

章节 2.3

过热蒸气

过热蒸汽

如果锅炉中产生的饱和蒸汽通过更高温度的换热面，它的温度会上升并超过蒸发温度。这时，蒸汽就会被描述为超过饱和温度一定温度或具有一定过热度的过热蒸汽。

当仍有水存在的时候，过热度是无法产生的，因为吸收的热量首先会蒸发更多的水。饱和蒸汽必须通过额外的换热器才能得到更高的温度，这就需要在锅炉中二次换热或经过单独的过热器，主要的加热媒介可以是热烟气或者单独的加热装置。

过热蒸汽有其应用，例如，在汽轮机中，蒸汽通过喷嘴直接喷射在转子上，从而推动转子转动。转子转动的能量来自于蒸汽，所以，蒸汽通过汽轮机后能量会减少。如果采用饱和蒸汽，那么饱和蒸汽失去能量后会使得部分蒸汽冷凝。

汽轮机通常有很多级，从同一个轴的第一级转子出来的蒸汽需要进入第二级转子继续做功，这就是说通过连续不断的过程，蒸汽会变的越来越湿，这样不仅会导致水锤现象，而且这些水滴微粒还会冲蚀汽轮机。所以，最终解决方法是在进口处供应过热蒸汽，利用过热蒸汽做功，直到温度/压力比较接近饱和时再将蒸汽排出。

在汽轮机上使用过热蒸汽的另一个原因是为了提高热效率。热机如汽轮机的热效率，可以用下列两个理论之一来计算：

- 卡诺循环，其效率是进口和出口蒸汽的温度差与进口温度的比值
- 朗肯循环，其效率是进口和出口蒸汽的能量差与进口能量的比值

例 2.3.1

汽轮机进口蒸汽为过热蒸汽，压力为90 bar a，温度为450°C。排气压力为0.06 bar a（部分真空），湿度10%为饱和温度=36.2°C。

注意：在以下例子中用到的温度和能量数值均来自于蒸汽表。

$$\text{卡诺循环效率 } \eta_c = \frac{T_i - T_e}{T_i} \quad \text{公式2.3.1}$$

2.3.1.1 计算卡诺循环效率(η_c)

式中:

T_i = 汽轮机进口温度(450°C) = 723.0 K

T_e = 汽轮机废汽温度(36.2°C) = 309.2 K

$$\eta_c = \frac{723.0 - 309.2}{723.0}$$

卡诺循环效率 $\eta_c = 0.572$ (57.2%)

$$\text{朗肯循环效率 } \eta_R = \frac{H_i - H_e}{H_i - h_e} \quad \text{公式2.3.2}$$

2.3.1.2 计算朗肯循环效率 (η_R)

式中:

H_i = 汽轮机进口处热量 $H_i = 3256$ kJ/kg (查过热蒸汽表)

H_e = 汽轮机废汽热量 $H_e =$ 蒸汽中的热量 + 水中的热量:

0.06 bar a下的 (h_{fg}) = 2 415 kJ/kg

0.06 bar a g下的 (h_f) = 152 kJ/kg

因为蒸汽有10%的湿度，蒸汽中的热量只有90%的 $h_{fg} = (0.9 \times 2 415)$

实际水中的热量为10%的 $h_f = (0.1 \times 152)$

$H_e = (0.9 \times 2 415) + (0.1 \times 152)$

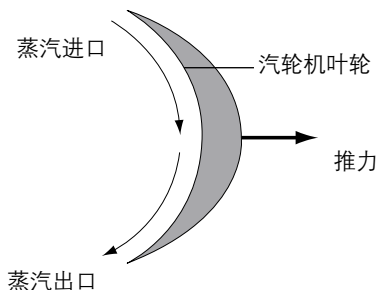


图2.3.1 作用于汽轮机叶片上的蒸汽推力

$$\begin{aligned}
 H_e &= 2\,188.7 \text{ kJ/kg} \\
 h_e &= 152 \text{ kJ/kg (查蒸汽表)} \\
 \eta_R &= \frac{3256 - 2188.7}{3256 - 152} \\
 \text{朗肯效率 } \eta_R &= 0.344 \text{ (34.4\%)}
 \end{aligned}$$

根据以上两种循环公式可以看出，为了得到更高的热效率：

- 汽轮机进口蒸汽的温度或能量应尽可能高，这就意味着在实际中要尽可能提高蒸汽压力和温度，过热蒸汽是达到这种条件的最简单的办法。
- 排气蒸汽的温度或能量应尽可能低，这就意味着在实际中要尽可能降低蒸汽压力和温度，这通常是通过在汽轮机排气处装冷凝器来实现。

