

# Idraulica

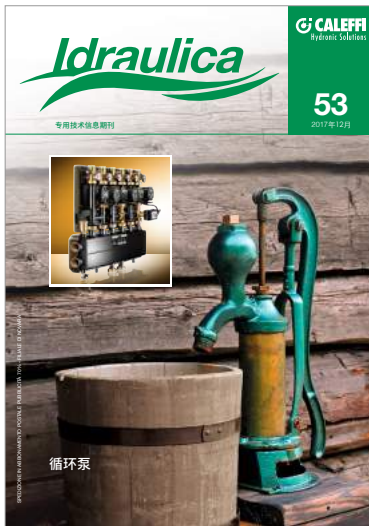
专用技术信息期刊

53

2017年12月



循环泵



循环泵

主编：  
Mario Doninelli

责任编辑：  
Fabrizio Guidetti

- 本期参与编辑者：
- Claudio Ardizzoia
  - Elia Cremona
  - Alessandro Crimella
  - Mario Doninelli
  - Marco Doninelli
  - Domenico Mazzetti
  - Renzo Planca
  - Alessia Soldarini
  - Mattia Tomasoni

Idraulica  
于1991年9月28日注册于Novara 法院  
注册号：26/91

出版社：  
Centrostampa S.r.l. Novara

印刷：  
Centrostampa 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 供暖系统中的循环泵
- 4 供暖系统中使用的循环泵  
屏蔽泵
- 6 风冷电机泵
- 8 主要的恒温阀供暖系统
- 9 泵的调节方式
- 10 范例
- 15 其他需考虑的方面  
循环泵的调节  
安装  
气蚀现象  
旁通  
排除空气  
杂质、结垢和腐蚀物  
正确选择和安装循环泵所需操作
- 20 热水循环系统
- 21 热水循环系统的类型
- 22 热水循环回水管网的设计选型  
循环回水流量计算
- 26 循环回水管路的平衡  
恒温平衡阀
- 30 循环回水系统的调节
- 31 循环回水管网的能源成本
- 36 BIM“历程”
- 38 PLURIMOD® EASY型多功能热力站
- 40 系统内的空气
- 41 紧凑型微泡排气阀DISCALSLIM®
- 42 供水与调节组件
- 43 水力分压—集分水器SEPCOLL



# 供热系统中的循环泵

Ingg. Marco 和 Mario Doninelli

带手动阀的老式散热器系统其运行流量固定，循环泵的设计选型和调节相对容易。只需确定主要技术参数即流量和扬程,并且根据这些数据选择泵的类型和相关的工作曲线即可。

另外，老式系统的泵一般“为了保险起见”而在设计选型上超配，比如考虑到理论与实际间可能的差距或者设计与实际实施之间的差距。

这样做基本上是正确的：（1），因为在定流量的系统中泵的超配不会带来令人担心的水力失衡，而且（2），因为在能源成本低的时代，降低能耗并非首要选择。

毫无疑问，对于带恒温阀的变流量系统来说，循环泵的设计选型和调节就没这么简单了。之所以不简单，是因为在这些系统中，不仅要确保在最大流量时（像手动阀系统的情况一样）进行正确调节，而且还要在热负荷变化时对流量进行调节，也就是在规定的最低和最大流量值之间不断调节。

另外，此类循环泵不仅担负着让热水循环的任务，而且在适当手段的辅助下还要（1）把运营成本降到最低，（2）把冷凝式锅炉的效率发挥到最大，（3）防止热力失调，（4）保证恒温阀的安静运行。要做到以尽可能少的能源浪费达到最大的舒适度，这些性能必不可少。

下面我们不妨看看这类新型循环泵有哪些主要技术特点和性能，以及如何设计、选择、安装和调节。

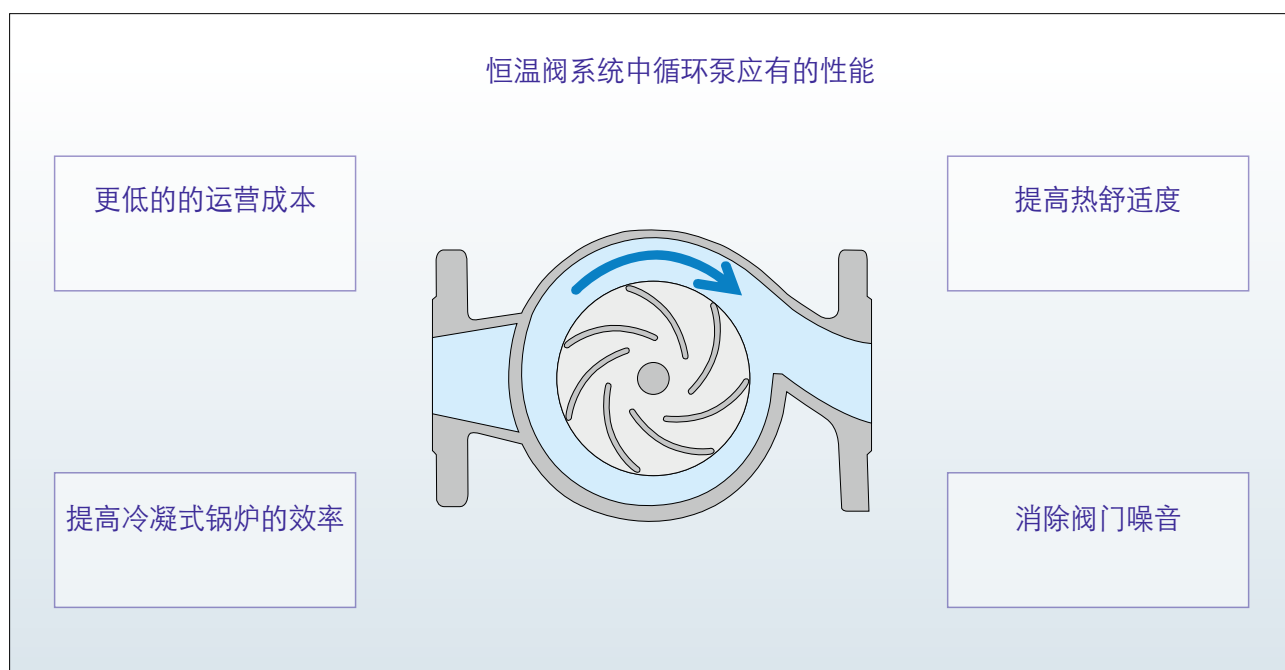
我们主要分四个部分进行论述：

第一部分探讨老式定频泵与新式变频泵之间的主要差别；

第二部分研究通过新型循环泵的不同调节类型带来的好处和存在的局限性；

第三部分中，我们来评估一下循环泵的运行成本与所选择的不同调节类型之间的关系；

最后，在第四部分中，我们将会了解到有关新型泵的安装、调节和正确运行的方方面面。



## 供暖系统中使用的循环泵

分为两类：屏蔽泵和风冷电机泵

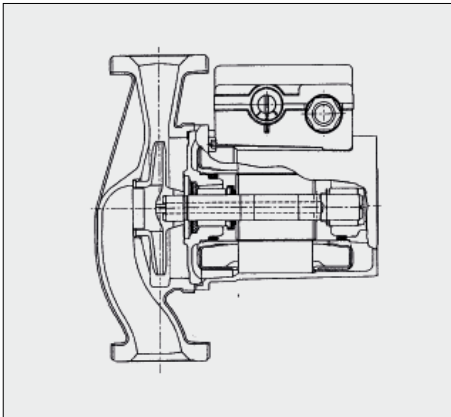
### 屏蔽泵

其特点是电机在泵体内。

电机的活动部分（转子）直接浸没在流体中。其运行不要求各个活动部件之间有水力密封。

鉴于其构造特点，屏蔽泵亦被称为湿转子泵。下面我们来简短探讨一下它们的主要技术特点和性能，分成两类进行：老式屏蔽泵（已不再生产但是还在使用）和新式屏蔽泵。

### 老式屏蔽泵



其主要局限性有两点：（1）效率低以及（2）不能在流量降低时控制扬程的增加。

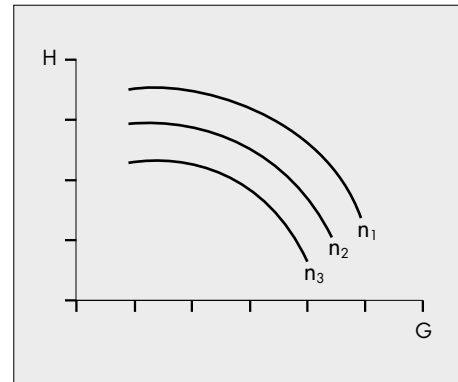
#### 效率

很低且不稳定，如下表所示：

老式屏蔽泵的平均效率	
输出功率	效率
小于 100 W	从 $\cong$ 10到25%
100 到 500 W	从 $\cong$ 20到40%
500 到 2,500 W	从 $\cong$ 30到50%

### 工作曲线

如下图所示。转速只能手动调节，因此循环泵任何工作状态下旋转速度不变。



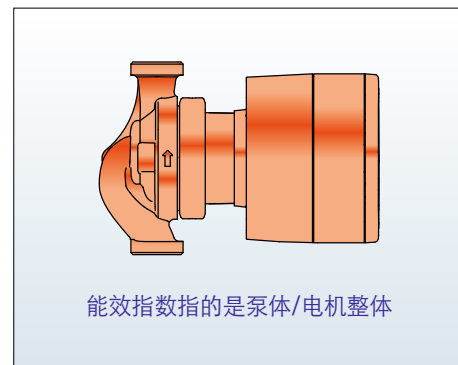
流量降低扬程增加使得这些循环泵只能用于定流量系统中。在变流量系统中，这一特点则有风险，恒温阀关闭时，管网中的压差 $\Delta P$ 值过高，会产生噪音和造成阀门关闭不严（参见第51和52期《水力杂志》）。

### 新式屏蔽泵

与老式屏蔽泵不同，新式屏蔽泵可以（1）高效工作而且，（2）可以在流量降低时控制扬程变化。

#### 效率

欧洲法令规定，循环泵的效率由EEI指数（能效指数）确定（泵体/电机整体）。



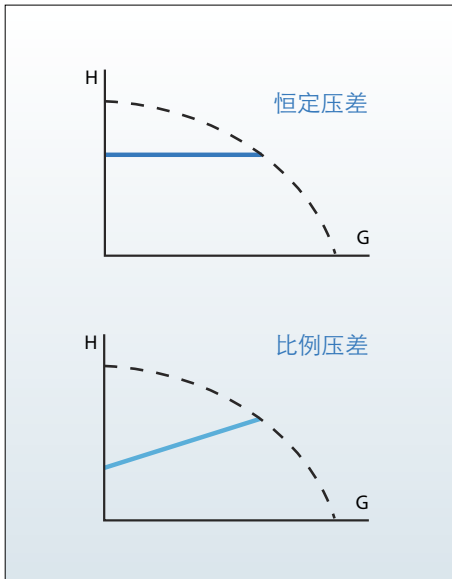
该指数既考虑到循环泵在最大恒定流量下的运行状态，也考虑到了在30%、50%和75%流量时的工作状态。

能效指数越低，能效越高。

从2015年8月1日起，法规要求能效指数值不超过0.23。

### 工作曲线

主要有以下类型：



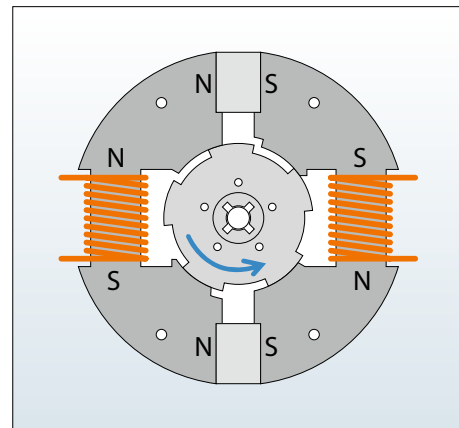
屏蔽泵的转速自动调节。

第一种工作状况，在流量下降时，扬程保持不变；第二种工作状况下扬程则呈线性降低。

主要有两项技术亮点可以让循环泵获得所要求的能效指数：

- 速度电子调节器
- 磁性转子马达

磁力电机用于泵的制造只有短短数年，因为近来的技术发展才使得永磁转子适于应用且成本不至于过高。



得益于电子换向电机ECM(Electronically Commutated Motor)技术，电机的转动部分由产生于定子内部受电子控制的电流带动。转子的磁极根据定子线圈的极化不断交替，相互吸引和排斥。

### 带磁力电机的变频屏蔽泵举例



GRUNDFOS



WILO



SALMSON



DAB



LOWARA



KSB

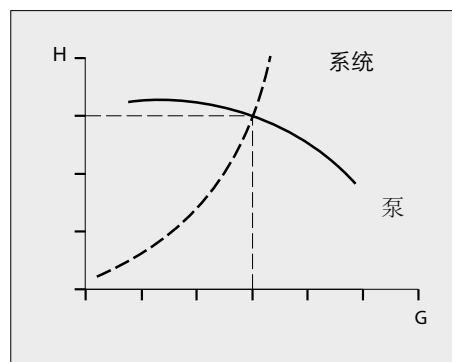
## 风冷电机泵

其特点是电机和泵体不是一个整体。

采用橡胶和机械式垫圈实现电机的轴承与泵体之间水力密封。电机靠风扇冷却。

这类泵主要用于高流量供热系统和冷却系统中，以防止电机散失的热量成为附加的热负荷。

与屏蔽泵一样，我们下面将简短探讨一下这类泵（简称为水泵或者干转子泵）的主要技术特点，将其分为两组：老式水泵和新式水泵。



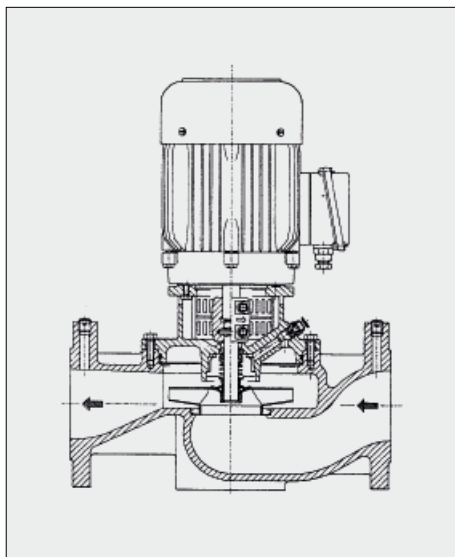
## 新型风冷电机泵

可以高效率运行，而且在流量下降时控制扬程变化。

### 效率

欧洲法令规定，这类水泵的能效只涉及其电机的效率等级。

## 老式风冷电机泵



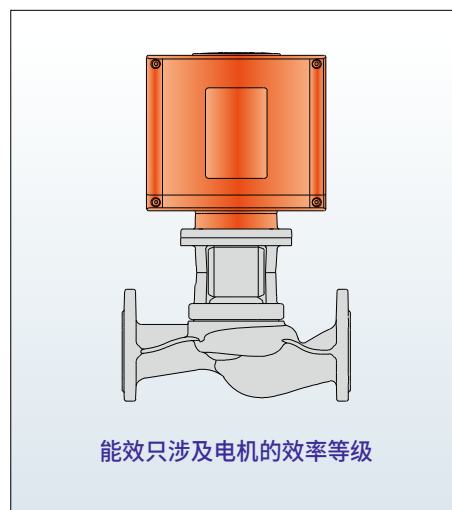
有着与老式屏蔽泵同样的局限性，意即：（1）低效率以及（2）不能在流量降低时控制扬程的增加。

### 效率

明显高于老式屏蔽泵所能获得的效率，但是比起目前所要求的还是低了一大截。

### 工作曲线

一般只有一条调节曲线，只能以固定转速运行。所以，这些水泵和老式屏蔽泵一样，不能让变流量系统正常工作。



具体而言，欧洲法令规定，自2017年1月1日起：“名义功率在0.75到375 kW的风冷电机泵其电机须符合能效级别IE3或者IE2级且配有转速调节装置。”

### 工作曲线

与第5页的新型屏蔽泵曲线类似。

新技术的应用使得这类泵可以达到变流量系统所要求的性能，基本上与新型屏蔽泵类似。唯一的不同在于电机必须是磁力转子型的。

### 带磁力电机的变频泵示范



GRUNDFOS



WILO



SALMSON



DAB



LOWARA



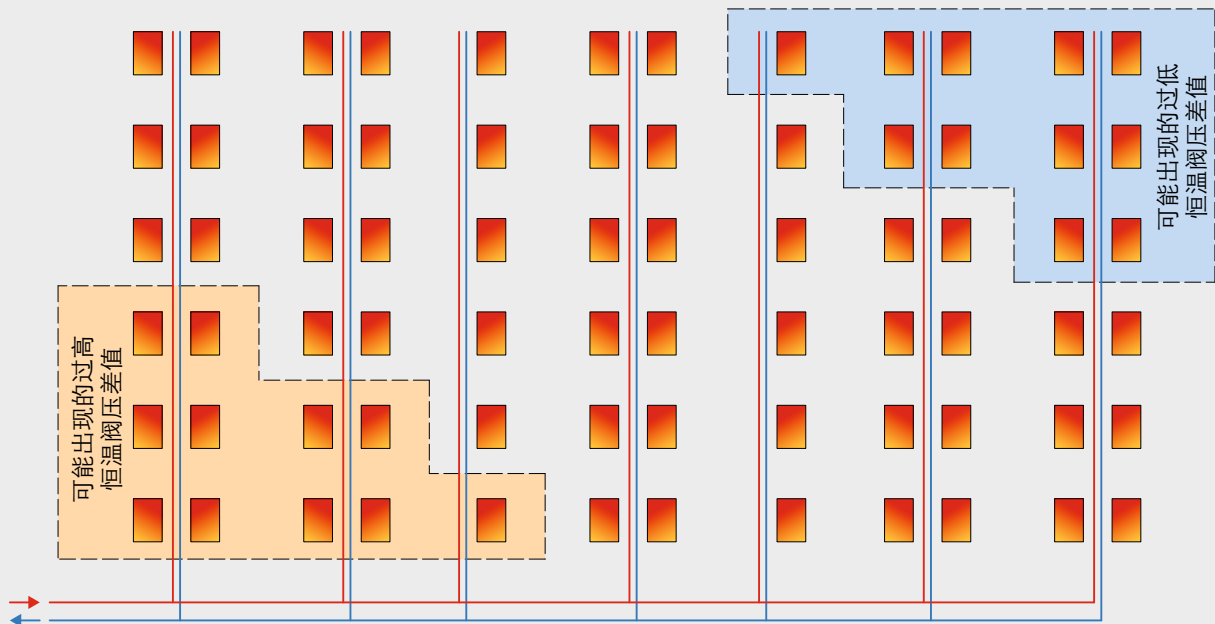
KSB

### 变频泵的限制性

必须清楚,变频泵是保证恒温阀系统的正确运行的前提,但通常说来这一点还不够。其实,这类泵无法控制管网压差 $\Delta P$ ,所带来的风险是使得离泵近的恒温阀压差 $\Delta P$ 过高而离泵远的恒温阀压差

$\Delta P$ 过低,在大中型系统中尤其如此。

因此,为了保证恒温阀的正确运行,必须借助专门的压差 $\Delta P$ 调节器,可以是外部的(需安装于立管底部)或者在阀门内:如Dynamical。



## 主要的恒温阀供暖系统

为了让恒温阀系统正确运行，必须做到：

- 让系统内散热器工作流量正常（即便阀门全开时）；
- 控制好作用于恒温阀的压差。

其实，只要遵守了这些条件（参见第51和52期《水力杂志》），就可以：

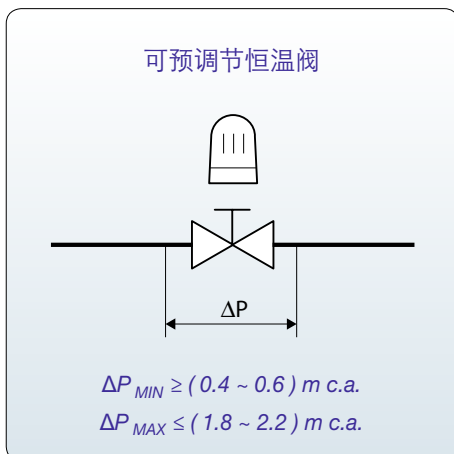
- 保持房间所要求的温度，电器提高舒适度和减少浪费；
- 利用阳光和室内这些免费第二热源；
- 防止不同、房屋及房屋内不同区域之间的热失调；
- 只保持必要的流量，降低泵的运行成本；
- 降低回水温度，优化冷凝锅炉的效率；
- 防止恒温阀的关闭不严和噪音。

可以达到这些性能的两类主要供暖类型：第一种为中小型系统，第二种为大中型系统：

### 中小型恒温阀系统

只要使用(1)可预调节恒温阀以及(2)变速循环泵就足以令这类系统正常工作。

需要核实的是，抛开循环中的流量不管，恒温阀的工作压差 $\Delta P$ 始终（参见制造商数据）在0.4-0.6（最小值）和1.8-2.2 m c.a.（最大值）之间。



