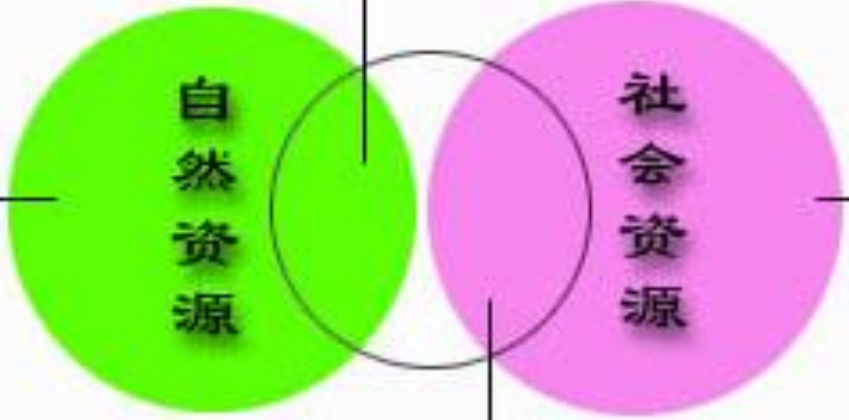
热工基础

闫小丽
13991124536
9121

绪　论

- 能源
- 热能的利用
- 热工学

能源与自然资源、社会资源的关系



能源1 —— 可提供能量的自然资源（例如煤、风力、水力、阳光等）

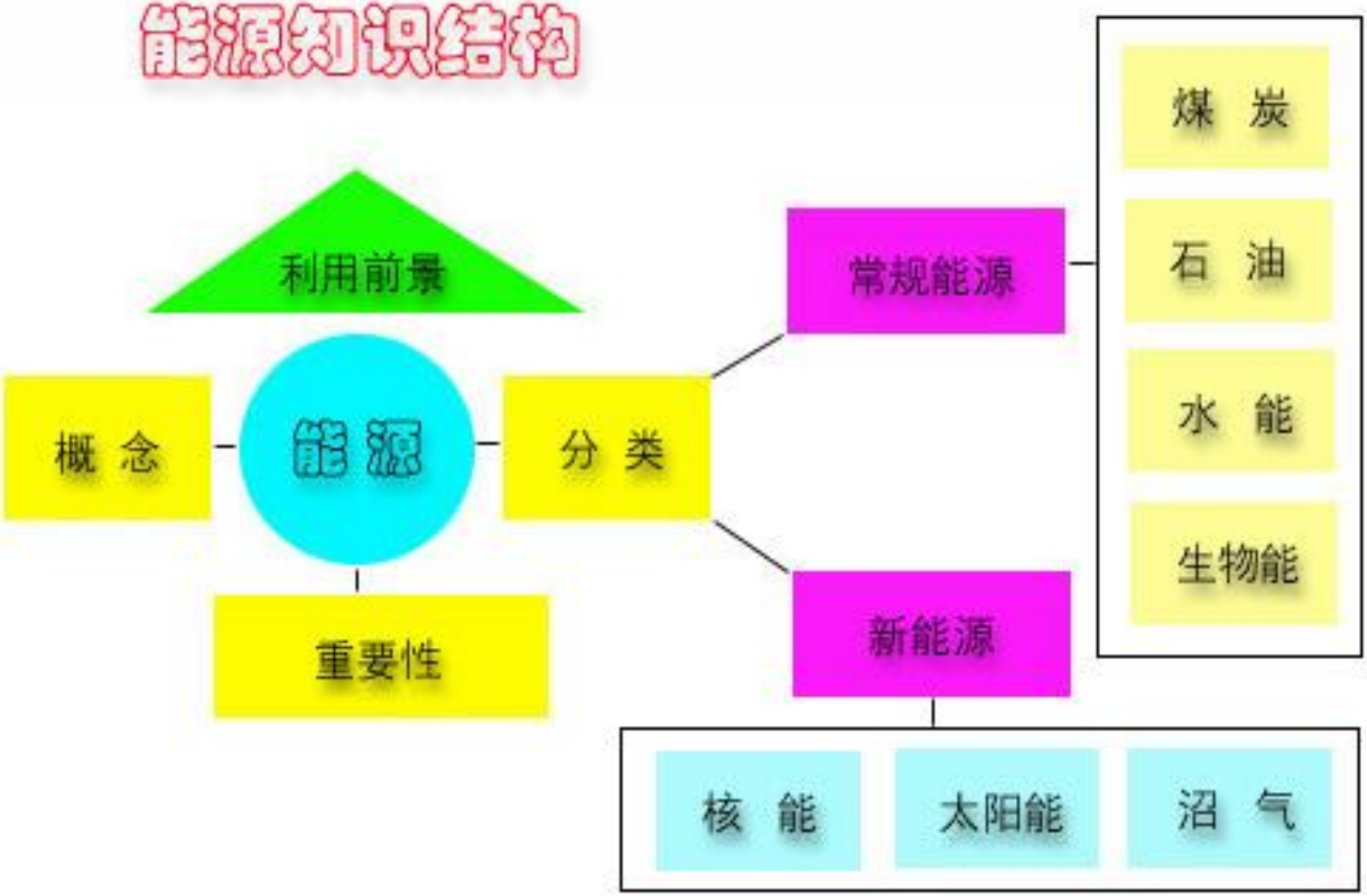
如文化资源
人才资源
旅游资源等

非能源

不能直接提供能量的自然资源
例如水、土地等

能源2 —— 不是直接从自然界获得的可提供能量的物质（人类生产的产品）或物质的运动（人类利用其运动过程）。例如沼气、蒸汽、汽油等

能源知识结构



能源的分类：

- 按来源分
- 按形态分
- 按使用程度和技术分
- 按污染程度分

1、按来源分

- 能源大致可分为三类：
- 第一类是来自地球以外的太阳辐射能。除了直接的太阳能外，煤炭、石油、天然气以及生物能、海洋能也都间接地来源于太阳能。
- 第二类是来自地球本身的能量。
- 一种是以热能形式储存于地球内部的地热能(如地下蒸汽、热水和干热岩体)；
- 另一种是地球上的铀、钍等核燃料所具有的能量，即原子核能。

- 第三类则是来自月球和太阳等天体对地球的引力，而以月球引力为主，如海洋的潮汐能。

2、按形态分

- 能源可按其有无加工、转换分为：
- 一次能源　自然界现成存在、可直接取得而未改变其基本形态的能源，如煤炭、石油、天然气、水力能、风能、海洋能、地热能和生物能等。
- 二次能源由一次能源经过加工转换成另一形态的能源称为二次能源。
- 如电力、焦炭、煤气、沼气、氢气、高温蒸汽、汽油和柴油等各种石油制品等。

- 一次能源中又可分为：
- 可再生能源　是指那些可以连续再生，不会因使用而逐渐减少的能源。这类能源大都直接或间接来自太阳，如太阳能、水力能、风能、地热能等；

- 非再生能源　是指那些不能循环再生的能源，它们会随着人类不断地使用而逐渐减少，如煤炭、石油、天然气和核燃料等。

3、按使用程度和技术分

- 在不同历史时期和不同科技水平条件下，能源使用的技术状况不同，从而可将能源分为：
- 常规能源　指那些在现有技术条件下，人们已经大规模生产和广泛使用的能源，如煤炭、石油、天然气和水力能等；
- 新能源是指目前科技水平条件下尚未大规模利用或尚在研究开发阶段的能源，如太阳能，地热能、潮汐能、生物能、风能和原子核能等。

4、按污染程度分

- 按对环境的污染程度，能源又可分为：
- 清洁能源　无污染或污染很小的能源称为清洁能源，如太阳能、风能、水力能、氢能和海洋能等。
- 非清洁能源　对环境污染大或较大的能源称为非清洁能源。如煤炭和石油等。

能源利用率（%）

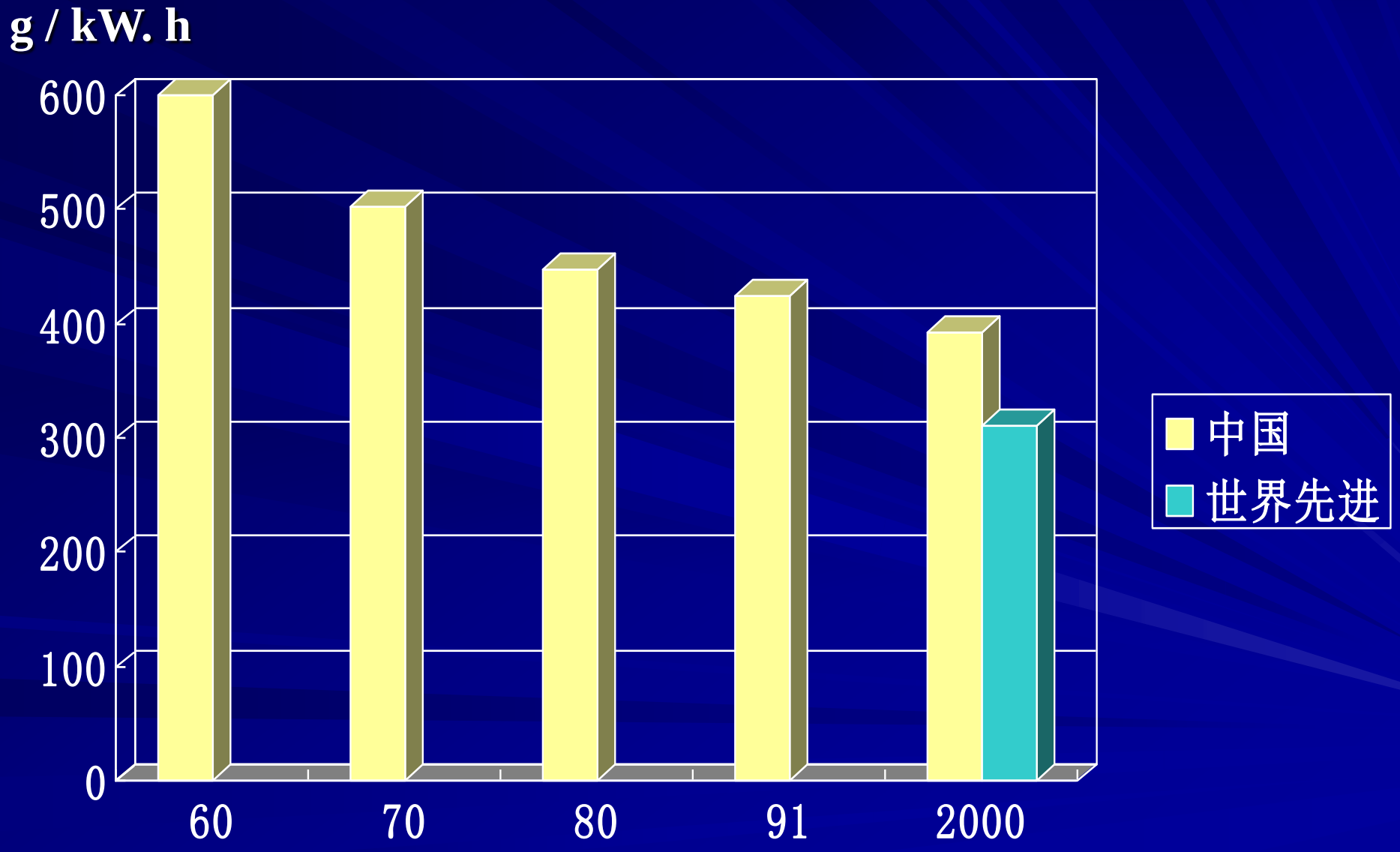
各国能源利用效率

项目	中国	日本	美国	英国
总的能源利用效率	30	57	51	40
其中：工业	35	78	77	67
电力	24	30	30	27
交通	15	25	25	20
民用	25	80	30	70

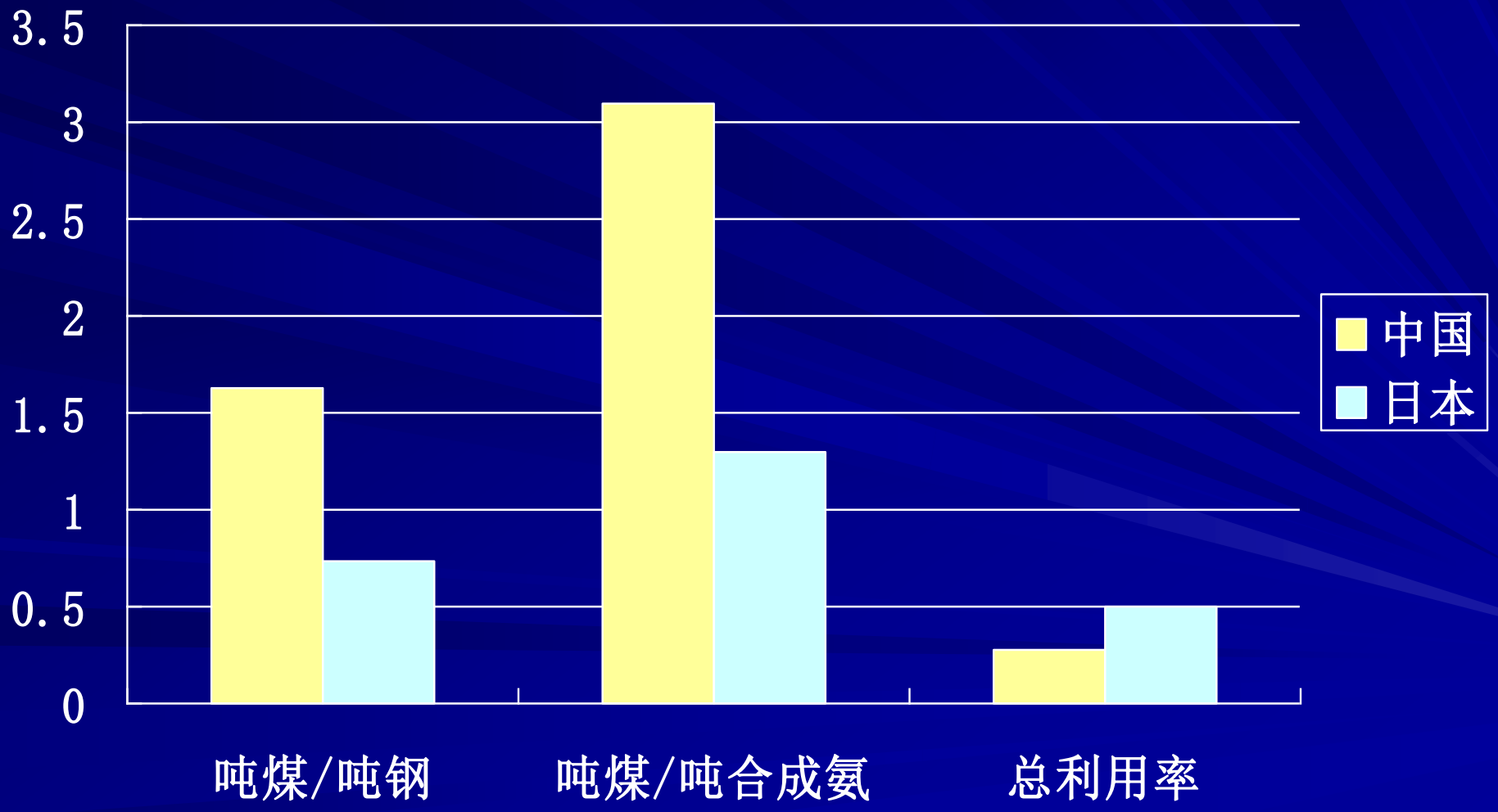
污染

温室效应
酸雨 (SO_2,NO_x)
臭氧层破坏
放射性污染
粉尘

中国平均供电耗煤量的变化



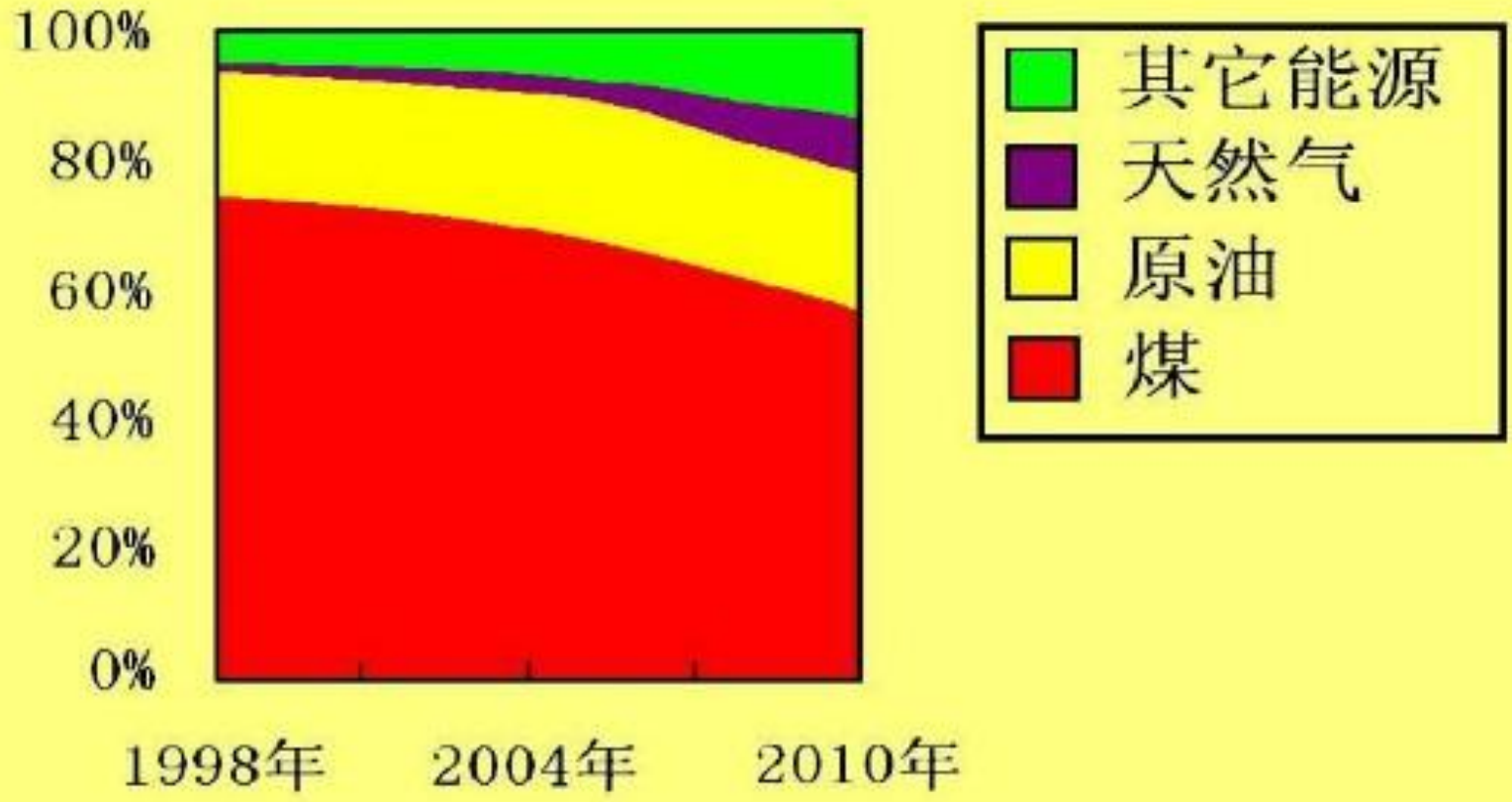
中国与日本工业能耗比较



• 中国原油需求预测

国产原油与进口原油总量（亿吨）
4
3
2
1
0
0.8
0.95
1.37
1.94
1.69
1.7
1.75
1.85
2003年
2005年
2010年
2015年
国产原油
进口原油

- 中国能源结构



中国能源结构

我国主要部门节能潜力

钢铁工业		24%
建材工业		13-22%
石化		10-24%
合成氨		6-18%
有色金属		4-10%
交通部门：	公路	20-50%
	铁路	10-30%
	民航	16-34%
政府机构：		15-20%

节 能 Energy Saving

节能是近年来的基本国策

“开发和节约并重”

节能任重道远

是我们的责任

可持续发展

科学发展观

二、热能的利用

- **自然界的能源**

煤
石油
天然气
生物质（植物）} 燃烧 →（化学能）→ 热能

核燃料 ——→ 裂变（聚变）→ 热能

太阳能
地热能 } ----------→ 热能

} 热能85%（90%）

水力能
风能
海洋潮汐能 } 机械能

热能的利用方法

- 直接利用

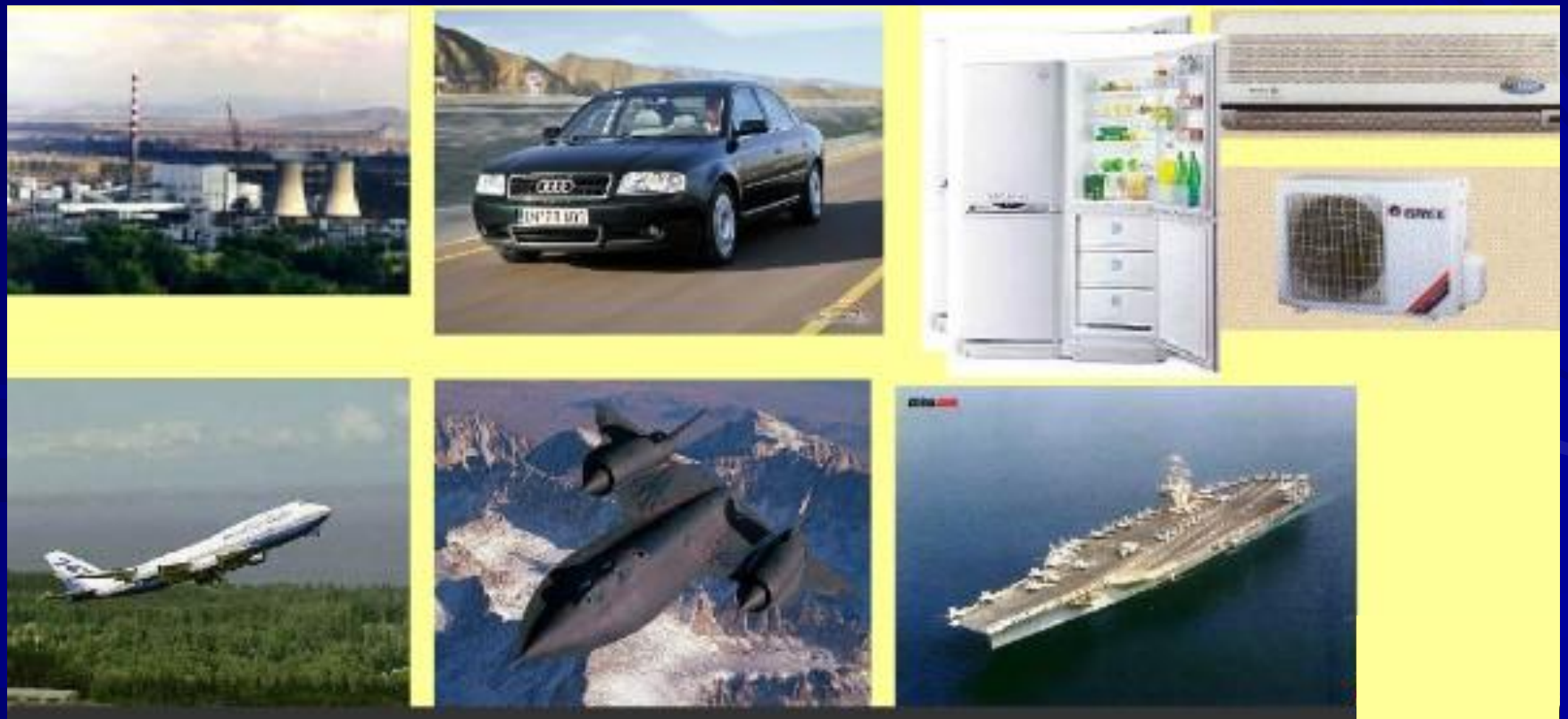
  把热能直接用来加热物体，如烘干、采暖、冶炼、合成或分解等。

- 间接利用

  把热能转换成机械能或电能加以利用，为机械制造、采矿、冶金、石油化工、交通运输等以及日常生活提供动力。

能量转换装置简介

- 把热能转换为机械能的整套设备称为热能动力装置；
- 其中有蒸汽动力装置、内燃机、燃气轮机装置以及喷气发动机等热机。
- 制冷装置



热 机 种 类
heat engine

能量利用率
Energy efficiency

* 发电（火力、核能） 40%
* 车辆发动机（内燃机） 25~35%
* 轮船发动机 25~35%
* 航空发动机 20~30%

1、热能动力装置（热电厂）

1. 蒸汽动力装置

最简单的蒸汽动力装置由锅炉、汽轮机、冷凝器和水泵组成。

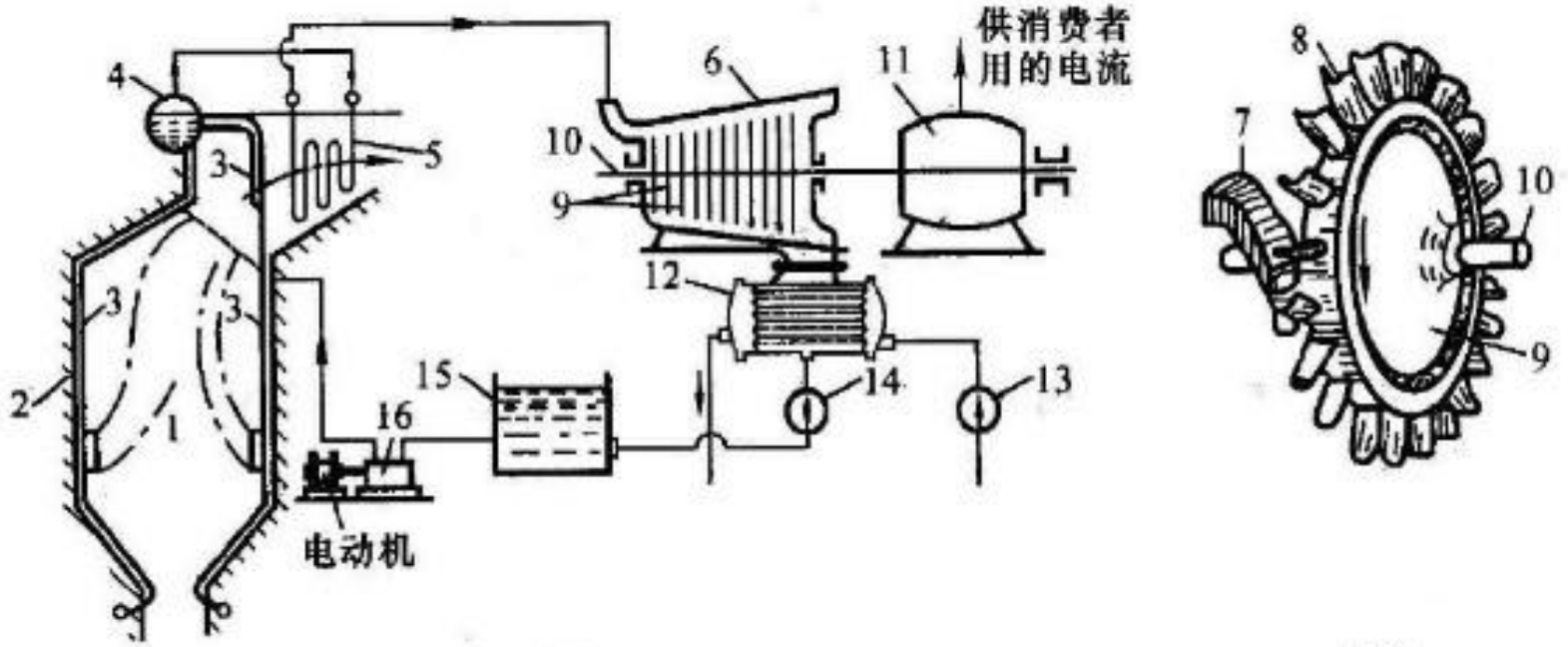
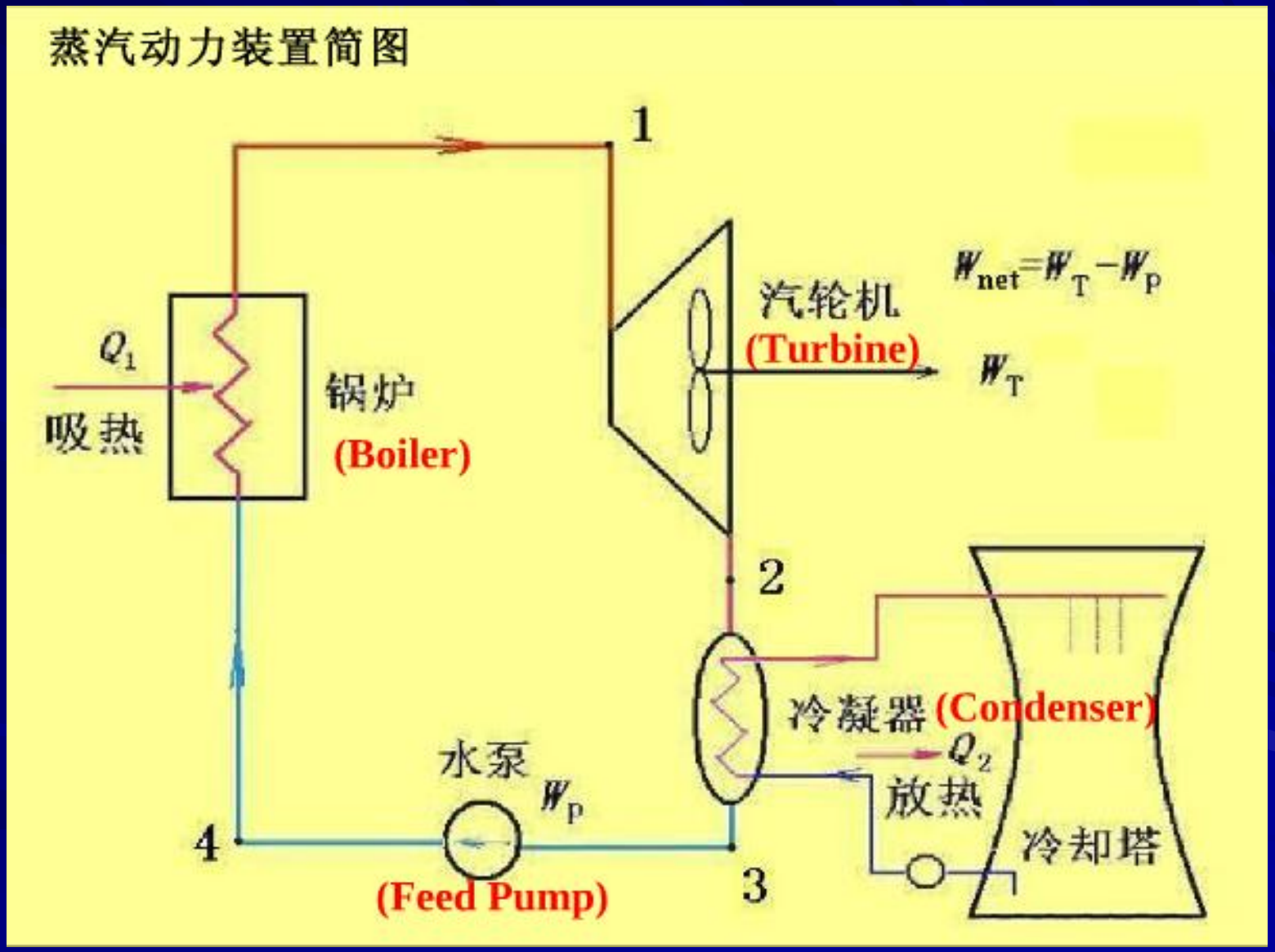


图 1-2 蒸汽动力装置系统简图

1—炉子；2—炉墙；3—沸水管；4—汽锅；5—过热器；6—汽轮机；7—喷嘴；
8—叶片；9—叶轮；10—轴；11—发电机；12—冷凝器(凝汽器)；13、14 及 16—泵；15—蓄水池


蒸汽动力装置简图
1
$W_{net}=W_T-W_P$
汽轮机
(Turbine)
W_T
Q_1
吸热
锅炉
(Boiler)
2
冷凝器 (Condenser)
Q_2
放热
冷却塔
水泵
W_P
4
3
(Feed Pump)

特点：

1、热源，冷源

2、工质（水，蒸汽）

3、膨胀做功

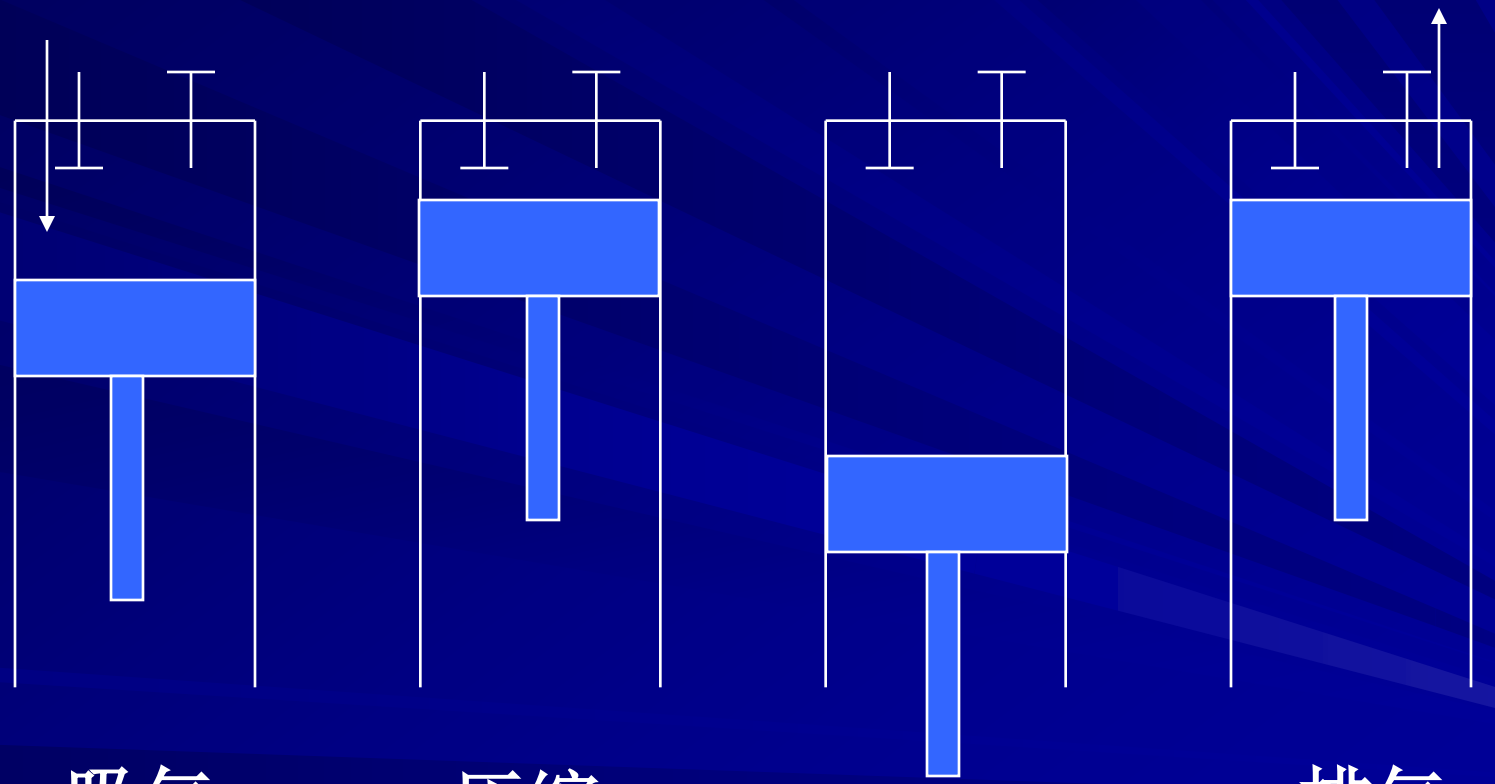
4、循环

（加压、加热、膨胀做功、放热）

内燃机装置
internal combustion engine

空气、油

废气



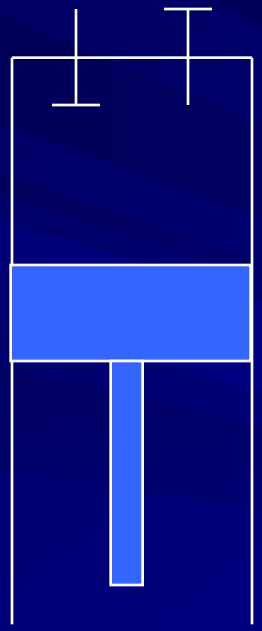
吸气

压缩
点火

膨胀

排气

内燃机装置基本特点



1、热源，冷源

2、工质（燃气）

3、膨胀做功

4、循环

(加压、加热、膨胀做功、放热)

制冷空调装置基本特点

2、制冷装置

冰箱

(refrigerator)

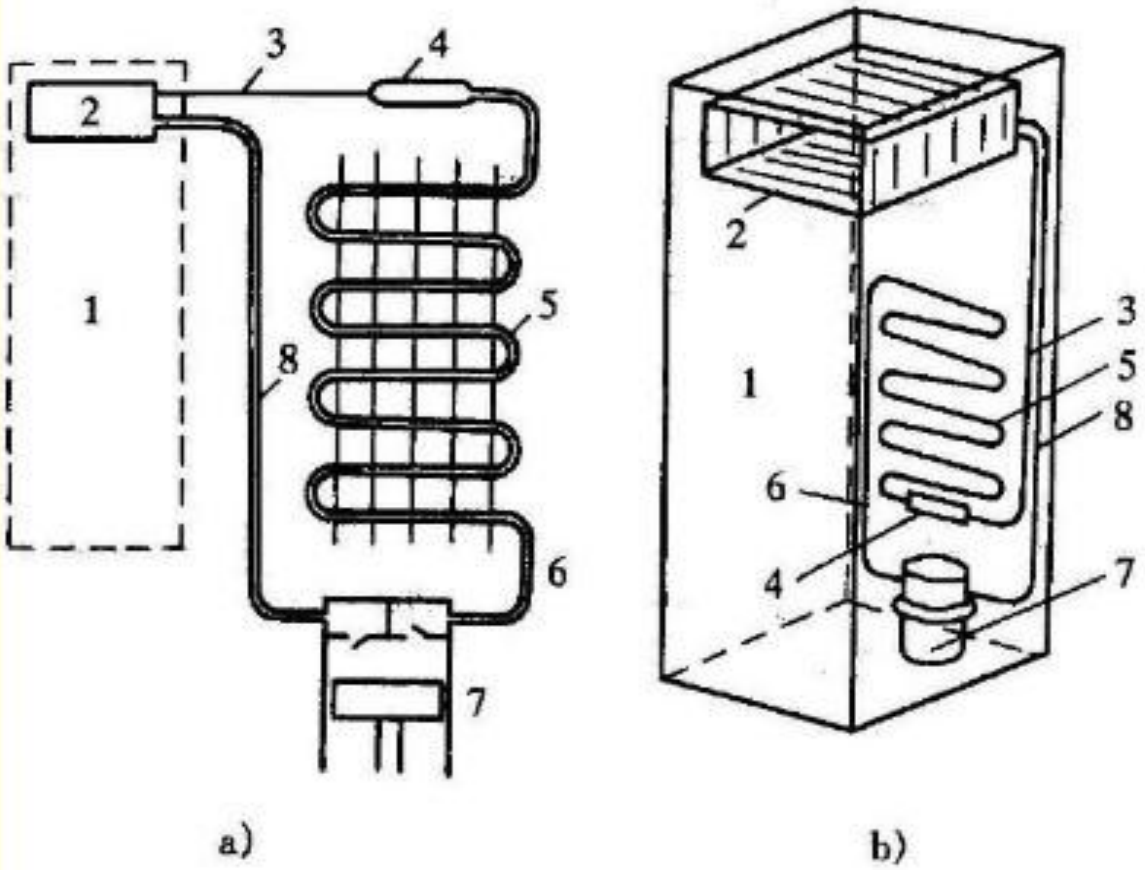
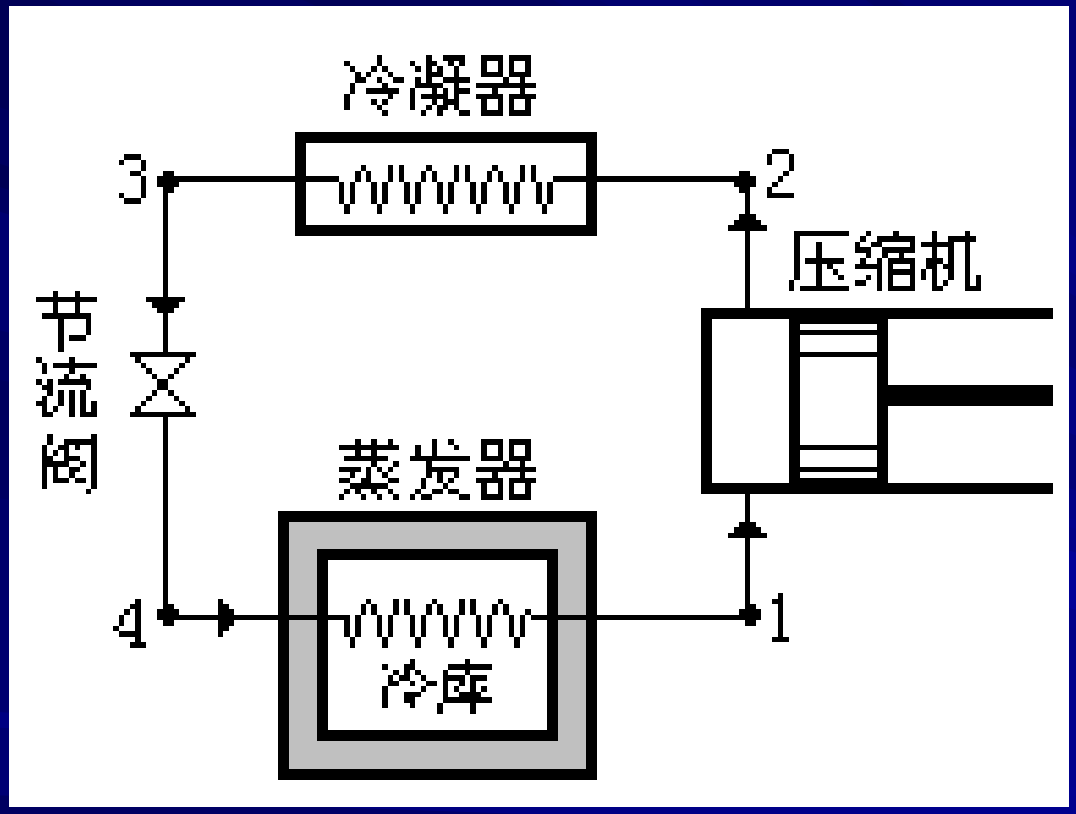


图 5-41　冰箱结构图

1—冷藏室　2—蒸发器　3—毛细管　4—过滤器

5—冷凝器　6—排气管　7—压缩机　8—吸气管

制冷空调装置基本特点



1、热源，冷源

2、工质（制冷剂）

3、得到容积变化功

4、循环

(加压、放热、膨胀、吸热)

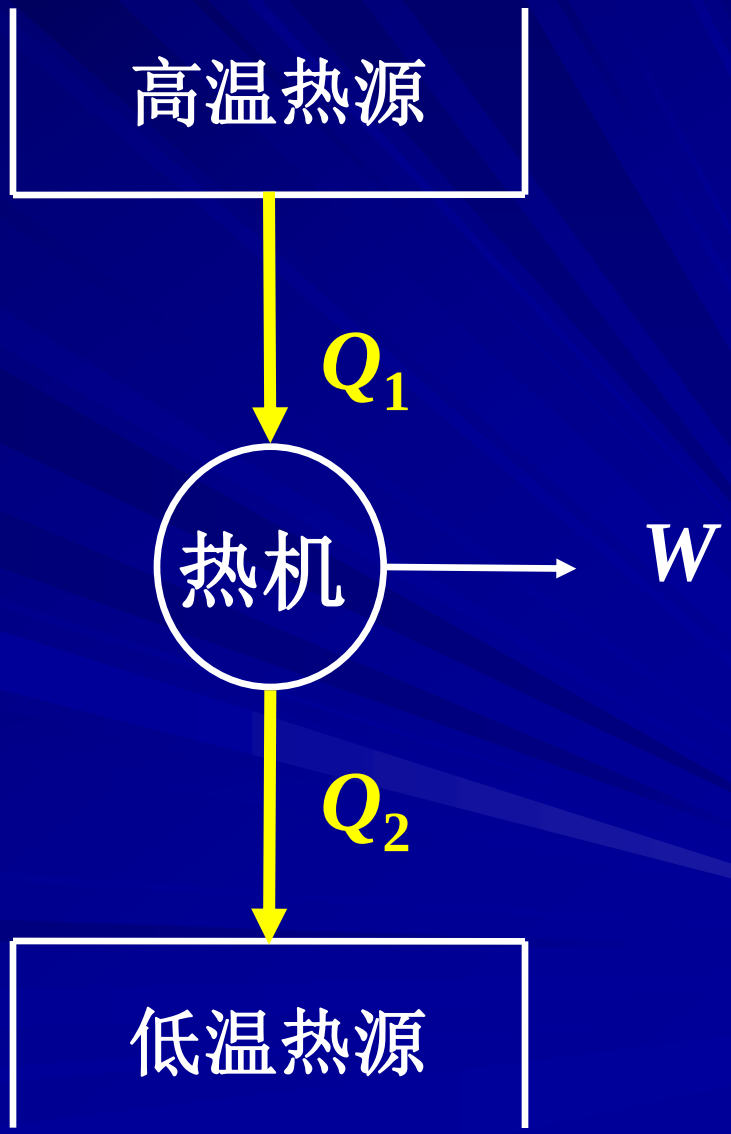
热力装置共同基本特点

1、热源，冷源	**heat reservoir**
2、工质	**medium, working substance**
3、容积变化功	**moving boundary work**
4、循环	**cycle**

动力循环简图

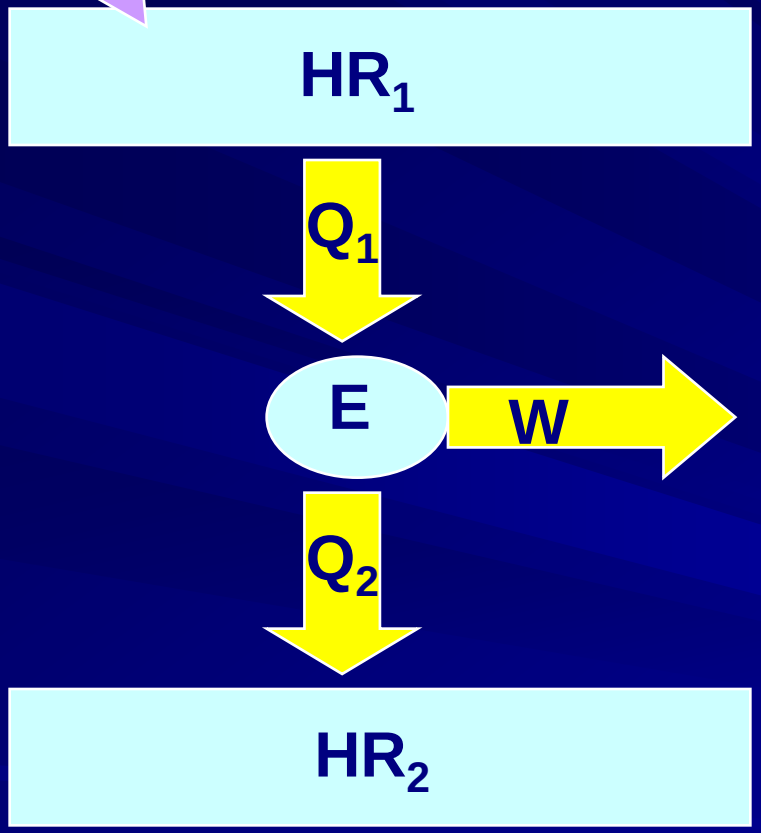
热效率
Thermal efficiency

$$\eta = \frac{\text{收益}}{\text{代价}} = \frac{W}{Q_1}$$



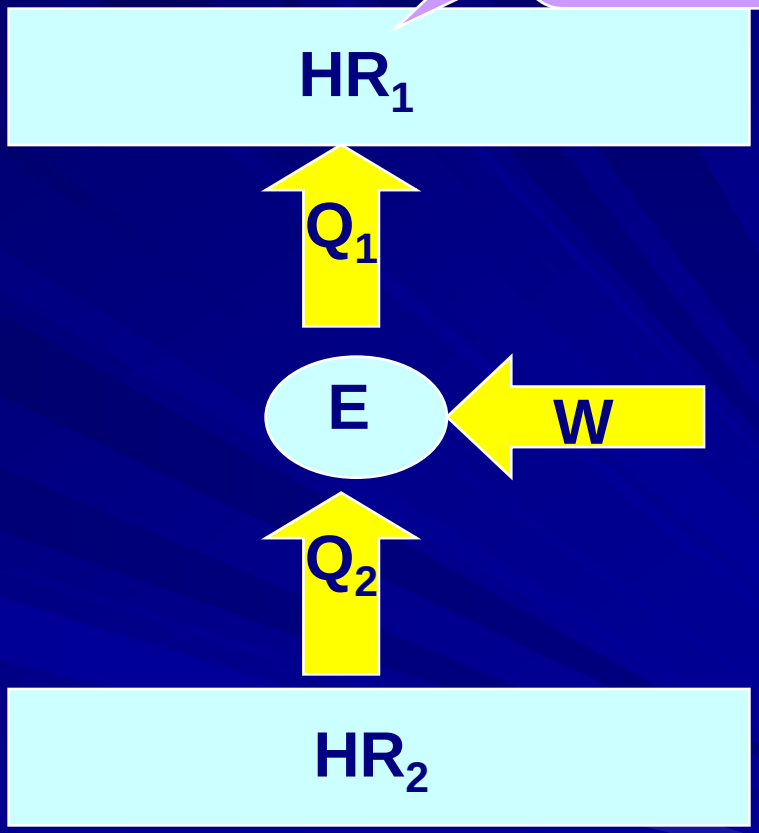
动力装置

$$\eta = \frac{W}{Q_1}$$



$$e = \frac{Q_2}{w}$$

制冷装置



$Q_1 = Q_2 + W$

三、热工基础

- 概念：研究热能在工程上有效利用
- 内容：热工理论基础

  工程热力学和传热学

  热 工 设 备　　各种热力发动机

  压气机

  制冷装置

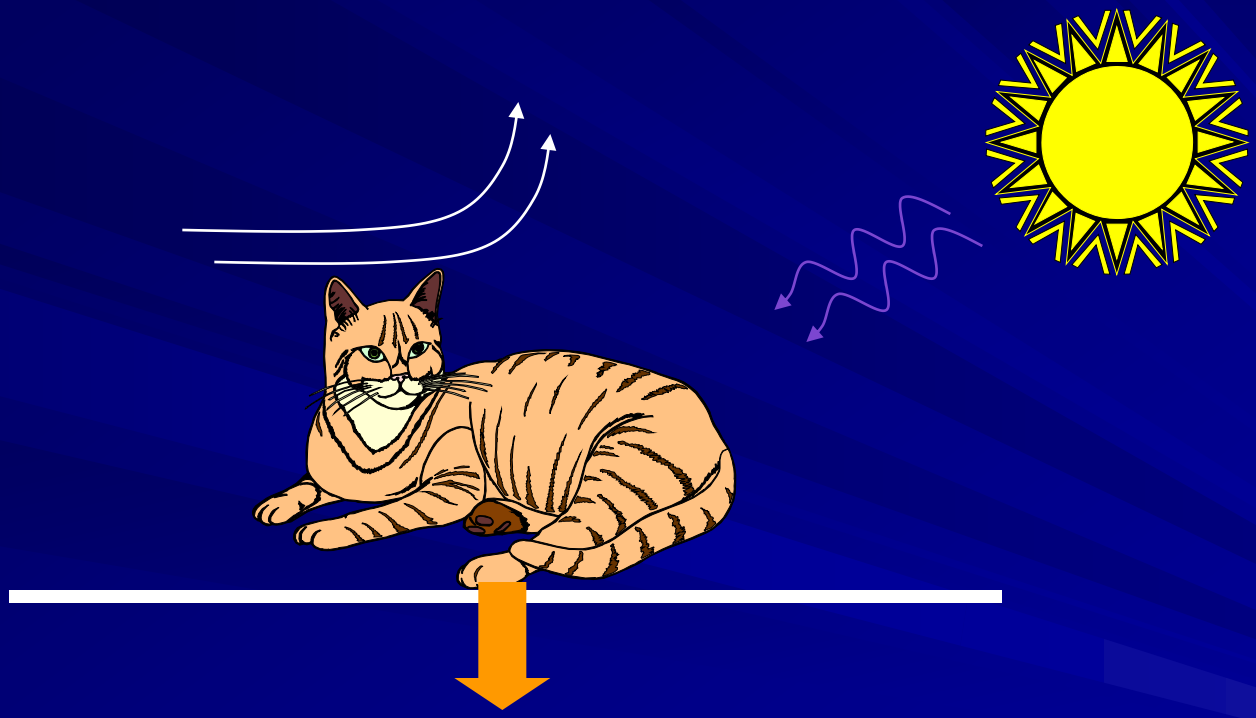
  锅炉设备

  等等

工程热力学的研究对象

- 研究能量转换的宏观规律，即热力学第一定律和第二定律。热力学第一定律描述了热能和机械能相互转换时的关系；热力学第二定律说明了能量转换的方向性。
- 研究工质的基本热力性质。
- 研究各种热工设备中的工作过程。分析和计算工质在各种热工设备中所经历的状态变化过程和循环，分析影响能量转换效果的因素，以提高转换效率。

传热学的研究对象



传热学的研究对象与研究方法

- 热量传递的基本规律
- 传热的方式，每种传热所遵循的规律。
- 传热过程分析和换热器的计算
- 加强和削弱传热、提高传热效率的方法

第一章　完

End of Chapter One

第一篇 工程热力学

第二章 热能转换的基本概念和基本定律

闫小丽

- 第一节　热能转换的基本概念
- 第二节　热力学第一定律
- 第三节　热力学第二定律

第一节　热能转换的基本概念

- 热力系、状态及状态参数
- 热力过程、功量及热量

一、 热力系、状态和状态参数

（一）热力系 *system*与工质

热力学中，把某种边界所包围的特定物质或空间作为分析研究的对象，此类对象称为热力学系统，简称*热力系或系统*。

热力系可以是一种物质或几种物质的组合，也可以是空间的一定区域。

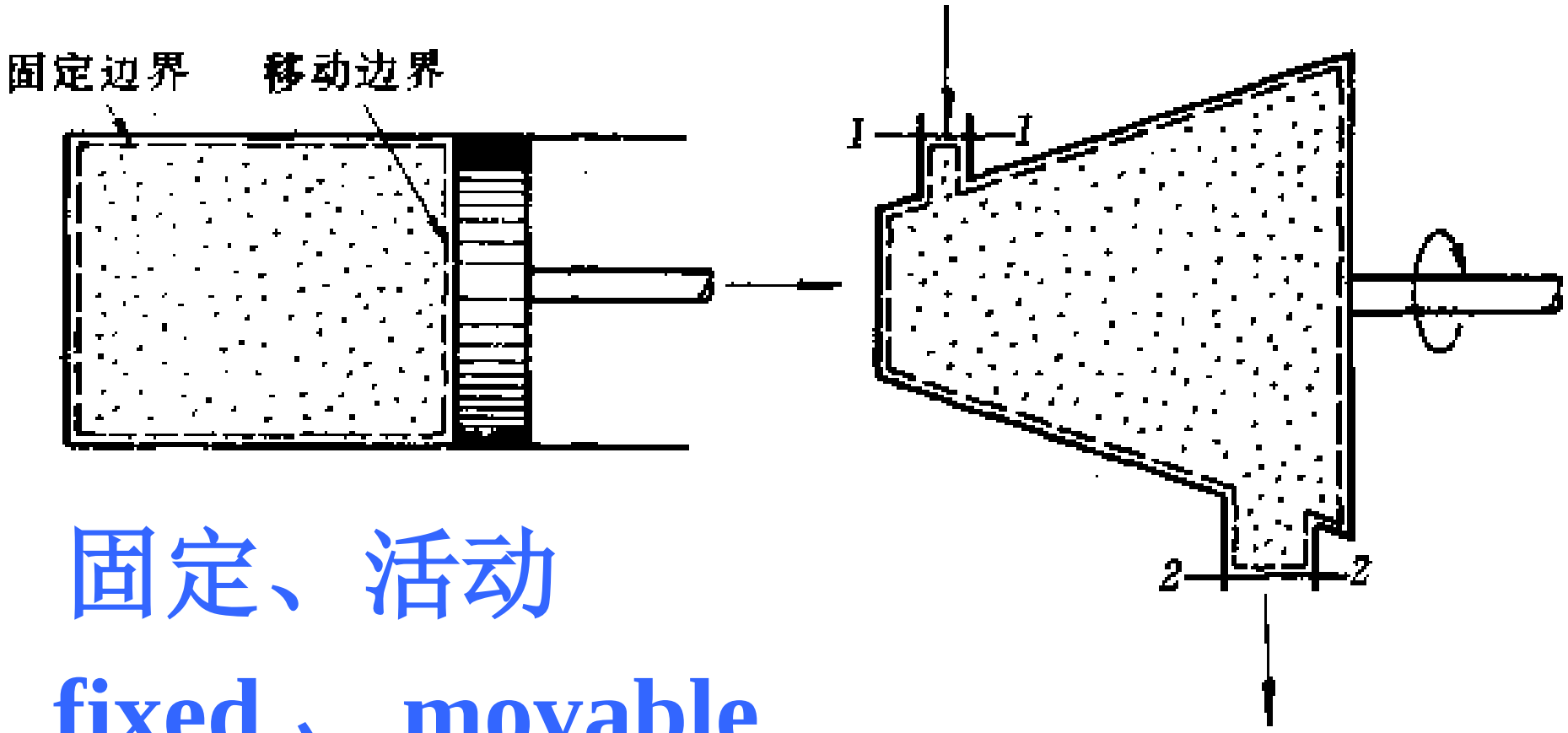
边界boundary(界面)：系统与外界的分界面。

边界以外的一切物质和空间称为*外界，*surroundings 。

- 包围热力系的*边界可以是真实的，也可以是假想的；可以是固定的，也可以是运动的*。

系统与外界的作用都通过边界

功和热的交换



固定、活动

fixed 、 movable

真实、虚构

图 1-1

real 、 imaginary

Types of System

以系统与外界关系划分：

	有	无
是否传质	开口系	闭口系
是否传热	非绝热系	绝热系
是否传功	非绝功系	绝功系
是否传热、功、质	非孤立系	孤立系

热力系与外界可以有能量和物质的交换，而物质的交换总伴随着能量的交换。

按照热力系与外界相互作用情况，可分为：

闭口系——与外界无物质交换的系统。此时，热力系内物质的质量保持不变，称为控制质量（CM）。**Closed system Control mass**

开口系——与外界有物质交换的系统。把研究对象规划在一定的空间范围内，该空间范围称为控制容积（CV）。

Open system Control volume

Simple compressible system

简单可压缩系——热力系由可压缩流体构成，与外界只有热量和可逆体积变化功的交换。热能所涉及的系统大多属于简单可压缩系统。

绝热系——与外界无热量交换的系统。

Adiabatic system

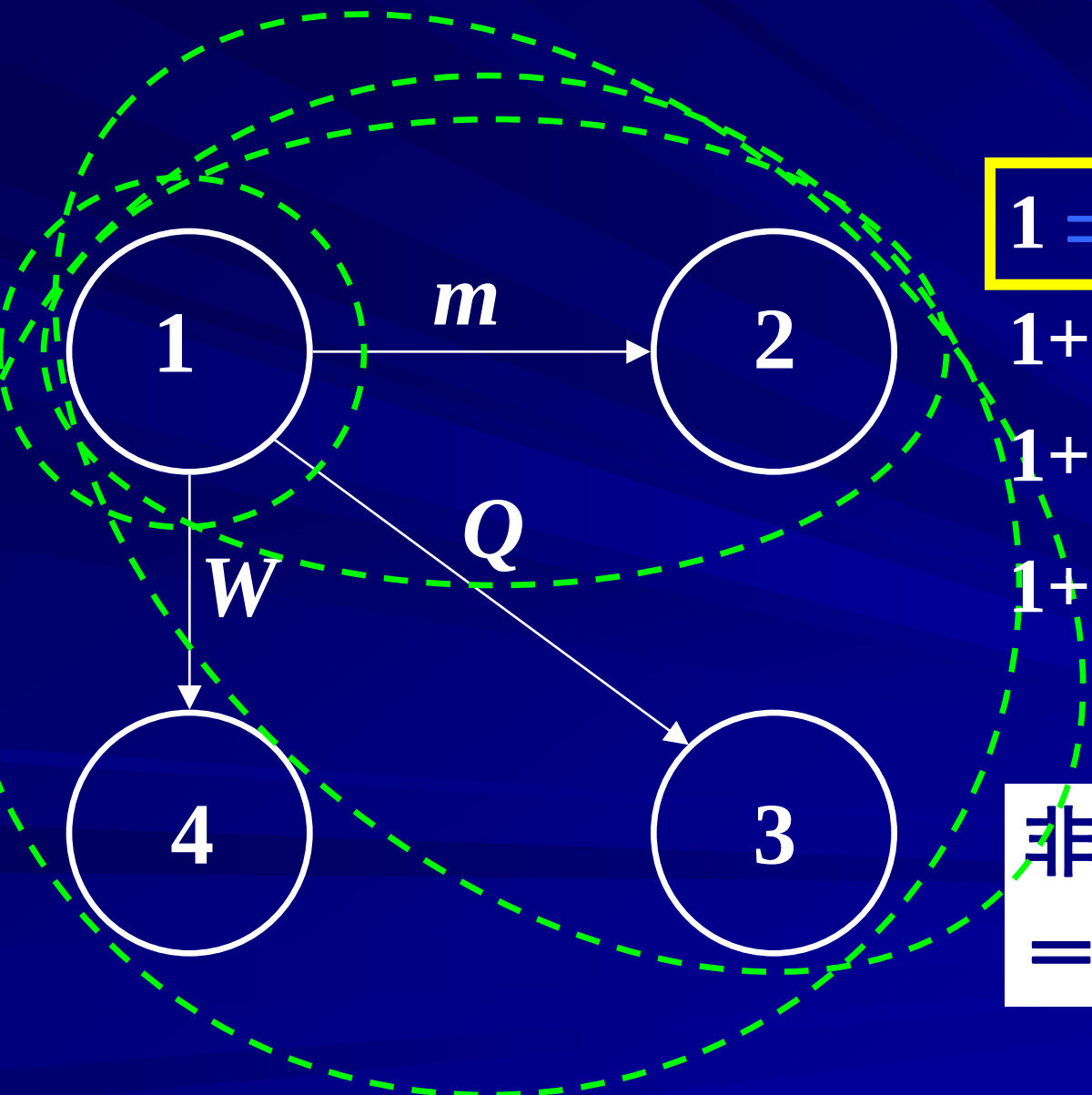
孤立系——与外界无任何物质和能量交换的热力系。

Isolated system

Heat Resource

热源——与外界仅有热量的交换，且有限量的热交换不引起系统温度变化的热力系统。

根据热源温度的高低和作用，热源可分为高温热源和低温热源，（热源和冷源）



1 ⇒ 开口系

1+2 ⇒ 闭口系

1+2+3 ⇒ 绝热闭口系

1+2+3+4 ⇒ 孤立系

非孤立系＋相关外界

＝孤立系

2. 工 质

- 实现能量传递与转换的物质称为工质。
- 内燃机的工质是燃气；
- 蒸汽动力装置的工质是水蒸汽。
- 为使能量转换有效而迅速，常选气(汽)态物质作为工质。

（二）平衡状态Equilibrium state

- 为了分析热力系中能量转换的情况，首先必须能够正确地描述系统的热力状态。
- 热力状态state——热力系在某一瞬间所呈现的宏观物理状况。

平衡态的概念

- 在没有外界影响（重力场除外）的条件下，热力系的宏观性质不随时间变化的状态。

A system in equilibrium experiences no changes when it is isolated from it surroundings.

