

章节 2.16

熵的实际应用

熵的实际应用

由2.15节可以看出熵是可以计算的，但实际情况下计算非常繁琐费力，因此蒸汽表中包含了计算出的熵值。比熵用字母“s”表示，而 s_f 、 s_{fg} 和 s_g 分别代表了饱和液体、蒸发和饱和蒸汽的熵值，这些值也可通过2.15节提到的温度-熵(T-S)图和焓熵(H-S)图查得，每个图表在特定场合都有特殊应用。

T-S图常用于确定经过喷嘴或节流孔膨胀后蒸汽的特性，通过控制阀的阀座就是一个典型的例子。为充分了解如何应用T-S图，我们可以通过查蒸汽表画出这样一个草图，并描绘出起始条件下蒸汽的特性。

例 2.16.1

蒸汽从压力为10 bar a，干度为0.9，通过喷嘴后压力为6 bar a，膨胀过程中无热量损失，请计算喷嘴出口处蒸汽的工况。熵值的单位为 $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ 。

查饱和蒸汽表，10bara压力下干饱和蒸汽具有：

$$\begin{aligned}\text{饱和水的比熵 } (s_f) &= 2.1389 \\ \text{干饱和蒸汽蒸发比熵 } (s_{fg}) &= 4.4471\end{aligned}$$

在进口条件下，干度为0.9：

$$\begin{aligned}\text{实际的蒸发比熵} &= 0.9 \times 4.4471 \\ &= 4.0024 \\ \text{进口蒸汽的比熵} &= 2.1389 + 4.0024 \\ \text{进口蒸汽的比熵} &= 6.1413\end{aligned}$$

由于蒸汽膨胀过程中和外界无热量交换，该过程为绝热等熵过程，即熵没有什么变化，通过喷嘴时其熵一直为 $6.1413 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

出口压力为6 bar a，由蒸汽表查得：

$$\begin{aligned}\text{饱和水的比熵 } (s_f) &= 1.9316 \\ \text{干饱和蒸汽蒸发比熵 } (s_{fg}) &= 4.8285\end{aligned}$$

在该例中熵值一直保持为 $6.1413 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ：

$$\begin{aligned}\text{实际的蒸发过程的比熵} &= 6.1413 - 1.9316 \\ &= 4.2097\end{aligned}$$

因此：

$$\begin{aligned}\text{干度} &= \frac{4.2097}{4.8285} \\ \text{干度} &= 0.8718\end{aligned}$$

由于该过程是一个等熵过程，所以就可以计算出喷嘴出口蒸汽的干度，进而计算出蒸汽的比焓 (kJ/kg)

入口压力为10 bar a，从蒸汽表中得出：

$$\begin{aligned}\text{饱和水的比焓 } (h_f) &= 762.9 \\ \text{干饱和蒸汽的蒸发比焓 } (h_{fg}) &= 2014.83\end{aligned}$$

由于进口干度为0.9

$$\begin{aligned}\text{实际的蒸发比焓} &= 0.9 \times 2014.83 \\ &= 1813.35 \\ \text{进口蒸汽的比焓} &= 762.9 + 1813.35 \\ \text{进口蒸汽的比焓} &= 2576.25\end{aligned}$$

出口压力为6 bar a，查饱和蒸汽表：

$$\begin{aligned}\text{饱和水的比焓 } (h_f) &= 670.74 \\ \text{干饱和蒸汽的蒸发比焓 } (h_{fg}) &= 2085.98\end{aligned}$$

由于出口干度为0.8718：

$$\text{实际的蒸发比焓} = 0.8718 \times 2085.98$$

$$= 1818.56$$

$$\text{出口蒸汽总的比焓} = 670.74 + 1818.56$$

$$\text{出口蒸汽总的比焓} = 2489.30$$

由此可以看出蒸汽通过喷嘴后比焓下降，2576.25到2489.30 kJ/kg即下降了86.95 kJ/kg。这看上去好像和绝热原理（无能量损失）是相互矛盾的。但是在2.15节中，蒸汽经过喷嘴时速度增加，动能也相应增加。由于能量是守恒的，因此所获得的动能即为热能的减少量。

