

中华人民共和国行业标准

HG

国际通用设计体制和方法

HG/T 20570—95

工艺系统工程设计 技术规定

1996—05—02 发布

1996—09—01 实施

中华人民共和国化学工业部

发布

中华人民共和国行业标准

工艺系统工程设计技术规定

HG/T 20570—95

主编单位：化工部工艺系统设计技术中心站

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一 九 九 六 年 九 月 一 日

化工部工程建设标准编辑中心

1996 北 京

设备和管道系统设计压力 和设计温度的确定

HG/T 20570.1—95

编制单位：中国成达化学工程公司
中国寰球化学工程公司
批准部门：化 学 工 业 部
实施日期：一九九六年九月一日

编制人：

中国成达化学工程公司 胡观云 曾庆祥

中国寰球化学工程公司 杨 宜

审核人：

化工部工艺系统设计技术中心站 龚人伟 封淑元

1 设备设计压力和设计温度的确定原则

1.0.1 职责范围

1.0.1.1 工艺系统专业负责确定容器、塔、换热器(以下简称设备或容器)的设计压力。

1.0.1.2 工艺系统专业确定设备设计压力时,应在满足安全要求的基础上,尽可能做到既经济又合理。

1.0.1.3 工艺系统专业根据化工工艺专业提供的在正常工作情况下,容器顶部可能达到的最大压力及应属本专业考虑的系统附加条件(如系统压力变化、安全阀在系统中的相对位置对设计压力的影响等情况)来确定容器的设计压力。

1.0.1.4 工艺系统专业对以下特殊情况的设备应会同化工工艺等有关专业,根据具体情况,按特殊要求确定其设计压力(该设计压力相对按表 1.0.4 确定的设计压力更高):

(1) 剧毒物质的排放受到环境限制或直接影响到人身和环境安全的情况;

(2) 某些场合,如沥青、石蜡、苯酐等易凝物料或某些浆液,在排放时,会在安全装置和排放系统中固化;以及水或其它物料,在排放时可能冻结,使排放系统堵塞的情况;

(3) 某些贵重物料,需减少排放损失的情况;

(4) 由于化学反应或其它原因可能引起工作压力急剧上升的情况。

1.0.1.5 当需要时,工艺系统专业根据化工工艺专业提供的工作工况,提出设备元件的设计压力和设计温度。

1.0.1.6 工艺系统专业不确定设备设计温度,但需根据化工工艺专业发表的数据,向设备专业提供正常工作过程中的正常或最高(或最低)工作温度,以便设备专业确定设备设计温度。如确实需要工艺系统专业提出设备设计温度时,工艺系统专业可参考 1.0.8 规定来确定设备设计温度。

1.0.2 名词说明

1.0.2.1 压力

本规定中除注明者外,均指绝对压力。

1.0.2.2 最大工作压力

容器在正常工作过程中,容器顶部可能达到的最大压力,亦称为最大正常工作压力。此值通常由化工工艺专业提出。

(1) 内压力容器

系指容器在正常工作过程中,其顶部可能出现的最大压力。

(2) 真空容器

系指容器在正常工作过程中,其顶部可能出现的最大真空度。

(3) 外压力容器

系指容器在正常工作过程中,其顶部可能出现的最大内外压差。

1.0.2.3 最高压力

用以确定容器设计压力的基准压力。它是由容器最大工作压力加上流程中工艺工作系统的附加条件后,在容器顶部可能达到的压力。此值由工艺系统专业确定。

1.0.2.4 设计压力

系指设定的容器顶部的最高压力(包括工艺系统附加条件),与相对应的设计温度一起作为工艺系统专业向设备专业提出的设备设计载荷的条件,其值不低于最高压力。有特殊要求的设备(如 1.0.1.4 的情况),设计压力由工艺系统专业会同化工工艺等有关专业共同商定。设有安全泄放装置的系统中,特殊设备设计压力高于除火灾外的最高工作压力,所设安全泄放装置仅用作火灾情况下保护设备。

1.0.2.5 泵的关闭压力

系指离心泵在关闭出口阀门、相应流量为零时的泵的排出压力。

1.0.2.6 安全阀开启压力(即安全阀整定压力)

安全阀阀瓣开始升起,介质连续排出的瞬时,安全阀进口处的静压力,详见《安全阀的设置和选用》(HG/T 20570.2-95)。

1.0.2.7 最高(最低)工作温度

系指容器在正常工作过程中,元件金属可能出现的最高(最低)金属温度。

1.0.3 适用范围

1.0.3.1 本规定仅适用于以下范围的压力容器的设计压力的确定:

- (1) $0.1\text{MPa(表)} \leq \text{设计压力} \leq 35\text{MPa(表)}$;
- (2) 真空度高于 2kPa(200mm 水柱) (表)。

1.0.3.2 本规定仅适用于以下范围的常压容器设计压力的确定:

- (1) 设计压力低于 0.1MPa(表) ;
- (2) 真空度低于或等于 2kPa(200mm 水柱) (表)。

1.0.4 设备设计压力确定原则

1.0.4.1 设备设计压力选取原则见表 1.0.4。

设计压力选取表

表 1.0.4

类 型		设 计 压 力	
常压 容器	常压下工作	设计压力为常压,用常压加上系统附加条件校核	
内 压 容 器	未装安全泄放装置	一般取 1.00~1.10 倍最高压力(表)	
	装有安全阀	1.05~1.10 倍最高工作压力(当最高工作压力偏高时,可取下限,反之可取上限),且不低于安全阀开启压力	
	装有爆破片	不小于最大标定爆破压力[详见《爆破片的设置和选用》(HG/T 20570.3-95)]	
	出口管线上装有安全阀	不低于安全阀开启压力加上流体从容器至安全阀处的压力降	
	容器位于泵进口侧,且无安全泄放装置时	取无安全泄放装置时的设计压力,且以 0.10MPa(表)外压进行校核	
	容器位于泵出口侧,且无安全泄放装置时	取泵的关闭压力	
真 空 容 器	无夹套 真空容 器	设有安全泄放装置	设计外压力取 1.25 倍最大内外压力差值或 0.1MPa(表)进行比较,两者取较小值
		未设安全泄放装置	按全真空条件设计[即设计外压力取 0.1MPa(表)]
	夹套内 为内压 的带夹 套真空 容器	容器壁	按外压容器设计,其设计压力取无夹套真空容器规定的压力值,再加夹套内设计压力,且必须校核在夹套试验压力(外压)下的稳定性
		夹套壁	设计内压力按内压容器规定选取
外压 容器		设计外压力取不小于在工作过程中可能产生的最大内外压力差	
常温储存 下,烃类 液化气体 或混合液 化石油气 (丙烯与 丙烷或丙 烯与丁烯 等的混合 物)容器	介质为丁烷、丁烯、丁二烯时	0.79MPa(表)	
	介质 50℃时饱和蒸气压小于 1.57MPa(表)时	1.57MPa(表)	
	介质为液态丙烷或介质 50℃时饱和蒸气压大于 1.57MPa(表),小于 1.62MPa(表)时	1.77MPa(表)	
	介质为液态丙烯或介质 50℃时饱和蒸气压大于 1.62MPa(表),小于 1.94MPa(表)时	2.16MPa(表)	

1.0.4.2 低压下的蒸气表面冷凝器按全真空条件设计。

1.0.4.3 容积大于或等于 100m^3 的盛装液化石油气的储存类压力容器,由设备设计者和工艺系统设计人员协商来确定设计温度,但不低于 40°C ,根据设计温度及介质的对应饱和蒸气压来确定最大工作压力和设计压力。

1.0.4.4 化工生产中,当同一设备需承受多种不同工况(如某些反应器要适应吹扫、试压、升温还原、化学反应、催化剂再生等多种化工过程的多种工作条件变化),该类设备设计压力的确定,按 1.0.4 与 1.0.6 规定来确定,并应向设备专业说明各阶段工作压力及工作温度相应变化时间及介质变化情况。

1.0.5 各类系统中设备最高压力选取

1.0.5.1 离心泵系统

(1) 泵输出侧最后切断阀上游设备最高压力

a. 若吸入侧容器的设计压力按表 1.0.4 选取,则泵输出侧设备最高压力等于泵吸入侧容器最高压力加上泵出口关闭压差再加(或减去)静压头。

b. 若有特殊要求,则泵输出侧最高压力应由工艺系统专业会同有关专业共同商定。

(2) 泵输出侧最后切断阀下游设备最高压力应是化工工艺专业给定的最大工作压力并加上系统附加条件后的最高压力。

1.0.5.2 容积式泵系统

泵的输出压力主要受泵壳体的强度和驱动机的力矩限制,因此对容积式泵通常不用“关闭压力”一词,而用“停止压力”(即使得驱动机停止运转所需压差)。

“停止压力”通常比它的正常工作压力高许多,因此,容积式泵输出管道上的设备不应按“停止压力”设计。容积式泵输出管道上设备最高压力是化工工艺专业提出的设备最大工作压力加上系统附加条件。

1.0.5.3 冷冻系统

化工工艺专业通常提供冷冻系统在工作过程中预期达到的最大工作压力。但在停车后,高压侧压力将降低而低压侧压力将升高至系统中两侧压力相等,此时的压力即为“停车压力”。

高压侧的最大工作压力通常是工艺规定的数值,此值高于“停车压力”。

低压侧的最大工作压力为“停车压力”加上一定的裕量,此裕量取决于系统停车期间输入的热量和冷冻剂的热力学性质。长期停车时低压侧的最大工作压力取最高预期环境温度下冷冻剂的平衡压力,或参照 1.0.5.6 规定选取。

“停车压力”按高压侧至低压侧等焓节流来计算。

最大工作压力加上系统附加条件,即作为冷冻系统最高压力,高压侧和低压侧分别确定。

1.0.5.4 压缩机系统

处理蒸气和蒸气混合物的压缩机系统和其它多种设备串联系统应按承受同一超压源的一组设备(两个切断阀之间)来选取设备最高压力,并应注意以下方面:

- (1) 把安全阀尽可能设在组内工作温度最接近常温的地方;
- (2) 紧靠安全阀上游的设备的最大工作压力,是确定系统其余设备最高压力的基准;
- (3) 安全阀开启压力等于上游设备设计压力减去该设备至安全阀最大正常流量下的压力降。

1.0.5.5 塔系统

塔系统包括塔、再沸器、塔顶冷凝器和回流罐。塔的最高压力应根据化工工艺专业规定的塔顶最大工作压力并加上系统附加条件来确定。

1.0.5.6 盛装液化气体的容器

(1) 盛装临界温度高于 50℃ 的液化气体的压力容器,当设计有可靠的保冷设施,其最高压力为所盛装液化气体在可能达到的最高工作温度下的饱和蒸气压力;如无保冷设施,其最高压力不得低于该液化气体在 50℃ 时的饱和蒸气压力。

(2) 盛装临界温度低于 50℃ 的液化气体的压力容器,当设计有可靠的保冷设施,并能确保低温储存的,其最高压力不得低于实测的最高温度下的饱和蒸气压力;没有实测数据或没有保冷设施的压力容器,其最高压力不得低于所装液化气体在规定的最大充装量时,温度为 50℃ 的气体压力。

(3) 常温下盛装混合液化石油气的压力容器,应以 50℃ 为设计温度。当其 50℃ 的饱和蒸气压力低于异丁烷 50℃ 的饱和蒸气压力时,取 50℃ 异丁烷的饱和蒸气压力为最高压力;当其高于 50℃ 异丁烷的饱和蒸气压力时,取 50℃ 丙烷的饱和蒸气压力为最高压力;如高于 50℃ 丙烷的饱和蒸气压力时,取 50℃ 丙烯的饱和蒸气压力为最高压力。

1.0.6 设备设计压力最终确定原则

按表 1.0.4 设计压力选取表中确定的是每台设备的初步确定的设计压力。初步确定的设计压力还需根据该设备在每一安全系统中与安全泄放装置的相对位置进行调整而得出设备的最终确定的设计压力,即作为对设备专业进行设备计算的依据,其调整原则如下:

1.0.6.1 装有安全泄放装置的设备及其上游设备的设计压力(最终确定的)

可按表 1.0.4 设计压力选取表确定。

1.0.6.2 安全泄放装置下游设备的设计压力(最终确定的)

设计压力等于安全泄放装置的开启压力(或标定压力上限),或按表 1.0.4 确定的设计压力,二者中取大者。

1.0.7 典型系统设备设计压力选取

1.0.7.1 有安全阀的工艺系统(单个设备不再装设安全阀)设备设计压力选取

(1) 位于安全阀下游的设备设计压力,如图 1.0.7-1 所示。

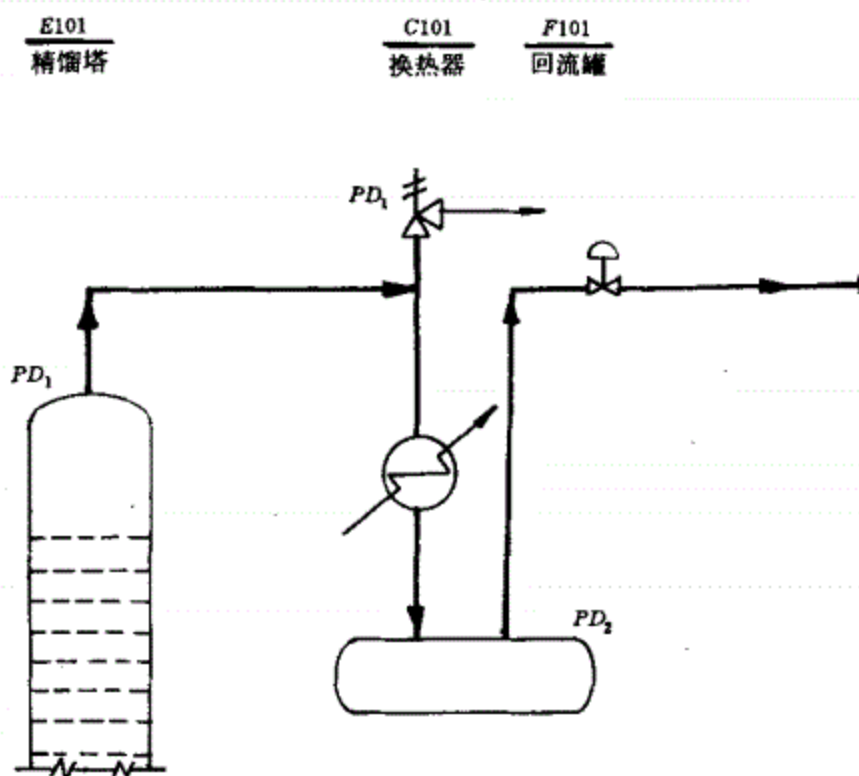


图 1.0.7-1 示意流程图(一)

系统中设备设计压力应按控制阀关闭系统内流体不流动,管道和设备的压力降为零(即 $\Delta P_F=0$)的状态来考虑,回流罐 F101 的设计压力应为:

$$PD_2 = PD_1 + \Delta P_s \quad (1.0.7-1)$$

式中

ΔP_F ——系统压力降;

PD_1 ——安全阀开启压力;

PD_2 ——回流罐设计压力;

ΔP_s ——静压头。

(2) 位于安全阀上游的设备设计压力,如图 1.0.7-2 所示。

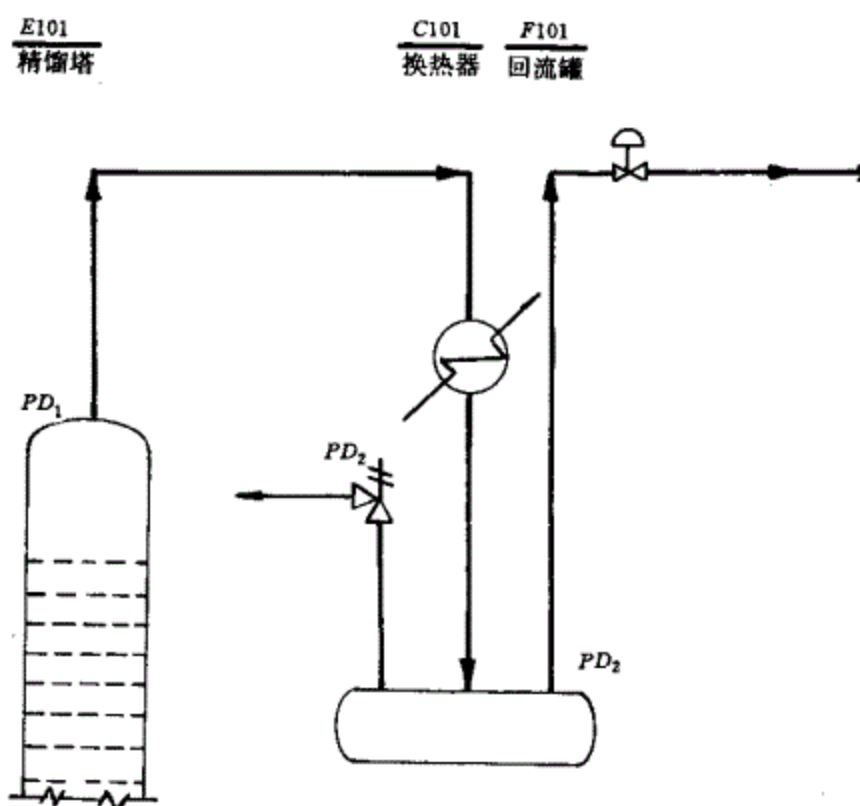


图 1.0.7-2 示意流程图(二)

系统设计压力应反映安全阀开启压力、液体静压头以及在设计流量和结垢情况下的管道和设备的压力损失。设备 E101 的设计压力 PD_1 应为:

$$PD_1 = PD_2 + (\Delta P_F)_{\text{最大}} + \Delta P_s \quad (1.0.7-2)$$

式中

ΔP_s ——液体静压头;

PD_2 ——安全阀开启压力;

ΔP_F ——管道及设备的压力损失。

(3) 位于离心泵系统中有安全阀的设备设计压力,如图 1.0.7-3 所示。

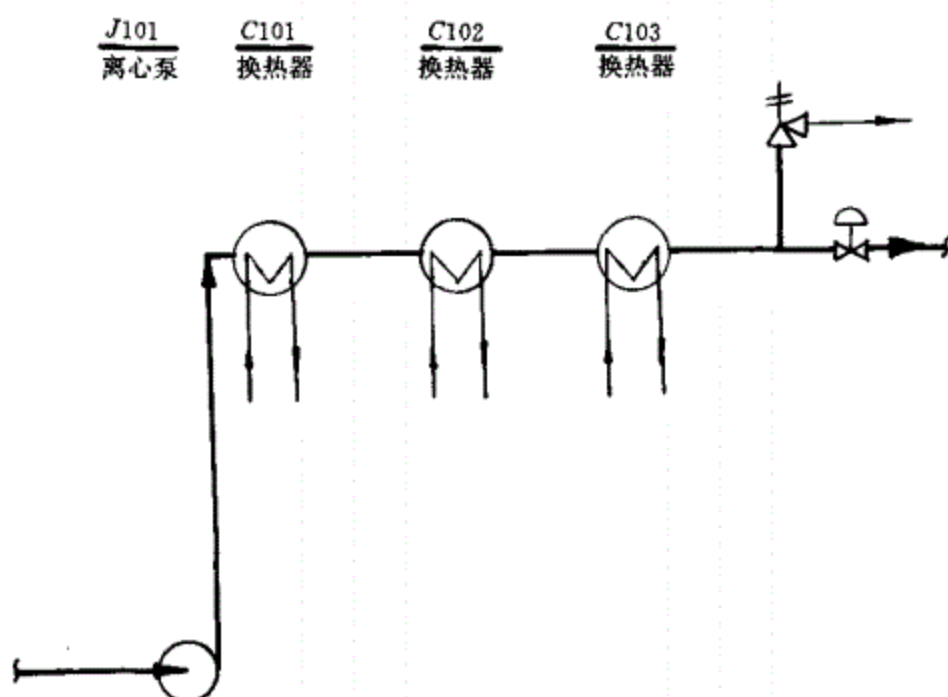


图 1.0.7-3 示意流程图(三)

a. 当安全阀仅用于着火保护

设备(如换热器)设计压力=泵出口关闭压力

b. 当安全阀是用于着火情况以外的或与之同时发生的任何其它情况(如热膨胀)保护设备,则设备设计压力应是安全阀的开启压力加上管道压力降。

(a) 当泵吸入容器设计压力比吸入容器正常工作压力高得多[即泵出口关闭压力和正常排出压力之间有较强的压差,致使设备(如换热器)设计压力可定在泵出口关闭压力也不致产生安全阀泄漏]时,设备设计压力如下:

设备(如换热器)设计压力=泵出口关闭压力

(b) 当泵吸入容器的设计压力较吸入容器正常工作压力高得不多(吸入容器设计压力较低)时,设备设计压力如下:

设备(如换热器)设计压力=1.1×泵出口关闭压力

(4) 位于容积式泵出口安全阀下游设备的设计压力,是根据系统型式来确定的。在所有情况下,对于满流系统,即使在泵处装有缓冲器,剩余脉冲也不可能全部排出,设备设计压力应能承受此剩余脉冲,以避免系统中安全阀泄漏,系统如图 1.0.7-4 所示。

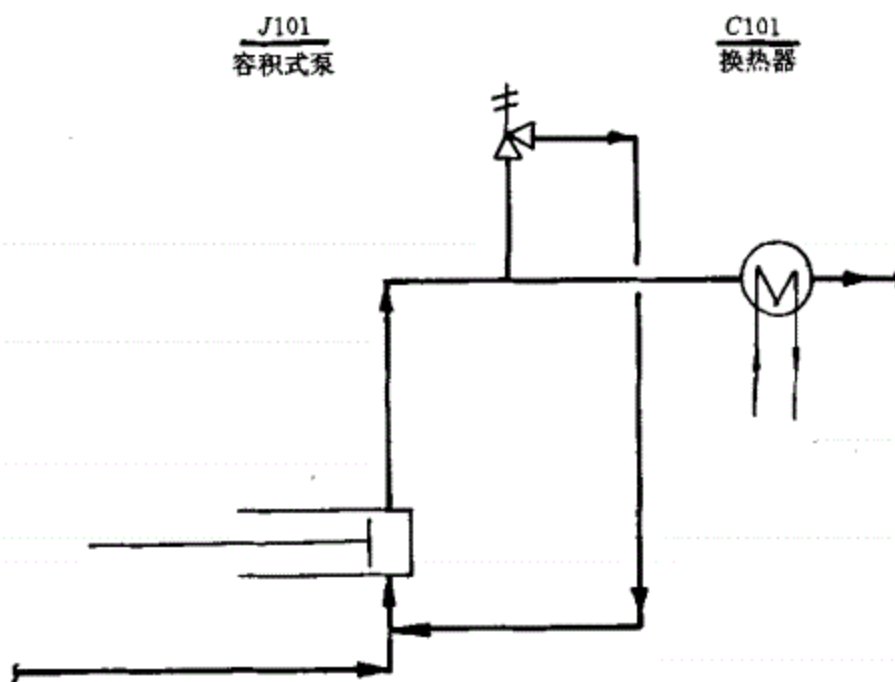


图 1.0.7-4 示意流程图(四)

系统中,安全阀下游满流设备设计压力如下:

设备(如换热器)设计压力=安全阀开启压力

a. 无论泵是否装设缓冲器,任何单缸泵或双缸泵的出口管上安全阀开启压力应至少比泵设计流量时最大工作压力高 20%。

b. 对于一台有三个或更多缸的泵,在泵出口管上装一个缓冲器,其出口管上安全阀的开启压力应至少较泵设计流量时最大工作压力高 15%。

c. 对于一台有一个缸或两个缸的泵,在出口管道上装一个缓冲器,在泵排出系统中满流设备上任何安全阀的开启压力应至少比最大工作压力高 15%,设备设计压力应与之相适应。

d. 对于一台有三个或更多缸的泵,在出口环路如 c 条款中满流设备的设计压力,应允许在任何安全阀开启压力和最大工作压力之间至少有 12%的增量。

1.0.7.2 位于泵环路中设备的设计压力选取

(1) 离心泵环路系统中设备的设计压力

a. 离心泵环路有泄放保护系统,满流设备的设计压力见 1.0.7.1(3)规定。

b. 离心泵环路无泄放保护系统的设备的设计压力,如图 1.0.7-5 所示。离心泵出口有设备(如换热器),并在设备(如换热器)上游有控制阀,下游无阀。

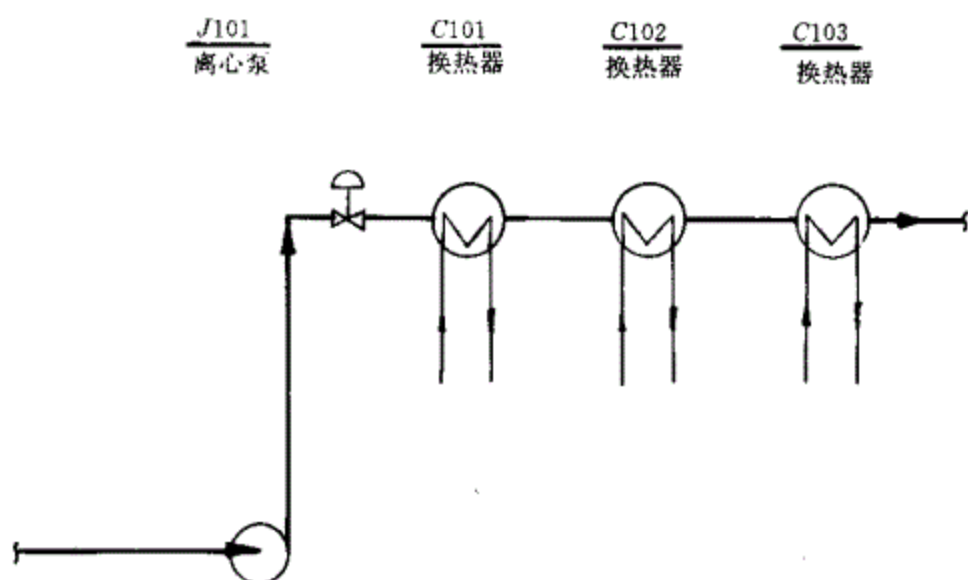


图 1.0.7-5 示意流程图(五)

系统中,设备(如换热器)设计压力应以泵出口最大工作压力减去沿程压力降(为最大正常流量时的压力降)为基础

$$\text{设备(如换热器)设计压力} = (MNOP - \Delta P_F) \times 1.1 \quad (1.0.7-3)$$

式中

$MNOP$ ——泵出口最大工作压力;

ΔP_F ——泵至换热器沿程压力降。

(a) 如上所述系统,在泵下游有一切断阀时,情况与 1.0.7.1(3)规定相似,设计压力按 1.0.7.1(3)规定确定。

(b) 如上所述系统,但系统易堵,则设备(如换热器)设计压力应提高,等于系统最高压力。

(2) 位于容积式泵环路系统中设备的设计压力见 1.0.7.1(4)规定。

1.0.7.3 塔系统设备设计压力

在确定塔系统中设备设计压力时,应考虑塔内压力降(ΔP_T)和静液柱(HD_T)等因素,典型塔系统见图 1.0.7-6 所示。

图 1.0.7-6 中设备的设计压力如下:

塔设计压力 = DP_T (指塔顶的设计压力,按 1.0.4 设备设计压力确定原则确定)

$$\text{塔底设计压力} = DP_T + \Delta P_T + HD_T \quad (1.0.7-4)$$

$$\text{安全阀开启压力 } P_s = DP_T - \Delta P \quad (1.0.7-5)$$

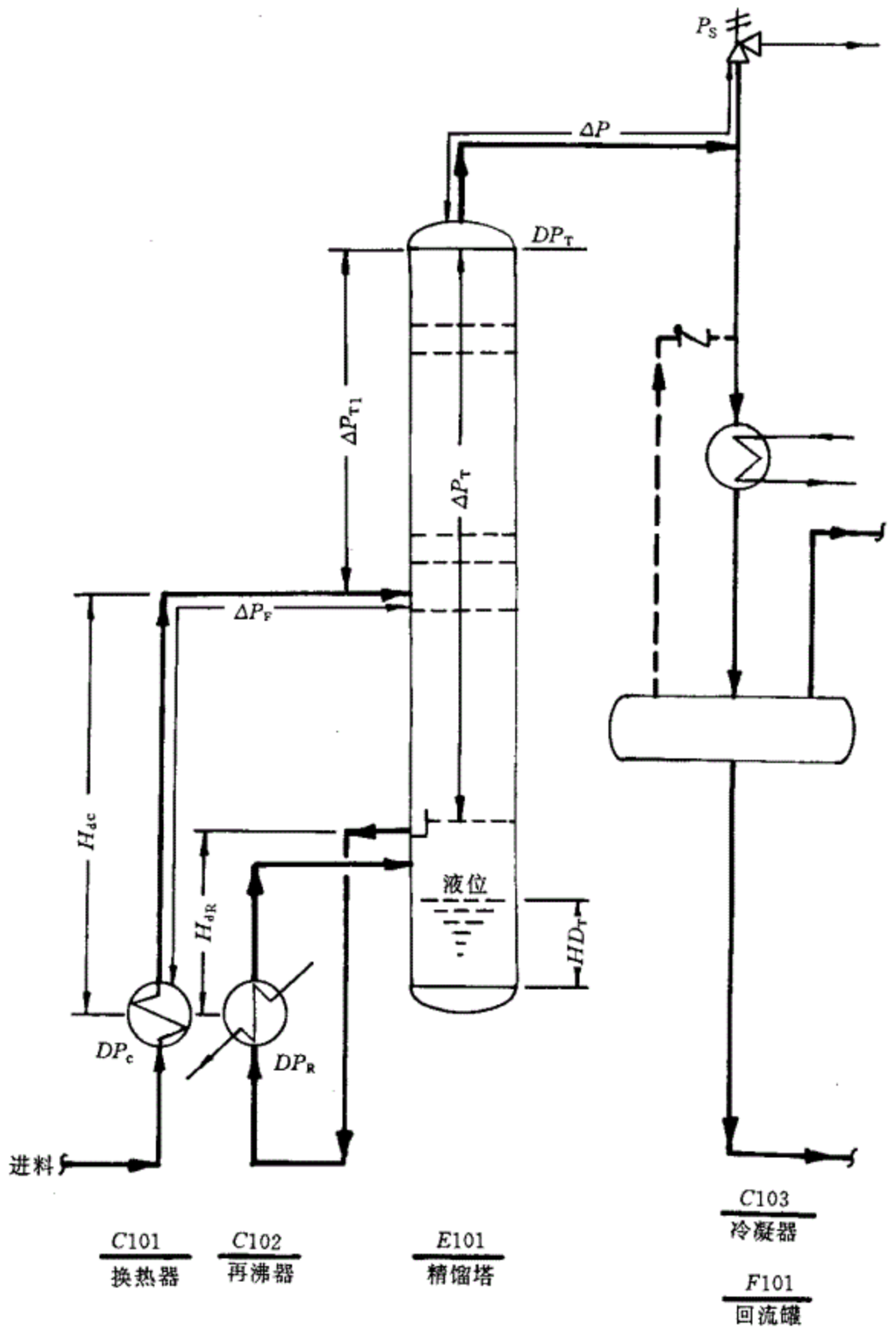


图 1.0.7-6 示意图(六)

$$\text{再沸器设计压力 } DP_R = DP_T + \Delta P_T + H_{dR} \quad (1.0.7-6)$$

$$\text{塔顶冷凝器和回流罐设计压力} = P_s \quad (1.0.7-7)$$

当有火灾时,大量蒸气从回流罐通过冷凝器回流到安全阀,使冷凝器和回流罐的压力上升,因此必须提高这两个设备的设计压力,或增加一根带止逆阀由回流罐到安全阀的旁路管道,如图 1.0.7-6 中虚线所示,此法比加大回流罐设计压力更合理。

$$\text{换热器设计压力 } DP_e = DP_T + H_{dC} + \Delta P_F + \Delta P_{T1} \quad (1.0.7-8)$$

式中

H_{dC} ——换热器中心线到进塔管接管口静液柱;

ΔP_F ——换热器到塔连接管口间摩擦压力降;

ΔP_{T1} ——塔顶到进塔接管口之间的塔内压力降。

必要时,根据火灾危险条件或列管断裂条件来确定换热器的设计压力。

1.0.7.4 压缩机系统中设备设计压力

(1) 位于系统中安全阀下游设备的设计压力=安全阀开启压力。

(2) 位于系统中安全阀上游设备的设计压力=安全阀开启压力+设备至安全阀在最大正常流量时的压力降。

1.0.7.5 用惰性气体吹扫或保护的系统,设备的设计压力(无论惰性气体管道上是否有减压阀或截止阀)。

(1) 有安全阀的惰性气体系统设备的设计压力按 1.0.7.1 规定确定设计压力。

(2) 无安全阀的惰性气体系统设备的设计压力以惰性气体气源最大工作压力与系统正常工作时最大工作压力进行比较,两者中取较大值。

1.0.8 设备设计温度确定的参考原则

设备的设计温度系指正常工作过程中,与用以确定设备设计压力的最高压力相对应的设备材料达到的温度。当需要工艺系统专业提出设备的设计温度(作为设计条件)时,可参照本条款确定:

工艺系统专业以化工工艺专业提出的正常工作过程中介质的最高(或最低)工作温度或介质最高工作温度下的壁温(此壁温由传热计算或实测得出)作为设计温度。

工艺系统专业在不能进行传热计算或实测时,以化工工艺专业提出的正常工作过程中介质的正常工作温度加(或减)一定裕量作为设计温度。

1.0.8.1 设备器壁与介质直接接触且有外保温(或保冷)时,设计温度按表 1.0.8-1 中 I 或 II 确定。

设计温度选取表

表 1.0.8-1

介质温度 (T) $^{\circ}\text{C}$	设计温度	
	I	II
$T < -20$	介质最低工作温度	介质正常工作温度减 $0\sim 10^{\circ}\text{C}$
$-20 \leq T < 15$	介质最低工作温度	介质正常工作温度减 $5\sim 10^{\circ}\text{C}$
$T \geq 15$	介质最高工作温度	介质正常工作温度加 $15\sim 30^{\circ}\text{C}$

1.0.8.2 设备内介质用蒸汽直接加热或被内置加热元件(如加热盘管、电热元件等)间接加热时,设计温度取正常工作过程中介质的最高温度。

1.0.8.3 设备器壁两侧与不同温度介质直接接触,并有可能出现只与单一介质接触时,应按较高介质温度确定设计温度;但当任一介质温度低于 -20°C 时,则应按较低介质温度确定最低设计温度。

1.0.8.4 壳体的材料温度仅由大气环境气温条件所确定的设备,其最低设计温度可按该地区气象资料,取历年来“月平均最低气温”的最低值。

(1) “月平均最低气温”系指当月各天的最低气温相加后除以当月的天数。“月平均最低气温”的最低值,是国家气象局实测的 1971~1988 年逐月平均最低气温资料中的最小值。

全国“月平均最低气温”低于等于 -20°C 和 -10°C 的地区见表 1.0.8-2。

(2) 对低于、等于 -20°C 的地区,最低设计温度取 -20°C 。

(3) 对于低于、等于 -10°C 并高于 -20°C 的地区,最低设计温度取 -10°C 。

1.0.8.5 下列情况应通过传热计算,求得设备材料温度作为设计温度:

(1) 内壁有可靠的隔热层;

(2) 器壁两侧与不同温度介质直接接触,而不会出现与单一介质接触。

1.0.8.6 设备的不同部位在工作过程中可能出现不同温度时,应按不同温度选取元件相应的设计温度。

1.0.8.7 设备的最高(或最低)工作温度接近所选材料允许使用温度界限时,应结合具体情况慎重选取设计温度,以免增加投资或降低安全性。

(1) 根据国家气象局提供的 1971~1988 年全国气象台站月平均最低气温等值线图和有关资料,以县级行政区划为单位,画出月平均最低气温等值线。

a. 低于、等于 -20°C 的地区包括:

(a) 新疆维吾尔自治区、西藏自治区、青海省、内蒙古自治区、黑龙江省、吉林省;

(b) 下列省中所列县和省直辖行政单位:

• 山西省:雁北地区的天镇、大同、怀仁、平鲁、右玉、阳高、左云等县,忻州地区的偏关和河曲县;

• 河北省:张家口地区的怀安、万全、崇礼、亦城、康保、沽源等县,承德地区的丰宁、隆化、围场、平泉等县;

• 辽宁省:朝阳市的凌源、喀喇沁左翼、朝阳等县,锦州市的北镇、义县、黑山等县,沈阳市的新民县,抚顺市的抚顺、清原、新宾等县,阜新市和彰武、阜新县,铁岭市和铁岭、开原县、铁法市,北票市。

b. 低于、等于 -10°C 的地区包括:

(a) 本表(1)a中低于、等于 -20°C 的地区;

(b) 河北省、山西省、宁夏回族自治区。

c. 下列省中所列县和地区:

• 陕西省:榆林地区,延安地区,渭南地区的韩城市、蒲城、潼关、白水、华阴、澄城、合阳、大荔等县,铜川市的宜君县,咸阳市的彬县、长武、旬邑等县;

• 甘肃省:平凉地区,定西地区,庆阳地区,武威地区,张掖地区,酒泉地区,临夏回族自治州,甘南藏族自治州的临潭、卓尼、迭部、玛曲、碌曲、夏河等县,兰州市,金昌市、白银市,嘉峪关市;

• 四川省:阿坝藏族羌族自治州的马乐康、若尔盖、红原、金川、壤塘等县,甘孜藏族自治州的丹巴、炉霍、新龙、道孚、雅江、白玉、理塘、石渠、巴塘、德格、色达、稻城等县;

• 辽宁省:除本表(1)a中划为 -20°C 地区外的地区。

(2) 如个别地区有小气候,应以当地气象资料为准。

2 管道设计压力和设计温度的确定原则

2.0.1 职责范围

2.0.1.1 工艺系统专业根据化工工艺专业提供的正常工作过程中各种工况的工作压力数据,结合本专业该管道系统的附加条件(如管道系统压力变化、介质状况等)来确定管道的最大工作压力(即为本章所指的由工艺系统专业确定的管道的设计压力),作为管道材料专业确定管道压力等级的基准压力和进行管壁厚度计算的依据。

2.0.1.2 工艺系统专业不确定管道设计温度,但需根据化工工艺专业发表的数据,向管道专业和管道材料专业提出在相应设计压力下的正常工作温度和/或最高(或最低)工作温度。

如需工艺系统专业提出管道设计温度(作为设计条件)时,可参考 2.0.6 规定确定。

2.0.2 名词说明

2.0.2.1 管道设计压力

管道设计压力是指在工作条件下,管系中可能遇到的工作压力和工作温度组合中最苛刻条件下的压力。

2.0.2.2 最大工作压力及最高工作温度

正常工作过程中可能出现的工作压力与其对应的工作温度的组合中最苛刻条件下的压力及温度。

2.0.3 适用范围

2.0.3.1 适用于以下工作范围的管道:

- (1) 压力管道: $0\text{MPa(表)} \leq \text{设计压力} \leq 35\text{MPa(表)}$ 范围的管道;
- (2) 真空管道: 设计压力 $< 0\text{MPa(表)}$ 的管道。

2.0.3.2 适用于输送包括流态化固体在内的所有流体管道。

2.0.4 管道设计压力的确定原则

2.0.4.1 管道设计压力不得低于最大工作压力。

2.0.4.2 装有安全泄放装置的管道,其设计压力不得低于安全泄放装置的开启压力(或爆破压力)。

2.0.4.3 所有与设备相连接的管道,其设计压力应不小于所连接设备的设计压力。

2.0.4.4 输送制冷剂、液化气类等沸点低的介质的管道,按阀被关闭或介质不流

动时介质可能达到的最大饱和蒸气压力作为设计压力。

2.0.4.5 管道或管道组成件与超压泄放装置间的通路可能被堵塞或隔断时,设计压力按不低于可能产生的最大工作压力来确定。

2.0.4.6 工程设计规定需要计算管壁厚度的管道,其“管壁厚度数据表”中所列的计算压力即为该管道的设计压力,与计算压力相对应的工作温度即为该管道的设计温度。

2.0.5 管道设计压力选取

2.0.5.1 压力管道

(1) 设有安全阀的压力管道

管道设计压力 \geq 安全阀开启压力

(2) 与未设安全阀的设备相连的压力管道

管道设计压力 \geq 设备设计压力

(3) 离心泵出口管道

管道设计压力 \geq 泵的关闭压力

(4) 往复泵出口管道

管道设计压力 \geq 泵出口安全阀开启压力

(5) 压缩机排出管道

管道设计压力 \geq 安全阀开启压力+压缩机出口至安全阀沿程最大正常流量下的压力降

(6) 真空管道

管道设计压力=全真空

(7) 凡不属上述范围管道

管道设计压力 \geq 工作压力变动中的最大值

2.0.6 管道设计温度确定的参考原则

管道设计温度系指管道在正常工作过程中,在相应设计压力下可能达到的管道材料温度。工艺系统专业人员根据化工工艺专业提供的正常工作过程中各种工况的工作温度,按“最苛刻条件下的压力温度组合”来选取管道设计温度。由工艺系统专业提出的管道设计温度(本节中即是管道中介质的最高工作温度)可由以下方法确定:

2.0.6.1 以传热计算或实测得出的正常工作过程中介质的最高工作温度下的管道壁温,作为设计温度。

2.0.6.2 在不便于传热计算或实测管壁温度的情况下,以正常工作过程中介质的最高(或最低)工作温度作为管道设计温度。

(1) 金属管道

a. 不保温管道

(a) 介质温度 $<38^{\circ}\text{C}$ 管道

管道设计温度=介质最高温度

(b) 介质温度 $\geq 38^{\circ}\text{C}$ 管道

管道设计温度=95%介质最高温度

b. 外部保温管道

管道设计温度=介质最高温度

c. 内保温管道(用绝热材料衬里)

管道设计温度=传热计算管壁温度或试验实测的管壁温度

d. 介质温度 $\leq 0^{\circ}\text{C}$ 时

设计温度=介质最低温度

(2) 非金属管道及非金属衬里的金属管道

a. 无环境温度影响的管道

管道设计温度=介质最高温度

b. 安装在环境温度高于介质最高温度的环境中的管道(除已采取防护措施者以外)

管道设计温度=环境温度

2.0.6.3 以化工工艺专业提出的正常工作过程中介质的正常工作温度加(或减)一定裕量作为设计温度,按下式确定:

介质正常工作温度为 $0\sim 300^{\circ}\text{C}$,设计温度 \geq 介质正常工作温度 $+30^{\circ}\text{C}$

介质正常工作温度大于 300°C ,设计温度 \geq 介质正常工作温度 $+15^{\circ}\text{C}$

2.0.6.4 当流体介质温度接近所选材料允许使用温度界限时,应结合具体情况慎重选取设计温度,以免增加投资或降低安全性。如:按2.0.6.3计算结果会引起更换高一档的材料时,从经济上考虑,允许按工程设计要求,将 15°C 附加量减小,但工艺必须有措施,使运行中不至于超温。

2.0.7 当工作压力和对应工作温度有各种不同工况或周期性的变动时,工艺系统设计者应将化工工艺专业提出的各种工况数据列出,并向管道材料专业加以说明。

中华人民共和国行业标准

HG

国际通用设计体制和方法

HG/T 20570—95

工艺系统工程设计 技术规定

1996—05—02 发布

1996—09—01 实施

中华人民共和国化学工业部

发布

中华人民共和国行业标准

工艺系统工程设计技术规定

HG/T 20570—95

主编单位：化工部工艺系统设计技术中心站

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一 九 九 六 年 九 月 一 日

化工部工程建设标准编辑中心

1996 北 京

安全阀的设置和选用

HG/T 20570.2-95

编制单位：中国寰球化学工程公司

批准部门：化学工业部

实施日期：一九九六年九月一日

编制人：

中国寰球化学工程公司 尚长友

审核人：

中国寰球化学工程公司 杨 宜

化工部工艺系统设计技术中心站 封淑元 龚人伟

1 应用范围

1.0.1 本规定仅适用于化工生产装置中压力大于 0.2MPa 的压力容器上防超压用安全阀的设置和计算,不包括压力大于 100MPa 的超高压系统。

适用于化工生产装置中上述范围内的压力容器和管道所用安全阀;不适用于其它行业的压力容器上用的安全阀,如各类槽车、各类气瓶、锅炉系统、非金属材料容器,以及核工业、电力工业等。

1.0.2 计算方法引自《压力容器安全技术监察规程》和 API-520(见 2.3 节),在使用本规定时,应采用同一个规范来进行泄放量和泄放面积的计算。

2 名 词

2.0.1 安全阀

由弹簧作用或由导阀控制的安全阀。当入口处静压超过设定压力时,阀瓣上升以泄放被保护系统的超压,当压力降至回座压力时,可自动关闭的安全泄放阀。

2.0.2 导 阀

控制主阀动作的辅助压力泄放阀。

2.0.3 全启式安全阀

当安全阀入口处的静压达到其设定压力时,阀瓣迅速上升至最大高度,最大限度地排出超压的物料。一般用于可压缩流体。阀瓣的最大上升高度不小于喉径的 $1/4$ 。

2.0.4 微启式安全阀

当安全阀入口处的静压达到其设定压力时,阀瓣位置随入口压力的升高而成比例的升高,最大限度地减少应排出的物料。一般用于不可压缩流体。阀瓣的最大上升高度不小于喉径的 $1/20\sim 1/40$ 。

2.0.5 弹簧式安全阀

由弹簧作用的安全阀。其设定压力由弹簧控制,其动作特性受背压的影响。

2.0.6 背压平衡式安全阀

由弹簧作用的安全阀。其设定压力由弹簧控制,用活塞或波纹管减少背压对其动作性能的影响。

2.0.7 导阀式安全阀

由导阀控制的安全阀。其设定压力由导阀控制,其动作性能基本上不受背压的影响。当导阀失灵时,主阀仍能在不超过泄放压力时自动开启,并排出全部额定泄放量。

2.0.8 主安全阀

主安全阀是被保护系统的主要安全泄放装置,其泄放面积是基于最大可能事故工况下的泄放量。

2.0.9 辅助安全阀

辅助安全阀(有时多于一个)是主安全阀的辅助装置,提供除主安全阀以外的附加泄放面积。用于非最大可能事故工况下的超压泄放。

2.0.10 实际泄放面积

流体经过安全阀的最小流通面积。

2.0.11 有效泄放面积(最小泄放面积)

用公式或图表计算的泄放面积。有效泄放面积要小于实际泄放面积。

2.0.12 喉径面积

安全阀喷嘴中最小直径处的截面积。

2.0.13 环隙面积

安全阀的阀瓣与阀座之间的圆柱形面积。

2.0.14 最大工作压力

系指容器在正常工作情况下容器顶部可能达到的最大压力。见《设备和管道系统设计压力和温度的确定》(HG/T 20570.1-95)规定。

2.0.15 设计压力

系指设定的容器顶部的最高压力,应不小于安全阀的设定压力(开启压力)。

2.0.16 安全阀的设定压力

安全阀入口处的静压达到该值时,安全阀将动作。设定压力要求不大于被保护系统内最低的设计压力。

2.0.17 安全阀的开启压力(整定压力)

安全阀的阀瓣开始升起,物料连续流出时的压力。数值与设定压力相同。

2.0.18 安全阀的背压

作用在安全阀出口处的压力。背压分为静背压和动背压。静背压是指安全阀未起跳时阀出口处的压力;动背压是指安全阀起跳后,由于流体的流动引起的摩擦压力降。

2.0.19 安全阀的超压

在泄放过程中,安全阀入口处的压力超过设定压力的部分。通常以百分数表示。

2.0.20 安全阀的泄放压力

安全阀的阀芯升到最大高度后阀入口处的压力。泄放压力等于设定压力加超压。

2.0.21 安全阀的回座压力

安全阀起跳后,随着被保护系统内压力的下降,阀芯重新回到阀座时的压力。

2.0.22 最大允许工作压力

系指在设计温度下,容器顶部所允许承受的最大表压力。该压力是根据容器受压元件的有效厚度计算所得,且取其最小值。

3 引用标准

- 3.0.1 《压力容器安全技术监察规程》(劳动部颁发,1991年1月1日施行)
- 3.0.2 GB150—89《钢制压力容器》
- 3.0.3 API—520《Sizing Selection and Installation of Pressure—Relieving Devices in Refineries》1992. (美国石油学会标准)
- 3.0.4 API—526《Flanged Steel Safety—Relief Valves》(美国石油学会标准)

4 压力关系表

4.0.1 压力关系表

压力关系见表 4.0.1。

安全阀与容器有关的压力关系表

表 4.0.1

容 器	压力百分比	安 全 阀
设计压力(或最大允许工作压力)	121%	火灾用安全阀的最大泄放压力
	116%	非火灾用辅助安全阀的最大泄放压力
	110%	非火灾用主安全阀的最大泄放压力、火灾用辅助安全阀的最大设定压力
	105%	非火灾用辅助安全阀的最大设定压力
	100%	主安全阀的最大设定压力
	93%~97%	回座压力

表 4.0.1 表明了不同情况下被保护系统设置安全阀的最大泄放压力、最大设定压力的数值与被保护容器的设计压力(或最大允许工作压力)数值的比例关系。

5 安全阀的设置

5.0.1 安全阀适用于清洁、无颗粒、低粘度流体。凡必须安装安全泄压装置而又不适合安装安全阀的场所,应安装爆破片或安全阀与爆破片串联使用。

5.0.2 凡属下列情况之一的容器必须安装安全阀:

5.0.2.1 独立的压力系统(有切断阀与其它系统分开)。该系统指全气相、全液相或气相连通;

5.0.2.2 容器的压力物料来源处没有安全阀的场合;

5.0.2.3 设计压力小于压力来源处的压力的容器及管道;

5.0.2.4 容积式泵和压缩机的出口管道;

5.0.2.5 由于不凝气的累积产生超压的容器;

5.0.2.6 加热炉出口管道上如设有切断阀或控制阀时,在该阀上游应设置安全阀;

5.0.2.7 由于工艺事故、自控事故、电力事故、火灾事故和公用工程事故引起的超压部位;

5.0.2.8 液体因两端阀门关闭而产生热膨胀的部位;

5.0.2.9 凝气透平机的蒸汽出口管道;

5.0.2.10 某些情况下,由于泵出口止回阀的泄漏,则在泵的入口管道上设置安全阀;

5.0.2.11 其它应设置安全阀的地方。

6 安全阀形式的选择

- 6.0.1 排放气体或蒸汽时,选用全启式安全阀。
- 6.0.2 排放液体时,选用全启式或微启式安全阀。
- 6.0.3 排放水蒸汽或空气时,可选用带扳手的安全阀。
- 6.0.4 对设定压力大于 3MPa,温度超过 235℃的气体用安全阀,则选用带散热片的安全阀,以防止泄放介质直接冲蚀弹簧。
- 6.0.5 排放介质允许泄漏至大气的,选用开式阀帽安全阀;不允许泄漏至大气的,选用闭式阀帽安全阀。
- 6.0.6 排放有剧毒、有强腐蚀、有极度危险的介质,选用波纹管安全阀。
- 6.0.7 高背压的场合,选用背压平衡式安全阀或导阀控制式安全阀。
- 6.0.8 在某些重要的场合,有时要安装互为备用的两个安全阀。两个安全阀的进口和出口切断阀宜采用机械连锁装置,以确保在任何时候(包括维修,检修期间)都能满足容器所要求的泄放面积。

7 各种事故工况下泄放量的计算

7.0.1 阀门误关闭

7.0.1.1 出口阀门关闭,入口阀门未关闭时,泄放量为被关闭的管道最大正常流量。

7.0.1.2 管道两端的切断阀关闭时,泄放量为被关闭液体的膨胀量。此类安全阀的入口一般不大于 $DN25$ 。但对于大口径、长距离管道和物料为液化气的管道,液体膨胀量按式(7.0.1)计算。

7.0.1.3 换热器冷侧进出口阀门关闭时,泄放量按正常工作输入的热量计算,计算公式见式(7.0.1)。

7.0.1.4 充满液体的容器,进出口阀门全部关闭时,泄放量按正常工作输入的热量计算。按式(7.0.1)计算液体膨胀工况的泄放量:

$$V=B \cdot H / (G_l \cdot C_p) \quad (7.0.1)$$

式中

V ——体积泄放流量, m^3/h ;

B ——体积膨胀系数, $l/^\circ C$;

H ——正常工作条件下最大传热量, kJ/h ;

G_l ——液相密度, kg/m^3 ;

C_p ——定压比热, $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$ 。

7.0.2 循环水故障

7.0.2.1 以循环水为冷媒的塔顶冷凝器,当循环水发生故障(断水)时,塔顶设置的安全阀泄放量为正常工作工况下进入冷凝器的最大蒸汽量。

7.0.2.2 以循环水为冷媒的其它换热器,当循环水发生故障(断水)时,应仔细分析影响的范围,确定泄放量。

7.0.3 电力故障

7.0.3.1 停止供电时,用电机驱动的塔顶回流泵、塔侧线回流泵将停止转动,塔顶设置的安全阀的泄放量为该事故工况下进入塔顶冷凝器的蒸汽量。

7.0.3.2 塔顶冷凝器为不装百叶的空冷器时,在停电情况下,塔顶设置的安全阀的泄放量为正常工作工况下,进入冷凝器的最大蒸汽量的 75%。

7.0.3.3 停止供电时,要仔细分析停电的影响范围,如泵、压缩机、风机、阀门的驱

动机构等,以确定足够的泄放量。

7.0.4 不凝气的积累

7.0.4.1 若塔顶冷凝器中有较多无法排放的不凝气,则塔顶设置的安全阀的泄放量与7.0.2规定相同。

7.0.4.2 其它积累不凝气的场合,要分析其影响范围,以确定泄放量。

7.0.5 控制阀故障

7.0.5.1 安装在设备出口的控制阀,发生故障时若处于全闭位置,则所设安全阀的泄放量为流经此控制阀的最大正常流量。

7.0.5.2 安装在设备入口的控制阀,发生故障时若处于全开位置时:

(1) 对于气相管道,如果满足低压侧的设计压力小于高压侧的设计压力的2/3,则安全阀的泄放量应按式(7.0.5)计算:

$$W=3171.3(C_{V1}-C_{V2})P_h(G_g/T)^{1/2} \quad (7.0.5)$$

式中

W ——质量泄放流量,kg/h;

C_{V1} ——控制阀的 C_v 值;

C_{V2} ——控制阀最小流量下的 C_v 值;

P_h ——高压侧工作压力,MPa;

G_g ——气相密度,kg/m³;

T ——泄放温度,K。

如果高压侧物料有可能向低压侧传热,则必须考虑传热的影响。

(2) 对于液相管道,安全阀的泄放量为控制阀最大通过量与正常流量之差,并且要估计高压侧物料有无闪蒸。

7.0.6 过度热量输入

换热器热媒侧的控制阀失灵全开、切断阀误开,设备的加热夹套、加热盘管的切断阀误开等工况下,以过度热量的输入而引起的气体蒸发量或液体的膨胀量来计。

7.0.7 易挥发物料进入高温系统

7.0.7.1 轻烃误入热油以及水误入热油等工况下,由于产生大量蒸汽,致使容器内的压力迅速上升。

7.0.7.2 由于此事故工况下的泄放量无法确定而且压力升高十分迅速,所以,安装安全阀是不合适的,应设置爆破片。

7.0.7.3 这种工况的保护措施是确保避免发生此类事故。

7.0.8 换热器管破裂

7.0.8.1 如果换热器低压侧的设计压力小于高压侧的设计压力的 2/3 时,则应作为事故工况考虑。

7.0.8.2 根据 7.0.8.1 的条件,安全阀的泄放量按式(7.0.8)计算出的结果和高压侧正常流量比较,取二者的较小值。

7.0.8.3 换热器管破裂时的泄放量

$$W=5.6 \cdot d^2 \cdot (G_l \times \Delta P)^{1/2} \quad (7.0.8)$$

式中

W ——质量泄放流量,kg/h;

d ——管内径,mm;

G_l ——液相密度,kg/m³;

ΔP ——高压侧(管程)与低压侧(壳程)的压差,MPa。

本公式适用于高压流体为液相。

7.0.9 化学反应失控

7.0.9.1 对于放热的化学反应,如果温度、压力和流量等自动控制失灵,使化学反应失控,形成“飞温”,这时产生大量的热量,使物料急剧大量蒸发,形成超压。这类事故工况,安装安全阀无论在反应时间,还是在泄放速率方面均不能满足要求,应设置爆破片。

7.0.9.2 如果专利所有者能提供准确的化学反应动力学关联式,推算出事故工况下的泄放量,则可以在专利所有者和建设方的同意下设置安全阀。

7.0.10 外部火灾

7.0.10.1 本规定适用于盛有液体的容器暴露在外部火灾之中。

7.0.10.2 容器的湿润面积(A)

容器内液面之下的面积统称为湿润面积。外部火焰传入的热量通过湿润面积使容器内的物料气化。不同型式设备的湿润面积计算如下:

(1) 卧式容器:距地面 7.5m 或距能形成大面积火焰的平台之上 7.5m 高度范围内的容器外表面积与最高正常液位以下的外表面积比较,取两者中较小值。

a. 对于椭圆形封头的设备全部外表面积为:

$$A_e = \pi D_o (L + 0.3 \times D_o) \quad (7.0.10-1)$$

式中

- A_e ——外表面积, m^2 ;
- D_0 ——设备直径, m ;
- L ——设备总长(包括封头), m 。

b. 气体压缩机出口的缓冲罐一般最多盛一半液体,湿润表面为容器总表面积的 50%。

c. 分馏塔的湿润表面为塔底正常最高液位和 7.5m 高度内塔盘上液体部分的表面积之和。

(2) 球型容器:球型容器的湿润面积,应取半球表面积或距地面 7.5m 高度下表面积二者中的较大值。

(3) 湿润面积包括火灾影响范围内的管道外表面积。

7.0.10.3 容器外壁校正系数(F)

容器壁外的设施可以阻碍火焰热量传至容器,用容器外壁校正系数(F)反映其对传热的影响。

(1) 根据劳动部颁发的《压力容器安全技术监察规程》(1991 年 1 月 1 日施行)中规定:

- a. 容器在地面上无保温: $F=1.0$
- b. 容器在地面下用砂土覆盖: $F=0.3$
- c. 容器顶部设有大于 $10l/(m^2 \cdot \min)$ 水喷淋装置: $F=0.6$
- d. 容器在地面上有完好保温,见式(7.0.10-4)。

(2) 根据美国石油学会标准 API-520:

- a. 容器在地面上无保温: $F=1.0$
- b. 容器有水喷淋设施: $F=1.0$
- c. 容器在地面上有良好保温时,按式(7.0.10-2)计算:

$$F=4.2 \times 10^{-6} \frac{\lambda}{d_0} (904.4-t) \quad (7.0.10-2)$$

式中

- λ ——保温材料的导热系数, $kJ/(m \cdot h \cdot ^\circ C)$;
- d_0 ——保温材料厚度, m ;
- t ——泄放温度, $^\circ C$ 。

d. 容器在地面之下和有砂土覆盖的地上容器, (F) 值按式(7.0.10-2)计算,将其中的保温材料的导热系数和厚度换成土壤或砂土相应的数值。

另外,保冷材料一般不耐烧,因此,保冷容器的外壁校正系数(F)为 1.0。

7.0.10.4 安全泄放量

(1) 根据劳动部颁发的《压力容器安全技术监察规程》(1991年1月1日施行)中规定:

a. 无保温层

$$W = \frac{2.55 \times 10^5 \times F \times A^{0.82}}{H_t} \quad (7.0.10-3)$$

式中

W ——质量泄放量, kg/h;

H_t ——泄放条件下气化热, kJ/kg;

A ——润湿面积, m^2 ;

F ——容器外壁校正系数, 取 7.0.10.3(1)值。

b. 有保温层

$$W = \frac{2.61 \times (650 - t) \times \lambda \times A^{0.82}}{d_0 \cdot H_t} \quad (7.0.10-4)$$

(2) 根据美国石油学会标准 API-520 中规定:对于有足够的消防保护措施和有能及时排走地面上泄漏的物料措施时,容器的泄放量为:

$$W = \frac{1.555 \times 10^5 \times F \times A^{0.82}}{H_t} \quad (7.0.10-5)$$

否则,采用式(7.0.10-6)计算:

$$W = \frac{2.55 \times 10^5 \times F \times A^{0.82}}{H_t} \quad (7.0.10-6)$$

式中符号同式(7.0.10-3), F 取 7.0.10.3(2)值。

8 最小泄放面积的计算

8.0.1 计算的最小泄放面积为物料流经安全阀时通过的最小截面积。对于全启式安全阀为喉径截面积,对于微启式安全阀为环隙面积。

8.0.2 根据劳动部颁发的《压力容器安全技术监察规程》(1991年1月1日施行)中规定:

(1) 对于气体、蒸汽在临界条件下的最小泄放面积为:

$$a = 13.16 \frac{W}{C_0 \cdot X \cdot P} \sqrt{\frac{ZT}{M}} \quad (8.0.2-1)$$

式中

a ——最小泄放面积, mm^2 ;

W ——质量泄放流量, kg/h ;

X ——气体特性系数;

P ——泄放压力, MPa ;

Z ——气体压缩因子;

T ——泄放温度, K ;

M ——分子量。

流量系数(C_0)由制造厂提供。若没有制造厂的数据时,对于全启式安全阀: $C_0=0.6\sim 0.7$;对于带调节圈的微启式安全阀: $C_0=0.4\sim 0.5$;对于不带调节圈的微启式安全阀: $C_0=0.25\sim 0.35$ 。

气体特性系数(X)见表 16.0.1。

气体压缩因子(Z)查图 16.0.6。

(2) 根据计算的最小泄放面积(a),计算安全阀喉径(d_1)或阀座口径(D)

a. 对于全启式安全阀

$$a = \frac{\pi d_1^2}{4} \quad (8.0.2-2)$$

b. 对于平面密封型微启式安全阀

$$a = \pi D h \quad (8.0.2-3)$$

c. 对于锥面密封型微启式安全阀

$$a = \pi D h \cdot \sin \varphi \quad (8.0.2-4)$$

式中

- d ——安全阀喉径,mm;
- h ——安全阀开启高度,mm;
- D ——安全阀的阀座口径,mm;
- φ ——密封面的半锥角,度。

8.0.3 根据美国石油学会标准 API-520 中的规定如下:

8.0.3.1 临界条件的判断

如果背压满足式(8.0.3-1),则为临界流动,否则为亚临界流动。

$$P_b \leq P_{cf} = P \cdot \left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (8.0.3-1)$$

式中

- P_b ——背压,MPa;
- P_{cf} ——临界流动压力,MPa;
- P ——泄放压力,MPa;
- k ——绝热指数。

8.0.3.2 气体或蒸气在临界流动条件下的最小泄放面积

$$a = \frac{13.16W}{C_0 \cdot X \cdot P \cdot K_b} \sqrt{\frac{TZ}{M}} \quad (8.0.3-2)$$

式中

- a ——最小泄放面积,mm²;
- W ——质量泄放流量,kg/h;
- C_0 ——流量系数;
- X ——气体特性系数;
- P ——泄放压力,MPa;
- K_b ——背压修正系数;
- T ——泄放温度,K;
- Z ——气体压缩因子;
- M ——分子量。

流量系数(C_0)由制造厂提供,若没有制造厂的数据,则取 $C_0 = 0.975$ 。系数(X)由式(8.0.3-3)计算或查表 16.0.1。

$$X = 520 \sqrt{k \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (8.0.3-3)$$

背压修正系数(K_b)仅用于波纹管背压平衡式安全阀(查图 16.0.5)临界流动条件下,对于弹簧式安全阀 $K_b=1.0$ 。

气体压缩因子(Z)查图 16.0.6 所示。

部分物料的绝热指数(k)见表 16.0.2,若没有 k 的数据,则 $X=315$ 。

8.0.3.3 气体或蒸气在亚临界条件下的最小泄放面积

(1) 式(8.0.3-4)适用于导阀式安全阀和弹簧设定时考虑了静背压的影响的弹簧式安全阀,在亚临界流动条件下的最小泄放面积的计算:

$$a=1.8 \times 10^{-2} \frac{W}{C_0 \cdot K_f \sqrt{MP(P-P_b)}} \sqrt{\frac{ZT}{MP(P-P_b)}} \quad (8.0.3-4)$$

亚临界流动系数(K_f)查图 16.0.7。

流量系数(C_0)值由制造厂提供,若没有制造厂数据时, $C_0=0.975$,其它符号同前。

(2) 简便计算弹簧式安全阀在亚临界流动条件下的最小泄放面积时,可先按临界流动条件下的式(8.0.3-2)计算,再将计算结果除以按图 16.0.8 查得的背压修正系数(K_b),即为亚临界条件下的最小泄放面积。

(3) 背压平衡式安全阀在亚临界流动时的最小泄放面积按式(8.0.3-2)计算,但背压修正系数(K_b)应由制造厂提供。

8.0.3.4 水蒸汽

$$a=0.19 \frac{W}{C_0 \cdot P \cdot K_{sh} K_N} \quad (8.0.3-5)$$

流量系数(C_0)值由制造厂提供,若无制造厂数据时, $C_0=0.975$ 。

过热蒸汽校正系数(K_{sh})查表 16.0.3,对于饱和蒸汽, $K_{sh}=1.0$ 。

Napier 系数(K_N)按下述要求选取:

$$P \leq 10.44 \text{MPa 时, } K_N = 1.0$$

$$10.44 \text{MPa} < P \leq 22.17 \text{MPa 时, } K_N = \frac{27.637P - 1000}{33.234P - 1061}$$

其余符号意义同前。

8.0.3.5 液体

$$a=0.196 \frac{V}{C_0 \cdot K_p \cdot K_w \cdot K_v} \sqrt{\frac{G_l}{P-P_b}} \quad (8.0.3-6)$$

超压系数(K_p)查图 16.0.9 所示。

背压修正系数(K_w),对弹簧式安全阀 $K_w=1.0$;对于波纹管背压平衡式安全阀, K_w 查图 16.0.10。

粘度修正系数(K_v)查图 16.0.11。

流量系数(C_0)对于按美国机械工程师协会 ASME 第Ⅷ部分第 I 分篇或国标 GB150-89 设计的容器上安装的安全阀, $C_0=0.65$,其它(如管道上)安装的安全阀, $C_0=0.62$ 。

计算泄放压力(P)时所用的超压,对于按 ASME 第Ⅷ部分第 I 分篇或国标 GB150-89 设计的容器,超压为 10%,其它(如管道上)安装的安全阀,超压为 25%。其余符号同前。

8.0.3.6 两相流体

(1) 气-液平衡态的两相流体,流经阀体时部分液体要产生闪蒸,闪蒸现象会降低阀门的质量流通能力。泄放量的计算方法如下:

a. 确定闪蒸量:分别计算液相自泄放压力经绝热过程至临界压力下和至背压下的闪蒸量,取小者。

b. 用闪蒸的气量和泄放时混合物中的气量之和,根据背压情况及安全阀的型式等,按照式(8.0.3-2)或(8.0.3-4)计算气相所需的最小泄放面积。

c. 根据式(8.0.3-6)计算液相所需的最小泄放面积。

d. 将 b 和 c 项的计算结果相加,即为所需的最小泄放面积。

(2) 背压对安全阀的上述计算过程有很大的作用,因此:

a. 应仔细计算泄放管道中两相流体的压力降;

b. 管道压力降的产生,会使部分液体继续气化;

c. 来自冷冻(如液化气的排放)的物料排放系统,在排放管道中有时会产生液滴和低温;

d. 对于气相处于临界条件下泄放时,计算液相泄放量时背压取临界压力(P_{cl}) (见式 8.0.3-1)。

9 储存气体容器的安全阀

9.0.1 无湿润表面的容器在外部火灾情况下,容器将在短时间内由于金属材料的软化而发生破坏。设置安全阀将不能独立保护这类容器不受损坏,仅能在短时间内(金属软化之前)起作用。因此要采取其它的办法如外保温、水喷淋或自动/手动泄压系统(安装控制阀)。

9.0.2 无湿润表面的容器在外部火灾情况下的泄放量

$$W = 8.764 \frac{(T_w - T)^{1.25}}{T^{1.1506}} \cdot A_1 \cdot \sqrt{MP} \quad (9.0.2)$$

暴露面积(A_1)为距地面或能形成大面积火焰的平台上方 7.5m 以下的容器外表面。

金属壁温(T_w)。对于碳钢为 593°C (866K)。

泄放温度(T)根据理想气体状态方程计算。

9.0.3 最小泄放面积

$$a = 576.7 \times \frac{F' A_1}{\sqrt{P}} \quad (9.0.3-1)$$

泄放阀因子(F')按式(9.0.3-2)计算。 F' 的最小值为 0.01。如果 F' 没有足够的数据进行计算,则 F' 取 0.045。

$$F' = \frac{0.2 \cdot (T_w - T)^{1.25}}{X \cdot C_0 \cdot T^{0.6506}} \quad (9.0.3-2)$$

上式中流量系数(C_0)由制造厂提供。若没有制造厂的数据时, C_0 取 0.975。气体特性系数(X)查表 16.0.1。

上述各式的其它符号同前。

10 安全阀型号的确定

10.0.1 确定原则

(1) 根据计算的最小泄放面积,按制造厂产品资料选择安全阀。原则是所选安全阀的实际泄放面积不得小于最小泄放面积。

(2) 美国石油学会标准 API-526 中规定了安全阀的喉径截面积及其代号,见表 16.0.4。根据计算的最小泄放面积(喉径截面积),按表向上圆整选取喉径代号,再根据喉径代号按制造厂产品资料,选择安全阀。

10.0.2 背压校正

由 10.0.1 选择的安全阀喉径,反算安全阀的泄放量。根据反算的泄放量计算排放管中的压力降,检查安全阀的型式是否适当。

11 安全阀数据表、计算表和汇总一览表

11.0.1 安全阀数据表

安全阀数据表见表 11.0.1。

11.0.2 安全阀计算表

安全阀计算表见表 11.0.2。

11.0.3 汇总一览表

汇总一览表采用行业标准《工艺系统专业提交文件内容的规定》(HG 20558.2-93)中规定的“特殊管件汇总一览表”。

11.0.4 安全阀采购数据汇总表

采购数据汇总表采用行业标准《工艺系统专业提交文件内容的规定》(HG 20558.2-93)中规定的“安全阀采购数据汇总表”。

表 11.0.1

工 程 _____ 装 置 _____ 车间或工段(区) _____		安全阀数据表		工 程 号 _____ 第 页 共 页	
1. 安全阀位号: 3. 被保护设备的位号:		2. PI 图图号: 4. 管道编号:			
5. 最大工作压力: MPa(表) 7. 最高工作温度: °C		6. 设计压力: MPa(表) 8. 设计温度: °C			
9. 物料性质: 名称: 临界压力 MPa 分子量 M : 压缩因子 Z : 膨胀系数 B : 气化热 H_1 : kJ/kg		相态: 临界温度: °C 绝热指数 k : 气相密度 G_g : kg/m ³ 比热 C_p : kJ/kg·°C 粘度 μ : mPa·s			
10. 安全阀设定压力: MPa(表) 12. 背压 P_b : MPa 14. 安全阀泄放压力 P : MPa		11. 超压: % 13. 静背压: MPa 15. 泄放温度 T : K			
16. 设备参数: 直径 D_0 : m 换热管内径 d : mm		设备全长 L : m 最大输入热量 H : kJ/h			
17. 保温材料的厚度 d_0 : m		18. 导热系数 λ : kJ/m·°C·h			
19. 流量系数 C_0 : 21. 背压修正系数 K_b (图 16.0.5 和图 16.0.8): 23. 液体超压修正系数 K_p (图 16.0.9): 25. 液体粘度修正系数 K_v (图 16.0.11): 27. 气体特性系数 X (表 16.0.1):		20. 容器外壁校正系数 F : 22. 亚临界流动系数 K_f (图 16.0.7): 24. 液体背压修正系数 K_w (图 16.0.10): 26. 蒸汽过热系数 K_{sh} (表 16.0.3):			
28. 控制阀的 C_v 值 C_{v1} :		29. 最小流量下的 C_v 值 C_{v2} :			
30. 备注:					
版 次 或 修 改	版 次				
	日 期				
	编 制				
	校 核				
	审 核				

表 11.0.2

工 程 _____ 装 置 _____ 车间或工段(区) _____		安全阀计算表				工 程 号 _____ 第 页 共 页			
1. 安全阀位号:									
2. 安全阀数量:									
3. 安全阀型式:									
安全阀类型:		全启式 <input type="checkbox"/>		微启式 <input type="checkbox"/>					
背压平衡机构:		带波纹管 <input type="checkbox"/>		带活塞 <input type="checkbox"/>					
驱动型式:		弹簧 <input type="checkbox"/>		导阀 <input type="checkbox"/>					
阀帽:		开式 <input type="checkbox"/>		闭式 <input type="checkbox"/>					
搬手:		带 <input type="checkbox"/>		不带 <input type="checkbox"/>					
散热片:		带 <input type="checkbox"/>		不带 <input type="checkbox"/>					
4. 确定安全阀尺寸的事故工况:									
5. 安全阀的选择:									
计算的喉径面积:		mm ²		计算泄放量:		kg/h 或 m ³ /h			
选择的喉径面积:		mm ²		额定泄放量:		kg/h 或 m ³ /h			
选择的喉径面积代号:									
入口公称直径:		mm		入口法兰等级:					
出口公称直径:		mm		出口法兰等级:					
6. 材料:									
阀体		阀帽		阀座		阀芯			
弹簧		波纹管		活塞		其它			
7. 计算标准:									
8. 制造标准:									
9. 制造厂名称:									
10. 安全阀型号:									
11. 说明:									
版 次 或 修 改	版 次								
	日 期								
	编 制								
	校 核								
	审 核								

12 安全阀入口管道的设计

12.0.1 安全阀一般应尽量靠近被保护设备或管道安装,安装位置要易于维修和检验。管道直径不小于安全阀的入口直径,入口管道的压力降不大于安全阀设定压力(表压)的3%。入口管道一般不设切断阀;如果必须设置,则切断阀要铅封开启,而且不影响安全阀的操作。有时设双安全阀以保证至少有一个安全阀能正常工作。

12.0.2 如果几个安全阀共用一条入口管道时,入口管道要满足几个安全阀的流量要求。

12.0.3 安全阀设置在管道上,如图 16.0.12。安全阀距振动源(如果有)的距离应满足图中说明的要求。对于压缩机等大型设备振动源,更应注意安全阀的设置位置,以避免误开启和由于振动使入口管道破坏。

12.0.4 保护全充满液体的设备所用的安全阀,要安装在设备的顶部或顶部出口管道上。

12.0.5 安全阀入口管道至少要有5%的坡度,坡向被保护的系统。入口管道尽量避免袋形弯,如不能避免,则对于易凝物质,在袋形弯低点有连续流动的排液管连至同一压力系统,若凝液易变稠或成固态,则此排液管要伴热;对于不凝介质,在袋形弯的最低处有易于接近的放净阀。

12.0.6 核算在工作温度范围内管道是否需要补偿;同时要核算与安全阀入口管道相连的工艺管道本身热胀冷缩的长度变化。

13 安全阀出口管道的设计

13.0.1 安全阀出口管道的管径要不小于安全阀出口直径。对于弹簧式安全阀,弹簧设定时不考虑静背压的影响,出口管道的动背压(动背压按 9.0.2 所要求的计算)与静背压之和要不大于设定压力(表压)的 10%。对于波纹管背压平衡式安全阀要不大于 50%。安全阀的出口管道一般不设切断阀,如必须设置,则要求切断阀铅封在开启状态。

13.0.2 直接排向大气

13.0.2.1 排放的气相要排向安全地点,一般出口朝上,排放口要切成平口,在管道低点有一个 $\phi 6 \sim \phi 10$ 的排液孔。管口附丝网以避免飞鸟筑巢。

13.0.2.2 排放口要高出以排放口为中心的 7.5m 半径范围内的地面、设备、操作平台等 2.5m 以上。对于有毒、或有腐蚀性、或易燃物料,应按有关规范执行。当允许排向大气时,排放口要高出以排放口为中心的 15m 半径范围内的地面、设备、操作平台 3m 以上。

13.0.2.3 安全阀排放气体的温度高于物料的自然温度,则排出管要设灭火蒸汽,见图 16.0.13 所示。灭火蒸汽管最小管径为 DN25。

13.0.2.4 特殊工艺物料,如易自聚,易结晶等,在排出管设氮气吹扫口,连续通入氮气。

13.0.2.5 排至大气的液体要向下引至安全地点。

13.0.3 排至密闭系统

13.0.3.1 安全阀的排放管道应坡向主管,尽量避免袋形弯。无法避免时,在低点要设易接近的放净阀。对于易凝气体,在低点设蒸汽伴热管,以免积液。

13.0.3.2 排放管与主管的连接,要从主管上部或侧面顺流向 45° 角插入。既可防止总管内的凝液倒入支管,又可减少管路压力降。

13.0.3.3 核算在可能的工作温度范围内出口管道的补偿。

13.0.3.4 对于排放来自冷冻(液化气等)的物料,应检查管材是否合理。

13.0.4 排放管道的管径(气相)

13.0.4.1 在背压允许的范围内,应保持排放管内的物料具有较高的流速,使之经济合理。

13.0.4.2 直接排至大气的管道,排放管出口马赫数取小于或等于 0.5;对于排入密闭系统的管道,马赫数取 0.5~0.7。马赫数的计算见式(13.0.4-1)。

$$Ma=U/U_s \quad (13.0.4-1)$$

$$U_s=10^3 \sqrt{\frac{k \cdot P_d}{G_g}} \quad (13.0.4-2)$$

式中

Ma ——马赫数；

U_s ——声速，m/s；

U ——物料流速，m/s；

P_d ——物料压力，MPa；

k ——绝热指数；

G_g ——气体密度，kg/m³。

排放管道压力较低，压力降计算公式应选用可压缩流体的压力降计算公式。

在安全阀未选定之前，排放流量按工艺计算的泄放量；一般在安全阀选定之后，用安全阀的额定流量再计算一次管道压力降，校核所选的管径是否合适。但在特殊情况下则有所不同，在工艺计算的泄放量很小时，不得不选择较大的安全阀，这样安全阀的额定流量可能几倍于计算值。按额定流量计算的管径可能远大于用计算的泄放量计算的管径，所以在经济上是不合算的。这时，要根据经验确定合理的管径，以满足技术和经济的要求。

14 安全阀出口反力的计算和反力数据表

14.0.1 安全阀出口反力的计算

物料泄放时,流体的流动会对排放管道产生一作用力,并通过排出管道传至安全阀;进而以力矩的形式通过安全阀入口管道传至设备接管。这个力和力矩是否对安全阀的进出口管道和设备的接管、法兰产生不良影响(如容器是否要补强等),需要进行详细的计算后确定。

作用力的大小与物料泄放至大气还是泄放至密闭系统有很大关系。

14.0.1.1 气相物料泄放至大气

对于可压缩流体(气体或蒸汽)临界稳态流动,且物料流经安全阀后经一段水平管、一个 90°长半径弯头、一段垂直立管排入大气,如图 16.0.14 所示,作用力(f)按式(14.0.1-1)计算:

$$f=1.02 \times 10^{-6} \times W \times \sqrt{\frac{kT}{(k+1)M}} + 10 \times A_0 \times P_2 \quad (14.0.1-1)$$

式中

f ——泄放反力,N;

A_0 ——泄放管出口截面积,mm²;

P_2 ——泄放管出口静压力,MPa(表);

k ——绝热指数。

其余符号意义同前。

14.0.1.2 气相物料泄放至密闭系统

泄放至密闭系统的稳态流动,在排出管中一般不会产生大的作用力和力矩,仅计算管径突然扩大位置的作用力。如果需要计算泄放至密闭系统的作用力,则应采用复杂的非稳态分析方法,可从专门资料中查阅。

14.0.1.3 液相物料的泄放反力

液体泄放时在安全阀出口中心线处的水平反力(f)按式(14.0.1-2)计算:

$$f=0.694 \times P \times a_2 \quad (14.0.1-2)$$

式中

f ——泄放反力,N;

P ——泄放压力,MPa;

a_2 ——安全阀喉径面积,mm²。

14.0.2 出口管道由于泄放时的作用力、振动和自身的自重、热胀冷缩等原因,应设支架支撑。

14.0.3 安全阀反力数据表

安全阀反力数据表采用行业标准《工艺系统专业提交文件内容的规定》(HG 20558.2-93)“安全阀反力数据表”。

15 安装注意事项

15.0.1 安全阀要定期检修,因此安全阀应安装在易于检修和调节的地方。立式容器上安装的安全阀入口小于等于 $DN80$ 的可以装在平台边沿,大于等于 $DN100$ 的必须装在平台上。

15.0.2 安全阀要垂直安装。

15.0.3 根据国标 GB 150—89 的要求,每台安全阀都应在阀门的明显位置上安装金属铭牌,铭牌的内容应包括:

制造单位和许可证编号 . 年 月

阀门型号

产品编号

公称压力

阀座喉径(mm)

排放系数

适用介质

16 附图和附表

16.0.1 气体特性系数表

由气体的绝热指数 k 值,查得气体特性系数 X ,见表 16.0.1。

气体特性系数表

表 16.0.1

k	X	k	X	k	X	k	X
1.01	317	1.31	348	1.61	373	1.91	395
1.02	318	1.32	349	1.62	374	1.92	395
1.03	319	1.33	350	1.63	375	1.93	396
1.04	320	1.34	351	1.64	376	1.94	397
1.05	321	1.35	352	1.65	376	1.95	397
1.06	322	1.36	353	1.66	377	1.96	398
1.07	323	1.37	353	1.67	378	1.97	398
1.08	325	1.38	354	1.68	379	1.98	399
1.09	326	1.39	355	1.69	379	1.99	400
1.10	327	1.40	356	1.70	380	2.00	400
1.11	328	1.41	357	1.71	381	—	—
1.12	329	1.42	358	1.72	382	—	—
1.13	330	1.43	359	1.73	382	—	—
1.14	331	1.44	360	1.74	383	—	—
1.15	332	1.45	360	1.75	384	—	—
1.16	333	1.46	361	1.76	384	—	—
1.17	334	1.47	362	1.77	385	—	—
1.18	335	1.48	363	1.78	386	—	—
1.19	336	1.49	364	1.79	386	—	—
1.20	337	1.50	365	1.80	387	—	—
1.21	338	1.51	365	1.81	388	—	—
1.22	339	1.52	366	1.82	389	—	—
1.23	340	1.53	367	1.83	389	—	—
1.24	341	1.54	368	1.84	390	—	—
1.25	342	1.55	369	1.85	391	—	—
1.26	343	1.56	369	1.86	391	—	—
1.27	344	1.57	370	1.87	392	—	—
1.28	345	1.58	371	1.88	393	—	—
1.29	346	1.59	372	1.89	393	—	—
1.30	347	1.60	373	1.90	394	—	—

16.0.2 部分物料的物性表

部分物料的物性(分子量、比重、临界温度、绝热指数)见表 16.0.2。

部分物料的物性表

表 16.0.2

物 料	分子量	比 重		临界压力 MPa	临界温度 K	绝热指数 $k = \frac{C_p}{C_v}$
		气 相	液 相			
醋酸	60.05	2.071	1.049	5.78	594.8	1.15
丙酮	—	—	0.791	4.72	508.7	—
乙炔	26.04	0.898	—	6.24	309	1.26
空气	28.97	1	—	3.76	132	1.40
氨	17.03	0.587	0.817	11.28	405.5	1.33
氨	39.94	1.381	1.65	4.9	151	1.67
苯	78.11	2.89	0.879	4.92	562	1.12
1.3-丁二烯	54.09	1.922	0.621	4.33	425	1.12
丁烷	58.12	2.007	0.579	3.8	425.2	1.094
异丁烷	58.12	2.007	0.557	3.65	408.1	1.094
二氧化碳	44.01	1.53	1.101	7.39	304	1.30
二硫化碳	76.13	2.628	1.263	7.9	546	1.21
一氧化碳	28.00	0.967	0.814	3.5	134	1.40
氯	70.90	2.45	1.56	7.71	417	1.36
环己烷	84.16	2.905	0.779	4.05	553	1.09
癸烷	142.28	4.91	0.734	—	619	1.03
乙烷	30.07	1.05	0.546	4.88	305.5	1.22
乙醇	46.07	1.59	0.789	6.38	516	1.13
氯乙烷	64.52	2.22	0.903	5.27	460	1.19
乙烯	28.05	0.997	0.566	5.07	282.4	1.26
氟利昂 11	137.37	4.742	1.494	4.37	469	1.14
氟利昂 12	120.92	4.174	1.486	4.115	385	1.14
氟利昂 22	86.48	2.985	1.419	4.94	369	1.18
氟利昂 114	170.93	5.90	1.538	3.26	419	1.09
氮	4.00	0.138	—	0.229	5.3	1.66
己烷	86.17	2.97	0.659	3.03	507.9	1.06
氯化氢	36.50	1.27	—	8.26	324	1.41
氢	2.016	0.070	0.0709	1.29	33.3	1.41
硫化氢	34.07	1.19	—	9.0	273.6	1.32
煤油	—	—	0.815	—	—	—
甲烷	16.04	0.555	0.415	4.64	191.1	1.31
甲醇	32.04	1.11	0.792	7.95	513	1.20
丁烷	72.15	2.49	0.625	3.33	461	1.08
氯甲烷	50.49	1.742	0.952	6.68	416	1.20
天然气	19	0.656	—	—	—	1.27
硝酸	—	—	1.502	—	—	—
一氧化氮	30.00	1.036	1.269	6.48	180	1.40
氮	28.00	0.967	1.026	3.4	125.8	1.40
二氧化氮	44.00	1.519	1.226	7.26	309.7	1.30
壬烷	128.25	4.43	0.718	—	595.7	1.04
辛烷	114.22	3.94	0.707	2.49	569.4	1.05
氧	32.00	1.10	1.426	5.08	154.8	1.40
戊烷	72.15	2.49	0.631	3.37	469.8	1.07
丙烷	44.09	1.55	0.585	4.25	370	1.13
丙烯	42.08	1.476	0.609	4.61	364.6	1.15
水蒸汽	18.02	0.622	1.00	22.13	647	1.324
苯乙烯	104.14	3.60	0.906	—	647	1.07
二氧化硫	64.06	2.26	1.434	7.88	430	1.29
硫酸	—	—	1.834	—	—	—
甲苯	92.13	3.18	0.866	4.21	594	1.09

16.0.3 水蒸汽过热系数表

水蒸汽过热系数(K_{sh})见表 16.0.3。

水蒸汽过热系数(K_{sh})

表 16.0.3

温 度 设 定 压 力 (MPa) ($^{\circ}C$)	饱 和 温 度	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480
		0.5	1.005	0.996	0.972	0.951	0.931	0.913	0.896	0.879	0.864	0.849	0.835	0.822		
1.0	0.978	0.981	0.983	0.960	0.938	0.919	0.901	0.884	0.868	0.853	0.838	0.825				
1.5	0.977	0.976	0.970	0.972	0.947	0.925	0.906	0.888	0.872	0.856	0.841	0.828				
2.0	0.972		0.967	0.964	0.955	0.932	0.912	0.893	0.876	0.860	0.845	0.830	0.817	0.804	0.792	0.780
2.5	0.969			0.961	0.961	0.937	0.918	0.898	0.880	0.863	0.848	0.833	0.819	0.806	0.793	0.782
3.0	0.967			0.962	0.957	0.949	0.924	0.903	0.885	0.867	0.851	0.836	0.822	0.808	0.795	0.783
4.0	0.965				0.958	0.954	0.934	0.915	0.894	0.875	0.857	0.841	0.826	0.813	0.799	0.787
5.0	0.966					0.955	0.953	0.927	0.904	0.884	0.865	0.848	0.832	0.817	0.803	0.790
6.0	0.968					0.962	0.953	0.941	0.911	0.891	0.872	0.854	0.838	0.822	0.808	0.794
7.0	0.971						0.958	0.954	0.924	0.901	0.881	0.861	0.844	0.827	0.812	0.798
8.0	0.975						0.967	0.956	0.937	0.912	0.888	0.868	0.850	0.833	0.817	0.802
9.0	0.980							0.962	0.957	0.926	0.897	0.876	0.856	0.838	0.822	0.807
10.0	0.986							0.971	0.961	0.936	0.909	0.883	0.863	0.844	0.827	0.811

16.0.4 安全阀喉径代号

根据 API-526 标准,安全阀的标准喉径截面积及其代号见表 16.0.4。

喉径代号与喉径截面积关系表 表 16.0.4

喉径代号	喉径截面积	
	mm^2	in^2
D	71	0.110
E	126	0.196
F	198	0.307
G	324	0.503
H	506	0.785
J	830	1.287
K	1185	1.838
L	1840	2.853
M	2322	3.60
N	2800	4.34
P	4116	6.38
Q	7192	11.05
R	10322	16.0
T	16774	26.0

16.0.5 波纹管背压平衡式安全阀的背压修正系数(用于气体或蒸汽)

波纹管背压平衡式安全阀的背压修正系数(K_b)(用于气体或蒸汽),见图 16.0.5

所示, $K_b = \frac{\text{有背压时的泄放量}}{\text{无背压时的泄放量}}$ 。

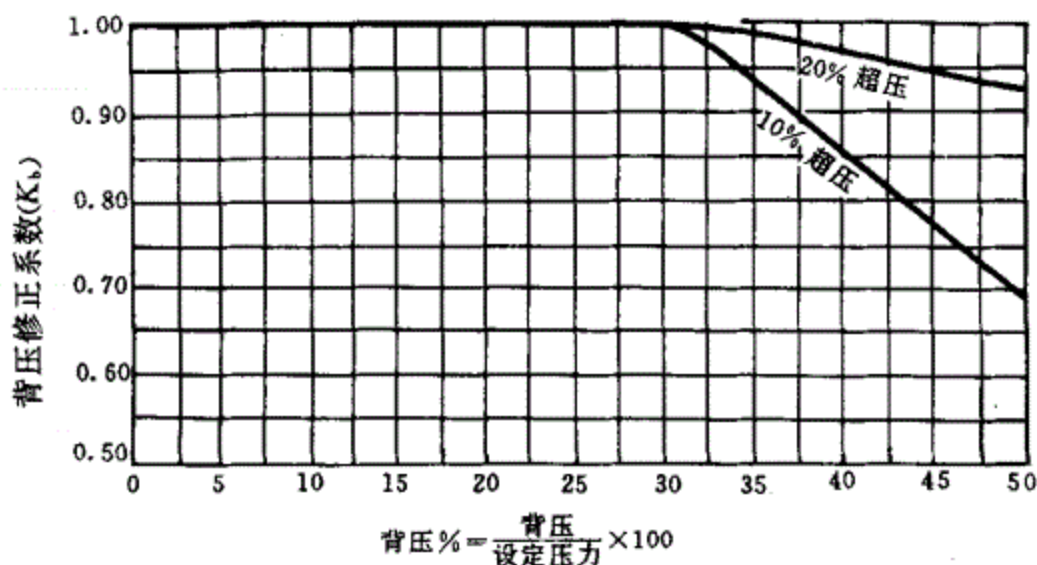
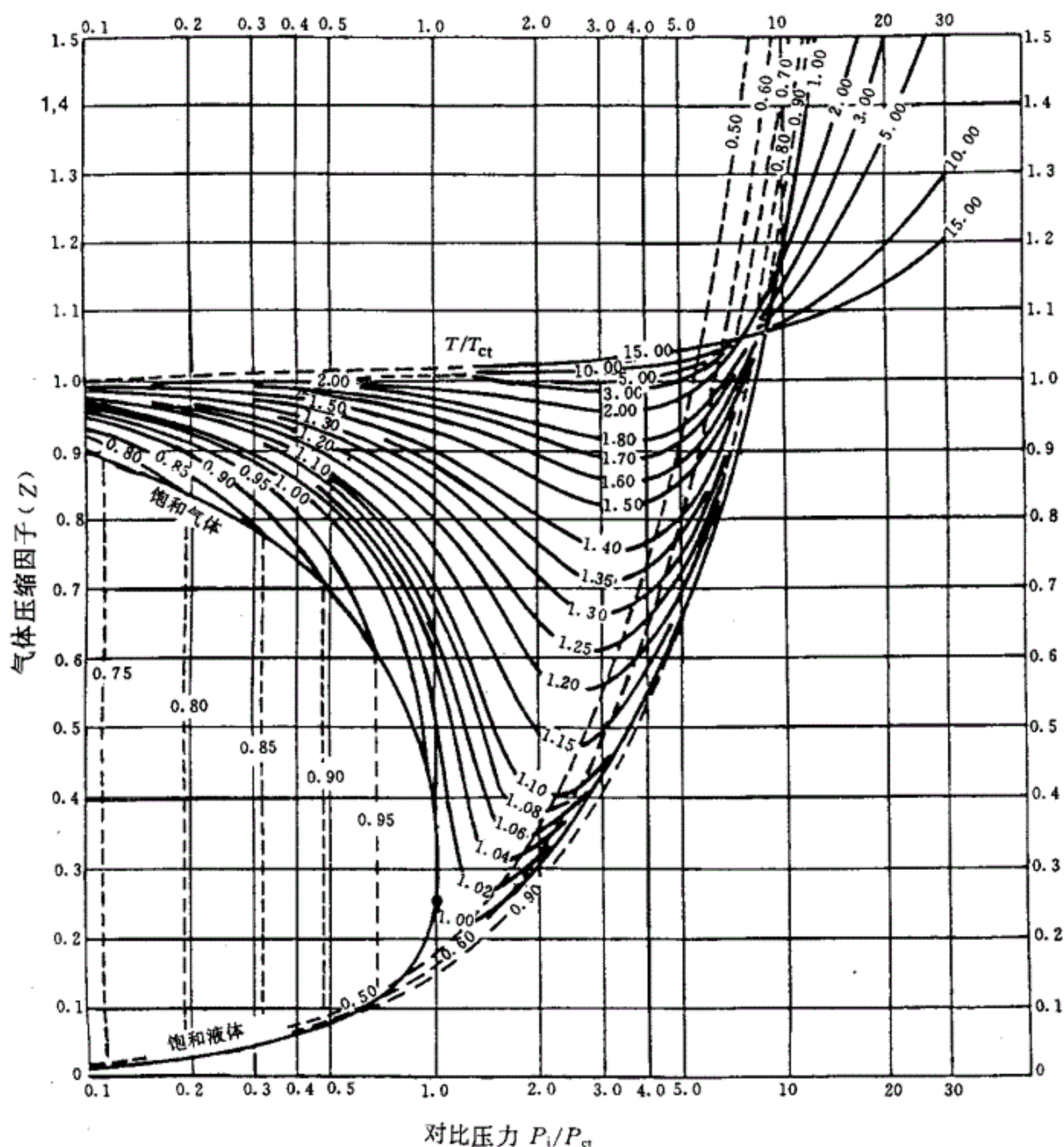


图 16.0.5 波纹管背压平衡式安全阀的背压修正系数(K_b)(用于气体或蒸汽)

注:背压修正系数(K_b)应由制造厂提供。若没有制造厂的数据时,可参考本曲线。本曲线适用于设定压力大于 0.34MPa(表)的临界流动,在适用范围之外的,应选用制造厂提供的 K_b 值。

16.0.6 气体压缩因子值

气体压缩因子(Z)值见图 16.0.6 所示。



P_i ——绝对压力,MPa;
 P_{ct} ——临界压力,MPa;
 T ——绝对温度,K;
 T_{ct} ——临界温度,K.

图 16.0.6 气体压缩因子(Z)值

16.0.7 亚临界流动系数图

亚临界流动系数(K_f)值见图 16.0.7 所示。

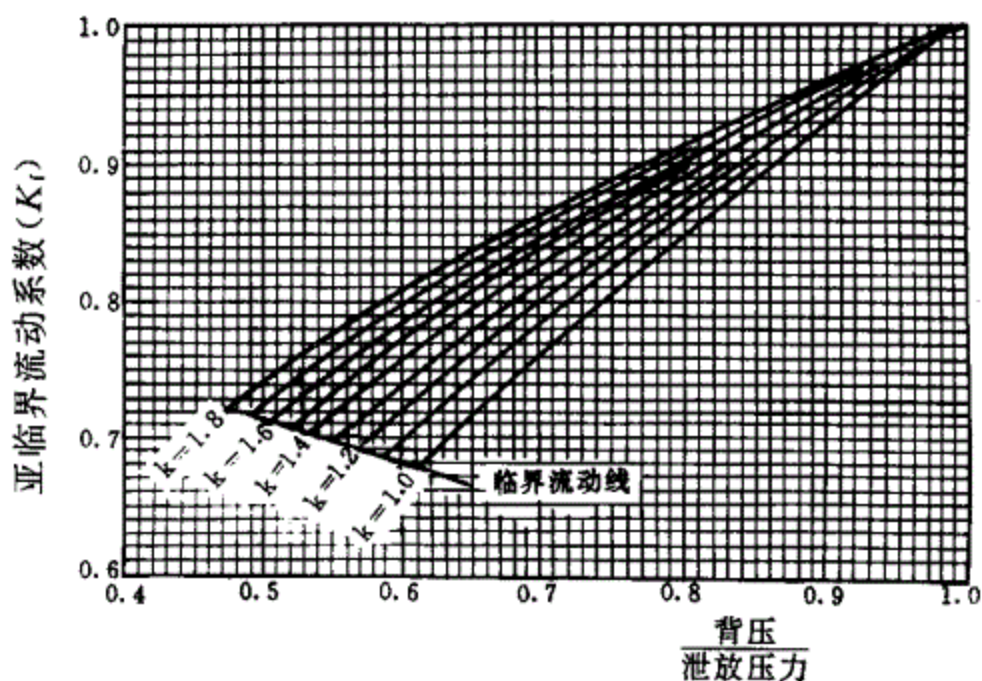


图 16.0.7 亚临界流动系数(K_f)图

图中 k 为绝热指数。

16.0.8 弹簧式安全阀背压修正系数图

弹簧式安全阀背压修正系数(K_b)见图 16.0.8 所示。

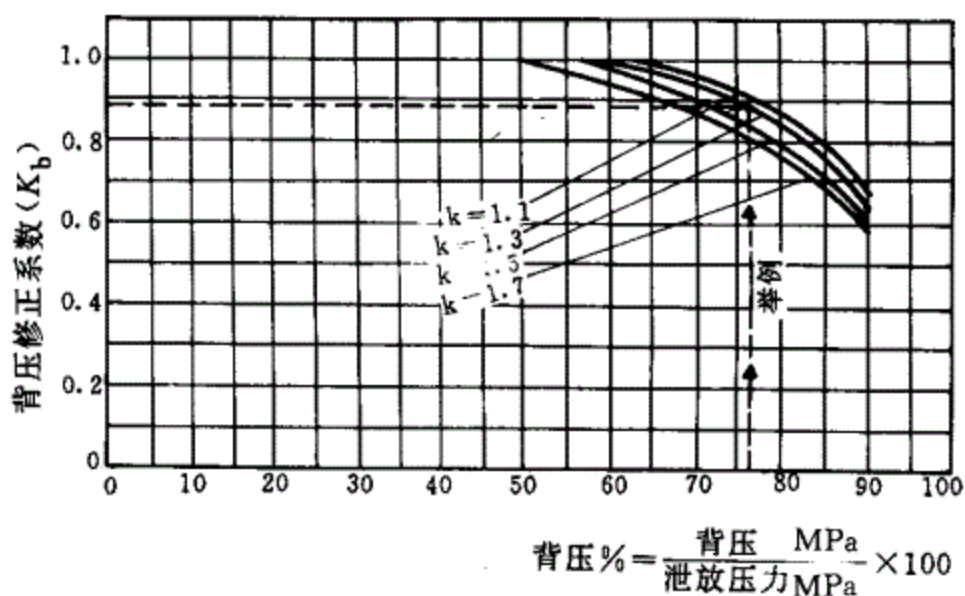


图 16.0.8 弹簧式安全阀背压修正系数(K_b)图

注：背压修正系数(K_b)应由制造厂提供。若没有制造厂数据时，可参考本图。图中 k 为绝热指数。

例：设定压力=0.7MPa(表)

静背压=0.49MPa(表)

弹簧设定=0.21MPa

超压=0.07MPa

$$\text{背压}\% = \frac{0.49+0.07+0.1}{0.69+0.07+0.1} \times 100 = 76$$

由图 16.0.8 查得: $K_b = 0.89$

16.0.9 液体超压修正系数图

液体超压修正系数(K_p)见图 16.0.9 所示。

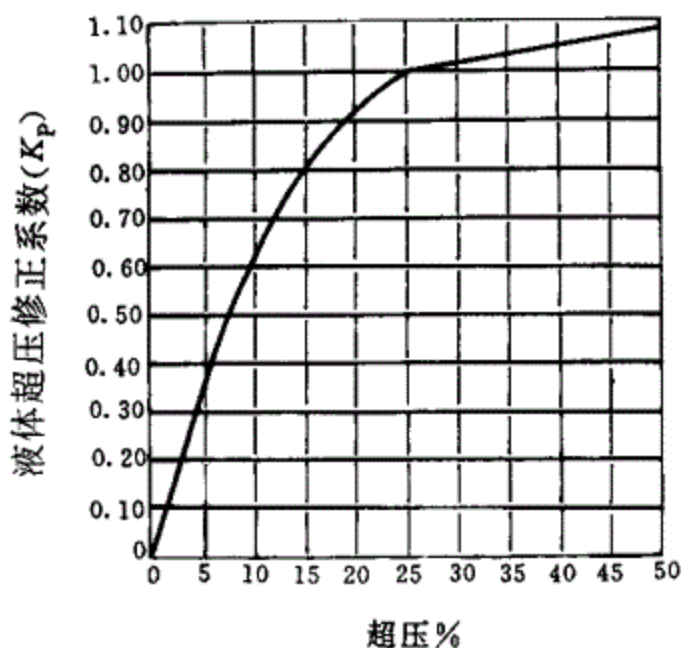


图 16.0.9 液体超压修正系数(K_p)图

注:图中所示,超压 25%(含 25%)以下时,泄放量受阀瓣提升高度、流量系数和超压的影响;

超压 25%以上时,泄放量仅与超压有关。

超压小于 10%时会引起阀瓣“抖动”,因而应该避免。

16.0.10 波纹管背压平衡式安全阀超压 25%时的背压修正系数(液体用)图

波纹管背压平衡式安全阀超压 25%时的背压修正系数(K_w)(液体用)见图 16.0.10 所示。

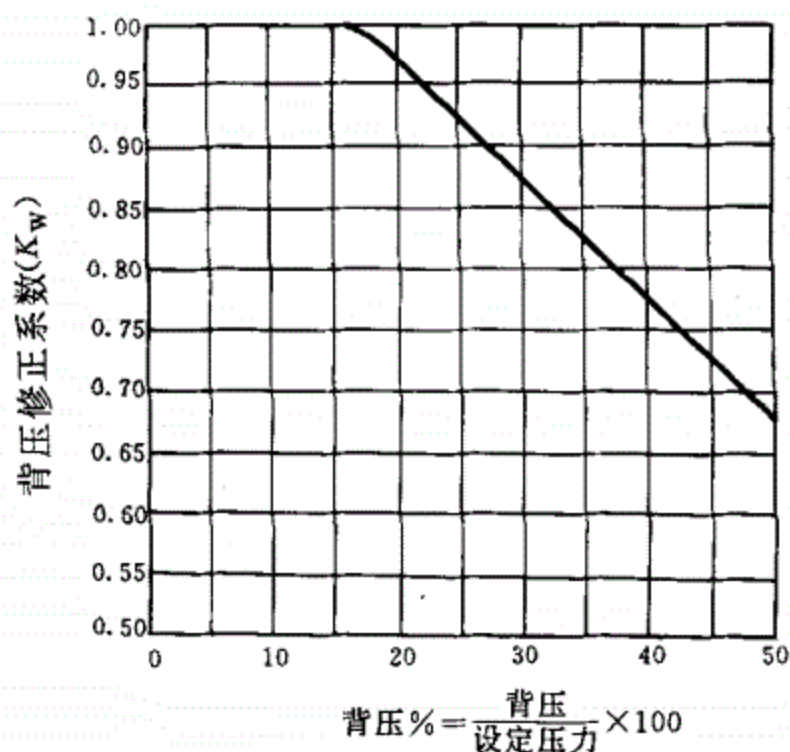


图 16.0.10 波纹管背压平衡式安全阀超压 25% 时的背压修正系数 (K_w) (液体用)

注: 背压修正系数 (K_w) 应由制造厂提供。若没有制造厂的数据时, 可参考本图。

16.0.11 液体粘度修正系数图

液体粘度修正系数 (K_v) 见图 16.0.11 所示。

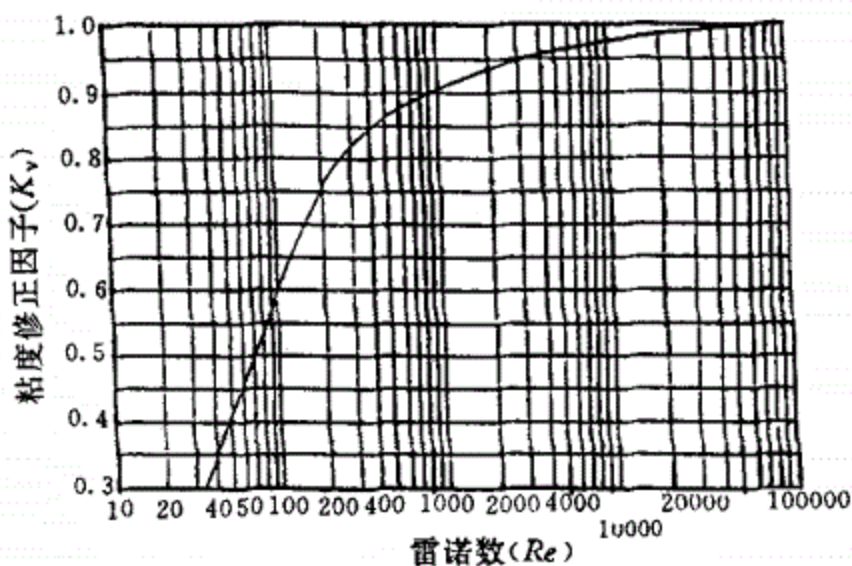


图 16.0.11 液体粘度修正系数 (K_v) 图

注: 计算过程如下:

首先按无粘性流体 $K_v = 1.0$ 计算最小泄放面积 (a_1), 按表 16.0.4 选大一级的实际泄放

面积(a_2),按下式计算雷诺数:

$$Re = 313.6 \frac{V \times G_l}{\mu \cdot \sqrt{a_2}} \quad (16.0.11)$$

式中

V ——体积泄放流量, m^3/h ;

μ ——动力粘度, $mPa \cdot s$;

G_l ——液相密度, kg/m^3 ;

a_1 ——不考虑液体粘性计算的最小泄放面积, mm^2 ;

a_2 ——安全阀的喉径面积(液相), mm^2 。

根据式(16.0.11)计算结果查本图 K_v 值,将 K_v 值代入式(8.0.3-6),计算最小泄放面积(a)。如果 $a < a_2$,则 a_2 为最终选定的实际泄放面积;如果 $a > a_2$,则选再大一级的实际泄放面积进行上述计算过程,直至校正的最小泄放面积(a)小于选择的实际泄放面积(a_2)。

16.0.12 安全阀距震动源的距离

安全阀距震动源的最小距离见图 16.0.12 所示。



图 16.0.12 安全阀距震动源的最小距离

压力波动源	最小直管段长度
控制阀和截止阀	25 倍管径
不在一个平面内的两个弯头	20 倍管径
同一个平面内的两个弯头	15 倍管径
一个弯头	10 倍管径
脉动衰减器	10 倍管径

16.0.13 安全阀的灭火蒸汽管

安全阀的灭火蒸汽管配置见图 16.0.13 所示。

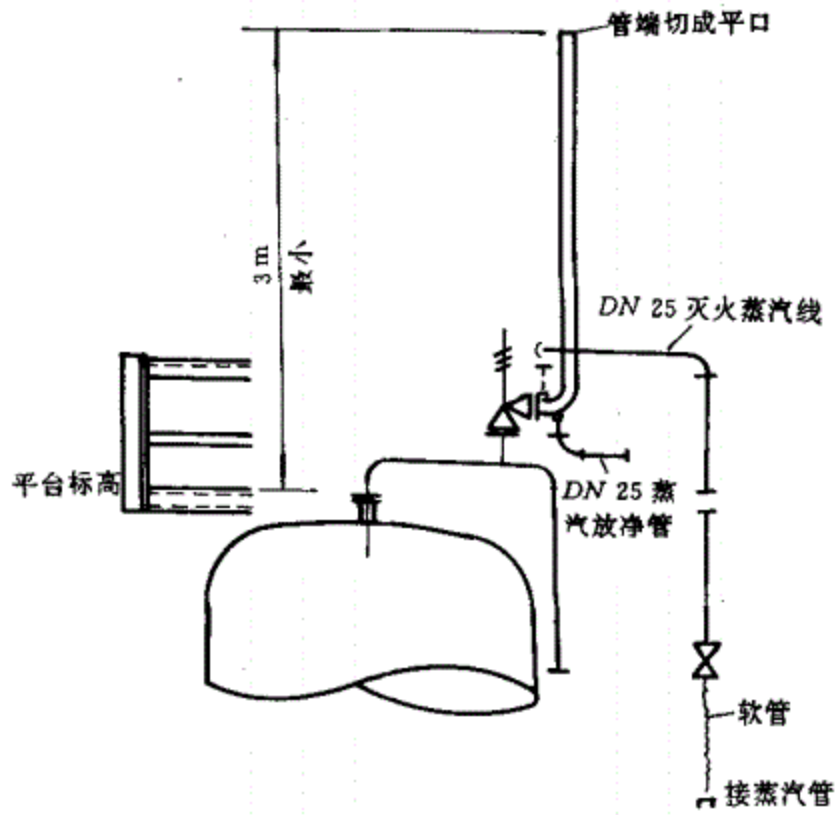


图 16.0.13 安全阀的灭火蒸汽管示意图

16.0.14 出口反力示意图

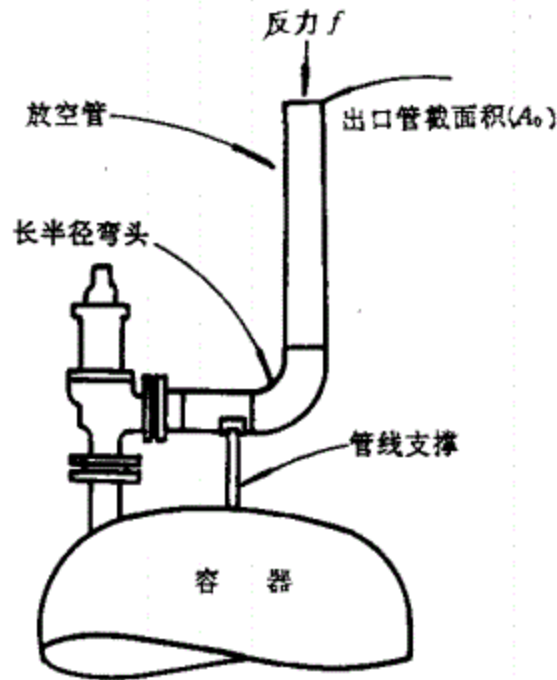


图 16.0.14 出口反力示意图

注：管线支撑应尽可能靠近放空管中心线。

17 符号说明

- a ——最小泄放面积, mm^2 ;
- a_1 ——不考虑液体粘性计算的最小泄放面积, mm^2 ;
- a_2 ——安全阀的喉径面积(液相), mm^2 ;
- A ——湿润面积, m^2 ;
- A_0 ——安全阀泄放管口截面积(泄放至大气), mm^2 ;
- A_1 ——暴露面积, m^2 ;
- A_e ——椭圆封头设备的外表面积, m^2 ;
- B ——液体膨胀系数, $1/^\circ\text{C}$;
- C_0 ——流量系数;
- C_p ——液体定压比热, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$;
- C_{v1} ——控制阀的 C_v 值;
- C_{v2} ——控制阀最小流量下的 C_v 值;
- d ——换热管内直径, mm ;
- d_0 ——保温材料的厚度, m ;
- d_1 ——安全阀的喉径, mm ;
- D ——安全阀的阀座口径, mm ;
- D_0 ——设备直径, m ;
- f ——泄放反力, N ;
- F ——容器外壁校正系数;
- F' ——泄放阀因子;
- g ——重力加速度($=9.8$), m/s^2 ;
- G_g ——气相密度, kg/m^3 ;
- G_l ——液相密度, kg/m^3 ;
- h ——微启式安全阀开启高度, mm ;
- H ——正常工作下最大输入热量, kJ/h ;
- H_t ——泄放条件下气化热, kJ/kg ;
- k ——绝热指数(C_p/C_v);
- K_b ——背压修正系数;

- K_f ——亚临界流动系数；
 K_N ——Napier 方程系数；
 K_P ——液体超压修正系数；
 K_{sh} ——水蒸汽过热系数；
 K_v ——液体粘度修正系数；
 K_w ——液体背压修正系数；
 L ——设备总长(包括封头),m；
 l ——安全阀入口管长,m；
 M ——分子量；
 Ma ——马赫数；
 P ——泄放压力,MPa；
 P_2 ——泄放至大气的出口管处的静压,MPa(表)；
 P_b ——背压,MPa；
 P_{cf} ——临界流动压力,MPa；
 P_d ——流体压力,MPa；
 P_h ——高压侧工作压力,MPa；
 ΔP ——高压侧与低压侧压力差,MPa；
 t ——泄放温度,℃；
 T ——泄放温度,K；
 T_w ——金属壁温,K；
 U ——物料流速,m/s；
 U_a ——声速,m/s；
 V ——体积泄放流量,m³/h；
 W ——质量泄放流量,kg/h；
 X ——气体特性系数；
 Z ——气体压缩系数；
 λ ——保温材料导热系数,kJ/(m·h·℃)；
 μ ——粘度,mPa·s；
 φ ——微启式安全阀锥形密封面的半锥角,度。

压力——本规定除注明外,均为绝对压力。

中华人民共和国行业标准

HG

国际通用设计体制和方法

HG/T 20570—95

工艺系统工程设计 技术规定

1996—05—02 发布

1996—09—01 实施

中华人民共和国化学工业部

发布

中华人民共和国行业标准

工艺系统工程设计技术规定

HG/T 20570—95

主编单位：化工部工艺系统设计技术中心站

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一 九 九 六 年 九 月 一 日

化工部工程建设标准编辑中心

1996 北 京

爆破片的设置和选用

HG/T 20570.3—95

编制单位：中国寰球化学工程公司

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一九九六年九月一日

编制人：

中国寰球化学工程公司 尚长友

审核人：

中国寰球化学工程公司 杨 宜

化工部工艺系统设计技术中心站 封淑元 龚人伟

1 应用范围

1.0.1 本规定适用于石油化工、化工装置的压力容器、管道或其它密闭空间防止超压的拱形金属爆破片和爆破片装置。爆破片的爆破压力最高不大于 35MPa。

2 名 词

2.0.1 爆破片装置

由爆破片(或爆破片组件)和夹持器(或支承圈)等装配组成的压力泄放安全装置。当爆破片两侧压力差达到预定温度下的预定值时,爆破片即刻动作(破裂或脱落),泄放出压力介质。

2.0.2 爆破片

在爆破片装置中,能够因超压而迅速动作的压力敏感元件,用以封闭压力,起到控制爆破压力的作用。

2.0.3 爆破片组件(又称组合式爆破片)

由压力敏感元件、背压托架、加强环、保护膜等两种或两种以上零件组合成的爆破片。

2.0.4 正拱型爆破片

压力敏感元件呈正拱型。在安装时,拱的凹面处于压力系统的高压侧。动作时该元件发生拉伸破裂。

2.0.4.1 正拱普通型爆破片

压力敏感元件无需其它加工,由坯片直接成型的正拱型爆破片。

2.0.4.2 正拱开缝型爆破片

压力敏感元件由有缝(孔)的拱型片与密封膜组成的正拱型爆破片。

2.0.5 反拱型爆破片

压力敏感元件呈反拱型。在安装时,拱的凸面处于压力系统的高压侧,动作时该元件发生压缩失稳,致使破裂或脱落。

2.0.5.1 反拱带刀架(或鳄齿)型爆破片

压力敏感元件失稳翻转时因触及刀刃(或鳄齿)而破裂的反拱型爆破片。

2.0.5.2 反拱脱落型爆破片

压力敏感元件失稳翻转时沿支承边缘脱落,并随高压侧介质冲出的反拱型爆破片。

2.0.6 刻槽型爆破片

压力敏感元件的拱面(凸面或凹面)刻有减弱槽的拱型(正拱或反拱)爆破片。

2.0.7 夹持器

在爆破片装置中,具有设计给定的泄放口径,用以固定爆破片位置,保证爆破片

准确动作的配合件。

2.0.8 支承器

用机械方式或焊接固定反拱脱落型爆破片位置,保证爆破片准确动作的环圈。

2.0.9 背压

存在于爆破片装置泄放侧的静压,在泄放侧若存在其它压力源或在入口侧存在真空状态均形成背压。

泄放侧压力超过入口侧压力的差值称为背压差。

2.0.10 背压托架

在组合式爆破片中,用来防止压力敏感元件因出现背压差而发生意外破坏的拱型托架。该类托架需与压力敏感元件配合,拱面开孔(或缝)。

置于正拱型爆破片凹面的背压托架,在出现背压差时,防止爆破片凸面受压失稳。当系统压力可能出现真空时,此种背压托架有时称为真空托架。

置于反拱型爆破片凸面的背压托架,在出现背压差时,防止爆破片凹面受压破坏。

2.0.11 加强环

在组合式爆破片中,与压力敏感元件边缘紧密结合,起增强边缘刚度作用的环圈。

2.0.12 密封膜

在组合式爆破片中,对压力敏感元件起密封作用的薄膜。

2.0.13 保护膜(层)

当压力敏感元件易受腐蚀影响时,用来防腐蚀的覆盖薄膜,或者涂(镀)层。

2.0.14 坯片

从金属薄带或薄板材上冲剪出来的,在制成拱型爆破片以前的金属片。

2.0.15 爆破压力

爆破片装置在相应的爆破温度下动作时,爆破片两侧的压力差值。

2.0.15.1 设计爆破压力

爆破片设计时由需方提出的对应于爆破温度下的爆破压力。

2.0.15.2 最大(最小)设计爆破压力

设计爆破压力加制造范围,再加爆破压力允差的总代数和。

2.0.15.3 试验爆破压力

爆破试验时,爆破片在爆破瞬间所测量到的实际爆破压力。测此爆破压力的同时应测量试验爆破温度。

2.0.15.4 标定爆破压力

经过爆破试验标定符合设计要求的爆破压力。当爆破试验合格以后,其值取该批次爆破片按规定抽样数量的试验爆破压力的算术平均值。

同一批次爆破片的标定爆破压力必须在商定的制造范围以内,当商定制造范围为零时,标定爆破压力应是设计爆破压力。

2.0.16 最大工作压力

容器在正常工作过程中,容器顶部可能达到的最大的压力。见《设备和管道系统设计压力和设计温度的确定》(HG/T 20570.1-95)。

2.0.17 最高压力

容器最大工作压力加上流程中工艺工作系统附加条件后,容器顶部可能达到的压力。见《设备和管道系统设计压力和设计温度的确定》(HG/T 20570.1-95)。

2.0.18 爆破温度

与爆破压力相应的压力敏感元件壁的温度。此术语可以与“设计”或“试验”作定语连用。

2.0.19 制造范围

为方便爆破片制造,设计爆破压力在制造时允许变动的压力范围。此种允许变动的压力范围须由供需双方协商确定。

2.0.20 爆破压力允差

爆破片实际的试验爆破压力相对于标定爆破压力的最大允许偏差。其值可以是正负相等的绝对值或百分数。

当商定制造范围为零时,此允差即表示对设计爆破压力的最大偏差。

2.0.21 泄放面积

爆破片装置几何上最小的流通面积。用以计算爆破片装置的理论泄放量。

计算泄放面积应考虑爆破片爆破或脱落后,可能使通道截面减小的各种情况,例如刀架、背压托架、爆破片残骸等造成的阻塞。

2.0.22 泄放量(又称泄放能力)

爆破片爆破后,通过泄放面积能够泄放出去的压力介质流量。

2.0.23 批次

具有相同型式、规格、标定爆破压力与爆破温度,且其材料(牌号、性能)和制造工艺完全相同的一组爆破片为一个批次。

3 分 类

- 3.0.1 正拱型金属爆破片装置(拉伸型金属爆破片装置)。
- 3.0.2 反拱型金属爆破片装置(压缩型金属爆破片装置)。
- 3.0.3 按组件结构特征还可细分,见表 3.0.3。

金属爆破片分类

表 3.0.3

型 式	名 称
正拱型	普通型 开缝型 背压托架型 加强环型 软垫型 刻槽型
反拱型	卡圈型 背压托架型 刀架型 鳄齿型 刻槽型

- 3.0.4 夹持器的夹持面及外接密封面型式见表 3.0.4。

夹持器的夹持面及外接密封面型式表

表 3.0.4

夹持面形状	平 面 锥 面
外接密封面形状	平 面 凹凸面 榫槽面

4 爆破片的设置

4.0.1 独立的压力容器和/或压力管道系统设有安全阀、爆破片装置或这二者的组合装置。

4.0.2 满足下列情况之一应优先选用爆破片：

4.0.2.1 压力有可能迅速上升的；

4.0.2.2 泄放介质为含有颗粒、易沉淀、易结晶、易聚合和介质粘度较大；

4.0.2.3 泄放介质有强腐蚀性，使用安全阀时其价格很高；

4.0.2.4 工艺介质十分贵重或有剧毒，在工作过程中不允许有任何泄漏，应与安全阀串联使用；

4.0.2.5 工作压力很低或很高时，选用安全阀则其制造比较困难；

4.0.2.6 当使用温度较低而影响安全阀的工作特性；

4.0.2.7 需要较大泄放面积。

4.0.3 对于一次性使用的管路系统(如开车前吹扫的管路放空系统)，爆破片的破裂不影响操作和生产的场合，设置爆破片。

4.0.4 为减少爆破片破裂后的工艺介质的损失，可与安全阀串联使用，详见第8章。

4.0.5 作为压力容器的附加安全设施，可与安全阀并联使用，例如爆破片仅用于火灾情况下的超压泄放。

4.0.6 为增加异常工况(如火灾等)下的泄放面积，爆破片可并联使用。

4.0.7 爆破片不适用于经常超压的场合。

4.0.8 爆破片不宜用于温度波动很大的场合。

5 爆破片泄流量和泄放面积的计算

5.0.1 物理超压过程的爆破片额定泄流量(泄放能力)按以下公式计算:

$$\text{气体} \quad W \leq 55.8 C_0 C_a P \sqrt{\frac{M}{ZT}} \quad (5.0.1-1)$$

$$\text{水蒸汽} \quad W \leq 5.2 C_0 C_s a P \quad (5.0.1-2)$$

$$\text{液体} \quad W \leq 5.1 C_0 \xi a \sqrt{\rho P} \quad (5.0.1-3)$$

式中

W ——爆破片的额定泄流量(泄放能力),kg/h(见 5.0.3 规定);

a ——爆破片的最小泄放面积,mm²;

C ——气体的特性系数,由图 11.0.3 查取或按式(5.0.1-4)计算:

$$C = \sqrt{\frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_0}{P} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_0}{P} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (5.0.1-4)$$

临界泄放压力比 $\frac{P_0}{P} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$, 当 P_0/P 等于或小于临界泄放压力比时, C 有极大值。

$$C_{\max} = 0.7071 \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$$

k ——绝热指数;

C_s ——水蒸汽的特性系数,蒸汽压力小于 16MPa(表)的饱和蒸汽, $C_s \approx 1$; 过热蒸汽的 C_s 值随过热温度增加而减少,查表 11.0.2;

M ——气体的分子量;

P ——爆破片的设计爆破压力,MPa;

P_0 ——背压,MPa;

T ——容器或设备内泄放气体的绝对温度,K;

Z ——气体的压缩因子,根据 T_r 与 P_r 由《安全阀的设置和选用》(HG/T 20570.2-95)中图 16.0.6 查得;

ρ ——液体密度,kg/m³;

C_0 ——额定泄放系数,取 $C_0 = 0.62$ 或实测值;

ξ ——液体动力粘度的校正系数,根据雷诺数

$$Re = \frac{0.3134W}{\mu \sqrt{a}}$$

由图 11.0.4 查取;当液体粘度等于或小于水的粘度时,取 $\xi=1$ 。

5.0.2 对于化学超压过程(如内部爆炸),由于其机理复杂和工况繁多,目前还没有计算公式,要经过试验才能确定所需要的爆破片。API-521《GUIDE FOR PRESSURE-RELIEVING AND DEPRESSURING SYSTEMS》1990 标准中推荐在没有试验数据时,爆破面积为 $6.6\text{m}^2/100\text{m}^3$ 容积(适用于空气-碳氢化合物体系)。

5.0.3 爆破片泄放量和泄放面积的计算步骤

5.0.3.1 根据劳动部颁发的《压力容器安全技术监察规程》(1991年1月1日施行)中规定来计算泄放量。

(1)无保温层

$$W = \frac{2.55 \times 10^5 F \times A^{0.82}}{H_t} \quad (5.0.3-1)$$

式中

W ——泄放量,kg/h;

H_t ——泄放条件下气化热,kJ/kg;

A ——润湿面积, m^2 ;

F ——容器外壁校正系数。

A 和 F 的计算,取值见《安全阀的设置和选用》(HG/T 20570.2-95)相应规定。

(2)有保温层

$$W = \frac{2.61 \times (650 - t) \times \lambda \times A^{0.82}}{d_0 \cdot H_t} \quad (5.0.3-2)$$

式中

t ——泄放温度, $^{\circ}\text{C}$;

λ ——保温材料的导热系数, $\text{kJ}/\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}$;

d_0 ——保温材料的厚度,m。

5.0.3.2 根据美国石油学会标准 API-520 中规定:对于有足够的消防保护措施和能及时排走地面上泄漏的物料时,其泄放量由式(5.0.3-3)计算:

$$W = \frac{1.555 \times 10^5 \times F \times A^{0.82}}{H_t} \quad (5.0.3-3)$$

否则,采用式(5.0.3-4)计算:

$$W = \frac{2.55 \times 10^5 \times F \times A^{0.82}}{H_t} \quad (5.0.3-4)$$

式中符号同式(5.0.3-1), A 和 F 的计算,取值见《安全阀的设置和选用》(HG/T 20570.2-95)相应规定。

5.0.3.3 爆破片的最小泄放面积(a)按式(5.0.1-1~5.0.1-4)求得。

由 a 值来计算泄放口径(d)并按标准管径的公称直径向上圆整。

5.0.3.4 按圆整的 d 再计算最小泄放面积(a),并根据工况利用式(5.0.1-1、5.0.1-2 或 5.0.1-3)来核算爆破片的额定泄放量,满足要求,即为选用的最小泄放面积和泄放口径。

6 爆破片的爆破压力

6.0.1 爆破压力允差

爆破压力允差见表 6.0.1。

爆破压力允差

表 6.0.1

爆破片型式	标定爆破压力 MPa(表)	允许偏差
正拱型	<0.2	±0.010
	≥0.2	±5%
反拱型	<0.3	±0.015
	≥0.3	±5%

6.0.2 爆破片制造范围

爆破片的制造范围是设计爆破压力在制造时允许变动的压力幅度,须由供需双方协商确定,在制造范围内的标定爆破压力应符合本规定的爆破压力允差(见表 6.0.1)。

6.0.2.1 正拱型爆破片制造范围

分为:标准制造范围;1/2 标准制造范围;1/4 标准制造范围;亦可以是零。爆破片制造范围见表 6.0.2。

爆破片制造范围

MPa

表 6.0.2

设计爆破压力 MPa(表)	标准制造范围		1/2 标准制造范围		1/4 标准制造范围	
	上限(正)	下限(负)	上限(正)	下限(负)	上限(正)	下限(负)
0.10~0.16	0.028	0.014	0.014	0.010	0.008	0.004
0.17~0.26	0.036	0.020	0.020	0.010	0.010	0.006
0.27~0.40	0.045	0.025	0.025	0.015	0.010	0.010
0.41~0.70	0.065	0.035	0.030	0.020	0.020	0.010
0.71~1.0	0.085	0.045	0.040	0.020	0.020	0.010
1.1~1.4	0.110	0.065	0.060	0.040	0.040	0.020
1.5~2.5	0.160	0.085	0.080	0.040	0.040	0.020
2.6~3.5	0.210	0.105	0.100	0.030	0.040	0.025
3.6 以上	6%	3%	3%	1.5%	1.5%	0.8%

6.0.2.2 反拱刀架(或刻槽)型爆破片制造范围

按设计爆破压力的百分数计算,分为: -10%; -5%; 0。

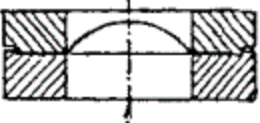




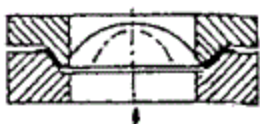



6.0.2.3 制造范围说明

爆破片的制造范围与爆破压力允差不同,前者是制造时相对于设计爆破压力的一个变动范围,而后者是试验爆破压力相对于标定爆破压力的变动范围。

6.0.3 爆破片的设计爆破压力

为了使爆破片获得最佳的寿命,对于每一种类型的爆破片的设备最高压力与最小标定爆破压力之比见表 6.0.3。

表 6.0.3

型别名称及代号	简 图	$\frac{\text{设备最高压力(表压)}}{\text{最小标定爆破压力(表压)}} \times 100\%$
正拱普通平面型 <i>LPA</i>		70%
正拱普通锥面型 <i>LPB</i>		70%
正拱普通平面托架型 <i>LPTA</i>		70%
正拱普通锥面托架型 <i>LPTB</i>		70%
正拱开缝平面型 <i>LKA</i>		80%
正拱开缝锥面型 <i>LKB</i>		80%
反拱刀架型 <i>YD</i>		90%
反拱卡圈型 <i>YQ</i>		90%
反拱托架型 <i>YT</i>		80%

对于新设计的压力容器,确定最高压力之后,根据所选择的爆破片型式和表 6.0.3 中的比值,确定爆破片的设计爆破压力。

根据 GB 150—89《钢制压力容器》附录 B,容器的设计压力为:

设计压力大于、等于设计爆破压力加上制造范围正偏差。

旧设备新安装爆破片,容器的设计压力和最高压力已知时,按选定爆破片的制造范围确定设计爆破压力,查表 6.0.3,确定合适的爆破片型式。

6.0.4 压力关系图和表

6.0.4.1 与爆破片相关的压力关系图,见图 6.0.4 所示。本图表示了爆破片的最高压力(即被保护容器的最高压力)与爆破片设计、制造时的各类爆破压力的关系。

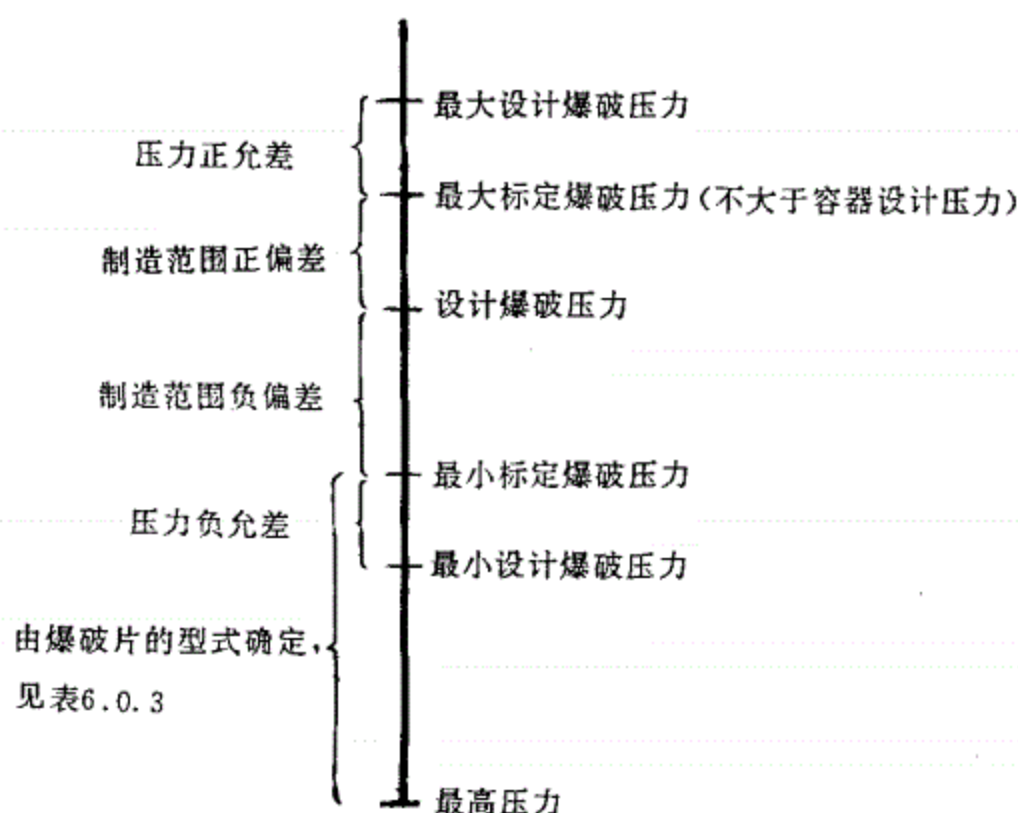


图 6.0.4 爆破片相关的压力关系图

6.0.4.2 与容器相关的压力关系,见表 6.0.4。本表表明了不同情况下被保护系统设置爆破片的最大设计爆破压力、最大标定爆破压力的数值与被保护容器的设计压力或最大允许工作压力数值的比例关系。

爆破片与容器相关的压力关系表

表 6.0.4

压力容器要求	容器压力	爆破片典型特性	
容器设计压力(或最大允许工作压力) 最高压力	121%	火灾情况下最大设计爆破压力	
	116%	多个爆破片用于非火灾情况下最大设计爆破压力	
	110%	}	多个爆破片用于火灾情况下的最大标定爆破压力
			单个爆破片用于非火灾情况下最大设计爆破压力
	105%	多个爆破片用于非火灾情况下的最大标定爆破压力	
	100%	最大标定爆破压力(单个爆破片)	

6.0.5 设计计算举例

6.0.5.1 订购一批爆破片,设计爆破压力为 1MPa(表)。试确定最大、最小设计爆破压力范围。

解:(1)情况一:按标准制造范围选用正拱型爆破片。

查表 6.0.2,这一爆破压力的标准制造范围为 $\left(\begin{smallmatrix} +0.085 \\ -0.045 \end{smallmatrix}\right)$ MPa,制造厂可按 0.955~1.085MPa(表)范围内的任何一个值作为该批爆破片的标定爆破压力交货。若提供的标定爆破压力为 1.05MPa(表),规定压力允差为 $\pm 5\%$,则该批爆破片的实际爆破压力为 1.05 ± 0.0525 MPa(表);若提供的标定爆破压力为 0.955MPa(表),规定压力允差为 $\pm 5\%$,则该批爆破片的实际爆破压力为 0.955 ± 0.0478 MPa(表)。

(2)情况二:按 1/2 标准制造范围选用正拱型爆破片。

查表 6.0.2 的 1/2 标准制造范围为 $\left(\begin{smallmatrix} +0.04 \\ -0.02 \end{smallmatrix}\right)$ MPa,即规定爆破压力的范围为 0.98~1.04MPa(表),制造厂只能在此范围内确定该批爆破片的标定爆破压力,压力允差按规定计算。

(3)情况三:按 0 制造范围选用反拱型爆破片。

制造范围为 0 表示该批爆破片的标定爆破压力不允许变动。因压力允差为 $\pm 5\%$,故制造厂将按用户要求提供实际爆破压力为 1.0 ± 0.05 MPa(表)的反拱型爆破片。