Many types of Equilibrium

1、热平衡Thermal equilibrium：

if the temperature is the same throughout the entire

温差 Temperature differential

热不平衡势Unbalanced potentials

Many types of Equilibrium

2、力平衡Mechanical equilibrium：

if there is no change in pressure at any point of the system with time

The variation of pressure as a result of gravity in most thermodynamic system is relatively small and usually disregarded

压差 Pressure differential

力不平衡势Unbalanced potentials

Many types of Equilibrium

3、相平衡Phase equilibrium：

when the mass of each phase reaches an equilibrium level and stays there

4、化学平衡Chemical equilibrium：

if its chemical composition does not change with time. That is, no chemical reactions occur.

平衡状态Equilibrium state

温差 — 热不平衡势
压差 — 力不平衡势
相变 — 相不平衡势
化学反应 — 化学不平衡势

平衡的本质：不存在不平衡势

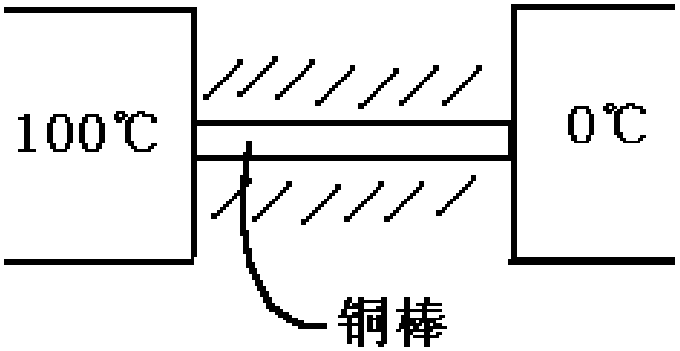
In an equilibrium state there are no unbalanced potentials

实现平衡的条件

- 系统内部以及系统与外界之间各种不平衡势差的消失是系统建立平衡的充要条件。

平衡Equilibrium与稳定Steady

稳定：参数不随时间变化



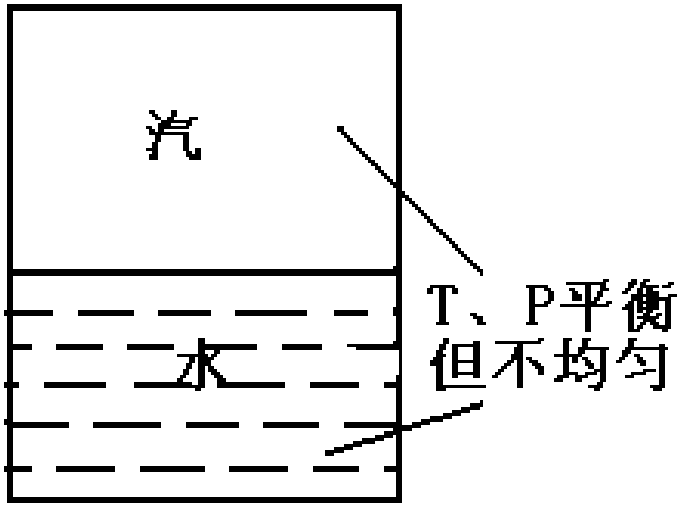
稳定但存在不平衡势差

去掉外界影响，

则状态变化

稳定不一定平衡，但平衡一定稳定

平衡Equilibrium与均匀Even



平衡：时间上

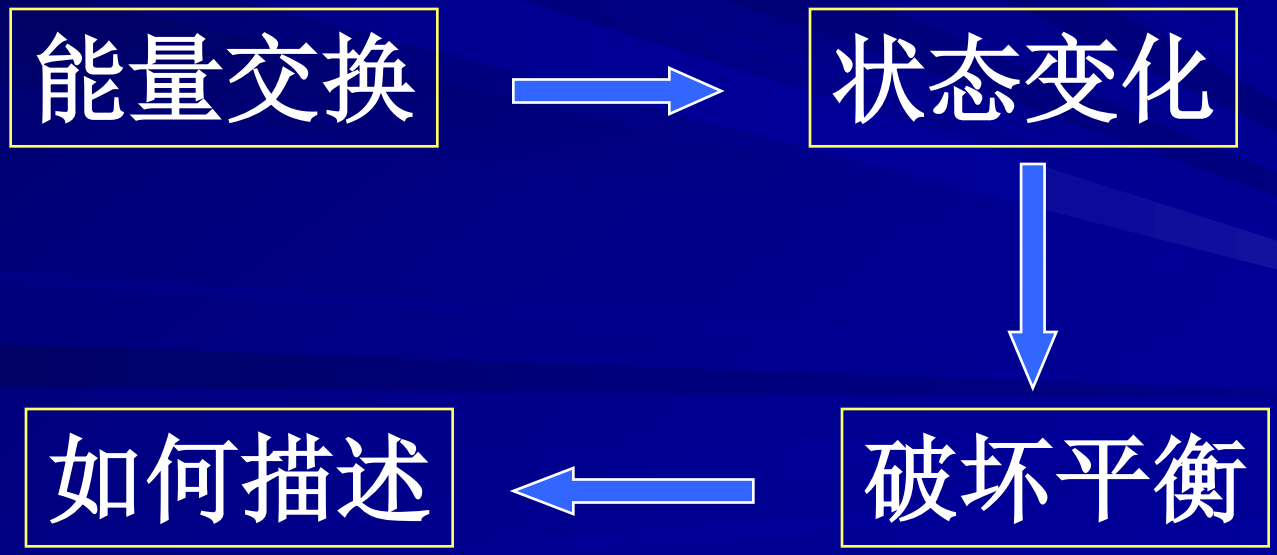
均匀：空间上

平衡不一定均匀，单相平衡态则一定是均匀的

为什么引入平衡概念？

如果系统平衡，可用一组确切的参数（压力、温度）描述

但平衡状态是死态，没有能量交换



（三）状态参数state properties

- 描写系统宏观状态的物理量称为状态参数。
- 状态参数的数值仅仅取决于状态，而与达到此状态所经历的途径无关。
- 描写系统状态的物理量可分为强度量和尺度量(又称广延量)两类。

- 当状态一定时．凡与物质质量无关的物理量称为强度量，如压力P、温度T等；
- 与物质质量成比例的物理量称为尺度量（广延量），如体积V、热力学能U、焓H、熵S等。

- 尺度量除以质量就转化成了强度量。
- 由尺度量转化成的强度量，在尺度量名称前冠以“比”（或“质量”）字，并用相应的小写字母表示，如比体积v、比热力学能u、比焓h和比熵s等。

$$v = \frac{V}{m} \qquad u = \frac{U}{m} \qquad h = \frac{H}{m} \qquad s = \frac{S}{m}$$

单位：/kg　具有强度参数的性质

状态参数中，压力P、比体积v和温度T可以直接用仪表测定，称为基本状态参数或宏观状态参数Basic state properties；

热力学能U、焓H和熵S无法直接测定，要利用可测参数计算得到，又称为微观状态参数。

1. 比体积和密度

- 单位质量物质所占的体积称为比体积，也称为比容。
- 若以m表示质量，V表示所占体积，则比体积

$$v = \frac{V}{m}$$

比体积的倒数称为密度，以ρ表示，则有

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{1}{v} \qquad \mathrm{kg/m^3}$$

密度ρ表示单位体积所含的物质质量。

- 2. 压力
- 单位面积上所受的垂直作用力称为压力(压强)，以P表示。如用A表示面积，F表示垂直于A的均匀作用力．则压力

$$p=\frac{F}{A} \qquad \text{Pa}$$

压力单位为Pa。

$1Pa = 1N / m^2$

压力常用压力表或真空表来测定。

常用的测压计有弹簧管式测压计和U形管测压计。

不论哪种测压计，实际都是测定压差的差压计。通常，测压计指示被测物质与环境大气之间的压差。

环境压力与大气压力

环境压力Environmental pressure

指压力表所处环境

大气压力 Atmospheric pressure barometric

注意：

环境压力一般为大气压，但不一定。

压力分为绝对压力和相对压力。

绝对压力是指气体的真实压力。

测量压力的仪表通常总是处于大气环境中，因此不能直接测得绝对压力，而只能测出绝对压力和当时当地的大气压力的差值——相对压力。

当气体的绝对压力高于大气压力时，压力计所指示的是绝对压力超出大气压力的部分，称为表压力或表压（Pg）：

绝对压力与相对压力

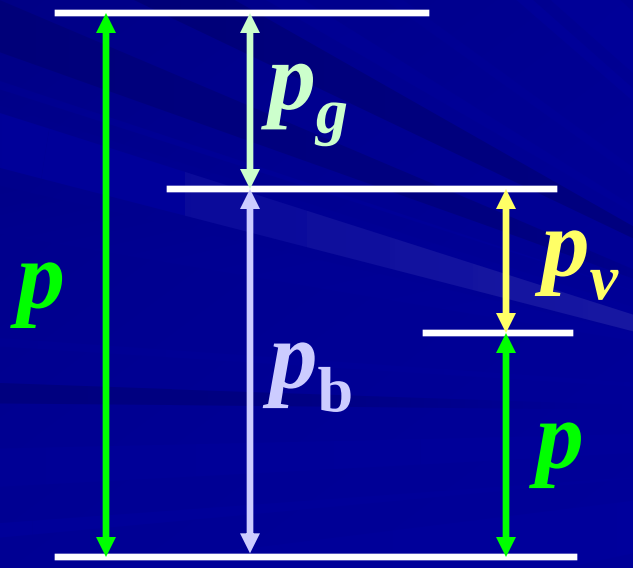
absolute pressure　　relative pressure

当 $p > p_b$ ⟶ 表压力 p_g ⟶ $p = p_g + p_b$

Gage pressure

当 $p < p_b$ ⟶ 真空度 p_v ⟶ $p = p_b - p_v$

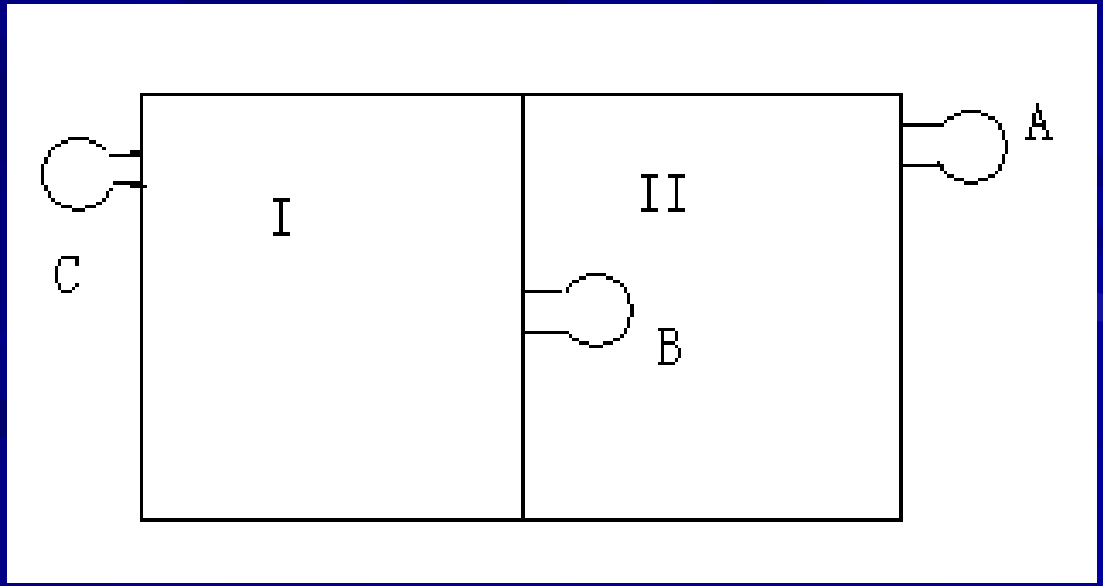
Vacuum pressure



例题：某容器被一刚性壁分成两部分，在容器的不同部位安装有压力计，如图所示，设大气压力为97kPa。

（1）若压力表B、表C的读数分别为75kPa，0.11MPa，试确定压力表A上的读数，及容器两部分内气体的绝对压力。

（2）若表C为真空计，读数为24kPa，压力表B的读数为36kPa，试问表A是什么表？读数是多少？



简短讨论：

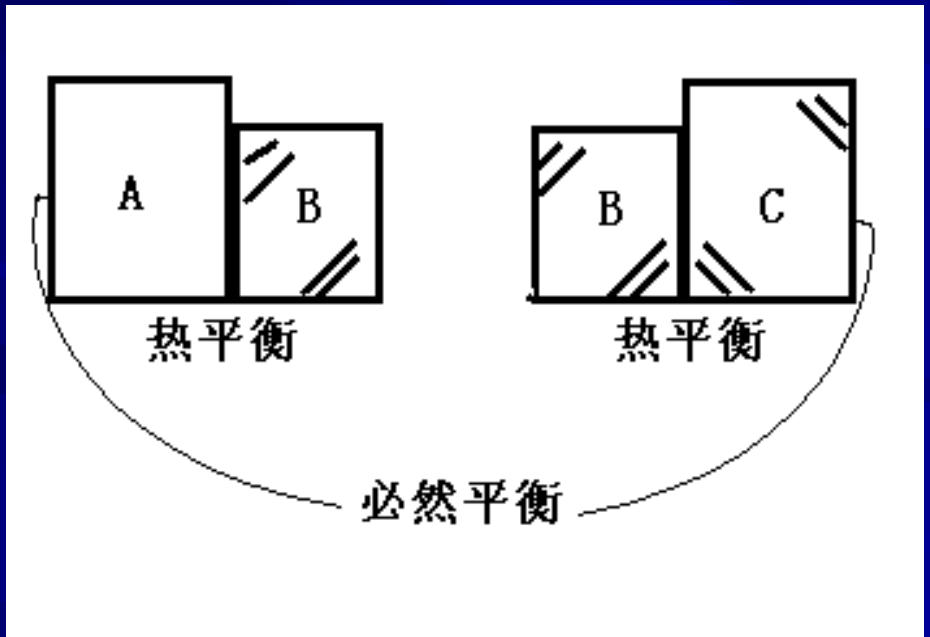
- 无论用什么压力计，测得的都是工质的绝对压力P和环境压力之间的相对值，而不是工质的真实压力。这个环境压力是指测压计所处的空间压力，可以是大气压力P_b，也可以是所在环境的空间压力。

3.温度(Temperature)

- 温度表示物体的冷热程度

热力学第零定律（R.W. Fowler in 1931）

如果两个系统分别与第三个系统处于热平衡，则两个系统彼此必然处于热平衡。



温度测量的理论基础

B 温度计

温标Temperature scale（温度的数值表示）

温标的建立需要选定被测物质及其物理性质、规定基准点及分度方法。

- 摄氏温标Celsius scale

$$T[K] = t[^{\circ}C] + 273.15$$

- 热力学温标（绝对温标）
  - 水的汽、液、固三相点为基准点，273.16K
- 摄氏温标和热力学温标，差值相同。

（四）状态方程
Equation of state

状态方程 —— 平衡状态下基本状态参数（***p***, ***v***, ***T***）之间的关系

$$v = f(p,T)$$

$$f(p,v,T) = 0$$

状态方程、坐标图

平衡状态可用一组状态参数描述其状态

想确切描述某个热力系，是否需要所有状态参数？

只需要两个独立的状态参数即可描述。

简单可压缩系

状态方程的具体形式

取决于工质的性质

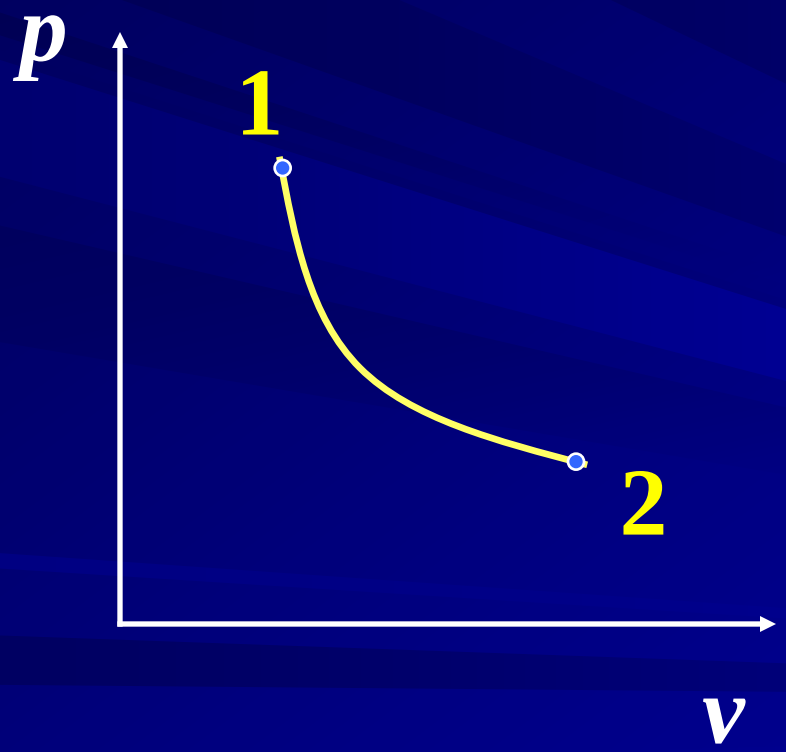
理想气体的状态方程

The Ideal-Gas Equation of State

$$pv = RT$$

$$pV = mRT$$

座标图diagram



1）系统任何平衡态可表示在坐标图上

2）过程线中任意一点为平衡态

3）不平衡态无法在图上用实线表示

常见*p-v*图和*T-s*图

准静态过程、可逆过程

平衡状态 → 状态不变化 → 能量不能转换

非平衡状态 → 无法简单描述

热力学引入准静态（准平衡）过程

quasi-static, or quasi-equilibrium

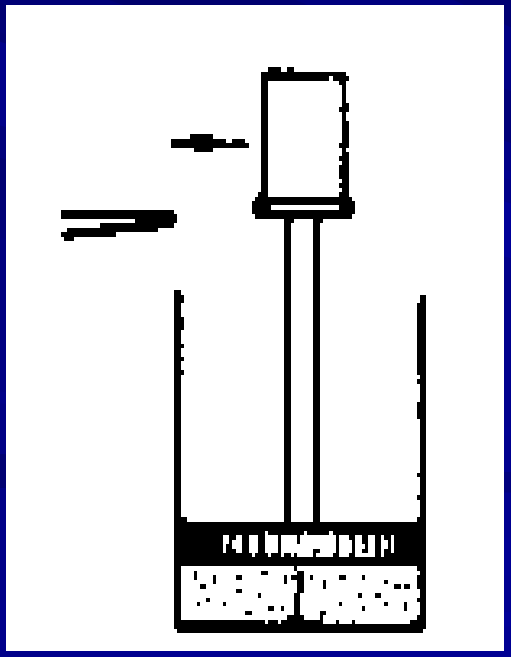
二、 热力过程、功量和热量

- （一）热力过程Process
- 过程是指热力系从一个状态向另一个状态变化时所经历的全部状态的总和。
- 热力系状态为什么发生变化？

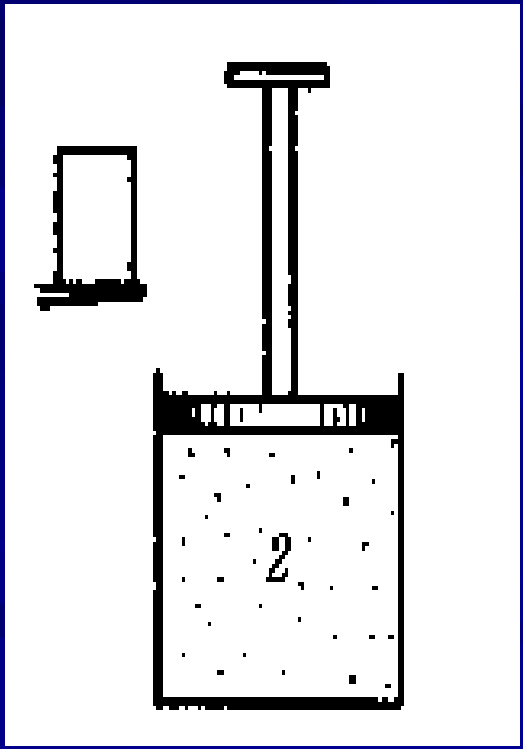
- 其二，当系统本身未达平衡态时，系统就会由不平衡趋向于平衡而发生状态变化；
- 其二，当系统本身已处在平衡态时，系统受到外界的影响，与外界发生相互作用，这时系统也要发生状态的变化。

1.准平衡过程

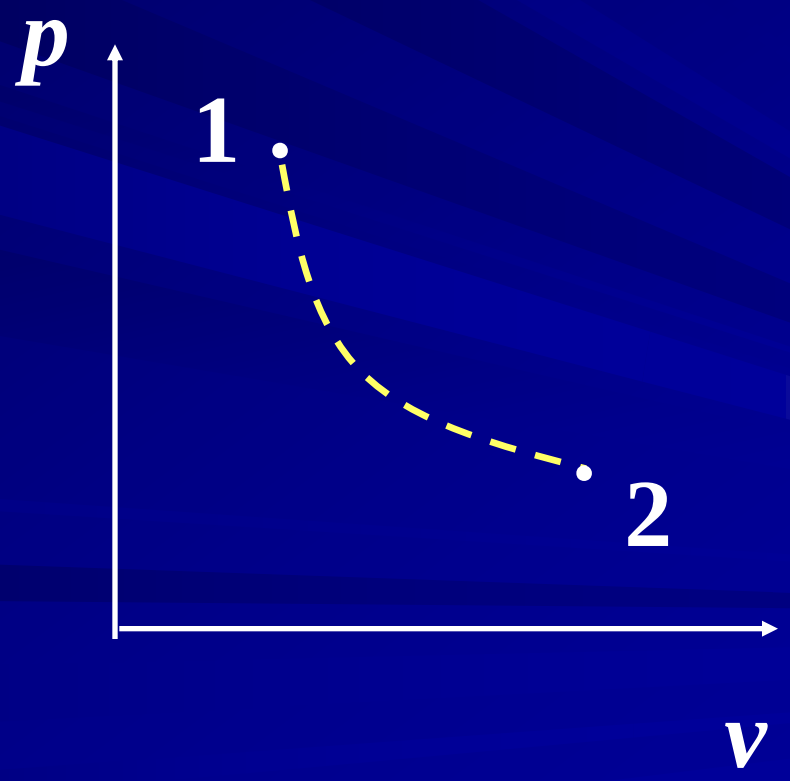
- 设一由理想透热材料制成的气缸活塞机构，气缸中储有气体，活塞上放一重物，起初气体处于平衡态1，如图所示。



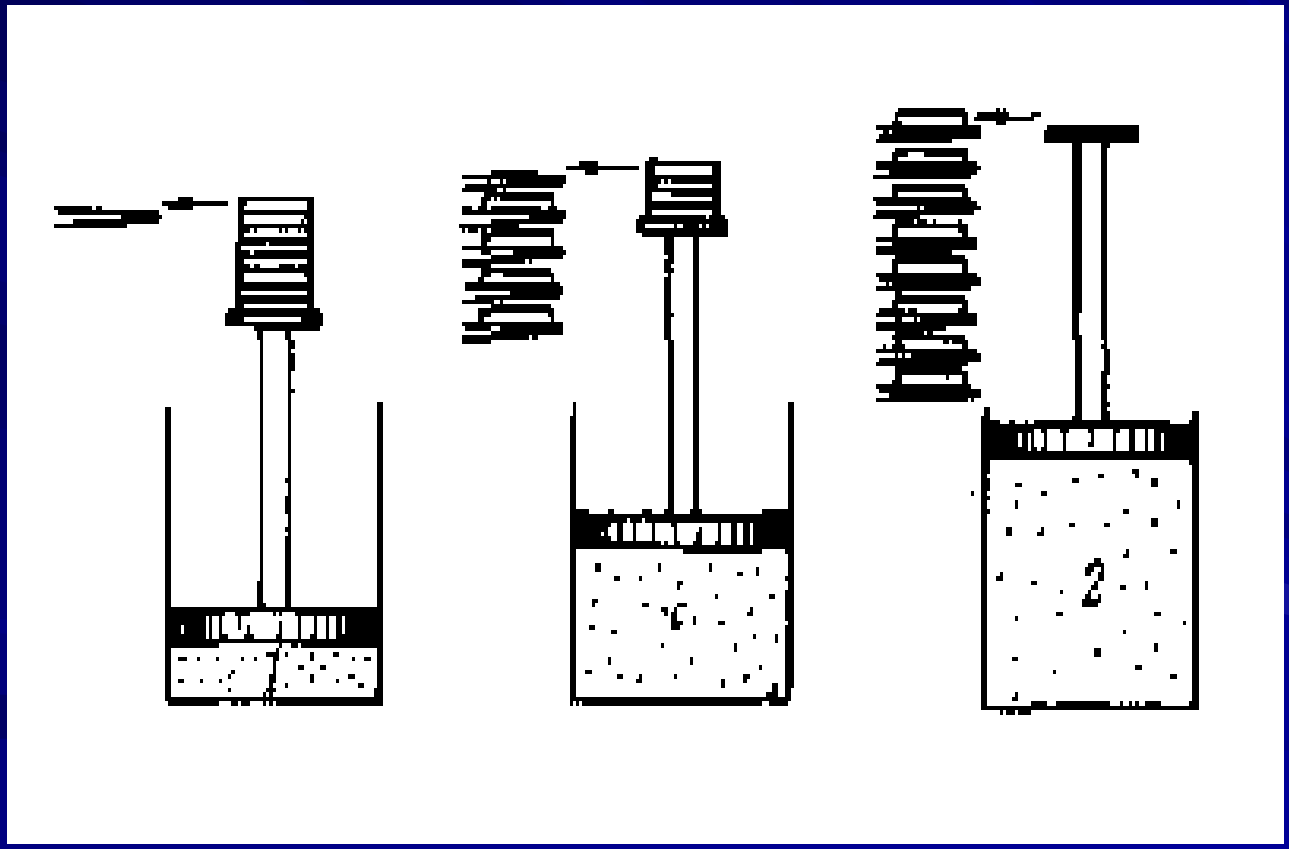
- 现突然将重物取走，平衡被破坏，气体膨胀，其压力、温度不断变化，且呈现非平衡性。一定时间后系统到达一个新的平衡态2。



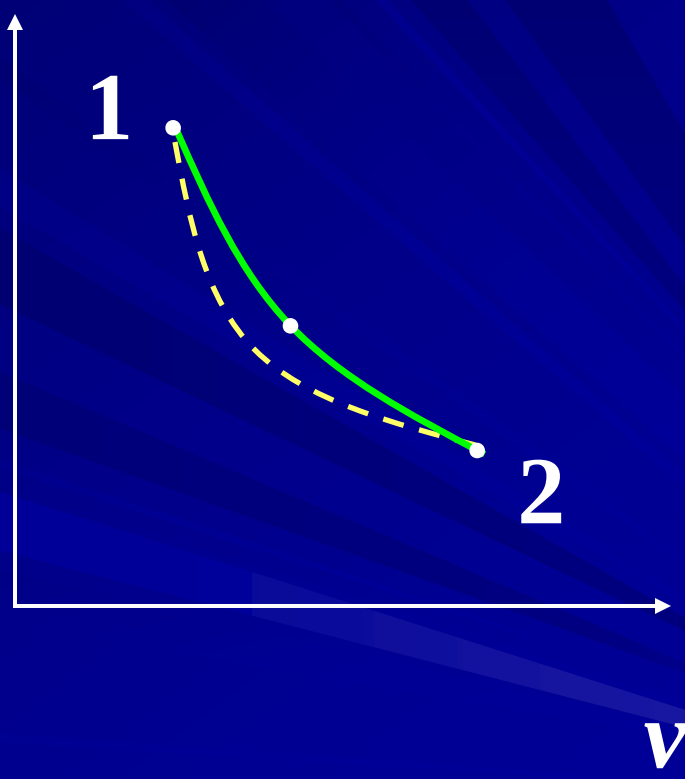
- 这一过程中，除了初、终态以外都是非平衡态。在p-v图上除1、2点以外，都无法确定，通常以虚线表示其所经历的过程。



上述例子中．如用一些砝码来代替一块重物，如图所示，然后取走一个砝码，等待系统恢复平衡以后再取走另一个砝码。



这样，在初、终态之间又增加了若干个平衡态。每次取走的砝码质量越小．中间的平衡态越多。极限情况下，每次取走一微元质量的砝码，那么初、终态之间就会有一系列的连续平衡态。



由一系列连续的平衡态组成的过程称为准平衡过程，而把含有非平衡态的过程称为非平衡过程。

对于传热现象，是在有限温差推动下进行的，其必为非平衡过程；

对于相变、化学反应过程，在有限化学势差推动下进行的，也必为非平衡过程。

力差、温差、化学势差分别是推动作功、传热、化学反应的势。

因此可以概括地说；有限势差推动的过程必为非平衡过程。要实现准平衡过程，必须在无限小势差推动下进行。

准静态过程有实际意义吗？

既是平衡，又是变化

既可以用状态参数描述，又可进行热功转换

疑问：理论上准静态应无限缓慢，工程上怎样处理？

准静态过程的工程条件

破坏平衡所需时间（外部作用时间） >> 恢复平衡所需时间（驰豫时间）

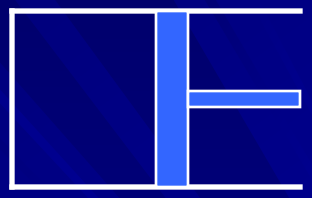
Relaxation time

有足够时间恢复新平衡 ⇒ 准静态过程

准静态过程的工程应用

例：活塞式内燃机 **2000**转/分

曲柄 **2**冲程/转，**0.15**米/冲程



活塞运动速度=**2000×2 ×0.15/60=10 m/s**

压力波恢复平衡速度（声速）**350 m/s**

破坏平衡所需时间（外部作用时间） >> 恢复平衡所需时间（驰豫时间）

一般的工程过程都可认为是准静态过程

可逆reversible过程的定义

系统经历某一过程后，如果能使系统与外界同时恢复到初始状态，而不留下任何痕迹，则此过程为可逆过程。

注意

可逆过程只是指可能性，并不是指必须要回到初态的过程。

可逆过程的实现

准静态过程 + 无耗散效应 = 可逆过程

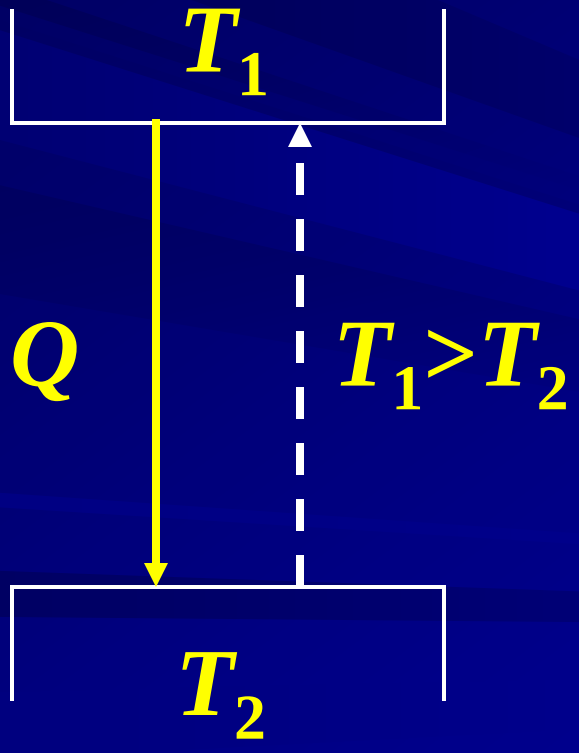
无不平衡势差　耗散效应 **Dissipative effect**

通过摩擦使功变热的效应(摩阻，电阻，非弹性变性，磁阻等）

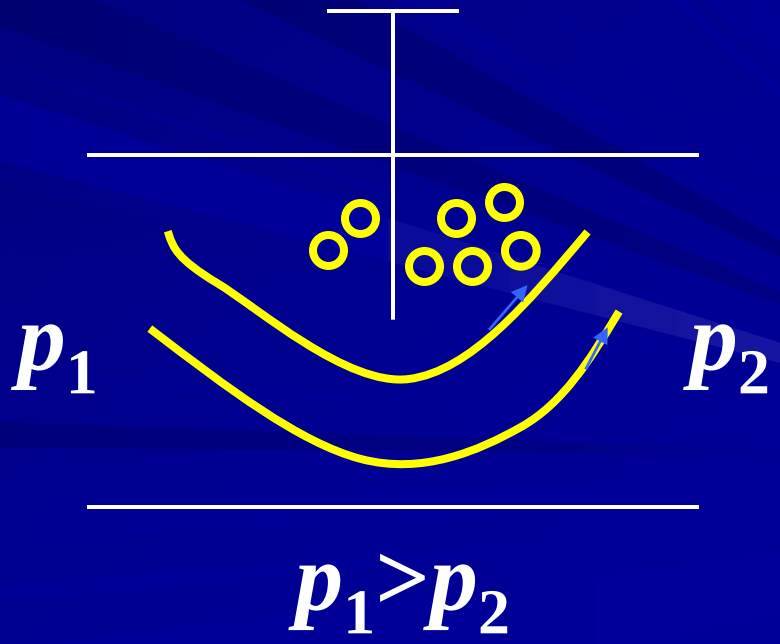
不可逆根源
- 不平衡势差
- 耗散效应 **irreversibility**

常见的不可逆过程
Frequently encountered irreversibilities

不等温传热
Heat transfer

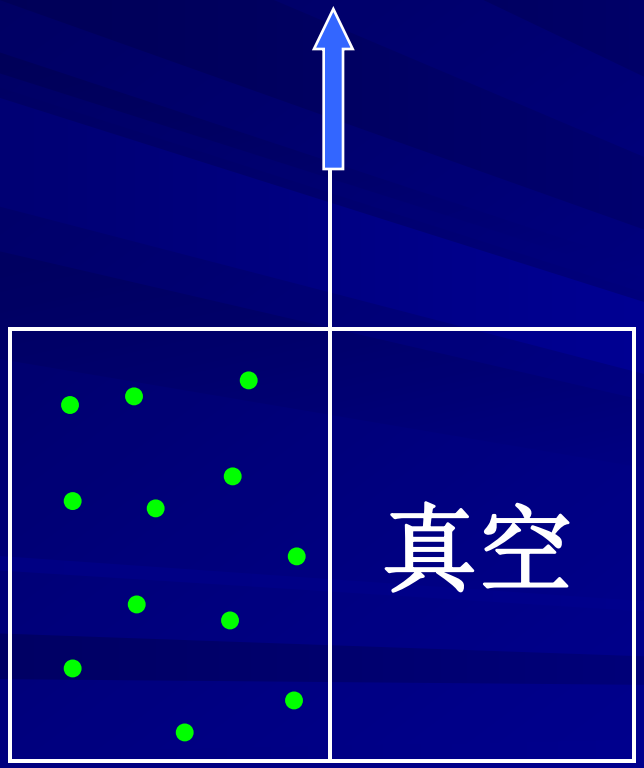


节流过程
（阀门）Throttler

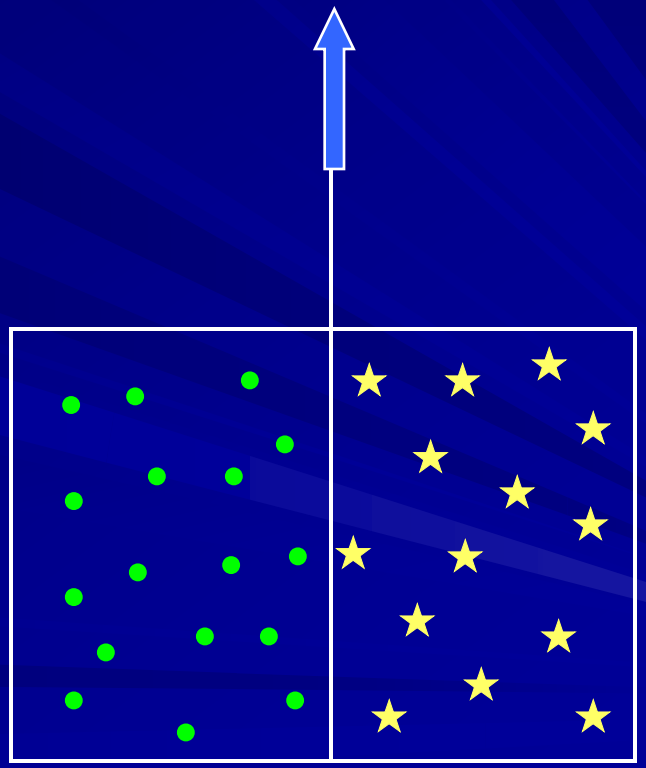


常见的不可逆过程
Frequently encountered irreversibilities

自由膨胀
Unrestrained expansion



混合过程
Mixing process



引入可逆过程的意义

- 实际过程不是可逆过程，但为了研究方便，先按理想情况（可逆过程）处理，用系统参数加以分析，然后考虑不可逆因素加以修正。
- 由于可逆过程是不引起任何热力学损失的理想过程，即它是一切实际过程的理想极限。可以根据理想过程分析评价热力设备和装置的质量和效率，从而提出改善的途径。

（二）功量和热量

- 热力系通过界面和外界进行的*机械能的交换量称为作功量*，简称功(机械功)；
- 它们之间的*热能的交换量称为传热量，简称热量*。

- 显然，功和热量是和热力系的状态变化(即过程)联系在一起的。
- 它们不是状态量而是*过程量*。
- 不能说热力系在某一状态下有多少功、多少热量，而只能说热力系在某一过程中对外界作出了或从外界获得了多少功，从外界吸收了或向外界放出了多少热量。

功的热力学定义：功是在力的推动下，通过宏观有序（有规则）运动的方式传递的能量。

功的力学定义: 力 × 在力方向上的位移

若系统在力**F**的作用下沿力的方向产生微小位移**dx**，则该力所完成的功为：

$$\delta W = Fdx$$

若系统移动有限距离，则完成的功为：

$$W = \int_1^2 F dx$$

- 功的符号是W，
- 热力学中规定：系统对外作功取为正，而外界对系统作功时取为负。
- 在国际单位制中，功的单位为焦耳(J)，定义为　　1J=1N.m

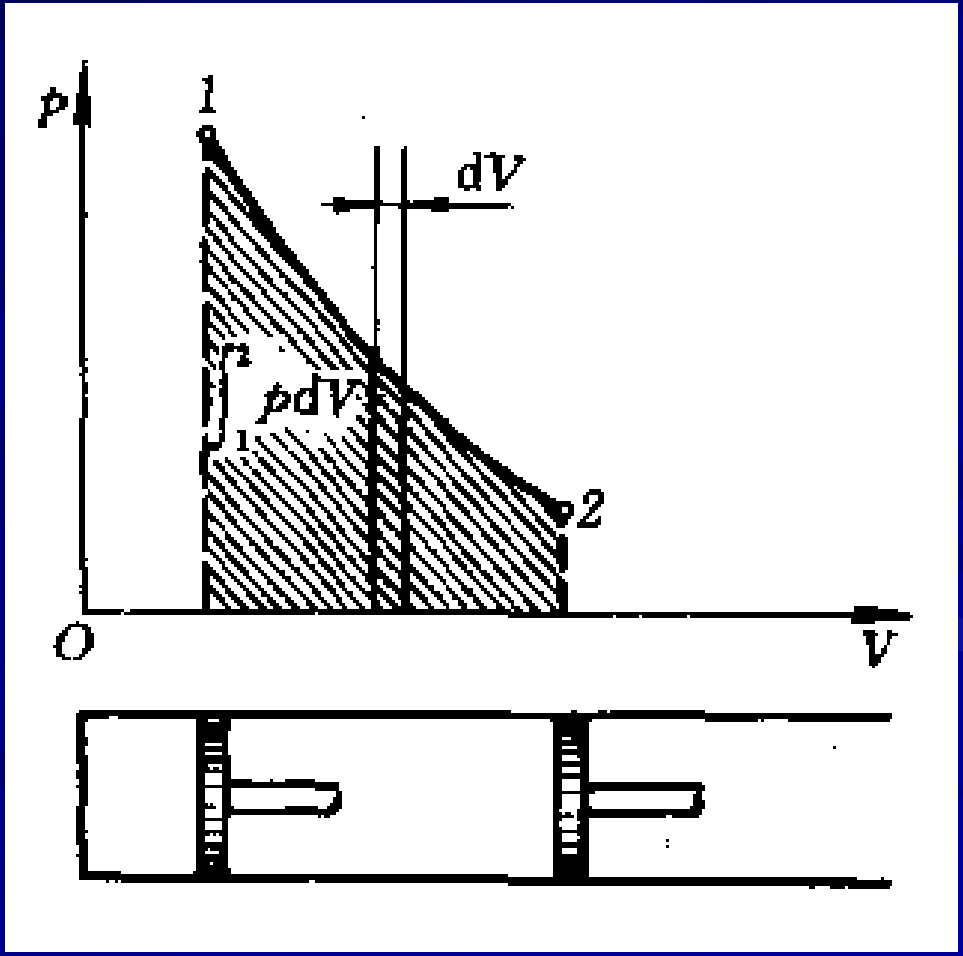
单位时间内完成的功称为功率，其单位为瓦（W），定义为

$$1W = 1J/s$$

在工程热力学中，热和功的相互转换常常是通过气体的容积变化功(膨胀功或压缩功)来实现的，因此容积变化功具有持别重要的意义。

可逆过程容积变化功的推导：

如图所示，取气缸—活塞机构中的气体为系统。



$$\delta W_{re} = F.dx = p.A.dx = pdV$$

系统从状态1变化到状态2时：

$$W_{re} = \int_1^2 pdV$$

2.热　量（heat）

- *热量是在温差的推动下，通过微观粒子无序（无规则）运动的方式传递的能量。*
- 热量和功一样都是系统和外界通过边界传递的能量，它们都是*过程量*。
- 热量的符号是**Q**；对单位质量的热力系而言，热量用**q**表示。

- 热力学中通常规定：*热力系从外界吸热为正，热力系向外界放热为负。*
- 在国际单位制中， Q的单位为J或kJ； q的单位为J／kg或kJ／kg。

热量的计算

$$\delta Q = mcdT$$

$$Q = \int_1^2 mcdT$$

式中：c为工质的比热容。

热量如何表达？

热量是否可以用类似于功的式子表示？

引入“熵”

热量与容积变化功

能量传递方式	容积变化功	传热量
性质	过程量	过程量
推动力	压力 p	温度 T
标志	$\mathrm{d}V$，$\mathrm{d}v$	$\mathrm{d}S$，$\mathrm{d}s$
公式	$\delta w = p\mathrm{d}v$	$\delta q = T\mathrm{d}s$
	$w = \int p\mathrm{d}v$	$q = \int T\mathrm{d}s$
条件	可逆	可逆

熵（ Entropy）的定义

reversible

$$dS = \frac{\delta Q_{rev}}{T}$$

广延量 [kJ/K]

$$ds = \frac{\delta q_{rev}}{T}$$

比参数 [kJ/kg.K]

ds: 可逆过程 δq_{rev}除以传热时的*T*所得的商

熵的说明

1、熵是状态参数

$$dS = \frac{\delta Q_{rev}}{T}$$

2、符号规定

系统吸热时为正 $Q > 0$ $dS > 0$

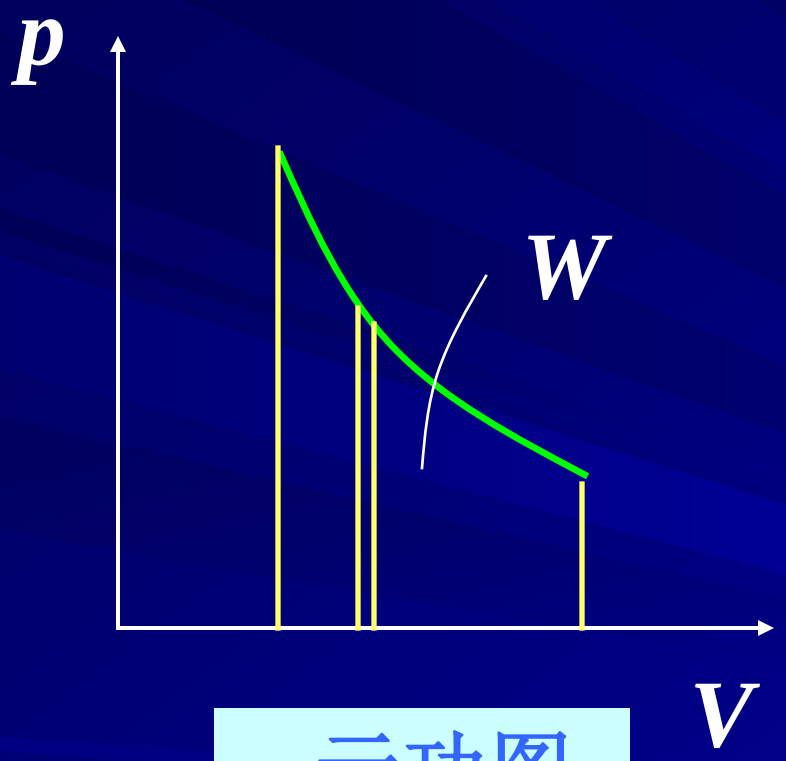
系统放热时为负 $Q < 0$ $dS < 0$

3、熵的物理意义：熵体现了可逆过程传热的大小与方向

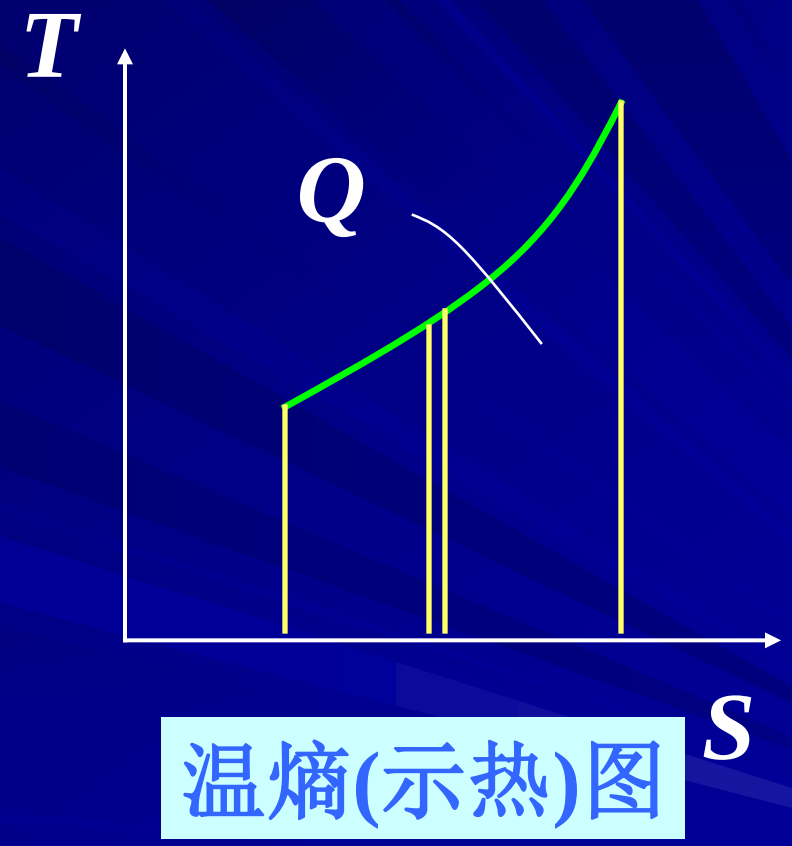
4、用途：判断热量方向

计算可逆过程的传热量

示功图与示热图



示功图



温熵(示热)图

$$W = \int p dV \qquad Q = \int T dS$$

热力循环Cycle

要实现连续作功，必须构成循环

定义：

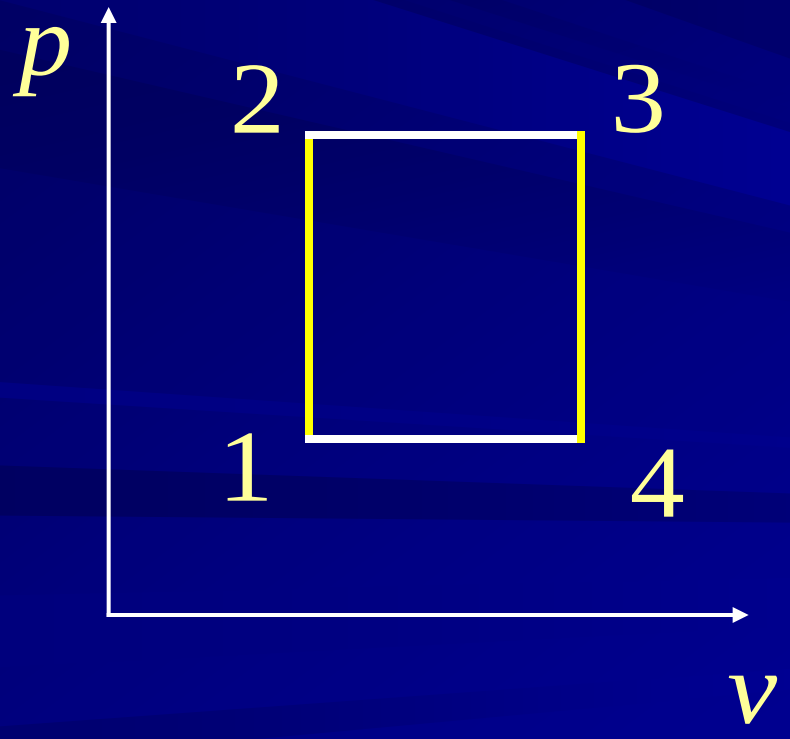
热力系统经过一系列变化回到初态，这一系列变化过程称为热力循环。

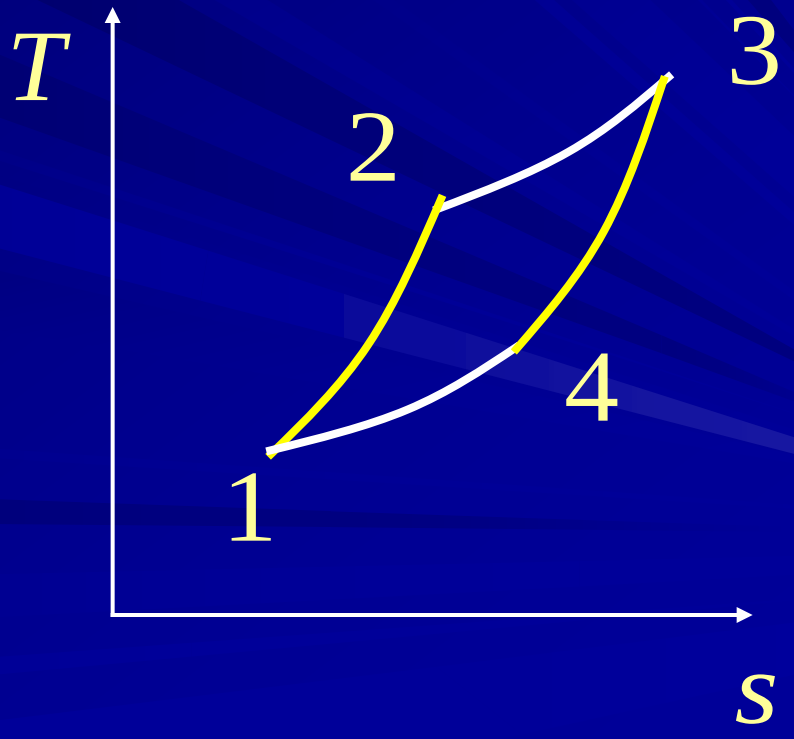
循环和过程Cycle and process

循环由过程构成

过程 { 可逆 / 不可逆

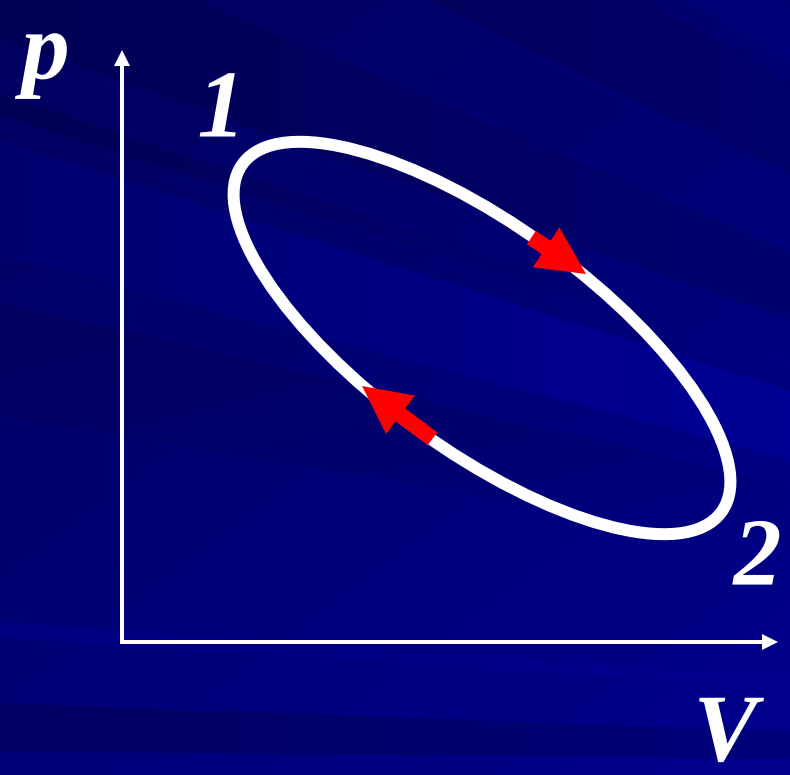
循环 { 可逆循环 / 不可逆循环

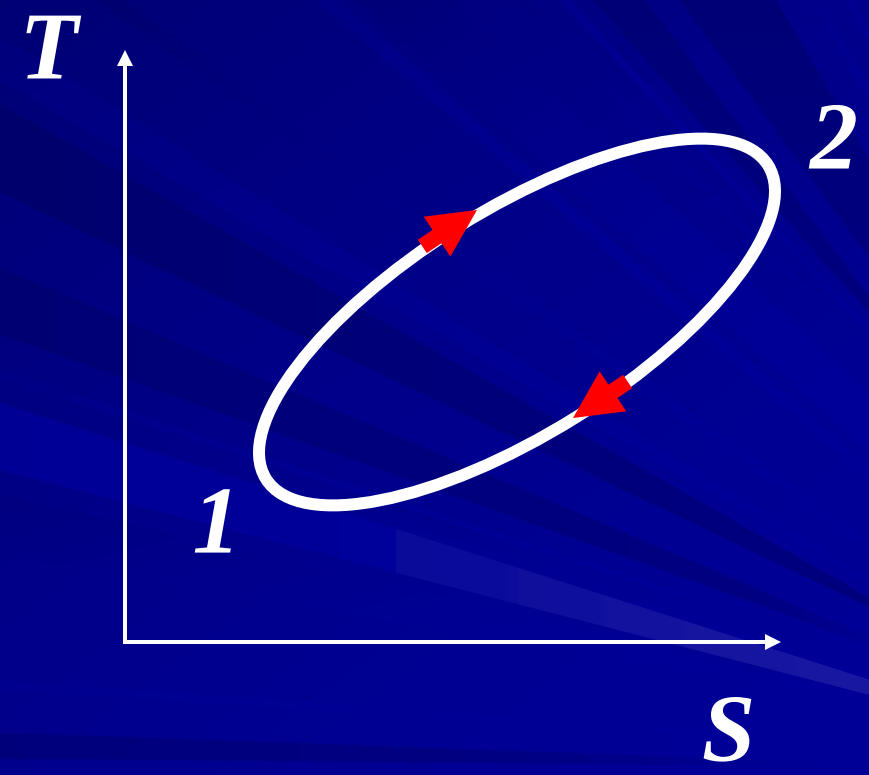




正循环⟹动力循环Power cycle

顺时针方向



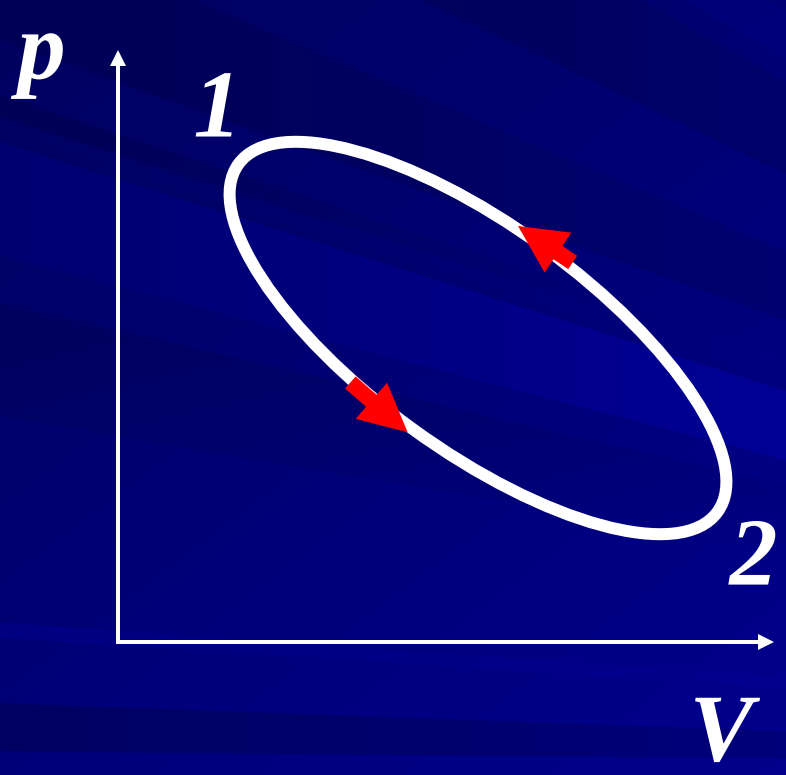


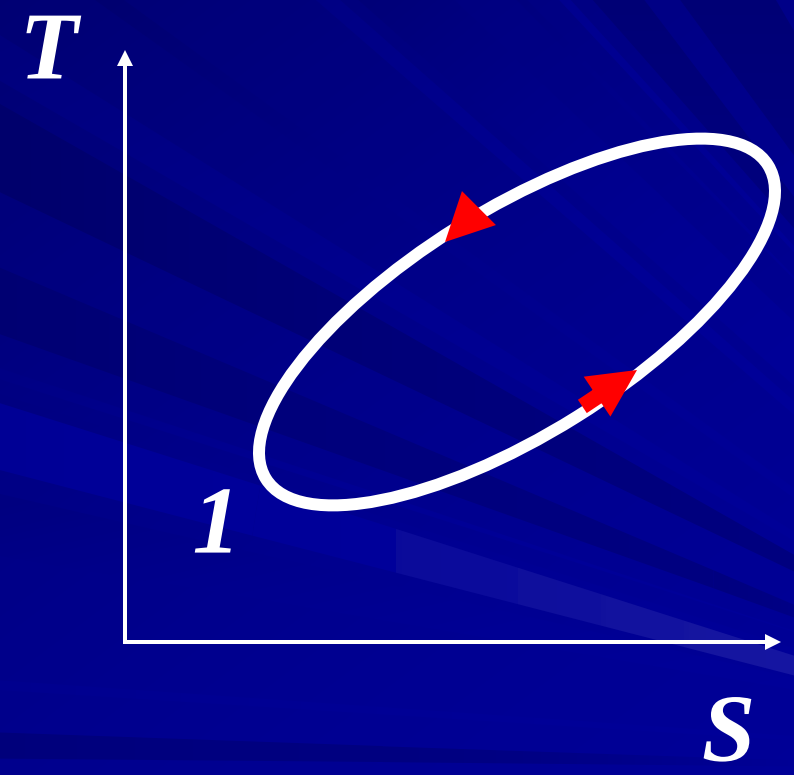
净效应：对外作功

净效应：吸热

逆循环 → 制冷循环
Refrigeration cycle

逆时针方向





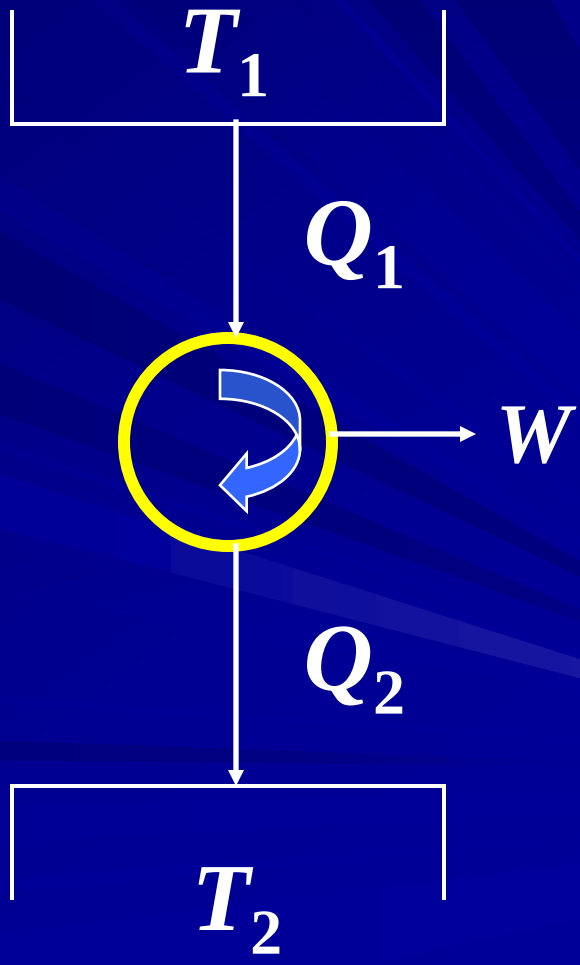
净效应：对内作功　　净效应：放热

热力循环的评价指标

正循环：净效应（对外作功，吸热）

动力循环：热效率

$$\eta = \frac{\text{收益}}{\text{代价}} = \frac{\text{净功}}{\text{吸热}} = \frac{W}{Q_1}$$

