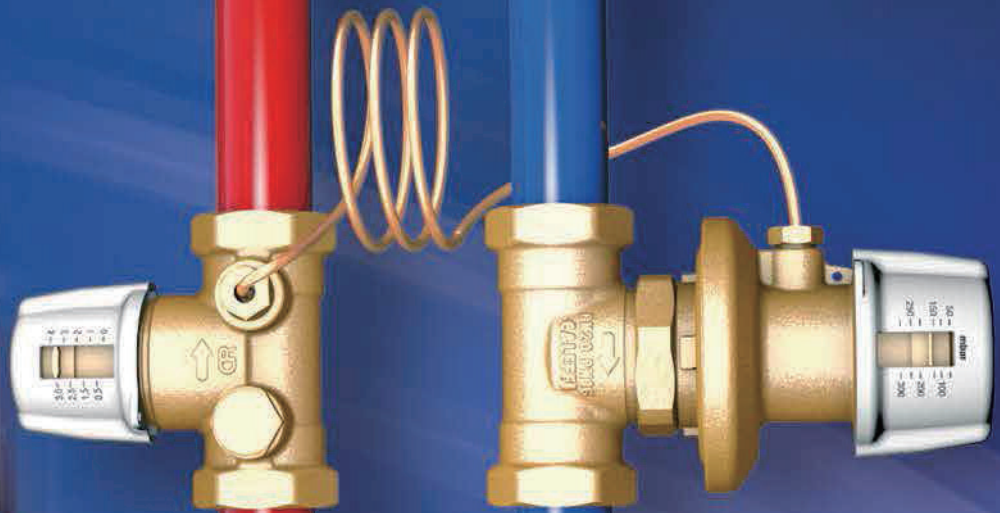


专用技术信息期刊

压差调节器





主编:

Mario Doninelli

责任编辑:

Fabrizio Guidetti

本期参与编辑者:

- Fabio Besuzzi

- Alessandro Crimella

- Mario Doninelli

- Marco Doninelli

- Domenico Mazzetti

- Davide Mascellaro

- Renzo Planca

- Alessia Soldarini

- Claudio Tadini

- Mario Tadini

- Mattia Tomasoni

Idraulica

于1991年9月28日注册于Novara 法院

注册号: 26/91

出版社:

Poligrafica Moderna S.r.l. Novara

印刷:

Poligrafica Moderna S.r.l. Novara

Idraulica Caleffi 版权。

未经许可不得复制或转载。

所有文章均为自由翻译。

此刊物为公司内部技术交流资料; 卡莱菲公司保留对此资料进行解释或更改的权利。

CALEFFI S.P.A.

S.R. 229, N. 25

28010 Fontaneto d'Agogna (NO)

TEL. 0322-8491 FAX 0322-863305

info@caleffi.it www.caleffi.it

卡莱菲北京办事处

地址: 北京朝阳区广渠东路1号

邮编: 100124

Tel: 010 - 8771 0178

Fax: 010 - 8771 0180

目 录

3	压差调节器
4	压差调节器
6	压差调节器和配合阀之间的连接
	- 配合阀不在控制环路之内
	- 配合阀在控制环路之内
7	主要类型系统中压差调节器的使用
7	散热器系统
	- 非预调节型恒温阀立管系统
	- 带预调节型恒温阀的立管系统
	- 流量恒定型区域式系统改造为可变流量系统
	- 区域式新系统, 立管底部安装有压差调节器
	- 区域式新系统, 立管箱体底部安装有压差调节器
10	风机盘管系统
12	空气源热泵系统
13	辐射地板采暖系统
14	压差调节器和配合阀发挥的作用
	- 没有平衡阀的立管系统
	- 立管底部带调节阀的立管系统
	- 立管底部带压差调节器的立管系统
15	立管系统的平衡
16	旧式立管系统的升级改造
	- 最后一个立管的升级改造
	- 倒数第二根立管的升级改造
	- 其它立管的升级改造
	- 水平分集水器的升级改造
	- 计算范例
25	老式立管系统的水力和热力失调
26	提高老式立管系统性能的措施
	- 热的测量
	- 室内温度调节
	- 立管的平衡
	- 其它措施
28	有设计的老式立管系统的平衡
	- 立管的平衡
	- 压差调节器的调校
	- 循环泵
30	没有设计的老式立管系统的平衡
	- 可能出现立管节流收口过窄
	- 简化的平衡方法
	- 建议表格的编制
	- 有关采用的简化方法的注解
32	手动阀门平衡
	- 立管平衡
34	软件计算的开发
42	142型预平衡锁闭阀
43	140型压差调节器
44	130型平衡阀
45	421-422-425-426型预调节恒温阀
	200型恒温控制器
46	7200型热分配表MONITOR 2.0
47	5495型多功能水力分压器SEP4

压差调节器

Ingg. Marco Doninelli, Mario Doninelli

我们知道，而且正如我们在近几期水力杂志中反复提到的，要保证供暖系统的热舒适度高和水泵的运行成本低，必须满足（1）系统流量准确平衡和（2）可变流量工作。

实际上，没有这些性能，供暖系统（特别是大中型系统）运行时普遍存在严重的水力和热力不均衡，流量远远超过必要水平。

例如，下面我们会更加清楚地看到，集中式立管系统普遍存在低层流量过大而高层流量不足的现象：这种情况决定了生理不适和热散失增加的状况。

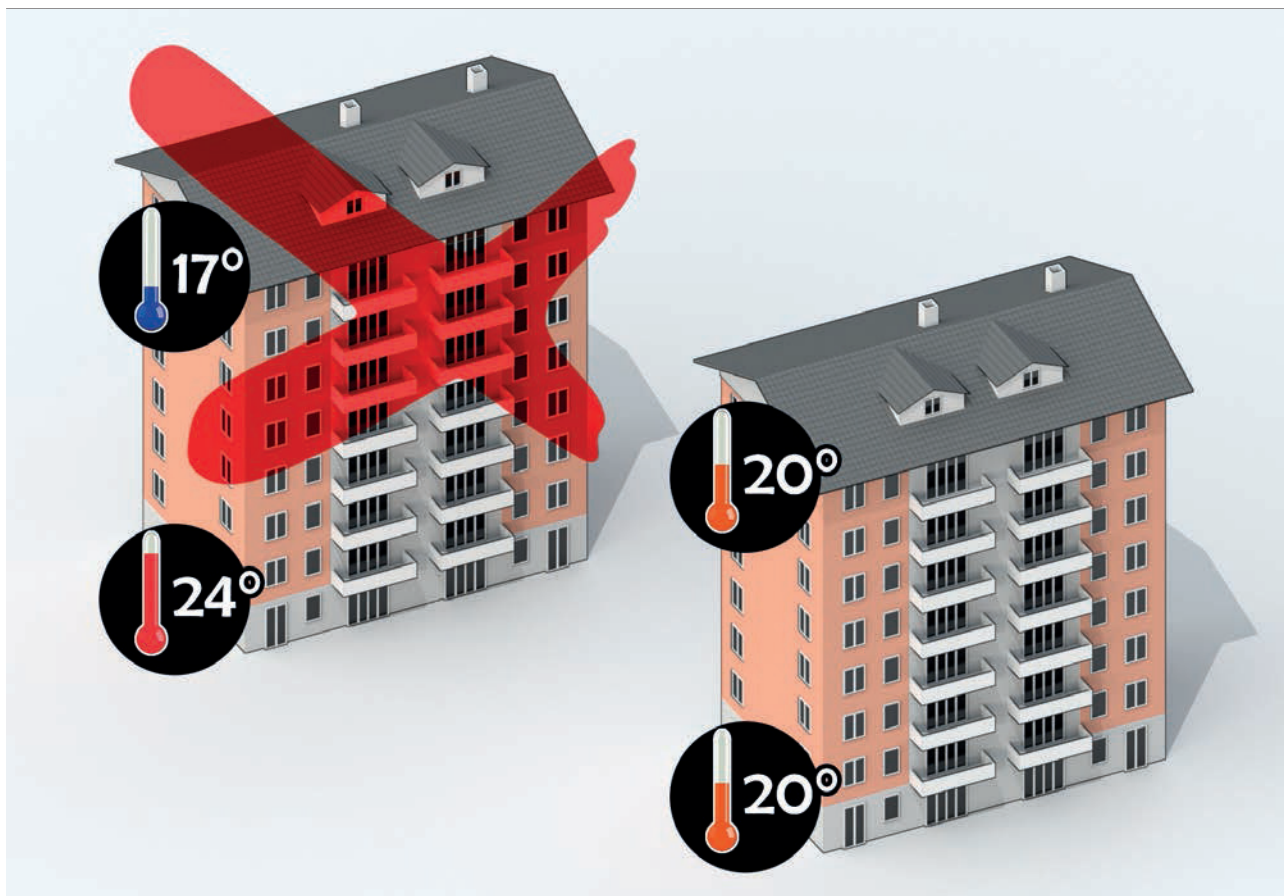
要想解决这些严重的不利之处，在本期水力杂志

里，我们将探讨压差调节器在这方面发挥的重大作用：对于变频泵起着补充作用而不是替代作用。

其实，变频泵在热源部分工作，能够限制（提高或降低转速）系统内循环回路的压差值。

而压差调节器则是沿着分水管网发挥作用，能够限制（增加或降低压损）外围管路的压差，所谓的外围管路指的是服务于终端如立管底部或是区域支管接口等。

本片叙述分为两部分：第一部分将探讨压差调节器的主要特点、性能和适用范围；第二部分介绍通过这些部件的协助可以平衡旧式立管系统。



压差调节器

也称为 ΔP 调节器，用来维持管路两点间的压力差。

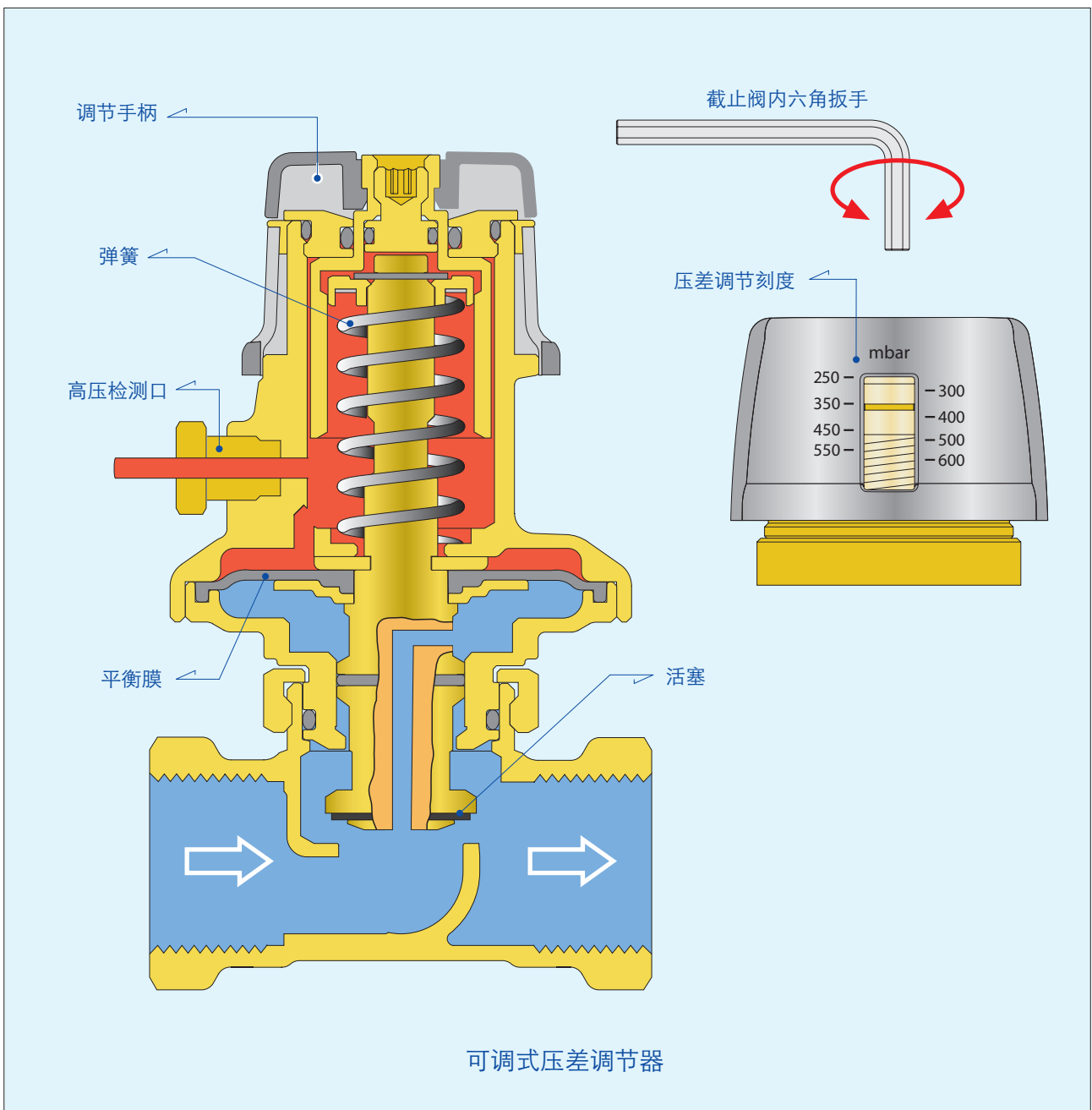
它的功能主要是吸收过高压力。它利用一个平衡膜和弹簧配合作用：参见下面的产品图示截面。平衡膜受高压舱（红色区域）和低压舱（蓝色区域）之间压差作用。

运行时，即压差恒定时，平衡膜（根据高压和低

压舱间存在的压力）就位，将与之相连的活塞定位，以保证要求的压差 ΔP 。

如果管路压差发生变化（比如由于恒温阀的开启或关闭引起的），由于两个舱间新的压力变化，膜就会伸展或收缩使压差恢复。

下面介绍的压差调节器须安装于回水管上，因为调节器底部过流通道为下游低压区。

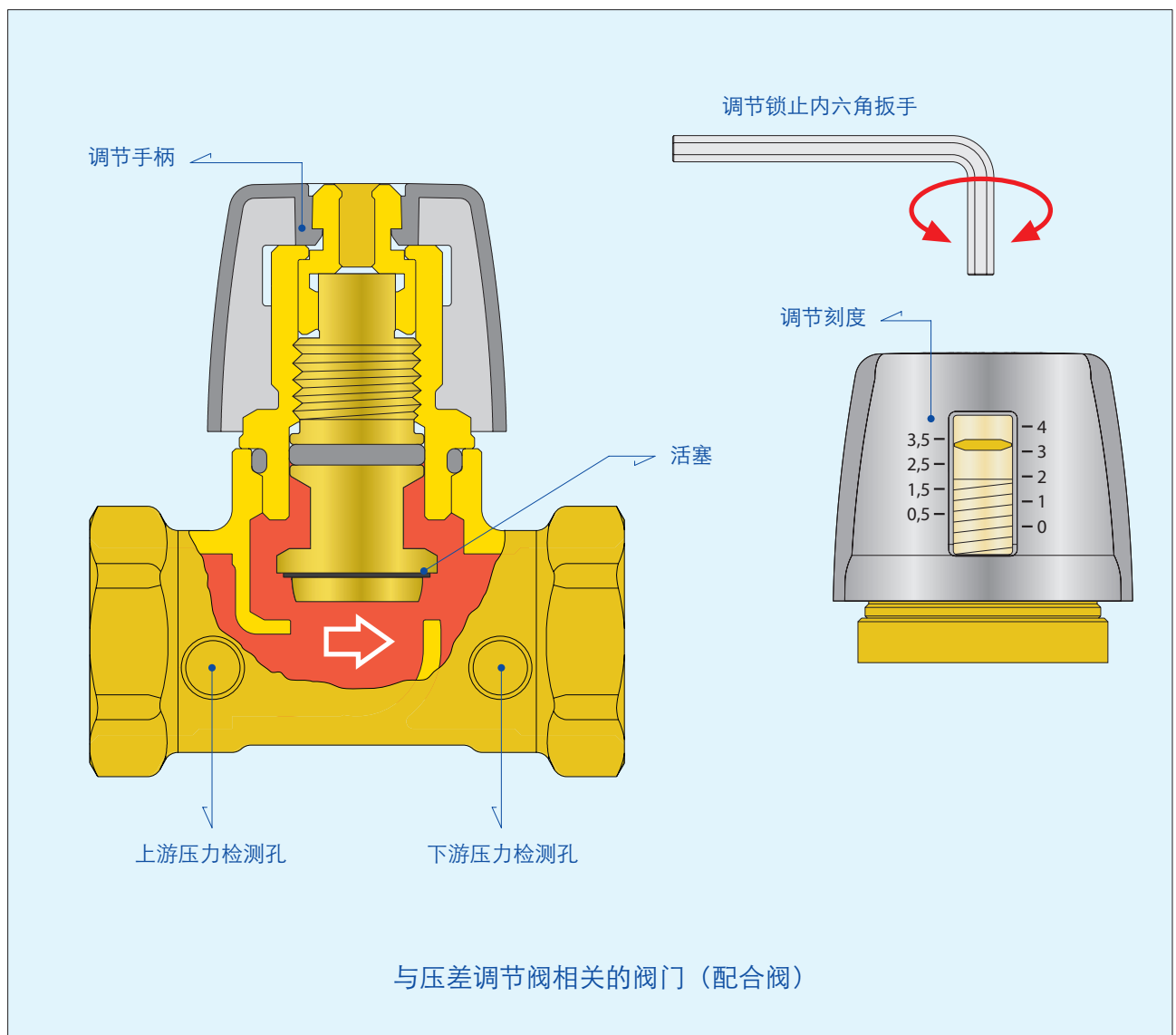
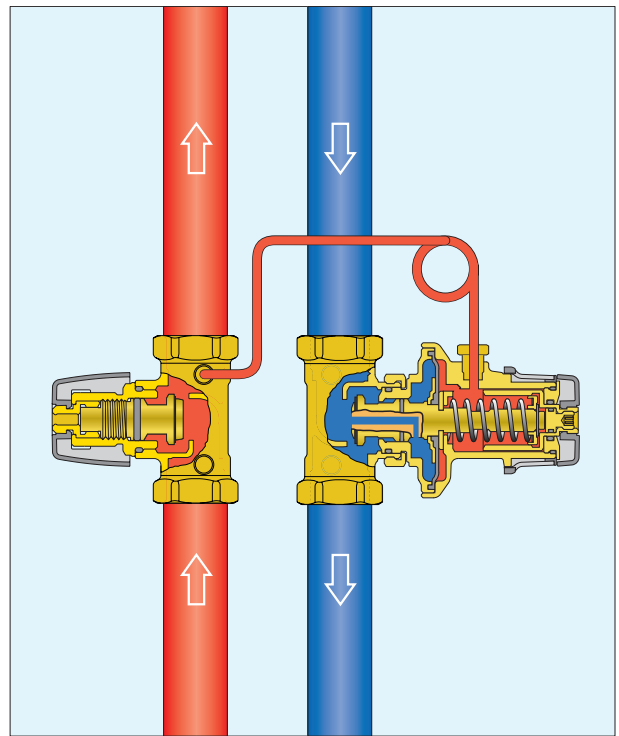


压差调节器的调校通过专门的调节手柄进行。用内六角扳手可以关闭调节器而不会打乱设定的压差值。

调节器的外部压力检测孔，可以使用通常与辅助阀相连的毛细管，行话叫做“配合阀”：参见下面产品图示截面。

这些阀还可以用来（1）调节管路流量，（2）测量流量和（3）切断管路便于维护。

配合阀的调校以及关闭要通过调节手柄进行。用内六角扳手控制可以（在阀门调节完毕后）将最大开启状态锁定。在阻断操作之前，通过这种方式维持设定好的调节位置的记忆。



与压差调节阀相关的阀门（配合阀）

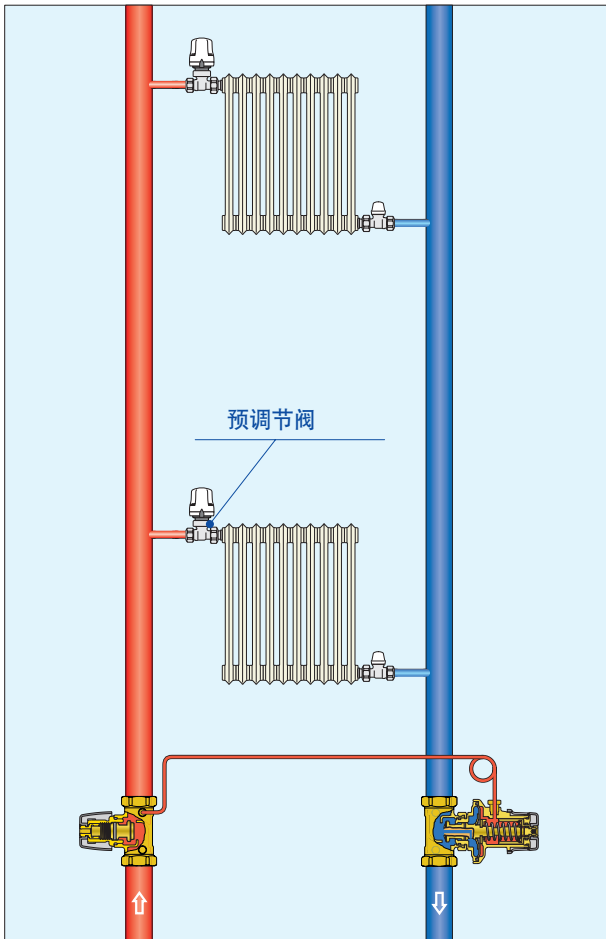
压差调节器和配合阀之间的连接

压差调节器和配合阀之间的连接可以这样实现：

配合阀不连控制环路之内的连接

这种连接方式适合于末端有预调节阀时：比如散热器的预调节阀、地板采暖或区域有流量预调阀。

这种情况下，末端流量可以通过这些阀而得到平衡。管路的流量为各个末端流量之和得到了平衡。这种情况下，配合阀不需要用来平衡回路。



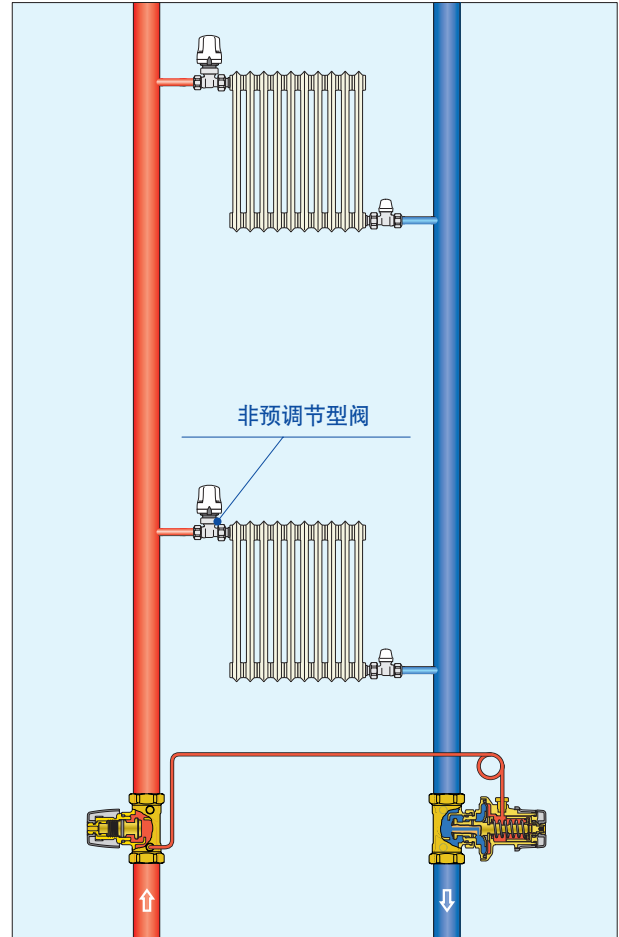
这种解决方案下，压差调节器要按管路要求的扬程进行调节。

例如，如果立管底部要求扬程压差 $\Delta P_{col} = 2,000$ mm 水柱，那么 ΔP 要这样调节：

$$\Delta P = \Delta P_{col} = 2,000 \text{ mm 水柱}$$

配合阀在控制环路之内的连接

这是在末端没有预调节阀式时的建议作法。这时，配合阀还可以用来平衡管路。



这种解决方案下，压差调节器要按管路和配合阀要求的扬程之和为依据进行调节。

例如，如果立管底部要求扬程压差 $\Delta P_{col} = 2,000$ mm 水柱，配合阀调校的压损 $\Delta H_{valv} = 1,500$ mm 水柱，那么 ΔP 要这样调节：

$$\begin{aligned} \Delta P &= \Delta P_{col} + \Delta H_{valv} = 2,000 + 1,500 \\ &= 3,500 \text{ mm 水柱} \end{aligned}$$