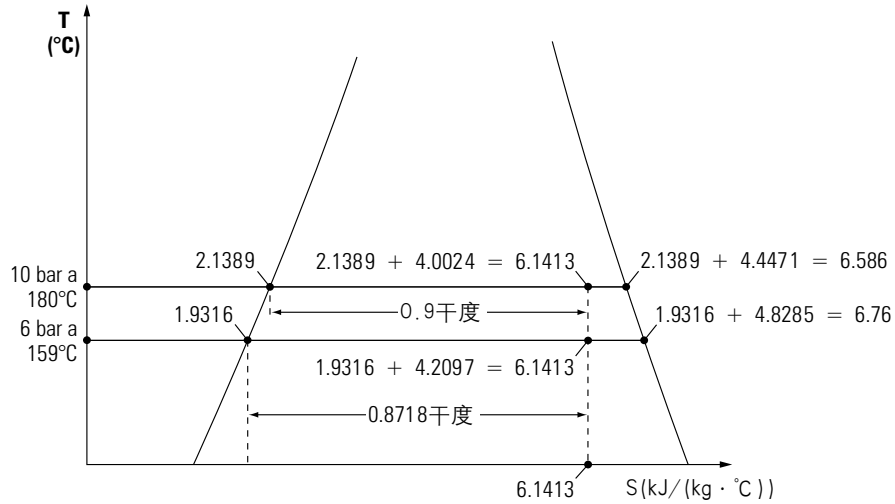


图2.16.1 例2.16.1的T-S图

进一步研究蒸汽的动能

计算蒸汽的动能有什么意义呢？知道了动能的值就能计算蒸汽的速度，进而计算出蒸汽经过控制阀或喷嘴时的质量流量。

动能和速度的平方成正比，引入焦耳热功当量后，动能可以表示为公式2.16.1:

$$\text{动能 (E)} = \frac{mu^2}{2gJ} \quad \text{公式2.16.1}$$

式中:

E = 动能 (kJ);

m = 流体质量 (kg);

u = 流体速度 (m/s);

g = 重力加速度 (9.806 65 m/s²);

J = 焦耳热功当量 (101.972 m kg/kJ)。

对等式2.16.1变形即为等式2.16.2:

$$u^2 = \frac{2EgJ}{m} \quad \text{公式2.16.2}$$

对于每千克的蒸汽，利用公式2.16.2

$$u^2 = 2EgJ$$

$$u^2 = 2 \times E \times 9.806\ 65 \times 101.972$$

$$u^2 = 2\ 000 \times E$$

$$u = \sqrt{2\ 000} \times \sqrt{E}$$

$$u = 44.72 \sqrt{E}$$

由于所获得的动能就是热能的减少量，得公式 2.16.3:

$$u = 44.72 \sqrt{h} \quad \text{公式2.16.3}$$

式中:

$$h = \text{热能的减少量 kJ/kg}$$

通过计算绝热过程中的热能减少量, 就能计算出蒸汽的速度, 尤其是给定的蒸汽经过控制阀阀芯和阀座间最窄处时的速度。也可以计算出对给定蒸汽通过控制阀时所需的节流孔面积, 当阀门全开时通流面积是最大的。同样, 给定阀门的通流孔面积, 在规定压降下就可以计算出通过阀门的最大流量, 见例2.16.2和2.16.3。

例 2.16.2

假定蒸汽工况和例2.16.1一样, 通过控制阀的节流孔面积为1cm², 试计算该工况下蒸汽的最高流速。

下游蒸汽压力为 6 bar a, 干度为 0.8718。

6 bar a 下干饱和蒸汽的比容 (s^g) 为0.3156 m³/kg, 干度为0.8718的实际比容为0.3156 m³/kg × 0.8718 = 0.2751 m³/kg。