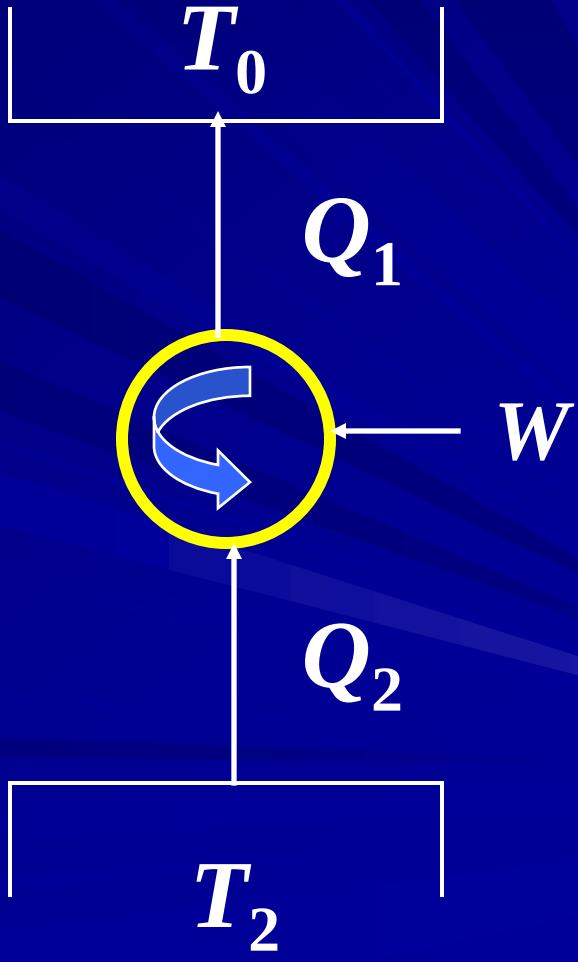


热力循环的评价指标

逆循环：净效应（对内作功，放热）

制冷循环：制冷系数

$$\varepsilon = \frac{\text{收益}}{\text{代价}} = \frac{\text{吸热}}{\text{耗功}} = \frac{Q_2}{W}$$



第一节 小 结 Summary

基本概念：

- 热力系
- 平衡态
- 准静态、可逆
- 过程量、状态量、状态参数
- 功量、热量、熵
- *p-V*图、*T-S*图
- 循环、评价指标

公式小结

$$v = \frac{V}{m}$$

$$\rho = \frac{m}{V}$$

$P = P_g + P_b$　　当$P > P_b$时

$P = P_b - P_v$　　当$P < P_b$时

$t = T - 273.15K$　　或　　$T = t + 273.15K$

$$W_{re}=\int_1^2 PdV \quad 或 \quad w_{re}=\int_1^2 Pdv$$ 条件：可逆过程

$$Q_{re}=\int_1^2 TdS \quad 或 \quad q_{re}=\int_1^2 Tds$$ 条件：可逆过程

$$\eta_t=\frac{W_{net}}{Q_1}=\frac{w_{net}}{q_1}$$ 对于动力循环

$$\varepsilon=\frac{Q_2}{W_{net}}=\frac{q_2}{w_{net}}$$ 对于制冷循环

$D=180\times10^3 kg/h$

例　题

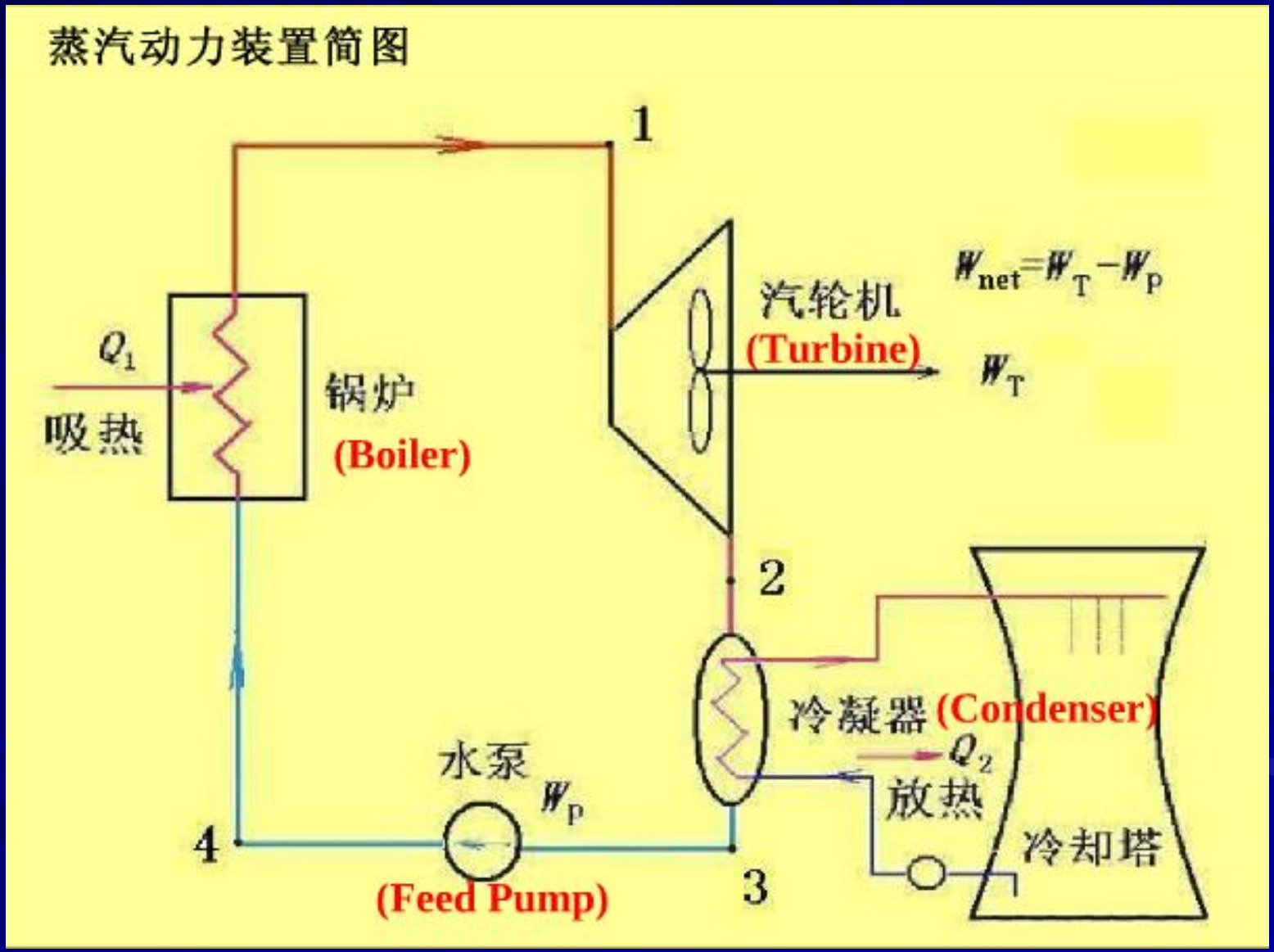
一蒸汽动力厂，锅炉的蒸汽产量 $D=180\times10^3 kg/h$ 输出功率为 $P=55000kW$ ，全厂耗煤 $G=19.5t/h$ 煤的发热量为 $q_H=30\times10^3 kJ/kg$ 。蒸汽在锅炉中的吸热量 $q=2680kJ/kg$ 。

η_t

求：

（1）该动力厂的热效率；

（2）锅炉的效率（蒸汽总吸热量/煤的总发热量）。


蒸汽动力装置简图
1
$W_{net}=W_T-W_p$
汽轮机
(Turbine)
W_T
Q_1
吸热
锅炉
(Boiler)
2
冷凝器 (Condenser)
Q_2
放热
水泵
W_p
4
(Feed Pump)
3
冷却塔

解：（1）

动力厂的热效率=输出的功率/蒸汽的总吸热量

锅炉中蒸汽吸热量

$$Q_H = q_m \cdot q = 180 \times 10^3 \times 2680$$

$$= 4.82 \times 10^8 (kJ/h)$$

$$= 1.34 \times 10^5 kW$$

热效率

$$\eta_t = \frac{P}{Q_H} = \frac{55000}{1.34 \times 10^5} = 41\%$$

（2）

锅炉效率

$$\eta_B = \frac{\text{蒸汽总热量}}{\text{煤的总发热量}} = \frac{Q_H}{Q_B}$$

$$Q_B = q_{m,\ c} \cdot q_c = \frac{19.5\times10^3 \times 30\times10^3}{3600} = 1.625\times10^5 (kW)$$

$$\eta_B = \frac{Q_H}{Q_B} = \frac{1.34\times10^5}{1.625\times10^5} = 82.5\%$$

第二节

热力学第一定律

The First Law of Thermodynamics

热力学第一定律的实质

自然界一切物质都有能量；能量有各种不同的形式，并能够从一种形式转换为另一种形式，从一个物体传递给另一个物体；在转换和传递中能量的数量不变。

能量守恒和转换定律应用于具有热现象的能量转换过程就称为热力学第一定律。

要想得到功，必须化费热能或其它能量

热一律又可表述为“第一类永动机是不可能制成的”

Perpetual –motion machine of the first kind

二、热力系统的能量

- 储存能＝内部储存能＋外部储存能
- **内部储存能**是工质内部微观粒子所具有的各种能量，取决于系统内部的状态，与系统内工质的分子结构及微观运动形式有关，简称内能，又称热力学能。
- **外部储存能**是系统作为宏观整体所具有的宏观能量，包括宏观动能和重力位能。

1.热力学能——内能，用U表示。

内能的微观组成

- 内能
  - √分子动能
    - 移动 translation
    - 转动 rotation
    - 振动 vibration
  - √分子位能 binding forces
  - 化学能 chemical energy
  - 核能 nuclear energy

- 内动能
  - 分子热运动形成的（分子直线运动动能、旋转运动动能、以及分子内部原子核电子的振动能等） 温度越高，内动能越大;

$$U=U(T)$$

- 内位能
  - 分子间相互作用力形成的，取决于分子间的距离，是比体积的函数。

$$U=U(v)$$

$$U=U(T,v)$$

实验规律表明：

当一定量的工质由状态1 ——→ 状态2时，

热力学能总是由$U_1 \rightarrow U_2$（只与状态有关）

结论：热力能U是状态参数。

内能的说明

- 内能是状态量 **state property**
- ***U***：广延参数 ［ **kJ** ］
- ***u*** ：比参数 ［**kJ/kg**］
- 内能总以变化量出现

2.外部储存能

外部储存能**macroscopic forms of energy**

宏观动能 **kinetic** $E_k = mc^2/2$

宏观位能 **potential** $E_p = mgz$

} 机械能

系统总能 total energy

$$E = U + E_k + E_p$$

$$E = U + \frac{1}{2}mc^2 + mgz$$

$$e = u + e_k + e_p$$

$$e = u + \frac{1}{2}c^2 + gz$$

当热力系静止时，没有宏观动能，宏观位能没有变化，系统总能量的变化即热力学能的变化：

$$e = u + \frac{1}{2}c^2 + gz$$

$$\triangle E = \triangle U$$

3.功和热量——迁移能

- 功量和热量是过程量，称为迁移能。

（1）体积功（容积变化功）

它是系统体积胀缩时与外界交换的功量。对于可逆过程：

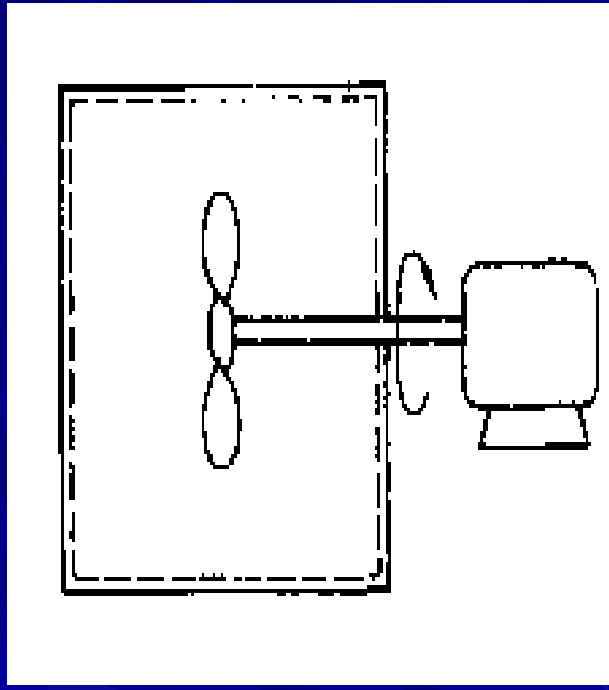
$$W_{re} = \int P dV$$

体积功的正负取决于dV的正负。

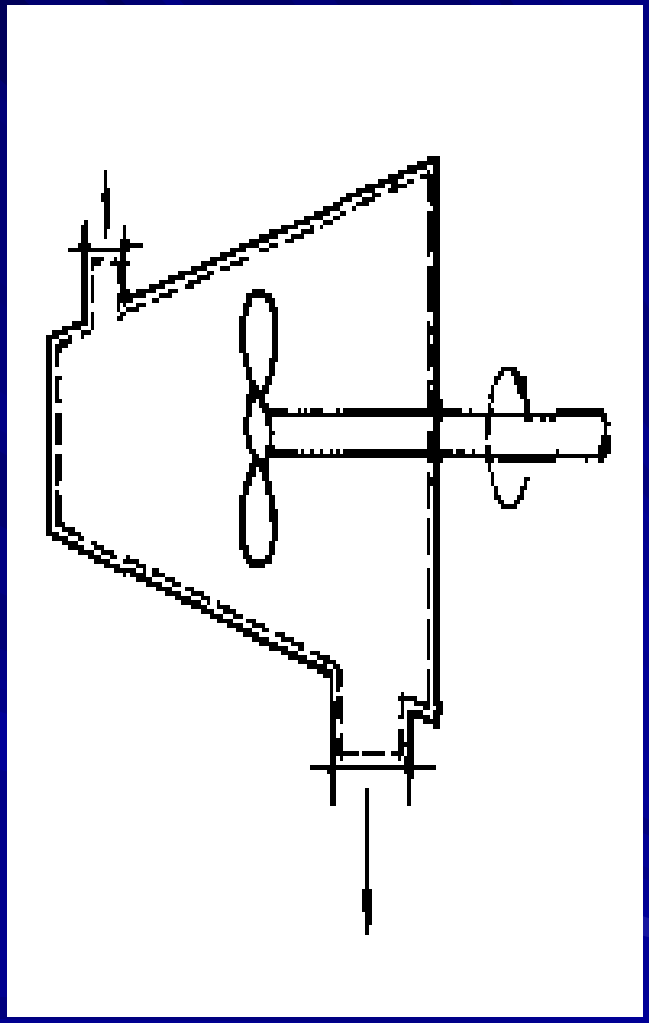
热功转换从本质上说是有序能与无序能间的转换，使无序能转变为有序能。

（2）轴功

- 热力系通过轴和外界交换的功量称为轴功或机械功。
- 如图a，是向刚性闭口系输入轴功的示意图。输入的轴功通过摩擦等耗散效应被系统所吸收。
- 相反的过程，即闭口系靠加热而连续地通过如图所示的方式向外输出轴功却是办不到的。

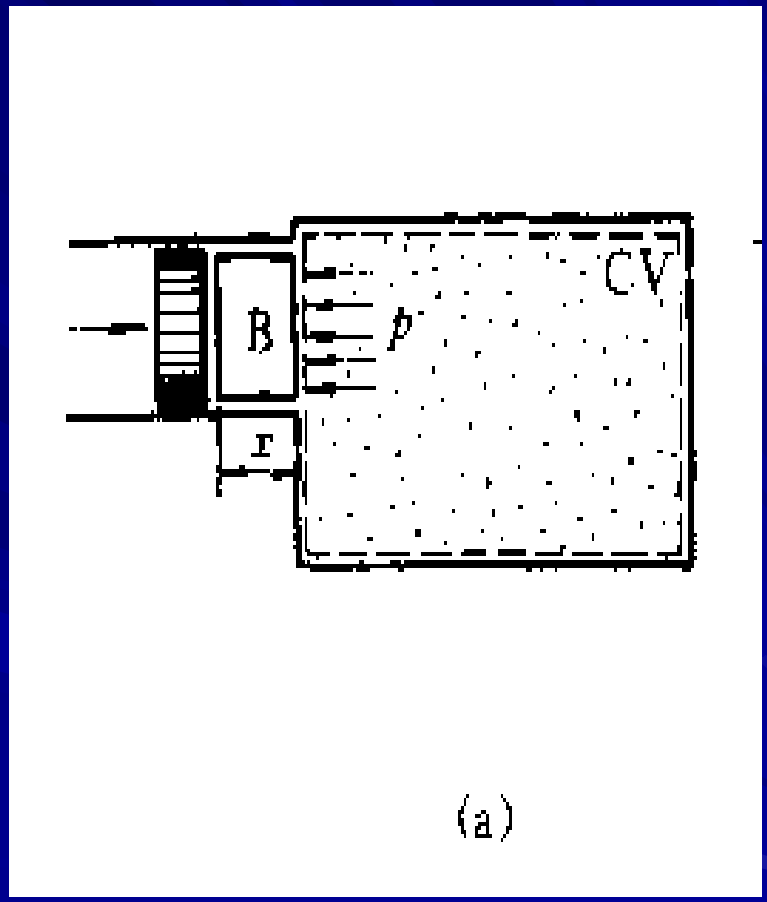


- 图b是开口系与外界交换轴功的示意图，既可输入轴功(如叶轮式压气机)，也可输出轴功(如汽轮机)。

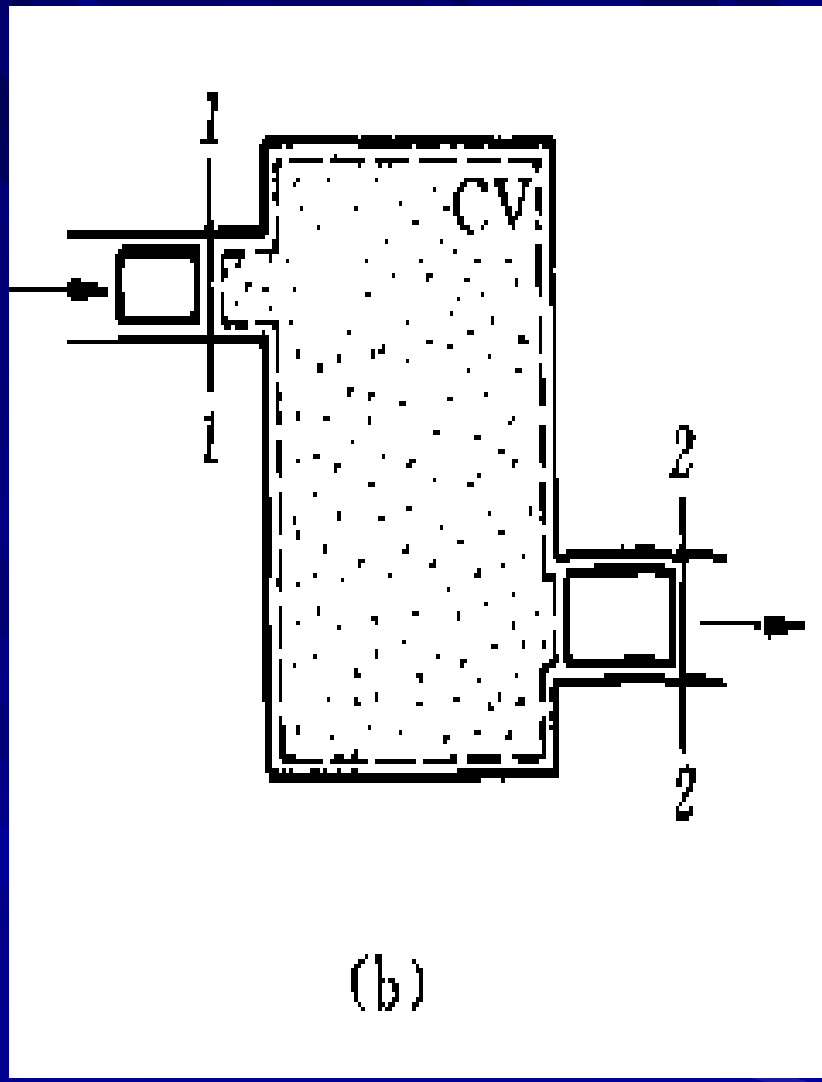


3.流动功

- 开口系中，物质进入或离开控制体积也需要作功。
- 如图a所示．取虚线所围空间为控制体积CV。CV内的压力为P，若要把体积为V、质量为m的流体B推入控制体积，则外界需要作功。这种功称为推挤功。



- 若把B左面的流体想象成一面积为A的假想活塞，把B推入CV时移动距离为x，则外界克服CV内流体的压力对系统所作推挤功为



$$p_1 A_1 x_1 = p_1 V_1 = m_1 p_1 v_1$$

$(\mathrm{m}pv)_1$

对于开口系．质量为m的流体由进口截面进入CV，CV作推挤功 $-m_1 p_1 v_1$

同时，质量为M的流体从出口截面离开CV，则CV需要对外作推挤功 $m_2 p_2 v_2$

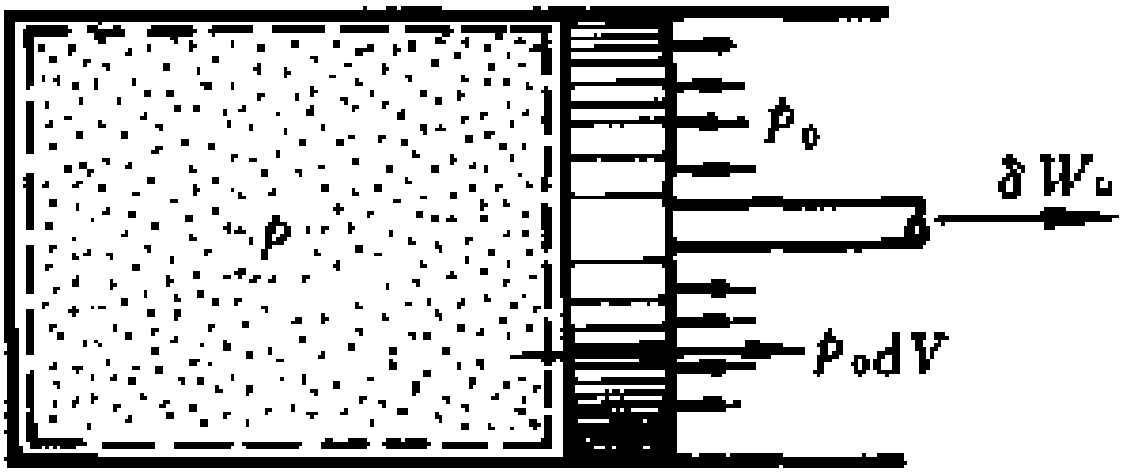
因此，为使物质流进和流出CV必须作的功为

$$W_f = (mpv)_2 - (mpv)_1 = (pV)_2 - (pV)_1$$

W_f是维持物质流动所必须的功．称为流动功，它是系统进、出口推挤功之和。

4.有用功和无用功

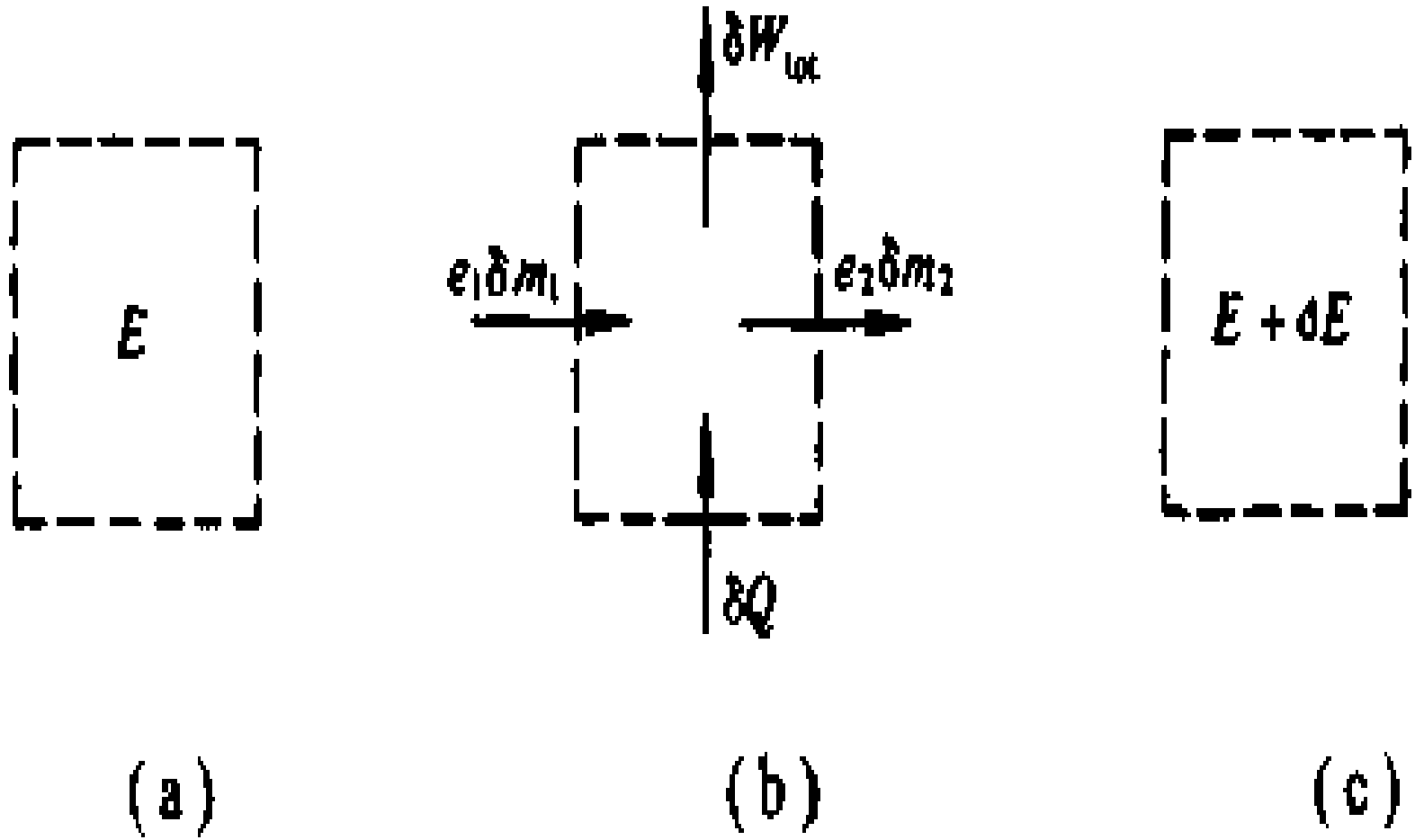
- 凡是可以用来提升重物、驱动机器的功统称有用功；反之，则称无用功。
- 轴功和电功可以全部用来提升重物、驱动机器，因此是有用功。
- 至于体积功，就不全是有用功。


p_0
δW_0
p
$p_0 dV$

四、热力学定律的一般表达式

- 热力学第一定律是能量守恒和转换定律在具有热现象的能量转换中的应用。
- 某一热力系与外界进行热和功的交换时(分别以Q和W表示)，必将引起系统总能量E的变化。

设想有一热力系如图中虚线(界面)所包围的体积所示，其总能量为E(图a)。



总能量是指热力学能(U)、宏观动能(E_k)和宏观位能(E_p)的总和：

$$E = U + E_k + E_p$$

加入热力系的能量的总和

$$(\delta Q + e_1 \delta m_1)$$

热力系输出的能量的总和

$$(\delta W_{tot} + e_2 \delta m_2)$$

根据热力学第一定律可知：

加入热力系的能量的总和--热力系输出的能量的总和=热力系总能量的增量

即：

$$(\delta Q + e_1 \delta m_1) - (\delta W_{tot} + e_2 \delta m_2) = (E + dE) - E$$

$$\delta Q = dE + (e_2 \delta m_2 - e_1 \delta m_1) + \delta W_{tot}$$

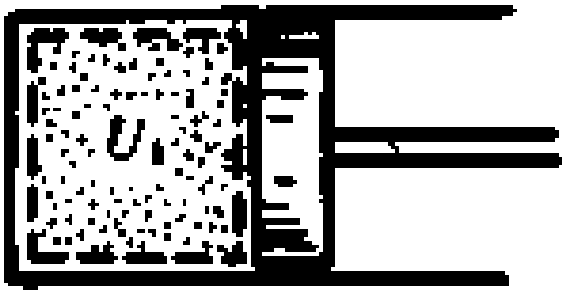
对有限长的时间τ可将上式积分，从而得

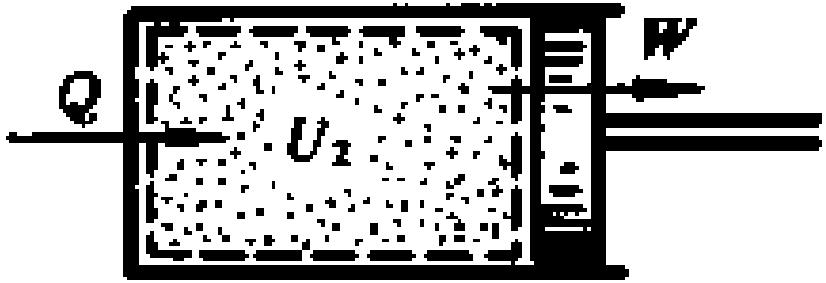
$$Q = \Delta E + \int_{\tau} (e_2 \delta m_2 - e_1 \delta m_1) + W_{tot}$$

是热力学第一定律的最基本的表达式，

适用于任何工质进行的任何无摩擦或有摩擦的过程。

五、闭口系统的能量方程





- 取封闭在活塞气缸中的工质为研究对象，即图中虚线(界面)所包围的闭口系。
- 该热力系的宏观动能和宏观位能均无变化($\triangle E_k=\triangle E_p=0$)。
- 与外界无物质交换($\delta m_1=\delta m_2=0$)。
- 同时在W_{tot}中只有由于热力系的体积变化而和外界交换的功W(称为膨胀功)。

$$Q = \Delta E + \int_{\tau} (e_2 \delta m_2 - e_1 \delta m_1) + W_{tot}$$

$$Q = \Delta E + W_{tot}$$

$$\Delta E = \Delta U + \Delta E_K + \Delta E_P = \Delta U$$

$$\int_{\tau} (e_2 \delta m_2 - e_1 \delta m_1) = 0$$

$$W_{tot} = \mathrm{W}$$

$$Q = \Delta U + W = U_2 - U_1 + W$$

$$\delta q = du + \delta w$$

系统除了体积功以外还可能存在轴功和电功。

但当热力系进行可逆过程时，则不存在这类通过耗散效应输入的功，而只有体积功，

即

$$\delta W = pdV$$

于是

$$\delta Q = dU + pdV$$

$$\delta q = du + pdv$$

条件：

可逆过程

闭口系所作的体积功中推动大气的部分P_0dV称为无用功，其余部分为有用功δW_u。

$$\delta w_u = (p - p_0)dv$$

总　结

- 热力学第一定律应用于闭口系时，其一般表达式为：

$$q = \Delta e + w$$

$$Q = \Delta E + W$$

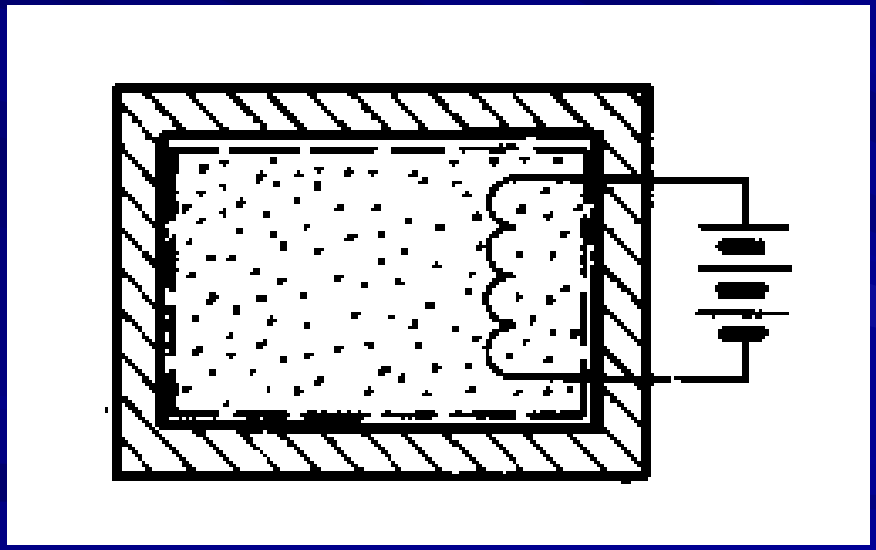
- 对于闭口系来说，比较常见的情况是在状态变化过程中，系统的动能和位能的变化为零，或动能和位能的变化与过程中参与能量转换的其它各项能量相比，可忽略不计，则

$$q = \Delta u + w$$

$$Q = \Delta U + W$$

例 题：

- 一刚性绝热容器内储有气体，通过电阻器向气体输入300kJ的能量，如图所示．问气体的热力学能变化多少？



解：方法一：取虚线所包围的气体和电阻器作为热力系。显然，Q=0，W＝—300kJ。

$$Q = \Delta U + W$$

$$\Delta U = Q - W = 300kJ$$

方法二：仅取容器中气体为热力系。这时，气体吸收电阻器所产生的热量Q＝300 KJ，而与外界没有功的作用，W=0。 得

$$\Delta U = Q = 300kJ$$

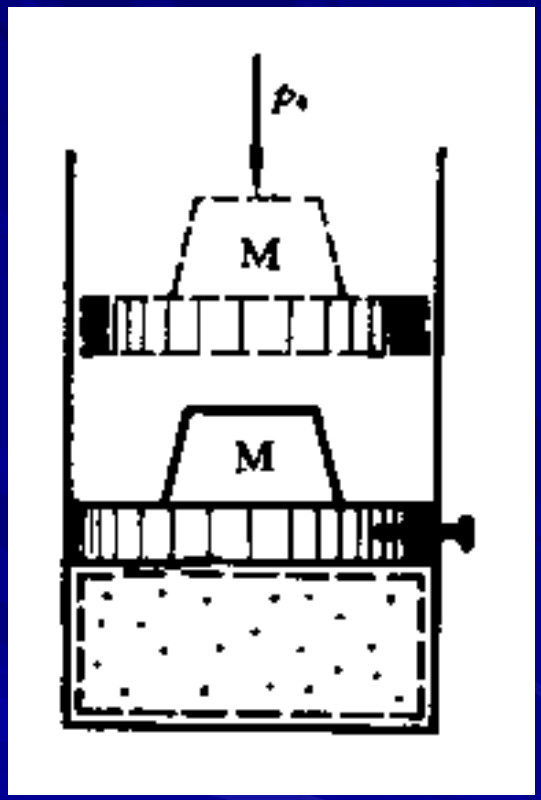
简短讨论

- 用热力学方法解决实际问题时．必须首先确定研究对象，即取系统。
- 系统不同，与外界进行的功、热交换的内容可能不。能量方程的形式也可能不同。
- 传递的功和热都带有事先约定的“正”、“负”号。

例　题

- 一立式活塞-气缸装置，其活塞用销钉闭定，上有重物，可产生200 kP_a的压力，如图所示。汽缸内有0.025kg气体，起始压力为200 kP_a，容积为0.01m^3。大气压力P_0＝100kP_a。

  今拨去销钉并对气缸加热，直到容积变为0.03m^3时达到平衡。这时气体的热力学能增加了100 kJ / kg。问：



(1)气体对外界作功多少?

(2)对气体加热多少?

(3)用于提升重物的功多少？

解 取气缸中气体为控制质量。

按题意，气体进行不可逆过程，膨胀功不能按 $\int_1^2 pdv$ 计算。但外界压力始终不变，外界所得到的功就是系统对外界所作的功。

设重物产生的压力为P．外界总压力为P_{out}，则有

$$p_{out} = p + p_0 = 200\times10^3 + 100\times10^3 = 300\times10^3 Pa = 300kP_a$$

故气体对外界所作功为

$$W = p_{out}(V_2 - V_1) = 300\times10^3 \times (0.03 - 0.01) = 6\times10^3 J = 6kJ$$

气体吸热量：

$$Q = \Delta U + W = 0.025\times100\times10^3 + 6\times10^3 = 8.5\times10^3 J = 8.5kJ$$

提升重物作功

$$W = p(V_2 - V_1) = 200\times10^3 \times (0.03-0.01) = 4\times10^3 J = 4kJ$$

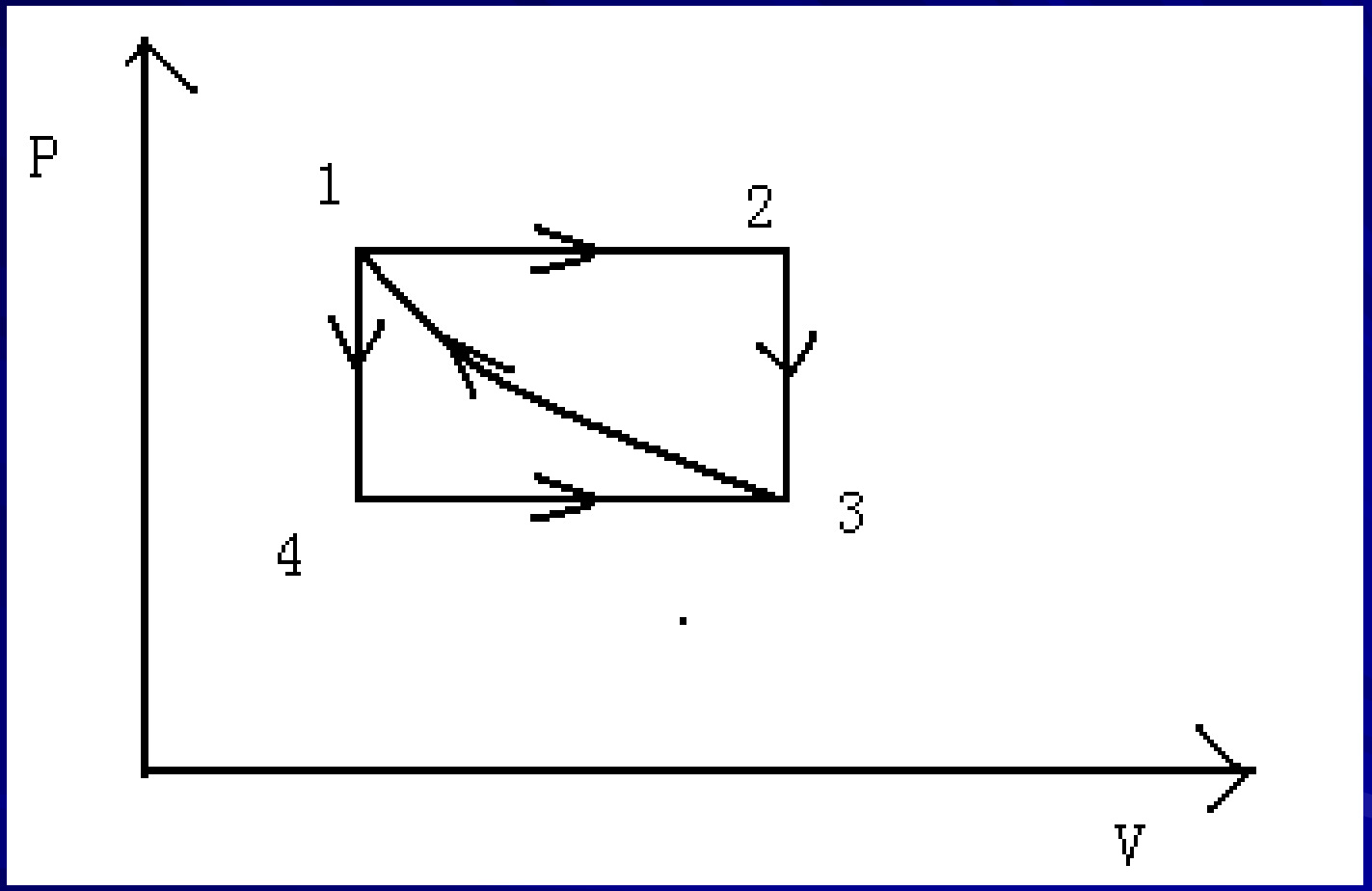
简短讨论：

（1）可逆过程的功不能用 $\int_1^2 pdv$ 计算，本题用外界参数计算功，是一种特例(多数情况是外界参数未予描述．因而难以计真)。

（2）系统对外作功6kJ，但用于提升重物的仅为4kJ，而用于克服大气压力P_0所作功W_0＝2kJ。

课堂练习

- 一闭口系从状态1沿1-2-3途径到状态3，传递给外界的热量为47.5kJ，而系统对外作功为30kJ，如图所示。
- （1）若沿1-4-3途径变化时，系统对外作功15kJ，求过程中系统与外界传递的热量。
- （2）若系统从状态3沿图示曲线途径到达状态1，外界对系统作功6kJ，求该过程中系统与外界传递的热量。
- （3）若U_2=175kJ,U_3=87.5kJ，求过程2-3传递的热量及状态1的热力学能。


P
1
2
3
4
V

解：对途径1-2-3，由闭口系能量方程得

$$\Delta U_{123} = U_3 - U_1 = Q_{123} - W_{123}$$
$$= (-47.5 - 30) = -77.5kJ$$

（1）对途径1-4-3，由闭口系能量方程得

$$Q_{143} = \Delta U_{143} + W_{143}$$
$$= \Delta U_{123} + W_{143} = (U_3 - U_1) + W_{143}$$
$$= (-77.5) + 15 = -62.5kJ$$

（2）对途径3-1，可得到

$$Q_{31} = \Delta U_{31} + W_{31}$$
$$= (U_1 - U_{3)} + W_{31}$$
$$= 77.5 + (-6)$$
$$= 71.5kJ$$

（3）对途径2-3，有

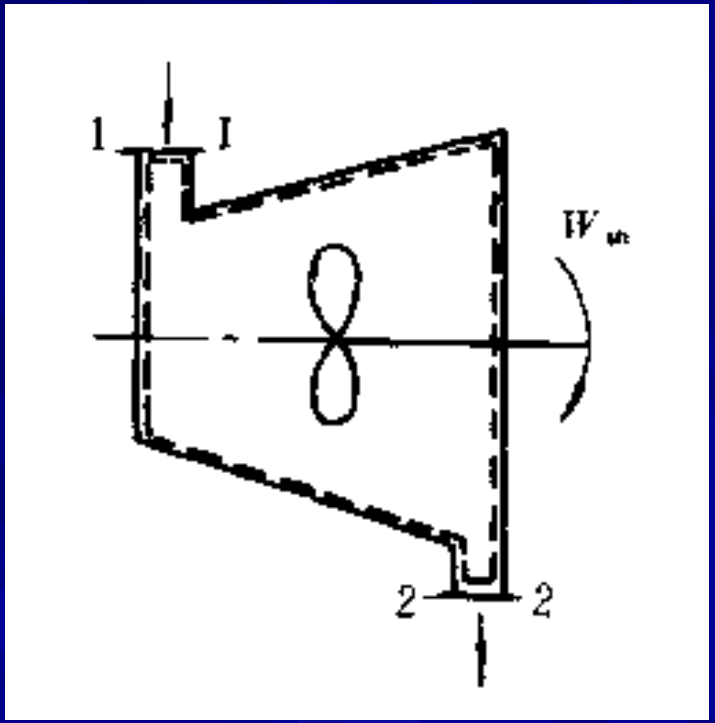
$$W_{23}=\int_{2}^{3}pdV=0$$

$$Q_{23}=\Delta U_{23}+W_{23}=U_3-U_2=87.5-175=-87.5kJ$$

六、稳定流动系统的能量方程

- 工程上以开口系居多。
- 正常工况下，工质在设备或机器中的流动过程可以视为稳定流动。
- 稳定流动——是一个开口系统，有工质的流进和流出。
- 特点：空间各点参数不随时间变化的流动过程称为稳定流动。

- 所谓空间各点参数不随时间变化，并不是指各点参数相同，恰恰相反，通常空间各点参数是不相同的。
- 稳定流动并不排斥系统与外界进行物质和能量的交换。



实现稳定流动的条件

- 进、出口截面的参数不随时间变化。系统进出口工质的状态不随时间而变。
- 系统与外界进行功和热的交换不随时间变化。
- 系统与外界进行物质交换不随时间改变，

$$q_{m1} = q_{m2} = 常数 = q_m$$

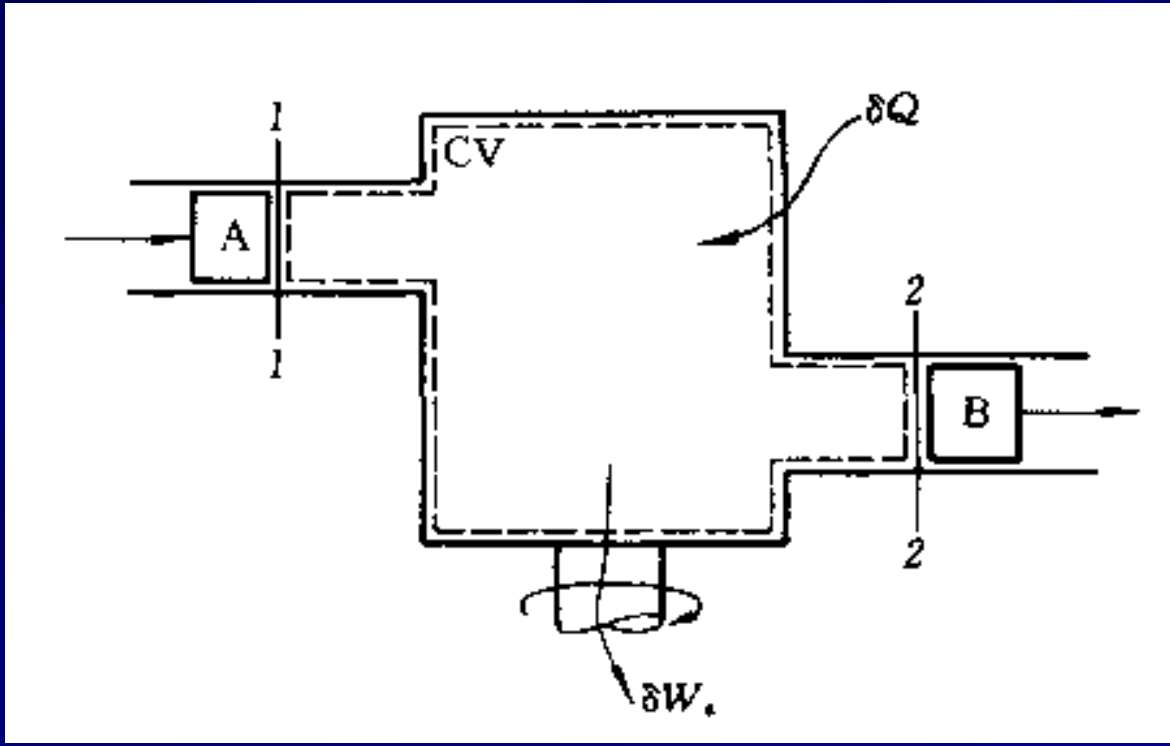
2.稳定流量的功量

（1）轴功：　W_s

（2）流动功：W_f

$$W_f = (pV)_2 - (pV)_1$$

3.稳定流动的能量方程式



$$\delta m_1 = \delta m_2 = \delta m$$

稳定流动系统的能量不随时间而变。

输入的总能量等于输出的总能量。

则，流入系统的mkg的工质的总能量为：

$$E_1 = me_1 = U_1 + \frac{1}{2}mc_1^{\ 2} + mgz_1$$

流出系统的mkg的工质的总能量为：

$$E_2 = me_2 = U_2 + \frac{1}{2}mc_2^{\ 2} + mgz_2$$

输入系统的总能量分三部分：

E_1、Q、进口处外界对mkg工质的推挤功P_1V_1。

输出系统的总能量分三部分：

E_2、W_s，系统对流出的mkg工质的推挤功P_2V_2。

$$(E_1+Q+P_1V_1)-(E_2+W_s+P_2V_2)=0$$

$$(U_1+\frac{1}{2}mc_1^{\ 2}+mgz_1+Q+P_1V_1)-(U_2+\frac{1}{2}mc_2^{\ 2}+mgz_2+W_s+P_2V_2)=0$$

整理得：$$Q=U_2-U_1+\frac{1}{2}m\left(c_2^{\ 2}-c_1^{\ 2}\right)+mg\left(z_2-z_1\right)+P_2V_2-P_1V_1+W_s$$

令 $$H=U+PV$$

H——焓（工质的焓值）

对于单位质量的工质的焓称为比焓h

$$h=u+pv$$

$\therefore$ $$Q=H_2-H_1+\frac{1}{2}m\left(c_2^{\ 2}-c_1^{\ 2}\right)+mg\left(z_2-z_1\right)_1+W_s$$

对于单位质量的工质，其能量方程式表示为：

$$q=h_2-h_1+\frac{1}{2}\left(c_2^{\ 2}-c_1^{\ 2}\right)+g\left(z_2-z_1\right)_1+W_s$$

$\frac{1}{2}m\Delta c^2$、$mg\Delta z$和Ws

$$\begin{cases} Q = \Delta H + \frac{1}{2}m(\Delta c^2) + mg\Delta z + Ws \\ q = \Delta h + \frac{1}{2}\Delta c^2 + g\Delta z + Ws \end{cases}$$

Q、Ws为1——2过程中所交换的功量和热量，为过程量。其余为进、出口参数。

方程中，$\frac{1}{2}m\Delta c^2$、$mg\Delta z$和Ws 表示动能、位能的增量以及

轴功，可以全部转换为有用功，因此三项之和统称为技术功，（技术上可以利用的功）。用W_t表示。

$$W_t = \frac{1}{2}m\Delta c^2 + mg\Delta z + Ws$$

则方程式变为：

$$\begin{cases} Q = \Delta H + W_t \\ q = \Delta h + W_t \end{cases}$$

对于开口系的稳定流动过程，系统内各点的状态都不随时间发生变化。

所以整个流动过程的总效果，相当于一定质量的工质由进口穿过开口系通过一系列状态变化，并与外界发生热量和功量的交换，最后流到了出口。

这样，也可以将这一定质量的工质作为闭口系加以研究。

4.焓、技术功

- 焓

$$H = U + PV$$

$$h = u + pv$$

U、P、V为状态参数，因此H也为状态参数，工质焓的变化只取决于过程的始末状态，而与过程所经过的路径无关。

在开口系中，对于流入(或流出)系统的mkg工质而言，U是工质的内能，PV是伴随工质迁移引进的系统与外界交换的推动功，并通过工质的流入(或流出)将此机械能带入(或带出)系统。

因此，只要有工质流进(或流出)系统。工质的内能U和机械能PV必然结合在一起流入(或流出)系统。

- 在开口系中，随工质流动而携带的总能量包括：工质的总储存能（e）和推动功（pv）。
- 在有些流动情况下，工质的宏观动能和重力位能为零或忽略不计，但热力学能和推动功必定存在，所以焓是流动工质携带的基本能量。
- 宏观动能和重力位能是外部储存能，和工质的状态无关。
- 焓可以看做是流动工质携带的总能量中取决于热力状态的那部分能量。

焓的物理意义

- 不论对非流动工质还是流动工质，焓都是状态参数；
- 对流动工资，焓是随着工质流动时携带的取决于热力状态的那部分能量（或基本能量）。

$Wt = \frac{1}{2} m\Delta c^2 + mg\Delta z + Ws$

2.技术功

$$W_t = \frac{1}{2} m\Delta c^2 + mg\Delta z + W_s$$

- 其中　W_s为轴功，有用功。

$\frac{1}{2} m\Delta c^2 + mg\Delta z$

- $\frac{1}{2} m\Delta c^2 + mg\Delta z$ 为工质宏观动能和位能的增量，也能为外界提供有效服务。

- 单位质量工质的技术功：

$$w_t = \frac{1}{2}\Delta c^2 + g\Delta z + w_s$$

则能量方程式变为

$$\begin{cases} Q = \Delta H + W_t \\ q = \Delta h + W_t \end{cases}$$

$w_t = \frac{1}{2}\Delta c^2 + g\Delta z + w_s$

将上式进行变换

$$Q = \Delta U + \Delta(PV) + W_t$$

$$Q - \Delta U = \Delta(PV) + W_t$$

根据闭口系能量方程式 $Q = \Delta U + W$

$$Q - \Delta U = W$$

$$W = \Delta(PV) + W_t$$

膨胀功是简单可压缩系热变功的源泉。

W——闭口系工质的膨胀功。

对于可逆过程，有 $W=\int_1^2 PdV$

$$W_t = W-\Delta(PV)=\int_1^2 PdV-\Delta(PV)=\int_1^2 PdV-(P_2V_2-P_1V_1)$$
$$=\int_1^2 PdV-\int_1^2 d(PV)$$
$$=-\int_1^2 VdP$$

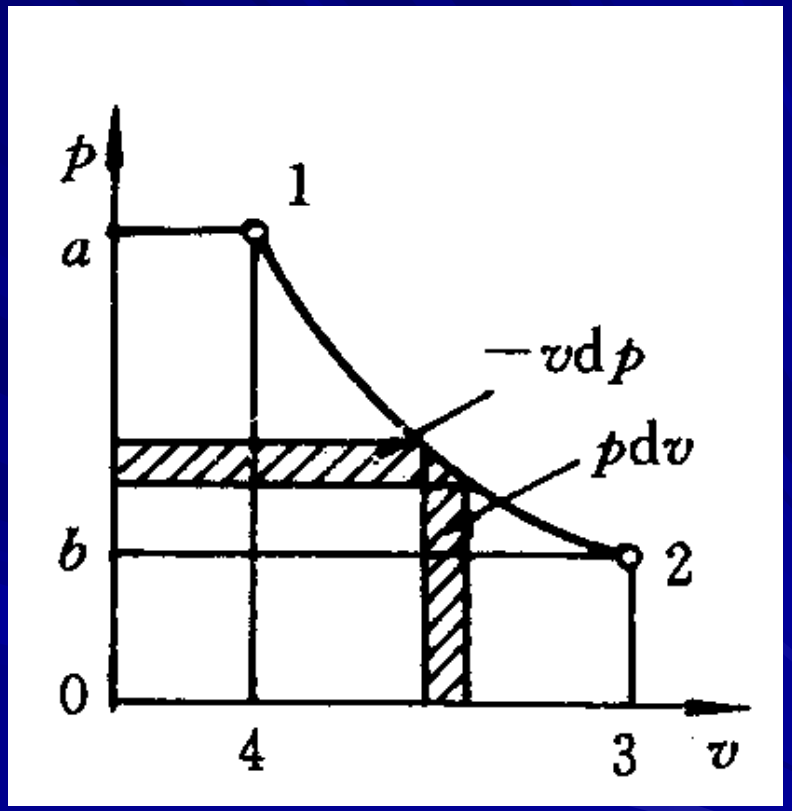
对于单位质量工质而言 $w_t=-\int_1^2 vdP$

可逆过程的技术功Wt可用P-V图(如图)上的可逆过程线左边的面积1—2—3—4—1表示。

技术功在示功图上的表示

$$-\int v\mathrm{d}p = \int p\mathrm{d}v + p_1v_1 - p_2v_2$$

12*ba*1　12341　140*a*1　230*b*2



稳定流动能量方程

Energy balance for steady-flow systems

$$\begin{cases} Q = \Delta H + \frac{1}{2} m(\Delta c^2) + mg\Delta z + Ws \\ q = \Delta h + \frac{1}{2}\Delta c^2 + g\Delta z + Ws \end{cases}$$