注意：

- 例2.3.1.1 和 2.3.1.2 计算的是热力学效率，不能和机械效率相混淆。
- 尽管效率看起来很低，但不能把它们孤立起来看待，应当与其它热机比较来看待。例如：燃气轮机、蒸汽机和柴油机。

过热蒸汽表

过热蒸汽表显示的是蒸汽在不同压力下的性质，这与饱和蒸汽表采用的是同样的办法。但是，对过热蒸汽来说，它的压力和温度没有直接关系，因此，在特定压力下的过热蒸汽可能对应有很大的范围温度值。

通常，饱和蒸汽对应的是表压，过热蒸汽对应的是绝对压力。

表2.3.1 过热蒸汽表举例

绝对压力 (bar a)	单位	温度 (°C)					
		150	200	250	300	400	500
1.013	V _g (m ³ /kg)	1.912	2.145	2.375	2.604	3.062	3.519
	u _g (kJ/kg)	2 583	2 659	2 734	2 811	2 968	3 131
	h _g (kJ/kg)	2 777	2 876	2 975	3 075	3 278	3 488
	s _g (kJ/kg)	7.608	7.828	8.027	8.209	8.537	8.828

例 2.3.2

压力1.013 bar a (0 bar g)、温度400°C的过热蒸汽比同样压力的饱和蒸汽多含有多少热量？

$$\begin{aligned}
 &1.013 \text{ bar a时饱和蒸汽焓 } h_g = 2676 \text{ kJ/kg (饱和蒸汽表)} \\
 &1.013 \text{ bar a 和 } 400^\circ\text{C的蒸汽焓 } h_g = 3278 \text{ kJ/kg (过热蒸汽表)} \\
 &\text{过热部分的焓} = 3278 \text{ kJ/kg} - 2676 \text{ kJ/kg} \\
 &\text{过热部分的焓} = 602 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

看起来可利用的能量多了，但是实际上，这对那些想利用蒸汽来做加热用途的工程师来说更为困难。从过热部分的能量来看，比热容可以由饱和蒸汽（100°C）和过热蒸汽（400°C）之间的温度差别来计算：

$$\begin{aligned}
 \text{比热容} &= \frac{602 \text{ kJ/kg}}{400^\circ\text{C} - 100^\circ\text{C}} \\
 \text{比热容} &= 2.0 \text{ kJ/(kg} \cdot ^\circ\text{C)}
 \end{aligned}$$

但是，与水的比热容不同，过热蒸汽的比热容受到压力和温度的影响而变化，并不是一个常数。因此，上边计算的比热容的值2.0 kJ/(kg · °C)仅表示在0 bar g压力下特定的温度范围下的值。

过热蒸汽的温度、压力和比热之间没有直接的对应关系。但在过热度比较小的时候，随着压力的增加比热容的变化趋势却可以大致确定，本例中不讨论该问题：

典型的值：在125°C和1.013 bar a时为2.0kJ/(kg · °C)
在400°C和120 bar a时为3.5kJ/(kg · °C)

过热蒸汽可以用在制程热交换器和其它加热制程上吗？

尽管不是一个理想的换热媒介，过热蒸汽仍然在世界上很多工厂中得到了广泛应用，尤其是用于HPIs（烃类加工工业）中，这些工业主要生产各类油和石化产品。这方面的应用类似于电站使用的过热蒸汽，是由于过热蒸汽更适合于汽轮机使用，而并非是说它比饱和蒸汽对加热工艺更有优势。为在更多情况下，饱和蒸汽更适合用于热交换工艺，有时甚至需要把过热蒸汽减温成饱和蒸汽来使用。HPIs中通常通过减温把蒸汽过热度降到10°C以内，这个过热度通过一小段换热表面而后消除，过大的过热度无法及时冷却，对加热工艺来说并不经济，因此最好避免过大的过热度。