例2.16.1中热能下降86.95 kJ/kg, 因此可以利用式2.16.3计算出速度:

$$u = 44.72 \sqrt{h} \quad \text{公式2.16.3}$$

$$u = 44.72 \sqrt{86.95}$$

$$u = 44.72 \times 9.32$$

$$u = 417 \text{ m/s}$$

利用等式计算质量流量2.16.4:

$$\text{质量流量} = \frac{\text{速度 m/s} \times \text{节流孔面积 m}^2}{\text{比容 m}^3/\text{kg}} \text{ kg/s} \quad \text{公式2.16.4}$$

节流孔的面积为0.0001 m²

$$\text{质量流量} = \frac{417 \times 0.0001}{0.2751} \text{ kg/s}$$

$$\text{质量流量} = 0.152 \text{ kg/s (547 kg/h)}$$

注意

在一些热力学教科书上所使用的公式可能会和2.16.3稍有不同, 如公式2.16.5:

$$u = \sqrt{2h} \quad \text{公式2.16.5}$$

式中:

u = 流速 (m/s);

h = 热能减少量(J/kg);

2 = 假定 'g' 不变的一个比例常数。

按照例 2.16.3:

$$\text{热量减少 } h = 86.95 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{热量减少 } h = 86950 \text{ J/kg}$$

$$u = \sqrt{2h}$$

$$u = \sqrt{2 \times 86950}$$

$$u = 417 \text{ m/s}$$

和用公式 2.16.3计算出的结果一样的, 用哪个公式都可以。

上面例2.16.2的计算可以经过一连串的减压完成，如果下游压力较低通过固定节流孔时速度会增加很快。

对于饱和蒸汽而言，流速的增加量会随同样压降的逐渐增加而减少，当下游绝对压力为上游蒸汽绝对压力的58%时，压力即使再降低其流速也不会再增加了，但如果起初蒸汽是过热的，那么下游绝对压力降到上游蒸汽绝对压力的55%后流速才不会增加。这被称为临界流，此时的压降也称作临界压降(CPD)，压力降到该点后，即使下游压力继续降低，流量也不会增加了。