主要系统类型中压差调节器的运用

压差调节器可用于散热器、风机盘管系统、空气源热泵和辐射式供暖板系统中。

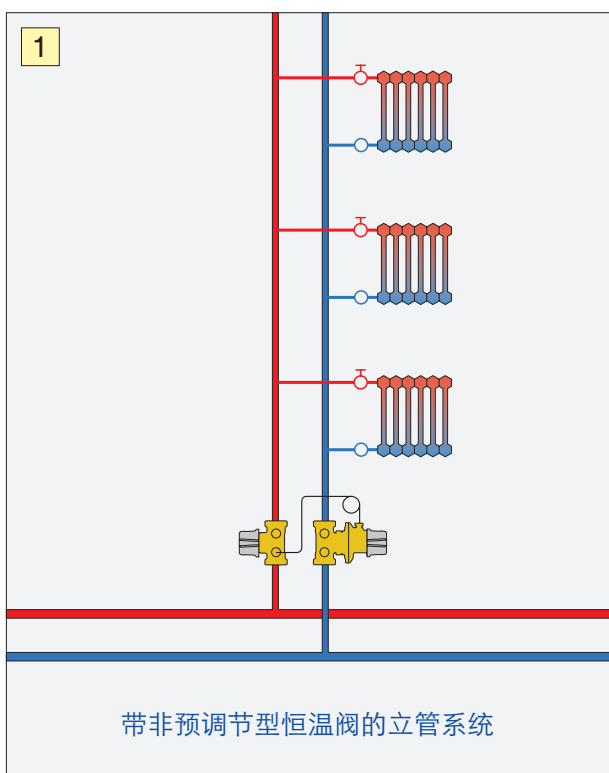
散热器系统

在这类系统中，特别是大中型系统中，压差调节器（正如我们已经了解到的，而且我们后面有更详细的了解）被用来避免散热器的工作流量与设计流量出入太大的问题，以及水力和热量严重失调问题。

另外，这些系统中，压差调节器可以让恒温阀在要求的压差范围内工作：这个范围一般从700 - 800一直到2,000 - 2,200 mm 水柱不等。

带非预调节型恒温阀的立管系统

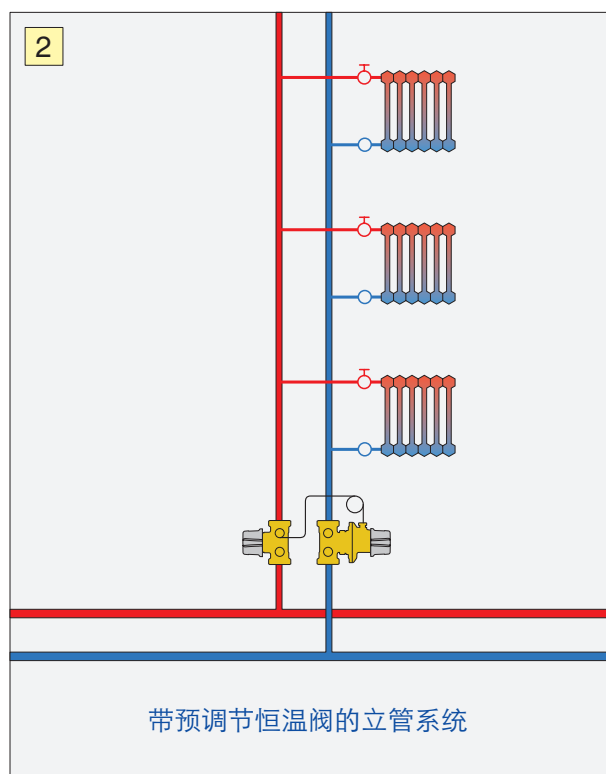
在带非预调节型恒温阀的立管系统中，所调节管路带有内部配合阀，可以利用安装于立管底部的压差调节器。这样的话，如有必要，配合阀可以用来限制立管的流量。



带预调节恒温阀的立管系统

大中型系统中，最好利用预调节恒温阀（理由将在下面解释）。

这种情况下，建议使用立管底部的压差调节器，所调节管路带外配合阀，如侧页所示。

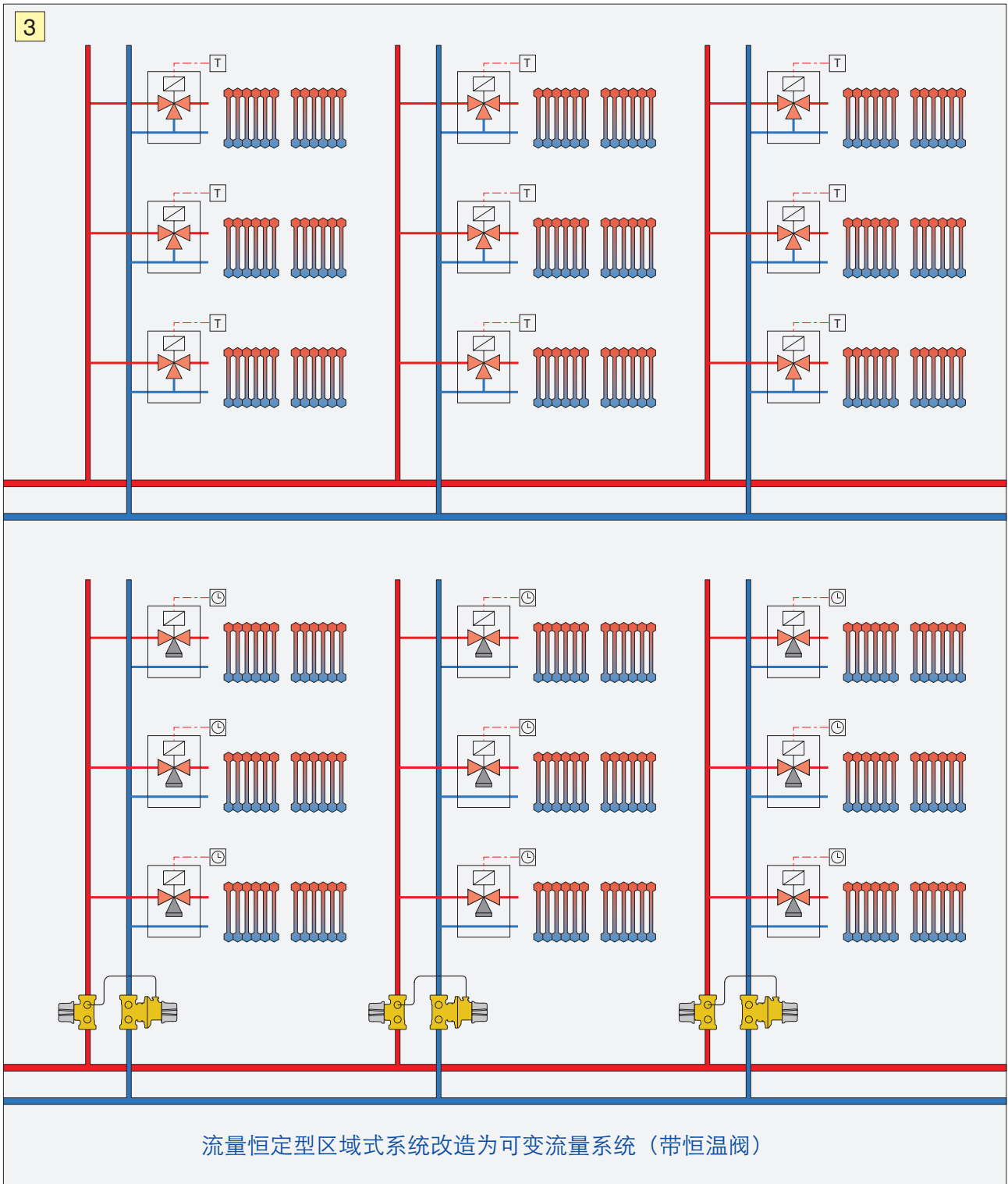


比如把三通阀的区域系统改造为两通阀的情况。这项改造是为了借助恒温阀让旧式的区域式系统更好运转，通过这些阀取得更大的获益（热舒适度和节能）。

这项改造的实现可以用一个堵头关闭三通阀的旁通口，或者如果无法这样做的话（取决于所安阀门的类型），可以用新的两通阀来取代三通阀。

区域温控器的更换要用可编程计时器，使恒温阀只用来控制室内温度。

建议使用预调节恒温阀，管路上安装带内配合阀的压差调节器。

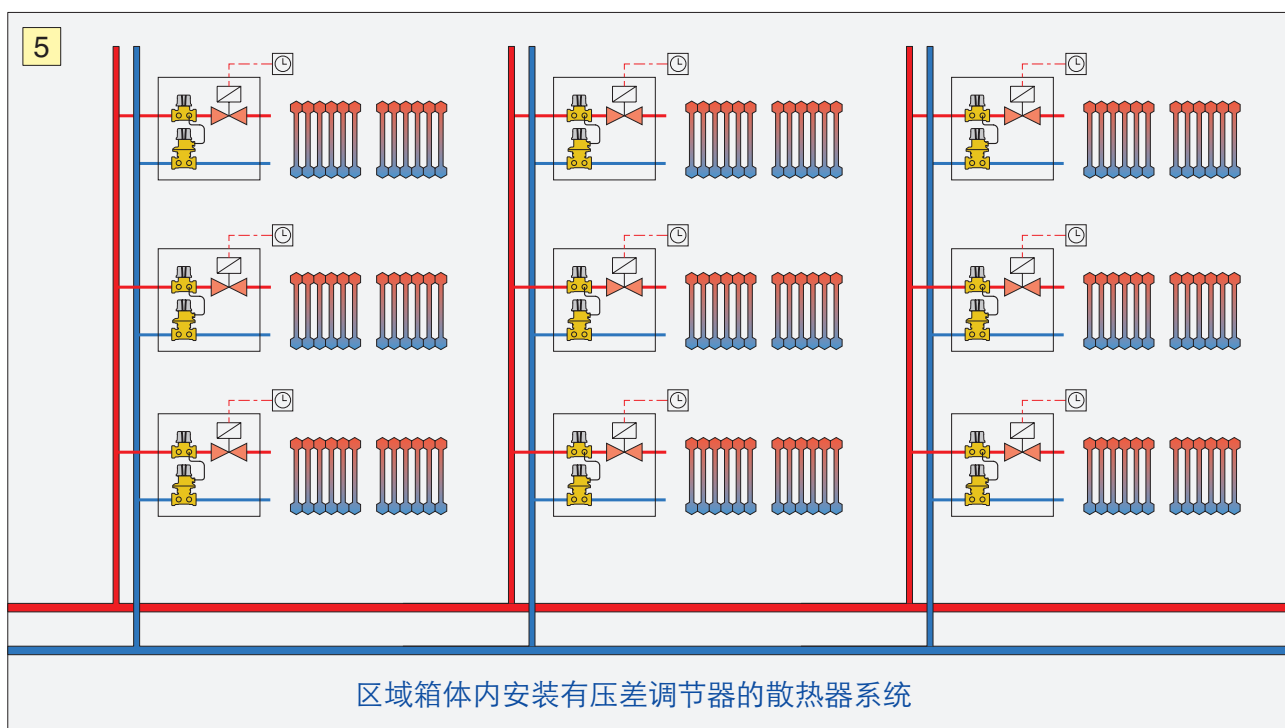
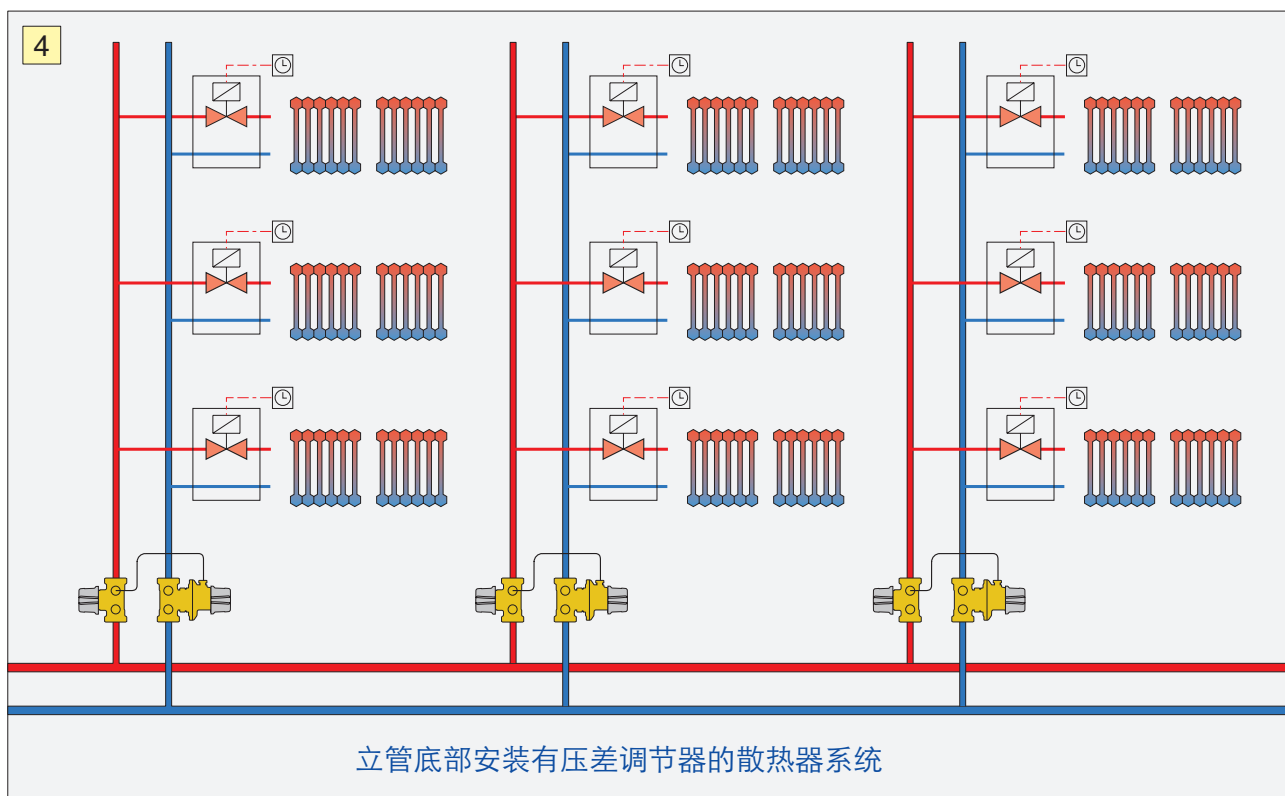


中小型系统中，作用于散热器恒温阀的压差控制可以交给位于立管底部的压差调节器进行。

建议使用预调节恒温阀和安装带管路外配合阀的压差调节器。

在大中型系统中，作用于散热器恒温阀的压差控制一般交给位于区域箱体内存的压差调节器进行。

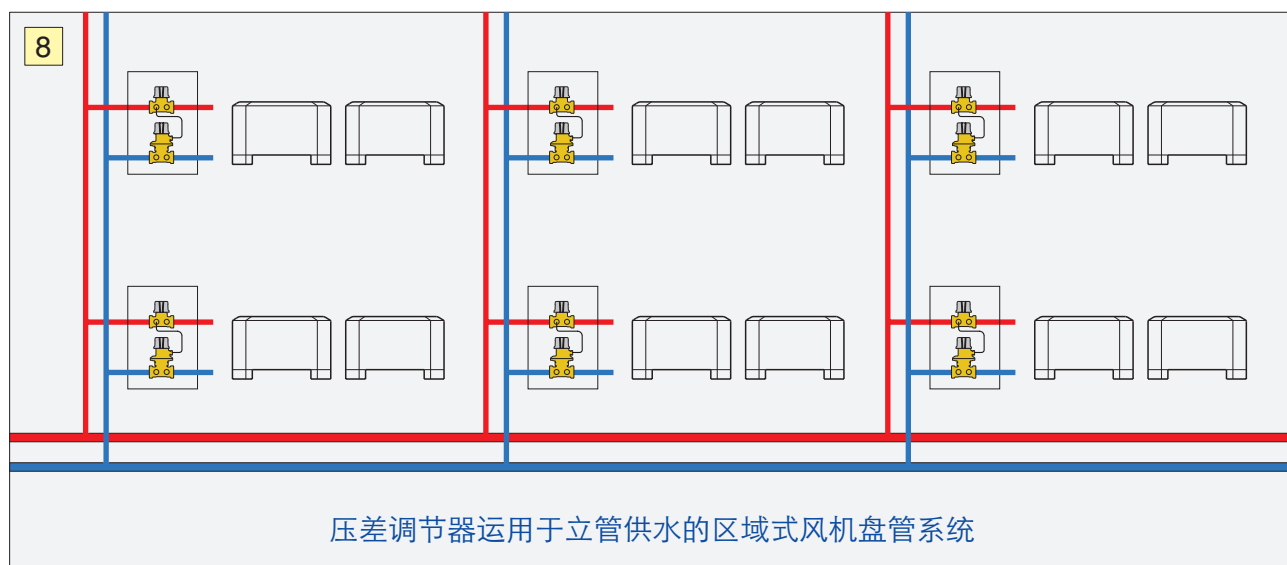
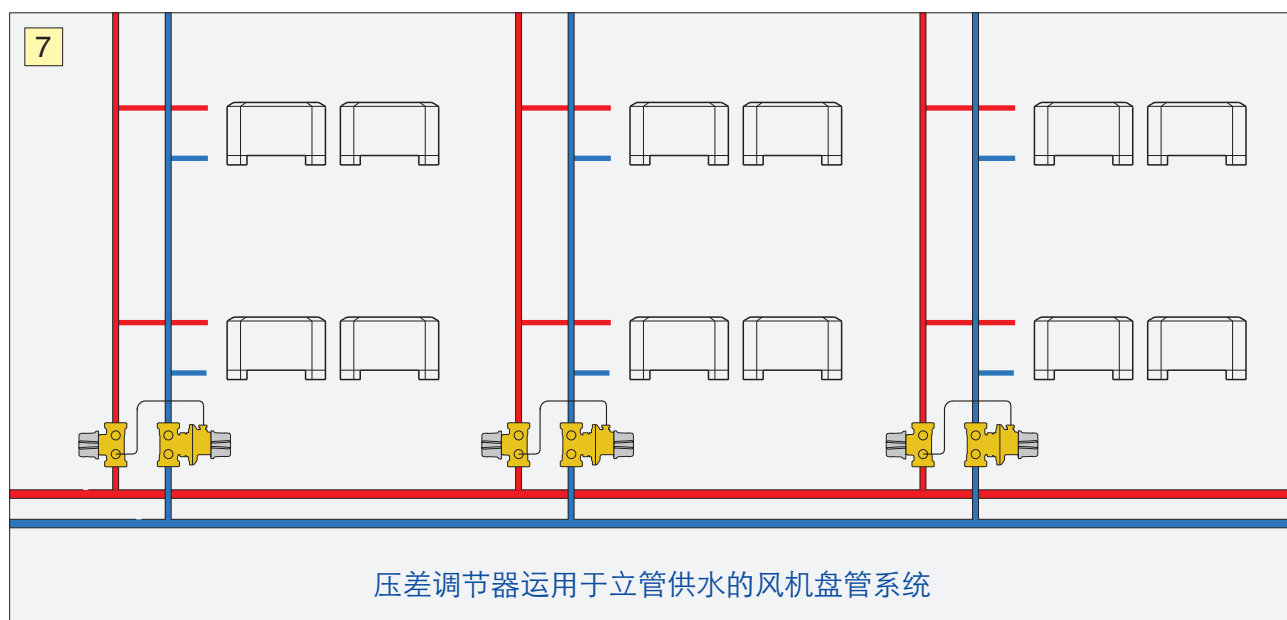
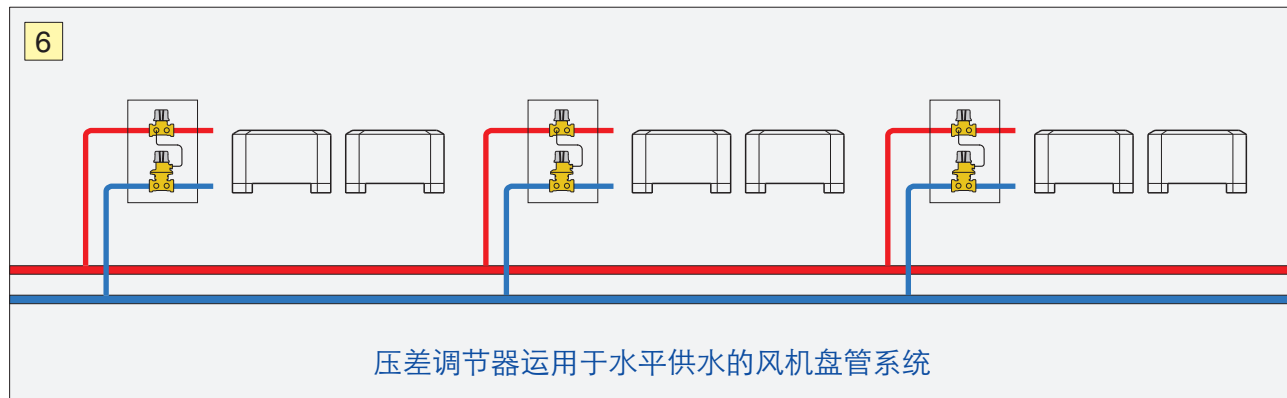
建议使用预调节恒温阀和安装带管路外配合阀的压差调节器。



风机盘管系统

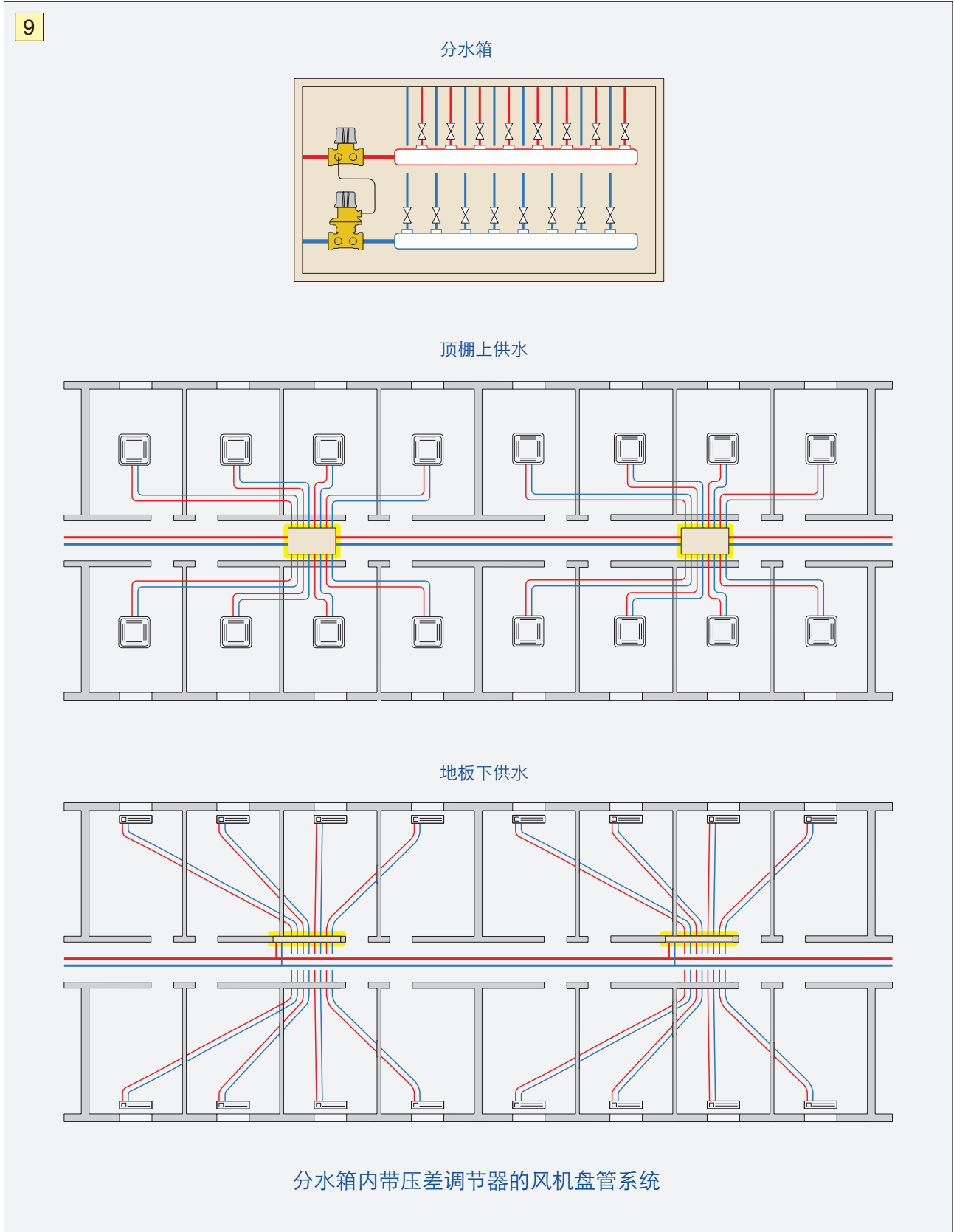
这些系统中，压差调节器主要用来防止立管系统或是远端水平分水器等位于不利区域的末端出现严重的水力失调。