有很多理由可以证明过热蒸汽为什么不如饱和蒸汽适合于过程加热。

过热蒸汽必须先冷却到饱和温度才能释放出蒸发焓，从过热蒸汽冷却到饱和温度所放出的热量与蒸发焓相比来说很小。

如果蒸汽过热度很小，这很小的一部分热量比较容易释放出来，但是过热度很大的时候，冷却的时间相对要长很多，而且，在那段时间内仅能放出很少一部分热量。

与饱和蒸汽不同的是，过热蒸汽的温度并不确定，过热蒸汽必须冷却来放热，而饱和蒸汽仅是发生相变放热，这就是说过热蒸汽放热的时候可能在换热沿程产生温度梯度。

在换热器中，使用过热蒸汽会在管壳式换热器管板附近形成干墙，干墙区会很快结垢，造成管壁超温导致管子失效。

这些都清楚地表明了，在热交换应用中，过热度过大的蒸汽应用很少，因为：

- 在冷却到饱和温度前放出热量很少；
- 热交换表面温度梯度较大；
- 蒸汽过热时换热率较低；
- 需要更多的换热面。

所以，在传热应用中，过热蒸汽没有饱和蒸汽效率高。这看起来很奇怪，一般传热率与换热面上的温度差别成正比，如果相同压力下，过热蒸汽比饱和蒸汽温度更高，那么当然应该过热蒸汽能释放更多的热量？这个答案是否定的，现在我们更详细地讨论这个问题。

根据公式2.5.3，温度的差别对换热的效果有影响，这是正确的。

$$\dot{Q} = UA\Delta T \quad \text{公式2.5.3}$$

式中：

\dot{Q} = 单位时间传递的热量 (W)；

U = 总的传热系数 (W/(m² · °C))；

A = 传热面积 (m²)；

ΔT = 两种流体之间的温度差 (°C)。

公式2.5.3表明了传热也同样取决于总的传热系数“U”和换热面积“A”。

对任何单一的应用中，传热面积可以固定，但是，对“U”值则不能固定；饱和蒸汽和过热蒸汽的传热系数是它们的主要区别。过热蒸汽的“U”随制程不同而不同，但远小于饱和蒸汽。对过热蒸汽来说，很难预知“U”值，但是总的来说，过热度越高，“U”值越小。

大部分情况下，对水平蒸汽盘管换热器来说，过热蒸汽的“U”一般为50到100 W/(m² · °C)，而饱和蒸汽则为1200 W/(m² · °C)，如图2.3.2所示。

对蒸汽加热油的应用来说，“U”值更小，过热蒸汽一般低于20 W/(m² · °C)，而饱和蒸汽则为150 W/(m² · °C)。在管壳式热交换器中，过热蒸汽为100 W/(m² · °C)，而饱和蒸汽为500 W/(m² · °C)，这些数据比较典型，实际的数据会因设计和运行情况不同而有所区别。

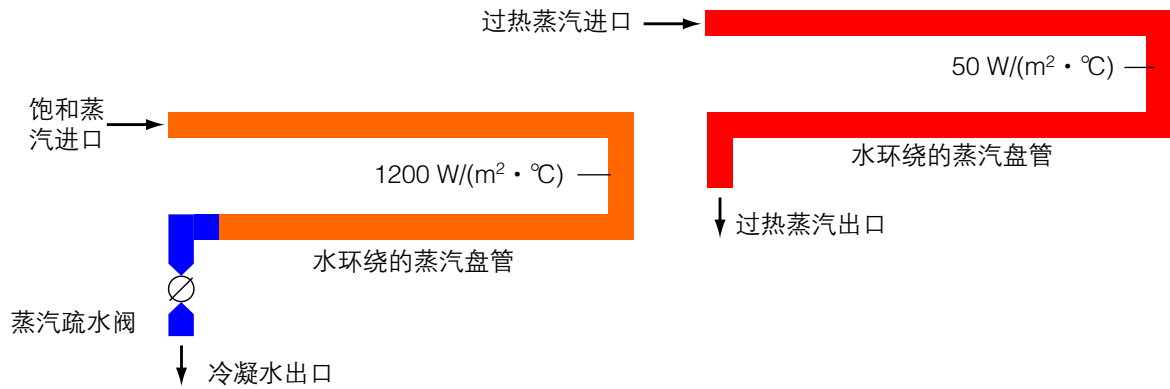


图2.3.2 过热蒸汽和饱和蒸汽加热水的典型‘U’值

尽管相同压力下的过热蒸汽的温度总是高于饱和蒸汽的，但它的传热能力要远低于饱和蒸汽。因此，在相同压力下的热传递过程中，过热蒸汽的效率要比饱和蒸汽低很多。下一节“结垢”中将更详细介绍。

过热蒸汽在传热中不仅效率低，而且因为蒸汽通过换热面的时候温度会下降，因此还很难根据公式 2.5.3, $Q=UA\Delta T$ 来量化。

预先确定过热蒸汽的换热面积非常困难且复杂，实践中，需要的基础数据要么无法确定，要么根据经验获得，这就使它们的可靠性和精确性受到质疑。

显然，既然过热蒸汽在传热方面比饱和蒸汽效率低，那么，在换热量相同的情况下，使用过热蒸汽换热需要的盘管面积就比饱和蒸汽大。

如果别无选择只能使用过热蒸汽时，那么想要在整个换热盘管或换热器中维持蒸汽的过热度是不可能的。蒸汽会冷却到饱和温度并继续传递热量给了二次侧流体，与饱和状态以前释放的热量相比冷凝释放的热量来说只是非常小的一部分。