事实上，如果我们画出饱和蒸汽通过渐缩喷嘴时的流速(u)和音速(s)曲线，会发现两者会相交于临界压降点， P_1 为上游蒸汽压力， P 为通过喷嘴时的压力。

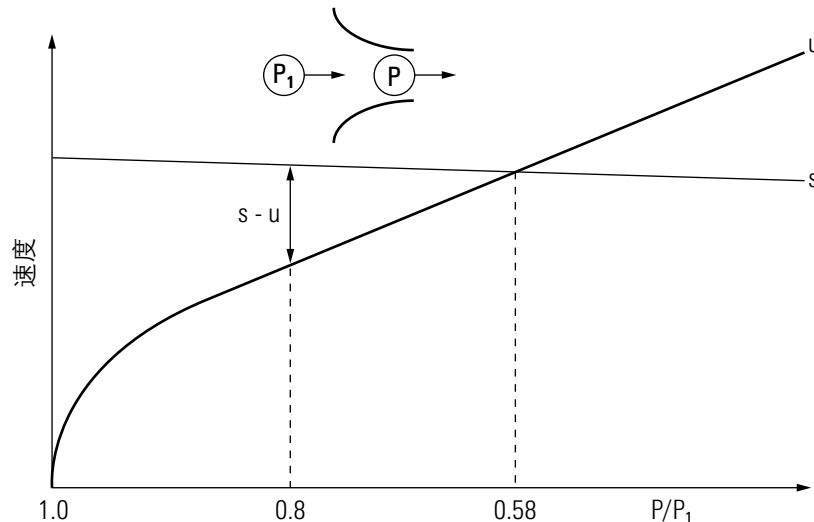


图2.16.2 通过喷嘴的蒸汽流速和音速比较

解说该理论的首先是英国曼彻斯特欧文大学的奥斯本·雷诺 (Osborne Reynolds) 教授 (1842-1912)，他认为：假定蒸汽在管道或喷嘴中以流速 u 流动， s 为蒸汽中给定状态点的音速， s 是蒸汽的压力和密度的函数，速度会随扰动而变化，例如当压力 P 变化后，该信号会通过流动的蒸汽传回来，其速度为 $s-u$ ，见图2.16.2，假定喷嘴出口处的压力为 $P_1 \times 0.8$ ，音速大于蒸汽的流速， $s-u$ 为正值，则流速会随压力 P 的变化而变化。当压力 P 降到临界值 $P_1 \times 0.58$ 后， $s-u$ 变为零，压力 P 再继续降低后对于喉部的压力没有任何影响，对于流速也没有任何影响。

当实际压降大于临界压降时，则经过喷嘴喉部的临界流速可以通过计算蒸汽的热能减少量确定 (利用公式2.16.5)。

控制阀

经过控制阀的节流口时的流速和质量流量之间的关系有时会令人误解。

实际压降大于临界压降

还有必要再说一遍，当通过阀门的压降等于或大于临界压降时，质量流量达到最大，此时蒸汽以声速在喉部 (节流口) 流动，也就是说临界流速等于当地音速。

对于任何控制阀来说，只要工作在临界压降条件下，由于流速不变所以当控制阀关小时，质量流量也会跟着变小，并和阀的口径成正比。

压降小于临界压降

如果实际压降小于临界压降，则经过打开的阀门的流速和现场应用有关。

减压阀

如果是减压阀，其功能就是不管流量是否变化，总要维持下游压力稳定，即不管蒸汽负荷如何变化，通过减压阀时的热能减少量维持不变。也意味着不管蒸汽负荷和阀门开度如何变化，只要上游蒸汽压力不变，经过减压阀的流速就不变。

由公式2.16.4也可以看出，如果流速和比容不变，则通过节流口的质量流量和通过节流口的面积成正

$$\text{流量} = \frac{\text{速度 m/s} \times \text{节流孔面积 m}^2}{\text{比容 m}^3/\text{kg}} \text{ kg/s} \quad \text{公式2.16.4}$$

温度控制阀

当通过控制阀向换热器供应蒸汽时，当热负荷降低时需要控制阀门减少流量，这样下游蒸汽压力将会随热负荷而降低，因此经过阀门时的压降和热能降低量将会增加，因此随阀门的关小流速将会增加。

在这种情况下，等式2.16.4表明，当阀门关闭时，质量的减少量并不和阀门节流口的面积成正比，同时还会受蒸汽流速和比容变化的影响。

例 2.16.3

确定例2.16.2中，蒸汽经过控制阀时的临界流速，初始工况为10 bar a，干度为90%，假定下游的蒸汽压力最低为3 bar a。

$$\text{在 10 bar a, 0.9 干度下, 蒸汽比焓} = 2576.26 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{在 10 bar a, 0.9 干度下, 蒸汽比熵} = 6.14129 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

对于蒸汽，临界压力为上游绝对压力的58%，因此：

$$\begin{aligned} \text{喉口处的蒸汽压力} &= 0.58 \times 10 \text{ bar a} \\ &= 0.58 \text{ bar a} \end{aligned}$$

在喉口处蒸汽压力为5.8 bar a，根据蒸汽表可以得到：

$$\text{饱和水的比熵} (s_f) = 1.91836$$

$$\text{干饱和蒸汽的蒸发比熵} (s_{fg}) = 4.8538$$

但在本例中，总的比熵为固定的6.14129 kJ/(kg · K)：

$$\begin{aligned} \text{实际的蒸发比熵} &= 6.14129 - 1.91836 \\ &= 4.22293 \end{aligned}$$

