

高温水供热与采暖

(第二版)

周祖毅 编



中国建筑工业出版社

高温水供热与采暖

(第二版)

周祖毅 编

中国建筑工业出版社

在一般供热和采暖工程中，采用高温水热媒代替历来常用的蒸汽热媒，能节约燃料20~40%，在热电站联合供电供热情况下还能大大增产电力，所以目前国内外都很重视这一技术的应用和推广。

本书较详细地阐述了高温水系统的优越性、设计方法、主要设备的结构和选用，简要地论述了高温水系统供热量的调节、管理和操作，并扼要介绍了高温水热媒在各种生产工艺加热过程中的应用。

本书可供工业与民用建筑设计单位、厂矿企业、学校等有关单位从事动力、供热、采暖专业的工作人员参考。

高温水供热与采暖

(第二版)

周祖毅 编

*

中国建筑工业出版社出版(北京西郊百万庄)

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

北京市昌平长城印刷装订厂印刷(北京市昌平县上苑)

*

开本：787×1092毫米 1/32 印张：10 字数：225 千字

1985年8月第二版 1985年8月第二次印刷

印数：17,381—39,480册 定价：1.55元

统一书号：15040·4768

前 言

采用高温水作为供热与采暖的热媒，比用蒸汽具有许多好处。其中最大的一个好处是能带来显著的节能效果。编纂《高温水供热与采暖》一书即着意于推广应用这一节能的供热与采暖方式。

本书在1977年曾以编译的形式，采用相同的书名出过第一版。其取材选自日、美、苏等国家出版的各有关专著及期刊论文。其中主要有井上宇市（日）著的《高温水暖房》、盖林格（美）著《高温水供热》及伏·科比也夫（苏）的《供热学》等。本书是在第一版基础上的增订版。在这一版里除对初版中的笔误作了更正，对个别章节作了改写、增删之外，主要补充了近几年来国内外文献资料中所出现的新动态和新成就，着重增编了我国近年来在应用高温水供热和采暖技术方面的新设备和新经验。譬如，在第二章“高温水系统的设计”里，补充了关于隔膜加压法的论述；在第三章“锅炉房设备”里，增加了“蒸汽-高温水联产（或两用）锅炉”一节和“蓄热器”一节；在关于循环水泵的转速控制方面，增补了最新的电机节能转速控制技术资料；在第六章关于质-量混合调节方式的论述中，编者特进一步就系数 m 作了必要的解析和补叙等等。

本书在编写和修订过程中曾得到不少同志的支持和帮助，于此，谨对这些同志表示深切的谢意。

目 录

第一章 作为热媒的高温水	1
第一节 高温水的定义	1
第二节 高温水的性质	2
第三节 高温水系统与蒸汽系统的比较	6
第四节 高温水系统技术经济上的适用范围	24
第二章 高温水系统的设计	28
第一节 概述	28
第二节 高温水的制备	29
第三节 高温水系统的循环	30
第四节 高温水系统的加压方法	40
第五节 高温水系统内的压力分布和水压图	58
第三章 锅炉房设备	78
第一节 高温水锅炉	78
第二节 蒸汽和高温水的联产（两用）锅炉	106
第三节 热交换器	113
第四节 膨胀水箱	127
第五节 蓄热器	160
第六节 泵类	165
第七节 水的处理及其设备	193
第四章 管道系统	203
第一节 管道的设计计算	203
第二节 高温水系统的管道和管配件材料	213
第三节 管道的施工	225

第五章	热用户设备	235
第一节	局部系统和热网的连接——入口装置	235
第二节	高温水系统的散热设备和用热设备	251
第三节	自动控制装置	265
第六章	高温水供热系统的调节、管理、操作、维修	271
第一节	高温水供热系统的调节和管理	271
第二节	高温水供热系统的安全操作和维修	284
第七章	高温水供热系统的应用和设计实例	286
第一节	高温水供热系统的应用	286
第二节	高温水系统的设计实例	289
附录		296
参考文献		313

第一章 作为热媒的高温水

第一节 高温水的定义

在大气压力下，水的饱和温度是 100°C ，要使水超过这一温度是不可能的。但是，如果增加压力的话，便可得到其饱和温度相应于所加压力、温度超过 100°C 的高温水。水的温度与其饱和压力的关系参见附录表 1 饱和蒸汽性质表。