在制程中，蒸汽必须很快冷却到饱和状态，然后冷凝放出较多的热量，从而使整个换热的过程中的“U”达到比较高的值，如图2.3.3所示。

为了达到这个目的，传热过程中的过热度不要超过 10°C 。

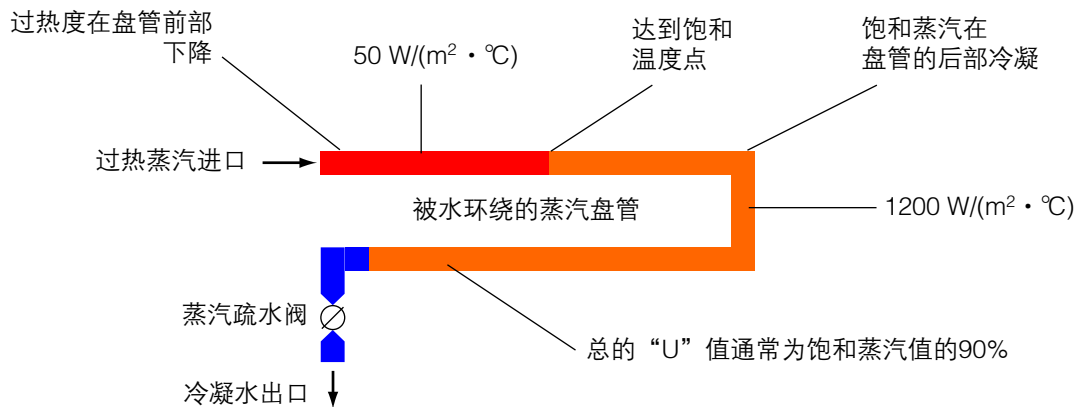


图2.3.3 过热度越低会使蒸汽在盘管中换热的“U”值越高，直至接近于饱和蒸汽

如果是这样的话，那么设计换热器或盘管就变的方便且可行，先用同等压力的饱和蒸汽计算，然后加上一定的换热面积来冷却一定的过热度。根据这个方针，盘管的第一部分完全是为了把过热蒸汽的温度降到饱和温度，其余的盘管就可以利用饱和蒸汽的高换热能力，这样，总的“U”值就不会比饱和蒸汽的小很多。

根据实际经验，如果过热度每增加 2°C 则换热器需增加1%的换热面积，那么盘管（或换热器）的设计一般都足够处理这些过热度。这对过热度小于 10°C 的情况下适用。对加热目的来说，不推荐使用过热度超过 10°C 的过热蒸汽，主要是因为可能换热面不成比例以及经济性比较差，而且容易结垢以及产品容易被不均匀的高温所损坏。

结垢

结垢是杂质在传热表面沉积形成的，对传热有一定阻碍作用。很多制程中液体会在换热表面沉积淤泥或水垢，而且随着温度升高，结垢速度变快。过热蒸汽是一种干燥的气体，热量从蒸汽传递至金属管壁时必须通过这层附着于管壁的污垢层，这会阻止热的传递。与之对应的是，饱和蒸汽的冷凝使蒸汽朝着管壁运动，并直接在冷凝面上放出大量的潜热。这些综合因素意味着即便过热蒸汽和二次侧流体的温差比较大，但过热蒸汽传热率要低的多。

例2.3.3 选择过热蒸汽的管束

3 bar g的过热蒸汽，过热度为10°C (154°C)用作管壳式换热器的加热源，热负荷为250 kW，被加热流体从80°C到120°C (二次侧流体温度的算术平均值为100°C)。计算需要的主蒸汽盘管的换热面。(温差用算术平均值是为了使计算简单化，实际中，对数平均值更为精确，请参考2.5章“传热”相关内容了解算术平均温差和对数平均温差)。

首先，考虑盘管被3 bar g (144°C)的饱和蒸汽加热。

饱和蒸汽加热新的钢制盘管的“U”值取500 W/(m²·°C)。

$\Delta T_{AM} = \text{饱和蒸汽温度 (144°C)} - \text{二次侧平均温度 (100°C)} = 44°C$

使用公式2.5.3:

$$Q = UA\Delta T$$

$$250000 = 500W/(m^2 \cdot ^\circ C) \times A \times 44^\circ C$$

$$A = \frac{250000}{500 \times 44}$$

$$A = 11.4m^2$$

因此，所使用饱和蒸汽所需的加热盘管面积=11.4m²

如果过热度为10°C每2°C的过热度增加1%的换热面，则需要的额外盘管面积 $\frac{10\%}{2} = 5\%$ 的额外换热面
因此加热面

$$= 11.4m^2 + 5\% = 11.4 + 0.6 = 12m^2$$

另外考虑以后的结垢额外增加5%的换热面:

$$= 12 + 5\% = 12.54 + 0.6 = 12.6m^2$$

其它使用过热蒸汽的应用:

以上应用中均为蒸汽通过相对较小的通道，如管壳式换热器的管子或板式换热器的通道。在一些应用中，如造纸机械中的烘干筒，过热蒸汽被引入一个很大的容积，因此流速变的非常小。这里，靠近烘筒壁的蒸汽温度快速下降并开始冷凝，这样，热量通过管壁的传递与饱和蒸汽的一样。过热度仅存在于蒸汽空间的中心，对传热率没有很大影响。

这里有一些例子表明过热度实际上降低了制程性能，这些制程中，蒸汽被用作工艺材料。

有些制程中需要把蒸汽冷凝后产生的湿气引入制程，如动物饲料的造粒工艺中，这时蒸汽的水分是制程中必须的一部分，如果使用过热蒸汽会使这些饲料过于干燥，很难进行颗粒化。

降低蒸汽压力的影响

除了可以采用附加的换热器（通常称为过热器）来获得过热度外，还可以通过让蒸汽经减压阀的喷嘴后膨胀到低压下来获得。这是因为经过节流过程，低压蒸汽与高压蒸汽具有相同的焓（除去通过减压阀时造成的一小部分能量损失），但是，节流后蒸汽温度总是比供气温度低。

节流后蒸汽的状态取决于:

- 供给蒸汽的压力;
- 供给蒸汽的状态;
- 通过阀门喷嘴的压降。

对供给蒸汽压力小于30 bar g的干饱和蒸汽来说，节流后任何压力的下降都会导致过热蒸汽的产生。过热度的多少要取决于压降的多少。

对于供给蒸汽压力大于30 bar g的干饱和蒸汽来说，节流后的蒸汽可能是过热蒸汽、干饱和蒸汽或者是湿蒸汽，这取决于压降。例如：60 bar g的干饱和蒸汽降低到大约10.5 bar g时产生干饱和蒸汽，压降少于此值会产生湿蒸汽，更大的压降会产生过热蒸汽。

同样的，任何压力下的供给蒸汽的状态会影响节流后蒸汽的状态。例如：10bar g和0.95干度系数的湿蒸汽的压力需要减到0.135bar g才能产生干饱和蒸汽。压降小于此值会产生湿蒸汽，压降大于此值会产生过热度。

例2.3.4 用控制阀来提高湿蒸汽的干度

用减压阀把干度系数(χ)为0.95的湿蒸汽压力从6 bar g减到1 bar g。

确定减压后蒸汽的状态。

根据蒸汽表

6 bar g下的 h_f	= 697.5 kJ/kg
h_{fg}	= 2066.0 kJ/kg
1 bar g下的 h_f	= 505.6 kJ/kg
h_{fg}	= 2201.1 kJ/kg

6 bar g (阀进口) 下实际总焓值:

$$6 \text{ bar g 下实际总焓值} = h_f + (h_{fg}\chi) = 697.5 + (2066 \times 0.95)$$

$$6 \text{ bar g 下实际总焓值} = 2660.2 \text{ kJ/kg}$$

蒸汽压力减到1bar g时的能量与减压前相同:

$$1 \text{ bar g 下干饱和蒸汽的焓值} = 505.6 + 2201.1$$

$$1 \text{ bar g 下干饱和蒸汽的焓值} = 2706.7 \text{ kJ/kg}$$

由于实际蒸汽的焓值小于1bar g干饱和蒸汽的总焓，所以蒸汽不会过热，还有一部分水分包含其中:

$$h_f + (h_{fg}\chi) = (\text{蒸汽的总焓值})$$

$$\text{在 } 1 \text{ bar g 下: } 505.6 + (2201.1 \times \chi) = 2660.2 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{因此: } \chi = \frac{2660.2 \text{ kJ/kg} - 505.6 \text{ kJ/kg}}{2201.1 \text{ kJ/kg}}$$

$$\chi = 0.979 \text{ 或 } 97.9\%$$

既然减压后的总焓仍小于1 bar g时饱和蒸汽的焓值，蒸汽仍是湿蒸汽。

例2.3.5 控制阀产生过热度

用减压阀把干度系数为0.98的蒸汽压力由10 bar g减为1 bar g (见图2.3.4)