(4)情况四:按制造范围为 -10% 选用反拱型爆破片。

制造范围为 -10% 的反拱型爆破片,标定爆破压力可在 0.9~1.0MPa(表)范围内由制造厂确定。若提供的标定爆破压力为 0.95MPa(表),规定压力允差为 $\pm 5\%$,则该批爆破片的实际爆破压力为 0.95 ± 0.0475 MPa(表)。

6.0.5.2 设计一非易燃液化气体容器,容器为椭圆形封头的卧式容器,直径 $D_0=2\text{m}$,容器总长 $L=5\text{m}$,无保温。因考虑到现场有可能发生火灾,拟在容器上安装爆破片装置,泄放至大气,最高压力为 1.5MPa(表),工作温度为 $0^\circ\text{C} \sim 30^\circ\text{C}$,试进行选用。

解:(1)确定爆破片的爆破压力及容器设计压力,拟选择正拱普通型爆破片,其设备最高压力与最小标定爆破压力之比为 70% ,所以,爆破片的最小标定爆破压力为:

$$P_n = 1.5 \div 70\% = 2.14 \quad \text{MPa(表)}$$

若制造范围为标准制造范围,查表 6.0.2 为: $\left(\begin{smallmatrix} +0.16 \\ -0.085 \end{smallmatrix}\right)$

容器的设计压力不能低于: $2.14 + 0.16 + |-0.085| = 2.385$,因此确定容器的设计压力为 2.4MPa(表)。

(2) 确定爆破温度

此液化气体在 2.14MPa(表)时,对应的饱和温度为 60℃,故取 60℃为爆破片的爆破温度。

(3) 泄放口径的确定

根据《压力容器安全技术监察规程》(劳动部颁发,1991年1月1日施行)计算,泄放量为 $5.65 \times 10^4 \text{kg/h}$ 。可按式(5.0.1-1)计算:

$$a \geq \frac{W}{55.8 \times C_0 \times C \times P} \sqrt{\frac{ZT}{M}}$$

已知: $M=17$

$$k = C_p / C_v = 1.36$$

$$C = 0.44$$

$$C_0 = 0.62$$

$$Z = 0.72$$

$$T = 273 + 60 = 333$$

$$P = 2.14 \text{MPa} + 0.1 \text{MPa} = 2.24 \text{MPa}$$

$$a \geq \frac{5.65 \times 10^4}{55.8 \times 0.62 \times 0.44 \times 2.24} \sqrt{\frac{0.72 \times 333}{17}}$$

$$a \geq 6223 \text{mm}^2$$

$$a \geq \sqrt{\frac{4a}{3.14}} = 89.0 \text{mm}$$

泄放口径应大于等于 89mm。

选公称直径为 100mm 的爆破片。

(4) 确定爆破片爆破压力允差

查《拱形金属爆破片技术条件》(GB 567-89),爆破压力允差为 +5%,得最大设计爆破压力 $P_{B, \max} = 2.385 \times 105\% = 2.5 \text{MPa}$ (表)

最小设计爆破压力 $P_{B, \min} = 2.14 \times 95\% = 2.03 \text{MPa}$ (表)

(5) 爆破片材料选择

考虑介质有轻微腐蚀性,故选用不锈钢材料。

(6)按表 6.0.4 要求,单个爆破片最大设计爆破压力不大于设备的设计压力的 121%。

设备设计压力的 121% = $2.4 \times 121\% = 2.9 \text{MPa}$ (表),而从(4)计算得最大设计爆破压力 $P_{B, \max} = 2.5 \text{MPa}$ (表),故计算结果满足表 6.0.4 要求。

7 爆破片的选用

7.0.1 爆破片型式的确定

7.0.1.1 选择爆破片型式时,应考虑以下几个因素:

(1) 压力

- a. 压力较高时,爆破片宜选择正拱型;
- b. 压力较低时,爆破片宜选用开缝型或反拱型;
- c. 系统有可能出现真空或爆破片可能承受背压时,要配置背压托架;
- d. 有循环压力或脉冲压力则选用反拱型。

(2) 温度

高温对金属材料和密封膜的影响。

(3) 使用场合

- a. 在安全阀前使用,爆破片爆破后不能有碎片;
- b. 用于液体介质,不能选用反拱型爆破片。

7.0.1.2 表 7.0.1 为各种爆破片的特性汇总表。

7.0.2 爆破片材料的选择

7.0.2.1 制造爆破片的标准材料为铝、镍、不锈钢、因康镍、蒙乃尔。特殊用途时,可以采用金、银、钛、哈氏合金等。

7.0.2.2 爆破片材料的选择。主要有以下因素:

(1)不允许爆破片被介质腐蚀,必要时,要在爆破片上涂盖覆层或用聚四氟乙烯等衬里来保护。

(2)使用温度和材料的抗疲劳特性。

7.0.2.3 表 7.0.2-1 为爆破片材料的最高使用温度,表 7.0.2-2 为部分材料的抗疲劳性能比较。

各种爆破片特性汇总表

表 7.0.1

类型名称	正拱普通型	正拱刻槽型	正拱开缝型	反拱刀架型	反拱鳄齿型	反拱刻槽型
内力类型	拉伸	拉伸	拉伸	压缩	压缩	压缩
抗压力疲劳能力	较好	好	差	优良	优良	优良
爆破时有无碎片	有	无	有,但很少	无	无	无
可否引起撞击火花	可能	否	可能性很小	可能	可能性小	否
可否与安全阀串联使用	否	可	可以	可	可	可
背压托架	可加	可加	已加	不加	不加	不加

各种爆破片材料最高使用温度

表 7.0.2-1

爆破片材料	最高使用温度 ℃		
	无保护膜	有保护膜	
		聚四氟乙烯	氟化乙丙烯
铝	100	100	100
银	120	120	120
铜	200	200	200
镍	400	260	200
钛	350	—	—
不锈钢	400	260	200
蒙乃尔	430	260	200
因康镍	480	260	200

部分材料抗疲劳性能比较

表 7.0.2-2

爆破片材料	性能比较
镍	1000
厚铝板($\geq 0.25\text{mm}$)	1000
因康镍	700
316 不锈钢	700
蒙乃尔	400
薄铝板($\leq 0.127\text{mm}$)	7
铜	2
银	2

注:假定最好的材料抗疲劳性能为 1000。

8 爆破片数据表、计算表和汇总一览表

8.0.1 爆破片数据表

爆破片数据表见表 8.0.1。

8.0.2 爆破片计算表

爆破片计算表见表 8.0.2。

8.0.3 汇总一览表

汇总一览表采用行业标准《工艺系统专业提交文件内容的规定》(HG 20558.2—93)中规定的“特殊管件汇总一览表”。

8.0.4 爆破片采购数据表

采购数据表采用行业标准《工艺系统专业提交文件内容的规定》(HG 20558.2—93)中规定的“爆破片采购数据表”(表 1.21.5)。

表 8.0.1

工 程 _____		爆破片数据表		工程号 _____							
装 置 _____				第 页 共 页							
车间或工段(区) _____											
1. 爆破片位号:		2. PI 图图号:									
3. 设备位号:		4. 管道编号:									
5. 最高压力: MPa(表)		6. 设计压力: MPa(表)									
7. 最高工作温度: °C		8. 设计温度: °C									
9. 物料性质:											
名称:		相态:									
临界压力: MPa		临界温度: °C									
分子量 M :		绝热指数 k :									
压缩因子 Z :		气体密度 G_g : kg/m ³									
液体密度 ρ : kg/m ³		比热 C_p : kJ/kg °C									
气化热 H_v : kJ/kg		粘度 μ : cp									
10. 设计爆破压力 P : MPa		11. 泄放温度 T : K									
12. 背压 P_b : MPa		13. 泄放侧压力 P_o : MPa									
14. 设备参数:		全长 L : m									
直径 D_o : m											
15. 保温材料的厚度 d_o : m		16. 导热系数 λ : kJ/m · °C · h									
17. 额定泄放系数 C_o :		18. 器外壁校正系数 F :									
19. 液体粘度修正系数 ξ :		20. 气体特性系数 C :									
21. 水蒸汽特性系数 C_s :											
22. 备注:											
版次或修改	版 次										
	日 期										
	编 制										
	校 核										
	审 核										

表 8.0.2

工 程 _____ 装 置 _____ 车间或工段(区) _____	爆破片计算表	工程号 _____ 第 页 共 页									
1. 爆破片位号:											
2. 爆破片数量:											
3. 爆破片型式:											
正拱型 普通型 <input type="checkbox"/> 开缝型 <input type="checkbox"/> 背压托架型 <input type="checkbox"/> 加强环型 <input type="checkbox"/> 软垫型 <input type="checkbox"/> 刻槽型 <input type="checkbox"/>											
反拱型 卡圈型 <input type="checkbox"/> 背压托架型 <input type="checkbox"/> 刀架型 <input type="checkbox"/> 鳄鱼型 <input type="checkbox"/> 刻槽型 <input type="checkbox"/>											
夹持器 { 夹持面 平面 <input type="checkbox"/> 锥面 <input type="checkbox"/> 外接密封面 平面 <input type="checkbox"/> 凹凸面 <input type="checkbox"/> 榫槽面 <input type="checkbox"/>											
4. 确定爆破片尺寸的事故工况:											
5. 爆破片的选型:											
计算的泄放口径	mm	计算泄放量 kg/h 或 m ³ /h									
选择的泄放口径	mm	额定泄放量 kg/h 或 m ³ /h									
入口公称直径:	mm	入口法兰等级:									
出口公称直径:	mm	出口法兰等级:									
6. 材料:											
爆破片 铝 <input type="checkbox"/> 镍 <input type="checkbox"/> 蒙乃尔 <input type="checkbox"/> 因康镍 <input type="checkbox"/> 316 不锈钢 <input type="checkbox"/>											
夹持器 碳钢 <input type="checkbox"/> Cr13 <input type="checkbox"/> 不锈钢 <input type="checkbox"/>											
7. 计算标准:											
8. 制造标准:											
9. 制造厂名称:											
10. 爆破片型号:											
11. 说明:											
版次或修改	版 次										
	日 期										
	编 制										
	校 核										
	审 核										

9 爆破片与安全阀的组合使用

9.0.1 爆破片安装在安全阀入口

为了避免因爆破片的破裂而损失大量的工艺物料,在安全阀不能直接使用的场合(如物料腐蚀、严禁泄漏等),一般在安全阀的入口处安装一个爆破片。

爆破片的标定爆破压力与安全阀的设定压力相同。爆破片的公称直径不小于安全阀的入口管径。爆破片的使用降低了 20%的安全阀泄放能力。爆破片的阻力降按当量长度计时,为 75 倍公称直径。

9.0.2 爆破片安装在安全阀出口

如果泄放总管有可能存在腐蚀性气体环境,爆破片应安装在安全阀的出口,以保护安全阀不受腐蚀。

爆破片的最大设计爆破压力不超过弹簧式安全阀设定压力的 10%。爆破片的公称直径与安全阀出口管径相同。爆破片安装在安全阀出口附近。爆破片的阻力降按当量长度计时,为 75 倍公称直径。

9.0.3 爆破片与安全阀并联使用

为防止在异常工况下压力容器内的压力迅速升高,或增加在火灾情况下的泄放面积,安装一个或几个爆破片与安全阀并联使用。

爆破片的标定爆破压力略高于安全阀的设定压力,并不得大于容器的设计压力。爆破片要有足够的泄放面积,以达到保护容器的要求。

10 爆破片的安装和维护

10.0.1 爆破片的安装

10.0.1.1 爆破片在安装时应保持清洁,并检验有无破损、锈蚀、气泡和夹渣。铭牌朝向泄放侧。

10.0.1.2 爆破片的入口管道应短而直,管径不小于爆破片的公称直径。

10.0.1.3 爆破片的出口管道应泄向安全场所或密闭回收系统。出口管道应有足够的支撑。要考虑爆破时的反冲力和震动。出口管道的管径要保证管内流速不大于0.5马赫数。

10.0.1.4 爆破片单独用作泄压装置时,爆破片的入口管设置一切断阀。切断阀应在开启状态加铅封(C.S.O)。

10.0.1.5 爆破片在安全阀前串联使用时,应在爆破片与安全阀之间设置压力表和放空阀。压力表和放空阀可设置在夹持器上,订货时要说明。

10.0.2 爆破片与夹持器的标志

每片爆破片与夹持器都应有永久性的标志,其内容包括:

10.0.2.1 爆破片

制造单位及许可证编号 年 月

制造批号 日期

型号 规格

材料

爆破压力

适用介质和使用温度

泄放能力

10.0.2.2 夹持器

型号

规格

材料

10.0.3 爆破片的维护

10.0.3.1 正常情况下,爆破片不需特殊维护。

10.0.3.2 爆破片应定期检验,检查表面有无伤痕、腐蚀、变形和异物吸附。

10.0.3.3 爆破片应定期更换。

10.0.3.4 爆破片在安全阀前串联使用时,要经常检查压力表,以确认爆破片是否破裂。

11 附图和附表

11.0.1 安全阀与爆破片性能比较

安全阀与爆破片性能比较见表 11.0.1。

安全阀与爆破片性能比较表

表 11.0.1

内 容		对 比 项 目	爆 破 片	安 全 阀
结构型式	1	品种	多	较少
	2	基本结构	简单	复杂
适用范围	3	口径范围	$\phi 3 \sim \phi 1000\text{mm}$	大口径或小口径均难
	4	压力范围	几十毫米水柱~ 几千大气压力	很低压力或高压均难
	5	温度范围	$-250 \sim 500^{\circ}\text{C}$	低温或高温均困难
	6	介质腐蚀性	可选用各种耐腐蚀材 料或可作简单防护	选用耐腐蚀材料有 限,防护结构复杂
	7	介质粘稠,有沉淀结晶	不影响动作	明显影响动作
	8	对温度敏感性	高温时动作压力降低 低温时动作压力升高	不很敏感
	9	工作压力与 动作压力差	较大	较小
	10	经常超压的场合	不适用	适用
防超压动作	11	动作特点	一次性爆破	泄压后可以复位, 多次使用
	12	灵敏性	惯性小,急剧超压时 反应迅速	不很及时
	13	正确性	一般 $\pm 5\%$	波动幅度大
	14	可靠性	一旦受损伤,爆破压 力降低	甚至不起跳,或不闭合
	15	密闭性	无泄漏	可能泄漏
	16	动作后对生产造成损失	较大,必须更换后 恢复生产	较小,复位后正常 进行生产
维护与更换	17		不需要特殊维护,更 换简单	要定期检验

11.0.2 水蒸汽特性系数

水蒸汽特性系数(C_s)见表 11.0.2。

水蒸汽特性系数

表 11.0.2

绝对压力 MPa	温 度 $^{\circ}\text{C}$													
	饱和	200	220	260	300	340	380	420	460	500	560	600	660	700
	系 数 (C_s)													
0.5	1.005	0.996	0.972	0.931	0.896	0.864	0.835							
1	0.978	0.981	0.983	0.938	0.901	0.868	0.838							
1.5	0.977	0.976	0.970	0.947	0.906	0.872	0.841							
2	0.972		0.967	0.955	0.912	0.876	0.845	0.817	0.792	0.768				
2.5	0.969			0.961	0.918	0.880	0.848	0.819	0.793	0.770				
3	0.967			0.957	0.924	0.885	0.851	0.822	0.795	0.774	0.742	0.721	0.695	0.679
4	0.965			0.958	0.934	0.894	0.857	0.826	0.799	0.775	0.744	0.725	0.696	0.680
5	0.966				0.953	0.904	0.865	0.832	0.803	0.778	0.747	0.723	0.697	0.681
6	0.968				0.953	0.911	0.872	0.838	0.808	0.781	0.747	0.729	0.698	0.682
7	0.971				0.958	0.924	0.881	0.844	0.812	0.785	0.749	0.731	0.702	0.683
8	0.975				0.967	0.937	0.888	0.850	0.817	0.789	0.752	0.731	0.701	0.684
9	0.980					0.957	0.897	0.856	0.822	0.792	0.754	0.733	0.702	0.685
10	0.986					0.961	0.909	0.863	0.827	0.796	0.757	0.735	0.703	0.686
12	0.999					0.975	0.926	0.876	0.838	0.805	0.762	0.739	0.706	0.688
14	1.016					1.002	0.956	0.893	0.846	0.811	0.768	0.743	0.711	0.691
16	1.036						0.988	0.907	0.858	0.819	0.774	0.748	0.714	0.693
18	1.063						1.004	0.929	0.873	0.828	0.779	0.752	0.717	0.697
20	1.094						1.028	0.953	0.885	0.835	0.786	0.757	0.720	0.700
22	1.129						1.072	0.982	0.900	0.849	0.793	0.761	0.724	0.702
24								1.016	0.915	0.861	0.797	0.766	0.727	0.705
26								1.055	0.935	0.871	0.804	0.772	0.731	0.708
28								1.096	0.956	0.883	0.811	0.776	0.735	0.710
30								1.132	0.977	0.895	0.821	0.781	0.735	0.715
32								1.169	1.009	0.908	0.824	0.787	0.742	0.714

注:压力和温度处于中间值时, C_s 可以由内插法计算。

11.0.3 气体特性系数

气体特性系数(C)见图 11.0.3 所示。

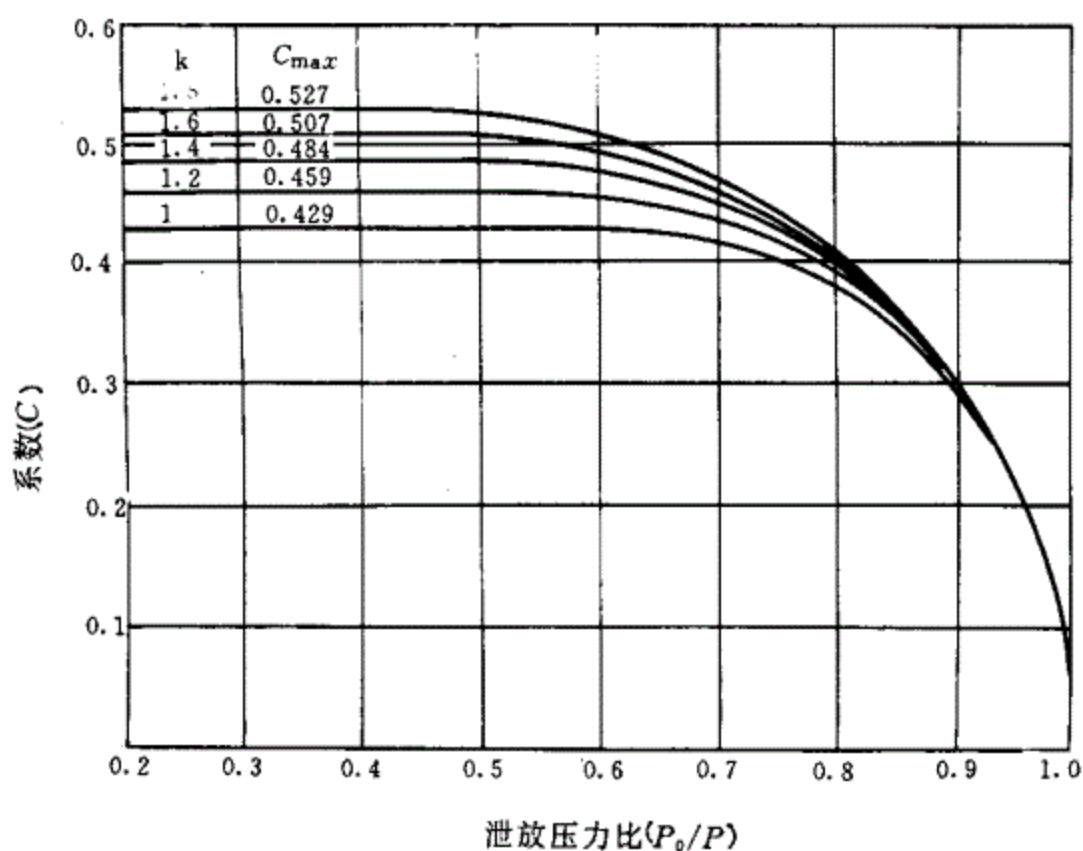


图 11.0.3 气体特性系数(C)

11.0.4 液体粘度校正系数

液体粘度校正系数(ξ)见图 11.0.4 所示。

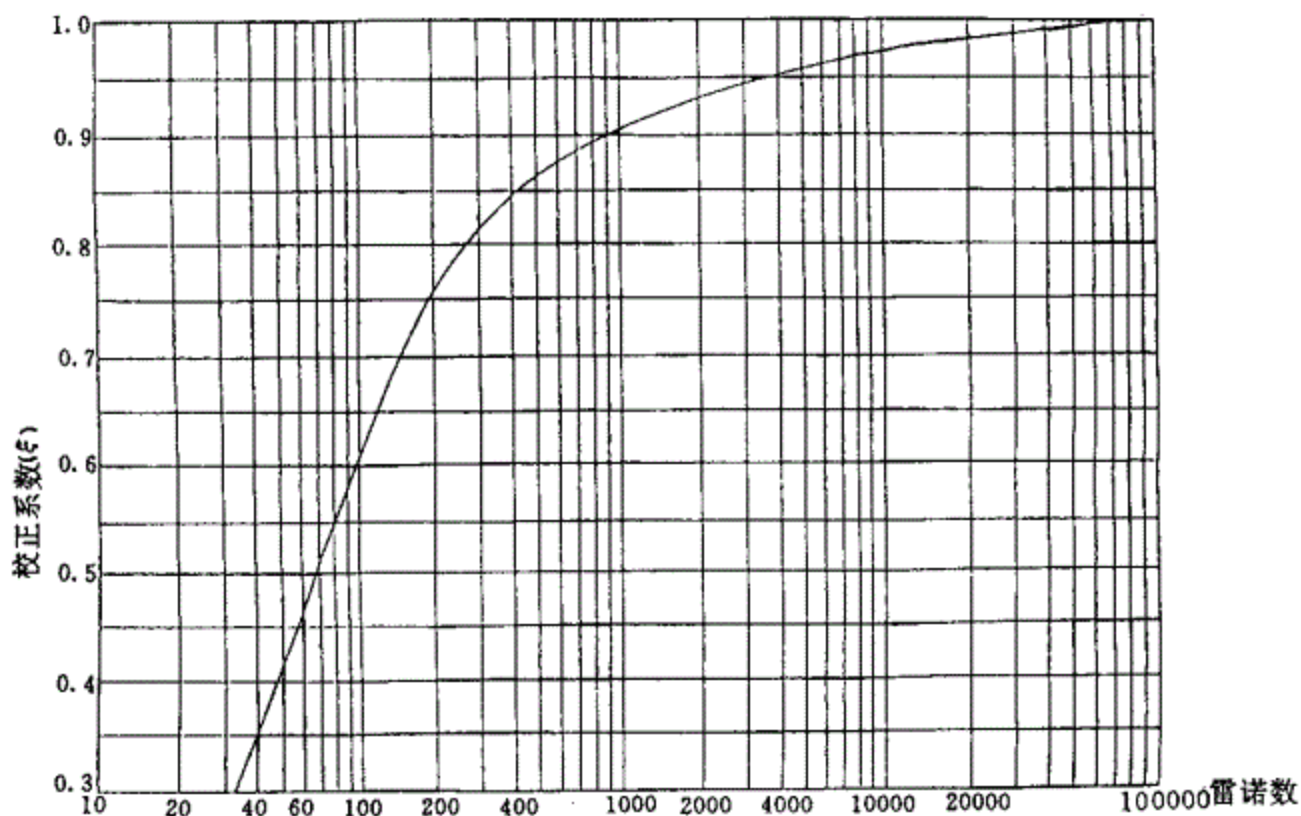


图 11.0.4 液体粘度校正系数(ξ)

12 符号说明

- a ——爆破片的最小泄放面积, mm^2 ;
 W ——爆破片的额定泄放量(泄放能力), kg/h ;
 P ——爆破片的设计爆破压力, MPa ;
 P_0 ——爆破片的泄放侧压力, MPa ;
 P_n ——爆破片的最小标定爆破压力, MPa (表);
 $P_{B.\max}$ ——最大设计爆破压力, MPa (表);
 $P_{B.\min}$ ——最小设计爆破压力, MPa (表);
 P_c ——气体的临界压力, MPa ;
 P_r ——气体的对比压力, $P_r = P/P_c$;
 ΔP ——液体超压爆破时爆破片的内外压力差, MPa ;
 T ——容器或设备内泄放气体的绝对温度, K ;
 T_c ——气体的临界温度, K ;
 T_r ——气体的对比温度, $T_r = T/T_c$;
 M ——气体的分子量;
 k ——气体的绝热指数, $k = C_p/C_v$;
 Z ——气体的压缩因子, 根据 T_r 与 P_r 由《安全阀的设置和选用》(HG/T 20570.2-95)中图 16.0.6 查得;
 C ——气体的特性系数, 由图 11.0.3 查取或按下式计算:

$$C = \sqrt{\frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_0}{P} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_0}{P} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

当 $\frac{P_0}{P} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$ 时为临界泄放压力比, 等于或小于临界泄放压力比时, C 有极大值:

$$C_{\max} = 0.7071 \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$$

- k ——绝热指数;
 C_s ——水蒸汽的特性系数。蒸汽压力小于 16MPa 的饱和蒸汽, $C_s \approx 1$; 过热蒸汽随过热温度增加而减小, 查表 11.0.2;
 ρ ——液体密度, kg/m^3 ;
 C_0 ——额定泄放系数, 取 $C_0 = 0.62$ 或实测值;
 μ ——液体的动力粘度, $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$;

ξ ——液体动力粘度的校正系数,根据雷诺数 $Re = \frac{0.3134W}{\mu \sqrt{a}}$ 由图 11.0.4 查取。

当液体粘度等于或小于水的粘度时,取 $\xi=1$;

压力——本规定除注明外,均为绝对压力。

中华人民共和国行业标准

HG

国际通用设计体制和方法

HG/T 20570—95

工艺系统工程设计 技术规定

1996—05—02 发布

1996—09—01 实施

中华人民共和国化学工业部

发布

中华人民共和国行业标准

工艺系统工程设计技术规定

HG/T 20570—95

主编单位：化工部工艺系统设计技术中心站

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一 九 九 六 年 九 月 一 日

化工部工程建设标准编辑中心

1996 北 京

泵和压缩机压差分析

HG/T 20570.4—95

编制单位：中国寰球化学工程公司

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一九九六年九月一日

编制人：

中国寰球化学工程公司 汪清裕

审核人：

化工部工艺系统设计技术中心站 龚人伟

1 概 述

1.0.1 责任

1.0.1.1 工艺系统专业负责确定所有泵、压缩机、鼓风机的压差。

当化工工艺专业有其它所需工况,如有不同的流量和物料重度、粘度变化时,针对各种情况,工艺系统专业都需要确定相应的压差。

1.0.2 要求

泵和压缩机的压差的确定应符合以下要求:

1.0.2.1 在工艺发表后尽快计算和提出;

1.0.2.2 确定的压差应选择恰当的安全系数,不宜过于保守;

1.0.2.3 与化工工艺专业提出的泵数据表中数据应尽量接近;

1.0.2.4 以后的修改要少;

1.0.2.5 在使用控制阀的地方,系统的调节性能要良好。

1.0.3 确定压差时需用的资料

由于压差必须较早确定,工艺系统专业在采用初步的基本数据来确定压差时,至少需要以下资料:

1.0.3.1 工艺负荷表。

(1) 泵的工艺工作条件。

(2) 压缩机工艺数据表。

1.0.3.2 工艺流程图。

1.0.3.3 工程项目的设计数据。

1.0.3.4 换热器的初步尺寸及布置。

1.0.3.5 初步的炉子压力数据。

1.0.3.6 容器简图(包括塔和容器的压差)。

1.0.3.7 初步的工艺控制图。

1.0.3.8 设备布置图。

1.0.3.9 以上资料的内容规定见行业标准《工艺系统专业接受文件内容的规定》(HG 20558.1-93)中相应规定。

1.0.4 计算表格

泵的计算按泵计算表逐项进行。泵计算表见《泵的系统特性计算和设备相对安装高度的确定》(HG 20570.5-95)。压缩机的计算表格,可按行业标准《工艺系统专业提交文件内容的规定》(HG 20558.2-93)所列的压缩机条件来编制。

2 接受资料的内容

2.0.1 压差的准确性,很大程度取决于所用设计数据的准确性和在工程上采用的可靠性。工艺系统专业必须校核各阶段所接受各版次数据的一致性和完整性,并应促进有关专业对各阶段中各版次数据的确认。

2.0.2 工艺系统专业在压差分析时所接受资料的内容如下:

2.0.2.1 泵的工作条件(工艺负荷表)

由化工工艺专业提出,提出时间为工艺发表日。数据包括:正常流量、设计流量、安全系数、介质名称、介质蒸汽压、比重、粘度和近似的吸入与输出压差。

2.0.2.2 压缩机数据表(工艺负荷表)

由化工工艺专业提出,提出时间为工艺发表日。数据包括:物料名称及组成、分子量、蒸汽压数据、正常与设计条件下的流量、进口压力与温度、输出压力、压缩系数、气体的比热及绝热指数和分子量。

在工艺设计阶段,对压缩机和管路系统通常进行了粗略的经济研究,工艺系统专业应设法使压差维持在确定的压缩机吸入和输出口压力及工艺专业设定的范围内,除非工艺系统专业积累的经验确认工艺专业提出的压差设定存在明显的不合理。

2.0.2.3 工艺流程图

由化工工艺专业提出,提出时间为工艺发表日。数据包括:连接所有工艺设备的系统流程图,管道的物料流量、温度、压力,物料的比重、密度与膨胀系数等管道条件。

工艺流程图上所标示的流量数据应满足进行工艺系统的全部水力计算,遗漏的数据应立即与化工工艺专业讨论,并尽快补全。

2.0.2.4 工程项目的设计数据

由项目经理(设计经理)提出,提出时间为工程设计开工报告发表日。数据包括:建设方规定的所有工艺和公用物料管道在界区边界处的压力和温度条件。当这些数据没有提出时,工艺系统专业应通知项目经理,并指出只有取得该资料后才能定出压差。

2.0.2.5 换热器的初步尺寸和布置

由换热器分析专业提出,提出时间为工艺数据发表后不久。数据包括:换热器初步资料,包括型式、壳体数、列管数、管程和壳程流量及近似的压力降。

如有需要,在正式提出换热器资料前,工艺系统专业负责人可初步地与换热器分析专业负责人一起商讨允许的压力降数字是否确切。

2.0.2.6 炉子的初步压力数据

由工业炉专业提出,提出时间为工艺数据发表后不久。数据包括:正常流量和设计流量下预期的进口与出口压力,全部炉管清洁、结焦和结垢时的压降和安全系数。使用该数据计算压差,并在最终数据正式提出时进行校核。

2.0.2.7 容器简图

由化工工艺专业提出,提出时间为工艺发表后不久开始逐个提出。数据包括:外壳尺寸,所有管口、塔板的尺寸位置、允许压降、工作温度、工作压力及管口名称。

容器简图和设备安装标高决定管道垂直的长度和静压头。在某些容器需要较长时间才能提出简图时,化工工艺专业在工艺发表后最短时间内,必须向工艺系统专业提供外壳尺寸、管口位置和压降。在此基础上计算和提出的压差,要在容器简图正式发表时重新核对。

2.0.2.8 塔与容器的压降

由容器分析专业(或化工工艺专业)提出,提出时间为工艺发表后不久。数据包括:介质经过容器、塔器、反应器和填料罐后的压降。预期有不只一种操作方案时,要表示出各种方案时的操作压降。

工艺系统专业根据化工工艺专业提出的数据进行某些塔与容器的部分内件的压降(包括摩擦和静压头损失)和进出管口的压力损失计算。

2.0.2.9 初步工艺控制图(PCD)

由自控专业提出,提出时间为工艺发表后不久。内容包括:根据基本控制方案的工艺和辅助、公用物料全部仪表的设置部位。

由于自控专业编制 PCD 或来自化工工艺专业的带主要控制点流程图是与工艺系统专业确定压差同时进行,因此需要先专业间确定和讨论系统控制方案,并在 PCD(或带主要控制点流程图)发表时进行正式核对。

2.0.2.10 设备布置图

(1) 建议设备布置图

由化工工艺专业提出,提出时间为工艺发表日。

建议设备布置图可用于粗略估计所有管道的压力降,建议设备布置图的内容见行业标准《工艺系统专业接受文件内容的规定》(HG 20558.1-93)有关规定。

(2) D版(确认版)设备布置图

由设备布置专业提出。

提出时间和内容见行业标准《工艺系统专业接受文件内容的规定》(HG20558.1-93)有关规定。

在对建议设备布置图或 D 版(确认版)设备布置图有重大修改时,必须重新校正泵和压缩机压差值。

3 泵的压差计算

3.0.1 计算泵压差的步骤按行业标准《泵的系统特性计算和设备相对安装高度的确定》(HG/T 20570.5-95)中的计算方法。

3.0.2 用“泵的系统特性计算和设备相对安装高度的确定”中计算表格和方法画出标有长度、管径、标高、阀门及管件的系统草图来计算当量长度和静压头。

3.0.3 泵压差计算时的注意事项

3.0.3.1 采用“泵的系统特性计算和设备相对安装高度的确定”中有关泵净正吸入压头(NPSH)的计算方法。

3.0.3.2 对出界区的管道要与有关专业核对界区处的压力或逐点计算至界区外设备来确定界区压力。

3.0.3.3 对有多个排出管路的泵,每一管路都须作分析,以确定在操作过程中,在最大并联输出量下哪一管路需要最大的泵排出压力。

3.0.3.4 锅炉给水泵最大终端压力(排出侧容器压力)为锅炉最大的允许积累压力(即锅炉安全阀泄放压力)。

3.0.3.5 控制阀的选择必须提供系统在操作量程范围内的良好的调节性能,这性能是反映在 C_{vc}/C_v 上(C_{vc} ——流通系数计算值, C_v ——控制阀的流通系数)。要对正常流量与设计流量进行校核,并填写在控制阀数据表上。通常最初选择控制阀尺寸要比管道尺寸小一级。

3.0.3.6 泵的压差确定后,再计算实际的设计输出压力和控制阀压力降。

3.0.3.7 泵的最大关闭压力应取吸入侧最高静压头加吸入侧容器中最大压力(即吸入容器上安全阀的设定压力),再加上泵零流量下的扬程。

4 压缩机的压差计算

4.0.1 压缩机吸入源的压力确定后,按正常流量,逐点计算管道阻力至压缩机吸入管口。要包括入口管道中所有设备的压力损失。此压力是压缩机在正常流量下的吸入压力。

在设计流量下的压缩机吸入压力可由按设计流量调整管道、接管口阻力和计算出入口所有设备的压力损失后得出。

4.0.2 确定压缩机排出管道的终端压力(即排出侧容器压力)后,按正常流量从压缩机排出接管口开始,以工艺发表的压缩机数据表上的输出压力,逐点计算压降至终端压力(即排出侧容器压力)的位置。此压力将确定压缩机出口的气体密度,当逐点向前时因压力损失,气体密度降低。计算完后,将管路中所有阻力和压力损失列成表。

终端压力(即排出侧容器压力)加上管路上总的压力损失之和为正常流量条件下压缩机的排出压力。设计流量下压缩机的排出压力等于设计流量下调整得的管道摩擦阻力损失,加上设备的压力损失,再加上终端压力。

通常在工艺发表之前,压缩机管路系统已做过经济分析。工艺系统专业应设法维持工艺负荷表上所列的吸入和排出压力。压缩机管路系统通常是由气体流速控制来维持压力,而不是用控制阀来维持压力。因此,系统中的压力损失是来自炉子、容器、换热器、管道和管件。在这些单元中,压降变化最具有弹性的是换热器、管道和管件。

反应器床层、塔和储罐的压力降(ΔP)的变化是不明显的,除非工艺需要有大的压力降(ΔP)改变。

中华人民共和国行业标准

HG

国际通用设计体制和方法

HG/T 20570—95

工艺系统工程设计 技术规定

1996—05—02 发布

1996—09—01 实施

中华人民共和国化学工业部

发布

中华人民共和国行业标准

工艺系统工程设计技术规定

HG/T 20570—95

主编单位：化工部工艺系统设计技术中心站

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一 九 九 六 年 九 月 一 日

化工部工程建设标准编辑中心

1996 北 京

泵的系统特性计算 和设备相对安装高度的确定

HG/T 20570.5—95

编制单位：中国五环化学工程公司

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一九九六年九月一日

编制人：

中国五环化学工程公司 宫经德 吴其英

审核人：

中国五环化学工程公司 吴炳永

化工部工艺系统设计技术中心站 龚人伟

1 范 围

1.0.1 本规定适用于离心泵和往复泵的管路系统,提出了泵的系统特性计算和泵计算表,介绍保证泵的工艺系统正常运行措施和确定设备的相对安装高度的方法。

1.0.2 离心泵的系统特性计算也适用于转子泵和旋涡泵。

2 泵的管路系统

2.0.1 泵的管路系统的基本类型

2.0.1.1 泵的管路系统分为吸入管路和排出管路。吸入管路和排出管路包括管径和流量不变管路、变径而流量不变管路、分支管路(不同管段的管径和流量不同)几种情况。

2.0.1.2 吸入管路分为吸上和灌注两种。管路上附件主要包括换热器、过滤器、阀门、管件、缓冲罐(对往复泵)等。

2.0.1.3 排出管路附件主要包括换热器、炉子、分离器、控制阀、流量计、限流孔板、喷头、管件、缓冲罐(对往复泵)等。

2.0.1.4 任一台泵的管路系统是以上吸入管路和排出管路各种情况的任一组合。

2.0.2 泵的管路系统流速、管径选择

2.0.2.1 水和物性与水近似的液体

离心泵吸入管内流速为 $1.5\sim 2\text{m/s}$ (常温),或 $0.5\sim 1.5\text{m/s}$ ($70\sim 110^\circ\text{C}$);排出管内流速为 $1.5\sim 3\text{m/s}$ 。往复泵吸入管内流速为 $0.5\sim 1.5\text{m/s}$,排出管内流速为 $1\sim 2\text{m/s}$ 。

2.0.2.2 管路的管径是由流速及相应的允许压力降来确定。

2.0.3 泵的管路系统的压力降计算

2.0.3.1 泵的管路系统的压力降包括管道(包含管件)压力降、设备进出口压力降、控制阀压力降、设备压力降、流量计压力降、孔板压力降等。

2.0.3.2 管道压力降、设备进出口压力降、控制阀压力降、流量计(孔板型)压力降、限流孔板压力降由工艺系统专业按要求来进行计算。

2.0.3.3 设备压力降、流量计(非孔板型)压力降由化工工艺、自控等有关专业提出。

2.0.4 泵的管路系统的压力降控制

2.0.4.1 泵吸入管和排出管的单位管长压力降一般由计算而定,有的系统由于经济原因及操作要求,可作限定。

2.0.4.2 泵吸入管路压力降一般控制在 20mm 液柱/(m 管)以内,当输送液体温度高于 70°C 或处于平衡状态时,应控制在 6mm 液柱/(m 管)以内。

2.0.4.3 泵排出管路压力降随流量不同而控制范围不同,见下表。

流量 m^3/h	单位管长压力降 kPa/m
<34	0.35~1.38
34~110	0.23~0.92
>110	0.12~0.46

2.0.4.4 表中所提及的数据均为一般情况下的控制范围,在实际使用过程中应注意到流体性质、操作工况、安装位置及泵的类型,并根据安全和经济的原则来确定泵的吸入管和排出管的流速及允许压力降。

3 泵的系统特性计算

3.0.1 泵的净正吸入压头(NPSH)计算

3.0.1.1 $NPSH_r$ 、 $NPSH_a$ 定义及其关系

(1) 泵入口处(压力最低点)单位质量液体所具有的能量(静压能和动能)与输送液体在工作温度下的饱和蒸汽压头之差称为泵的净正吸入压头 $NPSH$ (Net Positive Suction Head),也称作泵的气蚀余量。泵的净正吸入压头分为需要的净正吸入压头(或称为净正吸入压头必需值),标记为 $NPSH_r$ (NPSH Required)或 $NPSH_r$ 和有效的净正吸入压头(或称为净正吸入压头有效值),标记为 $NPSH_a$ (NPSH Available)或 $NPSH_a$ 。

(2) 为保证泵正常运转而不发生气蚀,净正吸入压头必须大于某一指定最小值,该最小值称为泵需要的净正吸入压头($NPSH_r$)。 $NPSH_r$ 与泵的类型和结构设计有关,并随泵的转速和流量而变, $NPSH_r$ 越小,泵抗气蚀能力越强。 $NPSH_r$ 一般由泵制造厂测定提供。 $NPSH_r$ 的测定条件是按输送 20℃ 时的清水。若无泵制造厂提供的 $NPSH_r$ 或泵送流体不同于 $NPSH_r$ 的测定条件,可按本规定 3.0.1.2 中的公式进行计算或校正。

(3) 在给定了装置的设备、管道配置之后,泵吸入系统给予泵的净正吸入压头称为泵系统有效的净正吸入压头($NPSH_a$), $NPSH_a$ 只与装置系统有关而与泵本身特性无关。

(4) 为保证泵能正常运转而不发生气蚀,必须使 $NPSH_a > NPSH_r$,而一般情况下至少要大 0.3m,对于有些输送条件(如输送近似沸点的液体)则应 $NPSH_a \geq 1.3NPSH_r$ 。

3.0.1.2 $NPSH_r$ 的计算和校正

(1) $NPSH_r$ 的计算

应尽量采用泵制造厂给出的 $NPSH_r$,当无泵制造厂提供的 $NPSH_r$ 时,可按式(3.0.1-1)进行估算:

$$NPSH_r = \left(\frac{n \cdot \sqrt{V_d}}{S} \right)^{\frac{4}{3}} \quad (3.0.1-1)$$

式中 $NPSH_r$ ——泵需要的净正吸入压头, m;

n ——泵的转速, r/min;

V_d ——泵的设计流量, m^3/min ;

S ——泵吸入比转速, $(\text{m}^3/\text{min}) \cdot (\text{m}) \cdot (\text{r})$ 。

一般离心泵, 不管比转速多大, 吸入比转速均可用 1200, 则式(3.0.1-1)可简化为:

$$NPSHr = 7.86 \times 10^{-5} \cdot n^{4/3} \cdot V_d^{2/3} \quad (3.0.1-2)$$

特殊设计的泵, 如高速泵及 $NPSHa$ 不能取得很大时, 叶轮要进行特殊设计, 其 S 值实际可达到 1500~1600, 计算 $NPSHr$ 时应予考虑。

(2) $NPSHr$ 的校正

a. 当泵输送的流体不同于 20℃ 的清水时, $NPSHr$ 应按式(3.0.1-3)进行校正:

$$NPSHr = \varphi \cdot NPSHrw \quad (3.0.1-3)$$

式中 φ ——相对于水的需要净正吸入压头的修正系数;

$NPSHrw$ ——输送 20℃ 清水时需要的净正吸入压头(即泵制造厂所提供的 $NPSHr$), m。

b. 输送牛顿型流体中的油、药液等粘性和腐蚀性液体、非牛顿型流体的固体颗粒均匀分布于液体中的泥浆, 以及分布不均匀但其流动可近似看作是牛顿型流体和非牛顿型流体的简单组合而成的两相流纸浆等, 与输送清水相比, 具有明显地不易引起气蚀的趋势, 但其热力学性质还没完全掌握, φ 值难以确定且又小于 1, $NPSHr$ 可以不校正, 把它作为外加的安全因素。

c. 输送热水或非粘性液态烃(粘度比水小)时, 泵可以在比输送 20℃ 清水时需要的净正吸入压头小的情况下运行。图 3.0.1-1 为估算输送非粘性液态烃时泵的 $NPSHr$ 修正图, 根据输送温度下液态烃的相对密度与饱和蒸汽压查得 φ 值, 从而求出输送非粘性液态烃时的 $NPSHr$ 。当输送温度下烃的蒸汽压低于 100kPa 时, φ 值等于 1。

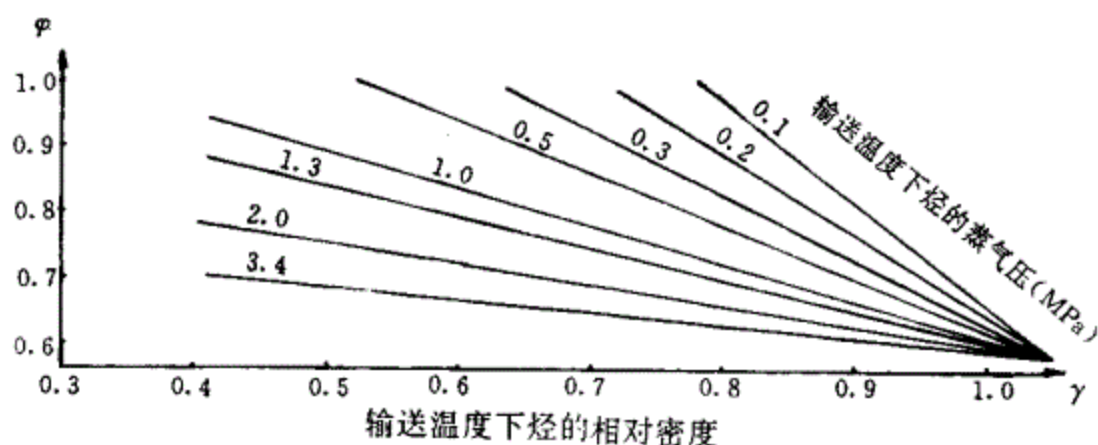


图 3.0.1-1 输送非粘性烃类时泵的 $NPSHr$ 修正图

3.0.1.3 $NPSH_a$ 的计算及有关参数的选择

(1) 离心泵的 $NPSH_a$ 计算

离心泵的 $NPSH_a$ 可按式(3.0.1-4)进行计算:

$$NPSH_a = \frac{P_1 - P_v}{9.81\gamma} \pm H_1 - \frac{(\Delta P_1 + \Delta P_{e1})K^2}{9.81\gamma} \quad (3.0.1-4)$$

式中

$NPSH_a$ ——泵有效的净正吸入压头, m;

P_1 ——泵吸入侧容器最低正常工作压力, kPa;

P_v ——泵进口条件下液体饱和蒸汽压, kPa;

H_1 ——从吸入液面到泵基础顶面的垂直距离, 灌注时 H_1 取“+”, 吸上时 H_1 取“-”, m^①;

ΔP_1 ——从吸入容器出口至泵吸入口之间的正常流量下管道摩擦压力降(包括管件、阀门等), kPa;

ΔP_{e1} ——正常流量下泵吸入管道上设备压力降之和(包括设备管口压力降), kPa;

γ ——泵进口条件下液体的相对密度;

K ——泵流量安全系数, 为泵的设计流量与正常流量之比。

(2) 往复泵的 $NPSH_a$ 计算

往复泵的 $NPSH_a$, 可按式(3.0.1-5)进行计算

$$NPSH_a = \frac{P_1 - P_v}{9.81\gamma} \pm H_1 - \frac{(\Delta P_1 \cdot K_{acc}^2 + \Delta P_{e1})K^2}{9.81\gamma} - H_{1acc} \quad (3.0.1-5)$$

式中

H_{1acc} ——往复泵吸入管线加速度损失(其计算见式 3.0.1-6), m;

K_{acc} ——往复泵脉冲损失系数。

其余符号意义同式(3.0.1-4)。

由于往复泵是周期性地间歇吸液(排液), 进液(排液)流速也随之有周期性地变化, 从而使摩擦损失发生变化并产生加速度损失。

a. 摩擦损失变化

(a) 泵吸入(排出)管道上未安装缓冲罐(或其它缓冲装置亦称脉冲衰减器或空气罐)时, 管道摩擦损失应按恒定流动情况计算, 所用流量为泵的设计流量乘以

^① 从理论上讲 H_1 的含义应为从吸入液面到泵轴(叶轮)中心的垂直距离, 但工程设计中通常在进行泵的系统特性计算时, 还不知道泵的几何尺寸, 为工程计算方便, 在进行泵的系统特性计算时, H_1 取从吸入液面到泵基础顶面的垂直距离, 本规定中后面所涉及的 H_2 及 H_g 同理。

表 3.0.1-1 中往复泵脉冲损失系数。

往复泵脉冲损失系数(K_{acc})

表 3.0.1-1

缸 数	单 作 用	双 作 用
单缸	3	2
双缸	2	1.5
三缸	2	1.3
四缸	1.5	1.3
其它	1.3	1.3

(b) 泵吸入(排出)管道上安装有缓冲罐时,不管泵的型式如何,脉冲损失系数均取 1.2,即计算摩擦损失时,采用的流量取泵的设计流量的 1.2 倍。

b. 加速度损失

(a) 泵吸入管道上未安装缓冲罐时,加速度损失按式(3.0.1-6)计算:

$$H_{1acc} = 36 \frac{L_1 \cdot V_d \cdot R \cdot C}{D_1^2 \cdot K_t} \quad (3.0.1-6)$$

式中

H_{1acc} ——往复泵吸入管道加速度损失, m 液柱;

L_1 ——泵吸入管道直线长度, m;

V_d ——泵的设计流量, m^3/h ;

C ——泵型系数(见表 3.0.1-2);

D_1 ——泵吸入管道内径, mm;

K_t ——液体校正系数(见表 3.0.1-3);

R ——往复泵往复次数, min^{-1} 。在不知道泵的往复次数时,蒸汽直接驱动的往复泵, R 取 $20min^{-1}$;电动机或汽轮驱动的往复泵, R 取 $350min^{-1}$ 。

(b) 泵排出管道上未安装缓冲罐时,加速度损失按式(3.0.1-7)计算:

$$H_{2acc} = 36 \frac{L_2 \cdot V_d \cdot R \cdot C}{D_2^2 \cdot K_t} \quad (3.0.1-7)$$

式中

H_{2acc} ——往复泵排出管道加速度损失, m 液柱;

L_2 ——泵排出管道直线长度, m;

D_2 ——泵排出管道内径, mm。

其余符号意义同式(3.0.1-6)。

往复泵泵型系数 (C)

表 3.0.1-2

缸 数	单作用电动泵或 汽轮机驱动泵	双作用电动泵或 汽轮机驱动泵	蒸汽直接驱动 的往复泵*
单 缸	0.4	0.2	0.066
双 缸	0.2	0.115	0.066
三 缸	0.066	0.066	
四 缸	0.5	0.04	
五 缸	0.04	0.04	
七 缸	0.028	0.028	
其 它	0.04	0.04	

* 如果蒸汽驱动的泵是靠曲柄和飞轮驱动,可使用电动泵或汽轮机驱动泵的“C”值。

液体校正系数 (K_f)

表 3.0.1-3

流 体 名 称	校 正 系 数
热油	2.5
大部分烃类	2.0
胺、水、乙二醇	1.5
热水	1.4

(c) 吸入(排出)管道上安装有缓冲罐时,泵至缓冲罐之间的加速度损失按式(3.0.1-6)和式(3.0.1-7)计算,吸入(排出)容器至缓冲罐之间的加速度损失取按式(3.0.1-6)和式(3.0.1-7)计算值的 10%,然后把两段管道的加速度损失相加,即为吸入(排出)管道的总加速度损失。

(3) $NPSH_a$ 计算注意事项

a. 确定吸入损失时应注意:

(a) 管径为内径;

(b) 流量为泵的设计流量,若用正常流量计算,则各项损失要乘以流量安全系数的平方;

(c) 对在正常操作中几台并联运转的关键泵,应估计到一台泵突然损坏时的有效净正吸入压头,此值通常是减小;

(d) 当吸入侧容器标高由需要的净正吸入压头确定时,吸入管道的总摩擦损失不应超过 0.6m 液柱;

(e) 当吸入侧容器标高不是由需要的净正吸入压头确定时,吸入管道的总摩擦损失可超过 0.6m 液柱,推荐作法是按控制单位压力降 0.23~0.46kPa/m 来确定吸入管道和进泵管道的管径。

b. 吸入侧容器的工作压力为正常出现的最低工作压力。

c. 吸入侧容器的液面标高“ L ”应取正常出现的最低情况,当化工工艺专业未提供时,可参见图 3.0.1-2 所示。

d. 泵入口液体的饱和蒸汽压应取正常出现的最高工作温度下的值。

e. 往复泵加速度损失计算式适用于无弹性较短的吸入管。

总之,计算泵的 $NPSH_a$,应选择正常出现的最不利条件下的数据进行计算,以保证泵不发生气蚀而可靠地运行。

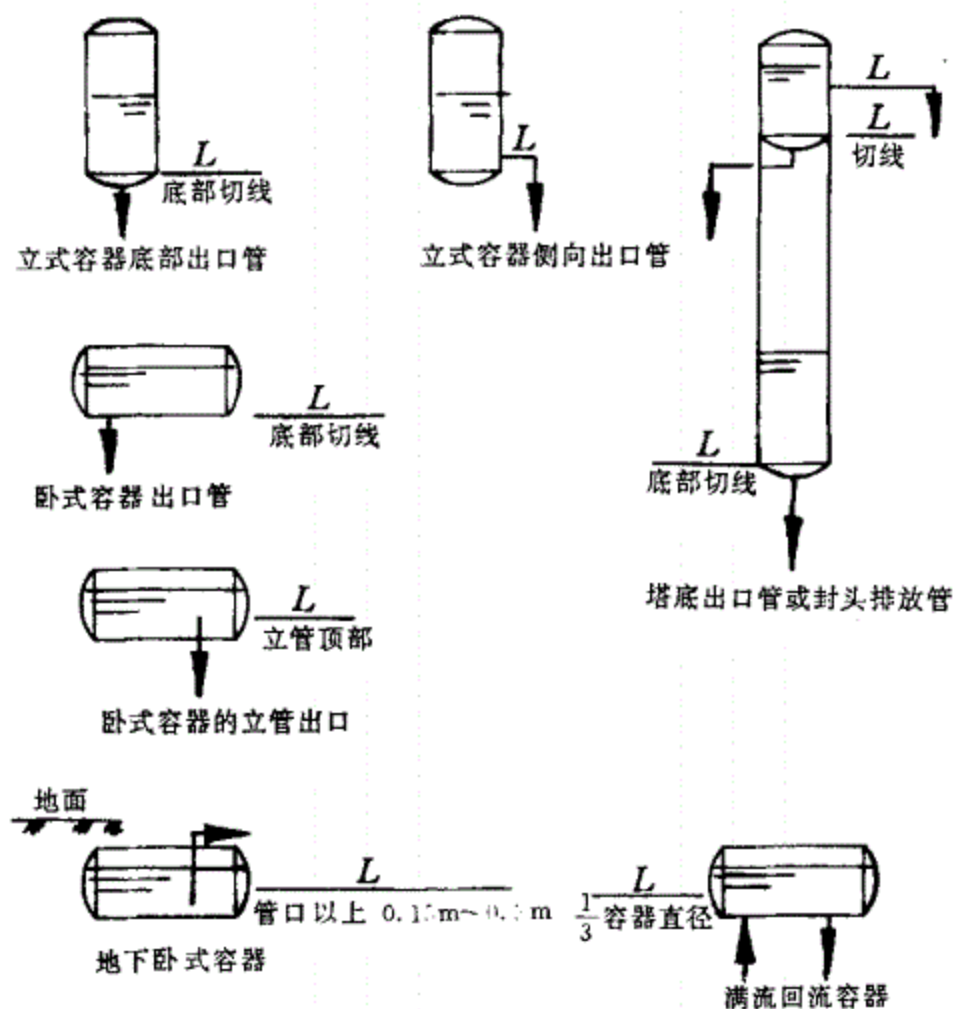


图 3.0.1-2 泵吸入侧容器内液面参考标高(密闭容器)

3.0.1.4 $NPSH_a$ 的安全裕量

从 3.0.1.3 中 $NPSH_a$ 计算结果减去安全裕量,即为泵系统的最终有效净正吸入压头。

往复泵不计安全裕量,它已包括在摩擦损失和加速度损失计算中。

对一般离心泵, $NPSH_a$ 的安全裕量取 0.6~1.0m,但对不同类型和不同用途的离心泵, $NPSH_a$ 的安全裕量也不同,见表 3.0.1-4。

泵 $NPSH_a$ 的安全裕量

表 3.0.1-4

序号	泵的类型和用途	说明(注*)	安全裕量 m
1	锅炉给水泵及锅炉给水循环泵、卧式 冷凝器热冷凝液泵	⑦⑨⑬	2.1
2	减压塔釜液泵	④⑥⑦⑨ ⑩⑪⑫⑬	2.1
3	立式和卧式表面冷凝器热冷凝液泵	⑤⑦⑧ ⑨⑬	0.3
4	常温常压冷却水泵	①②⑤ ⑨⑬	0.6
5	吸入压力<70kPa(表)的泵	⑤⑦⑨⑬	0.6
6	多级泵和双吸叶轮泵	⑨⑬	0.6
7	自动启动泵	⑨⑬	0.6
8	吸收塔釜液泵和送液温度在 15.5~ 205℃之间的 CO_2 汽提塔等类似的泵	⑨⑬	2.1
9	其它用途的泵,如将容器架高提高 $NPSH_a$ 的泵	⑨⑬	0.6
10	用于输送平衡液体和在蒸汽分压下的 液体的泵	⑤⑨⑬	0.3~1.2
11	用于输送非平衡液体的泵	③⑨⑬	0.6

* 注①: 在计算 $NPSH_a$ 时,不应包括吸上式冷却水泵吸入管口以上的浸没液柱头。

- ② 对立式和卧式冷却水泵应有足够的浸没深度。
- ③ 如果液体溶解有气体,则假定液体处在它的平衡压力和温度下,即容器压力等于蒸汽压力。
- ④ $NPSH_a$ 计算不应包括汽提用蒸汽的裕量。
- ⑤ 总的摩擦损失应限定在 0.3m 液柱以内。
- ⑥ 吸入管内径应按单位压力降小于 0.23kPa/m 来确定。
- ⑦ 这些泵应安装“T”型过滤器。
- ⑧ 这些泵的吸入管应从容器分别引出。
- ⑨ 双吸叶轮泵的配管必须避免液流分配的不均匀情况。
- ⑩ 对减压分离塔,其底部抽出管用一根或是用两根要根据管道布置确定。
- ⑪ 减压塔釜液泵应尽量靠近减压塔布置。
- ⑫ 减压塔釜液泵的备用泵一般不应作为其它泵的公用的备用泵,在无法避免时,减压塔釜液泵的备用泵布置必须尽量靠近减压塔釜液泵,其位置由减压塔釜液泵确定,以不影响作为减压塔釜液泵备用泵的功能为准。
- ⑬ 一般卧式冷却水泵的吸入管摩擦损失可用异径管公式计算。

3.0.2 泵的压差计算

3.0.2.1 泵吸入压力和最大吸入压力计算

(1) 泵吸入压力计算

泵的吸入压力按流量不同可分为正常流量下的吸入压力和设计流量下的吸入压力。

a. 正常流量下泵的吸入压力由式(3.0.2-1)计算:

$$P_{ns} = P_1 \pm 9.81\gamma \cdot H_1 - (\Delta P_1 \cdot K_{acc}^2 + \Delta P_{e1}) - \frac{9.81\gamma \cdot H_{1acc}}{K} \quad (3.0.2-1)$$

式中

P_{ns} ——正常流量下泵的吸入压力,kPa;

K_{acc} ——往复泵脉冲损失系数,见表 3.0.1-1,离心泵 K_{acc} 取 1;

H_{1acc} ——往复泵吸入管道加速度损失,m 液柱,对离心泵 H_{1acc} 取 0。

式中其余符号意义同前。

b. 设计流量下泵的吸入压力由式(3.0.2-2)计算:

$$P_{ds} = P_1 \pm 9.81\gamma \cdot H_1 - (\Delta P_1 \cdot K_{acc}^2 + \Delta P_{e1})K^2 - 9.81\gamma \cdot H_{1acc} \quad (3.0.2-2)$$

式中

P_{ds} ——设计流量下泵的吸入压力,kPa。

式中其余符号意义同前。

(2) 泵最大吸入压力计算

泵的最大吸入压力是指泵吸入处可能出现的最高压力,为泵吸入侧容器由于不正常情况可能出现的最高压力及产生的最高液位的净压力之和,如式(3.0.2-3)所示。

$$P_{s, \max} = P_{1, \max} + 9.81H_{1, \max} \cdot \gamma \quad (3.0.2-3)$$

式中

$P_{s, \max}$ ——泵的最大吸入压力, kPa;

$P_{1, \max}$ ——泵吸入侧容器可能出现的最高压力,若有安全阀或爆破片取整定压力或设计爆破压力, kPa;

$H_{1, \max}$ ——从吸入侧容器可能出现最高液面到泵基础顶面的垂直距离, m;

γ ——泵进口条件下液体的相对密度。

3.0.2.2 泵压差和泵排出压力计算

(1) 泵压差计算

a. 泵出口无控制阀的系统

设计流量下,泵最小压差按式(3.0.2-4)计算:

$$\Delta P_{p, \min} = (P_2 - P_1) + 9.81(H_2 - H_1)\gamma + [(\Delta P_1 + \Delta P_2)K_{acc}^2 + \Delta P_{e1} + \Delta P_{e2}] \cdot K^2 + 9.81\gamma \cdot (H_{1acc} + H_{2acc}) \quad (3.0.2-4)$$

式中

$\Delta P_{p, \min}$ ——设计流量下泵最小压差, kPa;

H_2 ——泵出口必须达到的最高点距泵基顶面的垂直距离, m;

P_2 ——泵排出侧容器正常出现的最高压力, kPa;

ΔP_2 ——泵出口管道(包括管件、阀门等)正常流量下总摩擦压力降, kPa;

ΔP_{e2} ——正常流量下泵排出管道上设备压力降之和(包括工业炉、过滤器、换热器、孔板、喷头、流量计、设备进出管口压力降等), kPa;

H_{2acc} ——往复泵排出管道加速度损失, m 液柱, 见式(3.0.1-7), 对离心泵 H_{2acc} 取 0。

式中其余符号意义同前。

$\Delta P_{p, \min}$ 经取整(小数点后及个位数四舍五入)后加 30kPa 即为泵设计流量下泵的压差(ΔP)。

b. 泵出口有控制阀的系统

泵出口管道上有控制阀时,要分析系统情况,确定控制阀压降。一般控制阀允许压降要占整个管道系统可变压降(不包括控制阀压降)的 25%以上(正常工作条件下),并且控制阀正常流量下允许压降值要大于 70kPa,正常流量时控制阀允许压降下的计算流通系数(C_{vc})(正常)与所选控制阀本身流通系数(C_v)之比 $\frac{C_{vc}(\text{正常})}{C_v}$ 为 0.5~1,控制阀公称直径须小于或等于管道公称直径,只有这样才能保证控制阀良好运行,否则要重新选择控制阀或改变管道设计(包括改变管径、管道上附件及管道配置)。

由上述压降经验数据,按式(3.0.2-5)计算控制阀流通系数(C_{vc})(设计),并以此初步确定控制阀尺寸和流通系数(C_v)。

$$C_{vc}(\text{设计})=10V_{dv}\sqrt{\frac{\gamma}{\Delta P_n}} \quad (3.0.2-5)$$

式中

$C_{vc}(\text{设计})$ ——设计流量时控制阀允许压降下的计算流通系数;

ΔP_n ——控制阀压降经验数据,一般取 70kPa;

V_{dv} ——通过控制阀的设计流量, m^3/h 。

式中其余符号意义同前。

要使控制阀具有良好调节性能,系统应满足控制阀压降要求,在设计流量下控制阀必须的最小压降按式(3.0.2-6)计算:

$$\Delta P_{v,\min}=100\gamma\left(\frac{V_{dv}}{C_v}\right)^2 \quad (3.0.2-6)$$

式中

$\Delta P_{v,\min}$ ——设计流量下控制阀必须的最小压降,kPa;

C_v ——选定的控制阀的流通系数。

式中其余符号意义同前。

泵在设计流量下必须的最小压差(有控制阀时)按下式计算:

$$\Delta P_{p,\min}=\Delta P_{v,\min}+(P_2-P_1)+9.81(H_2-H_1)\gamma+[(\Delta P_1+\Delta P_2)\cdot K_{\text{acc}}^2+\Delta P_{e1}+\Delta P_{e2}]K^2+9.81\gamma\times(H_{1\text{acc}}+H_{2\text{acc}}) \quad (3.0.2-7)$$

式中符号意义同前。

$\Delta P_{p,\min}$ 经取整(小数点后及个位数四舍五入)后加 30kPa,并且当式(3.0.2-10)和式(3.0.2-11)成立时,即为泵在设计流量下的压差(ΔP)。

当按上述确定了泵的压差后,在正常流量下由于系统管路的可变压降比设计流量下低,则此时控制阀允许压降要比其在设计流量下必须的最小压降要大。

正常流量下控制阀允许压降按下式计算:

$$\Delta P_v = \Delta P_{v, \min} + (K^2 - 1) [(\Delta P_1 + \Delta P_2) K_{acc}^2 + \Delta P_{e1} + \Delta P_{e2}] + 9.81\gamma \times (1 - 1/K)(H_{1acc} + H_{2acc}) + (\Delta P - \Delta P_{p, \min}) \quad (3.0.2-8)$$

式中

ΔP_v ——正常流量下控制阀允许压降, kPa;

ΔP ——泵设计流量下的压差, kPa;

$\Delta P - \Delta P_{p, \min}$ ——泵压差的圆整值, kPa。

式中其余符号意义同前。

正常流量下控制阀允许压降条件下的计算流通系数(C_{vc})(正常)按式(3.0.2-9)计算:

$$C_{vc}(\text{正常}) = 10V_{nv} \sqrt{\frac{\gamma}{\Delta P_v}} \quad (3.0.2-9)$$

式中

$C_{vc}(\text{正常})$ ——正常流量时控制阀允许压降下的计算流通系数;

V_{nv} ——通过控制阀的正常流量, m^3/h ;

式中其余符号意义同前。

选定的控制阀必须满足:

$$\frac{C_{vc}(\text{正常})}{C_v} = 0.5 \sim 1 \quad (3.0.2-10)$$

$$\frac{\Delta P_v}{\Delta P_2 \cdot K_{acc}^2 + \Delta P_{e2}} > 0.25 \quad (3.0.2-11)$$

(2) 泵压头(扬程)计算

$$H = \frac{\Delta P}{9.81\gamma} \quad (3.0.2-12)$$

式中

H ——泵设计流量下的压头(扬程), m 液柱。

式中其余符号意义同前。

(3) 泵排出压力计算

正常流量下

$$P_{nd} = P_{ns} + \Delta P \quad (3.0.2-13)$$

式中

P_{nd} ——正常流量下泵的排出压力, kPa。

式中其余符号意义同前。

设计流量下

$$P_{dd} = P_{ds} + \Delta P \quad (3.0.2-14)$$

式中

P_{dd} ——设计流量下泵的排出压力, kPa。

式中其余符号意义同前。

3.0.3 泵的最大关闭压力计算

3.0.3.1 离心泵

泵的最大关闭压力,是指离心泵在关闭出口阀门(即流量为零)时的泵出口表压力,此值可由泵制造厂提供的零流量扬程来计算。由于管道的事后压力要根据泵的关闭压力来确定,故在 *PI* 图 A 版阶段必须估算此值,待泵制造厂资料到后,取泵的零流量扬程加 $P_{s,max}$ 算出实际关闭压力。在估算时对一般离心泵,在憋压时按压力升高 20% 计算,离心泵的最大关闭压力按式(3.0.3-1)计算:

$$P_{c,max} = P_{s,max} + 1.2\Delta P \quad (3.0.3-1)$$

式中

$P_{c,max}$ ——泵的最大关闭压力, kPa。

式中其余符号意义同前。

3.0.3.2 往复泵

往复泵其流量与压头(扬程)无直接关系,只要往复泵驱动力功率、泵和管道的强度足够,理论上它的压头(扬程)是没有限制的。因此往复泵运转时,不允许将其排出阀门关死,否则泵驱动力、泵或管道会损坏,往复泵不存在最大关闭压力。

3.0.4 泵的允许吸上真空高度和泵的安装高度

3.0.4.1 泵的允许吸上真空高度

泵不发生气蚀,其入口处允许的最低绝对压力(表示为真空度),以液柱高度表示,称为泵的允许吸上真空高度。由泵制造厂在大气压为 10m 水柱以 20℃ 清水进行气蚀试验测得。若输送介质或工作条件与试验条件不同时,要对泵的允许吸上真空高度进行校正。泵在工作条件下的允许吸上真空高度按式(3.0.4-1)计算。

$$H_s = [H_{sw} + (\frac{P_s}{9.81} - 10) - (\frac{P_v}{9.81} - 0.24)] \cdot \frac{1}{\gamma} \quad (3.0.4-1)$$

允许吸上真空高度与泵需要的净正吸入压头的关系,如式(3.0.4-2)。

$$H_s = \frac{P_s - P_v}{9.81\gamma} + \frac{u^2}{2g} - NPSHr \quad (3.0.4-2)$$

以上两式中

H_s ——泵在工作条件下的允许吸上真空高度,m液柱;

H_{sw} ——泵在试验条件下的允许吸上真空高度(由泵制造厂提供),m水柱;

P_s ——泵安装地区大气压力,kPa;

γ ——工作温度下输送液体的相对密度;

u ——泵进口液体平均流速,m/s;

g ——重力加速度,9.81m/s²;

10——试验条件下的大气压力,m水柱;

0.24——20℃清水的饱和蒸汽压,m水柱。

式中其余符号意义同前。

3.0.4.2 泵的安装高度

(1) 泵的安装高度计算

泵的安装高度是指泵轴中心线与泵吸入液面的垂直距离,实际计算时是指泵基础顶面与泵吸入液面的垂直距离,按式(3.0.4-3)计算:

$$H_g = \frac{P_1 - P_v}{9.81\gamma} - \frac{(\Delta P_1 \cdot K_{acc}^2 + \Delta P_{e1})K^2}{9.81\gamma} - 9.81\gamma \cdot H_{1acc} - NPSHr \quad (3.0.4-3)$$

式中

H_g ——泵的几何安装高度,m。当其为正值时,表示泵基础顶面在吸入液面之上,即为吸上;当其为负值时,表示泵基础顶面在吸入液面之下,即为灌注。

式中其余符号意义同前。

当泵吸入容器为敞口时,式(3.0.4-3)可简化如式(3.0.4-4)。

$$H_g = H_s - \left[\frac{u^2}{2g} + (\Delta P_1 \cdot K_{acc}^2 + \Delta P_{e1})K^2 + 9.81\gamma \cdot H_{1acc} \right] \quad (3.0.4-4)$$

式中符号意义同前。

(2) 泵安装高度的确定原则

泵的安装高度的确定原则是保证泵在指定条件下工作而不发生气蚀。泵的安装高度一般是由化工工艺专业在设备建议布置图中提出,工艺系统专业计算 $NPSH_a$ 时进行校核,保证 $NPSH_a$ 超过 $NPSH_r$ 一定余量。当化工工艺专业未提供泵的安装高度时,工艺系统专业可由初步选定的泵的 $NPSH_r$,按式(3.0.4-3)计算 H_g ,定出实际安装高度 H ,再核算 $NPSH_a$ 。在确定泵的实际安装高度时,灌注时应使 $H \geq H_g$,吸上时应使 $H \leq H_g$ 。泵的安装高度采用泵可能最大使用流量(流量增大, $NPSH_r$ 增大,导致 H_g 发生变化)来计算外,还应包括吸入管道压力降在使用后的增长因素,要根据不同情况对计算的安装高度加以适当的余量。

4 泵系统特性计算举例

4.0.1 泵系统特性计算接收专业条件和提交专业条件

4.0.1.1 需接收专业条件为：

- (1) 化工工艺专业提供的泵工艺数据表和设备压力降；
- (2) 换热器专业提供的换热器压力降；
- (3) 工业炉专业提供的炉子压力降；
- (4) 管道材料专业提供的管道分类、压力等级、法兰面形式等有关规定和规范；
- (5) 设备布置专业提供的设备布置图、设备标高等。

4.0.1.2 泵计算后提出的专业条件见行业标准《工艺系统专业提交文件内容的规定》(HG 20558.2-93)中的“泵数据汇总表编制说明”。

4.0.2 泵计算表及说明

为计算简便,将本规定第3章中泵的进出口条件、压差、 $NPSH_a$ 等的计算表格化,见7.0.1中的表7.0.1。每台泵的系统特性计算可按计算表中顺序逐项进行,计算表中有关项目的说明见第3章“泵的系统特性计算”中的有关说明和注意事项。

4.0.3 泵系统特性计算举例

4.0.3.1 离心泵

某装置解吸塔给料泵,正常流量为 $32.6\text{m}^3/\text{h}$,设计流量为 $37.49\text{m}^3/\text{h}$,流量安全系数 1.15,输送流体温度 50°C ,相对密度 0.99,粘度 $0.8\text{mPa}\cdot\text{s}$,饱和蒸汽压力为 59.8kPa (50°C 时),吸入侧容器压力为 101kPa ,排出侧容器压力为 588.4kPa 。泵排出管线上有孔板和换热器,正常流量下压降分别为 20kPa 和 50kPa ,流程简图如图 4.0.3-1,试进行泵的系统计算,并填写泵计算表。

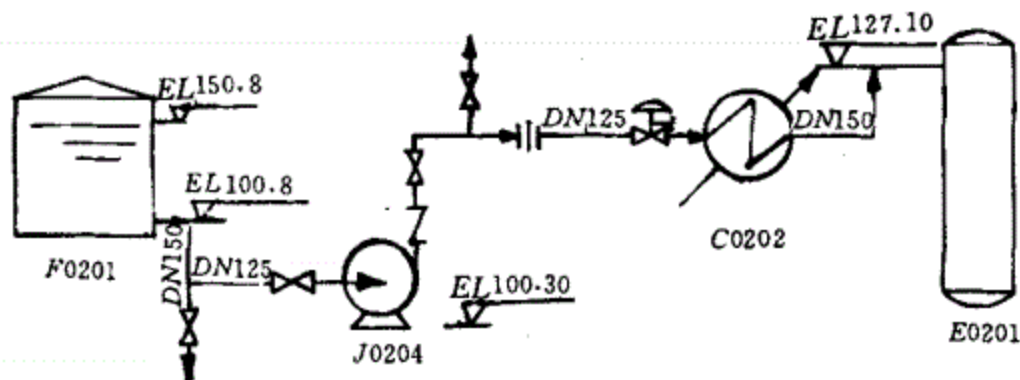


图 4.0.3-1 装置流程简图

解:(1) 泵进出口管道压降计算

按《管道压力降计算》(HG/T 20570.7-95)第1章“单相流(不可压缩流体)”中方法计算单位管长压降和当量长度。

正常流量 $32.6\text{m}^3/\text{h}$ 下单位管长压降: $DN150$ 管为 2.06mm 液柱/ m , $DN125$ 管为 5.23mm 液柱/ m 。

已知:泵入口管道直管长度 $DN150$ 段 $L=15\text{m}$, $DN125$ 段 $L=3\text{m}$; 阀门、管件当量长度 $DN150$ 段 $L_e=10\text{m}$, $DN125$ 段 $L_e=31\text{m}$ 。

泵排出管道直管长度 $DN125$ 段 $L=2\text{m}$, $DN150$ 段 $L=34\text{m}$; 阀门管件当量长度 $DN150$ 段 $L_e=134\text{m}$, $DN125$ 段 $L_e=76\text{m}$ 。

则正常流量下泵吸入管道和排出管道的压降分别为:

$$\begin{aligned}\Delta P_1 &= (15+10) \times 2.06 + (3+31) \times 5.23 \\ &= 229.32\text{mm 液柱} = 2.23\text{kPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta P_2 &= (2+76) \times 5.23 + (34+134) \times 2.06 \\ &= 754.02\text{mm 液柱} = 7.32\text{kPa}\end{aligned}$$

泵进出管道其它压降

$$\Delta P_{e1} = 0$$

$$\Delta P_{e2} = 20 + 50 = 70\text{kPa}$$

(2) $NPSH_a$ 计算

$$\begin{aligned}NPSH_a &= \frac{P_1 - P_v}{9.81\gamma} + H_1 - \frac{(\Delta P_{e1} + \Delta P_1)K^2}{9.81\gamma} \\ &= \frac{101 - 59.8}{9.81 \times 0.99} + (100.8 - 100.3) - \frac{(0 + 2.23) \times 1.15^2}{9.81 \times 0.99} \\ &= 4.44\text{m 液柱}\end{aligned}$$

$NPSH_a$ 的安全裕量取 0.6m , 则最终的 $NPSH_a$ 为 $4.44 - 0.6 = 3.84\text{m}$ 液柱。

(3) 泵吸入条件计算

正常流量下泵的吸入压力

$$\begin{aligned}P_m &= P_1 + 9.81H_1 \cdot \gamma - (\Delta P_{e1} + \Delta P_1 \cdot K_{acc}^2) \\ &= 101 + 9.81 \times 0.5 \times 0.99 - (0 + 2.23 \times 1^2) \\ &= 103.63\text{kPa}\end{aligned}$$

设计流量下泵的吸入压力

$$\begin{aligned}
 P_{ds} &= P_1 + 9.81H_1 \cdot \gamma - (\Delta P_{e1} + \Delta P_1 \cdot K_{acc}^2)K^2 \\
 &= 101 + 9.81 \times 0.5 \times 0.99 - (0 + 2.23 \times 1^2) \times 1.15^2 \\
 &= 102.91 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$

泵的最大吸入压力

$$\begin{aligned}
 P_{s, \max} &= P_{1, \max} + 9.81H_{1, \max} \cdot \gamma \\
 &= 101 + 9.81 \times (105.8 - 100.3) \times 0.99 \\
 &= 154.42 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$

(4) 泵排出条件计算

初选控制阀

$$\begin{aligned}
 C_{vc}(\text{设计}) &= 10V_{dv} \sqrt{\frac{\gamma}{\Delta P_n}} \\
 &= 10 \times 37.49 \sqrt{\frac{0.99}{70}} = 44.58
 \end{aligned}$$

选择气动单座控制阀, DN65, $C_v = 50$

$$\begin{aligned}
 \Delta P_{v, \min} &= 100\gamma \left(\frac{V_{dv}}{C_v}\right)^2 \\
 &= 100 \times 0.99 \left(\frac{37.49}{50}\right)^2 \\
 &= 55.66 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$

泵最小压差

$$\begin{aligned}
 \Delta P_{p, \min} &= \Delta P_{v, \min} + (P_2 - P_1) + 9.81(H_2 - H_1)\gamma + \\
 &\quad [(\Delta P_1 + \Delta P_2)K_{acc}^2 + \Delta P_{e1} + \Delta P_{e2}]K^2 \\
 &= 55.66 + (588.4 - 101) + 9.81 \times (126.8 - 100.5) \\
 &\quad \times 0.99 + [(2.23 + 7.32) \times 1^2 + 0 + 70] \times 1.15^2 \\
 &= 903.69 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$

经圆整得 $\Delta P = 930 \text{ kPa}$

正常流量下控制阀允许压降

$$\begin{aligned}
 \Delta P_v &= \Delta P_{v, \min} + (\Delta P - \Delta P_{p, \min}) + (K^2 - 1)[(\Delta P_1 + \Delta P_2) \\
 &\quad \times K_{acc}^2 + \Delta P_{e1} + \Delta P_{e2}] \\
 &= 55.66 + (930 - 903.69) + (1.15^2 - 1) \times \\
 &\quad [(2.23 + 7.32) \times 1^2 + 0 + 70] \\
 &= 107.63 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$

控制阀正常流量下计算流通系数

$$\begin{aligned}C_{vc}(\text{正常}) &= 10V_{nv}\sqrt{\frac{\gamma}{\Delta P_v}} \\ &= 10 \times 32.6 \sqrt{0.99/107.63} \\ &= 31.27\end{aligned}$$

流通系数比

$$C_{vc}(\text{正常})/C_v = 31.27/50 = 0.625 > 0.5$$

可变压降比

$$\frac{\Delta P_v}{\Delta P_2 \cdot K_{acc}^2 + \Delta P_{e2}} = \frac{107.66}{7.32 \times 1^2 + 70} = 1.39 > 0.25$$

以上说明选定的控制阀合适,经圆整的 ΔP 即为泵的压差。

泵压头(扬程)

$$H = \frac{\Delta P}{9.81\gamma} = \frac{930}{9.81 \times 0.99} = 95.76\text{m 液柱}$$

正常流量下泵的排出压力

$$P_{nd} = P_{ns} + \Delta P = 103.63 + 930 = 1033.63\text{kPa}$$

设计流量下泵的排出压力

$$P_{dd} = P_{ds} + \Delta P = 102.91 + 930 = 1032.91\text{kPa}$$

泵的最大关闭压力

$$\begin{aligned}P_{c,\max} &= P_{s,\max} + 1.2\Delta P \\ &= 154.42 + 1.2 \times 930 = 1270.42\text{kPa}\end{aligned}$$

(5) 用泵计算表计算

按泵计算表中逐项填写计算,见 7.0.2 中的表 7.0.2。

4.0.3.2 往复泵

某装置将 3% 的氢氧化钠溶液用泵送至工作压力为 3000kPa 的洗涤塔中,泵的正常流量为 $1.5\text{m}^3/\text{h}$,设计流量为 $1.65\text{m}^3/\text{h}$,流量安全系数为 1.10。溶液为常温,蒸汽压为 2.33kPa,相对密度 1.03,粘度 $1.45\text{mPa} \cdot \text{s}$,吸入侧容器压力为 101kPa,流程简图如图 4.0.3-2,已初选 2DB-3/37 型往复泵,试进行泵的系统计算,问此泵是否合适? 并填写泵计算表。

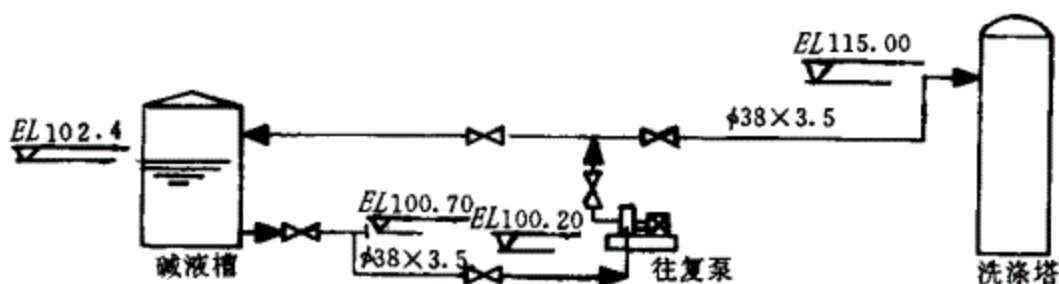


图 4.0.3-2 装置流程简图

解:(1) 泵进出口管道压降计算

按《管道压力降计算》(HG/T 20570.7-95)第1章“单相流(不可压缩流体)”中方法计算单位管长压降和当量长度。

正常流量 $1.50\text{m}^3/\text{h}$ 下单位管长压降 $DN32$ 管为 19.79mm 液柱/ m 。

已知:泵入口管道直管长度 $L=11.5\text{m}$, 阀门、管件当量长度 $L_e=27.29\text{m}$ 。

泵排出管道直管长度 $L=32.52\text{m}$, 阀门、管件当量长度 $L_e=51.11\text{m}$ 。

正常流量下泵吸入管道和排出管道的压降分别为:

$$\begin{aligned}\Delta P_1 &= (11.5 + 27.29) \times 19.79 \\ &= 767.85\text{mm 液柱} = 7.76\text{kPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta P_2 &= (32.5 + 51.11) \times 19.79 \\ &= 1654.54\text{mm 液柱} = 16.72\text{kPa}\end{aligned}$$

泵进出管道其它压降:

$$\Delta P_{e1} = 0$$

$$\Delta P_{e2} = 0$$

(2) $NPSH_a$ 计算

$2DB-3/37$ 型泵为单吸双柱往复泵, 脉冲系数 $K_{acc}=2$, 往复次数 $R=62\text{min}^{-1}$, 泵型系数 $C=0.2$, 液体校正系数 $K_L=1.4$, 吸入管直道长度 $L=11.5\text{m}$, 吸入管道上无缓冲装置。

$$NPSH_a = \frac{P_1 - P_v}{9.81\gamma} + H_1 - \frac{(\Delta P_1 \cdot K_{acc}^2 + \Delta P_{e1})K^2}{9.81\gamma} - H_{1acc}$$

$$\begin{aligned}\text{而 } H_{1acc} &= 36 \frac{L_1 \cdot V_d \cdot R \cdot C}{D_1^2 \cdot K_L} \\ &= 36 \frac{11.5 \times 1.65 \times 62 \times 0.2}{31^2 \times 1.4}\end{aligned}$$

=6.30m 液柱

$$\begin{aligned}H_{2acc} &= 36 \frac{L_2 \cdot V_d \cdot R \cdot C}{D_2^2 \cdot K_L} \\ &= 36 \frac{32.52 \times 1.65 \times 62 \times 0.2}{31^2 \times 1.4} \\ &= 17.82\text{m 液柱}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{则 } NPSHa &= \frac{101 - 2.33}{9.81 \times 1.03} + (100.7 - 100.2) - \frac{(7.76 \times 2^2 + 0)1.1^2}{9.81 \times 1.03} - 6.30 \\ &= 0.25\text{m 液柱}\end{aligned}$$

$NPSHa$ 值太小,应提高碱液槽标高,或加大吸入管径改变配管,减少弯头,降低管系压力降,以满足泵的 $NPSHr$ 的要求。

(3) 泵吸入条件计算

正常流量下泵的吸入压力

$$\begin{aligned}P_{ns} &= P_1 + 9.81H_1 \cdot \gamma - (\Delta P_{e1} + \Delta P_1 \cdot K_{acc}^2) - \frac{9.81\gamma \cdot H_{1acc}}{K} \\ &= 101 + 9.81 \times 0.5 \times 1.03 - (0 + 7.76 \times 2^2) - \frac{9.81 \times 1.03 \times 6.30}{1.1} \\ &= 17.14\text{kPa}\end{aligned}$$

设计流量下泵的吸入压力

$$\begin{aligned}P_{ds} &= P_1 + 9.81H_1 \cdot \gamma - (\Delta P_{e1} + \Delta P_1 \cdot K_{acc}^2)K^2 - 9.81\gamma \cdot H_{1acc} \\ &= 101 + 9.81 \times 0.5 \times 1.03 - (0 + 7.76 \times 2^2) \times 1.1^2 - 9.81 \times \\ &\quad 1.03 \times 6.3 = 4.84\text{kPa}\end{aligned}$$

泵的最大吸入压力

$$\begin{aligned}P_{s,max} &= P_{1,max} + 9.81H_{1,max} \cdot \gamma \\ &= 101 + 9.81 \times (102.4 - 100.2) \times 1.03 \\ &= 123.23\text{kPa}\end{aligned}$$

(4) 泵排出条件计算

泵最小压差

$$\begin{aligned}\Delta P_{p,min} &= (P_2 - P_1) + 9.81(H_2 - H_1)\gamma + [(\Delta P_1 + \Delta P_2)K_{acc}^2 \\ &\quad + \Delta P_{e1} + \Delta P_{e2}]K^2 + 9.81\gamma \times (H_{1acc} + H_{2acc}) \\ &= (3000 - 101) + 9.81 \times (14.8 - 0.5) \times 1.03 + [(7.76 + 16.72) \\ &\quad \times 2^2 + 0 + 0] \times 1.1^2 + 9.81 \times 1.03 \times (6.30 + 17.82) \\ &= 3405.69\text{kPa}\end{aligned}$$

经圆整得泵的压差： $\Delta P = 3440 \text{ kPa}$

泵的压头(扬程)

$$H = \frac{\Delta P}{9.81\gamma} = \frac{3440}{9.81 \times 1.03} = 340.45 \text{ m 液柱}$$

正常流量下泵的排出压力

$$P_{nd} = P_{ns} + \Delta P = 17.14 + 3440 = 3457.14 \text{ kPa}$$

设计流量下泵的排出压力

$$P_{dd} = P_{ds} + \Delta P = 4.84 + 3440 = 3444.84 \text{ kPa}$$

往复泵无最大关闭压力。

(5) 用泵计算表计算

按泵计算表中逐项填写计算,见 7.0.3 中的表 7.0.3。

由计算得知所选往复泵压头(扬程)、流量满足要求,但 $NPSHa$ 太小,应作进一步调整。

5 保证泵工艺系统正常运行措施

5.0.1 泵的选择

根据工艺液体输送流量、装置对泵的压头(扬程)要求、装置有效气蚀余量、流体热力学性质,装置系统的管路布置,以及工艺工作条件等进行综合分析比较,是泵工艺系统正常运行的前提。

5.0.2 防气蚀措施

一旦泵选定之后,为保证泵在不发生气蚀的条件下运转,可采取以下措施:

5.0.2.1 合理安装。根据装置具体情况,在经济性范围内,尽量将泵安装得低一些。若是吸上操作,应使吸上高度小一些,若是灌注操作,应使灌注头高一些。

5.0.2.2 管路配置

(1) 在可能的情况下减少吸入管道的管件数量,加大吸入管径,以减小吸入管道系统压降。

(2) 对长时间连续操作的返回管道,避免接至泵入口,应接至泵吸入容器。

5.0.2.3 在能满足工艺要求的前提下,降低泵的转速操作,改变泵的吸入性能,以减小泵需要的气蚀余量。

5.0.2.4 泵的选型及泵结构的改进,能改善泵的吸入性能,减小泵需要的气蚀余量。

5.0.3 防断液措施

为避免泵在运行中出现断液现象,吸入侧容器的设计原则是使液体平稳、均匀流动,流速不宜太大,在容器结构上避免漩涡的形成和吸入堵塞等,为此要求如下:

5.0.3.1 吸入容器的结构形式和泵吸入管道的配置应使各并联布置的泵能充分地吸入液体,同时独立的吸入管之间的距离要求大于2.5~3倍的底阀最大直径;

5.0.3.2 在容器底部安设防涡器,防漩涡的形成;

5.0.3.3 吸入容器的进液管、回流管、废液收集管应远离吸入管口,避免气泡在来不及消失就被泵吸入,必要时可在容器内加隔板(如塔釜);

5.0.3.4 吸入容器应使泵的吸入管口有一定的浸没深度,深度值为管径的1.5~2倍,吸入管口离容器底的高度为管径的0.7~1.0倍;

5.0.3.5 作为缓冲用工艺容器,要提供适当的停留时间;

5.0.3.6 含有杂质多而脏的液体,须在吸入管进口设一层滤网。

5.0.4 提高往复泵容积效率注意事项

5.0.4.1 对于高温液体(如锅炉给水泵),为防止气蚀,除特殊场合外,要求液体在120℃以下;当温度超过120℃时,一般需要将泵的转速降至额定转速的70%以下。

5.0.4.2 对于易挥发性液体,因蒸汽压高,必须提高吸入侧容器标高和减小吸入阻力。如果是高温液体,应考虑冷却或降低泵的转速。

5.0.4.3 对于高粘度液体,因吸入阻力大,当吸入压头不足时,采用密闭水箱,也可用惰性气体或用离心泵加压。一般粘度在7°E(恩氏粘度)以下,作普通液体考虑;粘度高于7°E时,必须降低泵的转速;粘度达到65°E时,泵的转速应降到额定值的60%。

5.0.4.4 尽可能减小余隙容积,以避免留在余隙内的液体膨胀而影响容积效率。

5.0.4.5 液体中含有少量颗粒杂质时,会损坏填料和柱塞,产生泄漏,还会损坏阀芯和阀座面,要求颗粒大小在100μm以内,密封填料要用合适介质冲洗。

5.0.4.6 吸入配管总长度小于30m为宜。为减小吸入阻力,配管应尽可能粗、短、直。

6 设备相对安装高度的确定

6.0.1 设备的安装高度在技术上要满足两项基本要求:

6.0.1.1 管路配置合理,方便生产操作。

6.0.1.2 系统水力学要求

设备的最终安装高度是协调上述两项要求及其它要求的结果。本章仅包括由系统水力学要求确定的设备相对安装高度(即确定设备间最低相对安装高度)。

6.0.2 由系统水力学要求确定的设备相对安装高度

6.0.2.1 泵吸入管路系统

见 3.0.4.2 中说明。

6.0.2.2 借重力流动的管路系统

当液体完全以静压头为动力从一个设备流入另一个设备时,设备之间的相对高度应使其净压差等于管道系统的摩擦压力降与控制阀压力降(如果有控制阀时)之和;如果起点设备内的液体处于平衡状态(即设备内的绝对压力等于液体的蒸汽压),则设备之间的相对高度应使其净压差大于管道系统的摩擦压力降与控制阀压力降(如果有控制阀时)之和。

6.0.2.3 没有泵的压力管路系统

当液体从一个设备经控制阀流入另一设备,并且设备间压差足够时,不必提高排出液体设备的标高来防止控制阀前的液体汽化,这种情况常用于设备距控制阀很远或管道通过管廊的场合。

但以下两种情况例外:

(1) 当管路上有流量计,同时液体物料处于平衡状态或物料中溶有气体,此时应将流量计安装在控制阀上游,并按需要提高上游设备的标高以使流量计在单相流区域条件下操作。

(2) 平衡液体从一设备经一段距离流至冷却器时,该设备的安装高度必须保证管道内液体在任何部位都不会发生汽化,但换热器设计成可接受气-液混合物则例外。

6.0.2.4 热虹吸管路系统

液体借重力从一台储罐经管路流入一台再沸器(换热器)时,部分液体会发生汽化蒸发,并以气-液混合物的形式借液体与气-液混合物之间的密度差作为动力流回罐内,这种管路称作热虹吸管路。

塔(汽包)相对于再沸器(换热器)的安装高度应使作为推动力的有效静压差足以克服系统中总的压降。系统中总的压降包括降液管和再沸器(换热器)上升管摩擦压降、再沸器(换热器)设备压降、塔(汽包)设备管口压降、再沸器(换热器)上升管静压降等。

6.0.2.5 负压管路系统

当液体物流从一真空设备借重力流入一常压设备(或排入大气),以及液体物流从一设备借重力流入另一比其工作压力要高的设备时,两设备间的相对安装高度应使作为推动力的有效静压差足以克服管路系统的压降与两设备之间的工作压力差值之和。并且管道要有U形液封,以保证真空设备的真空度或两设备间的压力不相串,液封液柱高度根据两设备间的工作压差和液体比重进行计算。

7 泵计算表和泵计算表举例

7.0.1 泵计算表见表 7.0.1^注。

7.0.2 泵计算表使用举例：离心泵见表 7.0.2。

7.0.3 泵计算表使用举例：往复泵见表 7.0.3。

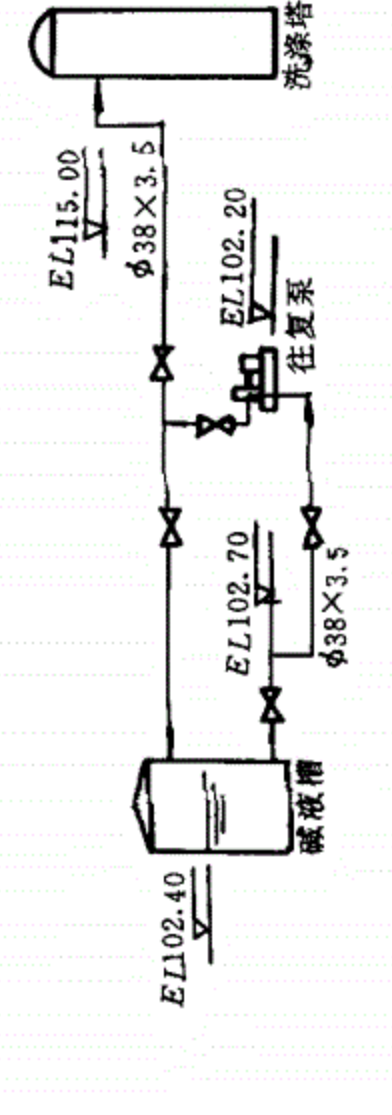
注：表中圈码是按填表中的计算程序排列的。

泵 计 算 表

工程 装 置		工程号		第 页 共 页	
车间或工段(区)		正 常 吸 入 条 件		泵 数 据	
正 常 吸 入 条 件		NPSH 计算		流量(正常 V_n) m^3/h	
① 泵入口侧容器正常最低压力(P_1)注(1) kPa		① 容器压力(P_1) kPa		备用泵位号	
② 静压力 $9.81H_1 \times r$ 注(2) kPa		② 液体蒸汽压力(P_v) kPa		流量安全系数(K)	
③ 总的不变压力 ①+② kPa		③ = ①-②		流体名称	
④ 正常往复式泵加速度损失 $9.81r \times \text{⑥}/K$ kPa		④ 绝对最低液面标高 kPa		温度 $^\circ C$	
⑤ 正常流量下管道压降(ΔP_1) kPa		⑤ 泵基础顶面标高 kPa		粘度(μ) $mpa \cdot s$	
管道尺寸 DN		⑥ $H_1 = \text{④} - \text{⑤}$		相对密度(γ)	
管道长度 m		⑦ 有效压头 ③+⑥ kPa		蒸汽压(P_v) kPa	
当量长度 m		⑧ 往复式泵吸入管加速度损失 H_{1acc} kPa		泵最高工作温度 $^\circ C$	
单位压降 mm 液柱/m		⑨ 设计流量下吸入管道压降 $\text{⑨}/(9.81\gamma)$ kPa			
压 降 kPa		⑩ 设计流量下吸入管道上设备压降 $\text{⑩}/(9.81\gamma)$ kPa			
⑬ 正常流量下设备压降(ΔP_{e1}) kPa		⑪ 设计流量下设备压降 $\text{⑬} \times K^2$ kPa			
⑭ 正常吸入压力(P_{ns}) ⑩-⑪-⑬-⑮ kPa		⑫ 设计吸入压力(P_{ad}) ⑩-⑫-⑭-⑮ kPa			
⑯ 泵 排 出 条 件		⑬ 最终有效的 NPSH _a ⑪-⑫			
⑰ 泵出口侧容器正常最高压力(P_2) kPa		控制 制 阀			
⑱ 静压力损失 $9.81H_2 \times \gamma$ kPa		控制阀的规格和型式			
⑲ 总的不变压力 ⑰+⑱ kPa		C _v =			
⑳ 正常流量下设备及其它压降(ΔP_{e2}) kPa		(A) 设计流量下控制阀必须的最小压降 ($\Delta P_{v, min}$), $\text{⑳}_A = 100\gamma(V_{av}/C_v)^2$			
㉑ 孔板; 流量计; 其它; 换热器; kPa		(B) C_{vc} (正常) = $10V_{mv} \sqrt{7/\Delta P}$ ㉑			
㉒ 正常往复式泵加速度损失 $9.81\gamma \times \text{㉒}/K$ kPa		(C) C_w (正常)/ $C_v =$			
㉓ 正常流量下管道压降(ΔP_2) kPa		(D) $S = \Delta P_{e2}/\Delta P$ ㉓			
管道尺寸 DN		为使控制阀在一定的范围内具有可 调性, 应保证控制阀有足够的压降			
管道长度 m		流程草图			
当量长度 m		㉔ 总的可变压降 ㉒+㉓+㉔ kPa			
单位压降 mm 液柱/m		㉕ 设计流量下管路总的压降 ㉕+㉖ kPa			
压 降 kPa		㉖ 设计控制阀允许压降 ㉕-㉖ kPa			
㉗ 总的可变压降 ㉒+㉓+㉔ kPa		㉗ 设计流量下排出压力(P_{ad}) ㉕+㉖ kPa			
㉘ 正常流量下管路总的压降 ㉕+㉖ kPa		㉘ 正常流量下泵的压差(ΔP) kPa			
㉙ 正常流量下控制阀允许压降(ΔP_v) ㉕-㉖ kPa					
㉚ 正常流量下排出压力(P_{nd}) ㉕+㉖ kPa					
㉛ 正常流量下泵的压差(ΔP) kPa					
版 次					
日 期					
编 制					
校 核					
审 核					

注(1): 本表中所有压力为绝对压力; 注(2): H_1 灌注时取+, 吸上时取-。

工程		装置		车间或工段(区)		工程号		第 页 共 页	
正 常 泵 吸 入 条 件		设 计 条 件		NPSH 计算		系 数 数 据		系 位 号	
① 泵入口侧容器正常最低压力(P ₁)注(1)	kPa	101		① 容器压力(P ₁)	kPa	101	流量(正常 V ₀)	1.50 m ³ /h	备用泵位号
② 静压力 9.81H ₁ × γ 注(2)	kPa	5.05		② 液体蒸汽压力(P _v)	kPa	2.33	(设计 V _d)	1.65 m ³ /h	流量安全系数(K)
③ 总的不变压力 ①+②	kPa	106.05		③=①-②			设计流量下泵的:		液体名称
④ 正常往复式泵加速度损失 9.81γ × ⑧/K	kPa	57.87		④ 绝对最低液面标高	kPa	106.05	压差	3440 kPa	温度
⑤ 正常流量下管道压降(ΔP ₁)	kPa	K _{acc} =2		⑤ 泵基础顶面标高	kPa	63.66	压头	340.45 m 液柱	粘度(μ)
管道尺寸 DN	DN 32			⑥ H ₁ =④-⑤	kPa		吸入压力	4.84 kPa	相对密度(γ)
管道长度 m	11.5			⑦ 有效压头③+⑥			排出压力	3444.84 kPa	蒸汽压(P _v)
当量长度 m	27.29			⑧ 往复式泵吸入管加速度损失 H _{1,acc}		6.30	NPSH _a	0.25 m 液柱	泵最高工作温度
单位压降 mm 液柱/m	19.79			⑨ 设计流量下吸入管道压降		3.71	最大吸入压力	123.23 kPa	
压降 kPa	7.76			⑩ 设计流量下吸入管道上设备压降					
⑬ 正常流量下设备压降(ΔP _{s1})	kPa	0		⑪ 有效的 NPSH⑦-⑧-⑨-⑩-⑪		0.25			
⑭ 正常吸入压力(P _{in}) ⑬-①-②-③	kPa	17.14		⑫ 最终有效的 NPSH _a ⑪-⑫					
泵 排 出 条 件		控 制 阀		控制阀的规格和型式					
⑮ 泵出口侧容器正常最高压力(P ₂)	kPa	5000		C _v =			最大吸入压力	⑬=9.81H _{1,max} +P _{1,max}	
⑯ 静压力损失 9.81H ₂ × γ	kPa	149.54		(A) 设计流量下控制阀必须的最小压降				=9.81 × 2.2 × 1.03 + 101 = 123.23 kPa	
⑰ 总的不变压力 ⑮+⑬	kPa	3149.54		(B) C _v (正常) = 10V _{av} √γ/ΔP⑫					
⑱ 正常流量下设备及其它压降(ΔP _{s2})	kPa	0		(C) C _v (正常)/C _v =					
孔板:				(D) S = ΔP⑫/ΔP⑬					
喷头:									
流量计:									
其它:									
⑳ 正常往复式泵加速度损失 9.81γ × ⑮/K	kPa	163.69							
㉑ 正常流量下管道压降(ΔP ₂)	kPa	K _{acc} =2							
管道尺寸 DN	DN 32								
管道长度 m	32.5								
当量长度 m	51.11								
单位压降 mm 液柱/m	19.79								
压降 kPa	16.72								
㉒ 总的可变压降 ㉑+㉒+㉓	kPa	230.57							
㉓ 正常流量下管道总的压降 ㉑+㉒	kPa	3380.11							
㉔ 正常流量下控制阀允许压降(ΔP _v)⑭-㉑	kPa								
㉕ 正常流量下排出压力(P _{out}) ㉑+㉒	kPa	3457.14							
㉖ 正常流量下泵的压差(ΔP)	kPa	3440							



注(1): 本表中所有压力为绝对压力; 注(2): H₁ 灌注时取+, 吸上时取-。

8 符号说明

- C ——泵型系数；
- C_v ——控制阀的流通系数；
- C_{vc} (正常)——正常流量时控制阀允许压降下的计算流通系数；
- C_{vc} (设计)——设计流量时控制阀允许压降下的计算流通系数；
- D_1 ——泵吸入管道内径,mm；
- D_2 ——泵排出管道内径,mm；
- g ——重力加速度,9.81m/s²；
- H ——泵设计流量下的压头(扬程),m 液柱；
- H_1 ——从吸入液面到泵基础顶面的垂直距离,m；
- H_2 ——泵出口必须达到的最高点距泵基顶面的垂直距离,m；
- H_{1acc} ——往复泵吸入管道加速度损失,m 液柱；
- H_{2acc} ——往复泵排出管道加速度损失,m 液柱；
- $H_{1,max}$ ——从吸入侧容器可能出现最高液面到泵基础顶面的垂直距离,m；
- H_g ——泵的几何安装高度,m；
- H_s ——泵在工作条件下的允许吸上真空高度,m 液柱；
- $H_{s,w}$ ——泵在试验条件下的允许吸上真空高度,m 液柱；
- K ——泵流量安全系数,为泵的设计流量与正常流量之比。
- K_{acc} ——往复泵脉冲损失系数；
- K_l ——液体校正系数；
- L_1 ——泵吸入管直线长度,m；
- L_2 ——泵排出管直线长度,m；
- n ——泵的转速,r/min；
- $NPSHa$ ——泵有效的净正吸入压头,m；
- $NPSHr$ ——泵需要的净正吸入压头,m；
- $NPSHrw$ ——输送 20℃ 清水时需要的净正吸入压头,m；
- P_1 ——泵吸入侧容器最低正常工作压力,kPa；
- $P_{1,max}$ ——泵吸入侧容器可能出现的最高压力,kPa；
- P_2 ——泵排出侧容器正常出现的最高压力,kPa；

- P_a ——泵安装地区大气压力, kPa;
- $P_{c, \max}$ ——泵的最大关闭压力, kPa;
- P_{dd} ——设计流量下泵的排出压力, kPa;
- P_{ds} ——设计流量下泵的吸入压力, kPa;
- P_{nd} ——正常流量下泵的排出压力, kPa;
- P_{ns} ——正常流量下泵的吸入压力, kPa;
- $P_{s, \max}$ ——泵的最大吸入压力, kPa;
- P_v ——泵进口条件下液体饱和蒸汽压, kPa;
- ΔP ——泵设计流量下的压差, kPa;
- ΔP_1 ——从吸入容器出口至泵吸入口之间的正常流量下管道摩擦压力降, kPa;
- ΔP_2 ——泵出口管道正常流量下总摩擦压力降, kPa;
- ΔP_{e1} ——正常流量下泵吸入管道上设备压力降之和, kPa;
- ΔP_{e2} ——正常流量下泵排出管道上设备压力降之和, kPa;
- ΔP_n ——控制阀压降经验数据, kPa;
- $\Delta P_{p, \min}$ ——设计流量下泵最小压差, kPa;
- $\Delta P - \Delta P_{p, \min}$ ——泵压差的圆整值, kPa;
- ΔP_v ——正常流量下控制阀允许压降, kPa;
- $\Delta P_{v, \min}$ ——设计流量下控制阀必须的最小压降, kPa;
- R ——往复泵往复次数, min^{-1} ;
- S ——泵吸入比转速;
- u ——泵进口液体平均流速, m/s;
- V_n ——泵的正常流量, m^3/h ;
- V_{nv} ——通过控制阀的正常流量, m^3/h ;
- V_d ——泵的设计流量, m^3/h , m^3/min ;
- V_{dv} ——通过控制阀的设计流量, m^3/h ;
- φ ——相对于水的需要净正吸入压头的修正系数;
- γ ——泵进口条件下液体的相对密度;
- 压力——本规定除注明外, 均为绝对压力。

中华人民共和国行业标准

HG

国际通用设计体制和方法

HG/T 20570—95

工艺系统工程设计 技术规定

1996—05—02 发布

1996—09—01 实施

中华人民共和国化学工业部

发布

中华人民共和国行业标准

工艺系统工程设计技术规定

HG/T 20570—95

主编单位：化工部工艺系统设计技术中心站

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一 九 九 六 年 九 月 一 日

化工部工程建设标准编辑中心

1996 北 京

管 径 选 择

HG/T 20570.6—95

编制单位： 中石化北京石化工程公司

批准部门： 化 学 工 业 部

实施日期： 一九九六年九月一日

编制人：

中石化北京石化工程公司 钟世环

审核人：

中石化北京石化工程公司 于豪翰

化工部工艺系统设计技术中心站 龚人伟

1 应用范围和说明

1.0.1 本规定适用于化工生产装置中的工艺和公用物料管道,不包括储运系统的长距离输送管道、非牛顿型流体及固体粒子气流输送管道。

1.0.2 对于给定的流量,管径的大小与管道系统的一次投资费(材料和安装)、操作费(动力消耗和维修)和折旧费等项有密切的关系,应根据这些费用作出经济比较,以选择适当的管径,此外还应考虑安全流速及其它条件的限制。本规定介绍推荐的方法和数据是以经验值,即采用预定流速或预定管道压力降值(设定压力降控制值)来选择管径,可用于工程设计中的估算。

1.0.3 当按预定介质流速来确定管径时,采用下式以初选管径:

$$d=18.81W^{0.5}u^{-0.5}\rho^{-0.5} \quad (1.0.3-1)$$

或
$$d=18.81V_0^{0.5}u^{-0.5} \quad (1.0.3-2)$$

式中

d ——管道的内径,mm;

W ——管内介质的质量流量,kg/h;

V_0 ——管内介质的体积流量,m³/h;

ρ ——介质在工作条件下的密度,kg/m³;

u ——介质在管内的平均流速,m/s。

预定介质流速的推荐值见表 2.0.1。

1.0.4 当按每 100m 计算管长的压力降控制值(ΔP_{f100})来选择管径时,采用下式以初定管径:

$$d=18.16W^{0.38}\rho^{-0.207}\mu^{0.033}\Delta P_{f100}^{-0.207} \quad (1.0.4-1)$$

或
$$d=18.16V_0^{0.38}\rho^{0.173}\mu^{0.033}\Delta P_{f100}^{-0.207} \quad (1.0.4-2)$$

式中

μ ——介质的动力粘度,Pa·s;

ΔP_{f100} ——100m 计算管长的压力降控制值,kPa。

推荐的 ΔP_{f100} 值见表 2.0.2。

1.0.5 本规定除注明外,压力均为绝对压力。

2 管道内流体常用流速范围和一般 工程设计中的压力降控制值

2.0.1 管道内各种介质常用流速范围见表 2.0.1。表中管道的材质除注明外,一律为钢。该表中流速为推荐值。

2.0.2 管道压力降控制值见表 2.0.2-1 和表 2.0.2-2,该表中压力降值为推荐值。

常用流速的范围表^{注①}

表 2.0.1

介 质	工作条件或管径范围	流 速 m/s
饱和蒸汽	$DN > 200$	30~40
	$DN = 200 \sim 100$	35~25
	$DN < 100$	30~15
饱和蒸汽	$P < 1\text{MPa}$	15~20
	$P = 1 \sim 4\text{MPa}$	20~40
	$P = 4 \sim 12\text{MPa}$	40~60
过热蒸汽	$DN > 200$	40~60
	$DN = 200 \sim 100$	50~30
	$DN < 100$	40~20
二次蒸汽	二次蒸汽要利用时	15~30
	二次蒸汽不利用时	60
高压乏汽		80~100
乏汽	排气管:从受压容器排出	80
	从无压容器排出	15~30
压缩气体	真空	5~10
	$P \leq 0.3\text{MPa}$ (表)	8~12
	$P = 0.3 \sim 0.6\text{MPa}$ (表)	20~10
	$P = 0.6 \sim 1\text{MPa}$ (表)	15~10
	$P = 1 \sim 2\text{MPa}$ (表)	12~8
	$P = 2 \sim 3\text{MPa}$ (表)	8~3
	$P = 3 \sim 30\text{MPa}$ (表)	3~0.5

续表 2.0.1

介 质	工作条件或管径范围	流 速 m/s
氧气 ^{注②}	$P=0\sim 0.05\text{MPa}$ (表)	10~5
	$P=0.05\sim 0.6\text{MPa}$ (表)	8~6
	$P=0.6\sim 1\text{MPa}$ (表)	6~4
	$P=2\sim 3\text{MPa}$ (表)	4~3
煤气	管道长 50~100m	
	$P\leq 0.027\text{MPa}$	3~0.75
	$P\leq 0.27\text{MPa}$	12~8
	$P\leq 0.8\text{MPa}$	12~3
半水煤气	$P=0.1\sim 0.15\text{MPa}$ (表)	10~15
天然气		30
烟道气	烟道内	3~6
	管道内	3~4
石灰窑窑气		10~12
氮气	$P=5\sim 10\text{MPa}$	2~5
氢氮混合气 ^{注③}	$P=20\sim 30\text{MPa}$	5~10
氨气	$P=\text{真空}$	15~25
	$P<0.3\text{MPa}$ (表)	8~15
	$P<0.6\text{MPa}$ (表)	10~20
	$P<2\text{MPa}$ (表)	3~8
乙烯气	$P=22\sim 150\text{MPa}$ (表)	5~6
乙炔气 ^{注④}	$P<0.01\text{MPa}$ (表)	3~4
	$P<0.15\text{MPa}$ (表)	4~8(最大)
	$P<2.5\text{MPa}$ (表)	最大 4
氮	气体	10~25
	液体	1.5
氯仿	气体	10
	液体	2
氯化氢	气体(钢衬胶管)	20
	液体(橡胶管)	1.5
溴	气体(玻璃管)	10
	液体(玻璃管)	1.2

续表 2.0.1

介 质	工作条件或管径范围	流 速 m/s
氯化甲烷	气体	20
	液体	2
氯乙烯 二氯乙烯 三氯乙烯		2
乙二醇		2
苯乙烯		2
二溴乙烯	玻璃管	1
水及粘度相似的液体	$P=0.1\sim 0.3\text{MPa}$ (表)	0.5~2
	$P\leq 1\text{MPa}$ (表)	3~0.5
	$P\leq 8\text{MPa}$ (表)	3~2
	$P\leq 20\sim 30\text{MPa}$ (表)	3.5~2
自来水	主管 $P=0.3\text{MPa}$ (表)	1.5~3.5
	支管 $P=0.3\text{MPa}$ (表)	1.0~1.5
锅炉给水	$P>0.8\text{MPa}$ (表)	1.2~3.5
蒸汽冷凝水		0.5~1.5
冷凝水	自流	0.2~0.5
过热水		2
海水,微碱水	$P<0.6\text{MPa}$ (表)	1.5~2.5
油及粘度较大的液体	粘度 $0.05\text{Pa}\cdot\text{s}$	
	DN25	0.5~0.9
	DN50	0.7~1.0
	DN100	1.0~1.6
	粘度 $0.1\text{Pa}\cdot\text{s}$	
	DN25	0.3~0.6
	DN50	0.5~0.7
	DN100	0.7~1.0
	DN200	1.2~1.6
	粘度 $1\text{Pa}\cdot\text{s}$	
	DN25	0.1~0.2
	DN50	0.16~0.25
	DN100	0.25~0.35
	DN200	0.35~0.55

续表 2.0.1

介 质	工作条件或管径范围	流 速 m/s
液氨	$P = \text{真空}$	0.05~0.3
	$P \leq 0.6 \text{MPa(表)}$	0.8~0.3
	$P \leq 2 \text{MPa(表)}$	1.5~0.8
氢氧化钠	浓度0~30%	2
	30~50%	1.5
	50~73%	1.2
四氯化碳		2
硫酸	浓度88~93%(铅管)	1.2
	93~100%(铸铁管,钢管)	1.2
盐酸	(衬胶管)	1.5
氯化钠	带有固体	2~4.5
	无固体	1.5
排出废水		0.4~0.8
泥状混合物	浓度15%	2.5~3
	25%	3~4
	65%	2.5~3
气体	鼓风机吸入管	10~15
	鼓风机排出管	15~20
	压缩机吸入管	10~20
	压缩机排出管: $P < 1 \text{MPa(表)}$	10~8
	$P = 1 \sim 10 \text{MPa(表)}$	10~20
	$P > 10 \text{MPa(表)}$	8~12
往复式真空泵吸入管	13~16	
往复式真空泵排出管	25~30	
油封式真空泵吸入管	10~13	

续表 2.0.1

介 质	工作条件或管径范围	流 速 m/s
水及粘度相似的液体	往复泵吸入管	0.5~1.5
	往复泵排出管	1~2
	离心泵吸入管(常温)	1.5~2
	离心泵吸入管(70~110℃)	0.5~1.5
	离心泵排出管	1.5~3
	高压离心泵排出管	3~3.5
	齿轮泵吸入管	≤1
	齿轮泵排出管	1~2

注:① 本表所列流速,在选用时还应参照相应的国家标准。

② 氧气流速应参照《氧气站设计规范》(GB 50030-91)。

③ 氢气流速应参照《氢氧站设计规范》(GB 50177-93)。

④ 乙炔流速应参照《乙炔站设计规范》(GB 50031-91)。

一般工程设计的管道压力降控制值 表 2.0.2-1

管 道 类 别	最大摩擦压力降 kPa/100m	总 压 力 降 kPa
液体		
泵进口管	8	
泵出口管:		
DN40、50	93	
DN80	70	
DN100 及以上	50	
蒸汽和气体		
公用物料总管		按进口压力的 5%
公用物料支管		按进口压力的 2%
压缩机进口管:		
$P < 350\text{kPa}$ (表)		1.8~3.5
$P > 350\text{kPa}$ (表)		3.5~7
压缩机出口管		14~20
蒸汽		按进口压力的 3%

每 100m 管长的压力降控制值(ΔP_{100})

表 2.0.2-2

介 质	管 道 种 类	压 力 降 kPa
输送气体的管道	负压管道 ^{注①} $P \leq 49\text{kPa}$ $49\text{kPa} < P \leq 101\text{kPa}$	1.13 1.96
	通风机管道 $P = 101\text{kPa}$	1.96
	压缩机的吸入管道 $101\text{kPa} < P \leq 111\text{kPa}$ $111\text{kPa} < P \leq 0.45\text{MPa}$ $P > 0.45\text{MPa}$	1.96 4.5 $0.01P$
	压缩机的排出管和其它压力管道 $P \leq 0.45\text{MPa}$ $P > 0.45\text{MPa}$	4.5 $0.01P$
	工艺用的加热蒸汽管道 $P \leq 0.3\text{MPa}$ $0.3\text{MPa} < P \leq 0.6\text{MPa}$ $0.6\text{MPa} < P \leq 1.0\text{MPa}$	10.0 15.0 20.0
	输送液体的管道	自流的液体管道
泵的吸入管道 饱和液体 不饱和液体		10.0~11.0 20.0~22.0
泵的排出管道 流量小于 $150\text{m}^3/\text{h}$ 流量大于 $150\text{m}^3/\text{h}$		45.0~50.0 45.0
循环冷却水管道		30.0

注① 表中 P 为管道进口端的流体之压力(绝对压力)。

3 核定

3.0.1 初选管径后,应在已确定的工作条件及物料性质的基础上,按不同流动情况的有关公式,准确地作出管道的水力计算,再进一步核定下述各项:

- 3.0.1.1** 所计算出的管径应符合工程设计规定;
- 3.0.1.2** 满足介质在管道输送时,对流速的安全规定;
- 3.0.1.3** 满足噪声控制的要求。

中华人民共和国行业标准

HG

国际通用设计体制和方法

HG/T 20570—95

工艺系统工程设计 技术规定

1996—05—02 发布

1996—09—01 实施

中华人民共和国化学工业部

发布

中华人民共和国行业标准

工艺系统工程设计技术规定

HG/T 20570—95

主编单位：化工部工艺系统设计技术中心站

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一 九 九 六 年 九 月 一 日

化工部工程建设标准编辑中心

1996 北 京

管道压力降计算

HG/T 20570.7-95

编制单位： 中国成达化学工程公司
 中国寰球化学工程公司
 中国天辰化学工程公司
批准部门： 化 学 工 业 部
实施日期： 一九九六年九月一日

编制人：

中国成达化学工程公司 刘静芳(第一章、第二章、第六章)
中国寰球化学工程公司 赵敏(第三章) 吕文璞(第四章)
腾克利(第五章)
中国天辰化学工程公司 唐亦农(第七章)

审核人：

中国成达化学工程公司 曾庆祥(第一章、第二章、第六章)
中国寰球化学工程公司 汪清裕(第三章、第四章) 杨宜
化工部第三设计院 谈冲
化工部系统设计技术中心站 盛青萍 龚人伟

1 单相流(不可压缩流体)

1.1 简 述

1.1.1 本规定适用于牛顿型单相流体在管道中流动压力降的计算。在化工工艺专业已基本确定各有关主要设备的工作压力的情况下,进行系统的水力计算。根据化工工艺要求计算各主要设备之间的管道(包括管段、阀门、控制阀、流量计及管件等)的压力降,使系统总压力降控制在给定的工作压力范围内,在此基础上确定管道尺寸、设备接管口尺寸、控制阀和流量计的允许压力降,以及安全阀和爆破片的泄放压力等。

1.1.2 牛顿型流体是流体剪应力与速度梯度成正比而粘度为其比例系数。凡是气体都是牛顿型流体,除由高分子等物质组成的液体和泥浆外,多数液体亦属牛顿型流体。

1.2 计算方法

1.2.1 注意事项

1.2.1.1 安全系数

计算方法中未考虑安全系数,计算时应根据实际情况选用合理的数值。通常,对平均需要使用5~10年的钢管,在摩擦系数中加20%~30%的安全系数,就可以适应其粗糙度条件的变化;超过5~10年,条件往往会保持稳定,但也可能进一步恶化。此系数中未考虑由于流量增加而增加的压力降,因此须再增加10%~20%的安全系数。规定中对摩擦压力降计算结果按1.15倍系数来确定系统的摩擦压力降,但对静压力降和其它压力降不乘系数。

1.2.1.2 计算准确度

在工程计算中,计算结果取小数后两位有效数字为宜。对用当量长度计算压力降的各项计算中,最后结果所取的有效数字仍不超过小数后两位。

1.2.2 管 径

1.2.2.1 确定管径的一般原则

(1) 应根据设计条件来确定管道直径,需要时,可以有设计条件下压力降15%~25%的富裕量,但以下情况除外:

a. 有燃料油循环管路系统的排出管尺寸,应考虑一定的循环量;
b. 泵、压缩机和鼓风机的管道,应按工艺最大流量(在设备设计允许的流速下)来确定尺寸,而不能按机器的最大能力来确定管道尺寸;

c. 间断使用的管道(如开工旁路管道)尺寸,应按可能得到的压差来确定。

(2) 在允许压力降范围内,应采用经济管径,某些管道中流体允许压力降范围见表 1.2.2-1。

(3) 某些对管壁有腐蚀及磨蚀的流体,由流速决定管径,其流速见表 1.2.2-2。

1.2.2.2 管径计算

计算公式如下:

$$d=18.8\left(\frac{V_f}{u}\right)^{0.5}=18.8\left(\frac{W}{u\rho}\right)^{0.5} \quad (1.2.2-1)$$

式中

d ——管道内直径,mm;

V_f ——流体体积流量, m^3/h ;

u ——流体平均流速,m/s;

W ——流体质量流量,kg/h;

ρ ——流体密度, kg/m^3 。

通常可由图 1.2.2-1 或图 1.2.2-2 查得管径。

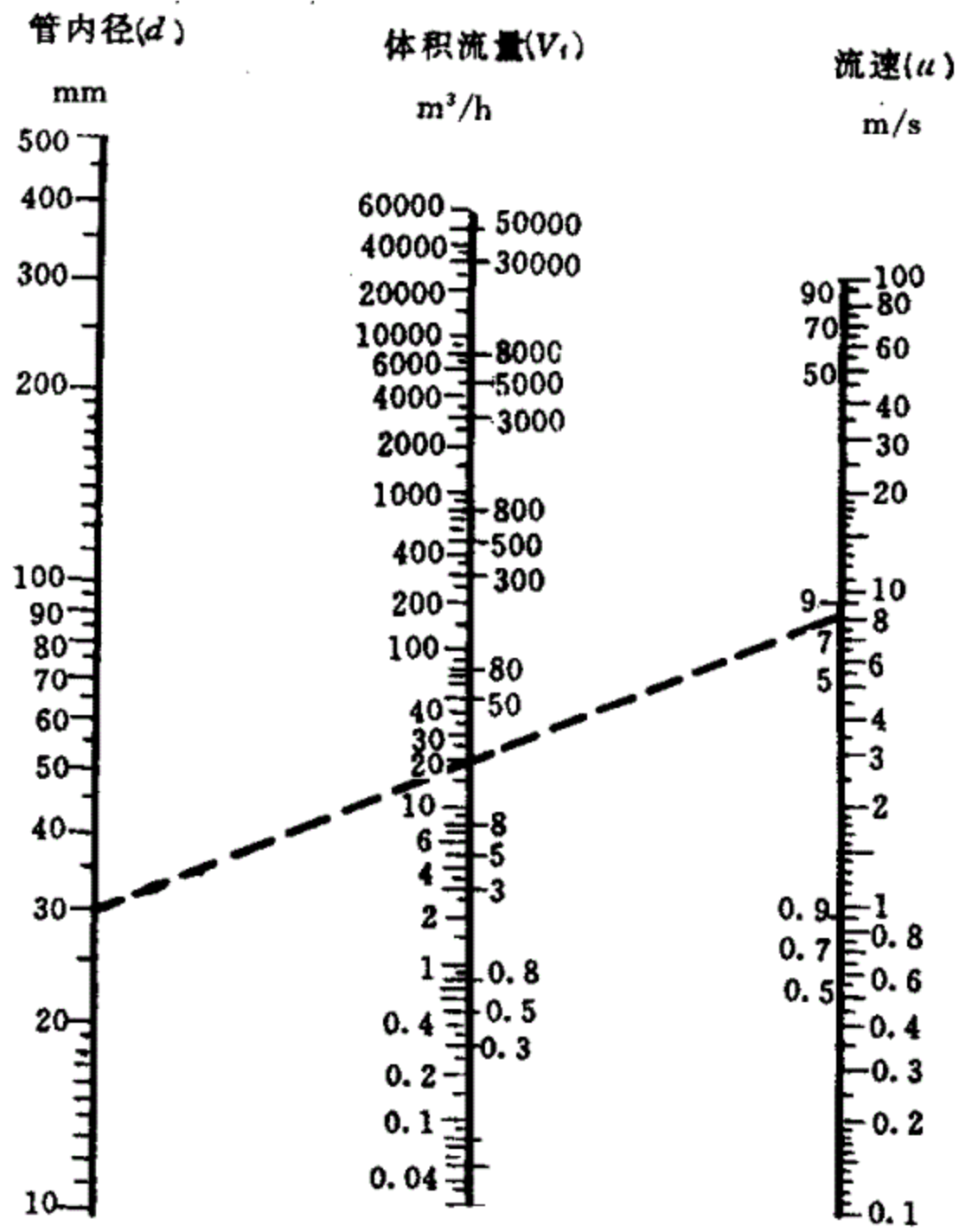


图 1.2.2—1 流速、流量、管径计算图

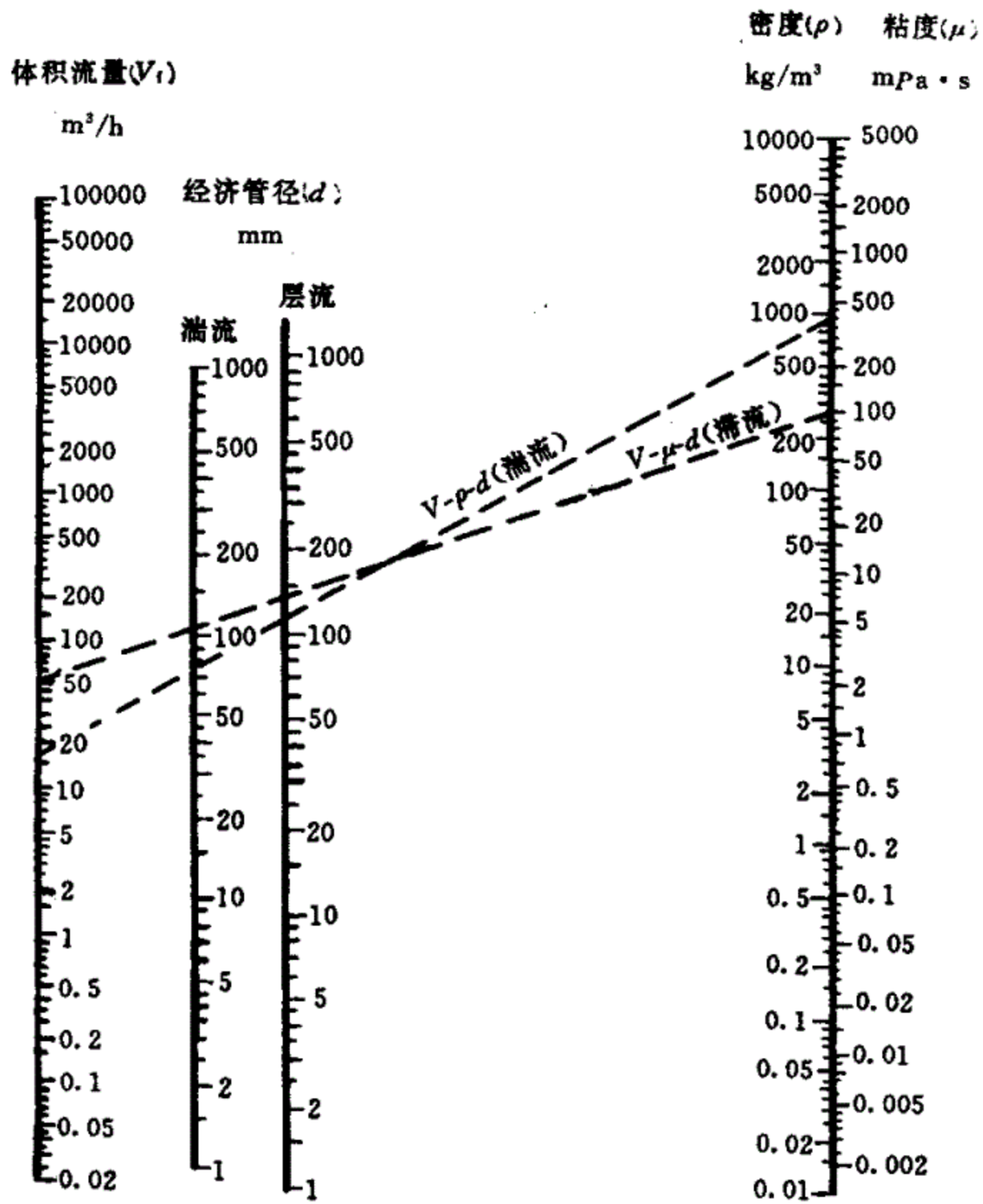


图 1.2.2—2 液体、气体 ($P < 1000kPa$) 经济管径图

某些管道中流体允许压力降范围

表 1.2.2-1

序号	管道种类及条件	压力降范围 kPa(100m 管长)
1	蒸汽 $P=6.4\sim 10\text{MPa}$ (表)	46~230
	总管 $P<3.5\text{MPa}$ (表)	12~35
	$P\geq 3.5\text{MPa}$ (表)	23~46
	支管 $P<3.5\text{MPa}$ (表)	23~46
	$P\geq 3.5\text{MPa}$ (表)	23~69
	排气管	4.6~12
2	大型压缩机 $>735\text{kW}$	
	进口	1.8~9
	出口	4.6~6.9
	小型压缩机进出口	2.3~23
	压缩机循环管道及压缩机出口管	0.23~12
3	安全阀	
	进口管(接管点至阀)	最大取整定压力的 3%
	出口管	最大取整定压力的 10%
	出口汇总管	最大取整定压力的 7.5%
4	一般低压工艺气体	2.3~23
5	一般高压工艺气体	2.3~69
6	塔顶出气管	12
7	水总管	23
8	水支管	18
9	泵	
	进口管	最大取 8
	出口管 $<34\text{ m}^3/\text{h}$	35~138
	$34\sim 110\text{ m}^3/\text{h}$	23~92
	$>110\text{ m}^3/\text{h}$	12~46

某些对管壁有腐蚀及磨蚀流体的流速

表 1.2.2-2

序号	介质条件	管道材料	最大允许流速 m/s
1	烧碱液(浓度>5%)	碳钢	1.22
2	浓硫酸(浓度>80%)	碳钢	1.22
3	酚水(含酚>1%)	碳钢	0.91
4	含酚蒸汽	碳钢	18.00
5	盐水	碳钢	1.83
	管径≥900	衬水泥或沥青钢管	4.60
	管径<900	衬水泥或沥青钢管	6.00

注:当管道为含镍不锈钢时,流速有时可提高到表中流速的10倍以上。

1.2.3 管路

1.2.3.1 简单管路

凡是没有分支的管路称为简单管路。

(1) 管径不变的简单管路,流体通过整个管路的流量不变。

(2) 由不同管径的管段组成的简单管路,称为串联管路。

a. 通过各管段的流量不变,对于不可压缩流体则有

$$V_f = V_{f1} = V_{f2} = V_{f3} \dots \dots \quad (1.2.3-1)$$

b. 整个管路的压力降等于各管段压力降之和,即

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \dots \dots \quad (1.2.3-2)$$

1.2.3.2 复杂管路

凡是有分支的管路,称为复杂管路。复杂管路可视为由若干简单管路组成。

(1) 并联管路 在主管某处分支,然后又汇合成为一根主管。

a. 各支管压力降相等,即

$$\Delta P = \Delta P_1 = \Delta P_2 = \Delta P_3 = \dots \dots \quad (1.2.3-3)$$

在计算压力降时,只计算其中一根管子即可。

b. 各支管流量之和等于主管流量,即

$$V_f = V_{f1} + V_{f2} + V_{f3} + \dots \dots \quad (1.2.3-4)$$

(2) 枝状管路 从主管某处分出支管或支管上再分出支管而不汇合成为一根

主管。

- a. 主管流量等于各支管流量之和；
- b. 支管所需能量按耗能最大的支管计算；
- c. 对较复杂的枝状管路，可在分支点处将其划分为若干简单管路，按一般的简单管路分别计算。

1.2.4 管道压力降计算

1.2.4.1 概述

(1) 管道压力降为管道摩擦压力降、静压力降以及速度压力降之和。

管道摩擦压力降包括直管、管件和阀门等的压力降，同时亦包括孔板、突然扩大、突然缩小以及接管口等产生的局部压力降；静压力降是由于管道始端和终端标高差而产生的；速度压力降是指管道始端和终端流体流速不等而产生的压力降。

(2) 对复杂管路分段计算的原则，通常是在支管和总管(或管径变化处)连接处拆开，管件(如异径三通)应划分在总管上，按总管直径选取当量长度。总管长度按最远一台设备计算。

(3) 对因结垢而实际管径减小的管道，应按实际管径进行计算。

雷诺数按下式计算：

$$Re = \frac{du\rho}{\mu} = 354 \frac{W}{d\mu} = 354 \frac{V_i\rho}{d\mu} \quad (1.2.4-1)$$

式中

Re ——雷诺数，无因次；

u ——流体平均流速，m/s；

d ——管道内直径，mm；

μ ——流体粘度，mPa·s；

W ——流体的质量流量，kg/h；

V_i ——流体的体积流量，m³/h；

ρ ——流体密度，kg/m³。

(4) 管壁粗糙度

管壁粗糙度通常是指绝对粗糙度(ϵ)和相对粗糙度(ϵ/d)。

绝对粗糙度表示管子内壁凸出部分的平均高度。在选用时，应考虑到流体对管壁的腐蚀、磨蚀、结垢以及使用情况等因素。如无缝钢管，当流体是石油气、饱和蒸汽以及干压缩空气等腐蚀性小的流体时，可选取绝对粗糙度 $\epsilon = 0.2\text{mm}$ ；输送水时，若为冷凝液(有空气)则取 $\epsilon = 0.5\text{mm}$ ；纯水取 $\epsilon = 0.2\text{mm}$ ；未处理水取 $\epsilon = 0.3 \sim 0.5\text{mm}$ ；

对酸、碱等腐蚀性较大的流体,则可取 $\epsilon=1\text{mm}$ 或更大些。

对相同绝对粗糙度的管道,直径愈小,对摩擦系数影响程度愈大,因此用 ϵ 和 d 的比值 ϵ/d 来表示管壁粗糙度,称为相对粗糙度。在湍流时,管壁粗糙度对流体流动的摩擦系数影响甚大。