风机盘管系统中，压差调节器还可以在使用热电调节阀时控制阀前后压差，因为这些调节阀一般不能在过高压差时准确地工作。



下图中的模块化方案（带压差调节器、配合阀和箱体分集水器）便于系统的实现，方便定期维护。侧页中的系统图示涉及的是没有预调节阀的风机盘

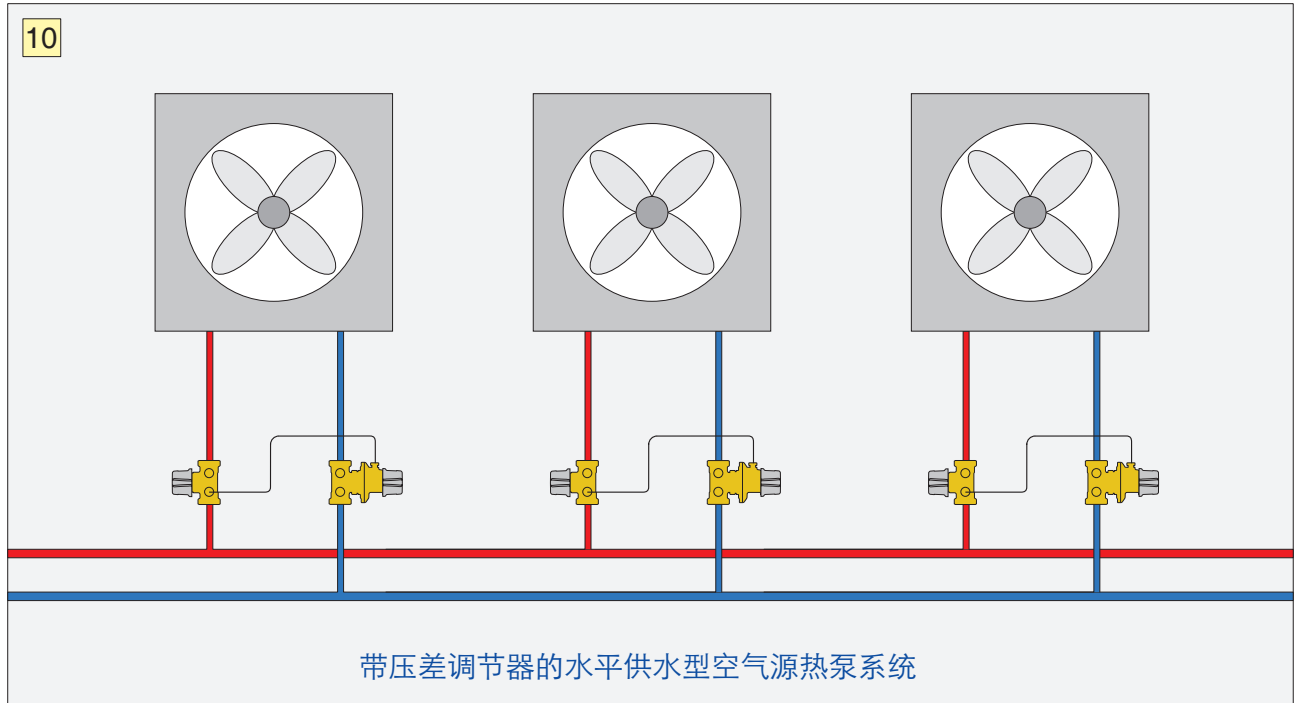
管（既没有动态平衡阀也没有手动调节阀），所以建议在调节管路内部安装配合阀。



空气源热泵系统

压差调节器还用于制冷和制热的空气能设备的水力平衡。

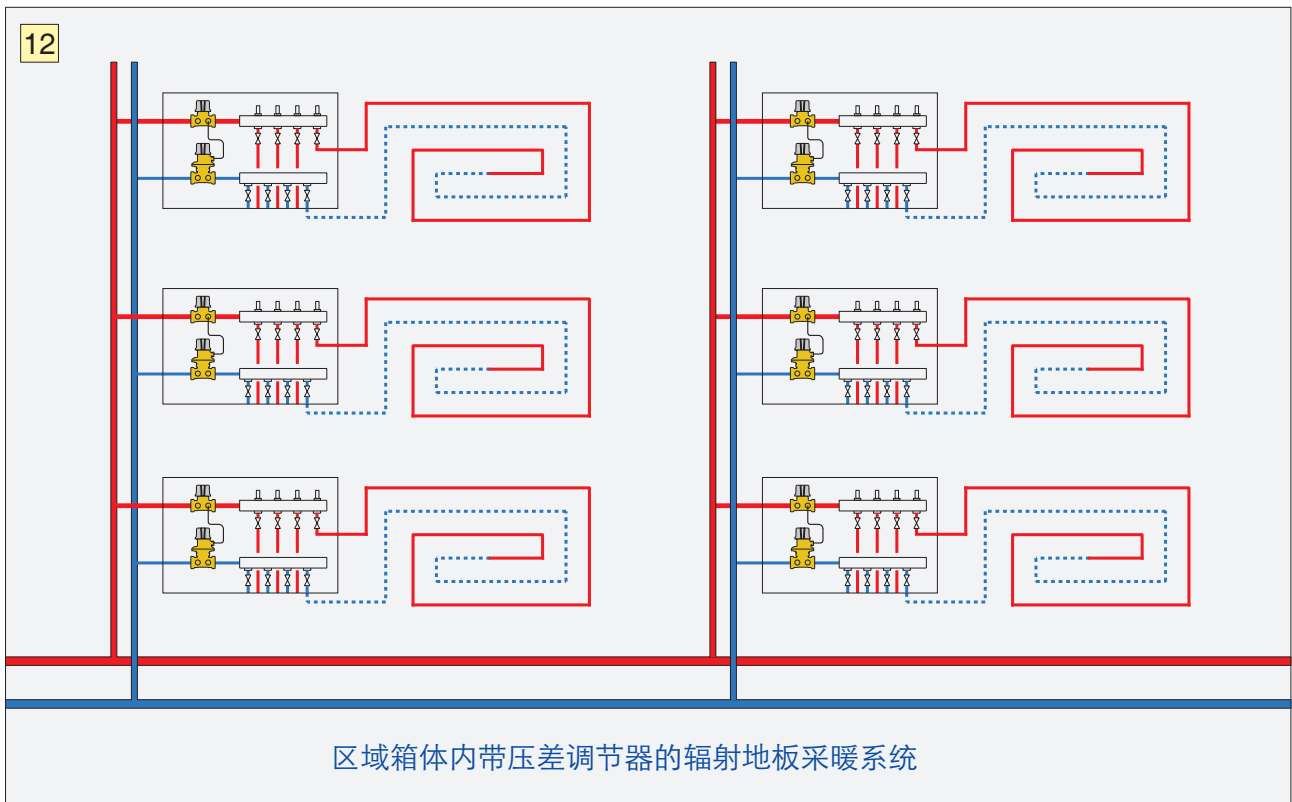
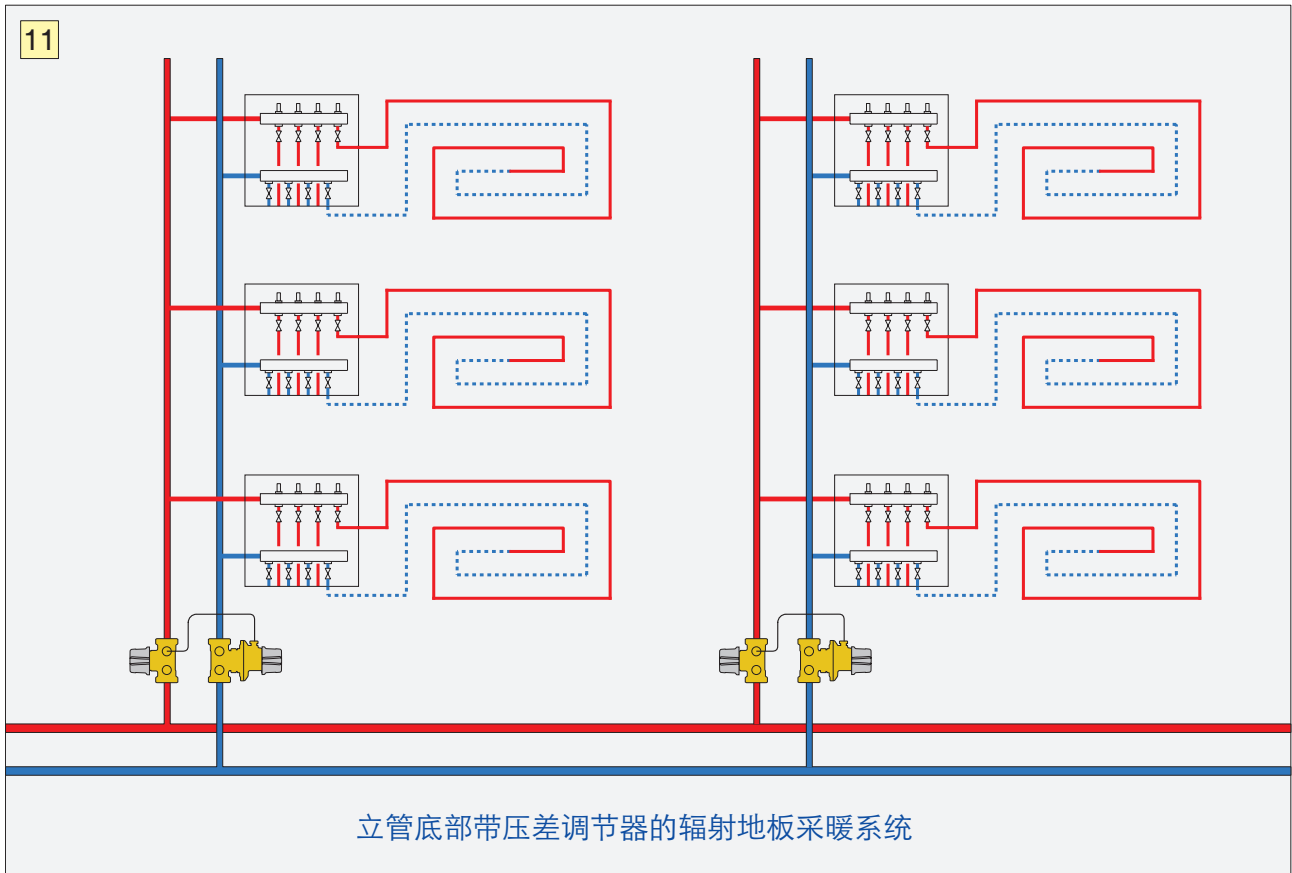
这种平衡可以让设备正常工作。另外还提供了一种可能性，就是可以去掉或增加新设备而不必打破既有平衡和采取新的平衡程序。



辐射地板采暖系统

在这些系统中，压差调节器主要用于大中型系统中防止作用于辐射地板采暖分水器预调节阀相对应

的压差过高，这样会造成调节阀的剧烈抖动和工作噪音。



压差调节器和配合阀发挥的作用

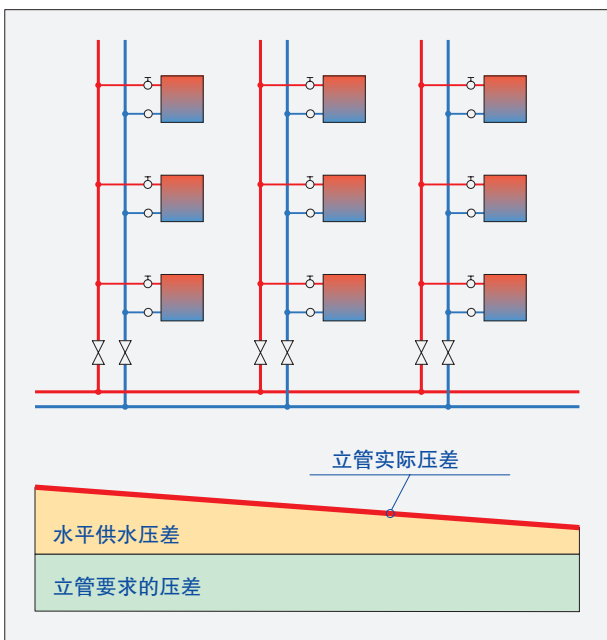
压差调节器和配合阀常常被认为发挥两个不同作用：压差调节器的任务是限制压差值，配合阀的任务是平衡流量。

事实并非如此，或者更准确地说不完全是这样。其实，压差调节器和配合阀之间不存在截然不同的任务分工。尤其要考虑到，压差调节器还在平衡流量方面发挥着重要作用。

为了突出这一方面，相对于流量恒定的系统而言，我们可以探讨以下案例：

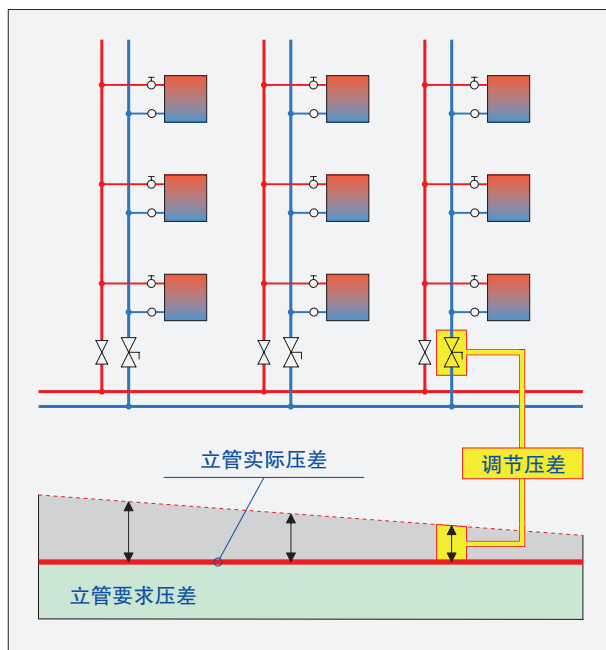
没有平衡阀的立管系统

立管底部的压差从最后一根立管到第一根立管恒定增加（即使不是线性的）。结果就形成最后面的立管流量过低，而前面的立管流量过高。



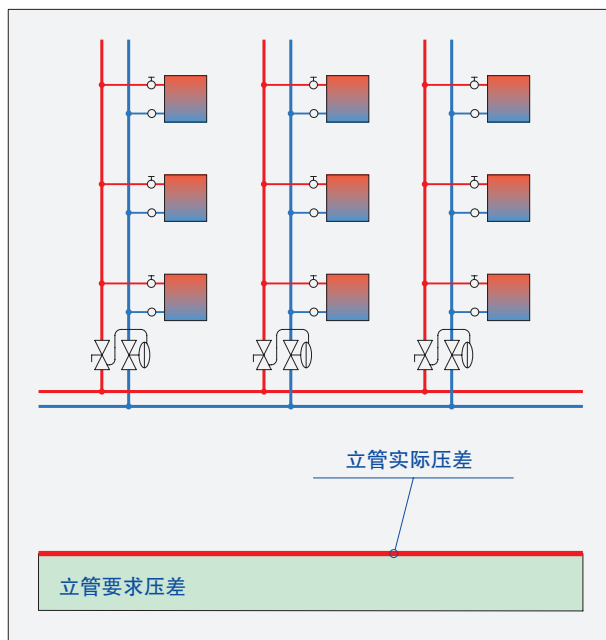
立管底部带调校阀的立管系统

为了避免上述不平衡状况，立管可以装手动调节阀，通过适当调节可以使所有立管工作压差相同。



立管底部带压差调节器的立管系统

通过平衡阀达到的工作条件也可以通过压差调节器得到。所以，这些调节装置不只起到调节压力的平衡作用，而且还可以平衡流量。



观察：

总之，压差调节器还起到平衡阀一样的作用。因此，在带压差调节器的系统中，一般不需要刻意费力进行流量调节操作。

立管系统的平衡

我们将看到如何通过压差调节器的帮助平衡老式立管系统。

这一问题对于这些老旧系统达到今天所要求的热舒适度和能量效率可谓至关重要。另外，这无疑是个普遍关心的问题，因为这涉及到数量可观的建筑，所有那些七八十年代前建造的供暖系统。

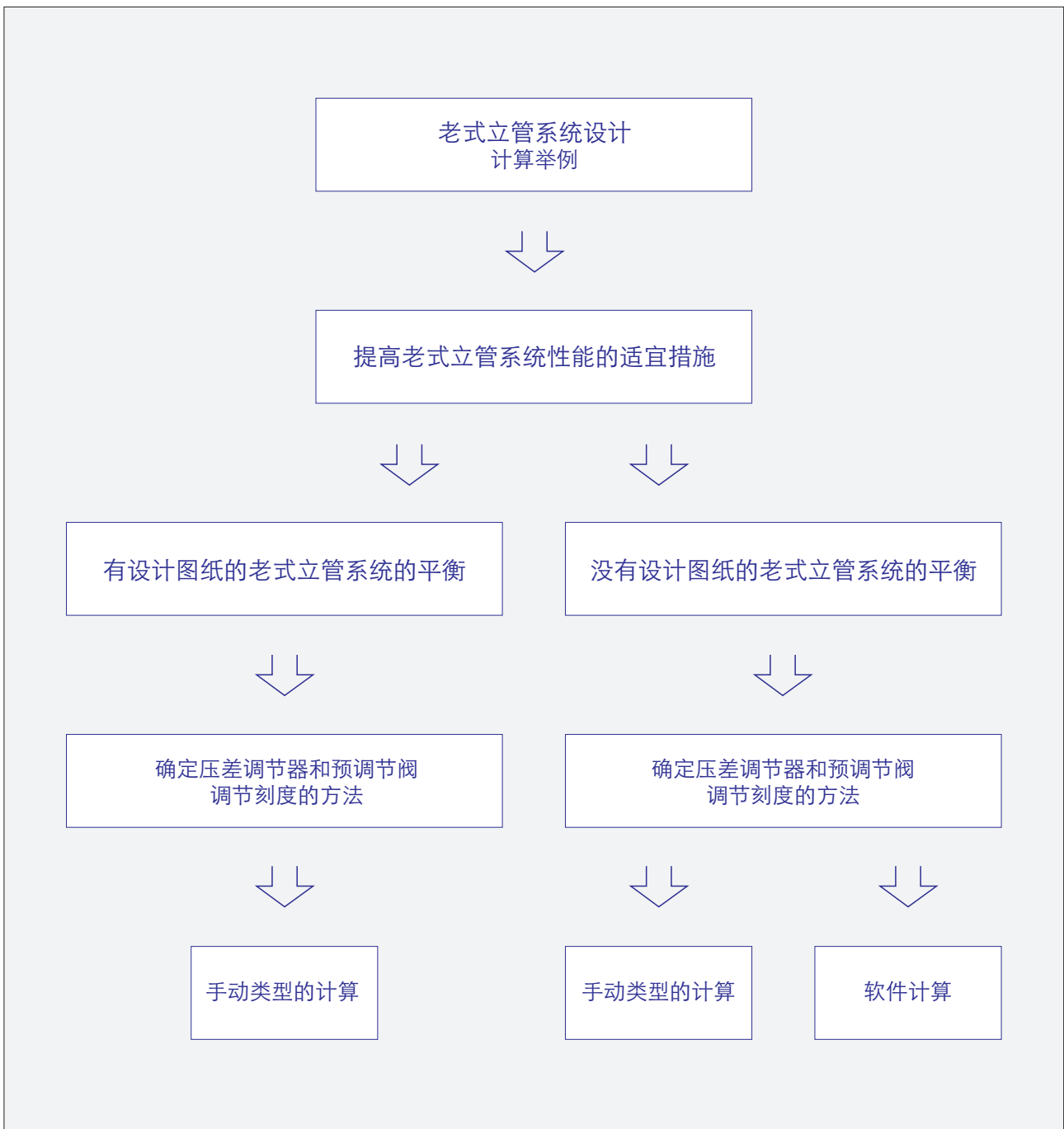
论述分两个部分：

第一部分中，我们将探讨普遍采用的这类系统设计选型的计算方法并详述一个典型例子。

范例可以更加清楚地阐述计算过程和一个正常的量的概念：这对于了解平衡这些系统提供的原因非常有帮助。

第二部分中，我们探讨平衡这些系统的一些理论和实际方法，既包括已有设计的详细描述也有新的方案。

整个论述大的框架如下：

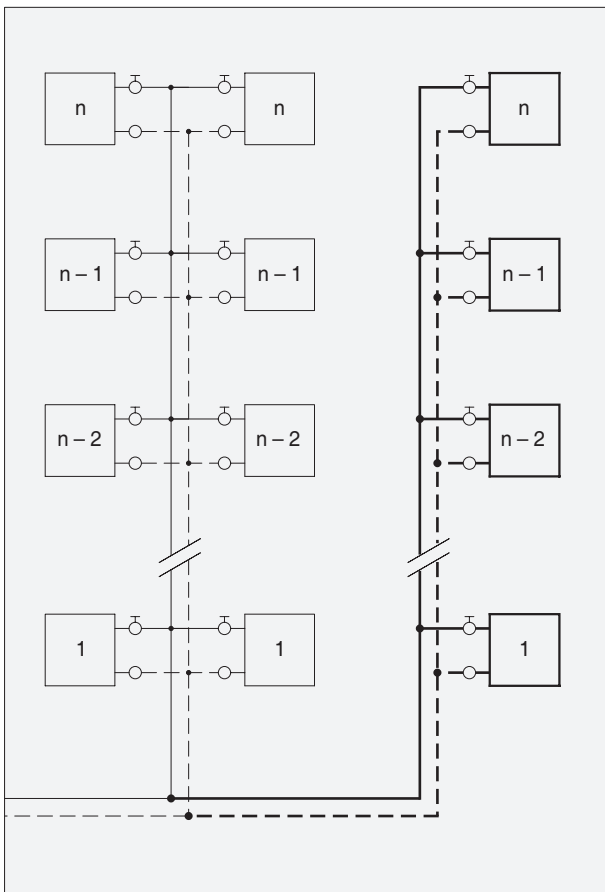


老式立管系统的设计选型

它们的供水管道（几乎都是钢质的，不过有时也用紫铜）原先是根据一致的（或连续的）延程阻力值（比摩性）选型的，一般来说， $r = 10 \text{ mm水柱/m}$ ：正如我们所了解的，这一数值可以保证系统造价成本和水泵运营成本之间的良好平衡。

散热器管路、立管和水平分水器则是这样设计选型的：

末端立管的设计选型



-末端散热器管路 (rad. n)

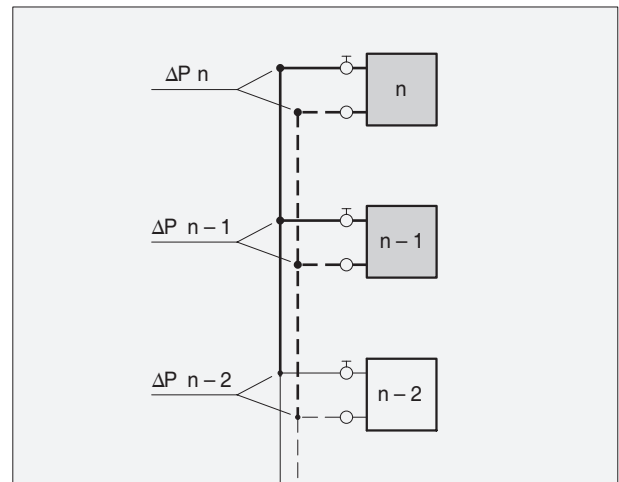
- 根据要传递的热量和设计温度差计算散热器的额定流量；
- 根据比摩阻 (r) 和要求的流量确定管道的直径；
- 确定管路的供水和局部压损；
- 假定管路顶端要求的扬程(ΔP_n)等于上述压损。

-散热器n (rad. n) 和散热器n-1 (rad. n-1) 之间的立管段

- 根据比摩阻 (r) 和所服务散热器的流量确定管道的直径；
- 确定立管段的供水和局部压损；
- 通过节点n扬程和上述管段的压损相加，按所考虑的立管段计算要求的扬程(ΔP_{n-1})。

-散热器n-1 (rad. n-1) 的管路

- 根据要传递的热量和设计温度差计算散热器的额定流量；
- 根据所要求的流量确定管道的直径，并根据于已有压损 ΔP ，求得管路上下游的压损 (ΔP_{n-1})。对于钢管来说，选择无外乎1/2"和3/8"的直径；
- 确定管路的供水和局部压损；
- 然后，平衡（见卡莱菲水力手册1）散热器的名义流量和实际扬程(ΔP_{n-1})。



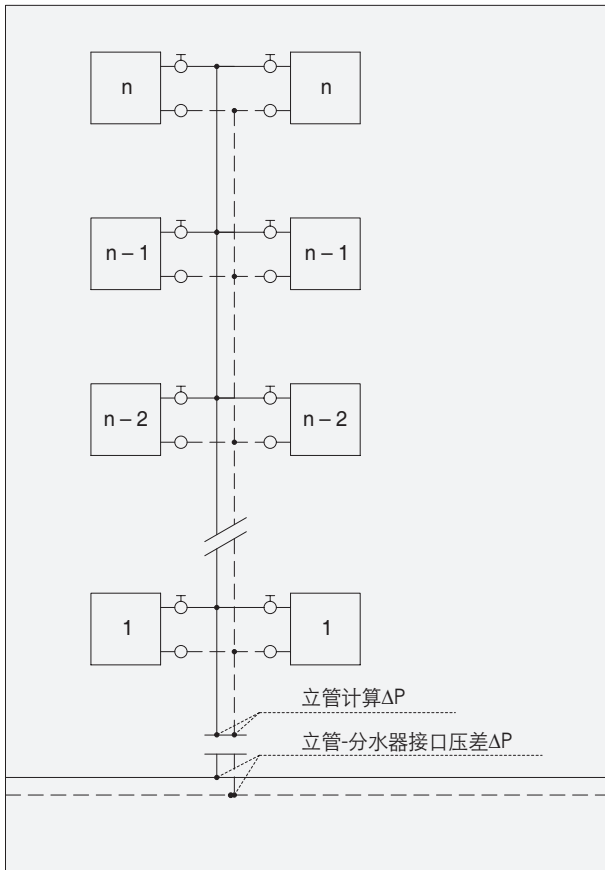
-散热器n-1 (rad. n-1) 和散热器n-2 (rad. n-2) 之间的立管段

- 根据比摩阻 (r) 和所服务散热器的流量确定管道的直径；
- 确定立管段的供水和局部压损；
- 通过节点n-1扬程和上述管段的压损相加，按所考虑的立管段计算要求的扬程(ΔP_{n-2})。