$$\text{因此, 喉处蒸汽干度} = \frac{4.22293}{4.8538}$$

$$\text{干度} = 0.8701$$

根据蒸汽表，在喉口压力为5.8 bar a时：

$$\text{饱和水比焓} (h_f) = 665.008$$

$$\text{干饱和蒸汽蒸发比焓} (h_{fg}) = 2090.23$$

蒸汽流经喉部时的干度为0.8701：

$$\text{实际的蒸发比焓} = 0.8701 \times 2090.23 = 1818.71$$

$$\begin{aligned} \text{出口蒸汽总的比焓} &= 665.008 + 1818.71 \\ &= 2483.72 \end{aligned}$$

$$\text{因此临界压力降下热量减少为} = 2576.72 - 2483.72$$

$$\text{因此临界压力降下热量减少为} = 92.54 \text{ kJ/kg} (92540 \text{ J/kg})$$

经过阀门喉部时的蒸汽流速可利用公式 2.16.5计算：

$$u = \sqrt{2 h} \quad \text{公式2.16.5}$$

$$u = \sqrt{2 \times 92540}$$

$$u = 430 \text{ m/s}$$

临界流速为430 m/s，为例 2.16.3中的当地音速。

控制阀噪声

如果阀门出口处的压力低于临界压力，则紧随阀门喉部其后的的热力降将会大于喉部的热力降，由于流速直接和热力降成正比，所以蒸汽流经控制阀喉部后流速将会增加，在该区域以超音速流动。蒸汽流经控制阀的喉部后，在阀门的出口处空间突然增大，蒸汽迅速膨胀，动能转化成热能，流速下降和阀前蒸汽

流速差不多，之后压力也稳定下来了。

由于以上的原因，阀门的实际压降大于临界压降时，流速将会达到音速或超音速，将会产生噪音，由于噪声由振动引起，所以不仅会影响环境，还会导致阀门失效。所以当选择阀门处于临界工况下工作时，要特别小心。

现在可以看出，经过控制阀节流口的蒸汽流速由现场应用条件和压降决定。

控制阀的降噪处理

在实际应用中有一些方法处理控制阀产生的噪声，解决这个问题的最好方法就是降低经过控制阀的压力。例如如需减压，可串联两只减压阀以共同承担热力降，减压站的噪音将会大大减少。

另外减少噪声的方法还有增加阀体的尺寸（但必须保持正确的节流口径），有助于在撞到阀体之前，使超音速降低。当潜在的噪音很大时，需要使用降噪处理的阀芯。

有时，控制阀的蒸汽流速将会达到500 m/s，蒸汽中悬浮的水滴会以稍低的速度通过节流口，但由于不可压缩，这些水滴会冲蚀阀芯和阀座。

所以说，明智的做法就是要在控制阀前安装汽水分离器，充分分离上游蒸汽中的水分，保护阀门免受冲蚀。

2.15节和 2.16节的总结

T-S图（图2.16.1）如图2.16.3，清楚地说明了蒸汽等熵膨胀后干度会降低（从10 bar a下的0.9降到6 bar a下的0.8718），见例2.16.1。

