填料的高度，结果证明是合理的。

密封圈的翘曲主要在闸阀内的闸板上造成了泄漏。形变竟达到0.05毫米，取出后进行了研磨。高压闸阀沿阀体与阀盖的法兰连接处发生了泄漏。它是在回路加热和冷却二、三个循环后就出现了，这就使得必须加上 Ω 密封焊， Ω 密封焊的焊接应当在启动后经过一定的时间，例如经过3000小时后再进行。在核动力装置启动后的最初时间内，没能仔细地清洗回路内安装时存留的残渣，成为影响阀门工作能力的主要因素。实际上未被冷却剂的化学分析所确定的固体微粒的残渣和焊瘤对所有阀门的工作都可引起明显的破坏：如密封面变形，很多情况下被卡住等，随着运行时间的增加，这类情况的发生次数会逐渐减少。

最初，绝大多数大尺寸的阀门，在阀体与阀盖连接的地方，采用橡胶石棉垫片。但由于它们很快就失效，故已采用金属齿形垫片，但它们也没能保证所要求的密封。只有在细心的研磨装配法兰，并保证凸峰磨钝不大于0.2毫米的情况下，利用金属垫片才能达到满意的结果。最后所有阀盖与阀体的连接处都焊上 Ω 密封焊。

在用活塞驱动的安全阀上，活塞环曾发生过硬卡现象，结果驱动装置出了故障。以后活塞换上了一般的填料密封，它们甚至在长时期（达七个月）放在回路内而不试验的情况下，也能保证阀门的正常动作。

在别洛雅尔斯克核电厂的主要回路内，使用了39种规格不同类型不同的7500个阀门。阀门从1963年开始运行，在运行期间经常进行预防性检查。一年二次进行小修，包括更换润滑剂，重紧填料函或更换填料函中的填料，清洗并润滑轴杆、轴承和螺纹连接，重紧法兰连接的螺栓等等。一、二回路的阀门要进行大修（拆装、研磨密封面、更换磨损零件，更换紧固件、垫片等等）。

在检修期间，发现一、二回路上堆焊司太立特硬质合金ВЗК的个别闸阀密封面有微观裂纹。用作填料的牌号为АС和НВДТ-1с的石棉绳换成了牌号为НВДТ-2м (АПРПС) 含二硫化钼粉末的填料，运行结果状况良好。由于冷却剂活性小，不会有因介质渗过填料污染房间的直接危险，因此，填料泄漏的监测系统已被拆除。

由于阀门检修时切割 Ω 密封焊有困难，在电厂一回路上安装的阀门中（全部闸阀总数为555个）只有 $D_1 = 200$ 毫米的18个闸阀添加了 Ω 密封焊。在运行期间只有一个闸阀从管路上切割了下来。安装在核电厂的阀门具有能检修性。只是止回阀由于结构上不能拆卸，检修感到困难。在高压波纹管阀门上，阀盖与阀体的连接采用螺纹方案，在检修与运行时引起不便，法兰连接是更好的方案。

闸阀填料函的压盖环是由司太立特硬质合金ВЗК制成的，其硬度超过轴杆，填料函的轴衬同样具有比轴杆更大的硬度，所有这些已导致轴杆的磨损，因此轴杆必须用强度更高的材料制造，然后进行研磨和抛光。压盖环的设计应考虑把它们从填料盒内取出的可能性。

在阀门轴承和驱动装置内，当温度达到 $120-170^{\circ}\text{C}$ 时，润滑油УТВ-1-13和ЦИАТИМЭ 201会从轴承中流出，结果会造成滑动和滚动轴承的快速磨损，以后在这些条件下采用了润滑油ЦИАТИМ-221，它们在上述温度下仍是稳定的。

在新沃罗涅什压水反应堆核电厂的工艺回路上安装了8000多个阀门，其中约有6000个是波纹管式截止阀。各个回路上的阀门工作时间一般为20,000—60,000小时，平均每年要检修的阀门占阀门总数的6—9%。检修的主要内容是研磨阀瓣—阀座部件的密封表面来消除泄漏。平均研磨周期对于运行在蒸馏水中的阀门每隔4—5年进行一次，对于其余的阀门每隔2年进行一次。破坏阀瓣密封性的主要原因是在密封面上沉积氧化皮的固体颗粒、焊瘤和沙粒等。

安装在一号机组上的阀门有20%一次也未曾检修过，20%的阀门更换了新的。在运行期内发现阀门沿法兰接合处的密封受到破坏只是个别情况。采用填料АГ-1的闸阀，填料函内的填料每隔1—2年更换一次。阀门的动作频率为每年50—80个循环，而在排污回路上的阀门每年约400个循环。