摩擦系数(λ)与雷诺数(Re)及管壁相对粗糙度(ϵ/d)的关系见图 1.2.4-1 所示;在完全湍流情况下,清洁新管的管径(d)占绝对粗糙度(ϵ)的关系见图 1.2.4-2 所示。

某些工业管道的绝对粗糙度见表 1.2.4-1;相对粗糙度由图 1.2.4-2 查得。

某些工业管道的绝对粗糙度

表 1.2.4-1

序号	管道类别		绝对粗糙度(ϵ) mm
1	金属管	无缝黄铜管、铜管及铅管	0.01~0.05
2		新的无缝钢管或镀锌铁管	0.1~0.2
3		新的铸铁管	0.25~0.42
4		具有轻度腐蚀的无缝钢管	0.2~0.3
5		具有显著腐蚀的无缝钢管	0.5 以上
6		旧的铸铁管	0.85 以上
7		钢板制管	0.33
8	非金属管	干净玻璃管	0.0015~0.01
9		橡皮软管	0.01~0.03
10		木管道	0.25~1.25
11		陶土排水管	0.45~6.0
12		接头平整的水泥管	0.33
13		石棉水泥管	0.03~0.8

(5) 流动型态

流体在管道中流动型态分为层流和湍流两种流型,层流与湍流间有一段不稳定的临界区。湍流区又可分为过渡区和完全湍流区。工业生产中流体流型大多属于过渡区,见图 1.2.4-1 所示。

确定管道内流体流动型态的准则是雷诺数(Re)。

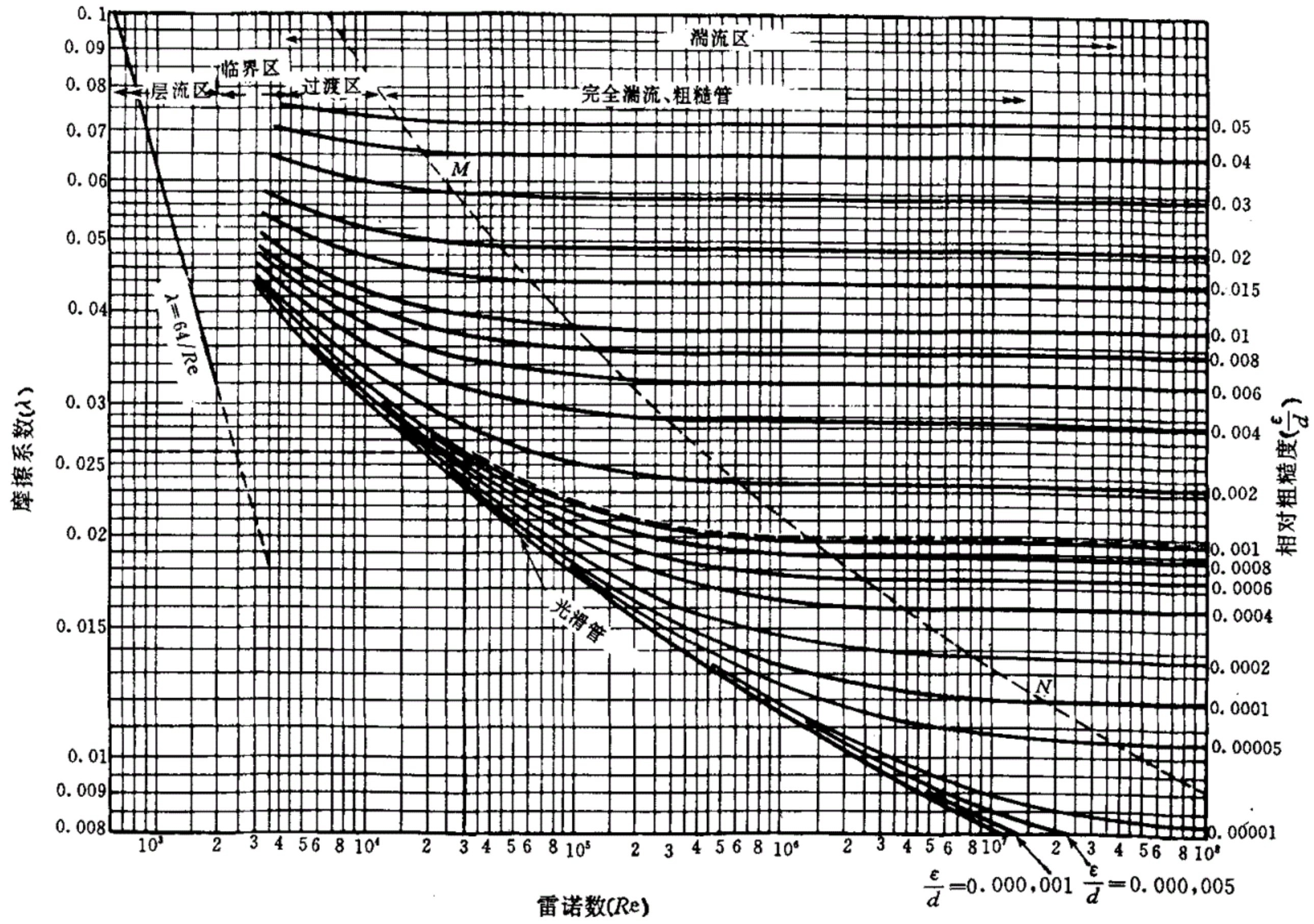


图 1.2.4-1 摩擦系数(λ)与雷诺数(Re)及管壁相对粗糙度(ϵ/d)的关系

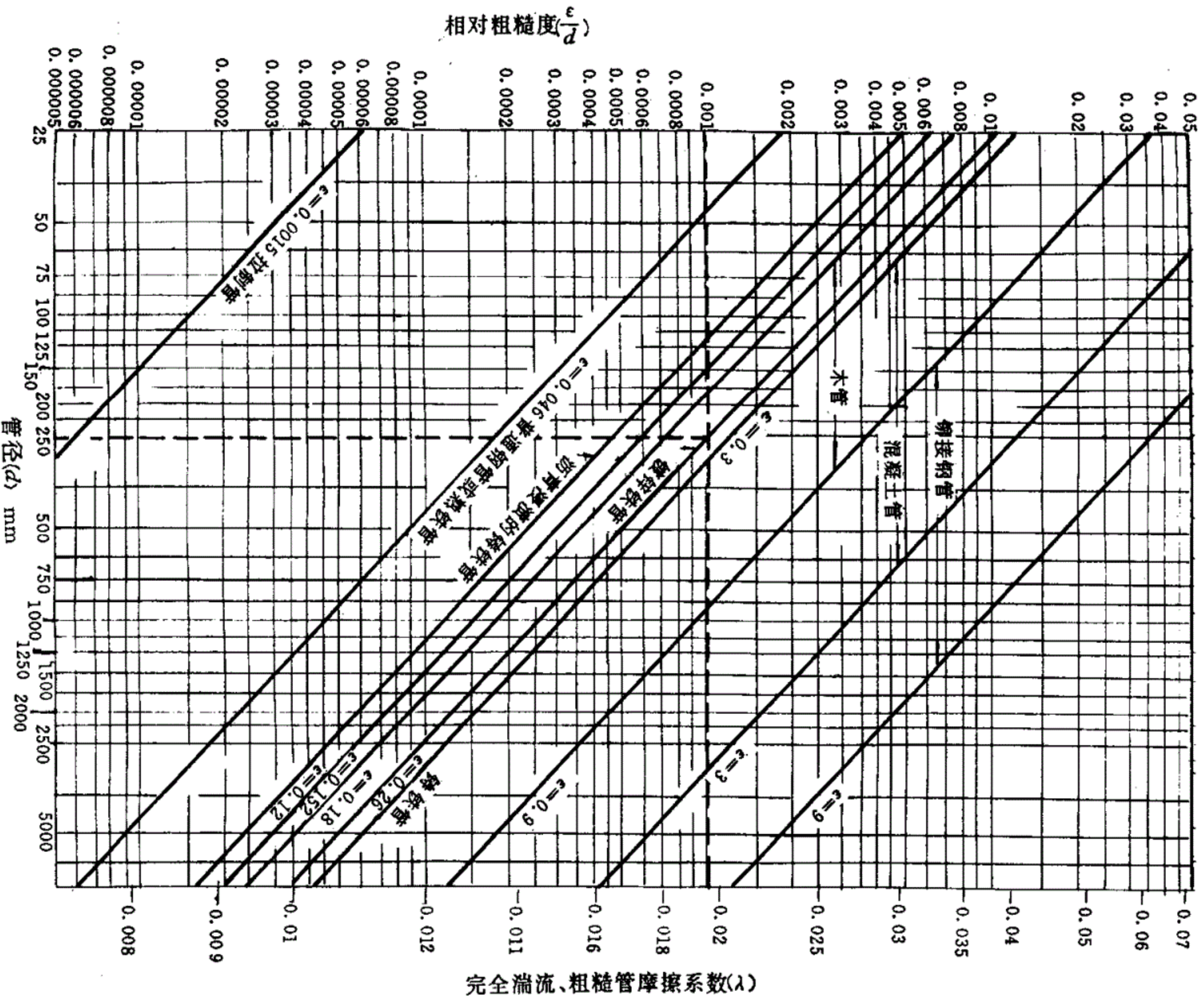


图 1.2.4—2 清洁新管的粗糙度

a. 层流 雷诺数 $Re < 2000$, 其摩擦损失与剪应力成正比, 摩擦压力降与流体流速的一次方成正比。

b. 湍流 雷诺数 $Re \geq 4000$, 其摩擦压力降几乎与流速的平方成正比。

(a) 过渡区 摩擦系数(λ)是雷诺数(Re)和管壁相对粗糙度(ϵ/d)的函数, 在工业生产中, 除粘度较大的某些液体(如稠厚的油类等)外, 为提高流量或传热、传质速率, 要求 $Re > 10^4$ 。因此, 工程设计中管内的流体流型多处于湍流过渡区范围内。

(b) 完全湍流区 在图 1.2.4-1 中, $M-N$ 线上部范围内, 摩擦系数与雷诺数无关而仅随管壁粗糙度变化。

c. 临界区 $2000 < Re < 4000$, 在计算中, 当 $Re > 3000$ 时, 可按湍流来考虑, 其摩擦系数和雷诺数及管壁粗糙度均有关, 当粗糙度一定时, 摩擦系数随雷诺数而变化。

(6) 摩擦系数

a. 层流 层流时摩擦系数用式(1.2.4-2)计算或查图 1.2.4-1。

$$\lambda = 64/Re \quad (1.2.4-2)$$

式中

λ ——摩擦系数, 无因次。

b. 过渡流和完全湍流, 见图 1.2.4-1 所示。

在较长的钢管中, 若输送的是为水所饱和的湿气体, 如氢、二氧化碳、氮、氧及类似的流体, 应考虑到腐蚀而将查图所得摩擦系数乘以 1.2。

(7) 压力降

在管道系统中, 计算流体压力降的理论基础是能量平衡方程。假设流体是在绝热、不对外做功和等焓条件下流动, 对不可压缩流体密度是常数, 则得:

$$\Delta P = (Z_2 - Z_1)\rho g \times 10^{-3} + \frac{(u_2^2 - u_1^2)}{2}\rho \times 10^{-3} + \Sigma h_f(\rho \times 10^{-3}) \quad (1.2.4-3)$$

$$\Sigma h_f = \lambda \cdot \frac{(L + \Sigma L_e)}{D} \cdot \frac{u^2}{2} \quad (1.2.4-4)$$

因此

$$\Delta P = (Z_2 - Z_1)\rho g \times 10^{-3} + \frac{(u_2^2 - u_1^2)}{2}\rho \times 10^{-3} + \frac{\lambda(L + \Sigma L_e)}{D} \cdot \frac{u^2}{2}\rho \times 10^{-3} \quad (1.2.4-5)$$

或

$$\Delta P = \Delta P_s + \Delta P_N + \Delta P_f \quad (1.2.4-6)$$

式中

- ΔP —管道系统总压力降, kPa;
- ΔP_s —静压力降, kPa;
- ΔP_N —速度压力降, kPa;
- ΔP_f —摩擦压力降, kPa;
- Z_1, Z_2 —分别为管道系统始端、终端的标高, m;
- u_1, u_2 —分别为管道系统始端、终端的流体流速, m/s;
- u —流体平均流速, m/s;
- ρ —流体密度, kg/m³;
- h_f —管内摩擦损失的能量, J/kg;
- L, L_e —分别为管道的长度和阀门、管件等的当量长度, m;
- D —管道内直径, m。

1.2.4.2 压力降计算

(1) 圆形截面管

a. 摩擦压力降

由于流体和管道管件等内壁摩擦产生的压力降称为摩擦力压降。摩擦压力降都是正值, 正值表示压力下降。可由当量长度法表示, 如式(1.2.4-5)的最末项。亦可以阻力系数法表示, 即

$$\Delta P_f = \left(\frac{\lambda L}{D} + \Sigma K \right) \frac{u^2 \rho}{2} \times 10^{-3} \quad (1.2.4-7)$$

此式称为范宁(Fanning)方程式, 为圆截面管道摩擦压力降计算的通式, 对层流和湍流两种流动型态均适用。

式中

- ΔP_f —管道总摩擦压力降, kPa;
- λ —摩擦系数, 无因次;
- L —管道长度, m;
- D —管道内直径, m;
- ΣK —管件、阀门等阻力系数之和, 无因次;
- u —流体平均流速, m/s;
- ρ —流体密度, kg/m³。

通常,将直管摩擦压力降和管件、阀门等的局部压力降分开计算,对直管段用以下公式计算。

(a) 层流

$$\Delta P_f = \frac{32\mu u L}{d^2} \quad (1.2.4-8)$$

(b) 湍流

$$\Delta P_f = \frac{\lambda L}{D} \cdot \frac{u^2 \rho}{2 \times 10^3} = 6.26 \times 10^4 \frac{\lambda L W^2}{d^5 \rho} = 6.26 \times 10^4 \frac{\lambda L V_f^2 \rho}{d^5} \quad (1.2.4-9)$$

式中

d ——管道内直径,mm;

W ——流体质量流量,kg/h;

V_f ——流体体积流量, m^3/h ;

μ ——流体粘度,mPa·s。

其余符号意义同前。

b. 静压力降

由于管道出口端和进口端标高不同而产生的压力降称为静压力降。静压力降可以是正值或负值,正值表示出口端标高大于进口端标高,负值则相反。其计算式为:

$$\Delta P_s = (Z_2 - Z_1) \rho g \times 10^{-3} \quad (1.2.4-10)$$

式中

ΔP_s ——静压力降,kPa;

Z_2, Z_1 ——管道出口端、进口端的标高,m;

ρ ——流体密度,kg/ m^3 ;

g ——重力加速度,9.81m/ s^2 。

c. 速度压力降

由于管道或系统的进、出口端截面不等使流体流速变化所产生的压差称速度压力降。速度压力降可以是正值,亦可以是负值。其计算式为:

$$\Delta P_N = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \rho \times 10^{-3} \quad (1.2.4-11)$$

式中

ΔP_N ——速度压力降,kPa;

u_2, u_1 ——出口端、进口端流体流速,m/s;

ρ ——流体密度,kg/ m^3 。

d. 阀门、管件等的局部压力降

流体经管件、阀门等产生的局部压力降,通常采用当量长度法和阻力系数法计算,分述如下:

(a) 当量长度法

将管件和阀门等折算为相当的直管长度,此直管长度称为管件和阀门的当量长度。计算管道压力降时,将当量长度加到直管长度中一并计算,所得压力降即该管道的总摩擦压力降。常用管件和阀门的当量长度见表 1.2.4-2 和表 1.2.4-3。

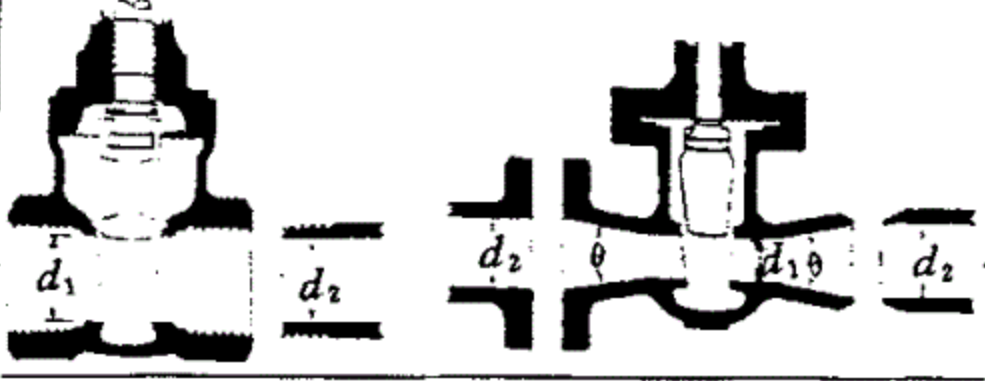
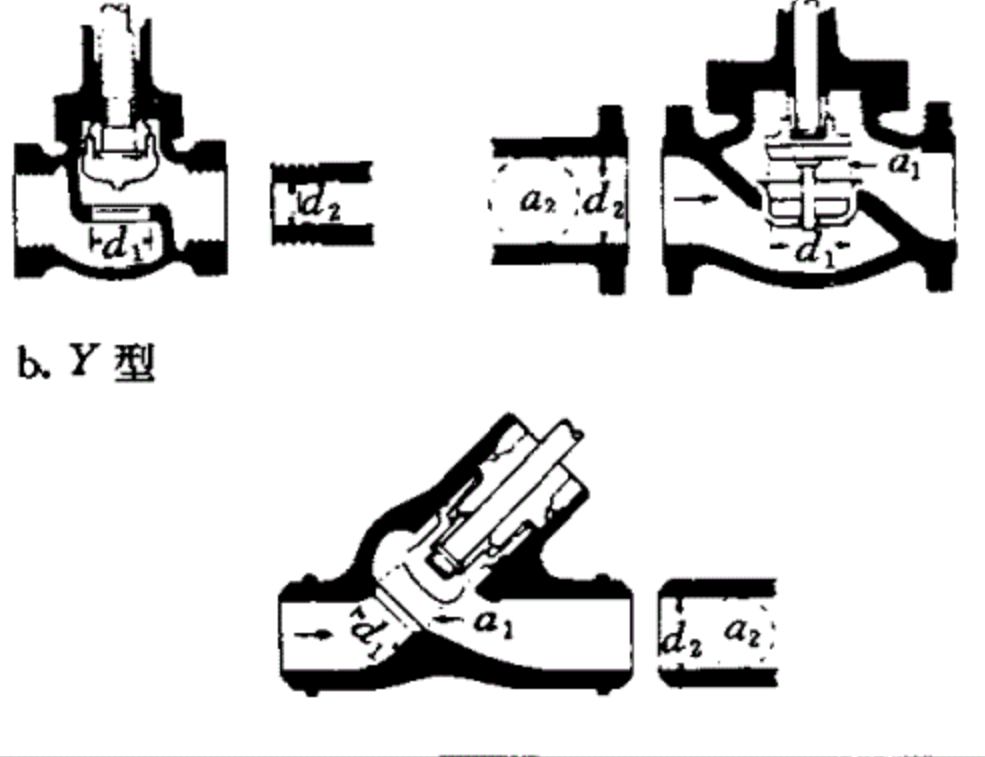
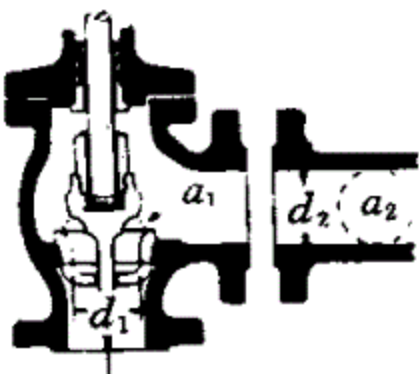
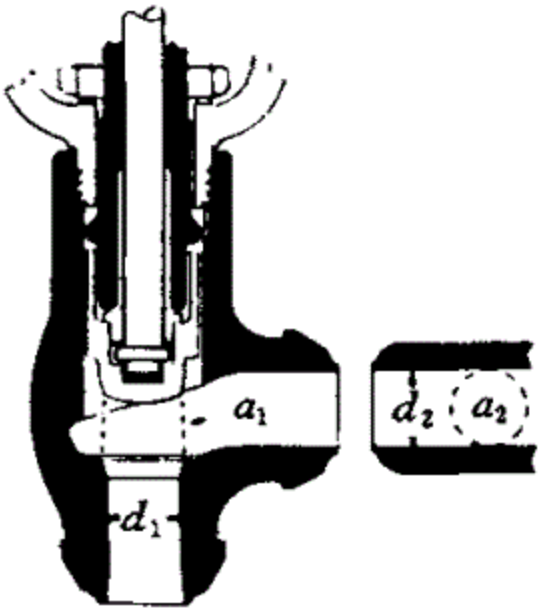
表 1.2.4-2 和表 1.2.4-3 的使用说明为:

① 表中所列常用阀门和管件的当量长度计算式,是以新的清洁钢管绝对粗糙度 $\epsilon=0.046\text{mm}$,流体流型为完全湍流条件下求得的,计算中选用时应根据管道具体条件予以调整。

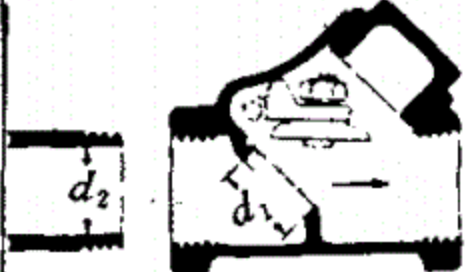

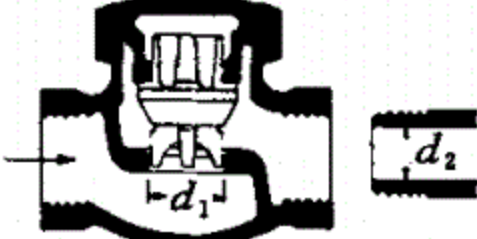
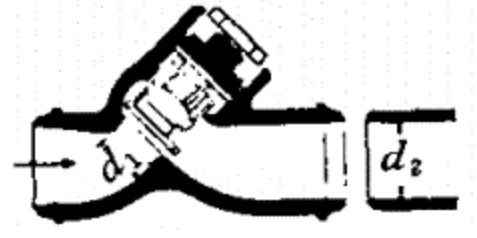
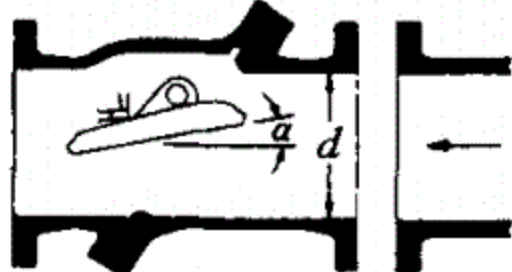
② 按①条件计算,可由图 1.2.4-1 查得摩擦系数(λ_T)(完全湍流摩擦系数),亦可采用表 1.2.4-4 中数据。

常用阀门以管径计的当量长度

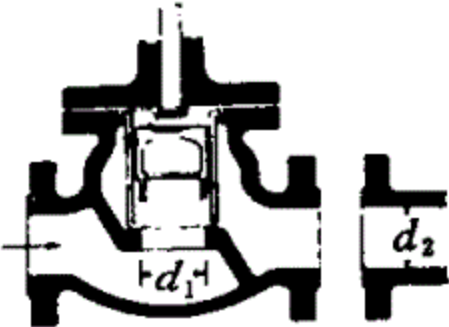
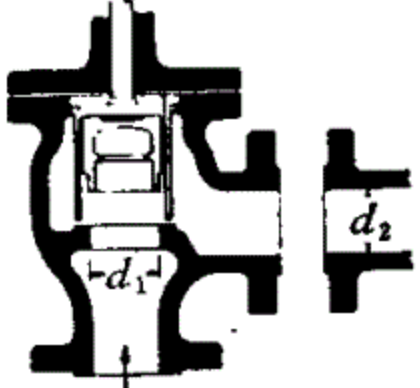

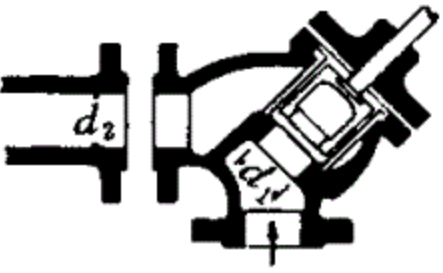
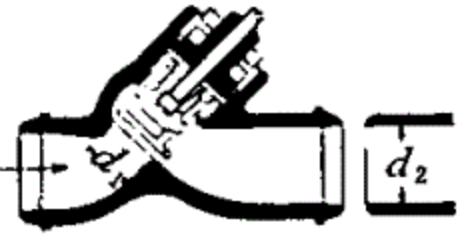
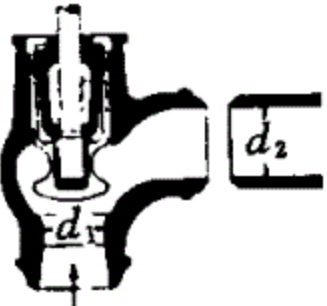
表 1.2.4-2

序号	名称及示意图	当量长度(L_e) m	备注
1	闸阀(全开) 楔形盘,双圆盘,栓状圆盘等 	$L_e=8D$ D —管道内直径(m) 以下同	
2	截止阀(全开) a. 阀杆与流体垂直,阀座为平面、倾斜及栓状  b. Y型	a. $L_e=340D$ b. $L_e=55D$	
3	角阀(全开) a.  b. 	a. $L_e=150D$ b. $L_e=55D$	


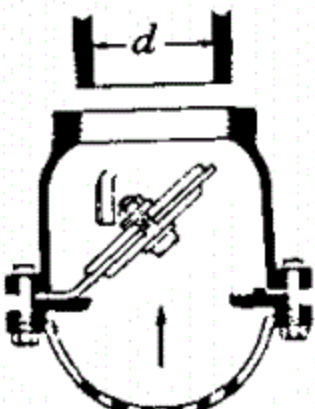
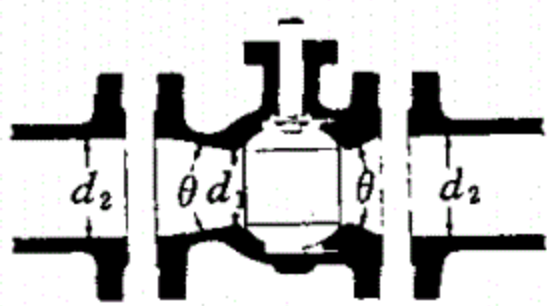
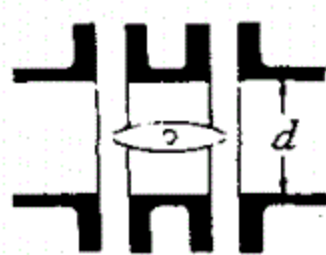
续表 1.2.4-2

序号	名称及示意图	当量长度(L_e) m	备注														
4	<p>止逆阀(全开)</p> <p>a. 旋启式</p> <p>(a)  (b) </p> <p>b. 升降式</p> <p>(a) </p> <p>(b) </p> <p>c. 斜盘式</p> <p></p>	<p>a(a) $L_e=100D$</p> <p>a(b) $L_e=50D$</p> <p>b(a) $L_e=600D$</p> <p>b(b) $L_e=55D$</p>															
		<table border="1"> <thead> <tr> <th data-bbox="1149 2041 1450 2192" rowspan="2">公称通径(DN) mm</th> <th colspan="2" data-bbox="1450 2041 1792 2131">L_e m</th> </tr> <tr> <th data-bbox="1450 2131 1616 2192">$\alpha=5^\circ$</th> <th data-bbox="1616 2131 1792 2192">$\alpha=15^\circ$</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td data-bbox="1149 2192 1450 2373">50~200</td> <td data-bbox="1450 2192 1616 2373">40D</td> <td data-bbox="1616 2192 1792 2373">120D</td> </tr> <tr> <td data-bbox="1149 2373 1450 2555">250~350</td> <td data-bbox="1450 2373 1616 2555">30D</td> <td data-bbox="1616 2373 1792 2555">90D</td> </tr> <tr> <td data-bbox="1149 2555 1450 2676">400~1200</td> <td data-bbox="1450 2555 1616 2676">20D</td> <td data-bbox="1616 2555 1792 2676">60D</td> </tr> </tbody> </table>		公称通径(DN) mm	L_e m		$\alpha=5^\circ$	$\alpha=15^\circ$	50~200	40D	120D	250~350	30D	90D	400~1200	20D	60D
公称通径(DN) mm	L_e m																
	$\alpha=5^\circ$	$\alpha=15^\circ$															
50~200	40D	120D															
250~350	30D	90D															
400~1200	20D	60D															

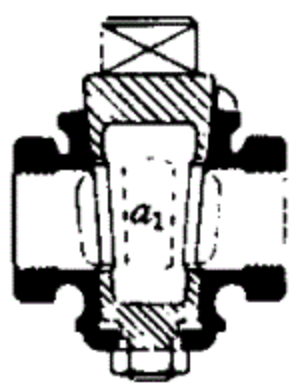
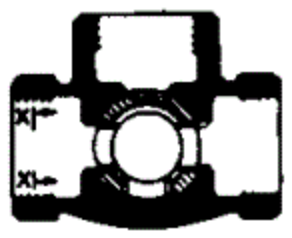
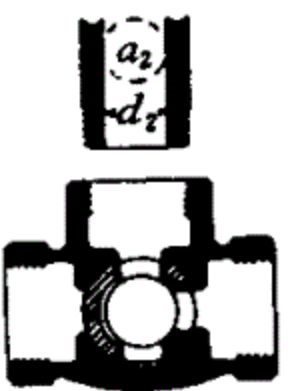
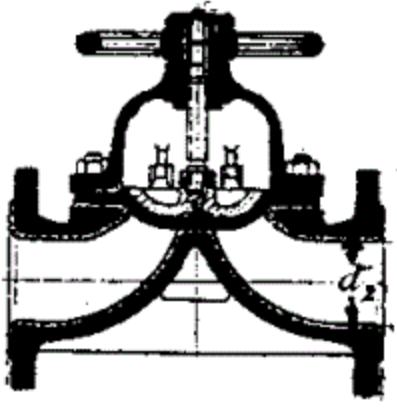
续表 1.2.4-2

序号	名称及示意图	当量长度(L_e) m	备注
5	<p>截断式(全开)</p> <p>a. </p> <p>b. </p> <p>c. </p> <p>d. </p> <p>e. </p> <p>f. </p>	<p>a. $L_e=400D$</p> <p>b. $L_e=200D$</p> <p>c. $L_e=300D$</p> <p>d. $L_e=350D$</p> <p>e. $L_e=55D$</p> <p>f. $L_e=55D$</p>	

续表 1.2.4-2

序号	名称及示意图	当量长度(L_e) m	备注							
6	<p>带滤网底阀(全开)</p> <p>a. 升降式</p>  <p>b. 合页式</p> 	<p>a.</p> $L_e = 420D$ <p>b.</p> $L_e = 75D$								
7	<p>球阀(全开)</p> 	$L_e = 30D$								
8	<p>蝶阀(全开)</p> 	<table border="1"> <thead> <tr> <th>公称通径 DN mm</th> <th>L_e m</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>50~200</td> <td>45D</td> </tr> <tr> <td>250~350</td> <td>35D</td> </tr> <tr> <td>400~600</td> <td>25D</td> </tr> </tbody> </table>	公称通径 DN mm	L_e m	50~200	45D	250~350	35D	400~600	25D
公称通径 DN mm	L_e m									
50~200	45D									
250~350	35D									
400~600	25D									




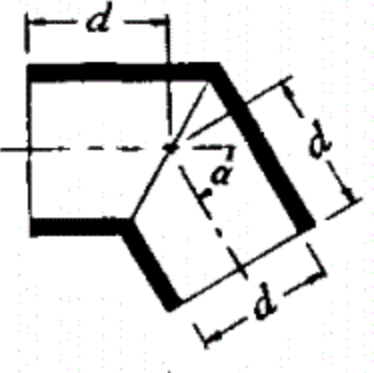
续表 1.2.4-2

序号	名称及示意图	当量长度(L_e) m	备注														
9	<p>旋塞(全开)</p> <p>a. 直通</p>  <p>b. 三通</p> <p>(a)</p>  <p style="text-align: center;">(a1) 视图 X—X</p> <p>(b)</p> 	<p>a.</p> <p>$L_e=18D$</p> <p>b(a)</p> <p>$L_e=30D$</p> <p>b(b)</p> <p>$L_e=90D$</p>															
10	<p>隔膜阀(全开)</p> 	<table border="1"> <thead> <tr> <th>公称通径(DN)</th> <th>L_e</th> </tr> <tr> <th>mm</th> <th>m</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>50</td> <td>121D</td> </tr> <tr> <td>80</td> <td>128D</td> </tr> <tr> <td>100</td> <td>135D</td> </tr> <tr> <td>150</td> <td>153D</td> </tr> <tr> <td>200</td> <td>164D</td> </tr> </tbody> </table>	公称通径(DN)	L_e	mm	m	50	121D	80	128D	100	135D	150	153D	200	164D	
公称通径(DN)	L_e																
mm	m																
50	121D																
80	128D																
100	135D																
150	153D																
200	164D																



图中: a_1 、 a_2 ——截面积; d_1 、 d_2 ——内直径; θ 、 α ——角度。

常用管件以管径计的当量长度

表 1.2.4-3

序号	名称及示意图	当量长度(L_e) m	备注																												
1	90°弯头 (1)标准型	$L_e = 30D$	D —管道内直径(m), 以下同																												
	(2)法兰连接或焊接																														
																															
																															
		<table border="1"> <thead> <tr> <th>r/d</th> <th>$L_e(m)$</th> <th>r/d</th> <th>$L_e(m)$</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>$20D$</td> <td>10</td> <td>$30D$</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>$12D$</td> <td>12</td> <td>$34D$</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>$12D$</td> <td>14</td> <td>$38D$</td> </tr> <tr> <td>4</td> <td>$14D$</td> <td>16</td> <td>$42D$</td> </tr> <tr> <td>6</td> <td>$17D$</td> <td>18</td> <td>$46D$</td> </tr> <tr> <td>8</td> <td>$24D$</td> <td>20</td> <td>$50D$</td> </tr> </tbody> </table>	r/d	$L_e(m)$	r/d	$L_e(m)$	1	$20D$	10	$30D$	2	$12D$	12	$34D$	3	$12D$	14	$38D$	4	$14D$	16	$42D$	6	$17D$	18	$46D$	8	$24D$	20	$50D$	
r/d	$L_e(m)$	r/d	$L_e(m)$																												
1	$20D$	10	$30D$																												
2	$12D$	12	$34D$																												
3	$12D$	14	$38D$																												
4	$14D$	16	$42D$																												
6	$17D$	18	$46D$																												
8	$24D$	20	$50D$																												
2	45°弯头 	$L_e = 16D$																													
3	斜接弯头 		<table border="1"> <thead> <tr> <th>α</th> <th>L_e</th> <th>α</th> <th>L_e</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>15°</td> <td>$4D$</td> <td>60°</td> <td>$25D$</td> </tr> <tr> <td>30°</td> <td>$8D$</td> <td>75°</td> <td>$40D$</td> </tr> <tr> <td>45°</td> <td>$15D$</td> <td>90°</td> <td>$60D$</td> </tr> </tbody> </table>	α	L_e	α	L_e	15°	$4D$	60°	$25D$	30°	$8D$	75°	$40D$	45°	$15D$	90°	$60D$												
α	L_e	α	L_e																												
15°	$4D$	60°	$25D$																												
30°	$8D$	75°	$40D$																												
45°	$15D$	90°	$60D$																												

续表 1.2.4-3

序号	名称及示意图	当量长度(L_e) m	备注
4	180°回弯头 	$L_e = 50D$	
5	标准三通 a. 直通 b. 分枝 	a. $L_e = 20D$ b. $L_e = 60D$	

图中: d ——内直径或表示内直径长度;

r ——曲率半径;

α ——角度。

新的清洁钢管在完全湍流下的摩擦系数

(由图 1.2.4-1 查得)

表 1.2.4-4

公称直径 (DN)mm	15	20	25	32	40	50	65~80	100	125	150	200~250	300~400	450~600
摩擦系数 (λ_T)	0.027	0.025	0.023	0.022	0.021	0.019	0.018	0.017	0.016	0.015	0.014	0.013	0.012

(b) 阻力系数法

①管件或阀门的局部压力降按下式计算,式中有关符号见图 1.2.4-3 所示。

$$\Delta P_K = K \cdot \frac{u^2 \rho}{2 \times 10^3} \quad (1.2.4-12)$$

式中

ΔP_K ——流体经管件或阀门的压力降, kPa;

K ——阻力系数, 无因次。

其余符号意义同前。

逐渐缩小的异径管

当 $\theta \leq 45^\circ$ 时

$$K = \frac{0.8 \sin \frac{\theta}{2} (1 - \beta^2)}{\beta^4} \quad (1.2.4-13)$$

$$\beta = \frac{d_1}{d_2}$$

当 $45^\circ < \theta \leq 180^\circ$ 时

$$K = \frac{0.5(1 - \beta^2) \sqrt{\sin \frac{\theta}{2}}}{\beta^4} \quad (1.2.4-14)$$

逐渐扩大的异径管

当 $\theta \leq 45^\circ$ 时

$$K = \frac{2.6 \sin \frac{\theta}{2} (1 - \beta^2)^2}{\beta^4} \quad (1.2.4-15)$$

当 $45^\circ < \theta \leq 180^\circ$ 时

$$K = \frac{(1 - \beta^2)^2}{\beta^4} \quad (1.2.4-16)$$

式中各符号意义同前,并见图 1.2.4-3 说明。



图中符号说明:

a_1, a_2 ——异径管的小管段、大管段截面积;

d_1, d_2 ——异径管的小管段、大管段内径;

θ ——异径管的变径角度。

图 1.2.4-3 逐渐缩小及逐渐扩大的异径管〔应用式(1.2.4-13~16)〕

②通常,流体经孔板、突然扩大或缩小以及接管口等处,将产生局部压力降。

突然缩小和从容器到管口(容器出口)按下式计算:

$$\Delta P_K = (K + K_v) \frac{u^2 \rho}{2 \times 10^3} \quad (1.2.4-17)$$

突然扩大和从管口到容器(容器进口)按下式计算:

$$\Delta P_K = (K - K_v) \frac{u^2 \rho}{2 \times 10^3} \quad (1.2.4-18)$$

式中

ΔP_K ——局部压力降, kPa;

K ——阻力系数, 无因次, 见表 1.2.4-5。通常取: $K=0.5$;

K_v ——管件速度变化阻力系数, 无因次。

其余符号意义同前。

管件速度变化阻力系数 $K_v = 1 - (\frac{d_{小}}{d_{大}})^4$ 。对容器接管口, $(\frac{d_{小}}{d_{大}})^4$ 值甚小, 可略去不计, 故 $K_v = 1$ 。因此, 通常 $K + K_v = 1.5$, $K - K_v = -0.5$; 将此关系式分别代入式(1.2.4-17)和式(1.2.4-18)得:

$$\text{容器出口} \quad \Delta P_K = 1.5 \frac{u^2 \rho}{2 \times 10^3} \quad (1.2.4-19)$$

$$\text{容器进口} \quad \Delta P_K = -0.5 \frac{u^2 \rho}{2 \times 10^3} \quad (1.2.4-20)$$

当 ΔP_K 为负值, 表示压力回升, 计算中作为富裕量, 略去不计。

完全湍流时容器接管口阻力系数, 在要求比较精确的计算中, 可查表 1.2.4-5, 层流时阀门和管件的阻力系数见表 1.2.4-6。

容器接管口的阻力系数(K)(湍流)

表 1.2.4-5

1	容器的出口管(接管插入容器)	1.0
2	容器或其它设备进口(锐边接口)	1.0
3	容器进口管(小圆角接口)	1.0
4	容器的进口管(接管插入容器)	0.78
5	容器或其它设备出口(锐边接口)	0.5
6	容器的出口管(小圆角接口)	0.28
7	容器的出口管(大圆角接口)	0.04

管件、阀门局部阻力系数(层流)

表 1.2.4-6

序号	管件及阀门名称	局部阻力系数 (K)			
		$Re=1000$	$Re=500$	$Re=100$	$Re=50$
1	90°弯头(短曲率半径)	0.9	1.0	7.5	16
2	三通(直通)	0.4	0.5	2.5	
	(分枝)	1.5	1.8	4.9	9.3
3	闸 阀	1.2	1.7	9.9	24
4	截止阀	11	12	20	30
5	旋 塞	12	14	19	27
6	角 阀	8	8.5	11	19
7	旋启式止回阀	4	4.5	17	55

(2) 非圆形截面管

a. 水力半径:水力半径为流体通过管道的自由截面积与被流体所浸润的周边之比,即

$$R_H = A/C \quad (1.2.4-21)$$

b. 当量直径:当量直径为水力半径的四倍,即

$$D_e = 4R_H \quad (1.2.4-22)$$

某些非圆形截面管的当量直径见表 1.2.4-7。

c. 压力降:用当量直径计算湍流非圆形截面管压力降。

计算公式如下:

$$\Delta P_f = \lambda(L/D_e)[u^2\rho/(2 \times 10^3)] \quad (1.2.4-23)$$

各式中

R_H ——水力半径,m;

A ——管道的自由截面积, m^2 ;

C ——浸润周边,m;

D_e ——管道的当量直径,m。

其余符号意义同前。

式(1.2.4-23)对非满流的圆截面管也适用,但不适用于很窄或成狭缝的流动截

面,对矩形管其周边长度与宽度之比不得超过三比一,对环形截面管可靠性较差。对层流用当量直径计算不可靠,在必须使用当量直径计算时,应对摩擦系数进行修正,即

$$\lambda = J / Re \quad (1.2.4-24)$$

式中

Re ——雷诺数,无因次;

J ——常数,无因次,见表 1.2.4-7。

某些非圆形管的当量直径(D_e)及常数(J) 表 1.2.4-7

序号	非圆形截面管	当量直径 (D_e)m	常数 (J)
1	正方形,边长为 a	a	57
2	等边三角形,边长为 a	$0.58a$	53
3	环隙形,环宽度 $b = (d_1 - d_2) / 2$ (d_1 为外管内径; d_2 为内管外径)	$d_1 \sim d_2$	96
4	长方形,长为 $2a$,宽为 a	$1.3a$	62
5	长方形,长为 $4a$,宽为 a	$1.6a$	73

(3) 冷却水管

冷却水管有结垢,推荐采用哈森-威廉^①的经验公式进行计算,即

$$\Delta P_f = 1.095 \times 10^{10} \left(\frac{V_f}{C_{HW}} \right)^{1.85} \cdot (L/d^{4.8655}) \quad (1.2.4-25)$$

式中

ΔP_f ——摩擦压力降,kPa;

V_f ——冷却水体积流量, m^3/h ;

C_{HW} ——Hazen-Williams 系数

铸铁管 $C_{HW} = 100$

衬水泥铸铁管 $C_{HW} = 120$

碳钢管 $C_{HW} = 112$

玻璃纤维增强塑料管 $C_{HW} = 150$

d ——管道内直径,mm;

① 哈森-威廉式即 Hazen-Williams 式。

L ——管道长度, m。

式(1.2.4-25)仅在流体的粘度约为 $1.1\text{mPa}\cdot\text{s}$ (水在 15.5°C 时的数值) 时, 其值才准确。水的粘度随温度而变化, 0°C 时为 $1.8\text{mPa}\cdot\text{s}$; 100°C 时为 $0.29\text{mPa}\cdot\text{s}$ 。在 0°C 时可能使计算出的摩擦压力降增大 20%, 100°C 时可能减小 20%。其它流体当粘度和水近似时, 也可用此公式计算。

(4) 螺旋管

流体经螺旋管的摩擦压力降按下式计算:

$$\Delta P_f = \left(\frac{\lambda_c L_c}{D} + \Sigma K \right) \frac{u^2 \rho}{2 \times 10^3} = \left(\frac{4f_c L_c}{D} + \Sigma K \right) \frac{u^2 \rho}{2 \times 10^3} \quad (1.2.4-26)$$

$$L_c = n \sqrt{H^2 + 9.87D_c^2} \quad (1.2.4-27)$$

式中

ΔP_f ——螺旋管摩擦压力降, kPa;

f_c, λ_c ——螺旋管摩擦系数, 由图 1.2.4-4 得出 ($\lambda_c = 4f_c$);

K ——螺旋管进、出口连接管口的阻力系数, 由表 1.2.4-5 查得; 如果出口管口直接与螺旋管相切连接, 则滞流时 $K=0.5$, 湍流时 $K=0.1$;

u ——流体平均流速, m/s;

ρ ——流体密度, kg/m^3 ;

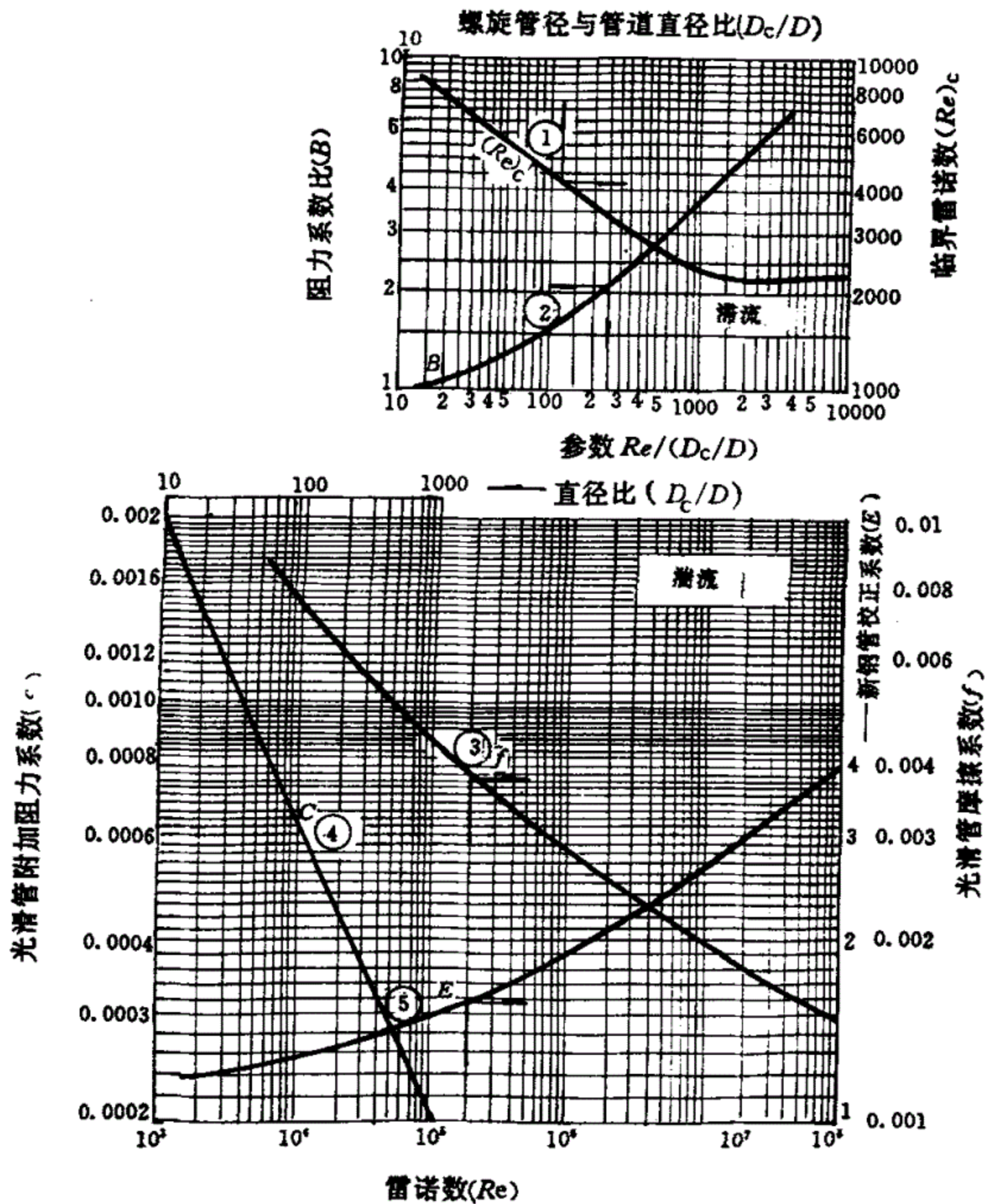
L_c ——螺旋管长度, m;

D ——螺旋管管子内直径, m;

D_c ——螺旋管直径(以管中心为准), m;

H ——螺距(以管中心为准), m;

n ——螺旋管圈数。



求 f_c 步骤:

1. 层流: 当 $Re < (Re)_c$, $(Re)_c$ 由曲线①而得; 光滑管 $f_c = 16B/Re$; 新钢管 $f_c = 19.2B/Re$, B 由曲线②而得。
2. 湍流: 当 $Re > (Re)_c$, f 由曲线③而得; 光滑管 $f_c = c + f$, c 由曲线④而得; 新钢管 $f_c = E(c + f)$, E 由曲线⑤而得。

图 1.2.4-4 螺旋管摩擦系数

1.2.5 计算步骤及例题

1.2.5.1 计算步骤

(1) 已知管径、流量求压力降

- a. 计算雷诺数以确定流型；
- b. 选择管壁绝对粗糙度，计算相对粗糙度，查图 1.2.4-1 得摩擦系数；
- c. 求单位管道长度的压力降；
- d. 确定直管长度和管件及阀门等的当量长度；
- e. 分别求出 ΔP_f 、 ΔP_N 和 ΔP_s ，得到管道的总压力降。

(2) 已知允许压力降、流量求管径

- a. 选定合理流速估算管径；
- b. 计算雷诺数确定流型；
- c. 选择管壁粗糙度查摩擦系数；
- d. 求单位管道长度的压力降；
- e. 确定直管长度和管件及阀门等的当量长度；
- f. 分别求出 ΔP_f 、 ΔP_N 和 ΔP_s ，其和则为总压力降；

g. 得到总压力降后，按额定负荷进行压力降平衡计算和核算管径。如计算的管径与最初估算的管径值不符，则按上述步骤重新计算，直至两者基本符合，最后以 105% 负荷进行校核。

以上仅为管道计算的一般步骤，计算时应按实际情况确定计算步骤后再进行计算。

1.2.5.2 例题

例 1: 某液体反应器系统，由反应器经一个控制阀和一个流量计孔板，将液体排入一个储槽中，反应器中的压力为 540kPa，温度为 35℃，反应器中液体的密度为 930kg/m³，粘度为 9.1 × 10⁻⁴Pa · s，流经控制阀时基本上没有闪蒸，质量流量为 4900kg/h，管道为钢管，求控制阀的允许压力降。

解：

选流体流速为 1.8m/s，则管径为

$$d = 18.8 \sqrt{\frac{W}{u\rho}} = 18.8 \sqrt{\frac{4900}{1.8 \times 930}} = 42.16\text{mm}$$

选用内直径为 33mm 管 ($\phi 38 \times 2.5$)，则实际流速为

$$u = 18.8^2 \times \frac{4900}{930 \times 33^2} = 1.71\text{m/s}$$

雷诺数

$$Re = 354 \frac{W}{d\mu} = \frac{354 \times 4900}{33 \times 9.1 \times 10^{-4} \times 1000} = 5.78 \times 10^4 > 4000 \text{ (湍流)}$$

摩擦系数

取管壁绝对粗糙度 $\epsilon = 0.2$, 则相对粗糙度 $\epsilon/d = 0.2/33 = 0.0061$, 查图

1.2.4-1, 得摩擦系数 $\lambda = 0.0336 \approx 0.034$

单位管道长度的摩擦压力降

$$\Delta P_f = 6.26 \times 10^4 \frac{\lambda L W^2}{d^5 \rho} = \frac{6.26 \times 10^4 \times 0.034 \times 1 \times 4900^2}{33^5 \times 930} = 1.40 \text{ kPa}$$

当量长度(管件及阀门均为法兰连接)

直管 176m

90°弯头(曲率半径为 2 倍, 管内径 15 个) $0.4 \times 15 = 6\text{m}$

三通(6 个直通, 两个支流) $0.66 \times 6 + 1.98 \times 2 = 7.92\text{m}$

闸阀(4 个全开) $0.264 \times 4 = 1.06\text{m}$

总长度(以上合计) $190.98 = 191\text{m}$

因此, 摩擦压力降为:

$$\Delta P_f = 1.4 \times 191 = 267.4 \text{ kPa}$$

$$\text{反应器出口(锐边): } \Delta P_N = (K + K_v) \frac{u^2 \rho}{2 \times 10^3}$$

查表 1.2.4-5 得 $K = 0.5$, 又 $K_v = 1$, 则

$$\Delta P_N = 1.5 \times \frac{1.71^2 \times 930}{2 \times 10^3} = 2.04 \text{ kPa}$$

$$\text{储槽进口(锐边): } \Delta P_N = (K - K_v) \frac{u^2 \rho}{2 \times 10^3}$$

查表 1.2.4-5 得 $K = 1$, 又 $K_v = 1$, 故 $\Delta P_N = 0$

取孔板允许压力降为 35kPa

以上摩擦压力降之和为 $267.4 + 2.04 + 35 = 304.44 \text{ kPa}$

反应器和储槽的压差为

$$540 - \frac{1.0133 \times 10^5}{10^3} = 438.67 \text{ kPa}$$

控制阀的允许压力降(ΔP_v)为以上压差与以上各项摩擦压力降之和的差值, 即

$$\Delta P_v = 438.67 - 304.44 = 134.23 \text{ kPa}$$

$$\text{计算 } [\Delta P_v / (\Delta P_v + \Delta P_f)] \times 100\% = \frac{134.23}{134.23 + 267.4} \times 100\% = 33.42\%$$

通常此值为 25%~60%, 故计算结果可以使用。

例 2: 一并联输油管路, 总体积流量 $10800\text{m}^3/\text{h}$, 各支管的尺寸分别为 $L_1 = 1200\text{m}$, $L_2 = 1500\text{m}$, $L_3 = 800\text{m}$; 管道内直径 $d_1 = 600\text{mm}$, $d_2 = 500\text{mm}$, $d_3 = 800\text{mm}$; 油的粘度为 $5.1\text{mPa}\cdot\text{s}$, 密度为 $890\text{kg}/\text{m}^3$, 管道材质为钢, 求并联管路的压力降及各支管的流量。

解:

并联管路各支管压力降相等, 即

$$\Delta P_1 = \Delta P_2 = \Delta P_3, \text{ 即}$$

$$\frac{\lambda_1 L_1 V_{f1}^2}{d_1^5} = \frac{\lambda_2 L_2 V_{f2}^2}{d_2^5} = \frac{\lambda_3 L_3 V_{f3}^2}{d_3^5}$$

$$\text{则 } V_{f1} : V_{f2} : V_{f3} = \sqrt{\frac{d_1^5}{\lambda_1 L_1}} : \sqrt{\frac{d_2^5}{\lambda_2 L_2}} : \sqrt{\frac{d_3^5}{\lambda_3 L_3}}$$

$$\text{又因 } V_f = V_{f1} + V_{f2} + V_{f3}$$

设管壁绝对粗糙度 $\epsilon_1 = \epsilon_2 = \epsilon_3$, 取钢管 $\epsilon = 0.2\text{mm}$

$$\epsilon_1/d_1 = 0.2/600 = 3.33 \times 10^{-4}$$

$$\epsilon_2/d_2 = 0.2/500 = 4 \times 10^{-4}$$

$$\epsilon_3/d_3 = 0.2/800 = 2.5 \times 10^{-4}$$

设流体在全湍流条件下流动, 则 λ 与 Re 无关, 查图 1.2.4-1 得:

$$\lambda_1 = 0.0153, \lambda_2 = 0.016, \lambda_3 = 0.0144$$

$$\begin{aligned} \text{由 } V_{f1} : V_{f2} : V_{f3} &= \sqrt{\frac{d_1^5}{\lambda_1 L_1}} : \sqrt{\frac{d_2^5}{\lambda_2 L_2}} : \sqrt{\frac{d_3^5}{\lambda_3 L_3}} \\ &= \sqrt{\frac{600^5}{0.0153 \times 1200}} : \sqrt{\frac{500^5}{0.016 \times 1500}} : \sqrt{\frac{800^5}{0.0144 \times 800}} \\ &= 2057983 : 1141088.7 : 5333333.3 \\ &= 1 : 0.554 : 2.592 \end{aligned}$$

$$V_{f1} = 10800 \times \frac{1}{1 + 0.554 + 2.592} = 2605\text{m}^3/\text{h}$$

$$V_{f2} = 10800 \times \frac{0.554}{1 + 0.554 + 2.592} = 1443\text{m}^3/\text{h}$$

$$V_{f3} = 10800 \times \frac{2.592}{1 + 0.554 + 2.592} = 6752\text{m}^3/\text{h}$$

校核 λ 值:

$$Re_1 = 354 \times \frac{V_{f1} \rho}{d_1 \mu} = \frac{354 \times 2605 \times 890}{600 \times 5.1} = 2.68 \times 10^5$$

$$Re_2 = 354 \times \frac{V_{f2} \rho}{d_2 \mu} = \frac{354 \times 1443 \times 890}{500 \times 5.1} = 1.78 \times 10^5$$

$$Re_3 = 354 \times \frac{V_{f3} \rho}{d_3 \mu} = \frac{354 \times 6752 \times 890}{800 \times 5.1} = 5.21 \times 10^5$$

查图 1.2.4-1 得 $\lambda_1 = 0.0173, \lambda_2 = 0.0185, \lambda_3 = 0.0159$, 与原假设值不符, 应重新计算。

第二次假设

$$\lambda_1 = 0.0173, \lambda_2 = 0.0185, \lambda_3 = 0.0159$$

$$\begin{aligned} \text{则 } V_{f1} : V_{f2} : V_{f3} &= \sqrt{\frac{600^5}{0.0173 \times 1200}} : \sqrt{\frac{500^5}{0.0185 \times 1500}} : \sqrt{\frac{800^5}{0.0159 \times 800}} \\ &= 1935372 : 1061191 : 5075530 \\ &= 1 : 0.5483 : 2.6225 \end{aligned}$$

所以

$$V_{f1} = 10800 \times \frac{1}{(1 + 0.5483 + 2.6225)} = 2589 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$V_{f2} = 10800 \times \frac{0.5483}{(1 + 0.5483 + 2.6225)} = 1420 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$V_{f3} = 10800 \times \frac{2.6225}{(1 + 0.5483 + 2.6225)} = 6791 \text{ m}^3/\text{h}$$

核校 λ 值:

$$Re_1 = \frac{354 \times 2589 \times 890}{600 \times 5.1} = 2.67 \times 10^5$$

$$Re_2 = \frac{354 \times 1420 \times 890}{500 \times 5.1} = 1.75 \times 10^5$$

$$Re_3 = \frac{354 \times 6791 \times 890}{800 \times 5.1} = 5.24 \times 10^5$$

查图 1.2.4-1 得 $\lambda_1 = 0.0173, \lambda_2 = 0.0185, \lambda_3 = 0.0159$ 与假设值符合, 故

$V_{f1} = 2589 \text{ m}^3/\text{h}; V_{f2} = 1209 \text{ m}^3/\text{h}; V_{f3} = 6791 \text{ m}^3/\text{h}$ 可作为本题答案。

并联管路压力降

$$\Delta P = \Delta P_1 = \Delta P_2 = \Delta P_3$$

$$\Delta P_1 = \frac{6.26 \times 10^4 \times 0.0173 \times 1200 \times 2589^2 \times 890}{600^5} = 99.70 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_2 = \frac{6.26 \times 10^4 \times 0.0185 \times 1500 \times 1420^2 \times 890}{500^5} = 99.76 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_3 = \frac{6.26 \times 10^4 \times 0.0159 \times 800 \times 6791^2 \times 890}{800^5} = 99.74 \text{ kPa}$$

三根支管压力降差别极微, 即流量与实际流量略有差别, 计算结果是正确的, 可

取 ΔP 值为 99.76kPa(或 100kPa)。

1.2.6 管道计算表

1.2.6.1 用途

将计算结果填入表中,供各版次管道仪表流程图(*P&ID*)使用。

1.2.6.2 专业关系

(1) 化工工艺专业提供设备压力降、系统允许压力降以及有关物性数据等,管道及布置专业提供设备布置图,设备专业提供设备总装配图以及自控专业提供流量计孔板压差等。

(2) 不对外专业提出条件

1.2.6.3 编制时间

和各版 *P&ID* 相适应,即每版 *P&ID* 应有相应的管道计算表。

1.2.6.4 编制步骤及说明

(1) 填写已有条件。

(2) 参照计算步骤逐项计算包括管道(直管、管件及阀门等)、控制阀、流量计孔板等的压力降,使这些压力降之和小于系统允许压力降,将最终计算结果填入表中,见表 1.2.6。

管道计算表
(单相流)

表 1.2.6

管道编号和类别				
自				
至				
物料名称				
流量	m ³ /h			
分子量				
温度	℃			
压力	kPa			
粘度	mPa·s			
压缩系数				
密度	kg/m ³			
真空度				
管道公称直径	mm			
表号或外径×壁厚				
流速	m/s			
雷诺数				
流导	cm ³ /s			
压力降	kPa(100m)			
直管长度	m			
管 件 当 量 长 度 m	弯头 90°			
	三通			
	大小头			
	闸 阀			
	截止阀			
	旋 塞			
	止逆阀			
其 它				
总长度	m			

续表 1.2.6

管道压力降	kPa			
孔板压力降	kPa			
控制阀压力降	kPa			
设备压力降	kPa			
始端标高	m			
终端标高	m			
静压力降	kPa			
设备接管口压力降	kPa			
总压力降	kPa			
压力(始端)	kPa			
压力(终端)	kPa			
版次 或 修改	版次			
	日期			
	编制			
	校核			
	审核			

1.3 符号说明

- A ——管道截面积, m^2 ;
- a ——正方形、长方形、等边三角形边长, m ;
- B ——螺旋管阻力比, 无因次;
- b ——环形管宽度, m ;
- C ——浸润周边, m ;
- C ——光滑管附加阻力系数;
- C_{HW} ——Hazen-Williams 系数;
- D ——管道内直径, m ;
- D_c ——螺旋管直径, m ;
- D_e ——当量直径, m ;
- d ——管道内直径, mm ;
- E ——新钢管校正系数, 无因次;
- f ——摩擦系数, 无因次;
- f_c ——螺旋管摩擦系数, 无因次;
- g ——重力加速度, $9.81m/s^2$;
- H ——螺距, m ;
- h_f ——管内摩擦损失的能量, J/kg ;
- J ——常数;
- K ——阻力系数, 无因次;
- K_v ——管件速度变化阻力系数, 无因次;
- L ——管道长度, m ;
- L_c ——螺旋管长度, m ;
- L_e ——管件当量长度, m ;
- n ——螺旋管圈数;
- P ——压力, kPa ;
- Re ——雷诺数, 无因次;
- $(Re)_c$ ——螺旋管临界雷诺数;
- R_H ——水力半径, m ;
- u ——流体平均流速, m/s ;

u_2, u_1 ——出口端、进口端流体流速, m/s;
 V ——流体体积, m^3 ;
 V_f ——流体体积流量, m^3/h ;
 W ——流体质量流量, kg/h ;
 Z ——管道中液柱高度, m;
 Z_2, Z_1 ——管道出口端、进口端的标高, m;
 ΔP ——压力降, kPa;
 ΔP_f ——摩擦压力降, kPa;
 ΔP_k ——局部压力降, kPa;
 ΔP_N ——速度压力降, kPa;
 ΔP_s ——静压力降, kPa;
 ΔP_v ——控制阀的允许压力降;
 ϵ ——管壁绝对粗糙度, mm;
 λ ——摩擦系数;
 λ_c ——螺旋管摩擦系数;
 λ_T ——完全湍流下的摩擦系数;
 μ ——流体粘度, $mPa \cdot s, Pa \cdot s$;
 ρ ——流体密度, kg/m^3 ;
压力——本规定除注明外, 均为绝对压力。

2 单相流(可压缩流体)

2.1 简 述

2.1.1 本规定适用于工程设计中单相可压缩流体在管道中流动压力降的一般计算,对某些流体在高压下流动压力降的经验计算式也作了简单介绍。

2.1.2 可压缩流体是指气体、蒸汽和蒸气等(以下简称气体),因其密度随压力和温度的变化而差别很大,具有压缩性和膨胀性。

可压缩流体沿管道流动的显著特点是沿程摩擦损失使压力下降,从而使气体密度减小,管内气体流速增加。压力降越大,这些参数的变化也越大。

2.2 计算方法

2.2.1 注意事项

2.2.1.1 压力较低,压力降较小的气体管道,按等温流动一般计算式或不可压缩流体流动公式计算,计算时密度用平均密度;对高压气体首先要分析气体是否处于临界流动。

2.2.1.2 一般气体管道,当管道长度 $L > 60\text{m}$ 时,按等温流动公式计算; $L < 60\text{m}$ 时,按绝热流动公式计算,必要时用两种方法分别计算,取压力降较大的结果。

2.2.1.3 流体所有的流动参数(压力、体积、温度、密度等)只沿流动方向变化。

2.2.1.4 安全阀、放空阀后的管道、蒸发器至冷凝器管道及其它高流速及压力降大的管道系统,都不适宜用等温流动计算。

2.2.2 管道压力降计算

2.2.2.1 概述

(1) 可压缩流体当压力降小于进口压力的 10% 时,不可压缩流体计算公式、图表以及一般规定等均适用,误差在 5% 范围以内。

(2) 流体压力降大于进口压力 40% 时,如蒸汽管可用式(2.2.2-16)进行计算;天然气管可用式(2.2.2-17)或式(2.2.2-18)进行计算。

(3) 为简化计算,在一般情况下,采用等温流动公式计算压力降,误差在 5% 范围以内。必要时对天然气、空气、蒸汽等可用经验公式计算。

2.2.2.2 一般计算

(1) 管道系统压力降的计算与不可压缩流体基本相同,即

$$\Delta P = \Delta P_f + \Delta P_s + \Delta P_N \quad (2.2.2-1)$$

静压力降 ΔP_s , 当气体压力低、密度小时,可略去不计;但压力高时应计算。在压力降较大的情况下,对长管($L > 60\text{m}$)在计算 ΔP_f 时,应分段计算密度,然后分别求得各段的 ΔP_f ,最后得到 ΔP_f 的总和才较正确。

(2) 可压缩流体压力降计算的理论基础是能量平衡方程及理想气体状态方程,理想气体状态方程为:

$$PV = WRT/M \quad (2.2.2-2)$$

或 $P/\rho = C$ (等温流动) (2.2.2-3)

对绝热流动,式(2.2.2-3)应变化为:

$$P/\rho^k = C \quad (2.2.2-4)$$

上述各式中

ΔP ——管道系统总压力降, kPa;

ΔP_f 、 ΔP_s 、 ΔP_N ——分别为管道的摩擦压力降,静压力降和速度压力降, kPa;

P ——气体压力, kPa;

V ——气体体积, m^3 ;

W ——气体质量, kg;

M ——气体分子量;

R ——气体常数, $8.314\text{kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$;

ρ ——气体密度, kg/m^3 ;

C ——常数;

k ——气体绝热指数

$$k = C_p/C_v \quad (2.2.2-5)$$

C_p 、 C_v ——分别为气体的定压比热和定容比热, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

(3) 绝热指数(k)

绝热指数(k)值由气体的分子结构而定,部分物料的绝热指数见行业标准《安全阀的设置和选用》(HG/T 20570.2-95)表 16.0.2 所列。

一般单原子气体(He 、 Ar 、 Hg 等) $k=1.66$,双原子气体(O_2 、 H_2 、 N_2 、 CO 和空气等) $k=1.40$ 。

(4) 临界流动

当气体流速达到声速时,称为临界流动。

a. 声速 声速即临界流速,是可压缩流体在管道出口处可能达到的最大速度。

通常,当系统的出口压力等于或小于入口绝对压力的一半时,将达到声速。达到声速后系统压力降不再增加,即使将流体排入较达到声速之处压力更低的设备中(如大气),流速仍不会改变。对于系统条件是由中压到高压范围排入大气(或真空)时,应判断气体状态是否达到声速,否则计算出的压力降可能有误。

气体的声速按以下公式计算:

$$\text{绝热流动} \quad u_c = \sqrt{\frac{10^3 k R T}{M}} \quad (2.2.2-6)$$

$$\text{等温流动} \quad u_c = \sqrt{\frac{10^3 R T}{M}} \quad (2.2.2-7)$$

式中

u_c ——气体的声速,m/s;

k ——气体的绝热指数;

R ——气体常数,8.314kJ/(kmol·K);

T ——气体的绝对温度,K;

M ——气体的分子量。

b. 临界流动判别。通常可用下式判别气体是否处于临界流动状态,下式成立时,即达到临界流动。

$$\frac{P_2/P_1}{G/G_{cni}} \leq \frac{0.605}{\sqrt{k}} \sqrt{\frac{T_2}{T_1}} \quad (2.2.2-8)$$

c. 临界质量流速

$$G_c = 11 P_1 \sqrt{M/T_1} \quad (2.2.2-9)$$

式中

P_1, P_2 ——分别为管道上、下游气体的压力,kPa;

G_1, G_c ——分别为气体的质量流速和临界质量流速,kg/(m²·s);

T_1, T_2 ——分别为管道上、下游气体温度,K;

G_{cni} ——参数,见式(2.2.2-14),kg/(m²·s);

G ——气体的质量流速,kg/(m²·s)。

其余符号意义同前。

(5) 管道中气体的流速应控制在低于声速的范围内。

2.2.2.3 管道压力降计算

(1) 摩擦压力降

a. 等温流动

当气体与外界有热交换,能使气体温度很快地接近于周围介质的温度来流动,如煤气、天然气等长管道就属于等温流动。

等温流动计算式如下:

$$\Delta P_f = 6.26 \times 10^3 g \frac{\lambda L W_G^2}{d^5 \rho_m} \quad (2.2.2-10)$$

式中

ΔP_f ——管道摩擦压力降, kPa;

g ——重力加速度, 9.81 m/s^2 ;

λ ——摩擦系数, 无因次;

L ——管道长度, m;

W_G ——气体质量流量, kg/h;

d ——管道内直径, mm;

ρ_m ——气体平均密度, kg/m^3

$$\rho_m = \frac{(\rho_1 - \rho_2)}{3} + \rho_2 \quad (2.2.2-11)$$

ρ_1, ρ_2 ——分别为管道上、下游气体密度, kg/m^3 。

b. 绝热流动

(a) 假设条件

对绝热流动,当管道较长时($L > 60 \text{ m}$),仍可按等温流动计算,误差一般不超过5%,在工程计算中是允许的。对短管可用以下方法进行计算,应符合下列假设条件:

- ① 在计算范围内气体的绝热指数是常数;
- ② 在匀截面水平管中的流动;
- ③ 质量流速在整个管内横截面上是均匀分布的;
- ④ 摩擦系数是常数。

(b) 计算步骤

可压缩流体绝热流动的管道压力降计算辅助图见图 2.2.2 所示。

① 计算上游的质量流速

$$G_1 = W_G / A (G_1 = G, G_1 \text{ 即图 2.2.2 中 } G) \quad (2.2.2-12)$$

② 计算质量流量

$$W_G = 1.876 \times 10^{-2} P_1 d^2 \sqrt{\frac{M}{T_1}} \left(\frac{G}{G_{\text{cni}}} \right) \quad (2.2.2-13)$$

③ 计算参数(G_{cni})

$$G_{\text{cni}} = 6.638 P_1 \sqrt{\frac{M}{T_1}} \quad (2.2.2-14)$$

④ 假设 N 值, 然后进行核算

$$N = \frac{\lambda L}{D} \quad (2.2.2-15)$$

⑤ 计算下游压力(P_2), 根据 N 和 G_1/G_{cni} 值, 由图 2.2.2 查得 P_2/P_1 值, 即可求得下游压力(P_2)。

式中

G ——气体的质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$;

G_1 ——上游条件下气体的质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$;

W_G ——气体的质量流量, kg/s ;

W ——气体的质量, kg ;

A ——管道截面积, m^2 ;

P_1 ——气体上游压力, kPa ;

d ——管道内直径, mm ;

M ——气体分子量;

T_1 ——气体上游温度, K ;

G_{cni} ——无实际意义, 是为使用图 2.2.2 方便而引入的一个参数, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$;

N ——速度头数;

λ ——摩擦系数;

L ——管道长度, m ;

D ——管道内直径, m 。

c. 高压下的流动

当压力降大于进口压力的 40% 时, 用等温流动和绝热流动计算式均可能有较大误差, 在这种情况下, 可采用以下的经验公式进行计算:

(a) 巴布科克式^①

^① 巴布科克式即 Babcock 式。

$$\Delta P_f = 678 \frac{W_G^2 L}{\rho_m d^5} + 6.2 \times 10^4 \frac{W_G^2 L}{\rho_m d^6} \quad (2.2.2-16)$$

式中

ΔP_f ——摩擦压力降, kPa;

W_G ——气体的质量流量, kg/h;

L ——管道长度, m;

ρ_m ——气体平均密度, kg/m³;

d ——管道内直径, mm。

本式用于蒸汽管的计算, 在压力等于或小于 3450kPa 情况下结果较好, 但当管径小于 100mm 时, 计算结果可能偏高。

(b) 韦默思式^①

$$V_G = 2.538 \times 10^{-5} d^{2.667} \sqrt{\frac{(P_1^2 - P_2^2)}{\gamma L} \times \frac{273}{T}} \quad (2.2.2-17)$$

式中

V_G ——气体体积流量, m³(标)/s, (标)——标准状态;

d ——管道内直径, mm;

P_1 、 P_2 ——分别为管道上、下游压力, kPa;

γ ——气体相对密度。气体密度与相同温度、压力下的空气密度之比;

L ——管道长度, km;

T ——气体绝对温度, K。

本式用于在 310~4240kPa 压力、管道直径大于 150mm 的稳定流动情况下, 计算天然气管道压力降的结果较好。对相对密度接近 0.6, 常温, 流速为 4.5~9.0m/s, 直径为 500mm~600mm 的气体管道也适用。

(c) 潘汉德式^②

$$V_G = 3.33 \times 10^{-5} E d^{2.6182} \left(\frac{P_1^2 - P_2^2}{L} \right)^{0.5349} \quad (2.2.2-18)$$

式中

E ——流动效率系数;

L ——管道长度, km。

对于没有管道附件、阀门的水平新管, 取 $E=1.00$;

工作条件较好, 取 $E=0.95$;

① 韦默思式即 Weymouth 式。

② 潘汉德式即 Panhandle 式。

工作条件一般,取 $E=0.92$;

工作条件较差,取 $E=0.85$ 。

其余符号意义同前。

本式用于管道直径在 $150\text{mm}\sim 600\text{mm}$, $Re=5\times 10^6\sim 1.4\times 10^7$ 的天然气管道,准确度较式(2.2.2-17)稍好。

(d) 海瑞思式^①

$$\Delta P_f = 7.34 \times 10^5 \frac{LV_G^2}{P_m d^{5.31}} \quad (2.2.2-19)$$

式中

P_m ——气体平均压力, kPa

$$P_m = \frac{(P_1 + P_2)}{2} \quad (2.2.2-20)$$

其余符号意义同前。

本式通常用于压缩空气管道的计算。

(2) 局部压力降

局部压力降和“单相流(不可压缩流体)”一样,采用当量长度或阻力系数法计算,在粗略计算中可按直管长度的 $1.05\sim 1.10$ 倍作为总的计算长度。

(3) 速度压力降

速度压力降采用“单相流(不可压缩流体)”的管道一样的计算方法。

在工程计算中对较长管道此项压力降可略去不计。

(4) 静压力降

静压力降计算与“单相流(不可压缩流体)”压力降中的方法相同,仅在管道内气体压力较高时才需计算,压力较低时密度小,可略去不计。

2.2.3 计算步骤及例题

2.2.3.1 计算步骤

(1) 一般计算步骤

a. “不可压缩流体”管道的一般计算步骤,雷诺数、摩擦系数和管壁粗糙度等的求取方法及有关图表、规定等均适用。

b. 假设流体流速以估算管径。

c. 计算雷诺数(Re)、相对粗糙度(ϵ/d),然后查第1章“单相流(不可压缩流体)”图1.2.4-1,求摩擦系数(λ)值。

^① 海瑞思式即 Harris 式。

d. 确定直管长度及管件和阀门等的当量长度。

e. 确定或假设孔板和控制阀等的压力降。

f. 计算单位管道长度压力降或直接计算系统压力降。

g. 如管道总压力降超过系统允许压力降,则应核算管道摩擦压力降或系统中其它部分引起的压力降,并进行调整,使总压力降低于允许压力降。如管道摩擦压力降过大,可增大管径以减少压力降。

h. 如管道较短,则按绝热流动进行计算。

(2) 临界流动的计算步骤

a. 已知流量、压力降求管径

(a) 假设管径,用已知流量计算气体流速。

(b) 计算流体的声速。

(c) 当流体的声速大于流体流速,则用有关计算式计算,可得到比较满意的结果。如两种流速相等,即流体达到临界流动状况,计算出的压力降不正确。因此,重新假设管径使流速小于声速,方可继续进行计算,直到流速低于声速时的管径,才是所求得的管径。

(d) 或用式(2.2.2-8)进行判别,如气体处于临界流动状态,则应重新假设管径计算。

b. 已知管径和压力降求流量,计算步骤同上,但要先假设流量,将求出的压力降与已知压力降相比较,略低于已知压力降即可。

c. 已知管径和流量,确定管道系统入口处的压力(P_1)

(a) 确定管道出口处条件下的声速,并用已知流量下的流速去核对,若声速小于实际流速,则必须以声速作为极限流速,流量也要以与声速相适应的值为极限。

(b) 采用较声速低的流速以及与之相适应的流量为计算条件,然后用有关计算式计算压力降。

(c) 对较长管道,可由管道出口端开始,利用系统中在某些点上的物理性质将管道分为若干段,从出口端至进口端逐段计算各段的摩擦压力降,其和即为该管道的总压力降。

(d) 出口压力与压力降之和为管道系统入口处的压力(P_1)。

2.2.3.2 例题

例 1:将 25℃的天然气(成份大部分为甲烷),用管道由甲地输送到相距 45km 的乙地,两地高差不大,每小时送气量为 5000kg,管道直径为 307mm(内径)的钢管($\epsilon=0.2\text{mm}$),已知管道终端压力为 147kPa,求管道始端气体的压力。

解:

(1) 天然气在长管中流动, 可视为等温流动, 用等温流动公式计算
天然气可视为纯甲烷, 则分子量 $M=16$

设: 管道始端压力 $P_1=440\text{kPa}$

摩擦压力降按式(2.2.2-10)计算, 即

$$\Delta P_f = 6.26 \times 10^3 g \frac{\lambda L W_G^2}{d^5 \rho_m}$$

雷诺数 $Re = 354 W_G / d \mu$ 25℃时甲烷粘度 μ 为 $0.011\text{mPa} \cdot \text{s}$

$$\text{则 } Re = 354 \times 5000 / 307 \times 0.011 = 5.24 \times 10^5$$

相对粗糙度 $\epsilon/d = 0.2/307 = 6.51 \times 10^{-4}$

由第1章“单相流(不可压缩流体)”中图 1.2.4-1, 查得 $\lambda = 0.0176$

气体平均密度 $\rho_m = \rho_2 + \frac{1}{3}(\rho_1 - \rho_2)$

$$\rho_1 = PM/(RT) = 440 \times 16 / (8.3143 \times 298)$$

$$= 2.8414\text{kg/m}^3$$

$$\rho_2 = 147 \times 16 / (8.3143 \times 298)$$

$$= 0.9493\text{kg/m}^3$$

$$\text{因此, } \rho_m = 0.9493 + \frac{(2.8414 - 0.9493)}{3} = 1.5800\text{kg/m}^3$$

摩擦压力降 $\Delta p_f = 6.26 \times 10^3 g \frac{\lambda L W_G^2}{d^5 \rho_m}$

$$= 6.26 \times 10^3 \times 9.81 \times \frac{0.0176 \times 45000 \times 5000^2}{(307)^5 \times 1.58}$$

$$= 282.2\text{kPa}$$

始端气体压力 $P_1 = P_2 + \Delta P_f$

$$= 147 + 282.2$$

$$= 429.2\text{kPa} < 440\text{kPa}$$

第二次假设 $P_1 = 429.2\text{kPa}$

$$\rho_1 = 429.2 \times 16 / (8.3143 \times 298)$$

$$= 2.7717\text{kg/m}^3$$

$$\rho_m = 0.9493 + \frac{(2.7717 - 0.9493)}{3}$$

$$= 1.5568\text{kg/m}^3$$

$$\text{因此, } \Delta P_f = 6.26 \times 10^3 \times 9.81 \times \frac{0.0176 \times 45000 \times 5000^2}{(307)^5 \times 1.5568}$$

$$= 286.4 \text{ kPa}$$

$$P_1 = 147 + 286.4 \approx 433.4 \text{ kPa}$$

(2) 用韦默思式计算

$$V_G = 2.538 \times 10^{-5} d^{2.667} \sqrt{\frac{(P_1^2 - P_2^2)}{\gamma L}} \times \frac{273}{T}$$

标准状态下气体密度

$$\rho = \frac{PM}{RT} = \frac{1.0133 \times 10^2 \times 16}{8.3143 \times 273} = 0.7143 \text{ kg/m}^3$$

气体比重 $\gamma = 16/29 = 0.552$

$$d^{2.667} = (307)^{2.667}$$

$$= 4297.32 \times 10^3$$

标准状态下气体体积流量 $V_G = W_G / \rho = 5000 / 0.7143 \approx 7000 \text{ m}^3(\text{标})/\text{h}$

$$7000 = 2.538 \times 10^{-5} \times 4297.32 \times 10^3 \sqrt{\frac{P_1^2 - 147^2}{0.552 \times 45}} \times \frac{273}{298}$$

$$P_1 = 365.08 \approx 365.1 \text{ kPa}$$

$\Delta P = 218.08 \text{ kPa}$, 此值较等温流动式计算值小。

(3) 用潘汉德式计算

$$V_G = 3.33 \times 10^{-5} E d^{2.6182} \left(\frac{P_1^2 - P_2^2}{L} \right)^{0.5394}$$

$$7000 = 3.33 \times 10^{-5} \times 0.92 \times (307)^{2.6182} \left(\frac{P_1^2 - 147^2}{45} \right)^{0.5394}$$

$$P_1 = 375.68 \approx 375.7 \text{ kPa}$$

$\Delta P = 375.68 - 147 = 228.68 \text{ kPa}$, 此值较等温流动式计算值小, 而较韦默思式计算值大。

计算结果见下表:

项目 计算式	压力 kPa		压力降(ΔP) kPa	误差 %	
	始端 P_1	终端 P_2		P_1	ΔP
等温式	433.4	147	286.4	+9.03	+11.71
韦默思式	365.1	147	218.1	-6.98	-11.1
潘汉德式	375.7	147	228.7	-4.28	-6.8
平均	391.4		244.4		

由计算结果看出,用潘汉德式计算误差最小,但为稳妥起见,工程设计中应采用等温式计算的结果,即天然气管始端压力为 433.4kPa。考虑到未计算局部阻力以及计算误差等,工程计算中可采用 $433.4 \times 1.15 \text{kPa} = 498.4 \approx 500 \text{kPa}$ 作为此天然气管道始端的压力。

例 2:空气流量 8000m^3 (标)/h,温度 38°C ,钢管内直径 100mm,长度 64m,已知始端压力为 785kPa,求压力降。在何种条件下达到声速,产生声速处的压力是多少?

解:

(1) 按等温流动计算

设终点压力 $P_2 = 590 \text{kPa}$

$$\text{密度 } \rho_1 = P_1 M / (RT) = 785 \times 29 / (8.3143 \times 311) = 8.804 \text{kg/m}^3$$

$$\rho_2 = P_2 M / (RT) = 590 \times 29 / (8.3143 \times 311) = 6.617 \text{kg/m}^3$$

$$\text{因此 } \rho_m = 6.617 + \frac{(8.804 - 6.617)}{3} = 7.346 \text{kg/m}^3$$

查得标准状态下空气密度 $\rho = 1.293 \text{kg/m}^3$

则空气的质量流量 $W_G = V_G \rho = 8000 \times 1.293 = 10344 \text{kg/h}$

查得 38°C 空气粘度 $\mu = 0.019 \text{mPa} \cdot \text{s}$

$$\text{雷诺数 } Re = 354 \frac{W_G}{d\mu} = 354 \times \frac{10344}{100 \times 0.019} = 1.93 \times 10^6$$

取 $\epsilon = 0.2 \text{mm}$, 则 $\epsilon/d = 0.2/100 = 0.002$

查图得 $\lambda = 0.0235$ [由第 1 章“单相流(不可压缩流体)”中图 1.2.4-1 中查得]。

摩擦压力降

$$\begin{aligned} \Delta P_f &= 6.26 \times 10^3 g \frac{\lambda L W_G^2}{d^5 \rho_m} = 6.26 \times 10^3 \times 9.81 \times \frac{0.0235 \times 64 \times 10344^2}{100^5 \times 7.346} \\ &= 134.53 \text{kPa} \end{aligned}$$

$P_2 = P_1 - \Delta P_f = 785 - 134.53 = 650.47 \text{kPa}$, 与假设不符。

第二次假设

$$P_2 = 650 \text{ kPa} \text{ 则 } \rho_2 = 650 \times 29 / (8.3143 \times 311) = 7.2899 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_m = 7.2899 + \frac{(8.804 - 7.2899)}{3} = 7.7946 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta P_f = 6.26 \times 10^3 \times 9.81 \times \frac{0.0235 \times 64 \times 10344^2}{100^5 \times 7.7946} = 126.79 \text{ kPa}$$

$$P_2 = 785 - 126.79 = 658.21 \text{ kPa}, \text{ 与假设不符合。}$$

第三次假设 $P_2 = 658 \text{ kPa}$

$$\rho_2 = 658 \times 29 / (8.3143 \times 311) = 7.3797 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_m = 7.3797 + \frac{8.804 - 7.3797}{3} = 7.8545 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta P_f = 6.26 \times 10^3 \times 9.81 \times \frac{0.0235 \times 64 \times 10344^2}{100^5 \times 7.8545} = 125.82 \text{ kPa}$$

$$P_2 = 785 - 125.82 = 659.18 \text{ kPa}$$

计算结果

$$P_2 = 659.18 \text{ kPa}, \Delta P = 785 - 659.18 = 125.82 \text{ kPa}$$

等温流动声速

$$u_c = \sqrt{\frac{10^3 RT}{M}} = \sqrt{\frac{1000 \times 8.3143 \times 311}{29}} = 298.60 \text{ m/s}$$

声速下的临界流量

$$\begin{aligned} V_{uc} &= u_c A, [A = \pi/4(0.1)^2 = 7.85 \times 10^{-3} \text{ m}^2] \\ &= 298.60 \times 7.85 \times 10^{-3} = 2.344 \text{ m}^3/\text{s} = 8438.4 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

声速下的临界压力

$$P_{uc} = W_G RT / (V_{uc} M) = 10344 \times 8.3143 \times 311 / (8438.4 \times 29) = 109.30 \text{ kPa}$$

声速下的临界密度

$$\rho_{uc} = P_{uc} M / (RT) = 109.30 \times 29 / (8.3143 \times 311) = 1.2258 \text{ kg/m}^3$$

平均密度

$$\rho_m = 1.2258 + \frac{(8.804 - 1.2258)}{3} = 3.7519 \text{ kg/m}^3$$

压力降

$$\Delta P = 785 - 109.30 = 675.70 \text{ kPa}$$

$$\text{由 } 675.70 = 6.26 \times 10^3 \times 9.81 \times \frac{0.0235 L (10344)^2}{(100)^5 \times 3.7519}$$

$$\text{得 } L = 157.97 \approx 158 \text{ m}$$

即在管长为 158m 处可达临界条件,其流速为声速,达到声速时的临界压力 P_{uc} 为

109.30kPa。

(2) 按绝热流动考虑

$$\begin{aligned} \text{质量流速 } G_1 &= W_G/A = 10344/(7.85 \times 10^{-3} \times 3600) \\ &= 366.03 \text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}) \end{aligned}$$

$$G_{\text{cni}} = 6.638P_1 \sqrt{M/T_1} = 6.638 \times 785 \times \sqrt{29/311} = 1591.20 \text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$$

$$\text{比值 } G_1/G_{\text{cni}} = 366.03/1591.20 = 0.23$$

$$N = \lambda L/D = 0.0235 \times 64/0.1 = 15.04$$

由图 2.2.2 查得 $P_2/P_1 = 0.83$, 则 $P_2 = 0.83, P_1 = 0.83 \times 785 = 651.55 \text{kPa}$

及 $P_{\text{uc}}/P_1 = 0.108$, 则 $P_{\text{uc}} = 0.108, P_1 = 0.108 \times 785 = 84.78 \text{kPa}$

因 $N = 48$ 则声速条件下距离为:

$$L = ND/\lambda = 48 \times 0.1/0.0235 = 204.26 \text{m}$$

压力降 $\Delta P = P_1 - P_2 = 785 - 651.55 = 133.45 \text{kPa}$

计算结果比较见下表:

项目 计算式	终端压力 (P_2) kPa	压力降 kPa	临界条件		误差 %			
			P_c kPa	距离(L) m	P_2	ΔP	P_c	L
等温式	659.18	125.82	109.30	158	+0.59	-3.04	+12.63	-14.64
绝热式	651.55	133.45	84.78	204.26	-0.59	+3.04	-12.63	+14.64
平均	655.37	129.64	97.04	182.13				

由上表计算可知,用两种方法计算所得压力降相差为 $6.08\% > 5\%$ 。管长 64m 应按绝热流动计算。因管长仅 64m,故该管道系统不可能达到声速条件。

2.2.4 管道计算表

“可压缩流体”管道计算表的编制步骤、用途及专业关系等均与“不可压缩流体”管道计算表相同,见表 2.2.4。

管道计算表
(单相流)

表 2.2.4

管道编号和类别				
自				
至				
物料名称				
流量	m^3/h			
分子量				
温度	$^{\circ}\text{C}$			
压力	kPa			
粘度	$\text{mPa} \cdot \text{s}$			
压缩系数				
密度	kg/m^3			
真空度				
管道公称直径	mm			
表号或外径 \times 壁厚				
流速	m/s			
雷诺数				
流导	cm^3/s			
压力降	$(\text{kPa})100\text{m}$			
直管长度	m			
管 件 当 量 长 度 m	弯头 90°			
	三通			
	大小头			
	闸 阀			
	截止阀			
	旋 塞			
	止逆阀			
其 它				
总长度	m			

管道压力降	kPa			
孔板压力降	kPa			
控制阀压力降	kPa			
设备压力降	kPa			
始端标高	m			
终端标高	m			
静压力降	kPa			
设备接管口压力降	kPa			
总压力降	kPa			
压力(始端)	kPa			
压力(终端)	kPa			
版次或修改	版次			
	日期			
	编制			
	校核			
	审核			

2.3 符号说明

A ——管道截面积, cm^2 ;

C ——常数;

C_p 、 C_v ——分别为气体的定压比热和定容比热, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$;

D ——管道内直径, m ;

d ——管道内直径, cm , mm ;

E ——流动效率系数;

G ——气体的质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$;

G_{cni} ——无实际意义,为使用图 2.2.2 方便而引入的一个参数, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$;

g ——重力加速度, $9.81\text{m}/\text{s}^2$;

k ——气体绝热指数, $k = C_p/C_v$;

L ——管道长度, m, km;
 M ——气体分子量;
 N ——速度头数;
 P ——压力, kPa;
 P_{uc} ——声速下的临界压力, kPa;
 R ——气体常数, 8.3143, kJ/(kmol · K);
 Re ——雷诺数;
 γ ——气体相对密度;
 T ——气体温度, K;
 u ——气体流速, m/s;
 u_c ——气体声速, m/s;
 V ——气体体积, m³;
 V_G ——气体体积流量, m³(标)/h;
 V_{uc} ——声速下的临界流量, m³/h;
 W ——气体质量, kg;
 W_G ——气体质量流量, kg/h;
 ΔP ——压力降, kPa;
 ϵ ——管壁绝对粗糙度, mm;
 λ ——摩擦系数;
 ρ ——气体密度, kg/m³;
 ρ_{uc} ——声速下的临界密度, kg/m³;
压力——本规定除注明外, 均为绝对压力。

3 气-液两相流(非闪蒸型)

3.1 简 述

3.1.1 在化工设计中,经常可以遇到气体和液体混合物在管内并流的现象,此流动现象称为气-液两相流,这种现象可以在冷凝、蒸发、沸腾、起泡、雾化等过程中形成,如发生在蒸汽发生器及其加热管、蒸汽冷凝管中等场合。

气-液两相流的流动过程十分复杂,与单相流体的流动机理不同,没有类似单相流中的摩擦阻力系数与雷诺数之间的通用关联式,通常采用半经验性的关联式来进行计算。

3.1.2 两相流的压力降要比相同质量流速的单相流大得多,主要是:

3.1.2.1 由于管内壁持液,使管内径变小;

3.1.2.2 由于气-液两相间产生相互运动,导致界面能量损失;

3.1.2.3 液体在管中起伏运动,产生能量损失等。

在一般情况下,当气-液混合物中气相在 6%~98%(体积)范围内;应采用气-液两相流的计算方法来进行管路的压力降计算。

3.1.3 气-液两相流分为非闪蒸型和闪蒸型两类。液体非闪蒸是流体在流动过程中,气-液相体积分率不发生变化。液体闪蒸是随着压力的降低液体闪蒸流动。

3.1.4 气-液两相流管径的计算,应采用和流型判断相结合的方法,并根据流型判断结果初选管径。

3.1.5 确定气-液两相流的流动形式,对于两相流的压力降计算是非常重要的。在水平管中,气-液两相流大致可分七种类型,见表 3.1.5-1;在垂直管中,气-液两相流大致可分成五种流型,见表 3.1.5-2。

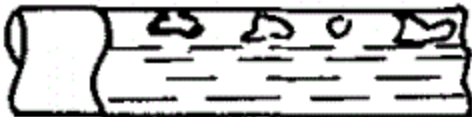
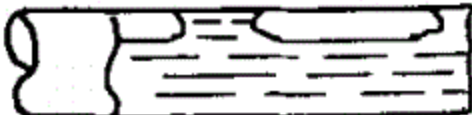
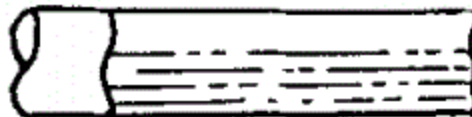
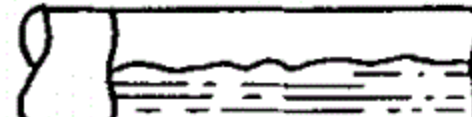
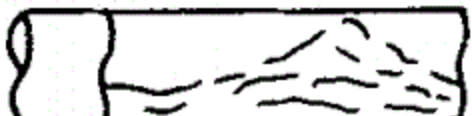
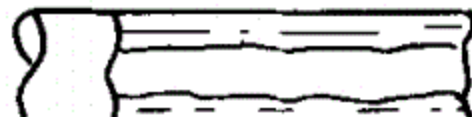
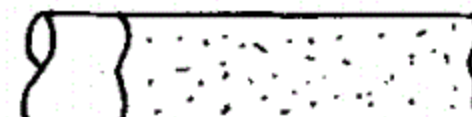
3.1.6 在工程设计中。一般要求两相流的流型为分散流或环状流,避免柱状流和活塞流,以免引起管路及设备严重振动。若选用的管路经计算后为柱状流,应在压力降允许的情况下尽量缩小管径,增大流速,使其形成环状流或分散流。也可采取增加旁路、补充气体、增大流量等其它办法避免柱状流。

3.1.7 本规定介绍均相法和杜克勒法计算非闪蒸型气-液两相流的压力降计算。

3.1.8 第 4 章介绍闪蒸型气-液两相流压力降计算。






水平管中的气-液两相流型

表 3. 1. 5—1

	<p>气泡流: 气泡沿管上部移动, 其速度接近液体速度</p>
	<p>活塞流: 液体和气体沿管上部交替呈活塞状流动</p>
	<p>层流: 液体沿管底部流动, 气体在液面上流动, 形成平滑的气-液界面</p>
	<p>波状流: 类似于层流, 但气体在较高流速下流动, 其界面受波动影响而被搅乱</p>
	<p>柱状流: 由于气体以较快速度流动而周期性崛起波状, 形成泡沫栓, 并以比平均流速大得多的速度流动</p>
	<p>环状流: 液体呈膜状沿管内壁流动, 气体则沿管中心高速流动</p>
	<p>分散流: 大部分或几乎全部液体被气体雾化而带走</p>

垂直管中的气-液两相流型

表 3. 1. 5-2

	<p>气泡流: 气体呈气泡分散在向上流动的液体中, 当气体流速增加时, 气泡的尺寸, 速度及数目也增加</p>
	<p>柱状流: 液体和气体交替呈柱状向上移动, 液体柱中含有一些分散的气泡, 每一气体柱周围是一层薄液膜, 向柱底流动。当气体流速增加时, 气体柱的长度和速度都增加</p>
	<p>泡沫流: 薄液膜消失, 气泡和液体混合在一起, 形成湍动紊乱的流型</p>
	<p>环状流: 液体以小于气体的速度沿管壁向上移动, 气体在管中心向上移动, 部分液体呈液滴夹带在气体中。当气体流速增加时, 夹带也增加</p>
	<p>雾状流: 当气体流速增加时, 全部液体离开管壁呈微细的液滴, 被气体带走</p>

3.2 计算方法

3.2.1 由于气-液两相流的流动情况复杂,目前尚无准确的压力降计算公式,多以半经验公式来计算,计算方法有多种,但各种方法都存在着局限性。综合各种情况,推荐以下计算方法。

3.2.1.1 流型判断

对于水平管,使用图 3.2.2-1^①判断。

对于垂直管,使用图 3.2.2-2^②判断。

3.2.1.2 压力降计算

如判断结果为分散流、环状流、波状流或层流,则用 3.2.2.2 中的(1)和(2)两种方法进行气-液两相流压力降计算,取其中较大值。

如判断为柱状流、活塞流,则应采取缩小管径、增大流速等措施来避免。然后也应用 3.2.2.2 中的(1)和(2)两种方法计算,取其较大值。

3.2.2 计算公式选用

3.2.2.1 流型判断

(1) 水平管流型判断

在以流动条件、流体性能和管径来判断水平管中气-液两相流流型的许多图表中,图 3.2.2-1 为最常用,此图把两相流在水平管中的流动分成七个流型区域。这里应该注意到,分隔不同流型区域的边界存在着相当宽的过渡区,因此,计算时对邻接流型也应加以考虑。图 3.2.2-1 中 B_y 和 B_x 的计算公式如下:

$$B_y = \frac{7.1 \times W_G}{A(\rho_G \rho_L)^{0.5}} \quad (3.2.2-1)$$

$$B_x = \frac{2.1 W_L}{W_G} \times \frac{(\rho_G \rho_L)^{0.5}}{\rho_L^{0.67}} \times \frac{\mu_L^{0.33}}{\sigma_L} \quad (3.2.2-2)$$

式中

B_y 、 B_x ——伯克(Baker)参数;

W_G ——气相质量流量,kg/h;

W_L ——液相质量流量,kg/h;

ρ_G ——气相密度,kg/m³;

① 图 3.2.2-1 即 Baker 图。

② 图 3.2.2-2 即 Griffith-Wallis 图。

ρ_L ——液相密度, kg/m³;

μ_L ——液相粘度, Pa·s;

A ——管道截面积, m²;

σ_L ——液相表面张力, N/m。

通常,先计算 B_y ,当 $B_y \geq 80000$,对于一般粘度的液态烃类,其流型多在环状流或气泡流区域,无需计算 B_x 。 $B_y < 80000$,需计算 B_x 。

根据计算出的 B_x 、 B_y 值,从图 3.2.2-1 中查出其流型。

(2) 垂直管流型判断

图 3.2.2-2 把垂直管的气-液两相流流型划分为三个区域:气泡流、柱状流和环状流或雾状流区域。判断流型的参数如下:

$$Fr = \frac{[(V_G + V_L)/A]^2}{g \cdot d} \quad (3.2.2-3)$$

$$F_v = \frac{V_G}{V_G + V_L} \quad (3.2.2-4)$$

其中

$$V_G = \frac{W_G}{3600 \times \rho_G} \quad (3.2.2-5)$$

$$V_L = \frac{W_L}{3600 \times \rho_L} \quad (3.2.2-6)$$

式中

Fr ——弗鲁特(Froude)数;

F_v ——气相体积分率;

V_G ——气相体积流量, m³/s;

V_L ——液相体积流量, m³/s;

d ——管道内直径, m;

A ——管道截面积, m²;

g ——重力加速度, 9.81m/s²。

其余符号意义同前。

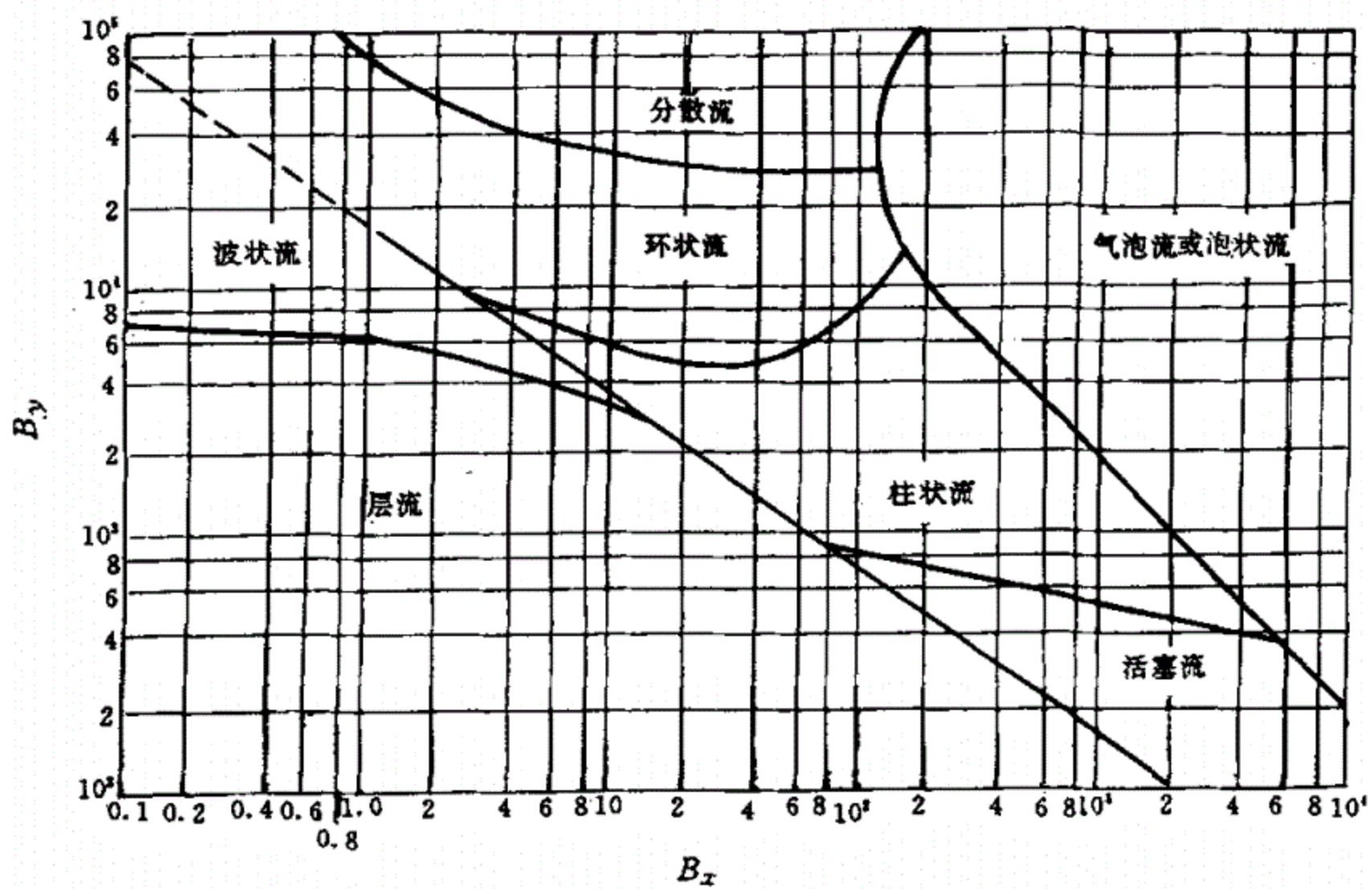


图 3.2.2-1 水平管内气-液两相流流型图

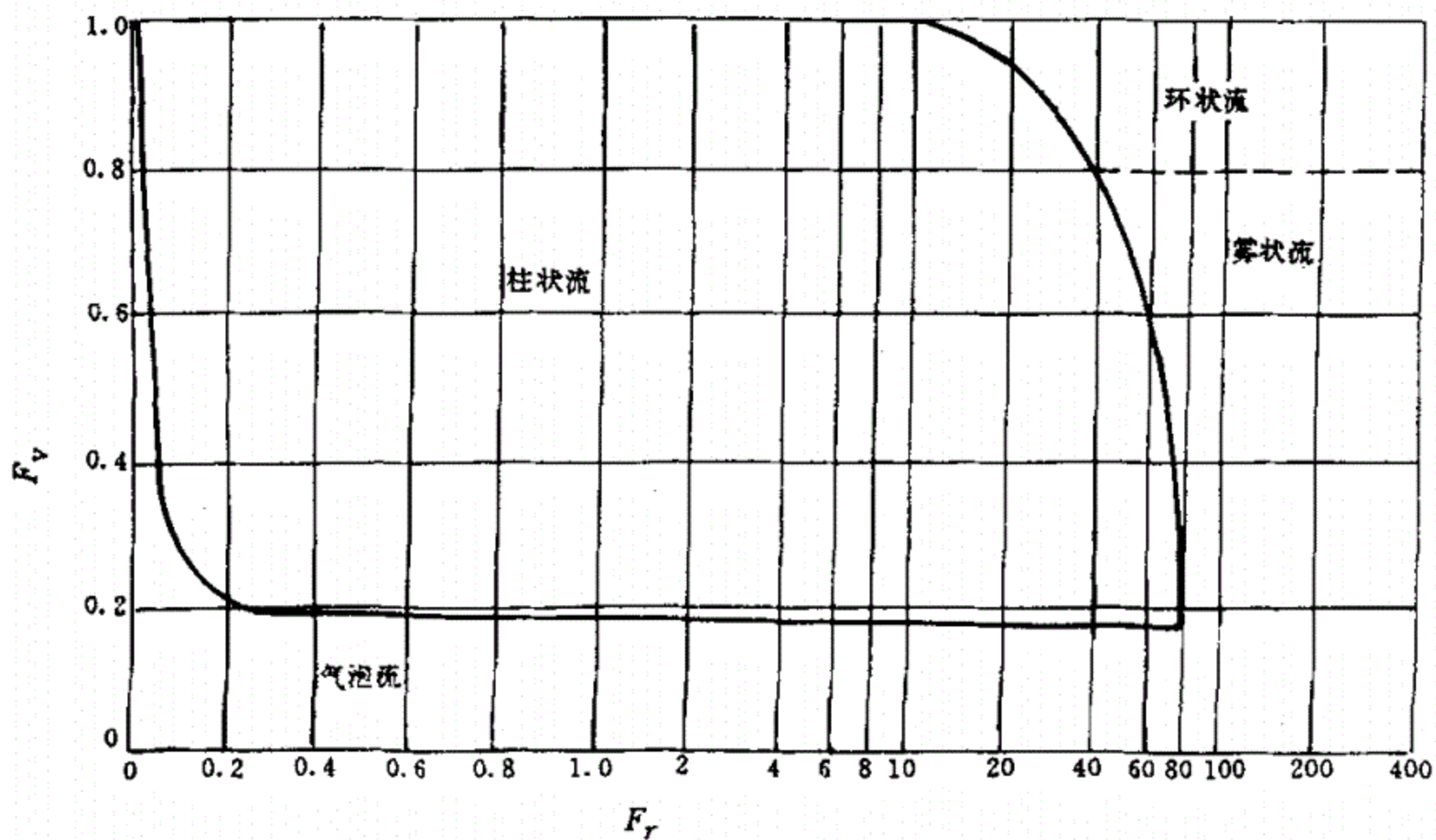


图 3.2.2-2 垂直管内气-液两相流流型图

通过计算,求出 Fr 、 F_v 值,在图 3.2.2-2 中查出其流型。

3.2.2.2 压力降计算

(1) 均相法

气-液两相流压力降计算比较复杂,均相法是力图简单化,其特点是假定气-液两相在相同的速度下流动,将气-液混合物视为其物性介于液相与气相之间的均相流,这个假定在理论上可用于分散流,但不能用于环状流,因环状流的气相流速高于液相流速。

均相法计算步骤如下:

a. 均相物性计算

$$W_T = W_G + W_L \quad (3.2.2-7)$$

$$Y = \frac{W_G}{W_G + W_L} \quad (3.2.2-8)$$

$$\rho_H = \frac{1}{(Y/\rho_G) + (1-Y)/\rho_L} \quad (3.2.2-9)$$

$$X = (W_L/\rho_L)/(W_T/\rho_H) \quad (3.2.2-10)$$

$$\mu_H = X\mu_L + (1-X)\mu_G \quad (3.2.2-11)$$

$$u_H = \frac{W_T}{3600 \times 0.785 \times d^2 \times \rho_H} \quad (3.2.2-12)$$

$$Re = \frac{\rho_H \cdot u_H \cdot d}{\mu_H} \quad (3.2.2-13)$$

式中

W_T ——气-液两相液总的的质量流量,kg/h;

W_L ——液相质量流量,kg/h;

W_G ——气相质量流量,kg/h;

Y ——气相质量分率;

ρ_H ——气-液两相流平均密度,kg/m³;

ρ_G ——气相密度,kg/m³;

ρ_L ——液相密度,kg/m³;

X ——液相体积分率;

μ_H ——气-液两相流平均粘度,Pa·s;

μ_L ——液相粘度,Pa·s;

μ_G ——气相粘度,Pa·s;

u_H ——气-液两相流平均流速, m/s;

d ——管道内直径, m;

Re ——雷诺数。

b. 压力降计算

根据管道材料及管内径,从第1章“单相流(不可压缩流体)”中图 1.2.4-2 查取 ϵ (管壁绝对粗糙度)和 ϵ/d (管壁相对粗糙度)。

根据 Re (雷诺数)和 ϵ/d ,从图 1.2.4-1 查取 λ (摩擦系数),即 λ_H 。

(a) 直管段摩擦压力降

$$\Delta P'_f = \frac{\lambda_H \times \rho_H \times u_H^2}{2} \times \frac{L}{d} \times 10^{-6} \quad (3.2.2-14)$$

根据经验应乘以安全系数 3

$$\Delta P_f = 3 \times \Delta P'_f \quad (3.2.2-15)$$

(b) 局部压力降

按当量长度法进行计算,常用管件和阀门的当量长度见第1章“单相流(不可压缩流体)”中表 1.2.4-2。

$$\Delta P'_k = \frac{\lambda_H \times \rho_H \times u_H^2}{2} \times \frac{L_e}{d} \times 10^{-6} \quad (3.2.2-16)$$

根据经验应乘以安全系数 3

$$\Delta P_k = 3 \times \Delta P'_k \quad (3.2.2-17)$$

上升管静压降

$$\Delta P_s = (Z_2 - Z_1) \times \rho_H \times 9.81 \times 10^{-6} \quad (3.2.2-18)$$

总压力降(忽略管两端的速度压力降)

$$\Delta P = 1.15(\Delta P_f + \Delta P_k + \Delta P_s) \quad (3.2.2-19)$$

式中

1.15 为安全系数。

ΔP_f ——直管段摩擦压力降, MPa;

λ_H ——管壁的摩擦系数;

L ——直管段长度, m;

g ——重力加速度, 9.81 m/s^2 ;

ΔP_k ——局部压力降, MPa;

L_e ——管件的当量长度, m;

Z_2 ——管道终端标高, m;

Z_1 ——管道始端标高, m;

ΔP_s ——上升管静压降, MPa;

ΔP ——总压力降, MPa。

其余符号意义同前。

(2) 杜克勒法^①

此法考虑了气-液两相在管内并非以同等速度流动的影响, 计算分两步进行。

a. 试差法求液相实际体积分率 K_L

$$K_L = 1 - K(1 - X) \quad (3.2.2-20)$$

$$X_L = u_L / u_H \quad (3.2.2-21)$$

$$Z = (Re)^{1/6} (Fr)^{1/8} / X^{1/4} \quad (3.2.2-22)$$

$$Re = d \times u_H \times \rho'_H / \mu_{TP} \quad (3.2.2-23)$$

$$\mu_{TP} = K_L \times \mu_L + (1 - K_L) \mu_G \quad (3.2.2-24)$$

$$Fr = u_H^2 / (g \times d) \quad (3.2.2-25)$$

$$u_L = W_L / (\rho_L \times 3600 \times 0.785 \times d^2) \quad (3.2.2-26)$$

$$u_H = W_T / (\rho_H \times 3600 \times 0.785 \times d^2) \quad (3.2.2-27)$$

当 $Z \leq 10$ 时

$$K = -0.16367 + 0.31037Z - 0.03525Z^2 + 0.001366Z^3 \quad (3.2.2-28)$$

当 $Z > 10$ 时

$$K = 0.75545 + 0.003585Z - 0.00001436Z^2 \quad (3.2.2-29)$$

以上各式中

K_L ——液相实际体积分率(试差初值可取 $K_L = 0.5$);

K ——班可夫(Barkoff)流动参数;

X ——液相体积分率;

u_L ——液相流速, m/s;

u_H ——气-液两相流平均流速, m/s;

μ_{TP} ——气-液两相流混合粘度, Pa·s;

Fr ——均相弗鲁特(Froude)数;

Re ——雷诺数;

Z ——计算用中间参数。

^① 杜克勒法即 Dukler 法。

其余符号意义同前。

试差法求 K_L 的计算过程是先假定 K_L 值,由式(3.2.2-21)至式(3.2.2-27)计算 Re 、 Fr 、 X 、 Z 和 K 值等,然后再由式(3.2.2-20)核算 K_L 值,若核算值与假定值不符,则用核算值作为假定值重新计算,直至两者接近为止。

b. 压力降计算

(a) 直管段及局部摩擦压力降

$$\Delta P_f + \Delta P_k = \frac{\lambda_{TP} \rho_{cs} u_H^2}{2} \left(\frac{L + L_e}{d} \right) \times 10^{-6} \quad (3.2.2-30)$$

$$\lambda_{TP} = \alpha_x \lambda_0 \quad (3.2.2-31)$$

$$Re_{TP} = \frac{\rho_{cs} u_H d}{\mu_H} \quad (3.2.2-32)$$

$$\alpha_x = 1 - \ln X / \xi \quad (3.2.2-33)$$

$$\xi = 1.28 + 0.478 \ln X + 0.444 (\ln X)^2 + 0.094 (\ln X)^3 + 0.00843 (\ln X)^4 \quad (3.2.2-34)$$

$$\rho_{cs} = \rho_L X^2 / K_L + \rho_G (1 - X)^2 / (1 - K_L) \quad (3.2.2-35)$$

$$\mu_H = X \mu_L + (1 - X) \mu_G \quad (3.2.2-36)$$

(b) 速度-压力降

管两端气-液两相流速度压力降

$$\Delta P_s = 10^{-6} \times \left\{ \left[\frac{G_L^2}{\rho_L K_L} + \frac{G_G^2}{\rho_G (1 - K_L)} \right]_{出} - \left[\frac{G_L^2}{\rho_L K_L} + \frac{G_G^2}{\rho_G (1 - K_L)} \right]_{入} \right\} \quad (3.2.2-37)$$

$$G_G = \frac{W_G}{(3600 \times 0.785 d^2)} \quad (3.2.2-38)$$

$$G_L = \frac{W_L}{(3600 \times 0.785 d^2)} \quad (3.2.2-39)$$

式中

$[]_{出}$ 、 $[]_{入}$ ——分别为管道始端和终端处的数据。

对非闪蒸的气-液两相流,若气体和液体体积分率及气体密度沿管道流向的变化不大,则速度压力降可以忽略不计。

(c) 上升管静压力降

$$\Delta P_s = (Z_2 - Z_1) \rho_{TP} \times 9.81 \times 10^{-6} \quad (3.2.2-40)$$

$$\rho_{TP} = K_L \rho_L + (1 - K_L) \rho_G \quad (3.2.2-41)$$

(d) 总压力降

$$\Delta P = 1.15 (\Delta P_f + \Delta P_k + \Delta P_N + \Delta P_s) \quad (3.2.2-42)$$

1.15 为安全系数。

以上各式中

ΔP_f ——气-液两相流直管段摩擦压力降,MPa;

ΔP_k ——气-液两相流局部摩擦压力降,MPa;

λ_{TP} ——气-液两相流摩擦系数;

λ_0 ——单相流摩擦系数;可由第1章“单相流(不可压缩流体)”中图1.2.4-1和图1.2.4-2查得;

ΔP_N ——气-液两相流速度压力降,MPa;

ΔP_S ——气-液两相流静压力降,MPa;

Re_{TP} ——两相流雷诺数;

ρ_{cs} ——气-液两相流平均密度的校正密度,kg/m³;

ρ_{TP} ——气-液两相流密度,kg/m³;

α_x ——摩擦系数率;

ξ ——中间参数;

μ_H ——气-液两相流粘度,Pa·s;

$Z_1、Z_2$ ——管道始端和终端标高,m;

ΔP ——总压力降,MPa;

G_L ——液相质量流速,kg/m²·s;

G_G ——气相质量流速,kg/m²·s。

其余符号意义同前。

3.2.3 计算举例

求再沸器出口返回再生塔的上升管段总压力降。已知条件见下表:

参数或物性	单 位	气 相	液 相
质量流量	kg/h	$W_G=55441$	$W_L=317659$
密 度	kg/m ³	$\rho_G=0.9259$	$\rho_L=1217.41$
粘 度	Pa·s	$\mu_G=1\times 10^{-5}$	$\mu_L=0.5\times 10^{-3}$
表面张力	N/m		$\sigma_L=0.07$
管道内直径	m	$d=1.024$	
管道材质		碳钢	
管 长	m	$L=16.0m$,其中垂直管长 6m	
管 件	个	90°弯头 1 个	
压 力	MPa	$P=0.168$ (管始端)	

解:计算过程如下:

水平管内流型判断

计算

$$B_y = \frac{7.1W_G}{A(\rho_L\rho_G)^{0.5}} = \frac{7.1 \times 55441}{0.785 \times 1.024^2 \times (1217.41 \times 0.9259)^{0.5}} = 14244$$

由于 $B_y < 80000$, 因此必须计算 B_x 。

$$\begin{aligned} B_x &= \frac{2.1W_L}{W_G} \times \frac{(\rho_L\rho_G)^{0.5}}{\rho_L^{0.67}} \times \frac{\mu_L^{0.33}}{\sigma_L} \\ &= \frac{2.1 \times 317659}{55441} \times \frac{(1217.41 \times 0.9259)^{0.5}}{1217.41^{0.67}} \times \frac{(0.5 \times 10^{-3})^{0.33}}{0.07} = 4.02 \end{aligned}$$

由图 3.2.2-1 查得水平管内为环状流。

垂直管内流型判断

计算

$$V_G = \frac{W_G}{3600\rho_G} = \frac{55441}{3600 \times 0.9259} = 16.63 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V_L = \frac{W_L}{3600\rho_L} = \frac{317659}{3600 \times 1217.41} = 0.0725 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Fr = \frac{[(V_G + V_L)/A]^2}{gd} = \frac{(16.63 + 0.0725)^2}{(0.785 \times 1.024^2)} / (9.81 \times 1.024) = 41.00$$

$$F_v = \frac{V_G}{(V_G + V_L)} = \frac{16.63}{(16.63 + 0.0725)} = 0.996$$

由图 3.2.2-2 查得垂直管内为环状流。

在已知流型情况下,下面分别用均相法和杜克勒法计算两相流体的压力降。

(1) 均相法

先进行均相物性计算

$$W_T = W_G + W_L = 55441 + 317659 = 373100 \text{ kg/h}$$

$$Y = \frac{W_G}{(W_G + W_L)} = \frac{55441}{(55441 + 317659)} = 0.149$$

$$\rho_H = 1 / \left[\frac{Y}{\rho_G} + \frac{(1-Y)}{\rho_L} \right] = 1 / \left[\frac{0.149}{0.9259} + \frac{(1-0.149)}{1217.14} \right] = 6.204 \text{ kg/m}^3$$

$$X = \frac{W_L\rho_H}{W_T\rho_L} = \frac{317659 \times 6.204}{373100 \times 1217.41} = 0.00434$$

$$\mu_H = X\mu_L + (1-X)\mu_G$$

$$= 0.00434 \times 0.5 \times 10^{-3} + (1-0.00434) \times 10^{-5} = 1.2 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$u_H = W_T / (3600 \times 0.785d^2\rho_H)$$

$$= 373100 / (3600 \times 0.785 \times 1.024^2 \times 6.204) = 20.30 \text{ m/s}$$

$$Re = \rho_H u_H d / \mu_H = 6.204 \times 20.30 \times 1.024 / 1.2 \times 10^{-5} = 1.075 \times 10^7$$

查图 1.2.4-2, 得 $\epsilon = 0.046, \epsilon/d = 0.000045$

查图 1.2.4-1, 得 $\lambda_H = 0.0105$

计算直管段摩擦压力降

$$\begin{aligned} \Delta P_f &= 3 \times \frac{\lambda_H \rho_H u_H^2}{2} \times \frac{L}{d} \times 10^{-6} \\ &= 3 \times \frac{0.0105 \times 6.204 \times 20.30^2}{2} \times \frac{16}{1.024} \times 10^{-6} = 0.000629 \text{ MPa} \end{aligned}$$

计算局部压力降

$$\begin{aligned} \Delta P_k &= 3 \times \frac{\lambda_H \rho_H u_H^2}{2} \times \frac{L_e}{d} \times 10^{-6} \\ &= 3 \times \frac{0.0105 \times 6.204 \times 20.30^2}{2} \times 30 \times 10^{-6} = 0.00121 \text{ MPa} \end{aligned}$$

计算上升管静压降

$$\begin{aligned} \Delta P_s &= (Z_2 - Z_1) \rho_H \times 9.81 \times 10^{-6} \\ &= 6 \times 6.204 \times 9.81 \times 10^{-6} = 0.000365 \text{ MPa} \end{aligned}$$

总压力降

$$\begin{aligned} \Delta P &= 1.15(\Delta P_f + \Delta P_k + \Delta P_s) \\ &= 1.15 \times (0.000629 + 0.00121 + 0.000365) = 0.00253 \text{ MPa} \end{aligned}$$

(2) 杜克勒法

由均相法计算中已知 $\rho_H = 6.204 \text{ kg/m}^3, u_H = 20.30 \text{ m/s}$

$$u_L = \frac{W_L}{\rho_L \times 3600 \times 0.785 d^2} = \frac{317659}{1217.41 \times 3600 \times 0.785 \times 1.024^2} = 0.088 \text{ m/s}$$

$$X = \frac{u_L}{u_H} = \frac{0.088}{20.30} = 0.00434$$

$$Fr = \frac{u_H^2}{gd} = \frac{20.30^2}{9.81 \times 1.024} = 41.023$$

假定 $K_L = 0.07$ (如无参考资料, 可以 $K_L = 0.5$ 开始试差计算)

$$\begin{aligned} \mu_{TP} &= \mu_L K_L + \mu_G (1 - K_L) = 0.5 \times 10^{-3} \times 0.07 + 1 \times 10^{-5} (1 - 0.07) \\ &= 4.43 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s} \end{aligned}$$

$$Re = \frac{d u_H \rho_H}{\mu_{TP}} = \frac{1.024 \times 20.30 \times 6.204}{4.43 \times 10^{-5}} = 2.911 \times 10^6$$

$$\begin{aligned} Z &= (Re)^{\frac{1}{6}} \times (Fr)^{\frac{1}{8}} / (\lambda)^{\frac{1}{4}} \\ &= (2.911 \times 10^6)^{\frac{1}{6}} \times (41.023)^{\frac{1}{8}} / (0.00434)^{\frac{1}{4}} = 74.062 \end{aligned}$$

由于 $Z > 10$

$$K = 0.75545 + 0.003585Z - 0.00001436Z^2$$

$$= 0.75545 + 0.003585 \times 74.062 - 0.00001436 \times 74.062^2 = 0.942$$

$$K_L = 1 - K(1 - X) = 1 - 0.942(1 - 0.00434) = 0.062$$

计算出的 K_L 与原假定值 ($K_L = 0.07$) 不符, 应重新假定, 假定 $K_L = 0.06$

$$\mu_{TP} = 0.06 \times 0.5 \times 10^{-3} + (1 - 0.06) \times 10^{-5} = 3.94 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{1.024 \times 20.30 \times 6.204}{3.94 \times 10^{-5}} = 3.273 \times 10^6$$

$$Z = (3.273 \times 10^6)^{\frac{1}{6}} \times (41.023)^{\frac{1}{8}} / (0.00434)^{\frac{1}{4}} = 75.523$$

由于 $Z > 10$

$$K = 0.75545 + 0.003585 \times 75.523 - 0.00001436 \times 75.523^2 = 0.944$$

$$K_L = 1 - 0.944(1 - 0.00434) = 0.060$$

计算出的 K_L 值与假定值 ($K_L = 0.060$) 相符, 试算结束。以 $K_L = 0.06$ 计算两相流体压力降。

$$\rho_{cs} = \rho_L \frac{X_L^2}{K_L} + \rho_V \frac{(1 - X)^2}{(1 - K_L)}$$

$$= 1217.41 \times \frac{0.00434^2}{0.06} + 0.9259 \times \frac{(1 - 0.00434)^2}{(1 - 0.06)} = 1.3586 \text{ kg/m}^3$$

$$Re_{TP} = \frac{\rho_{cs} d u_H}{\mu_H} = \frac{1.3586 \times 1.024 \times 20.30}{1.2 \times 10^{-5}} = 2.35 \times 10^6$$

由第 1 章“单相流(不可压缩流体)”中图 1.2.4-2, 查得 $\epsilon = 0.046$, $\epsilon/d = 0.000045$ 。

由第 1 章“单相流(不可压缩流体)”中图 1.2.4-1, 查得 $\lambda_H = 0.0116$ 。

$$\xi = 1.281 + 0.478 \ln X + 0.444 (\ln X)^2 + 0.094 (\ln X)^3 + 0.00843 (\ln X)^4$$

$$= 1.281 + 0.478 \ln 0.00434 + 0.444 (\ln 0.00434)^2 + 0.094 (\ln 0.00434)^3$$

$$+ 0.00843 (\ln 0.00434)^4 = 4.07$$

$$\alpha_x = 1 - \frac{\ln \lambda}{\xi} = 1 - \frac{\ln 0.00434}{4.07} = 2.337$$

$$\lambda_{TP} = \alpha_x \lambda_0 = 2.337 \times 0.0116 = 0.0271$$

90°弯头一个, 由第 1 章“单相流(不可压缩流体)”中查表 1.2.4-3, 得 $L_e/d = 30$

$$\Delta P_f + \Delta P_k = \lambda_{TP} \frac{\rho_{cs} u_H^2}{2} \cdot \frac{(L + L_e)}{d} \times 10^{-6}$$

$$= 0.0271 \frac{1.3586 \times 20.30^2}{2} \times \left(\frac{16}{1.024} + 30 \right) \times 10^{-6} = 0.000346 \text{ MPa}$$

计算上升管静压力降

$$\begin{aligned}\rho_{TP} &= K_L \rho_L + (1 - K_L) \rho_G \\ &= 0.06 \times 1217.41 + (1 - 0.06) \times 0.9259 = 73.92 \text{ kg/m}^3\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta P_s &= (Z_2 - Z_1) \times \rho_{TP} \times 9.81 \times 10^{-6} \\ &= 6 \times 73.92 \times 9.81 \times 10^{-6} = 0.00435 \text{ MPa}\end{aligned}$$

总压力降(忽略速度压力降)

$$\Delta P = 1.15 \times (0.000346 + 0.00435) = 0.0054 \text{ MPa}$$

两种方法的计算结果如下:

均相法: $\Delta P = 0.00253 \text{ MPa}$

杜克勒法: $\Delta P = 0.0054 \text{ MPa}$

最后总压力降取两者中较大值,即 $\Delta P = 0.0054 \text{ MPa}$ 。

3.2.4 管道计算表

“气-液两相流(非闪蒸型)”的压力降计算表见表 3.2.4。编制步骤、用途及专业关系与“单相流”管道计算表相同。

管道计算表
(两相流)

表 3.2.4

管道编号和类别									
自									
至									
流量	m^3/h								
温度	$^{\circ}C$								
压力	kPa								
粘度	$mPa \cdot s$								
密度	kg/m^3								
表面张力	N/m								
流速	m/s								
管道公称直径	mm								
外径×壁厚									
直管长度	m								
管 件 当 量 长 度 m	弯 头								
	三 通								
	异径管								
	闸 阀								
	截 止 阀								
	旋 塞								
	止 回 阀								
总长度	m								
管道压力降	kPa								
孔板压力降	kPa								
控制阀压力降	kPa								
设备压力降	kPa								
始端标高	m								
终端标高	m								
静压力降	kPa								
设备接管口压力降	kPa								
总压力降	kPa								
压力(始端)	kPa								
压力(终端)	kPa								
版 次 或 修 改	版 次								
	日 期								
	编 制								
	校 核								

3.3 符号说明

- A ——管道截面积, m^2 ;
- B_x, B_y ——伯克(Baker)参数;
- d ——管道内直径, m ;
- Fr ——弗鲁特(Froude)数;
- F_v ——气相体积分率;
- g ——重力加速度, $9.81m/s^2$;
- G_G ——气相质量流速, $kg/(m^2 \cdot s)$;
- G_L ——液相质量流速, $kg/(m^2 \cdot s)$;
- K ——班可夫(Barkoff)流动参数;
- K_L ——液相实际体积分率;
- L ——管道长度, m ;
- L_e ——管件当量长度, m ;
- P ——压力, MPa ;
- Re ——雷诺数;
- Re_{TP} ——气-液两相流雷诺数;
- u_G ——气相流速, m/s ;
- u_L ——液相流速, m/s ;
- u_H ——气-液两相流平均流速, m/s ;
- V_G ——气相体积流量, m^3/s ;
- V_L ——液相体积流量, m^3/s ;
- W_G ——气相质量流量, kg/h ;
- W_L ——液相质量流量, kg/h ;
- W_T ——气-液两相流总质量流量, kg/h ;
- X ——液相体积分率;
- Y ——气相质量分率
- Z ——计算用中间参数;
- Z_1, Z_2 ——管道始端和终端标高, m ;
- c_x ——摩擦系数率;

- ΔP ——总压力降,MPa;
 $\Delta P_f, \Delta P'_f$ ——摩擦压力降,MPa;
 $P_K, \Delta P'_K$ ——局部压力降,MPa;
 ΔP_N ——速度压力降,MPa;
 ΔP_s ——静压力降,MPa;
 ξ ——中间参数;
 λ_0, λ_H ——摩擦系数;
 λ_{TP} ——气-液两相流摩擦系数;
 μ_G ——气相粘度,Pa·s;
 μ_L ——液相粘度,Pa·s;
 μ_H ——气-液两相流平均粘度,Pa·s;
 μ_{TP} ——气-液两相流体混合粘度,Pa·s;
 ρ_G ——气相密度,kg/m³;
 ρ_H ——气-液两相流平均密度,kg/m³;
 ρ_L ——液相密度,kg/m³;
 ρ_{TP} ——气-液两相流密度,kg/m³;
 ρ_{cs} ——气-液两相流平均密度的校正密度,kg/m³;
 σ ——液相表面张力,N/m;
 压力——本规定除注明外,均为绝对压力。

4 气-液两相流(闪蒸型)

4.1 简 述

4.1.1 在化工生产中,流体在管道内流动过程中液相不断转化为气相,液相量不断减少,气相量不断增加,此类流型称为闪蒸型气-液两相流。例如锅炉排污管、裂化炉油气出口管内的流体均为闪蒸型两相流。

4.1.2 闪蒸型流动状态复杂。在某些情况下,如管道短,压降不大,相应的闪蒸气量很小,则可按“非闪蒸型两相流”考虑。“气-液两相流(闪蒸型)”的管道压力降计算推荐采用本规定 4.2.2 计算方法(一)和 4.2.3 计算方法(二)。

4.2 计算方法

4.2.1 使用范围

使用计算方法(一)需要管入口、出口及至少一个中间点的工艺数据,中间点越多,计算也越精确,若无中间点数据,则推荐使用计算方法(二),但精确度较差。

两种计算方法的使用范围推荐如下:

4.2.1.1 裂化炉油气输出管可用计算方法(一)。

4.2.1.2 冷凝液闪蒸管,两法均可使用。取决于计算结果精确度的不同要求。

4.2.1.3 蒸汽锅炉节流阀后的连续排放管可采用计算方法(二)。

4.2.1.4 压降很大,但相对的闪蒸量较小的场合,推荐采用计算方法(二),在计算中通常假设降压前(控制阀或限流孔板前)无闪蒸,降压区域(控制阀或限流孔板后)的闪蒸曲线可按直线考虑。

4.2.1.5 非烃类化合物生产中,硫化氢、二氧化碳吸收塔底的富液管道去再生塔顶入口处的管段中有闪蒸,此段管线的压降计算及管径选择可采用计算方法(二)。

4.2.2 计算方法(一)

4.2.2.1 计算公式的推导

流体质量流量(W_T)、管道截面积(A)与系统压力(P)和物料密度(ρ_s)之间的关系如下:

$$\left(\frac{W_T}{3600A}\right)^2 = 2 \times 10^6 \times \frac{\int_{P_1}^{P_2} (-\rho_a) dP}{\left(2 \ln \frac{\rho_{a1}}{\rho_{a2}} + \frac{\lambda L}{d}\right)} \quad (4.2.2-1)$$

若将管道分成 $n-1$ 段, 上式中的积分项可用下式表示:

$$\int_{P_1}^{P_n} (-\rho_a) dP = \frac{(\rho_{a1} + \rho_{a2})}{2} \times (P_1 - P_2) + \dots + \frac{\rho_{a(n-1)} + \rho_{an}}{2} \times (P_{n-1} - P_n)$$

式(4.2.2-1)可简化为:

$$\left(\frac{W_T}{3600A}\right)^2 = 2 \times 10^6 \times \frac{\frac{(\rho_{a1} + \rho_{a2})}{2} (P_1 - P_2) + \dots + \frac{(\rho_{a(n-1)} + \rho_{an})}{2} (P_{n-1} - P_n)}{\left(2 \ln \frac{\rho_{a1}}{\rho_{a2}} + \frac{\lambda L}{d}\right)} \quad (4.2.2-2)$$

要注意的是式(4.2.2-1)未计及管道出口与入口端的静压力降(式中 L 指管道计算总长度), 摩擦系数(λ)值为不变的平均值, 由平均粘度及平均雷诺数等求取。

4.2.2.2 计算步骤

(1) 给出入口、出口及一个或多个中间点的工艺数据, 即给出温度(T)、压力(P)、质量流量(W)、分子量(M)和密度(ρ)等, 同时给出管径、长度等管道数据。

(2) 计算两相流体的平均密度

$$\rho_a = \frac{W_T}{(W_L/\rho_L + W_G/\rho_G)} \quad (4.2.2-3)$$

(3) 依据两相流体平均密度(ρ_a)与相应的压力(P)绘制 $\rho_a - P$ 图(见图 4.2.4)。

(4) 计算两相流体的液相平均体积分率

$$X = \frac{W_L/\rho_L}{W_T/\rho_a} \quad (4.2.2-4)$$

(5) 计算两相流体的平均粘度

$$\mu_a = \mu_L \cdot X + \mu_G \cdot (1 - X) \quad (4.2.2-5)$$

(6) 计算雷诺准数

$$Re = \frac{W_T \cdot d}{3600A \cdot \mu_a} \quad (4.2.2-6)$$

并由第 1 章“单相流(不可压缩流体)”中图 1.2.4-2 和图 1.2.4-1 查得管道的相对粗糙度(ϵ/d)及摩擦系数(λ), 并计算 $\lambda L/d$ 。