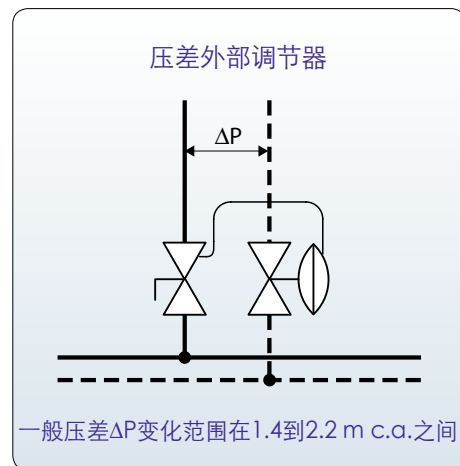
### 大中型恒温阀系统

想让这类系统（以及那些中小型系统中无法保持恒温阀工作压差 $\Delta P$ 在可接受范围内的）正常工作，必须利用外部压差调节器或者Dynamical型温控阀。

#### 外部压差调节器解决方案

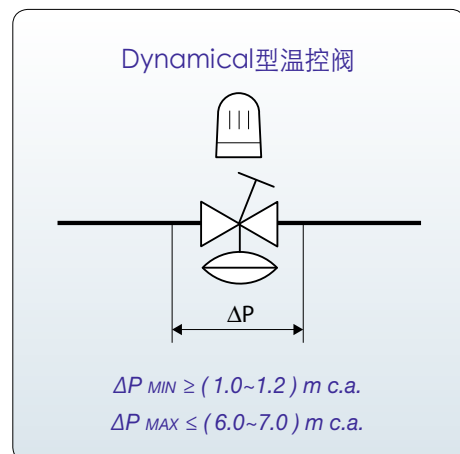
要求使用(1)可预调节恒温器，(3)压差调节器以及(3)变频泵。

压差调节器（一般情况下安装在立管底部）用于控制恒温阀的压差。为达此目的并且根据具体恒温阀所要求的数值，这类调节器一般调校压差 $\Delta P$ 在1.4到2.2 m c.a.之间。



#### Dynamical型温控阀解决方案

要求使用(1)Dynamical型恒温阀以及(2)变频泵。泵的调节需要满足Dynamical型温控阀（参见第51和52期《水力杂志》）不管哪种循环流量下的工作压差 $\Delta P$ 在1.0-1.2和6.0-7.0 m c.a.之间。

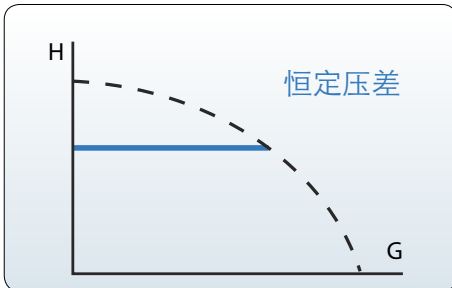




## 泵的调节方式

恒温阀系统可用到的循环泵主要调节类型。

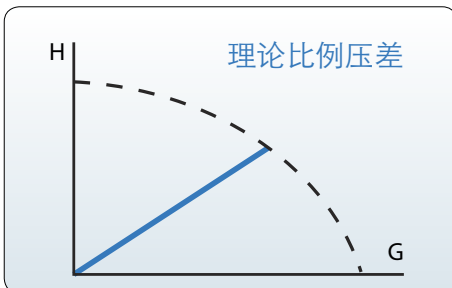
### 恒定压差调节



设计流量下降时，压差保持不变。

此类调节可用于调节低压损系统（例如用恒温阀升级改造的自然循环系统）或者强制式循环系统。（设计 $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$ 和升级改造 $\Delta T=20^{\circ}\text{C}$ 。）

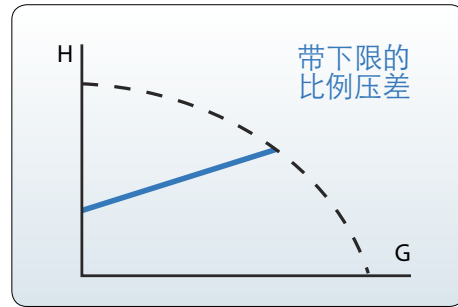
### 理论比例压差



设计流量下降，压力降低直至归零。

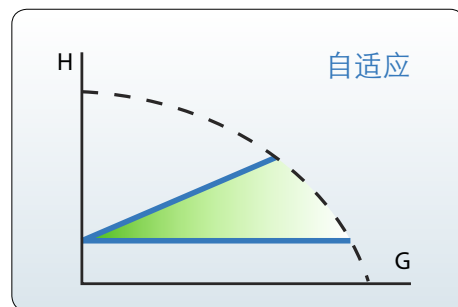
可以降低泵的运行成本。不过，流量低时，压差可能达不到恒温阀正常工作所要求的压差。

### 带下限的比例压差



设计流量下降，压力呈线性降低至下限：例如到达设计压力的50%。可用于调节分布较广阔的系统或平衡元件（压差调节器或Dynamical）工作通道狭窄的情况。

### 自适应型

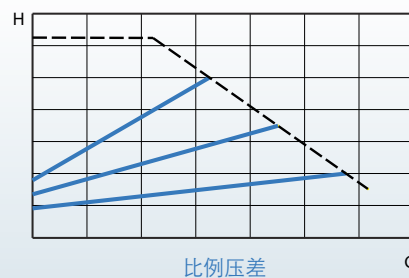
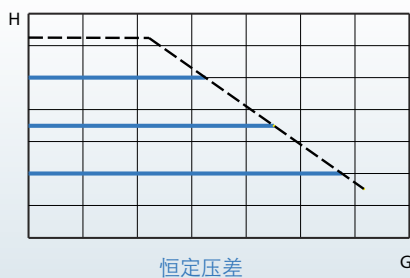


循环泵自动调节以达到降低运营成本和保证系统的正常工作。

可用于正确设计选型和平衡的系统中。反之，就会出现未平衡的回路得不到适当流量的风险。

### 其它类型调节方式

还有距离和斜率不同的曲线调节方式，如下所示。



## 范例

下面所讲的范例有助于根据工作曲线确定（散热器系统既可以用手动阀也可以用恒温阀调节）泵的年平均运营成本。得出的数值（我们在14页会看得更清楚）会有助于在泵的选择和调节方式上有更加清晰的思路。

### 备注：

没有必要过于详细地跟进计算，因为最终计算的数值会在第14页总表中列出。

### 范例1

根据下述设计数据和运行方式，针对用以下规格恒温阀升级改造的散热器系统（为100户服务），估算其所用的泵的年消耗及运营成本：

#### 案例1：设备升级改造温差 $\Delta T = 10^\circ\text{C}$

- $G = 60 \text{ m}^3/\text{h}$  (最大流量)
- $H = 8 \text{ m c.a.}$  (最大扬程)

#### 案例2：设备升级改造温差 $\Delta T = 20^\circ\text{C}$

- $G = 30 \text{ m}^3/\text{h}$  (最大流量)
- $H = 6 \text{ m c.a.}$  (最大扬程)

- 设计数据：

- $Q = 600,000 \text{ kcal/h}$  (最大热量)
- 15 h (泵的日工作时间)
- 0.2 €/kWh (每千瓦时成本)

系统的中间流量和相应工作日期

- 100%流量 ·  $G_{\text{MAX}}$  运行日 11
- 75%流量 “ “ “ 22
- 50%流量 “ “ “ 44
- 30%流量 “ “ “ 153

泵的调节方式

- 不变压差 $\Delta P$
- 可变压差 $\Delta P$ 从 $H_s$ 到 $H_s/2$
- 可变压差 $\Delta P$ 从 $H_s$ 到0

### 解决方案

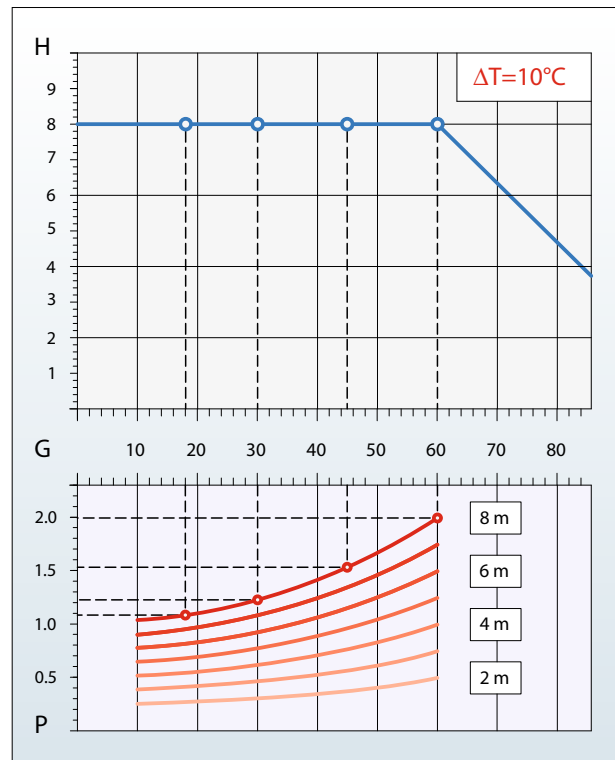
关于泵的技术参数（流量、扬程、功率）参见下面的曲线图。

对于泵的每个调节方式，确定：中间流量（上述百分比）、相对扬程和要求的功率。

然后，根据泵在中间流量时的工作时长和功率，计算要求的数据。

### 案例1 ( $\Delta T = 10$ ) - 恒定压差 $\Delta P$

泵的工作曲线：



#### 100%流量

- $G = G_{\text{MAX}} \cdot 1.00 = 60 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 8 \text{ m c.a.}$
- $P = 1.98 \text{ kW}$

#### 75%流量

- $G = G_{\text{MAX}} \cdot 0.75 = 45 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 8 \text{ m c.a.}$
- $P = 1.53 \text{ kW}$

#### 50%流量

- $G = G_{\text{MAX}} \cdot 0.50 = 30 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 8 \text{ m c.a.}$
- $P = 1.23 \text{ kW}$

#### 30%流量

- $G = G_{\text{MAX}} \cdot 0.30 = 18 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 8 \text{ m c.a.}$
- $P = 1.09 \text{ kW}$

#### 年度消耗

- $G 100\% 1.98 \text{ kW} \cdot 11 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 327 \text{ kWh}$
- $G 75\% 1.53 \text{ kW} \cdot 22 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 506 \text{ kWh}$
- $G 50\% 1.23 \text{ kW} \cdot 44 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 814 \text{ kWh}$
- $G 30\% 1.09 \text{ kW} \cdot 153 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 2,501 \text{ kWh}$

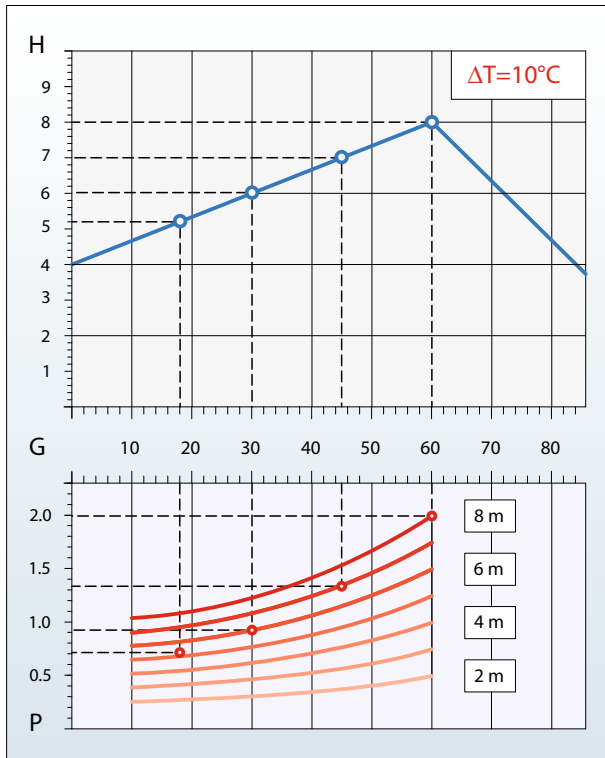
共计 =  $327 + 506 + 814 + 2,501 = 4,148 \text{ kWh}$

年总成本 =  $4,148 \text{ kWh} \cdot 0.2 \text{ €} = 830 \text{ €}$

年成本/住户 =  $830 / 100 = 8.30 \text{ €}$

### 案例1( $\Delta T = 10$ ) – 可变压差 $\Delta P$ 从 $H_s$ 到 $H_s/2$

泵的工作曲线:



#### 100%流量

- $G = G_{MAX} \cdot 1.00 = 60 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 8 \text{ m c.a.}$
- $P = 1.98 \text{ kW}$

#### 75%流量

- $G = G_{MAX} \cdot 0.75 = 45 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 7 \text{ m c.a.}$
- $P = 1.34 \text{ kW}$

#### 50%流量

- $G = G_{MAX} \cdot 0.50 = 30 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 6 \text{ m c.a.}$
- $P = 0.93 \text{ kW}$

#### 30%流量

- $G = G_{MAX} \cdot 0.30 = 18 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 5.20 \text{ m c.a.}$
- $P = 0.71 \text{ kW}$

#### 年度消耗

- $G \text{ 100\% } 1.98 \text{ kW} \cdot 11 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 327 \text{ kWh}$
- $G \text{ 75\% } 1.36 \text{ kW} \cdot 22 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 442 \text{ kWh}$
- $G \text{ 50\% } 0.93 \text{ kW} \cdot 44 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 611 \text{ kWh}$
- $G \text{ 30\% } 0.71 \text{ kW} \cdot 153 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 1,626 \text{ kWh}$

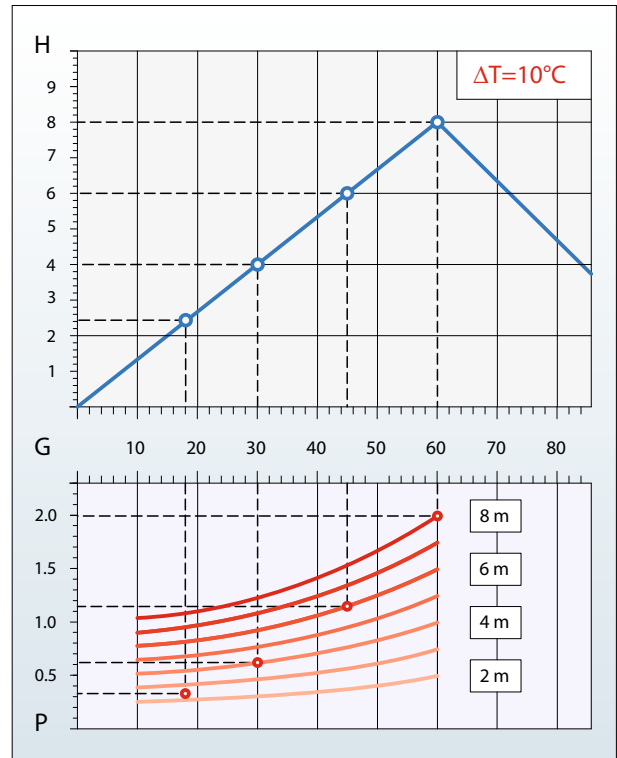
共计 =  $327 + 450 + 611 + 1,626 = 3,006 \text{ kWh}$

年总成本 =  $3,013 \text{ kWh} \cdot 0.2 \text{ €} = 601 \text{ €}$

年成本/住户 =  $603 / 100 = 6.01 \text{ €}$

### 案例1( $\Delta T = 10$ ) – 可变压差 $\Delta P$ 从 $H_s$ 到0

泵的工作曲线:



#### 100%流量

- $G = G_{MAX} \cdot 1.00 = 60 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 8 \text{ m c.a.}$
- $P = 1.98 \text{ kW}$

#### 75%流量

- $G = G_{MAX} \cdot 0.75 = 45 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 6 \text{ m c.a.}$
- $P = 1.16 \text{ kW}$

#### 50%流量

- $G = G_{MAX} \cdot 0.50 = 30 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 4 \text{ m c.a.}$
- $P = 0.62 \text{ kW}$

#### 30%流量

- $G = G_{MAX} \cdot 0.30 = 18 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 2.40 \text{ m c.a.}$
- $P = 0.33 \text{ kW}$

#### 年度消耗

- $G \text{ 100\% } 1.98 \text{ kW} \cdot 11 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 327 \text{ kWh}$
- $G \text{ 75\% } 1.16 \text{ kW} \cdot 22 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 383 \text{ kWh}$
- $G \text{ 50\% } 0.62 \text{ kW} \cdot 44 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 407 \text{ kWh}$
- $G \text{ 30\% } 0.33 \text{ kW} \cdot 153 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 750 \text{ kWh}$

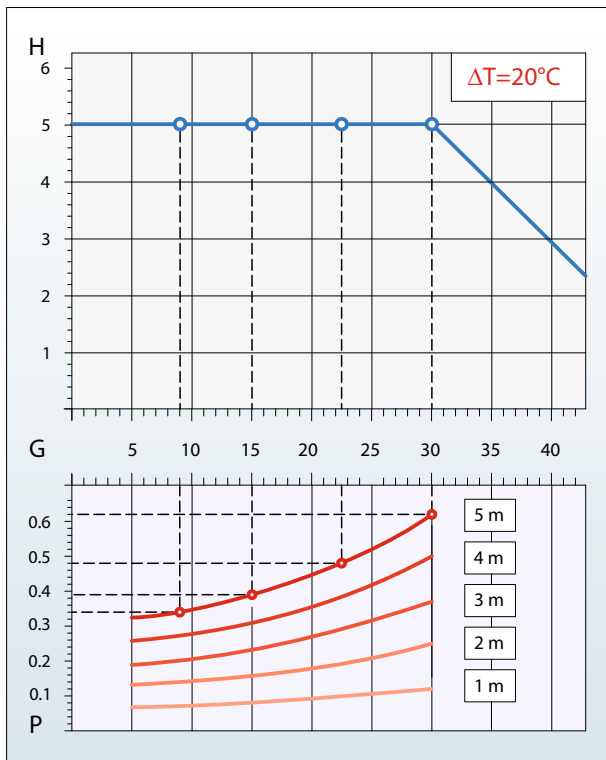
共计 =  $327 + 383 + 407 + 750 = 1,867 \text{ kWh}$

年总成本 =  $1,867 \text{ kWh} \cdot 0.2 \text{ €} = 373 \text{ €}$

年成本/住户 =  $373 / 100 = 3.73 \text{ €}$

案例2( $\Delta T = 20$ ) – 不变压差 $\Delta P$

泵的工作曲线:



100%流量

- $G = G_{MAX} \cdot 1.00 = 30 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 5 \text{ m c.a.}$
- $P = 0.62 \text{ kW}$

75%流量

- $G = G_{MAX} \cdot 0.75 = 22.5 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 5 \text{ m c.a.}$
- $P = 0.49 \text{ kW}$

50%流量

- $G = G_{MAX} \cdot 0.50 = 15 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 5 \text{ m c.a.}$
- $P = 0.39 \text{ kW}$

30%流量

- $G = G_{MAX} \cdot 0.30 = 9 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 5 \text{ m c.a.}$
- $P = 0.34 \text{ kW}$

年度消耗

- $G \text{ 100\% } 0.62 \text{ kW} \cdot 11 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 102 \text{ kWh}$
- $G \text{ 75\% } 0.49 \text{ kW} \cdot 22 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 161 \text{ kWh}$
- $G \text{ 50\% } 0.39 \text{ kW} \cdot 44 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 254 \text{ kWh}$
- $G \text{ 30\% } 0.34 \text{ kW} \cdot 153 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 782 \text{ kWh}$

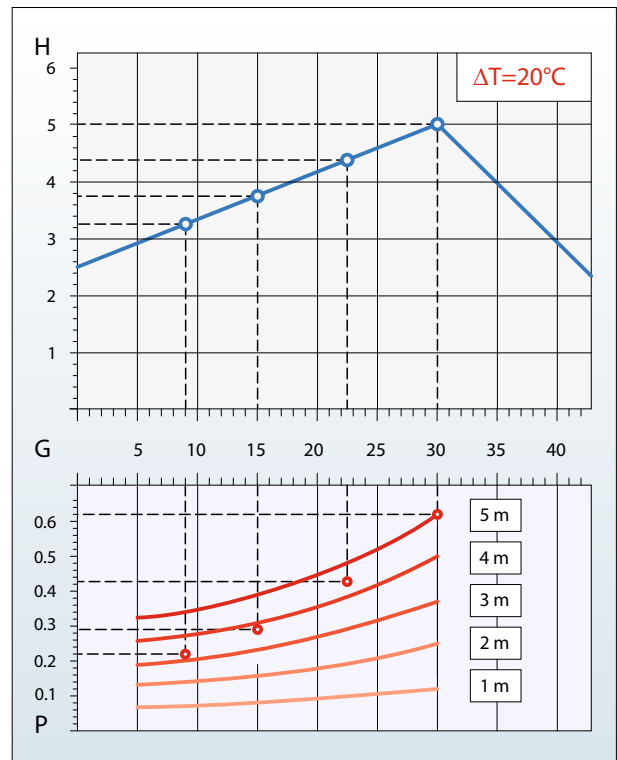
共计 =  $102 + 161 + 254 + 782 = 1,299 \text{ kWh}$