然后，按照类似的方式直到最后一个立管与到倒数第二个主管汇合。

采用与最后一根立管同样的标准进行设计选型。

然后，根据与最后一根立管的汇聚点处得到的扬程来平衡这样得出的流量。



为了平衡流量，所用公式为：

$$G_1 = (H_1 / H)^{0.525} \cdot G = F \cdot G$$

其中：

G_1 = 平衡后的管路流量（新流量）

H_1 = 平衡后的管路扬程

G = 需平衡的管路流量（原来的流量）

H = 需平衡的管路扬程

其中F是用于确定立管和相关散热器新流量的系数（见卡莱菲水力手册1）。

在中小型系统（7-8根立管）而且不太高的（最高5-6层）楼层中，一般考虑从倒数第二根立管开始设计。也就是首先根据举出比摩阻（ r ）设计立管，然后按在水平集分水器立管汇入点上的实际压差 ΔP 值平衡这样确定的流量。

而在大中型系统中，一般利用比摩阻（ r ）来设计立管，这个指导值越接近热力站会慢慢增加。通过这一方式，防止距离热力站近的立管比较远的立管流量高出太多。

总之，为了防止流速过高，比摩阻（ r ）不超过40 - 50 mm 水柱/m，否则会（鉴于当时除空气的手段有限）夹带气泡和使得系统工作噪音大。

水平分水器的设计选型

所有管段，既包括立管与立管之间也包括与热力站连接段，设计选型都根据基础指导比摩阻（ r ）。

计算范例

正如前面已经谈到的，举出计算范例可以更好地澄清上述计算过程以及了解和反映老式立管系统存在的（热力和水力）失衡状况的严重性。

不管怎样，关于失衡的分析，只需考虑第24和25页所阐述的内容。

范例1

立管系统的设计选型

按下述图纸确定的立管系统的设计选型以及相关参数:

散热器的耗热量: 参见侧页图纸

$\Delta T = 10^{\circ}\text{C}$ 设计温差

$L = 4\text{ m}$ 散热器环路长度 (供水与回水)

其它管道长度: 参见相关图纸

钢管

$\xi = 15$ 散热器环路局部压损系数 (接口、弯管、阀门、散热器和平衡阀)

$\xi = 4$ 立管段局部压损系数

$\xi = 6$ 立管底部局部压损系数

备注:

1. 系数 $\xi = 15$ (散热器环路局部压损系数) 指的是八十年代之前普遍采用的平衡阀和阀门, 而且这一数值一度普遍被采用作为系统设计选型的参照。

2. 至于管道的选型, 要针对的是六、七十年代普遍使用的钢管的内径。

3. 关于延程和局部压损的计算, 使用卡莱菲水力手册1里的公式。

方案

系统的设计选型按第16和17页上的方法进行。

计算根据下面的图示进行并标注了相应的近似值。
手工验证计算, 可以使用卡莱菲水力手册1上的表。

立管VI的设计选型环路

散热器6环路

- 设计流量

$$G P = Q / \Delta T = 1,600 / 10 = 160 \text{ l/h}$$

- 延程压损 H_R 和直径的选择

$$\varnothing = 1/2'' \text{ (所选直径)}$$

$$r = 5.3 \text{ mm 水柱/m (一致的沿程压力损失)}$$

$$v = 0.21 \text{ m/s (流体速度)}$$

$$H_R = r \cdot L = 5.3 \cdot 4 = 21.3 \text{ mm 水柱}$$

- 局部压损 H_Z

$$H_Z = 33.8 \text{ mm 水柱 } (\xi = 15, v = 0.21 \text{ m/s})$$

- 总压损 H_T

$$H_T = H_R + H_Z = 21.3 + 33.8 = 55.1 \text{ mm 水柱}$$

散热器6 - 5立管段

- 流量: $G = 160 \text{ l/h}$

- 延程压损 H_R 和直径的选择

$$\varnothing = 1/2'' \text{ (所选直径)}$$

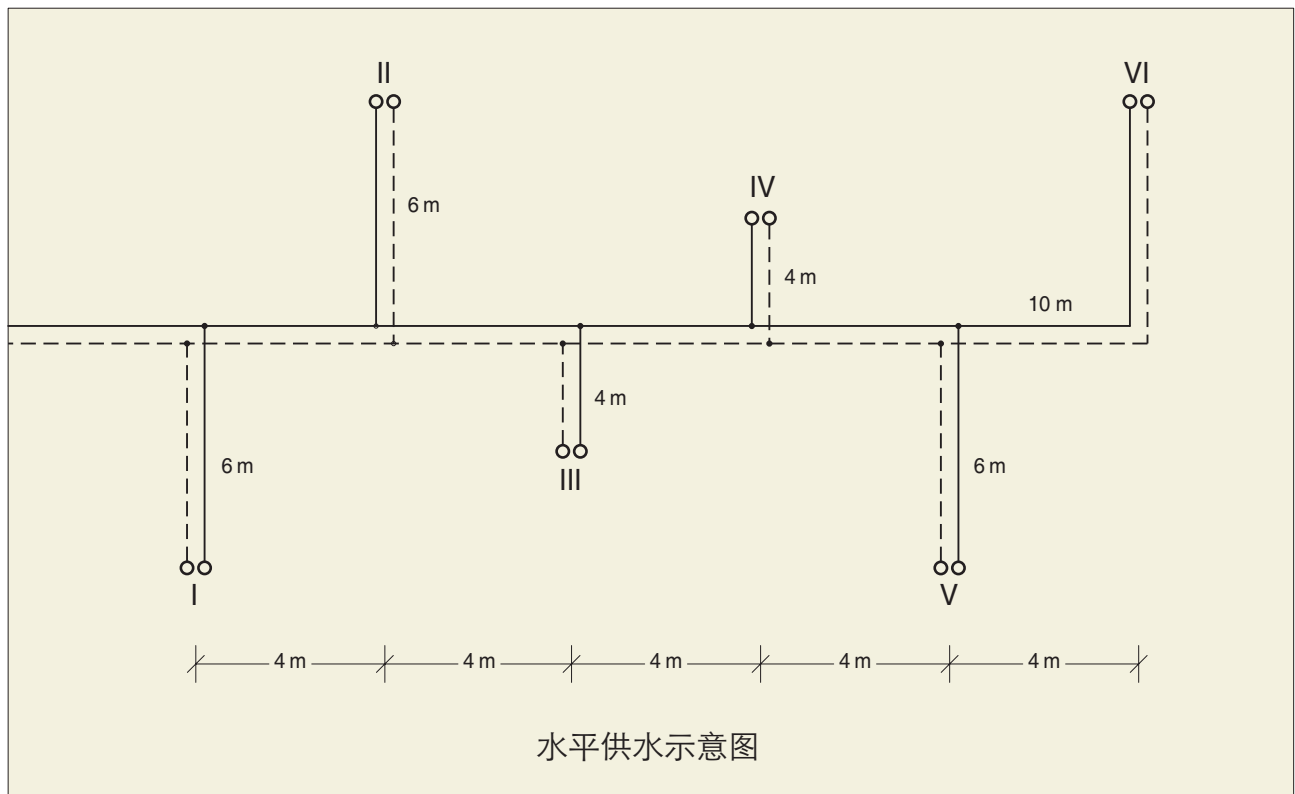
$$r = 5.3 \text{ mm 水柱/m (一致的沿程压力损失)}$$

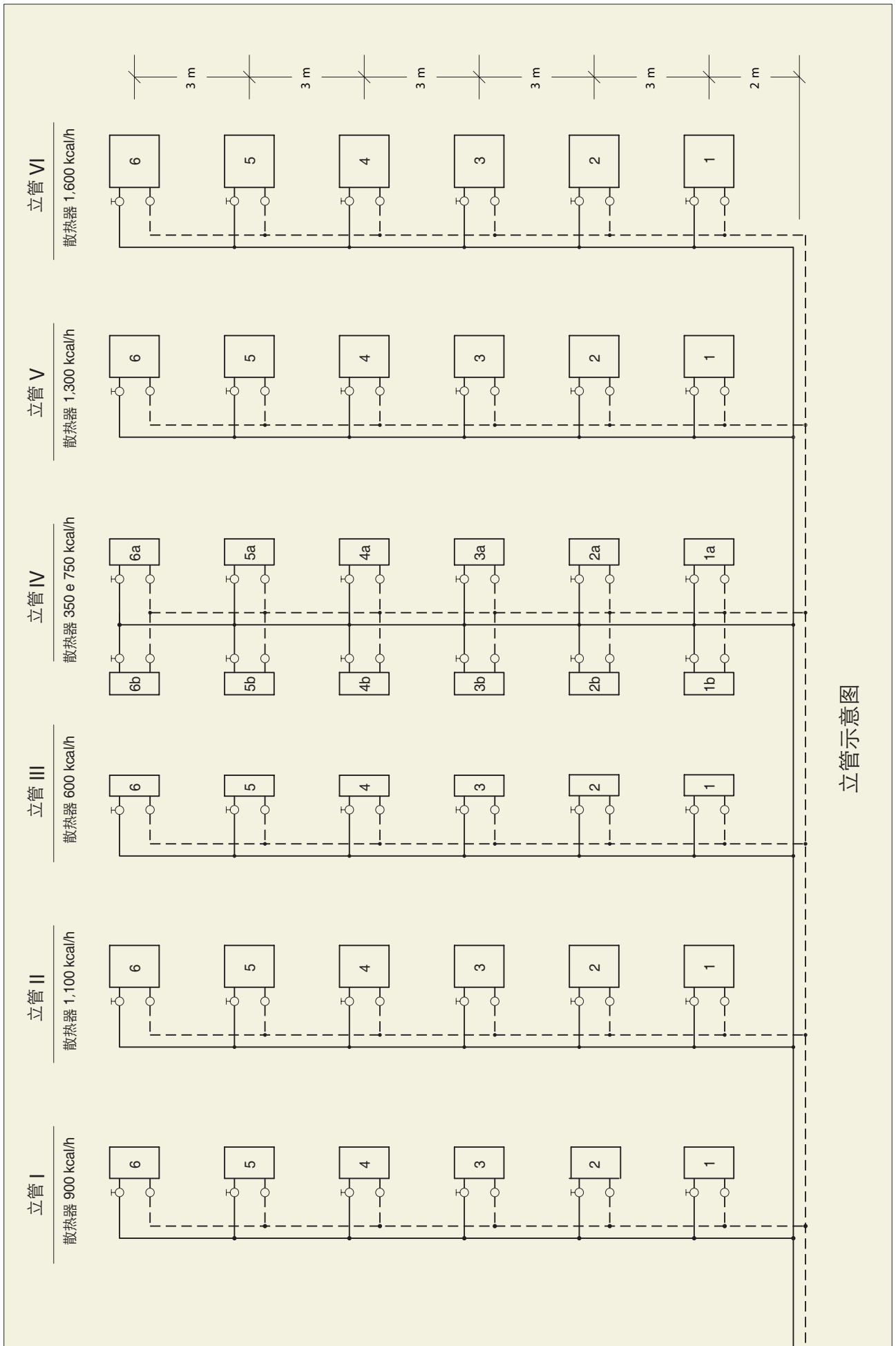
$$v = 0.21 \text{ m/s (流体速度)}$$

$$H_R = r \cdot L = 5.3 \cdot 6 = 31.9 \text{ mm 水柱}$$

- 局部压损 H_E

$$H_Z = 9.0 \text{ mm 水柱 } (\xi = 4, v = 0.21 \text{ m/s})$$



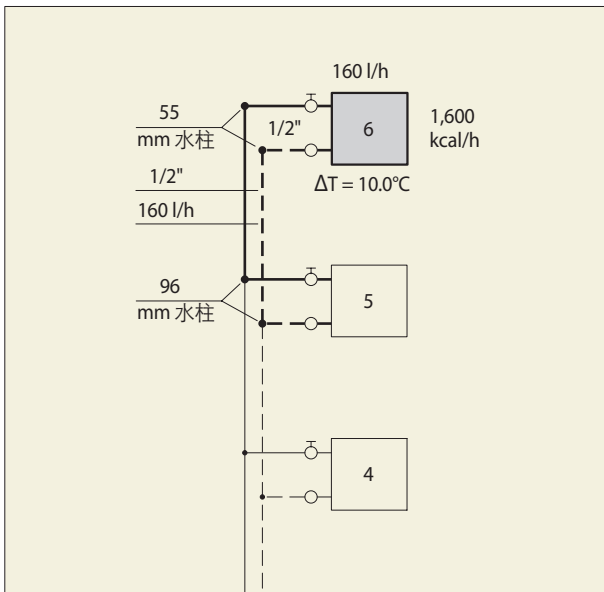


- 总压损 H_T

$$H_T = 31.9 + 9.0 = 40.9 \text{ mm 水柱}$$

- 节点5压差 ΔP

$$\Delta P_5 = \Delta P_6 + 40.9 = 55.1 + 40.9 = 96.0 \text{ mm 水柱}$$



散热器5环路

- 设计流量

$$G_P = Q / \Delta T = 1,600 / 10 = 160 \text{ l/h}$$

- 环路压损和直径选择

$$\varnothing = 1/2'' \text{ (所选直径)}$$

根据这一直径，环路的延程压损 (H_R)、局部压损 (H_Z) 和总压损 (H_T) 分别为：

$$H_R = 21.3 \text{ mm 水柱 (} r = 5.3 \text{ mm c.a.)}$$

$$H_Z = 33.8 \text{ mm 水柱 (} \xi = 15, v = 0.21 \text{ m/s)}$$

$$H_T = 21.3 + 33.8 = 55.1 \text{ mm 水柱}$$

- 根据节点5处压差 ΔP 计算的流量

$$G = 160 \cdot (96.0 / 55.1) 0.525 = 160 \cdot 1.34 = 214 \text{ l/h}$$

- 散热器实际温差 $\Delta T = Q / G = 1,600 / 214 = 7.5^\circ\text{C}$

散热器5 - 4立管段

- 流量: $G = 160 + 214 = 374 \text{ l/h}$

- 延程压损 H_R 和直径的选择

$$\varnothing = 3/4'' \text{ (所选直径)}$$

$$r = 6.2 \text{ mm c.a./m (延程压力损失)}$$

$$v = 0.28 \text{ m/s (流体速度)}$$

$$H_R = r \cdot L = 6.2 \cdot 6 = 37.2 \text{ mm c.a.}$$

- 局部压损 H_Z

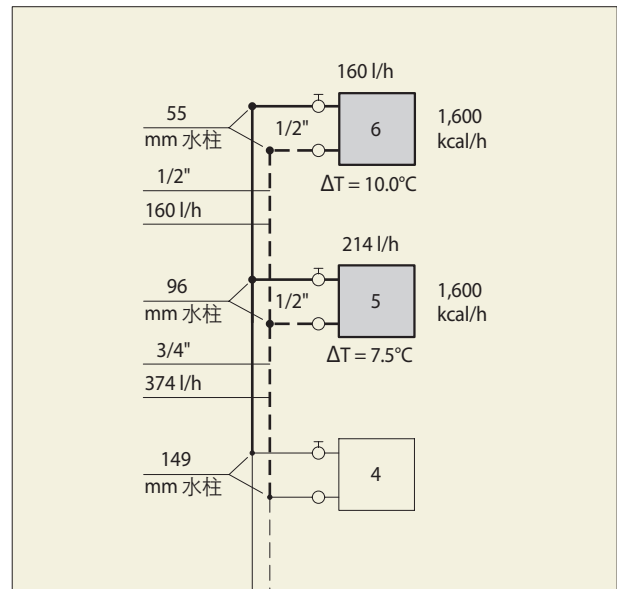
$$H_Z = 15.7 \text{ mm 水柱 (} \xi = 4, v = 0.28 \text{ m/s)}$$

- 总压损 H_T

$$H_T = 37.2 + 15.7 = 52.9 \text{ mm 水柱}$$

- 节点4的压差 ΔP

$$\Delta P_4 = \Delta P_5 + 52.9 = 96.0 + 52.9 = 148.9 \text{ mm 水柱}$$



散热器4环路

- 设计流量

$$G_P = Q / \Delta T = 1,600 / 10 = 160 \text{ l/h}$$

- 环路压损和直径选择

$$\varnothing = 1/2'' \text{ (所选直径)}$$

根据这一直径，环路的延程压损 (H_R)、局部压损 (H_Z) 和总压损 (H_T) 分别为：

$$H_R = 21.3 \text{ mm c.a. (} r = 5.3 \text{ mm 水柱)}$$

$$H_Z = 33.8 \text{ mm c.a. (} \xi = 15, v = 0.21 \text{ m/s)}$$

$$H_T = 21.3 + 33.8 = 55.1 \text{ mm 水柱}$$

- 根据节点4处压差 ΔP 计算的流量

$$G = 160 \cdot (148.9 / 55.1) 0.525 = 160 \cdot 1.69 = 270 \text{ l/h}$$

- 散热器实际温差

$$\Delta T = Q / G = 1,600 / 270 = 5.9^\circ\text{C}$$

散热器4 - 3立管段

流量: $G = 374 + 270 = 644 \text{ l/h}$

立管段压损和直径选择

$$\varnothing = 3/4'' \text{ (所选直径)}$$

根据这一直径，环路的延程压损 (H_R)、局部压损 (H_Z) 和总压损 (H_T) 分别为：

$$H_R = 102.8 \text{ mm 水柱 (} r = 17.1 \text{ mm 水柱)}$$

$$H_Z = 46.5 \text{ mm 水柱 (} \xi = 4, v = 0.48 \text{ m/s)}$$

$$H_T = 102.8 + 46.5 = 149.3 \text{ mm 水柱}$$

- 节点3的压差

$$\Delta P_3 = \Delta P_4 + 149.3 = 148.9 + 149.3 = 298.2 \text{ mm 水柱}$$

散热器3环路

- 设计流量

$$G_P = Q / \Delta T = 1,600 / 10 = 160 \text{ l/h}$$

- 环路压损和直径选择

$$\varnothing = 3/8'' \text{ (所选直径)}$$

根据这一直径，环路的延程压损 (H_R)、局部压损 (H_Z) 和总压损 (H_T) 分别为：

$H_R = 74.2$ mm 水柱 ($r = 18.6$ mm c.a.)
 $H_Z = 91.7$ mm 水柱 ($\xi = 15, v = 0.35$ m/s)
 $H_T = 74.2 + 91.7 = 166.0$ mm 水柱
 - 根据节点3处压差 ΔP 计算的流量
 $G = 160 \cdot (298.2 / 166.0) \cdot 0.525 = 160 \cdot 1.36 = 218$ l/h
 - 散热器实际温差
 $\Delta T = Q / G = 1,600 / 218 = 7.4^\circ\text{C}$

散热器3-2立管段

- 流量: $G = 644 + 218 = 862$ l/h
 - 立管段压损和直径选择

$\varnothing = 1''$ (所选直径)

根据这一直径, 环路的沿程压损 (H_R)、局部压损 (H_Z) 和总压损 (H_T) 分别为:

$H_R = 55.1$ mm 水柱 ($r = 9.2$ mm c.a.)
 $H_Z = 32.7$ mm 水柱 ($\xi = 4, v = 0.41$ m/s)
 $H_T = 55.1 + 32.7 = 87.8$ mm 水柱

- 节点2的压差

$\Delta P_2 = \Delta P_3 + 87.8 = 298.2 + 87.8 = 386.0$ mm 水柱

散热器2环路

- 设计流量

$G_P = Q / \Delta T = 1,600 / 10 = 160$ l/h

- 环路压损和直径选择

$\varnothing = 3/8''$ (所选直径)

根据这一直径, 环路的沿程压损 (H_R)、局部压损 (H_Z) 和总压损 (H_T) 分别为:

$H_R = 74.2$ mm 水柱 ($r = 18.6$ mm c.a.)
 $H_Z = 91.7$ mm 水柱 ($\xi = 15, v = 0.35$ m/s)
 $H_T = 74.2 + 91.7 = 166.0$ mm 水柱

- 根据节点3处压差 ΔP 计算的流量

$G = 160 \cdot (386.0 / 166.0) \cdot 0.525 = 160 \cdot 1.56 = 249$ l/h

- 散热器实际温差

$\Delta T = Q / G = 1,600 / 249 = 6.4^\circ\text{C}$

散热器2-1立管段

- 流量: $G = 862 + 249 = 1,111$ l/h

- 立管段压损和直径选择

$\varnothing = 1''$ (所选直径)

根据这一直径, 环路的沿程压损 (H_R)、局部压损 (H_Z) 和总压损 (H_T) 分别为:

$H_R = 88.6$ mm 水柱 ($r = 14.8$ mm 水柱)
 $H_Z = 54.4$ mm 水柱 ($\xi = 4, v = 0.52$ m/s)
 $H_T = 88.6 + 54.4 = 143$ mm 水柱

- 节点1的压差 ΔP

$\Delta P_2 = \Delta P_3 + 143 = 386.0 + 143 = 529.0$ mm 水柱

散热器1环路

- 设计流量

$G_P = Q / \Delta T = 1,600 / 10 = 160$ l/h

- 环路压损和直径选择

$\varnothing = 3/8''$ (所选直径)

根据这一直径, 环路的沿程压损 (H_R)、局部压损 (H_Z) 和总压损 (H_T) 分别为:

$H_R = 74.2$ mm 水柱 ($r = 18.6$ mm 水柱)

$H_Z = 91.7$ mm 水柱 ($\xi = 15, v = 0.35$ m/s)

$H_T = 74.2 + 91.7 = 166.0$ mm 水柱

- 根据节点2处压差 ΔP 计算的流量

$G = 160 \cdot (529.0 / 166.0) \cdot 0.525 = 160 \cdot 1.84 = 294$ l/h

- 散热器实际温差

$\Delta T = Q / G = 1,600 / 294 = 5.4^\circ\text{C}$

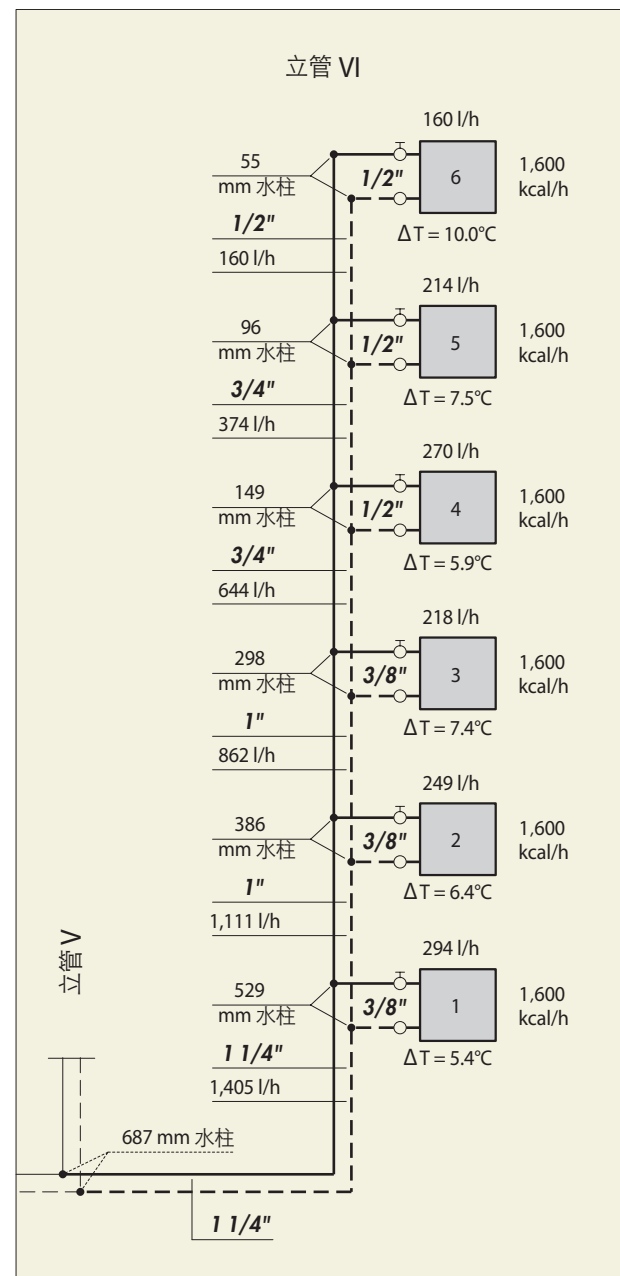
立管和分水器段直到立管V接口

- 流量:

$G = 1,111 + 294 = 1,405$ l/h

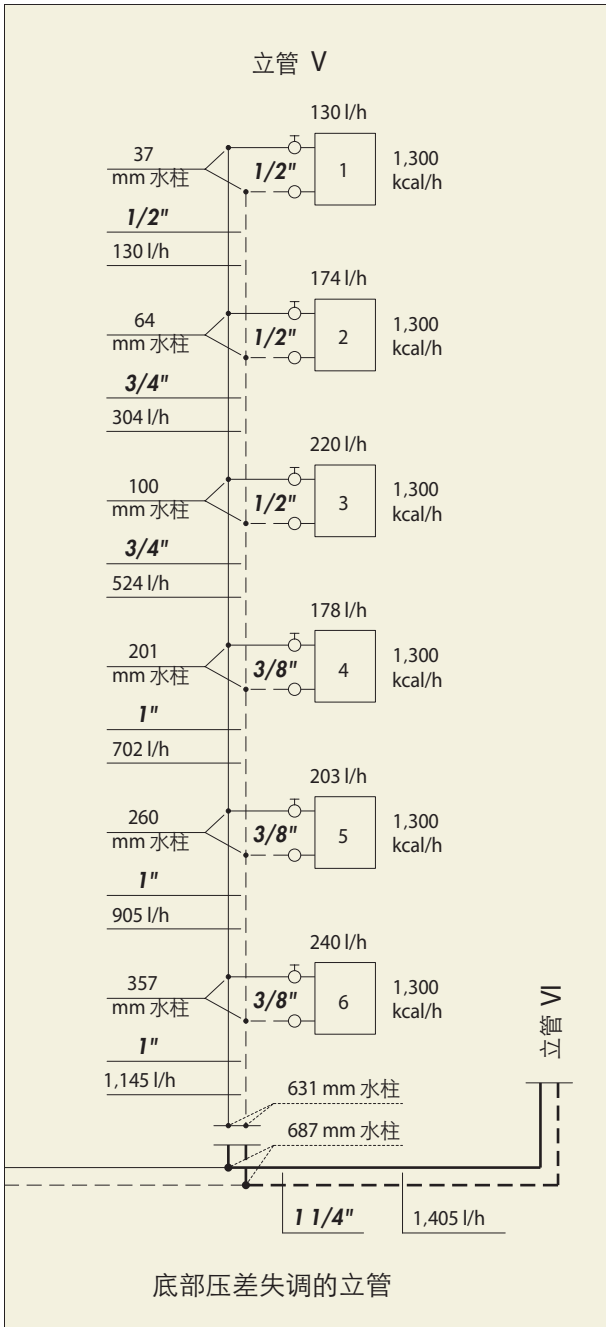
- $H_T = H_R + H_Z = 115.0 + 43.3 = 158.4$ mm 水柱

- 立管V接口压差 $\Delta P_{att. col. V} = \Delta P_1 + 158 = 529 + 158 = 687$ mm 水柱



立管V的设计选型

立管选型方法与立管VI的方法完全相同。得到的结果如下：



然后，根据在立管接入分水器的两个点之间存在的压差 ΔP 值平衡立管。

散热器和立管的平衡因素

按下面公式计算（见卡莱菲水力手册1，第67页）：

$$F = (H1 / H)^{0.525}$$

其中：
 $H1$ = 环路的平衡扬程
 H = 需要平衡的环路扬程

由此得知：

$$F = (687 / 631) 0.525 = 1.046$$

立管的新流量

$$G = 1,145 \cdot 1.046 = 1,198 \text{ l/h}$$

散热器新流量和相应的温差

$$G_{\text{rad.6}} = 130 \cdot 1.046 = 136 \text{ l/h } \Delta T = 1,300 / 136 = 9.6^\circ\text{C}$$

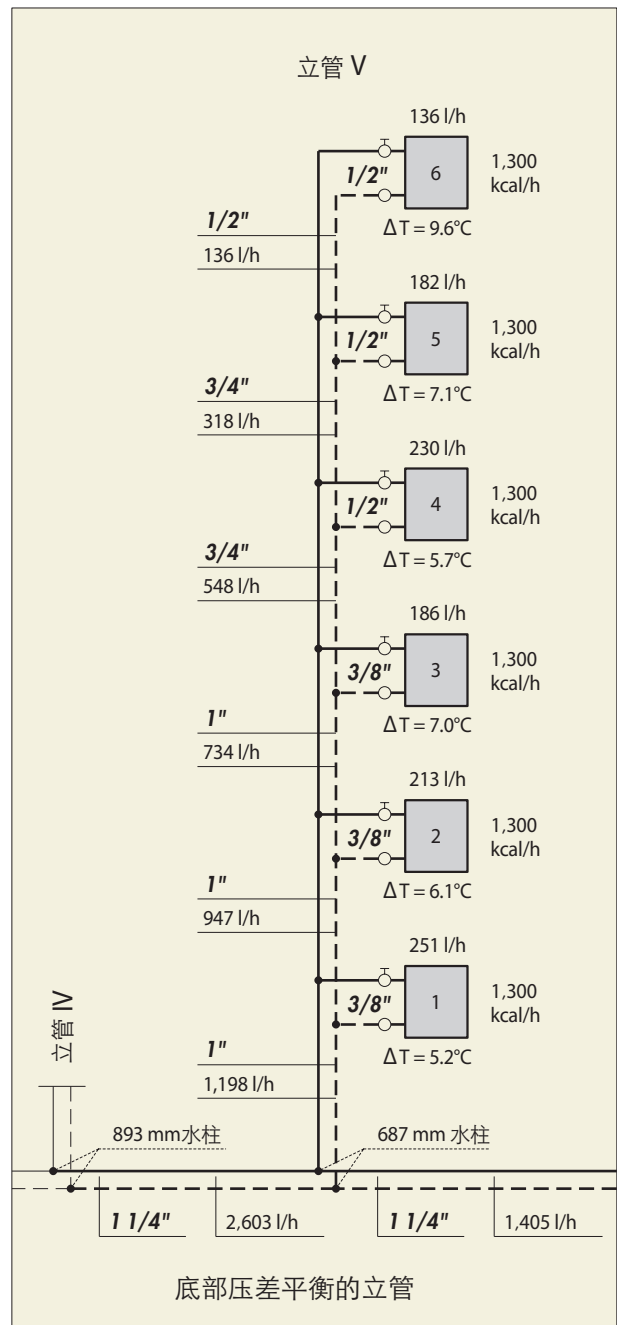
$$G_{\text{rad.5}} = 174 \cdot 1.046 = 182 \text{ l/h } \Delta T = 1,300 / 182 = 7.1^\circ\text{C}$$

$$G_{\text{rad.4}} = 220 \cdot 1.046 = 230 \text{ l/h } \Delta T = 1,300 / 230 = 5.7^\circ\text{C}$$

$$G_{\text{rad.3}} = 178 \cdot 1.046 = 186 \text{ l/h } \Delta T = 1,300 / 186 = 7.0^\circ\text{C}$$

$$G_{\text{rad.2}} = 203 \cdot 1.046 = 213 \text{ l/h } \Delta T = 1,300 / 213 = 6.1^\circ\text{C}$$

$$G_{\text{rad.1}} = 240 \cdot 1.046 = 251 \text{ l/h } \Delta T = 1,300 / 251 = 5.2^\circ\text{C}$$



立管IV的设计选型

首先是散热器6a环路的设计选型：顶端散热器应散发更多热量。

然后是散热器6b环路的设计选型，然后与上述环路压差 ΔP 平衡：

散热器6a环路

- 设计流量

$$G_P = Q / \Delta T = 750 / 10 = 75 \text{ l/h}$$

- 环路压损和直径选择

$$\varnothing = 3/8'' \text{ (所选直径)}$$

根据这一直径，得到的总压损为：

$$H_R = 18.0 \text{ mm 水柱 (} r = 4.5 \text{ mm 水柱)}$$

$$H_Z = 20.2 \text{ mm 水柱 (} \xi = 15, v = 0.16 \text{ m/s)}$$

$$H_T = H_R + H_Z = 18.0 + 20.2 = 38.2 \text{ mm 水柱}$$

散热器6b环路

- 设计流量

$$G_P = Q / \Delta T = 350 / 10 = 35 \text{ l/h}$$

- 环路压损和直径选择

$$\varnothing = 3/8'' \text{ (所选直径)}$$

根据这一直径，得到的总压损为：

$$H_R = 4.3 \text{ mm 水柱 (} r = 1.1 \text{ mm 水柱)}$$

$$H_Z = 4.4 \text{ mm 水柱 (} \xi = 15, v = 0.08 \text{ m/s)}$$

$$H_T = H_R + H_Z = 4.3 + 4.4 = 8.7 \text{ mm 水柱}$$

- 根据散热器环路6a的压差计算的流量

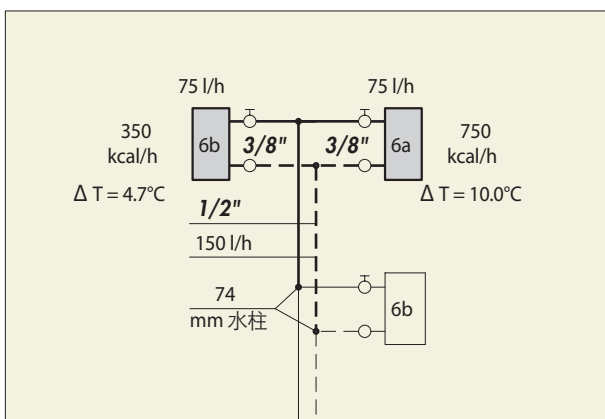
$$G = 35 \cdot (38.2 / 8.7) \cdot 0.525 \approx 75 \text{ l/h}$$

- 散热器实际温差

$$\Delta T = Q / G = 350 / 75 = 4.7^\circ \text{ C}$$

散热器6-5立管段

- 流量: $G = 75 + 75 = 150 \text{ l/h}$



- 环路压损和直径选择

$$\varnothing = 1/2'' \text{ (所选直径)}$$

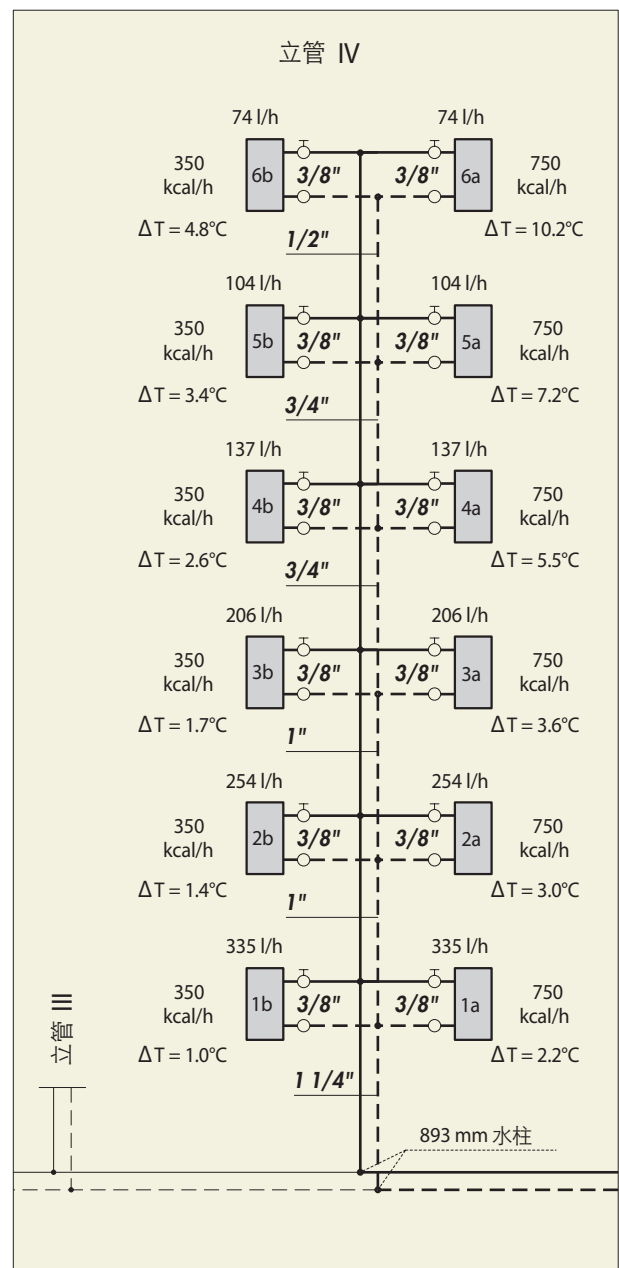
根据这一直径，得到的总压损为：

$$H_T = H_R + H_Z = 28.3 + 7.9 = 36.2 \text{ mm 水柱}$$

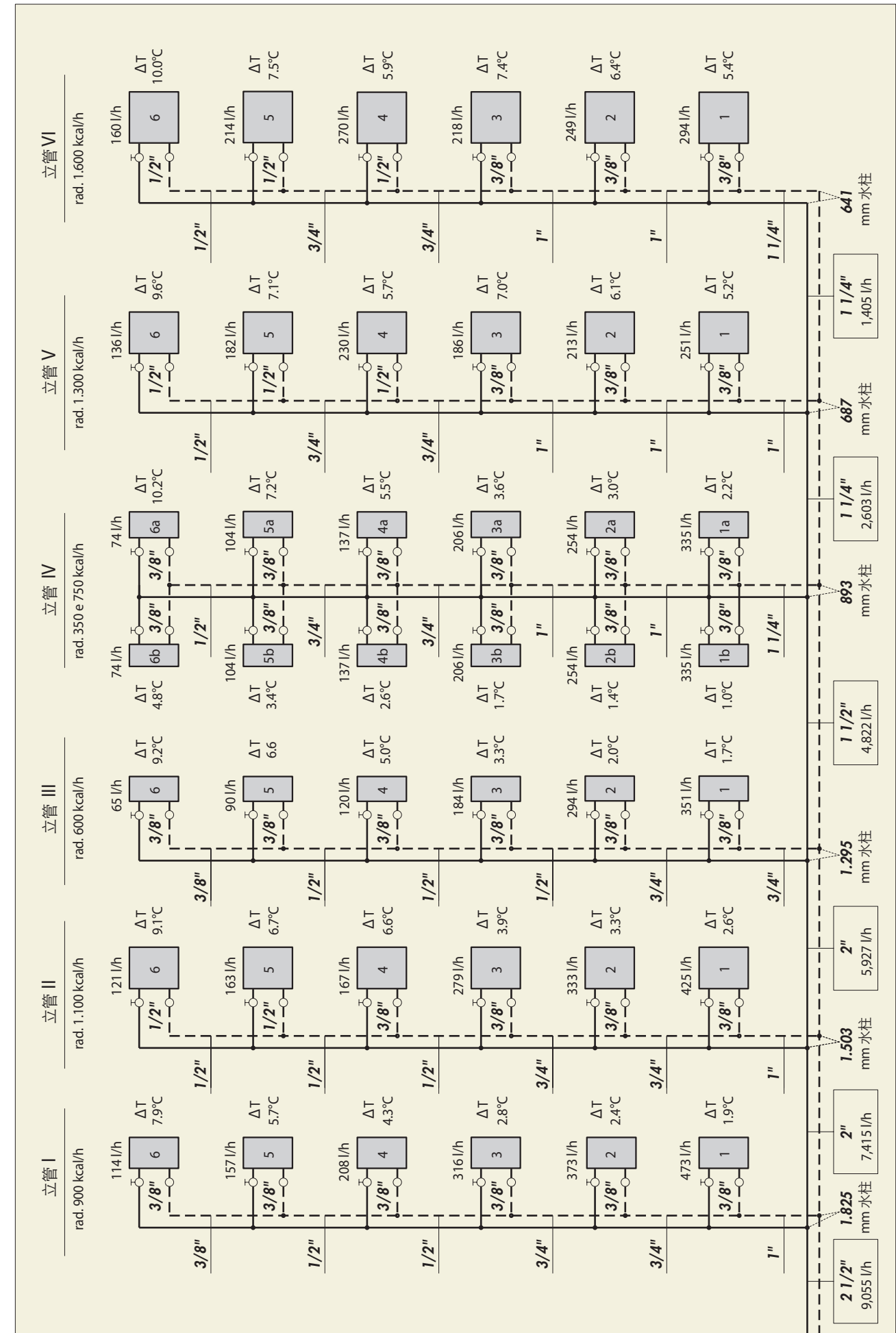
节点5的压差

$$\Delta P_5 = \Delta P_6 + 36.2 = 38.2 + 36.2 = 74.4 \text{ mm 水柱}$$

然后按照立管V的设计选型和平衡时所使用的相同计算方法，对立管进行设计选型和平衡。于是得到以下数值：



下面是与底部分水器和其它立管的设计选型相关的设计数据。



老式立管系统的水力和热力失调

范例中的数据清楚地表明，老式立管系统曾（现在仍是）普遍存在着设计流量与实际工作流量相差甚远的情况。

究其原因，正如我们从计算中可以推断出的，主要有两个：

第一个原因基于这样一个事实：沿着立管（从高到低）服务于散热器的环路压差不断增加。

结果为了保证高楼层散热器所要求的流量，就必须给更低楼层散热器远高于所需要的流量。

联系到我们所举的例子中的每个立管，考虑到散热器的实际流量，其中的差别特别明显。

比如，立管III的第一个和最后一个散热器之间，尽管对它们的热功率要求是一样的，但是流量差大约为540%。类似的差别显然不是特例可以解释的。相反，还有可能更高，特别是更高的立管系统中。

第二个原因则是，压差也沿着水平分水器不断增加。结果，作用于前面立管底部的压差高于最后面的立管，从而进一步增加了设计流量和实际流量之间的失调。

正如我们所知道的，而且也是显而易见地，这些失调导致（1）水泵的运营成本巨增，（2）室内温度变化大且不舒适，各住户各房间之间都不一样。失调还带来另一个不便之处，或许没有那么明显，但是并非不严重。

我们下面会了解得更加清楚，由于恒温阀的调节范围非常有限，不妥善解决失调问题，则无法将散热器手动阀更换为恒温阀。

下面，我们会看到（1）如何实现这些系统的水力平衡问题和（2）如何通过适当、方便的方法提高系统性能。

提高老式立管系统性能的措施

提高老式立管系统的热舒适度和降低运营成本的主要措施包括：

热量计量

有助于确保每一位用户按照实际消费的热量支付取暖费。老式立管系统通过为每一个散热器加装专门的热量表（见第39期水力杂志）可以实现这一点。这一措施对于系统的运行来说属于中性的，因为对流量没有任何影响。

调节室内温度

每个房间为散热器配备带恒温器的温控阀就可以实现：与普通阀门不同，这种阀门（第43期水力杂志中讨论过）的要求运行压差在700 - 800以及2,000 - 2,200 mm 水柱。

下面我们会看到，一般只有使用预调节阀才可以保证满足这些条件。

平衡立管

通过使用压差调节器和配合阀实现，一般来说这是确保恒温阀的正常工作所必需的。

只有服务用户较少的系统才不必使用压差调节器。不过，这种情况下，要认真检查恒温阀是否能够在要求的压差范围内工作。

其它措施

还要考虑以下与系统新的运行条件和现状相关的措施：

- 是否有防止热源流量过低的要求（参见第35期水力杂志），例如主环路（热源环路）和二级环路（供水系统）中间的水力分压器或热交换器；
- 用来保护热源和调节阀所要求的措施（比如系统的清洗）和必要的手段（补水组件和水的去离子作用，除污器等等）：老式系统尤其容易形成各种杂质影响系统效率；
- 根据系统新的工作条件采用变频泵。
- 检查既有气候调节曲线以及对于系统新要求的适应性（参见下述框格）。

另外，为了确保遵守现行规定而要采取的其它措施。

平衡系统的气候调节曲线

鉴于散热器在平衡前后要以相同的平均温度工作，所以该曲线可以用以下公式确定：

$$T_{\max,n} = T_{\max,v} + (\Delta T_n - \Delta T_v) / 2$$

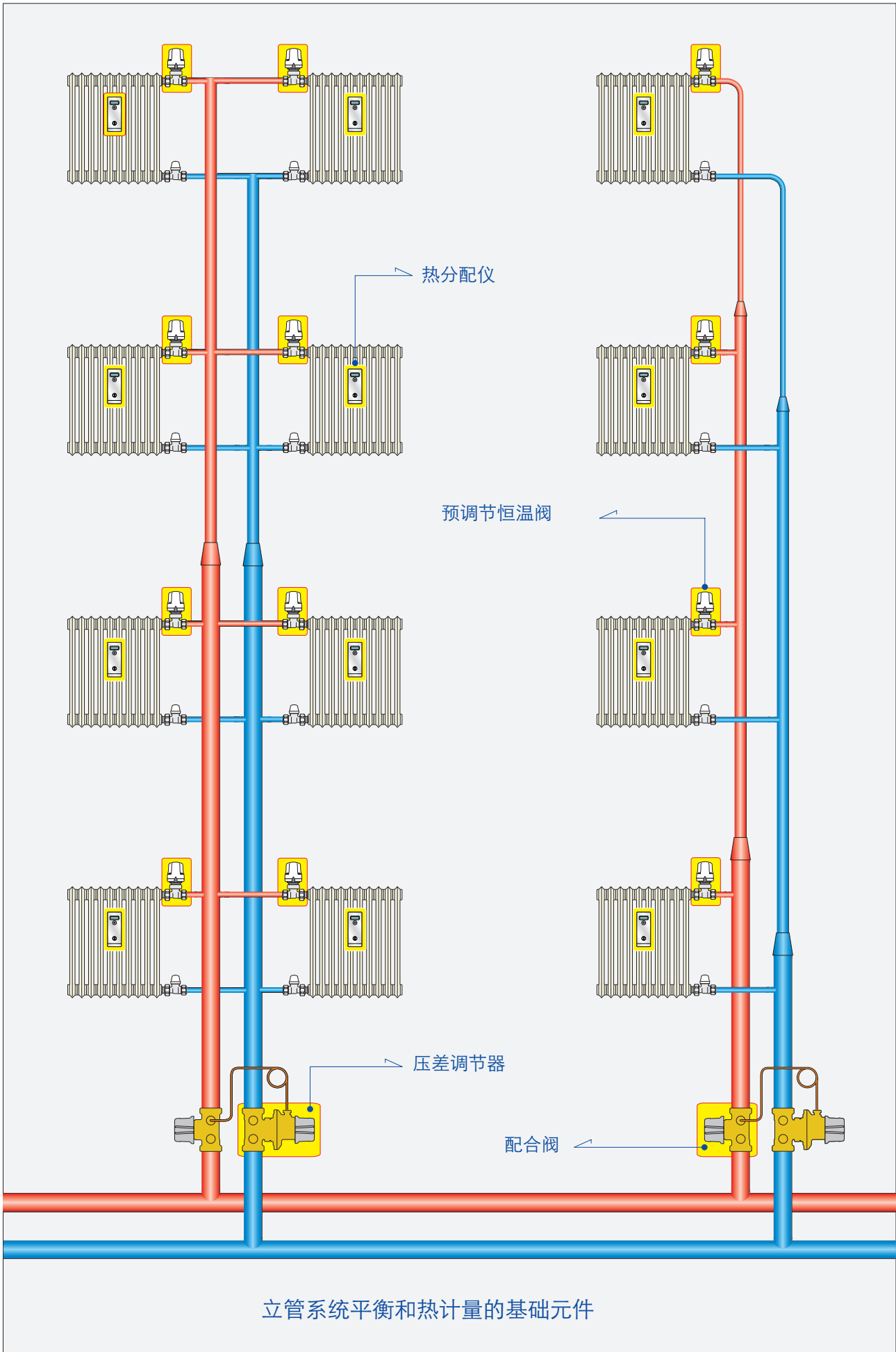
其中：

$T_{\max,n}$ = 平衡后系统的供水最高温度

$T_{\max,v}$ = 未平衡系统供水最高温度
(数值可以从原来的曲线推知)

ΔT_n = 平衡后的系统温差(参见第30页)

ΔT_v = 未平衡系统温差
(根据系统系统输送的热量和原水泵的流量确定)



有设计图纸的老式立管系统的平衡

老式立管系统很难有设计图纸和相应的详细数据。不过，有些是可能的。这时候，就可以采取以下措施：

立管的平衡

对于每个立管来说，首先可以平衡服务于最高层散热器的环路，然后是低层散热器环路。

最高层环路的平衡

确定：

1. 根据要求的热量和采用的温差确定散热器的设计流量；
2. 预调节阀的调节刻度，借助如侧页所示的图表，并且依据（1）散热器的设计流量，（2）阀门工作的最小压差：比如800 mm 水柱。
3. 环路上下游要求的压差，等于该环路的各个压损（管道、回水阀和恒温阀）之和。

倒数第二层散热器环路的平衡

确定：

4. 环路上下游的压差，根据最高层环路压差和连接两个环路的立管主管段的压损得来；
5. 没有预调节阀的环路压损。压损根据设计流量和管道及平衡阀的阻力计算而来；
6. 预调节阀的压损，由第4点得到的压差和第5点得到的压损之间的差值而来；
7. 预调节阀的调节刻度，根据散热器的流量和阀门的压损得出。