(7) 由给定的质量流量及管道截面积计算 $\left(\frac{W_T}{3600A}\right)^2$

式中

W_T ——气-液两相流总质量流量, kg/h;
 W_L ——液相质量流量, kg/h;
 P_1 ——管道始端压力, MPa;
 P_n ——管道 n 点压力 ($n=1, 2, 3, \dots$), MPa;
 W_G ——气相质量流量, kg/h;
 ρ_a ——气-液两相流平均密度, kg/m³;
 ρ_L ——液相密度, kg/m³;
 ρ_G ——气相密度, kg/m³;
 X ——液相平均体积分率;
 λ ——摩擦系数;
 μ_L ——液相粘度, Pa·s;
 μ_G ——气相粘度, Pa·s;
 μ_a ——气-液两相流平均粘度, Pa·s;
 A ——管道截面积, m²;
 d ——管道内直径, m;
 L ——管道计算长度, m。

(8) 确定 $n-2$ 个压力点, 连同始端、终端的压力值共 n 个点, 再由 ρ_a-P 图查取与 P_1, P_2, \dots, P_n 点相对应的 $\rho_{a1}, \rho_{a2}, \dots, \rho_{an}$, 由式(4.2.2-2)计算点 1 与点 2、点 1 与点 3、……点 1 与点 n 的 $n-1$ 个 $(\frac{W_T}{3600A})^2$ 值。若其中某一点已达到本节(7)的 $(\frac{W_T}{3600A})^2$ 值, 则表示管截面积为 A 的管道可以满足要求。不过从经济性或工艺控制要求考虑, 还应进一步作 A 值的调整计算。另外, 为确保操作, 一般应用 1.08 倍的安全系数。

4.2.3 计算方法(二)

4.2.3.1 计算公式的推导

计算方法(二)由八个公式组成, 式(4.2.3-1)至式(4.2.3-8)是在假设密度随压力的变化是一条直线的基础上进行计算的, 因此仅需要入口及出口两个点的工艺数据。设点 1、2、3 分别为管道始端、终端、中间点数据。中间点的工艺数据按下列方法确定:

$$P_3 = P_2 + \frac{(P_1 - P_2)}{3} \quad (4.2.3-1)$$

$$W_{G3} = W_{G2} + \frac{(W_{G1} - W_{G2})}{3} \quad (4.2.3-2)$$

$$W_{L3} = W_{L2} + \frac{(W_{L1} - W_{L2})}{3} \quad (4.2.3-3)$$

$$T_3 = T_2 + \frac{(T_1 - T_2)}{3} \quad (4.2.3-4)$$

$$M_3 = M_2 - \frac{(M_2 - M_1)}{3} \quad (4.2.3-5)$$

$$\rho_{G3} = \rho_{G2} + \frac{(\rho_{G1} - \rho_{G2})}{3} \quad (4.2.3-6)$$

$$\rho_{L3} = \rho_{L2} + \frac{(\rho_{L1} - \rho_{L2})}{2} \quad (4.2.3-7)$$

$$\rho_{a3} = \frac{W_T}{\left(\frac{W_{G3}}{\rho_{G3}} + \frac{W_{L3}}{\rho_{L3}}\right)} \quad (4.2.3-8)$$

式中

P_1, P_2, P_3 ——管道始端、终端、中间点压力, MPa;

W_{G1}, W_{G2}, W_{G3} ——管道始端、终端、中间点气体质量流量, kg/h;

W_{L1}, W_{L2}, W_{L3} ——管道始端、终端、中间点液体质量流量, kg/h;

T_1, T_2, T_3 ——管道始端、终端、中间点温度, °C;

M_1, M_2, M_3 ——管道始端、终端、中间点流体分子量;

$\rho_{G1}, \rho_{G2}, \rho_{G3}$ ——管道始端、终端、中间点气体密度, kg/m³;

$\rho_{L1}, \rho_{L2}, \rho_{L3}$ ——管道始端、终端、中间点液体密度 kg/m³;

ρ_{a3} ——管道中间点的流体密度, kg/m³。

其余符号意义同前。

4.2.3.2 计算步骤

(1) 假设一个管径, 用点 3 的平均密度、平均粘度等数据按“单相流”的方法计算 ΔP , 此压力降包括摩擦压力降、速度压力降及静压压力降三个部分, 具体方法见第 1 章“单相流(不可压缩流体)”。若忽略 1、2 点间混合物的密度差别, 则其中速度压力降可按下式计算:

$$\Delta P_N = \frac{W_T(u_2 - u_1)}{3600A} \times 10^{-6} \quad (4.2.3-9)$$

式中 u_1, u_2 为流体在管始端及终端处的流速, m/s。

其余符号意义同前。

(2) 将计算出压力降与允许的压力降比较, 若计算的压力降小于且接近允许压力降, 则假设管径可用, 否则需重新假设管径计算压力降, 直至计算压力降小于且接近允许压力降, 即为所求管径。

4.2.4 计算举例

4.2.4.1 采用计算方法(一)式(4.2.2-2)的计算举例如下:

已知条件:炼油厂裂化炉油气输出管道

气-液正常总流量: $W_T = W_G + W_L = 165333 \text{ kg/h}$

负荷安全系数:1.08

气-液最大总流量: $W_m = W_T \times 1.08 = 178560 \text{ kg/h}$

设定数据点序号: 1 2 3 4

设定数据点位置:炉子出口 中间点 中间点 塔入口

各点的工艺数据列于表 4.2.4-1 中。

各点的工艺数据

表 4.2.4-1

数据点 序号	温 度 ℃	压 力 MPa	物料流量 kg/h		气 体		液 体	ρ_a kg/m ³
			气 W_G	液 W_L	分子量	ρ_G kg/m ³	ρ_L kg/m ³	
1	460	0.1496	38325	127008	315	7.69	684	31.98
2	457	0.1379	49443	115890	318	7.21	689	23.53
3	449	0.1014	58061	107272	333	5.61	713	15.75
4	440.5	0.0621	76881	88452	352	3.68	737	7.87

表中 ρ_a 用式(4.2.2-3)计算。绘 $\rho_a - P$ 曲线,如图 4.2.4 所示。

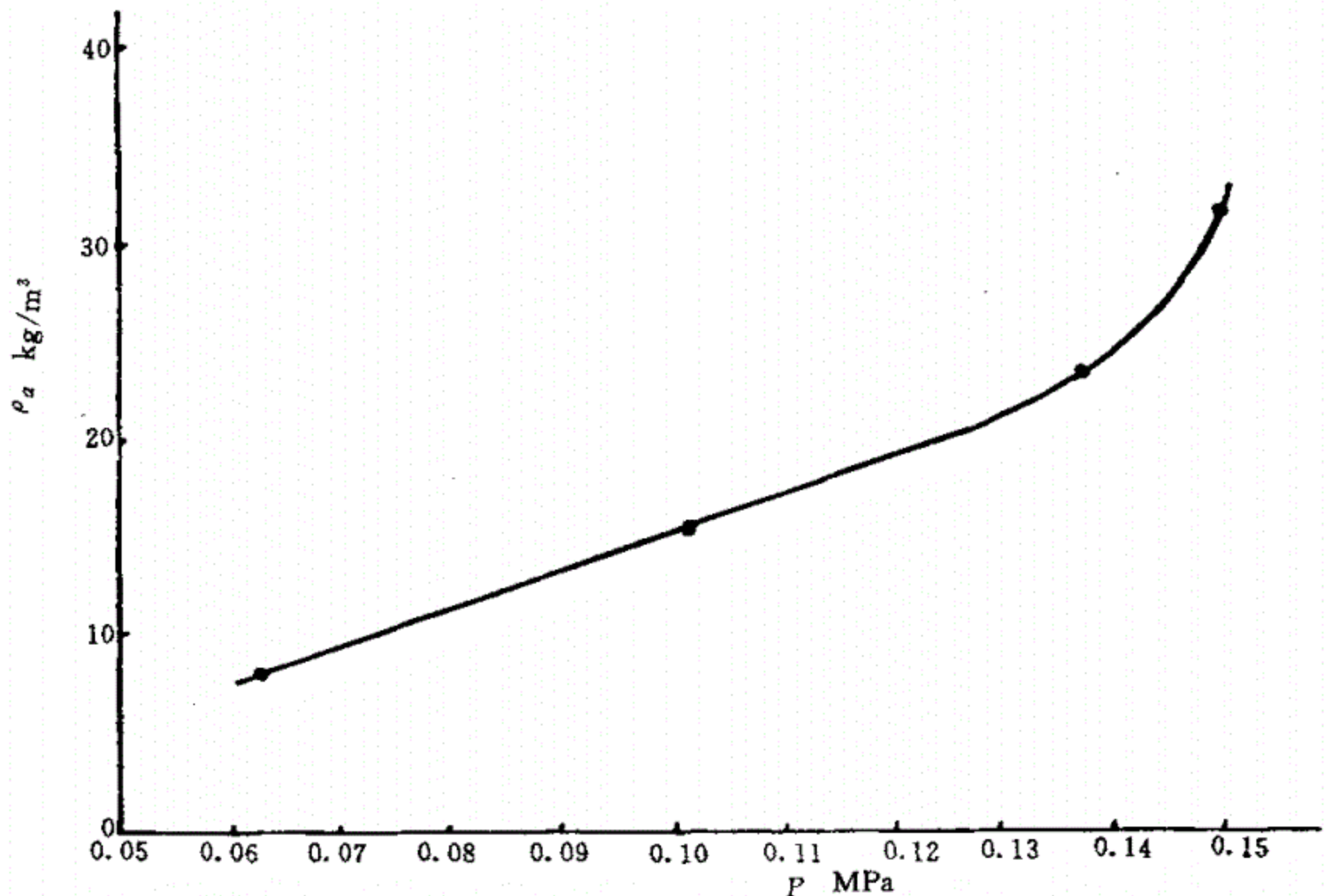


图 4.2.4 $\rho_a - P$ 关系图

在平均压力为 0.106MPa 时,物料平均粘度为 0.0001Pa·s。用式(4.2.2-5)计算,选用合适尺寸的输送管道。

解:试选 DN250 和 DN300 两种规格管道

(1) 选用 DN250 钢管

管道内直径(d):0.2545m,管截面积(A):0.0508m²

管道计算长度(L):47.85m

$$\left(\frac{W_T}{3600A}\right)^2 = \left(\frac{165333}{3600 \times 0.0508}\right)^2 = 817310 \text{ kg}^2/(\text{s}^2 \cdot \text{m}^4)$$

$$\left(\frac{W_m}{3600A}\right)^2 = \left(\frac{178560}{3600 \times 0.0508}\right)^2 = 953314 \text{ kg}^2/(\text{s}^2 \cdot \text{m}^4)$$

$$Re = \frac{W_T d}{3600 A \mu_a} = \frac{165333 \times 0.2545}{3600 \times 0.0508 \times 0.0001} = 2.3 \times 10^6$$

由第 1 章“单相流(不可压缩流体)”中图 1.2.4-2 查得相对粗糙度 $\epsilon/d = 1.8 \times 10^{-4}$

由第 1 章“单相流(不可压缩流体)”中图 1.2.4-1 查得摩擦系数 $\lambda = 0.014$

$$\lambda \frac{L}{d} = 0.014 \times \frac{47.85}{0.2545} = 2.63$$

(2) 选用 DN300 钢管

管道内直径(d):0.3037m 截面积(A):0.0724m² 长度(L):52.43m

$$\left(\frac{W_T}{3600A}\right)^2 = \left(\frac{165333}{3600 \times 0.0724}\right)^2 = 402380 \text{ kg}^2/(\text{s}^2 \cdot \text{m}^4)$$

$$\left(\frac{W_m}{3600A}\right)^2 = \left(\frac{178560}{3600 \times 0.0724}\right)^2 = 469338 \text{ kg}^2/(\text{s}^2 \cdot \text{m}^4)$$

$$Re = \frac{W_T d}{3600 A \mu_a} = \frac{165333 \times 0.3037}{3600 \times 0.0724 \times 0.0001} = 1.93 \times 10^6$$

由第 1 章“单相流(不可压缩流体)”中图 1.2.4-2 查得相对粗糙度 $\epsilon/d = 1.4 \times 10^{-4}$

由第 1 章“单相流(不可压缩流体)”中图 1.2.4-1 查得摩擦系数 $\lambda = 0.0136$

$$\lambda \frac{L}{d} = 0.0136 \times \frac{52.43}{0.3037} = 2.35$$

将以上计算结果列入表 4.2.4-2。

计 算 结 果

表 4.2.4-2

项 目	单 位	管 道 规 格	
		DN250	DN300
管道内直径 (d)	m	0.2545	0.3037
管道截面积 (A)	m ²	0.0508	0.0724
相对粗糙度 (ϵ/d)		1.8×10^{-4}	1.4×10^{-4}
平均粘度 (μ_a)	Pa · s	0.0001	0.0001
$[W_T/(3600 \cdot A)]^2$	kg ² /(s ² · m ⁴)	817310	402380
Re		2.3×10^6	1.93×10^6
摩擦系数 (λ)		0.014	0.0136
计算长度 (L)	m	47.85	52.43
$\lambda L/d$		2.63	2.35
$[W_m/(3600 \cdot A)]^2$	kg ² /(s ² · m ⁴)	953314	469338

(3) 由图 4.2.4 的 ρ_a-P 曲线查取 8 组对应的 ρ_a-P , 将管路分成 7 段, 求取不同管径下允许的最大流速。

以 DN250 管为例:

第 1 点 $P_1=0.1496\text{MPa}$ $\rho_{a1}=32.04\text{kg/m}^3$ ^注

第 2 点 $P_2=0.1379\text{MPa}$ $\rho_{a2}=23.39\text{kg/m}^3$ ^注

第 3 点 $P_3=0.1242\text{MPa}$ $\rho_{a3}=18.42\text{kg/m}^3$

注:由图 4.2.4 曲线查得的 ρ_a 值与表 4.2.4-1 中对应压力下的 ρ_a 值有差异。

从第 1 点到第 2 点间

$$\left(\frac{W}{3600A}\right)^2 = \frac{\left(\frac{32.04+23.39}{2}\right) \times (0.1496-0.1379) \times 2 \times 10^6}{\left(2\ln \frac{32.04}{23.39} + 2.63\right)}$$

$$= 199018 \text{kg}^2/(\text{s}^2 \cdot \text{m}^4)$$

从第 1 点到第 3 点间

$$\left(\frac{W}{3600A}\right)^2 = \frac{\left[\frac{(32.04+23.39)}{2}\right] \times (0.1496-0.1379)}{\left(2\ln \frac{32.04}{8.42} + 2.63\right)}$$

$$\begin{aligned}
 & + \frac{(23.39+18.42)}{2} \times (0.1379-0.1342)] \times 2 \times 10^6 \\
 & \quad (2 \ln \frac{32.04}{8.42} + 2.63) \\
 & = 326840 \text{kg}^2 / (\text{s}^2 \cdot \text{m}^4)
 \end{aligned}$$

依此类推计算出一组数据,列于表 4.2.4-3。

$\Delta P \sim (\frac{W}{3600A})^2$ 对应表

表 4.2.4-3

序号	压力 (P) MPa	平均密度 (ρ_a) kg/m ³	压力降 MPa	$\int_{P_1}^{P_n} (-\rho_a) dP$		$2 \ln \frac{\rho_{a1}}{\rho_{an}} + \frac{XL}{d}$		$(\frac{W}{3600A})^2$	
				末项	总和	DN250	DN300	DN250	DN300
1	0.1496	32.04							
2	0.1379	23.39	0.0117	0.3243	0.3243	3.259	2.979	199018	217724
3	0.1242	18.42	0.0137	0.2864	0.6107	3.737	3.457	326840	353312
4	0.1103	16.02	0.0139	0.2894	0.8501	4.016	3.736	423357	455086
5	0.0965	14.42	0.0138	0.2100	1.0601	4.227	3.947	501585	537167
6	0.0828	12.82	0.0137	0.1866	1.2467	4.462	4.182	558808	596222
7	0.0689	9.61	0.0139	0.1559	1.4026	5.038	4.758	556808	589575
8	0.0621	7.85	0.0068	0.0594	1.4020	5.443	5.163	537204	566337

注:积分 $\int_{P_1}^{P_n} (-\rho_a) dP$ 中“总和”指 $\int_{P_1}^{P_n} (-\rho_a) dP$,“末项”指 $\int_{P_{n-1}}^{P_n} (-\rho_a) dP = \frac{\rho_{a(n-1)} + \rho_{an}}{2} (P_{(n-1)} - P_n)$ 。

(4) 讨论

由表 4.2.4-3 看出,对于一定的起始压力和压力降,有一个对应的 $(\frac{W_T}{3600A})^2$ 值(最大),二者相互对应。

由表 4.2.4-3 得知,对于 DN250 管,终点压力为 0.0621MPa 时, $(\frac{W_T}{3600A})^2$ 值为 537204, $\Delta P = 0.1496 - 0.0621 = 0.0875$ MPa。

由表 4.2.4-3 得知, DN250 管最大流通能力约为 537204,而表 4.2.4-2 工艺要求 DN250 管最大流通能力为 953314,满足不了要求,对于 DN300 管的最大流通能力为 566337,表 4.2.4-2 工艺要求 DN300 管的最大流通能力为 469338,因此选用 DN300 管可满足工艺要求。

在求取各终点压力下的 W_T 值时,要计算相应条件下的 $(\frac{W_T}{3600A})^2$ 值,该 $(\frac{W_T}{3600A})^2$ 值相应于流过计算长度为 L 的管道的临界流量,其压力降为起点压力减去

相应的终点压力。

4.2.4.2 采用计算方法(二)[式(4.2.3-1)至式(4.2.3-8)]的计算举例

例题条件同 4.2.4.1。

(1) 选用 DN300 管道, $d=0.3037\text{m}$, $A=0.0724\text{m}^2$, $L=52.43\text{m}$, $\mu_a=0.0001\text{Pa}\cdot\text{s}$, 始、终点的工艺数据列于表 4.2.4-4 中。

始、终点的工艺数据

表 4.2.4-4

数据点 序号	P MPa	T $^{\circ}\text{C}$	u m/s	M	W_G kg/h	W_L kg/h	ρ_G kg/m ³	ρ_L kg/m ³	ρ_a kg/m ³
1	0.1496	460	19.80	315	38325	127008	7.69	684	32.04
2	0.0621	440.5	80.81	352	76881	88452	3.68	737	7.85

注:表中 ρ_a 值由图 4.2.4 查得,与表 4.2.4-1 中对应压力下的 ρ_a 值有差异。

由点 1、点 2 计算第 3 点(中间点)的各数据

由式(4.2.3-1)至式(4.2.3-8)得:

$$P_3=0.0913\text{MPa}$$

$$T_3=447^{\circ}\text{C}$$

$$M_3=339.7$$

$$W_{G3}=64029\text{kg/h}$$

$$W_{L3}=101304\text{kg/h}$$

$$W_T=165333\text{kg/h}$$

$$\rho_{G3}=5.02\text{kg/m}^3$$

$$\rho_{L3}=719\text{kg/m}^3$$

$$\rho_{a3}=12.82\text{kg/m}^3$$

$$u_3=\frac{165333}{12.82 \times 3600 \times 0.0724}=49.48\text{m/s}$$

压力降 ΔP 的计算:

$$Re=\frac{W_T d}{3600 A \mu_a}=\frac{165333 \times 0.3037}{3600 \times 0.0724 \times 0.0001}=1.926 \times 10^6$$

由第 1 章“单相流(不可压缩流体)”中图 1.2.4-2,查得普通碳钢管的相对粗糙度 $\epsilon/d=1.4 \times 10^{-4}$

由第 1 章“单相流(不可压缩流体)”中图 1.2.4-1,查得 $\lambda=0.0136$

以第 3 点数据计算管道的摩擦压力降 ΔP_f :

$$\Delta P_f=\frac{\rho_{a3} u_3^2}{2} \times \frac{\lambda L}{d} \times 10^{-6}=\frac{12.82 \times 49.48^2}{2} \times \frac{0.0136 \times 52.43}{0.3037} \times 10^{-6}$$

$$=0.0368 \text{ MPa}$$

以 1、2 点两个端点数据计算速度压力降 ΔP_N :

$$\Delta P_N = \frac{W_T(u_2 - u_1)}{3600A} \times 10^{-6} = \frac{165333(80.81 - 19.8)}{3600 \times 0.0724} \times 10^{-6}$$

$$=0.0387 \text{ MPa}$$

假设该管道为水平管,故静压力降 $\Delta P_s = 0$;

因此系统总压力降:

$$\Delta P = \Delta P_f + \Delta P_N + \Delta P_s = 0.0368 + 0.0387 = 0.0755 \text{ MPa}$$

实际上,两端间压力降 $\Delta P = 0.1496 - 0.0621 = 0.0875 \text{ MPa}$

(2) 选用 DN250 管道, $d = 0.2545$, $A = 0.0508 \text{ m}^2$, $L = 47.85 \text{ m}$

由式(4.2.3-1)得:

$$P_3 = 0.0913 \text{ MPa} \quad T_3 = 447^\circ\text{C}$$

$$M_3 = 339.7 \quad W_T = 165333 \text{ kg/h}$$

$$\rho_{a3} = 12.82 \text{ kg/m}^3 \quad u_3 = 70.52 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{165333 \times 0.2545}{3600 \times 0.0508 \times 0.0001} = 2.3 \times 10^6$$

由第 1 章“单相流(不可压缩流体)”中图 1.2.4-2,查得 $\epsilon/d = 1.8 \times 10^{-4}$

由第 1 章“单相流(不可压缩流体)”中图 1.2.4-1,查得 $\lambda = 0.014$

$$\Delta P_f = \frac{12.82 \times 70.52^2}{2} \times 0.014 \times \frac{47.85}{0.2545} \times 10^{-6} = 0.0839 \text{ MPa}$$

$$u_1 = \frac{165333}{32.04 \times 3600 \times 0.0508} = 28.22 \text{ m/s}$$

$$u_2 = \frac{165333}{7.85 \times 3600 \times 0.0508} = 115.17 \text{ m/s}$$

$$\Delta P_N = \frac{165333 \times (115.17 - 28.22)}{3600 \times 0.0508} \times 10^{-6} = 0.0786 \text{ MPa}$$

水平管 $\Delta P_s = 0$

因此系统总压力降 $\Delta P = 0.0839 + 0.0786 = 0.1625 \text{ MPa}$

实际上,两端间压力降为 0.0875 MPa ,因此选用 DN250 管是不合适的,应选用 DN300 管。

4.2.5 管道计算表

“气-液两相流(闪蒸型)”的管道压力降计算表,见表 4.2.5。

编制步骤、用途及专业关系与“单相流”管道计算表相同。

管 道 计 算 表
(两 相 流)

表 4. 2. 5

管道编号和类别									
自									
至									
流量	m^3/h								
温度	$^{\circ}C$								
压力	kPa								
粘度	$mPa \cdot s$								
密度	kg/m^3								
表面张力	N/m								
流速	m/s								
管道公称直径	mm								
外径×壁厚									
直管长度	m								
管 件 当 量 长 度 m	弯 头								
	三 通								
	异径管								
	闸 阀								
	截 止 阀								
	旋 塞								
	止 回 阀								
	总长度	m							
管道压力降	kPa								
孔板压力降	kPa								
控制阀压力降	kPa								
设备压力降	kPa								
始端标高	m								
终端标高	m								
静压力降	kPa								
设备接管口压力	kPa								
总压力降	kPa								
压力(始端)	kPa								
压力(终端)	kPa								
版 次 或 修 改	版 次								
	日 期								
	编 制								
	校 核								

4.3 符号说明

- A ——管道截面积, m^2 ;
 d ——管道内直径, m ;
 DN ——管道公称直径, mm ;
 L ——管道计算长度, m ;
 M ——分子量;
 P ——压力, MPa ;
 P_1 ——入口始端压力, MPa ;
 P_n ——出口 n 点压力, MPa ;
 Re ——雷诺数;
 T ——温度, $^{\circ}\text{C}$;
 u ——流速, m/s ;
 W ——质量流量, kg/h ;
 W_G ——气相质量流量, kg/h ;
 W_L ——液相质量流量, kg/h ;
 W_m ——气-液两相流最大总流量, kg/h ;
 W_T ——气-液两相流总质量流量, kg/h ;
 X ——液体平均体积分率;
 ΔP ——压力降, MPa ;
 ΔP_f ——摩擦压力降, MPa ;
 ΔP_N ——速度压力降, MPa ;
 ΔP_s ——静压力降, MPa ;
 ϵ/d ——相对粗糙度;
 λ ——摩擦系数;
 μ_a ——气-液两相流平均粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$;
 μ_G ——气相粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$;
 μ_L ——液相粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$;
 ρ ——密度, kg/m^3 ;
 ρ_a ——气-液两相流平均密度, kg/m^3 ;

ρ_G ——气相密度, kg/m^3 ;

ρ_L ——液相密度, kg/m^3 ;

压力——本规定除注明外,均为绝对压力。

各符号下标 1、2、3……表示管道计算时分段号。

5 气-固两相流

5.1 简 述

5.1.1 气体和固体在管道内一起的流动称为气-固两相流动(简称气-固两相流)。气-固两相流出现在气力输送系统中。

气力输送按其被输送物料在管道中的运动状态可分为以下几类,见图 5.1.1-1 和图 5.1.1-2 所示。

5.1.1.1 稀相动压气力输送

在输送物料时,物料悬浮在管中并呈均匀分布,在水平管道中呈飞翔状态,空隙率很大,物料输送主要靠由较高速度在工作气体所形成的动能来实现。气流速度通常在 12m/s 至 40m/s 之间,质量输送比(简称输送比,即被输送物料的质量流量与工作气体质量流量之比,以 m 表示)通常在 1~5 之间,对于粒料,输送比可高达 15。

5.1.1.2 密相动压气力输送

物料在管道内已不再均匀分布,而呈密集状态,物料从气流中分离出来,但管道并未被堵塞,物料呈沙丘状,密相动压输送亦是依靠工作气体的动能来实现的。

通常密相动压输送中,气流速度在 8~15m/s 之间,输送比(m)在 15~20 之间,对于易充气的物料,输送比(m)可高达 200 以上。

5.1.1.3 密相静压气力输送

物料在管道中沉积、密集而堵塞管道,依靠工作气体的静压来推送物料,比起前两种输送方式,密相静压输送的气流速度更低,输送比(m)更高。

5.1.2 设计气力输送系统时,应根据被输送物料的特性、装置的技术经济要求以及生产过程的工艺特性和工艺要求等因素,选择合适的输送方式。要考虑温度对被输送物料的影响,同时系统中应采取消除静电和防爆措施,确保安全操作。

确定正确的输送方式后,可根据系统的允许压力降和工作气体的流量选择送风或引风设备。

5.1.3 气力输送系统的压力降包括输送管道(包括管件)和附属设备,如分离器、喷嘴或吸嘴以及袋滤机等压力降。本章只给出管道(包括管件)压力降的计算公式,附属设备压力降的计算可参考有关制造厂的产品说明和其他的文献资料。

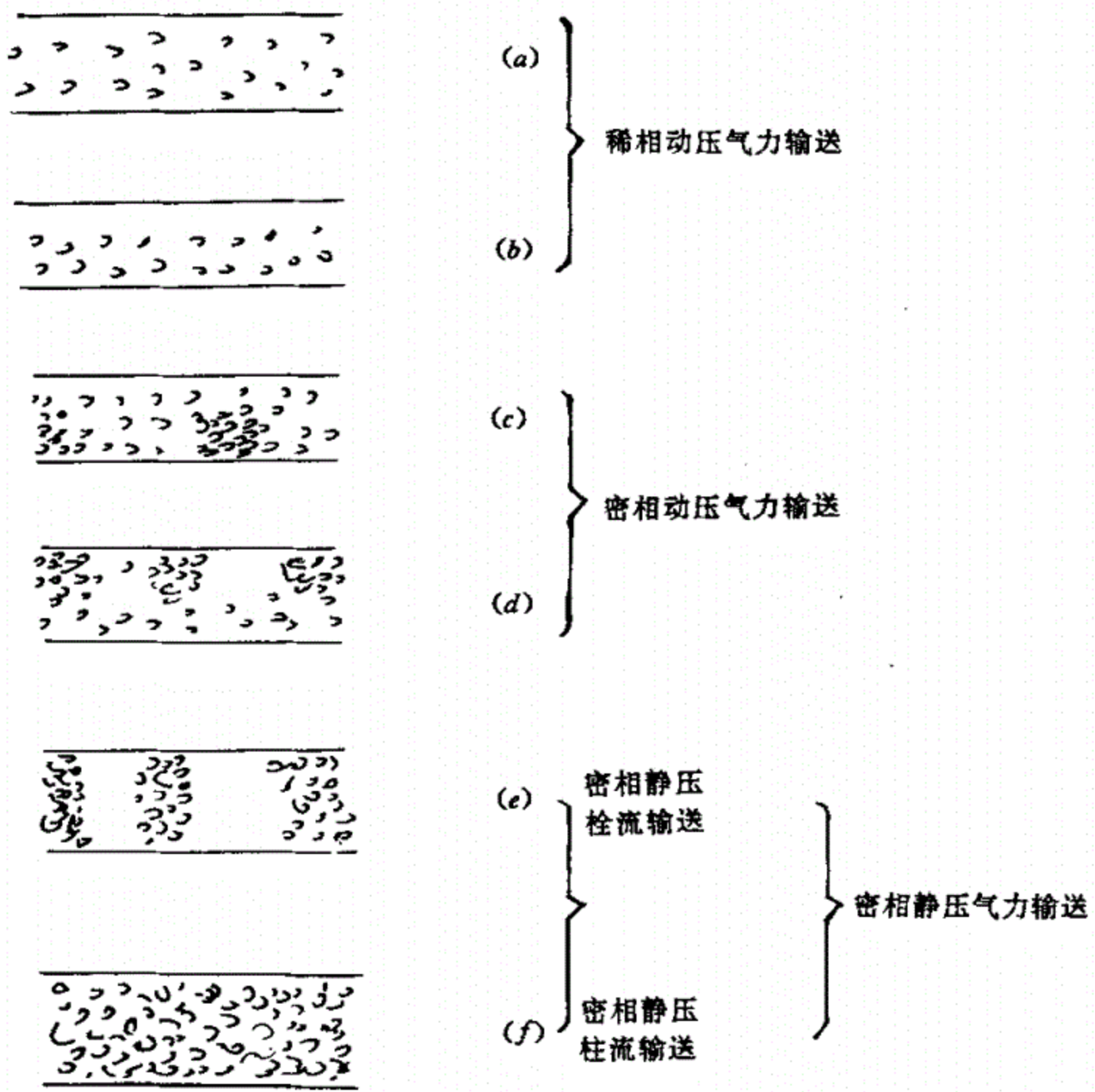


图 5.1.1-1 水平气力输送物料运动状态

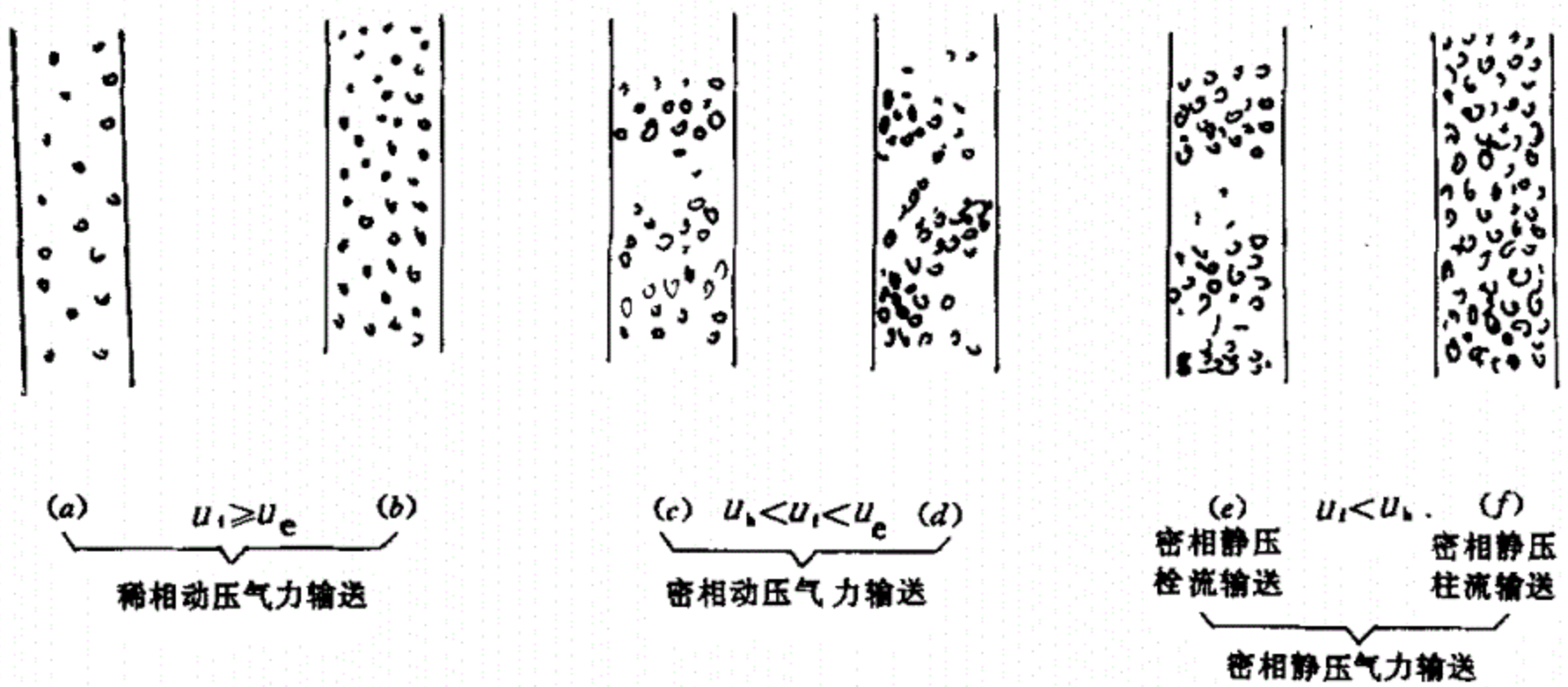


图 5.1.1-2 垂直气力输送物料运动状态

5.2 计算方法

5.2.1 气力输送是一门半经验半理论的学科。化工物料品种繁多,形状各异。设计气力输送装置时,可根据实际应用装置,选取设计参数,若无实际装置参考,可通过实验来确定,也可从与被输送物料性质接近(指形状、密度等物理性质接近)的实际装置中选取有关数据。

5.2.1.1 在某一气体流速下输送物料其压力降最小,该气体流速称为经济流速,以 u_e 表示。

5.2.1.2 当气体流速低到某一值时,输送物料开始沉积而堵塞管道,此时的气体流速称为噎塞流速,用 u_h 表示。

5.2.1.3 稀相动压输送时,气体流速大于经济流速。密相动压输送时,气体流速介于经济流速与噎塞流速间。密相静压输送的气体流速则低于噎塞流速。输送过程中,随着输送距离的加大,有时应逐渐加大输送管径以适应流速的增加。

5.2.1.4 经济流速和噎塞流速由实验测定。输送比则可根据物料特性及输送方式来确定

$$m = \frac{W_s}{W_G} \quad (5.2.1-1)$$

式中

m ——料-气质量输送比,简称输送比;

W_s ——物料质量流量,kg/h;

W_G ——气体质量流量,kg/h;

5.2.1.5 使物料保持悬浮状态的气体最小流速称为悬浮流速,以 V_t 表示,由实验测定,亦可由下式估算:

对于粉料(通常粒径小于 0.001m 称为粉料)

$$V_t = \frac{d_s^2(\rho_s - \rho_t)g}{18\mu_t} \quad (5.2.1-2)$$

对于粒状物料(通常粒径大于 0.001m 称为粒料):

$$V_t = \left[\frac{3g(\rho_s - \rho_t)d_s}{\rho_t} \right]^{0.5} \quad (5.2.1-3)$$

式中

V_t ——悬浮流速,m/s;

d_s ——输送物料的当量球径(同体积圆球的直径),m;

ρ_s ——输送物料的堆积密度, kg/m^3 ;

ρ_f ——工作气体的密度, kg/m^3 ;

g ——重力加速度, m/s^2 ;

μ_f ——工作气体的粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 。

5.2.2 稀相动压气力输送管压力降计算

稀相动力气力输送的气体流速高于经济流速(u_e), 计算时, 应首先选定气体流速(u_f), u_f 由经验选定, 或由下式估算:

$$u_f = K_L \sqrt{(\rho_s/1000)} + K_d \cdot L_t \quad (5.2.2-1)$$

式中

u_f ——气体流速, m/s ;

K_L ——输送物料的粒度系数, 见表 5.2.2-1;

K_d ——输送物料的特性系数, 取 $2 \times 10^{-5} \sim 5 \times 10^{-5}$, 对于干燥粉料取较小值;

L_t ——输送距离, m

$$L_t = L_1 + n_1 L_h + n_2 L_2 + n_b L_b \quad (5.2.2-2)$$

L_1 ——水平管长度, m ;

L_2 ——倾斜管长度, m ;

L_h ——垂直管长度, m ;

L_b ——弯管当量长度, m ; 90° 弯管当量长度见表 5.2.2-2;

n_1 ——垂直管校正系数, $n_1 = 1.3 \sim 2.0$;

n_2 ——倾斜管校正系数

$n_2 = 1 + 2\alpha(n_1 - 1)/\pi$ 或 $n_2 = 1.1 \sim 1.5$;

α ——倾斜直管与水平面的夹角, rad ;

n_b ——弯管数量。

其余符号意义同前。

除上述可由式(5.2.2-1)估算 u_f 外, 亦可以 $u_f = 2V_t$ 作为初选气体流速。

气力输送中, 满足工况要求可以选用的气体流速和输送比的范围是较宽的, 但如何确定最优方案却是比较困难的。本章提到的经济流速, 是指输送管中物料颗粒在气流中由均匀分布到不再均匀分布的临界点, 即稀相动压输送与密相动压输送间的临界点, 并非输送中气流的最优流速。一般气力输送计算中应选择几组气体流速及料-气输送比, 进行压力降、管径和风机选择等计算, 然后根据装置的具体情况, 从经济角度来选取较优的方案。

此外,气力输送中,工作气体的密度、流速以及与此有关的其他参数(如后面提到的料-气容积比等)值是有变化的。通常在稀相和输送距离不远的密相动压输送中,这种变化可以忽略。在本章有关的计算公式中,上述参数是指输送管入口端(对压送式装置)或输送管出口端(对吸送式装置)的值。对于密相静压输送或距离较远的密相动压输送中,由于压力变化较大,在进行有关计算时,应采用平均值。

物料的粒度系数 K_L 表

表 5.2.2-1

物料种类	颗粒大小 m	K_L 值
粉料	<0.001	10~16
均质粒状物料	0.001~0.01	16~20
细块状物料	0.01~0.02	20~22
中块状物料	0.02~0.08	22~25

90°弯管当量长度 L_b (m)

表 5.2.2-2

R_0/D 物料种类	4	5	8	10
粉状料	4~8	5~10	6~10	8~10
大小均匀的颗粒	—	8~10	12~16	16~20
大小不均匀的小块粒	—	—	28~35	35~45
大小均匀的大块粒	—	—	60~80	70~90

注: R_0 ——弯管的曲率半径,m; D ——输送管内直径,m。

选定气体流速(u_f)及输送比(m)后,根据下式计算输送管起始段的内直径(D):

$$D = \frac{1}{30\sqrt{\left(\frac{W_s}{\pi \cdot m \cdot \rho_f \cdot u_f}\right)}} \quad (5.2.2-3)$$

式中

D ——输送管内直径,m。

其余符号意义同前。

稀相动压气力输送管道压力降由直管段压力降(ΔP_{mt})、弯管段压力降(ΔP_{mb})和管件局部压力降(ΔP_{fp})三部分组成,分述如下。

5.2.2.1 直管段压力降(ΔP_{mt})计算

直管段压力降是由两部分组成:加速段压力降(ΔP_{sa})和恒速段压力降(ΔP_{sc}),即

$$\Delta P_{mt} = \Delta P_{sa} + \Delta P_{sc} \quad (5.2.2-4)$$

(1) 加速段压力降(ΔP_{sa})计算

在长距离输送中,由于管道总压力降较大,加速段压力降相对较小,可以忽略不计,但在短距离输送中,必须计算。

对垂直输料管,物料达到稳定运动时的速度(V_m)常取

$$V_m = u_f - V_i \quad (5.2.2-5)$$

处于垂直加速段的物料速度(V_s)可按图 5.2.1-1 根据参数(m_1)及(u_f/V_i)值查得 V_s/u_f 而求得,其中参数

$$m_1 = 2gL_{ho}/V_i^2 \quad (5.2.2-6)$$

式中

L_{ho} ——垂直直管加速段长度, m。

其余符号意义同前。

设计计算时,先计算垂直加速段长度(L_{ho}),令 $V_s = V_m$,根据 u_f/V_i 及 V_s/u_f (也即 V_m/u_f)数值,查图 5.2.2-1 得到 m_1 ,则有

$$L_{ho} = \frac{m_1 \cdot V_i^2}{2g} \quad (5.2.2-6a)$$

式中符号意义同前。

若 $L_{ho} > L_h$,则说明整个垂直段,物料一直处于加速状态,此时 $L_{ho} = L_h$,用式 (5.2.2-6)及图 5.2.2-1 计算 V_s 。

若 $L_{ho} \leq L_h$,则在垂直段中,物料已达到稳定运动状态,且加速段末期,物料速度 $V_s = V_m$ 。

对水平输料管,物料达到稳定运动时的速度(V_m)常近似取

$$V_m = u_f - V_{起} \quad (5.2.2-7)$$

$$\text{或 } V_m \approx (0.70 \sim 0.85)u_f \quad (5.2.2-7a)$$

式中

$V_{起}$ ——物料在水平输料管中的起始流速, m/s。

处于水平加速段的物粒速度(V_s),可按图 5.2.2-2 根据参数(m_2)及(V_m/u_f)值查得 V_s/u_f 而求得,其中参数

$$m_2 = 2gL_0/V_i^2 \quad (5.2.2-8)$$

式中

L_0 ——水平加速段长度, m。

其余符号意义同前。

设计计算时, 先计算水平加速段长度(L_0), 令 $V_s = V_m$, 根据 V_m/u_t 及 V_s/u_t (即 V_m/u_t) 数值, 查图 5.2.2-2 得到 m_2 , 则有

$$L_0 = \frac{m_2 \cdot V_t^2}{2g} \quad (5.2.2-8a)$$

式中符号意义同前。

若 $L_0 > L_1$, 则说明整个水平直管段物料一直处于加速状态, 此时 $L_0 = L_1$, 用式 (5.2.2-8) 及图 5.2.2-2 计算 V_s 。

若 $L_0 \leq L_1$, 则在水平直管段中, 物料已达到稳定运动状态, 且加速段末段, 物料速度 $V_s = V_m$ 。

对于倾斜直管加速段, 可先求得垂直加速段的速度比 (V_s/u_t), 再乘以 $\sin\alpha$ 而求得倾斜直管加速比 (V_s/u_t), α 为倾斜角 (与水平方向的夹角)。

设物料由初始速度 (V_0) 加速到 V_s , 加速度阻力系数 (λ_{sa}) 为:

$$\lambda_{sa} = 2 \times (V_s - V_0) / u_t \quad (5.2.2-9)$$

$$\Delta P_{sa} = \lambda_{sa} \cdot m \cdot \rho_t \cdot (u_t^2) / 2 \quad (5.2.2-10)$$

式中

λ_{sa} ——加速段阻力系数;

V_0 ——物料初始速度, m/s;

其余符号意义同前。

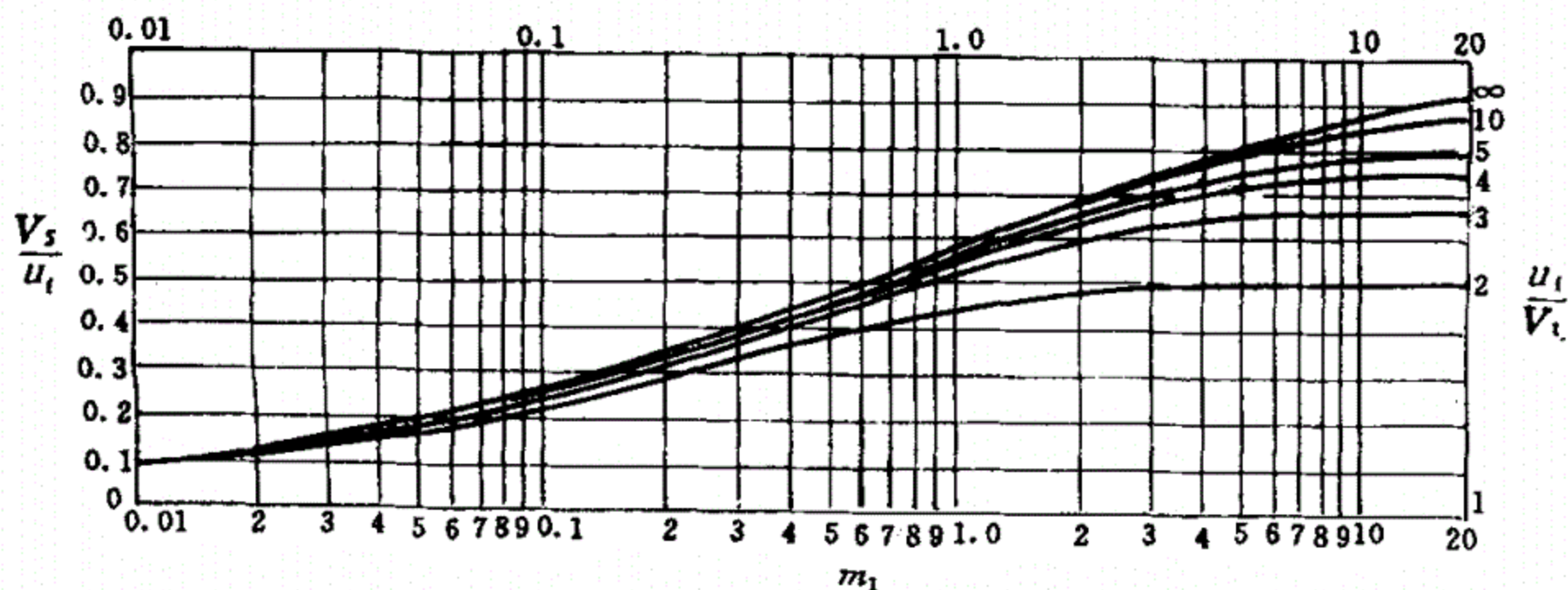


图 5.2.2-1 垂直管加速段 V_s/u_t 与 m_1 的关系

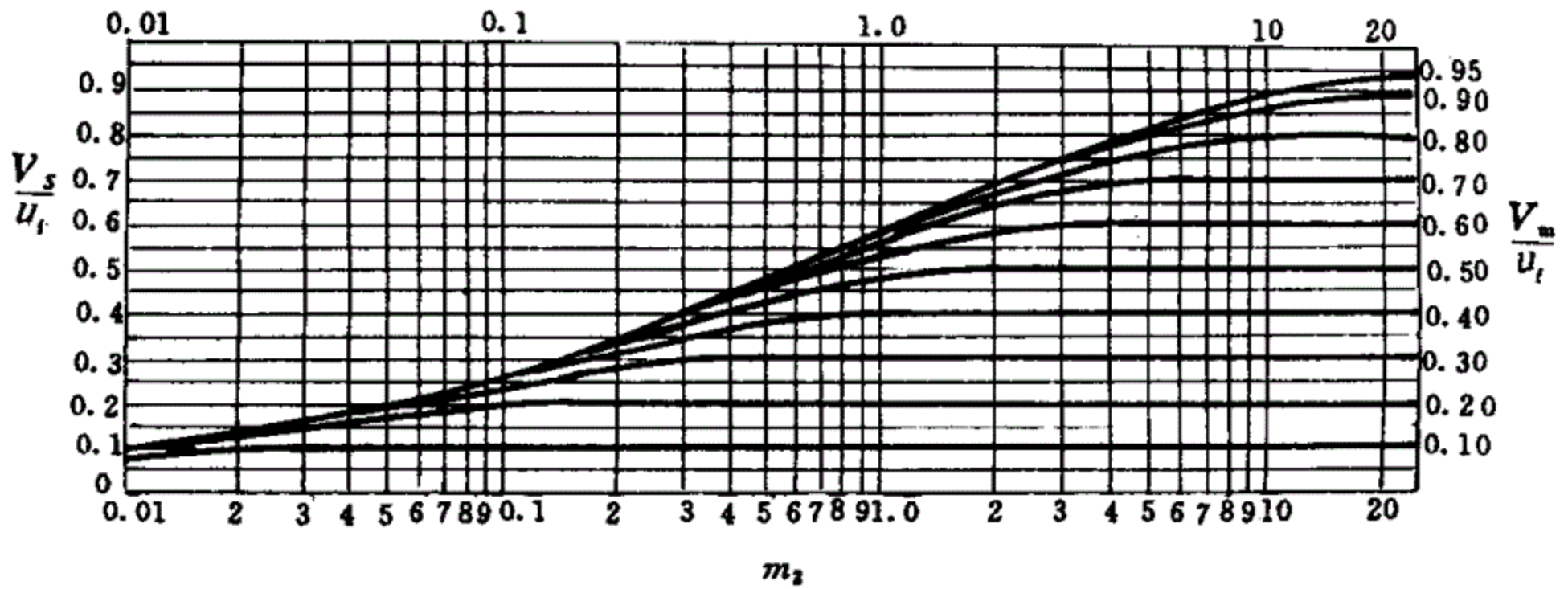


图 5.2.2-2 水平管加速段 V_s/u_f 与 m_2 的关系

(2) 恒速段压力降(ΔP_{sc})计算

稀相动压输送时直管恒速段压力降计算公式如下:

垂直直管

$$\Delta P_{sc} = \Delta P_f \left\{ 1 + m \frac{2\eta}{\lambda_f} \left[\frac{gD}{u_f(u_f - V_t)} \right] \right\} \quad (5.2.2-11)$$

其中 $\eta = 1 + 0.0156 \left[\frac{(u_f - V_t)^2}{gD} \right]^{0.85} \quad (5.2.2-12)$

水平直管

$$\Delta P_{sc} = \Delta P_f \left(1 + m \frac{0.0312}{\lambda_f} Fr c^{0.85} \frac{gD}{V_c \cdot V_t} \right) \quad (5.2.2-13)$$

其中

$$V_c = u_f - C \cdot V_t \quad (5.2.2-14)$$

$$C = 0.55 + 0.0032 Fr^{0.85} \quad (5.2.2-15)$$

$$Fr = u_f / (gD)^{0.5} \quad (5.2.2-16)$$

$$Frc = V_c / (gD)^{0.5} \quad (5.2.2-17)$$

式中

ΔP_f ——纯工作气体单相流动时的压力降, Pa;

λ_f ——工作气体的摩擦阻力系数。

其余符号意义同前。

倾角为 α 的倾斜直管, 可用垂直直管的计算公式, 但其中

$$\eta = \sin \alpha + 0.0156 Fr^{0.85} \quad (5.2.2-18)$$

以上各式中, ΔP_f 、 λ_f 分别为纯工作气体(空气)单相流动时的压力降及摩擦阻力系数, λ_f 值根据雷诺数按有关公式计算。表 5.2.2-3 给出了 λ_f 的实验值。

直管摩擦阻力系数(λ_f) (实验值)

表 5.2.2-3

管道内径 mm	λ_f		
	新 钢 管	旧 钢 管	特别旧的积垢钢管
0.025	0.049	0.065	0.078 以上
0.050	0.038	0.049	0.057 以上
0.075	0.033	0.042	0.049 以上
0.100	0.030	0.038	0.049 以上
0.150	0.027	0.033	0.038 以上
0.200	0.025	0.030	0.035 以上
0.250	0.023	0.028	0.032 以上
0.300	0.022	0.027	0.030 以上
0.350	0.022	0.026	0.029 以上
0.400	0.021	0.025	0.028 以上
0.450	0.020	0.024	0.027 以上
0.500	0.020	0.023	0.026 以上

要注意的是式(5.2.2-11)和式(5.2.2-13)只适用于表 5.2.2-5 所列的有关范围,若超出适用范围则应按下式计算 ΔP_{sc} :

$$\Delta P_{sc} = [\lambda_f + (\lambda_h + \lambda_s + \lambda_{ss}) \varphi_m \cdot m] \frac{L_3}{D} \cdot \frac{\rho_f u_f^2}{2g} \quad (5.2.2-19)$$

式中

L_3 ——水平直管或垂直直管或倾斜直管恒速段长度, m;

λ_h ——与物料自重及悬浮有关的阻力系数, λ_h 的计算公式见下表:

	水平直管	垂直直管	倾斜直管
λ_h	$\frac{2Frt}{\varphi_m^2 \cdot Fr^3}$ (5.2.2-20)	$\frac{2}{\varphi_m^2 \cdot Fr^2}$ (5.2.2-21)	$\frac{2(Frt/Fr + \varphi_m) \sin \alpha}{\varphi_m^2 \cdot Fr^2}$ (5.2.2-22)

φ_m ——料-气最大速度比,其值等于 V_m/u_f ,当物料流速达到最大值 V_m 时,物料就处于恒速运动状态。 φ_m 值的计算公式见下表。

φ_m	粉状物料	粒状物料
水平直管	$\frac{(1+2\lambda_s Fr Frt)^{0.5}-1}{\lambda_s Fr Frt}$ (5.2.2-23)	$\frac{1-\{1-(1-\frac{\lambda_s}{2} Frt^2)[1-(\frac{Frt}{Fr})^3]\}^{0.5}}{(1-\frac{\lambda_s}{2} Frt^2)}$ (5.2.2-24)
垂直直管	$\frac{[(\frac{Fr}{Frt})^2-2\lambda_s Fr^2(1-\frac{Fr}{Frt})]^{0.5}-\frac{Fr}{Frt}}{\lambda_s Fr^2}$ (5.2.2-25)	$\frac{1-\frac{Frt}{Fr}[1+\frac{\lambda_s}{2}(Fr^2-Frt^2)]^{0.5}}{1-\frac{\lambda_s}{2} Frt^2}$ (5.2.2-26)
倾斜直管	垂直直管的 φ_m 与 $\sin\alpha$ 的乘积	$\frac{1-[1-(1-\frac{\lambda_s}{2} Frt^2)(1-\frac{Frt^2}{Fr^2}\sin\alpha)]^{0.5}}{(1-\frac{\lambda_s}{2} \cdot Frt^2)}$ (5.2.2-27)

式中

λ_s ——物料运动时与管壁的摩擦阻力系数，一般需实测，也可参照表 5.2.2-4 选取；

Fr ——以气体流速(u_i)为基准的弗鲁特数，见式(5.2.2-16)；

Frt ——以悬浮流速(V_s)为基准的弗鲁特数， $Frt = \frac{V_s}{(gD)^{0.5}}$ (5.2.2-28)

λ_{sa} ——与物料颗粒间碰撞有关的阻力系数，需实测，当输送比较小或物料粒度较均匀及气体流速较低时，可以忽略不计。

其余符号意义同前。

物料冲击回转圆盘时测得的 λ_s 值

表 5.2.2-4

λ_s	λ			
	淬火钢板	普通钢板	硬质铝板	软质铜板
玻璃球 $d_s=0.004$	0.0025	0.0032	0.0051	0.0053
小麦	0.0032	0.0024	0.0032	0.0032
煤 $d_s=0.003\sim 0.005$	0.0023	0.0019	0.0017	0.0012
焦炭 $d_s \times l = 0.0045 \times 5$	0.0014	0.0034	0.0040	0.0019
石英 $d_s=0.003\sim 0.005$	0.0060	0.0072	0.0185	0.0310
碳化硅 $d_s=0.003$	—	—	0.0360	—
玻璃球碎片($d_s=0.008$)的球碎片约占 1/3	—	0.0123	—	—

式(5.2.2-11)与式(5.2.2-13)适用范围 表 5.2.2-5

物性或参数	适用范围
气体密度 kg/m^3	0.58~2.19
物料密度 kg/m^3	1000~3378
物料粒径 m	0.0000376~0.0073
管道内径 m	0.00678~0.65
气流速度 m/s	1.66~35
输送比	0.088~70.5
$(Frc = \frac{V_c}{\sqrt{gD}})$	0.338~3260

5.2.2.2 弯管压力降(ΔP_{mb})计算

假定弯管进口处物料流速(V_1)等于弯管出口处物料流速(V_2)(实际上进、出口速度有差异,但工程计算中,这样假定不会引起多大误差)。

弯管压力降可折成当量长度后计算,由弯管曲率半径(R_0)计算 R_0/D ,然后按表 5.2.2-2 得当量长度(L_b), ΔP_{mb} 为计算长度等于 L_b 的水平直管的压力降。

5.2.2.3 管件压力降(ΔP_{fp})的计算

在设计气力输送管道时,应尽可能少设置管件,以减少局部压力降。阀门、三通及异径管等管件的压力降(ΔP_{fp})的计算,是通过将其折算成当量长度的水平直管后,计算水平直管压力降的办法来实现的。对气-固两相流的阀门和管件的当量长度见表 5.2.2-6。

管件当量长度折算表 表 5.2.2-6

管件名称	输送管道管径							
	m							
	0.1	0.125	0.15	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4
	当量长度							
	m							
阀门	1.5	2.0	2.5	3.5	5.0	6.0	7.0	8.5
三通	10	14	17	24	32	40	50	60
异径管	2.5	3.5	4	6	8	10	12	15
弯管	1	1.4	1.7	2.4	3.2	4.0	5.0	6.0
长度为 l 的软管	$2l$							
内径为 d 的移动吸嘴	$150d$							
蝶阀	8							

5.2.3 密相动压气力输送管压力降计算

密相动压气力输送时,气体流速高于噎塞流速(u_h),而低于经济流速(u_e),可表示为: $u_h < u_f < u_e$ 。(5.2.3-1)

同稀相动压气力输送压力降的计算一样,先选定气体流速(u_f),并根据实验或参考已有装置确定输送比(m)。由于 u_f 应小于 u_e ,因此应先估算经济流速。经济流速(u_e)的估算公式如下:

$$u_e = 2.87 \sqrt{f_w} \cdot V_t \quad (5.2.3-2)$$

或 $u_e = 2V_t \quad (5.2.3-3)$

式中

f_w ——颗粒对管壁的滑动摩擦系数,由实验测定。

其余符号意义同前。

密相动压气力输送管道压力降由直管段压力降(ΔP_{mt})、弯管段压力降(ΔP_{mb})和管件压力降(ΔP_{fp})三部分组成,分述如下。

5.2.3.1 直管段压力降(ΔP_{mt})计算

直管段压力降(ΔP_{mt})由加速段压力降(ΔP_{sa})和恒速段压力降(ΔP_{sc})两部分组成。一般情况下,加速段的长度较短,加速段的压力降可以忽略不计。直管内恒速段的压力降为:

$$\Delta P_{mt} = \frac{\lambda_f L_s}{D} \cdot \frac{\rho_f u_f^2}{2} + \frac{f_k L_s \rho_f g m}{\varphi_m} \quad (5.2.3-4)$$

式中

L_s ——水平管道长度或垂直管道提升高度,m;对于倾斜直管, L_s 为倾斜直管长度与 $\sin\alpha$ 的乘积;

φ_m ——料-气最大速度比,此处 $\varphi_m = V_m / u_f = 1 - \frac{V_{te}}{u_f} \sqrt{f_k}$; (5.2.3-5)

f_k ——比例常数;对垂直管 $f_k = 1$,对水平管 $f_k = V_{te} / u_f$;

以上 f_k 、 φ_m 中的 V_{te} 为实效悬浮流速,实效悬浮流速的计算公式如下:

$$V_{te} = V_t (1.1 + 5.71\delta) \quad (5.2.3-6)$$

式中

V_{te} ——实效悬浮流速,m/s;

δ ——料-气容积输送比, $\delta = \frac{W_s \cdot \rho_f}{W_G \cdot \rho_s}$ (5.2.3-7)

δ 值的实测范围为:粒料 $\delta = 0.03 \sim 0.10$,粉料 $\delta = 0.07 \sim 0.4$ 。

其余符号意义同前。

5.2.3.2 弯管及管件压力降(ΔP_{mb} 、 ΔP_{fp})

对于弯管及其它管件的压力降,是将其折算成当量长度来计算的,折算值见表 5.2.2-6。

5.2.4 密相静压气力输送管压力降计算

密相静压气力输送是低速高浓度输送装置,而且是较好的中等距离输送方式,密相静压输送的气流速度低于噎塞速度。

输送比关联式为:

$$m = 227(\rho_s/G)^{0.38} L_t^{-0.75} \quad (5.2.4-1)$$

式中

G ——气体质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。

其余符号意义同前。

密相静压气力输送压力降计算公式如下:

水平直管压力降

$$\Delta P_{mt} = 5mL_1\rho_f u_f^{0.45} g / \left(\frac{D}{d_s}\right)^{0.25} \quad (5.2.4-2)$$

垂直直管压力降

$$\Delta P_{mt} = 2m\rho_f g L_h \quad (5.2.4-3)$$

倾斜直管压力降

$$\Delta P_{mt} = 2m\rho_f \cdot g \cdot L_2 \cdot \sin\alpha \quad (5.2.4-3a)$$

弯管压力降

$$\Delta P_{mb} = (\lambda_l + \lambda_{zb} \cdot m) \frac{L_b}{D} \cdot \frac{u_f^2 \rho_f}{2} (1 + K_b) \quad (5.2.4-4)$$

式中

K_b ——与曲率半径(R_0)有关的系数:

当弯管由水平转向垂直时, $K_b = 13.8 - 0.3(R_0/D)$;

当弯管由垂直转向水平时, $K_b = 2.1 - 0.03(R_0/D)$;

λ_{zb} ——物料运动阻力系数, $\lambda_{zb} = 3.75 Fr^{-1.6}$ 。

其余符号意义同前。

密相静压输送时,加速段压力降可以忽略。管件压力降可通过折算成当量长度水平直管来计算,管件折算见表 5.2.2-6。

5.2.5 分流管压力降的计算

等截面 Y 形分流圆管在水平面内的压力降为:

$$\Delta P_d = \varepsilon \cdot \rho_f u_f^2 / 2 \quad (5.2.5-1)$$

式中

$$\varepsilon = \left(\frac{W_2}{W_1}\right)^2 - C_1 \left(\frac{W_2}{W_1}\right) + C_2 + m_3 [C_3 \left(\frac{W_2}{W_1}\right)^2 + \varphi] \quad (5.2.5-2)$$

系数 C_1 、 C_2 、 C_3 和 φ 见表 5.2.5-1。

W_1 ——分流前物料的体积流量, m^3/h ;

W_2 ——分流后物料的体积流量, m^3/h ;

m_3 ——分流后的料-气质量输送比。

其余符号意义同前。

C_1 、 C_2 、 C_3 和 φ 值

表 5.2.5-1

分叉角	30°	45°	60°	90°	120°
C_1	1.60	1.59	1.50	1.21	0.85
C_2	0.88	0.97	0.91	0.93	0.78
C_3	0.51	0.48	0.55	0.74	0.85
φ	0.09	0.09	0.07	0.06	0.10

5.2.6 肘形管压力降计算

设计中应避免或尽量少用肘形管。

肘形管压力降(ΔP_e)为:

$$\Delta P_e = (\phi + m\beta) \rho_f \cdot u_f^2 / 2 \quad (5.2.6-1)$$

式中

ϕ ——纯工作气体在肘形管中单相流动的阻力系数;

β ——形状系数,对 90°肘形管 $\beta=0.66$ 。

其余符号意义同前。

5.2.7 排料压力降

在压送式气力输送中,物料将从输送管末端直接向大气或向分离室排出,排料的压力降计算公式如下:

$$\Delta P_{ef} = \frac{\rho_{ef} \times u_{ef}^2}{2} (1 + 0.64m) \quad (5.2.7-1)$$

式中

ΔP_{ef} ——排料压力降, Pa;

ρ_{ef} ——输送管末端出口处气体密度, kg/m^3 ;

u_{ef} ——输送管末端出口处气体流速, m/s 。

其余符号意义同前。

5.2.8 功率计算

压气机所需功率(N)等于克服气力输送系统压力降所需的功率。

$$N = \frac{V_G \cdot \Delta P_t}{102 \cdot \eta_e \cdot g} \quad (5.2.8-1)$$

式中

N ——风机功率, kW ;

V_G ——工作气体体积流量, m^3/s

$$V_G = K_e \cdot A \cdot u_t \quad (5.2.8-2)$$

K_e ——系统漏气增加的系数, 一般取 1.1~1.2;

η_e ——风机效率, 一般取 0.65;

ΔP_t ——系统总压力降, 即输送管道压力降及管道附件压力降及其他部件压降之和, Pa ;

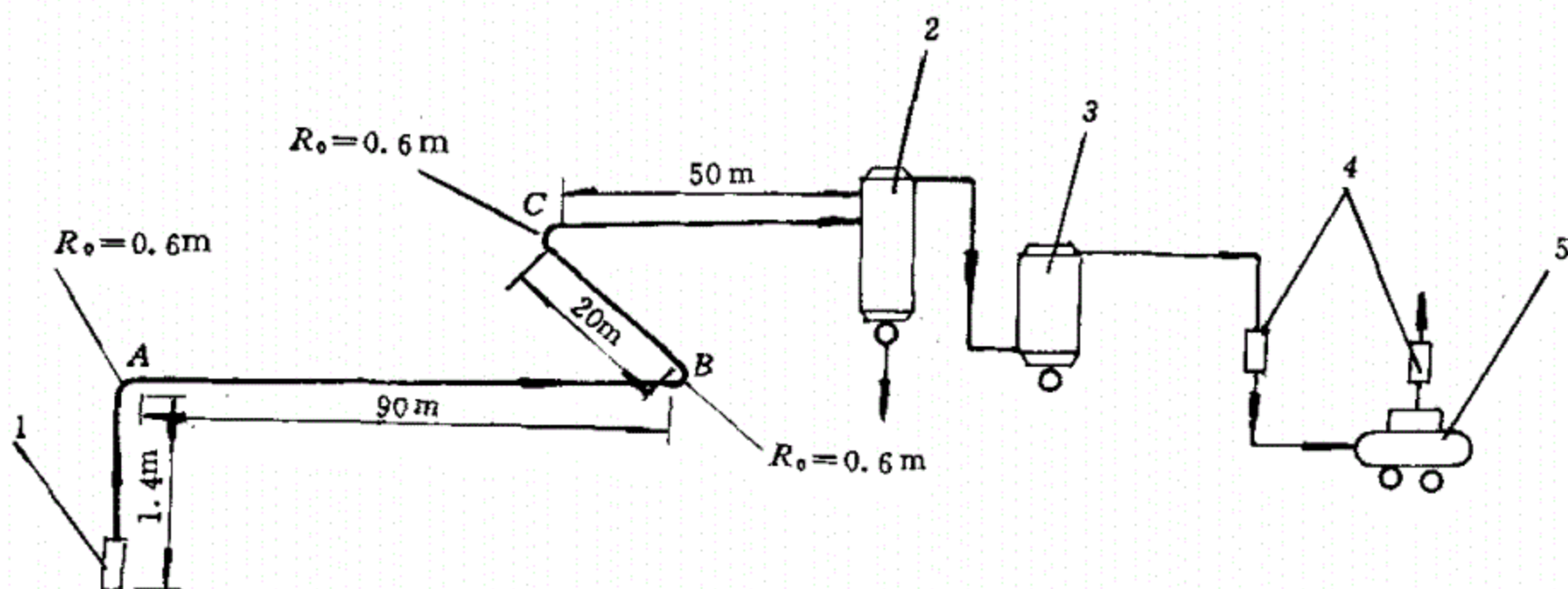
A ——管道截面积, m^2

$$A = \frac{\pi}{4} D^2 \quad (5.2.8-3)$$

其余符号意义同前。

5.2.9 计算例题

5.2.9.1 例 1: 某装置吸送产品, 已知输送物料为粒料, 平均粒径 $d_s = 0.0035\text{m}$, 最大输送量 $W_s = 4000\text{kg}/\text{h}$, 物料堆积密度 $\rho_s = 1320\text{kg}/\text{m}^3$, 测得悬浮流速 $V_t = 8\text{m}/\text{s}$, 物料与管壁的摩擦系数 $\lambda_s = 0.0024$, 装置的系统布置见图 5.2.9-1 所示。



1——吸嘴; 2——分离器; 3——袋滤器; 4——消声器; 5——空压机。

图 5.2.9-1 产品吸送系统示意图

试决定系统主要参数,并计算压力降。

解:(1) 根据物料性质,采用稀相动压输送比较合适,用空气为工作气体。选择输送比 $m=5.7$ 。

(2) 估算气体流速(u_f),由式(5.2.2-1)得:

$$u_f = K_L \sqrt{(\rho_s/1000) + K_d \cdot L_t}$$

$$\rho_s = 1320 \text{ kg/m}^3, K_L \text{ 取 } 18, K_d \text{ 取 } 4 \times 10^{-5}$$

$$\text{由公式(5.2.2-2) } L_t = L_1 + n_1 L_h + n_2 L_2 + n_b L_b$$

$L_1 = 90 + 20 + 50 = 160 \text{ m}, L_2 = 0, L_h = 1.4 \text{ m}, n_1$ 取 1.6, 90° 弯头 1 个, 45° 弯头 2 个, 近似取 90° 弯头 2 个, $n_b = 2, L_b$ 取 10m。

$$\text{得: } L_t = 160 + 1.6 \times 1.4 + 0 + 2 \times 10 = 182.24 \text{ m}$$

$$u_f = 18 \sqrt{(1320/1000) + 4 \times 10^{-5} \times 182.24} = 20.69 \text{ m/s}$$

取 $u_f = 20 \text{ m/s}$

(3) 空气密度取 $\rho_f = 1.29 \text{ kg/m}^3$, 由式(5.2.2-3), 求输送管道内径(D)

$$D = \frac{1}{30} \sqrt{\frac{W_s}{\pi \times m \times \rho_f \times u_f}} = \frac{1}{30} \sqrt{\frac{4000}{\pi \times 5.7 \times 1.29 \times 20}} = 0.098 \text{ m}$$

取 $D = 0.1 \text{ m}$

(4) 计算系统管道压力降时,分为垂直直管及水平直管两大部分。

由空气物性表查得 20°C 、相对湿度 50% 时空气的运动粘度为

$$\gamma_f = 1.512 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

由式(5.2.2-16)和式(5.2.2-28),求弗鲁特数

$$Fr = \frac{u_f}{\sqrt{g \cdot D}} = \frac{20}{\sqrt{9.81 \times 0.1}} = 20 \quad Fr_t = \frac{V_t}{\sqrt{g \cdot D}} = \frac{8}{\sqrt{9.81 \times 0.1}} = 8$$

雷诺数

$$Re = \frac{u_f \times D}{\gamma_f} = \frac{20 \times 0.1}{1.512 \times 10^{-5}} = 1.32 \times 10^5$$

纯空气在管内流动时,处于湍流状态,因此对于光滑管有

$$\lambda_f = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} = \frac{0.3164}{(1.32 \times 10^5)^{0.25}} = 0.0166$$

a. 为求垂直管上吸嘴末端的物料流速(V_s),由式(5.2.2-6)先计算参数(取 $L_{ho} = L_h = 1.4$)

$$m_1 = 2g L_{ho} / V_t^2 = 2 \times 9.81 \times 1.4 / 8^2 = 0.429$$

查图 5.2.2-1,当 $m_1 = 0.429, u_f/V_t = 20/8 = 2.5$ 时

$$V_s/u_f = 0.38 \quad V_s = 0.38 \times 20 = 7.6 \text{ m/s}$$

对垂直直管,根据式(5.2.2-26)计算物料达到稳定运动时的流速 V_m

$$\varphi_m = \frac{1 - \frac{Frt}{Fr} \sqrt{1 + \frac{\lambda_s}{2}(Fr^2 - Frt^2)}}{1 - \frac{\lambda_s}{2} Frt^2} = \frac{1 - \frac{8}{20} \sqrt{1 + \frac{0.0024}{2}(20^2 - 8^2)}}{1 - \frac{0.0024}{2} \times 8^2} = 0.57$$

$$V_m = \varphi_m \cdot u_f = 0.57 \times 20 = 11.4 \text{ m/s}$$

若按式(5.2.2-5), $V_m = u_f - V_t$, 算得 $V_m = 20 - 8 = 12 \text{ m/s}$

可见两种方法算出的 V_m 值很接近。

由于 $V_s = 7.6 \text{ m/s}$ 小于 V_m , 因此可以得知物料颗粒尚未达到应有的稳定(最大)流速, 前面取 $L_{ho} = L_h = 1.4$ 正确。

进出 A 点弯管物料流速 $V_1 = V_4 = 7.6 \text{ m/s}$ 。

b. 对水平直管, 求物料达到稳定运动, 即达到最大流速 V_m 可按式(5.2.2-24)计算:

$$\begin{aligned} \varphi_m &= \frac{1 - \sqrt{1 - (1 - \frac{\lambda_s}{2} Frt^2)(1 - \frac{Frt^3}{Fr^3})}}{(1 - \frac{\lambda_s}{2} Frt^2)} \\ &= \frac{1 - \sqrt{1 - (1 - \frac{0.0024}{2} \times 8^2)(1 - \frac{8^3}{20^3})}}{(1 - \frac{0.0024}{2} \times 8^2)} = 0.684 \end{aligned}$$

$$V_m = \varphi_m \cdot u_f = 0.684 \times 20 = 13.7 \text{ m/s}$$

根据式(5.2.2-7a)计算 $V_m = (0.70 \sim 0.85) \cdot u_f = 0.75 \times 20 = 15 \text{ m/s}$, 两者结果相差无几, 取 $V_m = 13.7 \text{ m/s}$

c. 计算水平加速段长度 L_0 , 由式(5.2.2-8)得:

$$L_0 = m_2 \cdot V_i^2 / 2g$$

由于加速段末期, 物料颗粒速度 $V_s = V_m = 13.7 \text{ m/s}$, 因此当 $V_m/u_f = 0.684$, $V_s/u_f = 0.684$ 时, 查图 5.2.2-2 得 $m_2 = 4.5$

计算得 $L_0 = 4.5 \times 8^2 / (2 \times 9.81) = 14.7 \text{ m}$, 即由 A 点开始, 经 14.7m 的加速段后, 物料由初始流速 $V_0 = 7.6 \text{ m/s}$ 达到最大流速 $V_m = 13.7 \text{ m/s}$

d. 计算水平管加速段压降 ΔP_{sa} , 根据式(5.2.2-10)和式(5.2.2-9):

$$\Delta P_{sa} = \lambda_{sa} \cdot m \cdot \rho_f \cdot u_f^2 / 2$$

$$\lambda_{sa} = 2 \times \frac{V_s - V_0}{u} = 2 \times (13.7 - 7.6) / 20 = 0.61$$

$$\text{得 } \Delta P_{sa} = 0.61 \times 5.7 \times 1.29 \times 20^2 / 2 = 897.06 \text{ Pa}$$

e. 计算水平管恒速段压降 ΔP_{sc} 按式(5.2.2-13)

$$\Delta P_{sc} = \Delta P_f \left(1 + m \frac{0.0312}{\lambda_f} \times Fr_c^{0.85} \frac{gD}{V_c V_t} \right)$$

根据式(5.2.2-14)及式(5.2.2-17)

$$V_c = u_t - CV_t \quad Fr_c = \frac{V_c}{\sqrt{gD}}$$

由式(5.2.2-15)得:

$$C = 0.55 + 0.0032 Fr^{0.85} = 0.55 + 0.0032 \times (20)^{0.85} = 0.591$$

$$V_c = 20 - 0.591 \times 8 = 15.3 \text{ m/s}$$

$$Fr_c = \frac{15.3}{\sqrt{9.81 \times 0.1}} = 15.3$$

系统中共有三个弯管(90°一个,45°两个),相当于90°弯管两个, $R_0/D=6$,查表5.2.2-2得当量长度 $L_b=10\text{m}$,两个弯管总长度为20m,恒速段总长度 $L_t=90+20+50+20-14.7=165.3\text{m}$,按第1章“单相流(不可压缩流体)”的“单相流”压力降公式来计算恒速段水平直管摩擦压力降 ΔP_f :

$$\text{即: } \Delta P_f = \lambda_f \cdot \frac{L_t}{D} \cdot \frac{u_t^2 \rho_t}{2} = 0.0166 \times \frac{165.3}{0.1} \times \frac{20^2 \times 1.29}{2} = 7079.5 \text{ Pa}$$

$$\text{得: } \Delta P_{sc} = 7079.5 \left(1 + 5.7 \times \frac{0.0312}{0.0166} \times 15.3^{0.85} \times \frac{9.81 \times 0.1}{15.3 \times 8} \right) = 13256.8 \text{ Pa}$$

(5) 已知吸嘴、分离器、袋滤器以及连接管等压力降之和为6164Pa,忽略了垂直直管(1.4m)的压力降,则系统总压降为:

$$\Delta P_t = 6164 + 897.06 + 13256.8 = 20317.9 \text{ Pa}$$

将已知的参数和计算结果,对照表5.2.2-5校核,得知是符合适用范围的,因此本例所采用的有关公式是合适的。

(6) 计算压气机功率

由式(5.2.8-3)计算管道内截面积(A):

$$A = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3.14}{4} \times 0.1^2 = 0.00785 \text{ m}^2$$

取 $K_e=1.1$,由式(5.2.8-2)得:

$$\begin{aligned} V_G &= K_e \cdot A \cdot u_t \\ &= 1.1 \times 0.00785 \times 20 \end{aligned}$$

$$=0.1727\text{m}^3/\text{s}$$

根据式(5.2.8-1)计算压气机功率 N ：

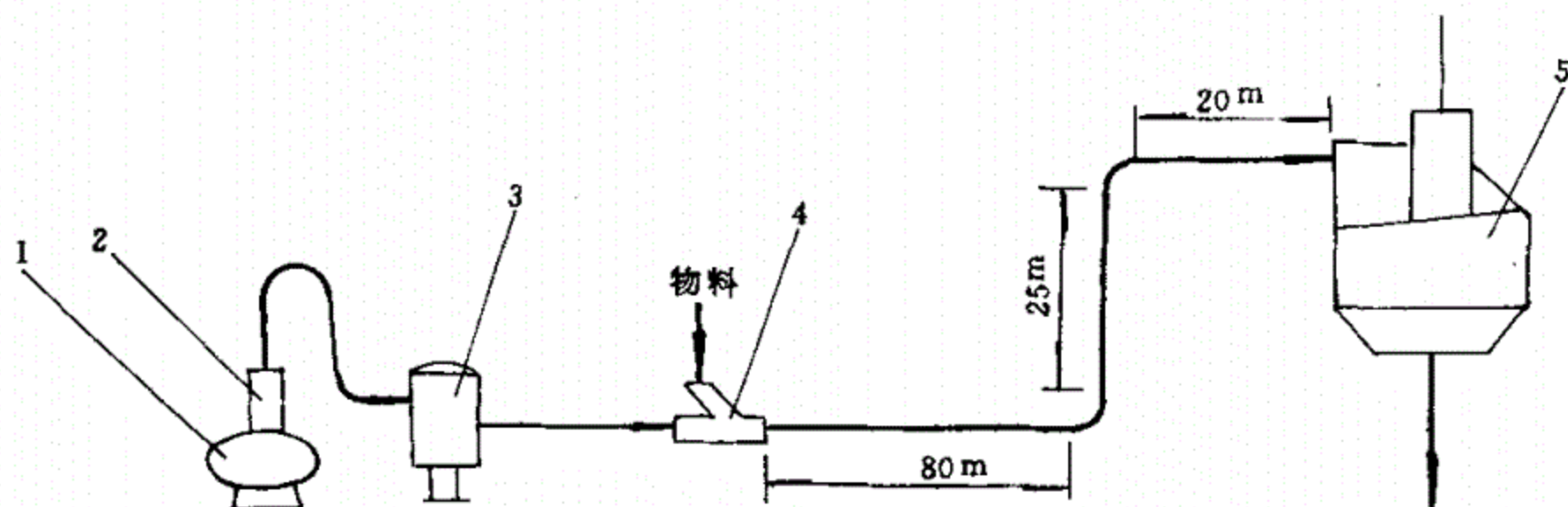
$$N = \frac{V_G \cdot \Delta P_t}{102 \cdot \eta_e \cdot g}$$

取 $\eta_e = 0.65$, 得：

$$N = \frac{0.1727 \times 20317.9}{102 \times 0.65 \times 9.31} = 5.39\text{kW}$$

本例中给出一组 u_f 和 m 值, 设计计算时应再选择几组, 进行经济比较后, 确定最优方案。

5.2.9.2 例 2: 某厂拟设计一套密相动压输送物料的压送式装置, 物料量 $W_s = 20000\text{kg/h}$, 物料粒径 $d_s = 0.0041\text{m}$, 物料堆积密度 $\rho_s = 1351\text{kg/m}^3$, 悬浮流速 (V_t) 测定为 8.2m/s , 颗粒对管壁的滑动摩擦系数 $f_w = 0.45$, 容积输送比 $\delta = 0.035$, 工作气体为空气, 温度 300K , 试决定输送系统的主要参数并计算管道压力降。物料输送系统示意图如下。



1—鼓风机; 2—消声器; 3—储气罐; 4—进料喷嘴;
5—出料分离器。

图 5.2.9-2 物料压送系统示意图

解:(1) 实效悬浮流速 (V_{te}) 按式(5.2.3-6)计算:

$$V_{te} = (1.1 + 5.71\delta)V_t = (1.1 + 5.71 \times 0.035) \times 8.2 = 10.66\text{m/s}$$

(2) 计算经济流速 u_e , 按式(5.2.3-2)和式(5.2.3-3)

$$u_e = 2.87 \sqrt{f_w} \cdot V_t = 2.87 \times \sqrt{0.45} \times 8.2 = 15.79\text{m/s}$$

$$\text{或 } u_e = 2V_t = 2 \times 8.2 = 16.4\text{m/s}$$

(3) 取气体流速 $u_f = 13\text{m/s} (< 15.79\text{m/s})$

(4) 计算输送比(m)

由质量输送比(m)及料气容积输送比(δ)的定义,即采用式(5.2.1-1)及式(5.2.3-7)来计算:

$$m = \frac{W_s}{W_G}, \quad \delta = \frac{W_s \cdot \rho_f}{W_G \cdot \rho_s}$$

$$\text{得到: } m = \frac{\delta \cdot \rho_s}{\rho_f} = \frac{1351 \times 0.035}{\rho_f} = \frac{47.3}{\rho_f}$$

以上 u_f 和 ρ_f 分别为工作气体在输送管内的平均流速和平均密度。

(5) 输送管的内直径计算

由式(5.2.2-3)得:

$$\begin{aligned} D &= \frac{1}{30} \sqrt{\frac{W_s}{\pi \cdot m \cdot \rho_f \cdot u_f}} \\ &= \frac{1}{30} \sqrt{\frac{2000}{3.14 \times \frac{47.3}{\rho_f} \times \rho_f \times 13}} \\ &= 0.1073\text{m} \end{aligned}$$

若取 $D=0.1\text{m}$, 则有

$$\begin{aligned} u_f &= \frac{W_s}{\pi \cdot m \cdot \rho_f \cdot (30D)^2} \\ &= \frac{2000}{3.14 \times \frac{47.3}{\rho_f} \times \rho_f \times (30 \times 0.1)^2} \\ &= 14.96\text{m/s} \approx 15\text{m/s} \quad (<15.79\text{m/s}) \end{aligned}$$

故可取 $D=0.10\text{m}$, $u_f=15\text{m/s}$

(6) 按式(5.2.3-4)计算水平直管的压力降(ΔP_{mt1}):

$$\Delta P_{mt1} = \frac{\lambda_f \cdot L_s}{D} \cdot \frac{\rho_f \cdot u_f^2}{2} + \frac{f_k \cdot L_s \cdot \rho_f \cdot g \cdot m}{\varphi_m}, \quad f_k = \frac{V_{te}}{u_f} = \frac{10.66}{15} = 0.71$$

$$\varphi_m = 1 - \frac{V_{te}}{u_f} \sqrt{f_k} = 1 - 0.71 \sqrt{0.71} = 0.402$$

由表 5.2.2-3 得 $\lambda_f=0.030$ $L_s=120\text{m}$ (其中包括两个弯头的当量长度)得:

$$\Delta P_{mt1} = \frac{0.03 \times 120 \times 15^2 \times \rho_f}{0.1 \times 2} + \frac{0.71 \times 120 \times 47.3 \times 9.81}{0.402} = 4050\rho_f + 98343.1\text{Pa}$$

(7) 按式(5.2.3-4)计算垂直直管的压力降(ΔP_{mt2}):

$$f_k = 1 \quad \varphi_m = 1 - \frac{10.66}{15} \sqrt{1} = 0.289$$

$$\Delta P_{mt2} = \frac{0.03 \times 25 \times 15^2 \times \rho_f}{0.1 \times 2} + \frac{1 \times 25 \times 47.3 \times 9.81}{0.289} = 843.75\rho_f + 40139.75\text{Pa}$$

(8) 已知喷嘴、消声器、储气罐和风管等压力降为 20000Pa , 则系统总压力降

(不包括排料压力损失)为:

$$\begin{aligned}\Delta P_{mt} &= (4050 + 843.75)\rho_f + 98343.1 + 40139.5 + 20000 \\ &= 4893.75\rho_f + 158482.6\text{Pa}\end{aligned}$$

(9) 按式(5.2.7-1)计算排料压力降:

$$\Delta P_{ef} = \frac{\rho_{ef} \cdot u_{ef}^2}{2} (1 + 0.64m)$$

(10) 由于工作气体在输送管的入口和出口端的压力、密度和流速均为未知数(工作气体在输送管中的平均流速已经计算得到),因此以下计算将用试差法。

令输送管入口端的压力为 P_1 , 密度为 ρ_1 , 流速为 u_1 , 输送管出口端(在管内一侧)分别为 P_2 、 ρ_2 和 u_2 , 而平均值为 P_f 、 ρ_f 和 $u_f = 15\text{m/s}$ 。同时假定输送过程在等温条件下进行, 空气按理想气体考虑, 因此有以下关系:

$$P_1 u_1 = P_2 u_2 = P_f u_f \quad \rho_1 u_1 = \rho_2 u_2 = \rho_f u_f$$

$$P_1/\rho_1 = P_2/\rho_2 = P_f/\rho_f = RT/M$$

若排料罐直接连通大气, 大气压取为 101300Pa , 则有

$$\begin{aligned}P_2 &= 101300 + \Delta P_{ef} \\ &= 101300 + \frac{\rho_2 \cdot u_2^2}{2} \times (1 + 0.64 \times \frac{47.3}{\rho_f})\end{aligned}$$

第一次假定 $P_f = 0.2 \times 10^6\text{Pa}$, 则

$$P_2 u_2 = P_f \cdot u_f = 0.2 \times 10^6 \times 15 = 3 \times 10^6$$

$$\rho_f = \frac{P_f \cdot M}{RT} = \frac{0.2 \times 10^6 \times 29}{8.314 \times 300 \times 1000} = 2.325\text{kg/m}^3$$

$$\text{由 } \rho_2 u_2 = \rho_f u_f = 2.325 \times 15 = 34.88$$

$$P_2 = 101300 + \frac{34.88 \times 3 \times 10^6}{2 \times P_2} (1 + 0.64 \times \frac{47.3}{2.325})$$

得 $P_2 = 108086.67\text{Pa}$, 若按简单算术平均值计算 P_f , 即 $P_f = (P_1 + P_2)/2$

$$P_1 = 2 \times 0.2 \times 10^6 - 108086.67 = 291913.33\text{Pa}$$

$$P_1 - P_2 = 183826.66\text{Pa}$$

由于系统总压力降(不包括排料压力降)

$$\Delta P_{mt} = 4893.75 \times 2.325 + 158482.6 = 169860.57\text{Pa}$$

与假设不符, 作第二次假定 $P_f = 0.192 \times 10^6\text{Pa}$

同理

$$P_2 u_2 = P_f u_f = 0.192 \times 10^6 \times 15 = 2.88 \times 10^6$$

$$u_2 = 2.88 \times 10^6 / P$$

$$\rho_f = \frac{0.192 \times 10^6 \times 29}{8.314 \times 300 \times 1000} = 2.232\text{kg/m}^3$$

由

$$\rho_2 u_2 = \rho_1 u_1 = 2.232 \times 15 = 33.49$$

$$P_2 = 101300 + \frac{33.49 \times 2.88 \times 10^6}{2 \times P_2} \left(1 + 0.64 \times \frac{47.3}{2.232}\right)$$

得:

$$P_2 = 107813.96 \text{ Pa}$$

$$P_1 = 2 \times 0.192 \times 10^6 - 107813.96 = 276186.03 \text{ Pa}$$

$$P_1 - P_2 = 168372.1 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{\text{mt}} = 4893.75 \times 2.232 + 158482.6 = 169405.5 \text{ Pa}$$

与假设基本符合,即不包括排料压力降的总压力降为 $0.169 \times 10^6 \text{ Pa}$,排料部分压力降为 $6.7 \times 10^3 \text{ Pa}$,输送管入口端的压力需要 $0.276 \times 10^6 \text{ Pa}$,质量输送比 $m = 22.2$ 。

5.2.9.3 例3:试计算每小时输送 $W_s = 3000 \text{ kg}$ 聚氯乙烯树脂粉的密相静压气力输送管的管径及压力降。已知管线总长 50 m (其中垂直直管 15 m),树脂粉堆积密度 $\rho_s = 560 \text{ kg/m}^3$,平均粒度 $d_s = 0.000184 \text{ mm}$,用空气为工作气体,温度为 27°C (300 K)。

解:根据经验,取入口端 $u_1 = 5 \text{ m/s}$,设入口端气体密度为 3 kg/m^3 ,则气体质量流速 $G = 5 \times 3 = 15 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$

(1) 按式(5.2.4-1)估算料-气输送比 m

$$m = 227(\rho_s/G)^{0.38} L_t^{-0.75} = 227 \times (560/15)^{0.38} \times 50^{-0.75} = 47.8$$

(2) 管径计算

管道截面积

根据式(5.2.2-3)及式(5.2.8-3)得:

$$D = \frac{1}{30} \sqrt{\left(\frac{W_s}{\pi \cdot m \cdot \rho_1 \cdot u_1}\right)}$$

$$A = \frac{\pi}{4} D^2$$

$$= \frac{W_s}{3600 \cdot m \cdot G}$$

$$A = 3000 / (47.8 \times 3600 \times 15) = 0.00116 \text{ m}^2$$

管道内直径

$$D = \sqrt{\frac{0.00116}{0.785}} = 0.0385 \text{ m}$$

可选用管道内直径为 0.041 m 的 $1 \frac{1}{2}$ "管, $G = \frac{3000}{47.8 \times 3600 \times 0.785 \times 0.041^2} = 13.2 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。

(3) 压力降计算时应使用气体平均密度及平均流速。采用试差法,首先设管内气体平均压力为 150000Pa,则平均密度为:

$$\rho = \frac{29 \times 150000}{8.314 \times (273 + 27)} = 1744 \text{g/m}^3 \text{ 或 } 1.744 \text{kg/m}^3$$

气体平均流速 $u_f = G/\rho_f = 13.2/1.744 = 7.6 \text{m/s}$

(4) 水平直管压力降按式(5.2.4-2)计算:

$$\begin{aligned} \Delta P_{m1} &= 5mL_1 \rho_f u_f^{0.45} g / \left(\frac{D}{d_s}\right)^{0.25} \\ &= 5 \times 47.8 \times (50 - 15) \times 1.744 \times 7.6^{0.45} \times 9.81 / \left(\frac{0.041}{0.000184}\right)^{0.25} \\ &= 92269 \text{Pa} \end{aligned}$$

(5) 垂直直管压力降按式(5.2.4-3)计算:

$$\Delta P_{m2} = 2m\rho_f g L_h = 2 \times 47.8 \times 1.744 \times 9.81 \times 15 = 24534 \text{Pa}$$

(6) 总压降

$$\Delta P_{mt} = \Delta P_{m1} + \Delta P_{m2} = 92269 + 24534 = 116803 \text{Pa}$$

(7) 由于已知入口端气体密度为 3kg/m^3 ,温度为 300K,因此入口端气体压力为 $8.341 \times 300 \times 3000/29 = 258021 \text{Pa}$ 。

管内平均压力为 $258021 - 116803/2 = 199620 \text{Pa}$ 与假定值(150000Pa)不符,必须重新试差。第二次设管内气体平均压力为 190000Pa,则平均密度 $\rho_f = 2.21 \text{kg/m}^3$,平均流速 $u_f = 13.2/2.21 = 5.97 \text{m/s}$

$$\Delta P_{m1} = 5 \times 47.8 \times (50 - 15) \times 5.97^{0.45} \times 9.81 / (41/0.184)^{0.25} = 104888 \text{Pa}$$

$$\Delta P_{m2} = 2 \times 47.8 \times 2.21 \times 9.81 \times 15 = 31089 \text{Pa}$$

$$\text{总压降 } \Delta P_{mt} = \Delta P_{m1} + \Delta P_{m2}$$

$$\text{得: } \Delta P_{mt} = 135977 \text{Pa}$$

管内平均压力为 $258021 - 135977/2 = 190032 \text{Pa}$,与假定值(190000Pa)相近。于是得压力降为 $135977 \text{Pa} \approx 135.98 \text{kPa}$ 。

5.2.10 管道计算表

“气-固两相流”管道压力降计算表见表 5.2.10。编制步骤、用途及专业关系与“单相流”管道计算表相同。

管 道 计 算 表
(两 相 流)

表 5. 2. 10

管道编号和类别									
自									
至									
输送物料量		kg/h							
粒径		mm							
温度		℃							
压力		kPa							
粘度		mPa·s							
密度		kg/m ³							
表面张力		N/m							
流速		m/s							
管道公称直径		mm							
外径×壁厚									
直管长度		m							
管 件 当 量 长 度 m	弯 头								
	三 通								
	异径管								
	闸 阀								
	截 止 阀								
	旋 塞 止 回 阀								
总长度		m							
管道压力降		kPa							
孔板压力降		kPa							
控制阀压力降		kPa							
设备压力降		kPa							
始端标高		m							
终端标高		m							
静压力降		kPa							
设备接管口压力降		kPa							
总压力降		kPa							
压力(始端)		kPa							
压力(终端)		kPa							
版 次 或 修 改	版 次								
	日 期								
	编 制								
	校 核								
版 次 或 修 改	校 核								
	审 核								
	校 核								
	审 核								

5.3 符号说明

- A ——管道截面积, m^2 ;
- C, C_1, C_2, C_3 ——系数;
- D ——输送管内直径, m ;
- d ——移动吸嘴的内直径, m ;
- d_s ——输送物料当量球径(同体积圆球直径), m ;
- f_k ——比例常数;
- Fr ——以气体流速(u_f)输送为基准的弗鲁特数;
- Fr_c ——以 V_c 为基准的弗鲁特数;
- Fr_t ——以悬浮流速(V_t)为基准的弗鲁特数;
- f_w ——颗粒对管壁的滑动摩擦系数;
- G ——气体质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$;
- g ——重力加速度, $9.81\text{m}/\text{s}^2$;
- K_b ——与曲率半径(R_0)有关的系数;
- K_d ——输送物料的特性系数;
- K_e ——系统漏气增加的系数;
- K_l ——输送物料的粒度系数;
- l ——软管长度, m ;
- L_0 ——水平加速段长度, m ;
- L_1 ——水平管长度, m ;
- L_2 ——倾斜管长度, m ;
- L_3 ——水平直管或垂直直管或倾斜直管恒速段长度, m ;
- L_b ——弯管当量长度, m ;
- L_h ——垂直直管长度, m ;
- L_{ho} ——垂直直管加速段长度, m ;
- L_s ——水平管道长度或垂直管道提升高度, m ;
- M ——工作气体分子量;
- m ——料-气质量输送比, 简称输送比;
- m, m_1 ——参数;

- N ——风机功率, kW;
 n_1, n_2 ——校正系数;
 n_b ——弯管数量;
 P_f ——例题中引入的管道内平均压力, Pa;
 P_1, P_2 ——例题中引入的输送管入口和出口端的压力, Pa;
 R ——气体常数, 8.3143 kJ/(kmol · K);
 Re ——雷诺数;
 R_0 ——弯管曲率半径, m;
 u_1, u_2 ——例题中引入的输送管入口和出口端的气体流速, m/s;
 u_e ——经济流速, m/s;
 u_{ef} ——输送管末端出口处气体流速, m/s;
 u_f ——气体流速, m/s;
 u_h ——噎塞流速, m/s;
 V_0 ——物料初始速度, m/s;
 V_1 ——弯管进口处物料流速, m/s;
 V_4 ——弯管出口处物料流速, m/s;
 $V_{起}$ ——物料在水平输送管中的起始流速, m/s;
 V_c ——参数, $V_c = u_f - C \cdot V_1$, m/s;
 V_G ——工作气体体积流量, m³/s;
 V_m ——恒速段物料流速, m/s;
 V_s ——加速段物料流速, m/s;
 V_t ——悬浮流速, m/s;
 V_{te} ——实效悬浮流速, m/s;
 W_1 ——分流前物料的体积流量, m³/h;
 W_2 ——分流后物料的体积流量, m³/h;
 W_G ——气体质量流量, kg/h;
 W_s ——物料质量流量, kg/h;
 α ——倾斜直管与水平面的夹角, rad;
 β ——形状系数;
 γ ——工作气体的运动粘度, m²/s;
 ΔP_d ——Y形分流圆管压力降, Pa;

- ΔP_t ——肘形管压力降, Pa;
 ΔP_{cf} ——排料压力降, Pa;
 ΔP_f ——纯工作气体单相流动时的压力降, Pa;
 ΔP_{fp} ——管件局部压力降, Pa;
 ΔP_{mb} ——弯管段压力降, Pa;
 ΔP_{mt1} ——例题中引入的水平直管压力降, Pa;
 ΔP_{mt2} ——例题中引入的垂直直管压力降, Pa;
 ΔP_{mt} ——直管段压力降, Pa;
 ΔP_{sa} ——加速段压力降, Pa;
 ΔP_{sc} ——恒速段压力降, Pa;
 ΔP_t ——系统总压力降, Pa;
 δ ——料-气容积输送比;
 ϵ ——系数;
 η ——系数;
 η_e ——风机效率;
 λ_h ——与物料自重及悬浮有关的阻力系数;
 λ_f ——工作气体的摩擦阻力系数;
 λ_s ——物料运动时与管壁的摩擦阻力系数;
 λ_{sa} ——加速段阻力系数;
 λ_{ss} ——与物料颗粒间碰撞有关的阻力系数;
 λ_z ——物料运动阻力系数;
 μ_t ——工作气体的粘度, Pa·s;
 ρ_1, ρ_2 ——例题中引入的输送管入口和出口端的气体密度, kg/m³;
 ρ_{cf} ——输送管末端出口处的气体密度, kg/m³;
 ρ_f ——工作气体的密度, kg/m³;
 ρ_s ——输送物料的堆积密度, kg/m³;
 ϕ ——纯工作气体在肘形管中单相流动的阻力系数;
 φ ——系数;
 φ_m ——料-气最大速度比;
 压力——本规定除注明外, 均为绝对压力。

6 真空系统

6.1 简述

6.1.1 本规定适用于工程设计中的低真空管道压力降的一般计算,对高真空的一般概念和计算方法也作了简单介绍。

6.1.2 压力低于大气压力的系统,称为真空系统。

6.2 计算方法

6.2.1 注意事项

6.2.1.1 本规定主要用于真空系统管道压力降计算,不包括系统中的设备设计及泵的选型等。

6.2.1.2 对一般低真空系统直接用式(6.2.3-3)计算管道压力降。对要求较高的中真空和高真空系统,可按照例1的计算方法,使管径适应流导要求,并用允许压力降校核,直至压力降和流导相适应为止。

6.2.2 一般计算

6.2.2.1 概述

(1) 真空区域的划分

根据 GB3163-82《真空技术名词术语》的分类,真空区域的大致划分见表 6.2.2-1。

真空区域的划分 表 6.2.2-1

低真空	$10^5 \sim 10^2 \text{Pa}$
中真空	$10^2 \sim 10^{-1} \text{Pa}$
高真空	$10^{-1} \sim 10^{-5} \text{Pa}$
超高真空	$< 10^{-5} \text{Pa}$

(2) 流型划分及判别

通常流型划分及判别标准如下:

粘性流动 $P_m \cdot d > 66.66 (\text{Pa} \cdot \text{cm})$ (6.2.2-1)

$$\text{分子流动} \quad P_m \cdot d < 1.998(\text{Pa} \cdot \text{cm}) \quad (6.2.2-2)$$

$$\text{过渡流动} \quad 1.998(\text{Pa} \cdot \text{cm}) < P_m \cdot d < 66.66(\text{Pa} \cdot \text{cm}) \quad (6.2.2-3)$$

式中

P_m ——管道中气体的平均压力, Pa

$$P_m = (P_1 + P_2) / 2 \quad (6.2.2-4)$$

P_1, P_2 ——分别为管道两端的压力, Pa;

d ——管道内直径, cm。

6.2.2.2 流导及流导的计算

(1) 流导

气体沿管道流动的能力, 称为流导, 其计算式如下:

$$C = \frac{Q}{P_1 - P_2} \quad (6.2.2-5)$$

(2) 流导的划分

a. 串联管道流导

总流导的倒数等于各管段流导倒数之和, 即

$$\frac{1}{C} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3} + \dots \quad (6.2.2-6)$$

b. 并联管道流导

总流导等于各管段流导之和, 即

$$C = C_1 + C_2 + C_3 + \dots \quad (6.2.2-7)$$

式中

C, C_1, C_2, C_3 ——分别为管道的总流导和各分管段流导, cm^3/s ;

Q ——单位时间内通过给定截面的气体量, $\text{Pa} \cdot \text{cm}^3/\text{s}$;

P_1, P_2 ——管道两端的压力, Pa。

(3) 流导的计算

a. 粘性流动流导

(a) 圆直长管 ($L > 20d$)

$$C_{vi} = \frac{10^3 \pi d^4 P_m}{128 \mu L} \quad (6.2.2-8)$$

式中

C_{vi} ——粘性流动长管流导, cm^3/s ;

d ——管道内直径, cm;

μ ——气体粘度, $\text{mPa} \cdot \text{s}$;

L ——管道长度, cm;

P_m ——管道中气体的平均压力, Pa。

(b) 圆孔流导

$$C_{vo} = 3.16 \times 10^3 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{RT}{M}} \cdot X^{\frac{1}{k}} \cdot \sqrt{1-X^{\frac{k-1}{k}}} \cdot \frac{A_0}{(1-X)} \quad (6.2.2-9)$$

20℃空气的圆孔流导($k=1.4, M=29$)

当 $1 \geq X \geq 0.525$ 时

$$C_{vo} = 7.66 \times 10^4 \cdot X^{0.712} \sqrt{1-X^{0.288}} \cdot \frac{A_0}{(1-X)} \quad (6.2.2-10)$$

当 $X \leq 0.525$ 时

$$C_{vo} \approx \frac{2 \times 10^4 A_0}{(1-X)} \quad (6.2.2-11)$$

当 $X \leq 0.1$ 时

$$C_{vo} \approx 2 \times 10^4 A_0 \quad (6.2.2-12)$$

式中

C_{vo} ——粘性流动圆孔的流导, cm^3/s ;

k ——气体的绝热指数, $k=C_p/C_v$;

C_p, C_v ——分别为气体的定压比热和定容比热, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$;

R ——气体常数, $8.3143 \text{kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$;

T ——气体的绝对温度, K;

M ——气体分子量;

X ——气体压力比, $X=P_2/P_1$;

P_1, P_2 ——分别为孔前和孔后的气体压力, Pa;

A_0 ——圆孔截面积, cm^2 。

(c) 短管流导($L \leq 20d$)

$$C_{vs} = \frac{C_{vl} \cdot C_{vo}}{C_{vl} + C_{vo}} \quad (6.2.2-13)$$

式中

C_{vs} ——粘性流动短管流导, cm^3/s ;

C_{vl} ——粘性流动长管流导, cm^3/s , 按式(6.2.2-8)计算;

C_{vo} ——粘性流动圆孔流导, cm^3/s , 按式(6.2.2-9)计算, A_0 按管截面积计算。

b. 分子流动流导

(a) 圆直长管($L > 20d$)

$$C_{ml} = \frac{3.16 \times 10^3}{6} \sqrt{\frac{2\pi RT}{M}} \cdot \frac{d^3}{L} \quad (6.2.2-14)$$

(b) 圆孔流导

$$C_{mo} = 3.16 \times 10^3 \sqrt{\frac{RT}{2\pi M}} \cdot A_0 \quad (6.2.2-15)$$

(c) 短管流导 ($L \leq 20d$)

$$C_{ms} = 3.16 \times 10^3 \sqrt{\frac{RT}{2\pi M}} \cdot A \cdot a \quad (6.2.2-16)$$

式中

C_{ml} ——分子流动长管流导, cm^3/s ;

C_{mo} ——分子流动圆孔流导, cm^3/s ;

C_{ms} ——分子流动短管流导, cm^3/s ;

A, A_0 ——分别为短管、圆孔截面积, cm^2 ;

a ——修正系数, 其值见表 6.2.2-2。

短管流导修正系数

表 6.2.2-2

L/d	0	0.05	0.1	0.2	0.4	0.6	0.8
α	1	0.965	0.931	0.870	0.769	0.690	0.625
L/d	1	2	4	6	8	10	20
α	0.572	0.40	0.25	0.182	0.143	0.117	0.0625

其余符号意义同前。

c. 过渡流动流导

(a) 圆直长管

$$C_T = \frac{10^3 \pi d^4}{128 \mu L} P_m + \frac{3.16 \times 10^3}{6} \cdot \sqrt{\frac{2\pi RT}{M}} \cdot \frac{d^3}{L} \cdot \frac{(1 + 3.162 \times 10^{-4} \sqrt{\frac{M}{RT}} \cdot \frac{10^3 d P_m}{\mu})}{(1 + 3.921 \times 10^{-4} \sqrt{\frac{M}{RT}} \cdot \frac{10^3 d P_m}{\mu})} \quad (6.2.2-17)$$

式中

C_T ——过渡流动流导, cm^3/s ;

P_m ——管道中气体平均压力, Pa;

μ ——气体粘度, $\text{mPa} \cdot \text{s}$;

R ——气体常数, $8.3143 \text{kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$;

d ——管道内直径, cm;

L ——管道长度, cm;

M ——气体分子量。

6.2.2.3 抽气速度和抽气时间

(1) 抽气速度

a. 名义抽气速度

真空泵性能表中所列泵的抽气速度,称为名义抽气速度,简称抽速。

b. 有效抽气速度

真空泵对真空容器抽气口的抽气速度(真空容器出口)称为有效抽气速度。当管道的流导很大时,有效抽气速度接近于名义抽气速度;反之,有效抽速小于名义抽速。设计中为使有效抽速增大,必须使真空管道长度尽量短而直径适当增大。

c. 名义抽速和有效抽速的关系

在一般情况下,两种抽速之比为 $u/u_p=0.6\sim 0.8$ 。真空容器、泵及管道的流导关系(因是串联)如下:

$$\frac{1}{u} = \frac{1}{u_p} + \frac{1}{C} \quad (6.2.2-18)$$

式中

C ——管道的流导, cm^3/s ;

u, u_p ——有效抽速和名义抽速, cm^3/s 。

(2) 抽气时间

真空系统中从某一压力抽到另一指定压力所需的时间,称为抽气时间。

在低真空和中真空下,不考虑设备和管道本身出气的影响,对机械泵从某一压力开始抽气时,抽速随真空度升高而下降,其抽气时间用下式计算:

$$t = 2.3K \frac{V}{u_p} \log \frac{P_1}{P_2} \quad (6.2.2-19)$$

式中

t ——抽气时间, s ;

V ——真空设备容积, l ;

u_p ——泵的名义抽速, l/s ;

P_1 ——设备开始抽气时的压力, Pa ;

P_2 ——经 t 时间抽气后的压力, Pa ;

K ——修正系数,与设备抽气终止时的压力有关,其值见表 6.2.2-3。

抽气时间修正系数

表 6.2.2-3

$P_2(\text{kPa})$	133.32~13.33	13.33~1.33	1.33~0.133	0.133~0.0133	0.0133~0.00133
K	1	1.25	1.5	2	4

在粗略计算中,用图 6.2.2 计算机械泵的抽气时间。

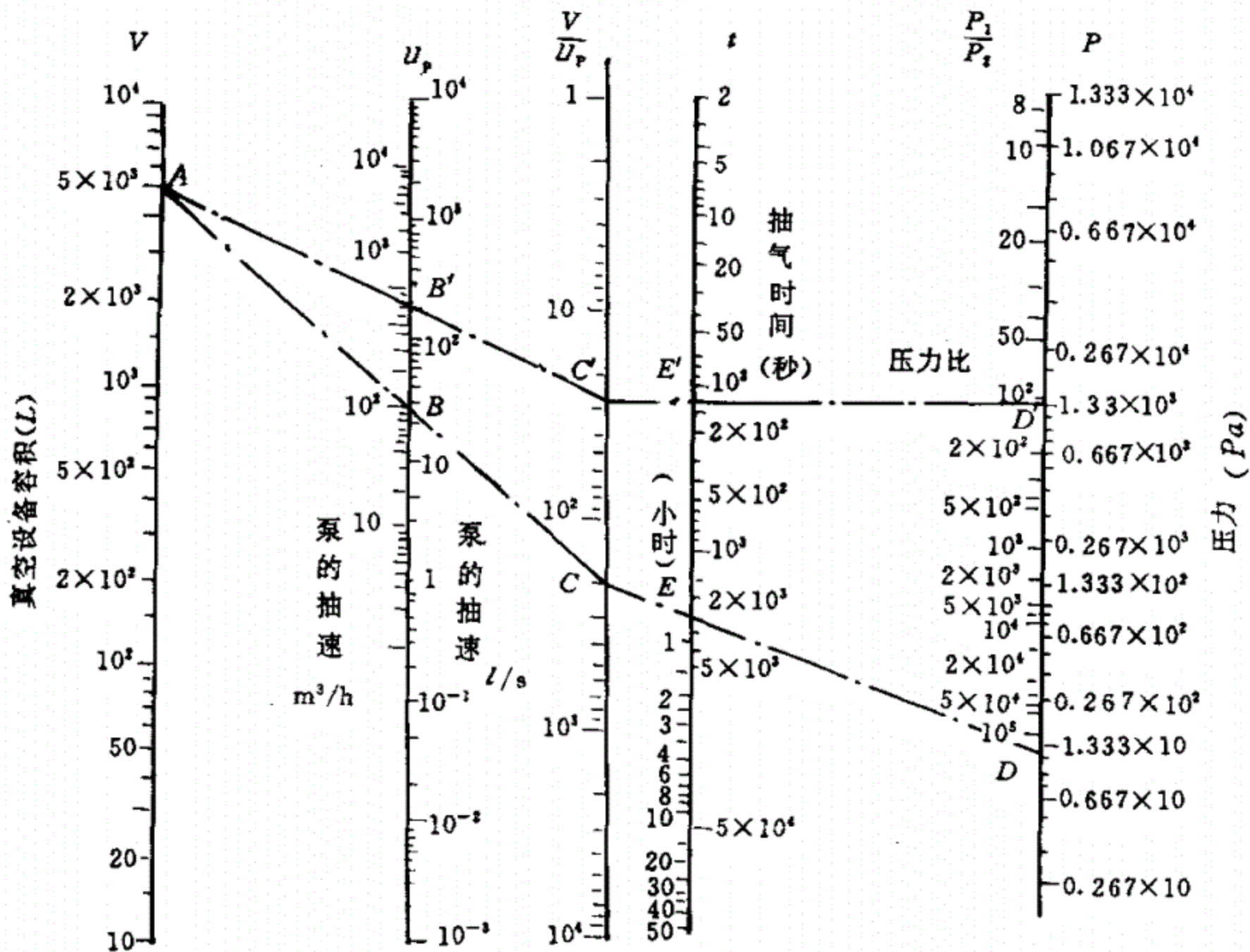


图 6.2.2 抽气时间计算图

使用说明:

(1) 从大气压抽到所需的压力 P : 从 V 线上找到容积点 A , u_p 线上找到抽速点 B , A 、 B 两点连线交 V/u_p 线于点 C , C 点与 P 线上所需压力点 D 连线交 t 线于 E 点, E 点所示即抽气时间。

(2) 如从 P_1 开始抽到 P_2 , 则应求出 P_1/P_2 的值点 D' , A 和 u_p 线上 B 连线延长交 V/u_p 线上 C' 点, 连接 $C'D'$ 交 t 线于 E' 点, E' 点所示即抽气时间。

6.2.3 压力降计算

6.2.3.1 湍流

空气或蒸汽在圆截面管中流动, 当压力降小于最终压力的 10%, 且符合以下限制时, 用式(6.2.3-2)计算。当压力降大于最终压力的 10% 时用分段法计算。

$$\text{限制条件为: } \frac{W_G}{D} \geq 360 \quad (6.2.3-1)$$

压力降计算为:

$$\Delta P = 2.759 \times 10^4 \frac{(F_1 \times C_{D1} \times C_{T1}) + (F_2 \times C_{D2} \times C_{T2})}{P_1} \quad (6.2.3-2)$$

式中

W_G ——气体质量流量, kg/h;

D ——管道内直径, m;

ΔP ——真空管每米管道长度压力降, Pa;

F_1, F_2 ——基准摩擦系数, 见图 6.2.3-2 所示;

C_{D1}, C_{D2} ——管径校正系数, 见图 6.2.3-2 所示;

C_{T1}, C_{T2} ——温度校正系数, 见图 6.2.3-1 所示;

P_1 ——气体管道始端压力, Pa。

6.2.3.2 层流 ($W_G/D < 360$) 对空气, 当压力范围在 6.666 Pa ~ 133.32 Pa 之间, 且压力降不超过最终压力的 10% 时, 用式 (6.2.3-3) 计算:

$$\Delta P = \frac{\lambda L \rho u_1^2}{2D} \quad (6.2.3-3)$$

式中

ΔP ——真空管每米压力降, Pa;

L ——管道长度, m;

u_1 ——流体流速, m/s;

D ——管道内直径, m;

ρ ——气体平均密度, kg/m³;

λ ——摩擦系数, $\lambda = 4f$, f 由图 6.2.3-3 查得。

对一般低真空系统, 也可用此式计算, 但应由第 1 章“单相流(不可压缩流体)”中图 1.2.4-1 查得摩擦系数。

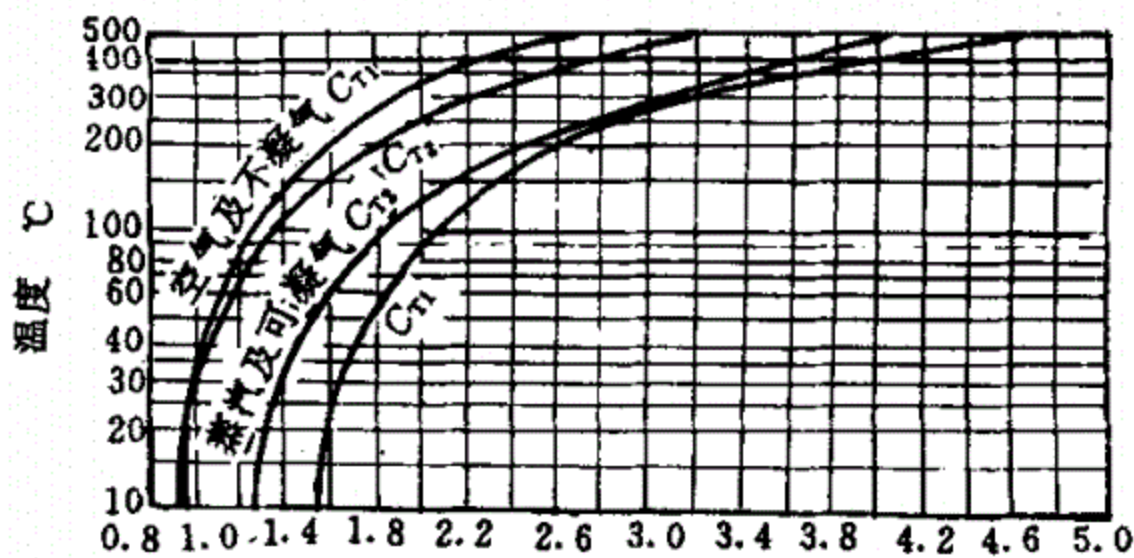


图 6.2.3-1 温度修正系数 (C_{T1})、(C_{T2})

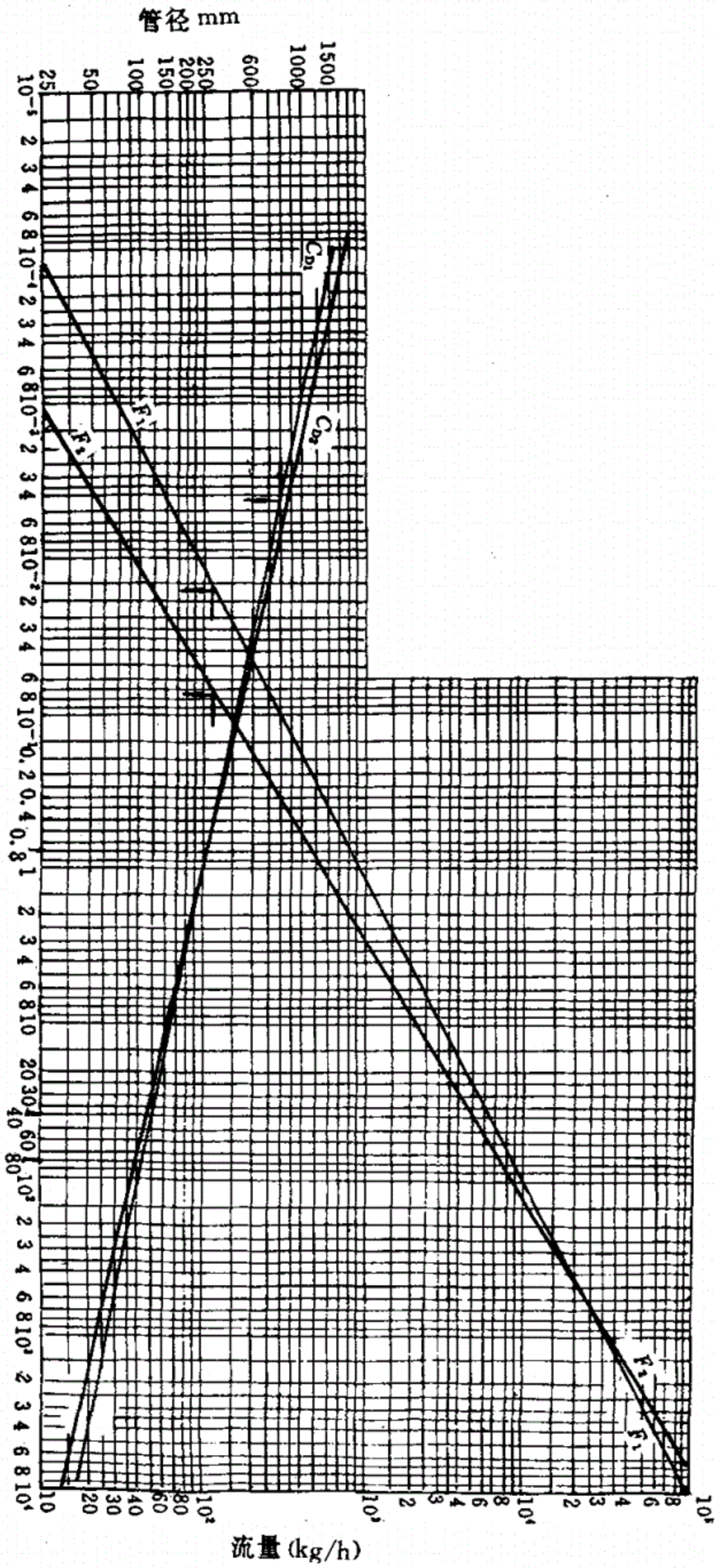


图 6.2.3-2 摩擦系数(F_1)、(F_2)和管径修正系数(C_{D1})、(C_{D2})

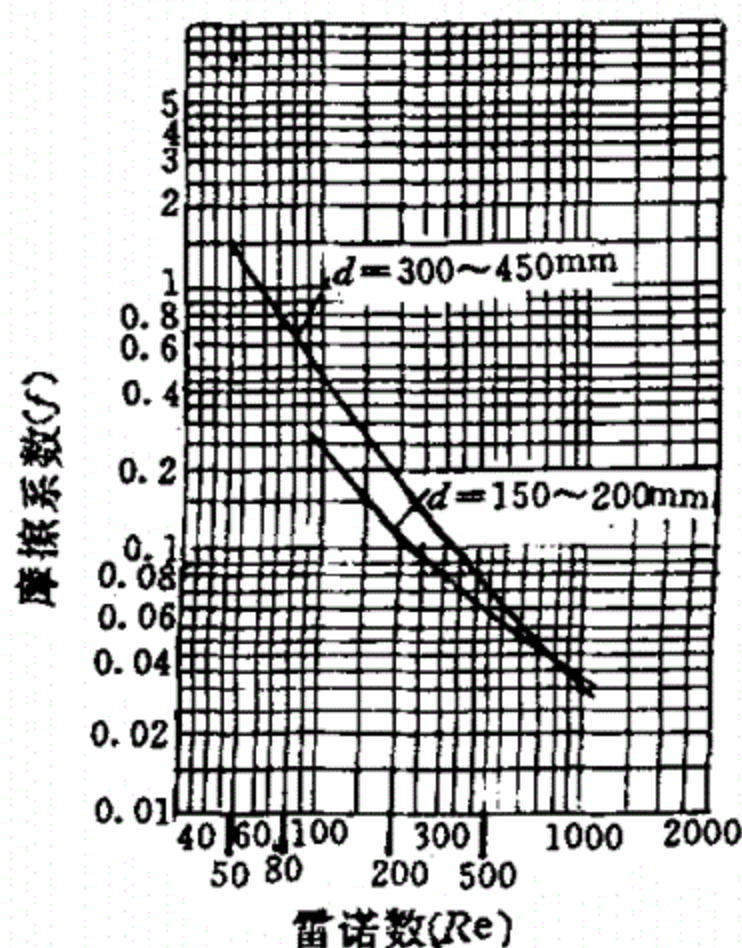


图 6.2.3-3 空气在 6.666Pa 至 133.32Pa 压力下层流流动的摩擦系数

6.2.4 计算步骤及例题

6.2.4.1 计算步骤

(1) 已知泵的抽气速度及初始压力,求管径。

a. 假设管道直径以判断流型。

b. 求在泵抽气速度下的管道流导。用假设的管径求管道的流导,此值如小于泵抽速下的流导,则应重新假设管径进行计算,直至流导大于泵抽速下的流导为止。

c. 核算压力降

(a) $W_G/D \geq 360$ (湍流),按式(6.2.3-2)计算。

(b) $W_G/D < 360$ (层流),按式(6.2.3-3)计算。

(c) 计算的压力降和最终压力之比 $\Delta P/P_2 \leq 10\%$,所假设的管径即为所求的结果。否则需重新假设管径或分段计算。

(2) 已知流量及初始压力,求管径。

a. 假设管径求雷诺数。

b. 查出摩擦系数(f)及修正系数(C_D)、(C_T)值。

c. 核算压力降。在按式(6.2.3-2)或式(6.2.3-3)计算所得压力降与最终压力之比小于 10%时,所假设的管径即为所求的结果,否则需重新假设管径计算或分段计算。

(3) 已知流量、管径及初始压力,求压力降。

a. 查基准摩擦系数(f)及校正系数(C_D)、(C_T)值。

b. 计算压力降

c. 如前所述,在按式(6.2.3-2)和式(6.2.3-3)计算的压力降与终点压力之比小于10%时,则计算结束;大于10%时,对管段分段计算压力降,各管段压力降之和即为所求压力降值。应当指出,当计算结果大于10%,并非此管径在设计中不能采用,而是强调使用分段计算法的计算结果将比较精确。管径的尺寸应取决于工艺对总压降或终点压力的要求,见例3所示。

(4) 层流流动可参考“单相流”计算方法及以上步骤进行计算。

6.2.4.2 例题

例1:一真空系统,抽出20℃空气,真空容器出口有效抽速为25l/s,如泵的抽速损失为20%,压力为6.666Pa,泵和真空容器间管道长度为3m,求管径。

解:

泵的抽速

$$u_p = \frac{u}{0.8} = \frac{25}{0.8} = 31.25 \text{ l/s} = 112.5 \text{ m}^3/\text{h} = 0.03125 \text{ m}^3/\text{s}$$

流导

$$\text{由 } \frac{1}{u} = \frac{1}{u_p} + \frac{1}{c} \text{ 得:}$$

$$C = \frac{u \cdot u_p}{u_p - u} = \frac{25 \times 31.25}{31.25 - 25} = 125 \text{ l/s}$$

设压降甚微,则平均压力 $P_m \approx P_1 = 6.666 \text{ Pa}$

管径计算

设管道内直径 $d = 7 \text{ cm}$, 则

$$\text{流型 } P_m \cdot d = 6.666 \times 7 = 46.662 \text{ Pa} \cdot \text{cm}$$

$$1.998 (\text{Pa} \cdot \text{cm}) < 46.662 (\text{Pa} \cdot \text{cm}) < 66.6 (\text{Pa} \cdot \text{cm})$$

属于过渡流动

核算管径

$$20^\circ\text{C} \text{ 空气粘度 } \mu = 1.81 \times 10^{-2} \text{ mPa} \cdot \text{s}$$

$d^3 = 7^3 = 343, d^4 = 2401$, 代入式(6.2.2-17)得:

$$\begin{aligned} C_T &= \frac{10^3 \pi \times 2401 \times 6.67}{128 \times 1.81 \times 10^{-2} \times 300} + \frac{3.16 \times 10^3}{6} \sqrt{\frac{2\pi \times 8.3143 \times 293}{29}} \times \frac{343}{300} \times \\ &\quad \frac{1 + 3.162 \times 10^{-4} \sqrt{\frac{29}{8.3143 \times 293}} \times \frac{7 \times 6.67 \times 10^3}{1.81 \times 10^{-2}}}{1 + 3.921 \times 10^{-4} \sqrt{\frac{29}{8.3143 \times 293}} \times \frac{7 \times 6.67 \times 10^3}{1.81 \times 10^{-2}}} \\ &= 7238.6 + 1186.6 = 83573.2 \text{ cm}^3/\text{s} \\ &= 83.6 \text{ l/s} < 125 \text{ l/s} \end{aligned}$$

流导过小,不能满足要求,应重新假设管径进行计算。

又假设管道内直径 $d=8\text{cm}$,得:

$P_m \cdot d = 6.666 \times 8 = 53.328\text{Pa} \cdot \text{cm}$ 仍属于过渡流动,且 $d^3=512, d^4=4096$,代入式(6.2.2-17)得:

$C_T = 140173.1\text{cm}^3/\text{s} = 140.2\text{l/s} > 125\text{l/s}$,故第二次假设 $d=8.0\text{cm}$ 是正确的。

核算压力降:

空气密度 $\rho = 7.94 \times 10^{-8}\text{g/cm}^3 = 7.94 \times 10^{-5}\text{kg/m}^3$

质量流量 $W_G = 7.94 \times 10^{-5} \times 112.5 = 8.93 \times 10^{-3}\text{kg/h}$

$W_G/d = 8.93 \times 10^{-3}/0.08 = 0.1116 < 360$ (层流)

雷诺数 $Re = 354 \frac{W_G}{d\mu} = \frac{354 \times 8.93 \times 10^{-3}}{80 \times 1.81 \times 10^{-2}} = 2.18$

查图 6.2.3-3,取 $f=1$,则 $\lambda=4f=4$

管道截面积 $A = 5.026 \times 10^{-3}\text{m}^2$

气体流速 $u_1 = \frac{0.03125}{5.026 \times 10^{-3}} = 6.22\text{m/s}$,代入式(6.2.3-3)。

$$\begin{aligned} \text{管道压力降 } \Delta P &= \frac{\lambda L \rho u_1^2}{2d} \\ &= \frac{4 \times 3 \times 7.94 \times 10^{-5} \times 6.22^2}{2 \times 0.08} \\ &= 0.23\text{Pa} \text{ (此值甚微,与假设符合)} \end{aligned}$$

$P_2 = 6.666 - 0.23 = 6.436\text{Pa}$

$$\Delta P/P_2 = \frac{0.23}{6.436} \times 100\% = 3.57\% < 10\%$$

由以上计算,管道内直径为 8.0cm 是正确的,可选用 $\phi 89 \times 4.5$ 钢管。

例 2:一真空管道,抽吸 175°C 空气,流量 115kg/h ,管道始端压力为 2133Pa ,总长度 100m ,求管径。

解:设管道内直径 $d=20.7\text{cm}=0.207\text{m}$

$\frac{W_G}{d} = \frac{115}{0.207} = 555 > 360$ 属湍流流动,采用式(6.2.3-2)计算。

由图 6.2.3-1 和图 6.2.3-2 查得:

$$F_1 = 1.55 \times 10^{-2} \quad C_{D1} = 3.5 \quad C_{T1} = 1.5$$

$$F_2 = 7.1 \times 10^{-2} \quad C_{D2} = 3.2 \quad C_{T2} = 1.67$$

代入式(6.2.3-2)得:

$$\begin{aligned} \Delta P &= 2.764 \times 10^4 \times \frac{(1.55 \times 10^{-2} \times 3.5 \times 1.5) + (7.1 \times 10^{-2} \times 3.2 \times 1.67)}{2133} \\ &= 5.963\text{Pa} \end{aligned}$$

$$\Delta P_{\text{总}} = 100 \times 5.963 = 596.3 \text{ Pa}$$

$$P_2 = 2133 - 596.3 = 1536.7 \text{ Pa}$$

$$\frac{\Delta P_{\text{总}}}{P_2} \times 100\% = 38.8\% > 10\%$$

说明不符合工艺对终点压力的要求。

又设 $d = 25.7 \text{ cm}$, 则 $W_G/D = 115/0.257 = 447 > 360$, 仍属湍流, 查图 6.3.2-1 得 $C_{D1} = 0.96, C_{D2} = 0.96$, 其余系数值不变, 计算得 $\Delta P_{\text{总}} = 176.388 \text{ Pa}, P_2 = 2133 - 176.388 = 1956.6 \text{ Pa}$

$$\frac{\Delta P_{\text{总}}}{P_2} \times 100\% = 9.01\% < 10\%$$

因此管道内直径 $d = 25.7 \text{ cm}$ 是正确的, 可选 $\phi 273 \times 8$ 钢管。

例 3: 有气体管道(不凝气体), 管道内直径 $150 \text{ mm} (\phi 159 \times 4.5)$, 长度 30 m , 质量流量 80 kg/h , 温度 38°C , 始端压力为 1733 Pa , 求压力降。

解: $\frac{W_G}{d} = \frac{80}{0.150} = 533 > 360$, 湍流流动, 查图 6.2.3-1 和图 6.2.3-2 得:

$$F_1 = 7.7 \times 10^{-3} \quad C_{D1} = 15 \quad C_{T1} = 1.02$$

$$F_2 = 4.1 \times 10^{-2} \quad C_{D2} = 11.5 \quad C_{T2} = 1.08$$

每米管道压力降

$$\begin{aligned} \Delta P &= 2.764 \times 10^4 \times \frac{(7.7 \times 10^{-3} \times 15 \times 1.02) + (4.1 \times 10^{-2} \times 11.5 \times 1.08)}{1733} \\ &= 10.00 \text{ Pa} \end{aligned}$$

$$\Delta P_{\text{总}} = 30 \times 10 = 300 \text{ Pa}$$

$$P_2 = 1733 - 300 = 1433 \text{ Pa}$$

$$\frac{\Delta P_{\text{总}}}{P_2} \times 100\% = 20.94\% > 10\%$$

由于 $\frac{\Delta P_{\text{总}}}{P_2} \times 100\% = 20.94\% > 10\%$, 不符合要求, 现改用分段法计算, 将管段分为四段, 每段增量为 7.5 m , 图 6.2.3-1 和图 6.2.3-2 的各系数数值不变。

$$\Delta P_1 = 10 \times 7.5 = 75 \text{ Pa}$$

$$P_2 = P_1 - \Delta P_1 = 1733 - 75 = 1658 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_2 = 2.764 \times 10^4 \times \frac{0.627 \times 7.5}{1658} = 78.39 \text{ Pa}$$

$$P_3 = P_2 - \Delta P_2 = 1658 - 78.39 = 1579.6 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_3 = 2.764 \times 10^4 \times \frac{0.627 \times 7.5}{1579.6} = 82.28 \text{ Pa}$$

$$P_4 = P_3 - \Delta P_3 = 1579.6 - 82.28 = 1497.3 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_4 = 2.764 \times 10^4 \times \frac{0.627 \times 7.5}{1497.3} = 86.81 \text{Pa}$$

$$P_5 = P_4 - \Delta P_4 = 1497.3 - 86.81 = 1410.49 \text{Pa}$$

$$\begin{aligned} \text{总压力降 } \Delta P &= \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 = 75 + 78.39 + 82.28 + 86.81 \\ &= 322.48 \text{Pa} \end{aligned}$$

$$\text{终点压力 } P_5 = 1733 - 322.48 = 1410.52 \text{Pa}$$

6.2.5 管道计算表

本表的编制步骤、用途及专业关系,以及计算表格式、内容与“单相流”管道计算表相同,见表 6.2.5。

管道计算表
(单相流)

表 6.2.5

管道编号和类别			
自			
至			
物料名称			
流量	m ³ /h		
分子量			
温度	℃		
压力	kPa		
粘度	mPa·s		
压缩系数			
密度	kg/m ³		
真空度			
管道公称直径	mm		
表号或外径×壁厚			
流速	m/s		
雷诺数			
流导	cm ³ /s		
压力降	kPa(100m)		

续表 6.2.5

直管长度		m			
管 件 当 量 长 度 m	弯头 90°				
	三通				
	大小头				
	闸阀				
	截止阀				
	旋塞				
	止逆阀				
	其它				
总长度		m			
管道压力降		kPa			
孔板压力降		kPa			
控制阀压力降		kPa			
设备压力降		kPa			
始端标高		m			
终端标高		m			
静压力降		kPa			
设备接管口压力降		kPa			
总压力降		kPa			
压力(始端)		kPa			
压力(终端)		kPa			
版 次 或 修 改	版 次				
	日 期				
	编 制				
	校 核				
	审 核				

6.3 符号说明

- A ——管道截面积, cm^2 ;
- A_0 ——圆孔截面积, cm^2 ;
- a ——修正系数, 其值见表 6.2.2-2;
- C, C_1, C_2, C_3 ——分别为管道的总流导和各分管段流导 $\text{cm}^3/\text{s}, \text{l/s}$;
- C_{D1}, C_{D2} ——管径修正系数, 见图 6.2.3-2 所示;
- C_{ml}, C_{mo}, C_{ms} ——分别为分子流动长管、圆孔、短管流导, $\text{cm}^3/\text{s}, \text{l/s}$;
- C_p, C_v ——分别为气体的定压比热和定容比热, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$;
- C_T ——过渡流动流导, $\text{cm}^3/\text{s}, \text{l/s}$;
- C_{T1}, C_{T2} ——温度校正系数, 见图 6.2.3-1 所示;
- C_{vl}, C_{vo}, C_{vs} ——分别为粘性流动长管、圆孔、短管流导 $\text{cm}^3/\text{s}, \text{l/s}$;
- D ——管道内直径, m ;
- d ——管道内直径, cm ;
- d_0 ——孔的直径, cm ;
- F_1, F_2 ——基准摩擦系数, 无因次;
- f ——摩擦系数, 无因次;
- K ——修正系数, 与设备抽气终止时的压力有关, 其值见表 6.2.2-3;
- k ——气体绝热指数, $k = C_p/C_v$;
- L ——管道长度, m, cm ;
- M ——气体分子量;
- P ——压力, kPa, Pa ;
- P_1 ——一段压力, kPa, Pa ;
- P_2 ——二段压力, kPa, Pa ;
- P_3 ——三段压力, kPa, Pa ;
- P_4 ——四段压力, kPa, Pa ;
- P_5 ——终点压力, kPa, Pa ;
- P_m ——管道中气体的平均压力, Pa ;
- Q ——气体流量, $\text{Pa} \cdot \text{cm}^3/\text{s}$;
- R ——气体常数, $8.3143 \text{kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$;