适用条件：

任何流动工质

任何稳定流动过程

技术功 Technic$W_t$work

$$Q = m\Delta h + \frac{1}{2}m\Delta c^2 + mg\Delta z + W_s$$

$$q = \Delta h + \frac{1}{2}\Delta c^2 + g\Delta z + w_s$$

动能　　位能　　轴功

w_t

机械能

工程技术上可以直接利用

$$Q = \Delta H + W_t$$

$$q = \Delta h + w_t$$

稳流开口与闭口的能量方程

闭　　口　$q = \Delta u + w$

稳流开口　$q = \Delta h + w_t$

} 等价

容积变化功w

技术功w_t

轴功w_s

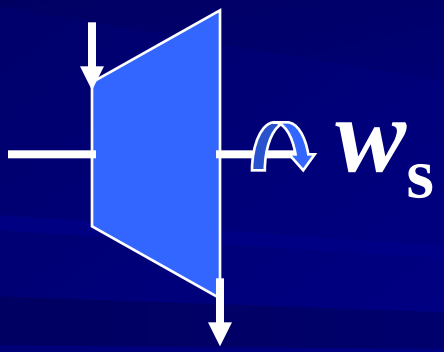
推进功$\Delta(pv)$

几种功的关系？

几种功的关系

$$w_t = \frac{1}{2}\Delta c^2 + g\Delta z + w_s$$

$$w = \Delta(pv) + w_t$$



做功的根源w { w_t { $\triangle c^2/2$, $g\triangle z$, w_s ; $\triangle(pv)$ }

稳定流动能量方程应用举例

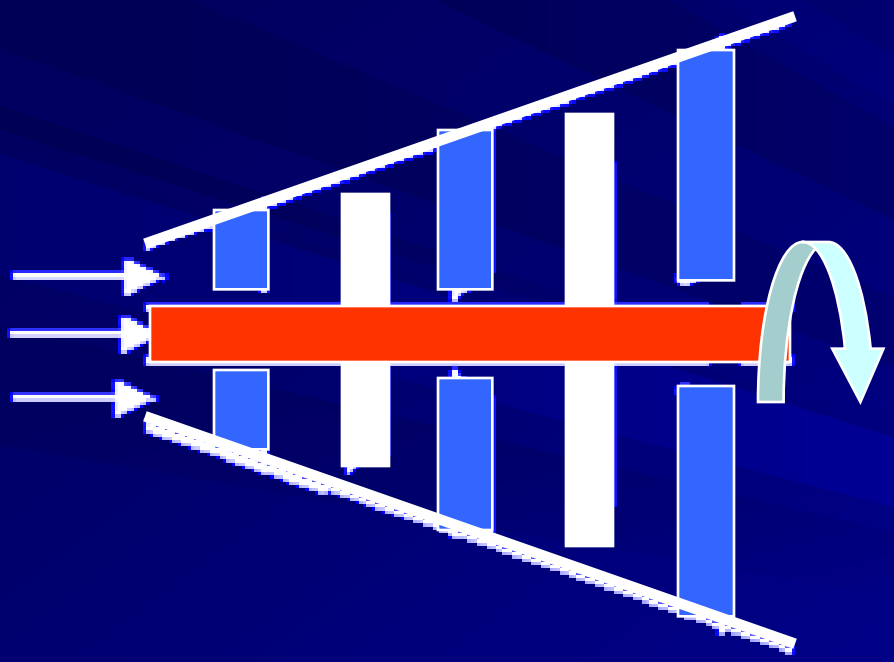
例1：透平(Turbine)机械
（具有叶片的动力式流体机械）

火力发电
核电
} 蒸汽轮机
Steam turbine

飞机发动机
轮船发动机
移动电站
} 燃气机

透平(Turbine)机械

$$q = \Delta h + w_s$$



1) 体积不大

2）流量大

3）保温层

$q \approx 0$

$w_s = -\Delta h$

$= h_1 - h_2 > 0$

输出的轴功是靠焓降转变的

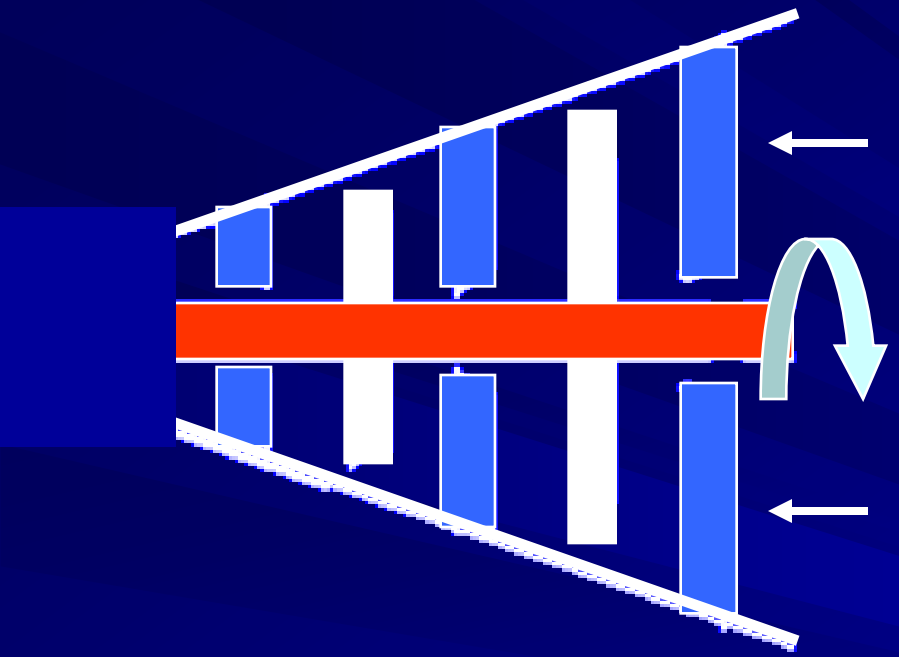
例2：压缩机械 Compressor

火力发电
核电
} 水泵

飞机发动机
轮船发动机
移动电站
} 压气机

制冷
空调
} 压缩机

压缩机械



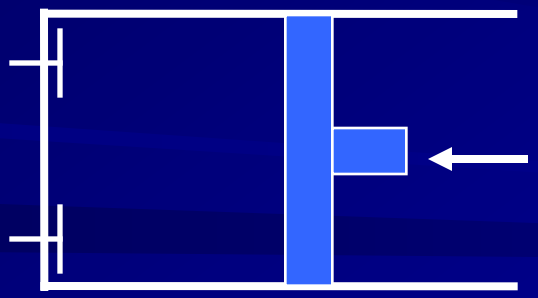
$$q = \Delta h + w_s$$

1) 体积不大

2）流量大

3）保温层

$q \approx 0$



输入的轴功转变为焓升

$$w_s = -\Delta h$$

$$= h_1 - h_2 < 0$$

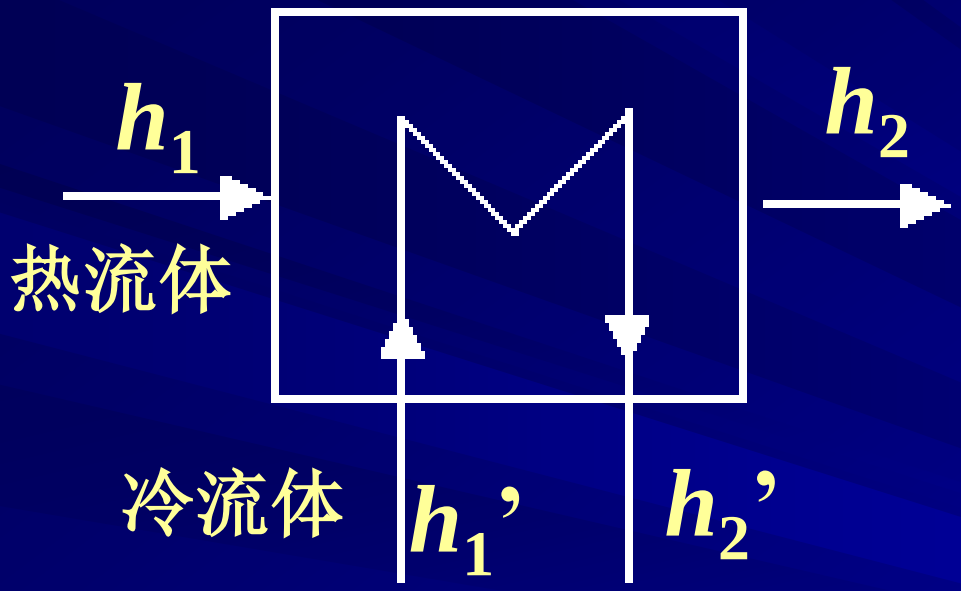
例3：换热设备Heat Exchangers

火力发电：锅炉、凝汽器

核电：　热交换器、凝汽器

制冷
空调
} 蒸发器、冷凝器

换热设备



$$q = \Delta h + w_s$$

没有作功部件

$$w_s = 0$$

$$q = \Delta h = h_2 - h_1$$

焓变

热流体放热量：$q = \Delta h = h_2 - h_1 < 0$

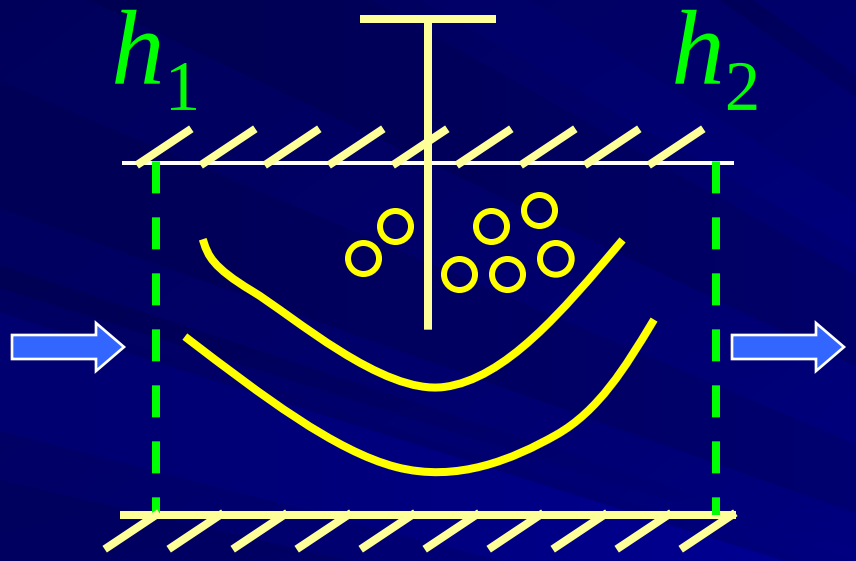
冷流体吸热量：$q' = \Delta h = h_2' - h_1' > 0$

例4：绝热节流Throttling Valves

管道阀门

制冷
空调
} 膨胀阀、毛细管

绝热节流



$$q = \Delta h + w_s$$

没有作功部件

$$w_s = 0$$

绝热 $q = 0$

$$\Delta h = 0$$

$$h_1 = h_2$$

绝热节流过程，前后***h***不变。

能量方程式的应用要点：

- 确定研究对象——选好热力系统

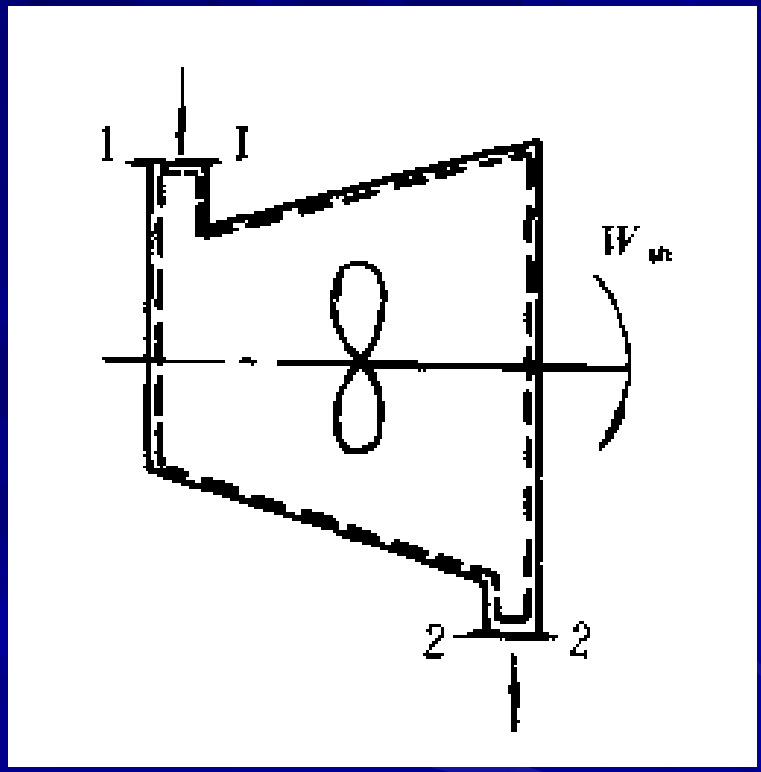
  在分析定量工质时，一般热力系选控制质量系，即闭口系。在分析各种热力设备时，因工质总是流动的，取固定空间为热力系，即控制容积系，也即开口系。
- 画出示意图
- 写出所研究热力系的对应的能量方程式
- 针对具体问题，分析系统与外界的相互作用，做出某些假设，使方程简单明了。
- 求解简化后的方程，解出未知量。

简化工程实际问题的几点原则

- 对叶轮式机械、喷管、节流阀等通常作绝热处理
  - 叶轮式机械的外表面通常绝热良好；
  - 热交换面积较小、或工质迅速流过系统；
  - 系统与外界的温差很小
- 除如喷管、扩压管等设备外，一般设备的进出口动、位能差可以忽略不计。
- 如果闭口系中工质的容积没有变化，则容积共为零；如果开口系中没有叶片、转轴之类的做功部件，其轴功为零。

例 题

- 1.进入汽轮机新蒸汽的参数为：P_1＝9MPa，t_1＝500℃，h_1＝3386．4kJ／kg，c_1＝50m／s；出口参数为：P_2＝0.005MPa，h_2＝2320KJ／kg，c_2＝120m/s。蒸汽的质量流量m＝220t/h，试求
- ①汽轮机的功率；
- ②忽略蒸汽进、出口动能变化引起的计算误差。



解 ①取汽轮机进、出口所围空间为控制容积CV，如图所示，则系统为稳定流动系统。从而有

$$q = \Delta h + \frac{1}{2}\Delta c^2 + g\Delta z + w_{sh}$$

依题意：q=0，△z＝0 故有：

$$w_{sh} = -\Delta h - \frac{1}{2}\Delta c^2 = (h_1 - h_2) - \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2)$$

$$= (3386.2 - 2320) - \frac{1}{2}(120^2 - 50^2) \times 10^{-3}$$

$$= 1.060 \times 10^3 kJ/kg$$

功率

$$W_{sh} = mw_{sh} = 220 \times 1.06 \times 10^3$$
$$= 2.332 \times 10^5 \text{ kJ/h}$$
$$= 6.478 \times 10^4 kW$$

②忽略工质进出口功能变化，单位质量工质对外输出功的增加量(或减少量)

$$\Delta w_{sh} = \frac{1}{2}\Delta c^2 = \frac{1}{2} \times (120^2 - 50^2) \times 10^{-3} = 5.95 kJ/kg$$

忽略工质进出口动能变化引起的相对误差

$$\delta E_k = \frac{|\Delta w_{sh}|}{|w_{sh}|} = \frac{5.95}{1.06 \times 10^3} = 0.6\%$$

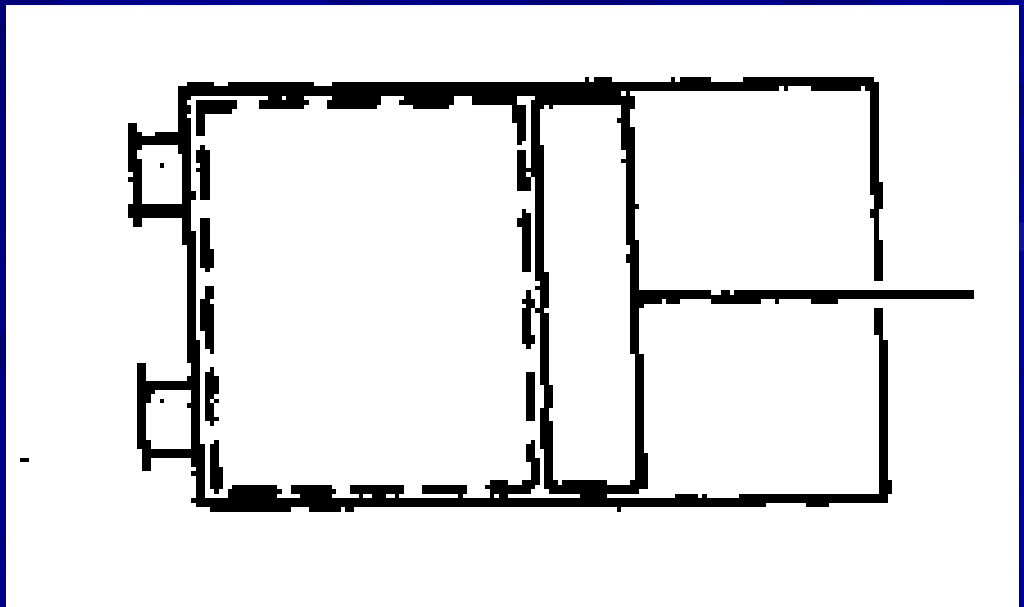
因此在实际工程计算中，工质进出口的动能差、势能差亦可忽略不计。

例2 空气在某活塞式压气机中被压缩。压缩前的空气参数是：P_1＝0.1MPa，v_1＝0.86m3/kg：压缩后的空气参数是：P_2＝0.8MPa，v_2＝0.18m3/kg。设在压缩过程中每千克空气的内能增加150kJ，同时向外放出热量50kJ，试求：

①压缩过程对每千克空气所作的功；

②每生产lkg压缩空气所需的功；

③若该压气机每分钟生产15kg压缩空气，带动此压气机要用多大功率的电动机？



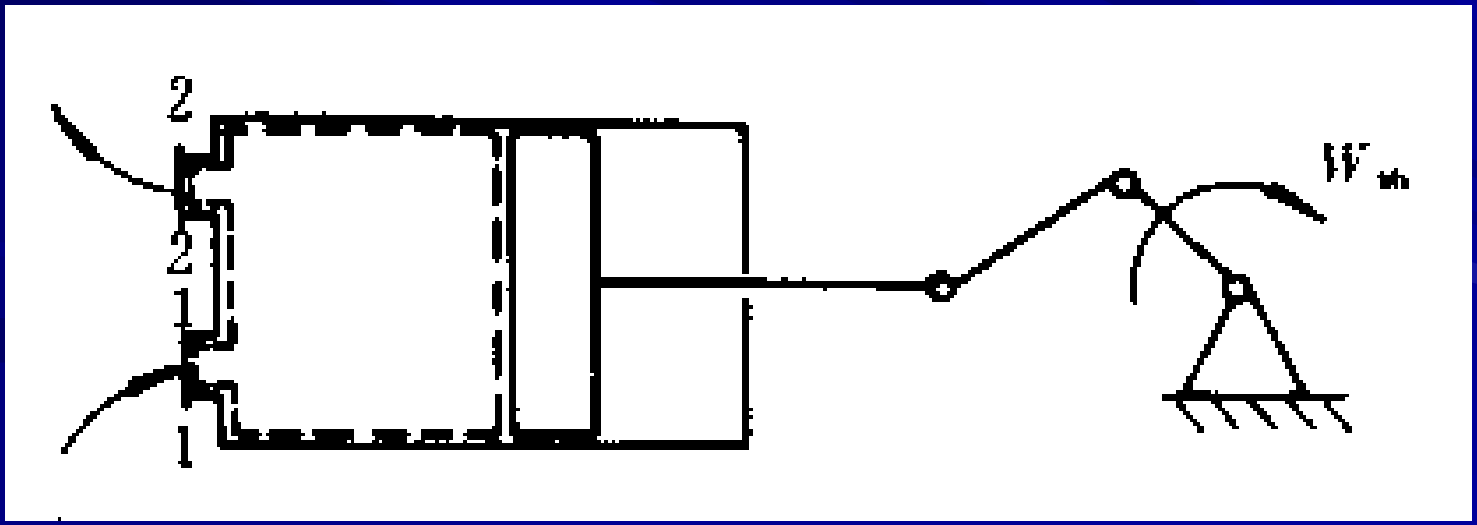
解 ①活塞式压气机的工作过程包括进气、压缩和排气三个过程。在压缩过程中，进、排气阀均关闭。取如图虚线所围的空间为热力系统，显然是闭口系统，与外界交换的功为容积变化功（压缩功）w。能量方程为

$$q = \Delta u + w$$

$$w = q - \Delta u = -50 - 150$$

$$= -200 kJ / kg$$

②要生产出压缩空气，压气机的进、排气阀须周期性地打开、关闭，故系统是一开口系统。严格地讲，该系统不是稳定流动系统，因为各点参数随时间在作周期性变化。但在不同周期的同一时刻，各点参数却是相同的，每个周期进、排气参数不变，进出系统的工质质量相同，与外界交换的能量相同。且活塞运动速度较快，可将压气机生产过程抽象为气体连续不断地流入气缸，受压缩后连续地排出。这样，系统可视为稳定流动系统，如图所示。



则能量方程为：

$$q=\Delta h+\frac{1}{2}\Delta c^2+g\Delta z+w_{sh}$$

$$\Delta c^2=0,\Delta z=0$$

$$w_{sh}=q-\Delta h=q-[\Delta u+\Delta(pv)]=q-\Delta u-\Delta(pv)$$

由①知

$$q-\Delta u=-200kJ/kg$$

$$\begin{aligned}w_{sh}&=q-\Delta u-\Delta(pv)\\&=-200-(0.8\times0.18-0.1\times0.86)\times10^6\times10^{-3}\\&=-258kJ/kg\end{aligned}$$

③带动此压气机的电动机功率

$$W_{sh}=m|w_{sh}|=\frac{15}{60}\times258=65.0kW$$

课堂练习：

- 一个装有2kg工质的闭口系经历了如下过程：过程中系统散热25kJ，外界对系统作功100kJ，比热力学能减小15kJ/kg，并且整个系统被举高1000m。试确定过程中系统动能的变化。

解：由于需考虑闭口系动能及位能的变化，所以应用第一定律的一般表达式，即

$$Q = \Delta U + \frac{1}{2} m\Delta c^2 + mg\Delta z + W$$

$$\Delta E_k = \frac{1}{2} m\Delta c^2 = Q - \Delta U - mg\Delta z - W$$

$$= (-25) - (-100) - 2\times(-15) - 2\times 9.8\times 1000\times 10^{-3}$$

$$= 85.4\text{kJ}$$

$\int_1^2 pdv$

结果说明系统动能增加了**85.4kJ**。

2.一活塞汽缸设备内装有5kg的水蒸气，由初态的比热学能u_1=2709kJ/kg膨胀到u_2=2659.6kJ/kg，过程中加给水蒸气的热量为80kJ，通过搅拌器的轴输入系统18.5kJ的轴功。若系统无动能、位能的变化，试求通过活塞所作的功。

解：这是一闭口系，所以能量方程为：

$$Q = \Delta U + W_{\text{tot}}$$

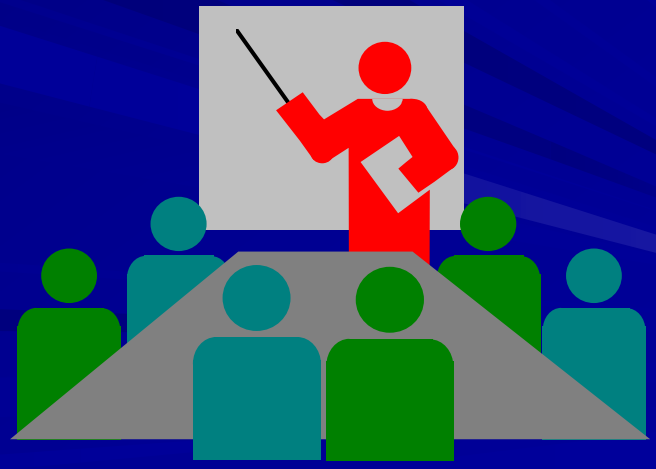
方程中的W是总功，应包括搅拌器的轴功和活塞的膨胀功，则能量方程为

$$\begin{aligned} Q &= \Delta U + W_{paddle} + W_{piston} \\ W_{piston} &= Q - \Delta U - W_{paddle} \\ &= Q - m(u_2 - u_1) - W_{paddle} \\ &= 350\text{kJ} \end{aligned}$$

求出的活塞功为正值，说明系统通过活塞膨胀对外作功。

第三节
热力学第二定律

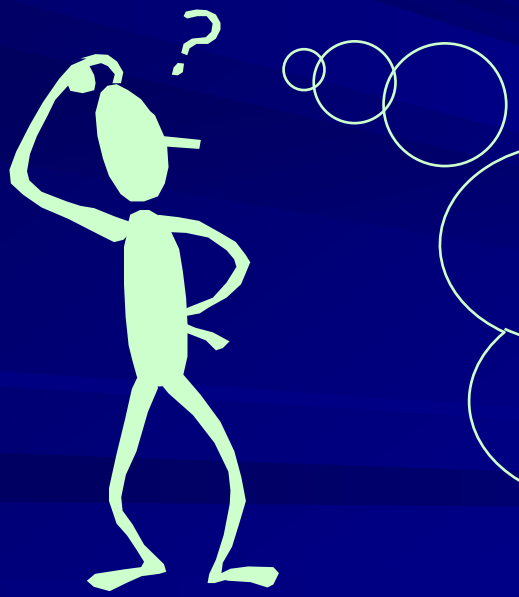
Second Law of Thermodynamics



热力学第一定律

能量守恒与转换定律

能量之间数量的关系



所有满足能量守恒与转换定律的过程是否都能自发进行

自发过程的方向性

自发过程：不需要任何外界作用而自动进行的过程。

- 热量由高温物体传向低温物体
- 摩擦生热
- 水自动地由高处向低处流动
- 电流自动地由高电势流向低电势

自然界自发过程都具有方向性

自发过程的方向性
Spontaneous process

功量 —摩擦生热→ 热量

100%

发电厂

功量 ←— 热量 ⌒ 放热

40%

自发过程具有方向性、条件、限度

热力学第二定律的实质

自然界过程的方向性表现在不同的方面

能不能找出共同的规律性?
能不能找到一个判据?

热力学第二定律

热二律的表述与实质

热二律的表述有 60-70 种

热功转换

1851年

开尔文—普朗克表述

热功转换的角度

传 热

1850年

克劳修斯表述

热量传递的角度

开尔文—普朗克表述
Kelvin—Planck Statement

不可能从单一热源取热，并使之完全转变为有用功而不产生其它影响。

It is impossible for any device that operates on a cycle to receive heat from a single reservoir and produce a net amount of work.

开尔文－普朗克表述
Kelvin－Planck Statement

不可能从单一热源取热，并使之完全转变为有用功而不产生其它影响。

热机不可能将从热源吸收的热量全部转变为有用功，而必须将某一部分传给冷源。

perpetual-motion machine of the second kind

第二类永动机：设想的从单一热源取热并使之完全变为功的热机。

这类永动机
并不违反热力
学第一定律

但违反了热
力学第二定律

第二类永动机是不可能制造成功的

环境是个大热源

克劳修斯表述
Clausius statement

不可能将热从低温物体传至高温物体而不引起其它变化。

It is impossible to construct a device that operates in a cycle and produces no effect other than the transfer of heat from a lower-temperature body to a higher-temperature body.

克劳修斯表述
Clausius statement

不可能将热从低温物体传至高温物体而不引起其它变化。

空调,制冷　　代价：耗功

热量不可能自发地、不付代价地从低温物体传至高温物体。

热二律的实质

- 自发过程都是具有方向性的
- 若想逆向进行，必付出代价

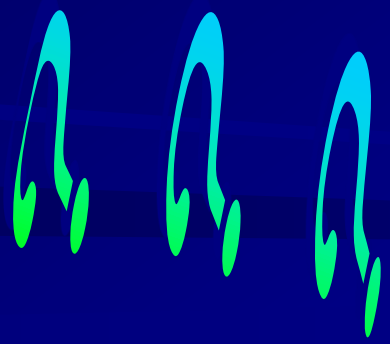
热一律与热二律

热一律否定第一类永动机

η_t >100％不可能

热二律否定第二类永动机

η_t =100％不可能



热机的热效率最大能达到多少？
又与哪些因素有关？

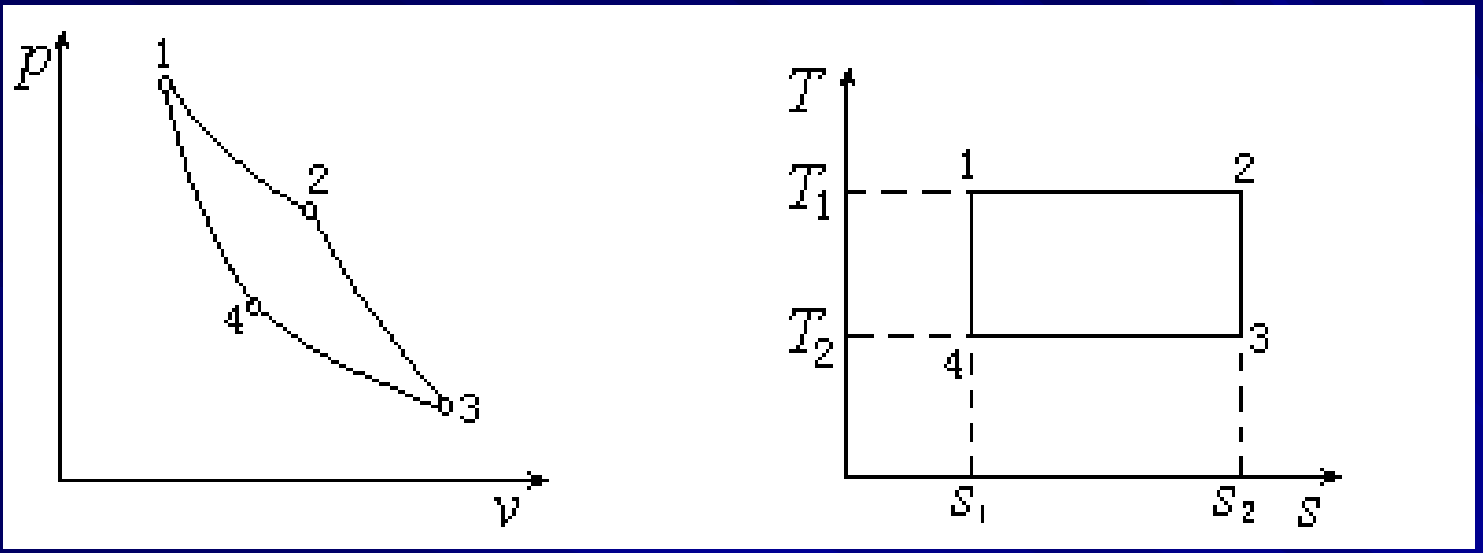
卡诺循环与卡诺定理

法国工程师卡诺（S. Carnot），
1824年提出
卡诺循环

热二律奠基人

效率最高

卡诺循环—理想可逆热机循环
Carnot cycle Carnot heat engine



卡诺循环示意图

1-2定温吸热过程，$q_1 = T_1(s_2-s_1)$

2-3绝热膨胀过程，对外作功

3-4定温放热过程，$q_2 = T_2(s_2-s_1)$

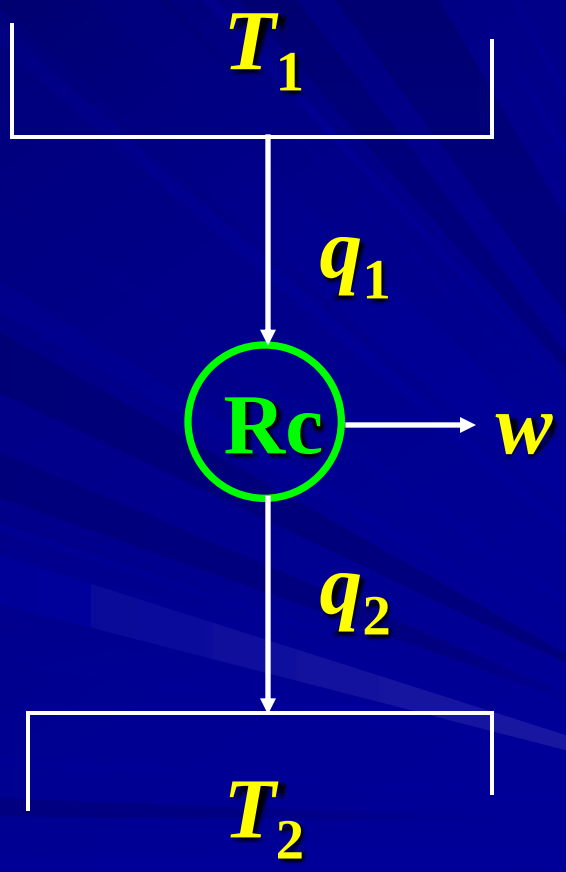
4-1绝热压缩过程，对内作功

卡诺循环热机效率
Carnot efficiency

$$\eta_t = \frac{w}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}$$

卡诺循环热机效率

$$\eta_{t,C} = 1 - \frac{T_2(s_2 - s_1)}{T_1(s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$



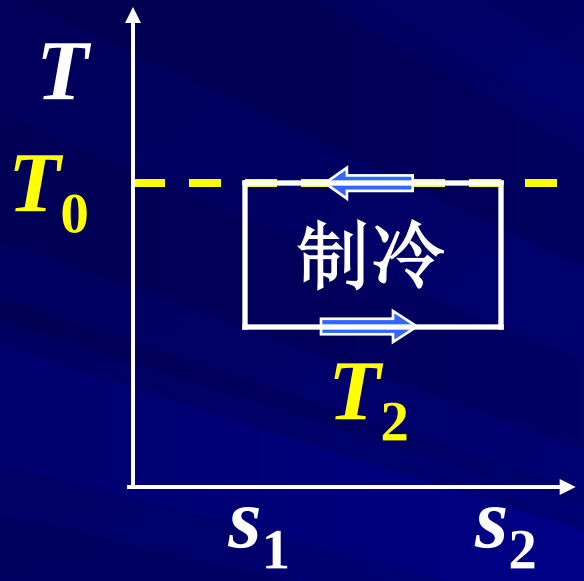
卡诺循环热机效率的说明

$$\eta_{t,C} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

Constant heat reservoir

- $\eta_{t,c}$只取决于恒温热源T_1和T_2
  而与工质的性质无关；
- T_1 ↑ $\eta_{t,c}$ ↑ ， T_2 ↓ η_c ↑ ，温差越大，$\eta_{t,c}$越高
- $T_1 \neq \infty$ K，$T_2 \neq 0$ K，$\therefore \eta_{t,c} < 100\%$， 热二律
- 当$T_1 = T_2$， $\eta_{t,c} = 0$, 单热源热机不可能

卡诺逆循环—卡诺制冷循环



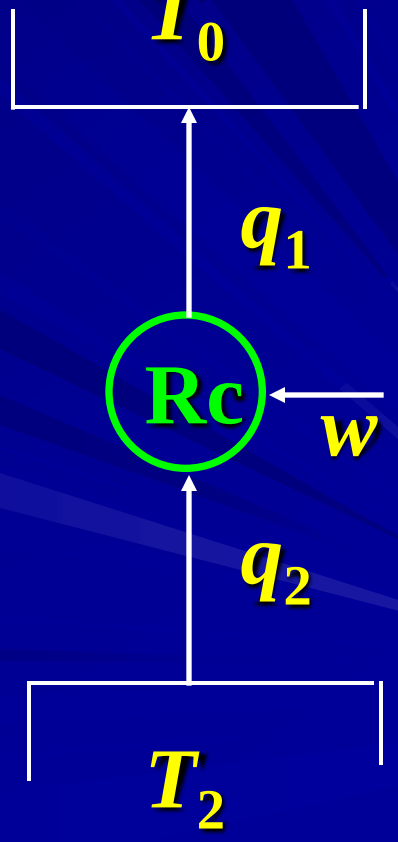
$$\varepsilon_C = \frac{q_2}{w} = \frac{q_2}{q_1 - q_2}$$

$$= \frac{T_2(s_2 - s_1)}{T_0(s_2 - s_1) - T_2(s_2 - s_1)} = \frac{T_2}{T_0 - T_2}$$

$$= \frac{1}{\frac{T_0}{T_2} - 1}$$

$T_0 \uparrow \quad \varepsilon_c \downarrow$

$T_2 \downarrow \quad \varepsilon_c \downarrow$



卡诺定理—Carnot principles

定理一：在两个不同温度的恒温热源间工作的所有热机，以可逆热机的热效率为最高。

定理二：在两个不同温度的恒温热源间工作的一切可逆热机，具有相同的热效率，且与工质的性质无关。

卡诺定理小结

1、在两个不同 T 的恒温热源间工作的一切可逆热机

$$\eta_{tR} = \eta_{tC}$$

2、不可逆热机 η_{tIR} < 同热源间工作可逆热机 η_{tR}

$$\eta_{tIR} < \eta_{tR} = \eta_{tC}$$

∴ 在给定的温度界限间工作的一切热机，

η_{tC} 最高 ⟹ 热机极限

卡诺定理的意义

从理论上确定了通过热机循环实现热能转变为机械能的条件，指出了提高热机热效率的方向，是研究热机性能不可缺少的准绳。

对热力学第二定律的建立具有重大意义。

卡诺定理举例

Ⓐ 热机是否能实现

$$\eta_{tC}=1-\frac{T_2}{T_1}=1-\frac{300}{1000}=70\%$$

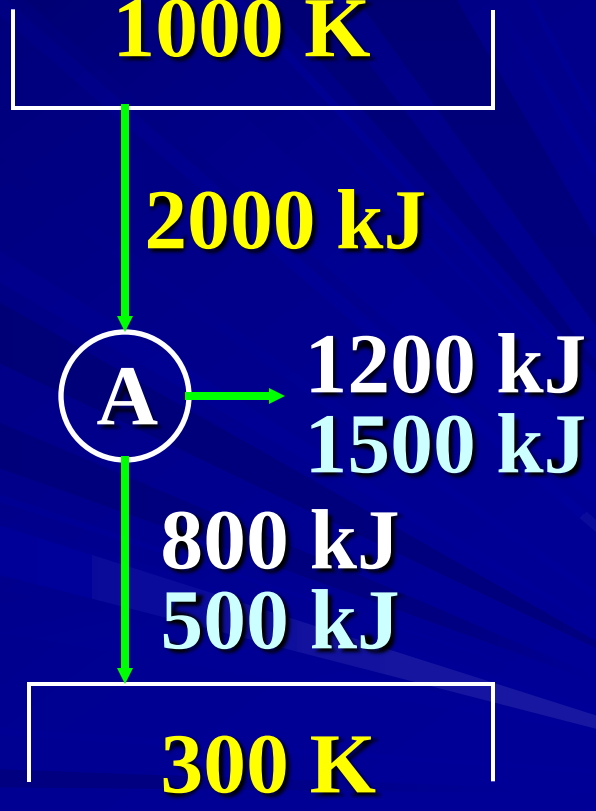
$$\eta_t=\frac{w}{q_1}=\frac{1200}{2000}=60\%$$

可能

如果：W=1500 kJ

$$\eta_t=\frac{1500}{2000}=75\%$$

不可能



实际循环与卡诺循环

卡诺热机只有理论意义，最高理想

实际上 T s 很难实现

内燃机 t_1=2000°C，t_2=300°C

η_{tC} =74.7%　实际η_t =30~40%

火力发电 t_1=600°C，t_2=25°C

η_{tC} =65.9%　实际η_t =40%

回热和联合循环η_t 可达50%

克劳修斯不等式
Clausius inequality

热二律推论之一

卡诺定理给出热机的最高理想

热二律推论之二

克劳修斯不等式反映方向性

定义熵

卡诺循环热效率

$$\eta_c = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

$$\frac{Q_L}{Q_H} = \frac{T_L}{T_H} \quad \Rightarrow \quad \frac{Q_H}{T_H} = \frac{Q_L}{T_L}$$

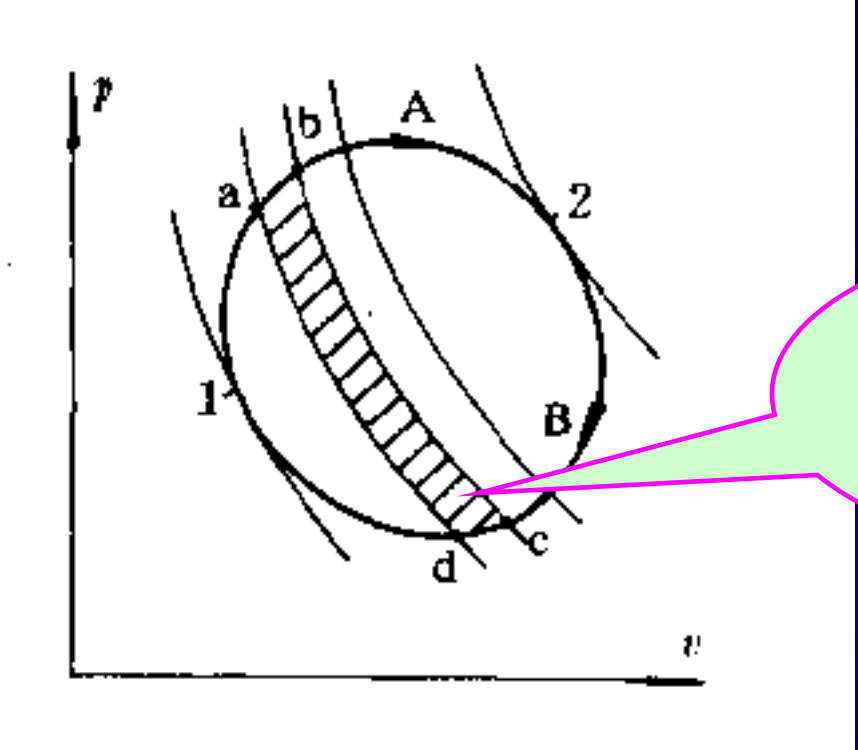
工质在循环中的换热量，且绝对值

热源温度

$$\frac{Q_H}{T_H} - \frac{Q_L}{T_L} = 0$$

$$\frac{Q_H}{T_H} + \frac{Q_L}{T_L} = 0$$

$$\sum \frac{Q}{T} = 0$$



微元卡诺循环

$$\frac{dQ_H}{T_H}+\frac{dQ_L}{T_L}=0$$

对于构成循环I—A—2—B—I的无数个微元卡诺循环均有类似的表达式，将它们相加得：

$$\left(\frac{dQ_H}{T_H}+\frac{dQ_L}{T_L}\right)+\left(\frac{dQ_H'}{T_H'}+\frac{dQ_L'}{T_L'}\right)+\left(\frac{dQ_H''}{T_H''}+\frac{dQ_L''}{T_L''}\right)+\cdots$$

$$=\left(\frac{dQ_H}{T_H}+\frac{dQ_H'}{T_H'}+\frac{dQ_H''}{T_H''}+\cdots\right)+\left(\frac{dQ_L}{T_L}+\frac{dQ_L'}{T_L'}+\frac{dQ_L''}{T_L''}+\cdots\right)=0$$

即

$$\int_{1A2}\frac{dQ}{T}+\int_{2B1}\frac{dQ}{T}=0$$

$$\oint\frac{dQ}{T}=0$$

$\frac{dQ}{T}$ 的积分与路径无关 → $\frac{dQ}{T}$ 为某一状态参数的恰当微分

$$dS = \frac{dQ_{re}}{T}$$

下标re表示可逆，强调是可逆过程的换热量。

T为热源温度。

$$dS = \frac{dQ_{re}}{T}$$

熵的物理意义

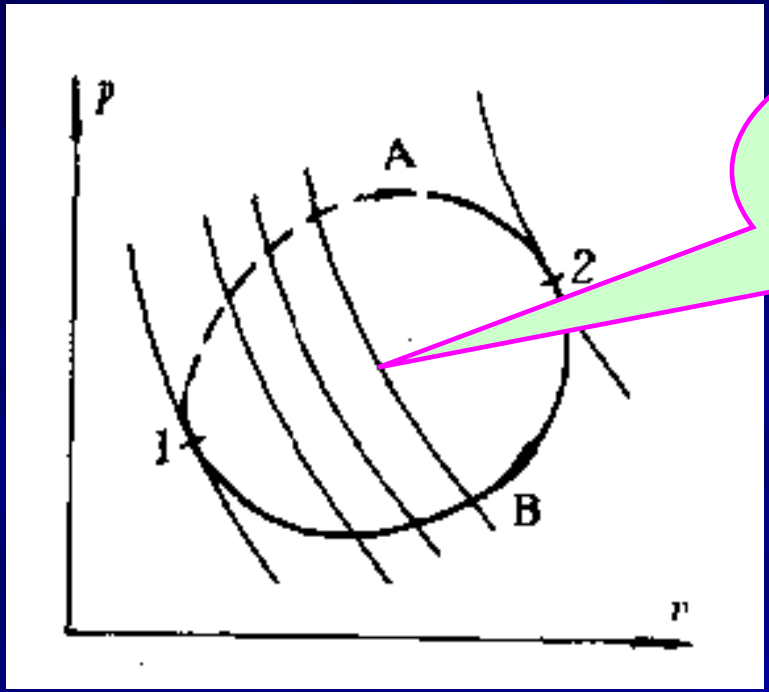
- 熵的变化表征了可逆过程中热交换的方向和大小；
- 系统可逆地从外界吸收热量，$dQ_{re}>0$，系统熵增大；
- 系统可逆地向外界放热，$dQ_{re}<0$，系统熵减小；
- 可逆绝热过程中，系统熵不变。
- 单位质量工质的熵，又称比熵。

可逆过程的熵变

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{dQ_{re}}{T}$$

$$\Delta s = s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{dq_{re}}{T}$$

五、不可逆过程的熵变、熵流和熵产



微元非卡诺循环

$$\eta = 1 - \frac{dQ_L}{dQ_H} < \eta_c = 1 - \frac{dQ_L}{dQ_H} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

$$\eta = 1 - \frac{dQ_L}{dQ_H} < \eta_c = 1 - \frac{dQ_L}{dQ_H} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

$$\frac{dQ_H}{T_H} < \frac{dQ_L}{T_L}$$

换热量，绝对值

$$\frac{dQ_H}{T_H} + \frac{dQ_L}{T_L} < 0$$

对于全部循环

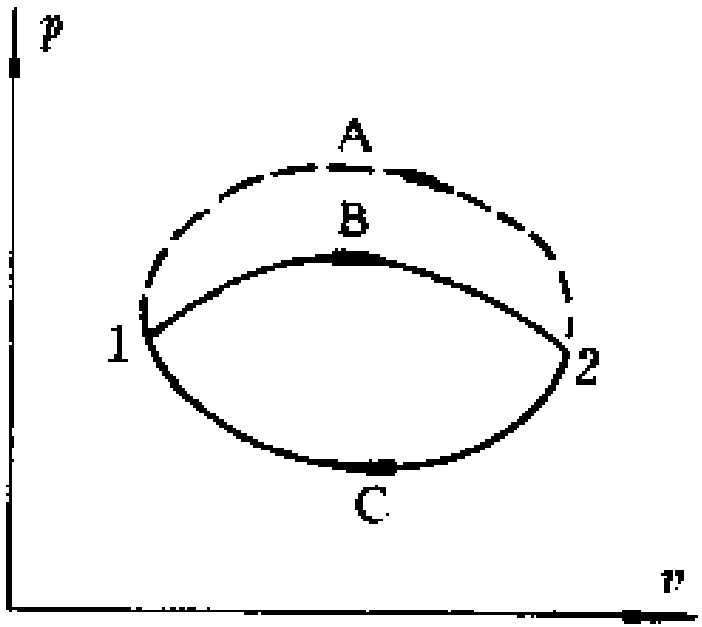
$$\int_{1A2} \frac{dQ}{T} + \int_{2B1} \frac{dQ}{T} < 0$$

结合可逆循环

克劳修斯不等式

$$\oint \frac{dQ}{T} < 0$$

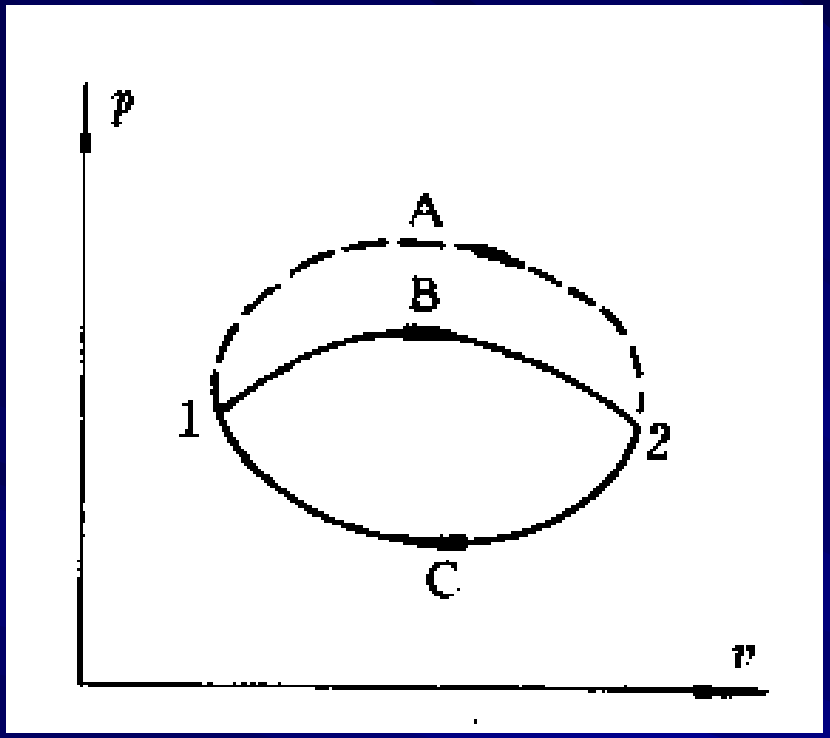
$$\oint \frac{dQ}{T} \leq 0$$



$$\int_{1A2} \frac{dQ}{T} + \int_{2C1} \frac{dQ}{T} < 0$$

$$\int_{1B2} \frac{dQ}{T} + \int_{2C1} \frac{dQ}{T} = 0$$

$$\int_{1B2} \frac{dQ}{T} > \int_{1A2} \frac{dQ}{T}$$



过程1B2为可逆过程，有

$$S_2 - S_1 = \int_{1B2} \frac{dQ}{T}$$

$$\int_{1B2} \frac{dQ}{T} > \int_{1A2} \frac{dQ}{T}$$

$$S_2 - S_1 > \int_{1A2} \frac{dQ}{T}$$

$$S_2 - S_1 > \int_{1A2} \frac{dQ}{T}$$

$$dS > \frac{dQ}{T}$$

$$dS_g = dS - \frac{dQ}{T}$$

熵产

$$dS = \frac{dQ}{T} + dS_g = dS_f + dS_g$$

熵流　　熵产

$$dS = \frac{dQ}{T} + dS_g = dS_f + dS_g$$

在不可逆过程中熵的变化由两部分构成：

一部分是由于与外界热交换引起的dQ／T，称之为熵流，用dS_f表示；

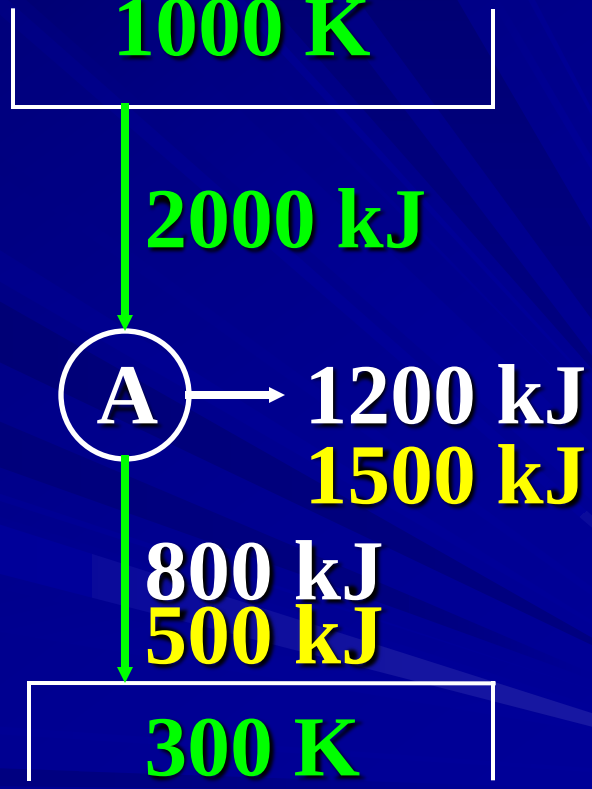
另一部分是由于不可逆因素引起的熵产dS_g。

克劳修斯不等式例题

A 热机是否能实现

$$\oint \frac{\delta Q}{T} = \frac{2000}{1000} - \frac{800}{300} = -0.667 kJ/K < 0$$

可能



如果： W=1500 kJ

$$\oint \frac{\delta Q}{T} = \frac{2000}{1000} - \frac{500}{300} = 0.333 kJ/K > 0$$

不可能

注意：热量的正和负是站在循环的立场上

熵的物理意义

定义：熵 $dS=\frac{\delta Q_{re}}{T}$　　比熵 $ds=\frac{\delta q_{re}}{T}$

热源温度=工质温度

克劳修斯不等式 $\oint\frac{\delta Q}{T_r}\le 0$

可逆时

$dS>0 \rightarrow \delta Q>0$

$dS<0 \rightarrow \delta Q<0$

$dS=0 \rightarrow \delta Q=0$

熵的物理意义

熵变表示可逆过程中热交换的方向和大小

熵是状态量

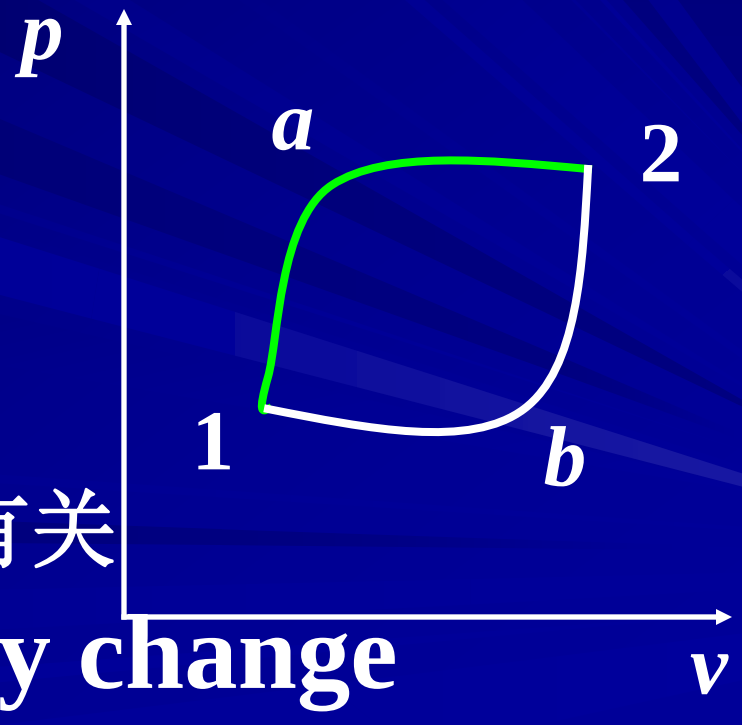
$$\oint dS = 0$$

$$\oint \frac{\delta Q}{T} = 0$$

$$\int_{1a2} \frac{\delta Q}{T} + \int_{2b1} \frac{\delta Q}{T} = 0$$

$$\Delta S_{1a2} = \Delta S_{1b2}$$

$$\Delta S_{21\text{可逆}} = \Delta S_{21\text{不可逆}}$$

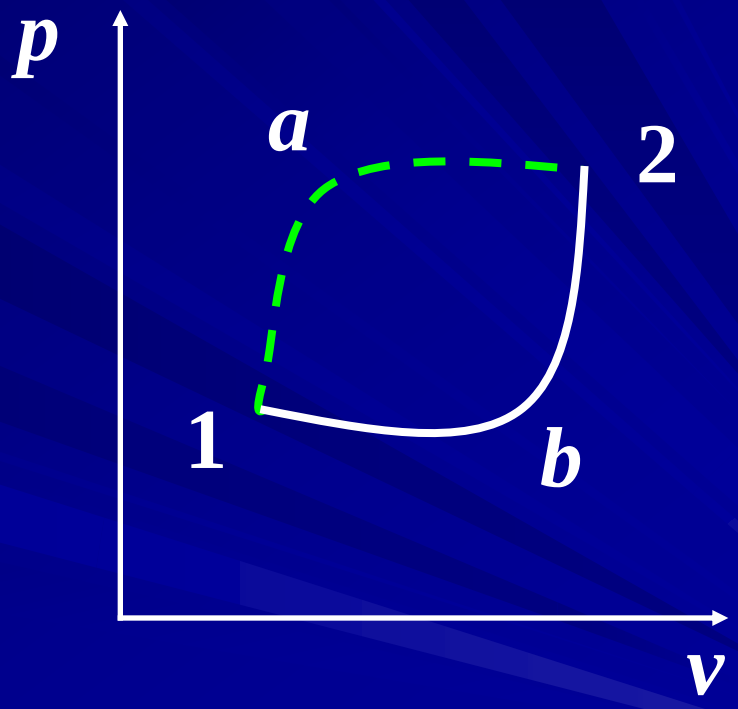


熵变与路径无关,只与初终态有关

Entropy change

不可逆过程ΔS与传热量的关系

$$\Delta S_{12} = S_2 - S_1 \geq \int \frac{\delta Q}{T}$$



ΔS与传热量的关系

$$\Delta S_{12} = S_2 - S_1 \geq \int \frac{\delta Q}{T}$$

= 可逆
>不可逆
<不可能

针对过程

热二律表达式之一

对于循环 =0

$$\Delta S \geq \int \frac{\delta Q}{T}$$

除了传热,还有其它因素影响熵

不可逆绝热过程 $\delta Q = 0$ $dS > 0$

不可逆因素会引起熵变化

总是熵增

熵流和熵产
Entropy flow and Entropy generation

对于任意微元过程有：$dS \geq \frac{\delta Q}{T}$

=：可逆过程

>：不可逆过程

定义

熵流：$dS_{\mathrm{f}} = \frac{\delta Q}{T}$

熵产：纯粹由不可逆因素引起 $dS_{\mathrm{g}} > 0$

永远

$dS = dS_{\mathrm{f}} + dS_{\mathrm{g}}$　　$\Delta S = \Delta S_{\mathrm{f}} + \Delta S_{\mathrm{g}}$

热二律表达式之一

结论：熵产是过程不可逆性大小的度量。

熵流、熵产和熵变

$$dS = dS_{\mathrm{f}} + dS_{\mathrm{g}} \qquad \Delta S = \Delta S_{\mathrm{f}} + \Delta S_{\mathrm{g}}$$

不易求

任意不可逆过程	$\Delta S \geq 0$	$\Delta S_{\mathrm{f}} \geq 0$	$\Delta S_{\mathrm{g}} > 0$
	$<$	$<$	
可逆过程	$\Delta S = \Delta S_{\mathrm{f}} \geq 0$		$\Delta S_{\mathrm{g}} = 0$
	$<$		
不可逆绝热过程	$\Delta S > 0$	$\Delta S_{\mathrm{f}} = 0$	$\Delta S_{\mathrm{g}} > 0$
可逆绝热过程	$\Delta S = 0$	$\Delta S_{\mathrm{f}} = 0$	$\Delta S_{\mathrm{g}} = 0$

熵变的计算方法

理想气体

任何过程

$$\Delta S_{21}=\int_1^2 c_{\mathrm{v}}\frac{dT}{T}+R\ln\frac{v_2}{v_1}$$

$$\Delta S_{21}=\int_1^2 c_{\mathrm{p}}\frac{dT}{T}-R\ln\frac{p_2}{p_1}$$

$$\Delta S_{21}=\int_1^2 c_{\mathrm{p}}\frac{dv}{v}+\int_1^2 c_{\mathrm{v}}\frac{dp}{p}$$

仅可逆过程适用

熵变的计算方法

非理想气体：查图表

固体和液体：通常 $c_p = c_v = c$ 常数

例：水 $c = 4.1868\text{kJ/kg.K}$

$$\delta Q_{re} = mcdT$$

熵变与过程无关，假定可逆：

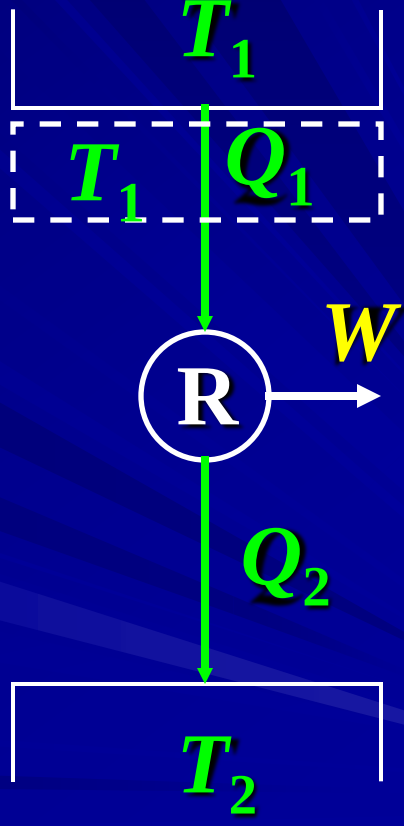
$$dS = \frac{\delta Q_{re}}{T} = \frac{cmdT}{T}$$

$$\Delta S = cm \ln \frac{T_2}{T_1}$$

熵变的计算方法

热源（蓄热器）： 与外界交换热量，T几乎不变

假想蓄热器



热源的熵变

$$\Delta S = \frac{Q_1}{T_1}$$

熵变的计算方法

功源（蓄功器）：与只外界交换功

无耗散

功源的熵变

$$\Delta S = 0$$

六、孤立系统熵增原理

孤立系统 { 无质量交换 / 无热量交换 / 无功量交换

$$dS_{\mathrm{f}} = 0$$

$$dS_{\mathrm{iso}} = dS_{\mathrm{g}} \geq 0$$

=：可逆过程
>：不可逆过程

热二律表达式之一

结论：孤立系统的熵只能增大，或者不变，绝不能减小，这一规律称为孤立系统熵增原理。

孤立系熵增原理举例(1)

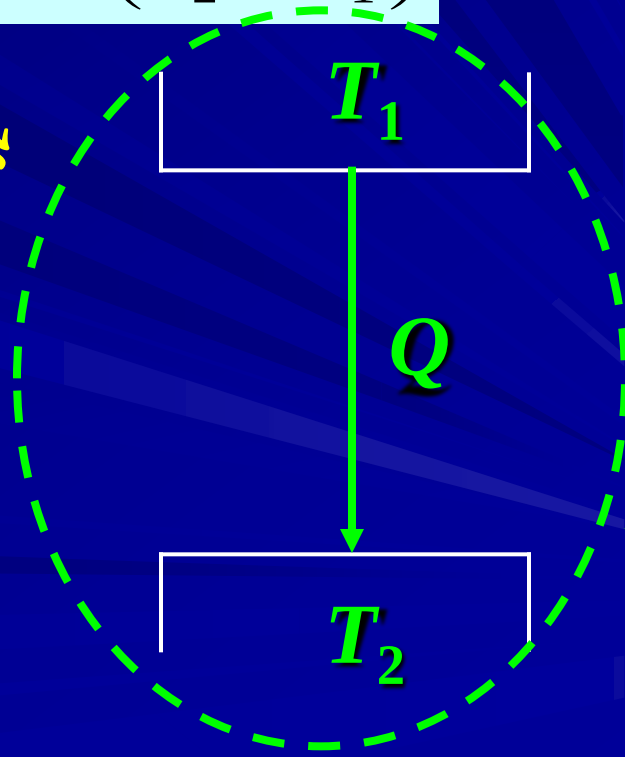
取热源T_1和T_2为孤立系

$$\Delta S_{\text{iso}} = \Delta S_{\text{T}_1} + \Delta S_{\text{T}_2} = \frac{-|Q|}{T_1} + \frac{|Q|}{T_2} = Q\left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1}\right)$$

当$T_1 > T_2$ $\Delta S_{\text{iso}} > 0$ 可自发传热

当$T_1 < T_2$ $\Delta S_{\text{iso}} < 0$ 不能传热

当$T_1 = T_2$ $\Delta S_{\text{iso}} = 0$ 可逆绝热



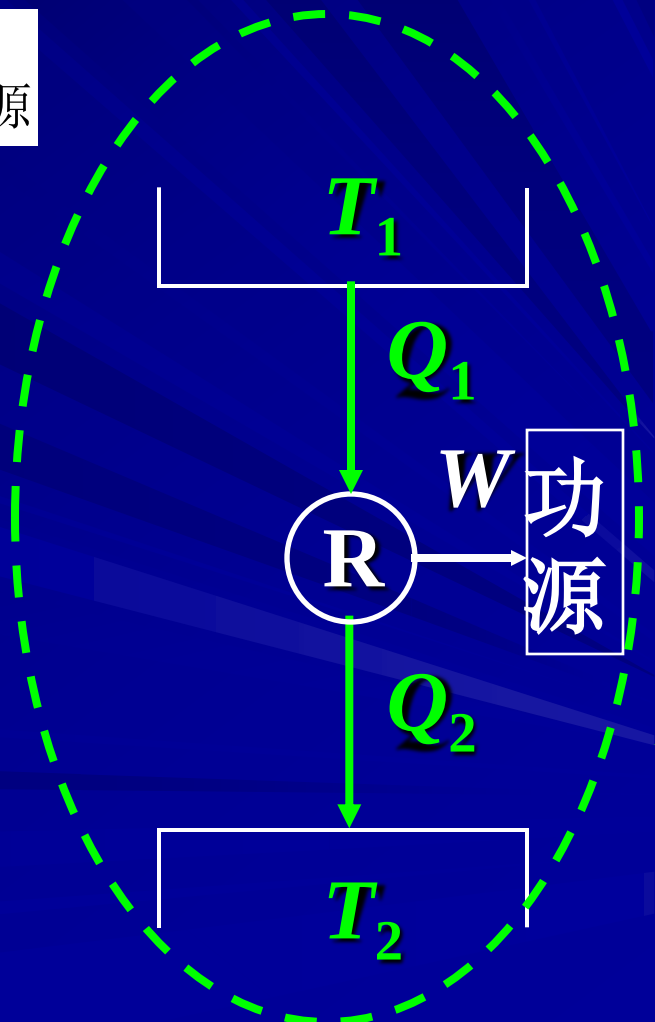
孤立系熵增原理举例(2)