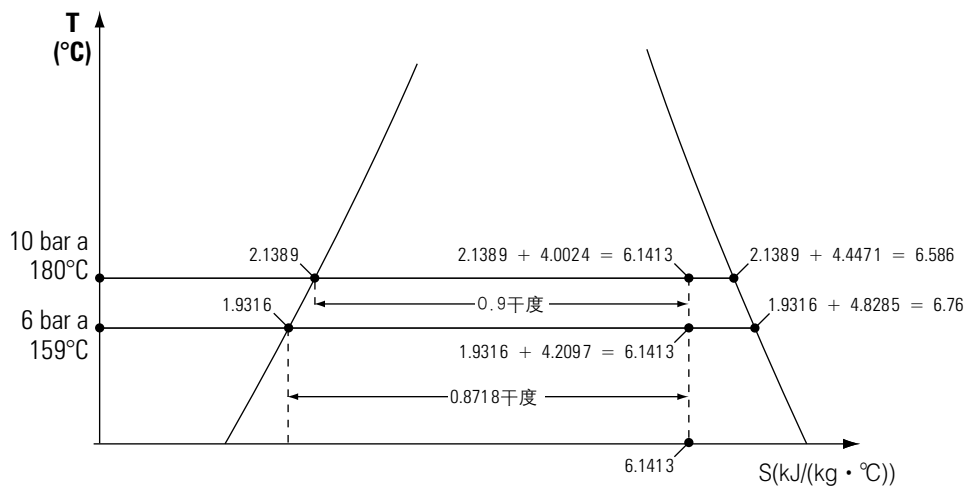


图2.16.3 T-S图显示蒸汽等熵膨胀后干度降低

起初看上去很奇怪，一般蒸汽膨胀后干度会增加或是变得过热，例如蒸汽经过减压阀的过程。实际上在绝热膨胀的过程中，节流时动能增加，相应的热能减少，所以会有一部分蒸汽冷凝（适用饱和蒸汽，如果过热，温度会降低或可能会有部分冷凝）。而蒸汽流经控制阀或减压阀后，即在阀门的下游某处，速度下降到和阀前的速度差不多，动能降低，热能增加干度增加。

T-S图表达此效果不是很方便，但是在莫里尔图（H-S图）里却表达的很清楚，既可以描述出经过控制阀时的等焓膨胀（图2.15.6）：从起始点作水平线到较低的压力线；又可以描述出经过喷嘴时的等熵膨胀：从起始点作水平线到较低的压力线。前者蒸汽通常会干度增加或过热，后者蒸汽湿度会增加。

但是问题又来了，如何知道蒸汽的变化是等熵还是等焓呢？很明显，但当蒸汽经过狭窄区域时（喷嘴喉部或控制阀中阀芯和阀座之间的间隙）这段过程对于等熵和等焓过程是相同的。所不同的是蒸汽经过喷嘴后马上会推动汽轮机转动释放出其动能，实际上汽轮机就是一个把热能转换成动能的装置。而在控制阀里就不是这样了，蒸汽经过控制阀后，在管道中速度会逐渐下降，动能又转变成了热能。

可以看出T-S图和H-S图都有其各自的用处，但两者都用到了熵的概念。

Questions

1. From the T - S diagram shown in Figure 2.16.1, had the initial state point been 100% dry saturated steam at 10 bar, what would have been its specific entropy?
 - a| 6.586 kJ/kg K
 - b| 2.1389 kJ/kg K
 - c| 6.1413 kJ/kg K
 - d| 6.76 kJ/kg K
2. From the T - S diagram shown in Figure 2.16.1, had the initial state point been 100% dry saturated steam at 10 bar, and the final pressure 6 bar, in which region would the final state point have been?
 - a| The superheated region
 - b| On the saturated steam line
 - c| The wet steam region
 - d| On the saturated water line
3. In a steam control valve, the heat drop from the initial condition to that at the valve throat is calculated to be 50 kJ/kg. What is the velocity of steam passing through the valve orifice?
 - a| 416.65 m/s
 - b| 316.23 m/s
 - c| Sonic velocity
 - d| Supersonic velocity
4. In Question 3, the orifice area is known to be 50 mm², and the specific volume of steam at the downstream pressure is 0.3 m³/kg. What is the mass flowrate?
 - a| Critical flow
 - b| 200.01 kg/h
 - c| 189.74 kg/h
 - d| 40 kg/h
5. A pressure control valve is set to reduce and maintain pressure from 10 bar g to 7 bar g. The velocity through the valve orifice at full-load is 400 m/s. What is the velocity through the orifice at half-load?
 - a| 200 m/s
 - b| 800 m/s
 - c| 282.8 m/s
 - d| 400 m/s
6. What can be done to reduce noise in valves operating under critical conditions?
 - a| Use two valves in series instead of one
 - b| Use a valve with the same size seat but having a larger body
 - c| Use a valve with a noise attenuation trim
 - d| Any of the above

Answers

1: a, 2: c, 3: b, 4: c, 5: d, 6: d,