年总成本 =  $1,299 \text{ kWh} \cdot 0.2 \text{ €} = 260 \text{ €}$

年成本/住户 =  $260 / 100 = 2.60 \text{ €}$

案例2( $\Delta T = 20$ ) – 可变压差 $\Delta P$ 从 $H_s$ 到 $H_s/2$

泵的工作曲线:



100%流量

- $G = G_{MAX} \cdot 1.00 = 30 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 5 \text{ m c.a.}$
- $P = 0.62 \text{ kW}$

75%流量

- $G = G_{MAX} \cdot 0.75 = 22.5 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 4.38 \text{ m c.a.}$
- $P = 0.43 \text{ kW}$

50%流量

- $G = G_{MAX} \cdot 0.50 = 15 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 3.75 \text{ m c.a.}$
- $P = 0.29 \text{ kW}$

30%流量

- $G = G_{MAX} \cdot 0.30 = 9 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 3.25 \text{ m c.a.}$
- $P = 0.22 \text{ kW}$

年度消耗

- $G \text{ 100\% } 0.62 \text{ kW} \cdot 11 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 102 \text{ kWh}$
- $G \text{ 75\% } 0.43 \text{ kW} \cdot 22 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 141 \text{ kWh}$
- $G \text{ 50\% } 0.29 \text{ kW} \cdot 44 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 191 \text{ kWh}$
- $G \text{ 30\% } 0.22 \text{ kW} \cdot 153 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 508 \text{ kWh}$

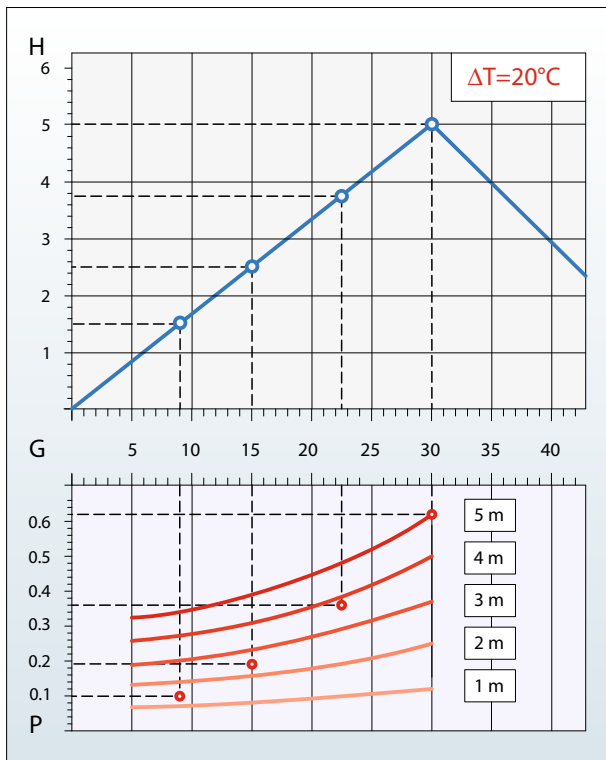
共计 =  $102 + 141 + 191 + 508 = 942 \text{ kWh}$

年总成本 =  $942 \text{ kWh} \cdot 0.2 \text{ €} = 188 \text{ €}$

年成本/住户 =  $188 / 100 = 1.88 \text{ €}$



泵的工作曲线:



**100%流量**

- $G = G_{MAX} \cdot 1.00 = 30 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 5 \text{ m c.a.}$
- $P = 0.62 \text{ kW}$

**75%流量**

- $G = G_{MAX} \cdot 0.75 = 22.5 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 3.75 \text{ m c.a.}$
- $P = 0.36 \text{ kW}$

**50%流量**

- $G = G_{MAX} \cdot 0.50 = 15 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 2.5 \text{ m c.a.}$
- $P = 0.19 \text{ kW}$

**30%流量**

- $G = G_{MAX} \cdot 0.30 = 9 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 1.5 \text{ m c.a.}$
- $P = 0.10 \text{ kW}$

**年消费**

- $G \text{ 100\% } 0.62 \text{ kW} \cdot 11 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 102 \text{ kWh}$
- $G \text{ 75\% } 0.36 \text{ kW} \cdot 22 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 120 \text{ kWh}$
- $G \text{ 50\% } 0.19 \text{ kW} \cdot 44 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 127 \text{ kWh}$
- $G \text{ 30\% } 0.10 \text{ kW} \cdot 153 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 235 \text{ kWh}$

共计 =  $102 + 120 + 127 + 235 = 584 \text{ kWh}$

年总成本 =  $584 \text{ kWh} \cdot 0.2 \text{ €} = 117 \text{ €}$

年成本/住户 =  $117 / 100 = 1.17 \text{ €}$

根据下述数据, 估算范例1中为老式系统服务的循环泵年耗能及运营成本:

- $G = 60 \text{ m}^3/\text{h}$  (最大流量)
- $H = 8 \text{ m c.a.}$  (最大扬程)
- $\eta = 0.60$  (老式泵的效率)

另外, 估算理论流量增加20%和40%时的耗能与成本。要考虑到老式系统要正常工作, 其工作流量要明显高于理论流量 (参见第44和52期《水力杂志》)。

**解决方案**

通过下面的公式算出泵的功率:

$$P = G \cdot H / 367 \cdot \eta$$

**理论流量**

$$P = G \cdot H / 367 \cdot \eta = 60 \cdot 8 / 367 \cdot 0.60 = 2.18 \text{ kW}$$

$$\text{年总耗能} = 2.18 \cdot 15 \cdot 230 = 7,520 \text{ kWh}$$

$$\text{年总成本} = 7,520 \text{ kWh} \cdot 0.2 \text{ €} = 1,504 \text{ €}$$

$$\text{年成本/住户} = 1,504 / 100 = 15.04 \text{ €}$$

**流量增加 = 20%**

根据以下公式可得:

$$n_x / n = Q_x / Q = 1.2 \cdot Q / Q = 1.2$$

$$P_x = (n_x / n)^3 \cdot P = 1.2^3 \cdot 2.18 = 3.77 \text{ kW}$$

$$\text{年总耗能} = 3.77 \cdot 15 \cdot 230 = 12,995 \text{ kWh}$$

$$\text{年总成本} = 12,995 \text{ kWh} \cdot 0.2 \text{ €} = 2,600 \text{ €}$$

$$\text{年成本/住户} = 2,600 / 100 = 26.00 \text{ €}$$

**流量增加 = 40%**

根据以下公式可得:

$$n_x / n = Q_x / Q = 1.4 \cdot Q / Q = 1.4$$

$$P_x = (n_x / n)^3 \cdot P = 1.4^3 \cdot 2.18 = 5.98 \text{ kW}$$

$$\text{年总耗能} = 5.98 \cdot 15 \cdot 230 = 20,636 \text{ kWh}$$

$$\text{年总成本} = 20,636 \text{ kWh} \cdot 0.2 \text{ €} = 4,127 \text{ €}$$

$$\text{年成本/住户} = 4,127 / 100 = 41.27 \text{ €}$$

**泵的工作条件变化**

泵从一种工作状态切换到另一种工作状态, 会涉及到以下关系:

- 流量与转速成比例变化;
- 供水压力与转速的平方成比例变化
- 所需功率与转速的立方成比例变化。

可以得到以下公式:

$$Q_x = (n_x / n) \cdot Q$$

$$H_x = (n_x / n)^2 \cdot H$$

$$P_x = (n_x / n)^3 \cdot P$$

以上公式用来计算随泵的扬程或流量变化时所需功率。

## 所举范例数据总结

从所举的例子中可知循环泵按住户均摊运营成本如下：

### 既有系统

- 15.04 € 工作流量固定且没有理论增加流量
- 26.00 € 工作流量固定且有20%的理论增加流量
- 41.27 € 工作流量固定且有40%的理论增加流量

### 恒温阀升级改造系统： $\Delta T = 10^{\circ}\text{C}$

- 8.30 € 工作流量可变且恒定压差 $\Delta P$ 调节
- 6.01 € 工作流量可变且恒定压差 $\Delta P$ 调节从 $H_s$ 到 $H_s/2$
- 3.73 € 工作流量可变且恒定压差 $\Delta P$ 调节从 $H_s$ 到0

### 恒温阀升级改造系统： $\Delta T = 20^{\circ}\text{C}$

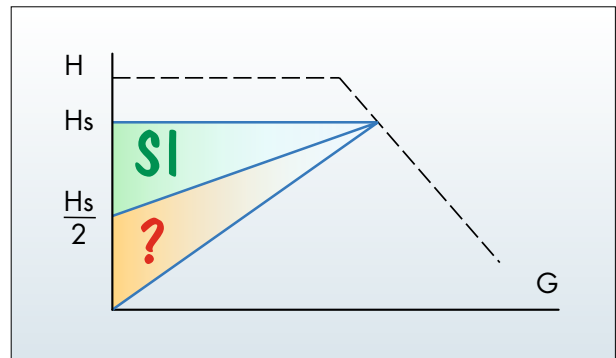
- 2.60 € 工作流量可变且恒定压差 $\Delta P$ 调节
- 1.88 € 工作流量可变且恒定压差 $\Delta P$ 调节从 $H_s$ 到 $H_s/2$
- 1.17 € 工作流量可变且恒定压差 $\Delta P$ 调节从 $H_s$ 到0

## 几点看法

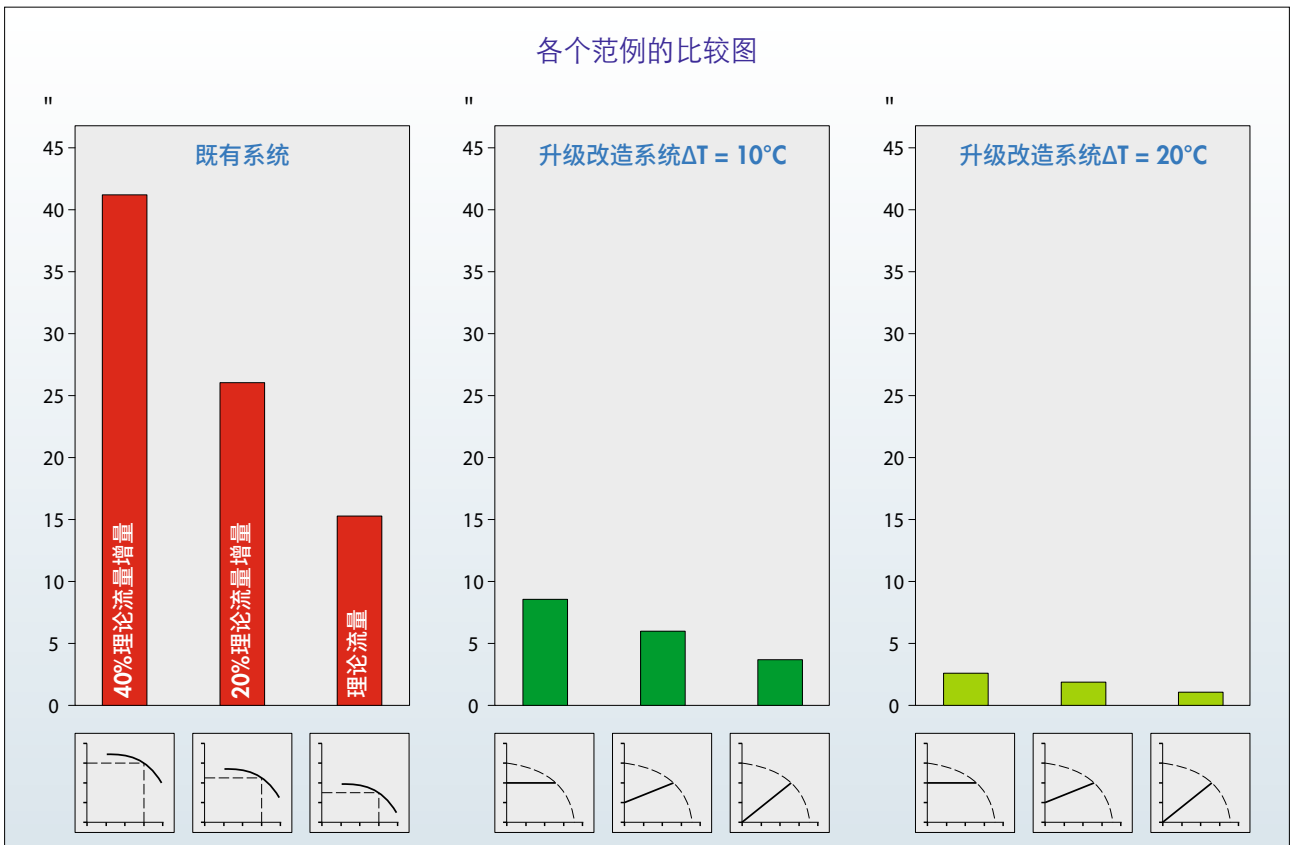
从列出的运营成本可以得出结论：

1. 用恒温阀升级改造老式手动阀系统可以极大地节约成本；
2. 升级改造系统使用 $\Delta T = 20^{\circ}\text{C}$ 而非 $\Delta T = 10^{\circ}\text{C}$ 可以明显节约成本；
3. 靠增加泵的调节曲线斜率所能节约的成本非常有限。

由此我们可以得出，过度突出调节曲线斜度并不划算（特别是系统的几何参数不明时）。其实，通过这种操作所能节约的运营成本几乎可以忽略不计，但是（在低流量时）却带来无法给条件最不利的立管所需流量的风险。因此建议避免曲线的斜度起点高于最高压差的一半。



各个范例的比较图

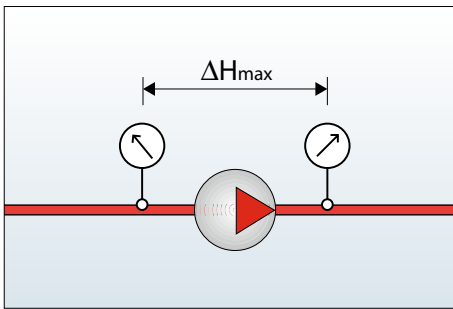


## 其他需考虑的方面

要保证循环泵的正常运转，还要考虑以下方面：

### 循环泵的调节

确定循环泵正确的最高扬程并以此来调节不容易，因为理论与实际之间普遍存在明显差距。

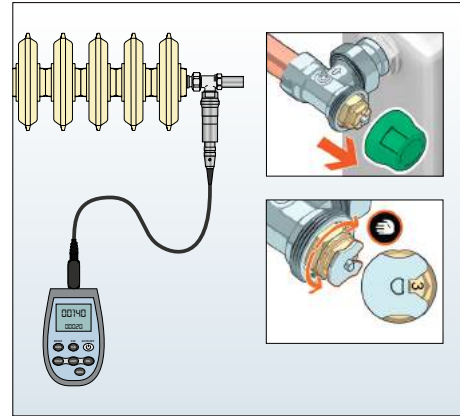


在系统升级改造时困难就更大了，特别是在不了解或者只了解系统的部分设计参数的情况下。

直到几年前，因为这些不确定因素（为了确保能够应对系统压损），循环泵的扬程通常调节到比实际需要高出30-40%。

结果，这样调节出来的循环泵运行起来其运营成本要远远高于标准要求的。

不过近年来利用Dynamical型温控阀避免这种浪费已成为可能（参见第51和52期《水力杂志》），该类温控阀带有可以测量工作压差 $\Delta P$ 的支持套件。



首先使用套件可以测量最不利位置（一般是最远的那个）阀门的工作压差 $\Delta P$ ，然后调节泵的扬程让阀门的工作压差 $\Delta P$ 符合最低要求即可。

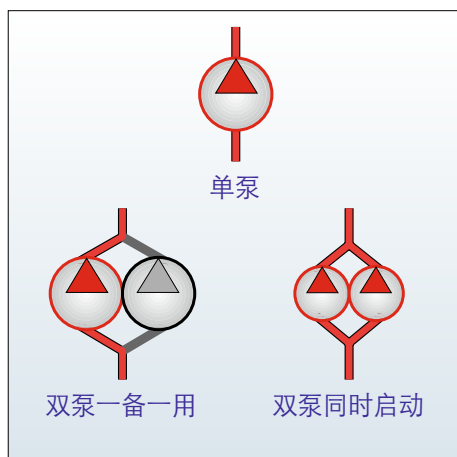
通过这样的调节，系统中其它所有阀门都可以按所要求的最低工作压差 $\Delta P$ 运行，同时降低泵的运营成本和防止管网压差过高。



## 循环泵的设计选型

要依据计算出的扬程和流量为标准（参见第18页）。泵的选择须避免选型过低和过高，因为这只会导致泵的工作效率降低。

根据系统是否连续或断续运行的需求，可以使用单泵或双泵：



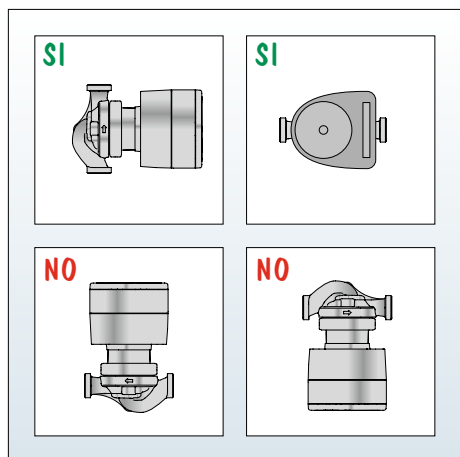
**单泵**（成本最低）可以用于不必担心会出现供暖中断情况的系统中。

**双泵一备一用**（成本最高）即使在一个泵中断时依然可以让系统正常工作；

**双泵同时启动**是上述成本和性能之间的良好折中，因为即使一个泵中断时也可以避免系统完全停运。

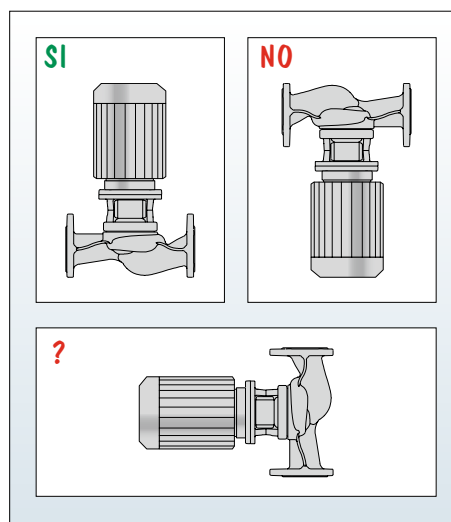
## 安装

屏蔽泵可安装在水平或垂直管道上，电机轴承要处于水平位置。



功率低于10-12kW的风冷电机泵（参见制造商的规定）可以安装在水平和垂直管道上。

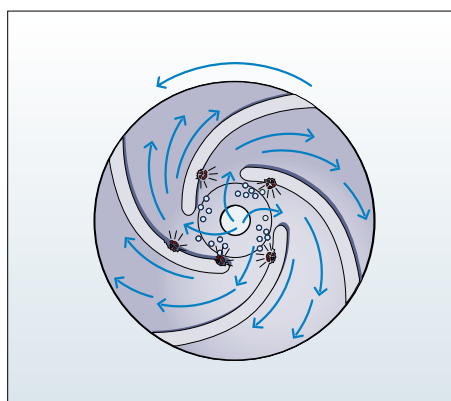
而更大功率的风冷电机泵只能电机垂直安装在水平管道上。



## 气蚀现象

我们知道，泵会受到气蚀现象的困扰。

在泵的吸入区域当流体压力下降到饱和压力点即蒸气压压力点以下时，就会出现这一现象。当上述条件出现时，泵体内会不断形成气泡和微气泡，气泡爆裂，在液体中产生内爆。



这一切发生得极快，造成循环泵工作严重异常，产生巨大噪音、震动并给泵体和叶轮带来损害。供热系统中，当泵工作的扬程高而系统静态负载低时很容易出现气蚀现象。





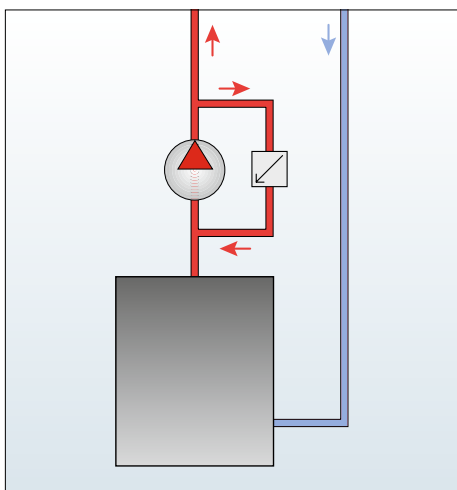
为了避免出现这种危险，必须把泵的入口压力维持在最低值：这是一个专用的指数，即气蚀余量（NPSH），它取决于泵的类型和工作条件，尤其取决于流体温度和气压。