Re ——雷诺数,无因次;
 t ——抽气时间,s;
 u ——有效抽气速度,l/s,m³/h,cm³/s;
 u_1 ——管中气体平均流速,cm/s,m/s;
 u_p ——名义抽气速度,cm³/s,l/s;
 V ——设备容积,l;
 W_G ——气体质量流量,kg/h;
 X ——气体压力比, $X=P_2/P_1$;
 ΔP ——压力降,kPa,Pa;
 ΔP_1 ——一段压力降,kPa,Pa;
 ΔP_2 ——二段压力降,kPa,Pa;
 ΔP_3 ——三段压力降,kPa,Pa;
 ΔP_4 ——四段压力降,kPa,Pa;
 λ ——摩擦系数,无因次;
 μ ——气体粘度,mPa·s;
 ρ ——气体密度,kg/m³;
 压力——本规定除注明外,均为绝对压力。

7 浆液流

7.1 简 述

7.1.1 浆液流型的分类

浆液由液、固两相组成,属两相流范畴,其流型属非牛顿型流体;按固体颗粒在连续相中的分布情况,又可分为均匀相浆液、混合型浆液和非均匀相浆液三种流型。

7.1.2 浆液输送管道尺寸的确定

确定浆液输送管道的尺寸,必须注意下列几点:

7.1.2.1 均匀相流动的浆液,要求固体颗粒均匀地分布在液相介质之中,只要计算出浆液中固体颗粒的最大粒径(d_{mh}),将它与已知筛分数据进行比较,若全部固体颗粒小于 d_{mh} ,则为均匀相浆液,否则为混合型浆液或非均匀相浆液。

7.1.2.2 为避免固体粒子在管道中沉降,要使浆液浓度、粘度和沉降速度间处于合理的关系中。对于均匀相浆液的输送,必须确定浆液呈均匀相流动时的最低流速,且要获得高浓度、低粘度、低沉降速度。浆液流动要求有一个适宜的流速,它不宜太快,否则管道摩擦压力降大;它亦不宜太慢,否则易堵塞管道。该适宜的最低流速数据由试验确定。为获得高浓度、低粘度、低沉降速度,可采用合适的添加剂。

7.1.2.3 混合型浆液或非均匀相浆液的输送,应保证浆液流动充分呈湍流工况。

7.1.3 本规定提出了计算浆液流体的管道压力降的数据收集、关联式回归和计算步骤的一般内容和要求,适用于均匀相浆液、混合型浆液或非均匀相浆液三种流型的压力降计算。

7.2 计算方法

7.2.1 计算依据

提供下列数据:

7.2.1.1 实测数据

- (1) 最低的浆液流体流速(U_{min});
- (2) 固体筛分的质量百分数(X_{pi});
- (3) 固体筛分的密度(ρ_{pi});

(4) 浆液流的表现粘度(μ_a)与剪切速率(τ)的相关数据或流变常数(η)和流变指数(n)。

7.2.1.2 可计算数据

- (1) 连续相(水)的物性数据:粘度(μ_L)、密度(ρ_L);
- (2) 固体的质量流量(W_S)或浆液的质量流量(W_{SL})及浆液的浓度(C_{SL});
- (3) 连续相(水)的质量流量(W_L);
- (4) 浆液的平均密度(ρ_{SL});
- (5) 固体的平均密度(ρ_S)。

7.2.2 计算方法的应用

7.2.2.1 计算浆液流体物性数据

- (1) 已知 ρ_S, ρ_L, W_S, W_L 计算 ρ_{SL}

$$\rho_{SL} = (W_S + W_L) / [(W_S / \rho_S) + (W_L / \rho_L)] \quad (7.2.2-1)$$

- (2) 已知 $\rho_{SL}, \rho_L, W_{SL}, C_{SL}$, 计算 ρ_S

$$W_S = W_{SL} \cdot C_{SL} \quad (7.2.2-2)$$

$$W_L = W_{SL} - W_S \quad (7.2.2-3)$$

$$\rho_S = \rho_{SL} \cdot \rho_L \cdot W_S / (W_{SL} \cdot \rho_L - W_L \cdot \rho_{SL}) \quad (7.2.2-4)$$

- (3) 计算均匀相浆液的物性数据

$$\rho_{1S} = 100 / (\sum X_{pi} / \rho_S) \quad (7.2.2-5)$$

$$\rho_a = \rho_{hsL} = \rho_{SL} \quad (7.2.2-6)$$

- (4) 计算混合型浆液物性数据

$$\rho_{1S} = \sum [W_S \cdot (X_{p1} / 100)] / \sum [W_S \cdot (X_{p1} / 100) / \rho_{pi}] \quad (7.2.2-7)$$

$$\rho_{2S} = \sum [W_S \cdot (X_{p2} / 100)] / \sum [W_S \cdot (X_{p2} / 100) / \rho_{pi}] \quad (7.2.2-8)$$

$$\rho_{hsL} = \rho_a = \frac{\sum [W_S \cdot (X_{p1} / 100)] + W_L}{\sum [W_S \cdot (X_{p1} / 100) / \rho_{pi}] + (W_L / \rho_L)} \quad (7.2.2-9)$$

$$X_{vs} = (W_S / \rho_S) / [(W_S / \rho_S) + (W_L / \rho_L)] \quad (7.2.2-10)$$

$$X_{vhs} = \sum [W_S \cdot (X_{p2} / 100) / \rho_{pi}] / [(W_S / \rho_S) + (W_L / \rho_L)] \quad (7.2.2-11)$$

7.2.2.2 浆液流体流型的确定和计算均匀相浆液的最大粒径(d_{mh})

根据流变常数(η)、流变指数(n)〔由试验测得浆液流的表现粘度(U_a)与剪切速率(τ)的相关数据求得〕计算 μ_a ; 由浆液流的有关参数(Y)、阻滞系数(C_h)(Y 与 C_h 的关联式由实验数据回归获得)计算 d_{mh} 。

均匀相浆液的表现粘度(μ_a)由下式计算:

$$\gamma = 8U_a / D \quad (7.2.2-12)$$

$$\mu_a = 1000\eta \times \gamma^{n-1} \quad (7.2.2-13)$$

$$Y = 12.6 [\mu_a (\rho_{1s} - \rho_a) / \rho_a^2]^{1/3} \quad (7.2.2-14)$$

当 $Y > 8.4$ 时

$$C_h = 18.9Y^{1.41} \quad (7.2.2-15)$$

当 $8.4 \geq Y > 0.5$ 时

$$C_h = 21.11Y^{1.46} \quad (7.2.2-16)$$

当 $0.5 \geq Y > 0.05$ 时

$$C_h = 18.12Y^{0.963} \quad (7.2.2-17)$$

当 $0.05 \geq Y > 0.016$ 时

$$C_h = 12.06Y^{0.824} \quad (7.2.2-18)$$

当 $0.016 \geq Y > 0.00146$ 时

$$C_h = 0.4 \quad (7.2.2-19)$$

当 $Y \leq 0.00146$ 时

$$C_h = 0.1 \quad (7.2.2-20)$$

$$d_{mh} = 1.65C_h \times \rho_a / (\rho_{1s} - \rho_a) \quad (7.2.2-21)$$

若固体颗粒粒度全小于 d_{mh} , 为均匀相浆液, 否则为混合型浆液或非均匀相浆液。

7.2.2.3 管径的确定

(1) 输送均匀相浆液

由试验获得浆液最低流速 (U_{min}), 计算管径 (D)

$$U_a = U_{min} \quad (7.2.2-22)$$

$$D = \sqrt{[(W_s/\rho_s) + (W_L/\rho_L)] / (3600 \times 0.785U_a)} \quad (7.2.2-23)$$

$$Re = 1000D \times \rho_a \times U_a / \mu_a \quad (7.2.2-24)$$

浆液流型应控制在滞流的范围之内, 故 Re 在 2300 以下。调整 D 到满足要求为止。

(2) 输送混合型浆液或非均匀相浆液

由试验获得浆液最低流速 (U_{min}), 可计算允许流速 (U_a); 由浆液流的有关参数 (x)、非均匀相中固体颗粒的平均粒径 (d_{wa}), 可计算管径 (D)。 x 与 $U_{min}/(gD)^{0.5}$ 的关联式由回归获得。

$$U_a = U_{min} + 0.8 \quad (7.2.2-25)$$

$$U = [(W_s/\rho_s) + (W_L/\rho_L)] / (3600 \times 0.785D^2) \quad (7.2.2-26)$$

$$x = 100X_{\text{vhes}} \cdot F_d(\rho_{2s} - \rho_a) / \rho_a \quad (7.2.2-27)$$

$$d_{\text{wa}} = \Sigma(X_{\text{P2}} \sqrt{d_1 \times d_2}) / \Sigma X_{\text{P2}} \quad (7.2.2-28)$$

当 $d_{\text{wa}} \geq 368$ 时

$$F_d = 1 \quad (7.2.2-29)$$

当 $d_{\text{wa}} < 368$ 时

$$F_d = d_{\text{wa}} / 386 \quad (7.2.2-30)$$

当 $0.006 < x \leq 2$ 时

$$U_{\text{min}} / (gD)^{0.5} = \exp[1.053X^{0.149}] \quad (7.2.2-31)$$

当 $2 < x \leq 70$ 时

$$U_{\text{min}} / (gD)^{0.5} = \exp\{[(4.2718 \times 10^{-3} \ln x + 5.0264 \times 10^{-2}) \ln x + 4.7849 \times 10^{-2}] \ln x + 8.8996 \times 10^{-2}\} \quad (7.2.2-32)$$

浆液流应控制在湍流的范围之内,目标函数 $|U_a - U| \leq \delta$ 。调整 D 到满足要求为止。

7.2.2.4 泵压差(ΔP)的计算

管道中包括直管段、阀门、管件、控制阀、流量计孔板等。管道系统的压力降是各个部分的摩擦压力降、速度压力降和静压力降的总和。

(1) 通用数据的计算

由浆液流的有关参数(Z)、非均匀相阻滞系数(C_{he})(Z 与 C_{he} 的关联式由回归获得),可计算非均匀相尺寸系数(C_{ra})、沉降流速(V_t)。

$$Z = 0.000118d_{\text{wa}}[\rho_a(\rho_{2s} - \rho_a) / \mu_a^2]^{1/3} \quad (7.2.2-33)$$

当 $Z > 5847$ 时

$$C_{\text{he}} = 0.1 \quad (7.2.2-34)$$

当 $20 < Z \leq 5847$ 时

$$C_{\text{he}} = 0.4 \quad (7.2.2-35)$$

当 $1.5 < Z \leq 20$ 时

$$C_{\text{he}} = 10.979Z^{-1.106} \quad (7.2.2-36)$$

当 $0.15 < Z \leq 1.5$ 时

$$C_{\text{he}} = 13.5Z^{-1.61} \quad (7.2.2-37)$$

$$V_t = 0.00361 \sqrt{d_{\text{wa}}(\rho_{2s} - \rho_a) / (\rho_a \times C_{\text{he}})} \quad (7.2.2-38)$$

$$C_{\text{ra}} = \Sigma(X_{\text{p2}} \sqrt{C_{\text{he}}}) / \Sigma X_{\text{p2}} \quad (7.2.2-39)$$

(2) 摩擦压力降(ΔP_K)的计算

它由直管段、阀门、管件的摩擦压力降组成。其值为正，表示压力下降。流体流经阀门、管件的局部阻力有两种计算方法：阻力系数法和当量长度法。现推荐当量长度法。

a. 均匀相浆液摩擦压力降(ΔP_K)的计算

$$\Delta P_K = 0.03262 \times 10^{-6} \times \mu_a \times U_a (L + \Sigma L_e) / D^2 \quad (7.2.2-40)$$

b. 混合型浆液或非均匀相浆液摩擦压力降(ΔP_K)的计算

浆液中非均匀相固体的有效体积分率(ψ)为

$$\psi = 0.5 [1 - U / (V_t / \sin \alpha)] \pm \sqrt{0.25 [(1 - U / (V_t / \sin \alpha))^2 + X_{vhes} \cdot U / (V_t / \sin \alpha)]} \quad (7.2.2-41)$$

$$U_{hsL} = U + \psi \cdot V_t \cdot \sin \alpha \quad (7.2.2-42)$$

$$\text{若 } X_{vhes} \cdot V_t \cdot \sin \alpha \ll U \quad \text{则 } \psi = X_{vhes} \quad U_{hsL} = U \quad (7.2.2-43)$$

(a) 非垂直管道

$$\Delta P_{K1} = (4F_n / D) \cdot \rho_a \cdot U_{hsL}^2 (L + \Sigma L_e) / (20000g_c) \quad (7.2.2-44)$$

$$dd = \{U_{hsL}^2 \cdot \rho_a \cdot C_{ra} / [\cos \alpha \cdot 9.81D(\rho_{2s} - \rho_a)]\}^{1.5} \quad (7.2.2-45)$$

$$\Delta P_K = \frac{0.11 \Delta P_{K1} [1 + (85\psi / dd)]}{(1 + 0.1 \cos \alpha)} \quad (7.2.2-46)$$

(b) 垂直管道

$$\Delta P_K = 0.11 [(4F_n / D) \cdot \rho_a \cdot U_{hsL}^2 (L + \Sigma L_e) / (20000g_c)] \quad (7.2.2-47)$$

(3) 速度压力降(ΔP_V)的计算

由温度和截面积变化引起密度和速度的变化，它导致压力降的变化。

a. 均匀相浆液速度压力降(ΔP_V)的计算

$$\Delta P_V = 0.1 \rho_a \cdot U_a^2 / (20000g_c) \quad (7.2.2-48)$$

b. 非均匀相浆液速度压力降(ΔP_V)的计算

$$\Delta P_V = \frac{0.1 [(1 - X_{vhes}) U_{hsL}^2 + (\rho_{2s} / \rho_a) (U_{hsL} - V_t \cdot \sin \alpha)^2 \cdot X_{vhes}] \rho_a}{(20000g_c)} \quad (7.2.2-49)$$

若 $V_t \cdot \sin \alpha \ll U_{hsL}$ ，则可用简化模型

$$\Delta P_V = 0.1 \rho_a \cdot U_{hsL}^2 / (20000g_c) \quad (7.2.2-50)$$

(4) 静压力降(ΔP_s)的计算

由于管道系统进(出)口标高变化而产生的压力降称静压力降。其值可为正值或负值。正值表示压力降低，负值表示压力升高。

a. 均匀相浆液静压力降(ΔP_s)的计算

$$\Delta P_s = 0.1 [(Z_{s,d} \cdot \sin \alpha \cdot \rho_a / 10000) \pm (H_{s,d} \cdot \rho_{SL} / 10000)] \quad (7.2.2-51)$$

b. 非均匀相浆液静压力降(ΔP_s)的计算

$$\Delta P_s = 0.1 \{ Z_{s,d} \cdot \sin \alpha \{ 1.1 \phi [(\rho_{2s} - \rho_a) / \rho_a] + 1 \} (\rho_a / 10000) \pm (H_{s,d} \cdot \rho_{SL} / 10000) \} \quad (7.2.2-52)$$

(5) 泵压差(ΔP)的计算

$$\Sigma \Delta P_s = (\Delta P_K)_s + (\Delta P_v)_s + (\Delta P_s)_s \quad (7.2.2-53)$$

$$\Sigma \Delta P_d = (\Delta P_K)_d + (\Delta P_v)_d + (\Delta P_s)_d \quad (7.2.2-54)$$

$$\Delta P = P_{rd} - P_{rs} + \Sigma \Delta P_s + \Sigma \Delta P_d \quad (7.2.2-55)$$

(6) 摩擦系数(F_n)的计算

推荐采用牛顿型流体摩擦系数的计算方法。

a. 在层流范围之内($Re < 2300$)

$$F_n = 16 / Re \quad (7.2.2-56)$$

b. 在过渡流范围之内($2300 < Re \leq 10000$)

$$F_n = 0.0027 [(10^6 / Re) + 16000 \epsilon / D]^{0.22} \quad (7.2.2-57)$$

c. 在湍流范围之内($Re > 10000$)

$$F_n = 0.0027 (16000 \epsilon / D)^{0.22} \quad (7.2.2-58)$$

(7) 当量长度(ΣL_e)的计算

若只知阀门管件的局部阻力系数(K_n)的计算方法,可采用(L_e)与(K_n)的关系式求得 L_e 。

$$L_e = K_n \cdot D / (4F_n) \quad (7.2.2-59)$$

局部阻力系数、当量长度的计算方法见第1章“单相流(不可压缩流体)”。

7.2.3 计算步骤

7.2.3.1 确定流型和管径

(1) 计算浆液流体物性数据。

(2) 计算均匀相浆液的最大粒径(d_{mh})及管径(D)。

a. 设浆液全为均匀相浆液,校核其最大粒径。

(a) 计算均匀相固体的平均密度(ρ_{1s})、均匀相固体的体积分率(X_{vs})。

(b) 计算管径(D)。

(c) 计算均匀相浆液的表观粘度(μ_a)。

(d) 计算均匀相浆液的允许流速(U_a)。

(e) 计算均匀相浆液的最大粒径(d_{mh})。

b. 设浆液为混合型浆液或非均匀相浆液,校核其最大粒径。

(a) 计算浆液均匀相部分固体的平均密度(ρ_{1s})及非均匀相部分固体的平均密度(ρ_{2s})。

(b) 计算均匀相浆液密度(ρ_a)及非均匀相浆液中固体的体积分率(X_{vhes})。

(c) 计算非均匀相浆液中固体颗粒的平均粒径(d_{wa})。

(d) 计算非均匀相浆液中允许最低流速(U_a)及实际流速(U)。

7.2.3.2 计算吸入端、排出端总压力降(ΔP_K)、(ΣP_s)、(ΣP_d)及泵压差(ΔP)。

7.2.4 计算例题

7.2.4.1 已知如图 7.2.4 所示的泥浆系统和下列数据:固体流量 $W_s=122500\text{kg/h}$,液体流量 $W_L=40820\text{kg/h}$,固体平均密度 $\rho_s=2499\text{kg/m}^3$,液体密度 $\rho_L=865\text{kg/m}^3$,液体粘度 $\mu_L=0.2\text{mPa}\cdot\text{s}$,泥浆粘度 $\mu_{SL}=3\text{mPa}\cdot\text{s}$,温度 $t=26.7^\circ\text{C}$,最大流速 $U=3.66\text{m/s}$,流变常数 $\eta=0.0773$,流变指数 $n=0.35$,泵排出端容器液面的压力为 0.17MPa ,泵吸入端容器液面的压力为 0.1MPa 。

固体筛分数据

网 目	粒 度 (μm)	重量百分数 %	密度 kg/m^3
-20~48	840~300	5	4806
-48~65	300~210	10	4005
-65~100	210~150	20	3204
-100~200	150~74	30	2403
-200~325	74~44	20	2403
-325	44	15	1602

压力降计算有关数据

	α	弯头数	三通数	闸阀数	钝 边 进口数	钝 边 出口数	管道长度 m
泵吸入端:							
水平管	0	1	1	1	1	0	6.5
下降管	-90	1	0	0	0	0	5
泵排出端:							
水平管	0	1	2	1	0	1	19
上升管	90	1	0	0	0	0	30

试求系统管径和泵压差

7.2.4.2 解 题

(1) 确定流型和管径

按 7.2.3 中计算步骤进行。先假设全为均匀相泥浆并校核其最大粒径,获结果:固体颗粒粒径非全小于最大粒径(d_{mh}),可见假设不妥(具体计算步骤省略)。然后假设最后三个筛分级在均匀相泥浆中,重复上述计算,获结果:该三个筛分级固体颗粒仍非全小于最大粒径(d_{mh}),可见假设仍不妥(具体计算步骤省略)。继续假设最后两个筛分级在均匀相泥浆中并校核其最大粒径。

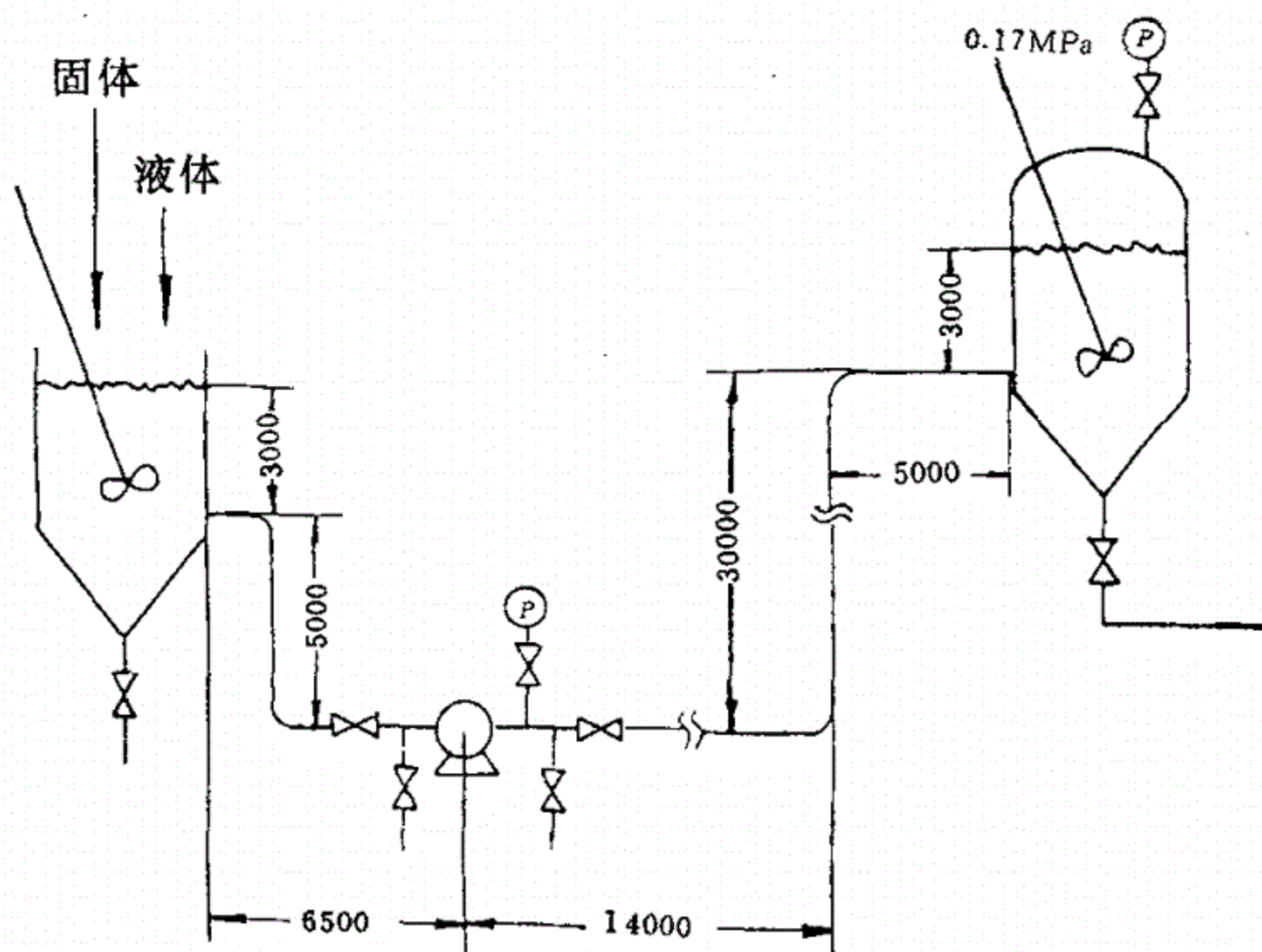


图 7.2.4 计算示意图

按式(7.2.2-1):

$$\begin{aligned} \rho_{SL} &= (W_s + W_L) / [(W_s / \rho_s) + (W_L / \rho_L)] \\ &= (122500 + 40820) / [(122500 / 2499) + (40820 / 865)] = 1698 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

按式(7.2.2-7):

$$\begin{aligned} \rho_{1S} &= \frac{\Sigma[W_s \cdot (X_{P1} / 100)]}{\Sigma[W_s \cdot (X_{P1} / 100) / \rho_{Pi}]} = \frac{122500(0.2 + 0.15)}{122500[(0.2 / 2403) + (0.15 / 1602)]} \\ &= 1979 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

按式(7.2.2-8):

$$\begin{aligned} \rho_{2S} &= \frac{\Sigma[W_s \cdot (X_{P2} / 100)]}{\Sigma[W_s \cdot (X_{P2} / 100) / \rho_{Pi}]} \\ &= \frac{122500(0.05 + 0.1 + 0.2 + 0.3)}{122500[(0.05 / 4806) + (0.1 / 4005) + (0.2 / 3204) + (0.3 / 2403)]} \\ &= 2920 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

按式(7.2.2-9):

$$\begin{aligned}\rho_a &= \frac{\Sigma[W_s \cdot (X_{p1}/100)] + W_L}{\Sigma[W_s \cdot (X_{p1}/100)/\rho_{Pi}] + (W_L/\rho_L)} \\ &= \frac{122500(0.2+0.15) + 40820}{122500[(0.2/2403) + (0.15/1602)] + (40820/865)} \\ &= 1216 \text{kg/m}^3\end{aligned}$$

按式(7.2.2-11):

$$\begin{aligned}X_{vhes} &= \frac{\Sigma[W_s \cdot (X_{P2}/100)/\rho_{Pi}]}{[(W_s/\rho_s) + (W_L/\rho_L)]} \\ &= \frac{122500[(0.05/4806) + (0.1/4005) + (0.2/3204) + (0.3/2403)]}{[(122500/2499) + (40820/865)]} \\ &= 0.283\end{aligned}$$

按式(7.2.2-28):

$$\begin{aligned}d_{wa} &= \frac{\Sigma(X_{p2} \sqrt{d_1 \times d_2})}{\Sigma X_{P2}} \\ &= \frac{5 \sqrt{840 \times 300} + 10 \sqrt{300 \times 210} + 20 \sqrt{210 \times 150} + 30 \sqrt{150 \times 74}}{(5+10+20+30)} \\ &= 180 \mu\text{m}\end{aligned}$$

按式(7.2.2-30):

$$F_d = d_{wa}/368 = 180/368 = 0.489$$

按式(7.2.2-27):

$$\begin{aligned}x &= 100 X_{vhes} \times F_d (\rho_{2s} - \rho_a) / \rho_a \\ &= 100 \times 0.283 \times 0.489 (2920 - 1216) / 1216 = 19.4\end{aligned}$$

按式(7.2.2-32):

$$\begin{aligned}U_{\min}/(gD)^{0.5} &= \exp\{[(4.2718 \times 10^{-3} \ln x + 5.0264 \times 10^{-2}) \ln x \\ &\quad + 4.7849 \times 10^{-2}] \ln x + 8.8996 \times 10^{-2}\} = 2.19\end{aligned}$$

按式(7.2.2-25):

$$U_{\min} = 2.19 (gD)^{0.5} = 2.19 \times 9.81^{0.5} \sqrt{D} = 6.86 \sqrt{D}$$

$$U_a = U_{\min} + 0.8 = 6.86 \sqrt{D} + 0.8$$

按式(7.2.2-26):

$$U = \frac{[(W_s/\rho_s) + (W_L/\rho_L)]}{3600 \times 0.785 D^2} = \frac{[(122500/2499) + (40820/865)]}{3600 \times 0.785 \times D^2} = 0.034/(D^2)$$

目标函数 $|U_a - U| \leq \delta$, 调整 D , 满足要求为止, 见下表:

D m	U_a m/s	U m/s
0.075	2.68	6.04
0.100	2.97	3.40
0.125	3.23	2.18

根据目标函数要求,选用 $D=0.100\text{m}$

又按式(7.2.2-12)~式(7.2.2-21)得:

$$\mu_a = 1000\eta \times \gamma^{n-1} = 77.3(8 \times 3.4/0.1)^{0.35-1} = 2.02\text{mPa} \cdot \text{s}$$

$$Y = 12.6[\mu_a(\rho_{1s} - \rho_a)/\rho_a^2]^{1/3}$$

$$= 12.6[2.02(1979 - 1216)/1216^2]^{1/3} = 1.28$$

$$C_h = 21.11Y^{1.46} = 30.3$$

$$d_{mh} = 1.65C_h \times \rho_a / (\rho_{1s} - \rho_a)$$

$$= 1.65 \times 30.3 \times 1216 / (1979 - 1216) = 79.7\mu\text{m}$$

经比较,确定最后两个筛分级在均匀相泥浆中,其余筛分级在非均匀相泥浆中。

允许最低流速 $U_a = 2.97\text{m/s}$; 实际流速 $U = 3.4\text{m/s}$ 。

(2) 计算压力降及泵压差

a. 计算通用数据

(a) 计算颗粒沉降速度(V_i)

按式(7.2.2-33)~式(7.2.2-38):

$$Z = 0.000118d_{wa}[\rho_a(\rho_{2s} - \rho_a)/\mu_a^2]^{1/2}$$

$$= 0.000118 \times 180[1216 \times (2920 - 1216)/2.02^2]^{1/2} = 1.69$$

$$C_{he} = 10.979Z^{-1.106} = 6.15$$

$$V_i = 0.00361 \sqrt{\frac{d_{wa}(\rho_{2s} - \rho_a)}{\rho_a \times C_{he}}} = 0.00361 \sqrt{\frac{180 \times (2920 - 1216)}{1216 \times 6.15}} = 0.023\text{m/s}$$

(b) 计算非均匀相尺寸系数(C_{ra})

按式(7.2.2-33)~式(7.2.2-39)得:

$$Z = 0.000118 \sqrt{840 \times 300[1216 \times (4806 - 1216)2.02^2]^{1/2}} = 6.06$$

$$C_{he} = 10.979Z^{-1.106} = 1.5$$

$$Z = 0.000118 \sqrt{300 \times 210[1216 \times (4005 - 1216)/2.02^2]^{1/2}} = 2.78$$

$$C_{he} = 10.979Z^{-1.106} = 3.5$$

$$Z = 0.000118 \sqrt{210 \times 150} [1216 \times (3204 - 1216) / 2.02^2]^{1/2} = 1.76$$

$$C_{he} = 10.979Z^{-1.106} = 5.88$$

$$Z = 0.000118 \sqrt{150 \times 74} [1216 \times (2403 - 1216) / 2.02^2]^{1/2} = 0.88$$

$$C_{he} = 13.5Z^{-1.61} = 16.6$$

由式(7.2.2-39)得:

$$C_{ra} = \frac{\sum(X_{p2} \sqrt{C_{he}})}{\sum X_{p2}} = \frac{(5 \times \sqrt{1.5}) + (10 \times \sqrt{3.5}) + (20 \times \sqrt{5.88}) + (30 \times \sqrt{16.6})}{(5 + 10 + 20 + 30)} = 3.01$$

b. 计算压力降及泵压差

按式(7.2.2-42)~式(7.2.2-43)得:

$$X_{vhes} \cdot V_r \cdot \sin 90^\circ = 0.283 \times 0.023 = 0.00651$$

由于 $X_{vhes} \cdot V_r \cdot \sin 90^\circ \ll U$, 则 $\psi = 0.283$, $U_{hsL} = 3.4 \text{ m/s}$

按式(7.2.2-24)和式(7.2.2-58)得:

$$Re = 1000D \cdot U_{hsL} \cdot \rho_a / \mu_a = 1000 \times 0.1 \times 3.4 \times 1216 / 2.02 = 204673$$

$$F_n = 0.0027(16000\epsilon/D)^{0.22} = 0.0027(16000 \times 0.0000457 / 0.1)^{0.22} = 0.00418$$

泵吸入端

(a) 水平管道

① 当量长度(L_e)的计算

泵吸入端水平管道连接管件	件数	L_e m	K_n
闸板阀	1	$8D = 0.8$	1.0
90°短径弯头	1	$30D = 3$	
三通直流	1	$20D = 2$	
进口(即容器出口)	1	$K_n \times D / (4F_n) = 5.98$	
Σ	4	11.78	

② 压力降的计算

按式(7.2.2-44,45,46,47,50,52,53,54,55)得:

$$\begin{aligned} \Delta P_{K1} &= (4F_n/D) \cdot \rho_a \cdot U_{hsL}^2 (L + \Sigma L_e) / (20000g_c) \\ &= 4 \times 0.00418 / 0.100 \times 1216 \times 3.4^2 \times (6.5 + 11.78) / (20000 \times 9.81) \\ &= 0.219 \end{aligned}$$

$$dd = \{U_{hsL}^2 \times \rho_a \times C_{ra} / [\cos \alpha \times 9.81D(\rho_{2s} - \rho_a)]\}^{1.5}$$

$$= \{3.4^2 \times 1216 \times 3.01 / [\cos 0 \times 9.81 \times 0.1(2920 - 1216)]\}^{1.5} = 127.344$$

$$\Delta P_K = [0.11 \Delta P_{K1} / (1 + 0.1 \cos \alpha)] (1 + 85 \psi / dd)$$

$$= [0.11 \times 0.219 / (1 + 0.1)] (1 + 85 \times 0.283 / 127.344) = 0.026 \text{ MPa}$$

(b) 垂直管道

① 当量长度(L_e)的计算

泵吸入端垂直下降管道连接管件	件数	L_e
90°短径弯头	1	$30D=3$
Σ	1	3

② 压力降的计算

$$\begin{aligned} \Delta P_K &= 0.11 [(4F_n/D) \cdot \rho_a \cdot U_{hsL}^2 (L + \Sigma L_e) / (20000g_c)] \\ &= 0.11 [(4 \times 0.00418 / 0.1) \times 1216 \times 3.4^2 (5 + 3) / (20000 \times 9.81)] \\ &= 0.01054 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta P_v &= -0.1 \rho_a \times U_{hsL}^2 / (20000g_c) = -0.1 \times 1216 \times 3.4^2 / (20000 \times 9.81) \\ &= -0.00716 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta P_s &= 0.1 \{ Z_s \cdot \sin \alpha \{ 1.1 \psi [(\rho_{2s} - \rho_a) / \rho_a] + 1 \} (\rho_a / 10000) - H_s \cdot \rho_{sL} / 10000 \} \\ &= 0.1 \{ -5 \sin 90^\circ \{ 1.1 \times 0.283 [(2920 - 1216) / 1216 + 1] (1216 / 10000) - 3 \times \\ &\quad 1698 / 10000 \} \\ &= -0.1383 \text{ MPa} \end{aligned}$$

泵排出端

(a) 水平管道

① 当量长度(L_e)的计算

泵排出端水平管道连接管件	件数	L_e m	K_n
闸板阀	1	$8D=0.8$	
90°短径弯头	1	$30D=3$	
三通直流	2	$2 \times 20D=4$	
出口(即容器入口)	1	$K_n \times D / (4F_n) = 2.99$	0.5
Σ	5	10.79	

② 压力降的计算

$$\begin{aligned} \Delta P_{K1} &= (4F_n/D) \cdot \rho_a \cdot U_{hsL}^2 (L + \Sigma L_e) / (20000g_c) \\ &= (4 \times 0.00418 / 0.1) \times 1216 \times 3.4^2 (19 + 10.79) / (20000 \times 9.81) \\ &= 0.357 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 dd &= \{U_{hsL}^2 \cdot \rho_a \cdot C_{ra} / [\cos\alpha \cdot 9.81D(\rho_{2s} - \rho_a)]\}^{1.5} \\
 &= \{3.4^2 \times 1216 \times 3.01 / [\cos 0 \times 9.81 \times 0.1(2920 - 1216)]\}^{1.5} \\
 &= 127.344
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \Delta P_K &= [0.11\Delta P_{K1} / (1 + 0.1\cos\alpha)](1 + 85\psi/dd) \\
 &= [0.11 \times 0.357 / (1 + 0.1)](1 + 85 \times 0.283/127.344) = 0.0424 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

(b) 垂直管道

① 当量长度(L_e)的计算

泵排出端垂直上升管道连接管件	件数	L_e m
90°短径弯头	1	30D=3
Σ	1	3

② 压力降的计算

$$\begin{aligned}
 \Delta P_K &= 0.11[(4F_n/D) \cdot \rho_a \cdot U_{hsL}^2(L + \Sigma L_e) / (20000g_c)] \\
 &= 0.11[4 \times 0.00418 / 0.1 \times 1216 \times 3.4^2(30 + 3) / (20000 \times 9.81)] \\
 &= 0.0435 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \Delta P_V &= 0.1\rho_a \cdot U_{hsL}^2 / (20000g_c) \\
 &= 0.1 \times 1216 \times 3.4^2 / (20000 \times 9.81) = 0.00716 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \Delta P_s &= 0.1\{Z_d \cdot \sin\alpha\{1.1\psi[(\rho_{2s} - \rho_a)/\rho_a] + 1\}(\rho_a/10000) + H_d \cdot \rho_{sL}/10000\} \\
 &= 0.1\{30\sin 90\{1.1 \times 0.283[(2920 - 1216)/1216 + 1]\}(\rho_a/10000) \\
 &\quad + 3 \times 1698/10000\} \\
 &= 0.5749 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

计算结果汇总表

	ΔP_K MPa	ΔP_V MPa	ΔP_s MPa	$\Sigma \Delta P_{s,d}$ MPa
泵吸入端:				
水平管	0.0260			
下降管	0.01054	-0.00716	-0.1383	
Σ	0.0365	-0.00716	-0.1383	-0.1090
泵排出端:				
水平管	0.0424			
上升管	0.0435	0.00716	0.5749	
Σ	0.0859	0.00716	0.5749	0.6680

(3) 泵压差

$$\Delta P = P_{rd} - P_{rs} + \Sigma \Delta P_s + \Sigma \Delta P_d = 0.17 - 0.1 - 0.1090 + 0.6680 = 0.629 \text{MPa}$$

7.2.5 管道计算表

“浆液流”管道压力降计算表见表 7.2.5。编制步骤、用途及专业关系与“单相流”管道计算表相同。

管道计算表

(浆液流)

表 7.2.5

管道编号和类别			
自			
至			
浆液流量	m ³ /h		
浆液平均密度	kg/m ³		
温度	℃		
流变常数(η)	kg/(m · s ²⁻ⁿ)		
流变常数(1000η)	kg/(m · s ²⁻ⁿ)		
		泵吸入端	泵排出端
管道公称直径	mm		
表号或外径×壁厚			
流速	m/s		
浆液表观粘度	mPa · s		
雷诺数			
直管长度		m	
管件当量长度 m	弯头 90°		
	三通		
	大小头		
	闸阀		
	截止阀		
	旋塞		
	止逆阀		
其它			

续表 7.2.5

总长度		m		
摩擦压力降(ΔP_k)		MPa		
速度压力降(ΔP_v)		MPa		
始端液面标高(距管接口)		m		
终端液面标高(距管接口)		m		
静压力降(ΔP_s)		MPa		
容器液面的压力		MPa		
总压力降		MPa		
版 次 或 修 改	版 次			
	日 期			
	编 制			
	校 核			
	审 核			

7.3 符号说明

- C_h ——阻滞系数；
- C_{hc} ——非均匀相阻滞系数；
- C_{st} ——浆液浓度；
- C_{ra} ——非均匀相尺寸系数；
- D ——管道内直径, m；
- d_1 ——非均匀相浆液中固体颗粒的下限, μm ；
- d_2 ——非均匀相浆液中固体颗粒的上限, μm ；
- d_{mh} ——均匀相浆液中最大粒径, μm ；
- d_{wa} ——非均匀相浆液中固体颗粒的平均粒径, μm ；
- dd ——计算 ΔP_K 的中间变量；
- F_d ——直径系数；
- F_n ——非牛顿型流体的摩擦系数；
- g ——重力加速度, 9.81m/s^2 ；
- g_c ——因次常数, $9.81\text{kgm/kgf} \cdot \text{s}^2$ ；
- H_d ——泵排出端容器液面至管接口之距离, m；
- H_s ——泵吸入端容器液面至管接口之距离, m；
- $H_{s,d}$ ——泵吸入(排出)端容器液面至管接口之距离, m；
- K_n ——阀门、管件的局部阻力系数；
- L ——直管段长度, m；
- L_e ——阀门、管件的当量长度, m；
- n ——流变指数；
- P_{rd} ——泵排出端容器液面的压力, MPa；
- P_{rs} ——泵吸入端容器液面的压力, MPa；
- Re ——雷诺数；
- t ——温度, $^{\circ}\text{C}$ ；
- U ——浆液流的实际流速, m/s；
- U_a ——浆液流的允许流速, m/s；
- U_{hsl} ——非均匀相浆液流体实际流速, m/s；

- U_{\min} ——浆液流体最低流速(试验确定),m/s;
- V_t ——沉降流速,m/s;
- W_l ——连续相(水)的质量流量,kg/h;
- W_s ——固体颗粒的质量流量,kg/h;
- W_{sl} ——浆液流的质量流量,kg/h;
- x ——浆液流体有关系数;
- X_{pi} ——浆液固体颗粒粒度的质量百分比;
- X_{p1} ——均匀相部分的浆液固体颗粒的质量百分比;
- X_{p2} ——非均匀相部分的浆液固体颗粒的质量百分比;
- X_{vhes} ——浆液中非均匀相部分固体颗粒的体积分率;
- X_{vs} ——浆液中均匀相部分固体颗粒的体积分率;
- Y ——浆液流有关系数;
- Z ——浆液流有关系数;
- Z_d ——泵排出端垂直管长度。有正负号,上升管为“+”,下降管为“-”,m;
- Z_s ——泵吸入端垂直管长度。有正负号,上升管为“+”,下降管为“-”,m;
- $Z_{s,d}$ ——泵吸入(排出)端垂直管长度。有正负号,上升管为“+”,下降管为“-”,m;
- α ——与水平线所呈之锐角,向上为正,向下为负。“+”:表示向上流动;“-”:表示向下流动;
- γ ——剪切速率, s^{-1} ;
- δ ——计算精度;
- ΔP ——泵压差,MPa;
- ΔP_K ——摩擦压力降,MPa;
- ΔP_{K1} ——计算浆液流摩擦压力降(ΔP_K)的中间变量,MPa;
- $(\Delta P_K)_s$ ——吸入端摩擦压力降,MPa;
- $(\Delta P_K)_d$ ——排出端摩擦压力降,MPa;
- ΔP_s ——静压力降,MPa;
- $(\Delta P_s)_s$ ——吸入端静压力降,MPa;
- $(\Delta P_s)_d$ ——排出端静压力降,MPa;
- ΔP_v ——速度压力降,MPa;
- $(\Delta P_v)_s$ ——吸入端速度压力降,有正负号,吸入端由大口容器进入管道,截面积缩小,

导致 (ΔP_v) 增加,则 ΔP_v 应取“—”,MPa;

$(\Delta P_v)_d$ ——排出端速度压力降,MPa;

ϵ ——管道内壁绝对粗糙度,m(对新钢管 $\epsilon=0.0000457$);

η ——流变常数, $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^{2-n})$;

μ_a ——浆液流体的表观粘度, $\text{mPa} \cdot \text{s}$;

μ_{hsL} ——浆液均匀相流体的粘度, $\text{mPa} \cdot \text{s}$;

μ_L ——连续相(水)的粘度, $\text{mPa} \cdot \text{s}$;

ρ_a ——浆液流体的平均密度, kg/m^3 ;

ρ_L ——连续相水的密度, kg/m^3 ;

ρ_{pi} ——筛分的固体颗粒的密度, kg/m^3 ;

ρ_s ——浆液中固体的平均密度, kg/m^3 ;

ρ_{1s} ——浆液中均匀相部分固体颗粒的平均密度, kg/m^3 ;

ρ_{2s} ——浆液中非均匀相部分固体颗粒的平均密度, kg/m^3 ;

ρ_{hsL} ——浆液中均匀相部分的平均密度, kg/m^3 ;

ρ_{sL} ——浆液的平均密度, kg/m^3 ;

ΣL_e ——阀门、管件的当量长度之和,m;

$\Sigma \Delta P_d$ ——泵排出端总压力降,MPa;

$\Sigma \Delta P_s$ ——泵吸入端总压力降,MPa;

ψ ——浆液中非均匀相固体的有效体积分率;

压力——本规定除注明外,均为绝对压力。

中华人民共和国行业标准

HG

国际通用设计体制和方法

HG/T 20570—95

工艺系统工程设计 技术规定

1996—05—02 发布

1996—09—01 实施

中华人民共和国化学工业部

发布

中华人民共和国行业标准

工艺系统工程设计技术规定

HG/T 20570—95

主编单位：化工部工艺系统设计技术中心站

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一 九 九 六 年 九 月 一 日

化工部工程建设标准编辑中心

1996 北 京

气-液分离器设计

HG/T 20570.8—95

编制单位：中国寰球化学工程公司

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一九九六年九月一日

编制人：

中国寰球化学工程公司 王 文

审核人：

中国寰球化学工程公司 汪清裕

化工部工艺系统设计技术中心站 盛青萍 龚人伟

1 说 明

1.0.1 本规定适用于两种类型的气-液分离器设计:立式和卧式重力分离器设计和立式和卧式丝网分离器设计。

2 立式和卧式重力分离器设计

2.1 应用范围

2.1.1 重力分离器适用于分离液滴直径大于 $200\mu\text{m}$ 的气液分离。

2.1.2 为提高分离效率,应尽量避免直接在重力分离器前设置阀件、加料及引起物料的转向。

2.1.3 液体量较多,在高液面和低液面间的停留时间在 $6\sim 9\text{min}$,应采用卧式重力分离器。

2.1.4 液体量较少,液面高度不是由停留时间来确定,而是通过各个调节点间的最小距离 100mm 来加以限制的,应采用立式重力分离器。

2.2 立式重力分离器的尺寸设计

2.2.1 分离器内的气速

2.2.1.1 近似估算法

$$V_t = K_s \left(\frac{\rho_L - \rho_G}{\rho_G} \right)^{0.5} \quad (2.2.1-1)$$

式中

V_t ——浮动(沉降)流速, m/s ;

ρ_L, ρ_G ——液体密度和气体密度, kg/m^3 ;

K_s ——系数

$d^* = 200\mu\text{m}$ 时, $K_s = 0.0512$;

$d^* = 350\mu\text{m}$ 时, $K_s = 0.0675$ 。

近似估算法是根据分离器内的物料流动过程,假设 $Re = 130$,由图 2.5.1-1 查得相应的阻力系数 $C_w = 1$,此系数包含在 K_s 系数内, K_s 按式(2.2.1-1)选取。由式(2.2.1-1)计算出浮动(沉降)流速(V_t),再设定一个气体流速(u_c),即作为分离器内的气速,但 u_c 值应小于 V_t 。

真正的物料流动状态,可能与假设值有较大的出入,会造成计算结果不准确,因此近似估算法只能用于初步计算。

2.2.1.2 精确算法

从浮动液滴的平衡条件,可以得出:

$$V_t = \left[\frac{4gd^*(\rho_L - \rho_G)}{3C_w\rho_G} \right]^{0.5} \quad (2.2.1-2)$$

式中

V_t ——浮动(沉降)流速, m/s;

d^* ——液滴直径, m;

ρ_L, ρ_G ——液体密度和气体密度, kg/m³;

g ——重力加速度, 9.81m/s²;

C_w ——阻力系数。

首先由假设的 Re 数,从图 2.5.1-1 查 C_w ,然后由所要求的浮动液滴直径(d^*)以及 ρ_L, ρ_G 按式(2.2.1-2)来算出 V_t' ,再由此 V_t' 计算 Re 。

$$Re = \frac{d^*V_t'\rho_G}{\mu_G} \quad (2.2.1-3)$$

式中

μ_G ——气体粘度, Pa·s。

其余符号意义同前。

由计算求得 Re 数,查图 2.5.1-1,查得新 C_w ,代入式(2.2.1-2),反复计算,直到前后两次迭代的 Re 数相等即 $V_t' = V_t$ 为止。

取 $u_c \leq V_t$,即容器中的气体流速必须小于悬浮液滴的浮动(沉降)流速(V_t)。

2.2.2 尺寸设计

尺寸图见图 2.2.2 所示。

2.2.2.1 直径

$$D = 0.0188 \left(\frac{V_{Gmax}}{u_c} \right)^{0.5} \quad (2.2.2-1)$$

式中

D ——分离器直径, m;

$V_{G.max}$ ——气体最大体积流量, m³/h;

u_c ——容器中气体流速, m/s。

由图 2.5.1-2 可以快速求出直径(D)。

2.2.2.2 高度

容器高度分为气相空间高度和液相高度,此处所指的高度,是指设备的圆柱体部分,见图 2.2.2 所示。

低液位(LL)与高液位(HL)之间的距离,采用式(2.2.2-2)计算

$$H_L = \frac{V_L t}{47.1 D^2} \quad (2.2.2-2)$$

式中

H_L ——液体高度, m;

t ——停留时间, min;

D ——容器直径, m;

V_L ——液体体积流量, m^3/h 。

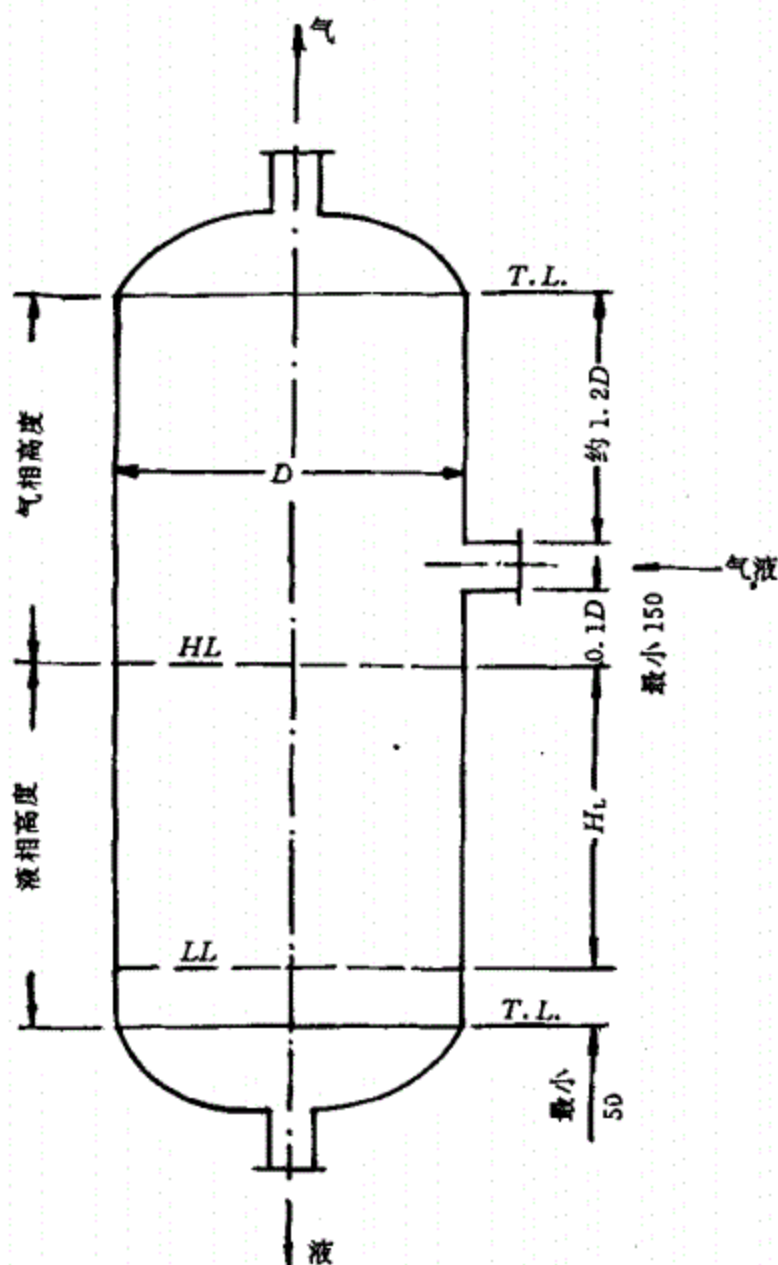


图 2.2.2 立式重力分离器

停留时间(t)以及釜底容积的确定,受许多因素影响。这些因素包括上、下游设备的工艺要求以及停车时塔板上的持液量。当液体量较小时,规定各控制点之间的液体高度最小距离为 100mm。表示为:LL(低液位)-100mm-LA(低液位报警)-100mm-NL(正常液位)-100mm-HA(高液位报警)-100mm-HL(高液位)。

2.2.2.3 接管直径

(1) 入口接管

两相入口接管的直径应符合式(2.2.2-3)要求。

$$\rho_G u_p^2 < 1000 Pa \quad (2.2.2-3)$$

式中

u_p ——接管内流速, m/s;

ρ_G ——气体密度, kg/m³。

由此导出

$$D_p > 3.34 \times 10^{-3} (V_G + V_L)^{0.5} \rho_G^{0.25} \quad (2.2.2-4)$$

式中

V_G, V_L ——分别为气体与液体体积流量, m³/h;

D_p ——接管直径, m。

由图 2.5.1-3 可以快速求出接管直径。

(2) 出口接管

气体出口接管直径,必须不小于所连接的管道直径。液体出口接管的设计,应使液体流速小于等于 1m/s。

任何情况下,较小的出口气速有利于分离。

2.3 卧式重力分离器的尺寸设计

2.3.1 计算方法及其主要尺寸

设备尺寸计算的依据是液体流量及停留时间。按式(2.3.1)求出“试算直径” D_T ,在此基础上,求得容器中液体表面上的气体空间,然后进行校核,验证是否满足液滴的分离。卧式重力分离器的尺寸见图 2.3.1 所示。

试算直径

$$D_T = \left(\frac{2.12 V_L t}{C \cdot A} \right)^{1/3} \quad (2.3.1)$$

式中

$$C = L_T / D_T = 2 \sim 4 \text{ (推荐值是 2.5);}$$

D_T, L_T ——分别为圆柱部分的直径和长度, m;

V_L ——液体的体积流量, m^3/h ;

t ——停留时间, min;

A ——可变的液体面积(以百分率计)即

$$A = A_{\text{TOT}} - (A_a + A_b), \text{均以百分率计}$$

其中 A_{TOT} ——总横截面积, %;

A_a ——气体部分横截面积, %;

A_b ——液位最低时液体占的横截面积, %。

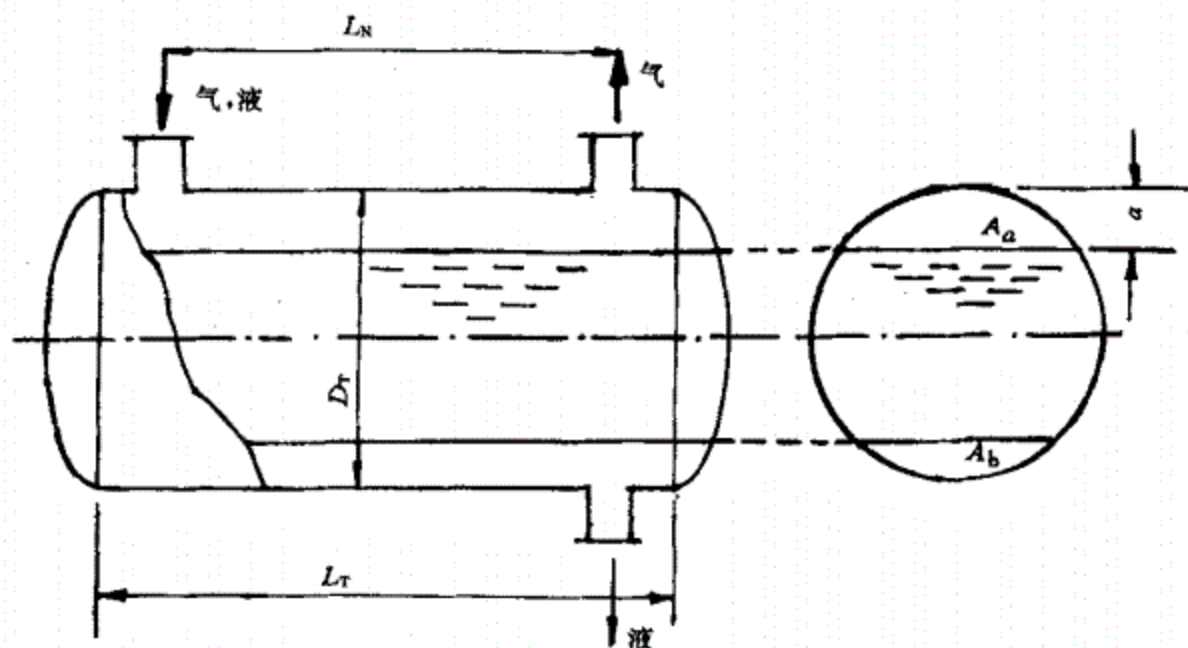


图 2.3.1 卧式重力分离器

通常开始计算时取 $A=80\%$, 并假设气体空间面积 A_a 为 14% , 最小液体面积 A_b 为 6% 。

选择 C 值时, 须考虑容器的可焊性(壁厚)和可运输性(直径、长度)。

由 D_T 和 $A_a=14\%$, 查图 2.5.1-4, 得出气体空间高度(a), a 值应不小于 300mm 。如果 $a < 300\text{mm}$, 需用 $A < 80\%$ 的数值, 再进行计算新的试算直径。

2.3.2 接管距离

两相流进口接管与气体出口接管之间的距离应尽可能大, 即 $L_N \approx L_T$ 及 $L_T = C \cdot D_T$ 。

式中

L_N ——两相流进口到气体出口间的距离, m;

L_T ——圆筒形部分的长度, m。

根据气体空间(A_g)和一个时间比值(R)(即液滴通过气体空间高度所需沉降时间与气体停留时间的比)来校核液滴的分离, 计算进口和出口接管之间的距离(L'_N)。

$$L'_N = \frac{0.524a \cdot V_G}{D_T^2 A_g \left(\frac{\rho_L - \rho_G}{\rho_G}\right)^{0.5} R} \quad (2.3.2-1)$$

式中

L'_N 、 D'_T 、 a ——分别为进出口接管间距离、卧式容器直径和气体空间高度, m;

V_G ——气体流量, m^3/h ;

ρ_L 、 ρ_G ——分别为液体密度、气体密度, kg/m^3 ;

A_g ——气体部分横截面积, %;

R 对于 $d^* = 350\mu m$, 使用 $R = 0.167$

对于 $d^* = 200\mu m$, 使用 $R = 0.127$

$$R = \tau_s / \tau_T$$

其中 τ_s ——直径为 d^* 的液滴, 通过气体空间高度(a)所需要的时间, s;

τ_T ——气体停留时间, s。

两相流进口到气体出口间的距离(L_N)不应小于 L'_N 。

接管设计见 2.2.2.3 规定。

2.3.3 液位和液位报警点计算实例

已知: $V_L = 120m^3/h$, $t = 6min$, $D_T = 2000mm$, $L_T = 5000mm$, 最低液位高度 $h_{LL} = 150mm$ 。

最低液位(LL)、低液位报警(LA)、正常液位(NL)、高液位报警(HA)、最高液位(HL)之间的时间间隔分别是 2、1、1、2min。要计算对应时间间距的各液位高度。

解题: 如图 2.3.3 所示。

最低液位, 即液面起始高度(计算时间为 0)的液位高度(h_{LL})为 150mm。

容器横截面积(A_{TOT}):

$$A_{TOT} = \frac{\pi D_T^2}{4} = \frac{\pi \times 2^2}{4} = 3.14m^2$$

相当于液体在容器中停留时间为 1min 所占的横截面积为:

$$A_1 = 120 \times 1 / (60 \times 5) = 0.4m^2$$

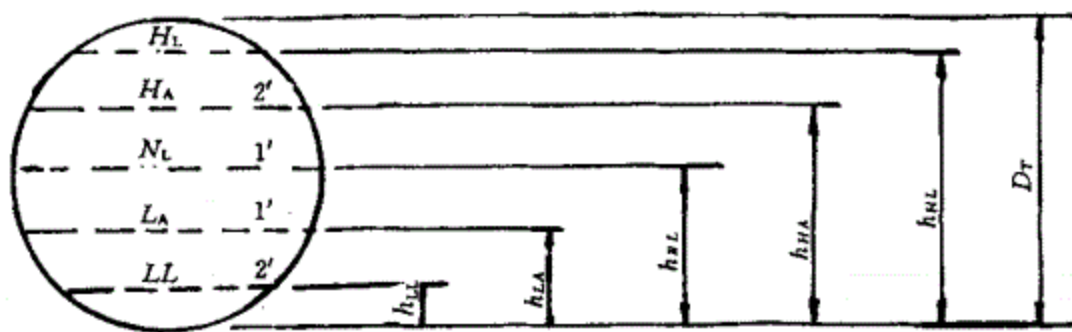


图 2.3.3 卧式重力分离器液位高度

其它几个高度按下述方法求出：

$h_{LL}/D_T = 150/2000 = 0.075$ ，由图 2.5.1-5 查得 $\frac{A_b}{A_{TOT}} = 0.034$ (h_{LL} 即是图中 h)。

$$A_b = 0.034 \times A_{TOT} = 0.034 \times 3.14 = 0.107 \text{m}^2$$

得
$$\frac{A_{LA}}{A_{TOT}} = \frac{A_b + 2A_1}{A_{TOT}} = \frac{0.107 + 2 \times 0.4}{3.14} = 0.289$$

查图 2.5.1-5 得 $\frac{h_{LA}}{D_T} = 0.333$ ，从最低液位经 2min 后得到液面高度为

$$h_{LA} = 0.333 \times D_T = 0.333 \times 2000 = 666 \text{mm} \text{ (} h_{LA} \text{ 即是图中 } h \text{)}$$

得
$$\frac{A_{NL}}{A_{TOT}} = \frac{A_b + 3A_1}{A_{TOT}} = \frac{0.107 + 3 \times 0.4}{3.14} = 0.416$$

查图 2.5.1-5 得 $\frac{h_{NL}}{D_T} = 0.434$ ，过 1min 后，液面高度为 $h_{NL} = 0.434 \times 2000 = 868 \text{mm}$ (h_{NL} 即是图中 h)

得
$$\frac{A_{HA}}{A_{TOT}} = \frac{A_b + 4A_1}{A_{TOT}} = \frac{0.107 + 4 \times 0.4}{3.14} = 0.544$$

查图 2.5.1-5 得 $\frac{h_{HA}}{D_T} = 0.535$ ，再过 1min 液面高度为 $h_{HA} = 0.535 \times D_T = 0.535 \times 2000 = 1070 \text{mm}$ (h_{HA} 即是图中 h)

得
$$\frac{A_{HL}}{A_{TOT}} = \frac{A_b + 6A_1}{A_{TOT}} = \frac{0.107 + 6 \times 0.4}{3.14} = 0.798$$
，

查图 2.5.1-5 得 $\frac{h_{HL}}{D_T} = 0.746$ ，再过 2min 液面高度为 $h_{HL} = 0.746 \times D_T = 0.746 \times 2000 = 1492 \text{mm}$ (h_{HL} 即是图中 h)

2.4 立式分离器(重力式)计算举例

2.4.1 数据

$$\begin{aligned}
 V_L &= 8.3 \text{ m}^3/\text{h} & V_G &= 521.7 \text{ m}^3/\text{h} \\
 \rho_L &= 762 \text{ kg}/\text{m}^3 & \rho_G &= 4.9 \text{ kg}/\text{m}^3 \\
 T &= 318 \text{ K} & \mu_G &= 14.6 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s} \\
 P &= 0.324 \text{ MPa} & d^* &= 350 \times 10^{-6} \text{ m} \\
 V_{\max} &= 135\% & V_{\min} &= 70\%
 \end{aligned}$$

停留时间 $t=6\text{min}$, 要决定分离器尺寸。

2.4.2 解题

2.4.2.1 浮动流速(V_t)

由式(2.2.1-2)计算

$$\begin{aligned}
 V_t &= \left[\frac{4}{3} \times \frac{g d^* (\rho_L - \rho_G)}{C_w \rho_G} \right]^{0.5} \\
 &= \left[\frac{4}{3} \times \frac{9.81 \times 350 \times 10^{-6} \times (762 - 4.9)}{1 \times 4.9} \right]^{0.5} \\
 &= 0.841 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

由式(2.2.1-3)计算

$$\begin{aligned}
 Re &= \frac{V_t d^* \rho_G}{\mu_G} \\
 &= \frac{0.841 \times 350 \times 10^{-6} \times 4.9}{14.6 \times 10^{-6}} \\
 &= 98.8
 \end{aligned}$$

由图 2.5.1-1 查得 $C_w=1.25$, 由式(2.2.1-2)计算, 得 $V_t=0.75$, 再由式(2.2.1-3)计算, 得 $Re=88.4$, 由图 2.5.1-1 查得 $C_w=1.25$, 试算结束, 取 $u_e=V_t, V_t=0.75\text{m/s}$ 。

2.4.2.2 尺寸

$$\begin{aligned}
 \text{直径 } D_{\min} &= 0.0188 \left(\frac{V_{G, \max}}{V_t} \right)^{0.5} \\
 &= 0.0188 \left(\frac{521.7 \times 1.35}{0.75} \right)^{0.5} \\
 &= 0.576 \text{ m} \quad \text{取 } D=0.6 \text{ m}
 \end{aligned}$$

$$\text{高度 } H_L = \frac{V_L t}{47.1 D^2} = \frac{8.3 \times 1.35 \times 6}{47.1 \times (0.6)^2} = 3.96 \text{ m}$$

选用 $D=1\text{m}$ (由于上述计算 L/D 不合适)

$$H_L = \frac{8.3 \times 1.35 \times 6}{47.1 \times 1^2} = 1.43 \text{ m}$$

每分钟停留时间相当于高度为: $H=1430/6=238\text{mm}$

2.5 附 图

2.5.1 附 图

2.5.1.1 雷诺数 Re 与阻力系数 C_w 的关系图, 见图 2.5.1-1 所示。

2.5.1.2 快速确定 D 关系图, 见图 2.5.1-2 所示。

2.5.1.3 接管直径的确定图, 见图 2.5.1-3 所示。

2.5.1.4 容器横截面积的求法(一), 见图 2.5.1-4 所示。

2.5.1.5 容器横截面积的求法(二), 见图 2.5.1-5 所示。

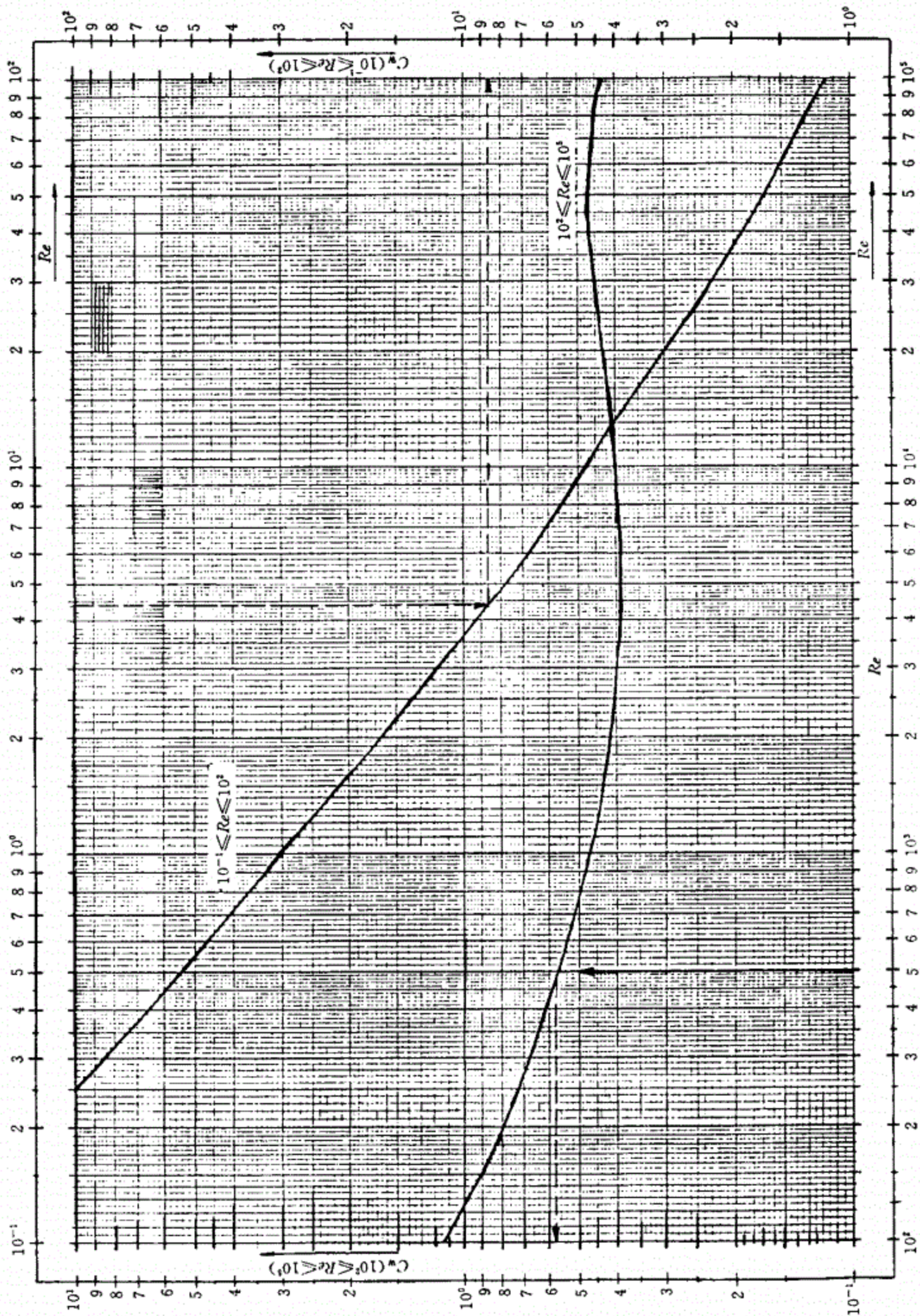


图 2.5.1-1 Re 数与阻力系数 (C_w) 关系图

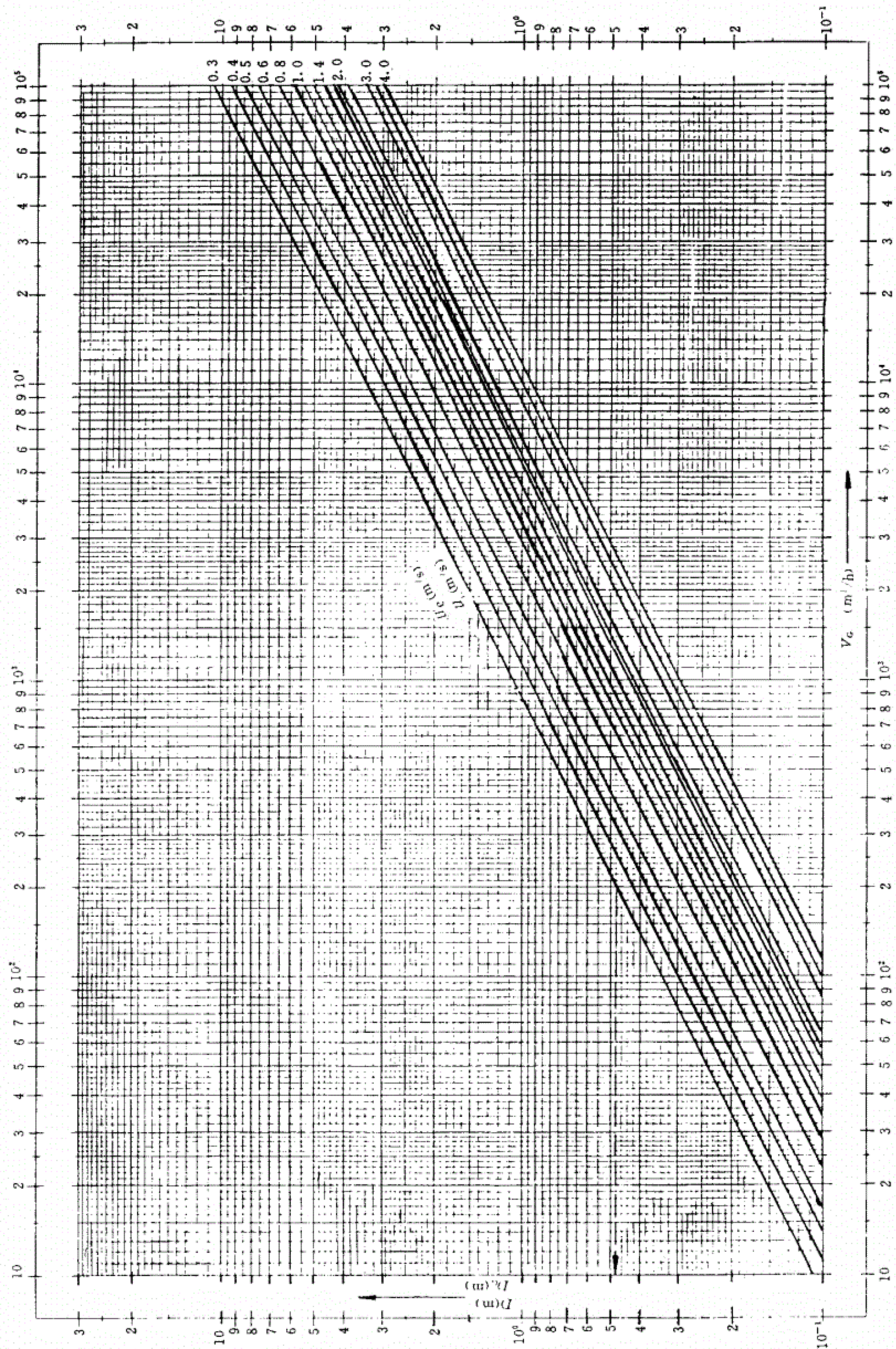


图 2.5.1-2 容器和丝网直径的确定

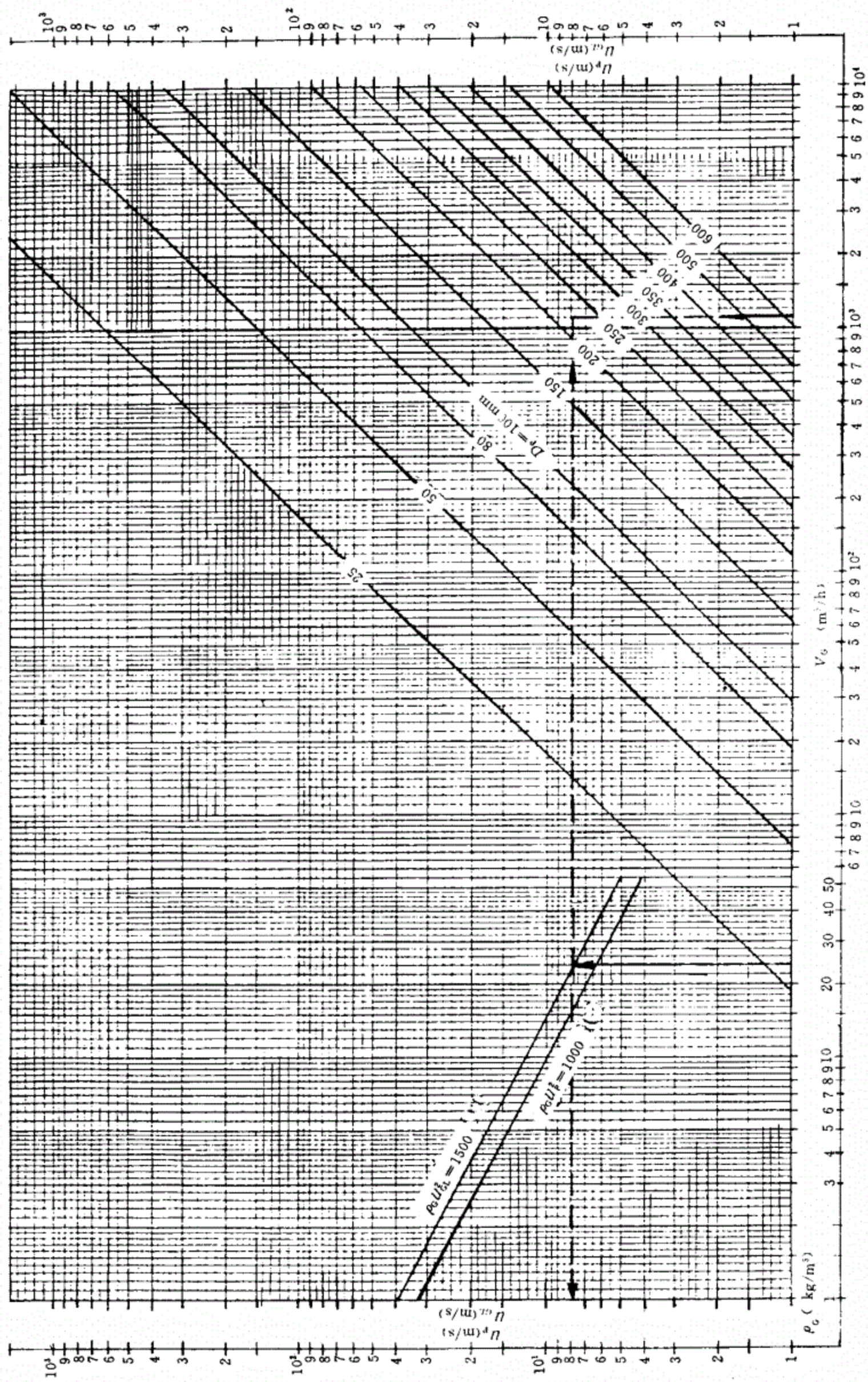


图 2.5.1-3 接管直径的确定

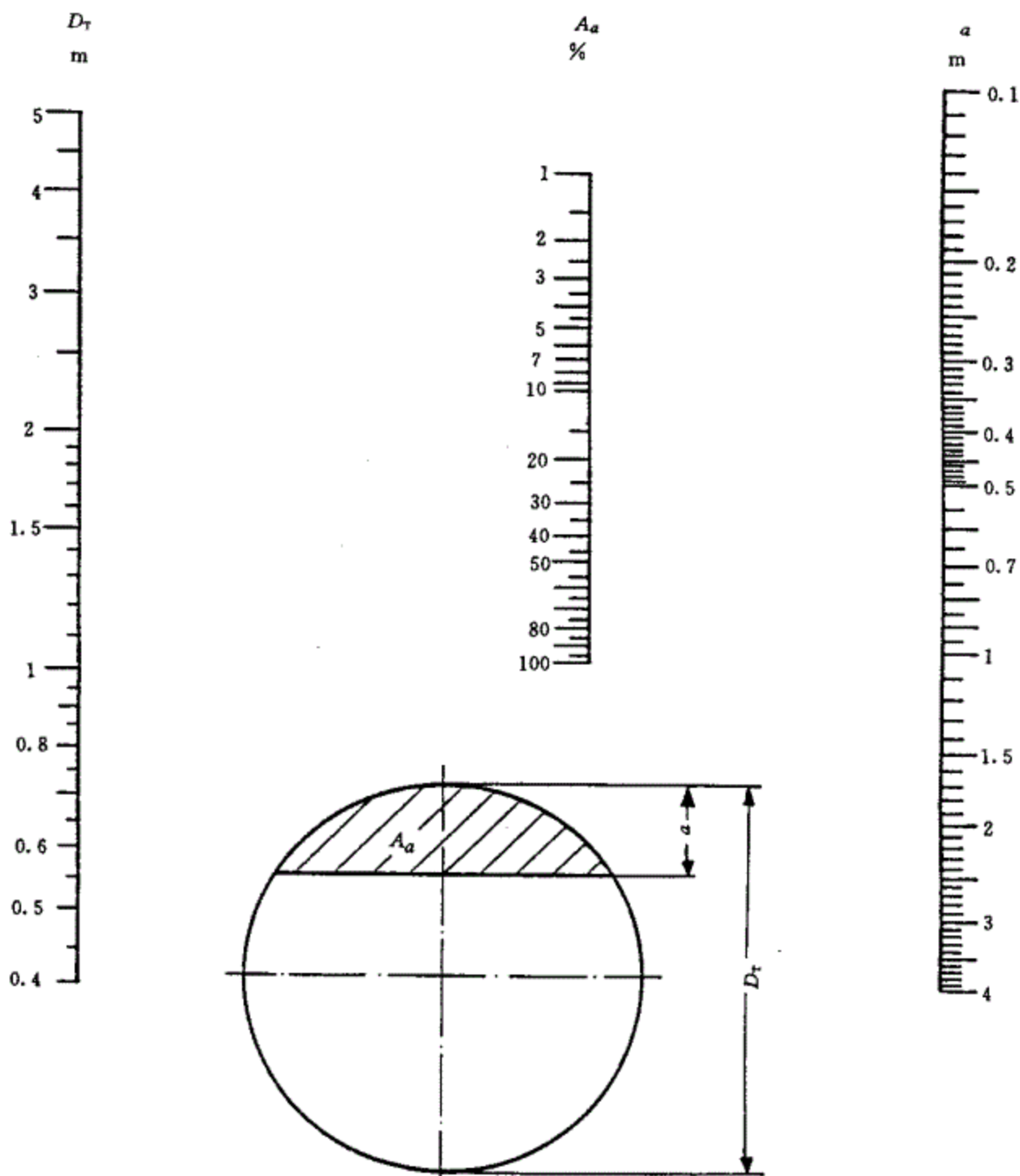


图 2.5.1-4 容器横截面积的求法(一)

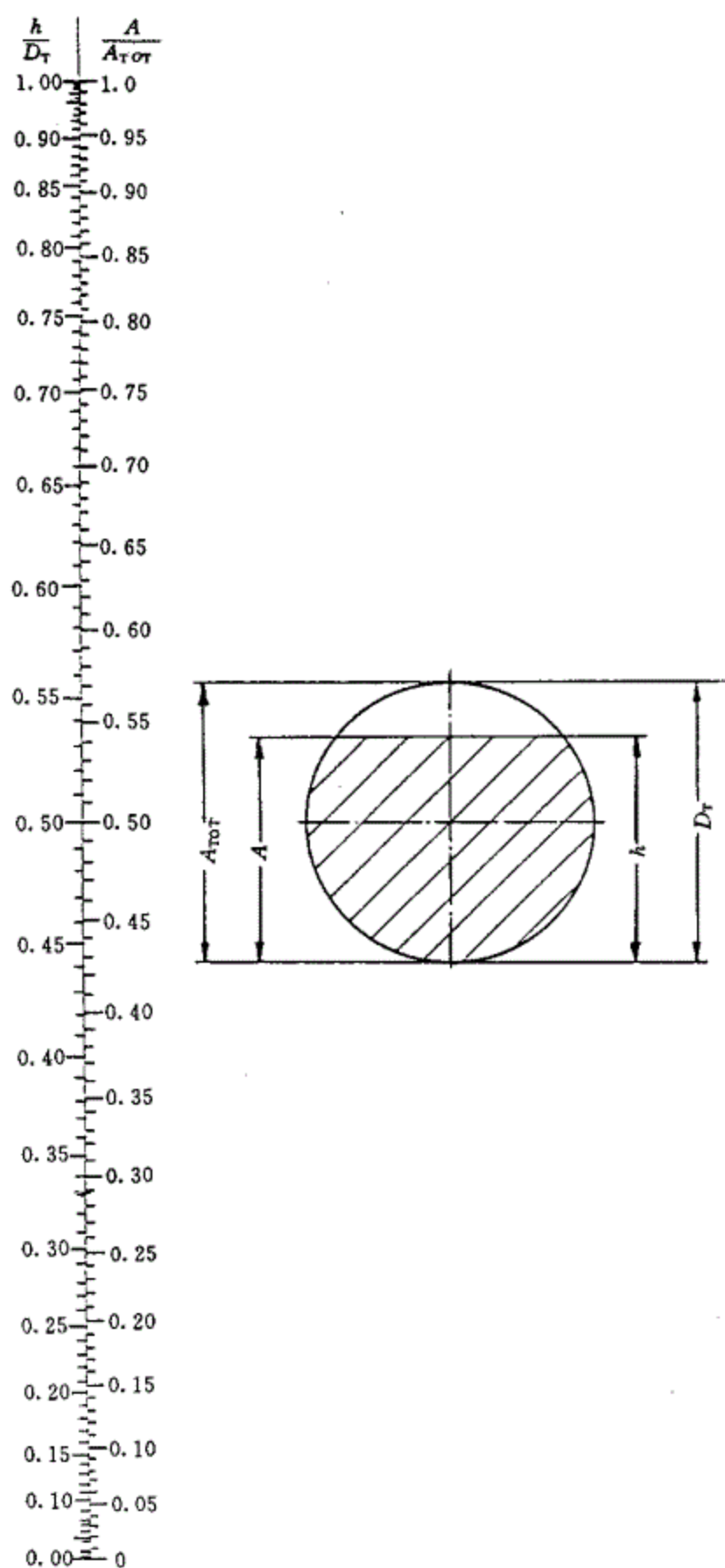


图 2.5.1-5 容器横截面积的求法(二)

3 立式和卧式丝网分离器设计

3.1 应用范围

3.1.1 丝网分离器适用于分离气体中直径大于 $10\sim 30\mu\text{m}$ 的液滴。

3.1.2 丝网分离器主要部件为一固定安装的丝网组件,由丝网和上下支承栅条组成。丝网材料可采用不同的金属或非金属材料。如:不锈钢、蒙乃尔合金、镍、铜、铝、碳钢、钽、耐腐蚀耐热镍合金、聚氯乙烯和聚乙烯等。

3.1.3 丝网分离器通常规格是丝网的丝直径为 $0.22\text{mm}\sim 0.28\text{mm}$,丝网的厚度约为 $100\text{mm}\sim 150\text{mm}$ 。

3.2 立式丝网分离器的尺寸设计

3.2.1 气体流速(u_G)的确定

气体流速对分离效率是一个重要因素。如果流速太大,气体在丝网上部将把液滴破碎,并带出丝网,形成“液泛”状态,如果气速太低,由于达不到湍流状态,使许多液滴穿过丝网而没有与网接触,降低了丝网的效率。气速对分离效率的影响见图 3.2.1 所示。

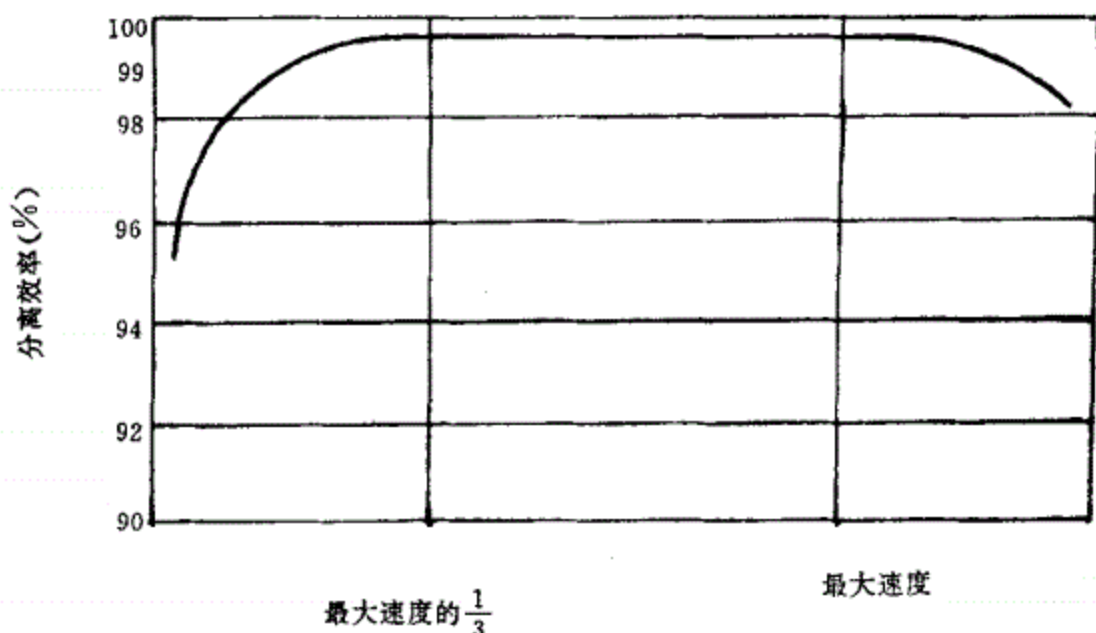


图 3.2.1 分离效率与气速的关系

3.2.1.1 计算方法(一)

用常数(K_G)的计算方法

$$u_G = K_G \left(\frac{\rho_L - \rho_G}{\rho_G} \right)^{0.5} \quad (3.2.1-1)$$

式中

u_G ——与丝网自由横截面积相关的气体流速, m/s;

ρ_L, ρ_G ——分别为液体和气体的密度, kg/m³;

K_G ——常数, 通常 $K_G = 0.107$ 。

如果气流中有较大的液体量被分离, 则建议采用 $K_G = 0.075$ 。在高粘度液体、高压或高真空工艺中, K_G 可采用 0.06。

3.2.1.2 计算方法(二)

本方法适用于两相物料中含液体很少的物流, 假定两相中的液体全部被丝网截住, 通过本方法求得气体流速。

丝网自由横截面积上的气体流速(u_G)

$$u_G = c \cdot m \cdot u_0 \quad (3.2.1-2)$$

其中

$$u_0 = \left(\frac{N \cdot g \cdot \epsilon^3 \cdot \rho_L}{9.96 a' \mu_L^{0.2} \rho_G} \right)^{0.5} \quad (3.2.1-3)$$

式中

c ——安全系数, 取 0.7~0.9;

m ——校正系数, 由 $\frac{\rho_G}{\rho_L}$ 和 $\frac{\sigma_L}{\sigma_{H_2O(20^\circ C)}}$ 由图 3.5.1-2 查得;

σ_L ——工作温度下液体表面张力, N/m, 烃类的 σ_L 可按式(3.2.1-4)计算:

$$\sigma_L = \left[\frac{(2.64M_L + 60)(\rho_L - \rho_G)^4}{3.9M_L} \right] \quad (3.2.1-4)$$

u_0 ——临界流速, m/s;

μ_L ——液体粘度, Pa·s;

ϵ ——丝网空隙率;

a' ——丝网比表面积, m²/m³;

丝网参数见表 3.2.1。

g ——重力加速度, 9.81m/s²;

$\sigma_{H_2O(20^\circ C)}$ ——20℃水的表面张力, 72.8×10^{-3} N/m;

ρ_L, ρ_G ——分别为液体和气体的密度, kg/m³;

M_L ——液体分子量;

N ——系数,由 $M = \frac{\Delta W_L}{W_G} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right)^{0.5}$ 由图 3.5.1-1 查得(当 $M < 0.00001$ 时,取 $N = 0.7$ 进行计算);

ΔW_L ——进出丝网的液体流量之差,kg/h;

W_G ——气体质量流量,kg/h。

国内丝网分离器参数表

表 3.2.1

型 号	规 格	空隙率 (ϵ)	丝网密度 kg/m ³	丝径 mm
标准型	40~100 型	0.982	150	φ0.23
	60~150 型			
	140~400 型			
高效型	60~100 型	0.975	150	φ0.23
	80~100 型			φ0.12
高穿透型	20~100 型	0.990	160	φ0.23
	30~150 型			
	70~140 型			

注:表 3.2.1 摘自行业标准《丝网除沫器》(HG 5-1404-81、HG 5-1405-81 和 HG 5-1406-81)。

3.2.1.3 计算方法(三)

本方法适用于物流中液体含量较多时,首先假定被气流夹带的液量。根据本方法来计算夹带的液量,然后通过计算方法(二)求得气体流速。

(1) 当测得被气体夹带的液滴直径(d^*)后,设定丝网自由横截面积上的气体流速(u_G),并计算 Re 数。

$$Re = \frac{u_G d^* \rho_G}{\mu_G} \quad (3.2.1-5)$$

式中

μ_G ——气体粘度,Pa·s;

ρ_G ——气体密度,kg/m³。

其余符号意义同前。

(2) 由 Re 数查图 2.5.1-1,得阻力系数(C_w);

(3) 由 C_w 校核 u_G

$$u_G = \sqrt{\frac{4d^* g(\rho_L - \rho_G)}{3C_w \rho_G}} \quad (3.2.1-6)$$

若与假定值不符,则改变 u_G 值,直到 u_G 值与假定值相近。

其余符号意义同前。

(4) 由 d^* 、 u_G 值计算单位气体量带到丝网上的液体夹带量(E)

$$E = \frac{\Delta W_L}{W_G} = \frac{0.06243\rho_L \cdot \exp(4.2u_G - 5.34)}{0.1603u_G^{2.5} + 2} [(39.37d^*)^{(0.1603u_G^{2.5} + 2)}] \quad (3.2.1-7)$$

$$\text{及 } M = E \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.5} \quad (3.2.1-8)$$

式中

E ——单位气体量带到丝网上的液体夹带量；

M ——辅助因子。

其余符号意义同前。

(5) 由 M 查图 3.5.1-1 得 N 。 M 、 N 为辅助系数；

(6) 按 $\frac{\rho_G}{\rho_L}$ 及 $\frac{\sigma_L}{\sigma_{H_2O(20^\circ C)}}$ 查图 3.5.1-2 得系数 m 值；

(7) 由式(3.2.1-3)得 u_0 。

若 u_0 值小于 u_G ，且差值不大，则可以用 u_G 进行 3.2.2 的尺寸设计，否则应选用其它参数(a' 、 ϵ)的丝网。

若未测定液滴直径(d^*)，则可用式(3.2.1-1)先定 u_G 值，然后再假定 d^* ，求 Re 及 C_w ，由式(3.2.1-5)验算 d^* 值，若不符合，重新假定 d^* 值，直至两值相近为止，然后再按 3.2.1.3 中(4)~(7)计算。

3.2.2 尺寸设计

3.2.2.1 丝网直径

由式(3.2.1-1)求得的 u_G ，按式(3.2.2-1)求 D_G ：

$$D_G = 0.0188 \left(\frac{V_G}{u_G} \right)^{0.5} \quad (3.2.2-1)$$

式中

u_G ——丝网自由截面积上的气体流速，m/s；

D_G ——丝网直径，m；

其余符号意义同前。

由于安装的原因(如支承环约为 50/70×10mm)，容器直径须比丝网直径至少大 100mm。

由图 2.5.1-2 可以快速求出丝网直径(D_G)。

3.2.2.2 高度

容器高度分为气体空间高度和液体高度(指设备的圆柱体部分)。低液位(LL)和高液位(HL)之间的距离由式(3.2.2-2)计算:

$$H_L = \frac{V_L t}{47.1 D^2} \quad (3.2.2-2)$$

式中

D ——容器直径,m;

V_L ——液体流量, m^3/h ;

t ——停留时间,min;

H_L ——低液位和高液位之间的距离,m。

液体的停留时间(以分计)是用邻近控制点之间的停留时间来表示的,停留时间应根据工艺操作要求确定,例如:

$LL-4-LA-2-NL-2-HA-2-HL$

上式表示:LL(最低液位)和(低液位报警)LA之间的停留时间为4min,LA和NL(正常液位)之间的停留时间为2min等内容。

气体空间高度的尺寸见图3.2.2所示。丝网直径与容器直径有很大差别时,尺寸数据要从分离的角度来确定。

3.2.2.3 接管直径

(1) 入口接管

两相混合物的入口接管的直径应符合式(3.2.2-3)要求:

$$\rho_G u_{GL}^2 < 1500 \text{ Pa} \quad (3.2.2-3)$$

式中

u_{GL} ——接管内两相流速,m/s;

ρ_G ——气相密度, kg/m^3 ;

由此导出

$$D_p > 3.02 \times 10^{-3} \times (V_L + V_G)^{0.5} \times \rho_G^{0.25} \quad (3.2.2-4)$$

式中

D_p ——接管直径,m;

V_L ——液体体积流量, m^3/h ;

V_G ——气体体积流量, m^3/h ;

其余符号意义同前。

由图2.5.1-3可以快速求出接管直径(D_p)。

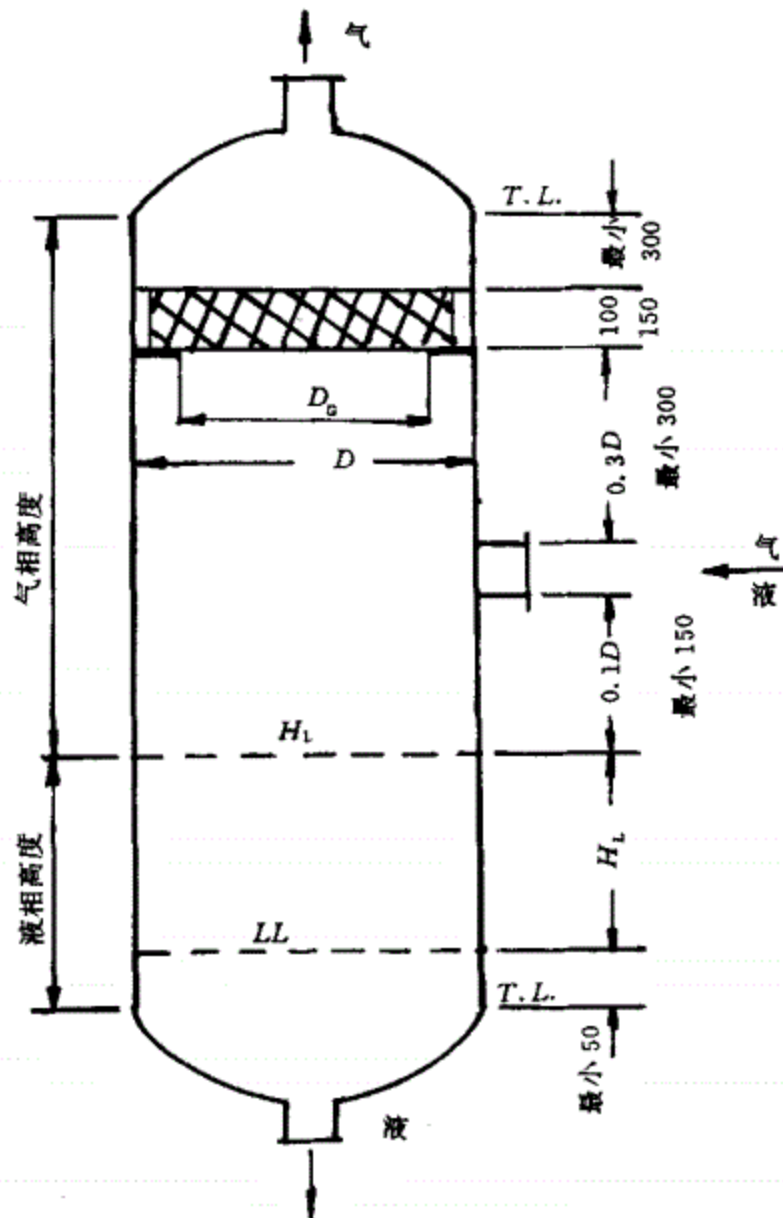


图 3.2.2 立式丝网分离器

(2) 出口接管

液体、气体的出口接管的直径,不得小于连接管道的直径。液体出口接管可以用小于等于 1m/s 的流速来设计。

气体出口流速取决于气体密度,密度小时,最大出口流速 $u_{G,\max} \approx 20\text{m/s}$ 。密度大时,选用较小的气体出口流速。

任何情况下,较小的气体出口流速有利于分离。

3.2.3 丝网的装配

除考虑经济因素外,还应考虑工作温度、容器材料以及丝网本身的耐久性。采用聚丙烯或聚乙烯丝网时,应注意产生碳氢化合物的影响;采用聚四氟乙烯或不锈钢丝网时应考虑其受温度的限制;铝制容器内不能采用蒙乃尔丝网;在有水滴存在的条件

下,钢制容器内不能采用铝制丝网。

3.3 卧式丝网分离器的尺寸设计

3.3.1 如果经卧式分离器之后,临界液滴直径需要小于 $200\mu\text{m}$ 时,分离器应带有丝网,丝网通常置于罐顶部的分离空间中。其设计方法,是把卧式重力分离器(参看第2章“立式和卧式重力分离器设计”中2.3规定)和立式丝网分离器的设计结合起来,从经济上考虑,应使气体空间尽可能地小。气体最小空间高度 $a_{\min}=300\text{mm}$,见图3.3.1所示。

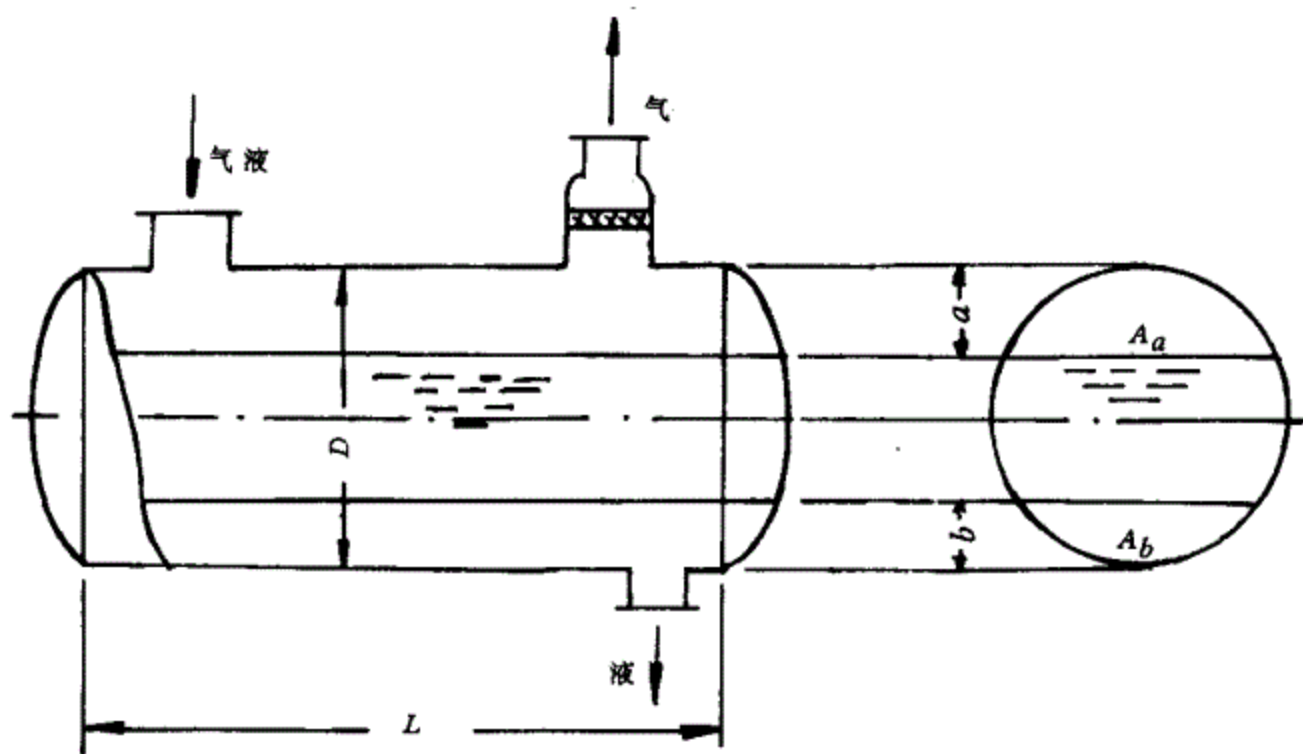


图 3.3.1 卧式丝网分离器

3.4 计算举例

3.4.1 数据

$$V_L = 0.4 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\rho_L = 878 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$T = 33^\circ\text{C}$$

$$V_{\max} = 135\%$$

$$V_G = 372.9 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\rho_G = 5.95 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$P = 0.29 \text{ MPa}$$

$$V_{\min} = 70\%$$

要决定分离器尺寸

3.4.2 解题

3.4.2.1 气体流速(u_G)

由式(3.2.1-1)得:

$$u_G = K_G \left(\frac{\rho_L - \rho_G}{\rho_G} \right)^{0.5} \\ = 0.107 \left(\frac{878 - 5.95}{5.95} \right)^{0.5} = 1.3 \text{ m/s}$$

3.4.2.2 尺寸

(1) 丝网直径(D_G)

由式(3.2.2-1)得:

$$D_G = 0.0188 \left(\frac{V_G}{u_G} \right)^{0.5} \\ = 0.0188 \left(\frac{372.9 \times 1.35}{1.3} \right)^{0.5} = 0.370 \text{ m (370 mm)}$$

(2) 容器直径(D)至少要比丝网直径大 100mm(考虑安装固定,如支承环约为 50/70×10mm),取容器直径为 500mm。

(3) 高度(H_L)

由式(3.2.2-2)得:

$$H_L = \frac{V_L t}{47.1 D^2} = \frac{0.4 \times 1.35 \times 6}{47.1 \times 0.5^2} = 0.275 \text{ m}$$

(4) 接管

两相进口

由式(3.2.2-3)得 $\rho_G \cdot u_{GL}^2 < 1500 \text{ Pa}$

$$u_{GL} < \left(\frac{1500}{\rho_G} \right)^{0.5} = \left(\frac{1500}{5.95} \right)^{0.5} = 15.88 \text{ m/s}$$

再由式(3.2.2-4)得:

$$D_p > 3.02 \times 10^{-3} (V_L + V_G) \rho_G^{0.25} \\ D_p > 3.02 \times 10^{-3} [(372.9 + 0.4) \times 1.35]^{0.5} \times 5.95^{0.25} \\ D_p > 0.106 \text{ m (取 } 0.15 \text{ m)}$$

气相出口

气体出口流速 = 两相进口流速

选用 $D_p = 0.15 \text{ m}$

$$u = \frac{372.9 \times 1.35}{0.785 \times 3600 \times 0.15^2} = 7.92 \text{ m/s}$$

液体出口

选用管径 $DN40$, 则流速为:

$$u_L = \frac{0.4 \times 1.35}{0.785 \times 3600 \times 0.04^2} = 0.12 \text{ m/s}$$

3.5 附图

3.5.1 附图

3.5.1.1 由 $(\Delta W_L/W_G)(\rho_G/\rho_L)^{0.5}$ 查得辅助系数 (N), 见图 3.5.1-1 所示。

3.5.1.2 由 ρ_G/ρ_L 和 $\sigma_L/\sigma_{H_2O(20^\circ\text{C})}$ 查得校正系数 (m), 见图 3.5.1-2 所示。

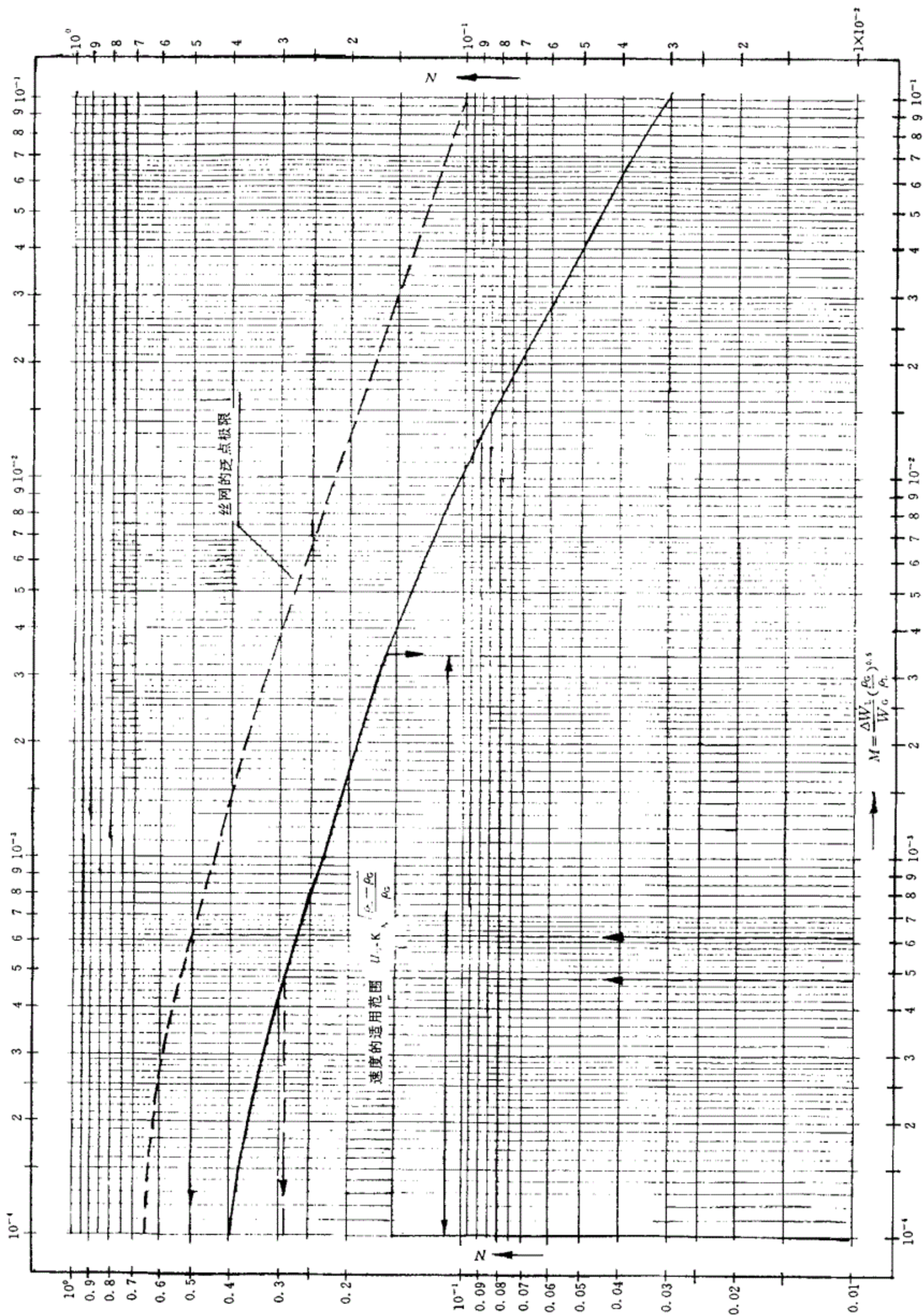


图 3.5.1-1 $\left(\frac{\Delta W_1}{\Delta W_G} \right) \left(\frac{\rho_1}{\rho_0} \right)^{0.5}$ 与系数 (N) 的关系图

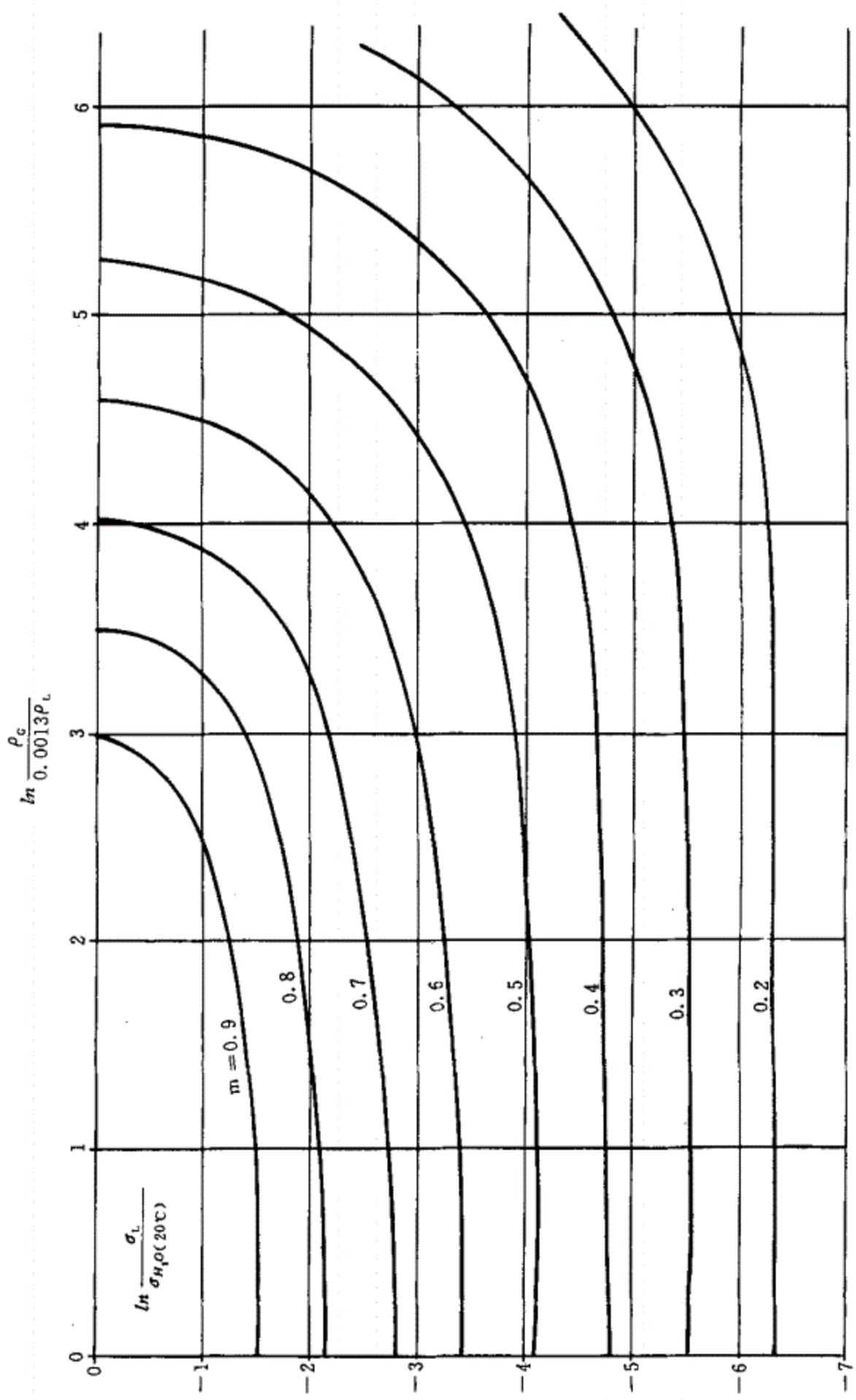


图 3.5.1-2 ρ_c/ρ_L 和 $\sigma_L/\sigma_{H,0(20^\circ\text{C})}$ 与校正系数 (m) 的关系图

3.6 符号说明

- a ——气体空间高度, m;
- a' ——丝网比表面积, m^2/m^3 ;
- A ——可变液体面积, %;
- A_a ——气体部分横截面积;
- A_b ——最小液面面积;
- A_{TOT} ——容器横截面积;
- A_a, A_b, A_{TOT} ——在式(2.3.1)、式(2.3.2-1)和式(2.3.2-2)中, 单位为%; 在2.3.3规定中, 计算举例单位为 m^2 。
- C ——容器高度与直径之比(第2章);
- C ——安全系数(第3章);
- C_w ——与流动状态有关的阻力系数;
- d^* ——悬浮液滴直径, m(第2章);
- d^* ——漂浮液滴直径, m(第3章);
- D ——容器直径, m;
- D_G ——丝网直径, m;
- D_{min} ——分离器最小直径, m;
- D_p ——接管直径, m;
- D_T ——圆柱部分的直径, m;
- D'_T ——卧式容器直径, m;
- E ——单位气体量带到丝网上的液体夹带量;
- g ——重力加速度, 9.81m/s^2 ;
- H_L ——液体高度, m(第2章);
- H_L ——低液位与高液位间的距离, m(第3章);
- h ——可变液面高度, mm, m;
- h_{LL} ——最低液面高度, mm, m;
- h_{LA} ——低液位报警液面高度, mm, m;
- L_{NL} ——正常液面高度, mm, m;
- L_{HA} ——高液位报警液面高度, mm, m;

- L_{HL} ——最高液面高度,mm,m;
 K_G ——常数;
 K_S ——系数;
 L ——从切线到切线的容器长度,m;
 L_T ——从切线到切线的试算容器长度,m;
 L_N ——两相流进口到气体出口间距离,m;
 m ——校正系数;
 M ——辅助因子;
 N ——辅助系数;
 P ——压力,MPa;
 R ——时间比率;
 Re ——雷诺数;
 T ——温度,°C,K;
 t ——停留时间,min;
 u ——出口接管中气体流速,m/s;
 u_e ——气体在容器内的流速,m/s;
 u_G ——与丝网自由截面积相关的气体流速,m/s;
 u_{GL} ——接管中两相进口流速,m/s;
 $u_{G,max}$ ——气体出口最大流速,m/s;
 u_L ——出口接管中液体流速,m/s;
 u_0 ——临界流速,m/s;
 u_p ——接管内的流速,m/s;
 V_G ——气相体积流量,m³/h;
 $V_{G,max}$ ——气体最大体积流量,m³/h;
 V_L ——液相体积流量,m³/h;
 V_{max} ——最大体积流量的系数,%;
 V_{min} ——最小体积流量的系数,%;
 V_t ——液滴在容器内的浮动流速,m/s;
 V_t' ——试差的浮动流速,m/s;
 W_G ——气体或汽体质量流量,kg/h;
 W_L ——液体质量流量,kg/h;

ΔW_L ——进出丝网的流体流量之差,kg/h;

σ ——液体的表面张力,N/m;

$\sigma_{H_2O(20^\circ C)}$ ——20℃时水的表面张力, 72.8×10^{-3} N/m;

ϵ ——丝网空隙率;

μ_G ——气体粘度,Pa·s;

μ_L ——液体粘度,Pa·s;

ρ_G ——气体密度,kg/m³;

ρ_L ——液体密度,kg/m³;

τ_s ——直径为 d^* 的液滴通过气体空间高度(a)所需的沉降时间,s;

τ_r ——气体的停留时间,s;

压力——本规定除注明外,均为绝对压力。

中华人民共和国行业标准

HG

国际通用设计体制和方法

HG/T 20570—95

工艺系统工程设计 技术规定

1996—05—02 发布

1996—09—01 实施

中华人民共和国化学工业部

发布

中华人民共和国行业标准

工艺系统工程设计技术规定

HG/T 20570—95

主编单位：化工部工艺系统设计技术中心站

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一 九 九 六 年 九 月 一 日

化工部工程建设标准编辑中心

1996 北 京

设备进、出管口压力损失计算

HG/T 20570.9—95

编制单位：中国寰球化学工程公司

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一九九六年九月一日

编制人：

中国寰球化学工程公司 杨庆兰 汪清裕

审核人：

中国寰球化学工程公司 杨 宜
化工部工艺系统设计技术中心站 龚人伟

1 应用范围和说明

1.0.1 本规定适用于单独计算设备进、出管口的压力损失。这部分阻力是系统压力降的一部分,称为局部阻力。它是由于液体经过设备的进口或出口时,流体的流速或流动方向突然发生变化,以致出现涡流,增加了流体质点的相对运动和内部摩擦作用而形成的。

1.0.2 设备进、出管口的压力损失有三种表示方法:

1.0.2.1 采用管中流体速度头与局部阻力系数表示。

1.0.2.2 采用压力降表示。

1.0.2.3 采用当量长度,将流体产生的局部阻力折合成相当于流体流过长度同直径的管道时产生的阻力表示。

1.0.3 与流体速度头一起表示管子进、出口阻力的局部阻力系数,与设备的接管形式有关(见图 7.0.1)。设备进、出口压力损失一般可按锐边进、出管口进行保守推测(速度头损失)。

1.0.4 本规定除注明外,压力均为绝对压力。

2 设备进、出管口压力损失表达式

2.0.1 用速度头与局部阻力系数表示的表达式

$$h_i = Ku^2/2g \quad (2.0.1)$$

式中

h_i ——设备进、出管口压力损失, m 液柱;

K ——局部阻力系数, 取决于管道进、出口的形狀配置, 可查阅图 7.0.1;

g ——重力加速度, 9.81m/s^2 ;

u ——流体在设备进口管或设备出口管内流速, m/s 。

2.0.2 用压力降表示的表达式

$$\Delta P_g = h_i \rho g \quad (2.0.2)$$

式中

ΔP_g ——设备进、出管口压力损失, Pa;

ρ ——根据上游流体的温度(T)、压力(P)和分子量(M)确定的流体密度, kg/m^3 ;

其余符号意义同前。

式(2.0.2)通常用在以压力降表示的水力计算中。

2.0.3 用当量长度表示的表达式

$$h_i = \lambda \frac{L_e}{D} \frac{u^2}{2g} \quad (2.0.3)$$

式中

h_i ——设备进、出管口压力损失, m 液柱;

D ——设备进口或出口管子的内径, m;

L_e ——设备的管口相当于管道的当量长度, 见表 7.0.2, m;

λ ——摩擦系数;

其余符号意义同前。

3 计算中应注意的问题

3.0.1 可压缩流体

当可压缩性流体在管中流动时,由于克服流体阻力而使压力降低,流体的体积(密度)就要发生变化。因此,对可压缩性流体进行水力计算时,必须考虑流体密度变化引起的阻力变化。在高压系统中进口或出口压力损失(按同一速度头计)所引起密度变化很小,通常可以忽略不计;而在低压系统中该压力损失所引起密度变化的影响是不能忽略的,尤其在真空系统中。

3.0.2 易闪蒸流体

当容器中流体的压力或液柱头发生变化时,设备进、出口管内流体在流速一定和压力降低时可能会出现闪蒸。因此,必须在容器内给以足够的液柱头和/或足够的设备进、出口管径尺寸,使之降低流体速度以防止闪蒸,从而减少流体进、出设备管口的压力损失和减少由于加速度在设备管口中产生的压力变化。

4 设备进口压力损失计算

4.0.1 定义

设备进口压力损失为流体从管道进入设备(如换热器或容器)的压力损失。

4.0.2 计算式

以图 4.0.2 为例来表示设备进口压力损失计算式。

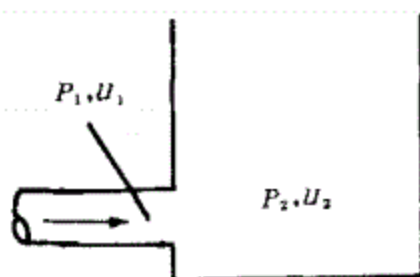


图 4.0.2 流体从设备进口的压力损失

在容器进口内外列出能量衡算式

$$P_2 = P_1 + \frac{u_1^2 \rho}{2} - \frac{u_2^2 \rho}{2} - \Delta P_f \quad (4.0.2)$$

式中

P_1 ——设备进口处压力, Pa;

P_2 ——容器内压力, Pa;

ΔP_f ——摩擦压力损失, Pa;

u_1 ——流体在进口管内流速, m/s;

u_2 ——流体在容器内流速, m/s;

ρ ——设备进口管处流体密度, kg/m³。

假设 $u=0$, 进口管按锐边考虑, 按锐边管口计, 设备入口处的局部阻力系数 $K=1.0$ (见图 7.0.1 所示)。流体从进口管进入设备时的压力损失 $\Delta P_f = K \frac{u_1^2 \rho}{2}$, 正好等于流体进口动能的损失 $\frac{u_1^2 \rho}{2}$, 则 $P_1 = P_2$ 。

5 设备出口压力损失计算

5.0.1 定义

设备出口压力损失为流体从设备进入管道的压力损失。

5.0.2 计算式

5.0.2.1 气体

以图 5.0.2-1 表示气体自设备进入到出口管道的压力损失计算式。

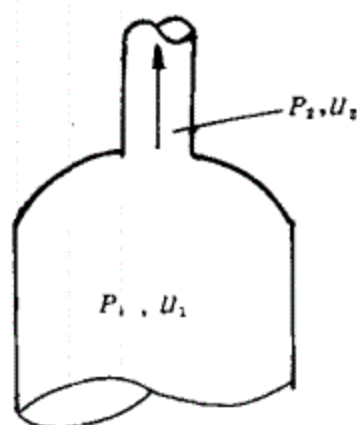


图 5.0.2-1 流体从设备出口的压力损失

在容器出口内外列出能量衡算式

$$P_2 = P_1 + \frac{u_1^2 \rho}{2} - \frac{u_2^2 \rho}{2} - \Delta P_f \quad (5.0.2-1)$$

假设 $u_1 = 0$, 管口为锐边时, 则摩擦压力损失(见图 7.0.1, $K = 0.5$)得出:

$$\begin{aligned} \Delta P_f &= 0.5 \times \frac{u_2^2 \rho}{2} \\ P_1 - P_2 &= 1.5 \times \frac{u_2^2 \rho}{2} \end{aligned} \quad (5.0.2-2)$$

式中

P_1 ——容器内压力, Pa;

P_2 ——设备出口处压力, Pa;

ΔP_f ——摩擦压力损失, Pa;

u_1 ——流体在容器内的流速, m/s;

u_2 ——流体在设备出口管内的流速, m/s;

ρ ——设备出口管处流体密度, kg/m^3 。

由上述可见, 流体从设备(如容器或换热器)流至出口管时, 在出口管口处的出口

压力损失,当管口为锐边管口时,可取 1.5 倍的速度头。

5.0.2.2 液体

(1) 饱和溶液一定要有足够高的工作液位来克服管口损失,以防止液体在管口处闪蒸,见图 5.0.2-2 所示。

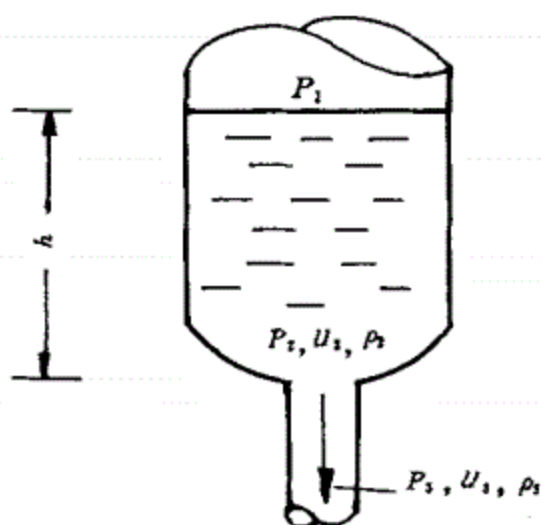


图 5.0.2-2 饱和溶液从设备出口的压力损失

密度 $\rho_2 = \rho_3$

设 $u_2 = 0$, 为了防止闪蒸, 必须使

$$h > 1.5 \times \frac{u_3^2 \text{注①}}{2g} \quad (5.0.2-3)$$

$$P_2 = P_1 + h\rho_2g \quad (5.0.2-4)$$

$$P_3 = P_2 - 1.5 \times \frac{u_3^2 \rho_3}{2} \quad (5.0.2-5)$$

上述各式中

g ——重力加速度, 9.81m/s^2 ;

h ——液位高度, m ;

P_1 ——容器内液面上的压力, Pa ;

P_2 ——设备出口管处的压力, Pa ;

P_3 ——设备出口管内的压力, Pa ;

注① 此处的“ h ”仅能保证克服从设备出口至出口管的压力损失,若要保证整个下游系统都不发生气化,“ h ”应高得足以克服下游系统的全部管道压力损失。

u_2 ——设备出口管处流体的流速, m/s;

u_3 ——设备出口管内的流体速度, m/s;

ρ_2 ——设备出口管处流体的密度, kg/m³;

ρ_3 ——设备出口管内的流体密度, kg/m³。

对卧式设备, 出口管多采用插入式, 出口管局部系数 $K=0.78$ (见图 7.0.1 所示), 为了防止闪蒸, 必须使

$$h > 1.78 \times \frac{u_3^2 \text{注①}}{2g} \quad (5.0.2-6)$$

$$P_2 = P_1 + h\rho_2g \quad (5.0.2-7)$$

$$P_3 = P_2 - 1.78 \times \frac{u_3^2 \rho_3}{2} \quad (5.0.2-8)$$

式中符号意义同前。

(2) 不饱和溶液

不饱和溶液在流过管口时一般不会发生闪蒸, 但要防止液面上的气体带入管口, 所以也要保持一定液位高度, 因此可按饱和溶液情况处理。

(3) 气-液混合物

气-液混合物的设备出口压力损失按均匀密度法和混合速度计算, 计算式如下:

$$V_v = \frac{W_v}{\rho_v} \quad (5.0.2-9)$$

$$V_L = \frac{W_L}{\rho_L} \quad (5.0.2-10)$$

$$V_m = \frac{V_v + V_L}{A} \quad (5.0.2-11)$$

$$\rho_H = \frac{W_v + W_L}{V_v + V_L} \quad (5.0.2-12)$$

$$\Delta P = K \times \frac{V_m^2 \rho_H}{2} \quad (5.0.2-13)$$

上述各式中

A ——管口截面, m²;

K ——局部阻力系数, 见图 7.0.1 所示;

ΔP ——设备出管口处的压力损失, Pa;

注① 此处的“ h ”仅能保证克服从设备出口至出口管的压力损失, 若要保证整个下游系统都不发生气化, “ h ”应高得足以克服下游系统的全部管道压力损失。

- W_L ——设备出管口处的液相流量,kg/s;
- V_m ——设备出管口处的气、液相混合速度,m/s;
- W_V ——设备出管口处的气相重量流量,kg/s;
- V_L ——设备出管口处的液相体积流量,m³/s;
- V_V ——设备出管口处的气相体积流量,m³/s;
- ρ_H ——设备出管口处的气-液相均匀密度,kg/m³;
- ρ_L ——设备出管口处的液相密度,kg/m³;
- ρ_V ——设备出管口处的气相密度,kg/m³。

6 计算举例

6.0.1 卧式设备插入式出口管

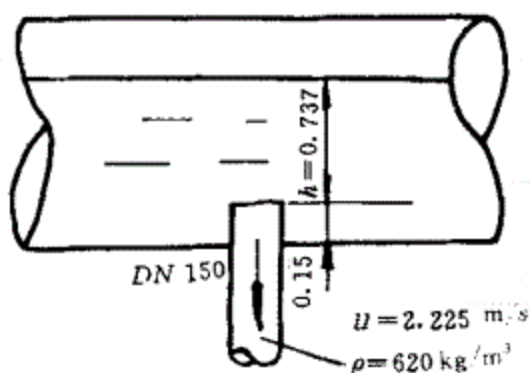


图 6.0.1 计算例图(一)

解:由于出口管为插入式,由图 7.0.1 得知 $K=0.78$,由此需要克服管口压力损失的液位高度为:

$$h' = 1.78 \times \frac{2.225^2}{2 \times 9.81} = 0.449 \text{m (小于设备内液位)}$$

管口压力损失

$$\Delta P_i = 1.78 \times \frac{2.225^2}{2} \times 620 = 2732 \text{Pa}$$

6.0.2 速度和密度变化时出口压力损失

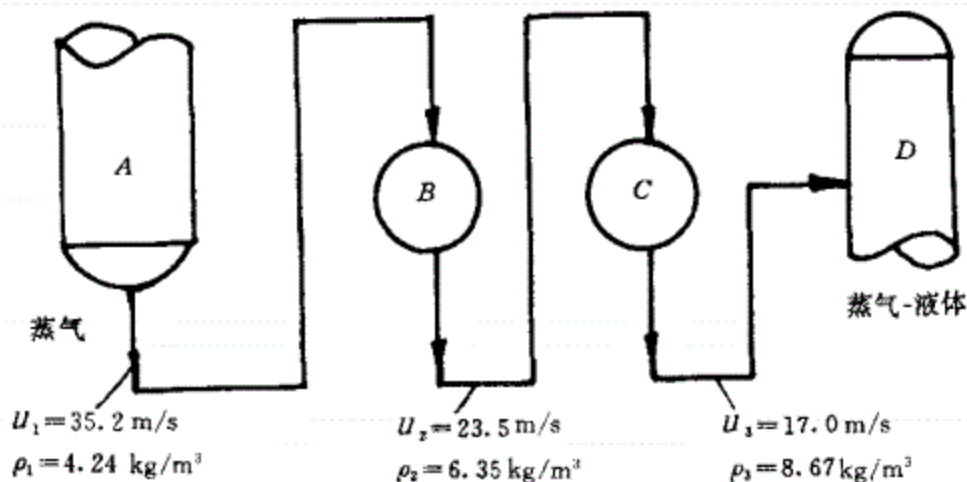


图 6.0.2 计算例图(二)

图中:A——反应器;B、C——换热器;D——分离器。

解:各段压力损失为:

$$(1) \quad \Delta P = 1.5 \times \frac{35.2^2}{2} \times 4.24 = 3940 \text{ Pa}$$

$$(2) \quad \Delta P = 1.5 \times \frac{23.5^2}{2} \times 6.35 = 2630 \text{ Pa}$$

$$(3) \quad \Delta P = 1.5 \times \frac{17.0^2}{2} \times 8.67 = 1879 \text{ Pa}$$