两恒温热源间工作的可逆热机

$$\Delta S_{\text{iso}} = \Delta S_{T_1} + \Delta S_{T_2} + \Delta S_{R} + \Delta S_{\text{功源}}$$

$$= \frac{-Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} = 0$$

$$\eta_t = \eta_{t,C} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

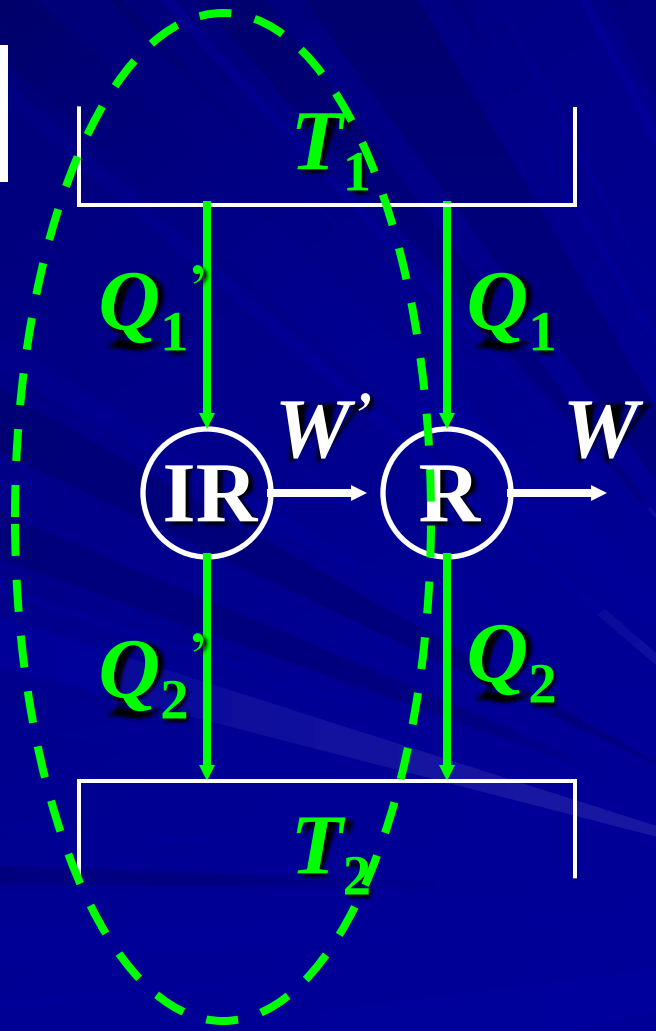


孤立系熵增原理举例(3)

两恒温热源间工作的不可逆热机

$$\Delta S_{\text{iso}} = \Delta S_{T_1} + \Delta S_{T_2} + \Delta S_{\text{IR}} + \Delta S_{\text{功源}}$$

$$= \frac{-Q_1'}{T_1} + \frac{Q_2'}{T_2} > 0$$



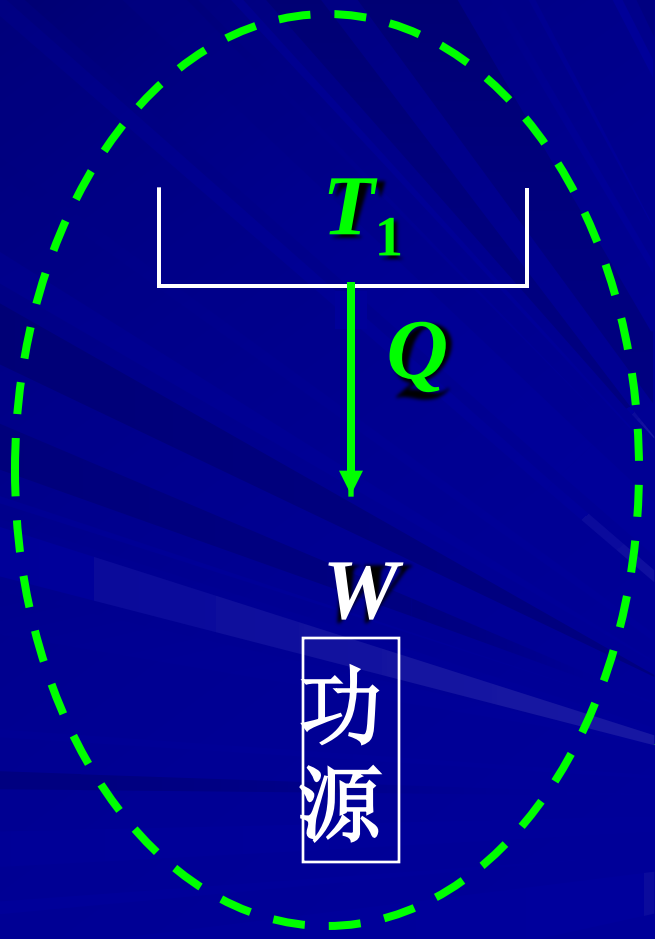
孤立系熵增原理举例(4)

$$\Delta S_{\text{iso}} = \Delta S_{\text{T}_1} + \Delta S_{\text{功源}} = \frac{Q}{T_1} > 0$$

功→热是不可逆过程

$$\Delta S_{\text{iso}} = \Delta S_{\text{T}_1} + \Delta S_{\text{功源}} = \frac{-Q}{T_1} < 0$$

单热源取热→功是不可能的



孤立系熵增原理举例(5)

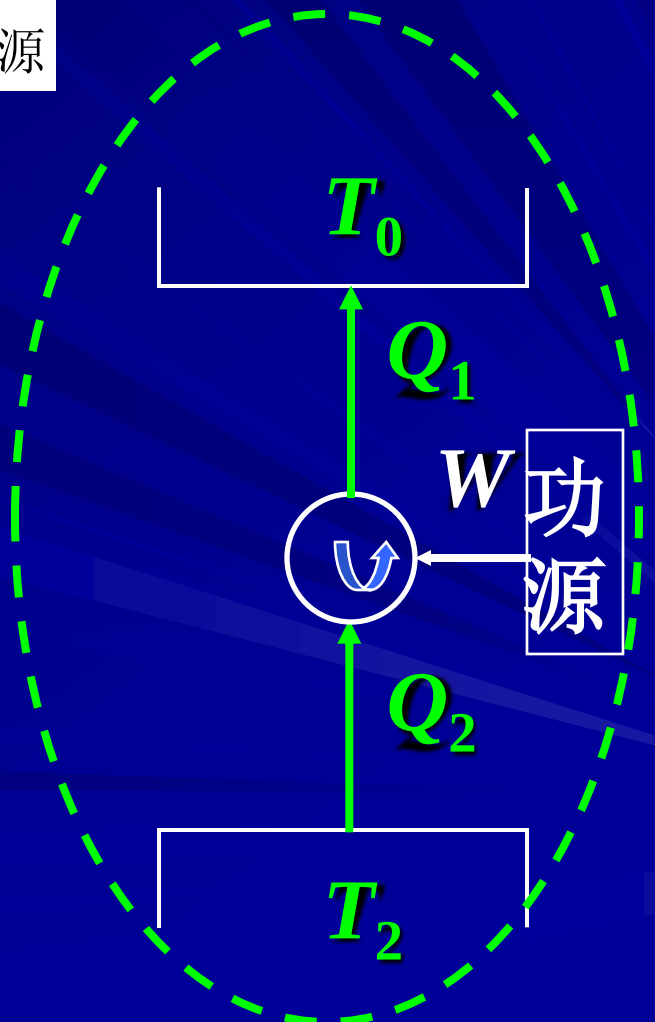
冰箱制冷过程

$$\Delta S_{\text{iso}} = \Delta S_{T_0} + \Delta S_{T_2} + \Delta S_{\text{冰箱}} + \Delta S_{\text{功源}}$$

$$= \frac{Q_1}{T_0} + \frac{-Q_2}{T_2}$$

若想 $\Delta S_{\text{iso}} > 0$

必须加入功W



熵的性质和计算

- 熵是状态参数，状态一定，熵有确定的值；
- 熵的变化只与初、终态有关，与过程的路径无关
- 不可逆过程的熵变可以在给定的初、终态之间任选一可逆过程进行计算。
- 熵是广延量

熵的问答题

- 任何过程，熵只增不减 ×
- 若从某一初态经可逆与不可逆两条路径到达同一终点，则不可逆途径的ΔS必大于可逆过程的ΔS ×
- 可逆循环ΔS为零，不可逆循环ΔS大于零 ×
- 不可逆过程ΔS永远大于可逆过程ΔS ×

判断题（1）

- 若工质从同一初态，分别经可逆和不可逆过程，到达同一终态，已知两过程热源相同，问传热量是否相同？

$$\Delta s \geq \int \frac{\delta q}{T}$$

=：可逆过程
>：不可逆过程

相同初终态，Δs相同

热源T相同

$$\delta q_{\mathrm{R}} > \delta q_{\mathrm{IR}}$$

判断题（2）

- 若工质从同一初态出发，从相同热源吸收相同热量，问末态熵可逆与不可逆谁大？

$$\Delta s \geq \int \frac{\delta q}{T}$$

=：可逆过程
>：不可逆过程

相同热量，热源T相同

$$\Delta s_{IR} > \Delta s_{R}$$

相同初态s_1相同

$$s_{2,IR} > s_{2,R}$$

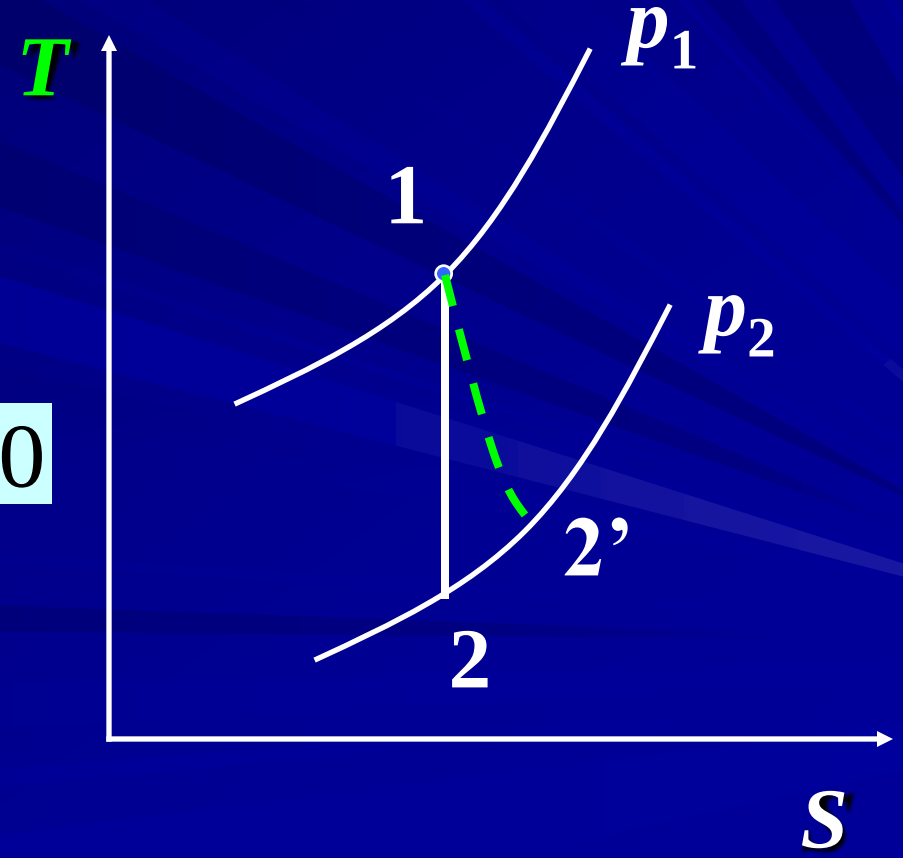
判断题（3）

- 若工质从同一初态出发，一个可逆绝热过程与一个不可逆绝热过程，能否达到相同终点？

$$\Delta s = \Delta s_{\mathrm{f}} + \Delta s_{\mathrm{g}}$$

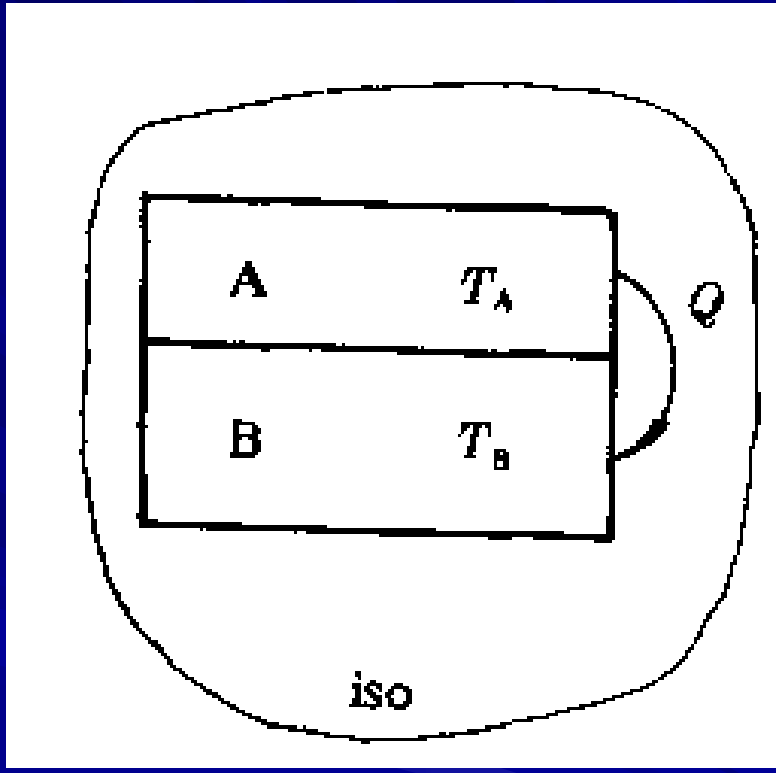
可逆绝热 $\Delta s = 0$

不可逆绝热 $\Delta s > 0$



例　题

- 设两恒温物体A和B，温度分别为1500K和500K。试根据熵增原理计算分析下面两种情况是否可行?若可行是否可逆?
- ①B向A传递热量Q＝1000 kJ;
- ②A向B传递热量Q＝1000 kJ。



解 ①取A和B构成孤立系，如图所示。

由第一定律知，B放出的热量Q_B与A得到的热量Q_A在数值上相等，即

$$Q_B=Q_A=1000\text{kJ}$$

考虑到B放热，则$Q_B=-1000\ \text{kJ}$

$$\Delta S_{iso}=\Delta S_A+\Delta S_B=\frac{Q_A}{T_A}+\frac{Q_B}{T_B}=\frac{1\ 000}{1\ 500}+\frac{-1\ 000}{500}$$

$$=-1.33\quad \text{kJ/K}<0$$

违反孤立系熵增原理，故不可行。

②同理对于A放出热量B得到热量的情况，有

$$Q_A = -1\ 000\ \text{kJ}, Q_H = 1\ 000\ \text{kJ}$$

$$\Delta S_{iso} = \Delta S_A + \Delta S_H = \frac{Q_A}{T_A} + \frac{Q_H}{T_H} = \frac{-1\ 000}{1\ 500} + \frac{1\ 000}{500}$$

$$= +1.33\ \text{kJ/K} > 0$$

不违反孤立系熵增原理，故可行。但由于$\Delta S_{iso}>0$，所以该过程为不可逆过程，不可逆是由不等温的温差传热造成的。

例　题

- 欲设计一热机，使之能从温度为973K的高温热源吸热2000kJ，并向温度为303K的冷源放热800kJ。

  （1）问此热机循环能否实现？

  （2）若把此热机当作制冷机用，从冷源吸热800kJ，能否向热源放热2000kJ？欲使之从冷源吸热800kJ，至少需耗多少功？

解：（1）方法1：利用克劳修斯不等式来判断是否可行。

$$\oint \frac{dQ}{T} = \frac{|Q_1|}{T_1} - \frac{|Q_2|}{T_2} = \frac{2000}{973} - \frac{800}{303} = -0.585 kJ/K < 0$$

所以此循环能实现，且为不可逆循环。

方法2：利用孤立系熵增原理来判断：
孤立系由热源、工质、冷源组成，因此

$$\Delta S_{iso} = \Delta S_{HR} + \Delta S_{LR} + \Delta S_m$$

而工质经循环恢复到原来的状态，所以 $\Delta S_m = 0$

热源放热，所以 $\Delta S_{HR} = -\frac{|Q_1|}{T_1} = -\frac{2000}{973} = -2.055 kJ/K$

冷源吸热，所以 $\Delta S_{LR} = \frac{|Q_2|}{T_2} = \frac{800}{373} = 2.640 kJ/K$

则孤立系统的总熵变为：

$$\Delta S_{iso} = -2.055 + 2.640 + 0 = 0.585 kJ/K > 0$$

所以此循环能实现。

方法3：利用卡诺定理来判断：若在T_1和T_2之间是一卡诺循环，则循环效率为

$$\eta_c = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{303}{973} = 68.9\%$$

而设计的循环的热效率为

$$\eta_t = \frac{W_{net}}{|Q_1|} = \frac{|Q_1| - |Q_2|}{|Q_1|} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} = 1 - \frac{800}{2000} = 60\% < \eta_c$$

即欲设计的循环热效率比同温限间卡诺循环的低，所以循环可行。

若将此热机当作制冷机用，欲使制冷循环从冷源吸热800kJ，假设至少耗功W_{min}，根据孤立系熵增原理，此时熵增为零，则

$$\Delta S_{iso} = \Delta S_{HR} + \Delta S_{LR} + \Delta S_m = \frac{|Q_1|}{T_1} - \frac{|Q_2|}{T_2}$$

$$= \frac{|Q_2| + W_{\min}}{T_1} - \frac{|Q_2|}{T_2} = \frac{800 + W_{\min}}{973} - \frac{800}{303}$$

解得 $W_{\min} = 1769kJ$

讨　论

- 对于循环方向性的判断可用三种方法中的任意一个。
- 克劳修斯不等式适用于循环，即针对工质，所以热量、功量的方向都以工质作为对象考虑；
- 熵增原理适用于孤立系统，所以计算熵变时，热量的方向以构成孤立系统的有关物体为对象，它们吸热为正，放热为负。

课堂练习

- 100kg温度为20℃的水与200kg温度为80℃的水在绝热容器中混合，求混合前后水的熵变。已知水的比热容c=4.187kJ/(kg.K)。

解：首先求混合后水的温度tm。由于混合过程是在绝热条件下进行的，根据水的热平衡，可得

$$m_1 c(t_m - t_1) = m_2 c(t_2 - t_m)$$

解得 $t_m = 60℃$

混合前后容器内水的熵变为

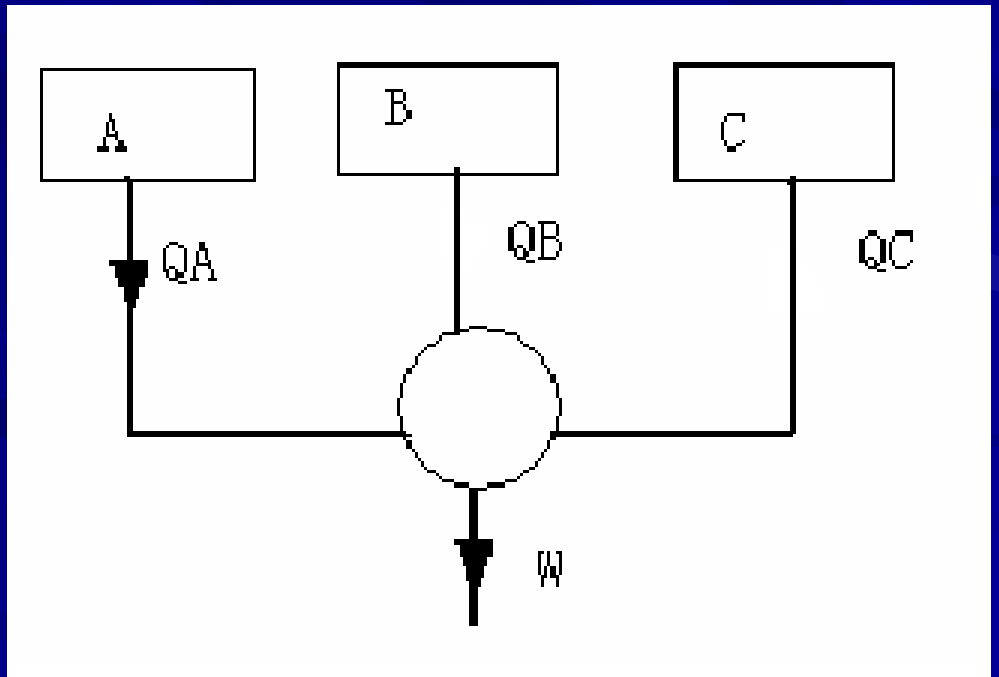
$$\Delta S = \Delta S_1 + \Delta S_2 = \int_{T_1}^{T_m} \frac{m_1 c dT}{T} + \int_{T_2}^{T_m} \frac{m_2 c dT}{T}$$

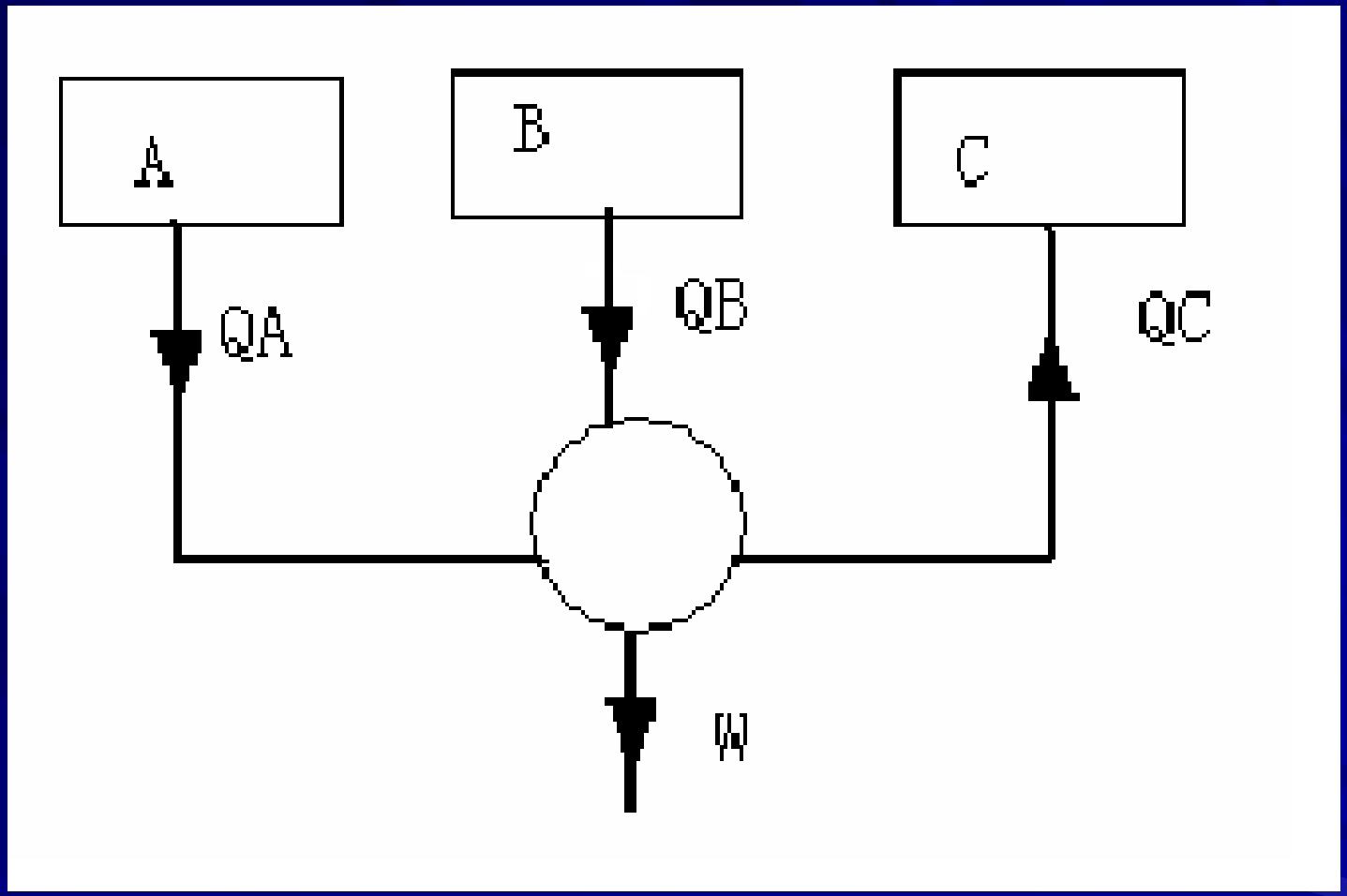
$$= m_1 c In \frac{T_m}{T_1} + m_2 c In \frac{T_m}{T_2}$$

$$= 4.739 \text{kJ/K}$$

课堂练习2

- 已知A、B、C3个热源的温度分别为500K、400K和300K，有可逆机在这三个热源间工作。若可逆机从A热源净吸热3000kJ，输出净功400kJ，试求可逆机与B、C两热源的换热量，并指明方向。




A
B
C
QA
QB
QC
W

解：假定如图所示的方向：则

$$\begin{cases} Q_A + Q_B = Q_C + W \\ \Delta S_{iso} = \dfrac{-Q_A}{T_A} - \dfrac{Q_B}{T_B} + \dfrac{Q_C}{T_C} = 0 \end{cases}$$

解得

$$\begin{cases} Q_B = -3200kJ \\ Q_C = -600kJ \end{cases}$$

即可逆机向B热源放热3200kJ，从C热源吸热600kJ。

第二章　完

End of Chapter Two

第三章 热能转换物质的热力性质和热力过程

闫小丽

第一节　物质的三态及相变过程

第二节　理想气体的热力性质和热力过程

第三节　蒸气的热力性质和热力过程

第四节　湿空气

第一节
物质的三态及相变过程

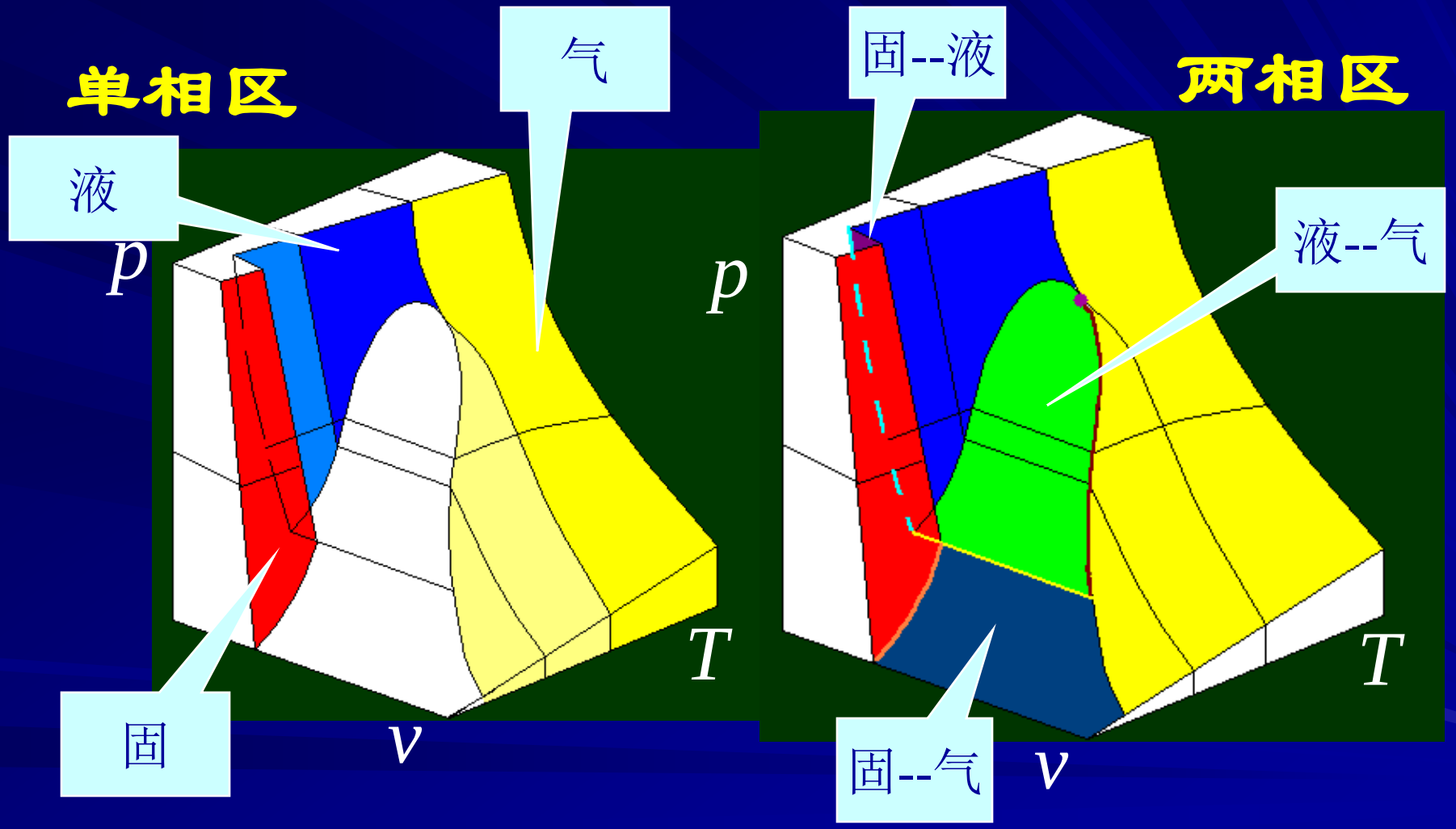
纯物质的热力学面及相图
Pure substance

物质三种聚集状态：Solid 固态、Liquid 液态、Gas 气态

水的三态：冰 Ice、水 Water、蒸汽 Steam

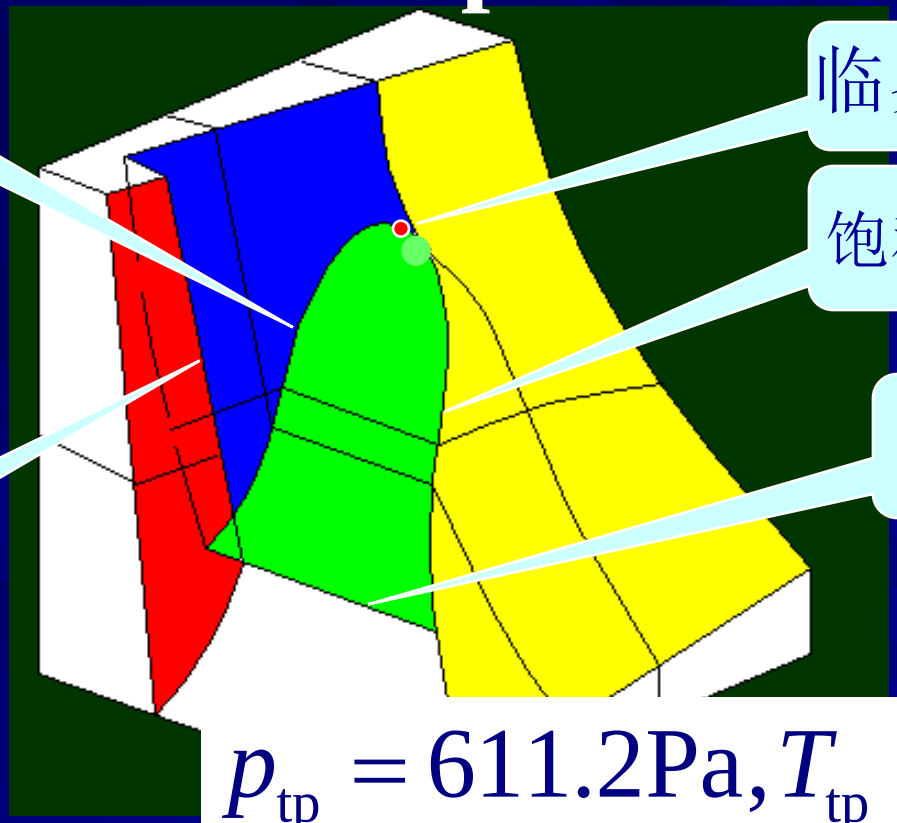
热力学面：以p,v,T表示的物质各种状态的曲面

六个区：三个单相区、三个两相区



饱和线、三相线和临界点

Saturation line　Triple line



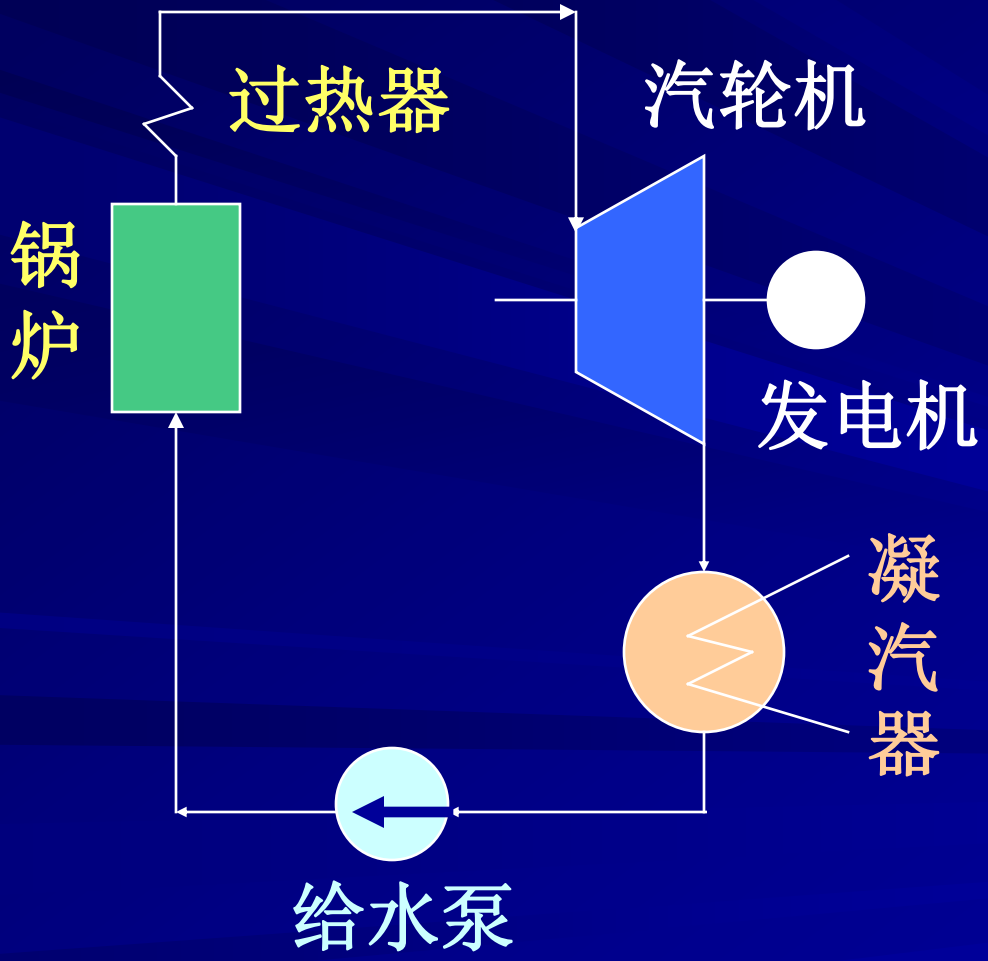
$p_{tp} = 611.2\text{Pa}, T_{tp} = 273.16\text{K}$

四个线：三个饱和线、一个三相线

一个点：临界点

汽相和液相

因固相不流动，
更关心汽液两相



汽化与饱和

汽化: 由液态变成气态的物理过程
(不涉及化学变化)

Vaporization

蒸发：汽液表面上的汽化

沸腾：表面和液体内部同时发生的汽化

Boil

（气体和液体均处在饱和状态下）

饱和状态Saturation state

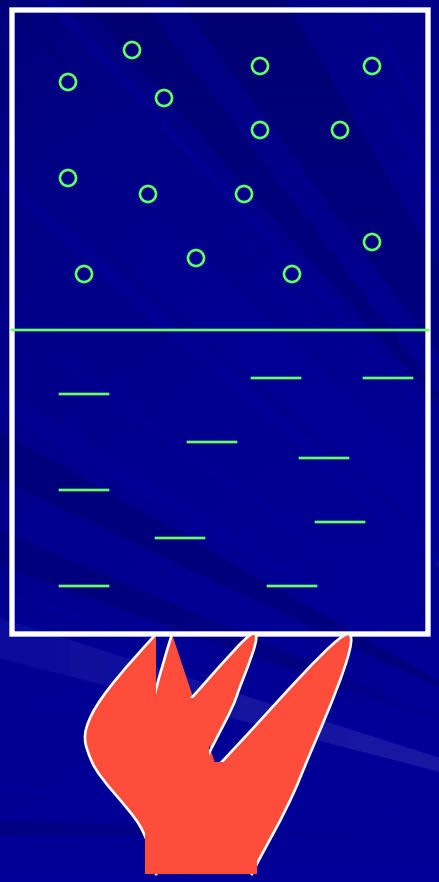
饱和状态：汽化与凝结的动态平衡

Saturation temperature

饱和温度T_s } 一一对应

饱和压力p_s

Saturation pressure



T_s ↑ p_s ↑

p_s=1.01325bar → T_s=100 ℃

青藏p_s=0.6bar → T_s=85.95 ℃

高压锅p_s=1.6bar → T_s=113.32 ℃

第二节

理想气体的热力性质和热力过程

一、理想气体状态方程

Ideal-gas equation of state

理想气体定义：

凡遵循克拉贝龙(Clapeyron)方程的气体

状态方程

$1\,\mathrm{kg}：\ pv = RT$

R_m 与 R

$m\,\mathrm{kg}：\ pV = mRT$

统一单位

计算时注意事项实例

V=1m^{3}的容器有N_2，温度为20 ℃，压力表读数1000mmHg，p_b=1atm，求N_2质量。

1）
$$m=\frac{pVM}{R_mT}=\frac{1000\times1.0\times28}{8.3143\times20}=168.4kg$$

2）
$$m=\frac{pVM}{R_mT}=\frac{\frac{1000}{760}\times1.013\times10^5\times1.0\times28}{8.3143\times293.15}=1531.5kg$$

3）
$$m=\frac{pVM}{R_mT}=\frac{(\frac{1000}{760}+1)\times1.013\times10^5\times1.0\times28}{8.3143\times293.15}=2658kg$$

4）
$$m=\frac{pVM}{R_mT}=\frac{(\frac{1000}{760}+1)\times1.013\times10^5\times1.0\times28}{8.3143\times1000\times293.15}=2.658kg$$

理想气体模型Model of ideal-gas

1. 分子之间没有作用力
2. 分子本身不占容积

现实中没有理想气体

但是，当实际气体 p 很小，V 很大，T不太低时，即处于远离液态的稀薄状态时，可视为理想气体。

哪些气体可当作理想气体

当实际气体压力趋近于零,比体积趋于无穷大的极限状态, 可视为理想气体。

T>常温，p<7MPa 的双原子分子 ⇒ 理想气体

O_2, N_2, Air, CO, H_2

如汽车发动机和航空发动机以空气为主的燃气等三原子分子（H_2O, CO_2)一般不能当作理想气体

特殊可以，如空调的湿空气，高温烟气的CO_2

- 氢分子直径为2.3×10^{-10}m，
- 其体积为$6.37\times10^{-30}cm^3$，
- 1 cm^3体积中含有2.7×10^{19}个分子;
- 分子总体积约占$1.72\times10^{-10}\ m^3=1.72\times10^{-4}\ cm^3$，
- 分子的平均间距为5.5×10^{-4} m，为分子直径的2.4×10^{6}倍。
- 分子之间的相互作用（吸引）力是很微弱的，因此某些条件下，把气体当作理想气体处理是合理的 。

二、(比)热容Specific Heats

定义：比热容 $C = \dfrac{\delta q}{dt}$

单位物量的物质升高1K或1°C所需的热量

The energy required to raise the temperature of a unit mass of a substance by one degree

（比）热容Specific Heats

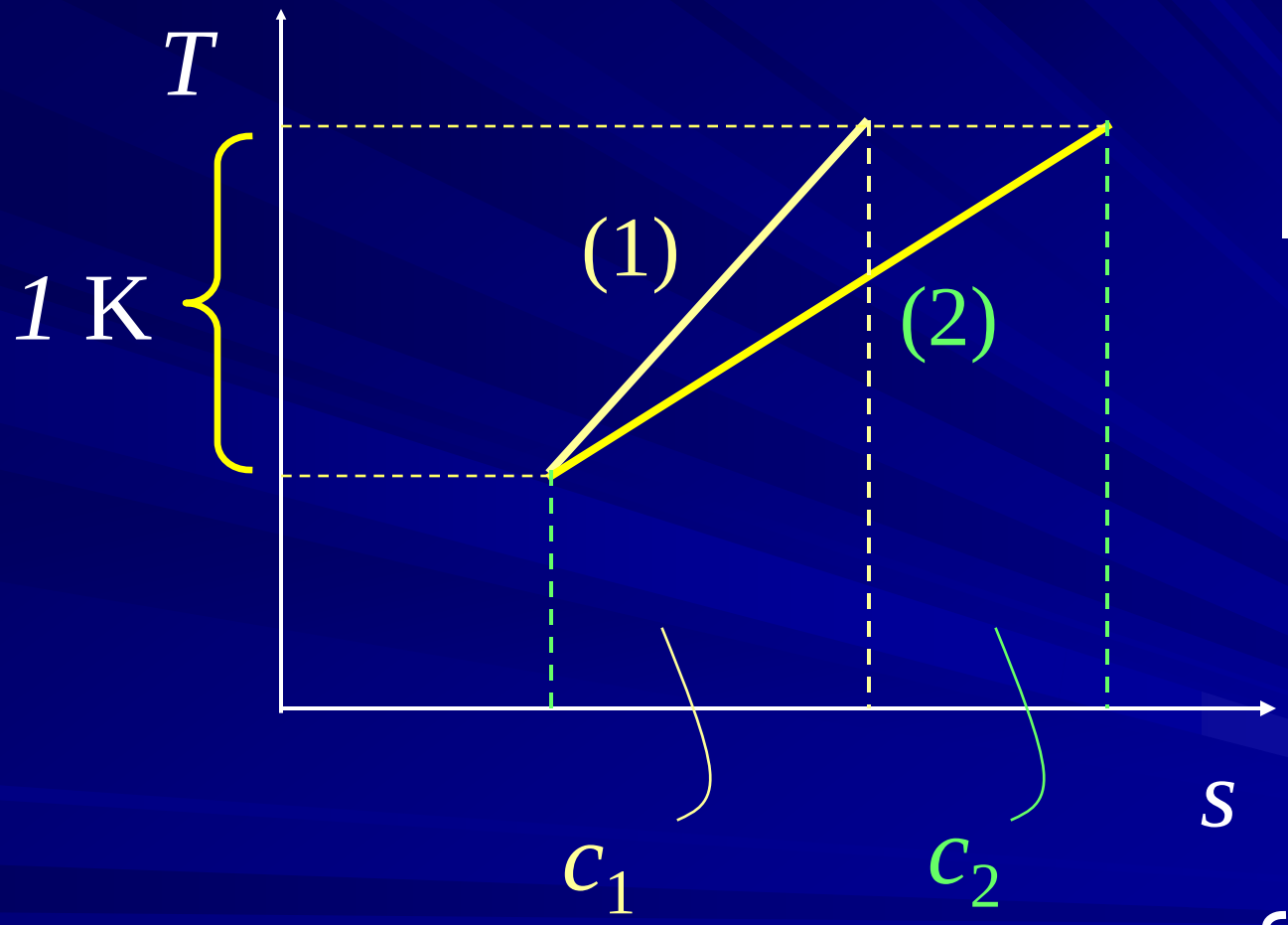
c：质量比热容 $\mathrm{kJ/kg\cdot K}$ $\mathrm{kJ/kg\cdot {}^oC}$

C_m：摩尔比热容 $\mathrm{kJ/kmol\cdot K}$ $\mathrm{kJ/kmol\cdot {}^oC}$

C'：容积比热容 $\mathrm{kJ/Nm^3\cdot K}$ $\mathrm{kJ/Nm^3\cdot {}^oC}$

$$C_m = M\,c = 22.414C'$$

比热容是过程量还是状态量?



$$C = \frac{\delta q}{dt}$$

用的最多的某些特定过程的比热容 { 定容比热容 / 定压比热容

定容比热容c_v和定压比热容c_p

可逆过程：

$$\delta q = du + pdv = dh - vdp$$

u是状态量

$$u = f(T, v)$$

$$c_V = \left(\frac{\delta q}{dT}\right)_v = \left(\frac{du + pdv}{dT}\right)_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v$$

$$c_p = \left(\frac{\delta q}{dT}\right)_p = \left(\frac{dh - vdp}{dT}\right)_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p$$

前面的推导没有用到理想气体性质

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v \qquad c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p$$

适用于任何气体。

c_v物理意义：(v)时1kg工质升高1K内能的增加量

c_p物理意义：(p)时1kg工质升高1K焓的增加量

二、理想气体的u、h、s和热容

理想气体内能的物理解释

$u = f(T)$ 理想气体**u**只与**T**有关

内能＝内动能＋内位能

↓ ↓

T T, v

理想气体无分子间作用力，内能只决定于内动能，只和T相关。

理想气体内能的计算

实际气体 $u = f(T, v)$ $c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v$

理想气体 $u = f(T)$ $C_V = \frac{dU}{dT}$

$$du = c_v dT$$

理想气体，任何过程

理想气体的焓

$$h = u + pv = u + RT$$

$$\therefore h = f(T)$$ 理想气体**h**只与**T**有关

实际气体 $h = f(T, p)$ $c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p$

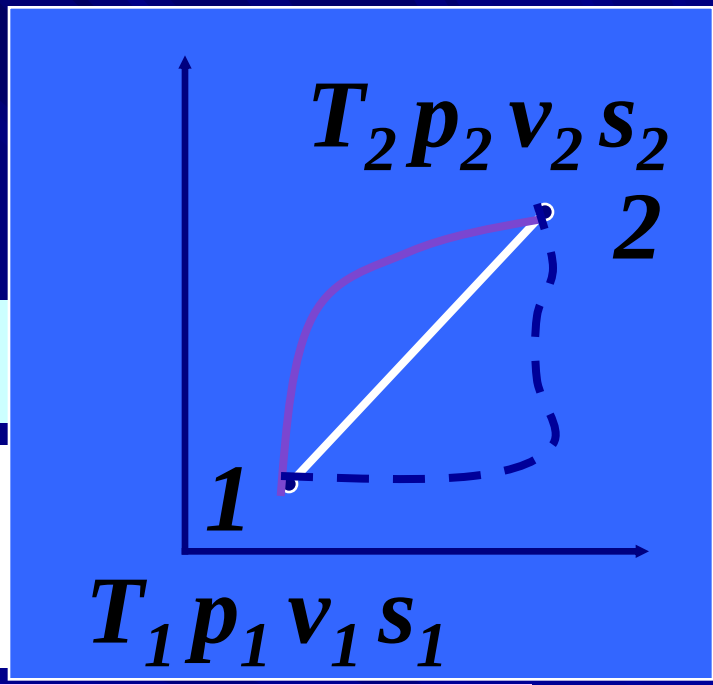
理想气体 $\mathrm{d}h = c_p \mathrm{d}T$

理想气体，任何过程

理想气体的熵

熵的定义：

$$ds = \frac{\delta q_R}{T}$$



可逆过程 $T\,ds = \delta q_R = du + p\,dv$

理想气体，任何过程

理想气体

$pv = RT$

$$ds = \frac{c_v dT}{T} + R\frac{dv}{v} = \frac{c_p dT}{T} - R\frac{dp}{p}$$

$$= c_p \frac{dv}{v} + c_v \frac{dp}{p}$$

仅可逆适用？

理想气体的热容

一般工质：$c_v=(\frac{\partial u}{\partial T})_v$　$c_p=(\frac{\partial h}{\partial T})_p$

理想气体：$c_v=\frac{du}{dT}$　$c_p=\frac{dh}{dT}$

$$\therefore \quad c_p=\frac{dh}{dT}=\frac{du}{dT}+\frac{d(pv)}{dT}=c_v+R$$

$c_p-c_v=R$　迈耶公式Mayer's formula

令　$k=\frac{c_p}{c_v}$　比热比　$c_v=\frac{R}{k-1}$　$c_p=\frac{kR}{k-1}$

二、理想气体热容、*u*、*h*和*s*的计算

$$\mathrm{d}u = c_v \mathrm{d}T \qquad \mathrm{d}h = c_p \mathrm{d}T$$

$$ds = c_p \frac{dv}{v} + c_v \frac{dp}{p}$$

$$= \frac{c_v dT}{T} + R\frac{dv}{v}$$

$$= \frac{c_p dT}{T} - R\frac{dp}{p}$$

h、***u*** 、***s***的计算要用c_v和 c_p

理想气体热容的计算方法：

1、按真实比热容

2、按平均比热容

3、按平均比热容的直线关系式

4、按定值比热容

1、按真实比热

$$c = a_0 + a_1 T + a_2 T^2 + \cdots$$

理想气体在热力过程中的吸热量：

$$q = \int_{T_1}^{T_2} c dT = \int_{T_1}^{T_2} (a_0 + a_1 T + a_2 T^2 + \cdots) dT$$

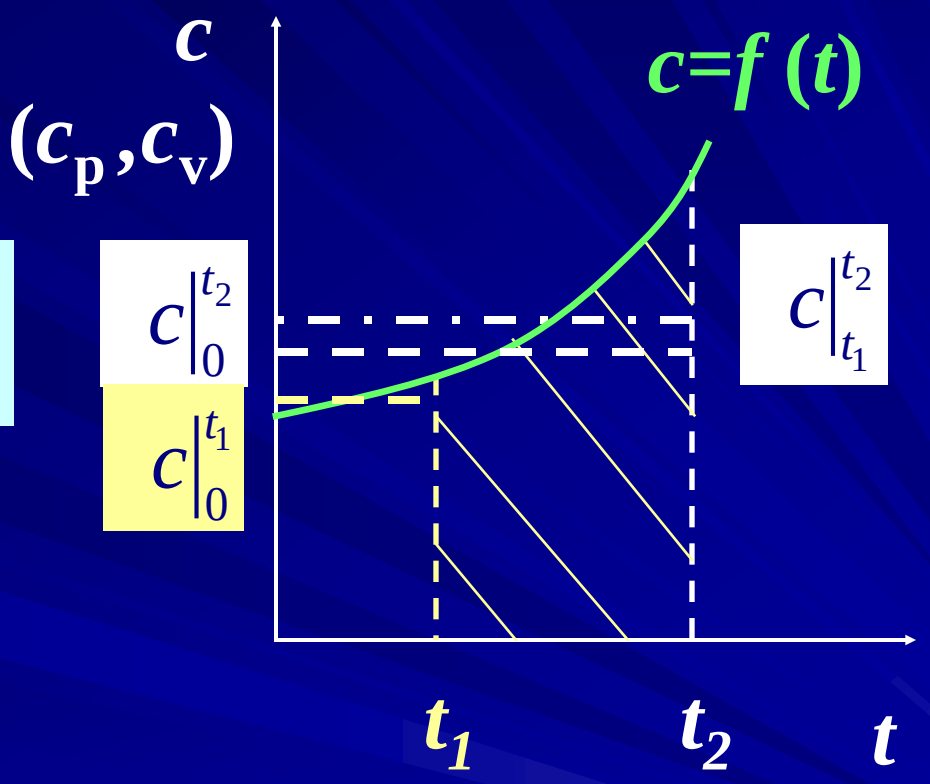
2、按平均比热计算理想气体的热容

$$c=\frac{\delta q}{dt}$$

$$q=\int_{t_1}^{t_2} c\,dt = c\Big|_{t_1}^{t_2}(t_2-t_1)$$

$$c\Big|_{t_1}^{t_2}=\frac{\int_{t_1}^{t_2} c\,dt}{t_2-t_1}$$

$$c\Big|_{t_1}^{t_2}=\frac{c\Big|_0^{t_2}\,t_2-c\Big|_0^{t_1}\,t_1}{t_2-t_1}$$



摄氏℃

3、平均比热的直线关系式

取多项式的前两项有

$$c = a_0 + a_1 T$$

$$q = \int_1^2 c\,dt = c_m\Big|_1^2 .(t_2 - t_1)$$

$$c_m\Big|_1^2 = \frac{\int_1^2 c\,dt}{t_2 - t_1} = \frac{\int_1^2 (a_0 + a_1 t)\,dt}{t_2 - t_1} = \frac{a_0(t_2 - t_1) + \frac{a_1}{2}(t_2^2 - t_1^2)}{t_2 - t_1}$$

$$= a_0 + \frac{a_1}{2}(t_1 + t_2)$$

$$= a_0 + b_0(t_1 + t_2) = a_0 + b_0 t$$

4、按定值比热计算

	单原子	双原子	多原子
$C_{v,m}$[kJ/kmol.K]	$\frac{3}{2}R_m$	$\frac{5}{2}R_m$	$\frac{7}{2}R_m$
$C_{p,m}$ [kJ/kmol.K]	$\frac{5}{2}R_m$	$\frac{7}{2}R_m$	$\frac{9}{2}R_m$
k	1.67	1.4	1.29

理想气体Δu的计算

$$du = c_v dT$$

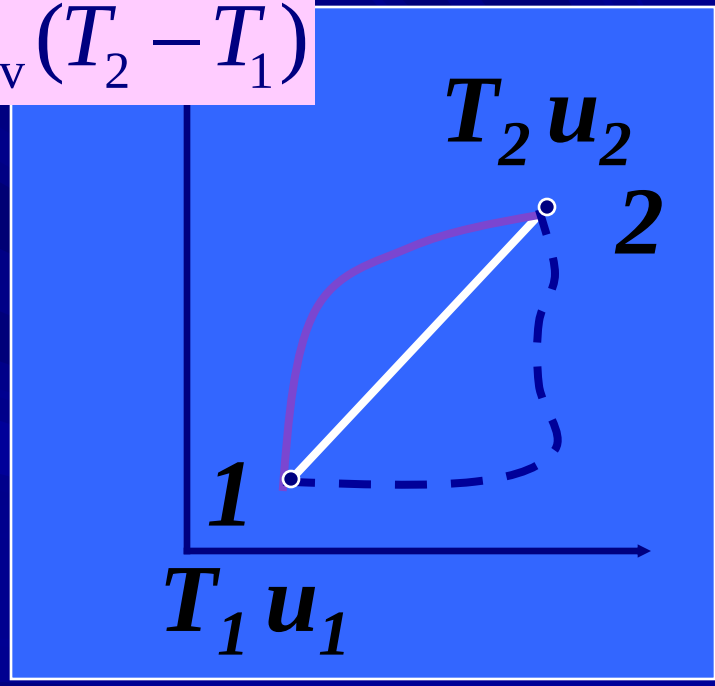
理想气体，任何过程

1. $c_v = const$ $\quad \Delta u = c_v \Delta T = c_v (T_2 - T_1)$
2. c_v 为真实比热

$$\Delta u = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT$$

3. c_v 为平均比热

$$\Delta u = c_v \Big|_{t_1}^{t_2} \cdot (T_2 - T_1)$$



理想气体Δh的计算

$$\mathrm{d}h = c_\mathrm{p}\mathrm{d}T$$

理想气体，任何过程

1. $c_\mathrm{p} = const$ $\quad \Delta h = c_\mathrm{p}\Delta T$

2. c_p 为真实比热 $\quad \Delta h = \int_{T_1}^{T_2} c_\mathrm{p} dT$

3. c_p 为平均比热

$$\Delta h = c_\mathrm{p}\Big|_{t_1}^{t_2} \cdot (T_2 - T_1)$$

理想气体Δs的计算

$$ds = c_v \frac{dT}{T} + R\frac{dv}{v} = c_p \frac{dT}{T} - R\frac{dp}{p} = c_p \frac{dv}{v} + c_v \frac{dp}{p}$$

理想气体，任何过程

1、若定比热

$$\Delta s = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}$$

$$= c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1} = c_p \ln \frac{v_2}{v_1} + c_v \ln \frac{p_2}{p_1}$$

理想气体Δs的计算

2、真实比热

$$\Delta s=\int_1^2 c_{\mathrm{v}}\frac{dT}{T}+R\ln\frac{v_2}{v_1}=\int_1^2 c_{\mathrm{p}}\frac{dT}{T}-R\ln\frac{p_2}{p_1}=\int_1^2 c_{\mathrm{p}}\frac{dv}{v}+\int_1^2 c_{\mathrm{v}}\frac{dp}{p}$$

3、平均比热

$$\Delta s=c_v\Big|_{t_1}^{t_2}In\frac{T_2}{T_1}+RIn\frac{v_2}{v_1}=c_p\Big|_{t_1}^{t_2}In\frac{T_2}{T_1}-RIn\frac{p_2}{p_1}=c_v\Big|_{t_1}^{t_2}In\frac{p_2}{p_1}+c_p\Big|_{t_1}^{t_2}\frac{v_2}{v_1}$$

例　题

试利用平均比热表计算氧气从380℃至900℃之间的定压平均质量比热，以及每千克氧气从380℃定压吸热到900℃所吸收的热量。

解：从附表中查得氧气的平均比热：

$$c_{pm}\Big|_0^{300}=0.950kJ/(kg\cdot K),c_{pm}\Big|_0^{400}=0.965kJ/(kg\cdot K)$$

$$c_{pm}\Big|_0^{900}=1.026kJ/(kg\cdot K)$$

根据线性插值公式得

$$c_{pm}\Big|_0^{380}=0.95+\frac{380-300}{400-300}\times(0.965-0.95)$$

$$=0.962\,kJ/(kg\cdot K)$$

$$c_{pm}\Big|_{380}^{900}=\frac{c_{pm}\Big|_0^{900}\cdot 900-c_{pm}\Big|_0^{380}\cdot 380}{900-380}=\frac{1.026\times 900-0.962\times 380}{520}$$

$$=1.073kJ/(kg\cdot K)$$

$$q_p=c_{pm}\Big|_{380}^{900}\cdot\Delta t=1.073\times(900-380)=558kJ/kg$$

- 当空气在管道中流动时，温度由200℃降低到100 ℃，管道阻力引起的压降相对于气体的绝对压力很小，试求每千克空气通过管壁散失的热量。假定：
- （1）空气的真实比热容与温度成曲线关系；（2）空气的真实比热容与温度成直线关系；（3）空气的比热容为定值。已知空气为双原子气体，摩尔质量为$28.97\times10^{-3}kg/mol$。

解：按照题意，略去管道阻力不计，则空气的压力保持不变，故应采用比定压热容。

（1）查表得：

$$c_P\Big|_0^{100} = 1.006kJ/(kg\cdot K)$$

$$c_P\Big|_0^{200} = 1.012kJ/(kg\cdot K)$$

$$q = c_P\Big|_0^{t_2} t_2 - c_P\Big|_0^{t_1} t_1 = 1.006\times 100 - 1.012\times 200 = -101.8kJ/kg$$

（2）查表得

$$c_P\Big|_{200}^{100} = 0.9956 + 0.000093t$$

将$t=t_1+t_2$代入上式得

$$c_P\Big|_{200}^{100} = 0.9956 + 0.000093(100 + 200) = 1.0226 kJ/(kg \cdot K)$$

$$q = c_P\Big|_{200}^{100}(t_2 - t_1) = 1.0226 \times (100 - 200) = -102.26 kJ/kg$$

（3）当空气的比热容被看作定值时，根据表得

$$c_P = \frac{7R}{2} = \frac{7R_m}{2M}\frac{7\times 4.157}{28.97\times 10^{-3}} = 1.0045\times 10^3\, J/(kg\cdot K) = 1.0045 kJ/(kg\cdot K)$$

则热量变化为：

$$q = c(t_2 - t_1) = 1.0045\times(100-200) = -100.45 kJ/kg$$

例　题

- 已知质量为20kg的氮气经冷却器后，其压力由0.09MPa下降到0.087MPa，温度由320℃下降到20℃，试求经冷却器后氮气的内能、焓和熵的变化。
- ①按定值比热容；
- ②按平均比热容。

解 ①氮气为双原子气体，定值质量比热容为

$$c_v = \frac{5}{2}R = \frac{5}{2}\times\frac{8.314}{28} = 0.7423kJ/(kg\cdot K)$$

$$c_p = \frac{7}{2}R = \frac{7}{2}\times\frac{8.314}{28} = 1.039kJ/(kg\cdot K)$$

内能、焓和熵的变化分别为

$$\Delta U = m\Delta u = mc_v(t_2 - t_1) = 20\times 0.7423\times(320-20) = 4454kJ$$

$$\Delta H = m\Delta h = mc_p(t_2 - t_1) = 20\times 1.039\times(320-20) = 6234kJ$$

$$\Delta S = m\Delta s = m(c_p In\frac{T_2}{T_1} - RIn\frac{P_2}{P_1})$$

$$= 20\times(1.039In\frac{20+273}{320+273} - \frac{8.314}{28}In\frac{0.087}{0.09})$$

$$= -14.45kJ/K$$

解：从附表中查得气体的平均比热并利用插值法得：

$$c_{vm}\Big|_0^{320}=0.754kJ/(kg\cdot K),c_{pm}\Big|_0^{320}=1.051kJ/(kg\cdot K)$$

$$c_{vm}\Big|_0^{20}=0.742kJ/(kg\cdot K),c_{pm}\Big|_0^{20}=1.039kJ/(kg\cdot K)$$