制造商一般根据泵的流量给出汽蚀余量的值。无论如何，需要验证这样的数值是否符合系统的工作条件或者是否要考虑专门的校正参数。

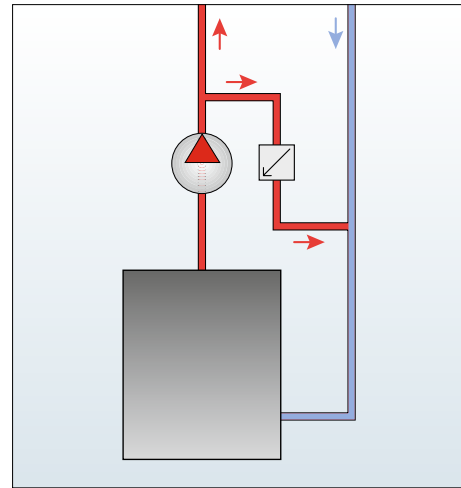
### 旁通

当需要一个最低流量来保证泵的正常运行时，旁通就必不可少。

为此，建议直接给泵安个旁通，用动态流量平衡阀调节旁通流量，该平衡阀的额定流量等于最低要求流量。



不建议在系统的供水和回水管之间直接安装旁通，因为这样会造成回水温度升高，冷凝锅炉的效率降低。

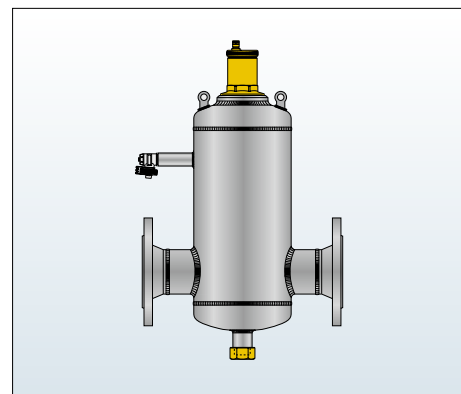


### 排除空气

系统中空气的存在会给循环泵带来两个问题：

- 第一个是因为可能会在泵的吸入端形成空气袋，使泵效率降低而磨损增加；
- 第二个是空气中的氧气会与任何铁质材料结合，生成氧化物，除了降低效率还会阻滞和“烧”泵。

正如之前已经探讨过的（参见第47和45期《水力杂志》）话题，只要消除了气泡和微气泡，这些问题便会迎刃而解。为此，可以使用专门的微泡排气阀：它主要由放射状的气泡分离网和自动排气阀组成。



分离网产生的涡流运动有利于微泡的释放和气泡的形成，然后再由排气阀排出系统。

微泡排气阀使系统水脱气运行，处于非饱和状态，因此系统水可以再次吸收并排除系统关键区域停滞的气体。

## 杂质、结垢和腐蚀物

循环泵是内部元件持续运动的高精度产品。正是基于这样的特点，所以很容易因系统水中普遍存在的杂质、结垢和腐蚀物而受到危害。

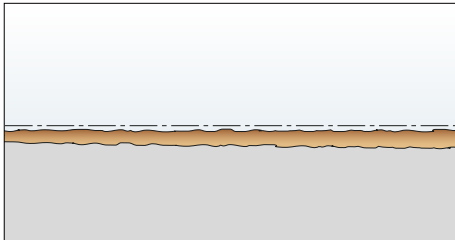
事实上，这些物质会使内部摩擦明显增加，进而会造成泵的阻滞，或者“烧毁”：如果是新式循环泵那么危害可能更大，因为它们尺寸更小，运行速度更高。

所以，除了启动泵之前认真冲洗系统以及使用经过处理的水来注满系统以外，还要尽可能减少系统的腐蚀现象。

主要腐蚀有：

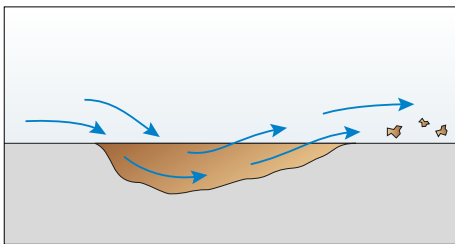
### 均匀腐蚀

表现为各种不同形式，从表面的大片均匀腐蚀到局部严重腐蚀都有。这种腐蚀会给水流中带来大量氧化金属。



### 腐蚀与侵蚀

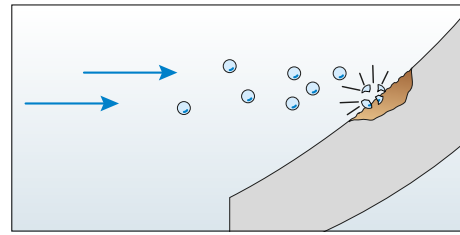
金属表面所受的腐蚀会由于水流运动产生的侵蚀作用（即金属纯机械损伤）而加剧。最易受到此种损害的是高流速和强涡流区域。



### 气蚀现象引起的腐蚀

正如我们所看到的，气泡在金属表面内爆产生一种特殊形式的腐蚀：内爆产生的压力波会导致严重的

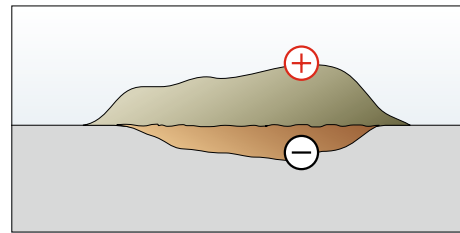
局部侵蚀。



### 氧差腐蚀

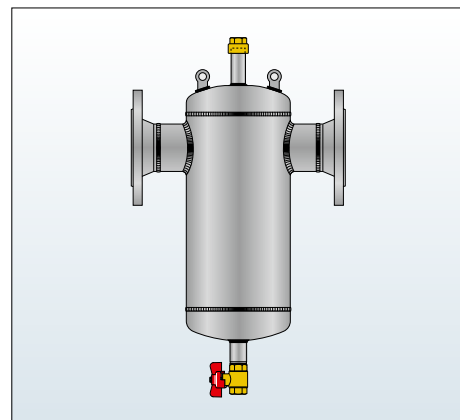
这种腐蚀（也被称为垢下腐蚀）出现在液体流动速度非常缓慢的区域，那些可以形成污物沉积的地方。

系统中的杂质堆积的金属表面，形成两个不同含氧量的区域（水/杂质和杂质/金属）：这样就会形成局部氧差电极，并在水流作用下对金属表面产生腐蚀。



### 除污器

我们必须清醒地认识到，供暖系统中不可避免地会形成腐蚀残留物。所以，磁性除污器的运用便是意料之中的事了（参见第45期《水力杂志》）。



这样，自运行伊始，就可以保持水的足够“清洁”并让日常维护更加轻松。

## 正确选择和安装循环泵所需操作

可以将操作流程归结为：

### 确定流量

对于新建系统，根据所要求的热功率和设计温差来计算流量。

对于升级改造系统则可以根据散热器总的热功率和升级改造新的温差来计算。

### 确定扬程

在新系统中，计算所有压损之和，保证最不利位置的末端有足够的工作压差。

在升级改造系统中，可以利用下面这样的经验公式确定：

用Dynamical温控阀平衡的系统适用公式：

$$H = PdC_{CT} + PdC_{RETE} + \Delta P_{DYN}$$

预平衡阀和压差调节器平衡系统适用公式

$$H = PdC_{CT} + PdC_{RETE} + PdC_{\Delta P} + \Delta P_{VAL}$$

其中：

H = 泵的扬程

$PdC_{CT}$  = 热力站元件的压力损失

$PdC_{RETE}$  = 连接热力站到最不利散热器之间的管道延程压损

$\Delta P_{DYN}$  = 最不利的Dynamical温控阀所要求的最低压差

$PdC_{\Delta P}$  = 压差调节器压损

$\Delta P_{VAL}$  = 最不利恒温阀所要求的最低压差

管网压损可以通过以下公式确定：

$$PdC_{RETE} = L \cdot r \cdot 1.3$$

其中：

L = 热力站和最不利阀门之间的管道长度

r = 固定的压力损失延程压损值，一般从10到20 mmc.a./m之间变化

1.3 = 局部压损的校正系数

## 循环泵的选择与安装

正如前面所提到的，循环泵的选择要（1）依据设计的最大扬程和流量，（2）不做过量设计，（3）确定系统连续或断续运行模式。

另外，循环泵的运行位置要遵守制造商的规定，使其电机和电子元器件得到适当冷却。

### 调节阀的设定

在带有外部压差调节器的系统中，必须（根据设计说明）进行散热器预调节恒温阀和压差调节器的设定。

在带有Dynamical恒温阀的系统中，则只需设定温控阀即可。

### 循环泵的调节

正如前面图示内容讨论过，不建议（特别是在升级改造的系统中）随着流量下降过度让扬程下降，这可能导致一些散热器一直都无法热起来。

还要考虑到为了适应循环泵调节曲线所做出来的调整，相对于所能取得的有限的节能（参见第17页），只有在系统运行相当一些年之后才能显露出来。

### 系统的清洁

工程安装完工后，系统要通过一次或多次冲洗，必要的话，用专门的化学添加剂以便去除各种杂质、结垢和铁锈。

### 循环泵的启动

在泵的启动阶段，要认真检查补水压力，因为压力不足会导致气蚀现象的出现和让空气进入系统。

另外，还要避免空转：当转子室有大量空气时会出现这种情况，这会给泵带来严重损害，因为旋转部件既不能正确地得到冷却也无法润滑。

# 热水循环系统

Ingg. Mattia Tomasoni 和 Alessia Soldarini

在集中式生活热水系统中，热水通过供水管网送达各用户。因建筑物的类型和用户习惯的不同，卫生热水的供应是不连续和变化的，再加上管网的延伸距离长，有的支路会长达几十米，这会导致管道中的水自然冷却。这种情况除了会造成用水的舒适性下降，而且还会导致严重的卫生问题，比如造成军团菌的繁殖。

要防止这些问题的出现，目前主依赖有以下两个办法：

1. 使用电伴热系统保持供水管生活热水温度恒定；
2. 采用热水循环系统。

使用电伴热系统，因为耗电和无法覆盖整个系统分支等问题，目前仅限于在管网的终端或小系统上应用。

热水循环则是最常用的系统，因为它有以下优势：

- 在预定的时间内保证所有出水点温度为设计温度；
- 防止因管道滞水自然冷却导致水的浪费；
- 保持水的持续流动，防止滞水在管道内形成生物膜；
- 防止军团菌的繁殖。

基于这些原因，我们在本篇文章中将分析热水循环系统，回顾一下其主要类型和正确设计选型和平衡的方法。然后，探讨系统管理的主要策略。最后，讲述一下与这些系统相关的能量散失问题，分析哪些参数可以有助于减少热量散失。





## 热水循环系统的类型

根据要连接到卫生热水循环回路上的节点，循环管网可以分为以下类型：

- 用水点循环；
- 楼层循环；
- 立管循环。

### 用水点或分水器循环

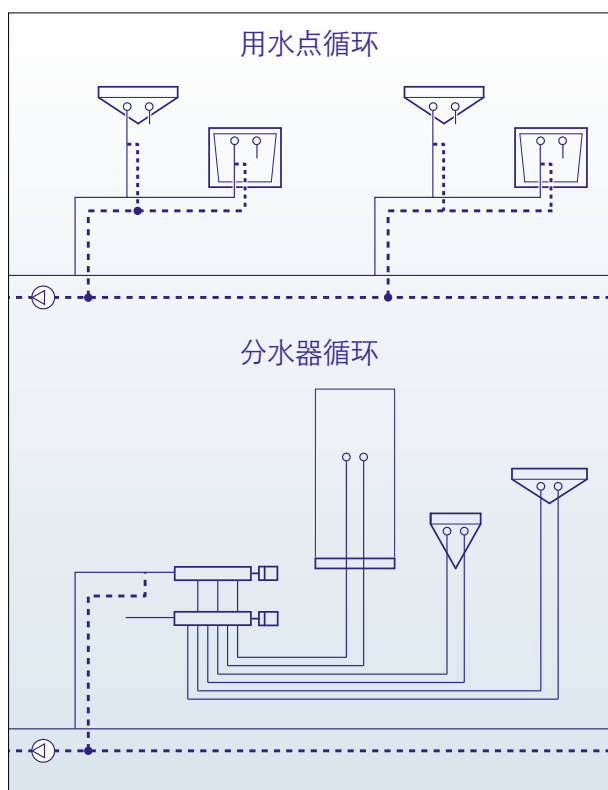
是最细分的循环类型，直接到达或接近用户用水点。

这种方案的好处就是可以带来最大的用水舒适度，而且还可以最大程度地减少热水滞水管的长度。

这一点特别重要，尤其是在那些对于卫生标准要求高的场所，如医院、疗养院和宾馆。

然而，用水点循环的实现成本很高，而且对于分布复杂的管网需要正确地平衡循环流量。

基于这些原因，它是卫生场所、宾馆等建筑中最常用的系统，而且为了保证更高的舒适度，也用于高档或大型的私人住宅中。

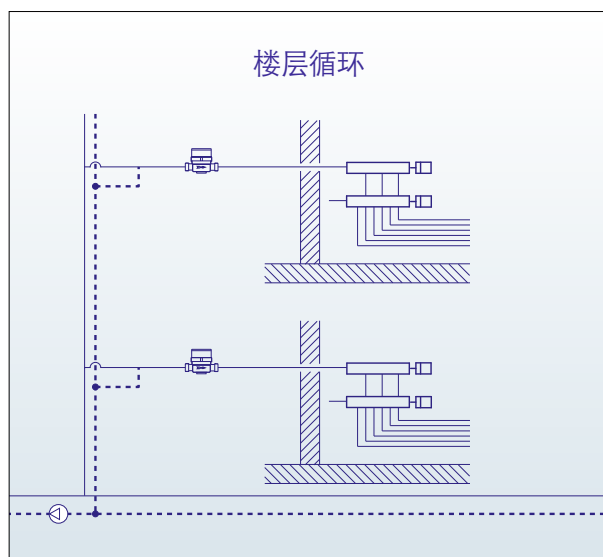


### 楼层循环

该类型的循环可以到达住户入户水表。可以获得良好的舒适性，相比循环到用户用水点的系统成本更低。

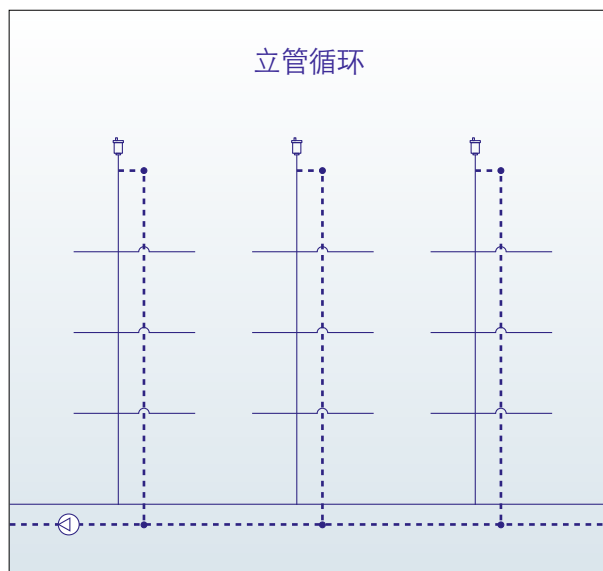
这种方案普遍用于以水平供水为主的住宅建筑中。

另外，它也是唯一可以在热水表之前循环热水的系统。



### 立管循环

这种类型的循环可以达到建筑的立管顶端，它是一种非常普遍的方案，因为较容易实现。另外，加上适当的装置即可以实现立管流量的正确平衡。



## 热水循环回水管网的设计选型

不管哪种类型热水循环系统，循环管道的设计选型都需依据以下的参数：

1. 管道的热量散失；
2. 卫生热水的供水温度；
3. 设计压损；
4. 设计温差；
5. 卫生热水的供水时间。

### 管道的热量散失

管道的热量散失是最重要的设计参数，因为它从它推导出热水循环系统所需的热功率。

控制管道热量散失是降低能耗的关键：

- 通过减小管道直径和循环泵的尺寸来优化热水循环系统；
- 减少能量的散失，相应地降低热水循环系统的运营成本。

保温绝缘性好的新安装管道的热量散失一般可视为：

$$Q_{\text{tub}} = 7 \text{ W/m (约6 kcal/h.m)}$$

热量散失的严谨计算可以通过分析公式得出，或者可以从旁页上的图表推算出来。

决定管道延程热水损失的参数有：

- 管道直径。直径越大对应的热散失越高。因此，要对主管的保温给予高度重视。
- 管道的保温绝缘。这取决于保温绝缘材料（由它的防止热散失的性能所决定的）的质量和厚度。旁页图表为管道的热量散失随保温层厚度的变化值，此数据假定使用的是技术性能良好的材料。

可以看出，与一般的设计选型计算出的数值相比，厚度不足或干脆没有保温会导致热量散失数值非常高。

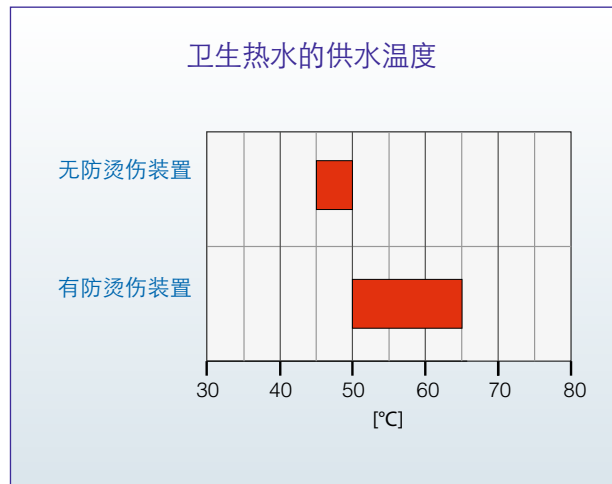
- 管道内部的水温和所处环境的空气温度。热水的供给温度后续将专门探讨。关于环境的空气温度，要尽可能高；所以要避免将管道置于外部或冰冷环境中。

### 卫生热水的供水温度

为了满足舒适度要求，卫生热水到达用户的温度至少要保持至少在43°C以上。

应该考虑到，一些管网，比如医院和宾馆的管网必须要把卫生热水的温度保持在50°C以上，才能实现不间断的热力杀菌。对于这后面这种系统，重要的是：

- 认真分析供水和循环回水管网的保温情况；
- 为用户配备防烫伤装置。

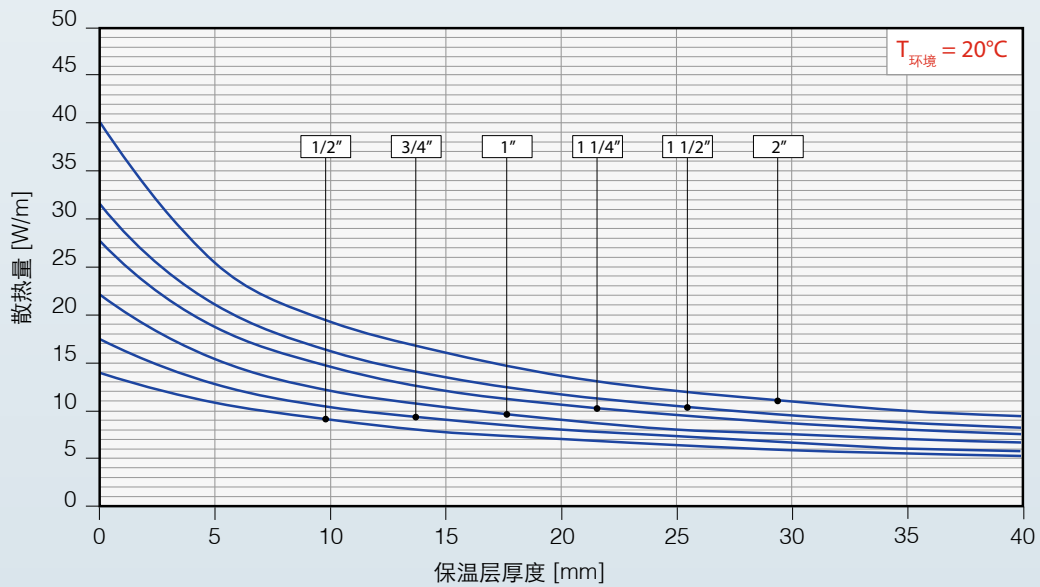
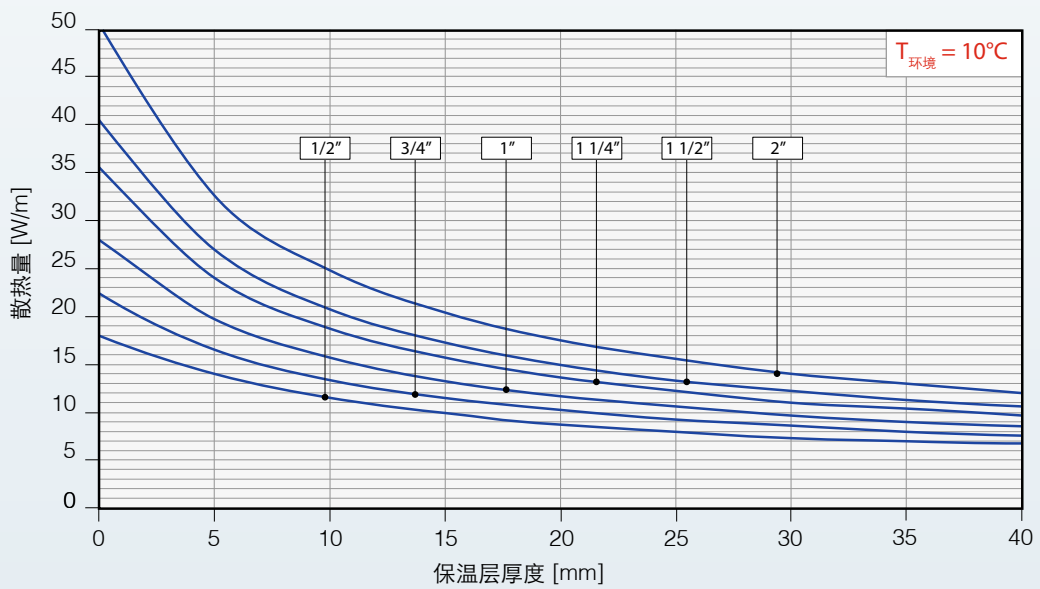
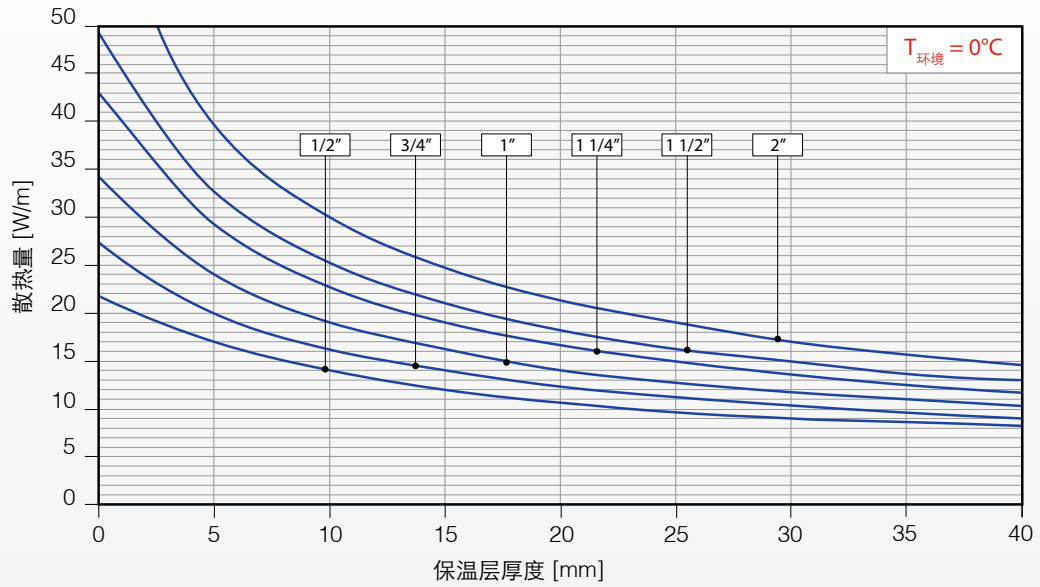