这里 u_3 、 ρ_3 均是按两相流计算的。

7 附图和附表

7.0.1 设备进口管口阻力系数与管口的连接形式有关,图 7.0.1 列出了常用的几类连接管型式和阻力系数(K)。

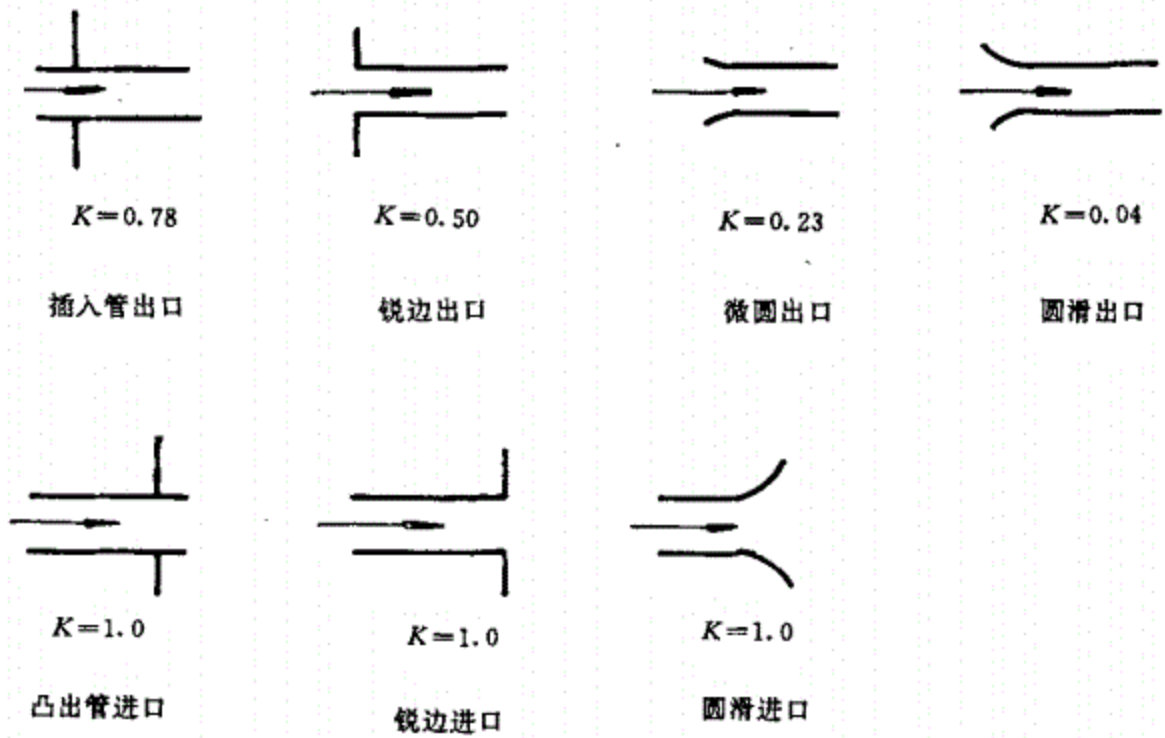


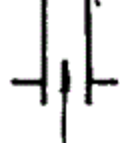




图 7.0.1 设备进、出管口的连接形式和相应的阻力系数

7.0.2 表 7.0.2 中列出了设备进、出管口的当量长度。

设备进出口的当量长度表

表 7.0.2

管子附件名称	材料 或 $\frac{d}{D}$	管子公称直径 mm																													
		6	10	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500	600	750	900	1000	1200	1400	1500	1800	2150	
 喇叭形进口	钢	0.01	0.02	0.03	0.04	0.06	0.08	0.1	0.1	0.2	0.2	0.3	0.4	0.5	0.7	0.8	1.1	1.2	1.4	1.6	1.9	2.3	3.0	4.0	4.9	5.8	6.4	7.3	9.1	11.0	
	铸铁	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.2	0.2	—	—	—	0.4	0.6	0.9	1.1	1.3	1.5	1.7	2.2	2.8	3.4	4.3	4.8	5.8	6.4	7.9	9.8
 直角边进口	钢	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.8	0.9	1.3	1.6	2.0	2.9	4.0	4.9	7.0	8.2	10.7	12.2	14.3	16.2	18.6	23.5	31.4	40.5	48.5	56.7	65.2	73.8	91.7	109.7	
	铸铁	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1.7	2.3	—	—	—	4.0	5.8	7.3	9.1	11.0	13.1	15.2	17.4	21.5	28.0	34.7	42.4	49.4	57.3	64.6	80.2
 插入	钢	0.3	0.4	0.6	0.8	1.1	1.6	1.9	2.6	3.1	4.0	5.8	7.6	9.8	13.7	16.8	21.3	24.4	29.0	33.5	36.6	46.9	62.8	80.8	96.9	113.4	130.5	147.5	183.5	219.5	
	铸铁	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3.4	4.6	—	—	—	7.9	11.3	14.9	18.6	22.3	26.2	29.0	34.4	43.3	56.1	69.2	84.7	98.8	114.6	129.2	160.3
 突然扩大 $\frac{d}{D}$	$\frac{1}{4}$	—	—	—	—	—	—	4.0	4.6	5.2	5.5	6.7	8.6	11.0	12.5	14.3	14.9	16.5	18.3	19.5	22.3	26.2	29.6	32.9	36.3	38.4	41.8	—	—	—	—
	$\frac{1}{2}$	—	—	—	—	—	—	2.4	2.7	3.0	3.7	4.6	5.8	7.0	8.5	9.1	9.4	10.1	11.6	12.5	14.3	17.1	19.2	21.3	22.9	25.3	26.5	—	—	—	—
	$\frac{3}{4}$	—	—	—	—	—	—	0.8	0.9	0.9	1.2	1.2	1.8	2.1	2.4	2.7	3.0	3.0	3.4	3.7	4.3	4.3	4.9	5.5	6.4	7.0	7.6	7.9	—	—	—
 突然收口 $\frac{d}{D}$	$\frac{1}{4}$	—	—	—	—	—	—	1.8	2.1	2.4	2.7	3.4	4.6	5.5	6.4	7.0	7.6	8.5	9.1	9.4	10.7	13.2	14.6	16.2	17.7	19.5	20.7	—	—	—	—
	$\frac{1}{2}$	—	—	—	—	—	—	1.5	1.5	1.8	2.1	2.4	3.4	4.3	4.9	5.2	5.8	6.1	6.7	7.3	8.2	10.1	11.3	12.5	13.7	14.9	15.8	—	—	—	—
	$\frac{3}{4}$	—	—	—	—	—	—	0.6	0.9	0.9	1.2	1.2	1.5	2.1	2.4	2.7	3.0	3.0	3.4	3.7	4.3	4.3	4.9	5.5	6.4	7.0	7.6	7.9	—	—	—

中华人民共和国行业标准

HG

国际通用设计体制和方法

HG/T 20570—95

工艺系统工程设计 技术规定

1996—05—02 发布

1996—09—01 实施

中华人民共和国化学工业部

发布

中华人民共和国行业标准

工艺系统工程设计技术规定

HG/T 20570—95

主编单位：化工部工艺系统设计技术中心站

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一 九 九 六 年 九 月 一 日

化工部工程建设标准编辑中心

1996 北 京

工艺系统专业噪声控制设计

HG/T 20570.10-95

编制单位：上海化工设计院

批准部门：化学工业部

实施日期：一九九六年九月一日

编制人：

上海化工设计院 夏良祖

审核人：

上海化工设计院 江霞 陈德林

化工部工艺系统设计技术中心站 龚人伟

1 噪声标准

1.0.1 噪声控制标准

- GB 3096—82 《城市区域环境噪声标准》
- GB 3222—82 《城市环境噪声测量方法》
- GBJ 87—85 《工业企业噪声控制设计规范》
- HGJ 6—86 《化工建设项目环境保护设计规定》
- GBJ 122—88 《工业企业噪声测量规范》
- GB 10070—88 《城市区域环境振动标准》
- GB 10071—88 《城市区域环境振动测量方法》
- GB 12348—90 《工业企业厂界噪声标准》
- GB 12349—90 《工业企业厂界噪声测量方法》
- HG 20503—92 《化工建设项目噪声控制设计规定》

1.0.2 噪声限制值

工作区域的噪声限制值见表 1.0.2。

工作区域的噪声限制值

表 1.0.2

序号	地 点 类 别	dB(A)	
1	生产车间及作业场所(工人每天连续接触噪声 8 小时)	90	
2	高噪声车间设置的值班室、观察室、休息室 (室内背景噪声级)	无电话通讯要求	75
		有电话通讯要求	70
3	精密装配线、精密加工车间的工作地点计算机房(正常工作)	70	
4	车间所属办公室、实验室、设计室(室内背景噪声级)	70	
5	主控室、集中控制室、通讯室、电话总机室、消防值班室(室内背景噪声级)	60	
6	厂部所属办公室、会议室、设计室、中心实验室(包括试验、化验、计量室)(室内背景噪声级)	60	
7	医务室、教室、哺乳室、托儿所、工人值班室(室内背景噪声级)	55	

上表列出的噪声限制值摘自国家标准 GBJ 87—85。

2 工艺系统专业噪声控制设计原则和内容

2.0.1 噪声控制设计原则

2.0.1.1 凡新建、扩建、改建的工程项目,应根据设计合同中对噪声控制的要求,对各生产装置和作业场所的允许噪声按国家、行业或地区有关标准予以规定和控制。

2.0.1.2 对生产装置中所产生的噪声,应首先从声源上进行控制,即采用低噪声装置和设备,以低噪声工艺代替高噪声工艺。采用上述措施后如仍达不到规定的要求和标准时,则在工程设计中采用消声、吸声、隔声、隔振以及综合治理措施。

2.0.1.3 生产车间及岗位当采用噪声控制措施后,其噪声水平仍超过国家、行业、地方的有关标准,或某些高噪声设备不需要操作人员经常停留在设备附近,对于在这些场合下工作的操作人员,可以配带护听器,进行个人防护。

2.0.1.4 工艺系统专业的噪声控制设计,是配合设计经理和环境保护专业,从整体上了解噪声分布,并完成本专业规定的噪声控制设计和向有关专业提供噪声控制设计条件和数据。工艺系统专业的工作并不代替环保专业及其它相关专业的噪声控制设计任务和职责。

2.0.2 噪声控制设计内容

化工厂噪声控制设计应在环境保护篇和劳动安全、工业卫生篇中分别予以说明并独立成章。由环保专业作为主导专业和归口专业来完成噪声控制设计。工艺系统专业参加化工厂噪声控制设计,重点在于工程设计阶段对生产装置中管系的噪声控制和消声设计,其主要内容为:

2.0.2.1 与相关专业(工艺、设备、机泵、环保、管道、建筑、结构、自控、暖风、给排水、热工、工业炉等)协商,选择达到规定要求的低噪声流程,例如化工装置中公用物料发生流程和设备。

2.0.2.2 确定合适的流速来进行管系的噪声控制设计。对管系的阀门(包括控制阀)、特殊管件(如喷射器等)和由于管道中物料流向的突变的管系以及火炬管系、安全阀放空管系等工作时的高流速湍流引起的高噪声进行控制。

2.0.2.3 本专业所管辖范围的设备、管件、机械当无法避免高噪声时,应提出隔声、隔振和消声对策,如设置隔声罩、隔声室、隔声包扎、减振器、弹性连接、消声器等。

2.0.2.4 将上述有关内容以条件表和数据表形式向各有关专业和设计经理提出。

2.0.2.5 工作的依据由设计经理和环保专业提出。在基础工程设计开始时,工艺系统专业人员提出上述内容的“噪声控制设计规定”编制要求,在完成PI图A版后,

如需要,由工艺系统专业提出本专业的“噪声控制设计规定”,在工程设计深化中供本专业和有关专业使用。

2.0.3 噪声控制设计程序

噪声控制设计程序图规定了工艺系统专业噪声控制设计的一般程序,见图2.0.3所示。

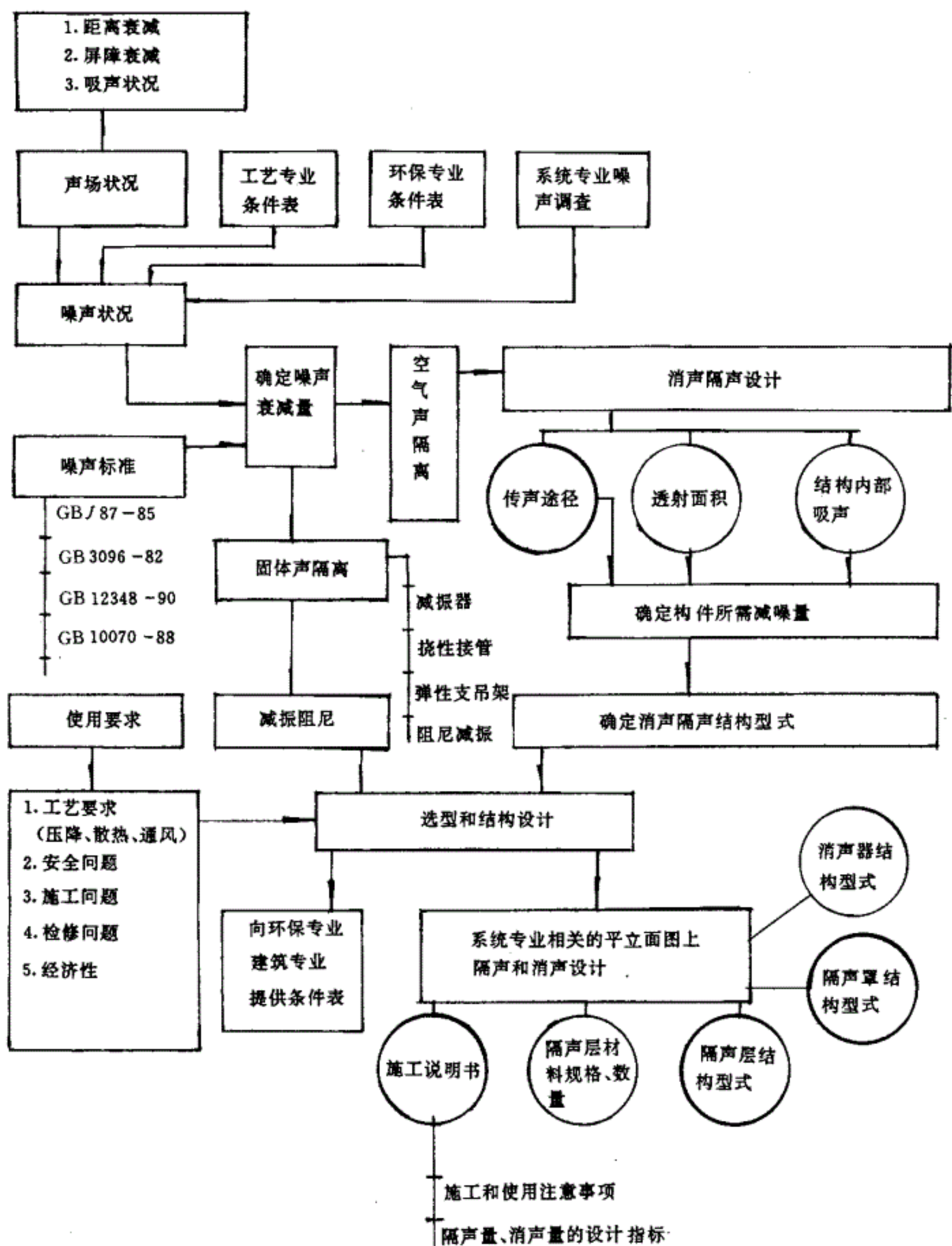


图 2.0.3 系统专业噪声控制设计程序图

3 管道系统

3.0.1 管系中主要噪声源及其频谱特性

3.0.1.1 管系中主要噪声源

(1) 阀门节流噪声

当阀门节流时,在其下游产生噪声,具有中高频特性。气流流速等于声速时会产生强烈的激波噪声。所以节流时务必控制其压降比(节流点前后的压力比),使其小于临界压力比 1.89。当压降比超过临界压力比时,激波噪声迅速提高,直到压降比等于 3 时为止,此时增加渐趋缓慢。

(2) 气穴噪声

气穴噪声又称空穴噪声或气蚀噪声。当管道内局部有障碍物时,由于局部的高速及低压而产生气穴噪声。在特定速度下,液体的压力低于其蒸汽压力,从而产生气泡,这些气泡突然破裂产生噪声。

(3) 水锤声

由于阀门或水泵的突然开闭,使管道内液体压力突然改变,压力波(冲量)沿管道向前后反射,产生如撞击的噪声,高达 $110\sim 115dB$,并且造成管系剧烈振动。

(4) 机械振动噪声

由于压力变化和流体的脉冲,使阀门零部件及管系、吊架产生振动,其噪声频率在 $1000Hz$ 以下。机械振动噪声的第二声源是阀门部件在其固有频率处的共振,是一种单调噪声,其频率通常在 $2000\sim 7000Hz$ 之间。

(5) 固体传声

与管系连接的各种动力设备产生的机械噪声、气流噪声及振动通过管系向空气辐射噪声。

(6) 管道内液体的湍流、气体的涡流、流体流速及流向突然改变,均会产生强烈噪声。

3.0.1.2 管系噪声的频谱特性

管系噪声的频谱特性,主要由结构尺寸、管件布置及自然衰减决定。典型的频谱曲线见图 3.0.1-1~3.0.1-3 所示。综合分析可知其峰值频率在 $1000Hz\sim 2000Hz$ 之间,主要声级在 $500Hz$ 以上。

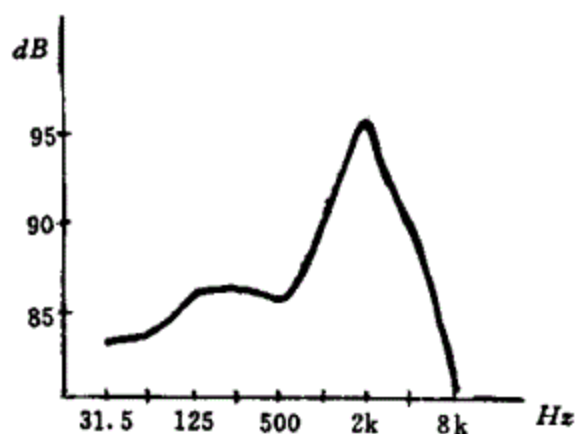


图 3.0.1-1 DH-80 空压机出口管噪声频谱

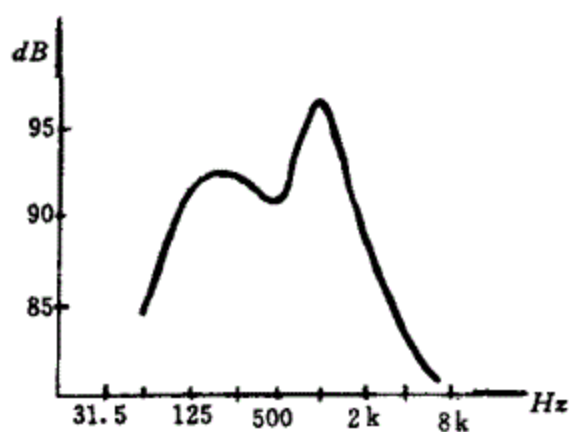
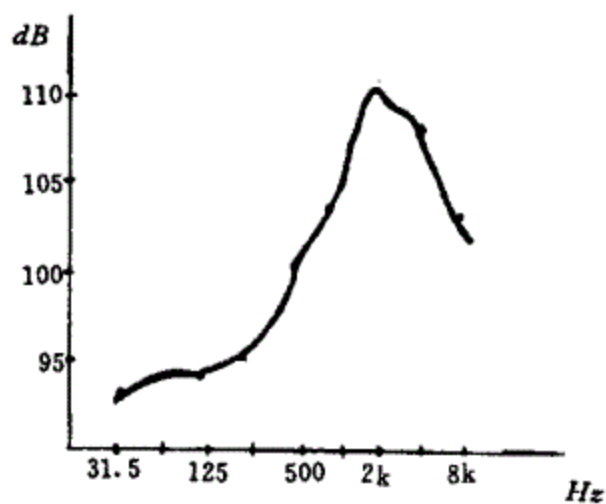


图 3.0.1-2 某号鼓风机送风系统管道噪声频谱



3.0.1-3 某放风阀辐射噪声频谱

3.0.2 管道隔声量估算

3.0.2.1 管道最低共振频率计算

管道本身是一种单层的隔声壁,从其形状可视为无限长的圆柱体,所以其隔声量的计算应考虑到管道截面上最低共振频率,又称管道自鸣频率,其计算见式(3.0.2-1)。

$$f_B = \frac{C_L}{\pi d} \quad (3.0.2-1)$$

式中

f_B ——管道最低共振频率,Hz;

C_L ——管道内纵波传播速度,m/s,钢管为 5100m/s;

d ——管道直径,m。

3.0.2.2 管道隔声量的估算

已知管道的管径和壁厚,可从图 3.0.2 中查取管道隔声量的极限值。

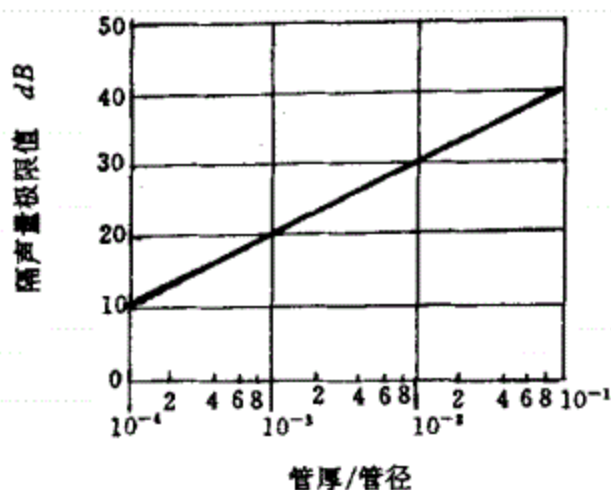


图 3.0.2 管道隔声量估算图

3.0.2.3 在最低共振频率以下,圆形管道的隔声量仍可按图 3.0.2 估算,但还需用表 3.0.2 修正。

圆管在自鸣频率以下隔声量的修正值

表 3.0.2

f/f_R	0.025	0.05	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
修正值 dB	-6	-5	-4	-3	-2	-2	-2	-2	-2	-3

3.0.2.4 在最低共振频率以上,管道的隔声量几乎与单层平板一样,可应用单层平板平均隔声量的计算式估算其隔声量,见式(3.0.2-2)。

当 $m \leq 200 \text{kg/m}^2$

$$\bar{R} = 13.5lgm + 14 \quad (3.0.2-2)$$

式中

\bar{R} ——平均隔声量, dB;

m ——单层平板的面密度, kg/m^2 。

3.0.3 管系噪声控制对策

3.0.3.1 选用低噪声阀门

常用的低噪声阀门有以下几种:

(1) 多级降压型

阀芯与阀座为多级配合,即在阀座内设置直立串联的节流层,使每级的压降比减小,从而降低冲击噪声与气穴噪声。这种型式的阀门适用于大压降的场合,其噪声可比一般控制阀降低 $20 \sim 25 \text{dB}(A)$ 。但由于阀门的导流能力小,仅为一般球形控制阀的 $1/3 \sim 1/4$,若在低压降和大流量下,降噪效果不明显。

(2) 分散流道型

它是用许多小孔或细长间隙所构成的通道来代替一般阀门的大通道,从而降低阀门噪声。

3.0.3.2 设置辅助控制阀

当主控制阀某一开度会引起管路共振时,可适当开启旁路辅助控制阀,调节其开度来避免管道发生共振。图 3.0.3-1 列举了辅助控制阀的设置。

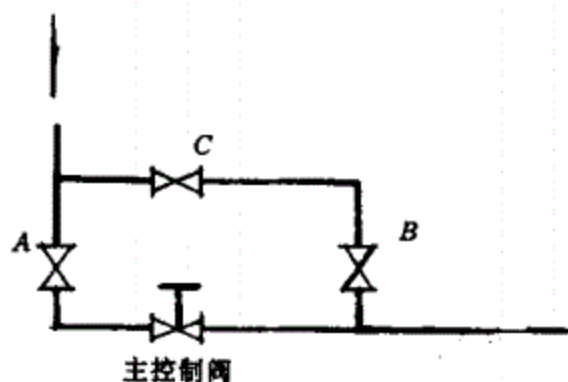


图 3.0.3-1 辅助控制阀安装方式

当主控制阀由于压力降大而产生强烈噪声时,可使用 A、B 两阀的节流来分担主控制阀的压力降。若主控制阀某一开度激发管路共振时,可适当开启旁路阀 C 来改变主控制阀的开度,从而避免管道发生共振。

3.0.3.3 设置限流孔板

管路中增设限流孔板,可使阀门的节流压降减小,另外孔板本身亦有抗性消声作用。实践证明,限流孔板选用恰当,一般可降低噪声 10~15dB(A)。

限流孔板开孔固定而不能调节,在负荷变动时效果也跟着变化,所以限流孔板应根据常用的负荷参数进行设计。

3.0.3.4 选用合适的消声器

在气体动力设备的进、出口和在气流管道的阀门上、下游安装合适的消声器是控制设备噪声和阀门噪声沿管道传播和辐射的有效措施。

消声器分为阻性消声器、抗性消声器、阻抗复合消声器等,消声效果一般在 20~25dB(A)。

液体输送管道中,当液体压力大于 1MPa 时,可采用液体消声器,一般降噪量为 20dB/0.5m。

也可以在管道中设置 1/4 波长的旁路管,改变管道脉动的相位,起到干涉消声的作用。

3.0.3.5 控制流速

流体在阀门或管道内的流速高,噪声亦高,降低流速可减小噪声。在无气穴的情况下,流速加倍,噪声增加 18dB。对噪声限制较严的管道,需对流速加以限制,一般采用扩大管径的方法来降低流速。对于截面与流向急剧变化的管段,其流速还应进一步降低。在实际使用中,不同的环境对管道噪声有不同的要求,但气流输送管系不受此限制,因为气流中固体颗粒与管壁的摩擦将大大增加管道噪声。管道流速限制值见表 3.0.3-1。

控制噪声的管内流速限制值

表 3.0.3-1

管道周围的声压级, dB	防止噪声的流速限制值	
	m/s	
70	33	
80	45	
90	57	

3.0.3.6 合理的管道连接

管道的支管尽可能避免 T 形连接,最好改用分流的接管分式、对于管径大于 200mm 的管道更是如此。

管道的转弯半径一般应大于 5 倍直径。对于泵的接管,其转向应与泵的叶片旋转方向相同。见图 3.0.3-2 所示。

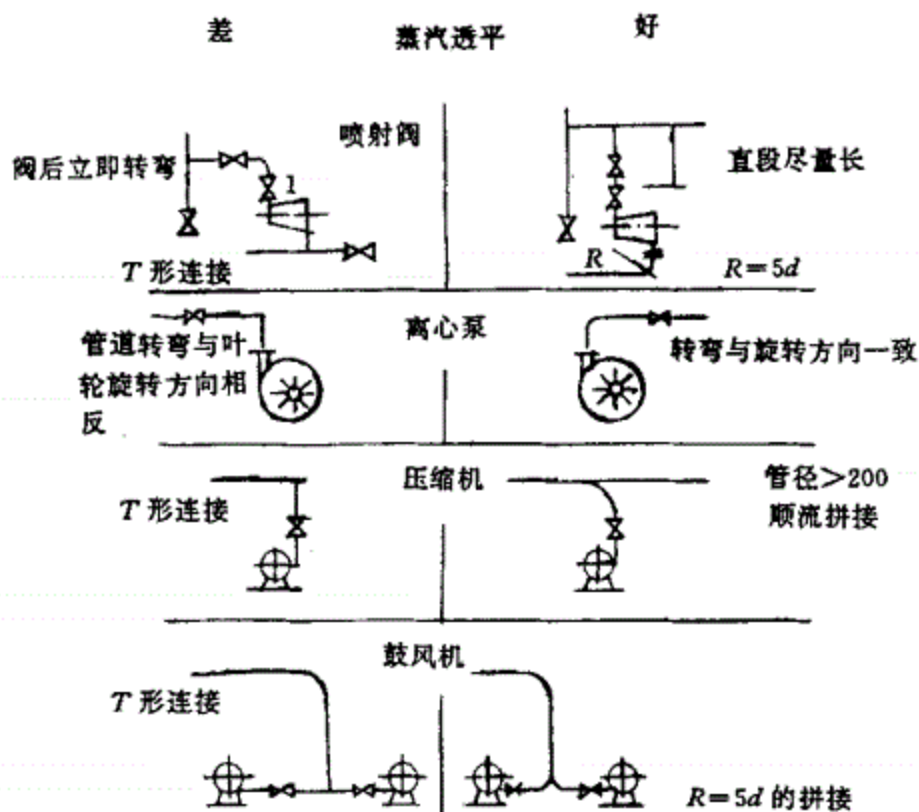


图 3.0.3-2 合理的管道连接

3.0.3.7 采用挠性连接

挠性接管,可以隔绝噪声在管道中传递,可防止动力设备振动传递给管道,又可对管道中心线的偏移给以补偿。

挠性接管有定型产品,一般可降噪 10~15dB(A)。

3.0.3.8 管道隔声支吊架

采用弹性支吊架可防止管道噪声从吊架、支座传递到墙壁、天花板、基础上,这类弹性支吊架已有定型产品。

3.0.3.9 管道内加吸声内衬

在管道和弯头内,衬以一定厚度的吸声材料,即组合成一个简单的阻性消声元件,称消声直管或消声弯头。吸声层厚度在 50mm~80mm 之间,并用透气性织物—玻璃布或金属穿孔板护面,护面结构根据管道内气流速度选定。护面结构会使吸声材料的吸声系数、特性曲线向低频方向移动,对控制低频噪声有利,但对控制高频噪声会使吸声效果下降,应用时要加以注意。不同护面结构适合于不同的气流速度,详见图 3.0.3-3 所示。

结构	<10		10~22	22~30	30~60	60~90	90~300
允许速度(m/s)	<10		10~22	22~30	30~60	60~90	90~300
备注	表中所列数值为表面平行流动的气速, 若与表面垂直流动时则为表中数值的70%						
图例							
	吸声材料	透气织物	金属网	穿孔板	金属切屑	多孔砖	

图 3.0.3-3 各种气流速度下的护面结构

3.0.3.10 隔声包扎

强噪声的管道宜布置在地下或采用隔声包扎的方法来降噪。

(1) 常见的隔声包扎结构及其隔声性能

管道隔声包扎结构见图 3.0.3-4 所示,图中 $\delta 1$ 表示厚度 1mm,以此类推。其中 (b)、(c)结构的管道隔声包扎的隔声性能见图 3.0.3-5 所示。

(2) 隔声包扎实例

a. DN300mm 的钢管外包扎不同厚度的隔声层,其隔声量的插入损失见表 3.0.3-2。

b. 方形钢管,边长为 450mm×450mm,包扎不同厚度的隔声层,其隔声量的插入损失见表 3.0.3-3。

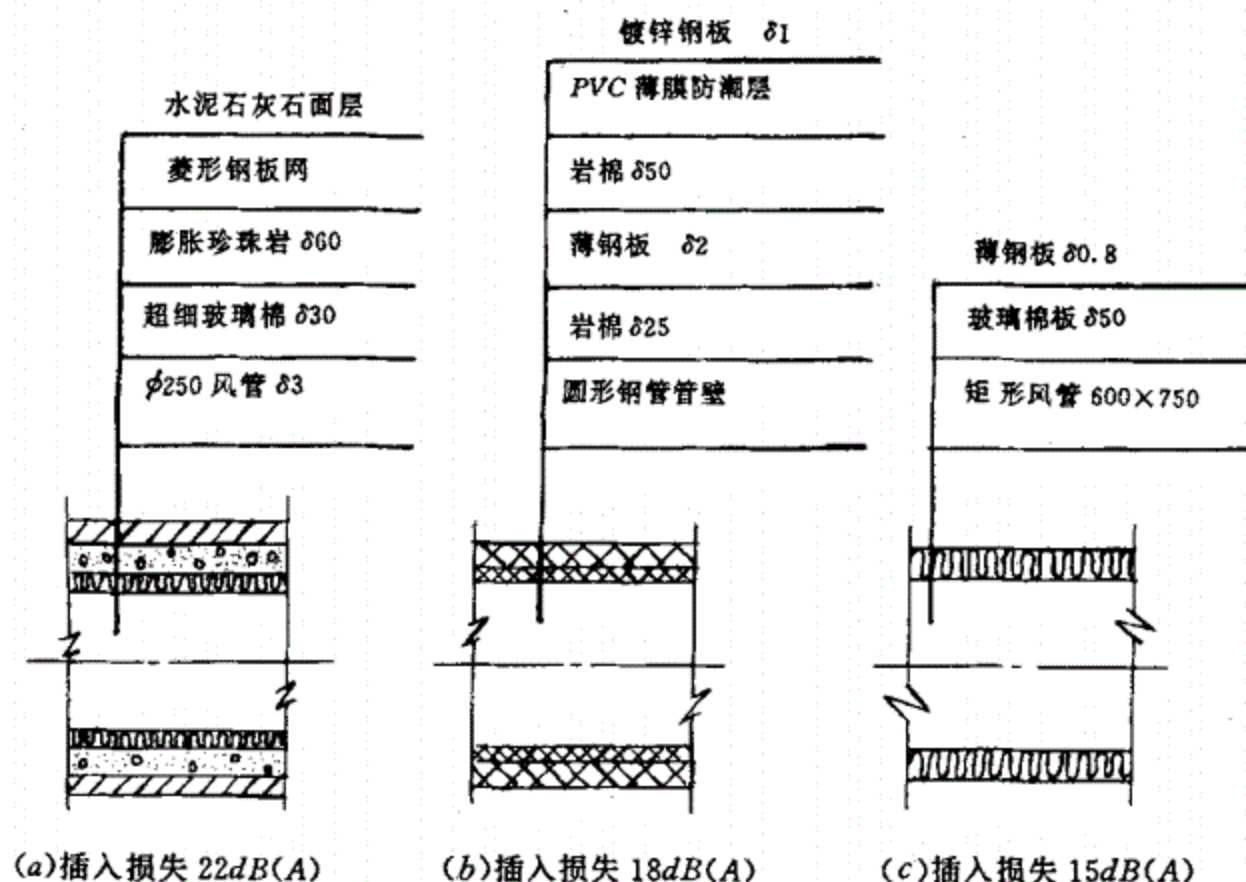
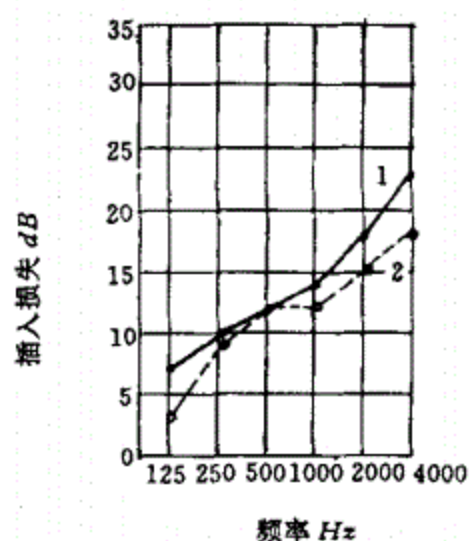


图 3.0.3-4 管道隔声包扎结构



1——(b)结构隔声频率曲线;2——(c)结构隔声频率曲线。

图 3.0.3-5 管道隔声包扎隔声性能

DN300 钢管隔声包扎后隔声量插入损失 表 3.0.3-2

隔声层材料	倍 频 程 隔 声 量				
	dB				
	250	500	1000	2000	4000
外层护面用铝板(1kg/m ²),内层用玻璃棉					
δ25mm	1	6	14	19	26
δ50mm	1	6	15	21	28
δ75mm	2	8	18	23	30
外层护面用铝板(5.5kg/m ²),内层用玻璃棉					
δ25mm	2	9	18	22	20
δ50mm	4	11	18	23	29
δ70mm	4	13	18	24	30

边长 450mm 方管隔声包扎后隔声量插入损失 表 3.0.3-3

序号	管外包扎隔声层厚度 mm	倍频程隔声量 dB			
		63	125	250	500
1	δ25 玻璃棉+δ0.3 镀锌钢板	6	3	4	13.5
2	δ25 玻璃棉+δ0.5 镀锌钢板	7	5	9	17
3	δ25 玻璃棉+δ1.0 镀锌钢板	10	7	14	22
4	δ0.5 镀锌钢板	7	8	8	6
5	δ50 玻璃棉+δ0.5 镀锌钢板	6	2	15	22
6	δ0.5 δ25 δ0.5 镀锌钢板+玻璃棉+镀锌钢板	10	7	14	24
7	δ50 玻璃棉+2×δ12 石膏板	6	4	17	26

4 排气放空

4.0.1 排气放空噪声的特性

蒸汽、工艺气体放空、空气动力设备的排气都会产生噪声,最高可达 140dB(A),影响半径达 500m。排气放空噪声也称为喷注噪声,按喷口气流速度大小可分为亚声速喷注和阻塞喷注两种。

4.0.1.1 亚声速喷注噪声

亚声速喷注噪声,喷口处的驻点压力(或容器内压力)(P_s)小于临界压力,见式 4.0.1-1 所示。

$$P_s < P_0 [(k+1)/2]^{k/(k-1)} \quad (4.0.1-1)$$

式中

P_s ——驻点压力,Pa;

P_0 ——环境压力,Pa;

k ——绝热指数,过热蒸汽和燃料气取 $k=1.33$,常见气体的绝热指数,见行业标准《安全阀的设置和选用》(HG/T 20570.2-95)表 16.0.2。

亚声速喷注噪声具有明显的指向性,在与喷射方向成 30° 方位处噪声最强烈。呈现连续宽带状态,带宽约为 6 个倍频程。亚声速喷注噪声频谱是斯特劳哈尔数的函数。对于已经确定的管径(D)和排气速度(V),噪声的峰值频率(f)可用式(4.0.1-2)计算:

$$f = St(V/D) \quad (4.0.1-2)$$

式中

f ——峰值频率,Hz;

St ——斯特劳哈尔数, $St=0.15\sim 0.2$;

V ——排气速度,m/s;

D ——管径,mm。

分析式(4.0.1-2)可知,排气速度越高,管径越小,则噪声的峰值频率就越高。

亚声速喷注噪声的声功率可用赖塞尔八次方定律估算,见式(4.0.1-3)。

$$W = K_0 \frac{\rho^2 V^8 D^2}{\rho_0 C_0^5} \quad (4.0.1-3)$$

式中

W ——喷注时辐射的总声功率,W;

ρ ——喷注介质密度, kg/m^3 ;

ρ_0 ——大气密度, kg/m^3 ;

C_0 ——环境声速, m/s ;

D ——喷口直径, mm ;

K_0 ——常数, 采用 SI 单位制时 $K_0 = (0.3 \sim 1.8) \times 10^{-4}$ 。

从式(4.0.1-3)可知, 亚声速喷注速度减小一半, 噪声可降低 24dB, 声功率下降为原有的 4%。

4.0.1.2 阻塞喷注噪声

喷口处气流速度等于声速时为阻塞喷注, 产生的噪声除一般的湍流噪声外, 还有因喷口阻塞而在喷口外形成的冲击波, 沿轴向形成一系列的冲击室, 对声波起放大和反馈作用, 所以阻塞喷注噪声分为两部分, 即连续谱噪声和离散谱噪声。连续谱噪声与亚声速喷注相似, 但峰值频率较高, 离散谱噪声主要产生于气室压力等于 0.2~0.4MPa。

4.0.1.3 排气放空噪声计算公式

(a) 亚声速喷注时, 离喷口 1m 远处, 侧向喷注湍流噪声的声压级由式

(4.0.1-4)计算:

$$L_{90^\circ} = 80 + 20 \lg \frac{(R-1)^2}{(R-0.5)} + 20 \lg D \quad (4.0.1-4)$$

式中

L_{90° ——喷口 1m 远处侧向喷注湍流噪声的声压级, dB;

R ——驻点压力比, $R = \frac{P_s}{P_0}$;

P_s ——喷口内的驻点压力或气室绝对压力, Pa;

P_0 ——环境大气压: $P_0 = 9.8 \times 10^4 \text{Pa}$;

D ——喷口直径, mm。

(b) 阻塞喷注时, 已知排气量和排气管径, 求 A 声级:

距喷口 1m 远, 与喷射方向成 45° 时, A 声级计算经验式如式(4.0.1-5)所示。

$$L_A = 110 + 20 \lg Q - 20 \lg D \quad (4.0.1-5)$$

式中

L_A ——与喷射方向成 45° 时 A 声级, dB(A);

Q ——排气流量, kg/h ;

D ——排气管内径, mm。

4.0.2 排气放空噪声控制对策

4.0.2.1 在排气口安装消声器是降低排气放空噪声的有效方法,常用的型号有扩散缓冲型消声器和小孔型消声器。这些消声器已有系列产品生产,可按产品资料选用。降噪水平在 30~35dB(A)。

4.0.2.2 化工厂的消声器选用和安装应注意以下几点:

(1) 消声器的排气能力要与排气放空相匹配,若消声器选用的规格太小,会降低消声效果。

(2) 系统中放空点很多,不必每个放空点设消声器。可以在每个放空点上设置限流孔板,而在管网中共用一个消声器。

(3) 排放易燃易爆气体时,消声器设计要采取相应措施。

(4) 消声器的选用和设计要考虑到其刚性和防腐蚀性。

(5) 支架的荷载要包括排气放空时的反冲力和管道热位移。

(6) 大型的蒸汽放空消声器要配置疏水装置。

5 火炬

5.0.1 火炬系统噪声主要由于燃烧、熄灭烟气的蒸汽喷射、密封筒的水溅、湿气的冷凝冲击及低流量的不稳定引起。根据全厂噪声水平的总体要求,火炬噪声的干扰应控制在小于 80dB(A),事故状态下其噪声级不宜大于 100dB(A)。

5.0.2 火炬噪声的频谱特性

火炬燃烧所发生的噪声呈低频特性,其中熄灭烟气的蒸汽喷射呈高频特性。

例:气体流量为 3~5t/h 的高空火炬及地面火炬的声功率级特性曲线见图

5.0.2 所示。

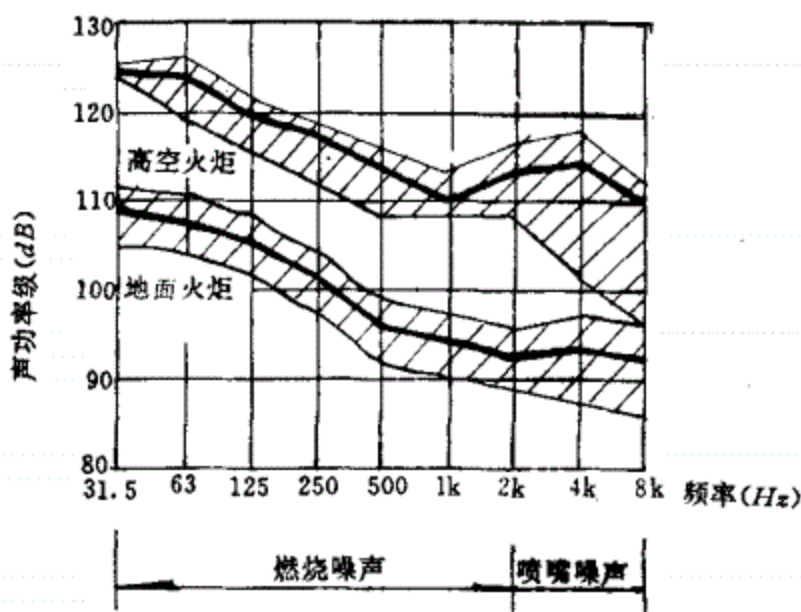


图 5.0.2 火炬声功率级特性曲线

5.0.3 火炬噪声的控制对策

5.0.3.1 控制火炬水封筒的水封高度,用以抑制水封液面波动噪声。

5.0.3.2 采用多孔圆筒挡圈,设置在浸入管的外围,用以抑制液面波动而产生的噪声。

5.0.3.3 火炬头的蒸汽喷射器采用多孔喷嘴,用以降低喷射噪声。

5.0.3.4 在喷嘴处设置消声罩。

6 消声器

6.0.1 消声器的常用结构及其特性曲线

6.0.1.1 阻性消声器

阻性消声器利用声波在多孔性吸声材料中传播时,因摩擦作用将声能转化为热能而达到消声的目的,对中高频消声效果好。根据其几何形状可分为管式、蜂窝式、列管式、片式、折板式、迷宫式和声流式,消声量在 20~30dB(A)。

6.0.1.2 抗性消声器

抗性消声器以控制声抗大小来消声,即利用声波的反射、干涉及共振的原理,吸收或阻碍声能向外传播,适用于消除中低频噪声或窄带噪声。根据作用原理的不同可分为扩张式、共振式和干涉式等多种,消声量在 15~25dB(A)左右。

6.0.1.3 阻抗复合消声器

把阻性消声器和抗性消声器结合在一起构成阻抗复合消声器。该消声器既具有阻性特点——消除中高频噪声,又具有抗性特点——消除中低频及特殊频率的噪声。结构中既具有阻性材料又具有共振器、扩张室等声学滤波器。通常将抗性段放在气流入口端。消声量:低频段为 10~15dB,中高频段为 20~35dB,经 A 计权后平均消声量在 25~30dB(A)。

6.0.1.4 微穿孔板消声器

微穿孔板消声器是一种新型的阻抗复合式消声器。利用微孔结构的阻性和抗性双重作用来降低噪声,消声量在 20~25dB(A)。

6.0.1.5 小孔消声器

小孔消声器又称孔群消声器,是利用气体从小孔中高速喷射达到升频效应来消声。气体喷射时的压力比一般大于临界压力比 1.89,消声量高达 35~40dB(A)。

6.0.1.6 各类消声器的频率特性曲线

各类消声结构示意图及频率特性曲线见图 6.0.1 所示。

6.0.2 消声器的选用原则和性能数据

6.0.2.1 消声器的选用原则

(1) 消声器适用于降低空气动力机械,如风机、压缩机、内燃机的进、排气口,管道排气、放空所辐射的空气动力性噪声。

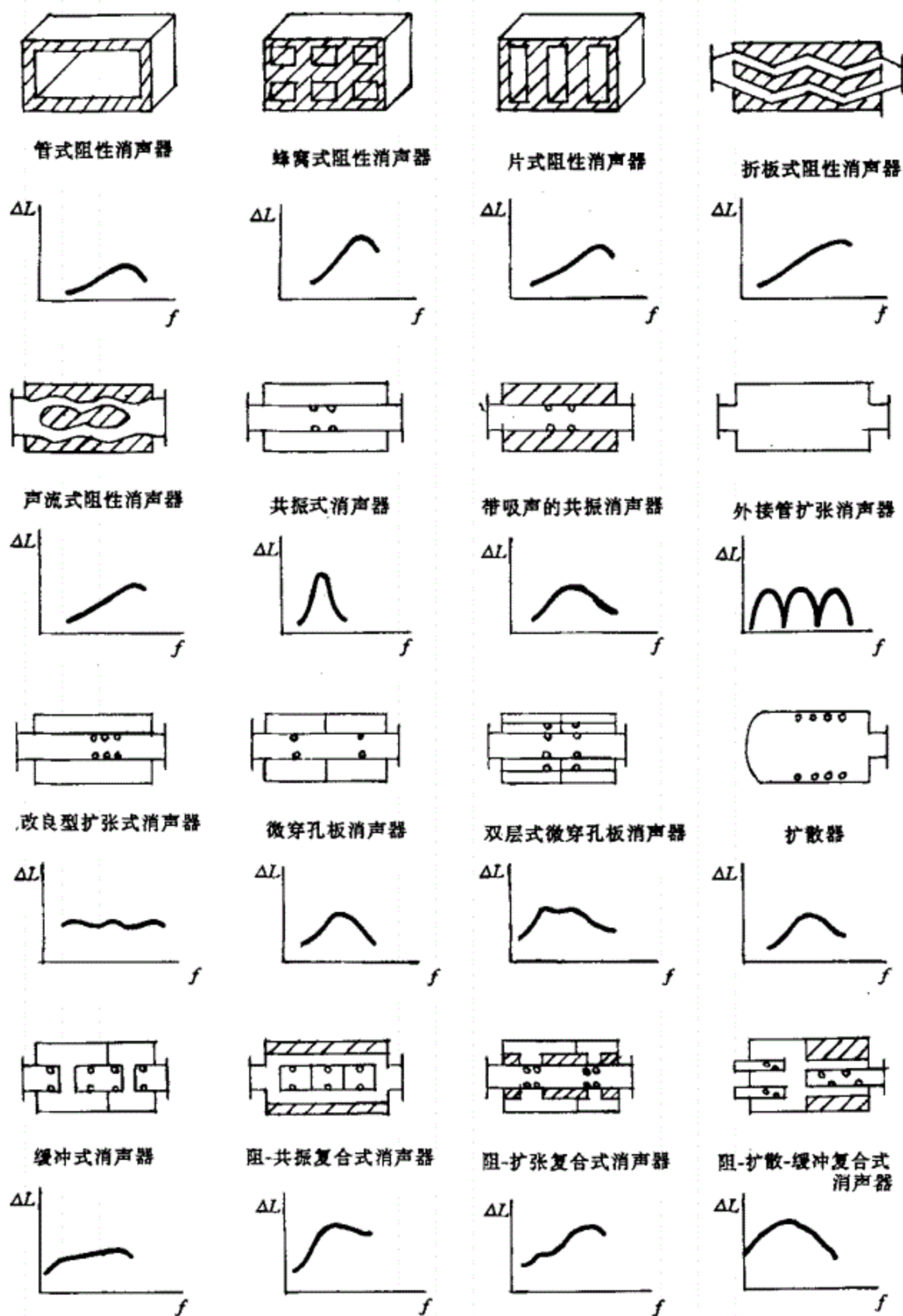


图 6.0.1 各类消声器频率特性曲线

(2) 空气动力机械和排气放空管道除产生气流噪声外,同时产生固体传声,所以采用消声器外,同时还应配合相应的隔声、隔振、阻尼减振等措施。

(3) 进、排气口敞开的动力机械,均需在敞口处加装消声器。

(4) 在设计或选用消声器时,应从经济和效果两方面平衡考虑,其消声量一般不超过 50dB(A)。

(5) 设计和选用消声器时应控制气流速度,使再生噪声小于环境噪声。

消声器(或管道)中气流速度推荐值:

a. 鼓风机、压缩机、燃汽轮机的进入排气消声器处流速应 $\leq 30\text{m/s}$ 。

b. 内燃机的进入排气消声器处流速应 $\leq 50\text{m/s}$ 。

c. 高压大流量排气放空消声器流速应控制在 $\leq 60\text{m/s}$ (管道中)。

(6) 选用消声器时应核对其压力降,使消声器的阻力损失控制在工艺操作的许可范围内。

(7) 消声器除满足降噪要求外,还需满足工程上对防潮、防火、耐油、耐腐蚀、耐高温高压的工艺要求。

(8) 对尚无系列产品供应,并有一定要求的消声器,可作为特殊管件进行设计制造。在选用和设计消声器时推荐考虑以下几点:

a. 选用阻性消声器时,应防止高频失效的影响。当管径 $>400\text{mm}$ 时,不可选用直管式消声器;

b. 当噪声频谱特性呈现明显的低中频脉动时,选用扩张式消声器;

c. 当噪声频谱呈现中低频特性但无脉动时,选用共振消声器;

d. 高温高压排气放空噪声,选用小孔消声器;

e. 大流量放空噪声,选用扩散缓冲型消声器;

f. 具有火焰喷射和阻力降要求很小的放空噪声,采用微穿孔金属板消声器。

6.0.2.2 排气消声器的性能数据表

(1) *KX-P* 型消声器系列

本系列消声器分中压、高压、超高压、亚临界四大类。见表 6.0.2-1。

(2) *GUP* 型排气放空消声器系列

本系列分 6 种规格,外形呈圆筒状,见表 6.0.2-2。

(3) *ZK-V* 型排气放空消声器系列

本系列消声器分 11 种规格,外形呈圆筒状,见表 6.0.2-3。

(4) *B* 型排气消声器系列

本系列消声器共分 3 种规格,见表 6.0.2-4。

(5) *PX* 型排气放空消声器系列

本系列消声器共分 14 种规格,见表 6.0.2-5。

(6) *CQ* 扩散缓冲型放空消声器系列

CQ 扩散缓冲型放空消声器系列,见表 6.0.2-6。

(7) *CS* 小孔型放空消声器系列

CS 小孔型放空消声器,见表 6.0.2-7。

KX-P型消声器系列性能数据表 表 6.0.2-1

消声器类别	消声器型号	适用锅炉参数			消声器特性				重量 kg	
		容量 t/h	压力 kgf/cm ²	温度 ℃	设计排放量 t/h	消声量 dB(A)	总高度 (L) mm	最大直径接管直径×厚度 (D) mm		
中 压	φ2KXP(ZH)-10	35			10	36.4	1175	φ108	φ57×3	29
	φ2KXP(ZH)-10A	35			10	36.4	1079	φ260	φ57×3.5	37
	φ2KXP(ZH)-25	65 75			25	40.4	1604	φ219	φ57×3	64
	φ2KXP(ZH)-25A	65 75	39	450	25	40.4	1578	φ260	φ57×3.5	49
	φ2KXP(ZH)-40	130			40	36.7	1976	φ273	φ108×4.5	126
	φ2KXP(ZH)-40A	130			40	36.7	2040	φ260	φ108×4.5	86
	φ2KXP(ZH)-60	220			60	36.5	2394	φ273	φ108×4.5	142
	φ2KXP(G)-60A-I	220			60	36.3	2284	φ516	φ133×10	194
	φ2KXP(G)-85A-I	410	100	540	85	39	2644	φ516	φ133×10	217
	φ2KXP(G)-100A-I	410			100	39.7	2848	φ516	φ133×10	232
超高压	φ2KXP(CH)-100A-II	410			100	40.7	2831	φ516	φ133×16	242
	φ2KXP(CH)-200A-II	670	140	540	2×100	—	—	—	—	—
亚临界	φ2KXP(Y)-150A-I	1000	170	555	150	42.4	3492	φ516	φ133×16	288

GUP 型排气放空消声器性能数据

表 6.0.2-2

型号	配用排气管直径 mm	外形尺寸 mm			连接法兰尺寸 mm				重量 kg
		总长度	有效长度	外径	外径	螺孔中径	内径	螺孔数—螺孔直径	
GUP-1	38(1½")	350	300	188	145	110	41	4—φ18	22
GUP-2	50(2")	450	375	200	160	125	53	4—φ18	30
GUP-3	63(2½")	550	450	215	180	145	67	4—φ18	37
GUP-4	76(3")	600	500	228	195	160	80	4—φ18	45
GUP-5	100(4")	650	550	254	215	180	100	8—φ18	55
GUP-6	127(5")	750	600	280	245	210	131	8—φ18	76

ZK-V 型排气放空消声器系列性能数据表 表 6.0.2-3

型号	适用压力 kgf/cm ²	适用流量 t/h	外形尺寸 mm		消声量 dB(A)	重量 kg
			外径(D)	有效长度(L)		
1#	1~8	0.5~10	300	600	30~40	—
2#	1~8	11~100	900	2200	30~40	—
3#	9~25	1~20	500	1000	30~40	—
4#	9~25	21~100	1000	2200	30~40	—
5#	26~41	5~30	600	1200	30~40	—
6#	26~41	31~100	1000	2300	30~40	—
7#	42~99	5~70	700	1500	30~40	—
8#	100~130	10~50	700	1700	30~40	—
9#	100~130	51~150	1000	2500	30~40	—
10#	131~141	50~200	1200	3000	30~40	—
11#	142~180	80~250	1300	3500	30~40	—

B型排气消声器性能数据表

表 6.0.2-4

型号	外形尺寸 mm			接管尺寸 mm	消声频段 Hz	最大静态 消声量 dB(A)	允许介质 最高流速 m/s	允许介质 最大压差 kgf/cm ²	允许介质 最高温度 ℃	压力损失 mmH ₂ O	重量 kg
	直径	有效长度	安装长度								
B802	φ102	260	404	ZGφ12.7 (即 1/2") ZGφ19 (即 3/4")	125~16000	42	70	8	150~200	120	—
B811	φ300	916	1196	φ89×4.5 或法兰盘	125~16000	40	70	2	150~200	88	—
B812	φ258	692	958	φ57×4.5 或法兰盘	63~16000	43	70	1.5	150	42	—

PX 型排气放空消声器系列性能数据表

表 6.0.2-5

型号	入口管径 mm	设计排量 t/h	外形尺寸 mm		重量 kg	配用设备及用途
			直径	长度		
PX-1	57	6	500	800	145	适用于 6t/h 以下的低压工业锅炉排气及安全阀排气
PX-2	108	10	600	1200	230	适用于 6~12t/h 的低压工业锅炉排气及安全阀排气
PX-3	108	20	600	1500	280	适用于 35t/h 中压锅炉点火排气及低压锅炉的安全阀排气
PX-4	133	30	700	1500	360	适用于 35~65t/h 中压锅炉点火排气及低压锅炉的安全阀排气
PX-5	133	45	800	1500	460	适用于 130t/h 中压锅炉或 220t/h 高压锅炉点火排气及中压锅炉的安全阀排气
PX-6	108	60	800	1800	580	130~220t/h 高压锅炉点火排气, 65t/h 中压锅炉安全阀排气
PX-7	133	75	900	1800	650	230t/h 高压锅炉点火排气, 130t/h 中压锅炉安全阀排气
PX-8	133	100	900	2100	700	400t/h 超高压锅炉点火排气, 220t/h 高压锅炉安全阀排气
PX-9	133	130	1000	2100	820	400t/h 高压及超高压锅炉点火排气, 220t/h 高压锅炉安全阀排气
PX-10	159	130	1100	2200	1050	670t/h 超高压锅炉点火排气, 400t/h 高压锅炉安全阀排气
PX-11	219	230	1200	2200	1300	670t/h 超高压锅炉点火排气, 400t/h 高压、超高压锅炉安全阀排气
PX-12	219	300	1300	2600	1700	400t/h、670t/h、1000t/h 高压、超高压锅炉点火排气, 安全阀排气
PX-13	273	400	1400	2800	2200	1000t/h 超高压锅炉点火及安全阀排气, 400t/h、670t/h 高压或超高压锅炉安全阀排气
PX-14	325	550	1500	2900	2800	1000t/h 超高压锅炉安全阀排气

CQ 扩散缓冲型放空消声器系列性能数据表 表 6.0.2-6

型 号	放 空 量 m ³ /h	备 注
CQ _{1A}	11000	消声量为 30dB(A)
CQ _{2A}	22000	
CQ _{3B}	32000	
CQ _{4B}	54000	
CQ _{5C}	108000	
CQ _{6D}	160000	
CQ _{7D}	220000	
CQ _{8D}	320000	

CS 型放空消声器系列性能数据表 表 6.0.2-7

型 号	放 空 量 t/h	备 注
CS1-A	1	消声量为 35~40dB(A)
CS2-A	2.5	
CS3-A	5	
CS4-A	10	
CS5-A	15	
CS6-A	25	
CS7-A	50	

6.0.3 消声器选用实例

某化工厂生产工段的放空管共有 8 个点,规格为 $\phi 159 \times 4.5$,放空介质为热空气,温度 260℃,放空流量 $\leq 12000 \text{m}^3/\text{h}$,放空压力为 0.47MPa(表),放空点离厂界围墙的水平距离 80m,围墙外有商店、居民住宅和交通干线。所在地区属于 III 类,即工业区。需设计消声器降低放空噪声。

设计步骤:

1. 用公式(4.0.1-5)估算距放空管 1m 远 45°方向处的噪声级

已知: $Q = 12000 \text{m}^3/\text{h}$

$$D=150\text{mm}$$

$$\rho=1.293\text{kg/m}^3$$

$$\begin{aligned}\therefore L_{A(1)} &= 110 + 20\lg(12000 \times 1.293) - 20\lg 150 \\ &= 110 + 83.8 - 43.5 \\ &= 149.8\text{dB(A)}\end{aligned}$$

2. 选定噪声限制值

据国标 GB 12348-90 规定,工业区厂界噪声限制值:昼间 65dB(A),夜间 55dB(A)。

又据该标准中第 1.3 条规定,白天排气噪声峰值允许超标 10dB(A),夜间允许超标 15dB(A),所以选定噪声限制值为:白天 75dB(A),夜间 70dB(A)。

3. 设计目标值确定

(1) 噪声的距离衰减计算(ΔL):

已知放空管口与厂界水平距离为 80m,又由于放空管口安装在厂房顶,标高为 50m,经计算得放空管口与厂界的实际距离约 94m($\sqrt{80^2+50^2}=94$)。

距离衰减值为:

$$\Delta L = 20\lg \frac{r_2}{r_1} = 20\lg \frac{94}{1} = 39.5\text{dB(A)}$$

(2) 估算厂界外噪声级($L_{A\text{界}}$)

$$L_{A\text{界}} = 149.8 - 39.5 = 110.3\text{dB(A)}$$

(3) 消声量的设计目标值确定($\Delta L_{\text{消}}$)

$$\Delta L_{\text{消}} = 110.3 - 75 = 35.3\text{dB(A)}$$

4. 消声器选型

据第 4 章规定可知,该排气噪声属于阻塞喷注,放空口处驻点压力 $P_s > P_0 [(k+1)/2]^{(k/k-1)}$ 。空气的 $k=1.4$,所以 $P_s > 1.89$,其峰值频率极高。为此选用 CS 放空消声器,该消声器的消声量在 35~40dB(A),符合设计目标值 35.3dB(A)。

根据表 6.0.2-7 选定型号为 CS7-A(特)。

5. 型号中加(特)的有关说明

(1) 表 6.0.2-7 中 CS 型放空消声器适用于排气压力为 1MPa,而本例的排气压力为 0.47MPa,订货时应作特别说明。

(2) 本例的排气压力为 0.47MPa,推力较小,为了减少排气阻力,确保正常排气,订货时要加以说明。

由于上述两项原因,故在原型号后加(特)字,以示区别。

7 隔声罩

7.0.1 隔声罩的常用结构及降噪量

对于独立的强噪声设备或装置(包括装置上的阀门),可按操作、维修及通风冷却要求采用不同型式的隔声罩。

7.0.1.1 固定密封型结构的隔声罩,降噪量在 30~40dB(A)。

7.0.1.2 活动密封型结构的隔声罩,降噪量在 15~30dB(A)。

7.0.1.3 局部开敞型结构的隔声罩,降噪量在 10~20dB(A)。

7.0.1.4 带有通风散热消声结构的隔声罩,降噪量在 15~25dB(A)。

7.0.2 隔声罩的设计要点

7.0.2.1 隔声罩的设计必须以不影响生产和不妨碍操作为原则。

7.0.2.2 隔声罩内的吸声层表面用穿孔率 $\geq 18\%$ 的穿孔钢板护面或钢丝网护面,吸声材料用中粗无碱玻璃布袋装,其平均吸声系数 ≥ 0.5 。

7.0.2.3 隔声罩内部若安装发热设备,则必须进行通风换气,通风口必需配以消声器,其消声量以不降低隔声要求为准。

7.0.2.4 隔声罩外形避免方形平行罩壁,以防止罩内因空气声驻波效应而使隔声量出现低谷。

7.0.2.5 钢结构隔声罩为防止共振和吻合效应产生,应在罩壁钢板内侧涂刷阻尼材料,抑制钢面板振动。阻尼层厚度不小于钢板厚度的 2~4 倍,并且做到粘结紧密、牢固,结构上应尽量去掉不必要的金属面。

7.0.2.6 隔声罩与噪声源设备不可有刚性接触,防止声桥形成而降低隔声效果。

7.0.2.7 罩板各连接点要做好密封处理,工艺管线、电缆穿过罩壁时,必需加套管并做好密封处理。

7.0.2.8 隔声罩安装时,罩内声源设备与隔声罩的罩壁落地部分应采取隔振措施,以提高隔声效果。

中华人民共和国行业标准

HG

国际通用设计体制和方法

HG/T 20570—95

工艺系统工程设计 技术规定

1996—05—02 发布

1996—09—01 实施

中华人民共和国化学工业部

发布

中华人民共和国行业标准

工艺系统工程设计技术规定

HG/T 20570—95

主编单位：化工部工艺系统设计技术中心站

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一 九 九 六 年 九 月 一 日

化工部工程建设标准编辑中心

1996 北 京

隔热、保温类型的选用

HG/T 20570.11-95

编制单位：中国五环化学工程公司
批准部门：化 学 工 业 部
实施日期：一九九六年九月一日

编制人：

中国五环化学工程公司 罗一宁 吴其英

审核人：

中国五环化学工程公司 吴炳永

化工部工艺系统设计技术中心站 封淑元 龚人伟

1 类型和专业分工

1.0.1 隔热、保温的类型

设备、管路的隔热(亦称绝热)一般指隔热、隔冷、人身保护(防烫)、防冻等。保温一般指加热保护绝热,如伴热管、夹套管等。

1.0.2 隔热、保温设计的专业分工

1.0.2.1 化工工艺专业

化工工艺专业在设备和管道的工艺数据表中提出隔热(冷)、保温(包括保温类型、保温热源介质)等要求。

1.0.2.2 管道材料专业

管道材料专业在隔热、保温的设计规定(或隔热、保温说明书)中提出:

(1) 在不同温度、直径下的设备、管道的隔热、隔冷、人身保护(防烫)的隔热(冷)层厚度。工艺有特殊隔热要求者除外。

(2) 设备、管道伴热保温的有关数据,如伴热管根数、伴热管直径、夹套管直径、电热带根数及规格等。

(3) 隔热(冷)、保温所需的材料汇总清单。

1.0.2.3 工艺系统专业

(1) 在提出的装置内公用物料系统设备的数据表中应含有对设备的隔热(冷)、保温(包括保温类型、保温热源介质)等要求。

(2) 在 *PI* 图上管道的管道号第五个单元中,按规定的文字代号标注出隔热(冷)、保温类型。

(3) 在管道命名表中的绝热类型和绝热厚度栏中填写绝热(冷)、保温类型和厚度。

(4) 提出设备绝热保温条件汇总表,需要时附设备绝热保温标志图。汇总表和标志图的内容和格式,参阅行业标准《工艺系统专业提交文件内容的规定》(HG 20558.2-93)第 1.19 和 1.18 节。

2 隔热类型的选用

2.0.1 选用范围

凡具有下列情况之一的设备、管道、管件、阀门等(以下对管道、管件、阀门等统称为管道)必须采取隔热措施。

2.0.1.1 表面温度大于 50℃ 以及根据生产工艺需要外表面温度小于或等于 50℃ 的设备和管道(工艺上不需要或不能隔热的设备、管道除外)。

2.0.1.2 介质凝固点高于环境温度的设备和管道。

2.0.1.3 表面温度超过 60℃ 的不需要隔热的设备和管道,需要经常维护又无法采用其他措施防止烫伤的部位应在下列范围内设置防烫伤隔热层:

(1) 距离地面或工作平台的高度小于 2.1m;

(2) 靠近操作平台距离小于 0.75m;

2.0.1.4 需阻止或减少冷介质及载冷介质在生产和输送过程中的冷损失。

2.0.1.5 需阻止或减少冷介质及载冷介质在生产和输送过程中的温度升高。

2.0.1.6 需阻止低温设备及管道外壁表面凝露。

2.0.1.7 因外界温度影响而产生冷凝液从而腐蚀设备管道。

2.0.1.8 设备和管道发出的噪声大于工程规定的允许噪声级时,需要用隔声材料(常采用隔热材料)包裹设备、管道来降低噪声。

2.0.2 隔热层厚度的选用

根据化工工艺专业和工艺系统专业发表的工艺数据表中对设备的隔热要求、介质温度等特性,结合管道材料专业发表的“隔热设计规定”选择设备和管道的隔热层厚度。工艺有特殊隔热要求者除外。

3 伴热保温的选用

当隔热不能满足工艺物料的隔热保温要求时,一般采用伴热保温的形式。伴热保温通常有蒸汽伴热、热水伴热、导热油伴热和电热带伴热等。

3.0.1 蒸汽伴管伴热保温

3.0.1.1 蒸汽伴管伴热保温适用范围

设备、管道中介质的凝固点、粘度较大,工艺介质需维持的温度较高,或者设备、管道所在区域的防爆等级较高,介质的腐蚀性、热敏性较强时,应选择蒸汽伴热的热保温形式。

3.0.1.2 热源介质的选用

蒸汽伴热常用饱和蒸汽作热源介质,蒸汽压力通常由蒸汽温度决定,而蒸汽温度根据工艺介质需保温的情况而定,一般情况下蒸汽应高于被保温介质的温度。选用的蒸汽温度应考虑工艺物料的特性,如结焦点、凝固点等。使用蒸汽压力一般等于或低于 1300kPa,常用 350~1000kPa,最低 200kPa。压力太低时,管道阻力造成蒸汽的压力降低会产生冷凝液,因而伴管长度较短,工程上一般不采用低于 200kPa 压力的伴管蒸汽。蒸汽热源在操作期间及开、停车时不应中断。

3.0.1.3 蒸汽伴管伴热保温的设计要求

(1) 设备伴管伴热保温的设计要求

设备内介质是酸或其他严重腐蚀性的物料时,设备如需伴热保温应采用外部伴热,对于其他物料,可以采用外部伴热,或内部伴热。

工艺系统专业根据化工工艺专业发表的设备工艺数据表中提出的伴热保温的要求对设备的伴热长度、伴管间距进行计算。

(2) 管道伴管伴热保温的设计要求

物料管道一般采用外部伴热。工艺系统专业根据化工工艺专业的条件和由管道材料专业提出的伴热保温管道所需伴热管的根数及其他要求,在“管道命名表说明”中写明管子的蒸汽伴热管的根数。

3.0.1.4 蒸汽伴管伴热保温计算

(1) 设备蒸汽伴管伴热保温计算

a. 设备伴热管管径的选择

设备伴管的规格,通常采用 $DN15\sim DN25$ 管径的管子,如果需要,也可以采用大一点的管径。

b. 设备伴管伴热经隔热后的热损失计算

(a) 保温隔热层表面至周围空气给热系数(α_0)

$$\alpha_0 = \alpha_r + \alpha_k \quad (3.0.1-1)$$

式中

α_0 ——保温隔热层表面至周围空气给热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

α_r ——保温隔热层的辐射传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

α_k ——对流传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 。

辐射传热系数(α_r)

$$\alpha_r = \frac{C}{t_s - t_a} \left[\left(\frac{t_s + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_a + 273}{100} \right)^4 \right] \quad (3.0.1-2)$$

式中

t_s ——保温隔热层外表面温度, $^\circ C$;

t_a ——周围环境温度, $^\circ C$ (室外常年运行的取历年之年平均温度的平均值, 季节性运行的取历年运行期日平均温度的平均值, 或者根据工程标准选取; 室内均取 $25^\circ C$ 或者根据工程标准选取);

C ——辐射系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C^4)$ 。

薄铁皮或油漆表面 $C=5.23$, 铝板表面 $C=0.33$

对流传热系数(α_k)

① 在室内无风情况下

$$\alpha_k = \frac{26.38}{\sqrt{397 + t_{cp}}} \times \sqrt[4]{\frac{t_s - t_a}{D_1}} \quad (3.0.1-3)$$

式中

t_{cp} ——保温隔热层的平均温度, $^\circ C$;

$$t_{cp} = \frac{1}{2}(t_s + t_a)$$

D_1 ——保温隔热层外径, m 。如果设备外形不是圆形, 则 $D_1 = \frac{P}{\pi}$ 。

式中

P ——横截面的外周长, m ;

π ——圆周率 ($\pi=3.14$)。

其余符号说明与式(3.0.1-1)及式(3.0.1-2)相同。

② 在室外有风的情况下

若 $WD_1 < 0.8 m^2/s$

$$\text{则 } \alpha_k = 4.04 \times \frac{W^{0.618}}{D_1^{0.382}} \quad (3.0.1-4)$$

若 $WD_1 > 0.8 \text{ m}^2/\text{s}$

$$\text{则 } \alpha_k = 4.24 \times \frac{W^{0.805}}{D_1^{0.15}} \quad (3.0.1-5)$$

式中

W ——风速, m/s 。隔热保温采用冬季平均风速, 隔冷保温采用夏季平均风速, 或者根据工程标准选取。

其余符号说明与式(3.0.1-1)~式(3.0.1-3)相同。

③ 工程计算中, 也可用下述简便计算方法确定隔热层表面至周围空气的给热系数。

$$\text{在室内时, } \alpha'_0 = 9.76 + 0.07(t_s - t_a) \quad (3.0.1-6)$$

一般取 $t_s - t_a = 15 \sim 20^\circ\text{C}$

$$\text{在室外时, } \alpha_0 = \alpha'_0 + 6.97 \sqrt{W} \quad (3.0.1-7)$$

对于隔热或加热保护绝热结构, 一般 $\alpha'_0 = 11.62 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

(b) 热损失的传热系数(K)

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0} + \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} \quad (3.0.1-8)$$

式中

K ——热损失的传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

α_1 ——设备外壁至保温隔热层内侧空隙间空气的给热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, 一般工程计算中取 $\alpha_1 = 11.62 \sim 13.95 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

δ_2 ——保温隔热层厚度, m ;

λ_2 ——保温隔热层导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ 。

其余符号说明与式(3.0.1-1)~式(3.0.1-7)相同。

(c) 热损失的传热温差(Δt)

保温设备内介质对外壁的传热一般忽略不计, 这样设备外壁温度(t_w)与设备内工作温度(t)可视作相同。

$$\Delta t = t_w - t_a = t - t_a \quad (3.0.1-9)$$

式中

Δt ——热损失的传热温差, $^\circ\text{C}$;

t_w ——保温设备的外壁温度, $^\circ\text{C}$;

t ——保温设备内的工作温度,℃。

其余符号说明与式(3.0.1-1)~式(3.0.1-8)相同。

(d) 热损失的负荷(Q)

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t \quad (3.0.1-10)$$

式中

Q ——热损失的负荷, W;

F ——设备外表面积, m^2 。

其余符号说明与式(3.0.1-1)~式(3.0.1-9)相同。

c. 计算伴管长度(L)

(a) 伴热管与热保温设备之间的传热系数(K_1)

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_3} + \frac{1}{\alpha_4}} \quad (3.0.1-11)$$

式中

K_1 ——伴热管与热保温设备之间的传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

α_2 ——伴热管内蒸汽冷凝给热系数,一般取 $11622.50 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

δ ——伴热管的管壁厚度, m;

λ ——伴热管的导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$;

α_3 ——蒸汽伴热管至保温隔热层内空气给热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

α_4 ——保温隔热层内空气至被加热设备的给热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 。

α_3 、 α_4 的经验数据见表 3.0.1-1~2。

蒸汽伴管至保温隔热层内空气的给热系数(α_3) 表 3.0.1-1

蒸汽温度 (t) ℃	伴管的公称直径 mm			
	25	32	40	50
120	18.36	17.78	17.09	16.62
138	19.76	19.06	18.36	18.01
151	20.80	20.34	19.53	19.06
164	22.08	21.50	20.69	20.34
180	23.71	23.12	22.43	21.85

保温隔热层内空气至被加热设备的给热系数(α_4) 表 3.0.1-2

蒸汽温度(t) °C	138	151	164
给热系数(α_4) W/m ² ·°C	13.37	13.95	14.53

(b) 伴热管与保温设备之间的传热温差(Δt_1)

由前述可知,设备的外壁温度(t_w)与设备内工作温度(t)可视作相同。

$$\Delta t_1 = t_v - t_w = t_v - t \quad (3.0.1-12)$$

式中

t_v ——伴热管内蒸汽的工作温度,°C。

其余符号说明与式(3.0.1-1)~式(3.0.1-11)相同。

(c) 伴热管面积(F_1)

$$F_1 = \frac{Q}{K_1 \cdot \Delta t_1} \quad (3.0.1-13)$$

式中符号说明与式(3.0.1-1)~式(3.0.1-12)相同。

(d) 伴热管长度(L)

$$L = \frac{F_1}{2\pi r} = \frac{F_1}{\pi d} \quad (3.0.1-14)$$

式中

L ——伴热管长度,m;

r ——伴热管外半径,m;

d ——伴热管外直径,m。

其余符号说明与式(3.0.1-1)~式(3.0.1-13)相同。

d. 使用本计算方法的注意事项

(a) 上述方法适用于伴管与被保温设备壁间有空气层存在。

(b) 被保温的设备的外径(圆筒形) $>1\text{m}$ 。

(2) 设备伴热管计算举例

计算某设备的伴管长度

a. 列出已知条件

(a) 保温设备直径 $\phi 1400\text{mm}$,高度约为 3000mm ;

(b) 设备中物料温度 160°C ;

(c) 按工程标准环境温度 -10°C ;

(d) 保温伴管直径 $d=25\text{mm}$,厚度 $\delta=3\text{mm}$;

- (e) 保温隔热层厚度 100mm;
 (f) 冬季平均风速 7m/s;
 (g) 饱和蒸汽温度 175℃, 压力 900kPa。

b. 热损失计算

(a) 热损失传热系数(K)

保温隔热层表面至周围空气的给热系数(α_0), 由式(3.0.1-7)得:

$$\alpha_0 = \alpha'_0 + 6.97 \sqrt{W} = 11.62 + 6.97 \sqrt{7} = 30.06 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C}), \alpha'_0 \text{ 取 } 11.62。$$

设备外壁至保温隔热层内侧空隙间空气的给热系数(α_1)

$$\text{取 } \alpha_1 = 11.62 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$$

保温隔热层的导热系数(λ_2)

$$\lambda_2 = 0.0604 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{C})$$

热损失传热系数(K)

由式(3.0.1-8)得:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0} + \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} = \frac{1}{\frac{1}{30.06} + \frac{1}{11.62} + \frac{0.1}{0.0604}} \\ = 0.56 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$$

(b) 设备的外表面积(F) $F = 3.14 \times 1.4 \times 3 = 13.19 \text{ m}^2$

(c) 热损失的传热温差(Δt)

由式(3.0.1-9)得:

$$\Delta t = t_w - t_a = 160 - (-10) = 170 \text{ C}$$

(d) 热损失(Q)

由式(3.0.1-10)得:

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t = 0.56 \times 13.19 \times 170 = 1255.69 \text{ W}$$

c. 伴管长度计算

(a) 传热面积(F_1)

① 伴热管与保温设备之间的传热系数(K_1)

蒸汽冷凝给热系数(α_2)

$$\text{取 } \alpha_2 = 11622.50 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$$

钢管导热系数 $\lambda = 46.52 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{C})$

伴热管至保温隔热层内空气给热系数(α_3)

查表 3.0.1-1, $\alpha_3 = 22.08 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$

保温隔热层内空气至被加热设备的给热系数(α_4)

查表 3.0.1-2, $\alpha_4 = 14.53 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$, 伴管壁厚 $\delta = 3\text{mm}$

伴热管与保温设备之间的传热系数(K_1)

由式(3.0.1-11)得:

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_3} + \frac{1}{\alpha_4}} = \frac{1}{\frac{1}{11622.50} + \frac{0.003}{46.52} + \frac{1}{22.08} + \frac{1}{14.53}}$$
$$= 8.75 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$$

② 伴热管与保温设备之间的传热温差(Δt_1)

由式(3.0.1-12)得:

$$\Delta t_1 = t_v - t_w = 175 - 160 = 15 \text{ C}$$

③ 传热面积(F_1)

由式(3.0.1-13)得:

$$F_1 = \frac{Q}{K_1 \cdot \Delta t_1} = \frac{1255.69}{8.75 \times 15} = 9.57 \text{ m}^2$$

(b) 伴管长度(L)

由式(3.0.1-14)得:

$$L = \frac{F_1}{\pi d} = \frac{9.57}{3.14 \times 0.025} = 121.91 \text{ m}$$

(3) 管道蒸汽伴管伴热保温

a. 管道伴热管管径的选择

一般情况下对工艺、公用工程管路采用 $DN15 \sim DN25$ 管径的管子, 如果需要可选用直径大于 $DN25$ 的伴管。

b. 管道伴热管管数的确定

管道伴热管管数与被伴热管内工艺介质的情况和工艺管道的直径有关, 应按适合本工程设计项目的要求, 由管道材料专业编制“绝热保温设计规定”, 规定绝热保温等级和有关数据, 确定管道伴热管管数。

c. 其它设计要求

输送腐蚀性或热敏性介质的管道不可与伴管直接接触, 在管道与伴管之间要加一层隔离板(如石棉纸或石棉板)。

3.0.2 蒸汽夹套管伴热保温

如果介质要求保温的温度较高, 并且要求各点受热均匀即控制温度较严, 采用蒸汽伴管伴热不能满足工艺介质的保温要求时, 应采用夹套管伴热的形式。输送工艺物料

的凝固点等于或高于 150°C 且需保温均匀时,一般采用蒸汽夹套管保温。蒸汽夹套管的大小按管道材料专业发表的工程“绝热保温设计规定”中的要求选择。

3.0.3 电伴热保温

3.0.3.1 电伴热概述

电伴热是用电热来补充被伴热物体在工艺过程中所散失的热量,以维持介质温度在某一范围内。

3.0.3.2 电伴热特点及适用范围

当需要保温的工艺介质温度不高(一般需维持介质温度在 $30\sim 120^{\circ}\text{C}$),防火防爆要求不高,或远离蒸汽源的设备、机泵、管道,可以采用电伴热保温形式。电伴热效率高,一般可达 $80\%\sim 90\%$,还可对伴热温度进行调节,并具有施工简单、运行可靠、不需经常维修等优点,但由于电热带烧断后不易发现,且耗电量较大,所以一般不推荐使用,仅在远离蒸汽源或没有蒸汽,而又必须伴热的管道及死区段才采用电热带伴热。

3.0.3.3 电伴热的种类

电伴热按其结构可分为以下六种形式。

(1) 恒功率电热带

该型电热带能较精确维持管道或加热体的介质温度,适用于埋敷地下或有腐蚀性气体的场合。

(2) 三相恒功率电热带

适用于长距离、大口径管道的加热和伴热保温。

(3) 自限式电热带

该型电热带的特点是能自动控制温度,使加热基本趋于热平衡。适用于介质温度低于 35°C 的管道、阀门、泵体的防冻和保温,以及维持仪表管线的工艺温度。

(4) 挠性电热板

挠性电热板热效率高、重量轻、安装方便、适应性强、耐热耐寒性好,既能维持容器 120°C 的温度,又能在 -30°C 低温时仍能保持挠性,能在户内、户外和工厂 I 区、II 区爆炸性气体场所使用。适用于油罐、槽池和容器的伴热保温。

(5) 高温电热带

高温电热带用于相对湿度小于 80% ,无爆炸性危险场所的工业设备和实验室的罐体、管道和槽池的加热、保温,也可用于其他容器的加热,最高耐热温度近于 450°C ,推荐使用小于 350°C 。

(6) 船用电热带

船用电热带的结构与恒功率电热带、三相恒功率电热带相同,主要用于海洋船舶、海上石油钻井、平台或其它具有海洋性恶劣环境条件的爆炸性气体场合。

3.0.3.4 电伴热选用规定

选用电伴热产品型号,要考虑适用性、经济性、供电条件、最高维持温度、周围有无腐蚀性环境等因素。具体方法如下:

(1) 根据管道最高维持温度及偶然性的最高工作温度来选定电伴热产品的耐热等级,具体耐热等级可按生产厂产品性能定。

(2) 根据供电条件、电网负荷情况及电热带的使用长度,选择电压等级(220V或380V)。

(3) 根据不同管径或容器的单位耗散热量来确定所需电伴热产品的单位长度或单位面积上的功率(即 W/m 或 W/m²)。

(4) 根据不同环境(如是否埋地或有腐蚀性气体等)来确定所需电伴热产品的结构。

3.0.3.5 电伴热计算

(1) 电伴热热损失(Q)计算

a. 当被保温管道、设备的外径小于等于 1m 时

$$Q = \frac{t_w - t_a}{\frac{1}{2\pi\lambda_2} \ln \frac{D_1}{D_0} + \frac{1}{\pi\alpha_0 D_1}} \quad (3.0.3-1)$$

式中

Q——电伴热热损失, W/m;

t_w——被保温管道、设备外壁温度, °C;

t_a——周围环境温度, °C;

λ₂——隔热层在平均温度下的导热系数, W/(m·°C);

D₁——管道、设备的保温隔热层外径, m;

D₀——被保温管道、设备的外径, m;

α₀——保温隔热层表面至周围空气的给热系数, W/(m²·°C)。

b. 当被保温设备为平壁及管道、圆筒型设备外径大于 1m 时

$$Q = \frac{t_w - t_a}{\frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_0}} \quad (3.0.3-2)$$

式中

Q——电伴热热损失, W/m²;

δ_2 ——保温隔热层厚度, m;

其余符号说明与式(3.0.3-1)相同。

(2) 电伴热计算举例

计算某设备电伴热热损失

a. 已知条件

(a) 设备内介质温度为 100°C ;

(b) 设备外形尺寸为 $\phi 1200 \times 4000$;

(c) 周围环境温度为 -5°C ;

(d) 风速为 10m/s ;

(e) 保温隔热层的厚度为 50mm ;

b. 电伴热热损失计算

保温隔热层的平均温度为 $[100 + (-5)]/2 = 47.5^\circ\text{C}$

保温隔热层的导热系数 $\lambda_2 = 0.044\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$

保温隔热层至周围空气的给热系数(α_0)

由式(3.0.1-7)得:

$$\alpha_0 = \alpha'_0 + 6.97 \sqrt{W} = 11.62 + 6.97 \sqrt{10} = 33.66 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

电伴热热损失

由式(3.0.3-2)得:

$$\begin{aligned} Q &= \frac{t_w - t_s}{\frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_0}} = \frac{100 - (-5)}{\frac{0.05}{0.044} + \frac{1}{33.66}} \\ &= 90.05 \text{ W}/\text{m}^2 \end{aligned}$$

总热损失

$$\begin{aligned} Q_{\text{总}} &= F \cdot Q = (\pi \cdot d \cdot h + 2 \cdot \frac{\pi}{4} d^2) Q \\ &= (3.14 \times 1.2 \times 4 + 2 \cdot \frac{3.14}{4} \times 1.2^2) \times 90.05 \\ &= 1560.82 \text{ W} \end{aligned}$$

c. 最小电热板功率 P_{\min} 计算

传热效率 $\eta = 0.85 \sim 0.95$ 取 $\eta = 0.86$

$$P_{\min} = \frac{Q_{\text{总}}}{\eta} = \frac{1560.82}{0.86} = 1814.91 \text{ W}$$

d. 选型

根据热损失量由电伴热产品规格中选择合适的电热板或电热带。电热板或电热带的额定功率应大于或等于热损失的量。如果单个电热板或电热带不能满足要求时,可选用多个并联。

3.0.4 其它伴热保温

3.0.4.1 热门(THERMON)热传导法伴热

(1) 热门热传导

热门热传导法是一种把导热胶泥(HEAT TRANSFER CEMENTS)涂敷在蒸汽(或其它加热介质)伴热管上,使蒸汽伴热管固定在工艺物料管外并与被伴热管之间产生热的通道。因此,这种伴热比普通蒸汽伴热管的热传导效率要大十倍。

一般蒸汽伴管伴热主要靠对流、辐射来传热,而热门导热胶泥传热则完全靠直接接触传导传热,它的伴热效果几乎接近夹套伴热。

(2) 热门电加热

热门电加热法是在电伴热元件外面再涂敷导热胶泥。它除具有电伴热的优点外,还具有热门热传导法的完全靠直接接触的高传热效率的优点。

3.0.4.2 热水伴热保温

当被保温介质需要的温度不太高,一般在 90°C 以下,并且要求介质在局部也不能过热,即受热均匀,又不宜采用电伴热等其他伴热时,可采用热水伴热保温。

采用热水伴热时,装置中必须设置相应的热水加热循环系统,设备的热水伴热计算方法与设备蒸汽伴热保温计算相似,但各项给热系数应按热水的情况计算。

3.0.4.3 导热油伴热保温

当被保温的介质温度较高(一般被加热介质在 $140\sim 355^{\circ}\text{C}$ 时),其它热介质伴热达不到保温的目的时,可以采用导热油(热传导液)伴热保温。导热油一般选用以石蜡烃、环烷烃和芳香烃等轻质油作为载热体,采用导热油伴热保温时,装置中必须设置相应的导热油加热循环系统。设备导热油伴热保温计算方式与设备蒸汽伴热保温计算方式相似,但各项给热系数应按导热油传热的情况计算。

4 符号说明

- C ——辐射系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C^4)$;
- D_1 ——管道、设备的保温隔热层外径, m ;
- D_0 ——被保温管道、设备的外径, m ;
- d ——伴热管外直径, m ;
- F ——设备外表面积, m^2 ;
- F_1 ——伴热管面积, m^2 ;
- K ——热损失的传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;
- K_1 ——伴热管与热保温设备间的传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;
- L ——伴管长度, m ;
- P ——横截面的外周长, m ;
- P_{min} ——最小电热板功率, W ;
- Q ——热损失, W ;
- r ——伴热管外半径, m ;
- t ——设备内工作温度, $^\circ C$;
- Δt ——热损失的传热温差, $^\circ C$;
- Δt_1 ——伴热管与保温设备间的传热温差, $^\circ C$;
- t_a ——周围环境温度, $^\circ C$;
- t_{cp} ——保温隔热层的平均温度, $^\circ C$;
- t_s ——保温隔热层外表面温度, $^\circ C$;
- t_v ——蒸汽伴热管管内蒸汽的工作温度, $^\circ C$;
- t_w ——被保温管道、设备的外壁温度, $^\circ C$;
- W ——风速, m/s ;
- α_k ——对流传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;
- α_0 ——室外环境下, 保温隔热层表面至周围空气的给热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;
- α'_0 ——室内环境下, 保温隔热层表面至周围空气的给热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;
- α_r ——辐射传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;
- α_1 ——设备外壁至保温隔热层内侧空隙间空气的给热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;
- α_2 ——伴热管内蒸汽冷凝的给热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

α_3 ——蒸汽伴热管至保温隔热层内空气的给热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

α_4 ——保温隔热层内空气至被加热设备的给热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

δ ——伴热管的管壁厚度, m ;

δ_2 ——保温隔热层厚度, m ;

η ——传热效率;

λ ——伴热管的导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$;

λ_2 ——保温隔热层的导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$;

压力——本文除注明外,均为绝对压力。

中华人民共和国行业标准

HG

国际通用设计体制和方法

HG/T 20570—95

工艺系统工程设计 技术规定

1996—05—02 发布

1996—09—01 实施

中华人民共和国化学工业部

发布

中华人民共和国行业标准

工艺系统工程设计技术规定

HG/T 20570—95

主编单位：化工部工艺系统设计技术中心站

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一 九 九 六 年 九 月 一 日

化工部工程建设标准编辑中心

1996 北 京

火炬系统设置

HG/T 20570.12-95

编制单位：中国寰球化学工程公司

批准部门：化学工业部

实施日期：一九九六年九月一日

编制人：

中国寰球化学工程公司 姚桂华

审核人：

化工部工艺系统设计技术中心站 封淑元 龚人伟

1 应用范围和分类

1.0.1 本规定适用于处理石油化工厂、炼油厂当发生事故时或在正常生产中排放的大量易燃、有毒、有腐蚀性气体的火炬系统的设计。

1.0.2 火炬系统通常由火炬气分离罐、火炬气密封罐、火炬烟囱、火炬管道四个部分组成。

1.0.3 火炬型式可分为高空火炬和地面火炬。高空火炬由烟囱(包括牵索支撑和自由支撑两种)、火炬头、长明灯、辅助燃料系统、点火器及其它辅助设备组成。

1.0.4 地面火炬不能用于有毒物质的焚烧。地面火炬周围最小无障碍区的半径为76m~152m,且应设围墙以确保安全。

2 火炬系统的设计

2.0.1 火炬系统的设计原则

不同处理的介质和不同工作条件有不同的火炬系统。在开车、正常运行、停车和事故时排放的气体均要送火炬处理。

2.0.1.1 以各种情况下最大排放量来进行火炬系统处理能力的设计,同时要保证在一个宽的流量范围内系统运行良好。火炬系统本身要保证生产装置安全运行,并应考虑对环境的影响,消除和尽量减少对大气的污染、噪声等。

(1) 当两个火炬集中布置时,火炬的间距应使一个火炬燃烧最大气量时所产生的辐射热,不影响另一个火炬检修工作的进行。

(2) 火炬的防空标志和灯光保护按有关规定执行。

2.0.1.2 安全阀和控制阀的排放系统管道

(1) 安全阀和控制阀排放系统按有关规定来设计。该排放系统若与火炬系统相连,其管道材质不能低于碳钢,对于可能产生低温和高温的部分要做应力分析计算,选用适宜的材质和进行相应的加工处理。

(2) 排放管道最好从上方与火炬系统总管相连,而且与总管有一倾斜角度,以免产生排气、排液死角。

2.0.1.3 火炬总管

(1) 排放气按介质状态分为以下四种情况:

- a. 热气体($t \geq 0^{\circ}\text{C}$,含水或不含水);
- b. 冷气体($t < 0^{\circ}\text{C}$);
- c. 冷气体和热气体都有,但不含水;
- d. 液体排放系统。

排放气介质四种状态的任何一种情况,设置一根总管。如果是上述几种情况的组合,则要分开设置干火炬系统和湿火炬系统。当两股物流相混可能产生固体或者发生危险的物理或化学变化时,两股物料要分开。如果由于两股物料混合使管道尺寸加大很多或使管道材质升级时,两股物料也要分开。一般排放的液体与排放的气体是分开的,对于带有液体的物流要设分离设施和单独的液相系统。

(2) 火炬总管到分离器要有一定坡度以便排液,坡向分离器坡度不小于0.2%,对于排液死角要设排液口并将排出液回收储存。

(3) 要考虑温度对管路的影响,设置温度补偿的膨胀节,一般用环形的,特殊情

况下用波纹形膨胀器。如果总管与总管相接或总管与支管相接,其接头处材质取两者材质高者,且其长度在接头处上游至少要有 5m。

(4) 为避免火炬系统发生内爆炸或产生其它不安全因素,火炬气总管的上游最远端设有固定的吹扫设施,该吹扫设施包括一个流量计,一个止回阀和一个手动调节阀门。所有的火炬总管都应设氮气吹扫用软管接口。常用的吹扫气首选为可燃气体(如燃料气),但对于低温管线,吹扫气在最低温度时应不发生部分或全部冷凝,对此一般采用氮气吹扫,吹扫气速在最大火炬总管内为 0.03m/s。如果火炬系统设有水(液)封,则水封上游吹扫气速为 0.01m/s。对于低火炬和富氢排放气则要提高吹扫气气速。若无水封,则吹扫气应优先选用可用的最重气体作为吹扫气,并要安装低流量报警和指示真空度的低压报警,以防空气倒流入火炬系统。

2.0.1.4 火炬气分离罐

(1) 每根火炬排放气总管都应设分离罐,用以分离气体夹带的液滴或可能发生的两相流中的液相。为防止产生“火雨”,分离罐的分离能力为至少将 $\geq 400\mu\text{m}$ 的液滴分离下来,最好将 $\geq 150\mu\text{m}$ 的液滴也分离下来,尽量减少液滴夹带。分离罐选用直径一般为其长度的 $1/2\sim 1/3$,并为火炬总管尺寸的 $3\sim 4.5$ 倍。

(2) 分离罐的尺寸是以排放物流中最大排液量计算,储存 $10\sim 30\text{min}$ 的排液量,一般取 20min 。

(3) 如果已另外设置了单独的液相收集系统,或者在最大火炬负荷的紧急情况下也不会有大量的两相流排出,此时可以让排放物流不经分离罐,只设一个与液体收集系统相连的集液管就可以了。

(4) 集液系统要设一台排液泵,泵一般为离心式,与事故电源相连,不设置备用泵,选用泵的能力应估计到事故时夹带的液量,约半小时内能将分离罐中液体排完。泵的扬程按排放液体中最小重度的液体计算,电机功率以排放液体中最大重度的液体计算。

2.0.2 火炬计算

火炬的计算包括烟囱的直径、烟囱的高度。火炬头由制造厂商设计。火炬的几何参数图见图 2.0.2-1 所示。

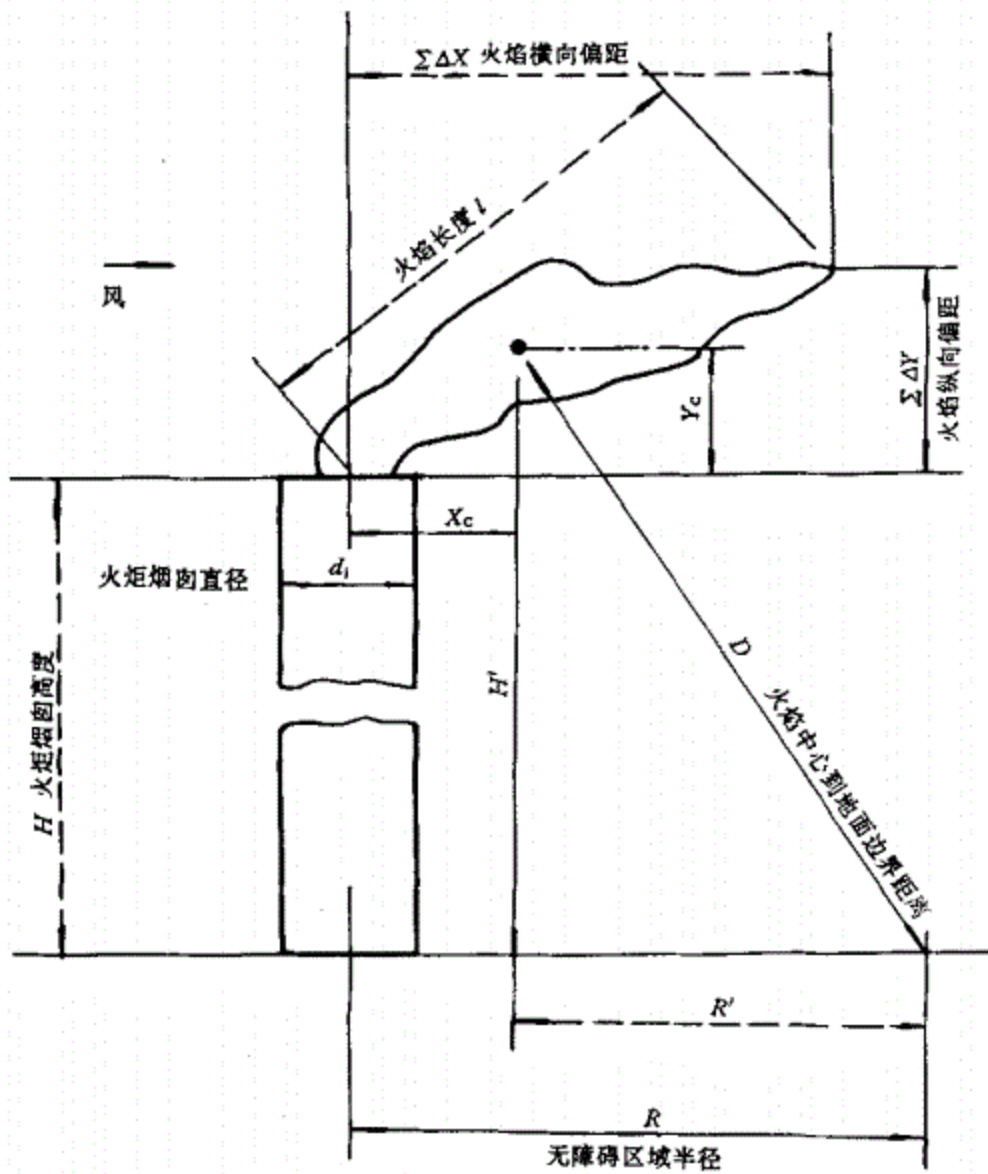


图 2.0.2-1 火炬的几何参数图

图中： d_i ——火炬烟囱直径(内径)； R ——无障碍区域半径； D ——火焰中心到地面边界的距离； ΔX ——火焰横向偏距； ΔY ——火焰纵向偏距； X_c ——火焰中心到火炬头中心的横向距离； Y_c ——火焰中心到火炬头顶端的纵向距离； H ——火炬烟囱的高度； l ——火焰长度； H' ——火焰中心到地面距离； R' ——火焰中心到地面界区横向距离。

2.0.2.1 简单近似计算法

(1) 火炬烟囱直径计算

火炬烟囱直径的大小,取决于烟囱内流体的速度,该速度的选取是根据允许压力降。一般在决定火炬烟囱尺寸时,可按如下考虑:正常排放时,出口处气体流速应在0.2马赫数乘声速以下;事故或紧急排放时,其流速应在0.5马赫数乘声速以下。此时,烧嘴压力降在0.01~0.05MPa,水封压力降在0.005~0.015MPa,火炬主管压力降在0.01~0.05MPa,最后必须检查火炬系统总压力降与安全阀背压之间的关系。火炬烟囱的直径要不小于火炬系统总管的直径,以免由于排放气夹带液滴而形成“火雨”。

计算火炬烟囱直径的公式推导如下:

$$Mach = 11.61 \times 10^{-2} \frac{W_j}{P_j d_j^2} \cdot \sqrt{\frac{T_j}{k_j M_j}} \quad (2.0.2-1)$$

由式(2.0.2-1)整理得:

$$d_j = \left[\frac{11.61 \times 10^{-2} W_j}{P_j \cdot Mach} \cdot \sqrt{\frac{T_j}{k_j M_j}} \right]^{0.5} \quad (2.0.2-2)$$

式中

d_j ——火炬烟囱顶部内径,m;

W_j ——火炬气排放流量,kg/s;

P_j ——火炬顶部内侧火炬气的压力,kPa;

$Mach$ ——马赫数,火炬气流速与该流体声速的比值,无因次;

M_j ——火炬气的平均分子量;

T_j ——火炬气温度,K;

k_j ——火炬气的绝热指数, $k_j = C_p / C_v$ 。

(2) 火炬烟囱高度的计算

a. 火焰长度的计算

火焰长度与火炬气燃烧释放的热量有关,火焰长度(l)与火炬气释放热量(Q)的关联图,见图2.0.2-2所示。

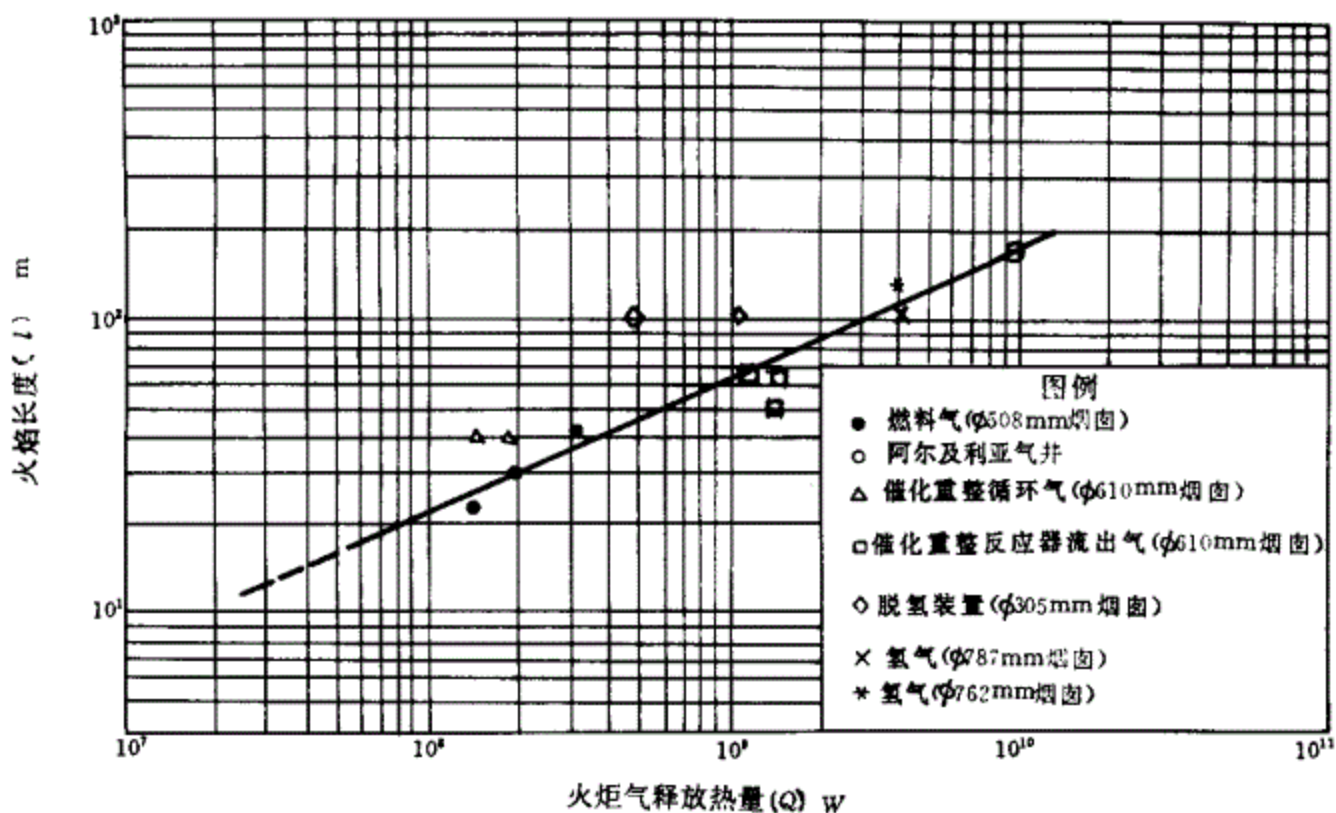


图 2.0.2-2 火焰长度与释放热量关联图

b. 由风引起的火焰倾斜的计算

(a) 体积流量的计算见式(2.0.2-3)

$$V = W_j \left(\frac{22.4}{M_j} \right) \left(\frac{T_j}{273} \right) \quad (2.0.2-3)$$

式中

V ——体积流量, m^3/s ;

T_j ——火炬气温度, K 。

(b) 由风引起的火焰倾斜的计算

火炬气在火炬烟囱出口处的速度(U_j),由式(2.0.2-4)计算:

$$U_j = \frac{V}{\frac{1}{4} \pi d_j^2} \quad (2.0.2-4)$$

已知火炬气在火炬烟囱出口处的速度(U_j),则其与风速(U_x)之比 U_x/U_j ,由图 2.0.2-3 可查得 $(\Delta X/l)$ 和 $(\Delta Y/l)$,即可计算火焰横向偏距(ΔX)、纵向偏距(ΔY)。火焰偏距与 U_x/U_j 关联图见图 2.0.2-3 所示。

风速(U_x)的选取是依据当地的气象条件,取年平均最大风速。不同高度的风速根据风速及风速随高度变化系数(K_v)计算。风速高度变化系数(K_v)的值见表 2.0.6-1。

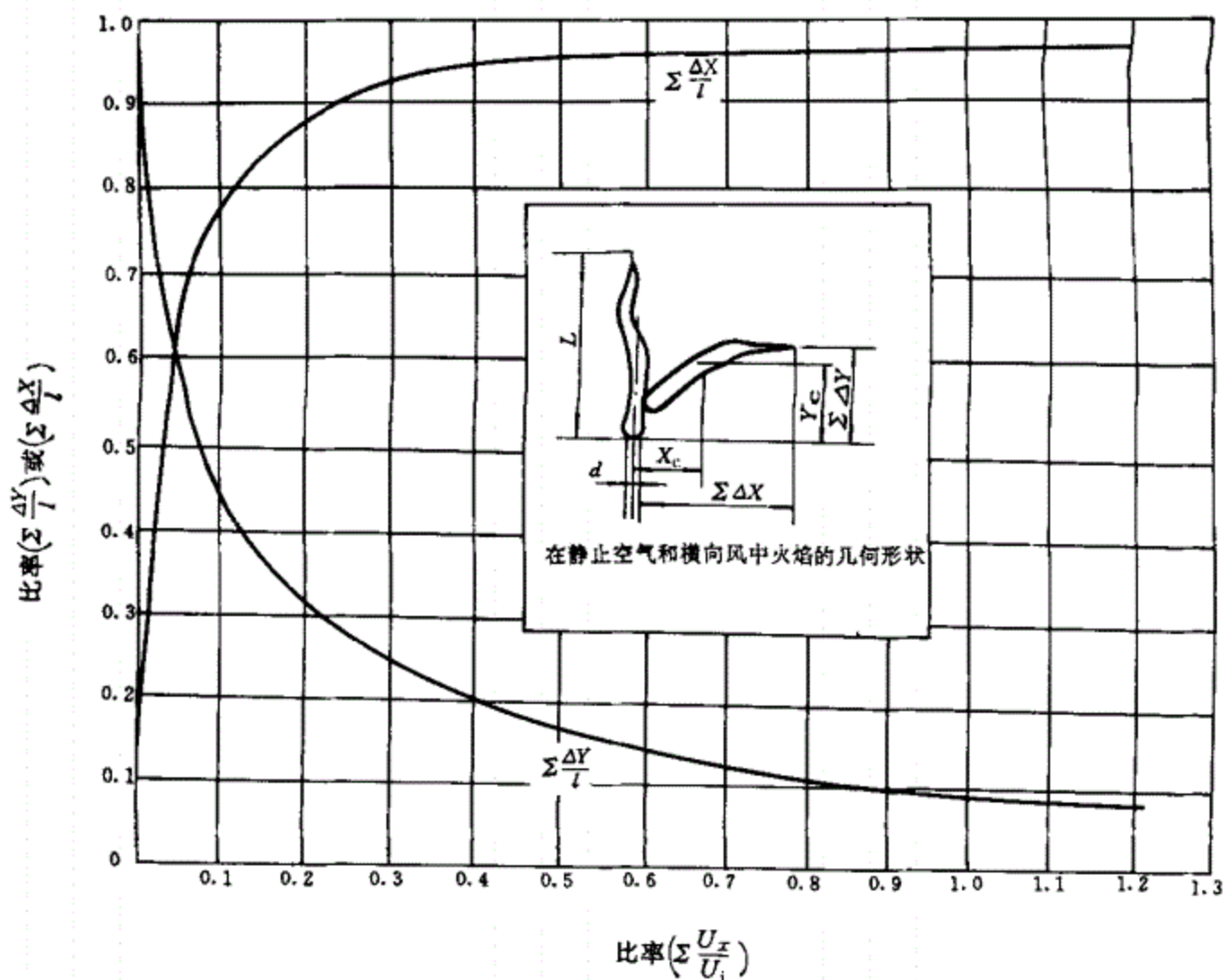


图 2.0.2-3 火炬偏距与风速关联图(无因次)

c. 火炬烟囱高度的计算

由图 2.0.2-1 可以看出 H' 、 H 、 R' 、 R 、 ΔX 、 ΔY 与 D 之间有如下关系:

$$H' = H + \frac{1}{2}\Delta Y \quad (2.0.2-5)$$

$$R' = R - \frac{1}{2}\Delta X \quad (2.0.2-6)$$

$$D^2 = R'^2 + H'^2 \quad (2.0.2-7)$$

由上式整理得:

$$H = \sqrt{D^2 - \left(R - \frac{\Delta X}{2}\right)^2} - \frac{\Delta Y}{2} \quad (2.0.2-8)$$

当已知 ΔX 、 ΔY 、 D 、 R , 则可以求得火炬烟囱高度(H)。

(3) 简单近似算法归纳

a. 所需基础数据如下:

W_j ——火炬气排放量, kg/s;

P_j ——火炬烟囱内侧的火炬气压力, kPa;

$Mach$ ——马赫数,无因次;

M_j ——火炬气的平均分子量;

T_j ——火炬气温度, K;

k_j ——火炬气的绝热指数, $k_j = C_p/C_v$;

R ——无障碍区域半径, m;

h_j ——火炬气低热值, kJ/kg;

U_x ——设计风速, m/s;

F ——热辐射因子;

K ——最大允许热辐射强度, kW/m²;

τ ——热辐射强度传递因子。

b. 计算内容:

$$\text{火炬烟囱直径: } d_j = [11.61 \times 10^{-2} \frac{W_j}{P_j \cdot M_{ach}} \times (\frac{T_j}{k_j M_j})^{0.5}]^{0.5}$$

$$\text{火炬气放热量: } Q = h_j \cdot W_j$$

$$\text{火焰中心到地面界区的距离: } D = (\frac{\tau F Q}{4\pi K})^{0.5}$$

风速与火炬气速度之比: U_x/U_j

由图 2.0.2-3 查得 ΔX 、 ΔY

$$\text{火炬烟囱高度: } H = [D^2 - (R - \frac{1}{2}\Delta X)^2]^{0.5} - \frac{\Delta Y}{2}$$

2.0.2.2 布鲁托斯基和索麦尔近似算法^①

(1) 火炬烟囱直径的计算

火炬烟囱直径的计算方法与简单近似算法相同, 见 2.0.2.1(1)规定。

(2) 火炬烟囱高度的计算

a. 火焰中心的确定及火焰偏距的计算

$$\text{声速 } C = 91.2 (\frac{k_j T_j}{M_j})^{0.5} \quad (2.0.2-9)$$

火炬烟囱出口速度(U_j)为

$$U_j = Mach \times \text{声速} \quad (2.0.2-10)$$

对于火炬气, 爆炸下限参数(\bar{C}_l)为

$$\bar{C}_l = C_l (\frac{U_j}{U_x}) (\frac{M_j}{M_x}) \quad (2.0.2-11)$$

^① 布鲁托斯基, 即 Brzustowski, 索麦尔即 Sommer.

式中

C_l ——火炬气在空气中的爆炸下限, 体积%;

M_x ——空气的平均分子量, 取为 29;

U_x ——风速, m/s;

火炬气(混合气)在空气中的爆炸下限(C_l), 其值按下式计算:

$$C_l = \frac{100}{\sum_{i=1}^n \frac{Y_i}{C_{li}}} \quad (2.0.2-12)$$

式中

C_{li} ——火炬气各组份的爆炸下限, 体积%;

Y_i ——火炬气各组份的分子分数。

风推力和喷射推力($d_j R$)值按下式计算:

$$d_j R = d_j \left(\frac{U_j}{U_x} \right) \left(\frac{T_x M_j}{T_j} \right)^{0.5} \quad (2.0.2-13)$$

式中

T_x ——空气温度, K;

d_j ——火炬烟囱直径, m。

已知 \bar{C}_l 、 $d_j R$ 值, 可以由 2.0.2-4 和图 2.0.2-5 求得火焰横向偏距(X_c)值、纵向偏距(Y_c)值。

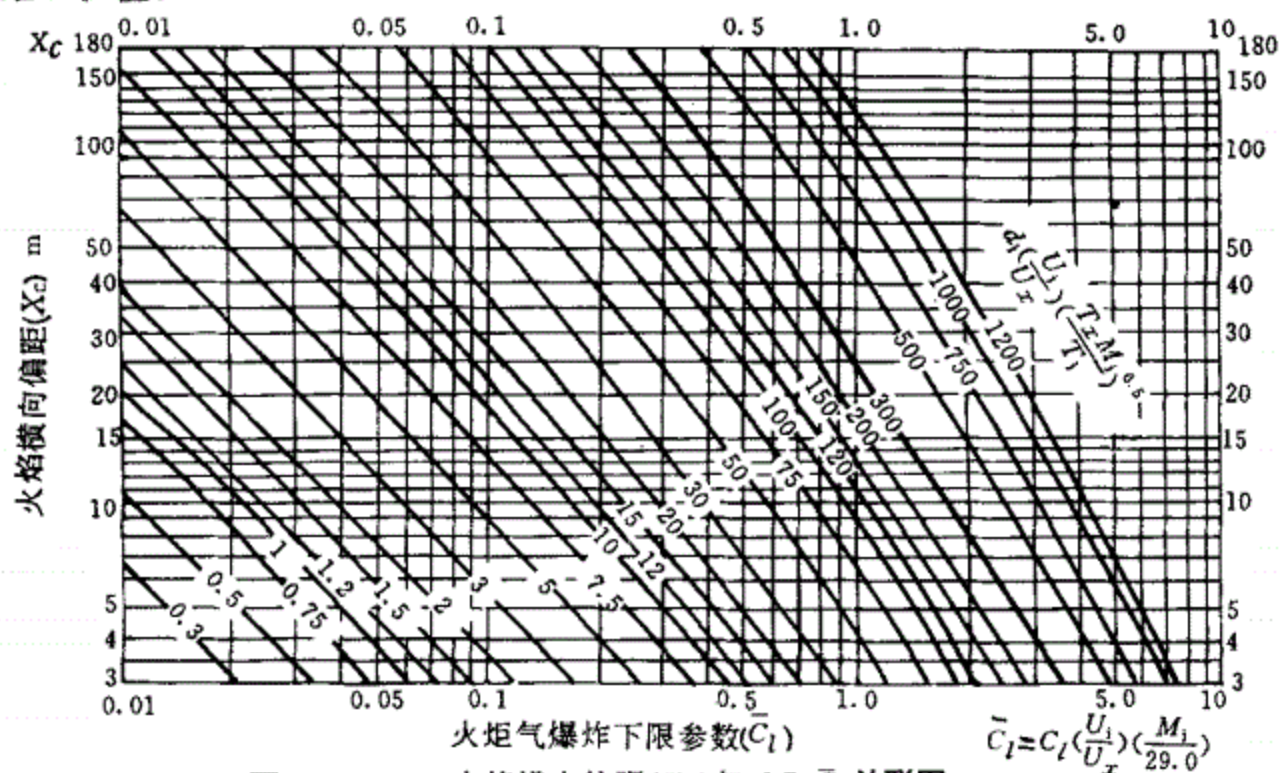


图 2.0.2-4 火焰横向偏距(X_c)与 $d_j R$ 、 \bar{C}_l 关联图

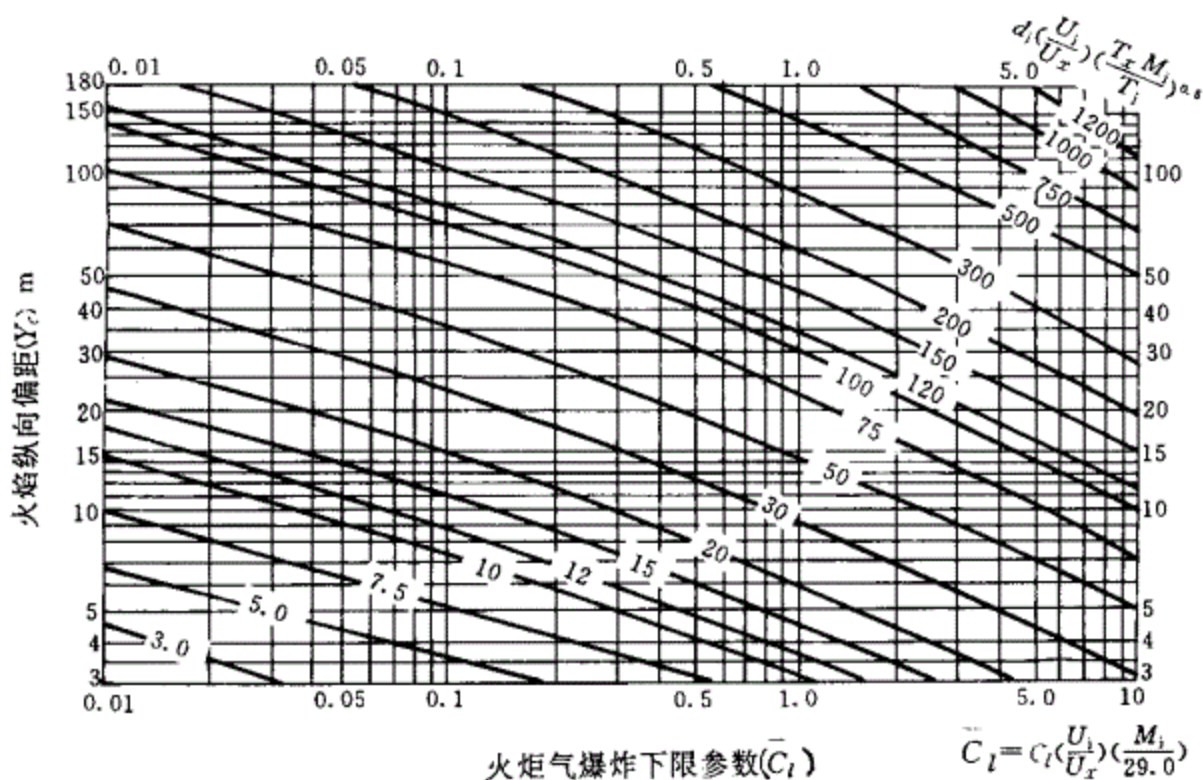


图 2.0.2-5 火焰纵向偏距(Y_c)与 $d_i R$ 、 C_l 关联图

b. 火焰中心到地面边界距离的计算

$$D = \sqrt{\frac{\tau F Q}{4\pi K}} \quad (2.0.2-14)$$

c. 火炬烟囱高度的计算

由图 2.0.2-1 可以看出 H' 、 H 、 R' 、 R 、 X_c 、 Y_c 和 D 之间有如下关系

$$H' = H + Y_c \quad (2.0.2-15)$$

$$R' = R - X_c \quad (2.0.2-16)$$

$$D^2 = R'^2 + H'^2 \quad (2.0.2-17)$$

由上三式整理得：

$$H = \sqrt{D^2 - (R - X_c)^2} - Y_c \quad (2.0.2-18)$$

已知 D 、 R 、 X_c 和 Y_c 可以求得火炬烟囱高度(H)。

火炬烟囱的高度(H)与所选的计算标准有关,当辐射强度(K)为最大允许热辐射强度时, (H)为火炬烟囱最低的极限高度。 K 值根据工程的具体情况来选定。

(3) 布鲁托斯基和索麦尔近似算法归纳

a. 计算所需基础数据如下：

W_j ——火炬气流量, kg/s;

M_j ——火炬气平均分子量;

M_x ——空气的平均分子量;

U_x ——平均风速, m/s;

P_j ——火炬顶部内侧火炬气的压力, kPa;
 γ ——平均相对湿度;
 h_j ——火炬气低热值, kJ/kg;
 k_j ——火炬气绝热指数;
 C_l ——火炬气在空气中的爆炸下限浓度, 体积%;
 T_j ——火炬气温度, K;
 T_x ——空气温度, K;
 K ——最大允许热辐射强度, kW/m²;
 τ ——热辐射强度传递因子;

$Mach$ ——马赫数, 无因次;

F ——热辐射因子;

R ——无障碍区域半径, m;

b. 计算内容

火炬气放热量: $Q = W_j \cdot h_j$

火焰中心到地面界区的距离: $D = \left(\frac{\tau F Q}{4\pi K} \right)^{0.5}$

火炬烟囱直径

$$d_j = \left[11.61 \times 10^{-2} W_j \frac{\left(\frac{T_j}{k_j M_j} \right)^{0.5}}{P_j \cdot Mach} \right]^{0.5}$$

声速: $C = 91.2 \left(\frac{k_j T_j}{M_j} \right)^{0.5}$

火炬气速度: $U_j = Mach \times C$

参数: $\bar{C}_l = C_l \left(\frac{U_j}{U_x} \right) \left(\frac{M_j}{M_x} \right)$

推力: $d_j R = d_j \left(\frac{U_j}{U_x} \right) \left(\frac{T_x M_j}{T_j} \right)^{0.5}$

由 \bar{C}_l 、 $d_j R$ 查图 2.0.2-4 和图 2.0.2-5 得 X_c 、 Y_c

火炬烟囱高度: $H = [D^2 - (R - X_c)^2]^{0.5} - Y_c$

2.0.2.3 无烟火炬注入蒸汽量、放空烟囱直径和噪声计算

(1) 蒸汽量的计算

无烟燃烧时注入的蒸汽量与火炬气最大无烟燃烧的流速和火炬气成份(火炬气分子量与不饱和烃的量)有关。

不饱和烃对注入蒸汽量的影响见图 2.0.2-6 所示。

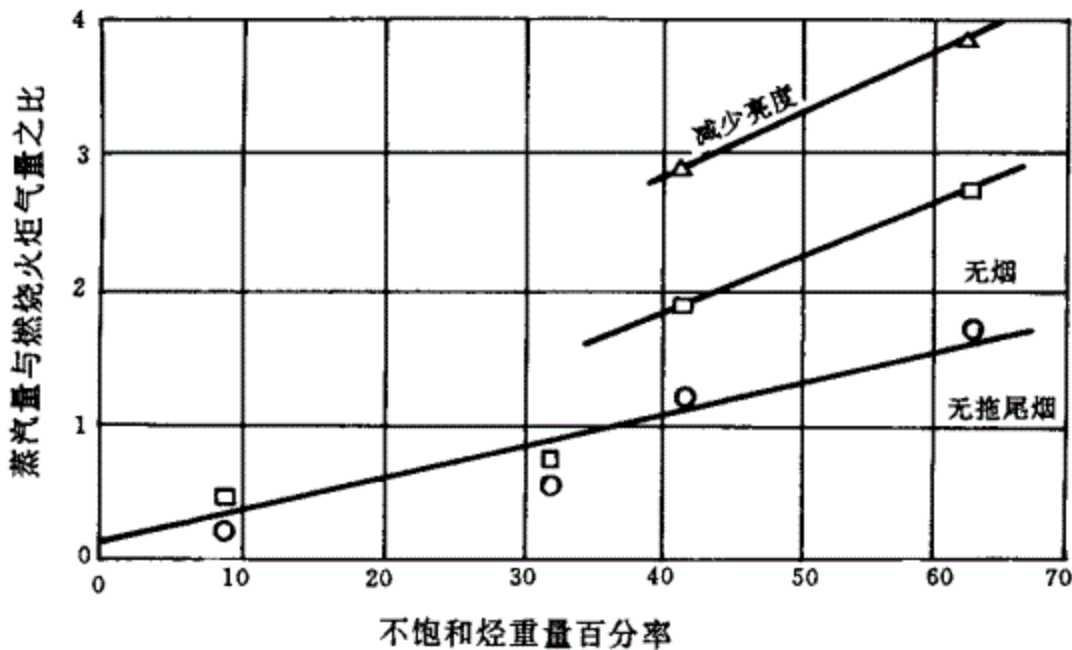


图 2.0.2-6 高空火炬无烟燃烧时加入蒸汽量图

该图在火炬烟囱顶端内侧注入蒸汽时使用。

火炬气分子量对注入蒸汽量的影响见式(2.0.2-19)

$$W_{H_2O} = W_{HC} \left(0.68 - \frac{10.8}{M_j} \right) \quad (2.0.2-19)$$

式中

W_{H_2O} ——水蒸汽流量, kg/s;

W_{HC} ——火炬气烃类流量, kg/s。

式(2.0.2-19)是以水蒸汽与火炬气燃烧后产生 CO_2 的重量比以 0.7 为基础。

蒸汽注入一般采用两种方法:

- 离火炬烟囱的顶部约 1.5m 处设蒸汽注入管道;
- 在火炬顶部设专门的蒸汽注入环。

蒸汽流量采用自动控制或人工控制。在火炬气量突然增加时允许短时间有烟的操作,可采用人工控制。

(2) 放空烟囱直径计算

放空烟囱的尺寸由允许压降和防止由于燃烧或有毒气体给地面或工作平台造成危害来确定。一般情况下,选用较高的排放速度,至少为 150m/s。

烟囱顶部直径(d)

$$d = \sqrt{\frac{W}{0.785\rho \cdot U}} \quad (2.0.2-20)$$

式中

d ——烟囱顶部直径, m;

ρ ——放空气在工作条件下的密度, kg/m^3 ;

U ——放空气在烟囱顶部流速, 一般选用 $150\text{m}/\text{s}$;

W ——放空气流量, kg/s 。

(3) 噪声计算

离排放点 30m 处的噪声强度 (L_{30}) 可用式 (2.0.2-21) 计算:

$$L_{30} = L + 10 \lg \left(\frac{1}{2} WC^2 \right) \quad (2.0.2-21)$$

式中

L ——噪声强度, dB, 可由图 2.0.2-7 查得;

C ——声速, 可由式 (2.0.2-9) 求得;

W ——排放火炬气流量, kg/s 。

当离排放点的距离超过 30m 时, 其噪声强度需用式 (2.0.2-22) 计算。

$$L_P = L_{30} - 20 \lg \left(\frac{\gamma_i}{30} \right) \quad (2.0.2-22)$$

式中

L_P ——距离排放点 γ_i 处的噪声强度, dB;

γ_i ——离排放点的距离, m。

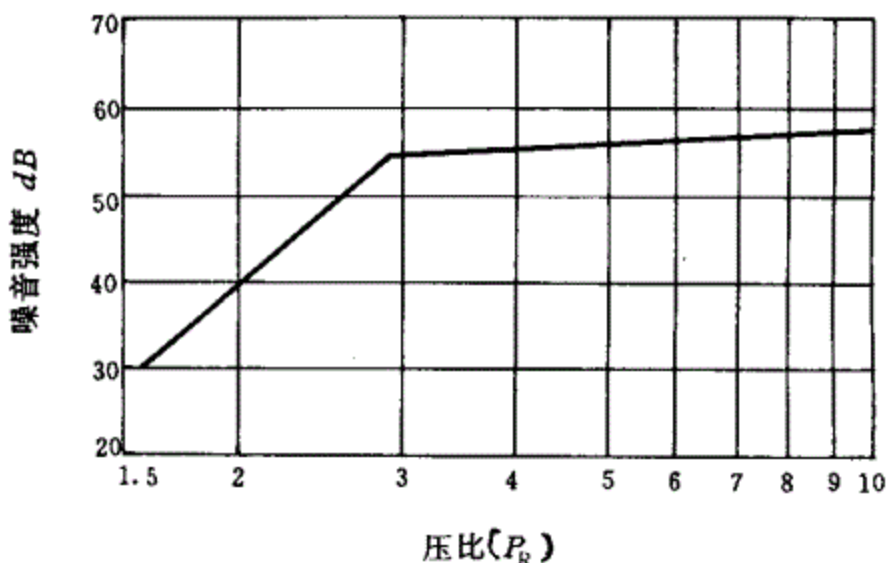


图 2.0.2-7 离火炬烟囱顶部 30m 处噪声强度

注: 图中 P_R 为噪声源上下游压力之比。

噪声计算归纳

a. 计算所需基础数据如下:

W ——排放火炬气流量, kg/s;

k_j ——绝热指数;

M_j ——排放火炬气分子量;

T_j ——排放火炬气温度, K;

P_R ——噪声源上下游压力之比;

γ_i ——离排放点的距离, m。

b. 计算内容

声速: $C = 91.2(k_j T_j / M_j)^{0.5}$

由 P_R 查图 2.0.2-7 得 L :

计算 L_{30} : $L_{30} = L + 10 \lg(\frac{1}{2}WC^2)$

计算 L_P : $L_P = L_{30} - 20 \lg(\frac{\gamma_i}{30})$

例: 排放火炬气流量为 14.6 kg/s, 绝热指数为 1.4, 分子量为 29, 气体温度为 311K, 进出排放压比为 3, 计算离排放点 305m 处的噪声强度。

解:

(1) 声速(C)的计算

由式(2.0.2-9)得:

$$\begin{aligned} C &= 91.2 \left(\frac{k_j T_j}{M_j} \right)^{0.5} \\ &= 91.2 \times \left(\frac{1.4 \times 311}{29} \right)^{0.5} \\ &= 353 \text{m/s} \end{aligned}$$

(2) $\frac{1}{2}WC^2$ 的计算

$$\frac{1}{2}WC^2 = \frac{1}{2} \times 14.6 \times 353^2 = 910000$$

(3) $10 \times \lg(\frac{1}{2}WC^2)$ 的计算

$$\begin{aligned} &10 \times \lg\left(\frac{1}{2}WC^2\right) \\ &= 10 \times \lg(910000) \\ &= 60 \text{dB} \end{aligned}$$

(4) 查图 2.0.2-7

已知 $P_R = 3$, 查得 $L = 54$

(5) 离排放点 30m 噪声强度计算

由式(2.0.2-21)得:

$$L_{30} = 54 + 60 = 114\text{dB}$$

注:上述计算是假设声速为球形传播,如果为半球形传播,上述计算结果应加 3dB。

(6) 离排放点 305m 处噪声强度计算

由式(2.0.2-22)得:

$$\begin{aligned} L_{305} &= L_{30} - 20\lg\left(\frac{r_i}{30}\right) \\ &= 114 - 20\lg\left(\frac{305}{30}\right) \\ &= 94\text{dB} \end{aligned}$$

因此,在此条件下,离排放点 305m 处的噪声强度为 94dB。

2.0.3 主要的辅助设备

2.0.3.1 火炬管道

火炬管道的设计和压力降计算参见《管道压力降计算》(HG/T 20570.7-95)第 2 章“单相流(可压缩流体)”和第 3 章“气-液两相流(非闪蒸型)”。

2.0.3.2 火炬气分离罐

火炬气分离罐的设计和计算参见《气-液分离器设计》(HG/T 20570.8-95)。

2.0.3.3 火炬气密封系统

火炬气密封系统包括水(液)封和气封(分子密封),都是为了防止排放气倒流和空气倒入火炬系统发生爆炸燃烧事故而设的。

下述情况要设水封:

- (1) 排放气达到一定的数量,要在一个独立的火炬中燃烧。
- (2) 为了防止火炬总管系统产生真空,需要相对高的吹扫速率(排放气比空气轻或未经冷却的热排放气)。

下述情况可不设水封:

- (1) 排气设备背压允许值很低,以致于入口插入管的深度小于 100mm。
- (2) 排放气温度很低以致于可能引起水封冻结(无加热站)。

如果火炬系统设水封,则水封本身及其下游设备的设计压力可定为 700kPa(表),其上游设备设计压力定为 350kPa(表)。水封槽内要留有一定的气相空间,以防水夹带。

水封水补充速度要适当,不能太快。水封槽溢流口排出水应回收。水封槽在严寒地区要采取防冻设施,并防止碳氢化合物覆盖液面。

水封槽与火炬基础合并设置时,水封槽应尽量靠近火炬烟囱。水封槽示意图见图

2.0.3-1 所示。

气封是在火炬内无气体排放时,用一定量的吹扫气通过火炬,使火炬维持正压,防止空气倒流入火炬系统,保证安全操作。气封又称分子密封,结构如图 2.0.3-2 所示。

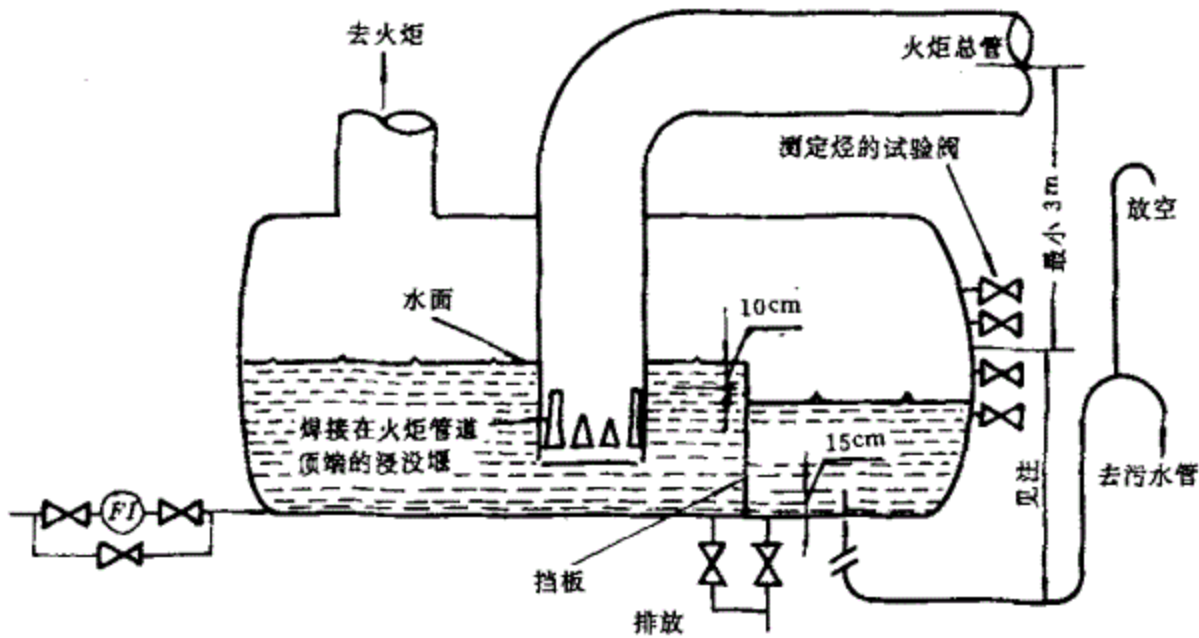


图 2.0.3-1 火炬气液封(水封)槽示意图

注:排液管液封至少应为罐最大工作压力的 175%。

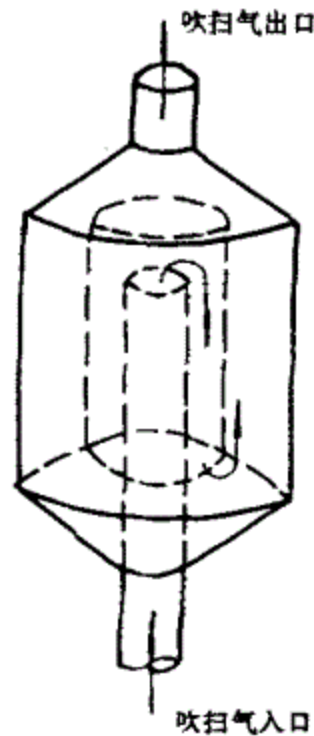


图 2.0.3-2 气封(分子密封器)结构图

下述情况要设气封:

- (1) 无水封；
- (2) 水封下游要求大流量的吹扫气。

气封用气比空气轻,气封气源接口可设在气封旁边;若比空气重气封气源接口设在火炬底部。若雨天或冷凝能影响气封,则应设置排放管,其公称直径不小于 50mm。

气封要设在火炬烟囱顶部。如果仅安装一个气封,则整个火炬系统可按 350kPa(表)设计,但设备的壁厚要按 700kPa(表)设计。

由于经济原因,气封气的流速不可能很高,一般使火炬烟囱内流速维持在 0.03~0.06m/s,在总用量较低的情况下适当地提高气封气流速有利于气封的密封效果。

气封用气的露点不高于环境的最低温度,可以选用氮气或低分子量气态烃。

2.0.4 火炬系统的流程

2.0.4.1 火炬系统包括火炬气分离罐、火炬气密封槽及分子密封、火炬烟囱及火炬管道。

2.0.4.2 典型的火炬系统流程

将来自各排放系统的物料,首先引入火炬气分离罐,将气液分离,液体返回回收装置,气体引入火炬气密封罐,从密封罐出来的气体则引入火炬烟囱,见图 2.0.6-2 所示。

2.0.4.3 乙烯装置的火炬系统

将装置内排放的物料分别送到如下四条总管:

- (1) 干火炬总管收集乙烯装置内不含水的、冷的碳氢化合物;
- (2) 湿火炬总管收集乙烯装置内含水的、热的碳氢化合物;
- (3) 热火炬总管收集乙烯装置内不含水的、热的碳氢化合物;
- (4) 液体排放总管:收集乙烯装置内低温和冷冻部分的低温液体。