在各个国家，对于高温水有不同的定义。例如，在美国，按照温度标准将热水区分为低温、中温和高温三种（见表1-1）。而在英国，则是按压力来划分。对于4~9公斤/厘米²表压的水称为高压热水，它相应的温度为 $150\sim 180^{\circ}\text{C}$ ，1~2公斤/厘米²表压的水称为中压热水，它相应的温度为 $120\sim 133^{\circ}\text{C}$ 。几个主要的资本主义国家关于高温水的分类标准，列于表1-1。

某些国家的热水分类标准

表 1-1

国 别	低 温 水	中 温 水	高 温 水
美 国	$<120^{\circ}\text{C}$	$120\sim 176^{\circ}\text{C}$	$>176^{\circ}\text{C}$
日 本	$<110^{\circ}\text{C}$	$110\sim 150^{\circ}\text{C}$	$>150^{\circ}\text{C}$
联 邦 德 国	$<110^{\circ}\text{C}$		$>110^{\circ}\text{C}$

在本书中，为了方便起见，凡温度超过 100°C 的水都统

称为高温水。低于 100°C 的水则简称为温水。两者泛称热水。

第二节 高温水的性质

一、物理性质

大多数工程技术人员对于一般热水的性质都比较熟悉。但是，人们却往往很少知道，当它用作热媒时，在高温状态下的性能要比在低温状态下更好。在高温水系统应用所及的压力和温度范围内，由于压力对热水性质的影响很小，所以可略而不计。而温度的影响则比较显著，因此，有必要就其若干主要性质与温度的关系作进一步的讨论。

(一) 比热 C ，水的比热在 60°C 时为 1.00 千卡/公斤 $\cdot^{\circ}\text{C}$ ，到 230°C 时增为 1.12 千卡/公斤 $\cdot^{\circ}\text{C}$ (见附录表2)。这表示，在这一温度范围内，高温水的热容量能增长12%。在高温水实际应用的温度范围内，供水和回水的比热数值与1.00相差不大，在工程计算中，可以略而不计。这样，实际上，可给设计带来3~4%的安全余量。此外，由于水的比热较大，因而其热容量也较大，若与相同温度下的饱和蒸汽相比较，则要大很多倍。所以，高温水系统具有很大的蓄热量，并且能以较小的管道输送较大的热量。

(二) 绝对粘滞系数 μ 和运动粘滞系数 ν 由附录表2中可看出，当温度由 100°C 升高至 230°C 时，绝对粘滞系数由 0.29 公斤 $\cdot$ 秒/米 2 很快降至 0.122 公斤 $\cdot$ 秒/米 2 ，约降低58%。运动粘滞系数可用同一温度下的密度除绝对粘滞系数计算出来。它对于热水的摩擦系数 f 和传热系数 k 的确定是一个很重要的参数，因为，摩擦系数和传热系数是雷诺数 Re 的函

数，而后者和运动粘滞系数 ν 有关。例如，当温度由 80°C 升高至 200°C 时，其粘滞系数则由 $0.368\text{米}^2/\text{秒}$ 降低至 $0.161\text{米}^2/\text{秒}$ ，约减小了 56%。这样，摩擦阻力可降低 10~15%。

(三) 导热率 λ 水的导热率比大多数流体都高，例如，在 150°C 时，热水的导热率约为同一温度下饱和蒸汽的 12 倍。水的这一性质随温度的变化而略有差异（见附录表 2）。由于水的导热率相对地说还是比较小，当水处于静止状态时，不同温度的相邻水层之间的热流也较小。因而，处于容器底部、温度较低的水，从较热的上部水层吸取热量的过程也比较缓慢。水的这一特性往往应用于立式蓄热器的具体设计中。

(四) 膜传热系数 α 水在强制对流情况下的膜传热系数，可按下列公式计算：
$$\frac{\alpha D}{\lambda} = 0.0225 \text{Re}^{0.8} \times \text{Pr}_f^{0.4}$$