根据蒸汽表: 在10 bar g下的 h_f = 781.6 kJ/kg

$$h_{fg} = 2000.1 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{因此: 实际总焓} = h_f + (h_{fg}\chi) = 781.6 + (2000.1 \times 0.98)$$

$$10 \text{ bar g 压力的实际总焓} = 2741.7 \text{ kJ/kg}$$

计算阀门后的过热度

在前边的例子中(2.3.3)，1 bar g时的干饱和蒸汽的焓(h_g)为2706.7 kJ/kg，实际蒸汽的焓大于干饱和蒸汽的焓，因此，蒸汽不仅干度为100%，而且还有一部分过热度。过剩的能量 = 2741.7 - 2706.7 = 35 kJ/kg，这些能量使蒸汽温度由120°C升高到136°C。

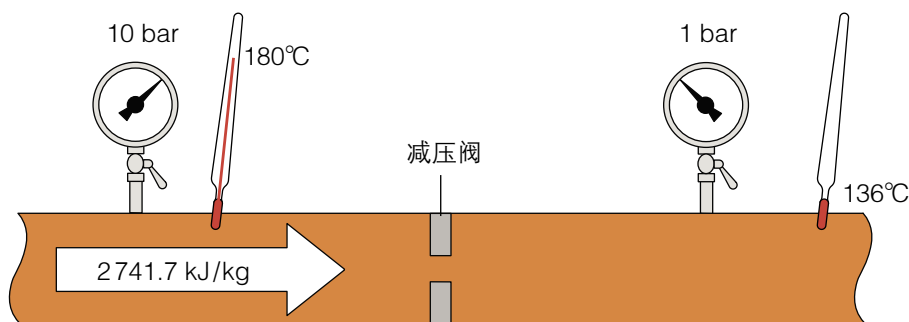


图2.3.4 减压产生过热度

过热度既可以用过热蒸汽表来计算，也可以用莫里尔曲线来查取。

莫里尔(Mollier)曲线

莫里尔曲线是蒸汽焓和熵的关系图

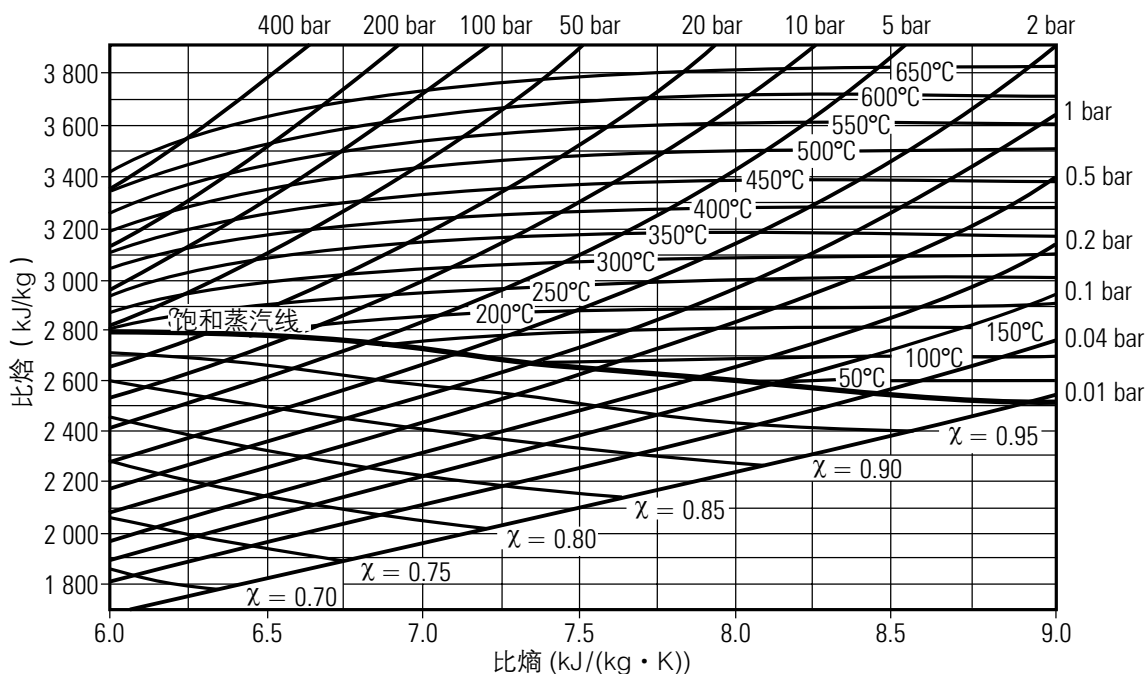


图2.3.5 蒸汽焓-熵图或莫里尔图

图 2.3.5 显示的是简单的、部分的莫里尔曲线。莫里尔曲线显示了很多熵、焓、温度、压力和干度系数之间的不同关系，这个图看起来非常复杂，由很多线组成：

- 等焓线(水平)；
- 等熵线(垂直)；
- 图表中心的饱和蒸汽线把整个图表分为过热蒸汽区和湿蒸汽区，在饱和线以上的任何点的蒸汽为过热蒸汽，在饱和线以下的点为湿蒸汽，饱和线本身代表不同压力下的饱和蒸汽；