内能、焓和熵的变化分别为

$$\Delta U=m\Delta u=m(c_{vm}\Big|_0^{320}\cdot 320-c_{vm}\Big|_0^{20}\cdot 20)$$

$$=20\times(0.754\times 320-0.742\times 20)$$

$$=4529kJ$$

$$\Delta H=m\Delta h=m(c_{pm}\Big|_0^{320}\cdot 320-c_{pm}\Big|_0^{20}\cdot 20)$$

$$=20\times(1.051\times 320-1.039\times 20)$$

$$=6311kJ$$

$$c_{pm}\Big|_{20}^{320}=\frac{c_{pm}\Big|_0^{320}\cdot 320-c_{pm}\Big|_0^{20}\cdot 20}{320-20}=\frac{1.051\times 320-1.039\times 20}{300}$$

$$=1.052kJ/(kg\cdot K)$$

$$\Delta S = m\Delta s = m(c_{pm}\Big|_{20}^{320} In\frac{T_2}{T_1} - RIn\frac{p_2}{p_1})$$

$$= 20\times(1.052In\frac{20+273}{320+273} - \frac{8.314}{28}In\frac{0.087}{0.09})$$

$$= -14.63kJ/K$$

四、理想气体的混合物

Ideal-Gas Mixtures

1、成分描写

2、分压定律和分容积定律

3、混合物参数计算

混合气体的成分

设混合气体由1, 2 , 3,..., *i*,... *k*种气体组成

$$m = m_1 + m_2 + m_3 + \cdots + m_i + \cdots + m_k = \sum_{i=1}^{k} m_i$$

第 *i* 种组元气体的**质量成分**：**Mass Fraction**

$$\omega_i = \frac{m_i}{m}$$

$$\sum \omega_i = \sum \frac{m_i}{m} = \frac{\sum m_i}{m} = 1$$

各组元质量成分之和为1

摩尔成分 mole fraction

设混合气体由**1, 2 , 3,..., *i*,... *k***种气体组成

摩尔数

$$n = n_1 + n_2 + n_3 + \cdots + n_i + \cdots + n_k = \sum_{i=1}^{k} n_i$$

第 ***i*** 种组元气体的**摩尔成分：**

$$x_i = \frac{n_i}{n}$$

$$\sum x_i = \sum \frac{n_i}{n} = \frac{\sum n_i}{n} = 1$$

各组元摩尔成分之和为**1**

折合摩尔质量M_{eq}和折合气体常数R_{eq}

折合摩尔质量为

$$M_{eq}=\frac{m}{n}=\frac{\sum_i m_i}{n}=\frac{\sum_i n_i M_i}{n}=\sum_i x_i M_i$$

折合气体常数

$$R_{g,eq}=\frac{R}{M_{eq}}$$

Gas constant of gas mixture

ω_i与x_i的换算

$$\omega_i = \frac{m_i}{m} = \frac{n_i M_i}{nM} = \frac{x_i M_i}{M} = \frac{x_i M_i}{\sum x_i M_i}$$

已知 x_i ⇄ ω_i

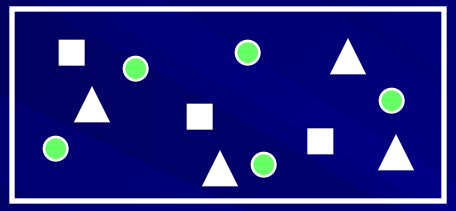
$$x_i = \frac{n_i}{n} = \frac{\frac{m_i}{M_i}}{\sum \frac{m_i}{M_i}} = \frac{\frac{\omega_i m}{M_i}}{\sum \frac{\omega_i m}{M_i}} = \frac{\frac{\omega_i}{M_i}}{\sum \frac{\omega_i}{M_i}}$$

分压定律

$$\frac{p_i}{p} = \frac{n_i}{n} = x_i$$

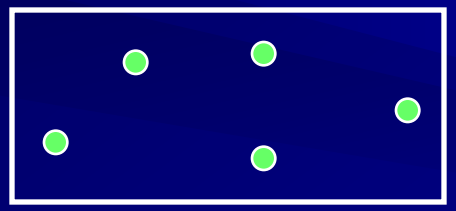
$$\sum p_i = \sum x_i p = p$$

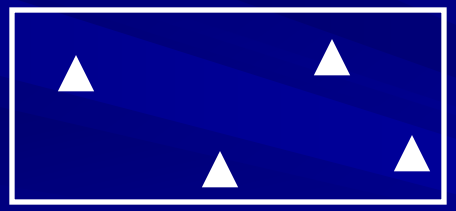
$$p_i = x_i p$$

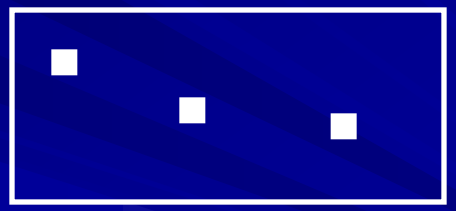


$$pV = nR_M T$$

p T V







p T V

p T V

p T V

分压力p_i

$$p_i V = n_i R_M T$$

分压定律的物理意义

$$\sum p_i = \sum x_i p = p$$

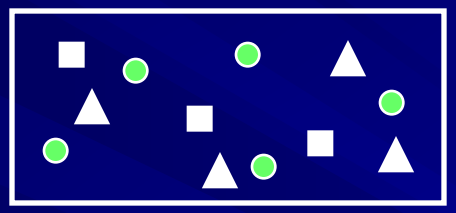
压力是分子对管壁的作用力

混合气体对管壁的作用力是组元气体单独存在时的作用力之和

分压力状态是第i种组元气体的实际存在状态

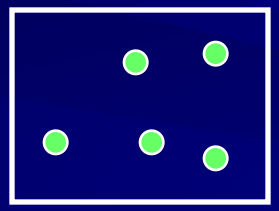
分容积定律

$$\sum V_i = \sum x_i V = V$$

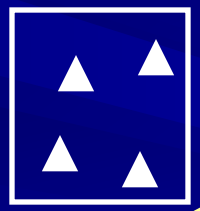


$$pV = nR_M T$$

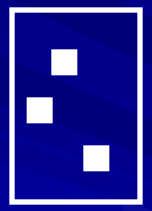
p T V



p T V_1



p T V_2



p T V_3

分容积V_i

$$pV_i = n_i R_M T$$

混合气体的参数计算

质量，摩尔数，压力，容积，

内能，焓，定压比热容，定容比热容，熵

混合物总内能等于各组元的内能之和

$$U = mu = \sum U_i = \sum m_i u_i$$

同理

$$u = \sum \omega_i u_i$$

$$h = \sum \omega_i h_i$$

$$s = \sum \omega_i s_i$$

在一微元过程中mKg混合物升高l℃所需热量为混合物各组元升高1℃所需热量之和。

$$dQ = mcdT = \sum m_i c_i dT$$

上式两边同除以mdT，则有

$$c = \sum \omega_i c_i$$

同理，混合物的摩尔比热为

$$C = \sum x_i C_i$$

五、理想气体基本过程的计算

基本过程的计算是我们的基础，要非常清楚，非常熟悉。

基本要求：拿来就会算

热力系工质状态的连续变化称之为热力过程。

工程上实施热力过程的主要目的有两个：

一是实现预期的能量转换；

二是获得预期的热力状态。

- 实际过程的不可逆性。
- 实际热力过程中工质的热力状态参数都在变化，难以找出其变化规律。
- 在理论研究中对不可逆因素暂不考虑，认为过程是可逆的。这样在实际应用中，根据可逆过程的分析结果，引进各种各样经验和实验的修正系数，使之与实际尽量接近。

- 实际过程中许多热力过程虽然诸多参数在变化，但相比较而言一些参数变化很小，可以忽略。例如：换热器中流体的温度和压力都在变，但温度变化是主要的，压力变化很小，可以认为是在压力不变条件下进行的热力过程；
- 保持一个状态参数不变的过程称之为基本热力过程。

分析热力过程的一般方法和步骤

- 列出过程方程：根据过程特点列出或推导出过程方程式；
- 根据过程方程和状态方程，推导得到过程中基本状态参数间关系；
- 分析过程中的功量w，w_t和热量q等能量交换和转换关系，建立功量和热量的计算式。
- 在p-v和T-s图上表示出各过程，并进行定性分析。
- 为简化和方便分析，比热容常取定值。

一、四种基本热力过程

- 定容过程
- 定压过程
- 定温过程
- 定熵过程

定容过程

比容不变的过程称为定容过程。

1.过程方程　　$v=$定值

2.基本状态参数间关系式

$$v_2=v_1$$

$$\frac{p_1v_1}{T_1}=\frac{p_2v_2}{T_2}=R_g=\text{常数}$$

得

$$\frac{T_2}{T_1}=\frac{p_2}{p_1}$$

3.功量与热量分析计算

定容过程v为定值，$dv=0$，则

$$w=\int_1^2 pdv=0$$

定容过程的技术功

$$w_t=-\int_1^2 vdp=v(p_1\text{-}p_2)$$

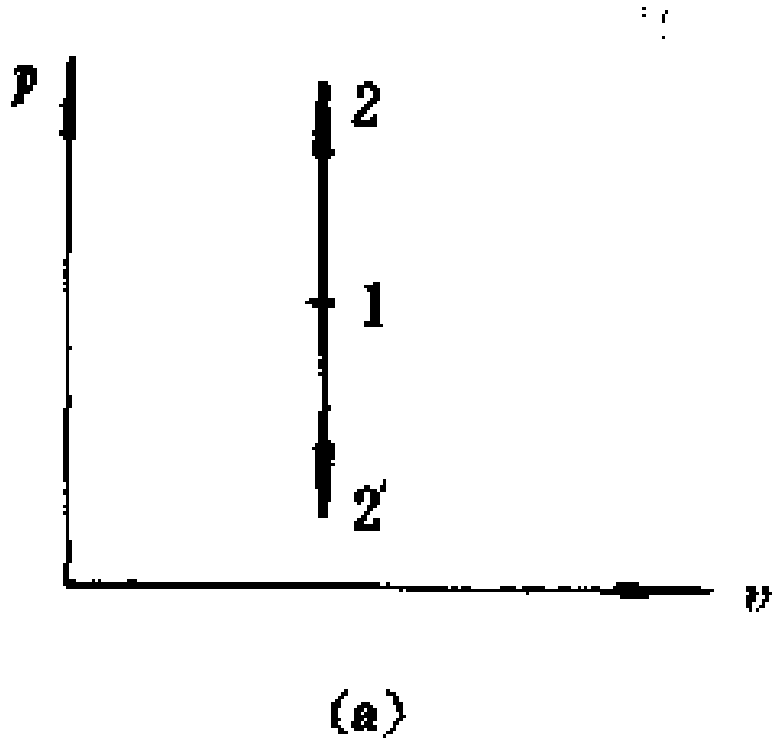
当比热容取定值时，定容过程吸收的热量为

$$q=c_v\Delta T$$

或由热力学第一定律表达式

$$q=\Delta u+w=\Delta u+0=c_v\Delta T$$

（4）p-v 图和 T-s 图



2.定压过程

- 压力保持不变的过程称为定压过程。

1.过程方程 $p=$定值

2.基本状态参数间的关系

$$p_2 = p_1$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{v_2}{v_1}$$

3.功量和热量分析计算

定压过程p为定值，$dp = 0$，

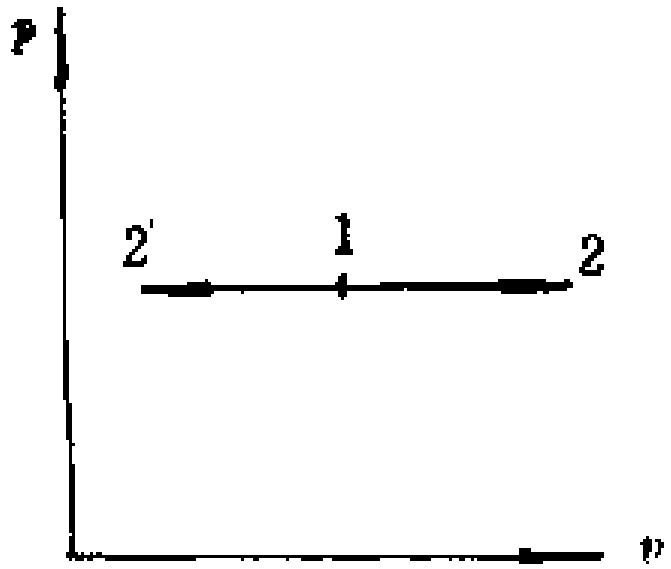
$$w = \int_1^2 p dv = p(v_2 - v_1)$$

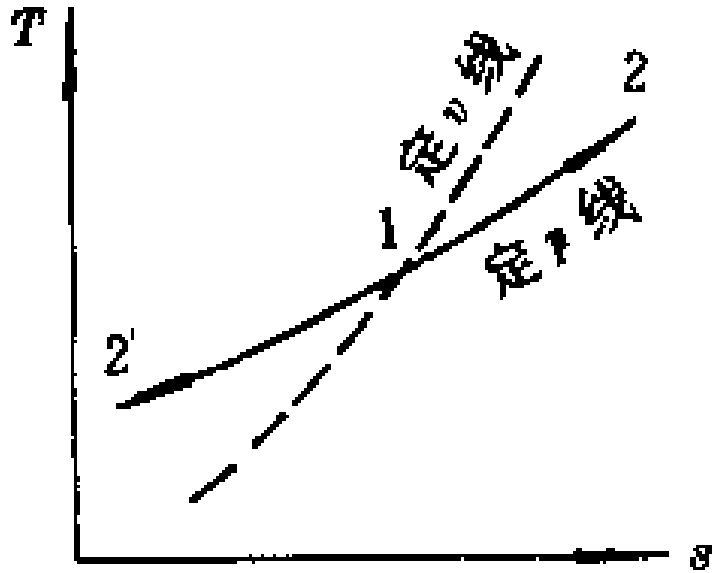
$$w_t = -\int_1^2 v dp = 0$$

定压过程吸热量

$$q = c_p \Delta T = \Delta h$$

（4）p-v 图和 T-s 图：





由于理想气体$c_p > c_v$，故在T-s图上过同一状态点的定压线斜率要小于定容线斜率，即定压线比定容线平坦。

3.定温过程

- 温度保持不变的过程叫作定温过程。
- (1)过程方程：

由定义知，定温过程温度保持不变，即T＝定值。结合理想气体状态方程pv=RT，得定温过程的过程方程为

pv＝定值

(2)基本状态参数间关系

- 根据过程特点可知　　$T_1=T_2$
- 由过程方程可直接得到压力与比容的关系为

$$\frac{p_2}{p_1}=\frac{v_1}{v_2}$$

(3)功量和热量的分析计算：

$$w=\int_1^2 pdv=\int_1^2 p_1v_1\frac{dv}{v}=p_1v_1In\frac{v_2}{v_1}$$

$$=p_1v_1In\frac{p_1}{p_2}=R_gT_1In\frac{p_1}{p_2}$$

由　$pv=$定值　可得

$$d(pv)=pdv+vdp=0$$

$$-vdp=pdv$$

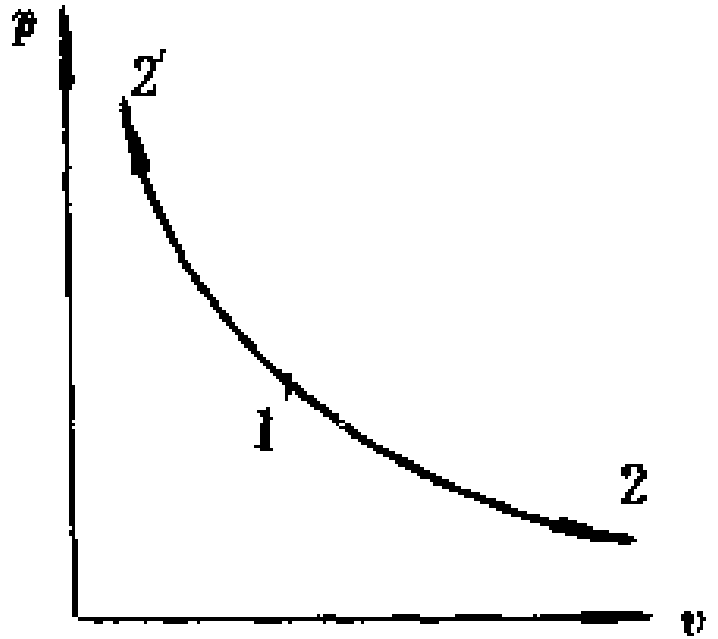
故过程的技术功和膨胀功相等。

根据理想气体热力性质，$\Delta T=0$即$\Delta u=0$，有

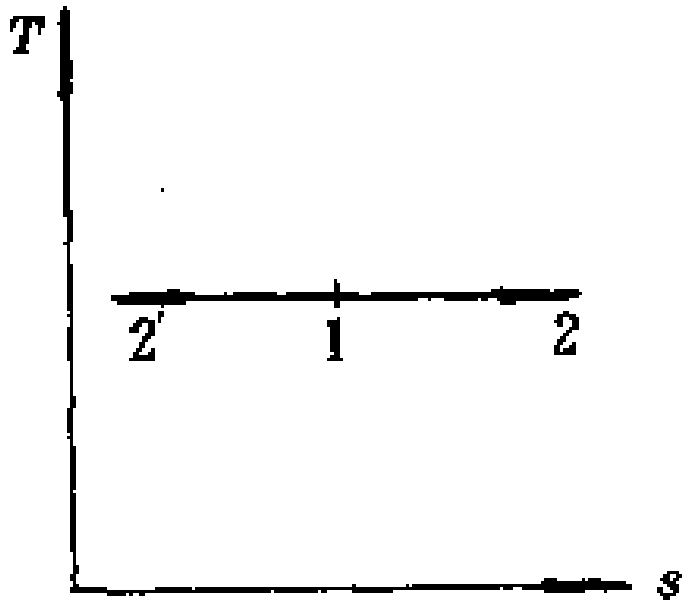
$$q=\Delta u+w=w$$

在定温过程中，膨胀功、技术功和热量均相等。

（4）p-v 图和 T-s 图



(a)



(b)

4.定熵过程

- 绝热可逆过程的熵保持不变，称之为定熵过程。

1.过程方程

$$ds = c_p \frac{dv}{v} + c_v \frac{dp}{p} = 0$$

令 $c_P / c_v = k$ 称为绝热指数或比热比，则有：

$$k \frac{dv}{v} + \frac{dp}{p} = 0$$

$$k\frac{dv}{v}+\frac{dp}{p}=0$$

对上式积分可得

$$kInv+Inp=\text{定值}$$

$$Inpv^{k}=\text{定值}$$

$$pv^{k}=\text{定值}$$

即为定熵过程的方程式。

$pv^k = 定值$ ⇒ $p_1 v_1^{\ k} = p_2 v_2^{\ k}$

2.基本状态参数间的关系

$$\frac{p_2}{p_1} = (\frac{v_1}{v_2})^k$$

结合状态方程可得

$$\frac{T_2}{T_1} = (\frac{p_2}{p_1})^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = (\frac{v_1}{v_2})^{k-1}$$

3.功量和热量的分析计算

$$w=\int_1^2 pdv=\int_1^2 p_1v_1{}^k\frac{dv}{v^k}=p_1v_1{}^k\int_1^2\frac{dv}{v^k}$$

$$=\frac{1}{k-1}(p_1v_1-p_2v_2)$$

$$=\frac{R_g}{k-1}(T_1-T_2)$$

$$=\frac{R_gT_1}{k-1}\left[1-(\frac{p_2}{p_1})^{\frac{k-1}{k}}\right]$$

由 $k\frac{dv}{v}+\frac{dp}{p}=0$ 可得

$$\frac{dp}{p}=-k\frac{dv}{v}$$

有 $$-vdp=kpdv$$

故定熵过程的技术功为

$$w_t=-\int_1^2 vdp=k\int_1^2 pdv=kw$$

则

$$w_t = \frac{k}{k-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2)$$

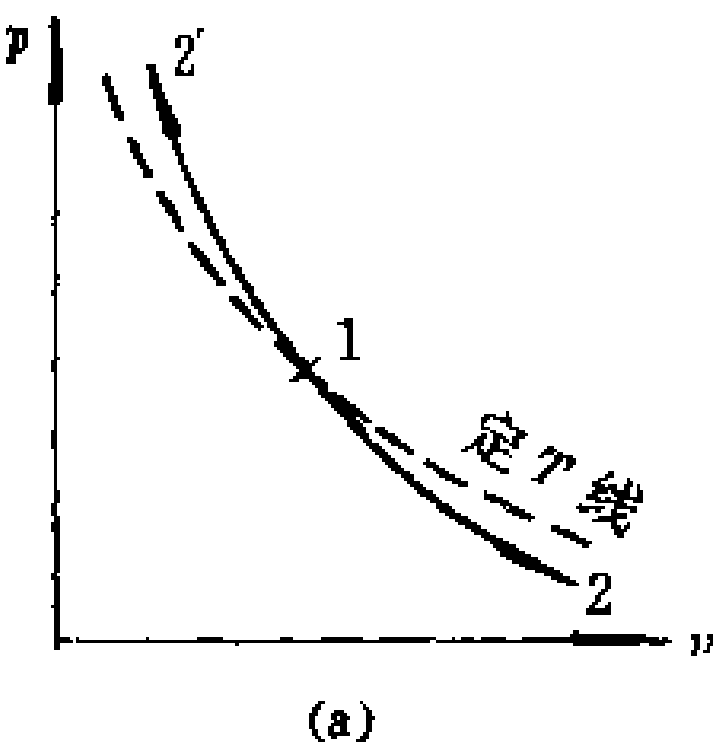
$$= \frac{kR_g}{k-1}(T_1 - T_2)$$

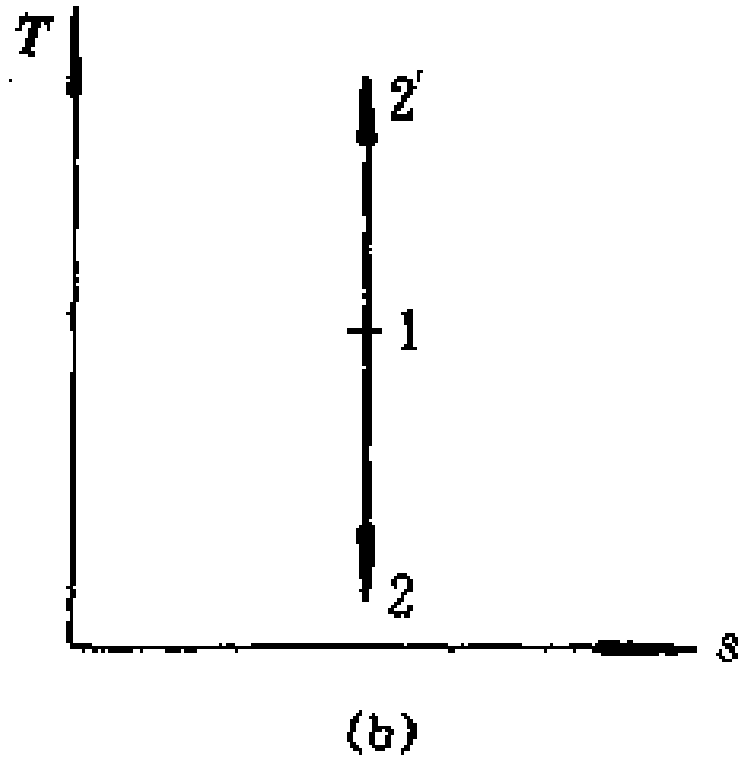
$$= \frac{kR_g T_1}{k-1}\left[1-(\frac{p_2}{p_1})^{\frac{k}{k-1}}\right]$$

定熵过程是绝热可逆过程；故

$$q = \int_1^2 Tds = 0$$

（4）p-v图和T-s图





例　题

- 1kg的空气从p_1=0.4MP$_a$，t_1=122℃经定容过程加热至t_2=627℃，然后经绝热可逆过程膨胀至p_3=0.1MPa，
- 试求：（用定值比热）
- 定容加热过程终态2的压力及加热过程的熵增量；
- 绝热过程的膨胀功、技术功；
- 初终态的Δh，Δu。

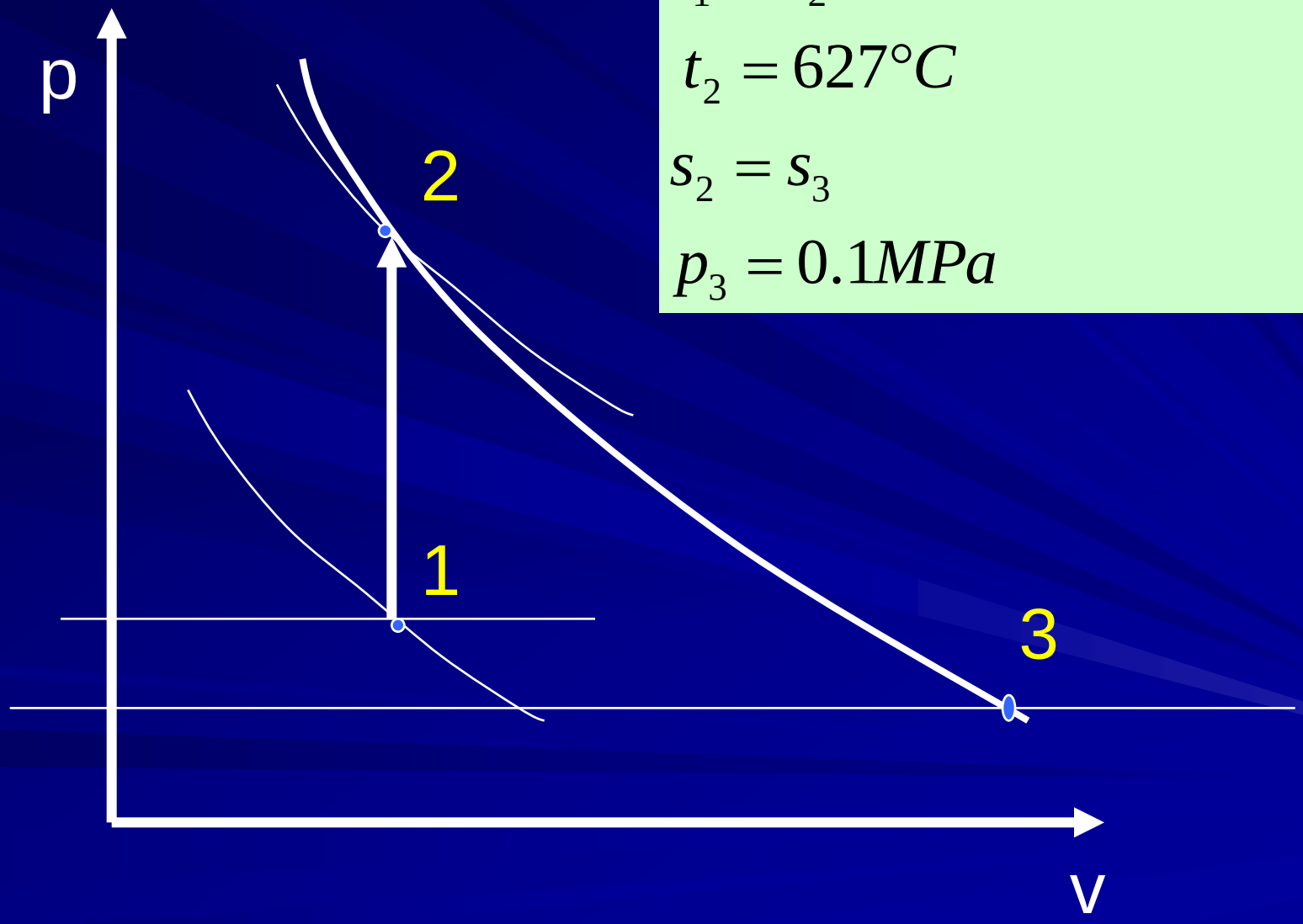
$p_1 = 0.4MPa \quad t_1 = 122°C$

$v_1 = v_2$

$t_2 = 627°C$

$s_2 = s_3$

$p_3 = 0.1MPa$



解　对于空气查表有

$$c_p = 1.004kJ/(kg.K), c_v = 0.71kJ/(kg.K)$$

$$R = 0.287kJ/(kg.K), k = 1.4$$

(1)由定容过程状态参数间关系

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_2}{T_1}$$

得

$$p_2 = p_1.\frac{T_2}{T_1} = 0.4 \times \frac{627+273}{122+273} = 0.9114MPa$$

理想气体熵增量

$$\Delta s = c_v In\frac{T_2}{T_1} + R_g In\frac{v_2}{v_1}$$

$$= c_v In\frac{T_2}{T_1} = 0.717 In\frac{900}{395} = 4.287kJ/(kg.K)$$

（2）对于理想气体绝热可逆过程，即定熵过程

$$\frac{T_3}{T_2}=\left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_3=T_2.\left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}=900\times\left(\frac{0.1}{0.9114}\right)^{\frac{1.4-1}{1.4}}=478.7K$$

定熵过程的膨胀功为

$$w=\frac{R}{k-1}(T_2-T_3)=\frac{0.287}{1.4-1}\times(900-478.8)=302.3kJ/kg$$

$$w_t=kw=1.4\times302.3=423.2kJ/kg$$

（3）初终态的焓差和内能差

$$\Delta h = c_p \Delta T = 1.004 \times (478.7 - 395) = 84.0 kJ / kg$$

$$\Delta u = c_v \Delta T = 0.717 \times (478.7 - 395) = 60.0 kJ / kg$$

理想气体的多变过程 (Polytropic process)

过程方程

$$pv^n = const$$

*n*是常量，
每一过程有一 *n* 值

(n)

$n = k$ ⟹ (s)

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^n$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

$n=0$ → $p=$定值 → 定压过程

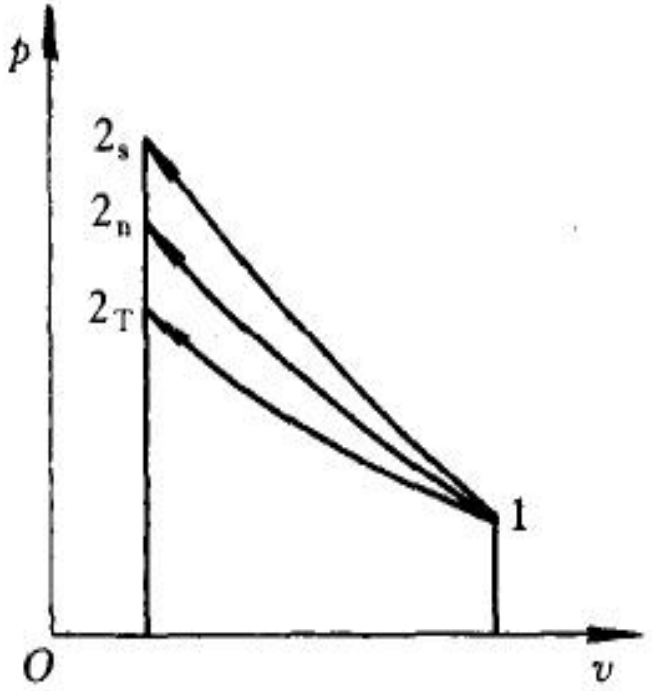
$n=1$ → $pv=$定值 → 定温过程

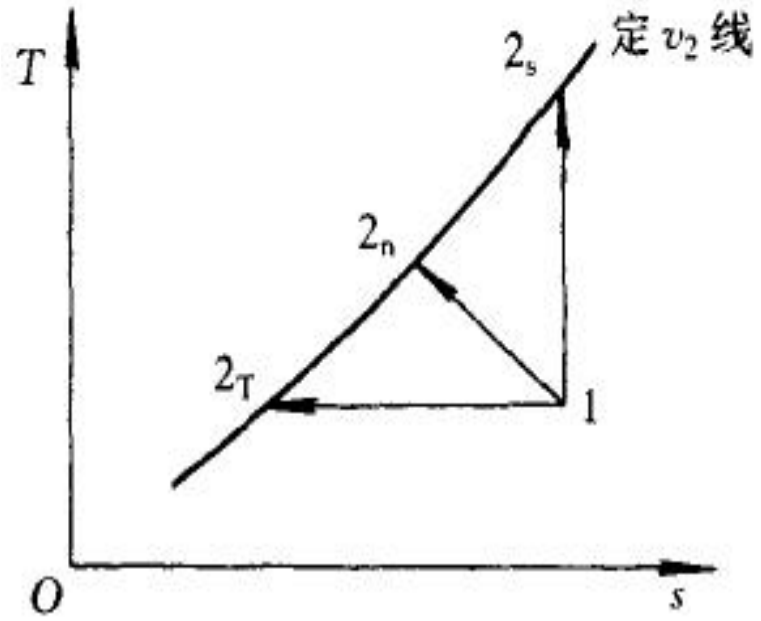
$n=k$ → $pv^k=$定值 → 定熵过程

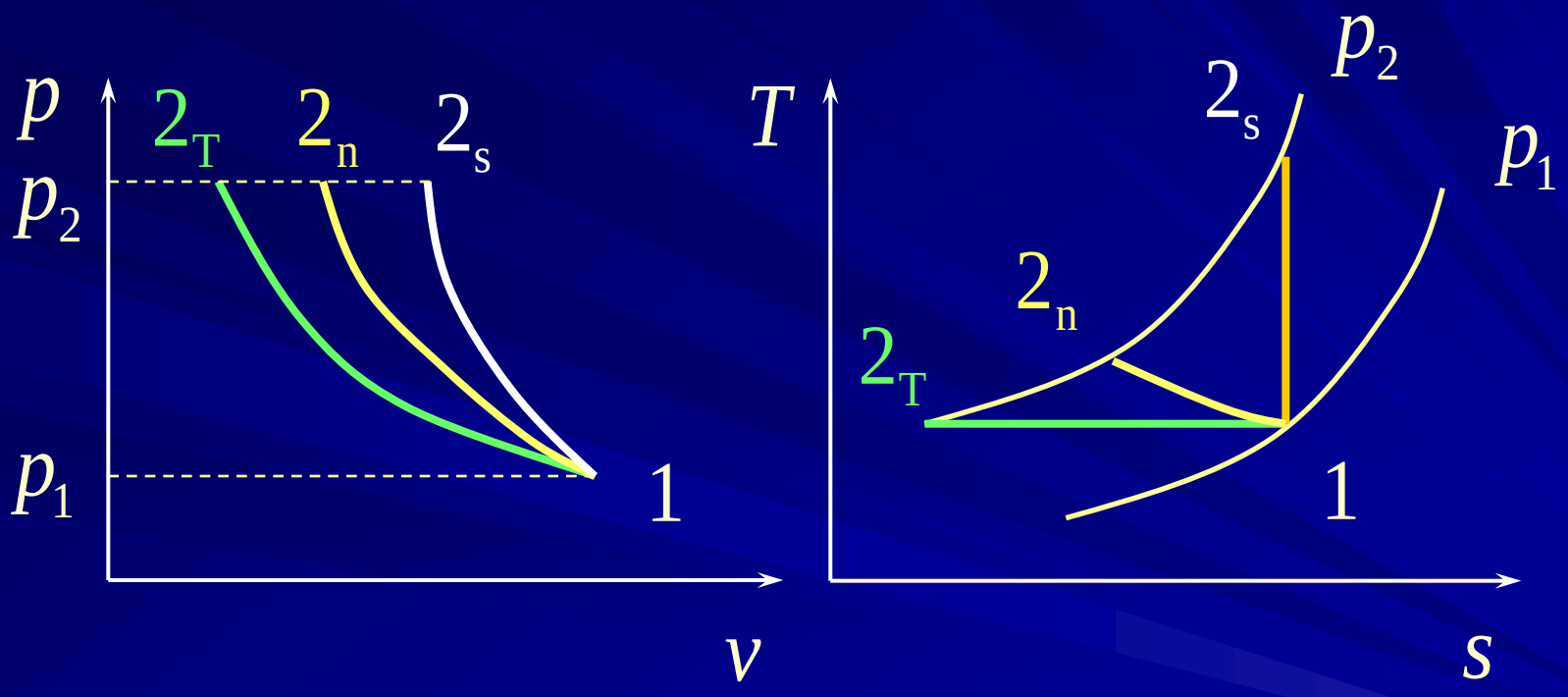
$n=\pm\infty$ → $v=$定值 → 定容过程

例　题

- 初压力为0.1MPa，初温为27℃的1kg氮气，在n＝1.25的压缩过程中被压缩至原来体积的1/5，若取比热容为定值，
- 试求压缩后的压力、温度、压缩过程所耗压缩功及与外界交换的热量。
- 若从相同初态出发分别经定温和定熵过程压缩至相同的体积，试进行相同的计算，并将此三过程画在同一p-v图和同一T-s图上。


p
2s
2n
2T
1
O
v


T
定 v2 线
2s
2n
2T
1
O
s


p
2т
2n
2s
p2
p1
1
v
T
2s
p2
p1
2n
2т
1
s

第三节
水蒸气的热力性质和热力过程

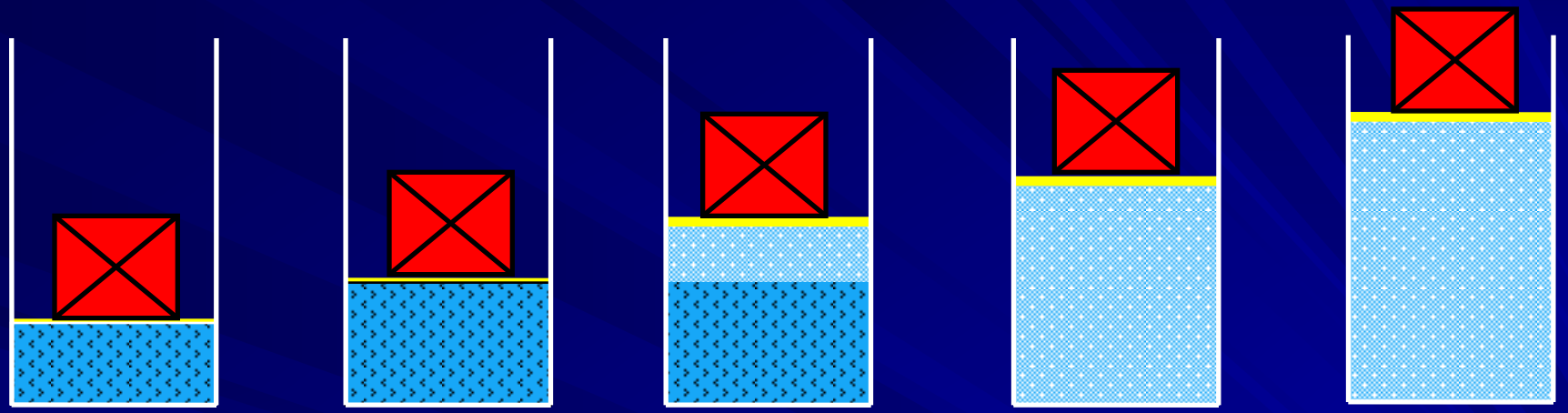
The property of water and vapor

水和水蒸气是实际气体的代表

水蒸气 { 在空气中含量极小，当作理想气体
一般情况下，为实际气体，使用图表

- 18世纪，蒸气机的发明，是唯一工质
- 直到内燃机发明，才有燃气工质
- 目前仍是火力发电、核电、供暖、化工的工质
- 优点: 便宜，易得，无毒，
  膨胀性能好，传热性能好
- 是其它实际气体的代表

水蒸气的定压发生过程



$t < t_s$	$t = t_s$	$t = t_s$	$t = t_s$	$t > t_s$
未饱和水	饱和水	饱和湿蒸汽	饱和干蒸汽	过热蒸汽
$v < v'$	$v = v'$	$v' < v < v''$	$v = v''$	$v > v''$
$h < h'$	$h = h'$	$h' < h < h''$	$h = h''$	$h > h''$
$s < s'$	$s = s'$	$s' < s < s''$	$s = s''$	$s > s''$

水预热 | 汽化 | 过热

水蒸气定压发生过程说明

(1) $$Q=\Delta U+W=\Delta U+\int pdV$$
$$=\Delta U+p\Delta V=\Delta U+\Delta(pV)=\Delta H$$

(2) $$\Delta S=\Delta S_{\mathrm{f}}+\Delta S_{\mathrm{g}}>0$$

(3) 理想气体 $h=f(T)$

实际气体汽化时，$T=T_{\mathrm{s}}$不变，但h增加

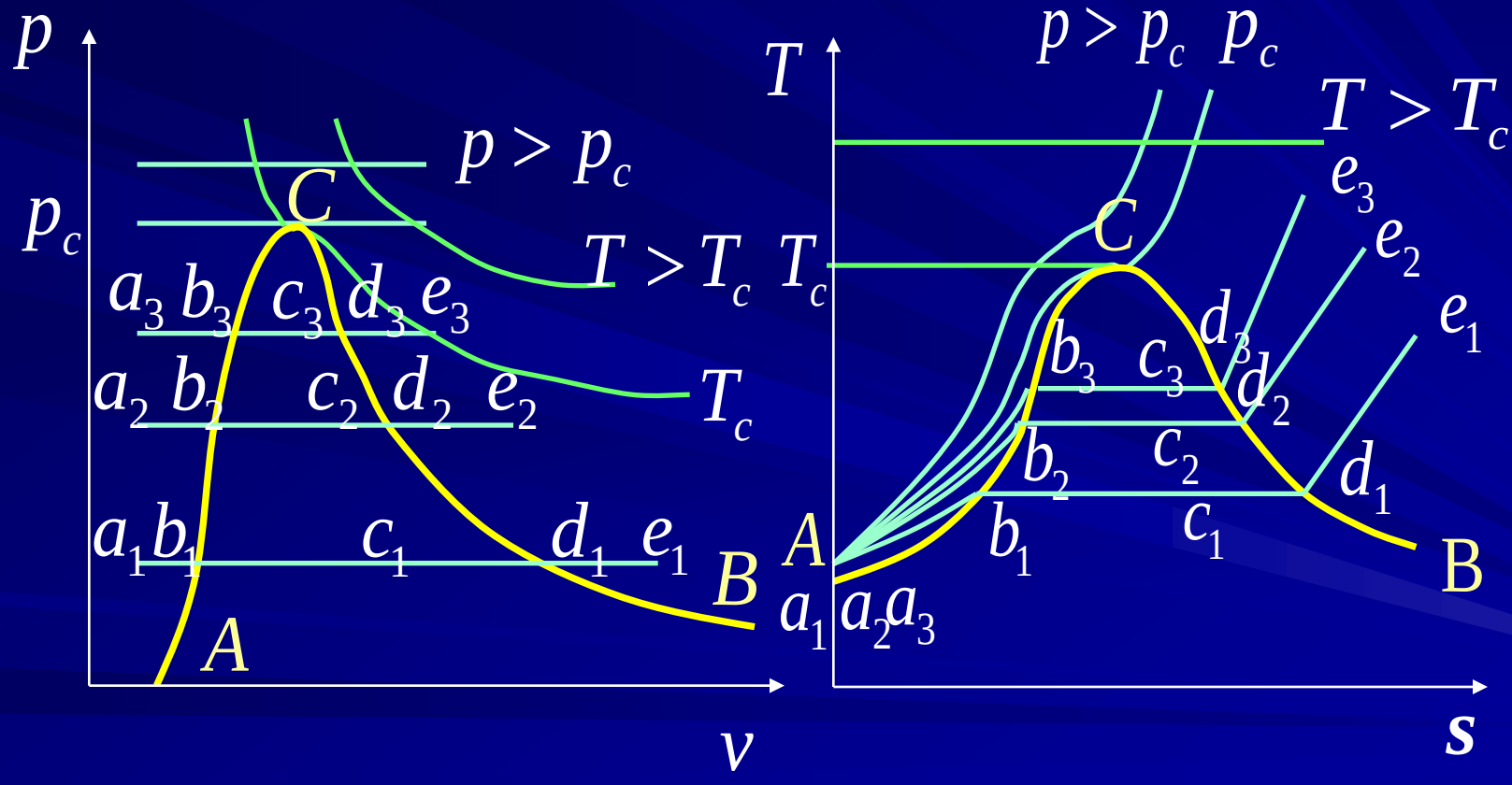
$h''-h'=\gamma$ 汽化潜热

(4) 未饱和水 过冷度 $\Delta t_{\text{过冷}}=t_{\mathrm{s}}-t$ 过冷水

过热蒸汽 过热度 $\Delta t_{\text{过热}}=t-t_{\mathrm{s}}$

p-v图，T-s图上的水蒸气定压加热过程

一点，二线，三区，五态



湿蒸汽

湿蒸汽是饱和水和饱和蒸汽的混合物

干度x是指湿蒸汽中所含饱和蒸汽的质量百分比，即

$$x = \frac{m_g}{m_f + m_g}$$

二、蒸气热力性质图表

- 目前使用的水和水蒸气热力性质图表在国际上是统一的，通用的。
- 对于氟里昂、氨等蒸气的热力性质图表，目前在国际上还未统一。各国编制的蒸气图表，其基准点不同，数据差异较大。因而，查用不同文献中的数据表时就注意基准点，不同基准点的图表不能混用。

1. 水和水蒸气热力性质表

- 饱和水和饱和蒸汽表
- 未饱和水和过热蒸气表

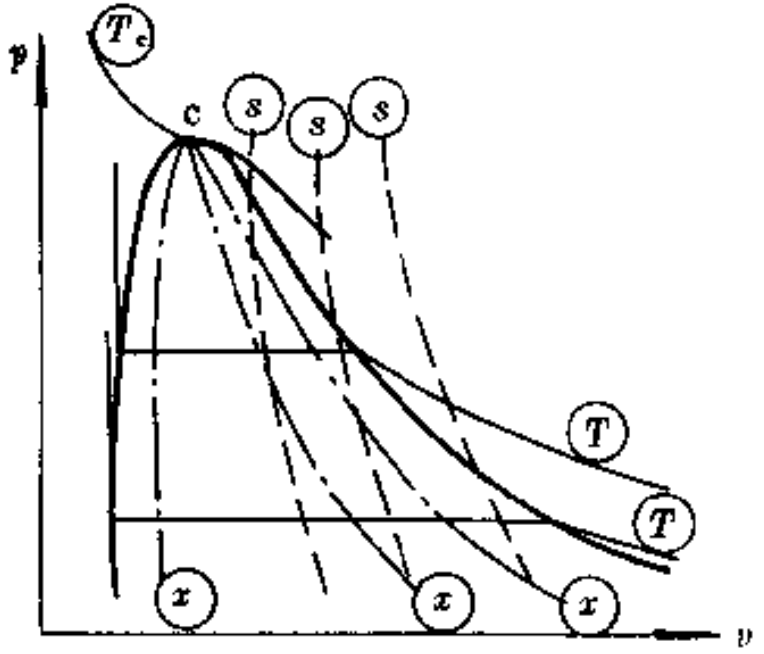
- 对于干度是x的湿蒸汽的状态参数可由同样ts(或Ps)下的饱和水和饱和蒸汽的状态参数利用下式求取：

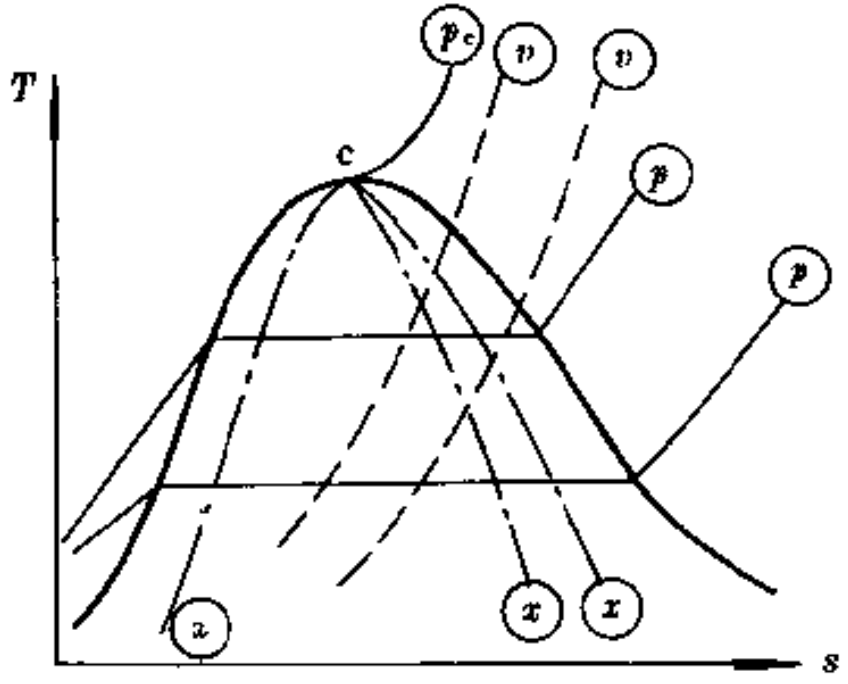
$$v = xv'' + (1-x)v'$$

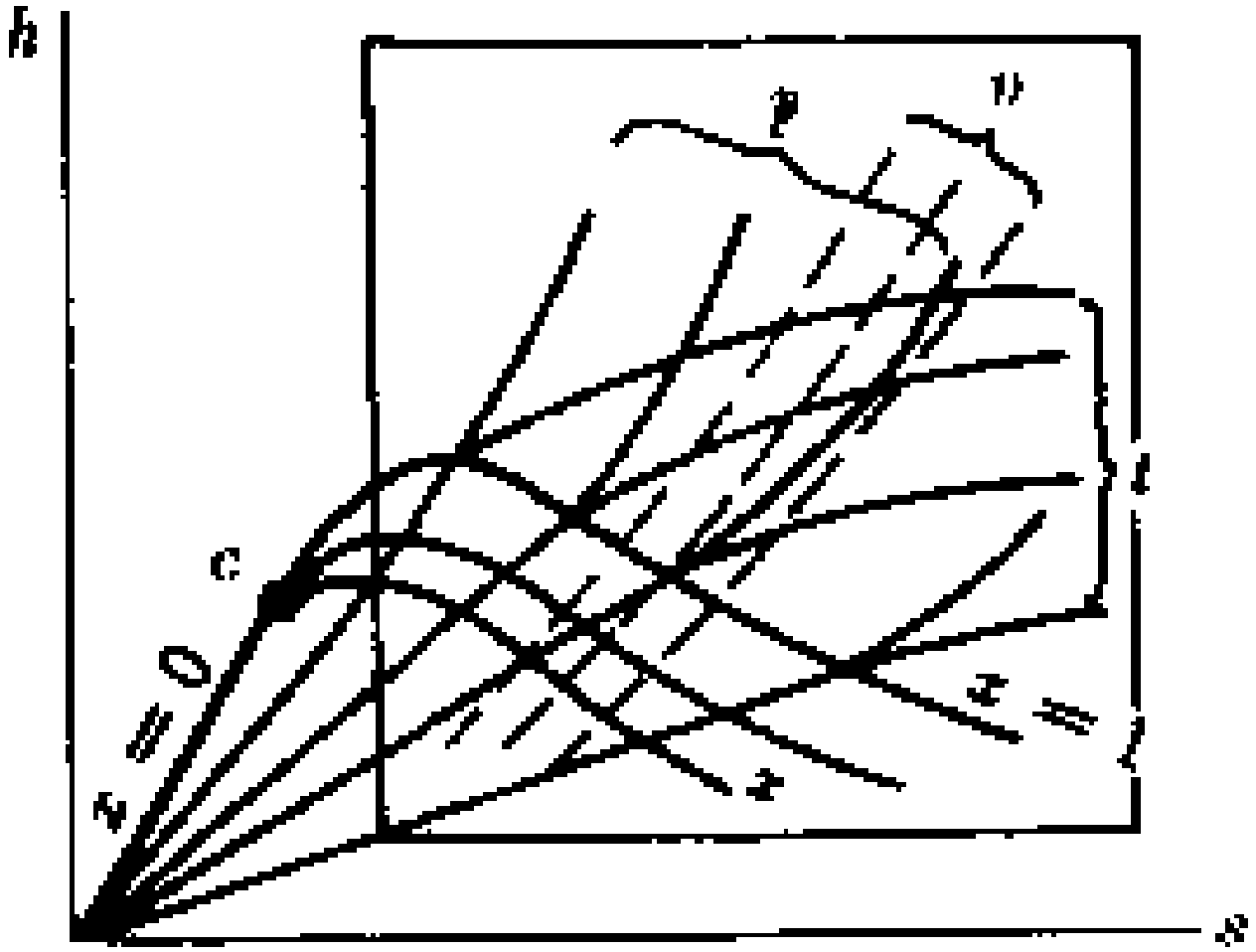
$$h = xh'' + (1-x)h'$$

$$s = xs'' + (1-x)s'$$

2. 水和水蒸气热力性质图


p
v
T_c
c
s
s
s
T
T
x
x
x


T
s
p_c
v
v
p
p
c
x
x
x



3. 蒸气热力性质图表的应用

- 蒸气热力性质图表主要用于以下两个方面：
- 求取状态参数
- 热力过程的分析与计算

求取状态参数

例题：按题目要求利用水蒸气热力性质图表确定下列各状态的状态参数值：

（1）t=100℃, h=2200kJ/kg, 查表求s值；

（2）p=8.0MPa，t=535℃，查图求h值；

（3）p=5.0MPa，t=262℃，查表求h值；

（1）查表得

$h' < h < h''$ ⟹ 湿饱和蒸汽

$$x = \frac{h - h'}{h'' - h'} = \frac{2200 - 419.06}{2675.71 - 419.06} = 0.789$$

$$s = xs'' + (1 - x)s' = 6.0785 kJ/(kg.K)$$

（2）在h-s图上

P=8MPa的等压线

t=535℃的等温线

交点

h=3484kJ/kg

（3）查表得

$t<t_s$ ⇒ 未饱和水

未饱和水和过热蒸气表

250℃

300 ℃

$$t_s = 263.98°C \Rightarrow \begin{cases} v', s', h' \\ v'', s'', h'' \end{cases}$$

跨越饱和水、湿蒸汽、干蒸气、过热蒸气

$$s = s_{250} + \frac{t - t_{1(250)}}{t_s - t_1}(s' - s_{250})$$

课堂练习：

- 按题目要求利用水蒸气热力性质表，判断下列各点的状态，并确定其h，s，x值。
  - P_1=2MPa,t_1=300℃;
  - P_2=9MPa,v_2=0.017m^3/kg;
  - P_3=0.5MPa, x_3=0.9;
  - P_4=1.0MPa, t_4=175℃;
  - P_5=1.0MPa, v_5=0.240m^3/kg;

- 2.试用h-s图求下列状态的水蒸汽参数：
- （1）5MPa，x=0.9；
- （2）T=200℃的干饱和蒸汽；
- （3）P=0.1MPa，T=300℃。
- 并将上述三个状态表示在h-s图上。