如前所述，驱动装置发生的故障数一般说来高于阀门其他部件。在核动力装置上的阀门所装备的老式结构的电动装置，在运行过程中发现了下列不足之处。

在该核电厂的一号和二号机组上，在阀门的电机与减速器相连的联轴节上的凸轮折断和磨损（在总数4000个中每年不到10个故障）；

驱动装置向手动操纵的切换不灵敏（达驱动的80%）；

开关盒的引线填充未能保证电线的密封；

行程开关的凸轮支架没有保证可靠的定位，导致整定失调；

离合器开关与行程开关分开布置，使得必须要用两根电线引线；

为了在启动期间闭锁离合器开关，必须设置辅助时间继电器；

表 12.9 核动力装置阀门出现的故障

阀门名称	设计参数		在装置上的阀门总数	安装地点	运行条件		实际平均故障间隔 T_f , 10 ³ 小时	出现的故障和产生的原因	排除故障的方法
	D_v , 毫米	P_v , 千克力/厘米 ²			P_v , 千克力/厘米 ²	t , °C			
主切断阀	800	100	20	主循环泵入口管道和旁路管道	70—100	280	11	在两个闸阀的闸杆和闸板连接处闸杆脱开了。原因：当阀体内系沸水压力时开闸门；不按用途使用，利用它作介质的节流；结构-工艺特性不好。 APPC填料不密封	严格按照用途使用闸阀；由闸杆的圆柱形部分向闸头的过渡区应做成3毫米半径的圆弧。 填料换成 AI-1，并把它放在压模内压成填料圈。
楔形闸阀	500	25	10	脱氧器的凝结水管和蒸汽管道	7—25	30—200	8	在两个闸阀上闸杆弯曲了；由于错误地整定终端开位置	更换闸杆
	300	40	30	汽泵、脱氧器和热水器的凝结水管线和供汽管线	0.04	160	6	安装在凝结水再循环管线上上的闸阀，在其密封面和出口管接头处，出现了侵蚀产生的孔眼，闸阀未接用途使用。	更换在真空下能工作的阀门。
止回阀	800	100	10	主循环泵出口管路和旁路	70—100	280	12	在轴承区有个别咬住的情况	轴套再钻孔
节流阀	800	100	8	主循环泵的出口管路	70—100	280	6	调节用的驱动功率不够，变速器的功率不够；圆盘遭到破坏。	改装阀门结构
带空心轴 驱动的转动 调节阀	150	65 ($\Delta p=16$ 千 克力/厘米 ²)	3	凝结水管路	19 ($\Delta p=12$ 千克力/ 厘米 ²)	210	4	闸门旋塞咬死，严重浸蚀磨损	使转型调节阀更换为双座调节阀
	250	25	5	脱氧器和蒸发器的供汽管路、凝结水管路	12 ($\Delta p=6$)	190	4	闸门旋塞咬死，严重浸蚀磨损	转型调节阀更换为双座调节阀
	800	16	73	脱氧器和蒸发器的供汽管路、凝结水管路	1.2— 11.0	190	4		

大功率沸水堆核动力装置阀门

别洛雅尔斯克核电厂的阀门

楔形闸阀	200	160	340	20	160	340	4	冷热处理时，阀盖-阀体连接处泄漏；没有O型密封	更换紧固件的材料：螺栓用25X2 MΦA，螺母用38XBΦOA，未发现泄漏。
	100	13	200	54	14	250	4	阀杆划伤	换上用硬度高的（渗氮后的布氏硬度为60-70）钢38XBΦOA制成的阀杆替代14X17H2钢
波纹管截止阀	50	6	130	27	14	250	4	由于阀门大量的工作循环数（每昼夜约20个循环），发现在阀瓣的密封面上有划伤。	检修后划伤消除
								由于工作在高参数下，波纹管故障	换上多层波纹管阀门

压水堆装置的阀门

波纹管截止阀	50	120	300	4	120	260	4	由于框架部件结构上的缺点而产生的故障	做完产品结构的改善工作
	50	10	350	100	7	100	8	由于系统启动时的水击而造成波纹管管的破坏	产品上换成多层波纹管
节流阀	32	140	350	2	120	260	11	由于零件结构上的缺点，与母体金属堆焊处分流阀受到破坏。	改变分流阀的结构

采用单向限制扭矩离合器，在阀杆进行开启时咬死，不能保证切断驱动装置。

为了记录限制扭矩 M_r 离合器的信号，须采用托板继电器。

对于每一种驱动类型，电气控制线路都不相同；

在开关盒内，蜗轮蜗杆副受到磨损。

1974年一年内，在4000个驱动装置中，在控制电路方面的总故障数（调整凸轮，微动开关故障，开关盒内的蜗轮蜗杆副磨损等等）就有500个，即一年内每8个驱动装置就有1个故障。目前苏联工厂已生产新系列的驱动装置，上述不足之处在新系列中基本上得到克服。