### 设计压力损失

一般来说，热水循环回水管网设计的压损约为20mm c.d./m。这一数值可以实现管道尺寸和循环泵最低必要性能之间的良好折中。

### 管道热量散失与保温层厚度在不同环境温度下的关系图

保温材料的热传导性 $\lambda = 0.040$  [W/m<sup>2</sup>K]



## 设计温差

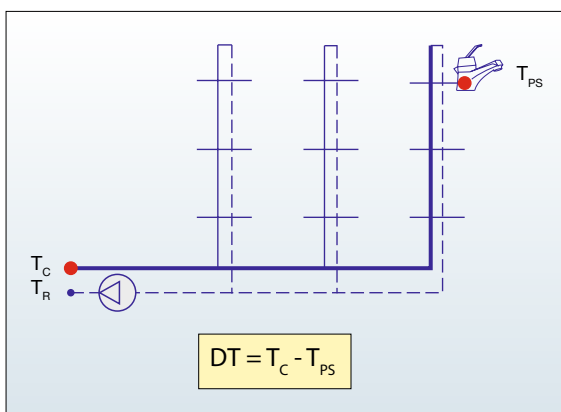
系统设计管路系统两点之间的一定温差进行，这两点可以是：

### • 热源供水点和最不利的用水点

指的是供水管网输送 ( $T_C$ ) 温度和最不利供水点的温度 ( $T_{PS}$ ) 之间的温差  $\Delta T$ 。

设计流量，由散热量和温差之间的关系获得，计算仅考虑供水管网的热量散失。

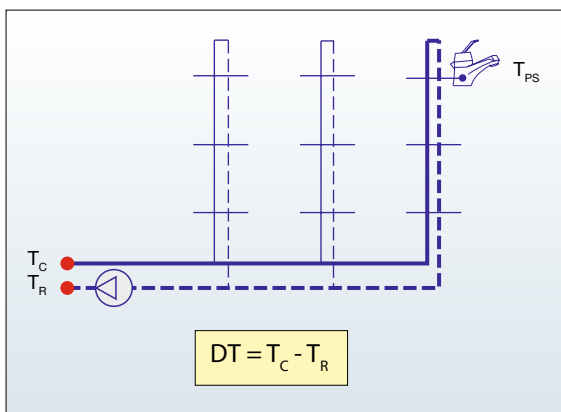
因此，本着这一原则理论上以适当方式仅对卫生热水的供水管道进行保温，而不考虑循环回水管网。显然，这样的选择会带来较大的热量散失，从经济和能耗角度看并不划算。



### • 热源供水点和回水点

考虑的是管网供水和回水之间的温差  $\Delta T$ 。

这样的设计考虑的是，为了消除军团菌污染风险，回水温度不能被忽视。设计流量不仅要考虑供水管网的热量散失，还要考虑循环回水管网的热量散失。



通常，为了限制卫生热水的供水温度和保持管网内部温度的均衡稳定，使用的温差不大，约  $2-3^{\circ}\text{C}$ 。

## 卫生热水的输送时间

最后这一参数不直接影响管道的尺寸，但是有助于确定循环回水连接点至用水点的距离。

出于舒适性和规范标准的要求，卫生热水要在开启用水点有限的时间内达到设定温度（一般为30秒）。

同时，还有一项标准规定，未循环水管的水容量不得大于3升。

根据卫生热水的流量和管道尺寸，可以得出不同的供水时间和距离（参见下表）。

低于30秒内要流经的长度

The diagram shows a hot water tap and a hot water tap with a red line indicating the length of pipe that must be flushed within 30 seconds.

流量 0.05 l/s			
口径	流速	30秒内流经长度	水容量
Ø20	0.13 m/s	4 m	1.5 升
Ø25	0.08 m/s	2.5 m	1.5 升
Ø32	0.05 m/s	1.5 m	1.5 升

流量 0.1 l/s			
口径	流速	30秒内流经长度	水容量
Ø20	0.27 m/s	8 m	3 升
Ø25	0.17 m/s	5 m	3 升
Ø32	0.10 m/s	3 m	3 升

流量 0.2 l/s			
口径	流速	30秒内流经长度	水容量
Ø20	0.54 m/s	16 m	6 升
Ø25	0.34 m/s	10 m	6 升
Ø32	0.20 m/s	6 m	6 升

根据不同的标准要求，有时候供水最低时限优先，有时候管道内的水容量更重要。

## 循环回水流量计算

弥补每一段管道散失热量所需的流量可以通过如下方式确定：

-  $\Delta T = 2^{\circ}\text{C}$

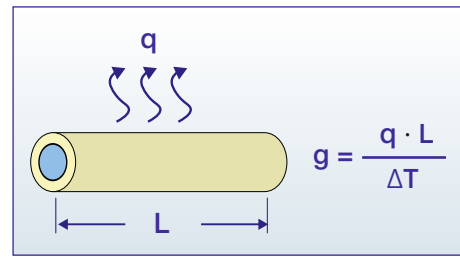
热源的供水与循环回水之间所允许的最大设计温差。

-  $q = 6 \text{ kcal/h m}$

每米管道的延程损失热量（在保温绝缘良好的系统中）。

保证每一段管道（L）温差 $\Delta T$ 的流量（g），按如下方式计算：

$$g = (q / \Delta T) \cdot L$$



弥补热散失所需的设计总流量（ $G_{TOT}$ ）是各个流量（g）之和，它是循环回水各个支路的流量总和。在下面的方框中，介绍了两种计算方法，尽管各有不同，但这两个方法均可保证所有支流中的温度正确。

### 比例供水法

设计总流量（ $G_{TOT}$ ）是各个单独管段（g）流量之和：

$$G_{TOT} = g_1 + g_2 + g_3 + g_{CT-A} + g_{A-B} + g_{B-C}$$

从距离热力站最近的点（节点A）开始，计算：

- 立管1的设计流量（ $G_1$ ）：

$$G_1 = G_{TOT} \cdot \frac{g_1}{g_A}$$

其中：

$$g_1 = (q / \Delta T) \cdot L_1 \quad \text{立管1的流量}$$

$$g_A = g_1 + g_2 + g_3 + g_{A-B} + g_{B-C} \quad \text{节点A的下游管段的各流量之和。}$$

A-B（ $G_{A-B}$ ）管段的设计流量：

$$G_{A-B} = G_{TOT} - G_1$$

同理可求下一个节点B：

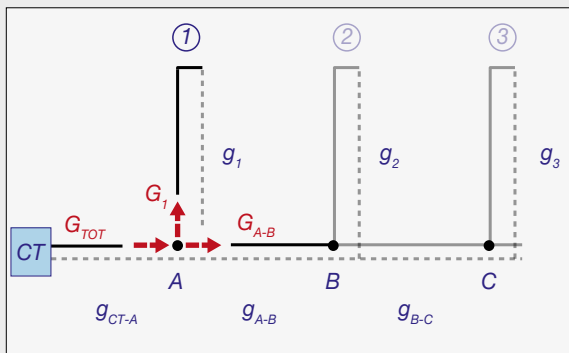
- 立管2的设计流量（ $G_2$ ）为：

$$G_2 = G_{A-B} \cdot \frac{g_2}{g_B}$$

其中：

$$g_B = g_2 + g_3 + g_{B-C} \quad \text{节点B下游管段所有流量之和。}$$

依此类推直到最后一根立管。



### 简化供水法

总设计流量（ $G_{TOT}$ ）是各个单一管段流量之和：

$$G_{TOT} = g_1 + g_2 + g_3 + g_{CT-A} + g_{A-B} + g_{B-C}$$

从最不利立管（立管3）开始计算：

- 立管3的设计流量（ $G_3$ ），把相关的连接管段的流量“加载”到立管上。

$$G_3 = g_3 + g_{B-C}$$

其中：

$$g_3 = (q / \Delta T) \cdot L_3 \quad \text{立管3的流量}$$

$$g_{B-C} = (q / \Delta T) \cdot L_{B-C} \quad \text{B-C管段的流量}$$

- B-C（ $G_{B-C}$ ）管段的设计流量与流量 $G_3$ 一致。

同理可求下一个节点（节点B）：

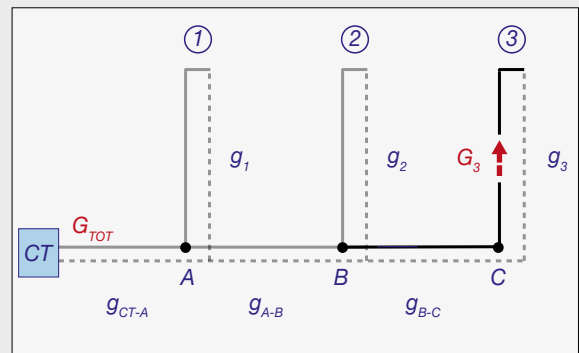
- 立管2的设计流量（ $G_2$ ）为：

$$G_2 = g_2 + g_{A-B}$$

- A-B管段的设计流量：

$$G_{A-B} = G_3 + G_2$$

依此类推直到第一根立管。





## 循环回水管路的平衡

循环回路的平衡有助于防止前面的支路（立管或水平分支）“偷走”后面支路的水：这样会导致循环回水管路各自温度差异过大。

通过保持流量稳定可以平衡循环回路，平衡方式有：

- 借动手动阀的静态方式。需要有设计选型和初期调试。
- 利用AUTOFLOW型动态阀的动态方式。这一方法不论在设计选型还是调试阶段都很快捷。在系统部分负荷运行的情况下更是大有裨益。



不过，静态或动态平衡情况下，管网都无法适应不同的负荷状况，如热水使用量、供水温度、环境温度的变化等。要想掌控这类变化，就要通过一个恒温平衡阀或者一个只允许必要流量通过的自动装置。



## 恒温平衡阀

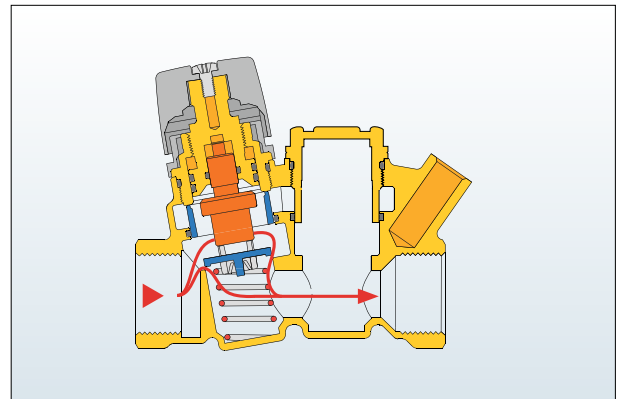
恒温平衡阀内部的恒温阀芯能根据入口水温来自动调节过流流量。

### 温度控制

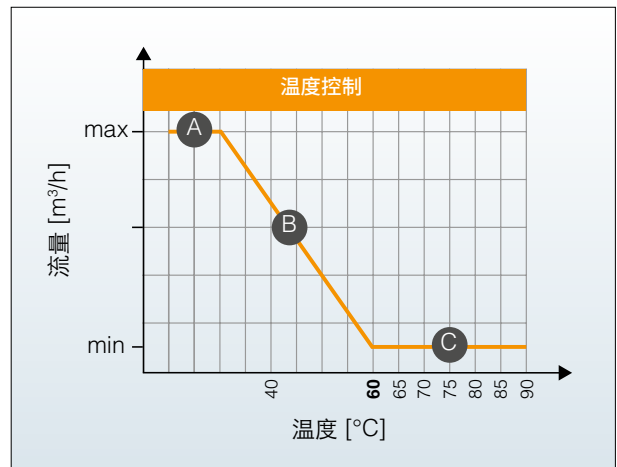
当入口水温低于30°C时，恒温热敏元件控制的活塞会完全打开（A阶段）。

随着入口水温慢慢接近设定值，活塞逐渐减小水流的通过，这样有利于别的支路循环流量增加（B阶段）。

这种方式就实现了真正的自动热平衡，保证了循环回水管路上所有支路都能达到理想的温度。



当入口水温高于设定值时（一般为55°C），活塞将水流降到最低，过流流量只是为了保持温度的感应（C阶段）。

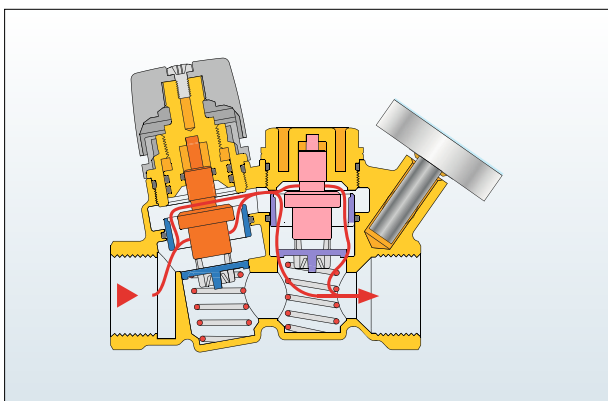


## 恒温热力杀菌

另外，恒温平衡阀还具有热力杀菌功能，有助于将管网温度提高到55-60°C以上以助杀菌。这一功能是全自动的，它借助另一个专门恒温阀芯。在70°C时开启，或者是通过一个热电执行器进行控制。在水温没有达到高温杀菌设定值前，运行状况与上一页所描述的温度控制阶段完全一样（A阶段和B阶段）。

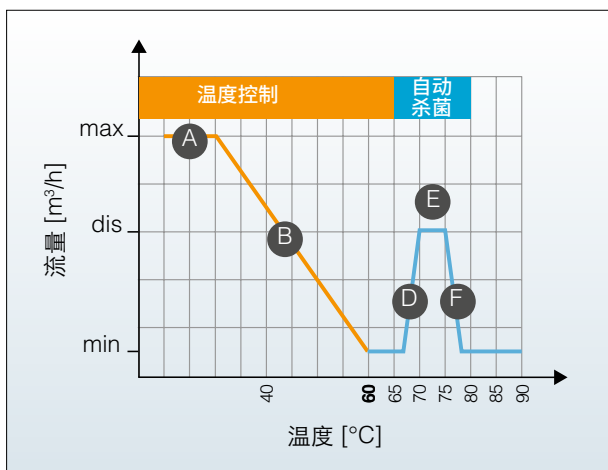
当温度达到68°C时，第二个恒温热敏元件开始工作，通过专门的旁通阀打开另一条水流通道（D阶段）。

这种方式下可保证水流不受第一个恒温阀芯的影响，在热力杀菌过程中保证循环水流正常经过。



如果温度超过70°C，通过旁通阀的流量会减少以便在杀菌过程中也可以保持热力平衡（E阶段）。

当水温超过75°C时，活塞会关到最小以防止系统出现问题（F阶段）。



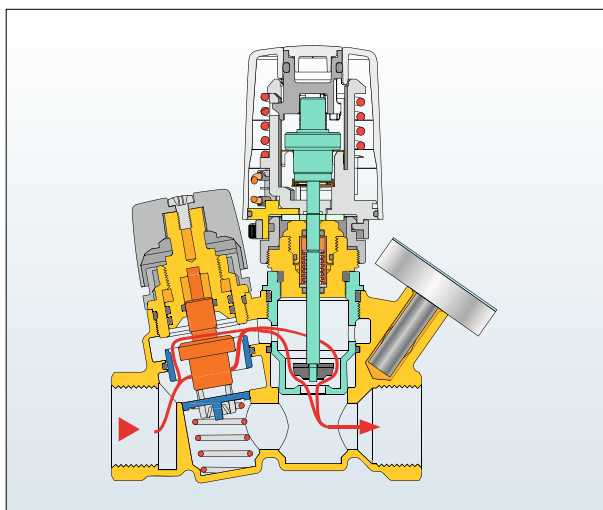
## 由热电执行器控制的热力杀菌

当热力杀菌是由中央调节器控制时，热电执行器会根据收到的杀菌指令而打开，对杀菌过程进行控制。

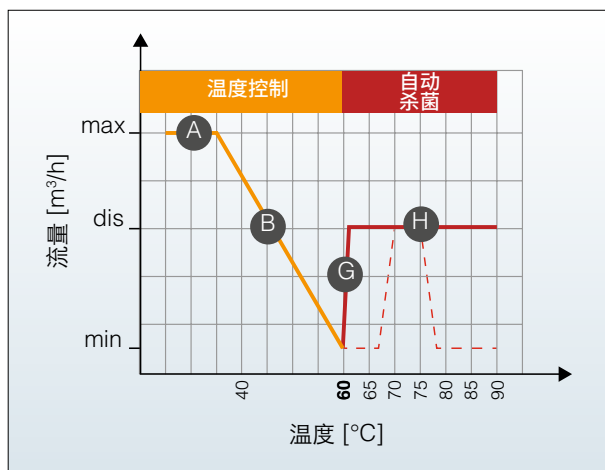
同样，在这种情况下，在水温没有达到设定值以前，其运行状态与温度控制阶段也是完全一样的（A阶段+B阶段）。

当进入杀菌时段且循环水温度达到60°C时，热力控制开关会提升活塞，通过专门的旁通阀打开另一条水流通道（G阶段）。

和恒温杀菌一样，这种受控杀菌也不受第一个恒温阀芯的影响。杀菌阶段阀门打开时间按照调节器程序设定时段（H阶段）而定。



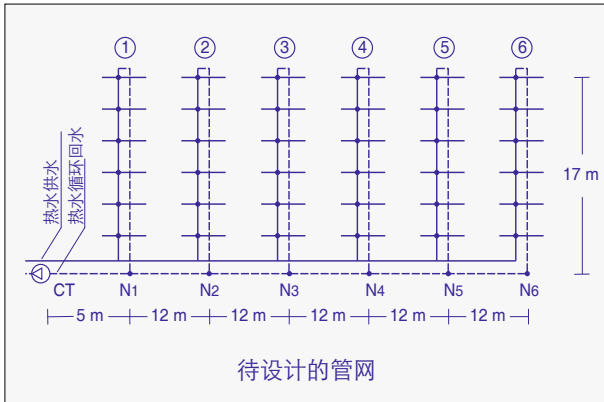
使用热电执行器的杀菌方式可以对范围非常广的管网进行控制，保证每一分支可以独立进行。