在给定的一组状态下，在 230°C 的温度范围内，这一系数随温度的升高而不断增大。例如，当水温为 205°C ，管径为 $\phi 1''$ ，流速为 $1.5\text{米}/\text{秒}$ 时，其膜传热系数约为 $3150\text{千卡}/\text{时}\cdot\text{米}^2\cdot^{\circ}\text{C}$ ，而当管径为 $\phi 10''$ 时，则降低到 $2090\text{千卡}/\text{时}\cdot\text{米}^2\cdot^{\circ}\text{C}$ 左右。这些数值表明，如果在热量的使用点采用较小的管径，便有可能使散热设备的传热系数提高到 $4500\text{千卡}/\text{时}\cdot\text{米}^2\cdot^{\circ}\text{C}$ 以上。而对于要求使传热系数保持于较低数值的高温水分配管网来说，则可取较大的管径。拿水的这一特点和蒸汽的传热性能来比较一下，是完全可以说明问题的。当蒸汽流过分配管网时，它具有高达 $45000\text{千卡}/\text{时}\cdot\text{米}^2\cdot^{\circ}\text{C}$ 的传热系数。但是，在蒸汽散热器的实际计算中，对它通常所采用的平均膜传热系数却都不超过 $1500\sim 1800\text{千卡}/\text{时}\cdot\text{米}^2\cdot^{\circ}\text{C}$ ，这是因为在使用点集聚了凝结水的缘故。由于同样的原

因，可以得到一个重要结论，即蒸汽不能使散热表面的所有部分得到均匀的加热。另外，更重要的一点是，在蒸汽情况下，无法按照人们的意愿来提高膜传热系数。而水的膜传热系数是和温度差及流速的0.8次方成比例的，所以，只需通过增减流量，便可简便地实现对膜传热系数的控制。蒸汽的膜传热系数主要取决于温度差。

上述热水的各种性质基本上属于它作为热媒的有利方面，但同时也有其不利方面。属于后者的有：

（五）压力和温度的关系 当提高水的饱和温度时，饱和压力却以递增的速度升高（参见附录表1）。在表1-2中将比较不同的温度基准下同样升高 10°C 时，其饱和压力的增长情况：

饱和压力随温度变化的增长速度

表 1-2

温度变化(升高 10°C)	饱和压力的变化 (大气压)	压力增加 dp/dt (大气压)
100~110 $^{\circ}\text{C}$	1.03~1.46	0.43
150~160 $^{\circ}\text{C}$	4.85~6.30	1.45
200~210 $^{\circ}\text{C}$	15.86~19.46	3.60
250~260 $^{\circ}\text{C}$	40.56~47.87	7.31

由此可以看出，温度 230°C 接近于高温水的实际经济使用界限。如果超过这一界限，系统各部件的设计将必须考虑承受过大的压力，而这将大大影响到系统的初次投资。

（六）密度 ρ 水的密度随温度的升高而变小（见附录表2）。这一性质很重要，因为它将影响到系统中的水因温度变化而引起的胀缩量，它关系到系统中膨胀水箱的设计。水的密度性质表现出有几方面的不利之处。首先，由于水的体

积随温度变化会产生显著的胀缩，这便增加了热水系统的结构和设计上的复杂性。其次，由于水的密度无论是在低温或高温状态下都比较大，和饱和蒸汽相比较，要大很多倍。作为热媒的热水本身的重量，在系统中将会形成显著的静压，这对在复杂地形条件下系统的设计和运行造成很大的麻烦。此外，由于水的密度大、重量大，因而输送热水的能量消耗也较大。系统的管道支架也必须按较大的承重能力考虑。

二、化学性质

水中常常溶有一定数量的空气。空气在水中的容量随温度的升高而减少。如果应用亨利（Henry）法则，而水中的空气浓度 x_a 用克分子比率 $\bullet$ 来表示的话，则它和空气压力 P_a （绝对大气压力）的关系应为：

$$x_a = \frac{P_a}{H}$$

式中 H 称为亨利常数，如表1-3所示，它随温度的升高而增大。

亨利常数和温度的关系

表 1-3

温度(°C)	0	20	40	60	80	100
$H \times 10^{-4}$	4.32	6.64	8.70	10.1	10.7	10.7

关于高温水系统对水质的要求，一般来说，既不可污浊，又不宜过分纯净。杂质太多会引起结垢和腐蚀。纯净的凝结水对钢材也会有侵蚀作用。所以，采用高温水作热媒，必须对水质进行监督和处理，以保证一定的水质要求（详见第三章第七节）。

$$\bullet \quad x_a = \frac{\text{水中溶解的空气量(公斤)}}{29} \div \frac{\text{水量(公斤)}}{18}$$