国外核电厂阀门最经常遇到的故障大概也具有同样的特点，例如，在有关的报告上给出的从1967年至1972年期间，有关美国核电厂阀门工作的数据，可作出下列结论：

- 1) 在所有装置上都发现了阀门的故障；
- 2) 阀门故障的原因各种各样，都是由设计、制造、安装和运行中的缺点造成的；
- 3) 绝大多数阀门本身的故障是由于关闭件、填料函以及其他密封装置的密封受到破坏所引起的；
- 4) 驱动元件，电源和信号的故障比阀门本身的故障次数高出一倍。

对所遇到的故障特性和它们出现的原因进行分析的结果，有助于对核动力装置系统阀门的可靠性数据进行系统分析，结论如下。在表12.9上给出苏联核动力装置阀门的某些故障。在压水反应堆系统阀门运行经验的基础上，在给定的运行条件下，可以认为下列可靠性指标是有依据的。对于排污系统：

使用期	3—4年；
平均寿命	28,000小时（约1600个循环）；
平均故障间隔	28,000小时（约1600个循环）。

在现在的条件下，截止阀的使用期受到阀门关闭件平均故障间隔的限制。对于其他的阀门：

使用期	10年；
平均寿命	50,000小时（约1500个循环）；
平均故障间隔	15,000小时（约300个循环）。

目前大功率石墨慢化沸水堆（РБМК）核动力装置上阀门的运行经验不足，据此还不能合理的确定其可靠性指标标准值。

表12.10 事故情况的特点和原因

原 因	核电厂名称和事故发生日期					
	德累斯顿-2 70年8月5日	蒙蒂塞洛 71年9月28日	“磨石”-1 71年10月10日	德累斯顿-3 71年12月8日	蒙蒂塞洛 72年2月26日	德累斯顿-3 72年5月4日
安全阀打开得比整定的位置更大	是	否	否	是	是	是
安全阀完全没有关闭	是	否	否	是	否	否
排放阀打开得比整定位置更大	否	否	是	否	否	是
排放阀完全没有关闭	否	是	是	否	否	否
主蒸汽管路上的停汽阀关闭先于安全阀打开	是	不使用	不使用	是	否	是
破坏运行规程	是	否	否	是	是	否
停工时间，昼夜	52	< 1	13	20	1.5	4

在美国各种沸水反应堆核电站，由于安全阀和停汽阀故障而造成的事故工况，列于表12.10中。冷却剂的泄漏是通过安全阀或排放阀在过渡过程时发生的，它们或因提早动作，或虽及时动作，但都没能关闭好。从已有的有限数量的运行统计资料说明，每座反应堆运行2年就发生一起因安全阀或排放阀故障引起的冷却剂泄漏事故。在表12.11上列出了阀门运行分析的结果，这是根据三遍有关美国核动力装置阀门自1967年至1972年期间内的工作状况概述而编制的。

表12.11 美国核动力装置阀门故障评述^[13]

故障特点	1967—1971	1971—1972	1972(5—9月)
总故障数	171	121	81
每年在一个装置上发生的阀门故障的平均数	2.5	2.8	8.1
按故障元件分类			
阀门和阀内装置	74 (43%)	47 (39%)	25 (31%)
阀门驱动装置和外部装置	97 (57%)	74 (61%)	35 (43%)
不明原因	—	—	2 (26%)
按最多故障数的阀门功能分类			
蒸汽管道上的停汽阀	—	19	—
蒸汽管路上的其他阀门(汽轮机旁通阀、切断阀、调节阀)	—	12	—
调节阀(压力、水位、容积调节)	—	6	—
安全阀或排放阀	—	16	—
按驱动装置分类			
电动机	54 (32%)	—	—
其他(螺管线圈、气动或液动)	117 (68%)	—	—
按最多故障数的系统分类			
反应堆冷却系统和能量转换系统	75 (44%)	—	49 (60%)
蒸汽系统: 停汽阀	—	19 (16%)	—
蒸汽系统: 停汽阀	—	8 (7%)	—
高压冷却剂喷射系统或事故冷凝器	—	7 (6%)	—
事故冷却系统	37 (22%)	—	11 (14%)
其他安全系统	43 (25%)	17 (13%)	8 (10%)
事故冷凝器	—	10 (8%)	—
硼酸溶液调节系统	—	4 (3%)	—
从柴油机来的空气管道	—	3 (2%)	—
辅助系统和公用系统	16 (9%)	—	—
按一般故障的起因分类			