## 范例

如下图计算循环回路的流量：

- 允许的最大温差  $\Delta T = 2^{\circ}\text{C}$
- 延程散热量  $q = 6 \text{ kcal/hm}$



根据热水供水和循环回水之间的温差，如下所见，每一段管道所要求的流量计算按双倍长度考量（即供水和循环回水）：

从立管1到6的流量：

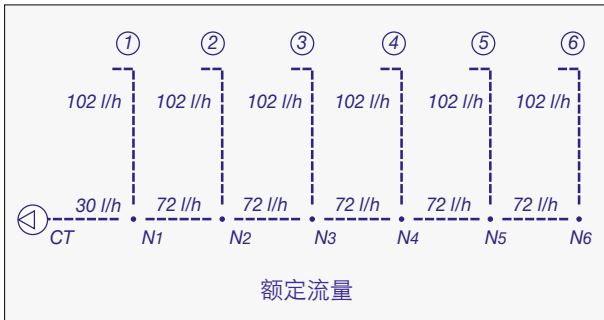
$$g_{\text{立管}} = (6/2) \cdot (17 \cdot 2) = 102 \text{ l/h}$$

从N1到N6连接段的流量：

$$g_N = (6/2) \cdot (12 \cdot 2) = 72 \text{ l/h}$$

CT-N<sub>1</sub>连接段的流量：

$$g_{N1-CT} = (6/2) \cdot (5 \cdot 2) = 30 \text{ l/h}$$



用简便方法计算循环回水管网的设计流量。

- 立管 6

$$G_6 = g_6 + g_{N6-N5} = 102 + 72 = 174 \text{ l/h}$$

- 管段 N<sub>6</sub>-N<sub>5</sub>

$$G_{N6-N5} = G_6 = 174 \text{ l/h}$$

- 立管 5

$$G_5 = g_5 + g_{N5-N4} = 102 + 72 = 174 \text{ l/h}$$

- 管段 N<sub>5</sub>-N<sub>4</sub>

$$G_{N5-N4} = G_6 + G_5 = 174 + 174 = 348 \text{ l/h}$$

- 立管 4

$$G_4 = g_4 + g_{N4-N3} = 102 + 72 = 174 \text{ l/h}$$

- 管段 N<sub>4</sub>-N<sub>3</sub>

$$G_{N4-N3} = G_4 + G_{N5-N4} = 174 + 348 = 522 \text{ l/h}$$

- 立管 3

$$G_3 = g_3 + g_{N3-N2} = 102 + 72 = 174 \text{ l/h}$$

- 管段 N<sub>3</sub>-N<sub>2</sub>

$$G_{N3-N2} = G_3 + G_{N4-N3} = 174 + 522 = 696 \text{ l/h}$$

- 立管 2

$$G_2 = g_2 + g_{N2-N1} = 102 + 72 = 174 \text{ l/h}$$

- 管段 N<sub>2</sub>-N<sub>1</sub>

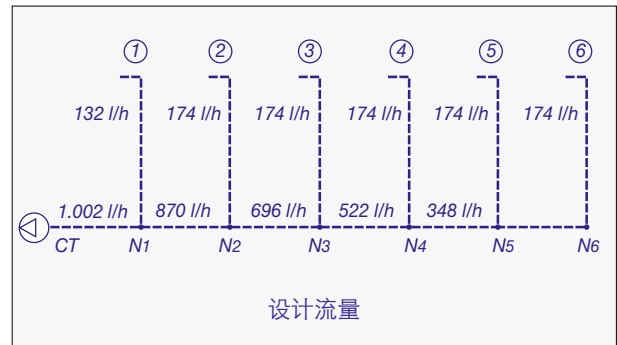
$$G_{N2-N1} = G_2 + G_{N3-N2} = 174 + 696 = 870 \text{ l/h}$$

- 立管 1

$$G_1 = g_1 + g_{N1-CT} = 102 + 30 = 132 \text{ l/h}$$

- 管段 N<sub>1</sub>-CT

$$G_{N1-CT} = G_1 + G_{N2-N1} = 132 + 870 = 1.002 \text{ l/h}$$



管道的直径可以通过延程压损 (r) 法设计计算，假定  $r = 20 \text{ mm c.a./m}$  并运用水力手册1上的表4中不锈钢管一项或者卡莱菲网站上的“PIPE SIZER”筛选。

计算结果如侧面图示。

循环回水泵的设计选型

循环回水泵的选型计算如下：

- 流量等于循环回水管网的最大流量

$$G_{\text{TOT}} = G_{N1-CT}$$

$$G_{\text{TOT}} = 1,002 \text{ l/h}$$

- 扬程的计算公式

$$H = L_{\text{max}} \cdot r \cdot f \quad [\text{mm c.a.}]$$

其中

$L_{\text{max}}$  = 循环回水管网的最大长度（供水管网可以忽略）[m]

$r$  = 假定压损值[mm c.a./m]

$f$  = 局部压损修正系数

$f = 1.5$  适用于混合组件的系统

$f = 1.8$  适用于有混合组件的系统

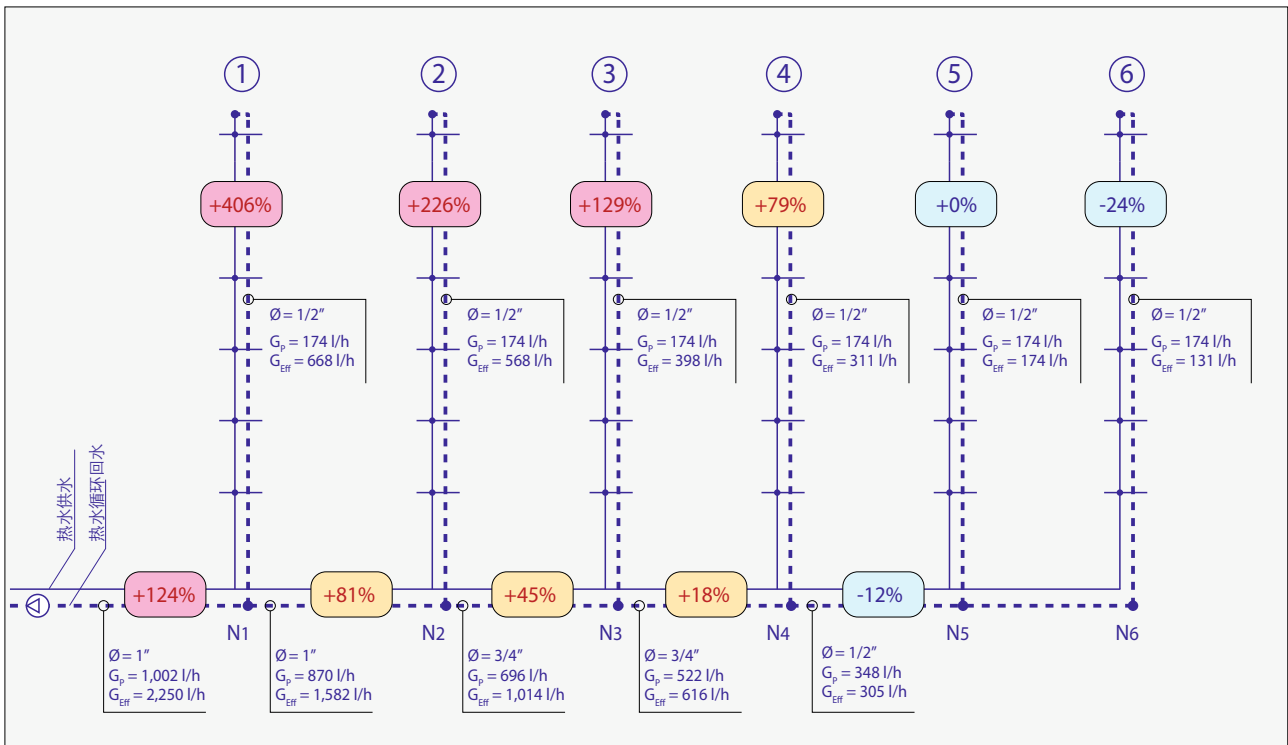
$$H = (17 + 12 \cdot 5 + 5) \cdot 20 \cdot 1.8 = 2,950$$

$$H \approx 3,000 \text{ mm c.a.}$$

几点看法

尽管循环回路和循环泵设计选型良好，但通过所举范例的数据表明环路运行的实际流量与设计的理论流量之间存在着巨大差异。这是因为压力随着管网延伸而变化，近处的分支“偷走”远处分支的水。

对于处在最不利位置的立管来说，可能无法保证实际温差在设计所允许的最大范围内。

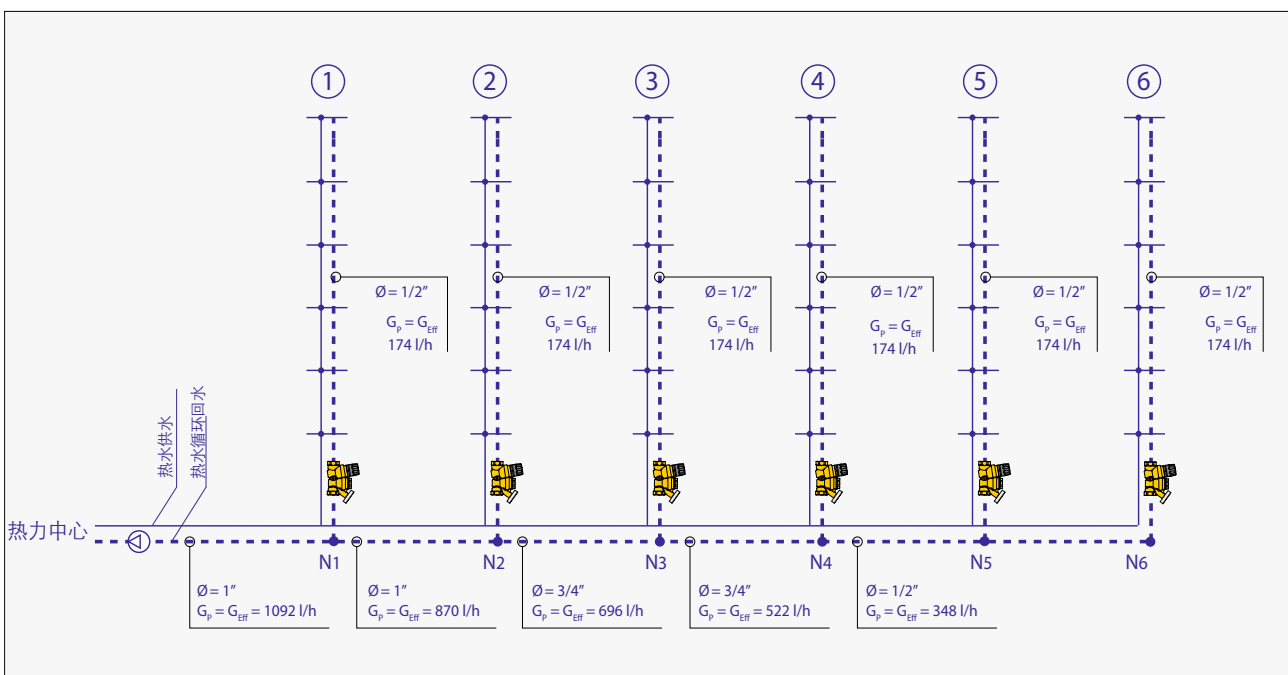


在严重失调的管网中，单纯靠增加循环泵的扬程可能不足以提高最不利分支的流量和缩小实际温差。要解决这种不利情况，明显有效的解决方案可能是提高卫生热水的供水温度来抑制较大的温差。其实，这样做的时候，会带来的结果是（1）热散失增加（因为与环境温度存在较大温差），更为严重的是（2）增加了烫伤的危险。基于这一原因，能避免上述风险又有效的选项就是为各分支配备适当的流量平衡装置，如恒温平衡阀。

根据管网的分布范围大小，可以评估为单个住户的循环回水段安装这种装置的可能性，或者像下面图表中的范例那样安装在立管底部。

循环回水管网的平衡有利于：

- 不必考虑管网的铺设范围大小，在管网内部实现对实际温度简单而准确的控制；
- 与设计数值相比，大幅降低流量（比起那些失衡的系统要降低一半以上）；
- 由于恒温平衡阀的压损有限，所需的扬程增加不大；
- 因为泵消耗的功率降低，所以降低了运行成本。



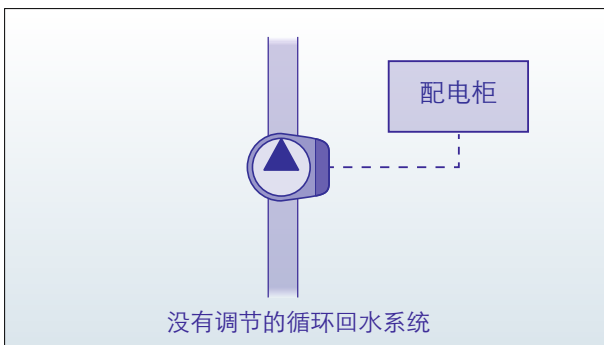
## 循环回水系统的调节

关于循环回水系统的调节策略没有标准规范，它的运营方式分为：

### • 无调节

循环泵始终运转，24小时持续保证设计温度。

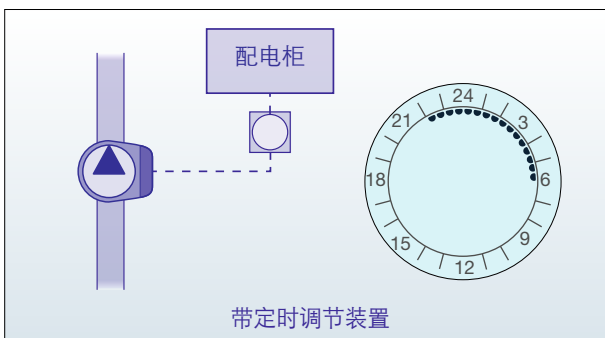
这种系统类型要么是没有考虑过对循环回水控制，要么就是对于温度和管网杀菌有特殊要求，如医院、疗养院等等。



### • 定时调节

循环回水泵由定时装置控制，可以设定开启和关闭时间。

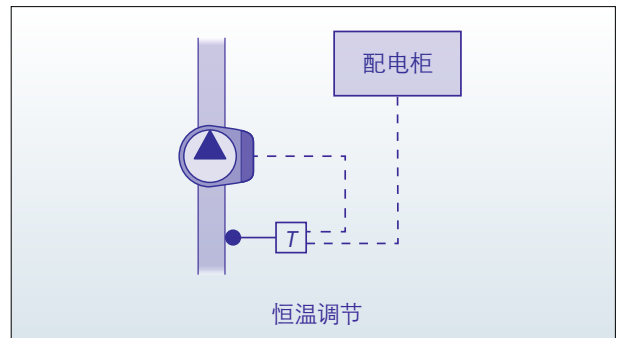
通常，住宅系统的典型管理方式就是夜晚关闭循环回水（一般从23:00到6:00）。下面我们来看看这种管理方式所能带来的好处。



### • 恒温调节

这种管理方式一般用来维持循环回水管网的正确温度，以保证不受军团菌污染。

循环管道上的温度传感器通常安装在最不利的节点处监控温度，当温度低于设定值时就会启动循环泵。

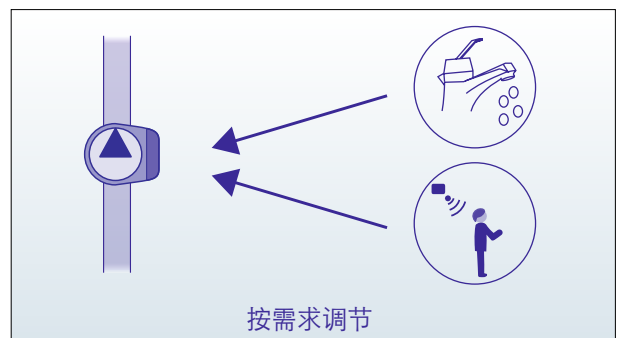


### • 按需求调节

按需求开启的循环泵可以由机械系统如水流开关或者通过智能家居系统进行管理。

纯机械装置的水流开关在有水流即打开热水龙头时让循环泵启动。通过这种方式增加循环流量缩短热水等待时间。

在由智能家居系统管理的建筑中，泵开启的控制可以通过比如浴室灯的按钮或者其他房间里明确定义的按钮。这种方式在管网范围不分散，或者是管网辐射范围广但是用户却不多的情况下可行。



### • 自适应调节

通过电子技术分析用户使用热水习惯并根据分析数据管理循环泵的运行时间。

这种方式可以节省电能（对于循环泵来说）和热能（限制循环管网的热散失）。

这一功能经常集成于循环泵中，确定使用热水的时段并加以分析处理来判断用水习惯。





## 循环回水管网的能源成本

循环回水管网的运行成本经常被低估，但是确实在卫生热水系统中占据了相当大的份额。

运行的成本受以下因素影响：

- 管网的热量散失，取决于管网长度和保温程度；
- 循环回水管网运行时间间隔；
- 热力杀菌。

### 循环回水管网的热量散失

与管网的辐射范围大小以及管道的额定散热量成正比。

管网的辐射范围受制于所服务的建筑其几何结构：所以对管道进行保温降低热散失必不可少。

有些类型的建筑，如卫生机构、养老院、温泉等集体场所，基于使用和卫生原因，它们的循环回水管网要全天24小时运行。这种情况下，必须对管网采取保温措施，因为这是控制卫生热水循环散失热能的唯一可行措施。

要对管网散热量进行严谨分析需要繁琐的计算，不过要评估保温的作用，可以参考以下散热量：

- 6-7 W/m 保温良好的新建筑
- 10-15 W/m 老旧建筑
- 30-35 W/m 保温不佳或没有保温的建筑

从下图可以看出，保温良好的管网比没有保温的循环回水管网可减少80%的能耗。



以28页全天运行的循环回水管网为例，可以得到以下散热量值：

- 25,500 kWh：带保温的管网年散热量
- 127,500 kWh：没保温的管网年散热量

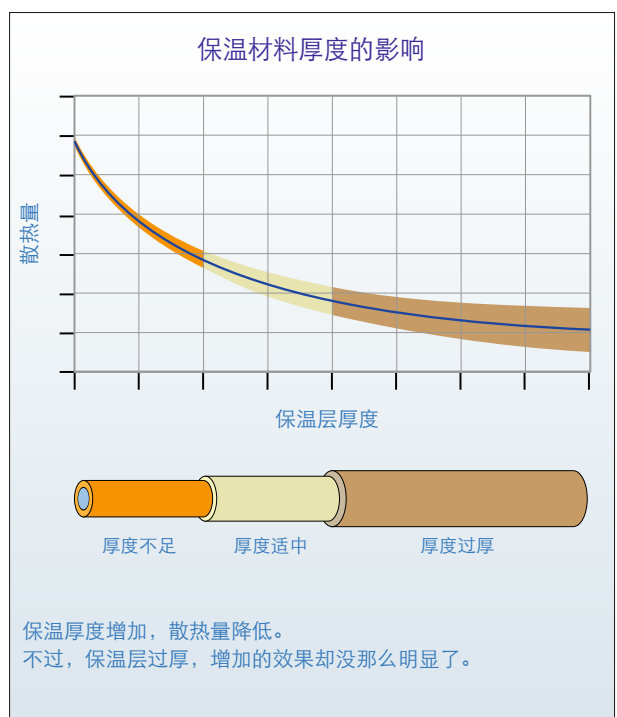
假定热能的指导成本为0.08€/kWh（天然气锅炉），循环回水管网的维持成本从保温良好的管网的2,000 €/年到没有保温管网的10,000 €/年不等。对于老旧建筑和热效率低下的系统来说，这一差异会更大，造成更大的能源生产成本。

冬季期间，循环回水管网散失的热量有助于环境取暖。不过这一好处因无法控制而大打折扣。

到了夏季这又成了令人烦恼的燥热负担，有循环回水管网经过的房间温度会升高。

所以，为了控制能源消费就应该：

- 处理好主管的保温，因为这些管段一般处在阴冷的地方，成为热散失的主力军；
- 在新管网的设计中使用更直线的路径为用户供水，尽量避免管道暴露在外或者铺设在建筑的阴冷区域。如果无法做到这一点，就要把这些管段的保温做好。



## 循环回水管网的运行

住宅建筑中，因为不要求持续杀菌，对于循环回水的管理可以本着节约和优化管网成本的角度考虑。

持续热力杀菌（即持续保持温度在55°C以上）不排除每日的定期杀菌（即在一天的有限的时间段内把温度提高到65°C以上）。这种热处理方式会明显增加能源成本，但是如果对循环回水的日常管理处理得当，成本则会得到控制。