第三节 高温水系统与蒸汽系统的比较

在前一节里，已就水的性质进行了分析，本节将讨论这些性质对高温水系统的设计有何影响，采用高温水作为热媒会有哪些经济、安全和运行方面的优越性，从而阐明高温水目前之所以能在世界上大部分地区的供热方面在很大程度上取代蒸汽，成为具有重要地位的热媒的原因。

为了充分阐明高温水系统的优越性，下面准备分两种情况进行比较。一种是热电站既供电又供热的情况，另一种是不发电只供热的情况。在前一种情况下，采用高温水系统，除具备在第二种情况下高温水系统所能有的一切优点外，还能增加蒸汽轮机的发电容量。

一、在热电站既供电又供热的情况下

高温水系统不但能够适应热电的联合生产方式，而且，实际上要比蒸汽系统具有更大的优越性。在这一情况下，高压蒸汽先在汽轮机内膨胀做功，然后抽汽或排汽并经热交换变成高温水供进一步分配。这样的方式要比将抽汽或排汽直接供给用户能有更大的绝热焓降可供利用。

这种绝热焓降的增加，导致发电容量的增产，可以用下述两个方面的因素来解释：

（一）高温水系统具有很大的蓄热能力，能够妥善地平衡热负荷要求，从而增加电力输出。

（二）在采用高温水系统的情况下，可以允许有较多的蒸汽在汽轮机内膨胀到更低的压力-温度级，从而有可能得到更大的功能输出。

这一结论可以应用热功学的理论加以证明。热功学关于

朗肯循环的分析表明，在一定的蒸汽初始状态（压力和温度）下，汽轮机输出功率的大小主要取决于蒸汽的膨胀终态，即膨胀终了的压力-温度级愈低，输出功率愈大。

在热电站采用蒸汽热媒供给用户的情况下，如果抽汽或排汽的压力-温度级只是等于用户所要求的温度级，那是不够的。因为要把蒸汽输配给一定距离以外的用户，必须要有一定的资用压差，而且为了保证经济合理的输配条件，这一资用压差还必须相当地大。例如，当用户为单纯的采暖负荷而要求热媒温度 95°C 时，经济合理的供汽压力为3.5表压（相应的温度级为 150°C ）。在很多大型区域供热系统中，为了满足用户 $60\sim 106^{\circ}\text{C}$ 的温度级要求，抽汽的压力往往要高达 $12\sim 13$ 公斤/厘米²，这大约相应于 $192\sim 196^{\circ}\text{C}$ 的温度级。由此可见，为了使热媒的输配经济合理，抽汽或排汽的温度级必须高出用户要求的温度 $55\sim 90^{\circ}\text{C}$ 。

从蒸汽供热的回热式热电循环（图1-1）中可看出，在蒸汽供热情况下，面积 $a-b-f-g-a$ 表示初态为 a 的蒸汽在汽轮机内膨胀到所选定的压力-温度级 $b-f$ 时所能发出的功能 W_H （给水的绝热压缩略而不计）。该循环所能提供的热量 Q_p 可用面积 $b-c'-d'-f-b$ 表示。如果能把抽汽或排汽的压力-温度级 $b-f$ 降低到用户的温度级 $c-e$ 的话，则将能增产相当于面积 $b-c-e-f-b$ 的电力 W_L 。换言之，在蒸汽供热系统的情况下，由于人为地提高了抽汽或排汽的温度级，减少了电力输出 W_L 。即使为了改善其热效率，利用部分抽汽回热来加热凝结水的话，功率输出的增加充其量最多也只能达到 $d-e-f-d$ 所表示的面积，习惯上这可用等面积的 $b-c-h-b$ （ W_0 ）来替代。尽管如此，这种性能上的提高仍是极其有限的。