续表

故 障 特 点	1967—1971	1971—1972	1972(5—9月)
外因(操作错误,方法不妥,运动装置)	18	—	—
结构不完善,或使用不正确	42	—	—
不正确的使用、试验或刻度	44	17 (14%)	31
制造过程质量检查不认真或安装不正确	19	—	—
运动不正确	—	—	3
由于执行机构的零件磨损引起的故障和损坏	—	22 (18%)	—
紧固件的削弱	—	20 (16%)	—
大量的泄漏	—	17 (14%)	—
外来物落入阀门或执行机构上	—	14 (12%)	—
阀门操作电路上的其他故障	—	14 (12%)	—
包装缺陷	—	11 (9%)	—
事故不明或偶然的原因	48	—	—
按事故时反应堆的状态分类			
一般的工作条件状态	54 (36)	—	—
启动状态(满功率以下运行)	6 (5)	—	—
停堆状态	3 (3)	—	—
事故停堆	3 (10)	—	—
停堆,包括在压力和温度条件下进行试验时的部分热功率下的工作	105 (105)	—	—

* 在括号内所给出的数据,是在进行符合指定状态的计划内试验所观察到的故障数。

参 考 文 献

- [1] Благов Э. Е., Ивницкий Б. Я. Дроссельно-регулирующая арматура в энергетике. М., «Энергия», 1974.
- [2] Гарбер Д. X. Энергетическая арматура высоких параметров. М., «Машиностроение», 1968.
- [3] Гуревич Д. Ф. Расчет и конструирование трубопроводной арматуры. М.—Л., «Машиностроение» 1969.
- [4] Гуревич Д. Ф. Трубопроводная арматура. М.—Л., «Машиностроение», 1975.
- [5] Динабург Б. И. Арматура трубопроводная для тепловых и атомных электростанций за рубежом. М., Изд. НИИИФОРМТЯЖМАШ, 1975.
- [6] Маргулова Т. X. Атомные электрические станции. М., «Высшая школа», 1974.
- [7] Нормы расчета на прочность элементов реакторов, парогенераторов, сосудов и трубопроводов атомных электростанций, опытных и исследовательских ядерных реакторов и установок. М., «Металлургия», 1973.
- [8] Ольховский Н. Е. Предохранительные мембраны для защиты оборудования в химической, нефтехимической и нефтеперерабатывающей промышленности. М.—Л., «Химия», 1970.

- [9] Основные положения по сварке и наплавке узлов и конструкций атомных электростанций, опытных и исследовательских ядерных реакторов и Установок ОП 1513—72, М., «Металлургия», 1975.
- [10] Правила Устройства и безопасной эксплуатации оборудования атомных электростанций, опытных и исследовательских ядерных реакторов и Установок, М., «Металлургия», 1973.
- [11] Правила Устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением, М., «Металлургия», 1976.
- [12] Стерман Л. С., Шаркой А. Т., Тевлин С. А. Тепловые и атомные электростанции, М., Атомиздат, 1975.
- [13] Principle and Standards of Reactor Safety—IAEA-SM-169, 1973.

附录 本书所用单位与国际单位制单位的换算关系

力: 1千克力(公斤力) = 9.80665牛[顿], $1\text{kgf} = 9.80665\text{N}$

1达因 = 10^{-5} 牛[顿], $1\text{dyn} = 10^{-5}\text{N}$

压力: 1千克力/厘米² = 9.80665×10^4 帕[斯卡], $1\text{kgf}/\text{cm}^2 = 9.80665 \times 10^4\text{Pa}$

应力: 1毫米汞柱 = 133.322帕[斯卡], $1\text{mmHg} = 133.322\text{Pa}$

1毫米水柱 = 9.806375帕[斯卡], $1\text{mmH}_2\text{O} = 9.806375\text{Pa}$

1工程大气压 = 9.80665×10^4 帕[斯卡], $1\text{at} = 9.80665 \times 10^4\text{Pa}$

粘度[动力] 1泊 = 0.1帕[斯卡]·秒, $1\text{P} = 0.1 = \text{Pa} \cdot \text{s}$

运度粘度 1斯[托克斯] = 10^{-4} 米²/秒, $1\text{st} = 10^{-4}\text{m}^2/\text{s}$

能量 1千瓦小时 = 3.6×10^6 焦[耳], $1\text{kwh} = 3.6 \times 10^6\text{J}$

1卡[路里] = 4.1868焦[耳], $1\text{cal} = 4.1868\text{J}$

1千克力·米 = 9.80665焦[耳], $1\text{kgf} \cdot \text{m} = 9.80665\text{J}$

功率 1马力 = 735.49875瓦[特], $1\text{H.p.} = 735.49875\text{W}$

放射性活度 1居里 = 3.7×10^{10} 贝可[勒尔], $1\text{Ci} = 3.7 \times 10^{10}\text{Bq}$

吸收剂量 1拉德 = 10^{-2} 戈[瑞], $1\text{rad} = 10^{-2}\text{Gy}$

剂量当量 1雷姆 = 10^{-2} 希[沃特], $1\text{rem} = 10^{-2}\text{Sv}$