其它楼层散热器环路的平衡

按倒数第二层的情况进行（倒序方式）。即首先计算各个环路上下游的压差，根据这些值确定阀门的调节刻度。最后确定立管底部的压差。

压差调节器的调校

要根据立管底部的压差进行。而配合阀不需要调校。其实，立管的流量受预调节阀的调整，当然等于散热器流量之和。

压差调节器的调校

要根据立管底部的压差进行。配合阀不需要调校。其实，立管的流量受预调节阀的调整，即等于散热器流量之和。

循环泵

应该是变速类型（见第34期水力杂志第20和21页）的，而且要具备以下性能：

- 扬程

要按照散热器阀门开启时计算，从以下量值的和得来：

- 最后立管的压损，包括压差调节器和配合阀；
- 从最后一个立管到热力站的水平供水压损；
- 热力站组件压损。

另外，按这样计算的扬程增加约30%。有助于留出适当的安全边际，这既是考虑到可能的不确定性，也考虑到老管道中粗糙度、相应压损的增加。

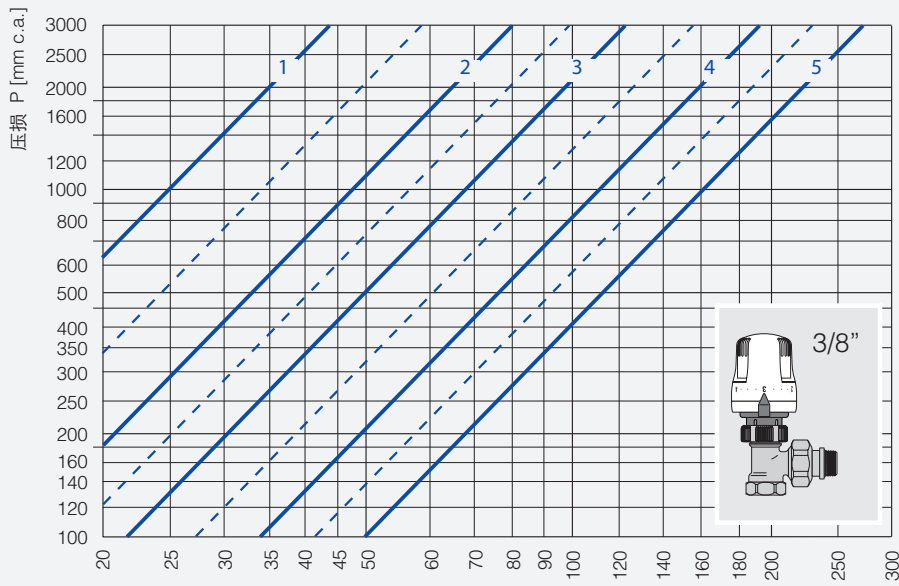
- 流量

将所有立管设计流量相加而来。另外，建议在所得数值基础上增加约25-30%，原因如下面框格中所说。

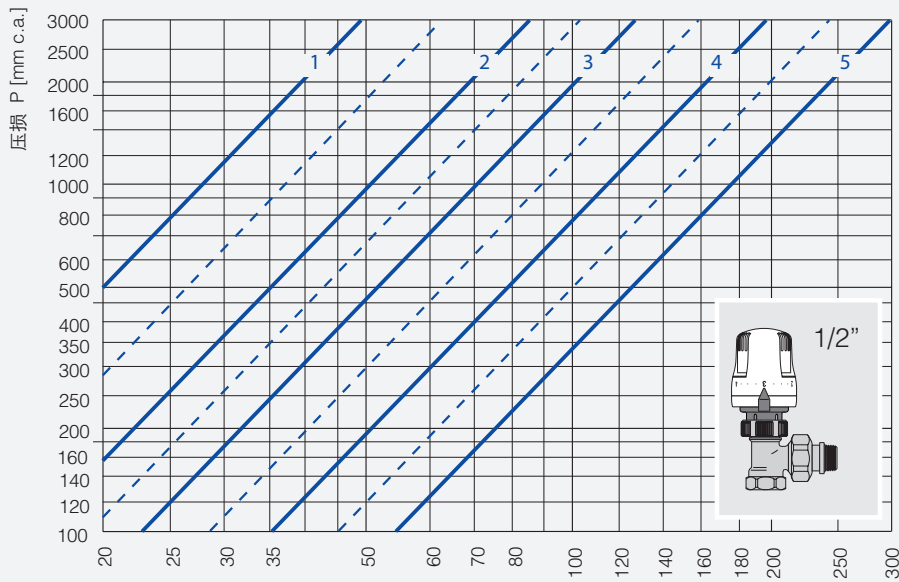
通过预调节阀可以得到的流量

普通的预调节阀是不可能做到实际流量与理论流量精确相等的，因为相对于流体运动的压损的变化不是连续的，而是呈现“阶梯状”。比如，以1/2"阀（压损表参见侧页）和100 l/h的理论流量为例，可以看到，调节刻度（4）可以用于500到1,200 mm 水柱之间的压差。这个数值域相当宽泛，但是（考虑到通过恒温阀的普通数值）不能确定高于理论流量20-25%的平均流量的变化。也就是说，不能确定末端的热散失和恒温阀运行中失调的影响。

带恒温控制器的预调节阀压损图示



调节刻度	Kv [m³/h]
1	0.08
2	0.15
3	0.22
4	0.35
5	0.50



调节刻度	Kv [m³/h]
1	0.09
2	0.16
3	0.23
4	0.36
5	0.55

没有设计图纸的老式立管系统的平衡

这种平衡可能面临不容忽视的风险，特别是系统装配的是恒温阀的话。风险主要涉及的是立管节流口过于“狭窄”和难以确定性。

可能出现立管节流口过窄

正如前面所说，这类系统最后的立管一般设计指比摩阻 $r = 10 \text{ mm 水柱/m}$ 。随着越接近热力站，这一值会逐渐增加以应对立管底部压差的不断增加。

所以，会有这样一种风险，就是层与层之间立管平均压差过高，比如400-500 mm 水柱：这样的数值会使得恒温阀很快(2到3层以后)超出工作范围。

对此，可以按如下方式处理：

如果有设计数据，就可以确定出过窄的立管，并以某些数据为基础处理相应问题；

如果没有设计数据，但是系统立管满足侧页表格中明确的界限，可以通过以下简便方法实现系统的平衡：

简化的平衡方法

主要阶段如下：

- “就地”测量确定立管最后段的直径：即一般是最窄的立管管段；
- “就地”测定各个立管的热功率，可以通过将所服务的散热器的热功率相加得出（参见第39期水力杂志）；
- 根据上述直径和热功率值并借助侧页上的表格，确定层平均压差值。

层平均压差确定后，既可以通过手工计算（参见第32页）也可以通过专门的软件（参见第34页）进行系统平衡。

建议表格的编制

表A（即表1A、2A和3A）是根据立管的指比摩阻 $r = 10 \text{ mm 水柱/m}$ 以及一个可能误差值4 mm 水柱/m来进行编制的。

然后，根据这些值、立管底部直径以及10、15和20°C的温差，确定立管能够输送给散热器的最大热量。所以，如果待平衡的立管要输送的热量不超过上述最大值的话，就可以认为立管不算过窄，根据该数值（ r ），可以认为层平均压差 $\approx 100 \text{ mm 水柱}$ 。

表B（即表1B、2B和3B）的编制遵从了同样的标准，不过指导 $r = 20 \text{ mm 水柱/m}$ ，而误差值为6 mm 水柱/m。

如果要平衡的立管不符合表A的限制，但是却符合表B的范围，就可以认为，立管平均来看有瓶颈窄口，不过在可接受的范围值以内。这种情况下，根据指导 r 值，可以认为层平均压差 $\approx 200 \text{ mm 水柱}$ 。

有关采用的简化方法的注解

将立管底部管段的直径作为立管的节流口指数显然是基于这样一个事实：这些管段“目测”是唯一异样之处。不过，要考虑到一般来说也是最狭窄的管段，因为它们的节流口不会增加层与层之间的正常失调。

还要考虑到与层压差相关的近似性，基本上属于这类计算典型的不确定性，以及散热器预调节阀的不同调节位置在压差上的区别（参见第28页）。

温差 ΔT 增加产生效果的注解

正如侧页表中所示，温差的增加导致立管输送到散热器的最大热量明显增加。所以，增加温差值会抵消立管节流水平。例如，如果立管底部直径为1"，那么就会向散热器输送18,000 kcal/h，得知：

$\Delta T = 10^\circ\text{C}$ 未满足表格限制

$\Delta T = 15^\circ\text{C}$ OK 表2B (中等节流口立管)

$\Delta T = 20^\circ\text{C}$ OK 表3A (立管节流收口不太狭窄)

确定层平均压差 ΔP 的表格

$\Delta T = 10^{\circ}\text{C}$

如果立管符合以下限制

Tab. 1A	
$\varnothing_{b. col} = 1/2''$	$\Sigma Q_{col} < 2,700 \text{ kcal/h}$
$\varnothing_{b. col} = 3/4''$	$\Sigma Q_{col} < 5,800 \text{ kcal/h}$
$\varnothing_{b. col} = 1''$	$\Sigma Q_{col} < 10,800 \text{ kcal/h}$
$\varnothing_{b. col} = 1\ 1/4''$	$\Sigma Q_{col} < 22,600 \text{ kcal/h}$
$\varnothing_{b. col} = 1\ 1/2''$	$\Sigma Q_{col} < 33,900 \text{ kcal/h}$
$\varnothing_{b. col} = 2''$	$\Sigma Q_{col} < 63,550 \text{ kcal/h}$

可以假定层压差 $\Delta P = 100 \text{ mm 水柱}$

如果立管不符合表1A的限制，但是却符合以下条件：

表1B	
$\varnothing_{b. col} = 1/2''$	$\Sigma Q_{col} < 3,750 \text{ kcal/h}$
$\varnothing_{b. col} = 3/4''$	$\Sigma Q_{col} < 8,050 \text{ kcal/h}$
$\varnothing_{b. col} = 1''$	$\Sigma Q_{col} < 15,050 \text{ kcal/h}$
$\varnothing_{b. col} = 1\ 1/4''$	$\Sigma Q_{col} < 31,450 \text{ kcal/h}$
$\varnothing_{b. col} = 1\ 1/2''$	$\Sigma Q_{col} < 47,200 \text{ kcal/h}$
$\varnothing_{b. col} = 2''$	$\Sigma Q_{col} < 88,500 \text{ kcal/h}$

可以假定层压差 $\Delta P = 200 \text{ mm 水柱}$

$\Delta T = 15^{\circ}\text{C}$

如果立管符合以下限制

Tab. 2A	
$\varnothing_{b. col} = 1/2''$	$\Sigma Q_{col} < 4,050 \text{ kcal/h}$
$\varnothing_{b. col} = 3/4''$	$\Sigma Q_{col} < 8,650 \text{ kcal/h}$
$\varnothing_{b. col} = 1''$	$\Sigma Q_{col} < 16,200 \text{ kcal/h}$
$\varnothing_{b. col} = 1\ 1/4''$	$\Sigma Q_{col} < 33,900 \text{ kcal/h}$
$\varnothing_{b. col} = 1\ 1/2''$	$\Sigma Q_{col} < 50,850 \text{ kcal/h}$
$\varnothing_{b. col} = 2''$	$\Sigma Q_{col} < 95,350 \text{ kcal/h}$

可以假定层压差 $\Delta P = 100 \text{ mm 水柱}$

如果立管不符合表2A的限制，但是却符合以下条件：

表2B	
$\varnothing_{b. col} = 1/2''$	$\Sigma Q_{col} < 5,600 \text{ kcal/h}$
$\varnothing_{b. col} = 3/4''$	$\Sigma Q_{col} < 12,050 \text{ kcal/h}$
$\varnothing_{b. col} = 1''$	$\Sigma Q_{col} < 22,550 \text{ kcal/h}$
$\varnothing_{b. col} = 1\ 1/4''$	$\Sigma Q_{col} < 47,200 \text{ kcal/h}$
$\varnothing_{b. col} = 1\ 1/2''$	$\Sigma Q_{col} < 70,800 \text{ kcal/h}$
$\varnothing_{b. col} = 2''$	$\Sigma Q_{col} < 132,750 \text{ kcal/h}$

可以假定层压差 $\Delta P = 200 \text{ mm 水柱}$

$\Delta T = 20^{\circ}\text{C}$

如果立管符合以下限制

Tab. 3A	
$\varnothing_{b. col} = 1/2''$	$\Sigma Q_{col} < 5,350 \text{ kcal/h}$
$\varnothing_{b. col} = 3/4''$	$\Sigma Q_{col} < 11,550 \text{ kcal/h}$
$\varnothing_{b. col} = 1''$	$\Sigma Q_{col} < 21,600 \text{ kcal/h}$
$\varnothing_{b. col} = 1\ 1/4''$	$\Sigma Q_{col} < 45,200 \text{ kcal/h}$
$\varnothing_{b. col} = 1\ 1/2''$	$\Sigma Q_{col} < 67,800 \text{ kcal/h}$
$\varnothing_{b. col} = 2''$	$\Sigma Q_{col} < 127,100 \text{ kcal/h}$

可以假定层压差 $\Delta P = 100 \text{ mm 水柱}$

如果立管不符合表3A的限制，但是却符合以下条件：

表3B	
$\varnothing_{b. col} = 1/2''$	$\Sigma Q_{col} < 7,500 \text{ kcal/h}$
$\varnothing_{b. col} = 3/4''$	$\Sigma Q_{col} < 16,100 \text{ kcal/h}$
$\varnothing_{b. col} = 1''$	$\Sigma Q_{col} < 30,050 \text{ kcal/h}$
$\varnothing_{b. col} = 1\ 1/4''$	$\Sigma Q_{col} < 62,950 \text{ kcal/h}$
$\varnothing_{b. col} = 1\ 1/2''$	$\Sigma Q_{col} < 94,450 \text{ kcal/h}$
$\varnothing_{b. col} = 2''$	$\Sigma Q_{col} < 177,000 \text{ kcal/h}$

可以假定层压差 $\Delta P = 200 \text{ mm 水柱}$

$\varnothing_{b. col} =$ 立管底部直径

$\Sigma Q_{col} =$ 立管服务的散热器热功率之和

手动阀门平衡

首先得出下列数据：（1）立管高度，（2）散热器的热功率，（3）散热器环路长度与管道直径，（4）弯管数量估算，（5）立管底部直径，（6）水平集分水器。接下来这样进行：

立管平衡

根据第30和31页的方法，确定以下量值：

1. 借助第31页表确定层平均压差。

2. 确定最后几层的压差。

确定一个值，可以让阀门以不低于最低要求的压差条件下工作（参见第26页）。

3. 确定其它楼层的压差。

依据上面确定的值以及第1点确定的楼层平均增量。

4. 可预调节阀的压损和调节刻度。

压损的确定要考虑末端环路只有在它的压损等于可用压差 ΔP 时才可以按要求流量工作，意即：

$$\Delta H_{TUBI} + \Delta H_{DET} + \Delta H_{VALV} = \Delta P_{DISP}$$

其中：

ΔH_{TUBI} = 散热器环路管道压损

ΔH_{DET} = 平衡阀压损

ΔH_{VALV} = 预调节阀压损

ΔP_{DISP} = 得到的扬程

关系式： $\Delta H_{VALV} = \Delta P_{DISP} - \Delta H_{TUBI} - \Delta H_{DET}$

可以计算阀门压损，也就是说为了使散热器按要求流量工作，它们要对抗的流体流经阻力。

5. 压差调节器设定。

已知流量和压损，阀门的调节刻度可以用专门的图表得出。

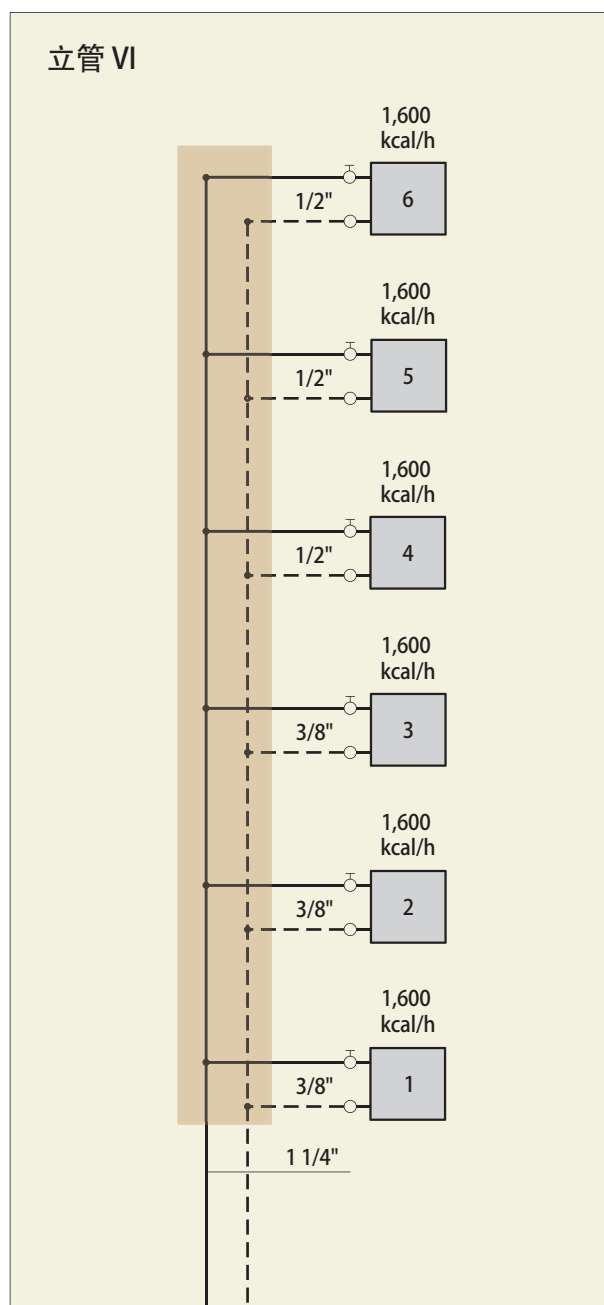
循环泵的设计选型

已知水平分水器的流量和几何条件（直径和长度），水泵的设计选型可以按第28页的说明进行。

范例2

配备预调节恒温阀，例1中的系统（参见图表和进行的计算）有以下已知条件：

- 管长，
 - 散热器热功率，
 - 散热器环路直径，
 - 立管底部直径，
 - 散热器环路管道长度估算 ($L = 4 \text{ m}$)
- $\xi = 10$ 散热器环路局部压损系数（环路接口、弯管和散热器）
- $K_v = 1.8 \text{ m}^3/\text{h}$ 3/8" 平衡阀额定流量
- $K_v = 3.0 \text{ m}^3/\text{h}$ 1/2" 平衡阀额定流量
- $\Delta P_{\text{MIN.VALV}} = 800 \text{ mm}$ 水柱 预调节阀/恒温阀的最低工作值。
- 预调节阀调校图示参见第29页。



楼层平均压差 ΔP 的确定

立管底部直径和由散热器输送的热功率之和:

- 立管 VI $\varnothing b = 1\ 1/4"$ $\Sigma Q = 9,600\ \text{kcal/h}$
- 立管 V $\varnothing b = 1"$ $\Sigma Q = 7,800\ \text{kcal/h}$
- 立管 IV $\varnothing b = 1\ 1/4"$ $\Sigma Q = 6,600\ \text{kcal/h}$
- 立管 III $\varnothing b = 3/4"$ $\Sigma Q = 3,600\ \text{kcal/h}$
- 立管 II $\varnothing b = 1\ 1/4"$ $\Sigma Q = 6,600\ \text{kcal/h}$
- 立管 I $\varnothing b = 3/4"$ $\Sigma Q = 5,400\ \text{kcal/h}$

上述数据满足表1A中的限制条件,特别是表2A和3A的条件。所以可以在 $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ 、 $\Delta T = 15$ 以及 20°C 平衡立管。

然后,假定 $\Delta T = 10^\circ\text{C}$,便于与例1中同样温差数据进行比较。从表中可知:楼层平均压差 $\Delta P = 100\ \text{mm}$ 水柱。

最高几个楼层压差 ΔP 的确定

$$\Delta P \geq \Delta P_{\text{MIN.VALV}} + \Delta P_{\text{TUBI}} + \Delta P_{\text{DET}}$$

从立管VI的最后一个散热器的环路可得:

$$\Delta P \geq 800 + (31.9 + 22.5) + 29 \approx 883\ \text{mm 水柱}$$

简化为: ΔP 最高楼层 = $900\ \text{mm}$ 水柱

其它楼层压差的确定

根据楼层的平均压差 ΔP 和最高几层的最低压差 ΔP 值,可以假定:

- 6层 $\Delta P_{\text{DISP}} = 900\ \text{mm}$ 水柱
- 5层 $\Delta P_{\text{DISP}} = 900 + 100 = 1,000\ \text{mm}$ 水柱
- 4层 $\Delta P_{\text{DISP}} = 1,000 + 100 = 1,100\ \text{mm}$ 水柱
- 3层 $\Delta P_{\text{DISP}} = 1,100 + 100 = 1,200\ \text{mm}$ 水柱
- 2层 $\Delta P_{\text{DISP}} = 1,200 + 100 = 1,300\ \text{mm}$ 水柱
- 1层 $\Delta P_{\text{DISP}} = 1,300 + 100 = 1,400\ \text{mm}$ 水柱

位于回水立管底部的压差 ΔP 调节器要这样调校: $\Delta P = 1,500\ \text{mm}$ 水柱 $\approx 150\ \text{mbar}$

预调节阀的调校

根据散热器流量、阀的压损以及第29页调节图示进行调校。

散热器6

- $G = 1,600 / 10 = 160\ \text{l/h}$
- $\Delta H_{\text{VALV}} = 900 - (21.3 + 22.5) - 29.0 \approx 827\ \text{mm}$ 水柱
- 调节刻度 = 5

散热器5

- $G = 1,600 / 10 = 160\ \text{l/h}$
- $\Delta H_{\text{VALV}} = 1,000 - (21.3 + 22.5) - 29.0 \approx 927\ \text{mm}$ 水柱
- 调节刻度 = 5

散热器4

- $G = 1,600 / 10 = 160\ \text{l/h}$

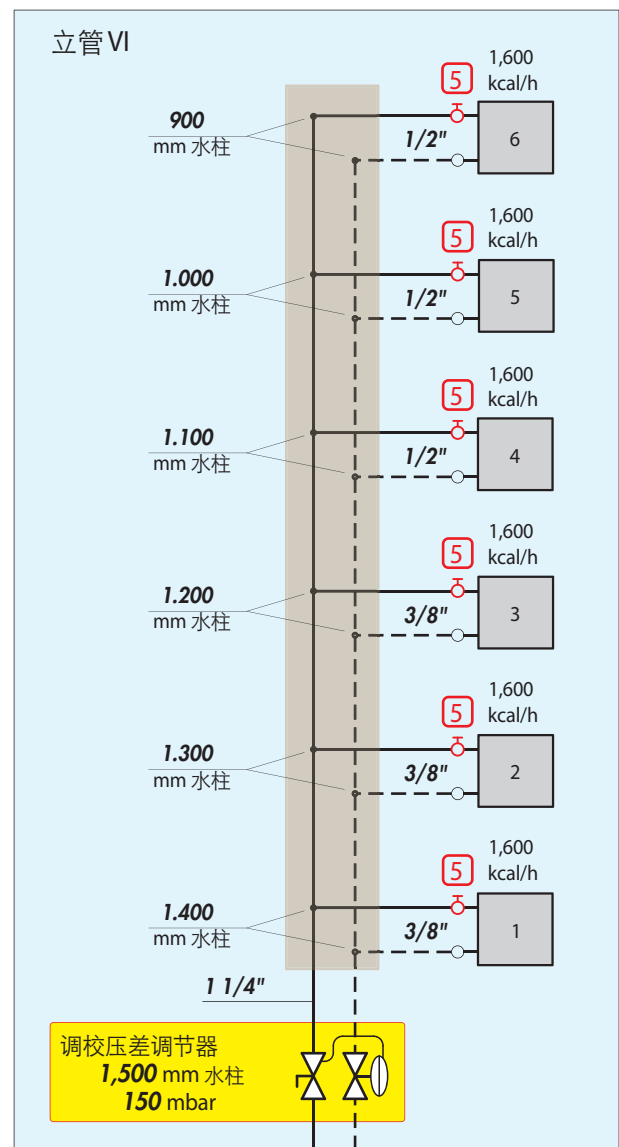
- $\Delta H_{\text{VALV}} = 1,100 - (21.3 + 22.5) - 29.0 \approx 1,027\ \text{mm}$ 水柱
- 调节刻度 = 5

散热器3

- $G = 1,600 / 10 = 160\ \text{l/h}$
- $\Delta H_{\text{VALV}} = 1,200 - (74.2 + 61.2) - 80.6 \approx 984\ \text{mm}$ 水柱
- 调节刻度 = 5

然后,以同样的方式对待立管所有散热器和系统的所有立管。

关于泵的设计选型,可以按照侧页上的说明进行。



备注: 如果散热器流量高了(特别是立管高度不超过6-7层的),那么它们的阀门就只需更根据最大打开程度进行预调节,意即参照第29页图示,只根据调节刻度5进行。例如,在所探讨的情况中,160 l/h的流量要求压差(参见第35页的相关计算)从不超出调校刻度4所覆盖的工作范围。无论如何,只需多出一层就会有这种情况。