为了更好地突出循环管网运营中的差别，我们以前面设计的管网对以下情况加以分析：

1. 始终运行的管网；
2. 夜间停运管网；
3. 夜间和午间停运管网；
4. 启闭交替的管网。

我们暂不考虑热力杀菌。

## 案例1:始终运行的循环回水管网

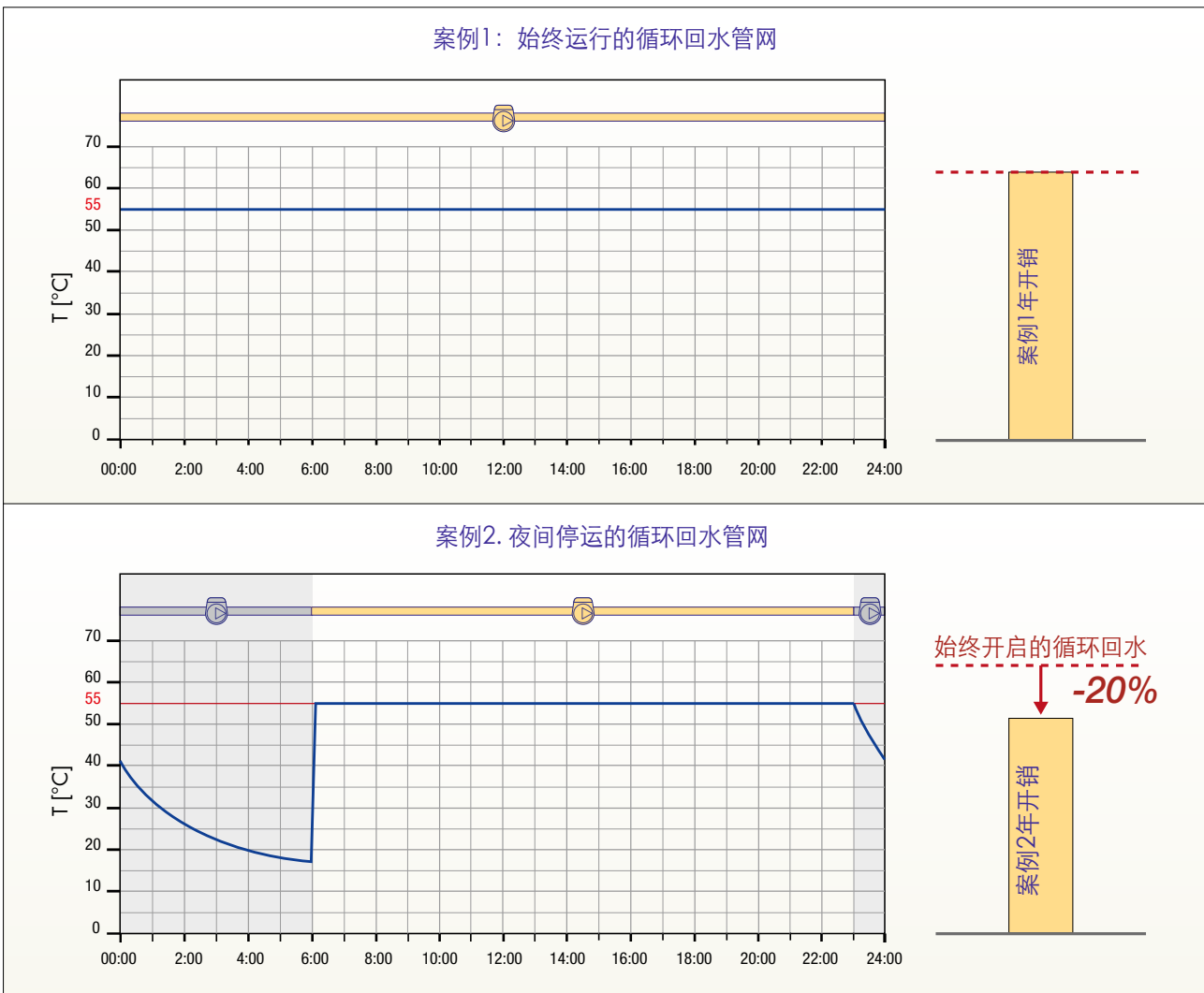
管网整天保持运行。如下面案例1的图表显示，温度走向稳定。这种策略最为耗能，不适合住宅这类对卫生热水的使用集中在白天某些时段的建筑。

## 案例2:夜间停运的循环回水管网

只在晚间连续关闭（比如从23:00到6:00）。管网中的温度见案例2中图表。

相比始终开启的管网节能20%，如果考虑到与关闭时间的直接比例关系的话，节约的比例会更高。这是因为循环管网散失能量，所以在循环泵关闭后一段时间内还是“热的”。

这是住宅建筑中最常用的工作方式。



### 案例3:夜间和午间停运的循环回水管网

除了夜间外，白天的午间时段也会关闭（如从10:00到12:00和从14:00到17:00）。

与始终开启的循环回水管网（案例1）相比，可节能在30%，从案例3图表中可见：

- 仅仅夜间关闭7个小时就可节能20%；
- 白天关闭5个小时节能略微有限，相当于又节省了10%。

按道理，如果与仅在夜间停运相比，白天某些时段停运的节能度应该在10%以上。其实不然，因为白天停运会使管网变冷，然后又会散失更多热量。

这种运行方式用在一些中小型的住宅中，对卫生热水的消耗主要集中在上午和入夜。

### 案例4:启闭交替运行的循环回水管网

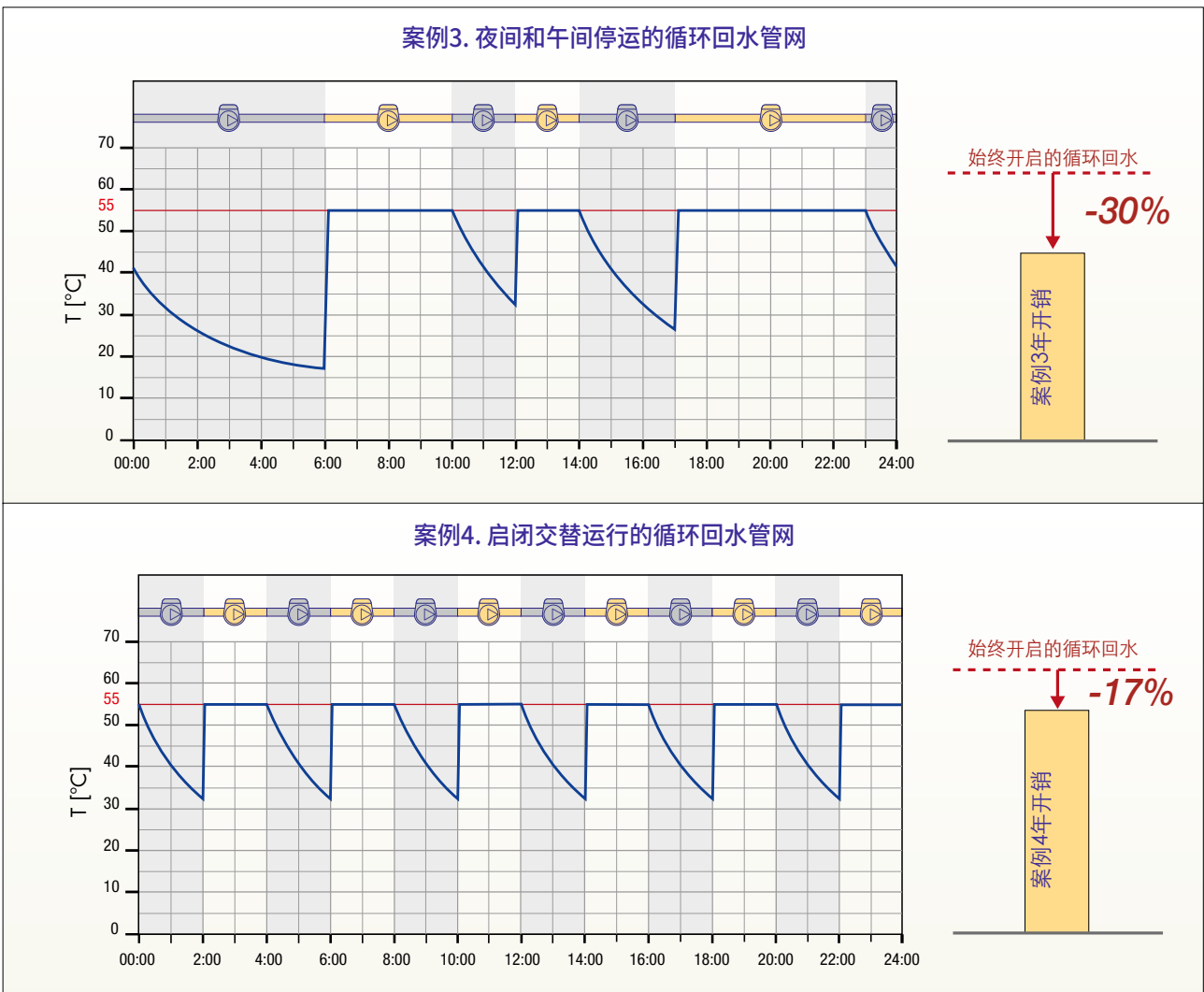
循环泵启闭（比如每2小时），是基于循环回水管网的成本与使用成直接比例关系这一错误推论导致的结果。从案例4图表看出，频繁关闭循环泵的时间间隔之间，管网一般是温热的。

虽然有一半时间是关闭状态，但是节能度却只有17%。

#### 几点看法

从分析数据中可以明白，循环管网的正确管理运行时间可以带来可观的节约（最大30%），不过要取得这一结果，采用像夜间关闭这样的长时间持续关闭策略至关重要。

反之，频繁开关循环回水管网所能达到的节约效果就差远了。



## 热力杀菌成本

热力杀菌的目的就是提高循环回水管网的温度到一定值以消灭管道中大部分的军团菌。不过，这种处理方式会有烫伤风险，而且如果时间管理不好会造成能源浪费。

下面的分析中，我们将重点强调热力杀菌的理想时段以及分析能源方面的影响。

热力杀菌的能源成本取决于：

- 循环回水管网的时间管理；
- 管网运营方式相同情况下，热力杀菌的时机。

比如，在所探讨的管网（28页范例和下面的图表）中，杀菌所带来的能源成本增加约为1%。从经济角度看，在一个年成本（始终开启）2,000欧元的循环管网中增加的成本仅为每年20欧元。

热杀菌的能量散失随着管网管理方式的不同而变化。我们用夜间停运的循环回水管网（32页案例2）来分析这种情况。

探讨不同时段的杀菌：

- 夜间时段（案例A）；
- 关闭前进行（案例B）；
- 早上开启（案例C）。

### 案例A：夜间时段

这种解决方案是在不太可能使用热水的时段进行热力杀菌。

这种情况下，烫伤的风险小，但不是没有，涉及孩子或老人的情况可能后果很严重。

如侧页有关案例A的图表所示，在循环回水关闭时段将管网的温度骤然提高会增加相当于12%的开销。

这种杀菌管理经常用于没有末端防烫伤混合阀的管网，不过还是需要始终预见所面临的危险为好。

### 案例B：关闭循环回水前杀菌

临关闭循环回水前进行杀菌能增加的开支只有5%，所以与前面的案例相比开销要小。

这是因为提升温度是在管网工作温度（55°C）的基础上，而不是在管网冷却时（案例A）。

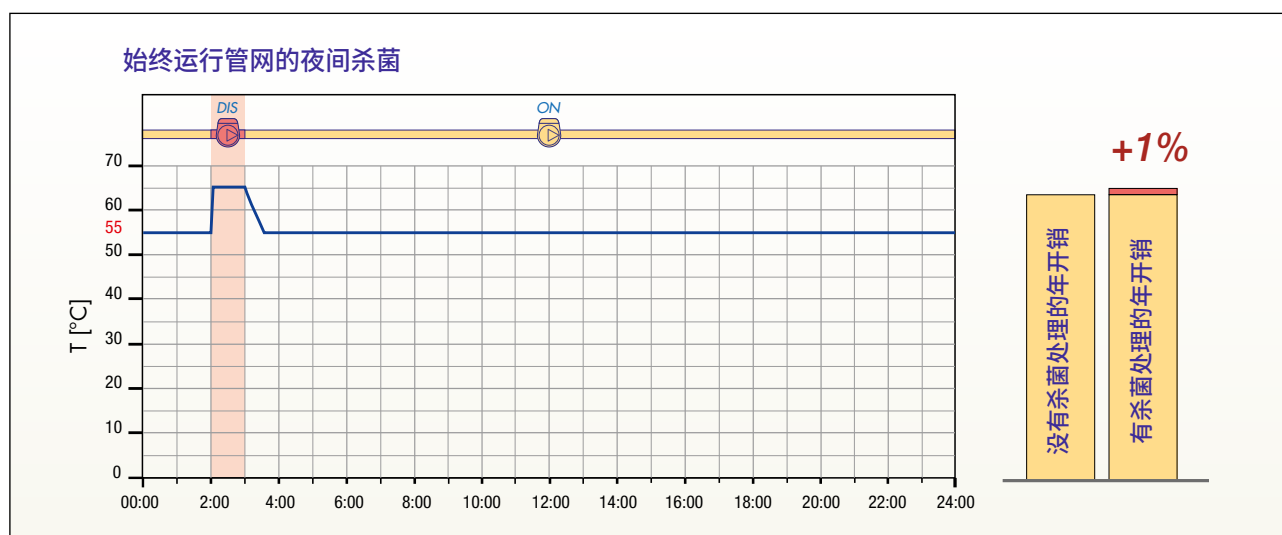
这一解决方案增加了烫伤风险，宜认真评估加装末端防烫伤装置。

### 案例C：早上开启杀菌

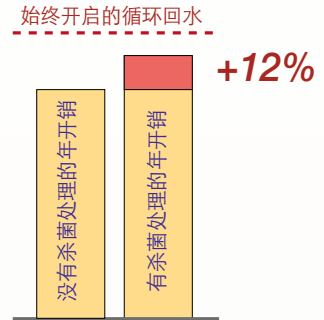
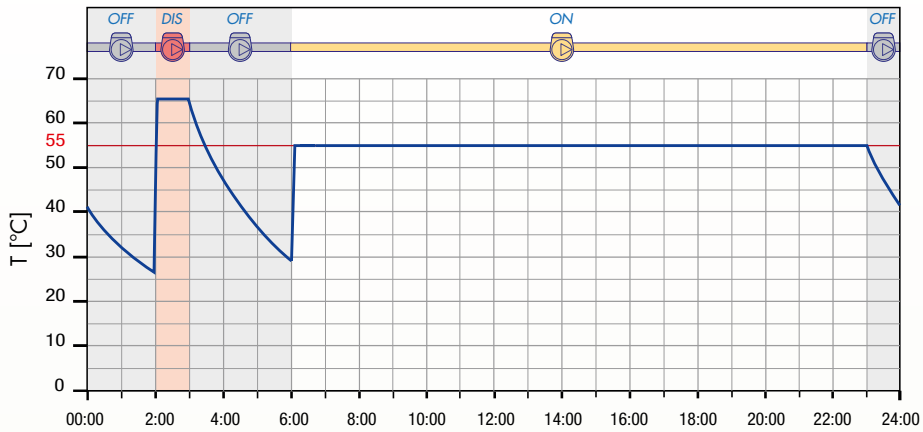
早上开启杀菌处理可以降低对能源成本的影响，仅增加1%的开支。

热力杀菌利用的热量大部分回收用来维持后续循环阶段；为此，增加的开支基本上可以忽略不计，可以与始终运行的管网上使用的杀菌处理相提并论。

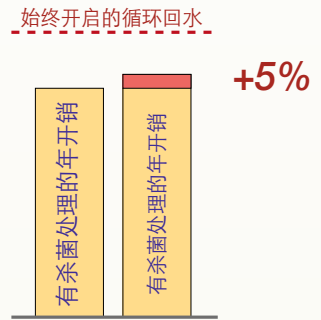
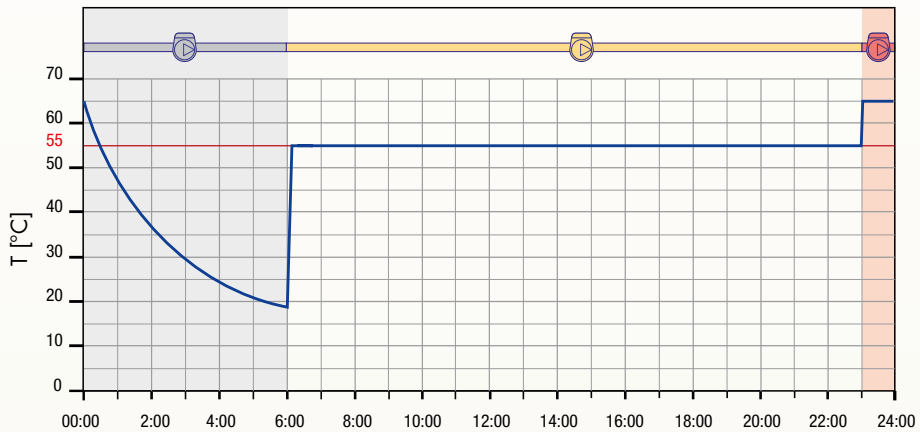
因此可见，这是一个能效高但是只能用于管网配有末端混合阀或防烫伤恒温阀的管网。



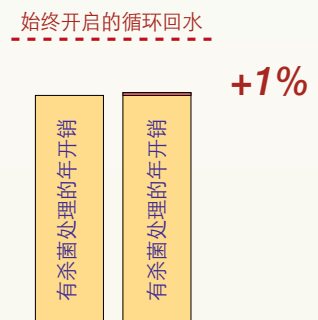
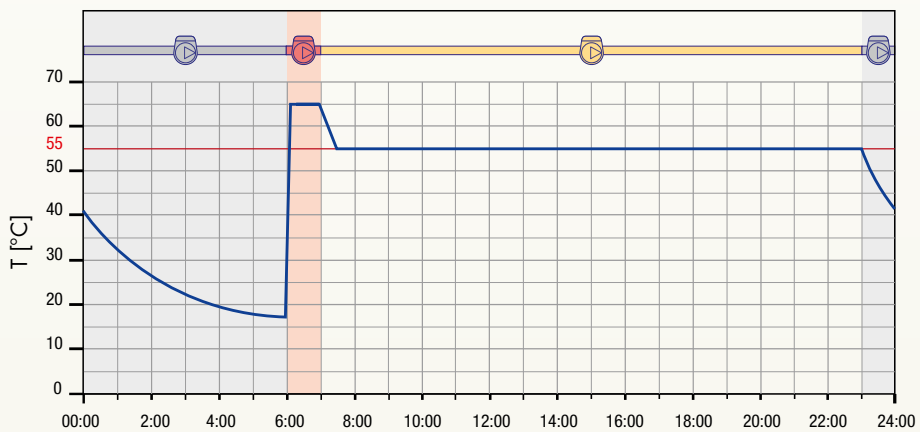
案例A: 循环回水夜间关闭02:00到03:00之间热力杀菌



案例B: 循环回水夜间关闭22:00到23:00之间热力杀菌



案例C: 循环回水夜间关闭06:00到07:00之间热力杀菌



### 几点看法

和仅做热水循环的情况一样，热力杀菌的能量成本还受到正确的开启和关闭循环程序的影响。

在夜间停运时进行热力杀菌会明显增加成本，可能使得通过关闭热水循环系统所取得的节约前功尽弃。

更受青睐的是设定程序在夜间停运前或者在临重新启动前进行杀菌循环，以控制成本和热量的散失。这些控制方式必不可少的是不能忽视有关安全的编程调节并为管网配备防烫伤装置。



## BIM“历程”

### BIM的定义

国家建筑科学研究所的BIM的定义以及赋予BIM的战略目标是“为每一座建筑，无论新旧，在所有相关主体整个生命过程中所涉及的有用的部件创建和搜集信息，以数字形式利用信息标准化建模，实现更高效的规划、设计、建造、运营和维护过程”。

所以，建筑信息建模既不是一个软件，也不是一个简单的3D，而是一种不同设计的作法，其中产品和它所有的技术和功能信息一起成为核心。

仅仅为了获得最佳效果图而用到的建筑三维模型不可能是一个考虑周全的BIM。换句话说，一个BIM模型不只是一个对象的图形表现。它的价值在于借助数据库加载的补充信息。

### 以除污器为例.....

除污器的BIM模型要描述它的三维几何形状、轮廓，还要包括：

- 尺寸，
  - 建筑材料，
  - 技术参数如最大和最小工作压力、最高工作温度、重量、流量，
  - 可以利用的热源流体以及允许的乙二醇最大比例，
  - 可能的保温绝缘和相关材料
  - 产品代码
  - 我们网站上的产品卡片链接
  - 项目不同阶段中其它有用数据，
- 总之，是一个不折不扣的信息宝库。



磁性除污器  
黄铜阀体  
内螺接口  
带软管的泄水龙头  
带堵头的上接口  
最大工作压力：10 bar  
水温范围：0-110°C  
颗粒分离能力：最小5 μm



## 既无文件又无3D图纸



### BIM在世界各地

与在意大利国内的情况相比较，BIM在国外建筑界的渗透过程更为迅猛，不过各个国家的发展速度也不尽同。

2014年的《欧盟公共采购指令》是欧洲范围内的参照标杆。一些国家成为这一领域的最佳实例，如斯堪的纳维亚国家（在芬兰，BIM是设计标准，全国70%以上的设计都通过BIM开发和管理）和英国（自2016年起，公共采购方的所有设计都是基于BIM）。其他国家正通过有关BIM的专项立法措施在大力推进。