- 跨过两区域的等压线；
- 过热区的等温线；
- 湿蒸汽区域的等干度系数(χ)。

例如：在汽轮机和蒸汽发动机内的理想膨胀过程是等熵膨胀过程,在莫里尔曲线上可以描述为从初始状态点到最终状态点的从上到下的一条垂直直线。

再比如：减压阀前后的绝热节流过程是等焓过程，在莫里尔曲线上可以描述为从初始状态点到最终状态点的从左到右的一条水平直线。

这两个过程中压力都有一定下降，不同的是达到最终结果的途径不同。

图2.3.6中的例子用图表来表示蒸汽过程，直观方便。蒸汽过程也可以用过热蒸汽表中的数据表示。

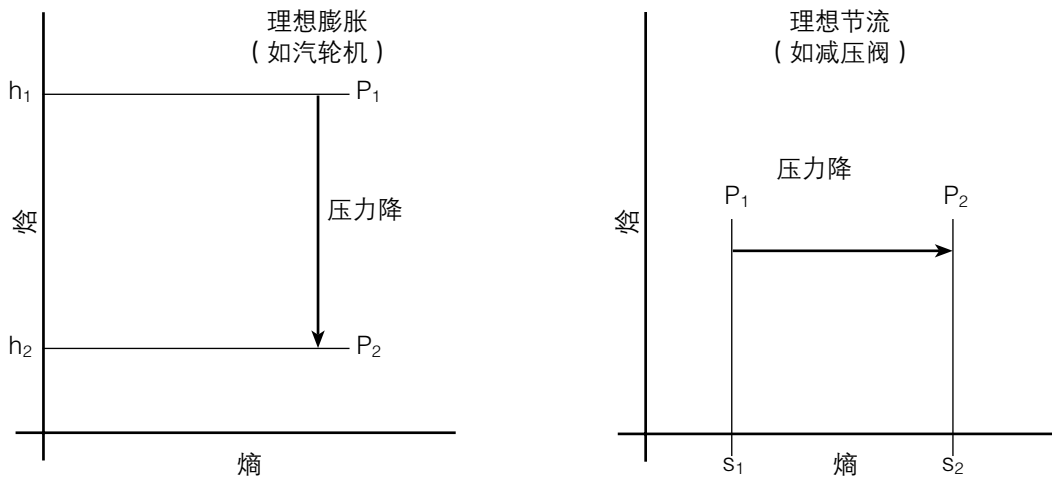


图2.3.6 示例-膨胀和节流

例2.3.6 绝热等熵膨胀所做的功

蒸汽通过汽轮机进行绝热膨胀，初始状态压力为50 bar a，温度为300°C，最终压力为0.04 bar a。由于过程为理想绝热膨胀，则熵不变，最终状态点可以通过从初始点做垂直向下的直线而得到（见图2.3.7）。

在初始条件下，熵大约为6.25 kJ/(kg · °C)，如图所示做垂线得到最终状态点的压力为0.04 bar a，那么膨胀后的蒸汽状态可以查出，这一点的比焓为1890 kJ/kg,干度系数为0.72（见图2.3.7）。

最终条件也可以通过过热蒸汽表来获得。

- 在初始状态 (50 bar a/300°C) : $h_g = 2927$ kJ/kg
- 和 $s_g = 6.212$ kJ/(kg · °C)
- 0.04 bar a下干饱和蒸汽: $s_f = 0.422$ kJ/(kg · °C)
- $s_{fg} = 8.051$ kJ/(kg · °C)
- 和 $s_g = 8.473$ kJ/(kg · °C)