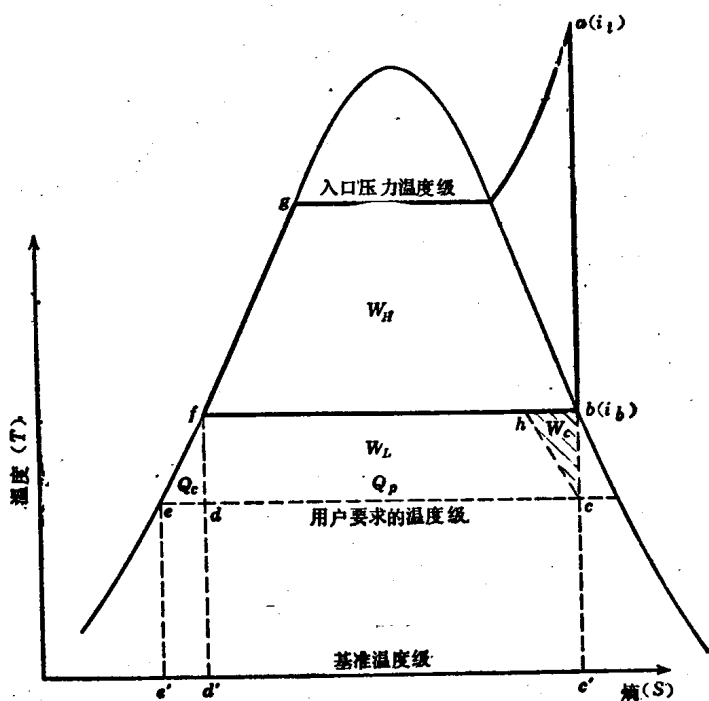


图 1-1 蒸汽供热的回热式热电循环

现在再分析热电站以高温水作热媒供热时的情形。图1-2是高温水供热三级回热时的循环示意图。1公斤初态为 a 的蒸汽（图1-3）在高压汽轮机内膨胀到终态 b ，产生的功率为 $W_H = i_1 - i_0$ 。假定高温水系统的回水由 93°C 提高到供水温度 205°C ，共温升 112°C ，分为四个阶段加热，每一级的温升为 28°C ，其中三只加热器 H_1 、 H_2 和 H_3 为间接式，并假定其出口温差很小。最后一级加热器为直接接触式。每只加热器的抽汽量均为 $\frac{1}{4}$ 公斤。则三台低压汽轮机的总功率 W_R 将

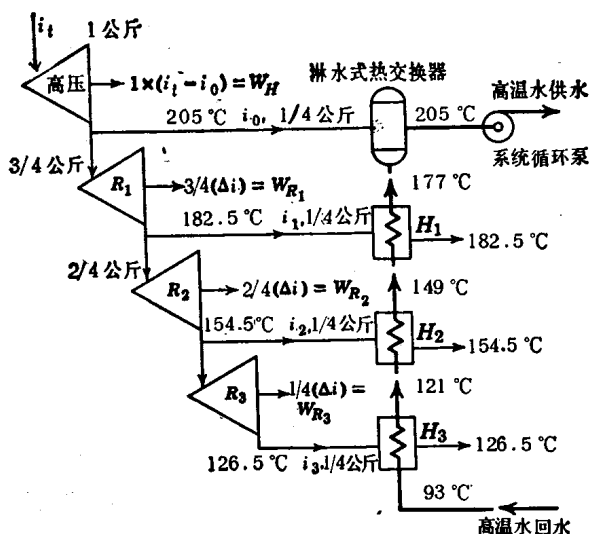


图 1-2 高温水供热三级回热时的循环示意图

等于 $0.5(i_0 - i_3)$ ，因为进入三台汽轮机的平均蒸汽量为 0.5 公斤。需要指出，这里为了简化起见，忽略了因各级加热器后凝结水的回热和回收所能提供的增产。图 1-3 中阴影的面积表示三级回热循环情况下，所能增加的最大功率。从理论上不难想象，如果采用的不是三级回热，而是无限多级数的话，则点 3 将趋近于点 c，这时所增功率将趋近于面积 $b-c-d-f-b$ 的一半，亦即 $\frac{1}{2}W_P$ 。另外，还可看到，即使是简单地采用一级回热，所增功率也将达 $b-2''-b''-b$ 面积所示的数量，亦即 $\frac{1}{4}W_P$ 。显然，这一功率增加的数量要远远超出蒸汽系统时的情况。