湿火炬总管气体进入湿火炬分离罐,罐内分离冷凝夹带的碳氢化合物,从罐上部出来的气体进主火炬总管,下部液体经泵排至急冷塔。

干火炬总管气体进入干火炬分离罐,罐内分离液体后进主火炬总管,液体排污系统来的物料经蒸发后也进干火炬分离罐。

热火炬总管直接接到主火炬总管。液体排放总管的液体排到干火炬分离罐。

合并后的火炬气经主火炬总管到火炬烟囱,火炬烟囱顶部接分子密封器。排放的碳氢化合物在火炬头(即燃烧烧嘴)充分燃烧。

2.0.4.4 火炬系统还包括其他一些辅助设施,如冷火炬气加热站等。实际设计中应根据具体的工艺装置决定采用什么样的火炬系统。

2.0.5 计算举例(高空火炬)

2.0.5.1 简单近似计算法举例

假设计算所用的基础数据如下:

火炬气流量(W_j):126kg/s;

火炬气平均分子量(M_j):46.1;

火炬气在火炬烟囱顶部的流体温度(T_j):422K;

燃烧热(h_j): 5×10^4 kJ/kg;

绝热指数(k_j):1.1;

火炬顶部内侧的火炬气压力(P_j):108kPa;

设计风速(U_x):8.9m/s;

热辐射因子(F):0.3;

最大允许热辐射强度(K): 6.3 kW/m^2 (离火炬中心 45.7m 处);

热辐射强度传递因子(τ):1.0。

(1) 计算火炬烟囱直径(d_j)

由式(2.0.2-2)得:

$$d_j = \left[\frac{11.61 \times 10^{-2} W_j}{P_j \cdot Mach} \cdot \sqrt{\frac{T_j}{k_j M_j}} \right]^{0.5}$$

当 $Mach=0.5$ 时,则

$$\begin{aligned} d_j &= \left[\frac{11.61 \times 10^{-2} \times 126}{108 \times 0.5} \cdot \sqrt{\frac{422}{1.1 \times 46.1}} \right]^{0.5} \\ &= 0.88\text{m} \end{aligned}$$

(2) 计算火炬烟囱高度

a. 火焰长度(l)

火炬气放热量(Q)

$$\begin{aligned} Q &= h_j \cdot W_j \\ &= 5 \times 10^4 \times 126 \\ &= 6.3 \times 10^6 \text{ kW} \end{aligned}$$

由图 2.0.2-2 查得 l 为 130m。

b. 火炬气在火炬烟囱出口处的速度(U_j)

当 $Mach=0.5$ 时,由式(2.0.2-10)得 U_j :

$$\begin{aligned} U_j &= Mach \times C \\ &= 0.5 \times 91.2 \left(\frac{k_j T_j}{M_j} \right)^{0.5} \\ &= 144.7\text{m/s} \end{aligned}$$

$$\frac{U_x}{U_j} = \frac{8.9}{144.7} = 0.062$$

由图 2.0.2-3 查得:

当 $Mach=0.5$ 时

$$\frac{\Delta X}{l} = 0.68 \quad \Delta X = 0.68l = 0.68 \times 130 = 88.4\text{m}$$

$$\frac{\Delta Y}{l} = 0.54 \quad \Delta Y = 0.54l = 0.54 \times 130 = 70.2\text{m}$$

c. 计算火炬烟囱高度

由式(2.0.2-14)得:

$$\begin{aligned} D &= \sqrt{\tau F Q / 4\pi K}, (Q = h_j \cdot W_j) \\ &= \sqrt{1 \times 0.3 \times 6.3 \times 10^6 / (4\pi \times 6.3)} \\ &= 154.5\text{m} \end{aligned}$$

由式(2.0.2-8)得:

$$H = [D^2 - (R - \frac{1}{2}\Delta X)^2]^{0.5} - \frac{1}{2}\Delta Y$$

当 $Mach=0.5$ 时,则

$$\begin{aligned} H &= [154.5^2 - (45.7 - \frac{1}{2} \times 88.4)^2]^{0.5} - \frac{1}{2} \times 70.2 \\ &= 119\text{m} \end{aligned}$$

由以上计算得:当 $Mach=0.5$ 时,火炬烟囱直径为 0.88m,高度为 119m。

2.0.5.2 布鲁托斯基和索麦尔近似计算法举例

假设计算所用的基础数据如下:

火炬气流量(W_j):12kg/s;

火炬气平均分子量(M_j):46.1;

空气的分子量(M_x):29;

平均风速(U_x):8.9m/s;

火炬顶部内侧的火炬气压力(P_j):108kPa;

平均相对湿度(γ):0.5;

火炬气燃烧热值(h_j): 5×10^4 kJ/kg;

绝热指数(k_j):1.1;

火炬气在空气中的爆炸下限(C_l):0.021;

火炬气温度(T_j):422K;

空气温度(T_x):289K。

(1) 计算高空火炬烟囱直径(d_j)

由式(2.0.2-2)得:

$$d_j = [11.61 \times 10^{-2} W_j (T_j / k_j M_j)^{0.5} / (P_j Mach)]^{0.5}$$

当火炬气为最大排放量时,最大马赫数可取为 0.5,因此

$$\begin{aligned} d_j &= [11.61 \times 10^{-2} \times 126 \times (422 / 1.1 \times 46.1)^{0.5} / (108 \times 0.5)]^{0.5} \\ &= 0.88\text{m} \end{aligned}$$

(2) 高空火炬烟囱高度(H)的计算

a. 计算火焰偏距(X_c)、(Y_c)

由式(2.0.2-9)计算

$$\begin{aligned} \text{声速: } C &= 91.2 (k_j T_j / M_j)^{0.5} \\ &= 91.2 (1.1 \times 422 / 46.1)^{0.5} \\ &= 289.4\text{m/s} \end{aligned}$$

火炬气速度(U_j)

$$\begin{aligned} U_j &= Mach \times C \\ &= 0.5 \times 289.4 \\ &= 144.7\text{m/s} \end{aligned}$$

由式(2.0.2-11)得:

$$\begin{aligned} \bar{C}_i &= C_i \left(\frac{U_j}{U_x} \right) \left(\frac{M_j}{M_x} \right) \\ &= 0.021 \left(\frac{144.7}{8.9} \right) \left(\frac{46.1}{29} \right) \\ &= 0.542 \end{aligned}$$

由式(2.0.2-13)得:

$$\begin{aligned} d_j R &= d_j \left(\frac{U_j}{U_x} \right) \left(\frac{T_x M_j}{T_j} \right)^{0.5} \\ &= 0.88 \left(\frac{144.7}{8.9} \right) \left(\frac{289 \times 46.1}{422} \right)^{0.5} \\ &= 80.4 \end{aligned}$$

由 \bar{C}_i 、 $d_j R$ 查图 2.0.2-4 和图 2.0.2-5 得:

$$\begin{aligned} X_c &= 17.7\text{m} \\ Y_c &= 30\text{m} \end{aligned}$$

b. 计算火焰中心到地面边界的距离(D)

由式(2.0.2-14)得:

$$D = [\tau F Q / 4\pi K]^{0.5}$$

根据表 2.0.6-4,取允许操作人员短期通过的最大热辐射强度(K)为

9.46kW/m²。

取热辐射系数 $F=0.3$, 热辐射强度传递因子 $\tau=1.0$ 。火炬气放热量(Q)

$$\begin{aligned} Q &= h_j \cdot W_j \\ &= 126 \times 5 \times 10^4 \\ &= 6.3 \times 10^6 \text{ kW} \\ D &= [1.0 \times 0.3 \times 6.3 \times 10^6 / (4\pi \times 9.46)]^{0.5} \\ &= 126 \text{ m} \end{aligned}$$

另外, 假设界区地面辐射半径 $R=45.7\text{m}$ 时, 最大允许热辐射强度 $K=6.3\text{kW}/\text{m}^2$, 则

$$\begin{aligned} D &= [1.0 \times 0.3 \times 6.3 \times 10^6 / (4\pi \times 6.3)]^{0.5} \\ &= 154.5 \text{ m} \end{aligned}$$

c. 计算高空火炬烟囱高度

当热辐射强度 $K=9.46\text{kW}/\text{m}^2$, 地面边界在火炬中心, 即

$$R' = 0 \quad H' = D$$

可计算出该条件下的最小火炬高度(H)

$$\begin{aligned} H &= H' - Y_c \\ &= D - Y_c \\ &= 126 - 30 = 96 \text{ m} \end{aligned}$$

当热辐射强度 $K=6.3\text{kW}/\text{m}^2$ 时

$$\begin{aligned} R &= 45.7 \text{ m} \\ D &= 154.5 \text{ m} \end{aligned}$$

由式(2.0.2-18)得:

$$\begin{aligned} H &= [D^2 - (R - X_c)^2]^{0.5} - Y_c \\ &= [154.5^2 - (45.7 - 17.7)^2]^{0.5} - 30 \\ &= 122 \text{ m} \end{aligned}$$

根据上述计算, 火炬烟囱直径为 0.88m, 火炬高度为 122m。与简单近似法的计算结果基本相同。在实际计算中, 可根据所具有的基础数据选择不同的计算方法。

2.0.6 附图和附表

2.0.6.1 风速高度变化系数(K_v)见表 2.0.6-1。

2.0.6.2 可燃气体的热值见表 2.0.6-2。

2.0.6.3 可燃气体在空气中的爆炸下限见表 2.0.6-3。

2.0.6.4 不考虑太阳热辐射时允许的最大热辐射强度见表 2.0.6-4。

2.0.6.5 可燃气体绝热指数关系图见图 2.0.6-1 所示。

2.0.6.6 典型的火炬系统流程见图 2.0.6-2 所示。

风速高度变化系数(K_v) 表 2.0.6-1

离地面或海面高度 m	K_v	
	陆 上	海 上
≤2	0.72	0.8
5	0.88	0.92
10	1.00	1.00
15	1.07	1.05
20	1.12	1.09
30	1.19	1.14
40	1.24	1.17
50	1.28	1.20
60	1.31	1.22
70	1.33	1.24
80	1.36	1.26
90	1.38	1.27
100	1.40	1.28
150	1.48	1.34
200	1.54	1.38
250	1.59	1.41
300	1.64	1.44
≥350	1.67	1.47

可燃气体的热值 表 2.0.6-2

名 称	热值 kJ/m ³ (标) (以低热值计)
氢气	10744
甲烷	35710
乙烷	63579
乙烯	59467
乙炔	56453
丙烷	91033
丙烯	86411
丁烷	118412
丁烯	113718
戊烷	145782
戊烯	138380

可燃气体在空气中的爆炸下限 表 2.0.6-3

名 称	爆炸下限 体积%	名 称	爆炸下限 体积%
甲烷	5.0	丁烯-1	1.6
乙炔	1.5	反丁烯-2	1.75
乙烷	3.0	顺丁烯-2	1.75
乙烯	2.7	丁二烯-1,3	2.0
丁炔-2	1.4	环己烷	1.2
丙烷	2.37	环丙烷	2.4
丙烯	2.0	乙烯基乙炔	2.0
丙炔	1.7	戊烷	1.4
异丁烷	1.8	氢气	4.0
正丁烷	1.86	丁二烯-1,2	2.0
异丁烯	1.8		

允许的最大热辐射强度(K) kW/m ²	使用条件
15.77	操作人员不允许进入,设备应设置防热辐射设施
9.46	操作人员允许经过,但停留时间仅为几秒钟
6.31	事故时允许操作人员穿着适当的防护衣服在其中工作近 1min
4.73	事故时允许操作人员穿着适当的防护衣服在其中工作 10min
1.58	操作人员能长期工作的地方

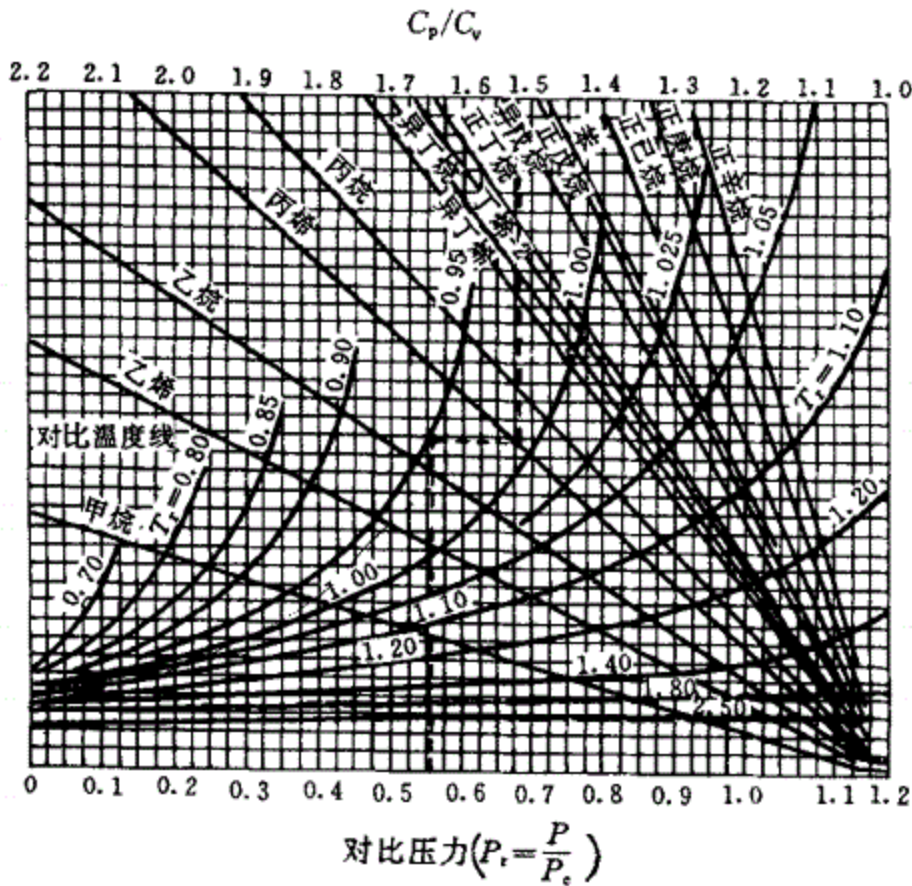
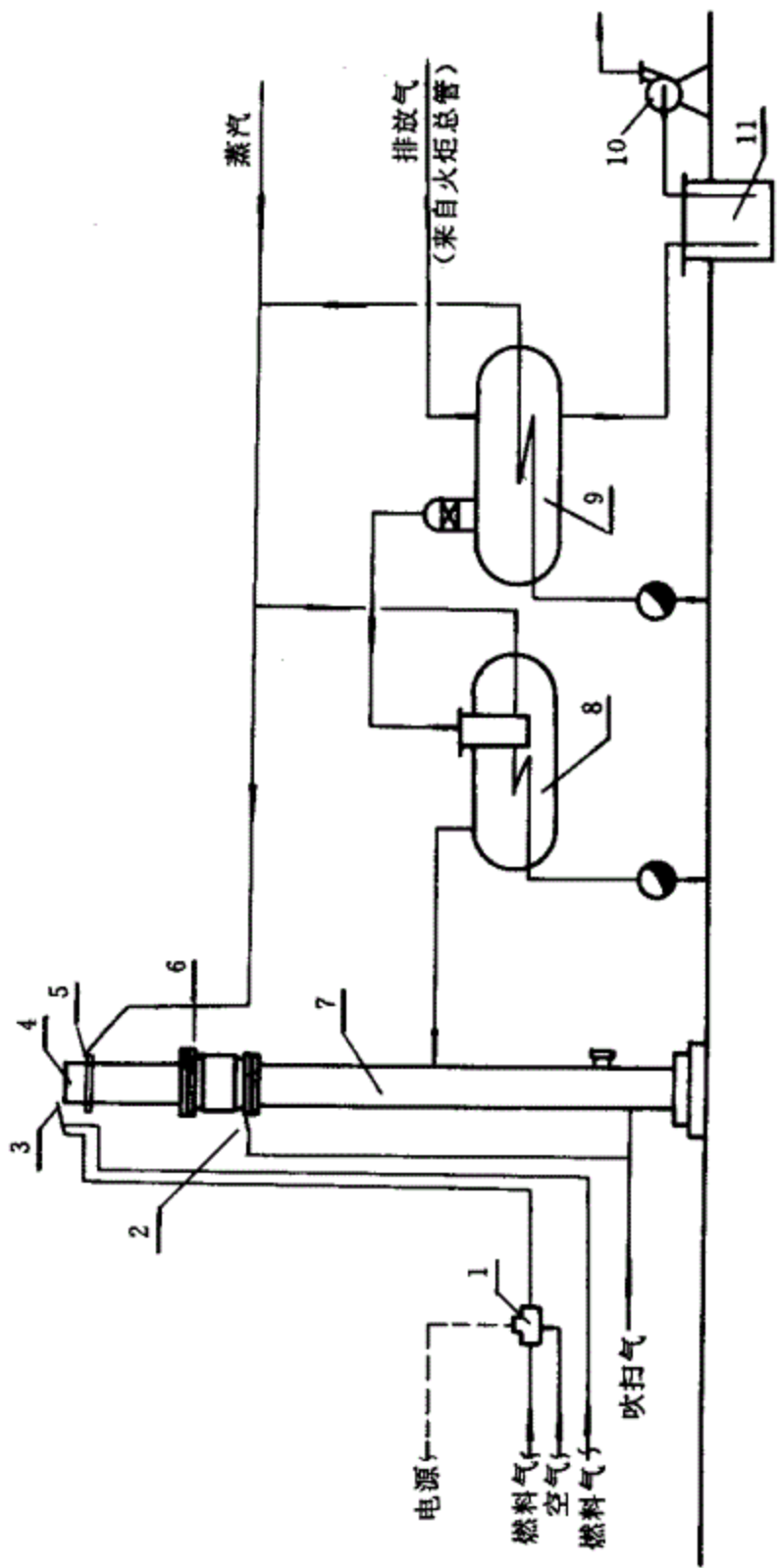


图 2.0.6-1 可燃气体绝热指数关系图

图 2.0.6-1 求 k_j 步骤:

由横坐标 $P_r = \frac{P}{P_c}$ 值 → 对比温度 (T_r) 线 → 指定的可燃气体介质线 → $\frac{C_p}{C_v}$ 坐标查得该可燃气体介质的绝热指数 (k_j) ($k_j = \frac{C_p}{C_v}$)。



1—电点火器； 2—吹扫气入口； 3—点火嘴； 4—火炬头； 5—消烟蒸汽入口；
 6—分子密封； 7—火炬烟窗； 8—水封槽； 9—火炬气分离罐； 10—排液泵；
 11—集液槽。

图 2.0.6-2 典型的火炬系统流程

注：位号 8、10、11 表示的设备可根据具体的操作系统取舍。

3 符号说明

- C ——声速, m/s;
- C_L ——火炬气在空气中的爆炸下限, 体积%;
- \bar{C}_L ——火炬气爆炸下限参数;
- C_{Li} ——火炬气各组份的爆炸下限, 体积%;
- D ——火焰中心到地面边界的距离, m;
- d ——烟囱顶部直径, m;
- d_j ——火炬烟囱直径(内径), m;
- $d_j R$ ——风推力和喷射推力;
- F ——热辐射因子;
- H ——火炬烟囱的高度, m;
- H' ——火焰中心到地面距离, m;
- h_j ——火炬气低热值, kJ/kg;
- K ——最大允许热辐射强度, kW/m²;
- k_j ——火炬气的绝热指数, $k_j = C_p/C_v$;
- K_v ——风速高度变化系数;
- L ——噪声强度, dB;
- L_p ——距离排放点 γ_i 处的噪声强度, dB;
- L_{30} ——离排放点 30m 处的噪声强度, dB;
- l ——火焰长度, m;
- $Mach$ ——马赫数, 无因次;
- M_j ——火炬气的平均分子量;
- M_x ——空气的平均分子量;
- P_j ——火炬顶部内侧火炬气的压力, kPa;
- P_R ——噪声源上下游压力之比;
- Q ——火炬气释放热量, kW;
- R ——无障碍区域半径, m;
- R' ——火焰中心到地面界区横向距离, m;
- γ_i ——离排放点的距离, m;

- T_j ——火炬气温度, K;
 T_x ——空气温度, K;
 U_j ——火炬气在火炬烟囱出口处的流速, m/s;
 U_x ——设计风速, m/s;
 U ——放空气在烟囱顶部流速, m/s;
 V ——体积流量, m^3/s ;
 W ——放空气流量、排放火炬气流量, kg/s;
 W_j ——火炬气排放流量, kg/s;
 W_{H_2O} ——水蒸汽流量, kg/s;
 W_{HC} ——火炬气烃类流量, kg/s;
 X_c ——火焰中心到火炬头中心的横向距离, m;
 ΔX ——火焰横向偏距, m;
 Y_c ——火焰中心到火炬头顶部的纵向距离, m;
 ΔY ——火焰纵向偏距, m;
 Y_i ——火炬气各组份的分子分数;
 γ ——平均相对湿度;
 γ_i ——离排放点的距离, m;
 ρ ——放空气在工作条件下的密度, kg/m^3 ;
 τ ——热辐射强度传递因子;
 压力——本规定除注明外, 均为绝对压力。

中华人民共和国行业标准

HG

国际通用设计体制和方法

HG/T 20570—95

工艺系统工程设计 技术规定

1996—05—02 发布

1996—09—01 实施

中华人民共和国化学工业部

发布

中华人民共和国行业标准

工艺系统工程设计技术规定

HG/T 20570—95

主编单位：化工部工艺系统设计技术中心站

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一 九 九 六 年 九 月 一 日

化工部工程建设标准编辑中心

1996 北 京

公用物料站的设置

HG/T 20570.13—95

编制单位：上海医药设计院

批准部门：化学工业部

实施日期：一九九六年九月一日

编制人：

上海医药设计院 邱小冬

审核人：

上海医药设计院 陈安忠 钱蒙格 杨静芬

化工部工艺系统设计技术中心站 龚人伟

1 应用范围

1.0.1 在化工、石油化工、医药和农药生产装置的工程设计中,对需临时清洗、氮气置换等的工艺设备、管道及场所,其附近应设置公用物料站(亦称软管站或公用工程站)。应根据不同工艺条件和要求以及物料性质设置相应公用物料站。公用物料站是工艺安全操作、保证产品质量和产量的必备设施,也是设备维修、清理的必备设施。

1.0.2 公用物料站通常不用于正常工艺生产操作中,不应将公用物料站作为工艺操作中常用或临时的公用物料的供应源。公用物料站只是作为清洗、置换,开车前准备、事故处理及维修等阶段的公用物料补充源。

2 设置

2.0.1 公用物料站的设置物料

2.0.1.1 公用物料站通常需设置蒸汽、水、压缩空气和氮气

公用物料站所设的蒸汽、水、压缩空气和氮气与工艺生产中本身所用的蒸汽、水、压缩空气和氮气在进入装置时管道必须分开,即公用物料站必须设专线供蒸汽、水、压缩空气和氮气,以便当装置停车时,公用物料站仍能正常工作。

2.0.1.2 要根据工艺的特点及要求来增减公用物料站物料种类。

(1) 装置在清洗、扫线时,仅用蒸汽、水、压缩空气就能满足工艺的要求,公用物料站内可不设氮气。

(2) 装置在清洗、扫线时,不仅要求用蒸汽、水、压缩空气和氮气,而且当某些设备需用蒸汽灭火(如燃料气加热炉的灭火和降温)时,公用物料站内还要加设灭火蒸汽。

2.0.2 公用物料站设置位置

公用物料站的位置按覆盖面积约 15m 半径的区域来设置,并确定公用物料站的设置位置及其数量,使之能服务到整个装置。以下各项指明的公用物料站设置位置是通常的设置位置,如果工艺上有要求并指明设置场所,应按工艺要求设置。

2.0.2.1 构筑物内公用物料站的设置

构筑物内公用物料站按约 15m 为半径的球面覆盖范围来设置,通常列在立柱附近,便于公用工程站的支撑固定和操作。

2.0.2.2 室内公用物料站的设置

室内公用物料站靠墙或立柱设置,便于公用物料站的支撑固定和操作。对于楼层厂房,每层要设置并按 15m 半径的覆盖面积来设置。

2.0.2.3 塔设备和立式反应器公用物料站的设置

塔设备和立式反应器公用物料站设置在地面上和操作平台上靠设备处,塔上的公用物料站和人孔之间的垂直距离最大不能超过 9m,通常每两层设置一台公用站,塔顶平台上要设置一台,在塔上的公用物料站系统的连接管不要妨碍人孔盖的开启及回转。

2.0.2.4 工业炉公用物料站的设置

(1) 对于圆筒炉,公用物料站应设置在地面上和每一个主操作平台上。若操作平台间距不太大,可在平台各端交叉设置。

(2) 对于一般箱式炉,公用物料站应设置在地面上和主操作面的每一端。若操作平台间距不太大,可在平台各端交叉设置。

(3) 对于多室的箱式炉,公用物料站设置在地面上和主操作面的每一端。若操作平台间距不太大,可在平台各端交叉设置。

2.0.2.5 换热器区和泵区公用物料站的设置

换热器区和泵区的公用物料站设置在设备附近的地面上。

2.0.2.6 锅炉公用物料站的设置

锅炉公用物料站设置在炉前、炉后、汽包附近及操作层燃烧器附近的地面上。若操作平台间距不太大,可在平台两端交叉设置。

2.0.2.7 罐区公用物料站的设置

罐区公用物料站设置在罐区围堤外、罐区与泵之间的地面上和围堤四周靠罐附近的地面上。对大型罐区,当围堤内罐的公用物料使用点超出围堤外公用物料站通常的15m半径覆盖面积范围时,也可在罐区围堤内罐与罐之间设置公用物料站。

2.0.2.8 装卸区公用物料站的设置

在装卸区,公用物料站设置在装卸台附近地面上,以不影响操作为主。对液体槽车装卸栈台,则设在操作平台上。

2.0.3 公用物料站的常用布置方案

2.0.3.1 通常,公用物料站由四种物料系统组成,即水、蒸汽、压缩空气和氮气,其排列次序一般为蒸汽、水、压缩空气和氮气。这样排列是为了便于施工和安全操作。

2.0.3.2 公用物料站的安装高度

公用物料站管端快速接头的安装高度通常为0.8~1.2m。

2.0.3.3 软管箱的设置

公用物料站的软管箱应设置在公用物料站旁边,可以设在公用物料站的侧面,也可以设置在公用物料站的背面,但必须方便操作。

2.0.4 公用物料站的防冻保温措施

根据装置所处的地理环境、气象条件,公用物料站要有防冻保温措施。公用物料站中的蒸汽管道应保温,水管根据所处的环境、气象条件及设置在室内还是室外等因素,来决定是否采取防冻措施。当公用物料站内水管需防冻时,保温方式有两种:一种是水管与蒸气管分别保温,这种保温方式适用于大多数地区;另一种是水管与蒸气管一起保温,这种保温方式适用于较寒冷的地区。条件允许时,可适当调整供水阀门井的位置,将供水阀门设在阀门井内。

3 系统压力选择和管端连接

3.0.1 公用物料系统压力的选择

通常,公用物料站内物料系统的压力见下表。

水	0.2~0.4MPa(表)
蒸汽	0.2~0.4MPa(表)
压缩空气	0.3~0.6MPa(表)
氮气	0.3~0.6MPa(表)

3.0.2 管端连接方式

公用物料站各系统硬管与软管的连接一般采用快速接头,对橡胶管可采用宝塔型管接头。

3.0.3 公用物料站各介质的切断阀规格自 $DN15\sim DN50$,视装置特点而定。公用物料站各介质的阀门管端接头的型号规格可特意地不一致,而各公用站介质排列的顺序要一致,这样可避免在紧急情况下因接错介质而扩大事故。

中华人民共和国行业标准

HG

国际通用设计体制和方法

HG/T 20570—95

工艺系统工程设计 技术规定

1996—05—02 发布

1996—09—01 实施

中华人民共和国化学工业部

发布

中华人民共和国行业标准

工艺系统工程设计技术规定

HG/T 20570—95

主编单位：化工部工艺系统设计技术中心站

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一 九 九 六 年 九 月 一 日

化工部工程建设标准编辑中心

1996 北 京

人身防护应急系统的设置

HG/T 20570.14—95

编制单位：上海医药设计院

批准部门：化学工业部

实施日期：一九九六年九月一日

编制人：

上海医药设计院 章锦云 陈安忠

审核人：

上海医药设计院 杨静芬

化工部工艺系统设计技术中心站 龚人伟

1 应用范围和设置场所

1.0.1 化工厂、石油化工厂的人身防护应急系统包括安全喷淋洗眼、防护面罩、应急氧气呼吸系统、专用药剂、机械损伤保护等,本规定只对安全喷淋器和安全洗眼器的设置作出规定。

1.0.2 具有对人体有灼伤(俗称腐蚀),对人体皮肤(包括粘膜和眼睛)有刺激、渗透,容易被皮肤组织吸收而损害内部器官组织(俗称有毒)的化学品的化工装置,要设置应急喷淋洗眼器(习惯称安全喷淋洗眼器)的人身防护应急的措施。

1.0.3 设置场所和位置

1.0.3.1 安全喷淋洗眼器的设置位置与可能发生事故点的距离,与使用或生产的化学品的毒性、腐蚀性及其温度有关,通常由工艺提出设置点和要求。

(1) 一般性有毒、有腐蚀性的化学品的生产和使用区域内,包括装卸、储存和分析取样点附近,安全喷淋洗眼器按 20~30m 距离设置一站。

(2) 在剧毒、强腐蚀及温度高于 70℃ 的化学品以及酸性、碱性物料的生产和使用区内,包括装卸、储存、分析取样点附近,需要设置安全喷淋洗眼器,其位置设置在离事故发生处(危险处)3m~6m,但不得小于 3m,并应避开化学品喷射方向布置,以免事故发生时影响它的使用。

1.0.3.2 化学分析试验室中,有使用频繁的有毒、有腐蚀试剂,并有可能发生对人体损伤的岗位,要设置安全喷淋洗眼器。

1.0.3.3 电瓶充电室附近应设置安全喷淋洗眼器。

1.0.3.4 安全喷淋洗眼器应设置在通畅的通道上,多层厂房一般布置在同一轴线附近或靠近出口处。

2 图形符号和表示方法

2.0.1 安全喷淋洗眼器属于特殊管件类,在管道仪表流程图上采用的图形符号、类别代号及编号的方法见行业标准《管道仪表流程图设计规定》(HG 20559—93)。

2.0.2 安全喷淋洗眼器要表示在辅助物料、公用物料管道仪表分配图上,并进行编号和标注。可以单独表示在生活用水管道仪表分配图上,也可以与用水设备一起表示在生活用水管道仪表分配图上,表示方法见行业标准《管道仪表流程图设计内容及深度的规定》(HG 20559.1—93)。

3 设计条件和要求

3.0.1 给排水的设计条件

3.0.1.1 水质要求

使用生活用水(饮用水)。无生活用水处,应使用过滤水。

3.0.1.2 水压 0.2~0.4MPa(表)。

3.0.1.3 水温 10~35℃为宜。

3.0.1.4 水量 安全喷淋器最小水流量为 114l/min(安装在实验室的安全喷淋器最小水流量 76l/min),安全洗眼器最小水流量 12l/min(每用一次需要冲水洗 15min)。水量要求连续而充足地供应。

3.0.1.5 每星期至少试用两次。

3.0.2 管道布置设计要求

3.0.2.1 安全喷淋洗眼器尽量与经常流动的给水管道相连接,该连接管道要求最短。

3.0.2.2 安全喷淋器的喷淋头(不是组装产品),安装高度以 2.0m~2.4m 为宜。

3.0.2.3 当给水的水质较差(指含有固体物),则在安全洗眼器前加一个过滤器,过滤网采用 80 目。

3.0.2.4 安全喷淋洗眼器的给水管道应采用镀锌钢管。

3.0.2.5 在寒冷地区选用埋地式安全喷淋洗眼器,它的进水口与排水口的位置必须在冻土层以下 200mm。

3.0.2.6 如果需要使用温水(温水温度在 15~35℃),则选用电热式安全喷淋洗眼器。

3.0.3 电气的设计要求

3.0.3.1 安全喷淋洗眼器处应设置标志灯,灯光为绿色。如在防爆区内,则应选用防爆灯。

3.0.3.2 安全喷淋洗眼器站如选用电加热式,在防爆区内应选防爆型。

3.0.4 自控设计要求

各安全喷淋洗眼处在控制室内设有指示信号。

3.0.5 其他设计要求

3.0.5.1 安全喷淋洗眼器处要设置安全标志牌,并要求醒目,标志底色为绿色,字为白色。

3.0.5.2 埋地式安全喷淋洗眼器在进水口和排水口周围约 0.5m 用 $\phi 10\sim\phi 30\text{mm}$ 卵石回填,以保证排水畅通。通常每个安全喷淋器处要设置一个地漏。

3.0.5.3 安全喷淋洗眼器设在室内,地面应坡向就近的排水沟或排水地漏,有利于排水。

3.0.5.4 在车间内应备有一定数量的干净的毛巾毯、连衣裤的工作服及鞋,作为受伤者的临时替换使用。

4 数据表和汇总一览表

4.0.1 数据表

数据表采用行业标准《工艺系统专业提交文件内容的规定》(HG 20558.2-93)中规定的“特殊管件数据表(二)”。

示例见表 4.0.1。

4.0.2 安全喷淋洗眼器汇总一览表

汇总一览表采用行业标准《工艺系统专业提交文件内容的规定》(HG 20558.2-93)中规定的“特殊管件汇总一览表”。

5 性能数据

5.0.1 安全喷淋洗眼器的性能数据

安全喷淋洗眼器的性能数据见表 5.0.1。

安全喷淋洗眼器性能参数表

表 5.0.1

序号	型号	名称	功能	特点	安 装 要 求			其他
					供水压力 MPa(表)	供水流量 l/s	连接尺寸 管螺纹(内 螺纹)连接	
1	X-I	安全喷淋洗眼器	喷淋、洗眼	本设备中有滞留积水,适用于气候较温暖的地区	0.2~0.4	2~3	1½"(或1¼")	地脚螺钉固定
2	X-X-I	安全洗眼器	洗眼		0.2~0.4	0.2~0.3	1½"(或1¼")	地脚螺钉固定
3	X-L-I	安全喷淋器	喷淋		0.2~0.4	2~3	1½"(或1¼")	地脚螺钉固定
4	X-H	安全喷淋洗眼器	喷淋、洗眼	本设备中的水能自行排净,无滞留水,适用于气温较低的地区	0.2~0.4	2~3	1½"(或1¼")	地脚螺钉固定
5	X-X-II	安全洗眼器	洗眼		0.2~0.4	0.2~0.3	1½"(或1¼")	地脚螺钉固定
6	X-L-II	安全喷淋器	喷淋、洗眼		0.2~0.4	2~3	1½"(或1¼")	地脚螺钉固定
7	X-III	埋地式安全喷淋洗眼器	喷淋、洗眼	采用三通球阀作进水总阀,装在冻土层以下,避免冻结,关闭进水口即开启排水口,排除设备内积水,适用于气候较寒冷的地区	0.2~0.4	2~3	1½"(或1¼")	进水口位于冻土层以下200mm,排水口的周围约0.5m内堆φ10~φ30mm卵石
8	XD-I	电热式安全喷淋洗眼器	喷淋、洗眼	用电热带加热,温控仪控制温度,适用于气候较寒冷的地区	0.2~0.4	2~3		出水温度15℃~35℃,220V,80~100W,地脚螺钉固定

中华人民共和国行业标准

HG

国际通用设计体制和方法

HG/T 20570—95

工艺系统工程设计 技术规定

1996—05—02 发布

1996—09—01 实施

中华人民共和国化学工业部

发布

中华人民共和国行业标准

工艺系统工程设计技术规定

HG/T 20570—95

主编单位：化工部工艺系统设计技术中心站

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一 九 九 六 年 九 月 一 日

化工部工程建设标准编辑中心

1996 北 京

管路限流孔板的设置

HG/T 20570.15—95

编制单位：中国寰球化学工程公司

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一九九六年九月一日

编制人：

中国寰球化学工程公司 吕文璞

审核人：

中国寰球化学工程公司 汪清裕

化工部工艺系统设计技术中心站 龚人伟

1 应用范围

1.0.1 限流孔板设置在管道中用于限制流体的流量或降低流体的压力。限流孔板应用于以下几个方面：

1.0.1.1 工艺物料需要降压且精度要求不高。

1.0.1.2 在管道中阀门上、下游需要有较大压降时，为减少流体对阀门的冲蚀，当经孔板节流不会生气相时，可在阀门上游串联孔板。

1.0.1.3 流体需要小流量且连续流通的地方，如泵的冲洗管道、热备用泵的旁路管道（低流量保护管道）、分析取样管等场所。

1.0.1.4 需要降压以减少噪声或磨损的地方，如放空系统。

1.0.2 本规定除注明外，压力均为绝对压力。

2 分类及选型要点

2.0.1 分类

限流孔板按孔板上开孔数分为单孔板和多孔板；按板数可分为单板和多板。

2.0.2 选型要点

2.0.2.1 气体、蒸汽

为了避免使用限流孔板的管路出现噎塞流，限流孔板后压力(P_2)不能小于板前压力(P_1)的55%，即 $P_2 \geq 0.55P_1$ ，因此当 $P_2 < 0.55P_1$ 时，不能用单板，要选择多板，其板数要保证每板的板后压力大于板前压力的55%。

2.0.2.2 液体

(1) 当液体压降小于或等于2.5MPa时，选择单板孔板。

(2) 当液体压降大于2.5MPa时，选择多板孔板，且使每块孔板的压降小于2.5MPa。

2.0.3 孔数的确定

2.0.3.1 管道公称直径小于或等于150mm的管路，通常采用单孔孔板；大于150mm时，采用多孔孔板。

2.0.3.2 多孔孔板的孔径(d_0)，一般可选用12.5mm, 20mm, 25mm, 40mm。

在计算多孔孔板时，首先按单孔孔板求出孔径(d)，然后按式(2.0.3)求取选用的多孔孔板的孔数(N)。

$$N = d^2 / d_0^2 \quad (2.0.3)$$

式中

N ——多孔限流孔板的孔数，个；

d ——单孔限流孔板的孔径，m；

d_0 ——多孔限流孔板的孔径，m。

3 计算方法

3.0.1 单板孔板

3.0.1.1 气体、蒸汽

(1) 气体、蒸汽的单板孔板按式(3.0.1-1)计算:

$$W=43.78 \cdot C \cdot d_0^2 \cdot P_1 \sqrt{\left(\frac{M}{ZT}\right) \left(\frac{k}{k-1}\right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \quad (3.0.1-1)$$

式中

W ——流体的重量流量,kg/h;

C ——孔板流量系数,由 Re 和 d_0/D 值查图 6.0.1;

d_0 ——孔板孔径,m;

D ——管道内径,m;

P_1 ——孔板前压力,Pa;

P_2 ——孔板后压力或临界限流压力,取其大者,Pa;

M ——分子量;

Z ——压缩系数,根据流体对比压力(P_r)对比温度 T_r 查气体压缩系数图求取;

T ——孔板前流体温度,K;

k ——绝热指数, $k=C_p/C_v$;

C_p ——流体定压热容,kJ/(kg·K);

C_v ——流体定容热容,kJ/(kg·K)。

(2) 临界限流压力(P_c)的推荐值

饱和蒸汽: $P_c=0.58P_1$

过热蒸汽及多原子气体: $P_c=0.55P_1$

空气及双原子气体: $P_c=0.53P_1$

上述三式中 P_1 为孔板前的压力。

3.0.1.2 液体

液体的单板孔板按式(3.0.1-2)计算:

$$Q=128.45 \cdot C \cdot d_0^2 \sqrt{\frac{\Delta P}{\gamma}} \quad (3.0.1-2)$$

式中

按式(3.0.2-3)计算出 n , 然后圆整为整数, 再按每块孔板上压降相等, 以整数 (n) 来平均分配每板前后压力:

$$n = \frac{P_1 - P_2}{2.5 \times 10^6} \quad (3.0.2-3)$$

式中 n 、 P_1 、 P_2 定义同前。

(2) 计算每块孔板孔径, 计算方法同单板孔板计算法。

3.0.3 气-液两相流

先分别按气-液流量用各自公式计算出 d_L 和 d_v , 然后以下式求出两相流孔板孔径:

$$d = \sqrt{d_L^2 + d_v^2} \quad (3.0.3)$$

式中

d ——两相流孔板孔径, m;

d_L ——液相孔板孔径, m;

d_v ——气相孔板孔径, m。

3.0.4 限流作用的孔板计算

按式(3.0.1-1)或式(3.0.1-2)或式(3.0.3)计算孔板的孔径(d_0), 然后根据 d_0/D 值和 k 值由表 6.0.2 查临界流率压力比(γ_c), 当每块孔板前后压力比 $P_2/P_1 \leq \gamma_c$ 时, 可使流体流量限制在一定数值, 说明计算出的 d_0 有效, 否则需改变压降或调整管道的管径, 再重新计算, 直到满足要求为止。

4 计算实例

4.0.1 有一股尾气经孔板降压后去燃料气管网,气体组成如下:

组成	CH_4	H_2	N_2	Ar	NH_3
V%	6.09	63.38	29.08	1.43	0.02

气体流率 3466kg/h,气体绝对压力 10.3MPa,温度为 57℃,降压前气体粘度为 $1.305 \times 10^{-5} \text{mPa} \cdot \text{s}$,降压后气体绝对压力为 2.0MPa,降压前管子内径 $D = 38.1 \text{mm}$,计算限流孔板尺寸。

解:按式(3.0.2-1)计算所需孔板数

$$\begin{aligned} \text{总板数 } n &= -3.85 \lg(P_2/P_1) \\ &= -3.85 \lg(2.0/10.3) \\ &= 2.74 \end{aligned}$$

取 $n=3$

再按式(3.0.2-2)计算:

$$\begin{aligned} P'_m &= (P_2/P_1)^{1/3} P'_{m-1} \\ P'_1 &= (2.0/10.3)^{1/3} 10.3 = 5.96 \text{MPa} \\ P'_2 &= (2.0/10.3)^{1/3} 5.96 = 3.45 \text{MPa} \\ P_2 &= (2.0/10.3)^{1/3} 3.45 = 2.00 \text{MPa} \end{aligned}$$

按式(3.0.1-1)计算第一块孔板:

孔径

$$d_0^2 = \frac{W}{43.78 \cdot C \cdot P_1 \sqrt{\left(\frac{M}{ZT}\right) \left(\frac{k}{k-1}\right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{2/k} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}}$$

已知: $P = 10.3 \times 10^6 \text{Pa}$

$$W = 3466 \text{kg/h}$$

$$M = 11.0$$

$$T = 330 \text{K}$$

计算 Z 和 k 值

组成	CH_4	H_2	N_2	Ar	NH_3
$T_c(K)$	190.7	33.3	126.2	151	405.6
$P_c(MPa)$	4.64	1.30	3.39	4.86	11.40
k	1.33	1.4	1.41	1.67	1.34

混合气体: $T_c=71.66K, P_c=2.16MPa$

取混合气体: $k=1.4$

对比温度: $T_r=330/71.66=4.6$

对比压力: $P_r=10.3/2.16=4.77$

根据 P_r, T_r 查气体压缩系数图得 $Z=1.08$

质量流速: $G=3466/(3600 \times 0.785 \times 0.0381^2)=844.9 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$

粘度: $\mu=1.305 \times 10^{-5} \text{ mPa} \cdot \text{s}, D=0.0381 \text{ m}$

$$Re = \frac{DG}{\mu} = \frac{0.0381 \times 844.9}{1.305 \times 10^{-5}} \\ = 2.5 \times 10^6$$

$$d_0^2 = 3466/43.78 \times C \times 10.3 \times 10^6 \sqrt{\left(\frac{11}{1.08 \times 330}\right) \left(\frac{1.4}{0.4}\right) \left[\left(\frac{5.96}{10.3}\right)^{1.4} - \left(\frac{5.96}{10.3}\right)^{2.4}\right]}$$

$$d_0^2 = 9.256 \times 10^{-5} / C$$

设 $C=0.60$, 求得 $d_0=12.4 \text{ mm}$

取 $d_0=12.5 \text{ mm}, d_0/D=12.5/38.1=0.328$

由图 6.0.1 查得 $C=0.601 \approx 0.60$, 这说明求得的 $d_0=12.5 \text{ mm}$ 有效。

第二块板:

对比压力 $P_r=5.96/2.16=2.76$

假定 T_r 不变, 根据 P_r, T_r 查气体压缩系数图, 查得 $Z=1.04; k=1.4$

为简化计算, 假定气体粘度不变, 则 $Re=2.5 \times 10^6$

将有关数据代入求取 d_0^2 的公式中得到

$$d_0^2 = 3466/43.78 \times C \times 5.96 \times 10^6 \sqrt{\left(\frac{11}{1.04 \times 330}\right) \left(\frac{1.4}{0.4}\right) \left[\left(\frac{3.45}{5.96}\right)^{1.4} - \left(\frac{3.45}{5.96}\right)^{2.4}\right]}$$

$$d_0^2 = 1.557 \times 10^{-4} / C$$

设 $C=0.61$, 得 $d_0=0.01598 \text{ m}$, 取 $d_0=16 \text{ mm}, d_0/D=0.42$

查图 6.0.1: $Re=2.5 \times 10^6$

$$d_0/D=0.42$$

得 $C=0.61$, 这说明取 $d_0=16 \text{ mm}$ 有效。

第三块板:

对比压力 $P_r = 3.45/2.16 = 1.597$

假设 T_r 不变, 根据 P_r, T_r 查气体压缩系数图, 得气体压缩系数 $Z = 1.0$; 取 $k = 1.4$ 。

假定气体粘度不变, 则 $Re = 2.5 \times 10^6$

$$d_0^2 = 3466/43.78 \times C \times 3.45 \times 10^6 \sqrt{\left(\frac{11}{1 \times 330}\right) \left(\frac{1.4}{0.4}\right) \left[\left(\frac{2.0}{3.45}\right)^{\frac{2}{1.4}} - \left(\frac{2.0}{3.45}\right)^{\frac{2.4}{1.4}}\right]}$$

求得 $d_0 = 2.61 \times 10^{-4}/C$

设 $C = 0.63, d_0 = 0.02035\text{m}$

取 $d_0 = 20\text{mm}, d_0/D = 0.525$

查图 6.0.1; $Re = 2.5 \times 10^6, d_0/D = 0.525$

得 $C = 0.63$, 这说明取 $d_0 = 20\text{mm}$ 有效。

4.0.2 已知某脱碳溶液, 流量为 $1150\text{m}^3/\text{h}$, 采用限流孔板降压, 降压前绝对压力为 $P_1 = 2.06\text{MPa}$, 降压后绝对压力为 $P_2 = 0.74\text{MPa}$, 管道内径为 $D = 509\text{mm}$, 溶液温度 $t = 110^\circ\text{C}$, 粘度为 $0.56 \times 10^{-3}\text{mPa} \cdot \text{s}$, 相对密度 $\gamma = 1.24$, 求此限流孔板孔径:

解: $\Delta P = 2.06 - 0.74 = 1.32\text{MPa} < 2.5\text{MPa}$

因此选用单板限流孔板。

溶液质量流速 $G(\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 为:

$$G = \frac{1150 \times 1240}{3600 \times 0.785 \times 0.509^2} = 1947.7\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{0.509 \times 1947.7}{0.56 \times 10^{-3}} = 1.77 \times 10^6$$

采用式(3.0.1-2):

$$Q = 128.45 \times C \times d_0^2 \sqrt{\frac{\Delta P}{\gamma}}$$

$$1150 = 128.45 \times C \times d_0^2 \sqrt{\frac{1.32 \times 10^6}{1.24}}$$

$$d_0^2 = 8.68 \times 10^{-3}/C$$

设 $C = 0.595$ 则 $d_0 = 0.12\text{m}$ $d_0/D = 0.12/0.509 = 0.2358$

由图 6.0.1 查得 $C = 0.595$, C 值选取合适, 这说明 $d_0 = 0.12\text{m}$ 有效(单孔、单板)。

若选用多孔孔板, 取孔径为 0.02m , 则总孔数为: $N = (0.12)^2 / (0.02)^2 = 36$ 个。

5 计算表和限流孔板汇总表

5.0.1 限流孔板计算表

限流孔板计算表见表 5.0.1。

5.0.2 限流孔板汇总表

限流孔板汇总表的用途和表格格式见行业标准《工艺系统专业提交文件内容的规定》(HG 20558.2-93)中规定的“限流孔板汇总表编制说明”。

限流孔板计算表

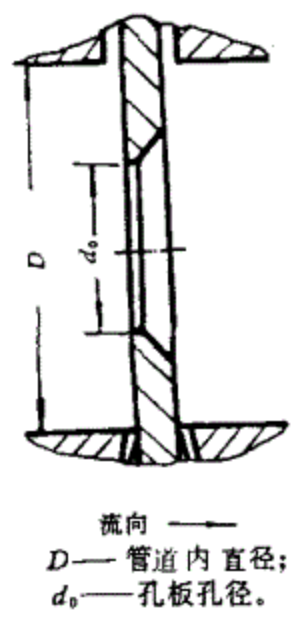
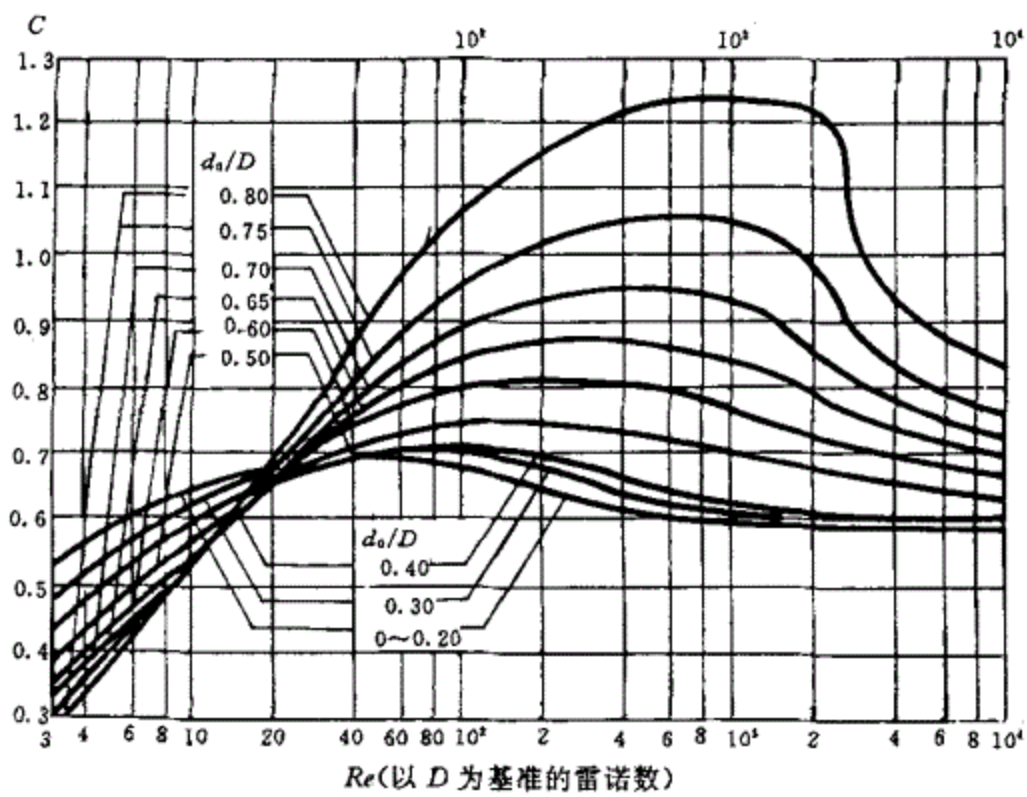
表 5.0.1

工程 _____ 装置 _____ 车间或工段(区) _____		限流孔板计算表					工 程 号 _____ 第 页 共 页							
限流孔板位号					PI 图图号									
					液 体		气 体							
管道编号														
管道类别:表号或外径×壁厚														
介质														
流量		液体 (Q)		m ³ /h										
		气体 (W)		kg/h										
孔板流量系数 (C)														
液体密度		(ρ)		kg/m ³										
分子量 (M)														
压缩系数 (Z)														
孔板前温度		(T)		K										
绝热指数 (k)														
粘度		(μ)		mPa·s										
板数														
					第一块板	第二块板	第三块板	第四块板	第五块板	第一块板	第二块板	第三块板	第四块板	第五块板
孔板允许压差		(ΔP)		kPa										
孔板前绝压		(P ₁)		kPa										
孔板后绝压		(P ₂)		kPa										
开孔数														
计算孔径				mm										
选用孔径				mm										
管路示意图														
版次或修改	版 次													
	日 期													
	编 制													
	校 核													
	审 核													

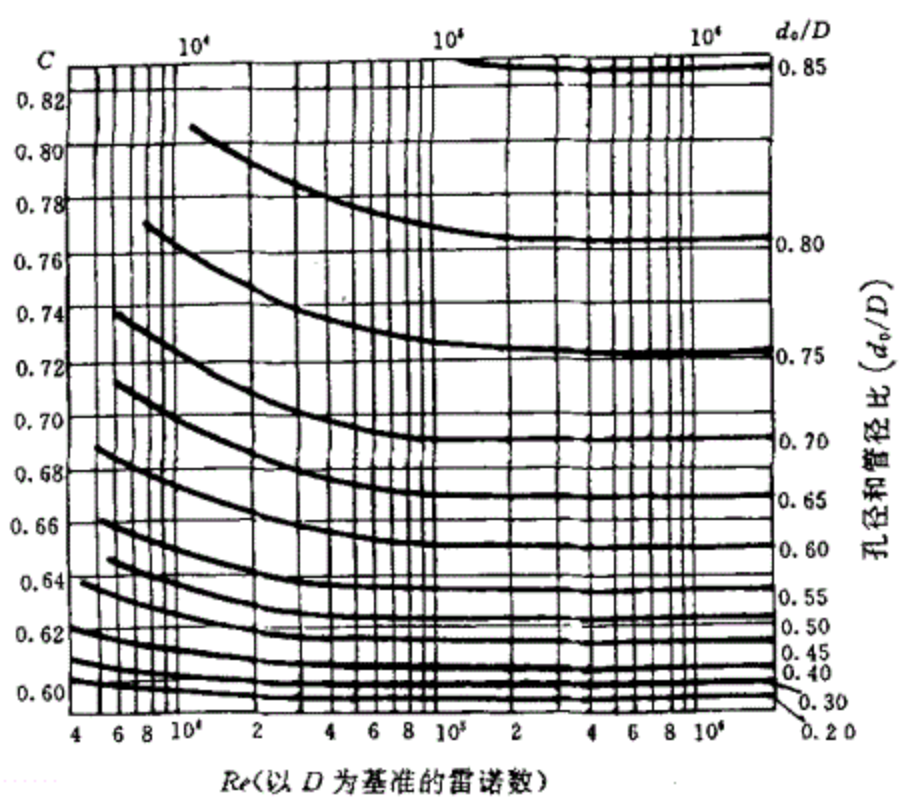
6 附图和附表

6.0.1 限流孔板的流量系数

限流孔板的流量系数(C)与 Re 、 d_0/D 关系见图 6.0.1 所示。



流向 →
 D —管道内直径;
 d_0 —孔板孔径。



孔径和管径比 (d_0/D)

图 6.0.1 限流孔板 $C-Re-d_0/D$ 关系图

6.0.2 临界流率压力比(γ_c)

临界流率压力比(γ_c)与流体绝热指数(k)及孔板孔径(d_0)和管道内直径(D)的关系见表 6.0.2。

$\gamma_c - k - d_0/D$ 关系表^{注①}

表 6.0.2

$d_0/D \backslash \gamma_c$		$k = \frac{C_p}{C_v}$									
		1.05	1.10	1.15	1.20	1.25	1.30	1.35	1.40	1.45	1.50
0.05		0.5954	0.5847	0.5744	0.5645	0.5549	0.5457	0.5369	0.5283	0.5200	0.5120
0.10		0.5954	0.5847	0.5744	0.5645	0.5549	0.5457	0.5369	0.5283	0.5200	0.5120
0.15		0.5954	0.5847	0.5744	0.5645	0.5550	0.5458	0.5369	0.5283	0.5201	0.5121
0.20		0.5956	0.5849	0.5746	0.5647	0.5551	0.5459	0.5370	0.5285	0.5202	0.5122
0.25		0.5958	0.5851	0.5748	0.5649	0.5554	0.5462	0.5373	0.5288	0.5205	0.5125
0.30		0.5963	0.5856	0.5753	0.5654	0.5559	0.5467	0.5378	0.5293	0.5210	0.5130
0.35		0.5971	0.5864	0.5762	0.5663	0.5567	0.5476	0.5387	0.5302	0.5219	0.5139
0.40		0.5983	0.5877	0.5774	0.5676	0.5580	0.5489	0.5400	0.5315	0.5232	0.5153
0.45		0.6001	0.5895	0.5793	0.5694	0.5600	0.5508	0.5420	0.5335	0.5252	0.5173
0.50		0.6027	0.5921	0.5819	0.5721	0.5627	0.5536	0.5448	0.5363	0.5281	0.5201
0.55		0.6062	0.5957	0.5856	0.5758	0.5664	0.5574	0.5486	0.5401	0.5320	0.5241
0.60		0.6111	0.6006	0.5906	0.5809	0.5715	0.5625	0.5538	0.5454	0.5373	0.5294
0.65		0.6175	0.6072	0.5973	0.5877	0.5784	0.5695	0.5609	0.5525	0.5445	0.5367
0.70		0.6262	0.6160	0.6062	0.5968	0.5877	0.5788	0.5703	0.5621	0.5541	0.5464

$d_0/D \backslash \gamma_c$		$k = \frac{C_p}{C_v}$									
		1.55	1.60	1.65	1.70	1.75	1.80	1.85	1.90	1.95	2.00
0.05		0.5043	0.4968	0.4895	0.4825	0.4757	0.4690	0.4626	0.4564	0.4503	0.4444
0.10		0.5043	0.4968	0.4895	0.4825	0.4757	0.4691	0.4626	0.4564	0.4503	0.4445
0.15		0.5043	0.4968	0.4896	0.4825	0.4757	0.4691	0.4627	0.4565	0.4504	0.4445
0.20		0.5045	0.4970	0.4897	0.4827	0.4759	0.4693	0.4628	0.4566	0.4505	0.4447
0.25		0.5048	0.4973	0.4900	0.4830	0.4762	0.4696	0.4631	0.4569	0.4508	0.4450
0.30		0.5053	0.4978	0.4906	0.4835	0.4767	0.4701	0.4637	0.4575	0.4514	0.4455
0.35		0.5062	0.4987	0.4914	0.4844	0.4776	0.4710	0.4646	0.4584	0.4523	0.4464
0.40		0.5075	0.5001	0.4928	0.4858	0.4790	0.4724	0.4660	0.4598	0.4537	0.4479
0.45		0.5096	0.5021	0.4949	0.4879	0.4811	0.4745	0.4681	0.4619	0.4558	0.4500
0.50		0.5124	0.5050	0.4978	0.4908	0.4840	0.4774	0.4711	0.4648	0.4588	0.4530
0.55		0.5164	0.5090	0.5018	0.4948	0.4881	0.4815	0.4752	0.4690	0.4630	0.4571
0.60		0.5218	0.5144	0.5073	0.5004	0.4936	0.4871	0.4808	0.4746	0.4686	0.4628
0.65		0.5291	0.5218	0.5147	0.5078	0.5011	0.4946	0.4883	0.4822	0.4762	0.4704
0.70		0.5389	0.5317	0.5247	0.5178	0.5112	0.5048	0.4985	0.4924	0.4865	0.4807

注①: $P_2/P_1 \leq 0.63$ 管道大小不限, 见 3.0.4 规定。

$0.2 \leq d_0/D \leq 0.7$ 管道流体雷诺数不限。

P_2 ——孔板前压力, Pa; P_1 ——孔板后压力, Pa; d_0 ——孔板孔径, m; D ——管道内径, m。

中华人民共和国行业标准

HG

国际通用设计体制和方法

HG/T 20570—95

工艺系统工程设计 技术规定

1996—05—02 发布

1996—09—01 实施

中华人民共和国化学工业部

发布

中华人民共和国行业标准

工艺系统工程设计技术规定

HG/T 20570—95

主编单位：化工部工艺系统设计技术中心站

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一 九 九 六 年 九 月 一 日

化工部工程建设标准编辑中心

1996 北 京

气 封 的 设 置

HG/T 20570.16—95

编制单位：中国成达化学工程公司

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一九九六年九月一日

编制人：

中国成达化学工程公司 曾庆祥

审核人：

中国成达化学工程公司 李振瑶

化工部工艺系统设计技术中心站 封淑元 龚人伟

1 气封装置的作用和组成

1.0.1 作用

1.0.1.1 为防止储罐内物料因与进入的外界气体(空气)接触而被污染变质或与外界进入的气体(空气)发生化学和(或)生物反应,常需设置气封系统。用气封气使储罐内维持一定压力(正压),防止储罐内物料与外界气体接触。

1.0.1.2 当储罐内储存的物料被泵抽出和(或)由于外界温度降低,使储罐内气体冷凝或收缩时,该系统自动补入气封气,阻止外界气体进入;在向储罐内送料和(或)由于外界温度升高使储罐内液体气化而使罐内压力高于气封压力时,储罐内气体可通过泄压阀自动排入大气。

1.0.1.3 常用的气封气有氮气、燃料气、天然气等,气封气的选择应根据储存物料的性质、气封气是否易于获得及其经济性来决定。

1.0.2 气封装置组成

1.0.2.1 气封装置见图 1.0.2-1 所示。它由气封阀(又称主阀)、信号阀(又称控制阀)、减压阀和针形阀等四部分组成。

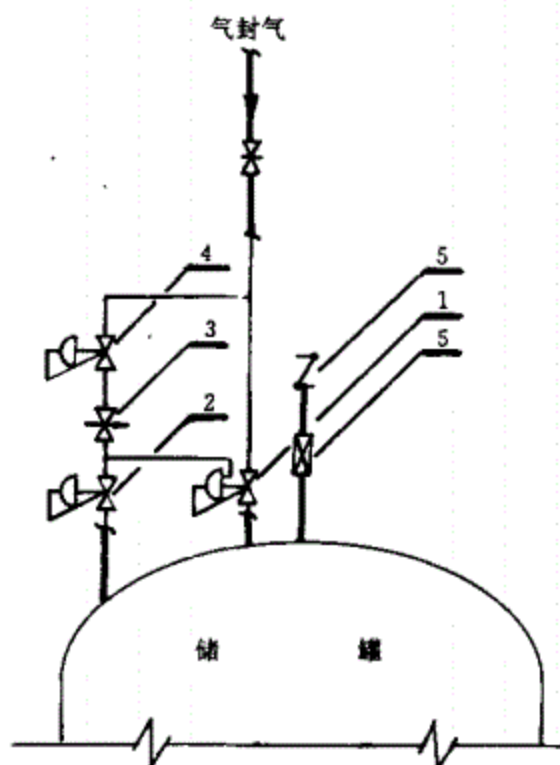


图 1.0.2-1 气封装置组成示意图

储罐内压力低于设定值时,信号阀 2 打开,气封阀 1 也相应打开。高压气封气经气封阀 1 减压后进入储罐内,使储罐内压力逐渐回复到设定值,当达到设定值时,信号阀 2 关闭,气封阀 1 也相应关闭。如储罐内压力高于设定值时,储罐上带阻火器的泄压阀(呼吸阀)5 打开,泄出罐内气体,使储罐内压力降至设定值。

1.0.2.2 为防止泄压阀和(或)气封装置失灵而出现储罐内超压或负压情况,可采用液封和气封装置相结合的系统,其组成示意图见图 1.0.2-2 所示。

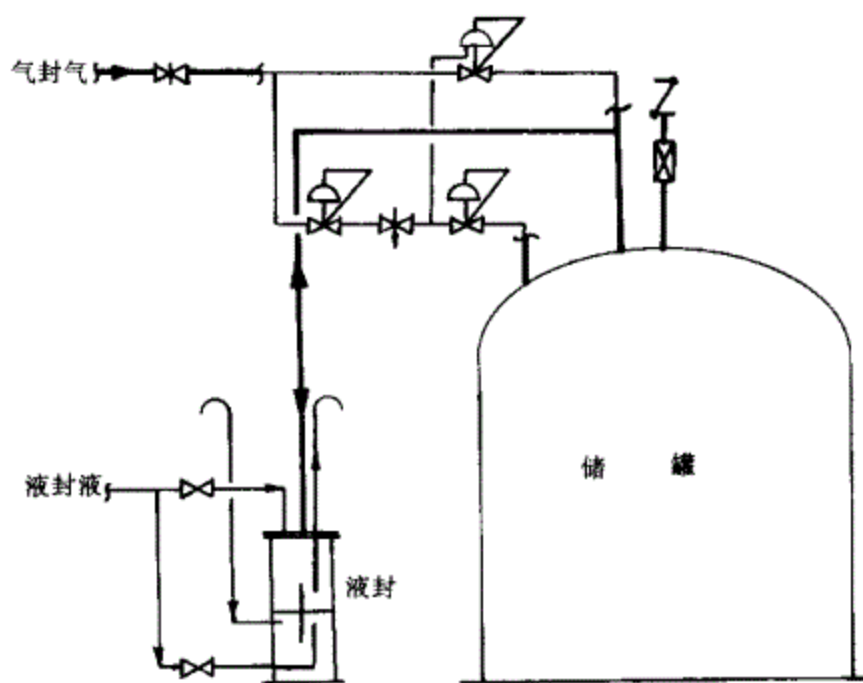


图 1.0.2-2 液封和气封装置组合系统示意图

气封装置配备液封的作用是:

- (1) 当泄压阀失灵时,液封可起到呼出气体的作用。即当储罐内压力超过设定值时,储罐内气体可通过液封泄压。
- (2) 当气封装置发生故障时,如储罐内压力高于设定值时,可通过液封泄压,减轻泄压阀负荷。
- (3) 当泄压阀和气封装置同时故障,而储罐内出现负压时,可通过液封吸入空气,保护储罐不致变形损坏。

2 气封装置的选择计算

2.0.1 供气量计算

2.0.1.1 储罐气封装置的供气量应大于或等于由于泵抽出储罐内储存的液体所需的补充气量与由于外界气温变化而产生的储罐内气体冷凝和收缩所需补充的气量之和。

(1) 泵抽出储罐内储存的液体所需补充的气量等于泵的最大输出能力。

(2) 因气温变化而引起储罐内的气体冷凝和收缩需补充的气量,在美国石油学会标准 API 标准 2000《常压和低压储罐的放空》中规定为:对容积 $\geq 3180\text{m}^3$ 的储罐,这个气量与储罐外壳和罐顶的表面积有关,每平方米罐外壳和罐顶表面积,每小时需补入 0.6m^3 气封气;对容积 $< 3180\text{m}^3$ 的储罐,每立方米容积,每小时需补入 0.178m^3 气封气。上述的气量可以允许罐内气体每小时温度变化 37.8°C ,并且是偏于安全的。

表 2.0.1 列出了常用储罐因外界气温变化所需的供气量。

气温变化储罐气封装置需气封气量表

表 2.0.1

储罐容积 m^3	气量 m^3/hr	储罐容积 m^3	气量 m^3/hr	储罐容积 m^3	气量 m^3/hr
10	1.8	800	143	7000	1030
15	2.7	1000	178	8000	1140
50	9.0	1500	267	10000	1250
80	14.3	2000	356	15000	1630
100	17.8	3000	534	20000	2020
150	26.8	4000	684	25000	2300
300	53.5	5000	800	30000	2600
500	89	6000	920		

注:当储罐容积与表中所列不一致时,可用内插法求出所需气量,表中气量是每小时标准立方米。

(3) 将(1)(2)两项所需气量相加,即得气封装置所需气封气量。

2.0.2 气封阀选用计算

气封阀制造厂不同,推荐的计算公式也不相同,根据选定的产品制造厂所提供的计算公式、尺寸系数,按所需工况进行气量和阀门选型计算。

2.0.3 对带呼吸阀的常压罐,为防止空气进入,气封压力值一般可取 0.0005~0.001MPa水柱(表),这是经验值。

中华人民共和国行业标准

HG

国际通用设计体制和方法

HG/T 20570—95

工艺系统工程设计 技术规定

1996—05—02 发布

1996—09—01 实施

中华人民共和国化学工业部

发布

中华人民共和国行业标准

工艺系统工程设计技术规定

HG/T 20570—95

主编单位：化工部工艺系统设计技术中心站

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一 九 九 六 年 九 月 一 日

化工部工程建设标准编辑中心

1996 北 京

液封的设置

HG/T 20570.17—95

编制单位：化工部第六设计院

批准部门：化学工业部

实施日期：一九九六年九月一日

编制人：

化工部第六设计院 李细巧

审核人：

化工部第六设计院 殷兆荣 吴镇南

化工部工艺系统设计技术中心站 封淑元 龚人伟

1 液封的类型

液封装置的常用类型有以下几种：

1.0.1 液封罐型液封装置

此种液封装置是采用液封罐液面高度通过插入管维持设备系统内一定压力，从而防止空气进入系统内或介质外泄。为避免液封液倒灌入系统内，同时采用惰性气体亦通过液封向系统内充气，保持系统内压力恒定，见图 2.0.2—1~2 所示。惰性气体可通过压力调节系统自动向系统内充气。液封液通常采用水或其它不与物料发生化学反应的液体。此种类型液封在常、微压蒸馏塔和储槽的放空系统中应用较多。

1.0.2 U 形管型液封装置

U 形管型液封装置是利用 U 形管内充满液体，依靠 U 形管的液封高度阻止设备系统内物料排放时不带出气体，并维持系统内一定压力。

液封介质通常是系统本身的物料液体。此类型液封装置应用场合较多，见图 2.0.2—3~4 所示。

1.0.3 II 形管型液封装置

此类型液封装置主要是通过 II 形管高度维持设备内一定液面，并阻止气体不随排出液体而带出，它是依靠 II 形管液封高度来实现。II 形管高度应根据工艺要求的液面高度确定，见图 2.0.2—9~10 所示。此类型多用于设备内需要控制一定液面高度的场合，如乳化塔等。

1.0.4 自动排液器型液封装置

此类型多应用于系统压力较高的气-液分离系统的排液场合，如压缩机储气罐、分离罐等自动排放凝析液。它是利用浮球在流体中所受到的浮力原理而随液位改变沉浮，同时启闭喷嘴孔，实现自动排液并阻滞气体外漏，见图 2.0.2—8 所示。此类装置广泛应用于各种压缩机中间冷却器、气-液分离器、气体储罐内凝析液的排放。

2 液封的设置

2.0.1 需要设置液封的场所

2.0.1.1 储存易燃液体或闪点低于或等于场地环境温度的可燃液体的设备,例如在储槽的排液或排气管处设置液封。

2.0.1.2 正常生产或事故以及系统内物料未全部放尽时的停车检修动火的情况下,如有空气进入系统可与物料形成爆炸混合气体的系统设备,或如有湿空气进入系统影响产品质量的系统设备。

2.0.1.3 需要连续或间断排放液体并使系统内气体不随液体带出或外漏的设备的排放液体口处。

2.0.1.4 需要维持一定液面高度的设备,在出液口加上液封管。

2.0.1.5 其他工艺要求需设置液封的场所。

2.0.2 液封设置举例

2.0.2.1 塔器尾气的放空系统

常、微压蒸馏塔,如果系统内物料不允许空气中水份带入,或物料与空气可形成爆炸性混合气体时,放空系统需设置液封装置,见图 2.0.2-1~2 所示。为防止氮气压力突然降低,使封液倒流入系统,液封管上部应维持一定高度和管直径容量。

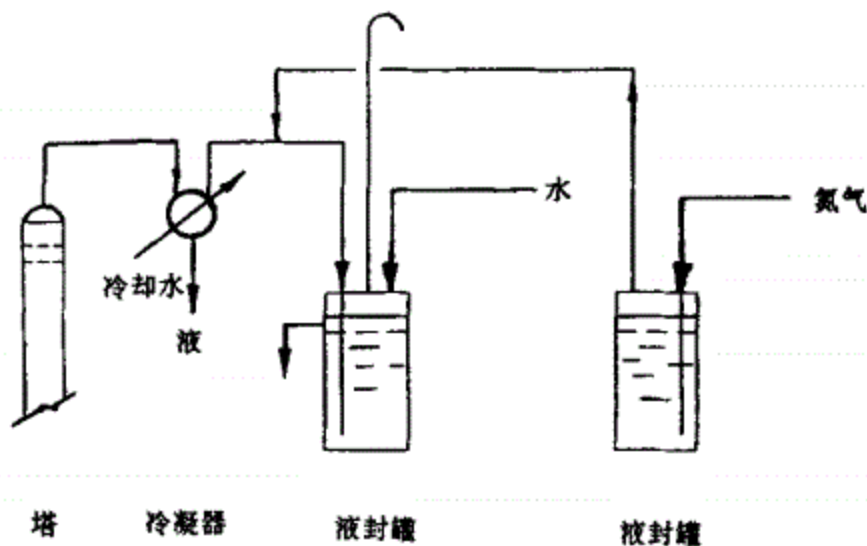


图 2.0.2-1 塔器尾气放空系统示意图(一)

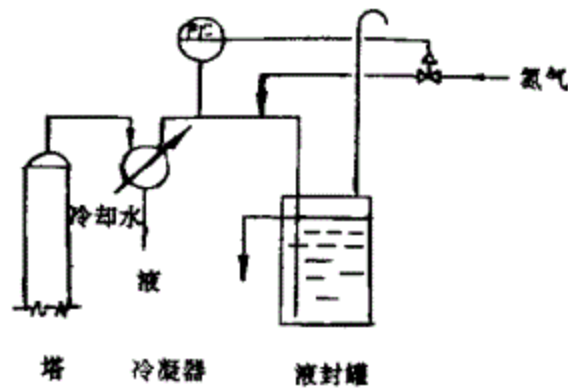


图 2.0.2-2 塔器尾气放空系统示意图(二)

2.0.2.2 冷凝器排液管

为提高冷凝效率,阻止气体随冷凝液排放而带出,一般在冷凝器排液管上设置 *U* 形管液封装置,冷凝液经 *U* 形管排到中间槽,见图 2.0.2-3 所示。

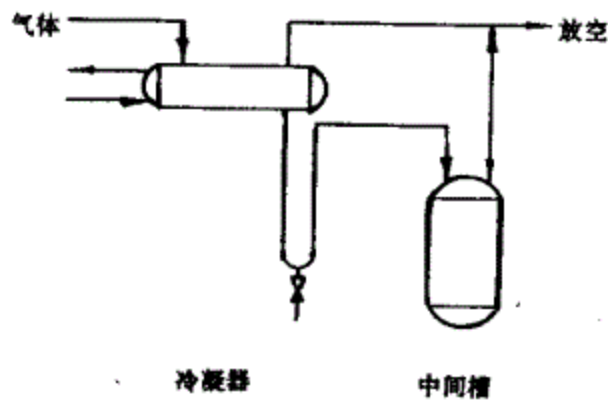


图 2.0.2-3 冷凝器排液液封管

2.0.2.3 塔底排液管、塔顶回流管

常压操作的蒸馏塔、吸收塔、洗涤塔的塔底物料排放或塔顶回流,通常采用靠位差自流排料,为阻止塔内气体随液体排放而带出,一般采用 *U* 型管或液封罐型液封装置,见图 2.0.2-4~5 所示。当塔顶回流是自然回流的情况下,要考虑其液封高度,见图 2.0.2-6 所示。

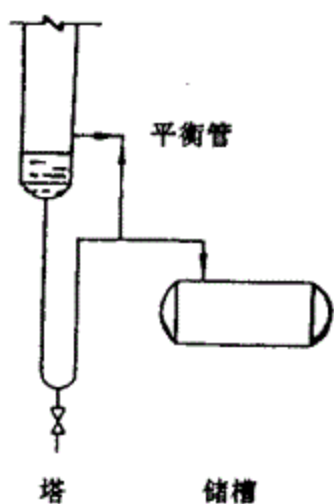


图 2.0.2-4 塔底排液液封管

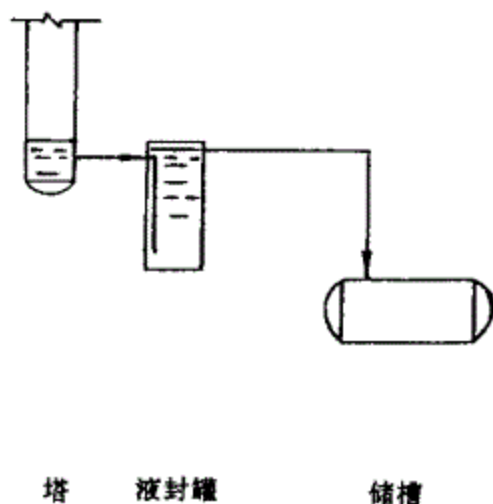


图 2.0.2-5 塔底排液液封罐

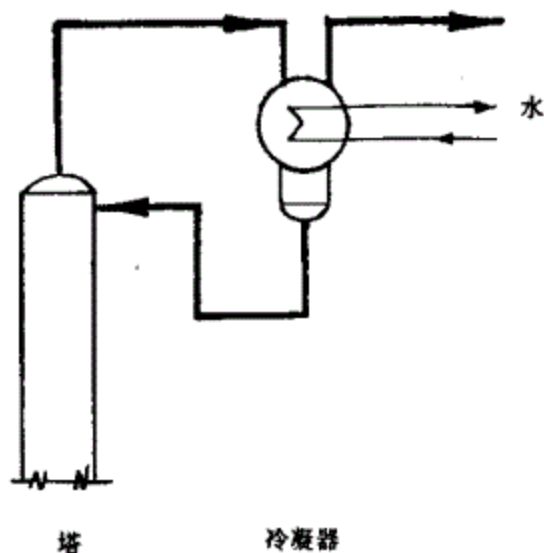


图 2.0.2-6 塔顶回流液封管

2.0.2.4 气-液分离罐排液管

为了提高分离效率或防止液体倒入压缩机入口,需及时排走分离凝析下来的液体,保持一定的气-液分离空间;同时又要防止气体外漏,一般应设置U型管液封装置,如果分离罐内压力较高,采用U形管液封高度太大时,采用自动排液器作液封装置较合适。见图 2.0.2-7~8 所示。

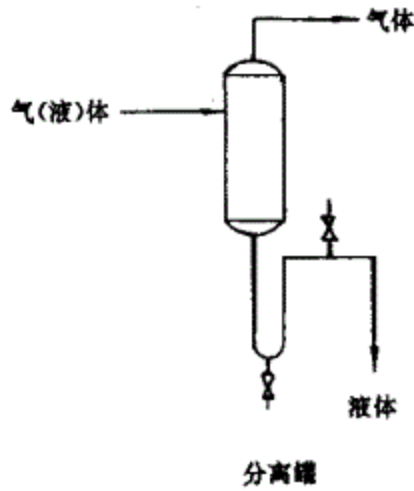


图 2.0.2-7 分离罐液封管

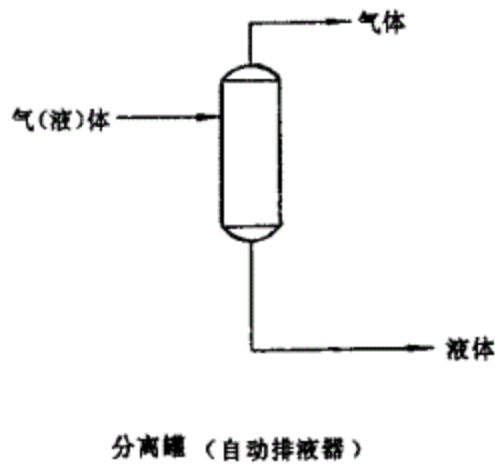


图 2.0.2-8 自动排液器液封

2.0.2.5 乳化塔、反应釜排液管

根据工艺要求需要维持设备内一定的液面高度,且排料时又不使气体外漏,通常在排料管上应设置 II 形管液封装置。见图 2.0.2-9~10 所示,图中字母 N.C 表示正常状态下阀门关闭。

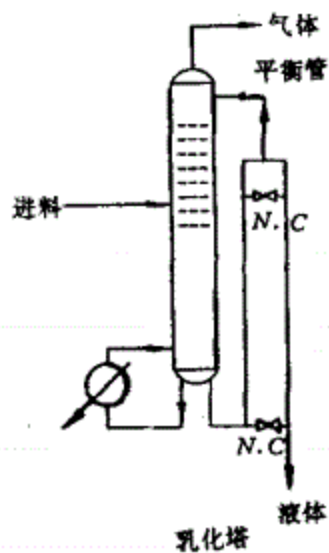


图 2.0.2-9 乳化塔 U 形管排水

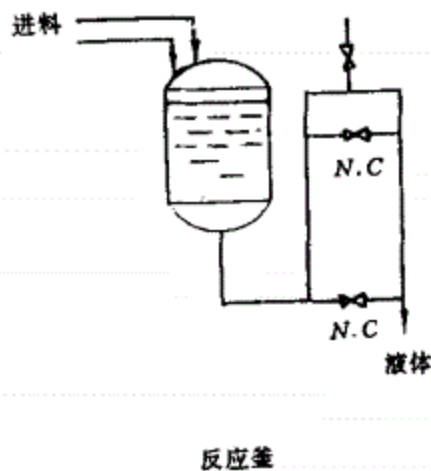


图 2.0.2-10 反应釜 U 形管排水

2.0.2.6 氢气放空管和气囊氮气(或氧气)进料管系统

氢气是易燃易爆气体,与空气混合后易形成爆炸性气体,为防止空气进入系统内,保证安全生产,应在氢气放空管系统设置液封,见图 2.0.2-11 所示。储存氮气(或氧气)的气囊一般耐内压值较小,为保护气囊,氮气(或氧气)进料管系统通常应设置液封装置,见图 2.0.2-12 所示。

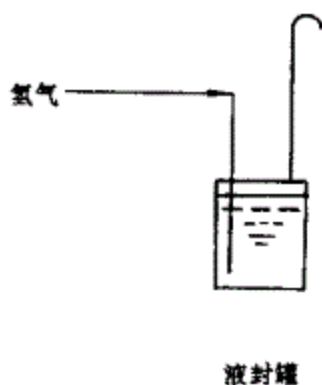


图 2.0.2-11 气体放空管液封罐

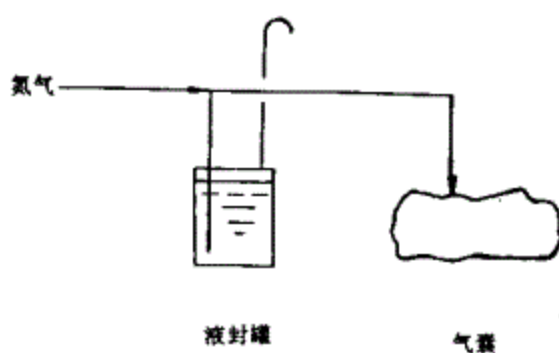


图 2.0.2-12 气囊进料液封

2.0.2.7 燃料气柜进出口

为使设备系统内维持一定压力,保证安全生产,在燃料气柜进出口应设置水封,见图 2.0.2-13 所示。

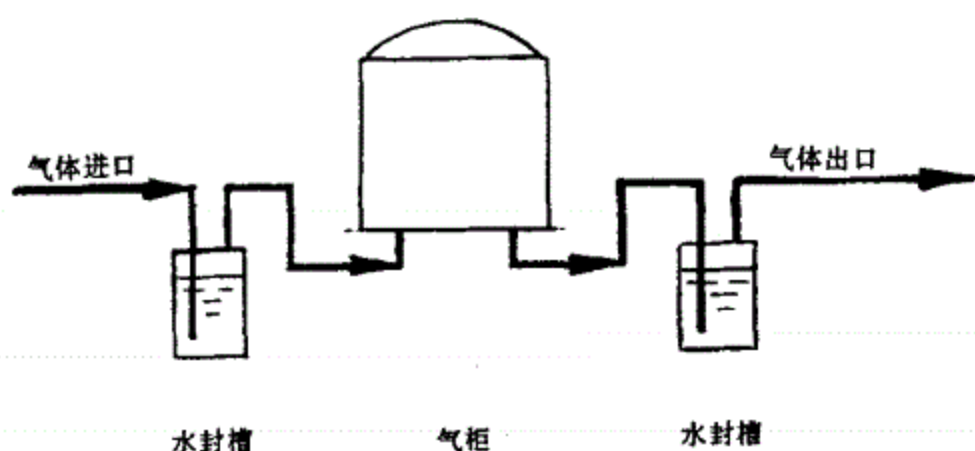


图 2.0.2-13 气柜进出口水封

2.0.2.8 防止两系统液体混合

当塔(吸收塔)为气体进料时,为防止因前面系统压差波动,塔内液体返冲到分离罐(或缓冲罐),气体进料管应设 Π 形管, Π 形管要有足够高度,通常其高度应高于塔内动液面 $1\text{m}\sim 2\text{m}$,见图 2.0.2-14 所示。

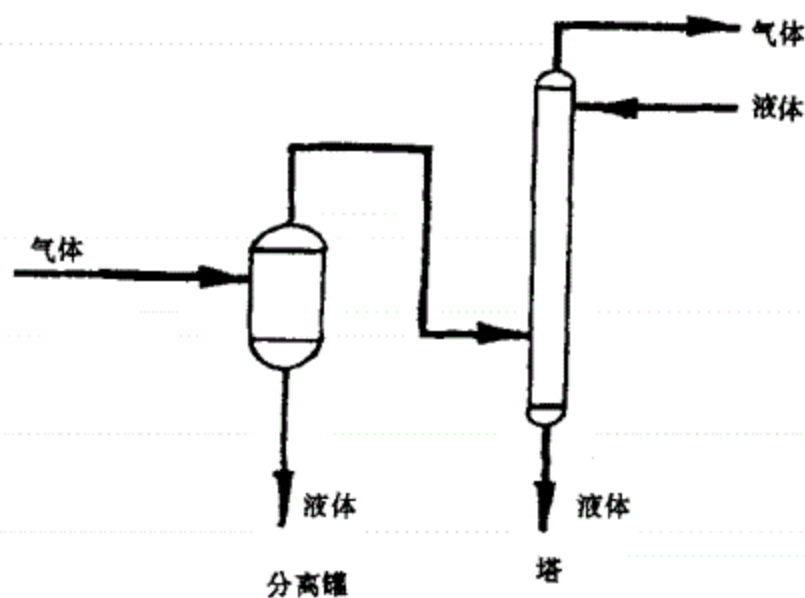


图 2.0.2-14 防止两系统液体混合的气体进料 Π 形管

2.0.2.9 防止液体进压缩机

压缩机入口管前设置的分离罐，其液体与压差可能发生波动，为防止在此情况下将分离罐内液体吸入压缩机，分离罐出口至压缩机入口管道应设 U 形管，其高度根据可能出现的压差波动而定，一般其高度在 2m 以上，见图 2.0.2-15 所示。

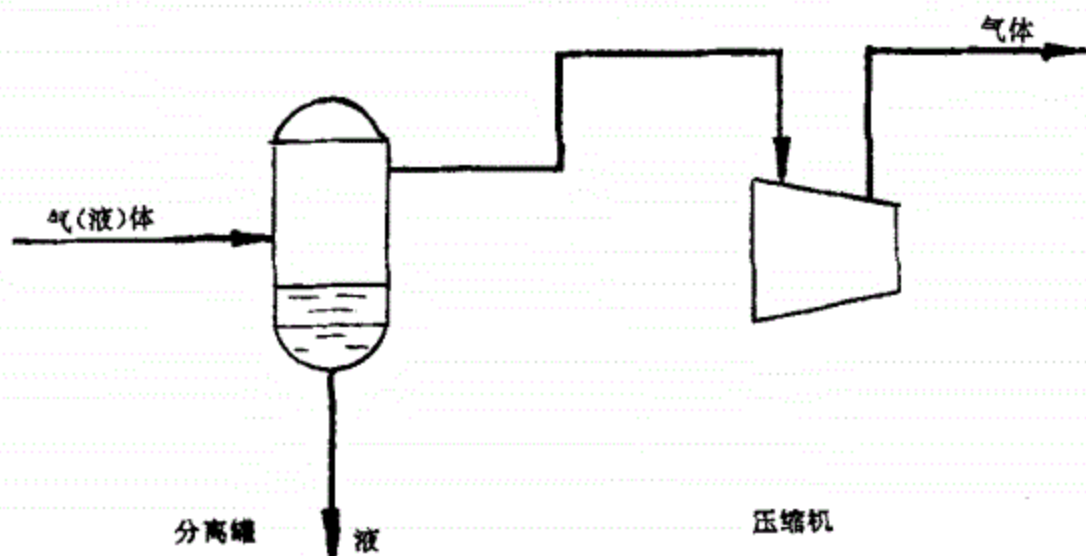


图 2.0.2-15 防液体进压缩机的入口 U 形管

2.0.2.10 用蒸汽喷射泵抽真空时，排除冷凝液需设液封，见图 2.0.2-16 所示。

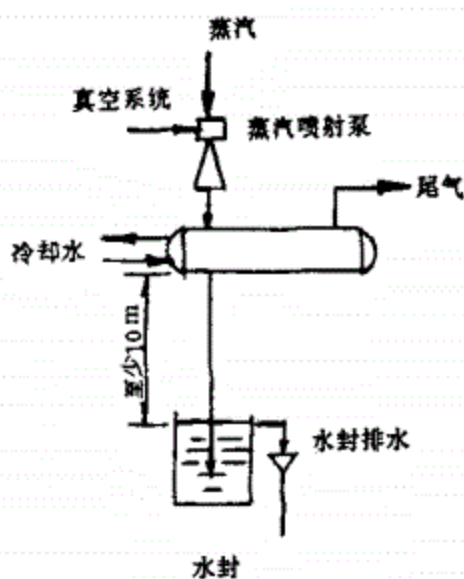


图 2.0.2-16 蒸汽喷射泵用水封示意图

3 液封设置注意事项

- 3.0.1 采用 Π 形管作液封时,为便于调节液位,可在 Π 形管上部设置 1~2 个旁通管并加设阀门。
- 3.0.2 U 形管、 Π 形管作液封时,为防止管顶部积存气体,影响液体排放,应在最高点处设置放空阀或设置与系统相连接的平衡管道。
- 3.0.3 为使在停车时能放净管内液体,一般在 U 形管最低点应设置放净阀。当需要观察管内液体流动情况,在出料管一侧可设置视镜。
- 3.0.4 U 形管、 Π 形管进、出料主要是靠位差自流进、出料,其管径按自流流速来计算,一般取 0.1~0.3m/s,最小管径不应小于 20mm。
- 3.0.5 采用 U 形管为液封时,液封高度小于 3m 应用较广。当系统内压力较高,要求液封高度大于 3m 时,应采用自动排液器或控制阀。控制阀排出液体量根据容器内所需液面进行调节。
- 3.0.6 液封介质在冬季有可能结冻时,应采取防冻措施,如加保温、蒸汽盘管加热或添加防冻剂等方法。
- 3.0.7 Π 形管液封多用于介质溶于液封液的常压或微压场合,高度一般为 10m(1 大气压),如氨水制备中的氨进口管。
- 3.0.8 由于液体被夹带或泄漏等原因造成液封液损失时,在工程设计中应采取措施保持液封高度。

4 液封高度的确定

4.0.1 设置液封装置时,必须正确地确定液封所需高度,才能达到液封的目的。 U 形管液封所需高度是由系统内压力(P_1)、受液槽或排料出口压力(P_2)及管道压力降(h_n)等参数计算确定的。可按式(4.0.1-1)计算:

$$H_{\min} = \frac{(P_1 - P_2) \times 10.2}{\gamma} - h_n \quad (4.0.1-1)$$

式中

- H_{\min} ——最小液封高度, m;
- P_1 ——系统内压力, 10^5Pa ;
- P_2 ——受液槽内压力, 10^5Pa ;
- γ ——液体相对密度;
- h_n ——管道压力降, m。

$$h_n = \lambda \left(\frac{L}{d} \right) \left(\frac{u_l^2}{2g} \right) \quad (4.0.1-2)$$

式中

- λ ——摩擦系数;
- L —— U 形管长度的一半;
- d ——管子内径, m;
- u_l ——液体流速, m/s;
- g ——重力加速度, 9.81m/s^2 。

一般情况下,管道压力降(h_n)值较小,可忽略不计,因此式(4.0.1-1)可简化为式(4.0.1-3)来计算液封高度。

$$H_{\min} = \frac{(P_1 - P_2) \times 10.2}{\gamma} \quad (4.0.1-3)$$

4.0.2 为保证液封效果,液封高度一般选取比计算所需高度加 0.3m~0.5m 余量为宜。

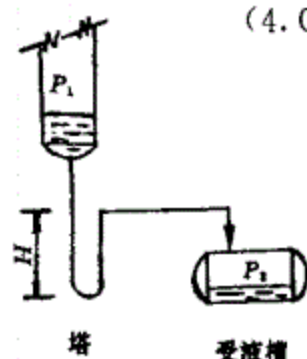


图 4.0.1 计算示图

中华人民共和国行业标准

HG

国际通用设计体制和方法

HG/T 20570—95

工艺系统工程设计 技术规定

1996—05—02 发布

1996—09—01 实施

中华人民共和国化学工业部

发布

中华人民共和国行业标准

工艺系统工程设计技术规定

HG/T 20570—95

主编单位：化工部工艺系统设计技术中心站

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一 九 九 六 年 九 月 一 日

化工部工程建设标准编辑中心

1996 北 京

阀门的设置

HG/T 20570.18—95

编制单位：中国寰球化学工程公司

批准部门：化学工业部

实施日期：一九九六年九月一日

编制人：

中国寰球化学工程公司 杨 宜

审核人：

化工部工艺系统设计技术中心站 龚人伟

1 应用范围

1.0.1 本规定适用于化工工艺系统专业。所提及的阀门不包括安全阀、蒸汽疏水阀、取样阀和减压阀等,但包括限流孔板、盲板等与阀门有类似作用的管件的设置,以切断阀作为这些阀件的总称。切断阀的作用是用来隔断流体或使流体改变流向,要根据生产(包括正常生产、开停工及特殊工况)、维修和安全的要求而设置,同时也要考虑经济上的合理性。

1.0.2 阀门设置和选择合适类别(不是型号)。阀门是工艺系统专业人员在编制 *PI* 图时的一项重要工作,本规定所述的内容考虑了生产和安全的一般要求。系统专业在参照本规定进行工程设计时,应结合该工程项目的具体情况、当地气象条件、厂际协作关系、装置操作要求、流体特性、用户的特殊要求及经济性等进行取舍。

1.0.3 本规定综合概括地介绍了所列情况的阀门设置,各类化工单元的详细要求,见相应单元的 *PI* 图基本单元模式。

1.0.4 本规定还介绍了一般工业阀门的特点和在工程设计中选用阀门需考虑的因素。

2 阀门设置

2.0.1 边界处阀门设置

2.0.1.1 工艺物料和公用物料管道在装置边界处(通常在装置界区内侧)应设切断阀,下列几种情况例外:

- (1) 排气系统。
- (2) 紧急排放槽设于边界外时的泄放管;这两种情况如必须设阀门时,亦需铅封开启(C.S.O)。
- (3) 不会引起串料和事故的物料管。
- (4) 不需计量的物料管。

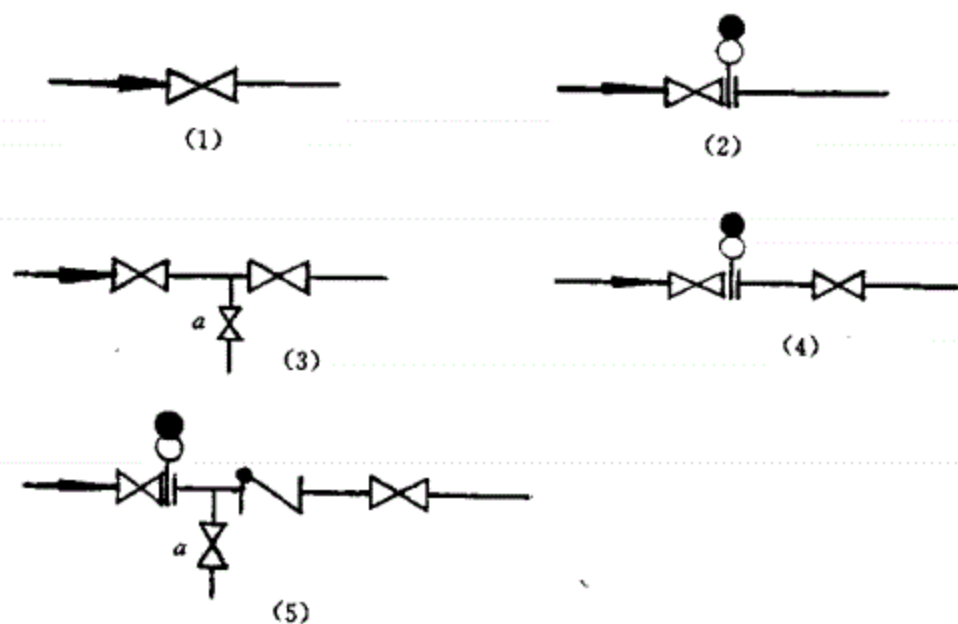


图 2.0.1 边界处阀门设置

2.0.1.2 边界处阀门设置见图 2.0.1 所示的几种方式。其中(1)适用于一般物料的切断;当串料可能引起爆炸、着火等安全事故或重要产品质量事故的地方,为防止阀门内漏,采用图 2.0.1 中(2)、(4)、(5)加盲板;图 2.0.1 中(3)和(5)适于送料后需向上游或下游扫线的情况,阀 a 可兼作吹扫、排净、检查泄漏之用,也可将检测计量仪表装在串联的两个阀门之间。图 2.0.1 中(5)适用于压力变化可能较大之处,止回阀可起瞬间的切断作用。

2.0.2 根部阀的设置

2.0.2.1 一种介质需输送至多个用户时,为了便于检修或节能、防冻,除在设备附近装有切断阀外,在分支管上紧靠总管处加装一个切断阀叫根部阀。通常用于公用物料系统(如蒸汽、压缩空气、氮气等)。当一种工艺物料通向多个用户时(例如溶剂),需作同样设置。图 2.0.2 中所示阀门即为根部阀。在有节能防冻等要求时,根部阀与主管的距离应尽量小。

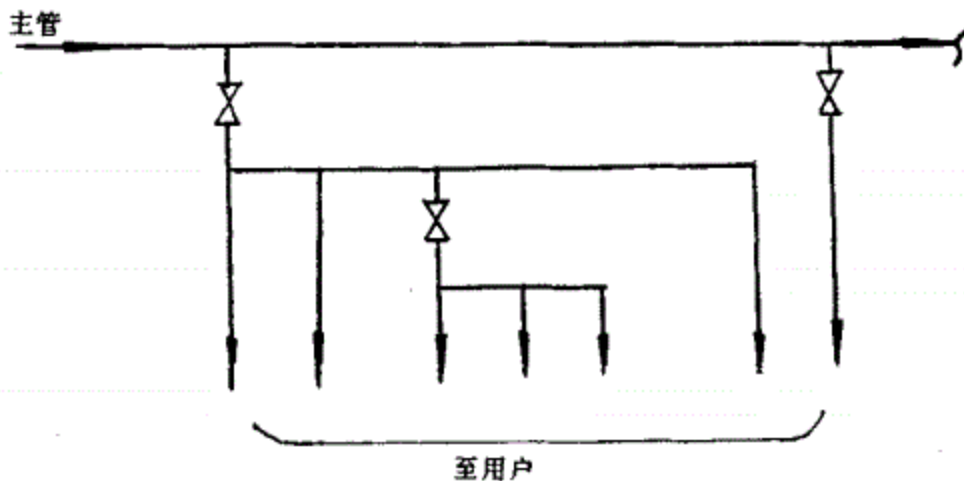


图 2.0.2 根部阀设置示意图

2.0.2.2 化工装置内所有的公用物料管道分支管上都应装根部阀,以免由于个别阀门损坏引起装置或全厂停车。

2.0.2.3 蒸汽和架空的水管道,即使只通向一个装置或一台设备,当支管超过一定长度时,也需加根部阀以减少死区,降低能耗,防止冻结。

2.0.2.4 两台以上互为备用的用汽设备应根据在生产中的重要程度确定是否分别设分支管根部阀。

2.0.2.5 公用物料分支管的根部阀由管道专业在管道布置设计时设置,工艺系统专业需复核分支是否恰当。并将根部阀表示在公用物料 *PI* 图(分配图)上。

2.0.3 双 阀

2.0.3.1 液化石油气、其它可燃、有毒、贵重液体、有强腐蚀性(如浓酸、烧碱)和有特殊要求的(如有恶臭的介质等对环境造成严重污染的)介质的储罐,在其底部通向其它设备的管道上,不论靠近其它设备处有无阀门,都应安装串联的两个阀(双阀),其中一个应紧贴储罐接管口。当储罐容量较大或距离较远时,此阀最好是遥控阀。为了减少阀门数量,在操作允许的情况下,按图 2.0.3-1 所示将数根管道合并接到一个管口上。

装有上述介质的容器的排净阀,也应是双阀,见图 2.0.3-1 所示。

上述介质管道上的取样阀及排净阀应按操作频繁程度及其它条件来决定是否采

用双阀。

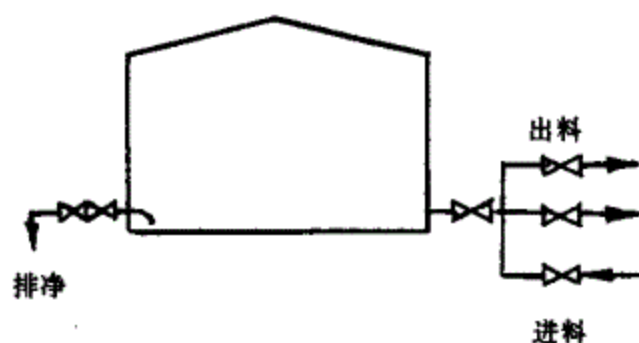


图 2.0.3-1 储罐底部进出料共用阀门的双阀设置及排净管双阀设置

2.0.3.2 在装置运行中需切断检修清扫或进行再生的设备,应设双阀,并在两阀之间设检查阀。设备从系统切断时,双阀关闭,检查阀打开。

可采取其它措施代替双阀。备用的再沸器因阀门直径较大,且对压力降有严格要求,此时可装单阀(一般为明杆闸阀)并配以 8 字盲板,在再沸器一侧应设有各自的排净阀,见图 2.0.5-1 所示。对需切换再生的设备,由于再生温度往往比工作温度高出许多,此时若安装可转换方向的回转弯头,则既可安全切换,又可避免巨大的热应力。见图 2.0.3-2 所示。

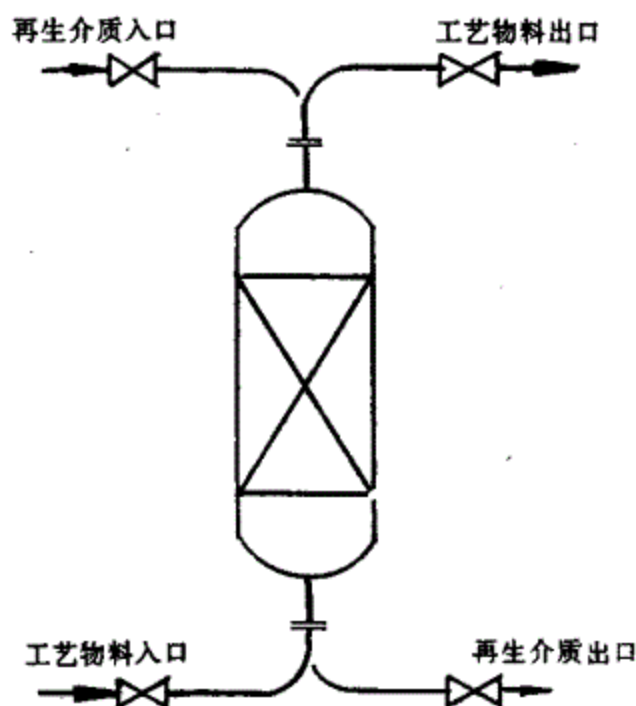


图 2.0.3-2 再生用回弯头示意图

2.0.3.3 公用物料管道尽可能不与工艺物料管道固定连接,应通过软管站以快速

接头方式连接。当操作需要直连时则应以双阀连接,中间设检查阀,检查阀在停止进料时打开,或加铅封开(C.S.O)。在压力可能有波动的场合再加止回阀,见图 2.0.3-3 所示。

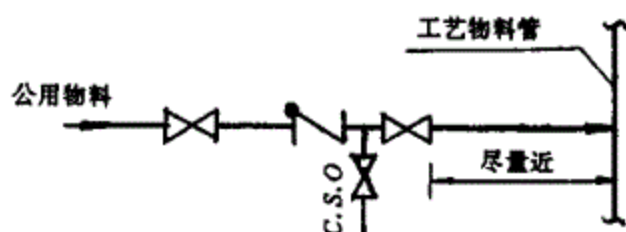


图 2.0.3-3 公用物料与工艺物料管道连接

若公用物料的压力计距此阀组较远时,可在此双阀间设一压力计以便在使用时能就地监视该公用物料的压力。

这种连接方式也适用于氧气、氢气等辅助物料较频繁地向工艺系统输入的场所。

为避免液体物料对水系统的污染,在需经常加入水时,应将水管接至设备的气相空间,这种情况下亦可不设双阀。

2.0.3.4 化工工艺系统专业在设计高压废热锅炉及蒸汽系统时,可参照执行电力工业部电力建设总局的有关规定:

《火力发电厂汽管道设计技术规定》(DLGJ 233-81)(试行)中:

第 7~7 条 1: $P_g \geq 40^*$ 管道的疏水和放水应串联设置两个截止阀。

第 7~8 条: $P_g \geq 40^*$ 管道的放气装置,应串联设置两个截止阀。

* 压力单位为 $\text{kg}/\text{cm}^2(\text{表})$ 。

在使用时请注意按最新版的规定执行。

2.0.3.5 对于烃类和有毒、有害化学药剂等物料与其它工艺物料连接处的上游和放空、放净管上设置双阀,可参照表 2.0.3。

应用双阀的温度和压力条件

表 2.0.3

介质名称	工作温度 $^{\circ}\text{C}$	工作压力 $10^5\text{Pa}(\text{表})$
重烃类(灯油、润滑油、沥青等)	≥ 200	≥ 20
雷特蒸汽压低于 $1.05 \times 10^5\text{Pa}(\text{表})$ 、闪点低于 37.8°C 的烃类(粗汽油等)	≥ 180	≥ 20

介 质 名 称	工作温度 C	工作压力 10^5Pa (表)
雷特蒸汽压高于 $1.05 \times 10^5\text{Pa}$ (表)、低于 $4.57 \times 10^5\text{Pa}$ (表)的烃类(丁烷、轻质粗汽油等)	≥ 150	≥ 18
雷特蒸汽压高于 $4.57 \times 10^5\text{Pa}$ (表)的烃类(丙烷等)	≥ 120	≥ 18
H_2 、液化石油气	任意	任意
任何可燃气体	≥ 120	≥ 25
有毒气体及有害化学药剂	任意	≥ 3.5

2.0.4 公用物料站(公用工程站)

2.0.4.1 化工装置内的公用物料站(简称公用站)可按覆盖面积约 15m 半径的区域来设置,装置区外的厂区公用站则按设计需要来设置。

2.0.4.2 各介质的切断阀规格自 DN15 至 DN50 视装置特点而定。

站上公用物料的阀门、接头的型号规格可有意地不一致,而各公用站介质排列的顺序要一致,这样可避免紧急情况下接错介质扩大事故。

2.0.4.3 寒冷地区室外公用站的水管可按下述作法:

(1) 多层框架:按常规配管设置阀门,在底层地面附近截断并设快速接头,用水时从附近水阀门井内引出。若采用固定管道加排净阀的方式,则排净阀应设于阀门井内。

(2) 储罐区或装卸站台等,可与给排水专业协商适当调整阀门井位置,将供水阀门设在阀门井内。

(3) 与蒸汽管一起保温。

2.0.4.4 为适应维修时使用风动工具,可将公用站上压缩空气管的管径及切断阀适当加大,例如由 DN25 加大为 DN50。

2.0.4.5 设备、管道与公用站相匹配的管接头对小型装置可与设备管道的排净放空口共用;对大型装置,可在设备上设专用的公用物料接口(U.C),此接口和放空阀应分别设在立式设备的下部和上部或卧式设备长度方向的两端。

2.0.4.6 公用物料管道可能由于工艺流体倒流而遭到污染时,则在公用物料管切断阀下游设止回阀。

2.0.5 塔

2.0.5.1 保持塔顶冷凝器内冷凝的蒸汽压力尽可能与塔顶压力相同,应把塔顶管道的压力降限至最小,除工艺控制的特殊需要外,塔顶至冷凝器的管道上不设置切断阀。

2.0.5.2 再沸器(包括中间再沸器)与塔体的连接管道,除工艺控制需要或需在装置运行中清理者外,均不设置切断阀。

热虹吸式再沸器与塔体的连接管上需装阀门时,应采用与连接管直径相同的闸阀。在阀门与再沸器间设 8 字盲板,同时,再沸器应设各自的排净阀,见图 2.0.5-1 所示。

一次通过式热虹吸式再沸器应在再沸器物料入口和塔底出料口之间加连通管并设置切断阀,见图 2.0.5-2 所示,此阀的口径应至少比塔底出料管大 $\frac{1}{4}$ "。

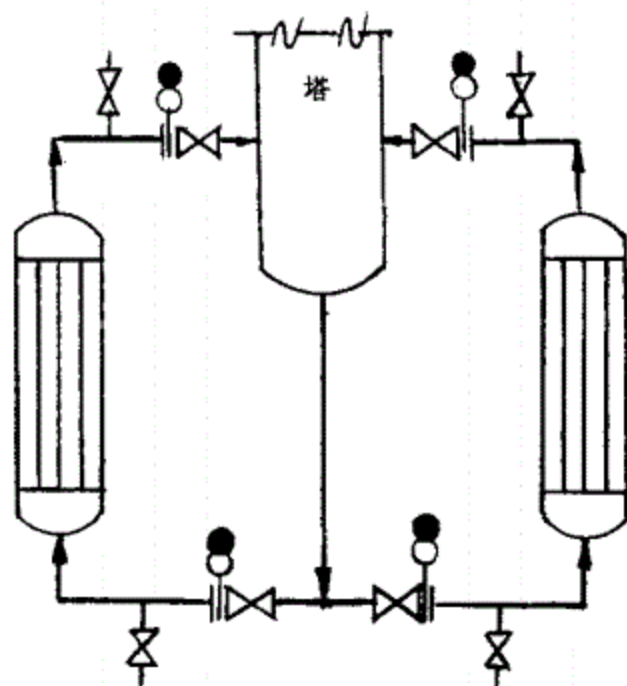
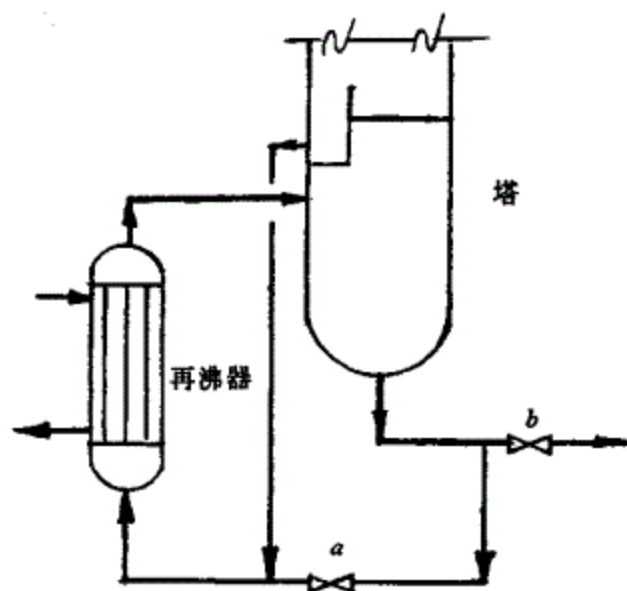


图 2.0.5-1 备用的热虹吸式再沸器工艺侧阀门设置



a——连通阀； *b*——出料阀。

图 2.0.5-2 一次通过式再沸器阀门设置

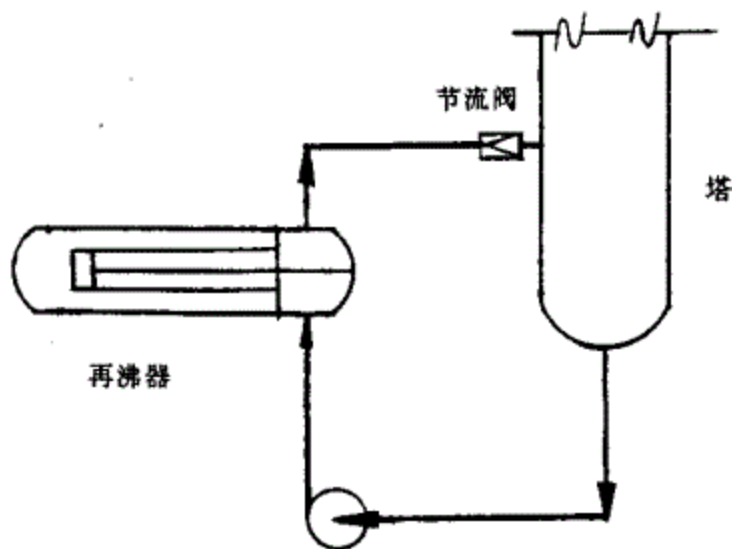


图 2.0.5-3 强制循环再沸器节流阀设置

(其它常规阀门略)

强制循环的再沸器在再沸器至塔的管道上,靠近塔体处安装一个节流阀。此阀可用限流孔板代替。但当过量闪蒸不会降低由于强制循环而提高效率或降低对数平均温差的情况下可取消此节流阀。见图 2.0.5-3 所示。

2.0.5.3 汽提塔侧线出料及蒸气返回管道除因工艺控制需要外,不设置切断阀。

2.0.5.4 进料组成可能有变化的塔,应按设计变化幅度增设进料口,各进料口的切断阀应贴近塔体的进料管口。

由于减压会产生两相流的物料(液化气或饱和吸收液),进料切断阀亦应尽量接近塔的进料管口。

2.0.5.5 塔板数多、塔身过长而分为两段串联的塔顶部至另一塔底的气相管道上不设置切断阀。釜液因工艺控制需要而加的切断阀或控制阀应尽量接近受料塔的管口,见图 2.0.5-4 所示。

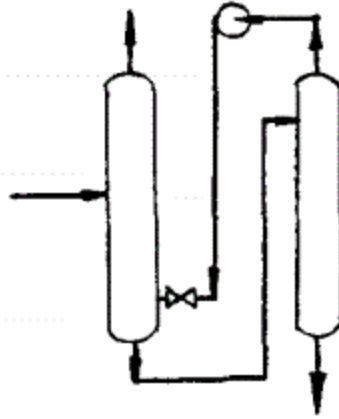


图 2.0.5-4 串联塔阀门设置示意图

2.0.6 换热器

2.0.6.1 除了控制需要或在装置运行中需(可)切断的换热器,一般在工艺物料侧不加切断阀。

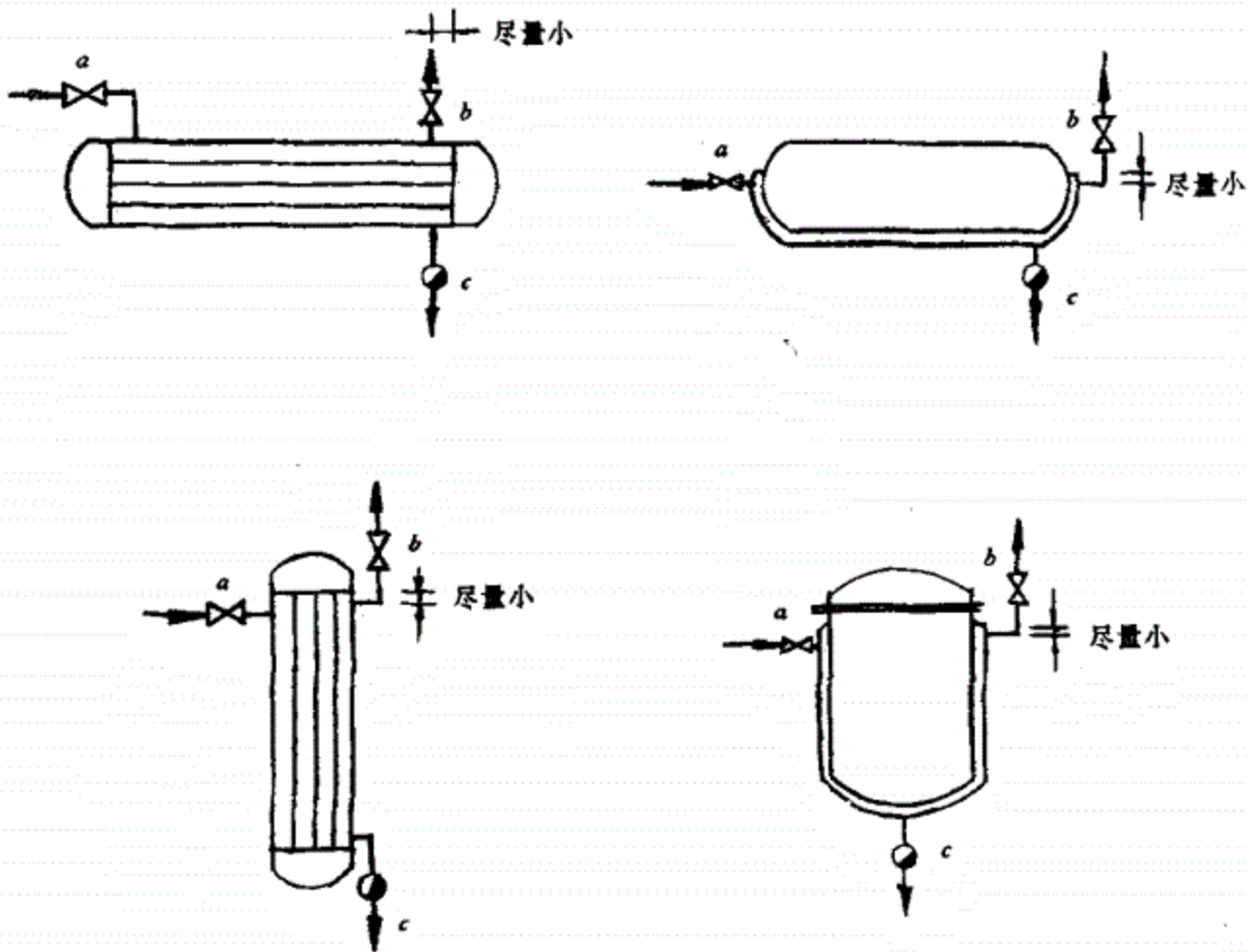
2.0.6.2 换热器两侧均为工艺流体,则按操作和控制的情况只在一侧装切断阀。

2.0.6.3 换热器因生产或维修需设置旁路时,则进出管道及旁路均设切断阀。通常在下列情况需设旁路:

- (1) 生产周期中某些过程不需传热,应切断换热器;
- (2) 自动的或人工调节工艺温度;
- (3) 因维修需临时切断换热器。

2.0.6.4 蒸汽加热设备

- (1) 加热蒸汽进口管应设调节性能较好的手动调节阀或自动控制阀。
- (2) 必须在适当位置设不凝气排放阀,此阀应位于设备上远离蒸汽进口一侧的最高处,如图 2.0.6 所示。



a—进气阀；b—不凝气，排放阀；c—疏水阀组。

图 2.0.6 蒸汽加热设备不凝气排放阀设置

(3) 用蛇管加热的情况，采用疏水阀前的检查阀排除不凝气，不另设不凝气排除阀。

2.0.6.5 水冷却设备

(1) 冷却水在运行中被加热并释放出溶解气，需在换热设备的适当位置(参见 2.0.6.4 规定)设排气阀。此阀也用于开工时排出设备内气体，或停工排净时进气。

(2) 每台设备的进水口以及机泵的各冷却回路进口均应设各自的切断阀。当需要调节水量时，此阀应是自控阀或调节性能好的手动阀。

(3) 自流回水：出水口不设切断阀。

(4) 压力回水：出水口一般均应设切断阀。只有可同时停用的数台设备才可在出口共用一个切断阀。

(5) 通常在管道的低点设排净阀。当管道上排净阀不能排净设备内的水时，才

在设备上加排净阀。多程列管式换热器及装有折流板的换热器采用在隔板上开泪孔的方式排液。

(6) 寒冷地区室外的水冷却器,若需在装置运行中停工检修,则应设防冻副线。

2.0.6.6 空冷器

空冷器进出口管道上一般不设置切断阀,但进料是两相流的情况居多,所以要特别注意每组冷却管束的压力降分布,在设计中对进出口管道要采取对称布置。

工艺过程需要隔断操作或需在运行中维修的空冷器,应在其进出口设切断阀、排净阀和放空阀等。

2.0.7 容器

2.0.7.1 包括装置内容器及储罐两大类

下列情况应装阀门:

(1) 有多个进口或出口需更替操作的,在管口处装阀门。

(2) 盛装易燃、有毒、有腐蚀性物料的容器出口的管口处装阀门,装置内容器一般装单阀,中间或全厂罐区的储罐装双阀。应在工程设计中针对特殊情况作出工程规定。

(3) 最低点设排净阀,出料管位置应略高于排净阀。

(4) 体积小(不设检修用人孔)或可与系统一起置换的容器以外,均需在容器下部设公用物料接管(U.C)并装切断阀,并在容器顶部离公用物料管口较远的一端设放空阀。

(5) 对需作惰性气体保护的容器和储槽应设自力式控制阀并串接止回阀,参见行业标准《气封的设置》(HG/T 20570.16-95)。

(6) 大型锥顶、拱顶常压储罐在储存易挥发物料时应装呼吸阀。在有条件或放空组分量超出环境保护和卫生标准的场所,采用低温冷凝系统代替呼吸阀。

2.0.8 压缩机

2.0.8.1 除了从大气中吸气的空压机不装进口阀外,所有的压缩机进出口需装切断阀。在装置运行中有可能检修的压缩机,还应在进出口内侧加8字盲板。并联的空压机应各有独立的吸风口。

2.0.8.2 压缩机进出口阀门间应有旁通管并设连通阀。

(1) 往复式压缩机设置旁通管用以在启动时保持低负荷启动,在检修后的试车时可与系统切断不致憋压,同时亦用来保持进口处的正压,这在操作介质为易燃易爆气体时特别重要。

(2) 多级往复式压缩机的旁通管可逐级连通,这样除节省能量外还可以在调试

过程中调节各级负荷使之均衡运转。当工艺或安全有需要,可再设一个终段与进口间的旁路。

(3) 空压机只需在出口阀上游加一个带切断阀的直通大气的出口。

(4) 对离心式压缩机,旁路的通过能力应至少相当于压缩机喘振点的负荷。

2.0.8.3 压缩机的辅助系统

(1) 辅助系统一般包括冷却水、润滑油、密封油、冲洗油、放空及排净等。

为充分利用冷却水,可按温度要求串联使用,冷却水先至后冷器再至汽缸夹套。

每一冷却水回路进口均应设各自的切断阀,并在出口采取措施:常压回水出水口要高出回水漏斗的上沿,压力回水装视镜等,以便观察水流情况。压力回水的冷却水出口必须设切断阀,以便停车检修。同一台设备的各出水口可合并后装一个切断阀。

(2) 压缩机产品资料说明不随机配带润滑油、密封油及冲洗油系统时,应按资料要求配置管道、阀门。对重要部位(例如轴承处的润滑)必须有独立的回路。

(3) 压缩机各级间分离罐应设各自的排净阀。当所有的液体排向一根总管时,应核算压力降,确保总管处压力低于各级的压力,并在各段分离液体出口加止回阀。

(4) 绝不允许液滴进入压缩机,这对往复式和离心式来说,会立即引起机械损坏;对螺杆式液环式压缩机损坏不显著但会影响密封油(液)的质量。所以,在压缩机进口一定要设置性能良好、能力足够的分离罐;配管设计要合理并避免将气体中凝液带入压缩机。

a. 设置管道放净阀,将管道中凝液、液滴排出。

b. 限制压缩机进出管道处的高于压缩机的垂直直管高度。

(5) 压缩机需要置换时,可在吸入分离罐或并联压缩机的每台进出口加公用物料接管,出口应排至安全位置。

2.0.9 泵

2.0.9.1 泵按结构形式可分为多种类型,本规定从对配管及阀门设置的角度分为两大类:即叶片式(包括离心泵、轴流泵和旋涡泵)及容积式(包括往复式和回转式)。

2.0.9.2 进出口切断阀

(1) 每台泵的进出口均应设切断阀。

(2) 泵入口切断阀应与管道口径相同。当吸入管道比泵入口大两级时,可选用比管口大一级的阀门。此时必须验算各种条件下的有效净正吸入压头。

(3) 泵出口切断阀应与管道大小相同。当输出管径比泵出口大两级或两级以上,则阀可较管径小一级。

2.0.9.3 止回阀

(1) 容积式泵

在容积式泵(如往复式泵)入口通常有内装的止回阀,因而不需要在管道上另设止回阀来防止流体倒流。系统专业应对所选用的泵资料进行检查,如泵制造厂未提供内装止回阀则应加上此阀。

(2) 叶片式泵

液体的倒流将导致发生下述各种情况时,在泵出口管道上应设止回阀:

- a. 液体温度升高,比正常输送温度高 90℃ 以上。
- b. 输出流体温度与压力综合情况超过泵壳体的设计条件。
- c. 叶轮会由于倒转而损坏。
- d. 工艺操作不能容许的各种变化。

(3) 止回阀大小应与泵出口切断阀相同。

(4) 并联的泵应在每台泵出口分别装止回阀。

2.0.9.4 进出口连通阀

(1) 离心泵通常不设此阀。

(2) 容积式泵及旋涡泵因在启动或单台试车时不允许憋压,必须在泵的进出口阀门之间设连通阀,见图 2.0.9(a)所示。

(3) 对小型往复式计量泵可只设安全阀不设进出口连通阀。

2.0.9.5 排气阀

(1) 离心泵在启动前需注满液体,需设排气阀。大型的卧式离心泵在泵壳体上方设置排气阀,一般离心泵可在泵出口止回阀和泵之间略高于泵体的位置设此阀,对较小的泵,可用止回阀和切断阀之间的排净阀作排气阀,立式离心泵(包括液下泵)需按产品资料所示结构决定是否设此阀,见图 2.0.9(b)所示。

(2) 容积式泵不需设此阀。

2.0.9.6 底 阀

离心泵的吸入液位低于泵进口时,需在泵进口管底部设底阀(有时需加滤网)以便向泵体充装液体时不致泄漏。

2.0.9.7 低流量保护管道

离心泵在流量较低的操作时效率很低,甚至不能运转,需设低流量保护管道。

(1) 泵有可能短期内在小于它的额定流量的 20% 的条件下操作,应装一个带限流孔板的旁路,不设阀门,该孔板的大小应按通过泵的流量至少保持在流量的 20% (或按泵的操作曲线另定)。当液体通过旁路孔板可能产生闪蒸时,旁路管道要返

回泵的上游吸液设备,并使孔板贴近该设备,见图 2.0.9(c)所示。

(2) 泵有可能长期处在额定流量的 40% 以下操作,应设一带有孔板式控制阀的旁路或手动阀门。

(3) 泵长期在低流量下操作,旁路管道应返回泵的上游吸液设备。

2.0.9.8 泵的放空、排净

放空阀可参照 2.0.9.5 规定合并设置。对于液化气或饱和吸收液,需在泵进口设排气线。当所释放的气体为易燃易爆或有毒害气体时,排气管道应就近与储罐气相空间或火炬管道连通。真空系统泵的放空均应返回至上游吸液设备的气相空间,见图 2.0.9(d)所示。此管道也用于检修前排除泵内液化气。

从管道上的排净阀可以将泵内液体排净时,或所输送液体是无害(无毒、无腐蚀性、无污染)的,可不在泵体上设排净阀,反之应按泵产品资料上所给排液孔大小配置排净阀。

2.0.9.9 暖泵及防凝旁路

下列情况的泵应设暖泵及防凝旁路,见图 2.0.9(e)所示。

(1) 输送温度超过 200℃;

(2) 气温可能低于物料的倾点或凝点;

防凝用旁路应采用蒸汽伴热或电伴热保温。

(3) 可用在止回阀阀瓣上钻孔的方式取代此旁路。

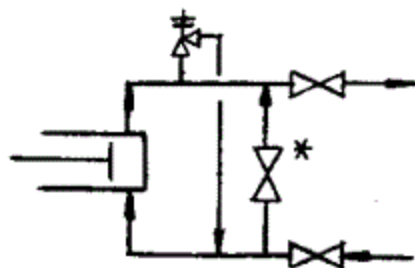
2.0.9.10 高压旁路

高扬程的泵其出口切断阀两侧压差较大,尺寸较大的阀门阀瓣单向受压太大不易开启,需在阀门前后设 DN20 的旁路,在阀门开启前先打开旁路使阀门两侧压力平衡。见图 2.0.9(f)所示。

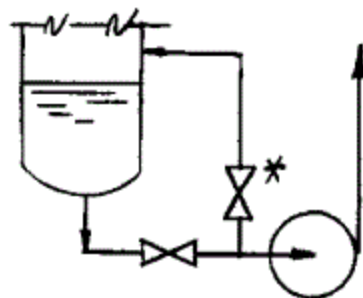
2.0.9.11 其它

(1) 冷却水、冲洗液、密封液管道:一般情况下数个进口管可合用一个进口切断阀,但在重要的场合(例如高温或高速泵的轴承)则应每一回路各设一进口阀,且出口应有分别观察冷却水等介质流动状况的措施,见 2.0.8.3(1)规定。

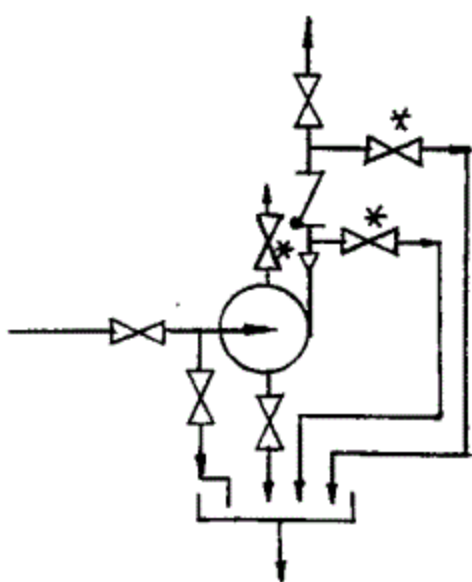
(2) 蒸汽往复泵的蒸汽管道在管道低点设疏水阀,在进口阀和乏汽出口外侧均应设排净阀。



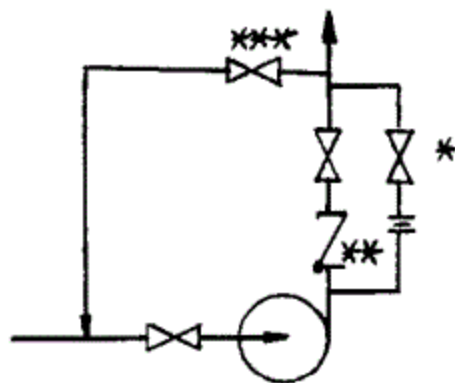
(a)*为连通阀



(d)*为排气阀



(b)*为可供选择的排气阀

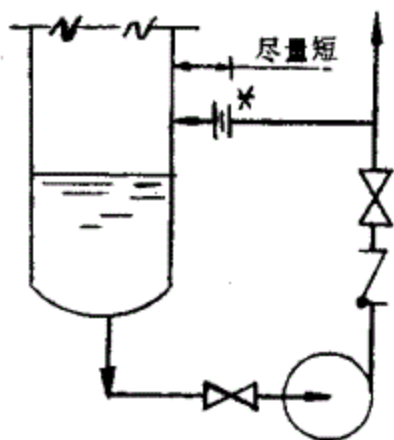


(e)暖泵、防凝旁路

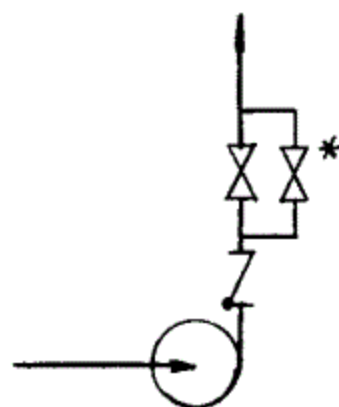
* 正常备用时旁路

** 止回阀阀瓣钻孔

*** 泵被拆除时管路防凝



(c)*为限流孔板



(f)高压旁路

* 旁路阀

图 2.0.9 泵的各种阀门设置

3 工程设计中的阀门类别选用

3.0.1 选用时须考虑的因素

选择阀门是根据操作和安全及经济的合理性,综合平衡比较的经验结果。在选择阀门之前必须提出下述原始条件:

3.0.1.1 物 性

(1) 物料状态

a. 气体物料的物料状态包括有关物性数据,纯气体还是混合物,是否有液滴或固体微粒,是否有易凝结的成份。

b. 液体物料的物料状态包括:有关物性数据,纯组份或混合物是否含易挥发组份或溶解有气体(压力降低时可析出形成二相流),是否含固体悬浮物,以及液体的粘稠度、凝固点或倾点等。

(2) 其它性质:包括腐蚀性、毒性、对阀门结构材料的溶解性,是否易燃易爆等性能。这些性能有时不只影响材质,还会引起结构上的特殊要求,或需要提高管道等级。

3.0.1.2 操作状态下的工作条件

(1) 按正常工作条件下的温度和压力,还需结合开停工或再生时的工作条件。

a. 泵出口阀应考虑泵的最大关闭压力等。

b. 当系统再生温度高出正常温度很多,而压力却有所降低,对这种类型的系统,要考虑温度和压力综合的影响。

c. 操作的连续程度:即阀门开闭的频率,也影响到对耐磨损程度的要求,开关较频繁的系统,应考虑是否安装双阀。

(2) 系统允许的压力降

a. 系统允许压力降较小,或允许压力降不小但不需要进行流量调节时,则应选用压力降较小的阀型如闸阀、直通的球阀等。

b. 需要调节流量,则应选择调节性能较好,具有一定压力降的阀型(压力降占整个管道压力降的比例与调节的灵敏度有关)。

(3) 阀门所处的环境:在寒冷地区的室外,特别是对化学物料,阀体材质一般不可用铸铁而应选用铸钢(或不锈钢)。

3.0.1.3 阀门功能

(1) 切断:几乎所有的阀门都具有切断功能。单纯用于切断而不需调节流量则

可选用闸阀,球阀等,要求迅速切断时,则以旋塞、球阀、蝶阀等较为适宜。截止阀则既可调节流量又可切断。蝶阀也可适于大流量的调节。

(2) 改变流向:选用两通(通道为 L 形)或三通(通道为 T 形)球阀或旋塞,可以迅速改变物料流向,且由于一个阀门起到两个以上直通阀门的作用,可简化操作,使切换准确无误,并能减少所占空间。

(3) 调控:截止阀、柱塞阀可满足一般的流量调节,针形阀可用于微量的细调;在较大流量范围进行稳定(压力、流量)的调节,则以节流阀为宜。

(4) 止回:需防止物料倒流时可选用止回阀。

(5) 不同生产过程可以选择有附加功能的阀门,如有带夹套、带排净口和带旁路的阀门,有用于防止固体微粒沉降的带吹气口阀门等。

3.0.1.4 开关阀门的动力:就地操作的阀门绝大多数用手轮,对与操作带有一定距离的,可采用链轮或加长杆。一些大口径的阀门因启动力矩过大在阀门设计时已带有电机。在防爆区内要采用相应等级的防爆电机。