蒸气热力过程的分析与计算

由初态的两个独立参数 → 初态的其余参数

过程特征

终态的一个参数

→ 终态的参数

→ 过程中热量和功量的交换量

定压过程

绝热过程

典型的热力过程

定压过程

$$w = p(v_2 - v_1)$$

$$q = \Delta h$$

绝热过程

$$q = 0$$

$$w = -\Delta u$$

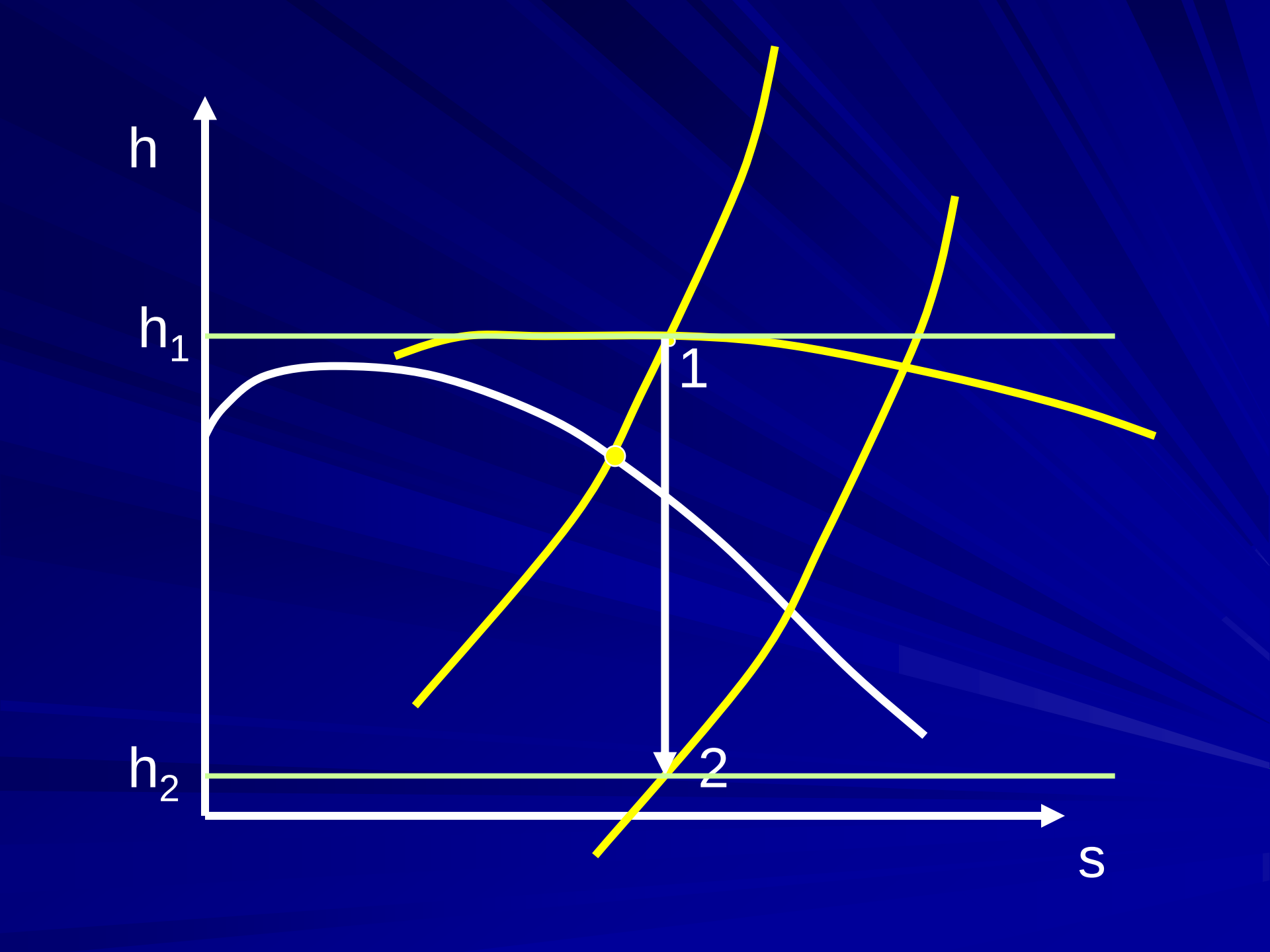
$$w_t = -\Delta h$$

例　题

汽轮机进口的水蒸气参数为：p_1=9.0MPa，t_1=500℃，水蒸气在汽轮机进行绝热可逆膨胀到p_2=0.004MPa，试求：

（1）进口蒸汽的过热度；

（2）单位质量蒸汽流经汽轮机对外输出的功。


h
h1
h2
1
2
s

第四节
湿 空 气

湿空气的性质

Atmospheric air

湿空气＝（干空气＋水蒸气）

Dry air

分压低

理想混合气体

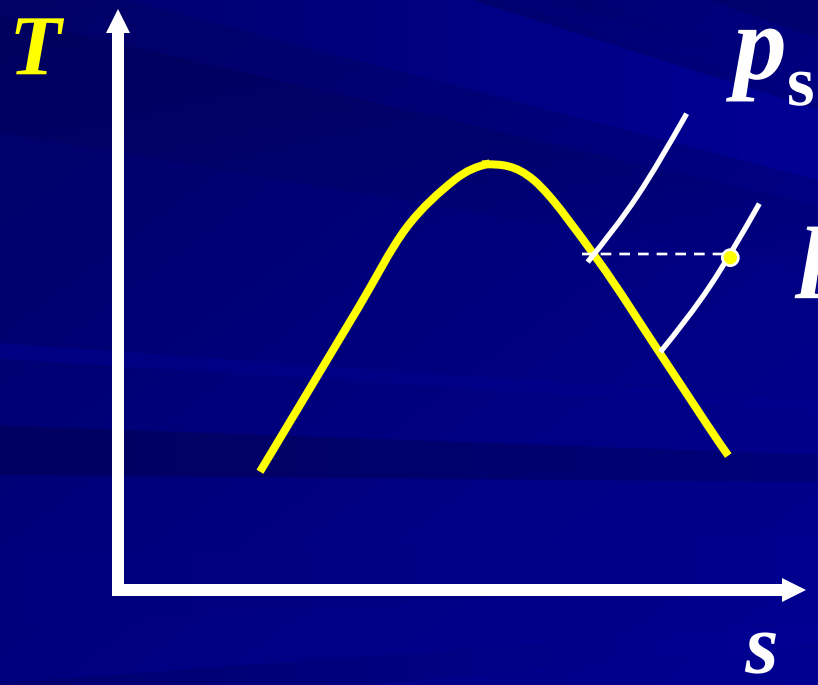
$$p = p_a + p_v$$

湿空气与一般理想混合气体的最大区别是水蒸气的成分可能变化。

未饱和湿空气和饱和湿空气

水蒸气 { 过热蒸汽
饱和蒸汽

1、未饱和湿空气 Insaturated air



干空气
＋
过热水蒸气

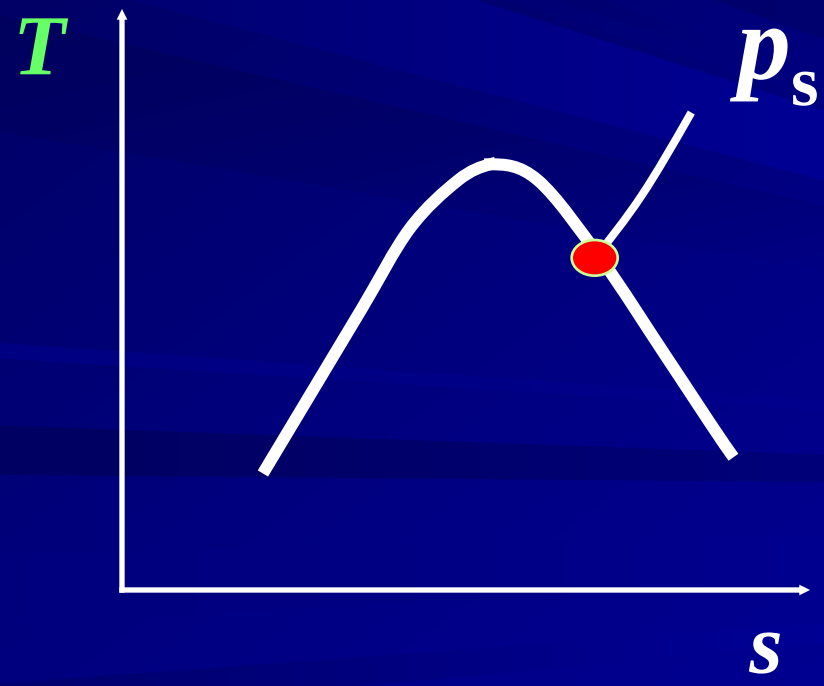
$p_v < p_s(T)$

加入水蒸气，p_v ↑

未饱和湿空气和饱和湿空气

2、饱和湿空气 **Saturated air**

干空气
＋
饱和水蒸气



$$p_v = p_s(T)$$

温度一定，不能再加入水蒸气

从未饱和到饱和的途径

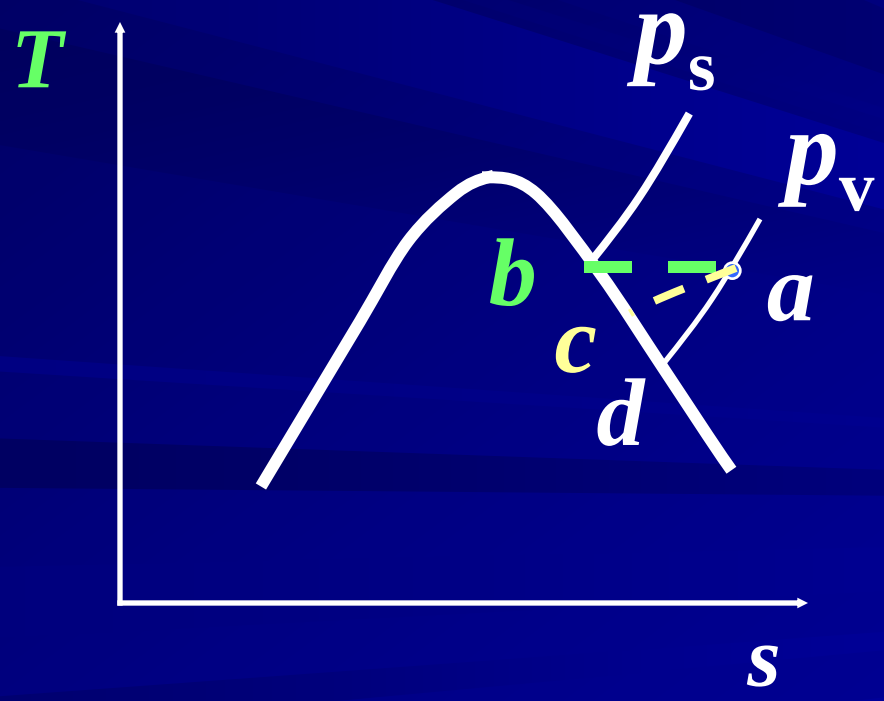
1、 T 加水蒸气 p_v ↑ $a \rightarrow b$

2、 p_v ↑ ，T ↓ $a \rightarrow c$

3、 p_v 不变，T ↓ $a \rightarrow d$

结露

T_d 露点温度



湿空气的湿度

湿空气中所含水蒸气的量

1、绝对湿度 **absolute humidity**

相对湿度 **relative humidity** ϕ

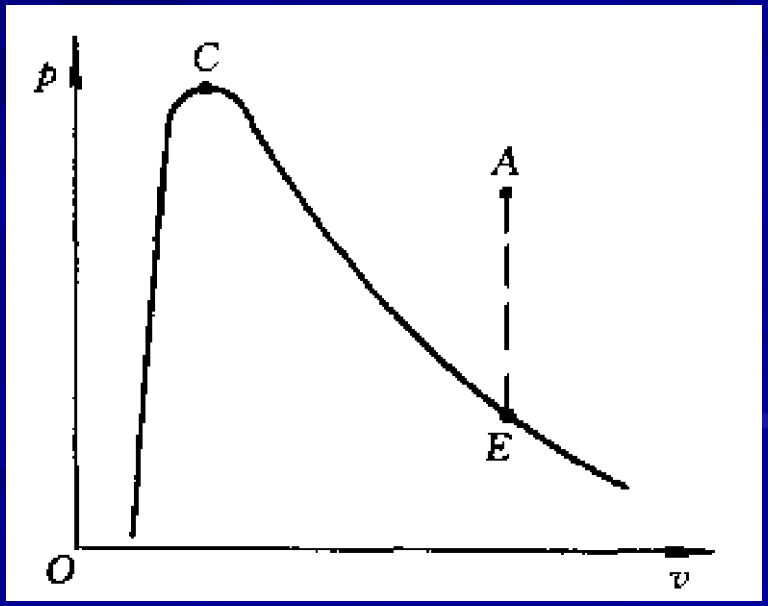
2、比湿度 **Specific humidity**

含湿量 **Humidity ratio** d

1、绝对湿度absolute humidity

- 湿度是指空气的潮湿程度，与空气中所含水蒸气的量有关；
- 单位体积空气中所含水蒸气的质量称为空气的绝对湿度——水蒸气的密度

$$\rho_v = \frac{1}{v_v}$$



1、相对湿度relative humidity

在相同的温度下：$0 \le p_v \le p_s(T)$

相对湿度

$$\phi = \frac{p_v}{p_s}$$

$= 1$ 饱和湿空气

$0 < \phi < 1$ 未饱和湿空气

$= 0$ 干空气

表明湿空气与同温下饱和湿空气的偏离程度

反映所含水蒸气的饱和程度

ϕ ↓ 越干燥，吸水能力强

ϕ ↑ 越湿润，吸水能力低

2、含湿量 Specific humidity

湿空气中干空气的量总不变，以此为计算基准

比湿度 $d = \dfrac{m_v}{m_a}$ kg水蒸气/kg干空气

$$d = \frac{m_v}{m_a} = \frac{\dfrac{p_v V}{R_v T}}{\dfrac{p_a V}{R_a T}} = \frac{p_v R_a}{p_a R_v} = \frac{p_v \times 287}{p_a \times 461.9}$$

$$= 0.622 \frac{p_v}{p - p_v} = 0.622 \frac{\phi p_s}{p - \phi p_s}$$

湿空气的焓

以单位质量干空气为基准，**理想混合气体**

$$h=\frac{H}{m_a}=\frac{m_a h_a+m_v h_v}{m_a}=h_a+d\cdot h_v$$

kJ/kg干空气

工程上，取**0°C**时 { 干空气的焓 $h_a=0$；饱和水的焓 $h_v=0$

温度t下 { 干空气的焓 $h_a=c_p t=1.005t$；水蒸气的焓 $h_v=2501+1.863t$

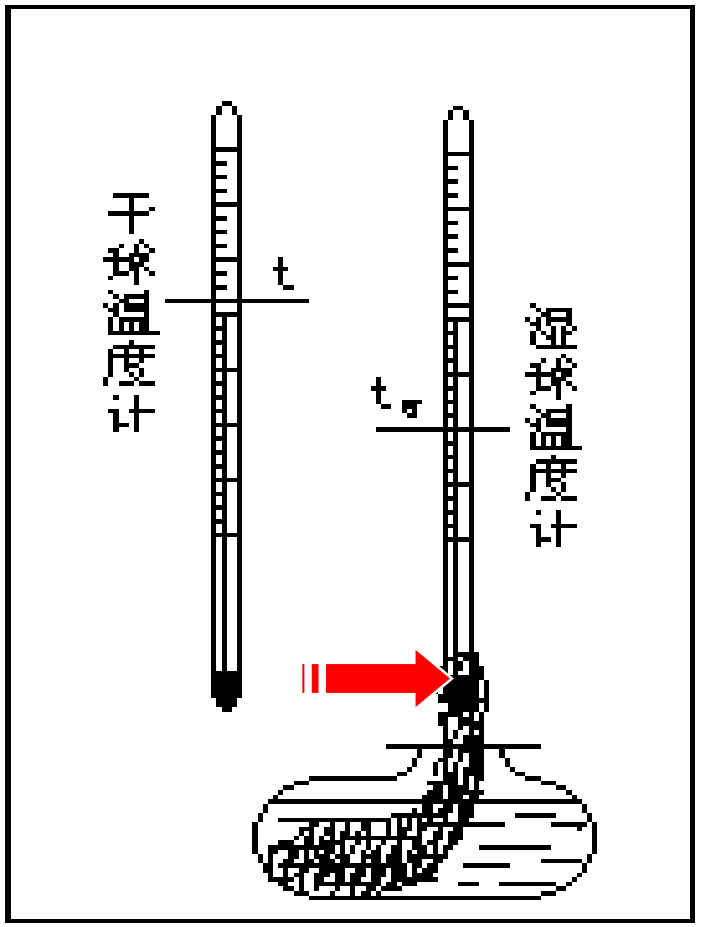
$$h=1.005t+d(2501+1.863t)$$

湿球温度Wet-bulb Temp.

球面上

蒸发热=对流热

$\phi = 1$ $t = t_w = t_s(p_v)$

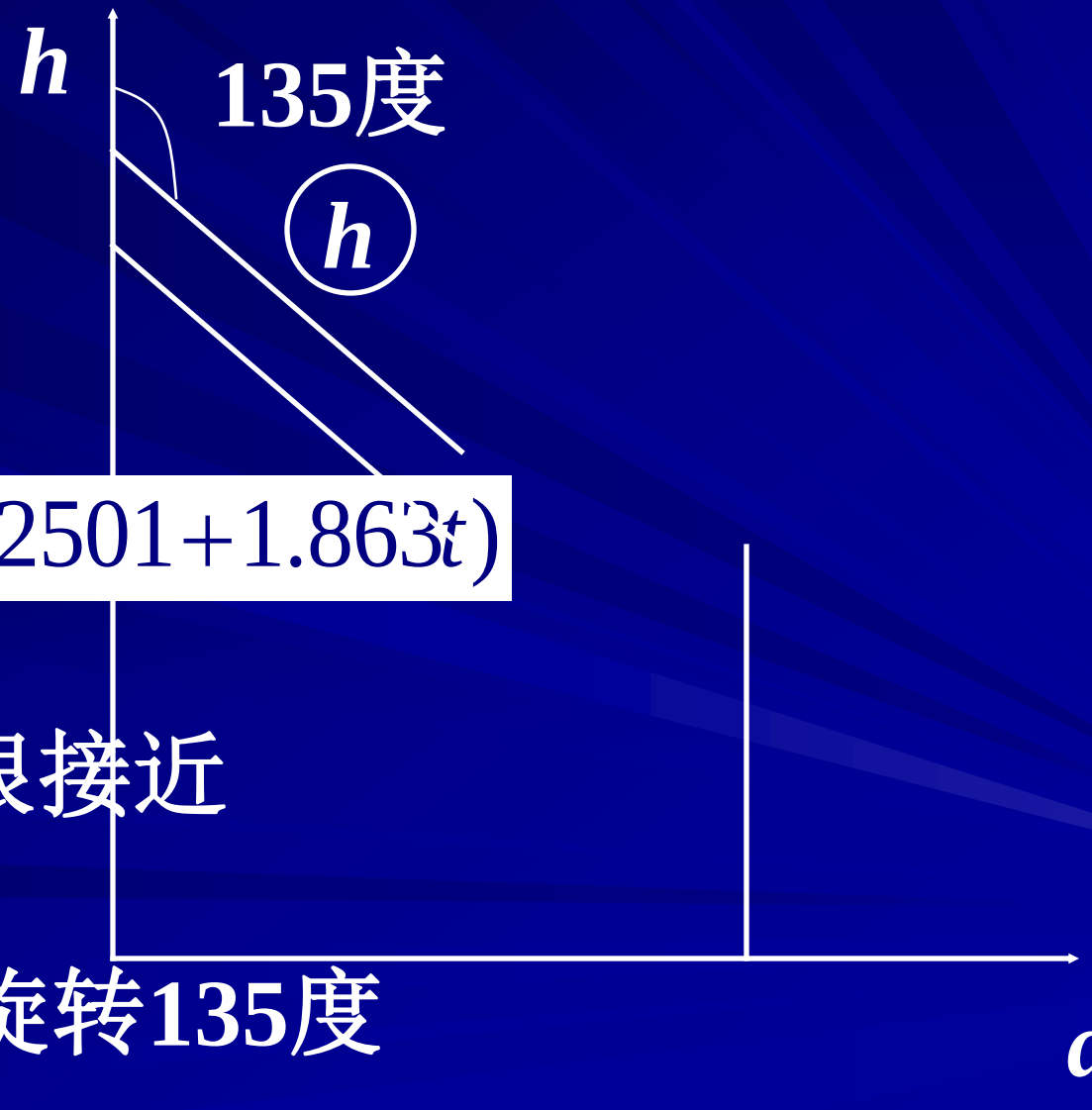


湿空气的焓湿图

焓湿图的结构

1、(d) 线

d=0 干空气



2、(h) 线

$$h = 1.005t + d(2501 + 1.863t)$$

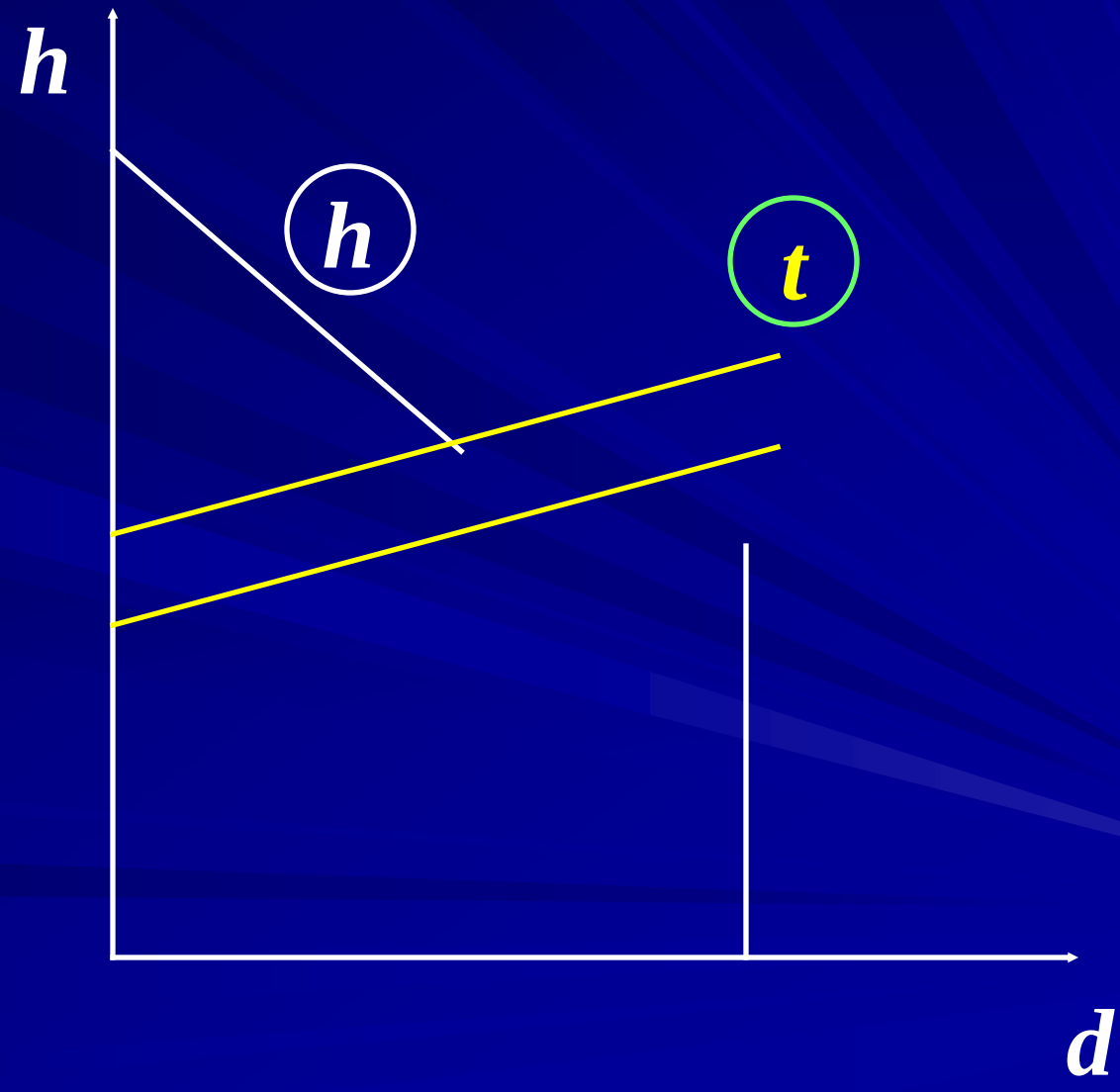
(h) 与 (t) 很接近

人为将 (h) 旋转135度

焓湿图的结构

3、(t)线

等干球温度线



焓湿图的结构

4、ϕ 线

等相对湿度线

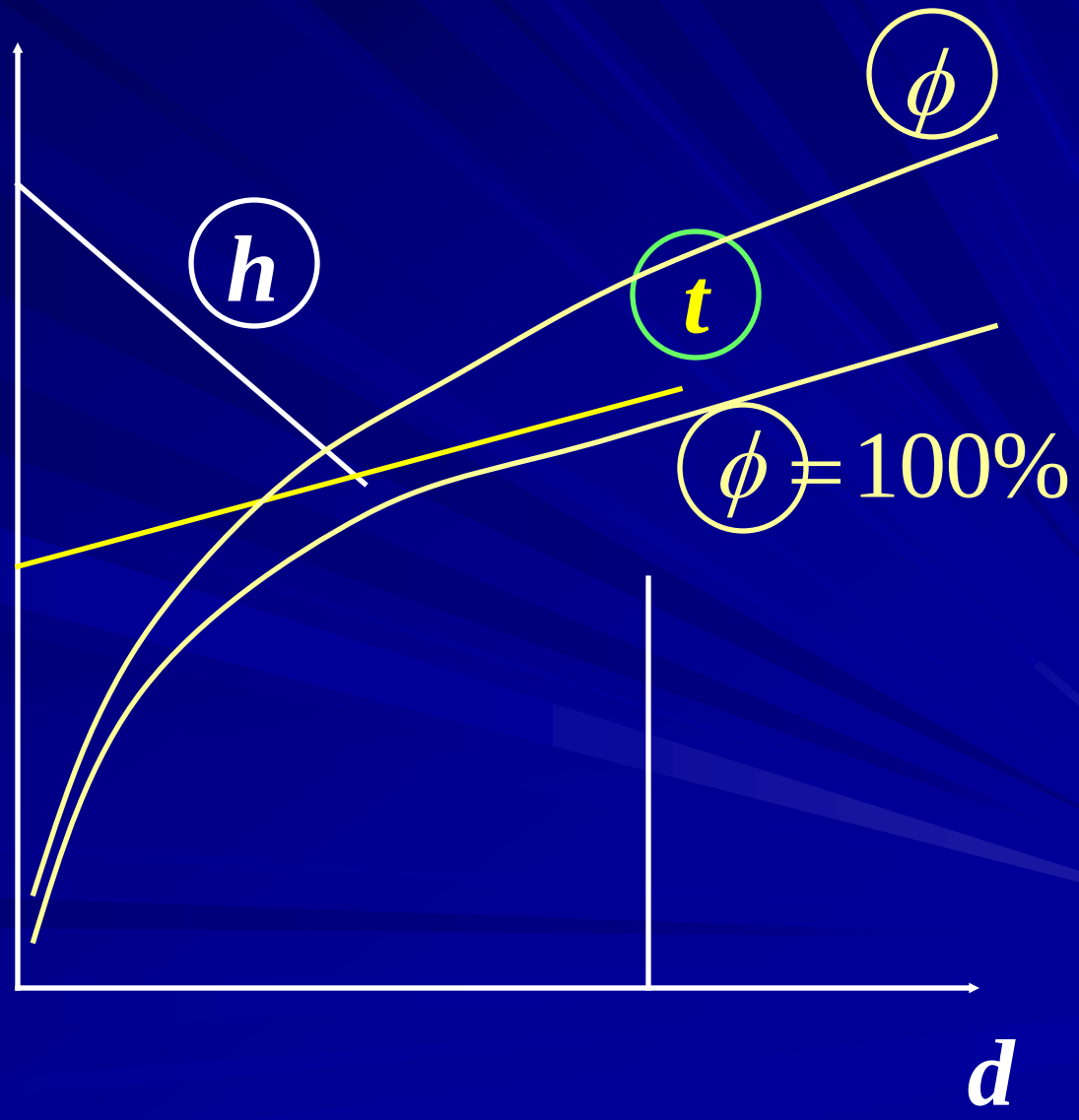
是一组向上凸的线

$\phi=100\%$ 饱和线

上部未饱和线

下部无意义

$\phi=0$ 干空气d=0

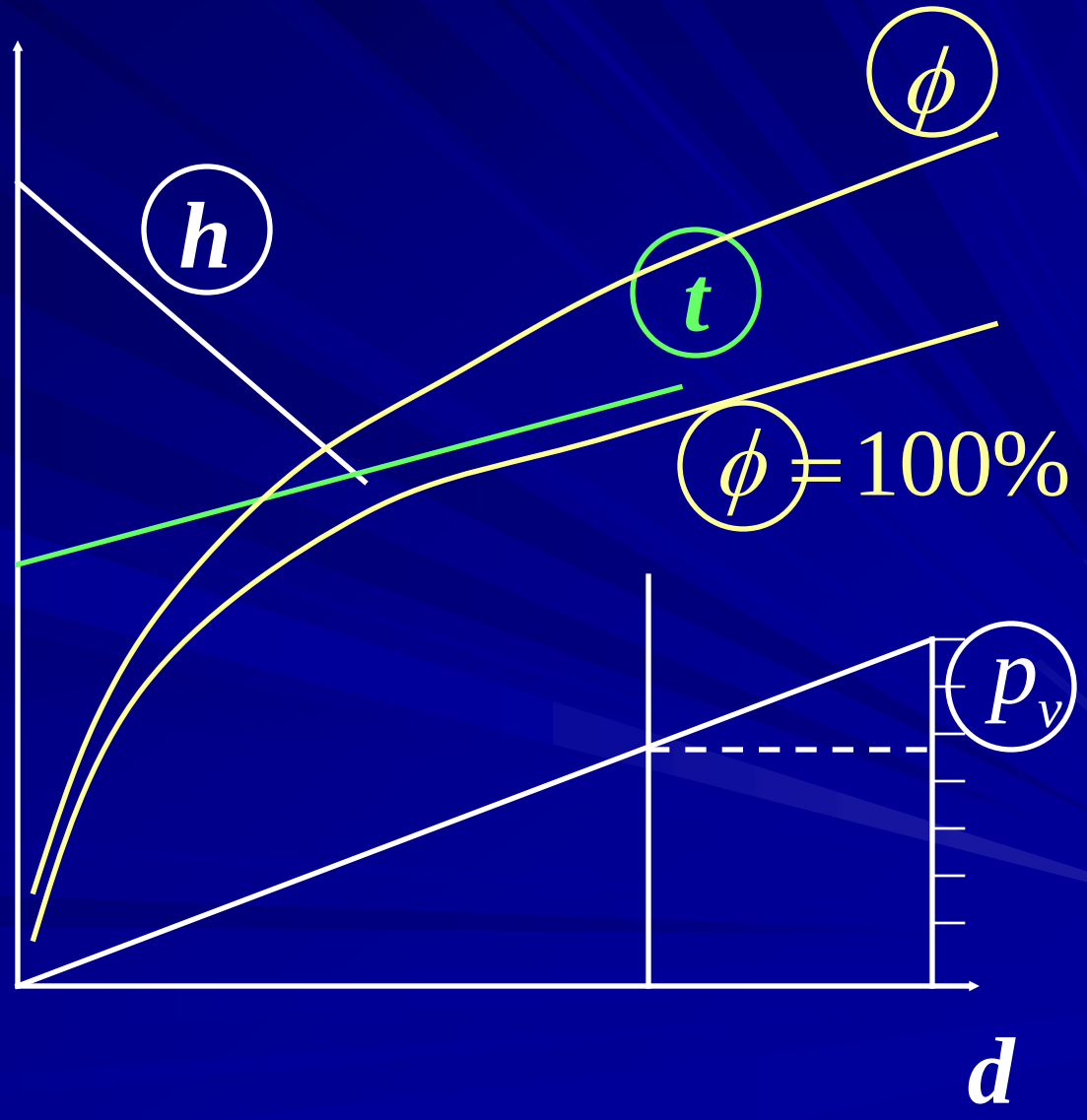


焓湿图的结构

4、p_v 线

d

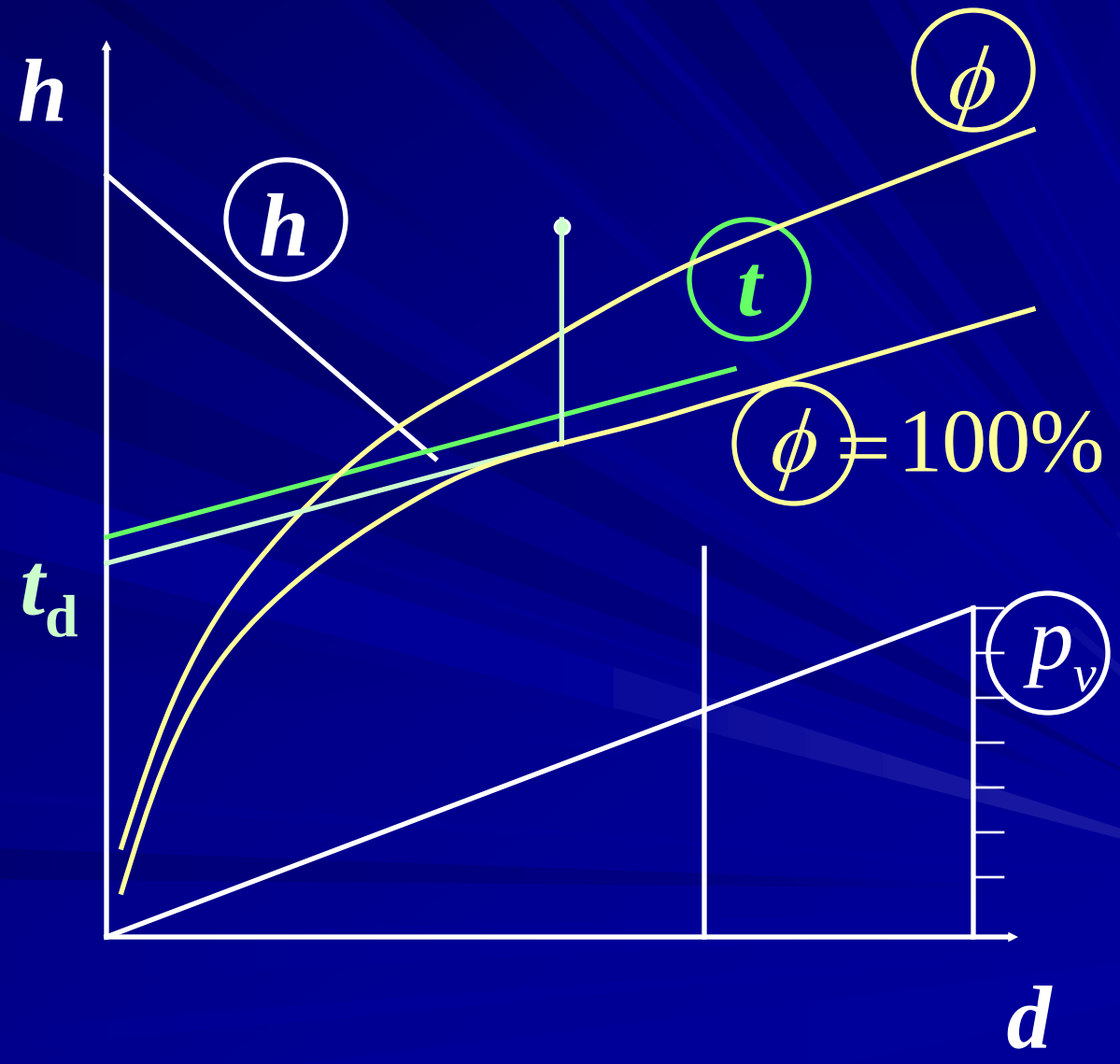
$$d = 0.622\frac{p_v}{p_b - p_v} \gg \approx 0.622\frac{p_v}{p_b}$$



焓湿图的结构

5、露点t_d

p_v下饱和湿空气 $\phi=1$

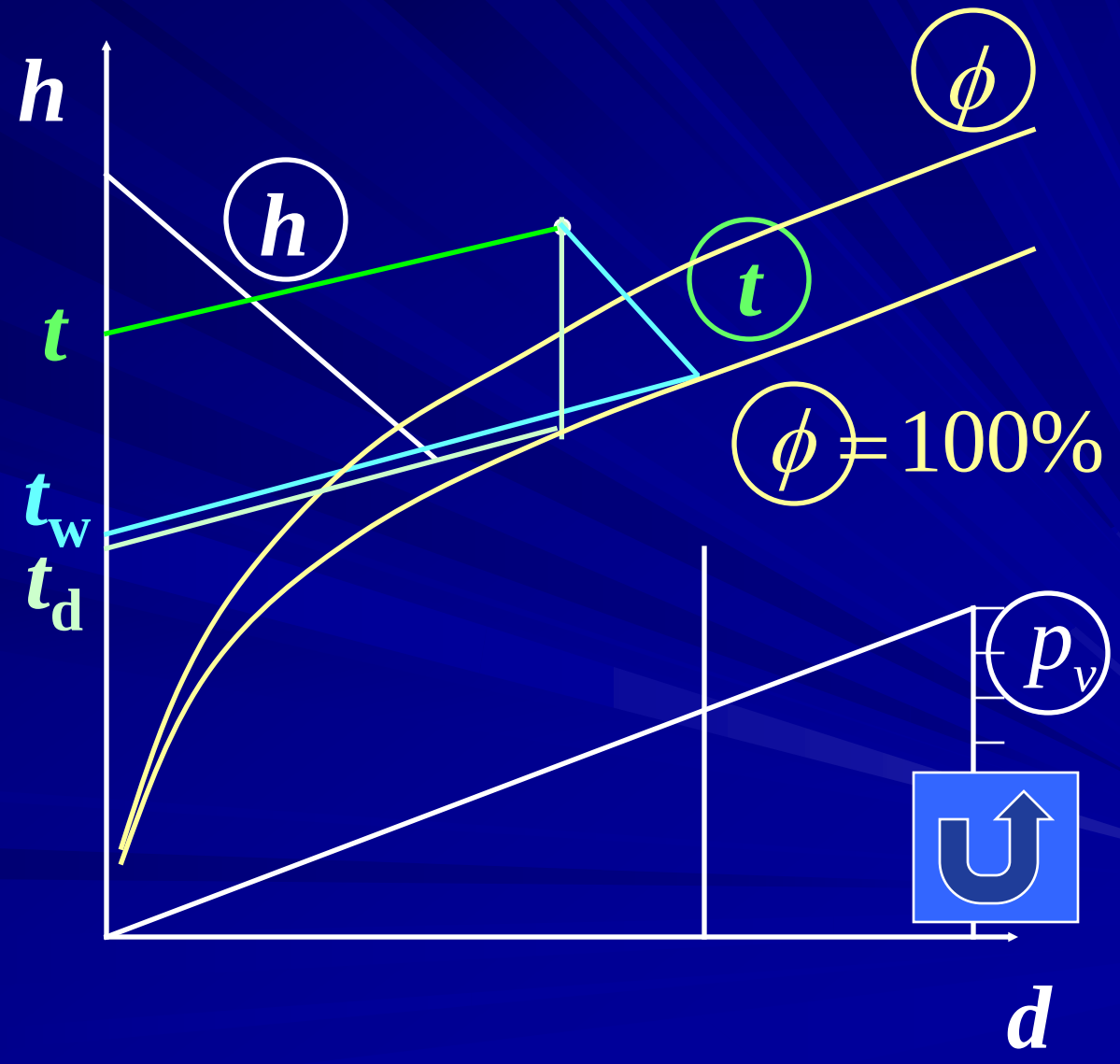


焓湿图的结构

6、湿球温度t_w

绝热饱和温度

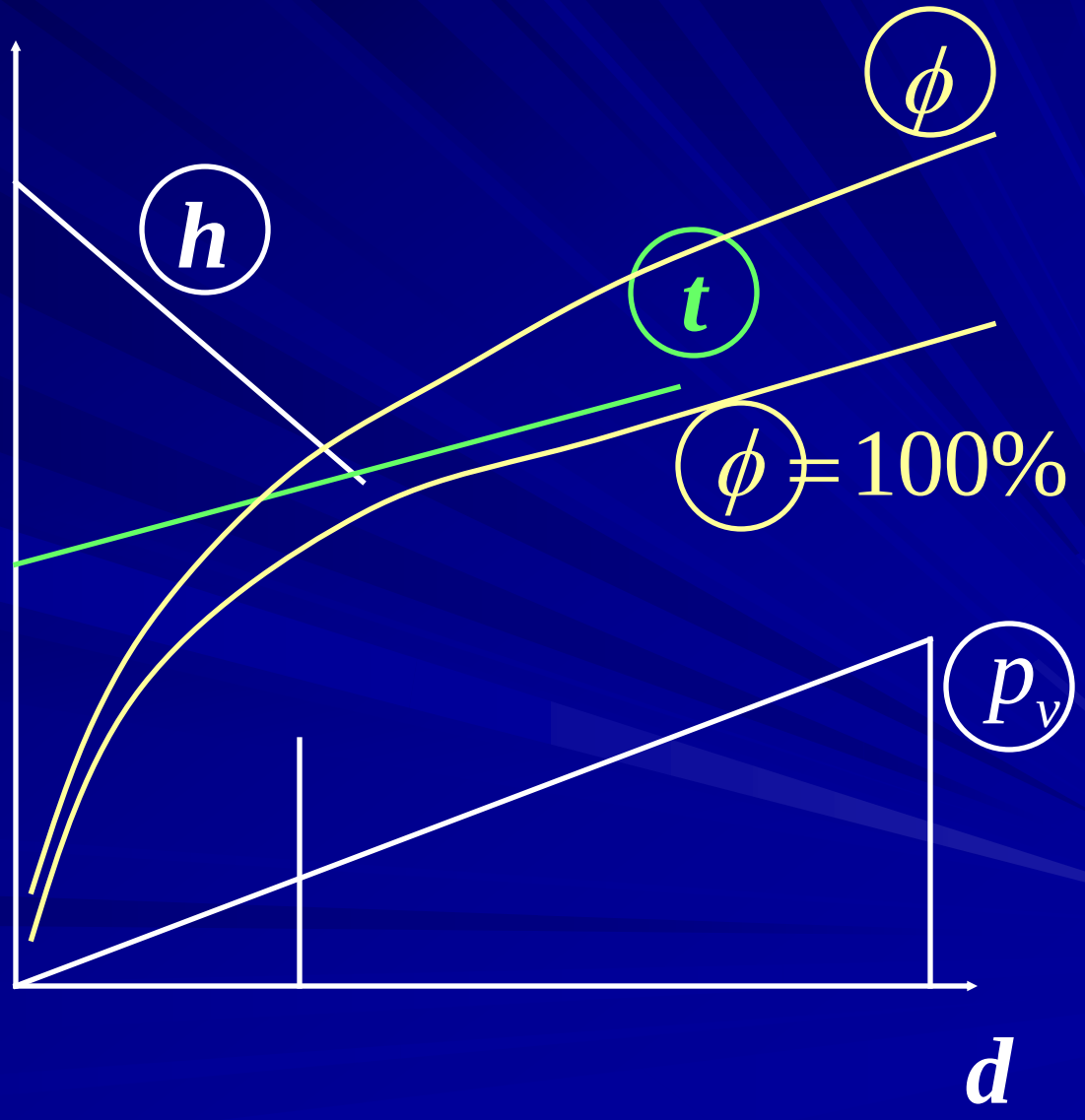
$$h_1 \approx h_w$$



焓湿图的结构

不同的p_b

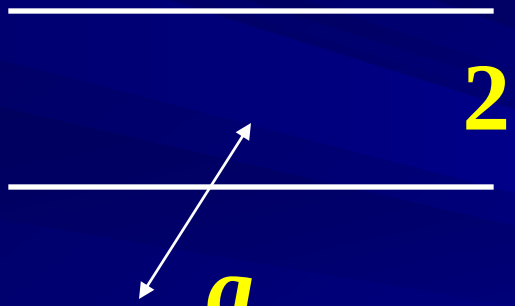
不同的h-d图



湿空气的基本热力过程

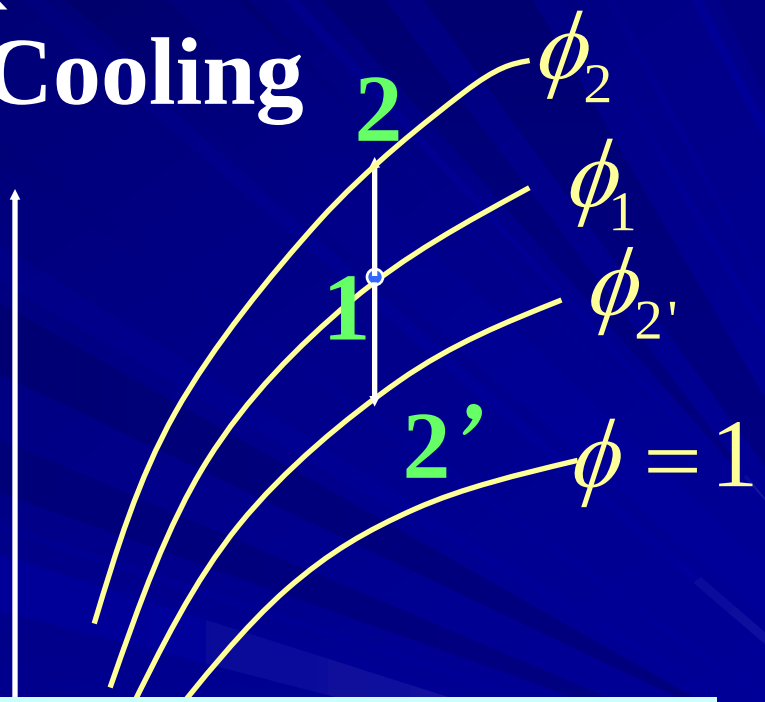
一、单纯加热或冷却过程 Simple Heating and Cooling

*d*不变



加热 *h* ↑ 1 → 2

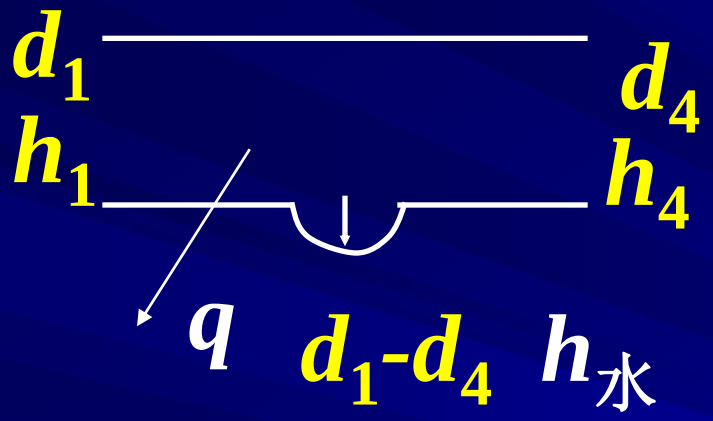
放热 *h* ↓ 1 → 2’



$q = h_2 - h_1$ kJ/kg干空气

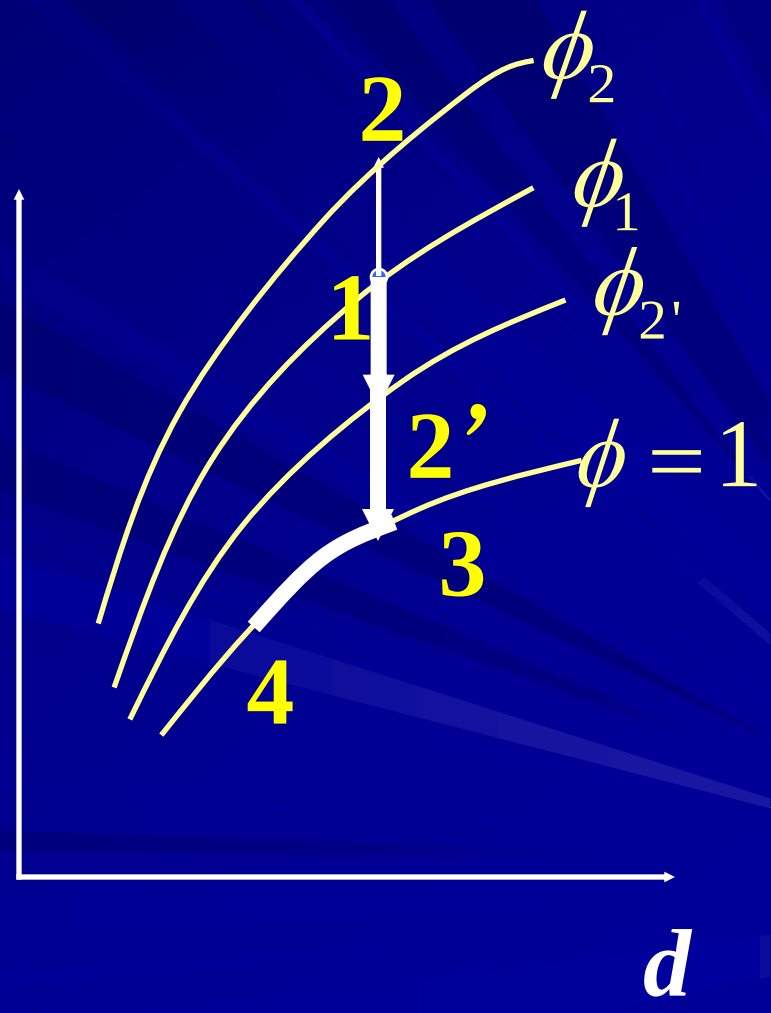
$q = h_{2'} - h_1$ kJ/kg干空气

二、冷却去湿过程
Cooling with Dehumidification

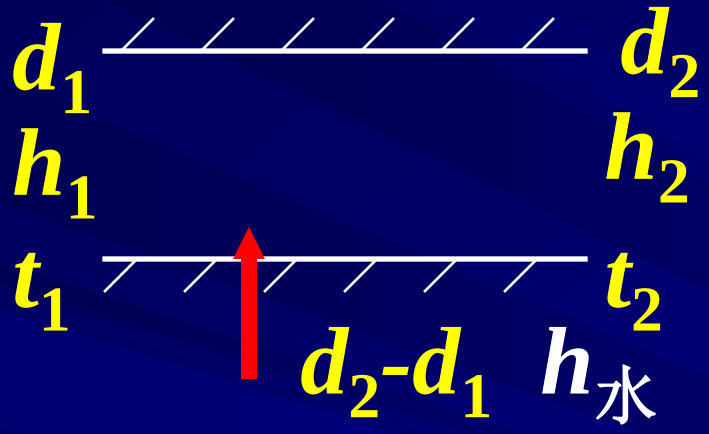


$$h_1 = h_4 + [d_1 - d_4]h_{水} + |q|$$

$$|q| = h_1 - h_4 - [d_1 - d_4]h_{水}$$



三、绝热加湿过程
Adiabatic Humidification

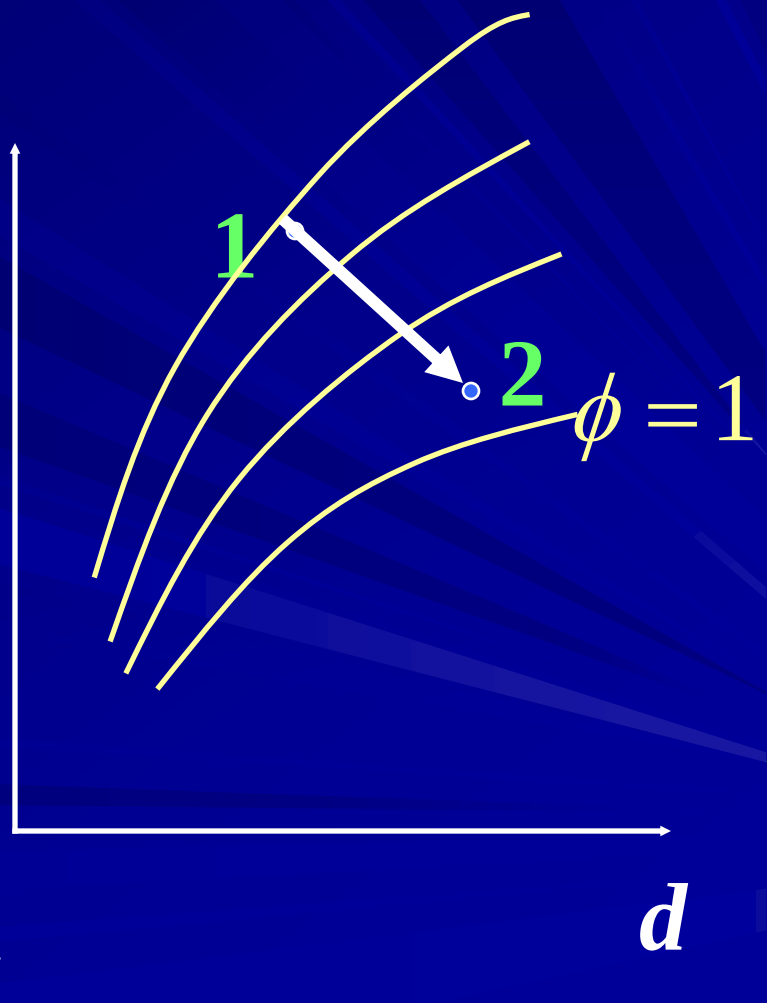


向空气中喷水，汽化潜热来自空气本身，t ↓

蒸发冷却过程

$$h_1+(d_2-d_1)h_{水}=h_2$$

$$h_1\approx h_2$$



d ↑ ϕ ↑ t ↓

例　题

已知空气的温度为30℃、压力为0.1MPa、相对湿度为60%，试求湿空气的d、h、t_d和P_v。

例题

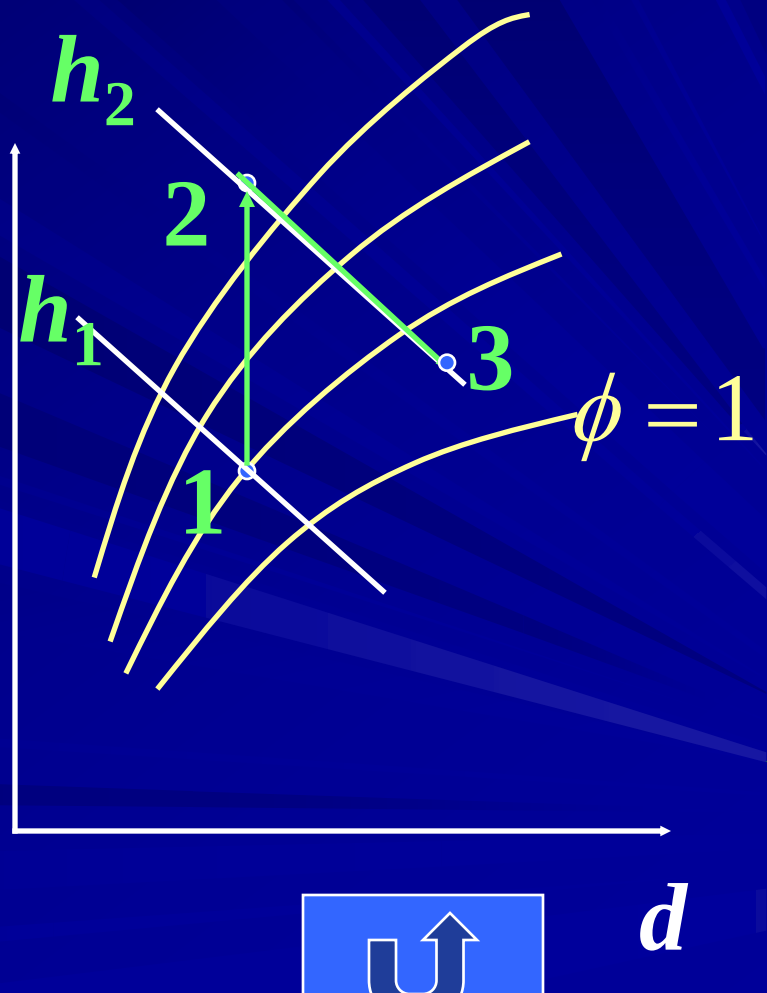
已知空气的t_1=20°C，

$\phi_1 = 0.6$　p_1=0.1MPa

将其加热至t_2=50°C，后送入干燥室，从干燥室排出时t_3=30°C，求：

1）　　$\phi_3 = ?$

2）从干燥室每吸收1kg水分所需空气量和加热量



例题

根据t_1=20°C，p_1=0.1MPa，$\phi_1 = 0.6$

查图

d_1=8.9g水蒸气/kg干空气

h_1=42.8kJ/kg干空气

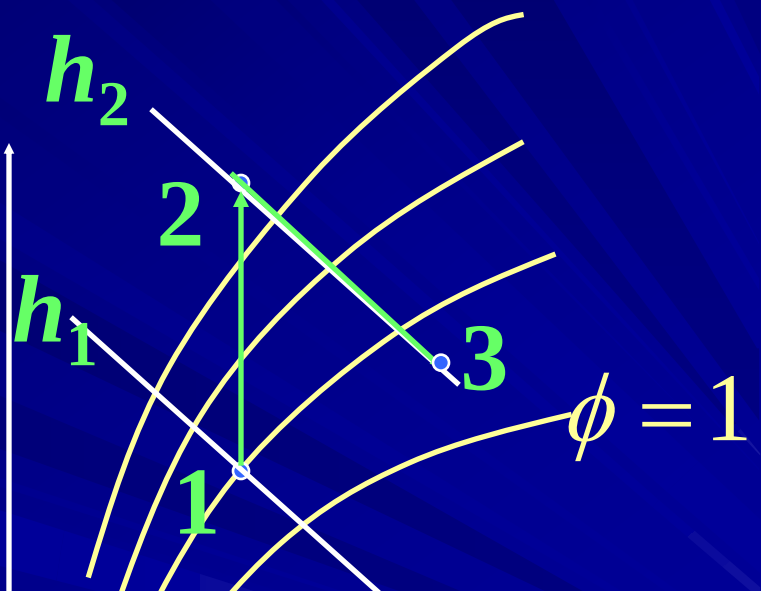
根据$d_2=d_1$, t_2=50°C

查图 h_2=73.5kJ/kg干空气

根据$h_3=h_2$, t_3=30°C

查图 $\phi_3 = 0.63$

d_3=17.0g水蒸气/



$$h = 1.005t + d(2501 + 1.863t)$$

$$d = 0.622\frac{\phi p_s(t)}{p - \phi p_s(t)}$$

例题

已知空气的t_1=20°C，

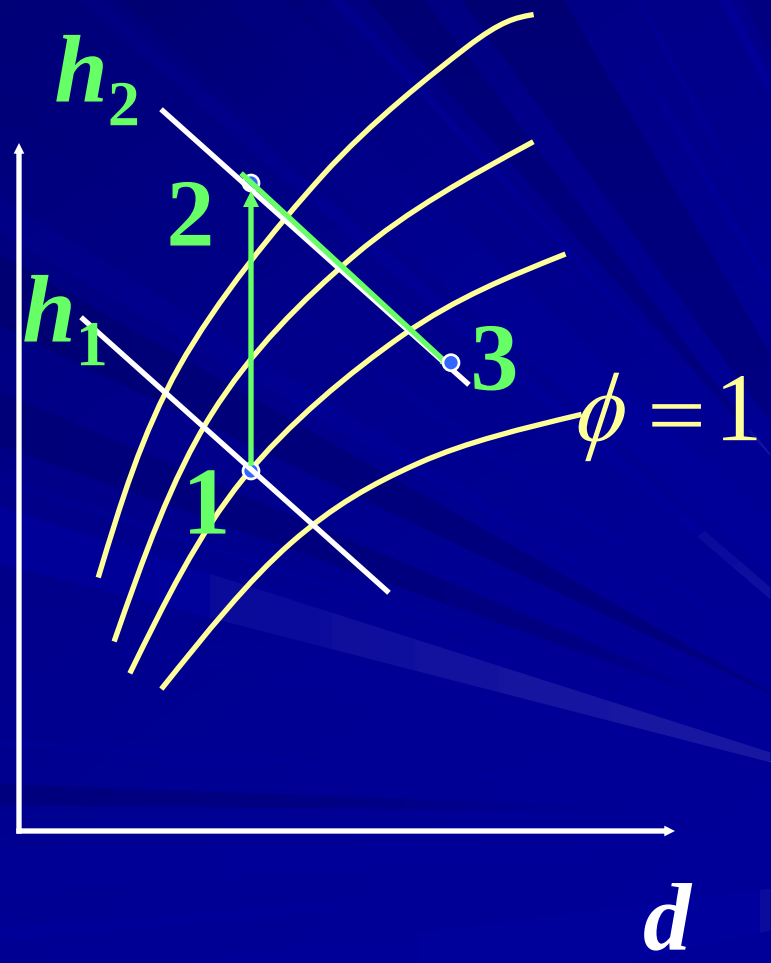
$\phi_1 = 0.6$　p_1=0.1MPa

将其加热至t_2=50°C，　h

后送入干燥室，从干燥室排出时t_3=30°C，求：

1）　　$\phi_3 = ?$

2）从干燥室每吸收1kg水分所需空气量和加热量



含**1kg**干空气的湿空气所吸收水分

$$d_3 - d_2 = 17.0 - 8.9 = 8.1\text{g}$$

每吸收**1kg**水分所需干空气

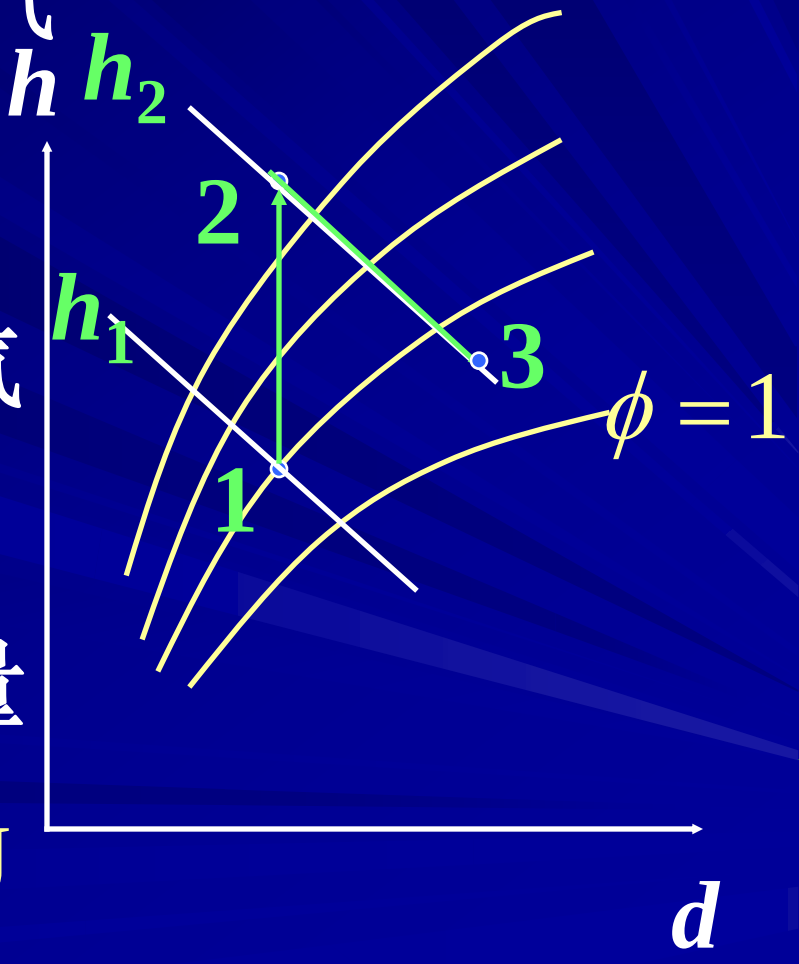
$$m_{\text{dry,a}} = \frac{1000}{8.1} = 123\text{kg}$$

每吸收**1kg**水分所需湿空气

$$m_{\text{a}} = m_{\text{dry,a}}(1 + d_1) = 124\text{kg}$$

每吸收**1kg**水分所需加热量

$$Q = m_{dry,a}(h_2 - h_1) = 3776\text{kJ}$$



第三章　完

End of Chapter Three

第四章
热量传递的基本理论

Theory of The Basic Heat Transfer

第一节　三种基本方法简述

一、什么是传热学

研究热量传递规律的科学。

热量传递的机理、规律、计算方法

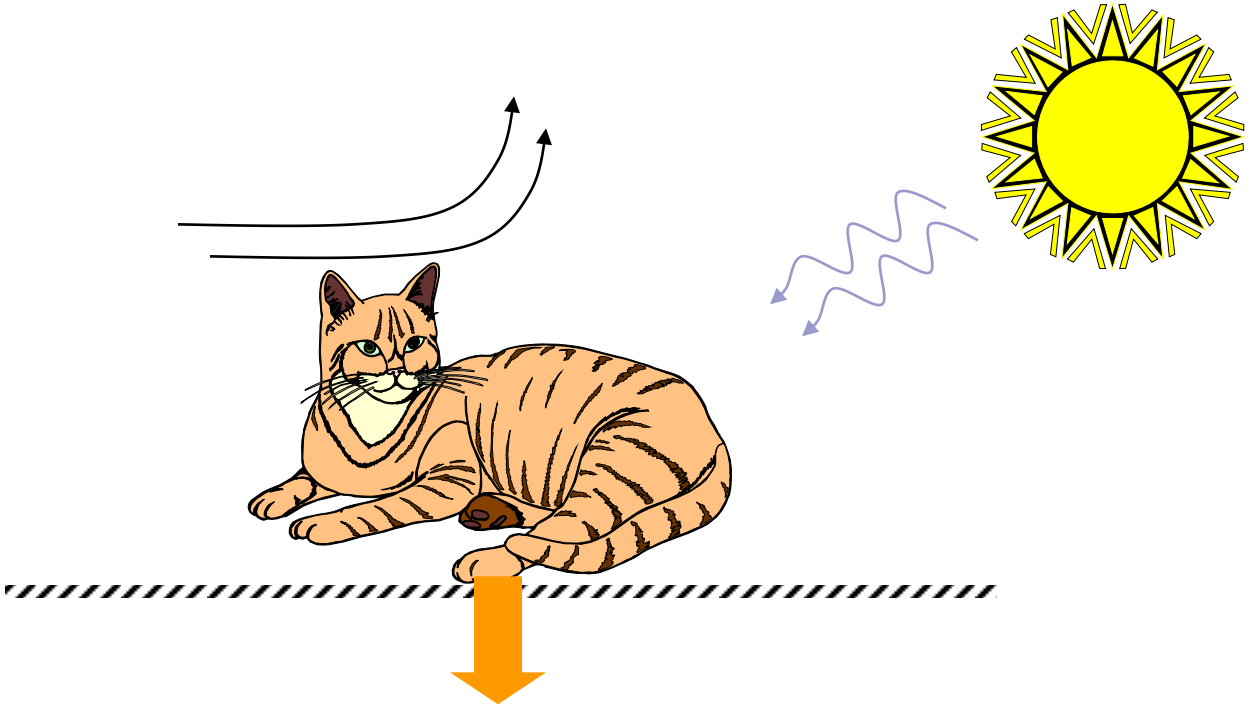
热量传递过程的推动力：温差

热力学第二定律：热量可以自发地由高温热源传给低温热源。有温差就会有传热

（The Second Law of Thermodynamics）

二、热量传递的基本方式

热传导、热对流、热辐射



（一）热传导（导热）heat conduction

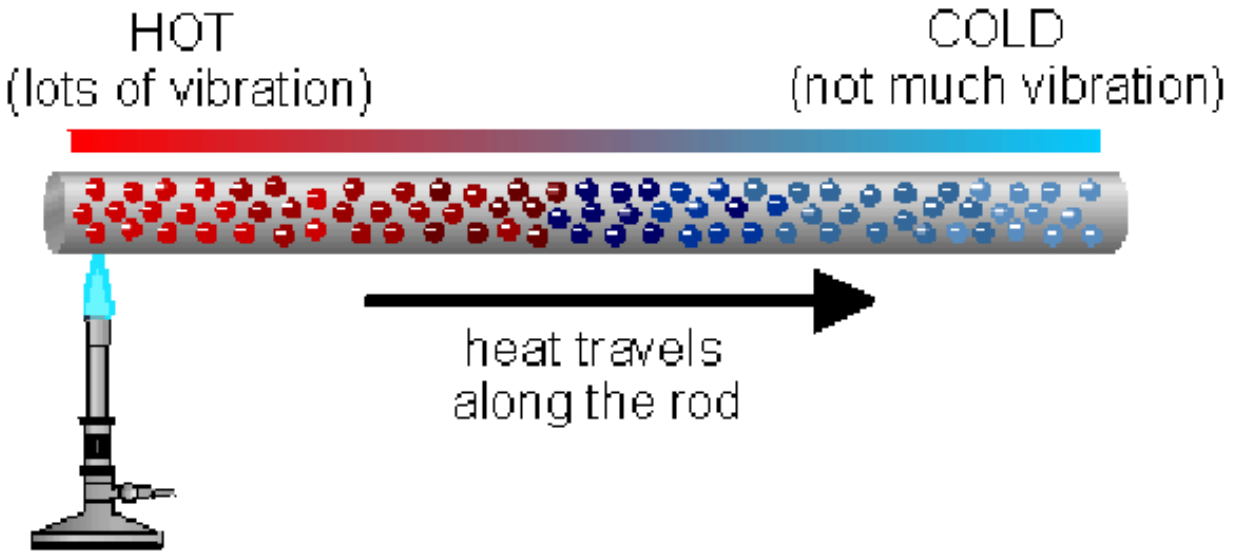
1. 定义和特征

定义：当物体内有温度差或温度不同的两物体间直接接触时，在物体各部分之间不发生相对位移的情况下，依靠分子、原子及自由电子等微观粒子热运动而进行的热量传递现象。

物质的属性：可以在固体、液体、气体中发生

导热的特点

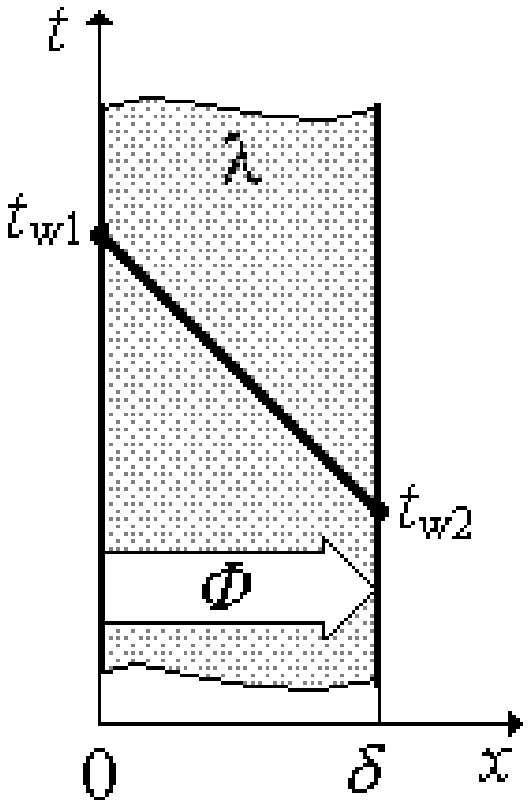
1. 必须有温差
2. 物体直接接触
3. 依靠分子、原子及自由电子等微观粒子热运动而传递热量
4. 不发生宏观的相对位移



傅里叶公式:1822年，法国数学家Fourier：

$$Q = \lambda A \frac{\Delta t}{\delta} \quad [W]$$

$$q = \frac{Q}{A} = \lambda \frac{\Delta t}{\delta} \quad \left[\frac{W}{m^2}\right]$$



Q：热流量，单位时间传递的热量[W]

q：热流密度，单位时间通过单位面积传递的热量

A：垂直于导热方向的截面积[m^2]

热导率（导热系数）(Thermal conductivity)

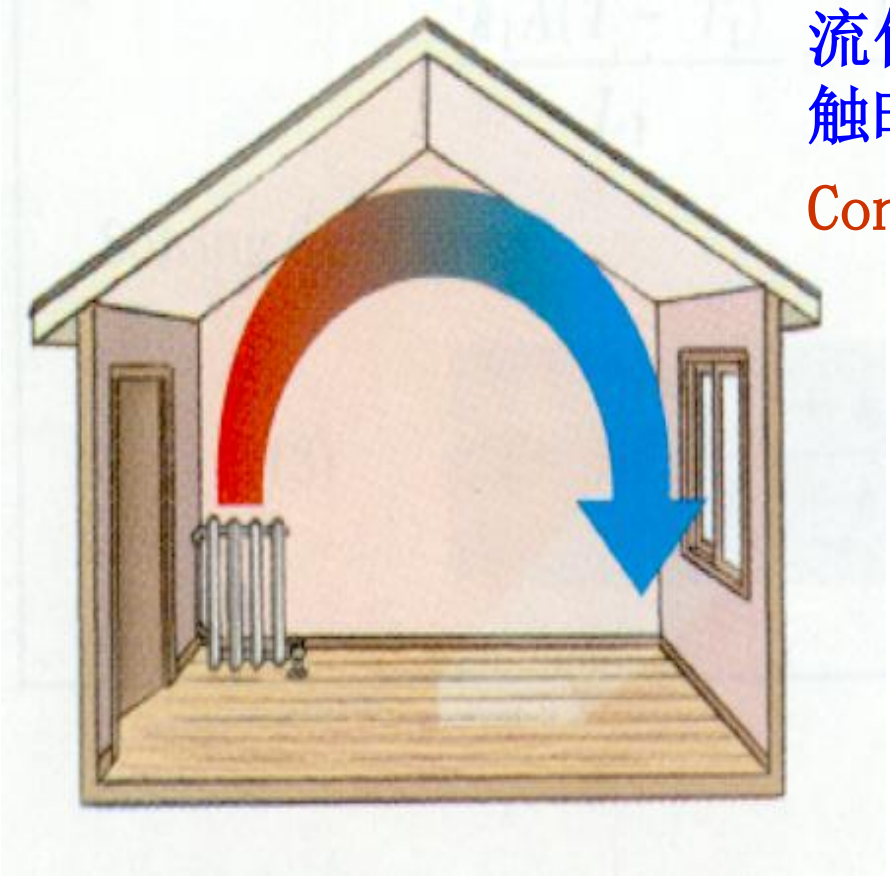
$$Q = \lambda A \frac{\Delta t}{\delta} \quad [W] \qquad \lambda = \frac{Q}{A \cdot \Delta t / \delta}$$

—— 具有单位温度差（1K）的单位厚度的物体(1m)，在它的单位面积上($1m^2$)、每单位时间(1s)的导热量(J)

热导率表示材料导热能力大小；物性参数；实验确定

温度不同的各部分之间发生相对位移时所引起的热量传递现象，仅发生在流体中

二、热对流(convection)与对流换热



流体与温度不同的固体壁间接触时的热量交换过程

Convection heat transfer

Heated air rises, cools, then falls.