图 1-4 表示热电站在近于完全对等条件下，采用两种不

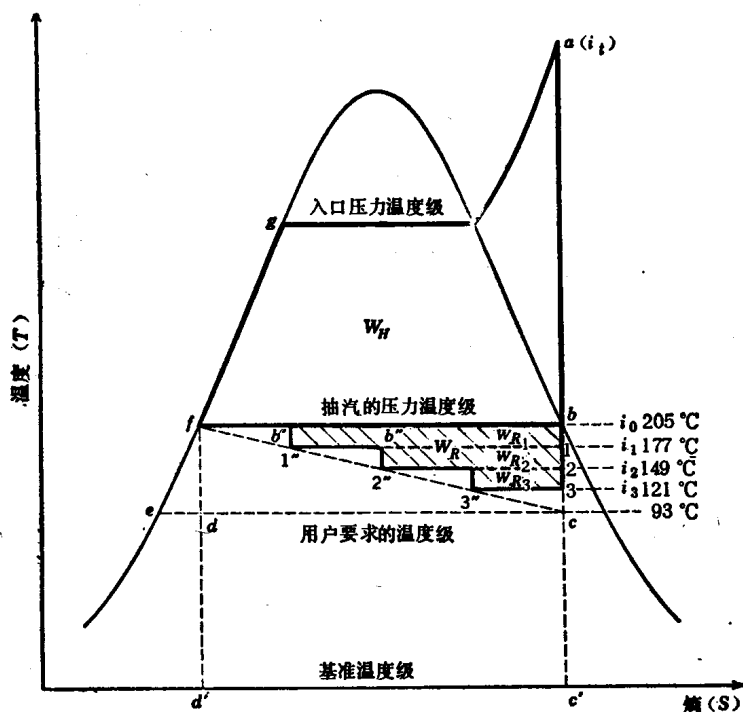


图 1-3 高温水供热回热式热电循环

同热媒时总功率输出的对比情况。从这里可更清楚地看出热电站采用高温水系统方案在电力输出方面的巨大优越性。

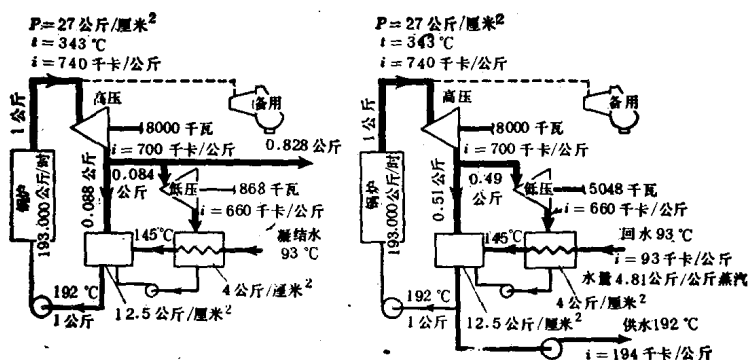
二、在不发电只供热的情況下

为了能对两种热媒作出确切的评价，必须就它们的建设投资、运行和维修费用、安全等各方面进行比较。运行和维修费用包括燃料和材料的消耗以及人工。

(一) 建设投资费用

建设的投资费用主要取决于系统的设计要求。

1. 高温水系统所需的锅炉容量比较小(大约小15~



(a) 蒸汽供热——一级回热

总发电量——8863千瓦

供热量—— 98×10^6 千卡/时

(b) 高温水供热——一级回热

总发电量——13048千瓦

供热量—— 94×10^6 千卡/时

图 1-4 两种热媒下总功率输出的比较

20%)。这是因为，一方面，其输配损失少；另一方面，由于高温水系统的蓄热量很大，减小了锅炉的高峰负荷，因而提高了效率并减小了锅炉容量。

2. 在高温水系统中不需要使用疏水器、减压阀、凝结水泵和凝结水排水管。这就大大简化了系统的最初设计和以后的扩建。但若采用热交换器，其价格一般高于因取消上述各部件所能节省的费用。

3. 管道和管沟在建设投资中占有相当大的比例。在远距离输送的情况下，高温水系统管道的管径比蒸汽系统要小。表 1-4 为输送 10^6 千卡/时热量的两种系统的供热管管径比较表。

高温水系统和通常采用的 $2 \sim 4 \text{ kg/cm}^2$ 的蒸汽系统管径进一步的比较结果表明，高温水系统的管径一般要比相应的蒸汽系统凝结水管的管径小或者相等。

英国的一些工程技术人员在 1949 年曾对六种不同的系统