首先确定第32页中用于手工计算方法而阐明的同样数据。然后，仍然按照手工计算所明确的方式确定以下量值：

- 楼层平均压差，
- 最高几层的压差，
- 其它楼层的压差。

最后，最麻烦的计算部分是散热器环路的压损的计算，以及阀门调节刻度的确定，能用上专门的软件会大有帮助。下面所描述的输入和输出数据：

入口数据

每个立管要求的数据：

- 采取的温度差
- ξ 没有预调节阀和平衡阀的散热器环路局部压损系数

每个散热器所要求的数据：

- N 散热器数量
- ΔP_{DISP} 散热器环路接口处压差
- Q 散热器热功率
- F 散热器环路管道内直径
- L 散热器环路管道长度

缩写：

circ. rad. 指的是服务于相关散热器的环路

- G 散热器流量
- $\Delta HCIRC$ 散热器环路管道和平衡阀压损
- $\Delta HVALV$ 阀门调节压损
- Pos 阀门调节刻度

有关编辑软件的注解

延程压损的计算，运用了卡莱菲水力手册1上的公式。

应用范例

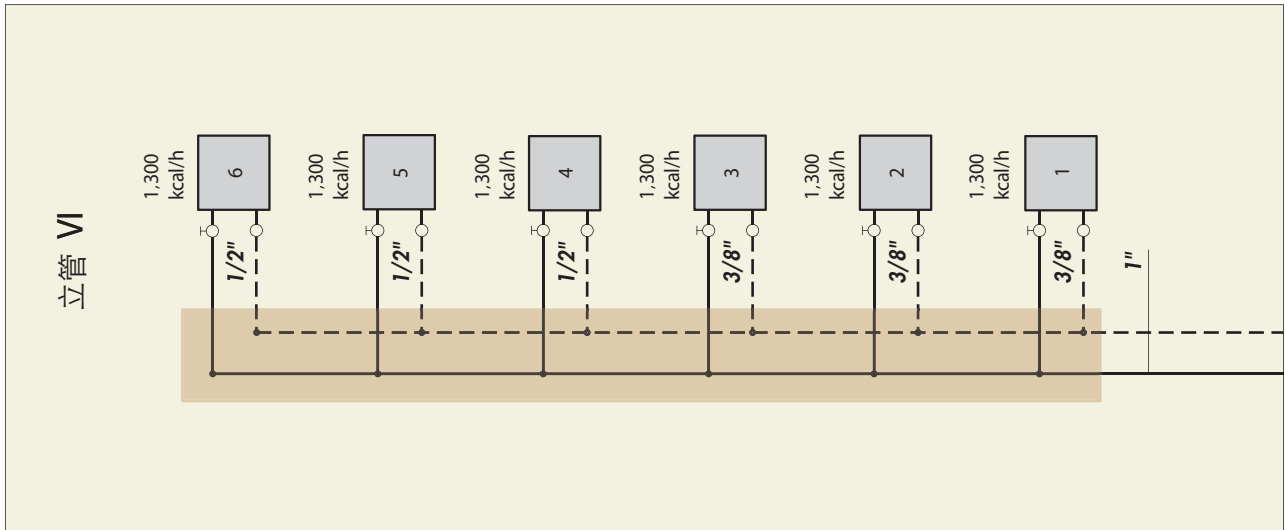
下面用所说的软件平衡例2中的立管。

像例2中的情况，平衡阀压损的计算涉及的值有：

- $Kv = 1.8 \text{ m}^3/\text{h}$ 3/8"平衡阀的额定流量
- $Kv = 3.0 \text{ m}^3/\text{h}$ 1/2"平衡阀的额定流量
(卡莱菲平衡阀的平均值)

像例2中的情况，预调节阀的调节刻度的计算，涉及到Kv的值，以此为依据得到第29页图表（425型卡莱菲可预调节恒温阀的值）。

下面的工作表是关于每个立管的，分为三个部分：左边部分是“就地”确定的必要数据；中间部分是软件编辑要求的数值；右边部分是立管及可预调节阀和压差调节器的各种调节刻度。



立管 VI

	10	采用的温差[°C]
	10	除去回水阀和温控阀的散热器环路压损系数
	Caleffi	回水阀类型
	Caleffi 425型	可预调节恒温阀类型

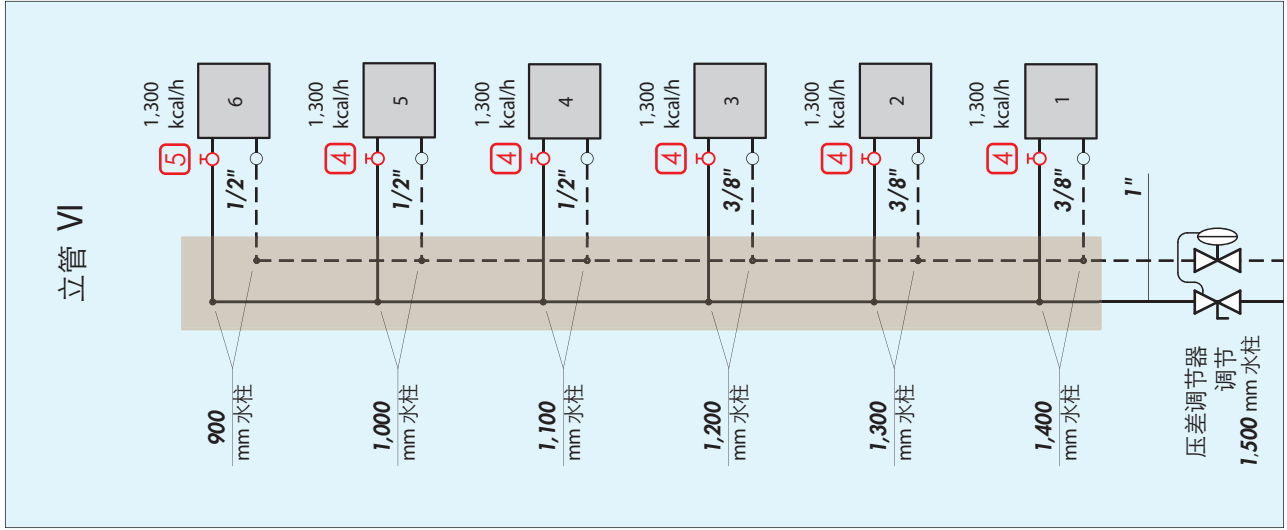
N	Q kcal/h	ΔP_{DISP} mm c.a.	\varnothing mm	L m	G l/h	ΔP_{CIRC} mm c.a.	ΔP_{VALV} mm c.a.	Pos
6	1,600	900	16.3	4	160	73	827	5
5	1,600	1,000	16.3	4	160	73	927	5
4	1,600	1,100	16.3	4	160	73	1,027	5
3	1,600	1,200	12.7	4	160	216	984	5
2	1,600	1,300	12.7	4	160	216	1,084	5
1	1,600	1,400	12.7	4	160	216	1,184	5

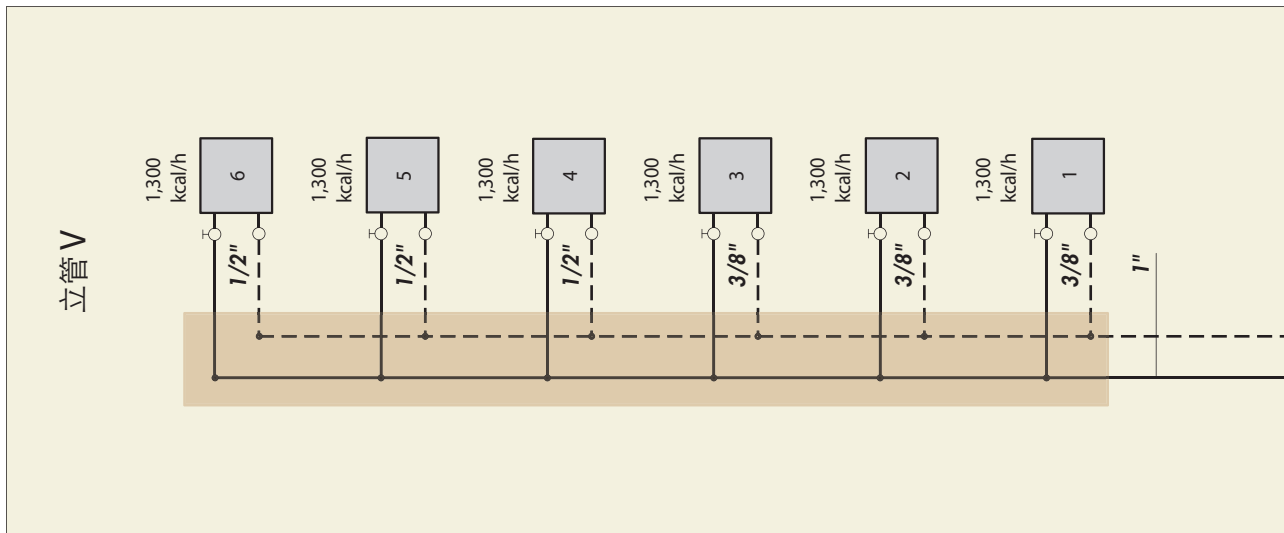
要求的数据 (散热器环路):

Q = 散热器热功率
 ΔP_{DISP} = 可用压差
 \varnothing = 管直径
L = 管道长度

编辑的数据 (散热器环路):

G = 压差
 ΔP_{CIRC} = 除去预调节阀的压损
 ΔP_{VALV} = 预调节阀压损
Pos = 可预调节阀的调节刻度





立管 V

	采用的温差 [°C]
10	
10	除去回水阀和温控阀的散热器环路压损系数
Caleffi	回水阀类型
Caleffi 425型	可预调节恒温阀类型

N	Q kcal/h	ΔP_{DISP} mm c.a.	\varnothing mm	L m	G l/h	ΔP_{CIRC} mm c.a.	ΔP_{VALV} mm c.a.	Pos
6	1,300	900	16.3	4	130	48	852	5
5	1,300	1,000	16.3	4	130	48	952	4
4	1,300	1,100	16.3	4	130	48	1,052	4
3	1,300	1,200	12.7	4	130	144	1,056	4
2	1,300	1,300	12.7	4	130	144	1,156	4
1	1,300	1,400	12.7	4	130	144	1,256	4

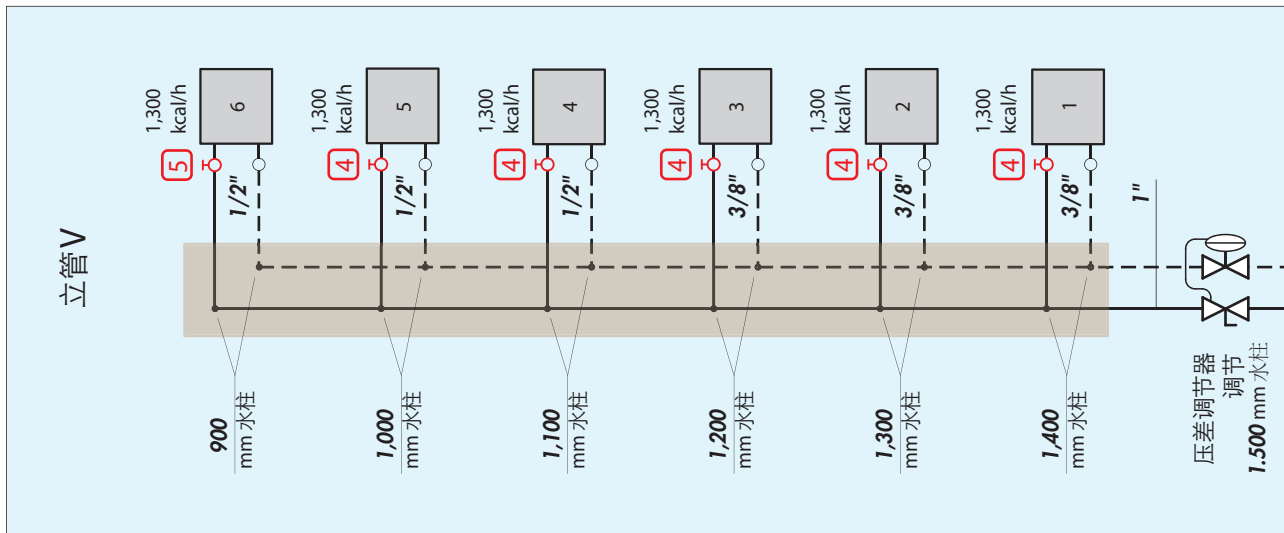
要求的数据 (散热器环路) : 编辑的数据 (散热器环路) :

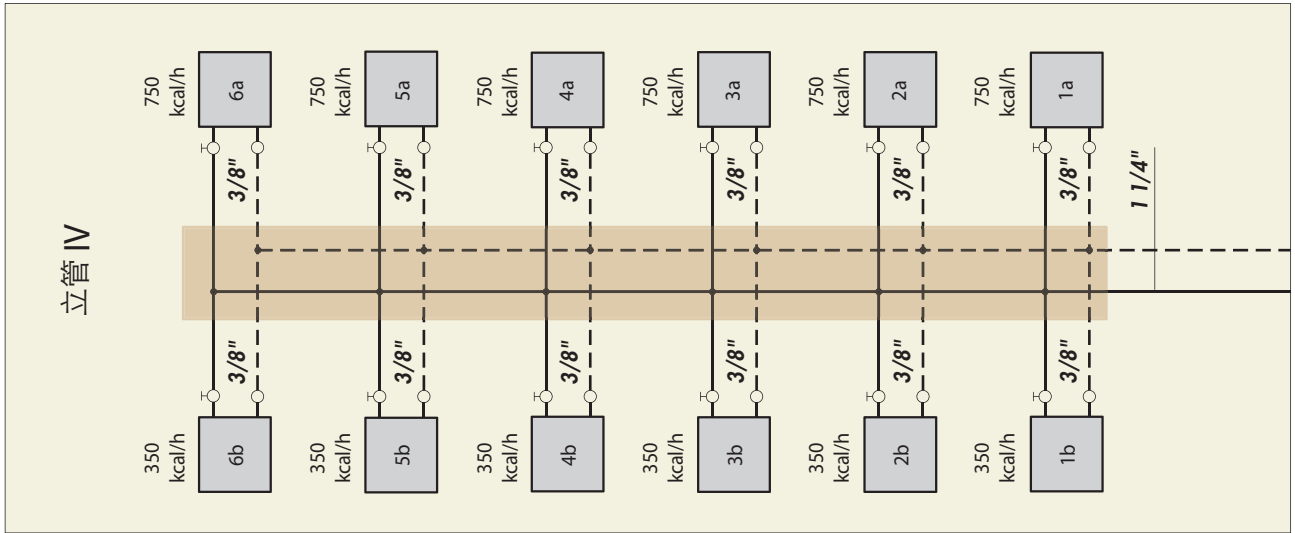
Q = 散热器热功率 G = 压差

ΔP_{DISP} = 可用压差 ΔP ΔP_{CIRC} = 除去预调节阀的压损

\varnothing = 管直径 ΔP_{VALV} = 预调节阀压损

L = 管道长度 Pos = 可预调节阀的调节刻度





立管 IV

采用的温差 [°C]

除去回水阀和温控阀的散热器环路压损系数

回水阀类型

可预调节恒温阀类型

N	Q	ΔP_{DISP}	ϕ	L	G	ΔP_{CIRC}	ΔP_{VALV}	Pos
	kcal/h	mm c.a.	mm	m	l/h	mm c.a.	mm c.a.	
6a	750	900	12.7	4	75	49	851	3
5a	750	1,000	12.7	4	75	49	951	3
4a	750	1,100	12.7	4	75	49	1,051	3
3a	750	1,200	12.7	4	75	49	1,151	3
2a	750	1,300	12.7	4	75	49	1,251	3
1a	750	1,400	12.7	4	75	49	1,351	3
N	Q	ΔP_{DISP}	ϕ	L	G	ΔP_{CIRC}	ΔP_{VALV}	Pos
	kcal/h	mm c.a.	mm	m	l/h	mm c.a.	mm c.a.	
6b	350	900	12.7	4	35	11	889	2
5b	350	1,000	12.7	4	35	11	989	2
4b	350	1,100	12.7	4	35	11	1,089	2
3b	350	1,200	12.7	4	35	11	1,189	2
2b	350	1,300	12.7	4	35	11	1,289	1
1b	350	1,400	12.7	4	35	11	1,389	1

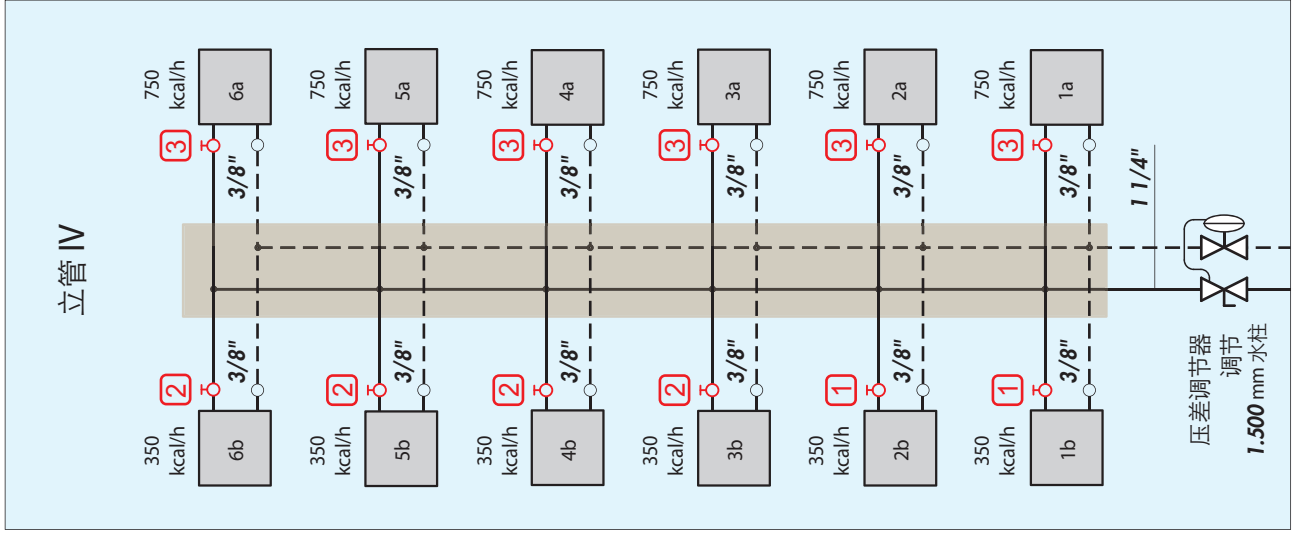
要求的数据 (散热器环路): 编辑的数据 (散热器环路):

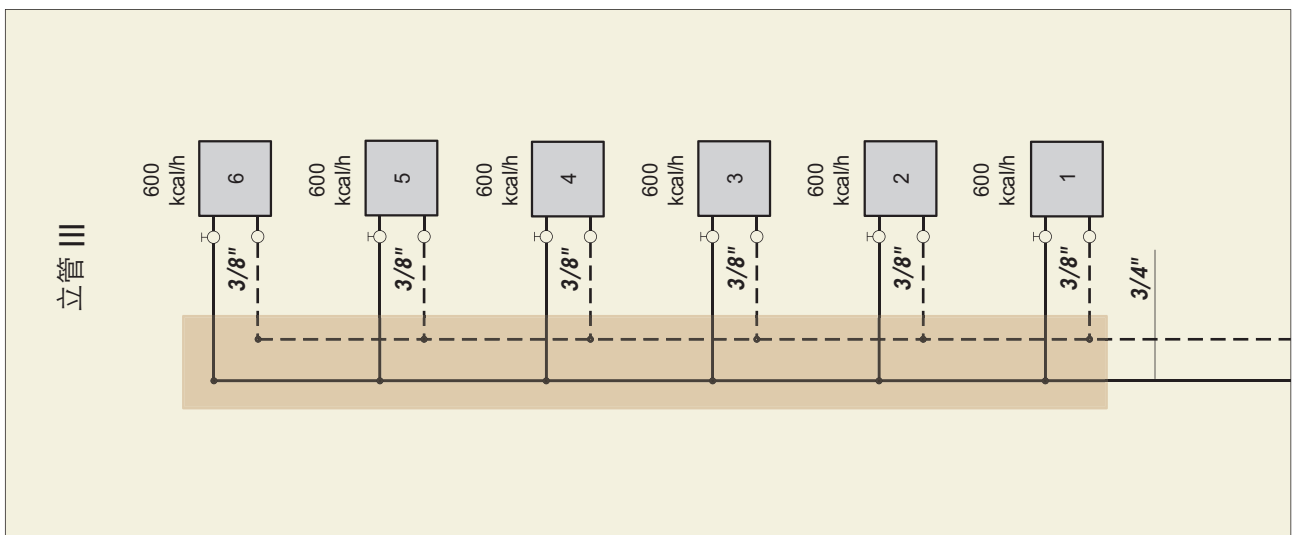
Q = 散热器热功率 G = 压差

ΔP_{DISP} = 可用压差 ΔP ΔP_{CIRC} = 除去预调节阀的压损

ϕ = 管直径 ΔP_{VALV} = 预调节阀压损

L = 管道长度 Pos = 可预调节阀的调节刻度





立管 III

	10	采用的温差 [°C]
	10	除去回水阀和温控阀的散热器环路压损系数
	Caleffi	回水阀类型
	Caleffi 425型	可预调节恒温阀类型

N	Q kcal/h	ΔP_{DISP} mm c.a.	ϕ mm	L m	G l/h	ΔP_{CIRC} mm c.a.	ΔP_{VALV} mm c.a.	Pos
6	600	900	12.7	4	60	32	868	3
5	600	1,000	12.7	4	60	32	968	3
4	600	1,100	12.7	4	60	32	1,068	3
3	600	1,200	12.7	4	60	32	1,168	3
2	600	1,300	12.7	4	60	32	1,268	2
1	600	1,400	12.7	4	60	32	1,368	2

要求的数据 (散热器环路) : 编辑的数据 (散热器环路) :

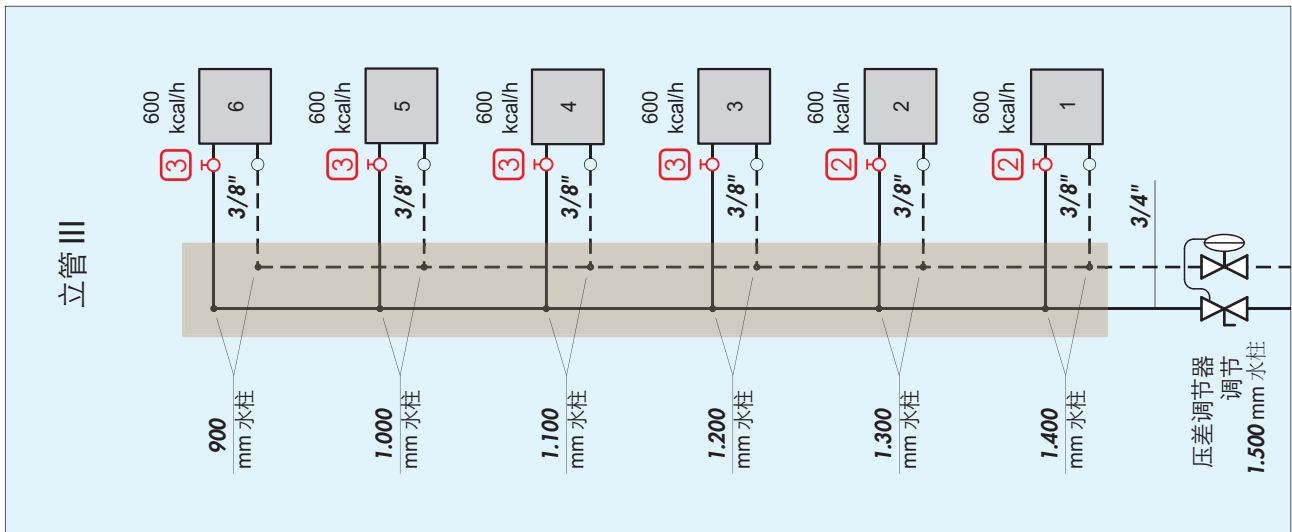
Q = 散热器热功率 G = 压差

ΔP_{DISP} = 可用压差 ΔP ΔP_{CIRC} = 除去预调节阀的压损

ϕ = 管直径 ΔP_{VALV} = 预调节阀压损

L = 管道长度 Pos = 可预调节阀的调节刻度

备注: - 立管II和I的平衡与前面的立管相类似。
- 参见第40页示意图中的主要平衡数据概述。



ΔT = 15°C时例2中立管的平衡

立管VI

N	Q kcal/h	ΔP _{DISP} mm c.a.	ø mm	L m	G l/h	ΔP _{CIRC} mm c.a.	ΔP _{VALV} mm c.a.	Pos
6	1.600	900	16,3	4	107	33	867	4
5	1.600	1.000	16,3	4	107	33	967	4
4	1.600	1.100	16,3	4	107	33	1.067	4
3	1.600	1.200	12,7	4	107	98	1.102	4
2	1.600	1.300	12,7	4	107	98	1.202	4
1	1.600	1.400	12,7	4	107	98	1.302	4

立管III

N	Q kcal/h	ΔP _{DISP} mm c.a.	ø mm	L m	G l/h	ΔP _{CIRC} mm c.a.	ΔP _{VALV} mm c.a.	Pos
6	600	900	12,7	4	40	14	886	2
5	600	1.000	12,7	4	40	14	986	2
4	600	1.100	12,7	4	40	14	1.086	2
3	600	1.200	12,7	4	40	14	1.186	2
2	600	1.300	12,7	4	40	14	1.286	2
1	600	1.400	12,7	4	40	14	1.386	2

立管V

N	Q kcal/h	ΔP _{DISP} mm c.a.	ø mm	L m	G l/h	ΔP _{CIRC} mm c.a.	ΔP _{VALV} mm c.a.	Pos
6	1.300	900	16,3	4	87	22	878	4
5	1.300	1.000	16,3	4	87	22	978	4
4	1.300	1.100	16,3	4	87	22	1.078	3
3	1.300	1.200	12,7	4	87	65	1.135	3
2	1.300	1.300	12,7	4	87	65	1.235	3
1	1.300	1.400	12,7	4	87	65	1.335	3

立管II

N	Q kcal/h	ΔP _{DISP} mm c.a.	ø mm	L m	G l/h	ΔP _{CIRC} mm c.a.	ΔP _{VALV} mm c.a.	Pos
6	1.100	900	16,3	4	73	16	884	3
5	1.100	1.000	16,3	4	73	16	984	3
4	1.100	1.100	12,7	4	73	47	1.053	3
3	1.100	1.200	12,7	4	73	47	1.153	3
2	1.100	1.300	12,7	4	73	47	1.253	3
1	1.100	1.400	12,7	4	73	47	1.353	3