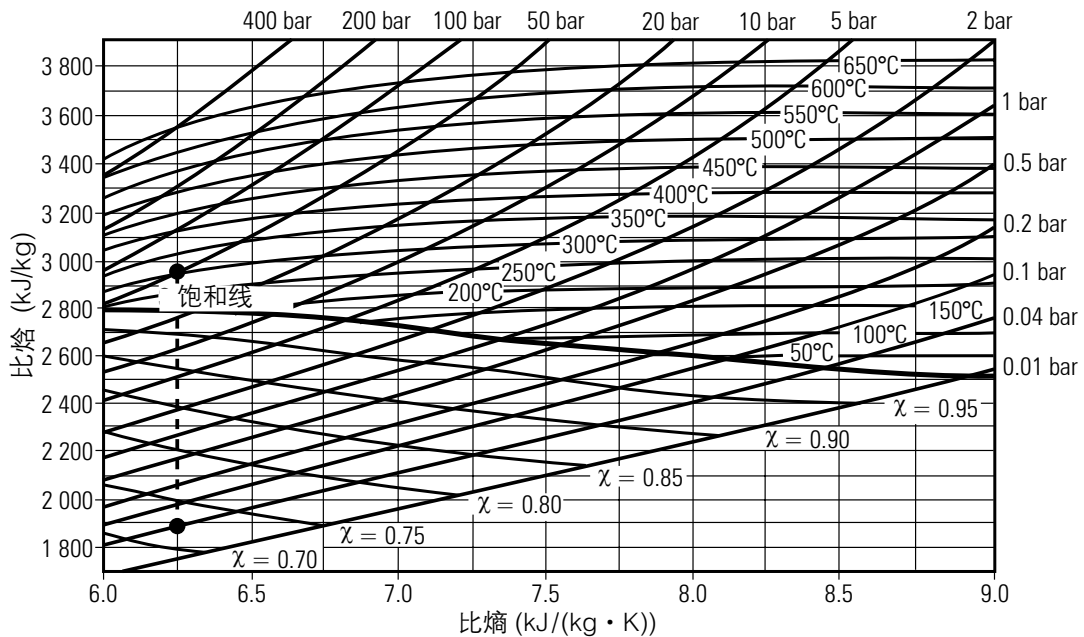


图2.3.7 蒸汽焓 - 熵图

既然0.04 bar a的干饱和蒸汽的比熵 (8.473 kJ/(kg · °C)) 大于过热蒸汽50 bar a/300°C的比熵 (6.212 kJ/(kg · °C)) , 这就说明一部分干蒸汽已经冷凝, 从而保证熵维持不变。

由于熵不变, 那么在最终条件下:

$$s_f + (s_{fg}c) = 6.212 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{°C)}$$

$$0.422 + (8.051 \times c) = 6.212 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{°C)}$$

$$c = \frac{6.212 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{°C)} - 0.422 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{°C)}}{8.051 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{°C)}}$$

$$\text{干度 } c = 0.72 (72\%)$$

$$\text{用样 } h_g = h_f + (h_{fg}c)$$

$$\text{在 } 0.04 \text{ bar a: } h_f = 121 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{fg} = 2433 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{因此: } h_g = 121 + (2433 \times 0.72)$$

$$\text{比焓 } h_g = 1873 \text{ kJ/kg}$$

这个答案与用莫里尔图得到的答案非常接近, 考虑到读图时的一些误差, 这些结果是可以接受的。

Questions

1. Compared with saturated steam at the same pressure, superheated steam:
 - a| Contains more heat energy
 - b| Has a greater enthalpy of evaporation
 - c| Has a smaller specific volume
 - d| Condenses at a higher temperature

2. Which is NOT a characteristic of superheated steam:
 - a| It contains no water droplets
 - b| It causes severe erosion in pipes
 - c| It may cause uneven heating of a product
 - d| It has a temperature above saturation

3. Superheated steam at a pressure of 6 bar g:
 - a| Has a larger specific heat capacity than water
 - b| Has a dryness fraction of 0.99
 - c| Must not be used as a heat transfer medium
 - d| Has a temperature greater than 165°C

4. If steam with a dryness fraction of 0.97 is reduced from 7 bar g to 2 bar g using a pressure reducing valve, at the final condition it has:
 - a| A temperature of 170.5°C and a dryness fraction of 0.97
 - b| A temperature of 164°C and a dryness fraction of 1
 - c| A temperature of 133.7°C and a dryness fraction of 0.99
 - d| A temperature of 149.9°C and a dryness fraction of 0.98

5. If superheated steam at 250°C and 4 bar a is reduced to 2 bar a in a steam engine, what is its final temperature?
 - a| 120°C
 - b| 172°C
 - c| 247°C
 - d| 250°C

6. Steam at 7 bar g and at 425°C:
 - a| Has a volume less than that at saturated temperature
 - b| Is superheated by 254°C
 - c| Has a specific enthalpy of 2 951 kJ/kg
 - d| Has a specific entropy of 7.040 kJ/kg K

Answers

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