### BIM在意大利

基础设施和运输部于2017年12月1日签署了新招标法则或“BIM法令”（D.Lgs. 50/2016）。

意大利要引入电子设计手段和具体方法的强制规定，如建筑与基础设施建模，正如欧洲规范所规定的。规定对于“特大型工程”（总额在1亿欧元及以上者），自2019年起必须实行，对于“大型工程”（在1000万欧元及以上）自2020年起强制实行，全部（或几乎全部）工程自2025年起。“[...]我们期待着从这一新界线开始在公共财富的程序和管理质量和可持续性方面获益”（基础设施和运输部长 Graziano Delrio）。

**我们要做好准备迎接设计方式的彻底变革，“BIM革命”已经到来**

**并将成为所有建筑工程建造过程中卓有成效的策略。**

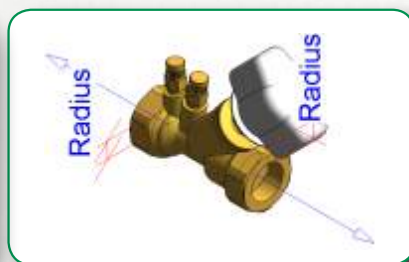
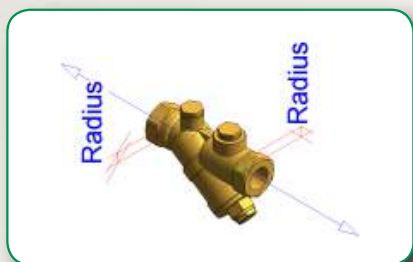
**卡莱菲已经为BIM做好充分准备。**

今天创建的卡莱菲书店能够提供数百个对象，可以从我们网站免费下载以及由世界级建筑设计师在最常用门户上发表的。

我们坚信，数字建模的新时代通过利用准确的条件要求，让建筑业的系统设计更清晰、更精准。

在“建筑产品”从设计到建设乃至使用的整个生命周期中，使用BIM的好处对控制元件的生产者来说也是显而易见的：事实上，BIM允许各类的参与者——设计师、建筑商、安装和维护人员可以访问我们产品的宝贵信息。

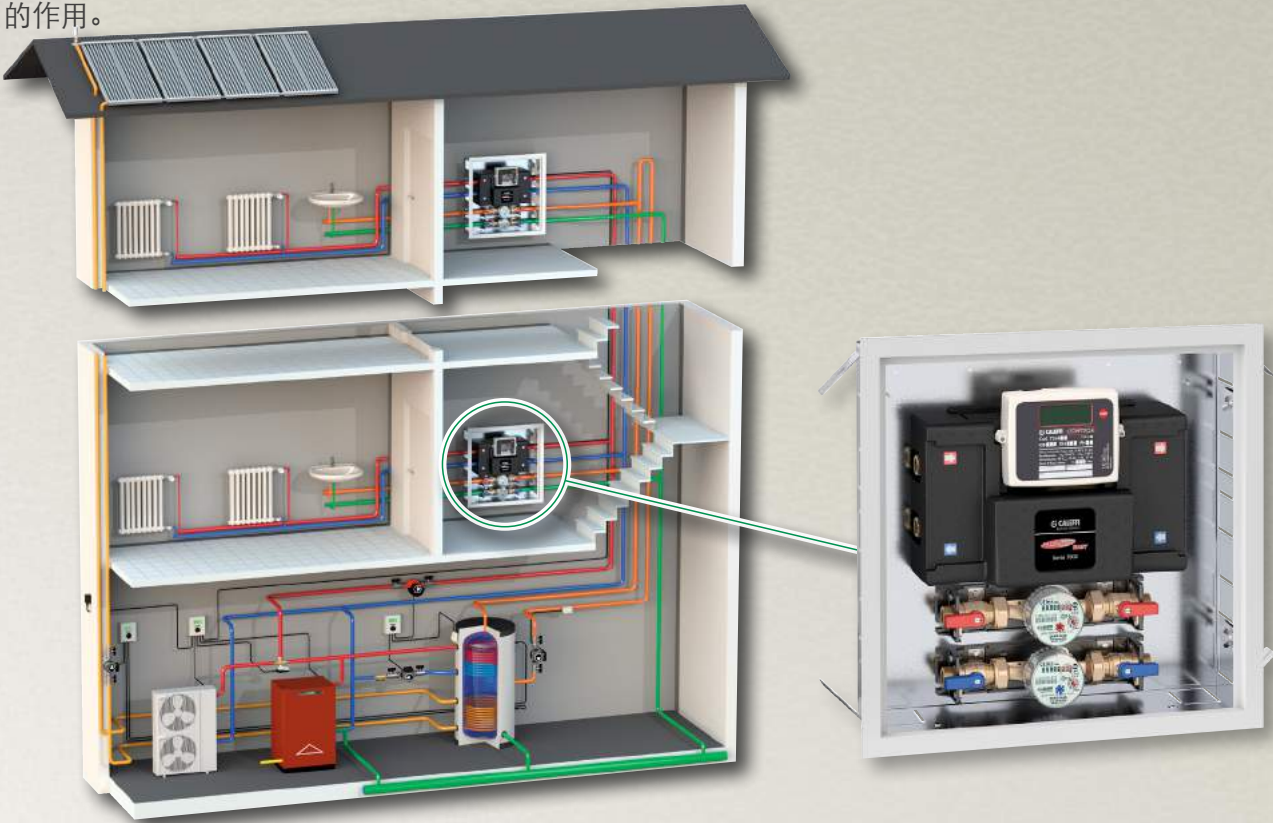
这意味着一个新项目的建设与服务的所有参与者都可以非常便捷地共享信息，跟踪各个阶段的设计过程，参与合作，效率大大提高。



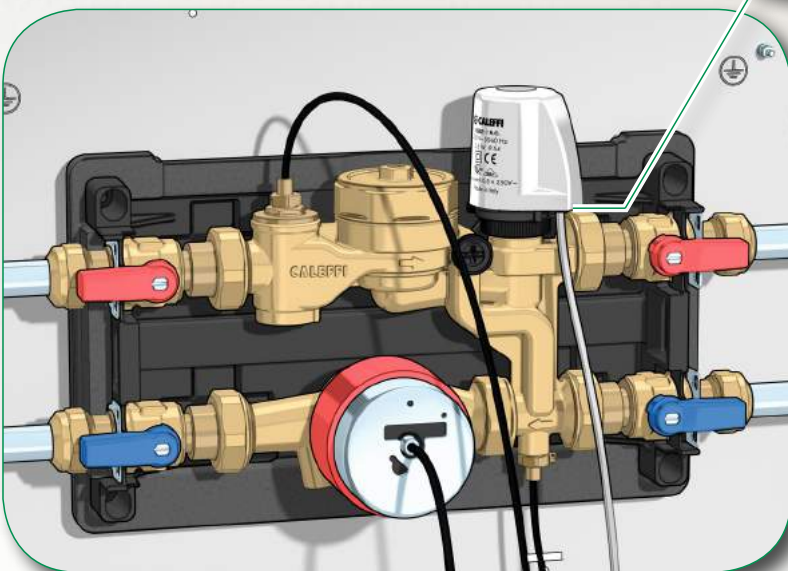


## 7002 型

适用于集中供暖的分户独立控制系统。PLURIMOD® EASY型多功能热力站结合了热调节和热计量于一体，其自平衡式控制模块专门针对变流量系统设计。一体式水路组件中的压差调节器起到系统自平衡的作用。



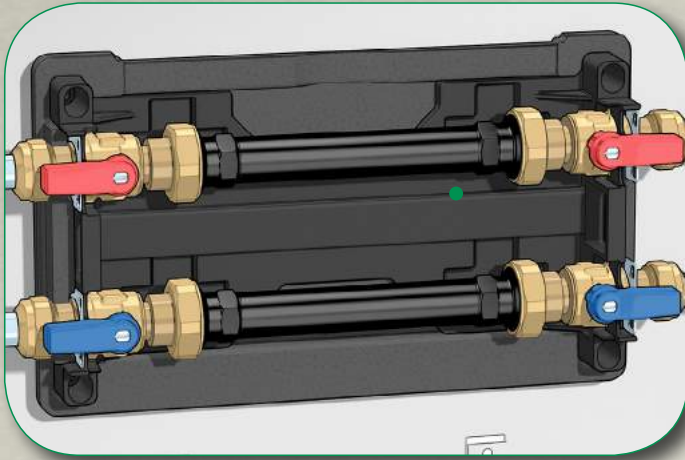
- ✓ **流量控制**  
可对每户流量实现预调节，控制最大流量



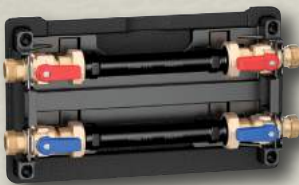
- ✓ **热力调节**  
通过24 或230 V的热电执行器开 / 关式区域两通阀

- ✓ **平衡**  
一体式水路组件中的压差调节器起到系统自平衡的作用（2或3 m c.a.）。

- ✓ **热计量**  
3/4" 的CONTECA® 系列热表，MID 认证。卫生用水和热量数据可在电子计量仪上直读或实现数据远传。



- ✓ 简便的系统维护和启动  
冲洗管和截止阀
- ✓ 安装简便  
模块预制接口，壁挂或箱体预接组件。
- ✓ 保温严密  
无任何热桥，适于供暖及制冷系统。



### 700205 002型

壁挂预接组件

包括：

- ✓ 4个截止阀（其中2个套筒式）
- ✓ 冲洗管
- ✓ 没有热桥的工程塑料支架

### 700009型

3/4”的卫生用水阀的预接组件

用于系统注水清洗



### 700205型 嵌入式预接组件箱

- ✓ 包括嵌入式箱体和预接组件。
- ✓ 尺寸紧凑(480 x 480mm)。

### 700050 – 700051型

用户的卫生冷水独立

脉冲输出Conteca®热计量和集中读取



### 70021型 PLURIMOD® EASY 水力模块

包括：

- ✓ 24 或230 V区域两通阀
- ✓ 设定压差2或3 m c.a.

### 700052 – 700053型

用户的卫生冷水独立

✓ 脉冲输出Conteca®热计量和集中读取





## 系统内的空气

水力循环系统中存在的空气可能引起严重问题，会给用户和工程人员带来很大麻烦。如果这些问题不能深入地加以分析，长此以往常常会令一些方案无用武之地。首先，至关重要的是要明白系统中的空气可能造成哪些问题。

### 管道和末端的噪音

系统内空气形成的气泡会在管道和调节装置中产生噪音，这在系统开启阶段水在管道内开始流动时尤其明显。



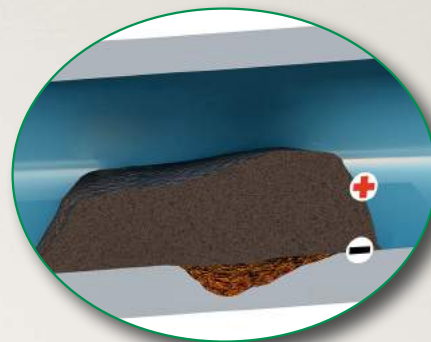
### 环境与末端之间的热交换不足

当散热器或换热机组内有空气时，它们向环境传递的热量会明显减少。散热器效率低下可能造成严重的热失调和热舒适度不足以及管理成本上升。



### 氧和金属材料的接触导致系统锈蚀

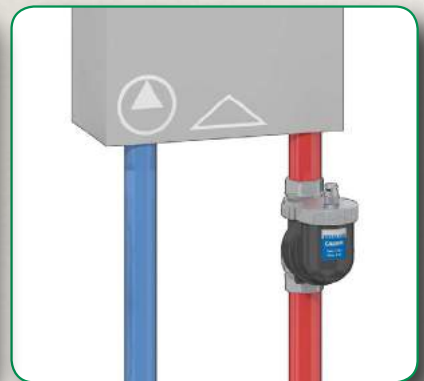
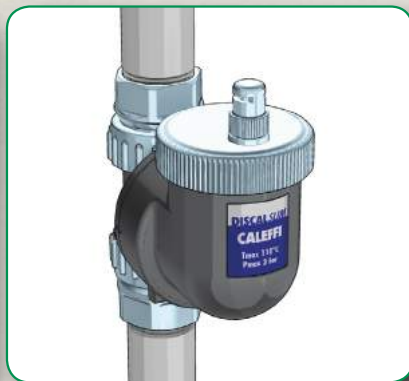
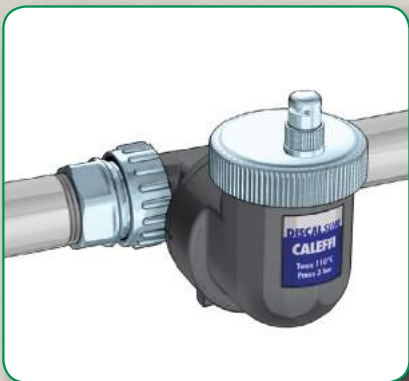
有水的时候，金属表面有一层脏物会形成两个区域（水/脏物和脏物/金属），氧的含量不同。产生局部电流会导致金属表面腐蚀。





## 紧凑型微泡排气阀 DISCAL<sup>®</sup>SLIM

无需要人为介入，微泡排气阀能完全消除循环系统中聚集的空气。特殊的内部结构保证在低压损情况下清除微泡。通过万向式套筒，可以将微泡排气阀安装于水平和垂直管道上。

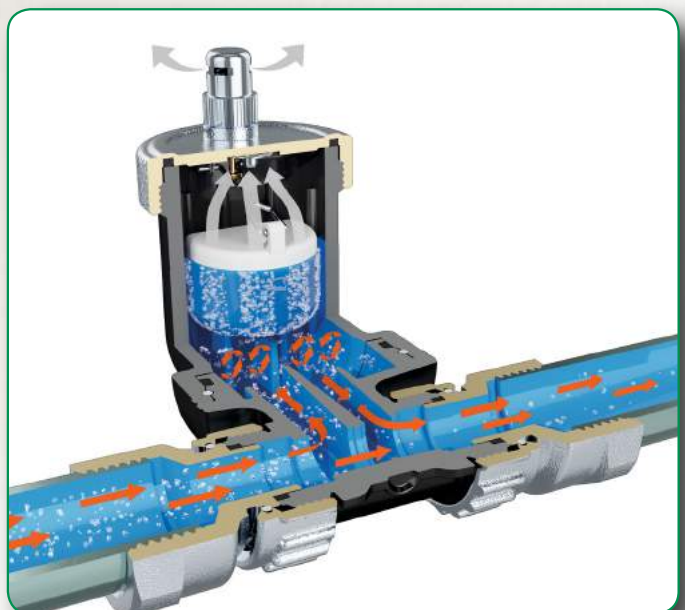


得益于DISCALSLIM<sup>®</sup>特殊的内部形态，水流压损降至极低。

内部阻流片让一部分水流分流到排气舱。水流在舱内流速变缓并在形成适当涡流的次级舱内被叶轮分开。

有了这些小漩涡，水流中的微泡就会分离开来，聚集于排气舱底，在聚集形成较大气泡后，通过导流管上升到浮球两侧。

聚集的气泡沿浮球爬升往下推动浮球，让气体从排气阀开口出排出。



## 供水与调节组件

### 针对供暖系统



#### 165型

直供中心



#### 166型

恒温混合式温控中心



#### 167型

电动调节温控中心

- ✓ 自带高效节能泵UPML 25-95或UPM3 Auto L 25-70，符合ErP READY 2015规范。
- ✓ 可以设定不同的循环泵工作曲线：恒定压差、比例压差和固定转速。
- ✓ 165和166型可左右供水互换，可以就地调换供水和回水位置。  
167型右供水或左供水两种型号。
- ✓ 配备温度计和二次系统截止阀、回水止回阀和PPE保温壳。
- ✓ 配备了安全温度开关、压差旁通阀（调节范围：0.2 - 3 m 水柱）接口和专门的壁挂钢支架。

### 供暖及制冷系统



#### 165型

直供中心



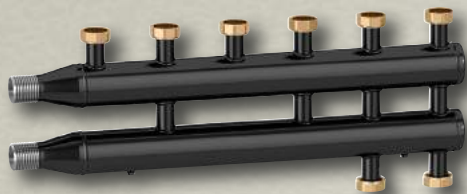
#### 167型

电动调节温控中心

- ✓ 带密封发泡PE-X预制保温壳，适合供暖和制冷系统。
- ✓ 自带高效节能泵UPML 25-95或YONOS PARA 25/6 RKA，符合ErP READY 2015规范。
- ✓ 与多功能数字式调节器（161型）配套使用，适合带浸入式供水温感的供暖和制冷系统

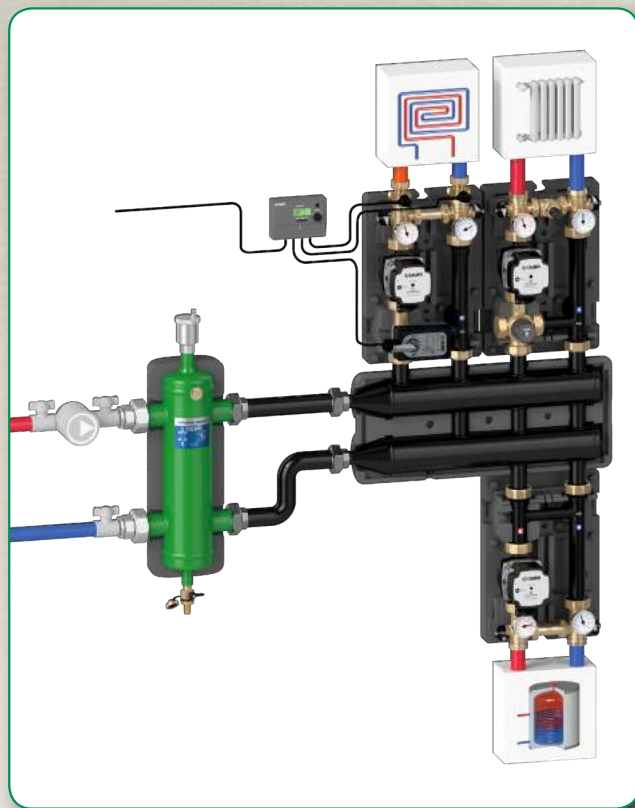
## 水力分压-集分水器SEPCOLL

### 550型



#### 技术参数

最大工作压力: 10 bar  
 耐温: 5 ~ 110°C  
 口径: - 主管: 1 1/4" M - 1 1/2"  
 - 支管: 套筒 1 1/2" F  
 间距: 125 mm  
 支路数量: 2, 3, 4, 2+1, 3+1

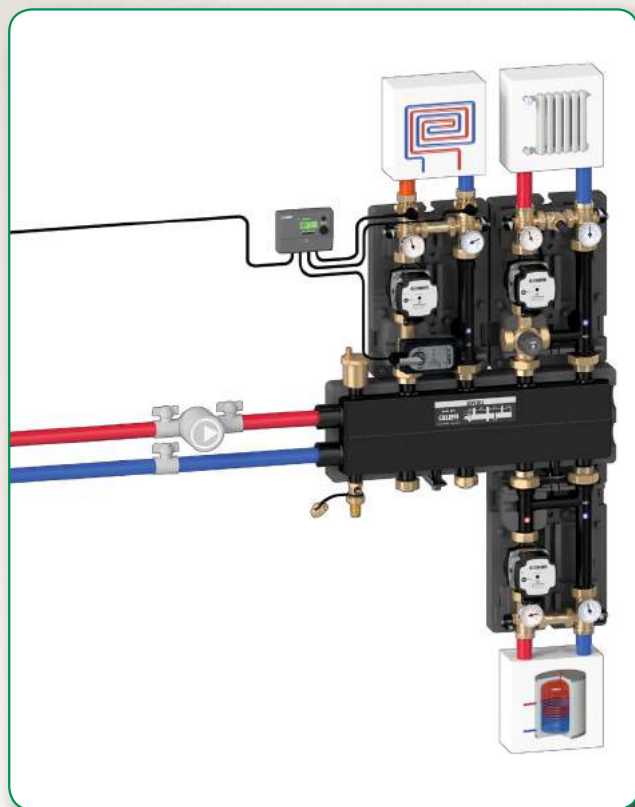


### 559型



#### 技术参数

最大工作压力: 6 bar  
 耐温: 0 ~ 110°C (供暖)  
 0 ~ 100°C (供暖和制冷)  
 口径: - 主管: 1" F - 1 1/4" F  
 - 支管: 1 1/2" F 套筒 1" F  
 间距: 125 mm  
 支路数量: 2, 2+1, 2+2, 3+1







# DYNAMICAL® 温控阀的进化

## 动态平衡型恒温阀

### 230-231-232-233-234-237型

- 流经散热器的流量保持恒定值，不受其它设备的工作状态影响。
- 使既有的带恒温阀的双管供水散热器系统的升级改造变得容易。
- 与恒温控制器或热电执行器相结合还可以根据室温控制流量。
- 通过恒温调节，使以前无法升级的系统也可以获得显著的热舒适度和节能



供暖

[www.caleffi.com](http://www.caleffi.com)

**CALEFFI**  
Hydronic Solutions