散热器α立管IV

N	Q kcal/h	ΔP _{DISP} mm c.a.	ø mm	L m	G l/h	ΔP _{CIRC} mm c.a.	ΔP _{VALV} mm c.a.	Pos
6	750	900	12,7	4	50	22	878	2
5	750	1.000	12,7	4	50	22	978	2
4	750	1.100	12,7	4	50	22	1.078	2
3	750	1.200	12,7	4	50	22	1.178	2
2	750	1.300	12,7	4	50	22	1.278	2
1	750	1.400	12,7	4	50	22	1.378	2

立管I

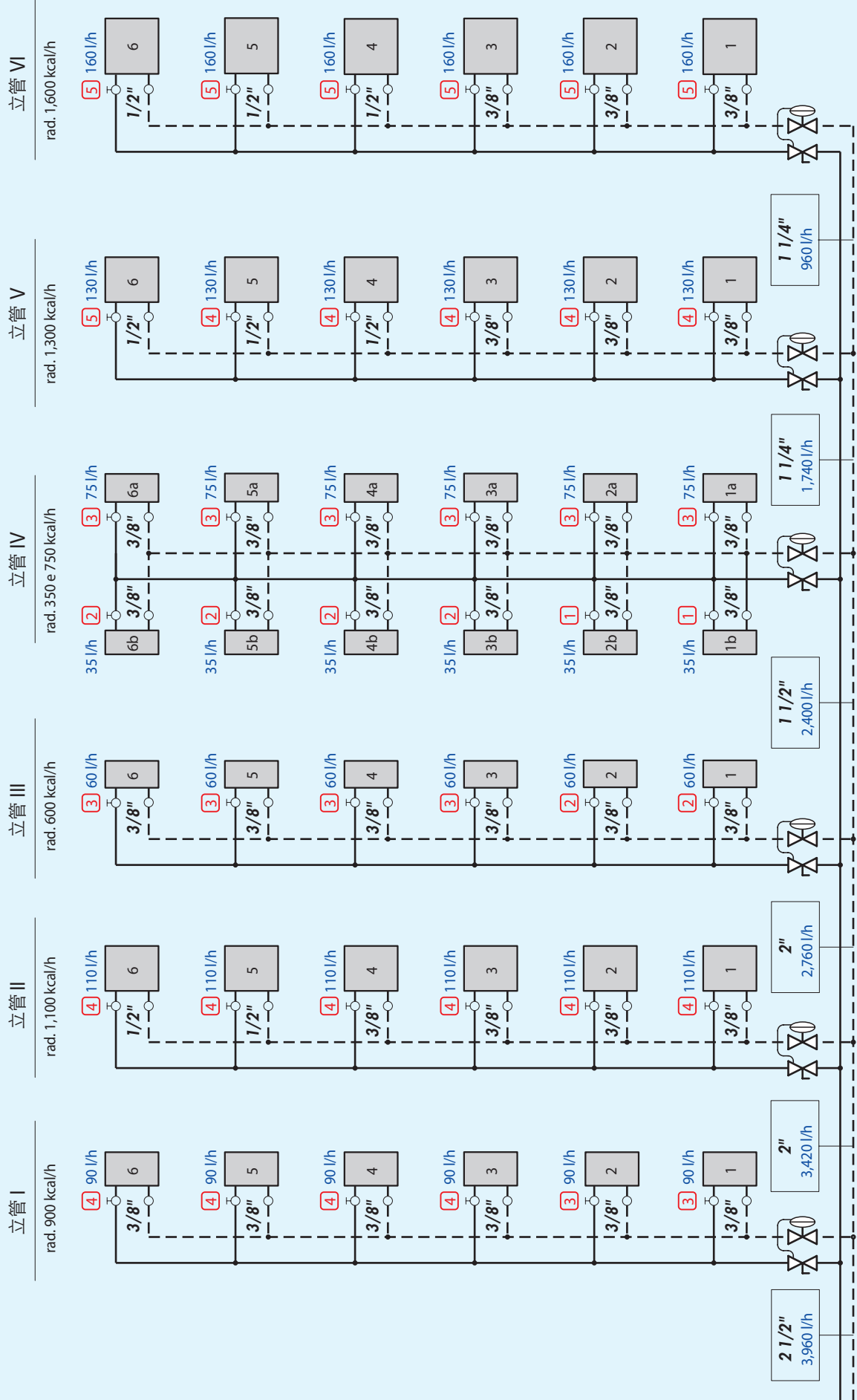
N	Q kcal/h	ΔP _{DISP} mm c.a.	ø mm	L m	G l/h	ΔP _{CIRC} mm c.a.	ΔP _{VALV} mm c.a.	Pos
6	900	900	12,7	4	60	32	868	3
5	900	1.000	12,7	4	60	32	968	3
4	900	1.100	12,7	4	60	32	1.068	3
3	900	1.200	12,7	4	60	32	1.168	3
2	900	1.300	12,7	4	60	32	1.268	2
1	900	1.400	12,7	4	60	32	1.368	2

散热器α立管IV

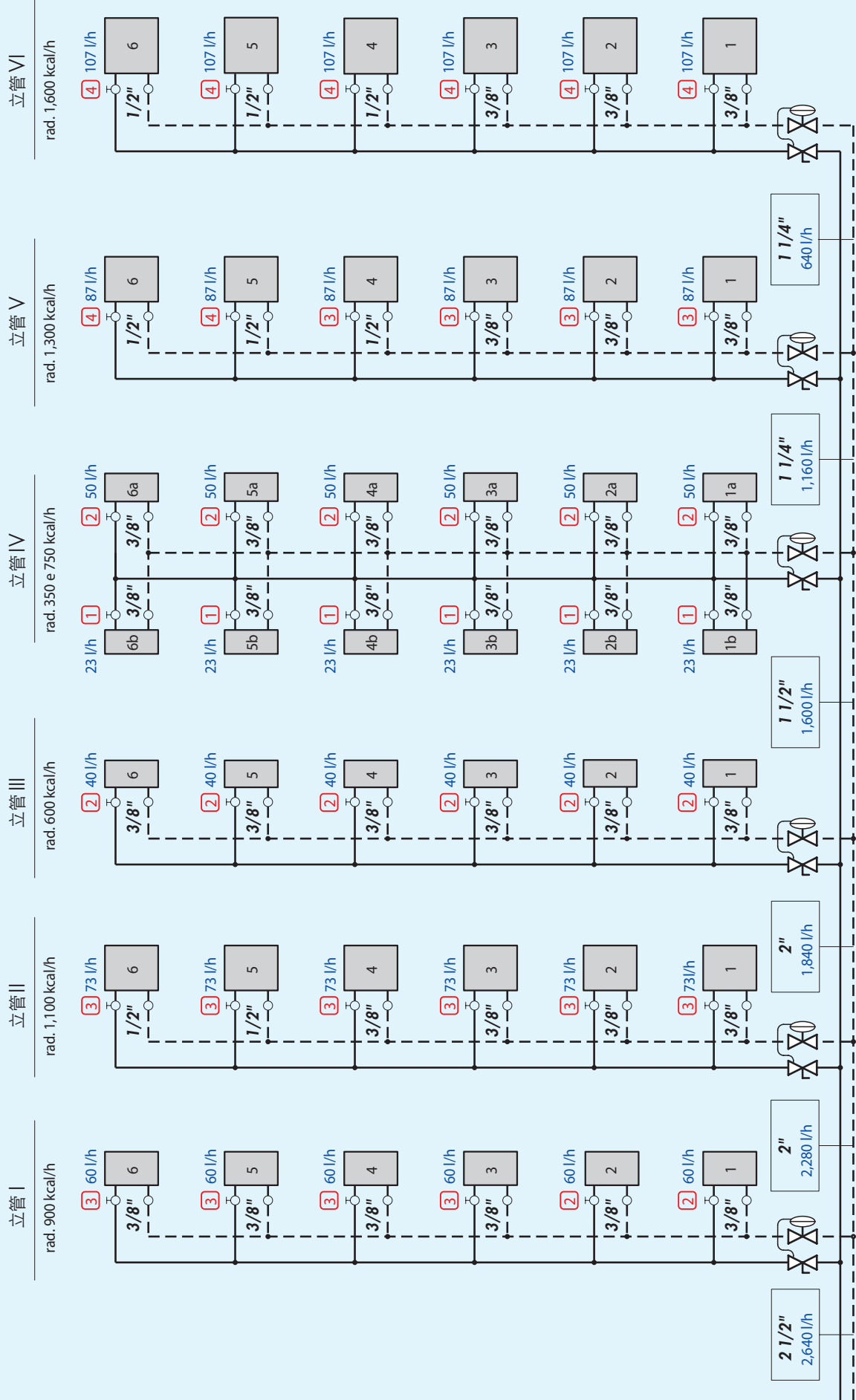
N	Q kcal/h	ΔP _{DISP} mm c.a.	ø mm	L m	G l/h	ΔP _{CIRC} mm c.a.	ΔP _{VALV} mm c.a.	Pos
6	350	900	12,7	4	23	5	895	1
5	350	1.000	12,7	4	23	5	995	1
4	350	1.100	12,7	4	23	5	1.095	1
3	350	1.200	12,7	4	23	5	1.195	1
2	350	1.300	12,7	4	23	5	1.295	1
1	350	1.400	12,7	4	23	5	1.395	1

备注：参见第41页示意图中主要平衡数据概述。

ΔT = 10°C时例2中系统的平衡



ΔT = 15°C 时例2中系统的平衡



142 型预平衡阀

142 型

技术特征

耐压：	16 bar
耐温：	-10 - 120°C
乙二醇最大比例比：	50%
口径：	1/2" - 1"



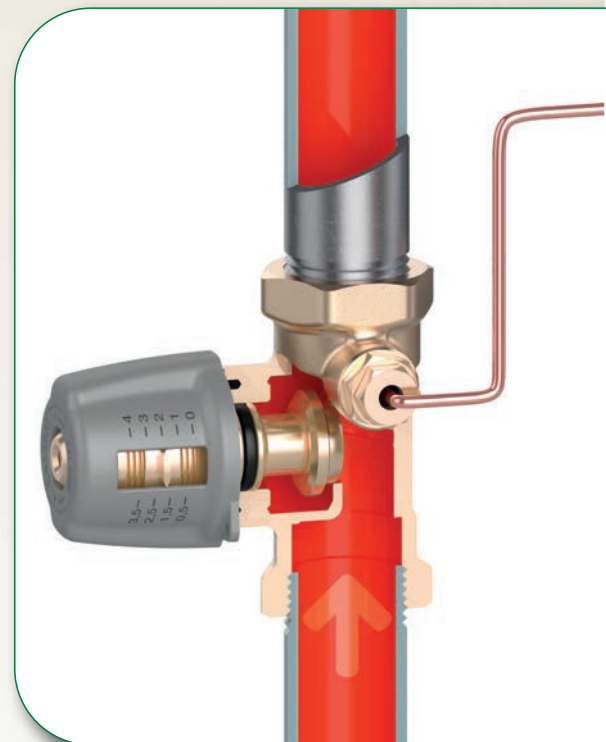
工作原理

预平衡阀可以平衡环路，测量流经流量以及关闭管线以便进行维护。它有两个压力检测口，可以与压差调节器的毛细管相连。

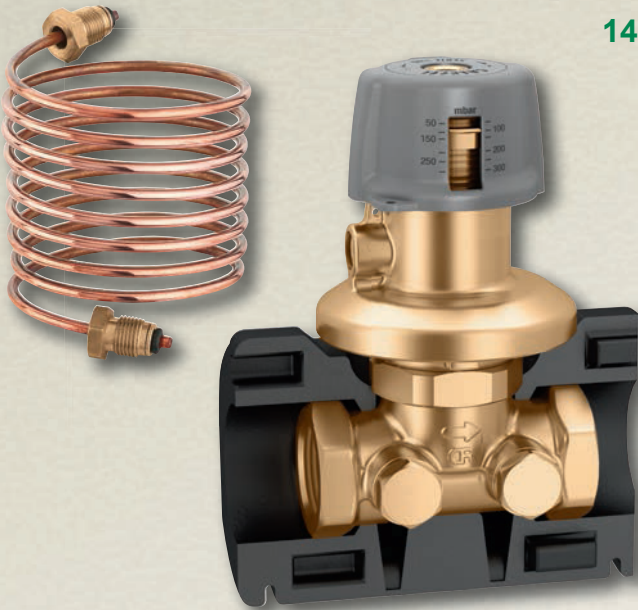
142 型预平衡阀的技术特征



- ✓ 可以精确调节系统环路或末端供热的流量。
- ✓ 可以铅封锁定调节值。
- ✓ 关闭阀门再次开启时，保持设定的调节值。
- ✓ 有配套的保温壳保证完美的隔热效果。



140 型压差调节器



140 型

技术特征

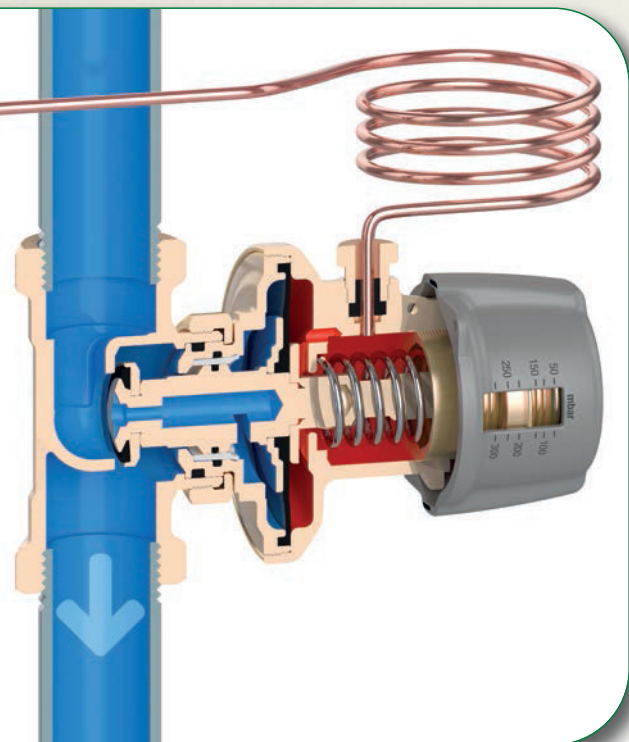
耐压：	16 bar
耐温：	-10 - 120°C
乙二醇最大比例：	50%
口径：	1/2" - 1"
调校：	50 - 300 mbar 250 - 600 mbar

工作原理

压差调节器保持循环回路两点间的压差稳定在设定值。它用于变流量系统中，限制当两通阀或电动阀部分或全部关闭后升高的压差。

140 型预调节阀的技术特征

- ✓ 两个可调节范围：50 - 300 以及 250 - 600 mbar。
- ✓ 设定的压差值直接显示在调节手柄上。
- ✓ 调节锁闭功能，可以将阀固定在所希望的值上。
- ✓ 阀门可以关闭保持设定调节值。
- ✓ 有配套的保温壳保证完美的隔热效果。



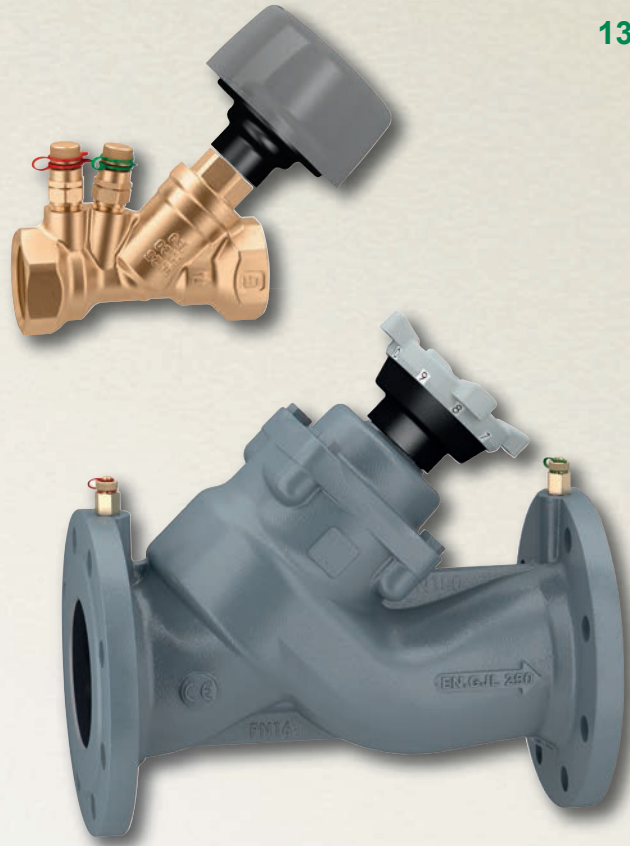
130 型静态平衡阀

130 型

循环环路的正确流量平衡对于保证系统按照设计要求运行、热舒适度高以及降低能耗都至关重要。

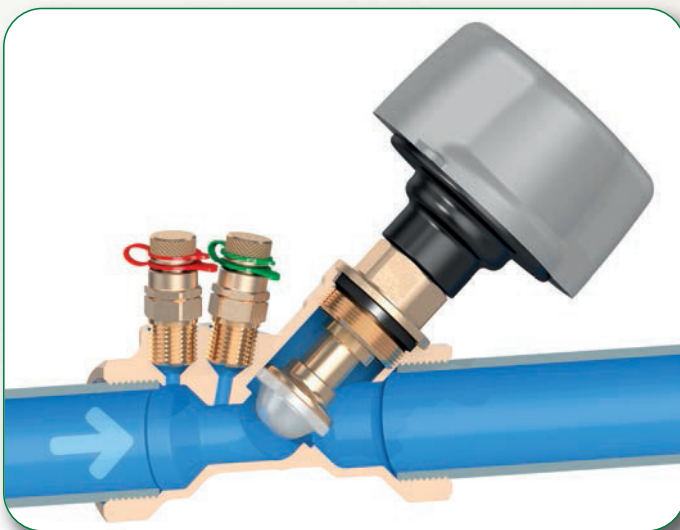
技术特征

耐压：	16 bar
耐温：	- 螺纹： -20 - 120°C - 法兰： -10 - 140°C
乙二醇最大比例比：	50%
口径：	- 螺纹： 1/2" - 2" - 法兰： DN 65 - DN 300



130 型静态平衡阀的特点

- ✓ 可以正确平衡制冷或供暖设备的系统流量。
- ✓ 保证精确平衡，在调试阶段非常实用。



- ✓ 构造材料和技术保证了机械性能高、可靠度高和低噪音。
- ✓ 带螺纹类型的有钢质活塞，手柄上的刻度清晰简便，杆上的螺纹不会接触到水流。
- ✓ 螺纹型的为文氏流量计型，测量精确。

预调节型恒温阀及恒温控制器

421-422-425-426 型



- ✓ 与恒温控制器结合，可以自动保持室内温度恒定在设定值。
- ✓ 通过预调节水流参数保证有效节能。
- ✓ 可用于紫铜和普通塑料管以及铝塑管，也可以用于钢铁管。

200 型



- ✓ 自动将房间的室内温度稳定在设定值，无需其它动力。
- ✓ 可以锁定或限制温度。
- ✓ 适合于公共场合安装的防盗防人为误操作锁闭环。

系统的平衡和水力参数的预调节

阀门有一个内装置，可以不必借助工具而实现压损的水力参数的预调节。

可以关断环路（和传统阀门一样）以及方便地进行平衡操作，比回水阀更方便。

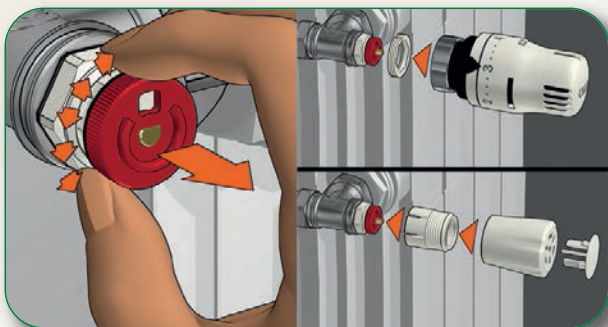
A 级恒温控制器

卡莱菲恒温控制器被列入 TELL 认证产品目录，认定为 A 级能效级。

这一级别保证恒温阀可以为供暖设备节能。

税收减免

这类调节系统的技术特点符合 2007 年 2 月 19 日意大利经济和财政部令以及后续修订与增补内容的要求。



7200 型热分配仪 MONITOR 2.0



7200 型

通过记录（参数设置）散热器的实际安装功率做到消费数据读取透明。

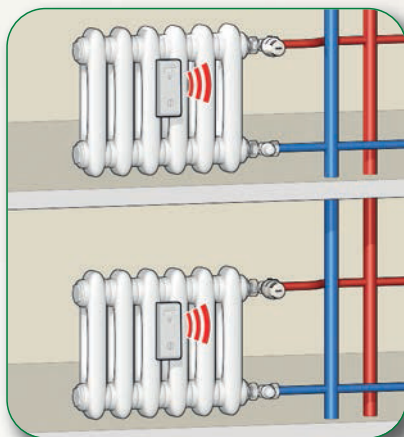
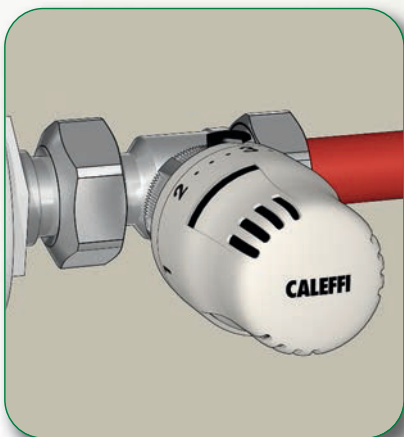
欧盟规定范围内的极低射频。

技术特征

电源：	锂电，电量 10 年
两个传感器型，临界条件下测量室温时可转换为一个温度传感器	
转换温度：	4.5 K
散热器表面（中间部位）起始计量温度：	30°C
计量周期：	2 分钟
可设定范围：	10 - 20000 W

7200 型热分配仪的特点

- ✓ 适合各种类型的散热器和盘管。
- ✓ 应用软件可以管理最多 10000 个单元。
- ✓ 双向无线传输
- ✓ 不需要转发天线
- ✓ 可实记数据集中处理



4 合一型多功能水力分压器 SEP4



5495 型

集合多种功能于一体，每个都满足供暖及空调系统环路的特定要求。

有预制热压保温壳保证完美的隔热效果。

技术特征

耐压：	16 bar
耐温：	0 - 100°C
乙二醇最大比例比：	50%
口径：螺纹：	1" - 2"

5495 型水力分压器功能

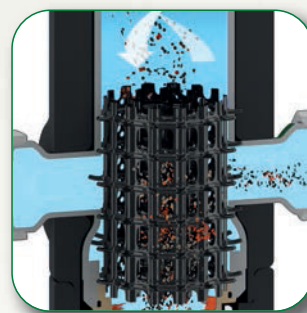


✓ 排气

流通通道加大降低流速，工程塑料管网产生涡流，利于微小气泡的释放。

✓ 除污

通过内部元件分离和收集杂质到储污舱中。

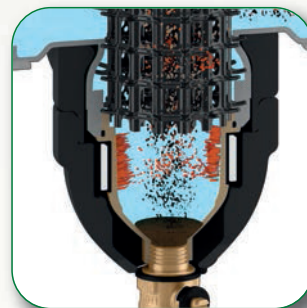


✓ 水力分压

使得相连水力环路独立。一级和二级环路不同的流量不影响彼此运行。

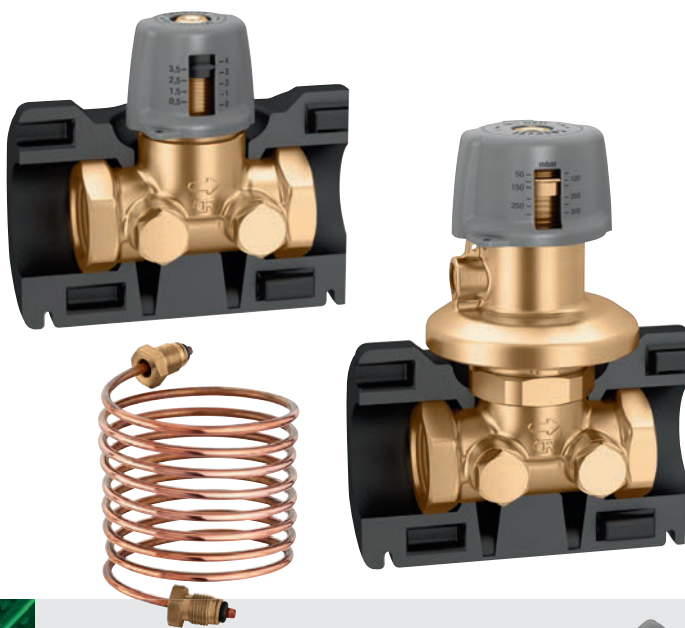
✓ 去除铁锈颗粒

获得专利的磁力系统吸住铁锈杂质，留在收纳区，避免其回到循环系统中去。



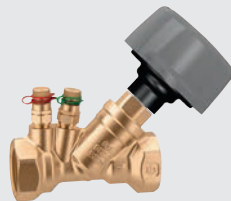


平衡的重要性：平衡之利



140 - 142 - 130 - 132 - 125 - 126 - 127型
一个平衡的系统可以保证能效和节约，
令所有人获益。

- 该系列产品可以静态或动态地平衡各种系统，不管是区域还是立管的。
- 静态水力平衡可以通过带流量测量的手动阀实现，借助一个文氏流量计（130型）或者配备一个可以即时读取流量的流量计（132型）
- 动态平衡的实现由自动流量平衡装置（AUTOFLOW® - 125、126、127型）和压差调节器（140 +142型）实现。



www.caleffi.cn

CALEFFI
Hydronic Solutions