遥控阀门:采取的动力种类有气动、液压、电动等,其中电动又可分为电磁阀与电机带动的阀。应根据需要和所能提供的能源来选择。

3.0.2 各种类型阀门的特点及适用范围

3.0.2.1 闸阀

(1) 流体流经闸阀时不改变流向,当闸阀全开时阻力系数几乎是所有阀门中最小的,而且适用的口径范围、压力温度范围都很宽。与同口径的截止阀相比,其安装尺寸较小,因而是化工生产装置中用得最多的一种类型。

(2) 闸阀手柄分明杆、暗杆两种:明杆闸阀用于两套以上相同设备的交替切换时,特别有利,其明杆可明显标示出阀门的开关情况。

(3) 当闸阀半开时,阀芯易产生振动,所以闸阀只适用于全开或全闭的情况,不适于需要调节流量的场合。

(4) 闸阀阀体内有刻槽,所以不适用于含固体微粒的流体。近年来有带吹气口的闸阀可适用于这种情况。

3.0.2.2 截止阀

(1) 截止阀是化工装置广泛应用的阀型。它的密封性能可靠,也适于调节流量,一般多装在泵出口、调节阀旁路流量计上游等需调节流量之处。

(2) 流体流经阀芯时改变流向,因而压力降大,同时易在阀座上沉积固形物,故不适用于悬浮液。

(3) 截止阀与同口径的闸阀相比,体积较大,因而限制了它的最大口径(最大

DN150~200)。

(4) Y型截止阀和角式截止阀与普通直通阀相比,压力降较小,且角式阀兼有改变流向功能。

(5) 针形阀也是截止阀的一种,其阀芯为锥形,可用于小流量微调或用作取样阀。

3.0.2.3 旋塞、柱塞阀、球阀

(1) 三者功能相似,都是可以迅速启闭的阀门。阀芯有横向开孔,液体直流通过,压力降小,适用于悬浮液或粘稠液。阀芯又可作成L形或T形通道而成为三通、四通阀。外形规整,易于作成夹套阀用于需保温的情况,这几类阀可较方便地制成气动或电动阀进行遥控。

(2) 三者的不同在于柱塞阀,球阀的工作压力略高。

3.0.2.4 蝶阀

有一定的调节功能,特别适用于大流量调节,使用温度受密封材料的限制。

3.0.2.5 止回阀

(1) 止回阀是用以防止流体逆向流动的阀。一般用于防止由于流体倒流造成的污染、温升或机械损坏。

(2) 常用的有旋启式、升降式和球式三类。旋启式直径比后两种较大,可安装在水平管或垂直管上,安装在垂直管上时流体应自下而上流动。升降式和球式口径较小,且只能安装在水平管路上。

(3) 止回阀只能用以防止突然倒流但密封性能欠佳,因此对严格禁止混合的物料,还应采取其它措施。

(4) 离心泵进口为吸上状态时,为保持泵内液体在进口管端装设的底阀也是一种止回阀。当容器为敞口时,底阀可带滤网。

3.0.2.6 隔膜阀及管夹阀

这两种阀在使用时,流体只与隔膜或软管接触而不触及阀体其它部位,特别适用于腐蚀性流体或粘稠液、悬浮液等。但使用范围受隔膜或软管的材质所限。

中华人民共和国行业标准

HG

国际通用设计体制和方法

HG/T 20570—95

工艺系统工程设计 技术规定

1996—05—02 发布

1996—09—01 实施

中华人民共和国化学工业部

发布

中华人民共和国行业标准

工艺系统工程设计技术规定

HG/T 20570—95

主编单位：化工部工艺系统设计技术中心站

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一 九 九 六 年 九 月 一 日

化工部工程建设标准编辑中心

1996 北 京

阻火器的设置

HG/T 20570.19—95

编制单位：中国寰球化学工程公司
化工部工艺系统设计技术中心站
批准部门：化 学 工 业 部
实施日期：一 九 九 六 年 九 月 一 日

编制人：

中国寰球化学工程公司 尚长友
化工部工艺系统设计技术中心站 龚人伟

审核人：

中国寰球化学工程公司 杨 宜
上海化工设计院 周丽珍 周兆麟

1 功能和名词

1.0.1 功能

阻火器由一种能够通过气体的、具有许多细小通道或缝隙的材料组成。当火焰进入阻火器后,被阻火元件分成许多细小的火焰流,由于传热效应(气体被冷却)和器壁效应,使火焰流猝灭。

1.0.2 名词

1.0.2.1 爆炸和爆炸性混合气体

凡是受到高热、摩擦、冲击等外力作用或其它物质激发,能在极短的时间内发生剧烈的化学变化而使压力急剧上升,同时伴有巨大声响和放出大量热量的现象,称为爆炸(explosion)。本规定所指的是可燃性混合气体的爆炸,这种气体混合物称为爆炸性混合气体。

1.0.2.2 爆燃

爆炸性混合气体的火焰波在管道内以低于声速传播的燃烧过程称为爆燃(deflagration)。

1.0.2.3 爆轰

爆炸性混合气体的火焰波在管道内以高于声速传播的燃烧过程称为爆轰(detonation)。

1.0.2.4 最大试验安全间隙(MESG)

指在标准试验条件下(1 bar、20℃),刚好使火焰不能通过的狭缝宽度(狭缝长为25mm)。MESG (MAXIMUM EXPERIMENTAL SAFE GAP)的定义是国际统一的,其数据必须取自一种标准的MESG试验装置。

2 阻火器的分类

2.0.1 按性能分类

2.0.1.1 阻爆燃型阻火器:用于阻止亚声速传播的火焰蔓延。

2.0.1.2 阻爆轰型阻火器:用于阻止声速和超声速传播的火焰蔓延。

2.0.2 按使用场所分类

2.0.2.1 放空阻火器:安装在储罐(或槽车)的放空管道上,用以防止外部火焰传入储罐(或槽车)内,分为管端型和普通型。

管端型:一端与大气相通,为防止灰尘和雨水进入阻火器内部,顶部安装由温度控制开启的防风雨帽。管端型放空阻火器为阻爆燃型。

普通型:两端与管道相连,通过下游管道与大气相通。分为阻爆燃型和阻爆轰型。

2.0.2.2 管道阻火器:安装在密闭管路系统中,用以防止管路系统一端的火焰蔓延到管路系统的另一端。分为阻爆燃型和阻爆轰型。

2.0.3 按结构分类

2.0.3.1 充填型阻火器

充填型阻火器又称填料型阻火器。

2.0.3.2 板型阻火器

板型阻火器有平行板型和多孔板型两种。

2.0.3.3 金属网型阻火器

这种类型的阻火器熄灭火焰的能力有限,目前已很少使用。

2.0.3.4 液封型阻火器

这类阻火器的特点是可以用于含有少量固体粉粒的物料体系。

2.0.3.5 波纹型阻火器

以上5种类型的阻火器在工业实践过程中,波纹型阻火器由于其稳定的性能而得到广泛的应用。本规定以波纹型阻火器为例来说明阻火器的选用、安装和维护。

3 阻火器的设置

3.0.1 放空阻火器的设置

3.0.1.1 石油油品储罐阻火器的设置按《石油库设计规范》(GBJ 74—84)规定执行。

3.0.1.2 化学油品的闪点 $\leq 43^{\circ}\text{C}$ 的储罐(和槽车),其直接放空管道(含带有呼吸阀的放空管道)上设置阻火器。

3.0.1.3 储罐(和槽车)内物料的最高工作温度大于或等于该物料的闪点时,其直接放空管道(含带有呼吸阀的放空管道)上设置阻火器。最高工作温度要考虑到环境温度变化、日光照射、加热管失控等因素。

3.0.1.4 可燃气体在线分析设备的放空汇总管上设置阻火器。

3.0.1.5 进入爆炸危险场所的内燃发动机排气口管道上设置阻火器。

3.0.1.6 其它有必要设置阻火器的场合。

3.0.2 管道阻火器的设置

3.0.2.1 输送有可能产生爆燃或爆轰的爆炸性混合气体的管道(应考虑可能的事故工况),在接收设备的入口处设置管道阻火器。

3.0.2.2 输送能自行分解爆炸并引起火焰蔓延的气体物料的管道(如乙炔),在接收设备的入口或由试验确定的阻止爆炸最佳位置上,设置管道阻火器。

3.0.2.3 火炬排放气进入火炬头前应设置阻火器或阻火装置。

3.0.2.4 其它应设置管道阻火器的场合。

4 阻火器的选用

4.0.1 阻火器的选用步骤

4.0.1.1 根据使用场所决定采用放空阻火器还是管道阻火器。

4.0.1.2 确定采用阻爆燃型阻火器还是阻爆轰型阻火器。

火焰波在管道内的传播速度不仅与介质种类、所在管道的温度、压力有关外,还与阻火器与点火源之间的距离、安装位置、阻火器与点火源间的管道形状有关。因此选用的阻火器阻火元件的通道直径要能阻止这种情况下的火焰蔓延,这就需要确定是采用阻爆燃型还是阻爆轰型阻火器,通常由试验或根据经验来确定。

4.0.1.3 根据介质在实际工况条件下的 $MESG$ 值来选用合适规格的阻火器。

(1) 国标《爆炸性环境用防爆电气设备通用要求》(GB 3836.1—83)中,对爆炸性气体混合物按最大试验安全间隙($MESG$)分成不同的技术安全等级,见表 4.0.1。

$MESG$ 分级表 **表 4.0.1**

级 别	最大试验安全间隙($MESG$) mm
I A	$MESG \geq 0.9$
I B	$0.5 < MESG < 0.9$
I C	$MESG \leq 0.5$

各种介质的 $MESG$ 值与工作压力、工作温度及安装位置距点火源的距离和配管情况有关,但标准状况(1 bar、20℃)下由标准试验装置测得的 $MESG$ 值可在有关资料中查到。

(2) 阻火器的鉴定书上已注明该产品适用的 $MESG$ 值。因此,选用阻火器的原则是要求介质在操作工况下的 $MESG$ 值大于阻火器鉴定书上标明的 $MESG$ 值。

例如阻火器的鉴定书上标明适用的 $MESG$ 值为 0.65mm,这表明该产品适用于在操作工况(温度、压力和管径大小、管道长度、配管形状及安装位置等)下的 $MESG$ 值大于 0.65mm 的介质。 $MESG$ 值比 0.65mm 小的介质不能选用该产品。

(3) 对于有多种可燃性气组成的混合气,选用阻火器要进行试验,以确定混合气体的 $MESG$ 值。若没有试验条件,则按混合气各组份中最小的 $MESG$ 值来确定阻火器。

4.0.1.4 根据介质的火焰速度确定阻火器

火焰速度是指阻火器入口处的速度,火焰速度与介质和操作工况(温度、压力和管径大小、管道长度和形状及安装位置等)有关,若资料中查找不到,则需要进行实际测试。

阻火器的鉴定书中应注明该产品能阻止的最大火焰速度。确定阻火器的原则是介质的火焰速度应小于鉴定书上注明的最大火焰速度。

4.0.2 阻火器的压力降校核

根据初选的阻火器的型号和管内介质的流量,查阅阻火器产品资料中的“流量-压力降曲线”,是否满足工艺过程的要求。

5 阻火器安装的注意事项

5.0.1 阻火器应安装在接近点火源的部位。

5.0.2 放空阻火器应尽量靠近管道末端设置,同时要考虑检修方便。一般选用管端型放空阻火器;如果选用普通型放空阻火器,应考虑到由于阻火器下游接管的配管长度、形状对阻火器性能选型(阻爆燃型还是阻爆轰型)的影响,并根据介质工况和安装条件来确定普通型放空阻火器的规格。

5.0.3 安装管道阻爆轰阻火器时,要注意其“爆轰波吸收器”应朝向有可能产生爆轰的方向,否则将失去阻爆轰的作用。见图 5.0.3 所示。

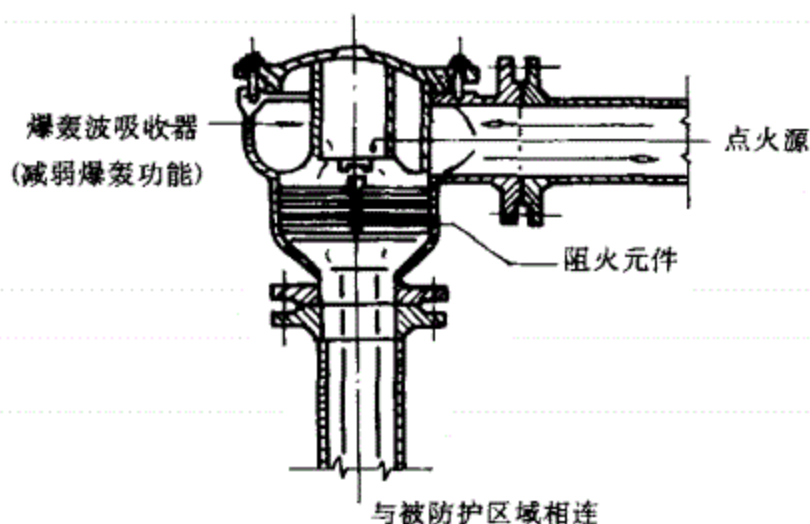


图 5.0.3 阻爆轰型阻火器的安装方向

5.0.4 阻火器与管道的连接一般为法兰形式,小直径的管道采用螺纹连接。

6 阻火器的保养和防冻

6.0.1 阻火器的保养

6.0.1.1 为了确保阻火器的性能,达到安全使用的目的,阻火器应定期检查和清洗,及时更换已堵塞、变形、腐蚀的阻火元件。

6.0.1.2 放空阻火器的放空端头应安装防风雨帽,以防灰尘和雨水进入阻火元件中。

6.0.2 阻火器的防冻

阻火器具有散发热量的能力,当物料通过时会由于冷却而降温。对于凝固点高或易结晶的物料,在通过阻火器时有时会发生凝固和结晶,使阻火器的阻力增加;若物料含水(汽),在寒冷地区或冬季,可能会发生冻结,堵塞阻火器。因此,有上述可能性存在的场合,应配有防冻或解冻措施,如电伴热、蒸汽盘管、夹套加热和定期蒸汽吹扫等。对于水封型阻火器,可采用连续流动水溢流或在水中加防冻剂的办法。

7 数据表和汇总一览表

7.0.1 数据表

数据表采用行业标准《工艺系统专业提交文件内容的规定》(HG 20558.2-93)中的“特殊管件数据表(三)”规定。

在数据表中填写的内容如下:

7.0.1.1 阻火器名称、位号或标签号、数量、安装位置。

7.0.1.2 用途与使用条件

气体(蒸汽)名称和组成(体积%)、最大体积流量(m^3/h);

气体燃点($^{\circ}\text{C}$)、气体(蒸气)自行分解爆炸的条件;

阻火器处最高温度($^{\circ}\text{C}$)、阻火器处最大压力(MPa);

允许阻火器压力损失(MPa);

储槽容量(m^3)、储槽装料系数;

储槽内物料名称、组成、闪点($^{\circ}\text{C}$);

储槽的最高温度($^{\circ}\text{C}$)、最大压力(MPa)。

7.0.1.3 安装阻火器的管道内径 $DN(\text{mm})$ 和管道材质

选用放空阻火器(管端型或普通型)还是管道阻火器,是否连续燃烧;

阻火器壳体和元件材质要求;

阻火器连接要求。

7.0.1.4 其他要求

7.0.1.5 附图

图中应示出自点火源至阻火器安装位置的管道安装草图、管道形状、安装位置、与点火源间距,并分别标注尺寸。

7.0.2 阻火器汇总一览表

汇总一览表采用行业标准《工艺系统专业提交文件内容的规定》(HG 20558.2-93)中的“特殊管件汇总一览表”规定。

中华人民共和国行业标准

HG

国际通用设计体制和方法

HG/T 20570—95

工艺系统工程设计 技术规定

1996—05—02 发布

1996—09—01 实施

中华人民共和国化学工业部

发布

中华人民共和国行业标准

工艺系统工程设计技术规定

HG/T 20570—95

主编单位：化工部工艺系统设计技术中心站

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一 九 九 六 年 九 月 一 日

化工部工程建设标准编辑中心

1996 北 京

静态混合器的设置

HG/T 20570.20—95

编制单位：化工部工艺系统设计技术中心站

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一 九 九 六 年 九 月 一 日

编制人：

化工部工艺系统设计技术中心站 陆振民(特邀) 徐 斌(特邀) 龚人伟

审核人：

中国寰球化学工程公司 汪清裕

化工部工艺系统设计技术中心站 封淑元

1 应用范围和类型

1.0.1 应用范围

静态混合器应用于液-液、液-气、液-固、气-气的混合、乳化、中和、吸收、萃取、反应和强化传热等工艺过程,可以在很宽的流体粘度范围(约 $10^6\text{mPa}\cdot\text{s}$)以内,在不同的流型(层流、过渡流、湍流、完全湍流)状态下应用,既可间歇操作,也可连续操作,且容易直接放大。以下分类简述。

1.0.1.1 液-液混合:从层流至湍流或粘度比大到 $1:10^6\text{mPa}\cdot\text{s}$ 的流体都能达到良好混合,分散液滴最小直径可达到 $1\sim 2\mu\text{m}$,且大小分布均匀。

1.0.1.2 液-气混合:液-气两相组份可以造成相界面的连续更新和充分接触,从而可以代替鼓泡塔或部分筛板塔。

1.0.1.3 液-固混合:少量固体颗粒或粉末(固体占液体体积的 5%左右)与液体在湍流条件下,强制固体颗粒或粉末充分分散,达到液体的萃取或脱色作用。

1.0.1.4 气-气混合:冷、热气体掺混,不同组份气体的混合。

1.0.1.5 强化传热:静态混合器的给热系数与空管相比,对于给热系数很小的热气体冷却或冷气体加热,气体的给热系数提高 8 倍;对于粘性流体加热提高 5 倍;对于大量不凝性气体存在下的冷凝提高到 8.5 倍;对于高分子熔融体可以减少管截面上熔融体的温度和粘度梯度。

1.0.2 静态混合器类型和结构

1.0.2.1 本规定以 *SV* 型、*SX* 型、*SL* 型、*SH* 型和 *SK* 型(注^①)五种类型的静态混合器系列产品为例编制。

1.0.2.2 由于混合单元内件结构各有不同,应用场合和效果亦各有差异,选用时应根据不同应用场合和技术要求进行选择。

1.0.2.3 五种类型静态混合器产品用途和性能比较见表 1.0.2-1 和表 1.0.2-2,结构示意图见图 1.0.2。静态混合器由外壳、混合单元内件和连接法兰三部分组成。

五类静态混合器产品用途表

表 1.0.2-1

型 号	产 品 用 途
SV	适用于粘度 $\leq 10^2 \text{mPa} \cdot \text{s}$ 的液-液、液-气、气-气的混合、乳化、反应、吸收、萃取、强化传热过程 d_b (注 ^②) ≤ 3.5 ,适用于清洁介质 $d_b \geq 5$,应用介质可伴有少量非粘结性杂质
SX	适用于粘度 $\leq 10^4 \text{mPa} \cdot \text{s}$ 的中高粘液-液混合,反应吸收过程或生产高聚物流体的混合,反应过程,处理量较大时使用效果更佳
SL	适用于化工、石油、油脂等行业,粘度 $\leq 10^6 \text{mPa} \cdot \text{s}$ 或伴有高聚物流体的混合,同时进行传热、混合和传热反应的热交换器,加热或冷却粘性产品等单元操作
SH	适用于精细化工、塑料、合成纤维、矿冶等部门的混合、乳化、配色、注塑纺丝、传热等过程。对流量小、混合要求高的中、高粘度($\leq 10^4 \text{mPa} \cdot \text{s}$)的清洁介质尤为适合
SK	适用于化工、石油、炼油、精细化工、塑料挤出、环保、矿冶等部门的中、高粘度($\leq 10^6 \text{mPa} \cdot \text{s}$)流体或液-固混合、反应、萃取、吸收、塑料配色、挤出、传热等过程。对小流量并伴有杂质的粘性介质尤为适用

五类静态混合器产品性能比较表

表 1.0.2-2

内 容	SV 型	SX 型	SL 型	SH 型	SK 型	空管
分散、混合效果 (注 ^③)(强化倍数)	8.7~15.2	6.0~14.3	2.1~6.9	4.7~11.9	2.6~7.5	1
适用介质情况 (粘度 $\text{mPa} \cdot \text{s}$)	清洁流体 $\leq 10^2$	可伴杂质的流体 $\leq 10^4$	可伴杂质的流体 $\leq 10^6$	清洁流体 $\leq 10^4$	可伴杂质的流体 $\leq 10^6$	—
压力降比较 (ΔP 倍数)	$\frac{\Delta P_{sk}}{\Delta P_{空管}} = 7 \sim 8$ 倍					
层流状态压力降 (ΔP 倍数)	18.6~23.5 (注 ^④)	11.6	1.85	8.14	1	—
完全湍流压力降 (ΔP 倍数)	2.43~4.47	11.1	2.07	8.66	1	—

注:① 五种类型的静态混合器是按行业标准《静态混合器》(JB/T 7660-95)的规定来分类和选型。

② d_b —单元水力直径,mm。

③ 比较条件是相同介质、长度(混合设备)、规格相同或相近,不考虑压力降的情况下,流速取 0.15m/s ~0.6m/s 时与空管比较的强化倍数。

④ 18.6 倍是指 $d_b \geq 5$ 时的 ΔP ,23.5 倍是指 $d_b < 5$ 时的 ΔP 。

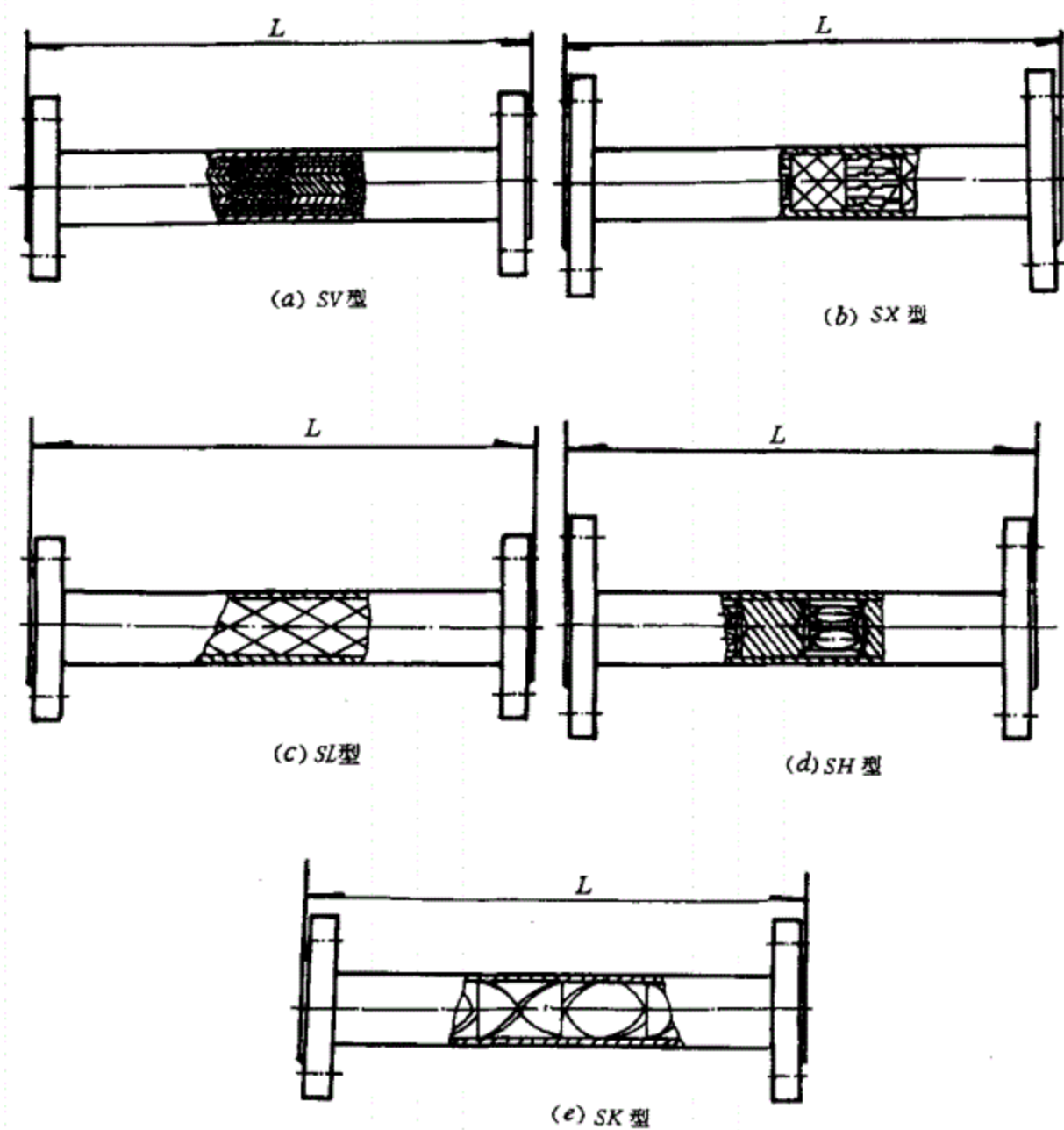


图 1.0.2 结构示意图

2 主要技术参数的确定

2.0.1 流型选择

根据流体物性、混合要求来确定流体流型。流型受表观的空管内径流速控制。

2.0.1.1 对于中、高粘度流体的混合、传热、慢化学反应,适宜于层流条件操作,流体流速控制在 $0.1\sim 0.3\text{m/s}$ 。

2.0.1.2 对于低、中粘度流体的混合、萃取、中和、传热、中速反应,适宜于过渡流或湍流条件下工作,流体流速控制在 $0.3\sim 0.8\text{m/s}$ 。

2.0.1.3 对于低粘度难混合流体的混合、乳化、快速反应、预反应等过程,适宜于湍流条件下工作,流体流速控制在 $0.8\sim 1.2\text{m/s}$ 。

2.0.1.4 对于气-气、液-气的混合、萃取、吸收、强化传热过程,控制气体流速在 $1.2\sim 14\text{m/s}$ 的完全湍流条件下工作。

2.0.1.5 对于液-固混合、萃取,适宜于湍流条件下工作,设计选型时,原则上取液体流速大于固体最大颗粒在液体中的沉降速度。固体颗粒在液体中的沉降速度用斯托克斯(Stokes)定律来计算:

$$V_{\text{颗粒}} = d^2 g \left(\frac{\rho_{\text{颗粒}}}{\rho_{\text{液体}}} - 1 \right) / 18 \sqrt{\mu} \quad (2.0.1)$$

式中

$V_{\text{颗粒}}$ ——沉降速度, m/s ;

d ——颗粒最大直径, m ;

$\rho_{\text{颗粒}}、\rho_{\text{液体}}$ ——操作工况条件下,颗粒、液体的密度, kg/m^3 ;

μ ——操作工况条件下的液体动力粘度, $\text{mPa} \cdot \text{s}$;

g ——重力加速度, 9.81m/s^2 。

2.0.2 静态混合器混合效果与长度的关系

静态混合器长度的确定:一是由工艺本身的要求,二是通过基础实验和实际应用经验来确定^①。

2.0.2.1 湍流条件下,混合效果与混合器长度无关,也就是在给定混合器长度后再增加长度,其混合效果不会有明显的变化。推荐长度与管径之比 $L/D=7\sim 10$ (SK型混合长度相当于 $L/D=10\sim 15$)。

2.0.2.2 过渡流条件下,推荐长度与管径之比 $L/D=10\sim 15$ 。

2.0.2.3 层流条件下,混合效果与混合器长度有关,一般推荐长度为 $L/D=10\sim$

30。

2.0.2.4 对于既要混合均匀,又要尽快分层的萃取过程,在控制流型情况下,混合器长度取 $L/D=7\sim 10$ 。

2.0.2.5 流体的连续相与分散相的体积百分比和粘度比关系,如果相差悬殊,混合效果与混合器长度有关,一般取上述推荐长度的上限(大值)。

2.0.2.6 对于乳化、传质、传热的过程,混合器长度应根据工艺要求另行确定。

注:① 以上所列混合效果与混合器长度的关系是指液-液、液-气、液-固混合过程的数据,对于气-气混合过程,其混合比较容易,在完全湍流情况下 $L/D=2\sim 5$ 即可。

2.0.3 静态混合器的压力降计算公式

对于系统压力较高的工艺过程,静态混合器产生的压力降相对比较小,对工艺压力不会产生大的影响。但对系统压力较低的工艺过程,设置静态混合器后要进行压力降计算,以适应工艺要求。

2.0.3.1 SV型、SX型、SL型压力降计算公式:

$$\Delta P = f \frac{\rho_c}{2\epsilon^2} u^2 \frac{L}{d_h} \quad (2.0.3-1)$$

$$Re_\epsilon = \frac{d_h \rho_c u}{\mu \epsilon} \quad (2.0.3-2)$$

水力直径(d_h)定义为混合单元空隙体积的4倍与润湿表面积(混合单元和管壁面积)之比:

$$d_h = 4 \left(\frac{\pi}{4} D^2 L - \Delta A \delta \right) / (2\Delta A + \pi DL) \quad (2.0.3-3)$$

式中

ΔP ——单位长度静态混合器压力降,Pa;

f ——摩擦系数;

ρ_c ——工作条件下连续相流体密度,kg/m³;

u ——混合流体流速(以空管内径计),m/s;

ϵ ——静态混合器空隙率, $\epsilon=1-A\delta$;

d_h ——水力直径,m;

Re_ϵ ——雷诺数;

μ ——工作条件下连续相粘度,Pa·s;

L ——静态混合器长度,m;

ΔA ——混合单元总单面面积,m²;

A ——SV型,每m³体积中的混合单元单面面积,m²/m³。

d_b mm	2.3	3.5	5	7	15	20
A m ² /m ³	700	475	350	260	125	90

δ ——混合单元材料厚度, m, 一般 $\delta=0.0002\text{m}$;

D ——管内径, m。

摩擦系数(f)与雷诺数(Re_c)的关系式见表 2.0.3-1 和图 2.0.3 所示。

2.0.3.2 SH 型、SK 型压力降计算公式

$$\Delta P = f \frac{\rho_c u^2}{2} \cdot L/D \quad (2.0.3-4)$$

$$Re_D = D\rho_c u / \mu \quad (2.0.3-5)$$

摩擦系数(f)与雷诺数(Re_D)的关系式见表 2.0.3-2 和图 2.0.3 所示。关系式的压力降计算值允许偏差 $\pm 30\%$, 适用于液-液、液-气、液-固混合。

SV 型、SX 型、SL 型静态混合器 f 与 Re_c 关系式 表 2.0.3-1

混合器类型		SV-2.3/D	SV-3.5/D	SV-5~15/D	SX 型	SL 型
层流区	范围	$Re_c \leq 23$	$Re_c \leq 23$	$Re_c \leq 150$	$Re_c \leq 13$	$Re_c \leq 10$
	关系式	$f = 139/Re_c$	$f = 139/Re_c$	$f = 150/Re_c$	$f = 235/Re_c$	$f = 156/Re_c$
过渡流区	范围	$23 < Re_c \leq 150$	$23 < Re_c \leq 150$	—	$13 < Re_c \leq 70$	$10 < Re_c \leq 100$
	关系式	$f = 23.1 Re_c^{-0.428}$	$f = 43.7 Re_c^{-0.631}$	—	$f = 74.7 Re_c^{-0.476}$	$f = 57.7 Re_c^{-0.568}$
湍流区	范围	$150 < Re_c \leq 2400$	$150 < Re_c \leq 2400$	$Re_c > 150$	$70 < Re_c \leq 2000$	$100 < Re_c \leq 3000$
	关系式	$f = 14.1 Re_c^{-0.329}$	$f = 10.3 Re_c^{-0.351}$	$f \approx 1.0$	$f = 22.3 Re_c^{-0.194}$	$f = 10.8 Re_c^{-0.205}$
完全湍流区	范围	$Re_c > 2400$	$Re_c > 2400$	—	$Re_c > 2000$	$Re_c > 3000$
	关系式	$f \approx 1.09$	$f \approx 0.702$	—	$f \approx 5.11$	$f \approx 2.10$

SH 型、SK 型静态混合器 f 与 Re_D 关系式 表 2.0.3-2

混合器类型		SH 型	SK 型
层流区	范围	$Re_D \leq 30$	$Re_D \leq 23$
	关系式	$f = 3500/Re_D$	$f = 430/Re_D$
过渡流区	范围	$30 < Re_D \leq 320$	$23 < Re_D \leq 300$
	关系式	$f = 646 Re_D^{-0.503}$	$f = 87.2 Re_D^{-0.491}$
湍流区	范围	$Re_D > 320$	$300 < Re_D \leq 11000$
	关系式	$f = 80.1 Re_D^{-0.141}$	$f = 17.0 Re_D^{-0.205}$
完全湍流区	范围	—	$Re_D > 11000$
	关系式	—	$f \approx 2.53$

2.0.3.3 气-气混合压力降计算公式

气-气混合一般均采用 SV 型静态混合器,其压力降与静态混合器长度和流速成正比,与混合单元水力直径成反比。对不同规格 SV 型静态混合器测试,关联成以下经验计算公式:

$$\Delta P = 0.0502(u \sqrt{\rho_c})^{1.5339} \frac{L}{d_h} \quad (2.0.3-6)$$

式中

ΔP ——单位长度静态混合器压力降,Pa;

u ——混合气工作条件下流速,m/s;

ρ_c ——工作条件下混合气密度,kg/m³;

L ——静态混合器长度,m;

d_h ——水力直径,mm。

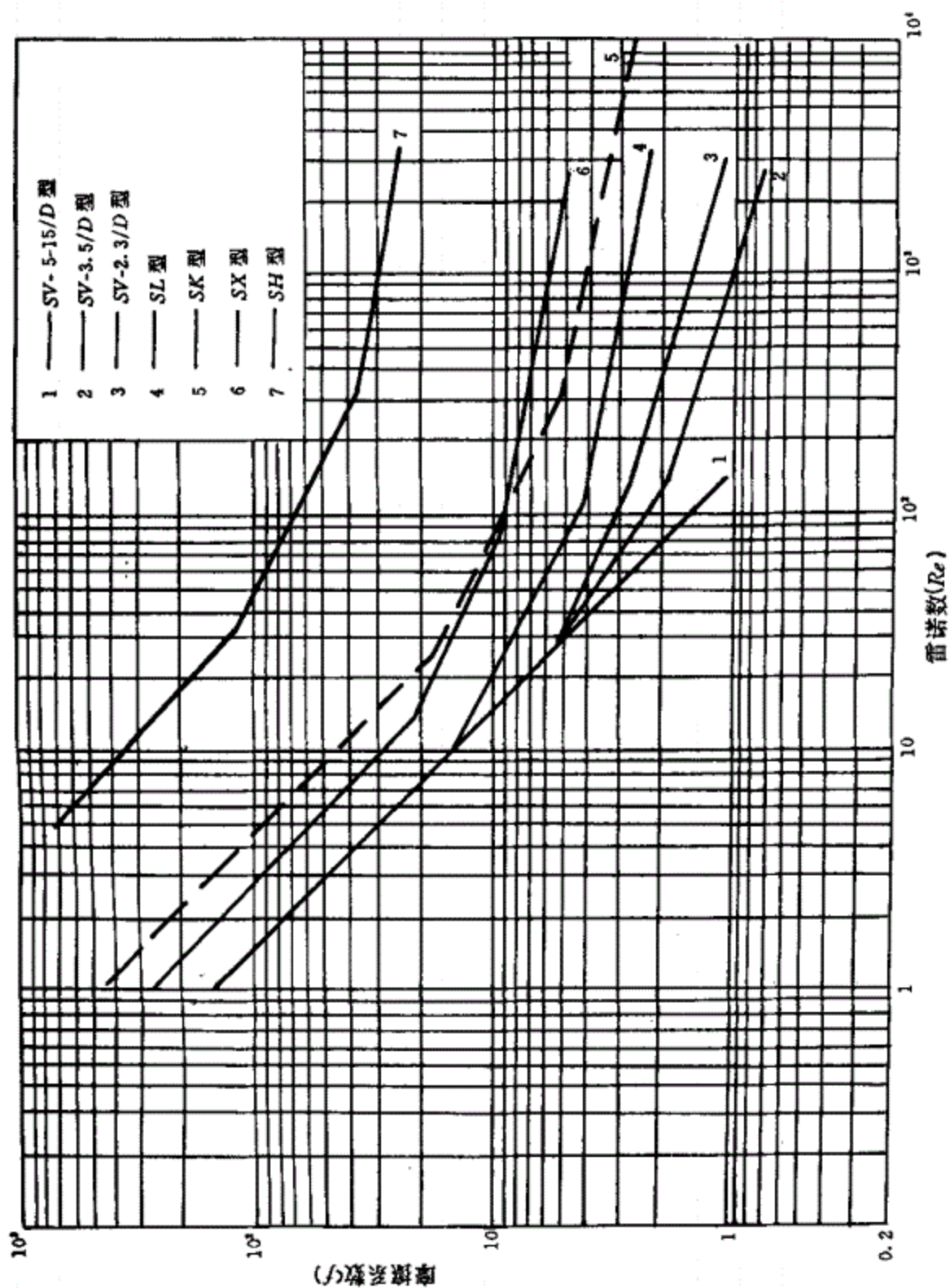


图 2.0.3 各种类型静态混合器摩擦系数(f)与雷诺数(Re)的关系

3 应用实例试算

3.0.1 SV 型用于液-液混合例题

某炼油厂油品混合:原料油流量 $111.4\text{m}^3/\text{h}$, 密度 $897.6\text{kg}/\text{m}^3$, 100°C 时粘度 $28.3\text{mPa}\cdot\text{s}$ ($28.3\times 10^{-3}\text{Pa}\cdot\text{s}$), 输送压力 1.86MPa (表), 输送管径 200mm , 工作温度 230°C , 回炼油流量 $32.95\text{m}^3/\text{h}$, 100°C 时粘度 $5.35\text{mPa}\cdot\text{s}$, 输送压力 1.86MPa (表) 输送管径 100mm , 工作温度 350°C 。两股油品要求混合均匀, 静态混合器压力降 $\leq 0.05\text{MPa}$, 需初选静态混合器规格、型号、长度和计算压力降。

解:(1) 根据表 1.0.2-1, 两股油品粘度 $< 10^2\text{mPa}\cdot\text{s}$, 选择 SV 型较合适。

(2) 根据表 6.0.1-1, 当总体积流量 $144.35\text{m}^3/\text{h}$, 选择静态混合器管径为 250mm 。

$$\text{流体流速 } u = \frac{V_1 + V_2}{\frac{\pi}{4} D^2 \times 3600} = \frac{111.4 + 32.95}{0.785 \times 0.25^2 \times 3600} = 0.817\text{m/s}$$

(3) 根据 2.0.1 和 2.0.2, 初选长度 $L/D=10$

$L=10\times 250=2500\text{mm}$, 设计压力为 2.5MPa

查表 6.0.1-1, d_h 取 15mm (SV 型混合效果已列于表 1.0.2-2 中, 因此 d_h 大小视压力降的大小进行调节)。

该静态混合器型号表示式为 SV-15/250-2.5-2500。

(4) 压力降计算

按式(2.0.3-2)查表 6.0.1-1 得 $\epsilon=1.0$

$$Re_c = d_h \rho_c u / (\mu / \epsilon) = \frac{0.015 \times 897.6 \times 0.817}{28.3 \times 10^{-3} \times 1.0} = 388.7$$

查表 2.0.3-1 和图 2.0.3 得 $Re_c > 150$, $f=1.0$, $\epsilon=1.0$

按式(2.0.3-1)

$$\begin{aligned} \Delta P &= f \frac{\rho_c}{2\epsilon^2} u^2 \frac{L}{d_h} = 1.0 \times \frac{897.6}{2 \times 1^2} \times 0.817^2 \times \frac{2.5}{0.015} \\ &= 49930\text{Pa} (0.04993\text{MPa}) \end{aligned}$$

(5) 结论:按题意要求, 油品混合均匀对工艺有利, SV 型静态混合器混合效果比之其它类型为最高。计算以连续相粘度 100°C 时为基准, 由于工作温度分别为 230°C 和 350°C , 因此计算压力降与实际产生压力降应为负偏差, 满足工艺要求。

3.0.2 SX 型液-液混合例题

某化工生产装置需将胶液与防老剂混合。已知胶液流量 $V_1=34.68\text{m}^3/\text{h}$, 密度

750kg/m³, 粘度 350mPa·s (350×10⁻³Pa·s), 工作温度 80℃, 输送压力 1.6MPa (表), 输送管道内径 DN200, 防老剂流量 V₂=0.327m³/h, 密度 780kg/m³, 粘度 0.91mPa·s, 工作温度 40℃, 输送压力 1.8MPa(表), 允许静态混合器压力降小于 0.05MPa。选择静态混合器规格、型号和长度并计算产生的压力降。

解:(1) 分散相防老剂流量很小, 静态混合器规格按 DN200 选择。

$$\text{流速 } u = \frac{V_1 + V_2}{\frac{\pi}{4} D^2 \times 3600} = \frac{34.68 + 0.327}{0.785 \times 0.2^2 \times 3600} = 0.31 \text{ m/s}$$

(2) 连续相粘度 350mPa·s, 查表 1.0.2-1 选择 SX 型较为合适。

(3) 根据 2.0.1 和 2.0.2 规定, 初选长度 L/D=10, L=2000mm, 设计压力 2.5MPa, 该静态混合器型号表示式为: SX-50/200-2.5-2000。

(4) 压力降计算

查表 6.0.1-2 得 d_h=50mm, ε=1.0。

按式(2.0.3-2)

$$Re_c = d_h \rho_c u / (\mu \epsilon) = \frac{0.05 \times 750 \times 0.31}{350 \times 10^{-3} \times 1.0} = \frac{11.625}{0.35} = 33.21$$

查表 2.0.3-1 或图 2.0.3 得:

$$f = 74.7 Re_c^{-0.476} = 14.1$$

按式(2.0.3-1), ε≈1。

$$\begin{aligned} \Delta P &= f \frac{\rho_c}{2\epsilon^2} u^2 \frac{L}{d_h} = 14.1 \times \frac{750}{2 \times 1^2} \times 0.31^2 \times \frac{2}{0.05} \\ &= 20325 \text{ Pa} = 0.0203 \text{ MPa} \end{aligned}$$

结论: 由于混合体积比相差较大, 初选长度压力降尚低, 为增加混合效果, 建议采用 L/D=12.5, ΔP<0.05MPa。推荐选用。

SX-50/200-2.5-2500。

3.0.3 SK 型用于油品碱洗例题

某厂油品精制工艺, 已知催焦汽油处理量 80m³/h, 加碱液量 2m³/h, 在工作温度为 40℃时, 油品粘度 28.9mPa·s (28.9×10⁻³Pa·s)、密度 710kg/m³, 酸度 0.6mgKOH/100ml, 系统压力 1.6MPa。要求选用静态混合器碱洗后, 油品无酸度, 无水溶性碱及油碱分离容易, 无乳化现象。

解:(1) 查 2.0.1 规定, 萃取、中和工艺操作流速适宜于 0.3~0.8m/s 之间。总体积流量 82m³/h, 初选静态混合器管径 200mm, 流体速度(u)为:

$$u = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D^2 3600} = \frac{82}{0.785 \times 0.2^2 \times 3600} = 0.725 \text{ m/s}$$

(2) 查表 1.0.2-2 和 2.0.2 规定,对既要混合均匀又要分离容易的过程,选择静态混合器的混合效果不能很高,选择 SK 型静态混合器较合适。长度取 $L/D=10$ 。型号规格为:

SK-100/200-1.6-2000。

(3) 压力降计算

按式(2.0.3-5)

$$Re_D = D\rho_c u / \mu = 0.2 \times 710 \times 0.725 / (28.9 \times 10^{-3}) = 3562.3$$

查表 2.0.3-2 或图 2.0.3 得: $300 < Re_D < 11000$

$$f = 17 Re_D^{-0.205} = 3.18$$

按式(2.0.3-4)

$$\Delta P = f \frac{\rho_c}{2} u^2 \frac{L}{D} = 3.18 \times \frac{710}{2} \times 0.725^2 \times \frac{2}{0.2} = 5933.8 \text{ Pa}$$

(4) 结论:SK 型混合器操作弹性较大,且能防止乳化,因此建议选用 SK-100/200-1.6-2000 壹台。

3.0.4 SH 型用于混合例题

聚氯乙烯融料混合,处理量 $0.6 \text{ m}^3/\text{h}$,操作状态下粘度 $1000 \text{ mPa} \cdot \text{s}$,密度 $1380 \text{ kg}/\text{m}^3$,原系统管道内径 30 mm ,系统压力降 0.18 MPa 。选择静态混合器,使融料混合均匀,静态混合器允许压力降小于 0.3 MPa 。

解:(1) 查表 1.0.2-2 及表 6.0.1-4,较高粘度、小流量的混合选用 SH 型较合适,为与原工艺匹配,初选 SH-7/30-2.5-500, $L/D=16.6$ 。

(2) 压力降计算

$$\text{流速 } u = \frac{V}{\frac{\pi}{4} D^2 3600} = \frac{0.6}{0.785 \times 0.03^2 \times 3600} = 0.236 \text{ m/s}$$

按式(2.0.3-5)

$$Re_D = D\rho_c u / \mu = 0.03 \times 1380 \times 0.236 / (1000 \times 10^{-3}) = 9.8$$

查表 2.0.3-2, $Re_D < 30$, $f = 3500 / Re_D$

$$f = 3500 / 9.8 = 357.1$$

按式(2.0.3-4)

$$\Delta P = f \frac{\rho_c}{2} u^2 \frac{L}{D} = 357.1 \times \frac{1380}{2} \times 0.236^2 \times \frac{0.5}{0.03} = 228724 \text{ Pa} (0.229 \text{ MPa})$$

结论:初选 SH-7/30-2.5-500,符合工艺要求。

4 应用注意事项

4.0.1 安装形式

五大系统静态混合器安装于工艺管线时,应尽量靠近二股或多股流体初始分配处。除特殊注明外,通常设备两端均可作进、出口。由于本规定所述的五大系列产品使用于不同场合,因此安装形式也有一定的差异,见表 4.0.1。

静态混合器安装形式 表 4.0.1

型号	安装形式
SV	气-液相:垂直安装(并流) 液-气相:水平或垂直(自下而上)安装 气-气相:水平或垂直(气相密度差小,方向不限)安装
SX	液-液相:水平或垂直(自下向上)安装
SL	液-液相:水平或垂直(自下而上)安装 液-固相:水平或垂直(自上而下)
SH	两端法兰尺寸按产品公称直径放大一级来定,采用 SL 型安装形式
SK	以可拆内件不固定的一端为进口端

4.0.2 工程设计中的注意事项

4.0.2.1 设计工况下连接管道因受温度、压力影响而产生应力,引起管道膨胀、收缩,应在系统管道本身解决。计算时,可将静态混合器作为一段管道来考虑。

4.0.2.2 静态混合器的进、出口阀门(包括放尽、放空阀)可根据工艺要求确定。

4.0.2.3 工程设计一般以单台或串联静态混合器来完成混合目的。若以两台并联操作使用时,配管设计应确保流体分配均匀。

4.0.2.4 当使用小规格 SV 型时,如果介质中含有杂物,应在混合器前设置两个并联切换操作的过滤器,滤网规格一般选用 40~20 目不锈钢滤网。

4.0.2.5 静态混合器上尽量不安装流量、温度、压力等指示仪表和检测点,特殊情况在订货时出图指明。

4.0.2.6 对于需要在混合器外壳设置换热夹套管时,应在订货时加以说明。

4.0.2.7 静态混合器连接法兰,采用相应的化工行业标准。特殊要求订货时注明。

4.0.2.8 清洗:拆卸后从出口进水冲洗,如遇胶聚物,采用溶剂浸泡或竖起来加热熔解。

5 静态混合器初选数据表和汇总一览表

5.0.1 静态混合器初选数据表

静态混合器初选数据表见表 5.0.1。

5.0.2 静态混合器汇总一览表

静态混合器汇总一览表采用行业标准《工艺系统专业提交文件内容的规定》(HG 20558.2—93)中的“特殊管件汇总一览表”规定。

表 5.0.1

静态混合器初选数据表

工程 _____		工程号 _____		第 _____ 页 共 _____ 页	
装置 _____		PI 图号 _____		管道编号 _____	
车间或工段(区) _____		位号或标签号 _____		数量 _____	
静态混合器名称 _____					
1. 工作数据					
流体名称	物料 1	物料 2	物料 3	混合物料	
流量(V) m ³ /h					
温度(T) °C					
压力 MPa(表)					
粘度(μ) mPa·s					
密度(ρ_s) kg/m ³					
2. 设计数据					
设计温度	°C		设计压力 MPa		
相连管道内径	mm		相连管道材质		
相连管道等级					
连接型式(法兰等级、型式、材质)					
允许压力降	MPa				
夹套介质和工况条件					
3. 初选计算值					
水力直径(d_h)	mm		混合器空隙率(ϵ)		
流体表观速度(u)	m/s		雷诺数(Re_s)(Re_D)		
摩擦系数(f)					
混合器长度(L)	m		混合器内径	mm	
阻力降(粗估)	MPa		阻力降上限	MPa	
版次 _____					
日期 _____					
编制 _____					
校核 _____					
审核 _____					
修改 _____					
4. 混合器初选型号和材质					
型 号					
外 壳					
内 件(混合单元)					
5. 混合器尺寸简图					
初 选		最		终 ^①	
6. 制造厂返回意见					
内容为(1)校核计算结果					
(2)提出最终型号和尺寸					
(3)各部分材质和总重量					
(4)其他有关问题					
7. 设计和订货等其他说明					

注:混合器尺寸简图(最终尺寸)和制造厂返回意见,由制造厂填写并返回设计和建设单位。

6 五大系列静态混合器参数表

6.0.1 五大系列静态混合器参数表

下列各表中所列参数仅指单位长度内件参数,不影响外形设计。各表中所列处理量是指较低粘度流体混合的常规量,对于萃取、反应等处理量参阅 2.0.1 规定由设计流速确定,对于气-气混合,按工程设计流量确定。

SV 型 参 数 表

表 6.0.1-1

选型参数 型 号	公称直径(DN) mm	水力直径(d_h) mm	空隙率 (ϵ)	混合器长度(L) mm	处理量(V) m^3/h
SV-2.3/20	20	2.3	0.88	1000	0.5~1.2
SV-2.3/25	25	2.3	0.88	1000	0.9~1.8
SV-3.5/32	32	3.5	0.909	1000	1.4~2.8
SV-3.5/40	40	3.5	0.909	1000	2.2~4.4
SV-3.5/50	50	3.5	0.909	1000	3.5~7.0
SV-5/80	80	5	~1.0	1000	9.0~18.0
SV-5/100	100	5	~1.0	1000	14~28
SV-5~7/150	150	5~7	~1.0	1000	30~60
SV-5~15/200	200	5~15	~1.0	1000	56~110
SV-5~20/250	250	5~20	~1.0	1000	88~176
SV-7~30/300	300	7~30	~1.0	1000	120~250
SV-7~30/500	500	7~30	~1.0	1000	353~706
SV-7~50/1000	1000	7~50	~1.0	1000	1413~2826

SX 型 参 数 表

表 6.0.1-2

选型参数 型 号	公称直径(DN) mm	水力直径(d_h) mm	空隙率 (ϵ)	混合器长度(L) mm	处理量(V) m^3/h
SX-12.5/50	50	12.5	~1.0	1000	3.5~7.0
SX-20/80	80	20	~1.0	1000	9.0~18
SX-25/100	100	25	~1.0	1000	14~28
SX-37.5/150	150	37.5	~1.0	1000	30~60
SX-50/200	200	50	~1.0	1000	56~110
SX-62.5/250	250	62.5	~1.0	1000	88~176
SX-75/300	300	75	~1.0	1000	125~250
SX-125/500	500	125	~1.0	1000	353~706
SX-250/1000	1000	250	~1.0	1000	1413~2826

SL型参数表

表 6.0.1-3

选型参数 型号	公称直径(DN) mm	水力直径(d_h) mm	空隙率 (ϵ)	混合器长度(L) mm	处理量(V) m ³ /h
SL-12.5/25	25	12.5	0.937	1000	0.7~1.4
SL-25/50	50	25	0.937	1000	3.5~7.0
SL-40/80	80	40	~1.0	1000	9~18
SL-50/100	100	50	~1.0	1000	14~28
SL-75/150	150	75	~1.0	1000	30~60
SL-100/200	200	100	~1.0	1000	56~110
SL-125/250	250	125	~1.0	1000	88~176
SL-150/300	300	150	~1.0	1000	125~250
SL-250/500	500	250	~1.0	1000	357~706

SH型参数表

表 6.0.1-4

选型参数 型号	公称直径(DN) mm	水力直径(d_h) mm	空隙率 (ϵ)	混合器长度(L) mm	处理量(V) m ³ /h
SH-3/15	15	3	~1.0	1000	0.1~0.2
SH-4.5/20	20	4.5	~1.0	1000	0.2~0.4
SH-7/30	30	7	~1.0	1000	0.5~1.1
SH-12/50	50	12	~1.0	1000	1.6~3.2
SH-19/80	80	19	~1.0	1000	4.0~8.0
SH-24/100	100	24	~1.0	1000	6.5~13
SH-49/200	200	49	~1.0	1000	26~52

SK型参数表

表 6.0.1-5

选型参数 型号	公称直径(DN) mm	水力直径(d_h) mm	空隙率 (ϵ)	混合器长度(L) mm	处理量(V) m ³ /h
SK-5/10	10	5	~1.0	1000	0.1~0.3
SK-7.5/15	15	7.5	~1.0	1000	0.3~0.6
SK-10/20	20	10	~1.0	1000	0.6~1.2
SK-12.5/25	25	12.5	~1.0	1000	0.9~1.8
SK-25/50	50	25	~1.0	1000	3.5~7.0
SK-40/80	80	40	~1.0	1000	9.0~18
SK-50/100	100	50	~1.0	1000	14~24
SK-75/150	150	75	~1.0	1000	30~60
SK-100/200	200	100	~1.0	1000	56~110
SK-125/250	250	125	~1.0	1000	88~176
SK-150/300	300	150	~1.0	1000	120~250

7 符号说明

- A ——混合器每 m^3 体积中的混合单元单面面积, m^2/m^3 ;
- ΔA ——混合单元总单面面积, m^2 ;
- D ——管内径; mm;
- DN ——公称直径, mm;
- d ——颗粒最大直径, mm;
- d_h ——水力直径, mm;
- f ——摩擦系数;
- g ——重力加速度, $9.81m/s^2$;
- L ——静态混合器长度, m;
- ΔP ——单位长度静态混合器压力降, MPa, Pa;
- Re_c, Re_D ——雷诺数;
- u ——混合流体流速, m/s;
- V ——流量、处理量, m^3/h ;
- $V_{\text{颗粒}}$ ——沉降速度, m/s;
- δ ——混合单元材料厚度, m;
- ϵ ——空隙率, $\epsilon = 1 - A\delta$;
- μ ——工作条件下的液体动力粘度, $mPa \cdot s, Pa \cdot s$;
- ρ ——密度, kg/m^3 ;
- ρ_c ——工作条件下的连续相流体密度, kg/m^3 。
- 压力——本规定除注明外,均为绝对压力。

中华人民共和国行业标准

HG

国际通用设计体制和方法

HG/T 20570—95

工艺系统工程设计 技术规定

1996—05—02 发布

1996—09—01 实施

中华人民共和国化学工业部

发布

中华人民共和国行业标准

工艺系统工程设计技术规定

HG/T 20570—95

主编单位：化工部工艺系统设计技术中心站

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一 九 九 六 年 九 月 一 日

化工部工程建设标准编辑中心

1996 北 京

蒸汽疏水阀的设置

HG/T 20570.21—95

编制单位：中国寰球化学工程公司

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一九九六年九月一日

编制人：

中国寰球化学工程公司 黄新平

审核人：

中国寰球化学工程公司 杨 宜

化工部工艺系统设计技术中心站 封淑元 龚人伟

1 适用范围

本规定适用于蒸汽疏水阀(以下简称疏水阀)在化工工程设计中的计算及选用。

2 疏水阀的设置

下列各处均应设置疏水阀：

- 2.0.1 饱和蒸汽管(包括用来伴热的蒸汽管)的末端或最低点。
- 2.0.2 长距离输送的蒸汽管的中途;对于饱和蒸汽的蒸汽管的每个补偿弯前或最低点;立管的下部。
- 2.0.3 蒸汽管上的减压阀和控制阀的阀前。
- 2.0.4 蒸汽管不经常流动的死端且又是最低点处,如公用物料站的蒸汽管的阀门前。
- 2.0.5 蒸汽分水器、蒸汽分配罐或管、蒸汽减压增湿器的低点以及闪蒸罐的水位控制处。
- 2.0.6 蒸汽加热设备;夹套、盘管的凝结水出口。
- 2.0.7 经常处于热备用状态的设备和机泵;间断操作的设备和机泵以及现场备用的设备和机泵的进汽管的最低点。
- 2.0.8 其它需要疏水的场合。

3 疏水阀的种类及主要技术性能

3.0.1 按照动作原理,疏水阀的分类见表 3.0.1。

疏水阀分类表

表 3.0.1

种 类		动 作 原 理
热动力型	孔板式、圆盘式	蒸汽和凝结水的热力学和流体力学特性
热静力型	双金属式、波纹管式	蒸汽和凝结水的温度差
机械型	浮子式、吊桶式	蒸汽和凝结水的密度差

3.0.1.1 热动力型疏水阀

体积小重量轻,便于安装和维修,价格低廉,抗水击能力强,不易冻结。不适用于大排水量。阀的允许背压度不低于 50%,其中脉冲式不低于 25%。

(1) 圆盘式疏水阀

结构简单,间断排水,有噪声,可排放接近饱和温度的凝水,过冷为 $6^{\circ}\text{C}\sim 8^{\circ}\text{C}$,有一定的漏汽量(大约 3%),能自动排气,耐水击。其背压不可超过最低入口压力的 50%,最小工作压差为 $\Delta P=0.05\text{MPa}$ 。安装方位不受限制,需防冻时可出口向下垂直安装。

(2) 脉冲式疏水阀

结构简单,能连续排水,但有较大的漏汽量,允许背压度较低(25%)。

(3) 迷宫式或微孔式疏水阀

结构简单,能连续排水、排空气。微孔式适用于小排量,迷宫式适用于特大排量。但都不能适应压力流量变化较大的情况,而且要注意防止流道的阻塞和冲蚀。

3.0.1.2 热静力型疏水阀

较其它类型疏水阀噪声小,低温时呈开启状态,在开始启动时或停止运行时存积在系统中的凝结水可在短时间内排除,使疏水阀不会冻结。由于该型阀是依靠温差而动作,因此动作不灵敏,不能随负荷的急剧变化而变化。仅适用于压力较低,压力变化不大的场合。阀的允许背压度不低于 30%。

(1) 液体膨胀式或固体膨胀式疏水阀

结构复杂,灵敏度不高,能排除 $60^{\circ}\text{C}\sim 100^{\circ}\text{C}$ 的温度水,也能排除空气,适用于要求伴热温度较低的伴热管线及采暖管线的排凝结水。

(2) 膜盒蒸汽压力式疏水阀

结构简单,动作灵敏,可连续排水,排空气性能良好,过冷 $3\sim 20^{\circ}\text{C}$,允许背压度 $30\%\sim 60\%$,漏气量小于 3% ,不受安装位置限制,但抗污垢、抗水击性差,也可作为蒸汽系统的排空气阀。

(3) 波纹管压力式疏水阀

结构简单,动作灵敏,间断性排水,过冷 $5\sim 20^{\circ}\text{C}$ 左右,工作压力受波纹管材料的限制,一般为 1.6MPa (表),抗污垢、抗水击性能差,也可作为蒸汽系统排空气阀。

(4) 双金属片疏水阀

动作灵敏度高,能连续排水,排水性能好,过冷度较大,并可调节,排气性能好,且反向密封的具有止回功能。最大使用压力可达 21.5MPa (表),最高使用温度可达 550°C 。抗污垢、抗水击性强,允许最大背压为入口压力的 50% ,经调整可提高背压,也可作为蒸汽系统排空气阀。

(5) 双金属式温度调整型疏水阀(TB型)

可人为地控制凝结水的排放温度,利用高温凝结水的显热。采用了“自动关阀、自动定心和自动落座阀芯”的关闭系统,寿命长、体积小,可任意方位安装,连续排水、排气性能好。允许背压度可达 80% 。节能效果好。

3.0.1.3 机械型疏水阀

该型疏水阀噪声小,凝结水排除快,外形较其它类型的疏水阀要大,需水平安装,适用于大排水量。阀的允许背压度不低于 80% 。

(1) 自由浮球式疏水阀

结构简单,灵敏度高,能连续排水,漏汽量小。分为具有自动排气功能与不具有自动排气功能的两种,当选用后者时,需选用附加热静力型排气阀或设置手动放空阀。最大工作压力 9.0MPa (表),允许背压度较大,可达 80% ,抗水击、抗污垢能力差,动作迟缓,但有规律,性能稳定、可靠。

(2) 杠杆浮球式疏水阀

结构较为复杂,灵敏度稍低,连续排水,漏汽量小。分为具有自动排气功能和不具有自动排气功能两种,当选用后者时,需选用附加热静力型排气阀或设置手动放空阀。能适应负荷的变化,可自动调节排水量,但抗水击、抗污垢能力差。

(3) 浮球式双座平衡型疏水阀(G型)

排水量大,可达 60t/h ,相对同类疏水阀体积小、重量轻,内装有双金属空气排放阀,能自动排除空气。浮球内装有挥发性液体,增加了浮球的耐压、抗水击能力,可连续排水。

(4) 倒吊桶式(钟形浮子式)疏水阀

间歇排放凝结水,漏汽量为 2%~3%,可排空气,额定工作压力范围小于 1.6 MPa(表),使用条件可以自动适应。允许背压度为 80%,但进出口压差不能小于 0.05 MPa。动作迟缓,有规律性,性能稳定、可靠。工作压力必须与浮筒的体积、重量相适应,阀结构较复杂,阀座及销钉尖易磨损,使用前应充水。

(5) 杠杆钟形浮子式疏水阀(ES 型)

采用杠杆机构增加开、关阀力,加大排量,浮动阀芯软着陆,动作灵活,寿命长,阻汽排水性能好,自动排除空气,允许背压度可达 80%,抗污垢能力强,便于维修。与同类疏水阀相比,体积小、排量大。

(6) 差压钟型浮子式疏水阀(ER 型)

采用了“自动关阀、自动定心和自动落座阀芯”的关闭系统,寿命长,动作灵活,阻汽排水性能好,自动排除空气,与同类疏水阀相比,体积小、排量大、强度好。采用双重关闭方式,使操作振动小,主副阀动作平稳,克服了撞击磨损的缺点。

3.0.1.4 其他类型疏水阀

有些疏水阀具有热动力型或热静力型或机械型两种或两种以上的性能,有些疏水阀具有常规疏水阀不具备的功能。例如:浮子型双金属疏水阀,这种疏水阀结构复杂,动作灵敏,具有疏水阀、过滤器、排空气、止回阀、截止阀和旁通阀的功能,在规定的操作范围内都能正常工作,作为防冻型的,必须水平安装。

4 疏水阀的选择

4.0.1 疏水阀的选型

4.0.1.1 选型要点

- (1) 能及时排除凝结水(有过冷要求的除外)。
- (2) 尽量减少蒸汽泄漏损失。
- (3) 工作压力范围大,压力变化后不影响其正常工作。
- (4) 背压影响小,允许背压大(凝结水不回收的除外)。
- (5) 能自动排除不凝性气体。
- (6) 动作敏感,性能可靠、耐用,噪声小,抗水击、抗污垢能力强。
- (7) 安装方便、容易维修。
- (8) 外形尺寸小,重量轻,价格便宜。
- (9) 具体的选型参数如下:
 - a. 疏水阀的型式(工作特性);
 - b. 疏水阀的容量(凝结水排量);
 - c. 疏水阀的最大使用压力;
 - d. 疏水阀的最高使用温度;
 - e. 正常工况下疏水阀的进口压力;
 - f. 正常工况下疏水阀的出口压力(背压);
 - g. 疏水阀的阀体材料;
 - h. 疏水阀的连接管径(配管尺寸);
 - i. 疏水阀的进口、出口的连接方式。

4.0.1.2 选型注意事项

(1) 选疏水阀时,应选择符合国家标准的优质节能疏水阀。这种疏水阀在阀门代号S前都冠以“C”字代号,其使用寿命 ≥ 8000 小时,漏汽率 $\leq 3\%$ 。有关疏水阀性能应以制造厂说明书或样本为准。

(2) 在负荷不稳定的系统中,如果排水量可能低于额定最大排水量15%时,不应选用脉冲式疏水阀,以免在低负荷下引起蒸汽泄漏。

(3) 在凝结水一经形成,必须立即排除的情况下,不宜选用脉冲式和波纹管式疏水阀(二者均要求有一定的过冷度),可选用浮球式ES型和ER型等机械型疏水阀,也可选用圆盘式疏水阀。

(4) 对于蒸汽泵、带分水器的蒸汽主管及透平机外壳等工作场合,可选用浮球式疏水阀,必要时可选用热动力式疏水阀,不可选用脉冲式和恒温型疏水阀。

(5) 热动力式疏水阀有接近连续排水的性能,其应用范围较广,一般都可选用,但最大允许背压不得超过入口压力的 50%,最低进出口压差不得低于 0.05MPa。

(6) 间歇工作的室内蒸汽加热设备或管道,可选用机械型疏水阀。

(7) 机械型疏水阀在寒冷地区不宜室外使用,否则应有防冻措施。

(8) 疏水阀的选型要结合安装位置考虑,如图 4.0.1 所示。

图 4.0.1(a)为可选任何型式的疏水阀。

图 4.0.1(b)为不可选用浮筒式,可选用双金属式疏水阀。

图 4.0.1(c)为可选用浮筒式、热动力式和双金属式疏水阀。

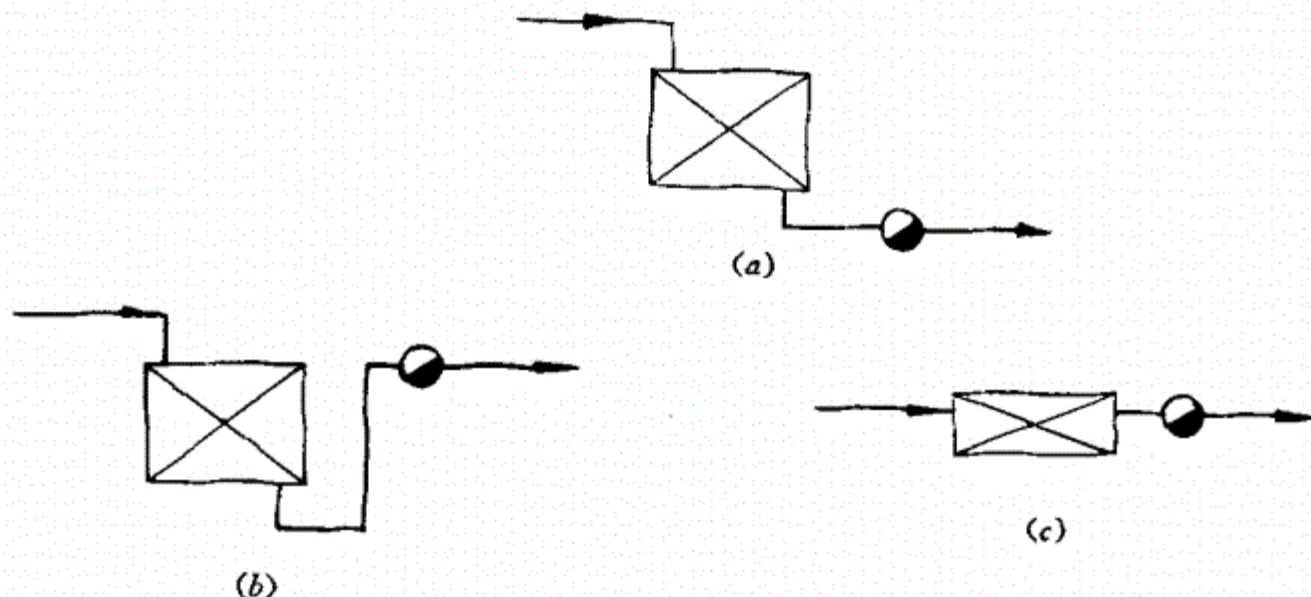


图 4.0.1 疏水阀的不同安装位置

图 4.0.1(a)疏水阀安装位置低于加热设备。

图 4.0.1(b)疏水阀安装位置高于加热设备。

图 4.0.1(c)疏水阀安装位置标高与加热设备基本一致。

(9) 对于易发生蒸汽汽锁的蒸汽使用设备,可选用倒吊桶式疏水阀或安装与解锁阀(安装在疏水阀内的强行开阀排气的装置)并用的浮球式疏水阀。

(10) 管路伴热管道、蒸汽夹套加热管道,各类热交换器、散热器以及一些需要根据操作要求选择排水温度的用汽设备,可选用温度调整型等热静力型疏水阀。要求用汽设备恒温的可选用温度调整型疏水阀。

4.0.2 疏水阀的规格参数确定

4.0.2.1 排水量的确定

(1) 凝结水量

a. 对于连续操作的用汽设备,计算凝结水量(G_{cal})应采用工艺计算的最大连续用汽量;对于间断操作的用汽设备, (G_{cal})应采用操作周期中的最大用汽量。

b. 当开工时的用汽量大于上述数值时,可按具体情况加大安全系数[见下述第(2)条款],或通过排污阀排放凝结水,或再并联一个疏水阀。

c. 蒸汽管道、蒸汽伴热管的疏水量可取正常运行时产生的凝结水量计算值。如果在开工时产生的凝结水量大于计算值,可通过排污阀排放。

d. 蒸汽管道及阀门在开工时所产生的凝结水量

$$G_{cal} = \frac{W_1 \cdot C_1 \cdot \Delta t_1 + W_2 \cdot C_2 \cdot \Delta t_2}{i_1 - i_2} \times 60 \quad (4.0.2-1)$$

式中

G_{cal} ——计算的凝结水量,kg/h;

W_1 ——钢管和阀门的总重,kg;

W_2 ——用于钢管和阀门的保温材料重量,kg;

C_1 ——钢管的比热,kJ/kg·°C

碳素钢 $C_1 = 0.469$

合金钢 $C_1 = 0.486$

C_2 ——保温材料的比热,kJ/kg·°C

或取 $C_2 = 0.837$

Δt_1 ——管材的升温速度,°C/min

一般取 $\Delta t_1 = 5^\circ\text{C}/\text{min}$

Δt_2 ——保温材料的升温速度,°C/min

一般取 $\Delta t_2 = \frac{\Delta t_1}{2}$

i_1 ——工作条件下过热蒸汽的焓或饱和蒸汽的焓,kJ/kg;

i_2 ——工作条件下饱和水的焓,kJ/kg。

e. 正常工作时蒸汽管道的凝结水量:

$$G_{cal} = \frac{Q}{i_1 - i_2} \quad (4.0.2-2)$$

式中

Q ——蒸汽管道散热量,kJ/h;

G_{cal}, i_1, i_2 同式(4.0.2-1)。

f. 表 4.0.2-1 为蒸汽伴管用汽量的经验数值。

蒸汽伴热管用汽量[蒸汽压力 1MPa(表)] 表 4.0.2-1

环境温度 ℃	保持介质 温度 ℃	项 目	工艺物料管公称直径 DN mm				
			40~50	80~100	150~200	250~350	450~500
不低于-20	≤60	根数×伴热管公称直径	1×15	1×15	1×20	1×25	2×20
		最大放水距离,m	100	100	120	150	120
		用汽量,kg/m·h	0.2	0.2	0.25	0.35	0.5
	61~100	根数×伴热管公称直径	1×20	1×25	2×20	2×20	2×25
		最大放水距离,m	120	150	120	120	150
		用汽量,kg/m·h	0.25	0.35	0.5	0.5	0.7
-21~-30	≤60	根数×伴热管公称直径	1×20	1×20	1×25	2×20	2×25
		最大放水距离,m	120	120	150	120	150
		用汽量,kg/m·h	0.25	0.25	0.35	0.5	0.7
	61~100	根数×伴热管公称直径	1×25	2×20	2×25	2×25	2×40
		最大放水距离,m	150	120	150	150	200
		用汽量,kg/m·h	0.35	0.5	0.7	0.7	0.9

(2) 安全系数

由于疏水阀最大排水能力是按照连续正常排水测得的,计算求得的设备或管道凝结水应乘以安全系数(n)。安全系数受下列因素影响:

- a. 疏水阀的操作特性;
- b. 估计或计算凝结水量的准确性;
- c. 疏水阀的进出口压力。

如果凝结水量及压力条件可以准确确定,安全系数可以取小一些,以避免选用大尺寸的疏水阀,否则操作效率低,背压不正常,会降低使用寿命。

安全系数(n)的推荐值见表 4.0.2-2。

(3) 需要的排水量

计算的排水量(G_{cal})乘以安全系数(n)为需要的排水量(G_r),以此作为选择疏水阀的依据。即

$$G_r = G_{cal} \cdot n \quad (4.0.2-3)$$

式中

G_r ——需要的排水量,kg/h;

G_{cal} ——计算的凝结水量,kg/h;

n ——安全系数。

疏水阀安全系数(n)推荐值

表 4.0.2-2

序号	使用部位	使用要求	n 值
1	分汽缸下部排水	在各种压力下,能进行快速排除凝结水	3
2	蒸汽主管疏水	每 100m 或控制阀前、管路拐弯、主管末端等处疏水	3
3	支管	支管长度大于 5m 处的各种控制阀的前面设疏水	3
4	汽水分离器	在汽水分离器的下部疏水	3
5	伴热管	伴热管径为 DN15, ≤50m 处设疏水点	2
6	暖风机	压力不变时	3
		压力可调时 0~0.1MPa(表)	2
		0.2~0.6MPa(表)	3
7	单路盘管加热(液体)	快速加热	3
		不需快速加热	2
8	多路并联盘管加热(液体)		2
9	烘干室(箱)	压力不变时	2
		压力可调时	3
10	溴化锂制冷设备蒸发器疏水	单效:压力 ≤0.1MPa(表)	2
		双效:压力 ≤1.0MPa(表)	3
11	浸在液体中的加热盘管	压力不变时	2
		压力可调时 0.1~0.2MPa(表)	2
		大于 0.2MPa(表)	3
		虹吸排水	5
12	列管式热交换器	压力不变时	2
		压力可调时 ≤0.1MPa(表)	2
		>0.2MPa(表)	3
13	夹套锅	必须在夹套锅上方设排空气阀	3
14	单效、多效蒸发器	凝结水量 <20t/h	3
		>20t/h	2
15	层压机	应分层疏水,注意水击	3
16	间歇,需速加热设备		4
17	回转干燥圆筒	表面线速度 $U \leq 30\text{m/s}$	5
		$\leq 80\text{m/s}$	8
		$\leq 100\text{m/s}$	10
18	二次蒸汽罐	罐体直径应保证二次蒸汽速度 $U \leq 5\text{m/s}$ 且罐体上部要设排空气阀	3
19	淋浴	单独热交换器	2
		多喷头	4
20	采暖	压力 ≥0.1MPa(表)	2~3
		压力 <0.1MPa(表)	4

4.0.2.2 疏水阀使用压力的确定

(1) 最大使用压力

疏水阀的最大使用压力应根据疏水阀前管系或用汽设备的最大压力来确定,疏水阀的公称压力应满足管系的设计压力。

(2) 入口压力(P_1)

疏水阀的入口压力(P_1)是指疏水阀入口处的压力,它比蒸汽压力低 0.05~0.1 MPa。疏水阀的公称压力按工程设计规定的管道等级选用,而疏水阀的疏水能力应按入口压力(P_1)选择。

(3) 出口压力(P_2)

疏水阀的出口压力(P_2)也称为背压,它由疏水阀后的系统压力决定。如果凝结水不回收,就地排放时,出口压力为零。当凝结水经管网集中回收时,疏水阀的出口压力是管道系统的压力降、位差及凝结水槽或界区要求压力的总和,见式(4.0.2-4)。

$$P_2 = \frac{H}{96.8} + P_3 + L \cdot \Delta P_e \quad (4.0.2-4)$$

式中

H ——疏水阀与凝结水槽之间的位差,或疏水阀与出口最高管系之间的位差(两者取大值),m;

P_3 ——凝结水槽内的压力或界区要求的压力,MPa(表);

ΔP_e ——每米管道的摩擦阻力,MPa/m;

L ——管道长度及管件当量长度之和,m。

(4) 疏水阀的工作压差(ΔP)

$$\Delta P = P_1 - P_2 \quad (4.0.2-5)$$

式中

ΔP ——疏水阀的工作压差,MPa;

P_1 ——疏水阀的入口压力,MPa(表);

P_2 ——疏水阀的出口压力,MPa(表)。

疏水阀的排水量与 $\sqrt{\Delta P}$ 成正比。

(5) 背压度

$$\text{背压度} = \frac{\text{疏水阀出口压力}(P_2)}{\text{疏水阀入口压力}(P_1)} \times 100\% \quad (4.0.2-6)$$

(6) 背压对排水量的影响

由于疏水阀的排水量多是在不同的入口压力下,出口为排大气而测得的,在有背

压的条件下使用时,排水量必须校正。背压度越大,疏水阀排水量下降得越多,校正时可参照表 4.0.2—3。

背压使疏水阀排水量下降的百分率(%) 表 4.0.2—3

背 压 度 %	入 口 压 力 MPa(表)			
	0.035	0.17	0.69	1.38
25	6	3	0	0
50	20	12	10	5
75	38	30	28	23

4.0.2.3 疏水阀公称直径的选择

疏水阀一般以需要的凝结水排水量及压差为依据,对照所选型号的疏水阀的排水量曲线或表选择公称直径,以此为参考决定进、出口管径。

4.0.2.4 排水能力的核对

根据所选的公称直径、计算的压差及疏水阀的凝结水排水量曲线或表,确定疏水阀的凝结水最大排水量,并与需要的排水量比较,要求:

$$G_{\max} \cdot (1-f) \geq G_r \quad (4.0.2-7)$$

式中

G_{\max} ——疏水阀的最大排水量,kg/h;

f ——背压使疏水阀排水量下降率,%;

G_r ——需要的排水量,kg/h。

当需要的排水量大于单个疏水阀的排水量时,可以将两个或两个以上的疏水阀并联使用,此时疏水阀的型号应一致,规格应尽可能相同。如果需要较多的疏水阀并联,应与采用分水罐自动控制液位的方法作经济比较,以选用更合适的排水方案。

4.0.2.5 填写疏水阀计算选型表,见本规定第 6 章。

5 疏水阀系统的设计要求

5.0.1 疏水阀不允许串联使用,必要时可以并联使用。

5.0.2 多台用汽设备不能共用一只疏水阀,以防短路。

5.0.3 疏水阀入口管

5.0.3.1 疏水阀的入口管应设在用汽设备的最低点。对于蒸汽管道的疏水,应在管道底部设置一集液包,由集液包至疏水阀。集液包管径一般比主管径小两级,但最大不超过 $DN250$ 。

5.0.3.2 从凝结水出口至疏水阀入口管段应尽可能短,且使凝结水自然流下进入疏水阀。对于热静力型疏水阀要留有 1m 长管段,不设绝热层。在寒冷环境中,如果由于停车或间断操作而有冻结危险,或在需要对人身采取保护的情况下,凝结水管可适当设绝热层或防护层。

5.0.3.3 疏水阀一般都带有过滤器。如果不带者,应在阀前安装过滤器,过滤器的滤网为网孔 $\phi 0.7\sim 1.0\text{mm}$ 的不锈钢丝网,过滤面积不得小于管道截面积的 $2\sim 3$ 倍。

5.0.3.4 对于凝结水回收的系统,疏水阀前要设置切断阀和排污阀,排污阀一般设在凝结水出口管的最低点,除特别必要外,一般不设旁路。

5.0.3.5 从用汽设备到疏水阀这段管道,沿流向应有 4% 的坡度,尽量少用弯头。管道的公称直径等于或大于所选定容量的疏水阀的公称直径,以免形成汽阻或加大阻力,降低疏水阀的排水能力。

5.0.3.6 疏水阀安装的位置一般都比用汽设备的凝结水出口低。必要时,在采取防止积水和防止汽锁措施后,才能将疏水阀安装在比凝结水出口高的位置上,如图 5.0.3-1 所示。在蒸汽管的低点设置返水接头,靠它的作用把凝结水吸上来。另外,在这种情况下,为了使立管内被隔离的蒸汽迅速凝结,防止汽锁,便于凝结水顺利吸升,立管的尺寸宜小一级或用带散热片的管子作立管。亦可将加热管末端做成 U 型并密封,虹吸管下端插入 U 型管底,虹吸管上部设置疏水阀,如图 5.0.3-2 所示。

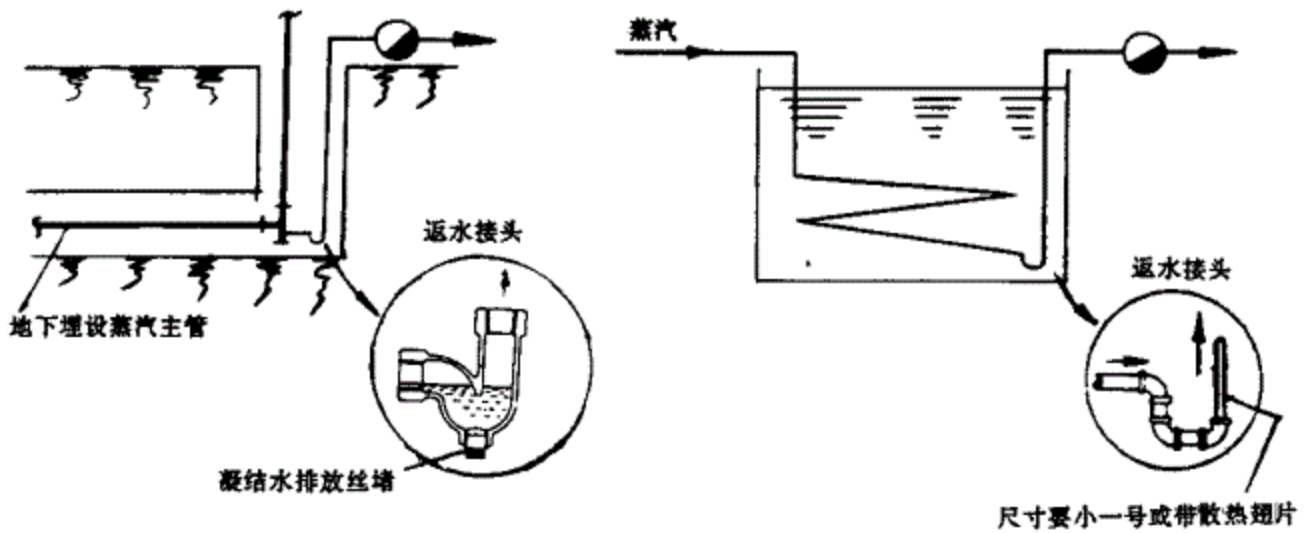


图 5.0.3-1 疏水阀的安装位置

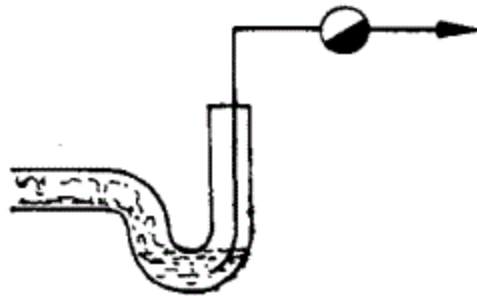


图 5.0.3-2 疏水阀的虹吸管安装位置

注意：返水接头后立管（吸升凝结水的高度）一般以 600mm 左右为宜。如果需要进一步提高，可用 2 段或 3 段组合，高度可达 600mm~1000mm。返水接头会使管内的空气排放受阻，因此要尽量避免使用及使用过高的吸升高度。

5.0.3.7 疏水阀安装位置不得远离用汽设备。

5.0.4 疏水阀的出口管

5.0.4.1 疏水阀的出口管应少弯曲，尽量减少向上的立管，管径按气-液混合相计算，一般比所选定容量的疏水阀的公称直径大 1~2 级。

5.0.4.2 疏水阀后凝结水管允许抬升高度，应根据疏水阀在最低入口压力时所提供的背压及凝结水管的压力降和凝结水回收设备或界区要求的压力来确定。

5.0.4.3 如果出口管有向上的立管时，在疏水阀后应设止回阀，有止回功能的疏水阀阀后可以不设止回阀。

5.0.4.4 对于凝结水回收的系统，疏水阀阀后要设置切断阀、检查阀或窥视镜。

5.0.4.5 若出水管插入水槽的水面以下，为防止疏水阀在停止动作时出口管形成真空，将泥沙等异物吸进，引起疏水阀故障，可在出口管的弯头处开一小孔（ $\phi 4$ ）。见图

5.0.4-1 所示。

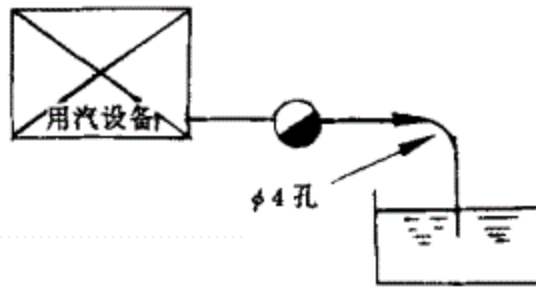


图 5.0.4-1 防止产生真空示意图

5.0.4.6 凝结水集合管应坡向回收设备的方向。为了不增加静压和防止水锤现象的产生,集合管不宜向上升,见图 5.0.4-2 所示,(a)为不采用形式,(b)为采用形式。

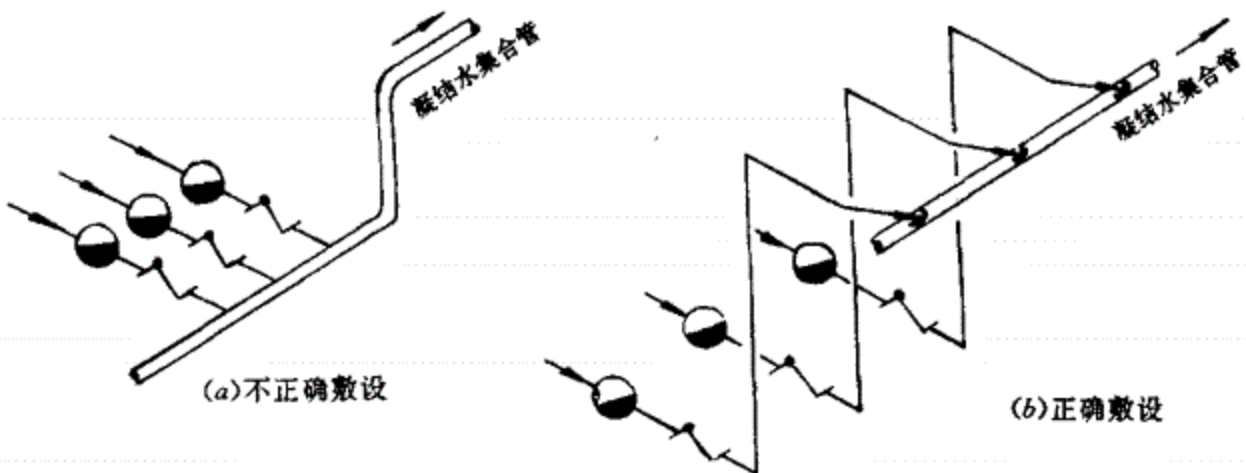


图 5.0.4-2 凝结水管(集合管)的敷设示意图

5.0.4.7 为保证凝结水畅通,各支管与集合管相接宜顺流由管上方 45°斜交,见图 5.0.4-3 所示。

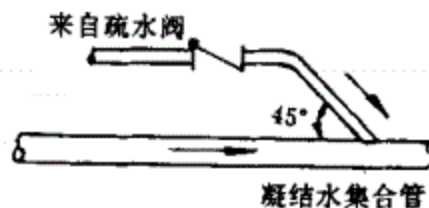


图 5.0.4-3 疏水阀出口管与凝结水管斜交示意图

5.0.4.8 疏水阀的出口压力决定于疏水阀后的系统压力,因此,高、低压蒸汽系统

的疏水阀可合用一个凝结水系统,不会干扰。但当疏水阀设置旁通管时,必须将凝结水排入两个系统,见图 5.0.4-4 所示。

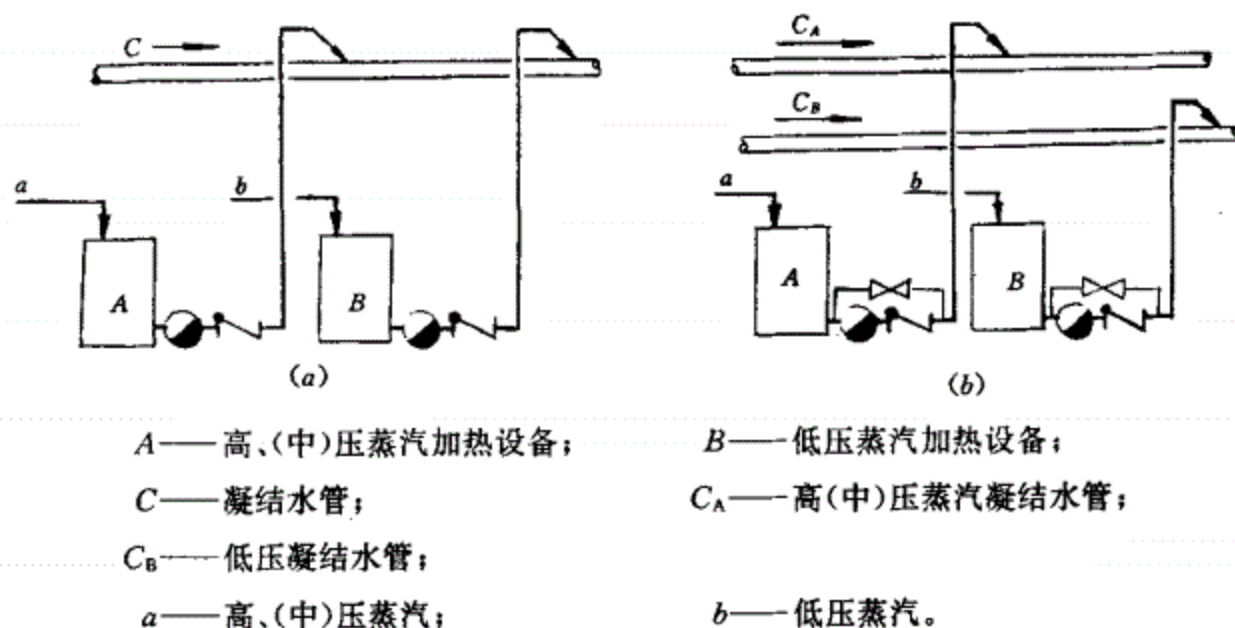


图 5.0.4-4 凝结水系统选用示意图

5.0.4.9 当疏水阀向大气排放凝结水时,由于疏水阀排放动作的声音,有时会产生噪声,为抑制噪声可采取下列措施:

- (1) 采用可低温排水的热静力型疏水阀;
- (2) 把出口管末端插入排水槽或排水沟的水面以下,见图 5.0.4-1 所示;
- (3) 凝结水的压力较低时,采用较长的出口管(2m 以上),使二次蒸汽能在管内凝结,见图 5.0.4-5 所示;
- (4) 出口管通过排水沟的底部,使再蒸发蒸汽凝结,但这时出口管的末端应露出水面,见图 5.0.4-6 所示;
- (5) 出口管上安装消声器,见图 5.0.4-7 所示;
- (6) 凝结水直接排向砂土地面,见图 5.0.4-8 所示。但在疏水阀停止动作时出口管也会形成真空使砂土倒流进入疏水阀,因而必须采用图 5.0.4-1 的办法防止故障。

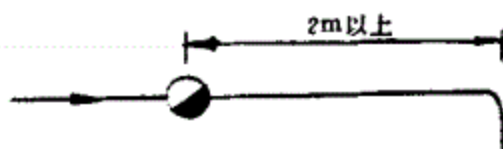


图 5.0.4-5 长出口管示意图

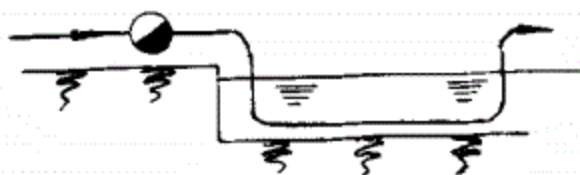


图 5.0.4-6 出口管通过水沟示意图



图 5.0.4-7 出口管装消声器示意图

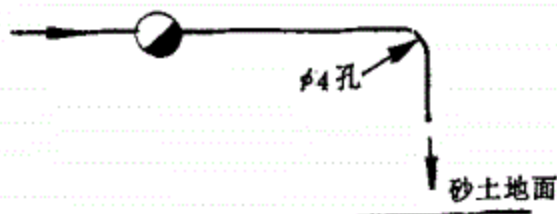


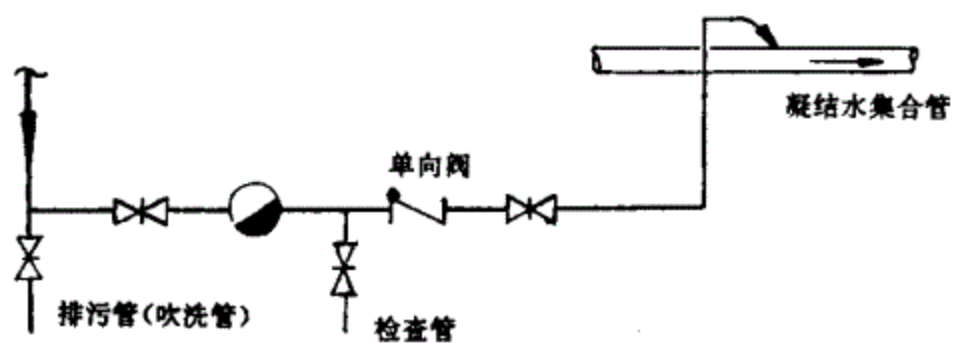
图 5.0.4-8 凝结水排向沙土地面示意图

5.0.5 疏水阀阀组典型示图

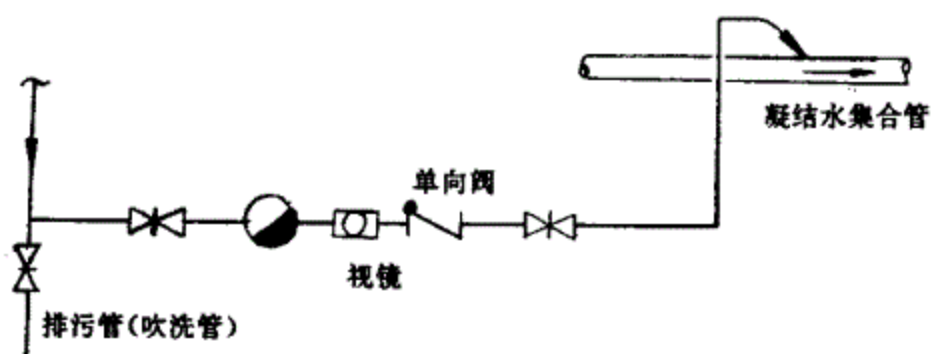
5.0.5.1 凝结水回收(即闭式凝结水系统)

疏水阀阀组中,在疏水阀上游与进口切断阀间应装有过滤器,当疏水阀本身带过滤器时,外装过滤器可省略,以下各示图中,没有表示外装过滤器。

(1) 疏水阀出口管有向上立管



有检查管



有视镜

图 5.0.5-1 疏水阀出口管有向上立管的配置

(2) 疏水阀出口管没有向上立管

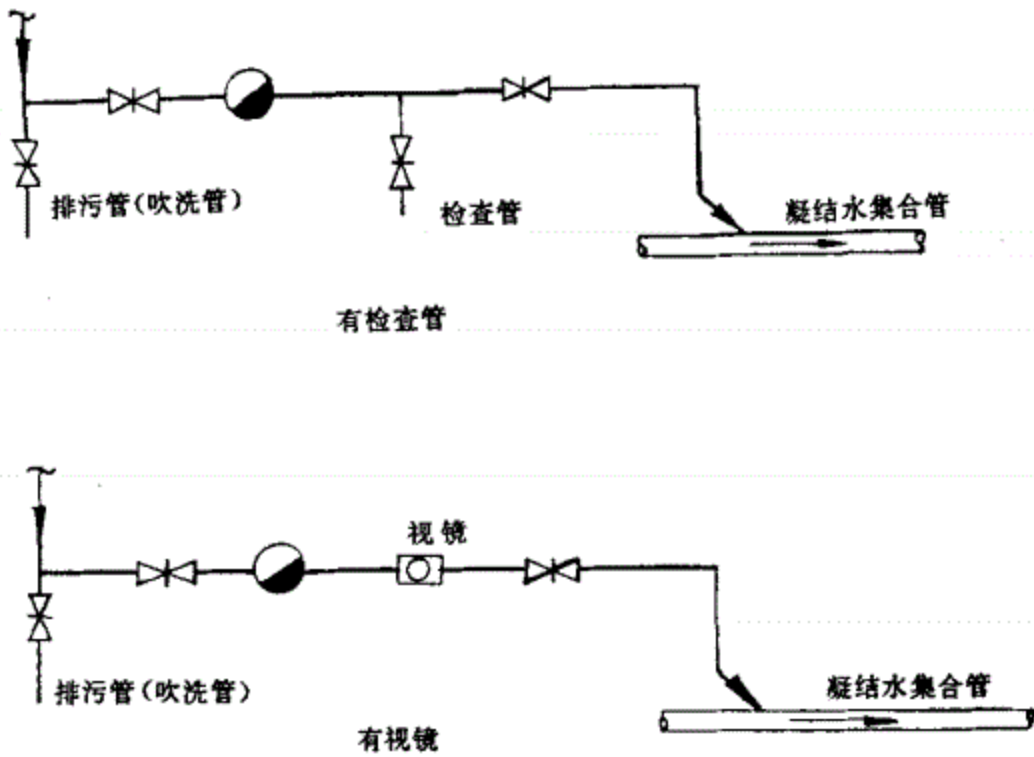


图 5.0.5-2 疏水阀出口没有向上立管的配置

5.0.5.2 凝结水不回收(即开式凝结水系统)

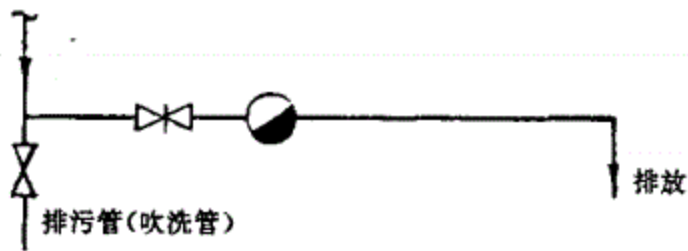


图 5.0.5-3 疏水阀出口管直接排放的配置

5.0.5.3 需要两个或多个疏水阀并联

两个以上疏水阀并联时,疏水阀应处于同一标高且配管尽量对称,使阻力降分布均匀。

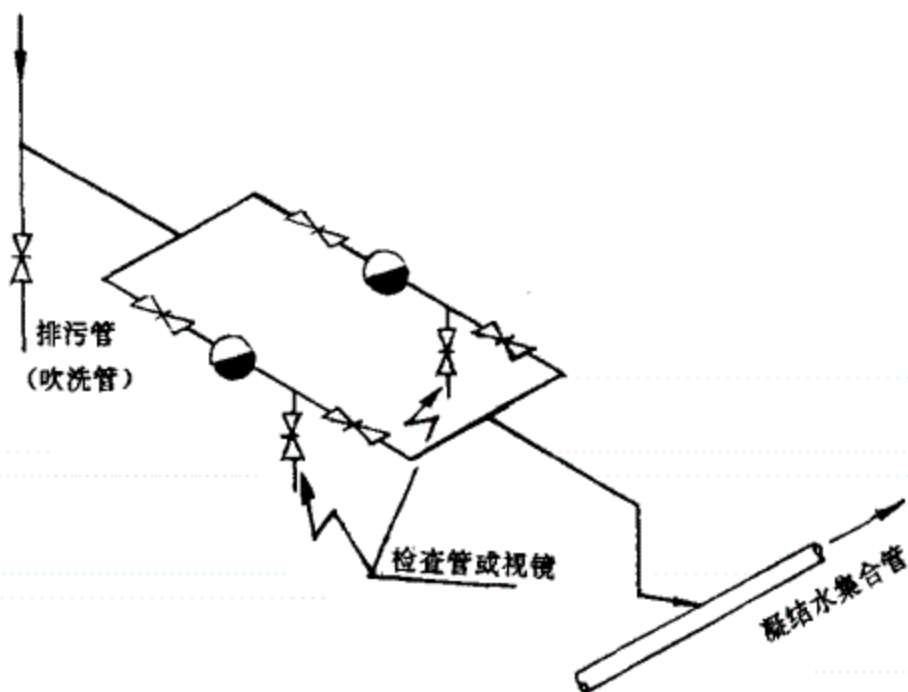


图 5.0.5-4 疏水阀并联的配置

5.0.5.4 疏水阀本身不带过滤器

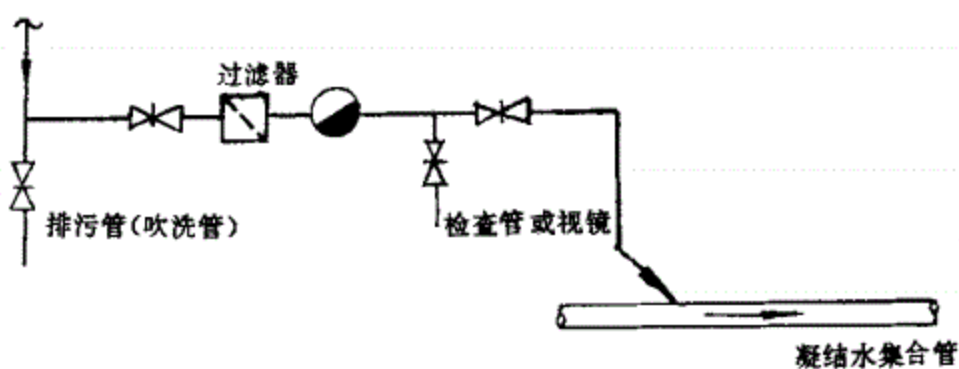


图 5.0.5-5 疏水阀不带过滤器的配置

5.0.5.5 必须设置旁通时,要求旁通管标高不低于疏水阀的标高。

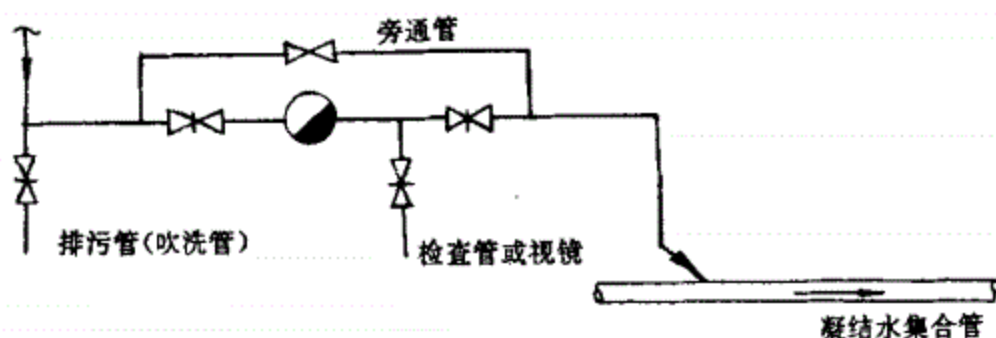


图 5.0.5-6 疏水阀设置旁通的配置

6.0.2 疏水阀计算选型表填写举例

6.0.2.1 疏水阀前的蒸汽使用系统和疏水阀后的凝结水系统,见图 6.0.2 所示。

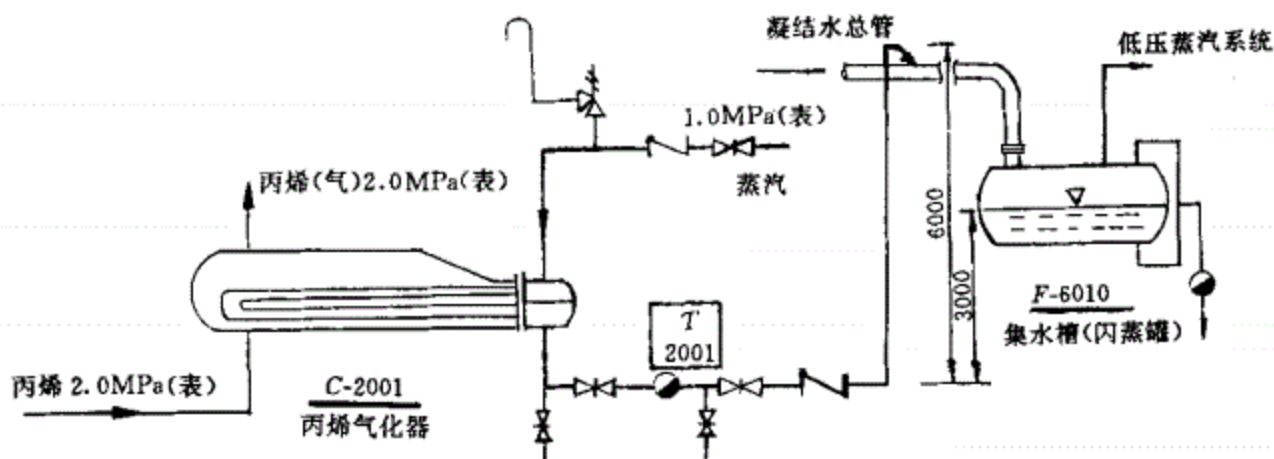


图 6.0.2 设置蒸汽疏水阀的系统图

6.0.2.2 已知条件

- (1) 蒸汽系统设计压力 1.2MPa(表),最高压力 1.0MPa(表),蒸汽压力 1.0MPa(表)。
- (2) 蒸汽系统设计温度 240℃,蒸汽温度 183℃。
- (3) 汽化丙烯需要最大蒸汽量 1200kg/h,即凝结水量。
- (4) 由主蒸汽管至疏水阀入口的阻力降为 0.1MPa。
- (5) 疏水阀与集水槽的水位差最大 3m。
- (6) 疏水阀与阀后最高管系位差 6m。
- (7) 集水槽压力 0.3MPa(表)。
- (8) 由疏水阀至集水槽管道的当量长度 110m。
- (9) 每米管道的摩擦阻力降 0.0002MPa/m。

6.0.2.3 计算及填写选型表,见表 6.0.2。

- (1) 计算排水量见 4.0.2.1(1)。
- (2) 压差计算见 4.0.2.2(2)~(4)。
- (3) 安全系数见 4.0.2.1(2)。
- (4) 需要的排水量见 4.0.2.1(3)。
- (5) 背压度见 4.0.2.2(5)。
- (6) 背压对排水量的影响见 4.0.2.2(6)。

6.0.3 疏水阀汇总一览表

疏水阀汇总一览表采用行业标准《工艺系统专业提交文件内容的规定》(HG 20558.2-93)中的“特殊管件汇总一览表”规定。

6.0.4 采购数据汇总表

采购数据汇总表采用行业标准《工艺系统专业提交文件内容的规定》(HG 20558.2-93)中的“疏水阀采购数据汇总表”规定。

表 6.0.2

工程		装置		车间或工段(区)		丙烯罐区		工程号		第 页 共 页	
疏水阀编号	T-2001	蒸汽系统压力 (P)	0.2 MPa(表)	设备位号	C-2001	安装方式	<input type="checkbox"/> 室内 <input checked="" type="checkbox"/> 室外 <input type="checkbox"/> 垂直 <input checked="" type="checkbox"/> 水平 <input type="checkbox"/> 倾斜	疏水阀型号	CS49H-40	公称压力(PN)	40 MPa(表)
蒸汽系统温度 (T)	240 C	蒸汽系统最大压力(P _s)	1.0 MPa(表)	管道编号		用于钢管和阀门的保温材料总重(W ₂)	kg	公称直径(DN)	50 mm	连接形式	法兰
蒸汽系统设计温度 (T _g)	183 C	蒸汽系统设计压力(P _a)	1.0 MPa(表)	用户		钢管的比热(C ₁)	kJ/(kg·C)	保温材料的比热(C ₂)	kJ/(kg·C)	最大工作压力 (P _{max})	3.8 MPa(表)
计算排水量 (G _{cal})		开工启动	正常工作	1. 开工时							
排水要求	<input checked="" type="checkbox"/> 连续 <input type="checkbox"/> 间断 <input type="checkbox"/> 过冷	kg/h	kg/h	钢管和阀门的总重(W ₁) kg 用于钢管和阀门的保温材料总重(W ₂) kg 保温材料的升温速度(Δt ₁) C/分 保温材料的升温速度(Δt ₂) C/分 工作条件下过热蒸汽的焓或饱和蒸汽的焓(i ₁) kJ/kg 工作条件下饱和水的焓(i ₂) kJ/kg $G_{cal} = \frac{W_1 C_1 \Delta t_1 + W_2 C_2 \Delta t_2}{i_1 - i_2} \times 60$							
压差(ΔP)计算	进口压力(P ₁) 出口压力(P ₂) 压差	蒸汽系统至疏水阀进口的阻力降(ΔP') 进口压力 P ₁ = P - ΔP' 疏水阀与集水槽位差(H ₁) 疏水阀与阀后最高管系位差(H ₂) H ₁ 、H ₂ 取大者为 H 集水槽内压力或出界区压力(P ₃) 每米管道的摩擦阻力降(ΔP _f) 管道的当量长度(L) P ₂ = (H/96.8) + P ₃ + L · ΔP _f ΔP = P ₁ - P ₂ G ₁ = n · G _{cal} P ₂ /P ₁ × 100%	0.1 MPa 1.0 - 0.1 = 0.9 MPa(表) 3 m 6 m 6 m 0.3 MPa(表) 0.0002 MPa/m 110 m 0.384 MPa(表) 0.9 - 0.384 = 0.516 MPa 4 × 1200 = 4800 kg/h 0.384/0.9 × 100 = 43%	2. 正常工作时							
需要的排水量	压差	kg/h	kg/h	蒸汽管道的散热量(Q) kJ/h 工作条件下过热蒸汽的焓或饱和蒸汽的焓(i ₁) kJ/kg 工作条件下饱和水的焓(i ₂) kJ/kg $G_{cal} = \frac{Q}{i_1 - i_2}$							
背压度	背压度	kg/h	7.3%	安全系数(n) 4 疏水阀的 安装形式 判别所选 疏水阀是 否满足要求 P _{max} ≥ P _a 3.8 > 1.2 T _{max} ≥ T _a 250 > 240 m · G' ≥ G ₁ 2 × 2595 > 4800 允许背压度 ≥ 背压度 50% > 43%							
背压对排水量的影响	使排水量下降(f)										
版次或修改	版次	日期	编制	校核	审核	备注					
						1. 丙烯汽化器用蒸汽量变化较大,故取 n=4 2. 按设计压力,选用 CS49H-16C 即可,但此型号的疏水阀最高工作温度为 203 C,不能满足蒸汽系统设计温度,故选用 CS49H-40。					

中华人民共和国行业标准

HG

国际通用设计体制和方法

HG/T 20570—95

工艺系统工程设计 技术规定

1996—05—02 发布

1996—09—01 实施

中华人民共和国化学工业部

发布

中华人民共和国行业标准

工艺系统工程设计技术规定

HG/T 20570—95

主编单位：化工部工艺系统设计技术中心站

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一 九 九 六 年 九 月 一 日

化工部工程建设标准编辑中心

1996 北 京

管道过滤器的设置

HG/T 20570.22—95

编制单位：中国五环化学工程公司

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一九九六年九月一日

编制人：

中国五环化学工程公司 吴其英

审核人：

中国五环化学工程公司 吴炳永

化工部工艺系统设计技术中心站 龚人伟

1 专业职责

1.0.1 管道过滤器用途

管道过滤器是清除流体中固体杂质的管道附件,用以保护工艺设备与特殊管件(如压缩机、泵、燃油喷嘴、疏水阀等),防止杂物进入设备、管件损坏部件或堵塞管件影响正常生产运行,起到稳定工艺过程、保障安全生产的作用。

1.0.2 工艺系统专业工程设计选用管道过滤器的职责

- 1.0.2.1 根据工艺要求,选择合适类型和材质的过滤器。
- 1.0.2.2 在 *PI* 图上以规定的图形符号和缩写字母表示,并进行编号和标注。
- 1.0.2.3 完成过滤器系统(如放净、放空、旁路、保温、切换及阀门等)工程设计。
- 1.0.2.4 计算或估算过滤器系统的压力损失。
- 1.0.2.5 编制过滤器数据表和一览表,提供有关专业开展工程设计条件和订货。

2 管道过滤器的分类

2.0.1 按用途分类

2.0.1.1 永久性过滤器

永久性过滤器有保护的设备一同投入正常运行。

(2) 工艺系统专业工程设计的要求

- a. 网式永久性过滤器滤网的有效面积不得小于操作管道横截面积的 3 倍。
- b. 永久性过滤器的器体材料应相当于同用途的管道材料。
- c. 设置永久性过滤器具体位置可在 *PI* 图上注明,并注上特殊管件号。

2.0.1.2 结构形式

永久性过滤器按结构形式可分为网式、线隙式、烧结式、磁滤式等。

2.0.1.3 临时性过滤器

(1) 临时性过滤器仅在开工试运转或停车较久后开车时使用,初始操作完毕后可拆除。

(2) 工艺系统专业工程设计的要求

- a. 临时性过滤器滤网的有效面积不得小于操作管道横截面积的 2 倍。
- b. 临时过滤器材料,一般采用碳钢,如物料有严格要求,可考虑选用特殊材质。
- c. 如果工程需要,设置临时过滤器的具体位置可在 *PI* 图上注明,并注以缩写字母 *T.S*(TEMPORARY STRAINER),标注特殊管件号。

(3) 结构形式

临时过滤器按结构可分为平板型、篮型、*T* 型、*Y* 型等。平板(多孔)型通常使用于离心泵的吸入管道上。篮型、*T* 型、*Y* 型通常使用于往复式压缩机或油类等粘度较大的液体的吸入管道上。

临时过滤器使用的过滤网,一般选用 100 孔/cm² 的滤网。

2.0.2 按结构分类

2.0.2.1 网式过滤器

(1) 网式过滤器在化工装置中应用较为普遍,可作为临时过滤器或永久过滤器设于离心泵、齿轮泵、螺杆泵、蒸汽往复泵及工业炉燃料喷嘴之前。用于泵前的网孔数一般为 144~256 孔/cm²,按泵和喷嘴产品资料要求来定。网孔数最大可达 400 孔/cm²。

网式过滤器可分为 *SY* 型、*ST* 型、*SC* 型、*SD* 型及其它型式,其外壳可以是铸铁、

碳钢、低合金钢、不锈钢或其它材料，滤网可分为铜丝网或不锈钢丝网。特殊情况还可制造其他材质。

选用时可参照行业标准《化工管道过滤器》(HG/T 20519-2009)。

(2) 不锈钢丝网结构参数见表 2.0.2-1。

不锈钢丝网结构参数

表 2.0.2-1

目数/英寸	可截粒径 (μm)	丝径 (mm)	开孔面积百分数
10	2032	0.508	64%
20	955	0.315	57%
30	614	0.234	53%
40	442	0.193	49%
50	356	0.152	50%
60	301	0.122	51%
80	216	0.102	47%
100	173	0.081	46%

表中所指丝网均为正方形编织网，网目是指每英寸长度上的孔(目)数。

(3) 网式管道过滤器的压力降近似值

公称直径(DN)与当量直管段长度(L)的关系见表 2.0.2-2。

网式管道过滤器的压力降近似值

表 2.0.2-2

DN	50	80	100	150	200
L	38~45	22~35	19~27	34~46	41~55
DN	250	300	350	400	450
L	38~64	70~89	54~98	75~105	75~108

表 2.0.2-2 说明:

- ① 表中数据仅用于网式管道过滤器。
- ② 当采用 20 目/英寸滤网时, L 取最小值。
- ③ 当采用 100 目/英寸滤网时, L 取最大值。
- ④ L 值单位为 m, 管径(DN)单位为 mm。

2.0.2.2 线隙式过滤器

线隙式过滤器的主要特点是过滤器可在过滤工作中清除机械杂质。特别适合于要求不间断地精细过滤油品的场合, 不需另设备用过滤器。过滤器的结构较为复杂、

制造精度要求较高。

线隙式过滤器一般用于过滤液压油系统及燃油系统中的颗粒杂质,多作为泵吸入口、回油管路、炉前燃油等过滤器使用。目前国内产品有一般的和压差超过允许值可发信号的两种。

2.0.2.3 烧结式过滤器

该型过滤器系用金属粉末(不锈钢、纯镍、纯铁)烧结成多孔材料作过滤元件,目前主要用于导热油的过滤,可将导热油在热运过程中生成的少量的但用一般网式过滤器过滤不掉的高聚物及焦炭(粒)过滤掉,以减少导热油在热传导过程中的热阻,提高传热效果。该型过滤器尚可应用于多种牌号的变压器油的过滤以及气体和液体的过滤、净化、分离等过程,技术性能见表 2.0.2-3。

烧结式过滤器主要技术性能表

表 2.0.2-3

项 目 规 格	技 术 性 能			
	使用压力 MPa(表)	使用温度 ℃	流 量 m ³ /h	允许压差 MPa
DL-8	0.6	300	8	≥0.25
DL-14	0.6	300	14	≥0.25

2.0.2.4 磁滤式过滤器

该型过滤器系选用高磁场强度的永磁材料和反铁磁材料组合而成。其外罩为不锈钢套管。特点是:吸附力强、可在线清洗。适用于对液压油箱、润滑油箱、齿轮油箱中的各种油液进行净化,可滤除 5 μ m 以下的铁磁性微粒。同时,可吸附混入油箱的各种大颗粒铁磁性有害颗粒。

2.0.2.5 纸质、化纤过滤器

纸质、化纤过滤器精度较高,可用于压力管路和回油管路中。有些系列回油滤油器还设有旁通阀、止回阀、液流扩散器、积污盅等装置,并配有永久磁铁,能滤除铁性颗粒。

2.0.2.6 线隙式过滤器、烧结式过滤器、磁滤式过滤器、纸质、化纤过滤器型号及特性可参见制造厂有关资料。

3 管道过滤器安装注意事项

3.0.1 过滤器的安装应按生产厂提供的产品样本和安装说明中所示的流向及推荐安装方式、安装要求等进行。

3.0.2 过滤器上下游可根据工艺生产的需要设置压差计或压力表,以判断堵塞情况,并按工艺需要配置反吹清洗管道。

3.0.3 管道配管时应考虑永久和临时过滤器的安装和拆除的方便。

3.0.4 管道过滤器对管道设计要求

装有过滤器的管道在工作时可分为间断操作与连续操作。

3.0.4.1 间断操作时,在过滤器前后设置切断阀,以便清理过滤器。

3.0.4.2 连续操作时,对永久性过滤器需设置并联的两套过滤器,分别在过滤器前后设置切断阀(线隙式过滤器除外)。

4 管道过滤器数据表和汇总一览表

4.0.1 管道过滤器数据表

管道过滤器数据表采用行业标准《工艺系统专业提交文件内容的规定》(HG 20558.2-93)中规定的“特殊管件数据表(附)”的示例见表4.0.1。

4.0.2 管道过滤器汇总一览表

管道过滤器汇总一览表采用行业标准《工艺系统专业提交文件内容的规定》(HG 20558.2-93)中规定的“特殊管件汇总一览表”。

表 4.0.1

工 程		特殊管件数据表(一)		工程号		
装 置				第 页 共 页		
车间或工段(区)						
名 称	T 型过滤器					
数 量	2 个					
位号或标签号	SP03-0509, SP03-0510					
安装位置	J0501A、B 进口管 PPW-5019-200-×××					
用途与使用条件						
用途	过滤水中少量固体杂质					
流量	98.5m ³ /h, 最大:128m ³ /h					
介质名称	含油污水					
比重	1.0	膨胀系数 近似水				
分子量	近似水					
低温下粘度	近似水					
最大工作压力(事故压力)	95 kPa					
最高工作温度(事故温度)	55.5℃					
泵关闭的压力						
制造厂						
尺 寸	DN200					
型 号	(产品)图号:××-××-1 压力等级:PN1.6MPa					
端面连接	法兰连接:HGJ 57-91 压力等级:PN1.6MPa					
材 料						
壳体:	S.S 316L	松套法兰为 C.S		焊环为 S.S 316L		
内件	滤网:不锈钢(18-8)丝					
备 注:滤网规格为××目/英寸						
版 次 或 修 改	版 次					
	日 期					
	编 制					
	校 核					
	审 核					

中华人民共和国行业标准

HG

国际通用设计体制和方法

HG/T 20570—95

工艺系统工程设计 技术规定

1996—05—02 发布

1996—09—01 实施

中华人民共和国化学工业部

发布

中华人民共和国行业标准

工艺系统工程设计技术规定

HG/T 20570—95

主编单位：化工部工艺系统设计技术中心站

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一 九 九 六 年 九 月 一 日

化工部工程建设标准编辑中心

1996 北 京

盲板的设置

HG/T 20570.23—95

编制单位：化工部第二设计院

批准部门：化学工业部

实施日期：一九九六年九月一日

编制人：

化工部第二设计院 李 晓

审核人：

化工部第二设计院 蒋东奎

化工部工艺系统设计技术中心站 封淑元 龚人伟

1 盲板的分类及选用

1.0.1 盲板主要是用于将生产介质完全分离,防止由于切断阀关闭不严,影响生产,甚至造成事故。从外观上看,一般分为8字盲板、插板以及垫环(插板和垫环互为盲通)。

1.0.2 盲板应设置在要求分离(切断)的部位,如设备接管口处、切断阀前后或两个法兰之间。通常推荐使用8字盲板;为打压、吹扫等一次性使用的部位亦可使用插板(圆形盲板)。

2.0 盲板的设置

2.0.1 需要设置盲板的部位

2.0.1.1 原始开车准备阶段,在进行管道的强度试验或严密性试验时,不能和所相连的设备(如透平、压缩机、气化炉、反应器等)同时进行的情况下,需在设备与管道的连接处设置盲板。

2.0.1.2 界区外连接到界区内的各种工艺物料管道,当装置停车时,若该管道仍在运行之中,在切断阀处设置盲板。

2.0.1.3 装置为多系列时,从界区外来的总管道分为若干分管道进入每一系列,在各分管道的切断阀处设置盲板。

2.0.1.4 装置要定期维修、检查或互相切换时,所涉及到的设备需完全隔离时,在切断阀处设置盲板。

2.0.1.5 充压管道、置换气管道(如氮气管道、压缩空气管道)工艺管道与设备相连时,在切断阀处设置盲板。

2.0.1.6 设备、管道的低点排净,若工艺介质需集中到统一的收集系统,在切断阀后设置盲板。

2.0.1.7 设备和管道的排气管、排液管、取样管在阀后应设置盲板或丝堵。无毒、无危害健康和非爆炸危险的物料除外。

2.0.1.8 装置分期建设时,有互相联系的管道在切断阀处设置盲板,以便后续工程施工。

2.0.1.9 装置正常生产时,需完全切断的一些辅助管道,一般也应设置盲板。

2.0.1.10 其他工艺要求需设置盲板的场合。

2.0.2 盲板设置举例

2.0.2.1 盲板在 *PI* 图上表示的图形,按照行业标准《管道仪表流程图管道和管件的图形符号》(HG 20559.3-93)。

本规定中采用的 8 字盲板图形,见图 2.0.2-1 所示。

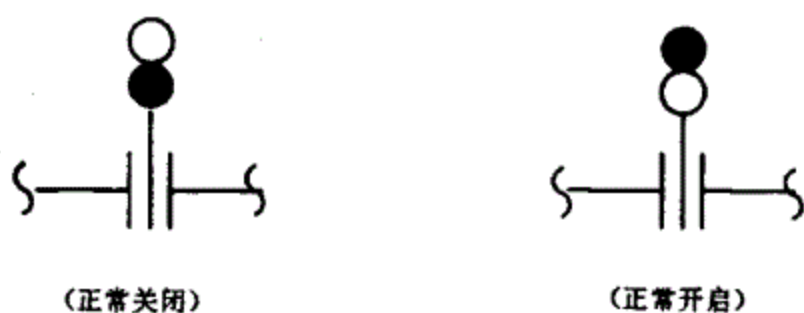


图 2.0.2-1 8 字盲板图形

2.0.2.2 装置为多系列生产时,盲板设置见图 2.0.2-2 所示。

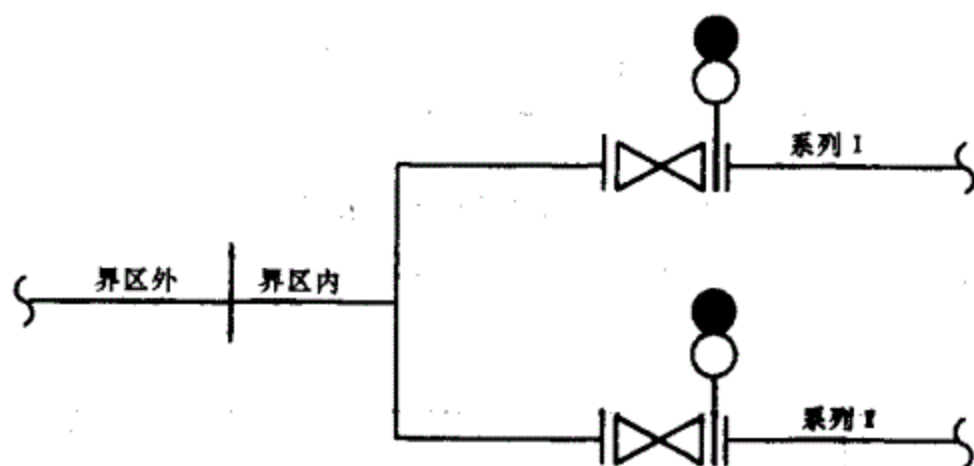


图 2.0.2-2 装置为多系列

2.0.2.3 充压管线、置换管线的盲板设置,见图 2.0.2-3 所示。

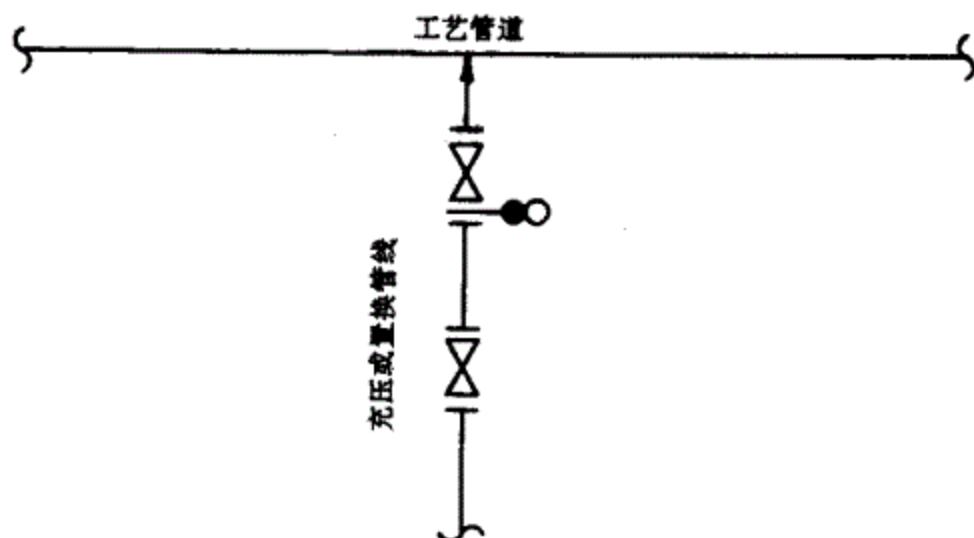


图 2.0.2-3 充压或置换管线

2.0.2.4 设备管道低点排净的盲板设置,见图 2.0.2-4 所示。

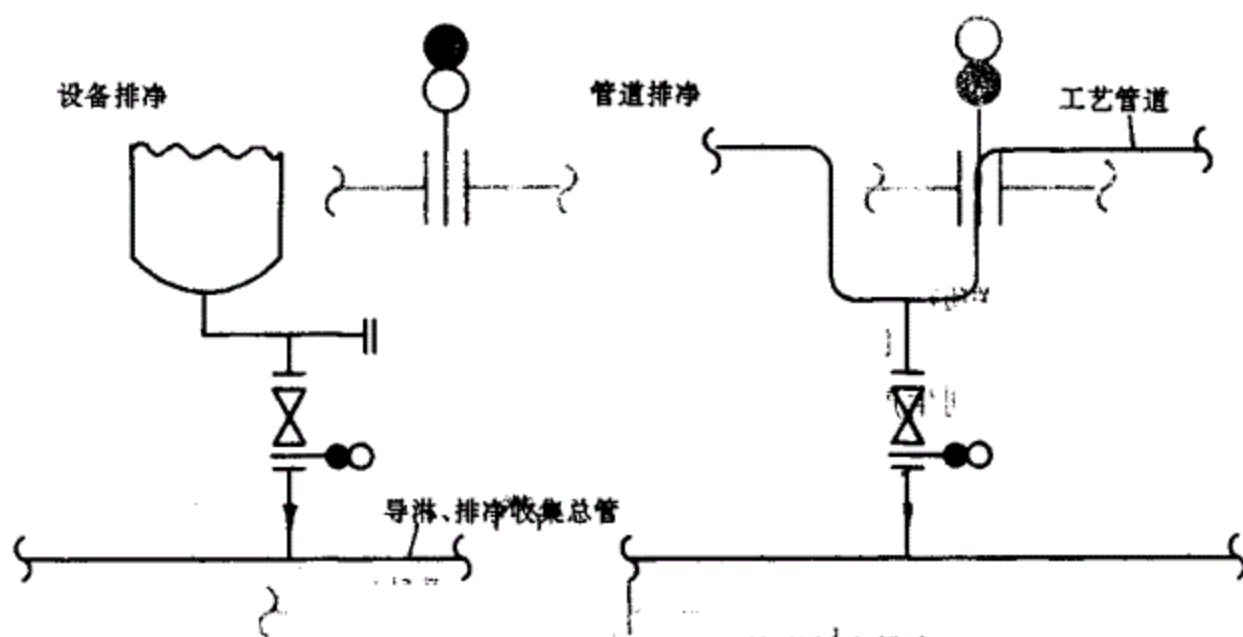


图 2.0.2-4 设备管道低点排净

2.0.2.5 装置分期建设时,盲板设置见图 2.0.2-5 所示。



图 2.0.2-5 装置分期建设

3 盲板设置注意事项

- 3.0.1 在满足工艺要求的前提下,尽可能少设盲板。
- 3.0.2 所设置的盲板必须注明正常开启或正常关闭。
- 3.0.3 盲板所设置的部位在切断阀的上游还是下游,应根据切断效果,安全和工艺要求来决定。

中华人民共和国行业标准

HG

国际通用设计体制和方法

HG/T 20570—95

工艺系统工程设计 技术规定

1996—05—02 发布

1996—09—01 实施

中华人民共和国化学工业部

发布

中华人民共和国行业标准

工艺系统工程设计技术规定

HG/T 20570—95

主编单位：化工部工艺系统设计技术中心站

批准部门：化 学 工 业 部

实施日期：一 九 九 六 年 九 月 一 日

化工部工程建设标准编辑中心

1996 北 京

检流器的设置

HG/T 20570.24-95

编制单位：化工部第二设计院

批准部门：化学工业部

实施日期：一九九六年九月一日

编制人：

化工部第二设计院 蒋东奎

审核人：

化工部第二设计院 马显荣

化工部工艺系统设计技术中心站 封淑元 龚人伟

1 检流器的类型

1.0.1 常用的检流器类型有以下几种：

直流式、摇板式、浮球式、叶轮式、灯笼式、框式等种类。

每种类型均由若干种不同结构或连接形式组成。

1.0.2 检流器的部件材质随介质性质和参数的不同而变化,按工艺参数要求而定。

2 检流器的设置

- 2.0.1** 对工艺管道和公用工程管道的流体流动情况进行必要的监视,需设置检流器。
- 2.0.2** 对工艺介质的组成情况(如粘稠程度或所含颗粒的大小与多少)在管道上进行连续监视,设置必要的检流器。
- 2.0.3** 在生产过程中,工艺介质有可能与设备和管道进行化学反应或冲刷,造成设备和管道被腐蚀,使介质成品或半成品质量、颜色发生变化,需对介质进行连续监视,使生产人员能及时调整工艺参数,以保证设备和管道的安全、产品性能合格而设置检流器。
- 2.0.4** 液体分离器各出口的工艺介质分离效果和组成情况是否达到工艺要求,对此进行连续监视而设置检流器。
- 2.0.5** 为使有逸出气体的液体能回收其逸出气体,在设备出口处,既能排除气体又能监视液体流动情况,设置三通式检流器。
- 2.0.6** 对进出某些设备的不间断液体进行监视而设置检流器。如监视压缩机各段所需的冷却水;精馏塔连续回流液、连续排出液;某些反应釜(塔)的连续加料、连续排料等,以免造成设备内满溢或缺料。

3 检流器类型的确定

3.0.1 精(蒸)馏塔气相(或气液相)出口经冷凝冷却器至油(或不溶于水的液体)水分离器,当出口物料温度较高且有逸出气,既需监视物料流动情况且又能使逸出气得以回收处理,设置三通检流器。

3.0.2 进出装置的液体物料管,当管内物料满管流动时,设置的检流器可采用浮球式、叶轮式、摇板式检流器;当管内物料是不满管流动时,可采用直流式、摇板式和灯笼式检流器。

3.0.3 流动介质压力较低时,如要在多方向均能看到介质流动情况,选用灯笼式检流器。

3.0.4 流动介质压力较高,需监视其流动情况时,选用框式检流器。

3.0.5 流动介质中含有微量结晶或其他微粒,需监视其流动情况时,宜选用直流式或灯笼式检流器。

4 检流器设置注意事项

- 4.0.1 由于检流器玻璃零件自身性能所限,检流器的使用温度和耐受急变温度,按检流器产品资料上的数据选定。
- 4.0.2 介质在冬季或降温时有可能凝固时,所设置的检流器应采用蒸汽夹套式。
- 4.0.3 介质易于粘附于玻璃,且又难于观察物料流动情况者,不宜采用检流器监视其流动情况。
- 4.0.4 检流器设置位置:一般情况将检流器设置于水平管道上(三通式和灯笼式除外),利于对介质流动的监视。
- 4.0.5 检流器是定型生产产品,按产品资料规定的压力、温度和允许使用的介质进行选用。检流器的壳体材质通常为碳钢、不锈钢、铝、塑料等材料。为了能满足工艺要求需用特殊材质,在向制造厂进行订货时应另行说明。

5 数据表和汇总一览表

5.0.1 数据表

检流器数据表采用行业标准《工艺系统专业提交文件内容的规定》(HG 20558.2—93)中的“特殊管件数据表(二)”规定。示例见表 5.0.1。

5.0.2 检流器汇总一览表

汇总一览表采用行业标准《工艺系统专业提交文件内容的规定》(HG 20558.2—93)中的“特殊管件汇总一览表”规定。

表 5.0.1

工程 _____	特殊管件数据表(二)		工程号 _____				
装置 _____			第 _____ 页 共 _____ 页				
车间或工段(区) _____							
名称	检流器						
数量	1 个						
位号或标签号	SP-62301						
安装位置	LO-62301-25 油分离器(F6230)底部重相油出口阀后						
用途与使用条件	观察油分离器底部重相油与水相分离						
	流量~10kg/h						
	介质名称:重相油						
	密度>1000kg/m ³						
	最大工作压力:0.055MPa(表) 最高工作温度 100℃						
制造厂							
尺寸	DN25						
型号(产品)	SIA 端面连接等级 PN0.6MPa						
说明或要求	连接形式 ×× 采用标准 ×× 材料为××						
备 注							
版次或修改	版次						
	日期						
	编制						
	校核						
	审核						