Air near heater is replaced by cooler air, and the cycle repeats.

- What if coils were at the bottom?

2. 对流换热的分类

对流换热按照不同的原因可分为多种类型

是否相变：　有相变的对流换热和无相变的对流换热

流动原因：　强迫对流换热和自然对流换热。

流动状态：　层流和紊流。

3. 牛顿冷却公式（1701）

$$Q = hA(t_w - t_f)\ [W]$$

$$q = Q/A$$

$$= h(t_w - t_f)\ [W/m^2]$$

Q — 热流量[W]，单位时间传递的热量

h — 表面传热系数
（对流换热系数）

Convection heat transfer coefficient

表面传热系数（对流换热系数）
（Convection heat transfer coefficient）

$$h = Q/(A(t_w - t_f)) \quad [W/(m^2 \cdot ^\circ C)]$$

*h*是表征对流换热过程强弱的物理量当流体与壁面温度相差1度时、每单位壁面面积上、单位时间内所传递的热量

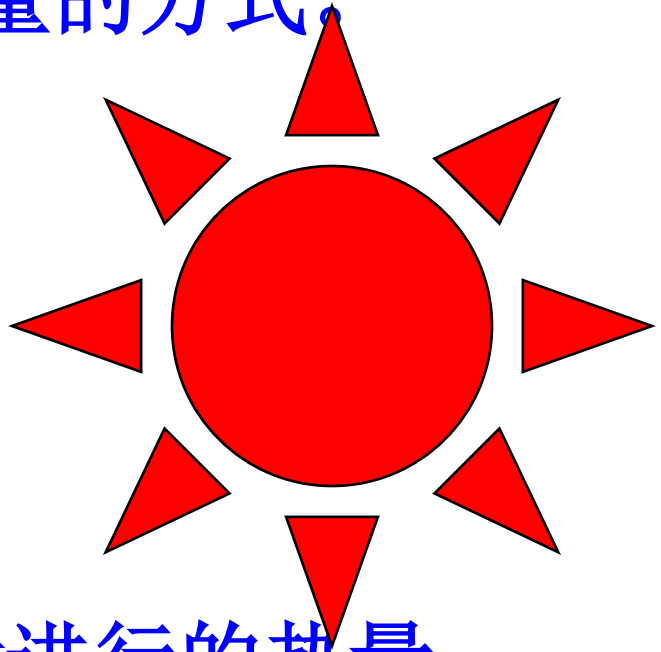
影响*h*因素：流动原因、流动状态、流体物性、有无相变、壁面形状大小等

三、热辐射（Thermal radiation）

1.定义

物体通过电磁波来传递热量的方式。

物体的温度越高、辐射能力越强；若物体的种 类不同、表面状况不同，其辐射能力不同



辐射换热：物体间靠热辐射进行的热量传递 Radiation heat transfer

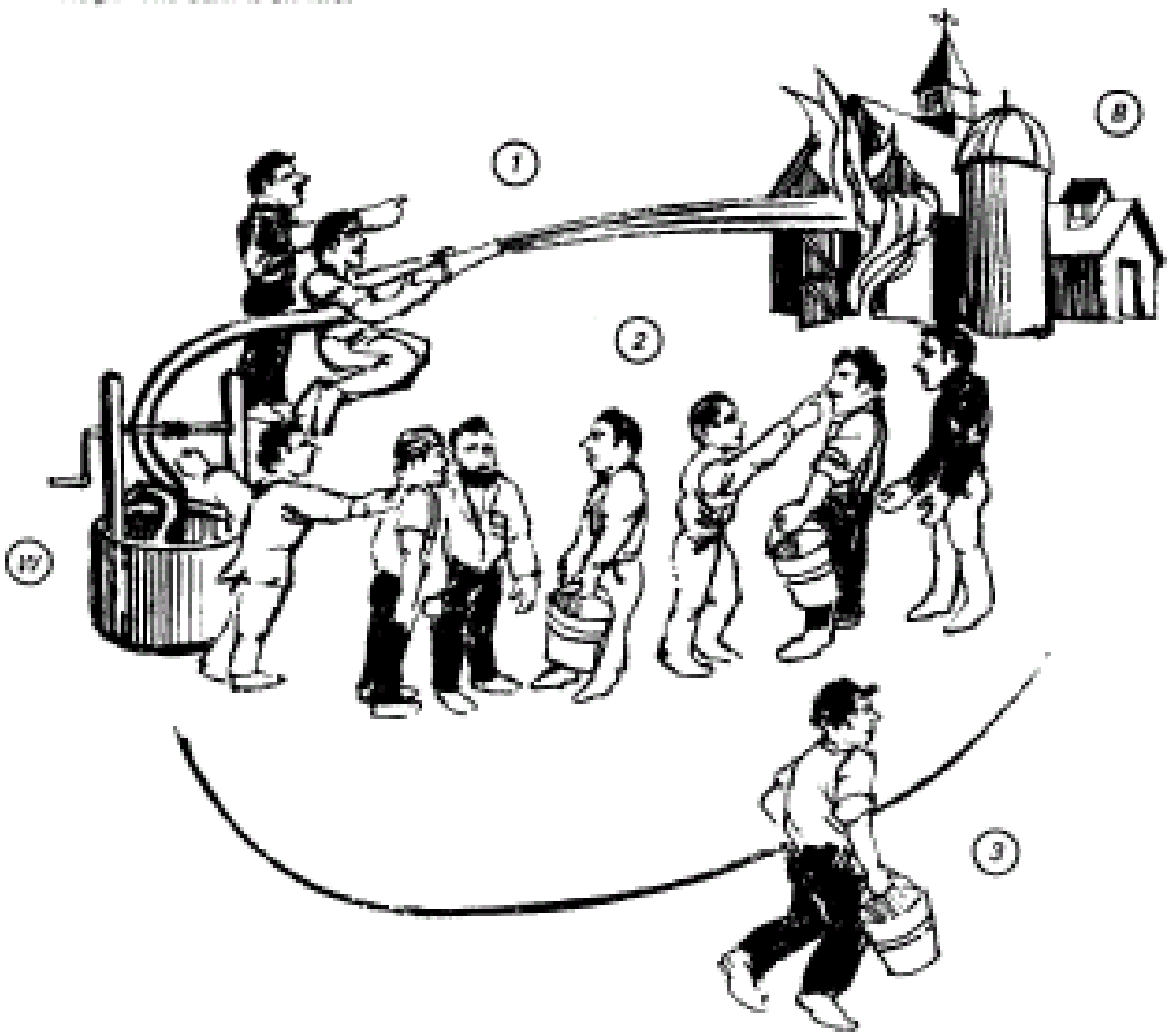
2. 辐射换热的特点

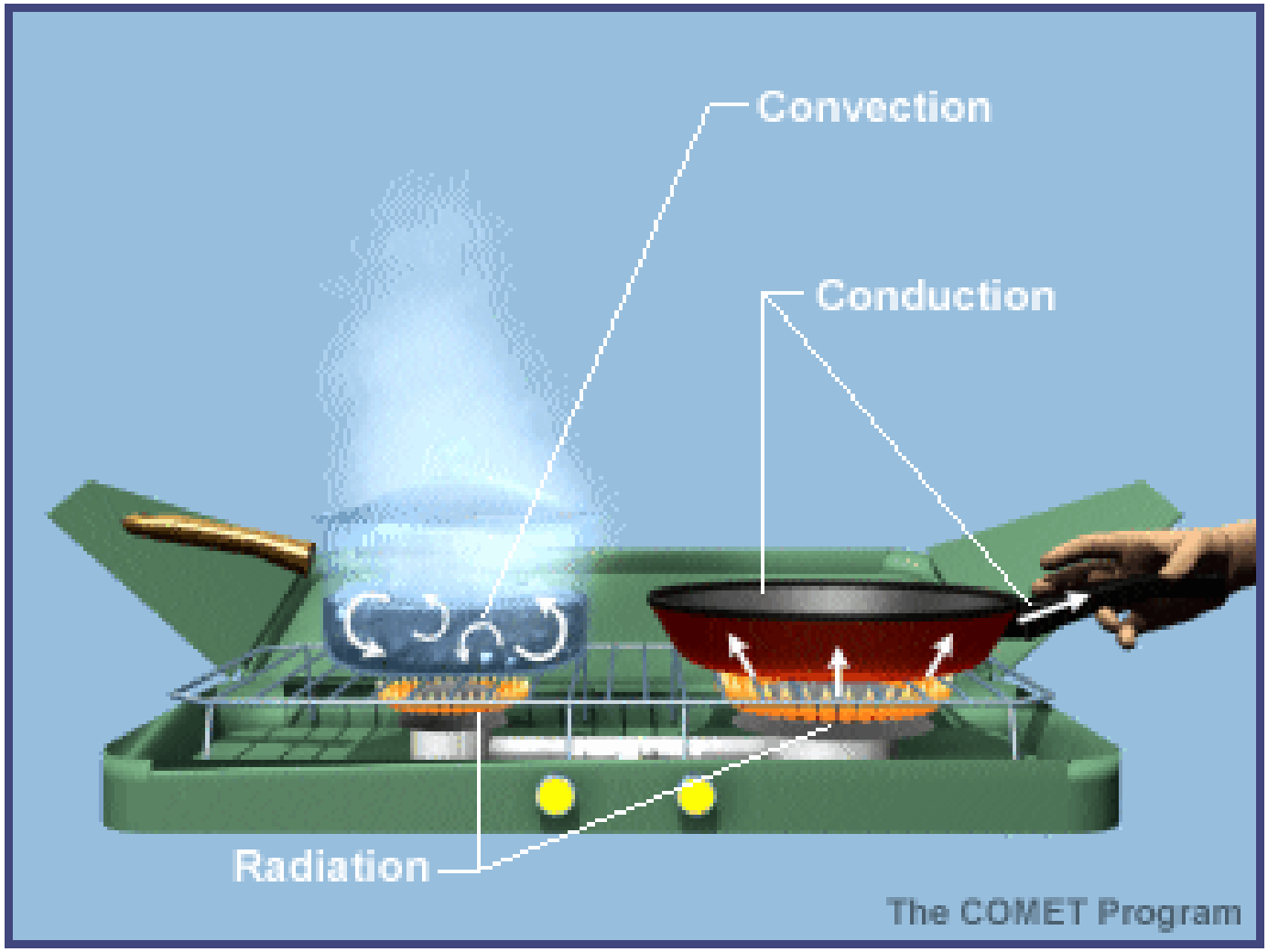
——不需要冷热物体的直接接触；即：不需要介质的存在，在真空中就可以传递能量

——在辐射换热过程中伴随着能量形式的转换。

——无论温度高低，物体都在不停地相互发射电磁波能、相互辐射能量；高温物体辐射给低温物体的能量大于低温物体辐射给高温物体的能量;总的结果是热由高温传到低温

Help! The barn is on fire.




Convection
Conduction
Radiation
The COMET Program

第二节　导 热

Heat Conduction

导热的基本定律

稳态导热

1. 导热的基本概念和定律
2. 导热微分方程
3. 一维稳态导热

导热的基本概念和定律

一、温度场和温度梯度

1. 温度场：（Temperature field）

物质系统内各个点上温度的集合称为温度场，它是时间和空间坐标的函数 ，记为

$$t = f(x, y, z, \tau)$$

t—为温度； x, y, z—为空间坐标； τ-时间坐标

稳态温度场
稳态导热

$$\frac{\partial t}{\partial \tau}=0$$

⟹ Steady-state conduction）

非稳态温度场
非稳态导热

$$\frac{\partial t}{\partial \tau}\neq 0$$

⟹（Transient conduction）

三维稳态温度场：

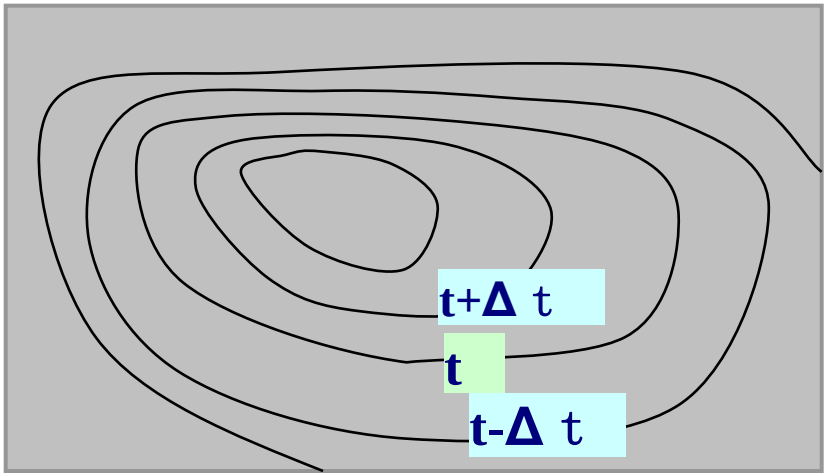
$$t=f(x,y,z)$$

一维温度场：

$$t=f(x)$$

2. 等温面

温度场中温度相同点的集合称为等温面。其疏密程度可反映温度场在空间中的变化情况。



等温面与等温线的特点：

1. 温度不同的等温面或等温线彼此不能相交

2. 热量传递沿着等温面的法线方向。

3. 温度梯度（Temperature gradient）

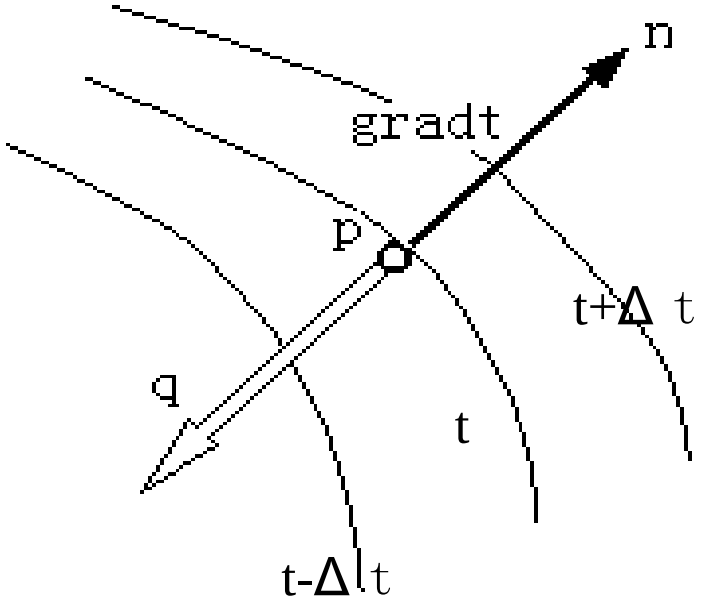
系统中某一点所在的等温面与相邻等温面之间的温差与其法线间的距离之比的极限为该点的温度梯度，记为gradt。

$$gradt = \lim_{\Delta n \to 0} \frac{\Delta t}{\Delta n} = \frac{\partial t}{\partial n} \vec{n}$$

注：温度梯度是向量；

正向朝着温度增加的方向

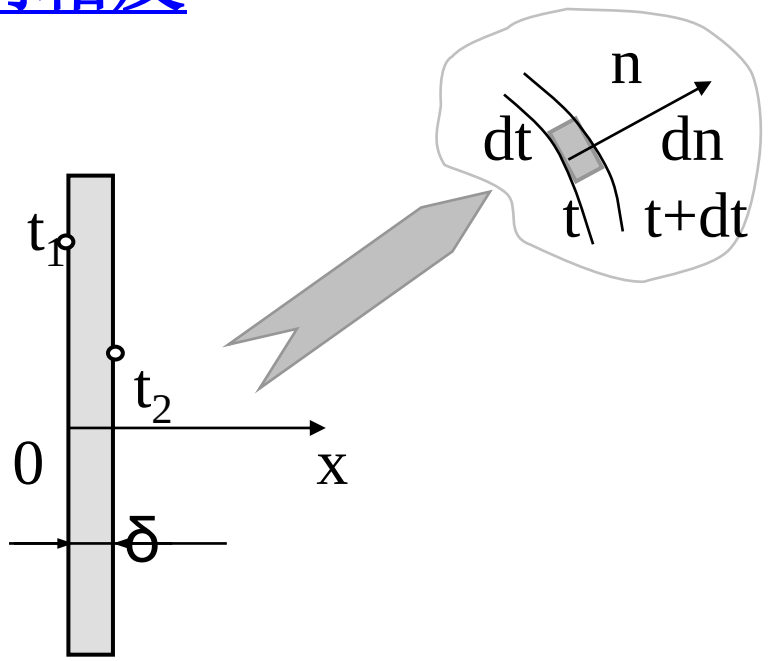
温度梯度和热流密度的方向都是在等温面的法线方向。由于热流是从高温处流向低温处，因而温度梯度和热流密度的方向正好相反。



二、傅里叶定律的严格表述

系统中任一点的热流密度与该点的温度梯度成正比而方向相反

$$q = -\lambda grad t$$



负号:热流密度与温度梯度的方向不一致

注：傅里叶定律只适用于各向同性材料

各向同性材料：热导率在各个方向是相同的

三、导热系数（Thermal conductivity）

傅利叶定律给出了导热系数的定义：

$$\lambda = -q / gradt$$

w/m·℃

导热系数在数值上等于单位温度梯度作用下单位时间内单位面积的热量。

导热系数是物性参数，它与物质结构和状态密切相关，与物质几何形状无关。

它反映了物质微观粒子传递热量的特性。

不同物质的导热性能不同：

$\lambda_{金属} > \lambda_{非金属}$

$\lambda_{固体} > \lambda_{液体} > \lambda_{气体}$

$\lambda_{纯铜} = 398 w/m \bullet °C$

$\lambda_{大理石} = 2.7 w/m \bullet °C$

0°C时： $\lambda_{冰} = 2.22 w/m \bullet °C$

$\lambda_{水} = 0.551 w/m \bullet °C$

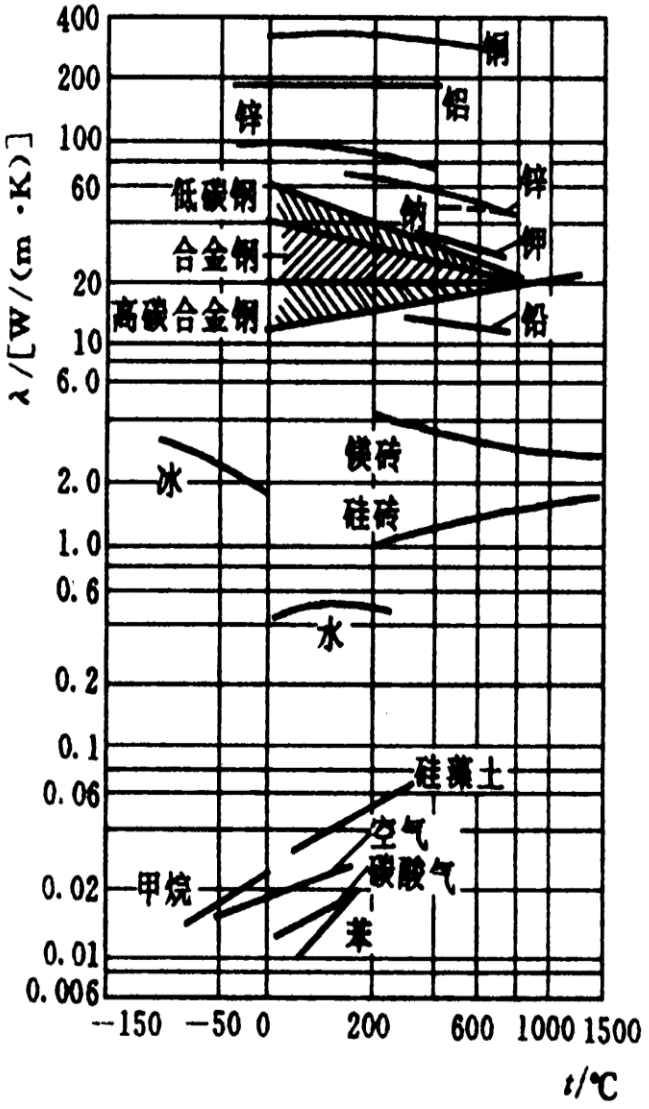
$\lambda_{蒸汽} = 0.0183 w/m \bullet °C$

当 λ <0.2 W/(m℃)时，这种材料称为保温材料。高效能的保温材料多为蜂窝状多孔结构。

同一种物质的导热系数也会因其状态参数的不同而改变，因而导热系数是物质温度和压力的函数。

一般把导热系数仅仅视为温度的函数，而且在一定温度范围还可以用一种线性关系来描述

$$\lambda = \lambda_0 (1 + bT)$$



三、 一维稳态导热
（Steady-State Conduction）

稳态导热 $\partial t / \partial \tau = 0$

（一）通过平壁的导热

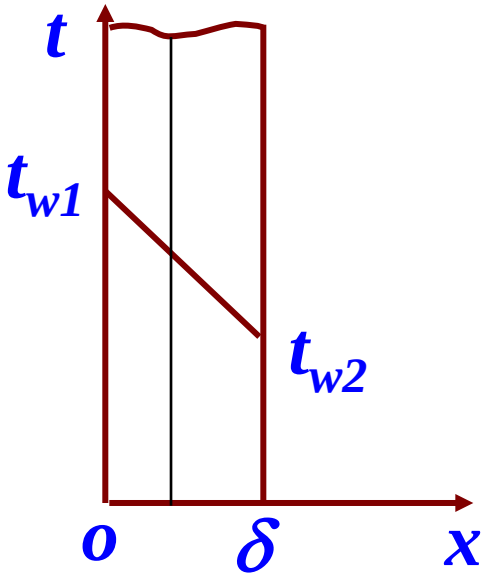
平壁的长度和宽度都远大于其厚度，因而平板两侧保持均匀边界条件的稳态导热就可以归纳为一维稳态导热问题。

1、通过单层平壁的导热

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx}$$

$$qdx = -\lambda dt$$

$$\int_0^x qdx = -\int_{t_{w1}}^{t} \lambda dt$$



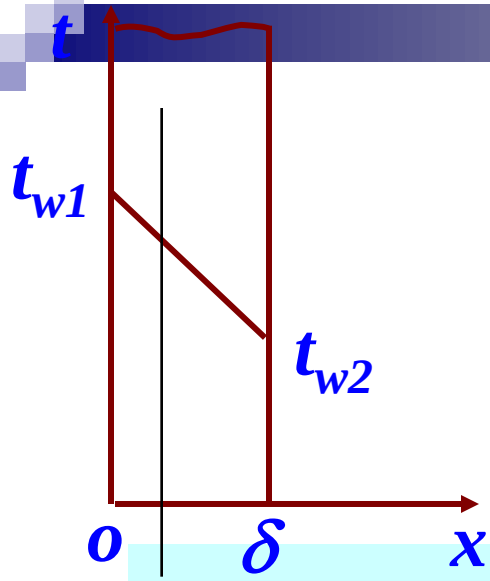
$q =$ 常数

$$qx = -\lambda(t - t_{w1})$$

$$t = t_{w1} - \frac{q}{\lambda} x$$

平壁内温度分布：

线性分布



当x= δ 时 ⟹ $t = t_{w2}$

$$t = t_{w1} - \frac{q}{\lambda} x$$

$$t_{w2} = t_{w1} - \frac{q}{\lambda}\delta$$

$$q = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\frac{\delta}{\lambda}} = \frac{\Delta t}{r_\lambda}$$

r_λ：单位面积

$$Q = qA = \frac{\Delta t}{\frac{\delta}{\lambda A}} = \frac{\Delta t}{R_\lambda}$$

R_λ：整个传热面上

热阻

例　题

有一砖砌墙壁，厚为0.25m。已知内外壁面的温度分别为25℃和30℃。试计算墙壁内的热流密度。

解：由平壁导热的温度分布

从附录查得红砖的 λ =0.87W/(m）

则热流密度为：

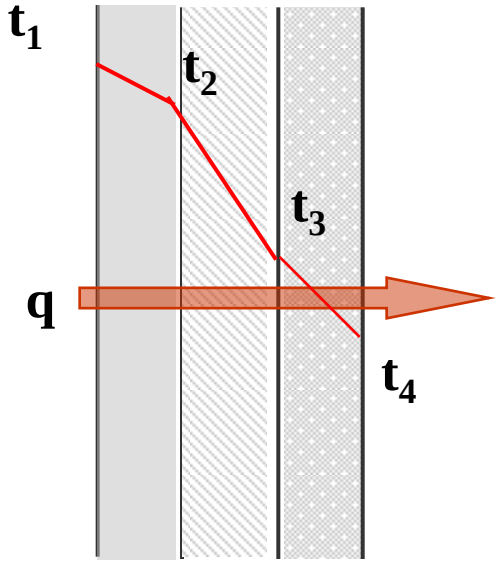
$$q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{\delta}{\lambda}} = -17.4W/m^2$$

2、通过多层平壁的导热

多层平壁：由几层不同材料组成

例：房屋的墙壁 — 白灰内层、水泥沙浆层、红砖（青砖）主体层等组成

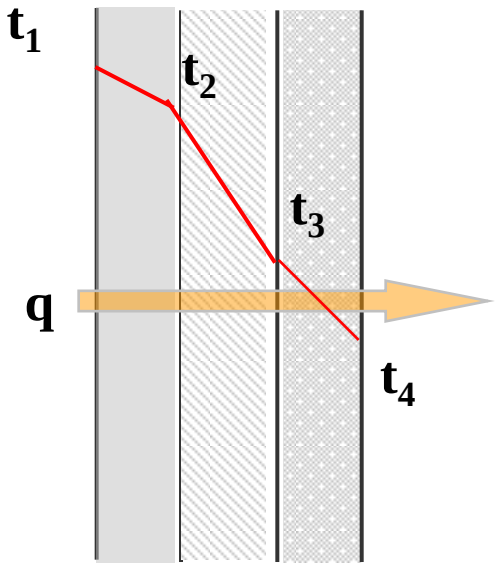
假设各层之间接触良好，可以近似地认为接合面上各处的温度相等

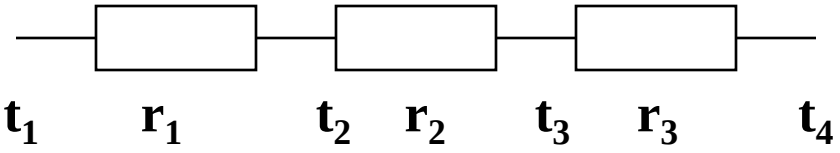


$$q = \frac{t_1 - t_2}{\delta_1/\lambda_1} = \frac{t_2 - t_3}{\delta_2/\lambda_2} = \frac{t_3 - t_4}{\delta_3/\lambda_3}$$

$$+ \begin{cases} t_1 - t_2 = q\dfrac{\delta_1}{\lambda_1} \\ t_2 - t_3 = q\dfrac{\delta_2}{\lambda_2} \\ t_3 - t_4 = q\dfrac{\delta_3}{\lambda_3} \end{cases}$$

$$q = \frac{t_1 - t_4}{\delta_1/\lambda_1 + \delta_2/\lambda_2 + \delta_3/\lambda_3}$$





推广到n层壁的情况：

$$q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i}}$$

例　题

由三层材料组成的加热炉炉墙。第一层为耐火砖。第二层为硅藻土绝热层，第三层为红砖，各层的厚度及导热系数分别为：

δ_1＝240mm ，λ_1=1.04W/(m·℃)；

δ_2＝50mm，λ_2=0.15W/(m·℃)；

δ_3＝115mm，λ_3=0.63W/(m·℃)。

$\delta 1 = 240$

炉墙内侧耐火砖的表面温度为1000℃。炉墙外侧红砖的表面温度为60℃。

试计算硅藻土层的平均温度及通过炉墙的导热热流密度。

已 知

$\delta_1 = 0.24\text{m}$, $\lambda_1 = 1.04\text{W/(m·℃)}$

$\delta_2 = 0.05\text{m}$, $\lambda_2 = 0.15\text{W/(m·℃)}$

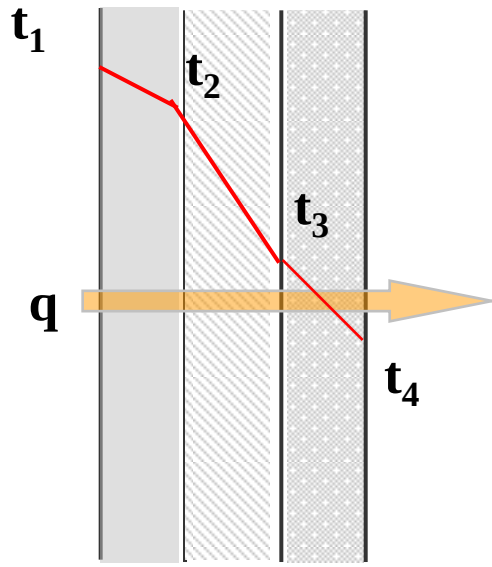
$\delta_3 = 0.115\text{m}$, $\lambda_3 = 0.63\text{W/(m·℃)}$

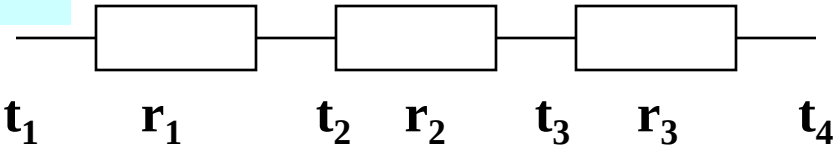
$t_1 = 1000℃$ $t_2 = 60℃$

$$q=\frac{t_1-t_4}{\frac{\delta_1}{\lambda_1}+\frac{\delta_2}{\lambda_2}+\frac{\delta_3}{\lambda_3}}=1259W/m^2$$

$$t_2=t_1-q\frac{\delta_1}{\lambda_1}=700℃$$

$$t_3=t_2-q\frac{\delta_2}{\lambda_2}=289℃$$





硅藻土层的平均温度为

$$\frac{t_2+t_3}{2}=499℃$$

二、通过无限长圆筒壁的导热

稳态导热

圆筒壁就是圆管的壁面。

当管子的壁面相对于管长而言非常小，且管子的内外壁面又保持均匀的温度时，通过管壁的导热就是圆柱坐标系上的一维导热问题。

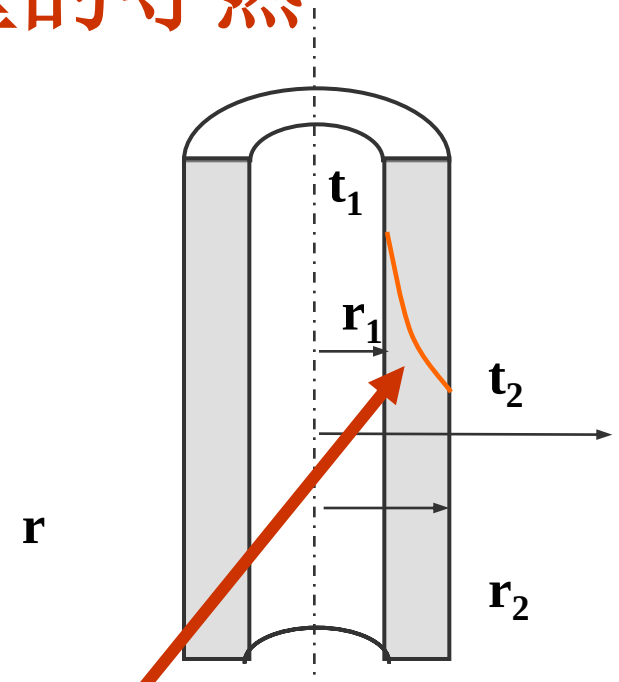
1、通过单层圆筒壁的导热

傅立叶导热定律：

$$Q = Aq = -A\lambda \frac{dt}{dr} = -2\pi r l \lambda \frac{dt}{dr}$$

$$\frac{Q}{2\pi l\lambda}\int_{d_1/2}^{d/2}\frac{dr}{r} = -\int_{t_{w1}}^{t} dt$$

$$t = t_{w1} - \frac{Q}{2\pi l\lambda} In\frac{d}{d_1}$$



圆筒壁内的温度分布是一条对数曲线。

$$d = d_1, t = t_{w1}$$

$$d = d_2, t = t_{w2}$$

$$Q=\frac{t_{w1}-t_{w2}}{\frac{1}{2\pi\lambda l}In\frac{d_2}{d_1}}=\frac{\Delta t}{R_\lambda}$$

通过整个圆筒壁的导热热阻

单位长度圆筒壁的热流量：

$$Q_l=\frac{Q}{L}=\frac{t_{w1}-t_{w2}}{\frac{1}{2\pi\lambda}\ln\frac{d_2}{d_1}}=\frac{t_{w1}-t_{w2}}{R_{\lambda l}}\quad [W/m]$$

单位长度圆筒壁的导热热阻

2、通过多层圆筒壁的导热

由不同材料构成的多层圆筒壁

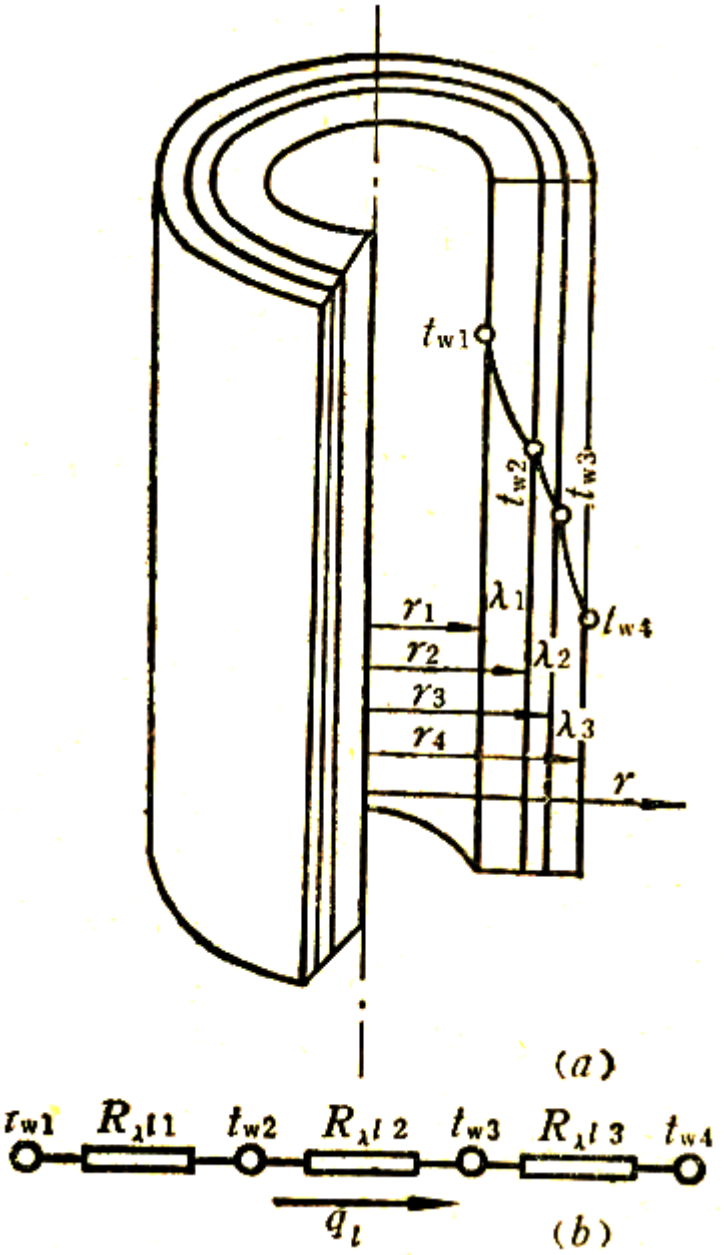
例如：带有保温层的热力管道、嵌套的金属管道和结垢、积灰的输送管道等。

由不同材料制作的圆筒同心紧密结合而构成多层圆筒壁 ，如果管子的壁厚远小于管子的长度，且管壁内外边界条件均匀一致，那么在管子的径向方向构成一维稳态导热问题。

多层圆筒壁的导热

$$Q=\frac{t_{w1}-t_{wi+1}}{\sum_i \frac{1}{2\pi\lambda_i l} In\frac{d_{i+1}}{d_i}}=\frac{\Delta t}{\sum R_{\lambda i}}$$

通过整个圆筒壁的总导热热阻



界面温度为：

稳态导热：穿过各界面的热量相等

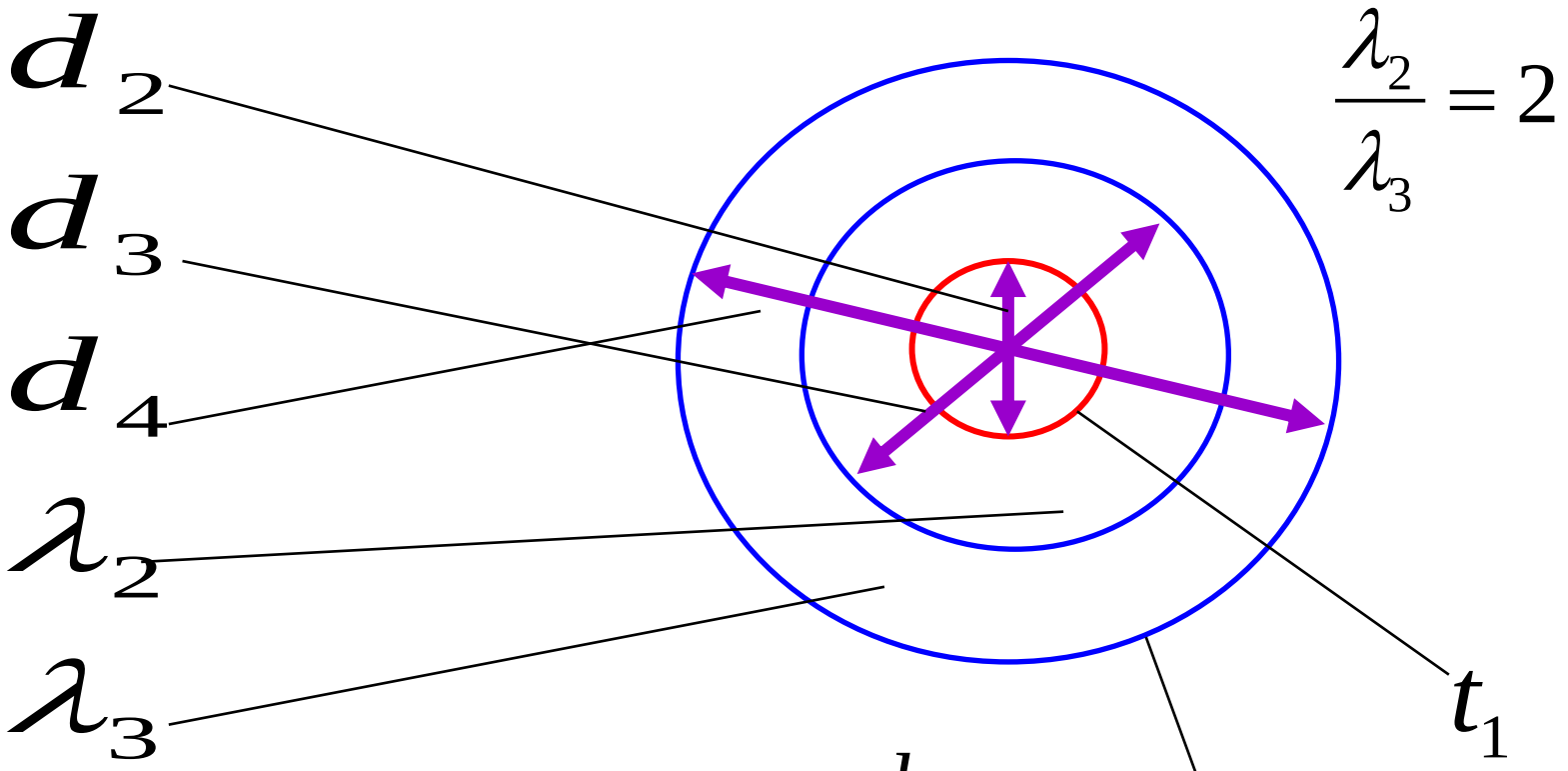
$$Q=\frac{t_{w1}-t_{w2}}{\frac{1}{2\pi\lambda_1 l}In\frac{d_2}{d_1}}=\frac{t_{w2}-t_{w3}}{\frac{1}{2\pi\lambda_2 l}In\frac{d_3}{d_2}}=\frac{t_{w3}-t_{w4}}{\frac{1}{2\pi\lambda_3 l}In\frac{d_4}{d_3}}$$

$$t_{w2}=t_{w1}-Q\frac{1}{2\pi\lambda_1 l}In\frac{d_2}{d_1}$$

$$t_{w3}=t_{w2}-Q\frac{1}{2\pi\lambda_2 l}In\frac{d_3}{d_2}=t_{w4}+Q\frac{1}{2\pi\lambda_3 l}In\frac{d_4}{d_3}$$

例　题

某管道外径为2r，外壁温度为t_1，如外包两层厚度均为r（即$\delta_2=\delta_3=r$）、导热系数分别为λ_2和λ_3（$\lambda_2/\lambda_3=2$）的保温材料，外层外表面温度为t2。如将两层保温材料的位置对调，其他条件不变，保温情况变化如何？由此能得出什么结论？



$$d_2 = 2r$$

$$d_3 = 2r + 2\delta = 4r$$

$$d_4 = 2r + 4\delta = 6r$$

$$\frac{d_3}{d_2} = 2$$

$$\frac{d_4}{d_3} = \frac{3}{2}$$

解：设两层保温层直径分别为d_2、d_3和d_4，则$d_3/d_2=2$，$d_4/d_3=3/2$。导热系数大的在里面：

$$q_L=\frac{t_1-t_2}{\frac{1}{2\pi\lambda_2}\ln\frac{d_3}{d_2}+\frac{1}{2\pi\lambda_3}\ln\frac{d_4}{d_3}}=\frac{\Delta t}{\frac{1}{2\pi\cdot 2\lambda_3}\ln 2+\frac{1}{2\pi\lambda_3}\ln\frac{3}{2}}=\frac{\lambda_3\Delta t}{0.11969};$$

导热系数大的在外面：

$$q'_L=\frac{t_1-t_2}{\frac{1}{2\pi\lambda_3}\ln 2+\frac{1}{2\pi\cdot 2\lambda_3}\ln\frac{3}{2}}=\frac{\lambda_3\Delta t}{0.1426}$$

两种情况散热量之比为：

$$\frac{q_L}{q'_L}=\frac{0.1426}{0.11969}=1.19 \text{或} \frac{q'_L}{q_L}=0.84$$

结论：导热系数大的材料在外面，导热系数小的材料放在里层对保温更有利。

第三节

对 流 换 热

Convection heat transfer

一、 对流换热概述

1. 对流换热过程

对流换热是发生在流体和与之接触的固体壁面之间的热量传递过程。

对流换热既有热对流，也有导热；对流换热实例：

1）暖气管道；

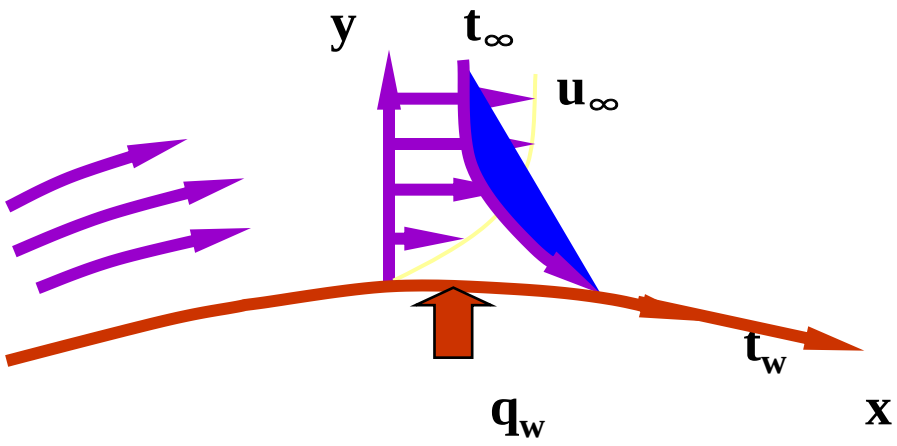
2）电子器件冷却

对流换热的特点：

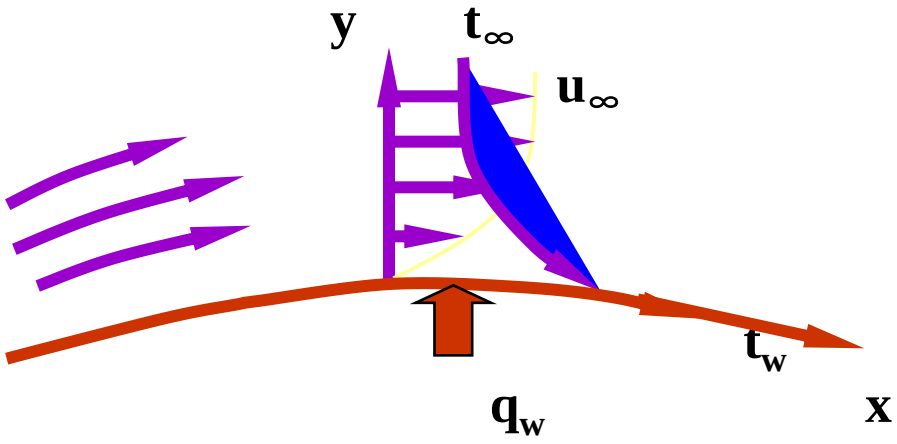
(1) 导热与热对流同时存在的复杂热传递过程

(2) 必须有直接接触（流体与壁面）和宏观运动；
也必须有温差；

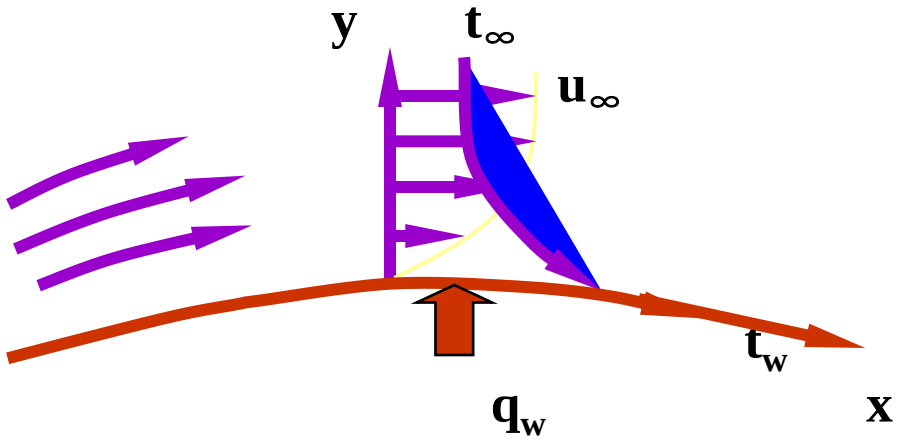
流体以来流速度u_∞和来流温度t_∞流过一个温度为t_w的固体壁面。选取流体沿壁面流动的方向为x坐标、垂直壁面方向为y坐标。



由于固体壁面对流体分子的吸附作用，使得壁面上的流体是处于不流动或不滑移的状态。



在流体的黏性力作用下会使流体的速度在垂直于壁面的方向上发生改变。流体速度从壁面上的零速度值逐步变化到来流的速度值。



同时，通过固体壁面的热流也会在流体分子的作用下向流体扩散(热传导)，并不断地被流体的流动而带到下游（热对流），因而也导致紧靠壁面处的流体温度逐步从壁面温度变化到来流温度。

2. 对流换热过程的分类

对流换热：导热 + 热对流；壁面+流动

对流换热的分类：

1、流动起因：

自然对流（Free convection）

强制对流（Forced convection）

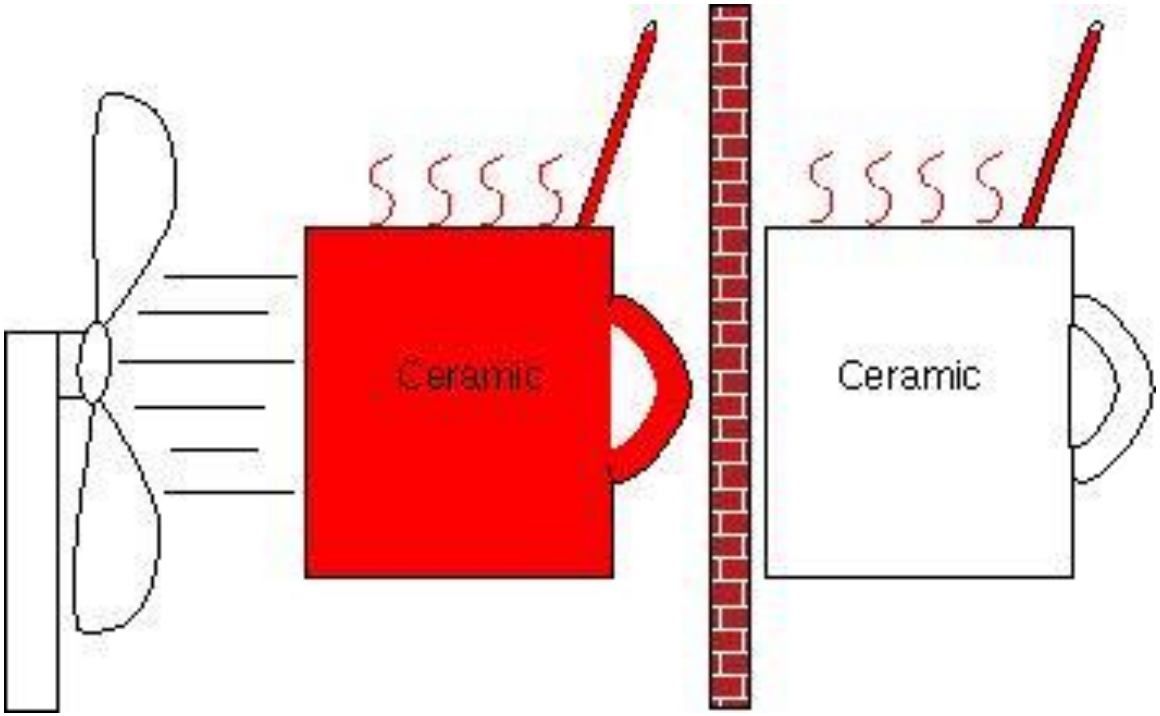
$$h_{强制} > h_{自然}$$

自然对流（Free convection）：

流体因各部分温度不同而引起的密度差异所产生的流动

强制对流（Forced convection）：

由外力（如：泵、风机、水压头）作用所产生的流动


Ceramic
Ceramic

2、换热表面的几何因素：

内部流动对流换热：管内或槽内

外部流动对流换热：外掠平板、圆管、管束

3、流动状态：

层流（Laminar flow）：

整个流场呈一簇互相平行的流线

湍流（Turbulent flow）：

流体质点做复杂无规则的运动

$$h_{湍流} > h_{层流}$$

4、流体有无相变：

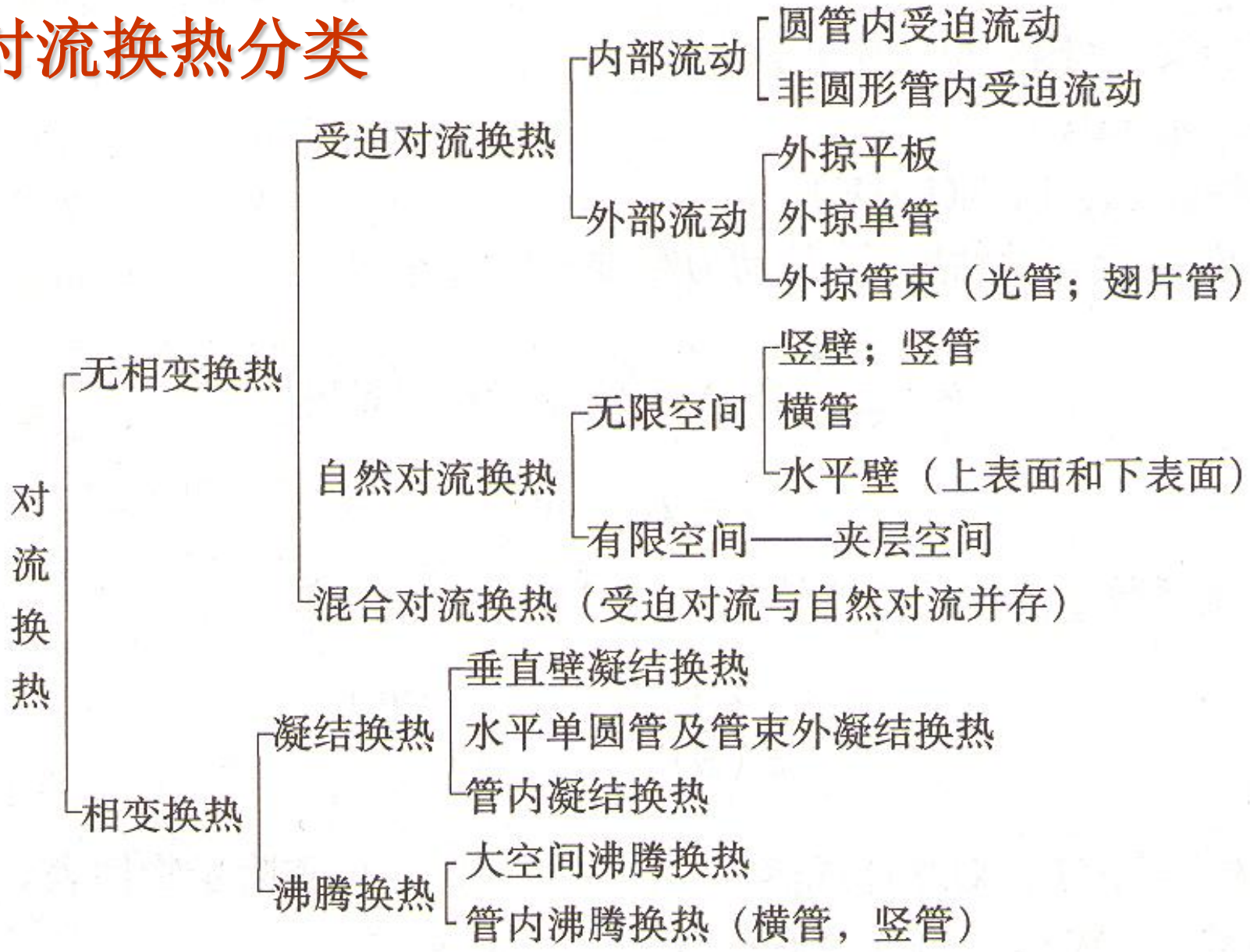
单相换热（Single phase heat transfer）：

相变换热（Phase change）：

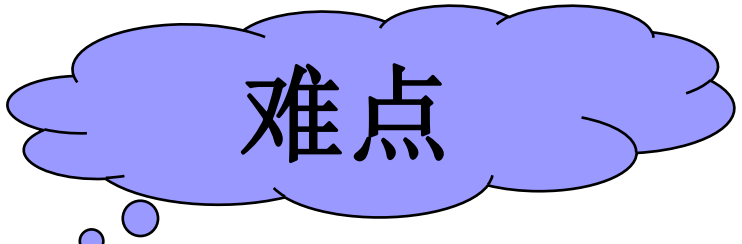
凝结、沸腾、升华、凝固、融化等

$$h_{\text{相变}} > h_{\text{单相}}$$

对流换热分类


对流换热
无相变换热
受迫对流换热
内部流动
圆管内受迫流动
非圆形管内受迫流动
外部流动
外掠平板
外掠单管
外掠管束（光管；翅片管）
自然对流换热
无限空间
竖壁；竖管
横管
水平壁（上表面和下表面）
有限空间——夹层空间
混合对流换热（受迫对流与自然对流并存）
相变换热
凝结换热
垂直壁凝结换热
水平单圆管及管束外凝结换热
管内凝结换热
沸腾换热
大空间沸腾换热
管内沸腾换热（横管，竖管）

牛顿冷却公式

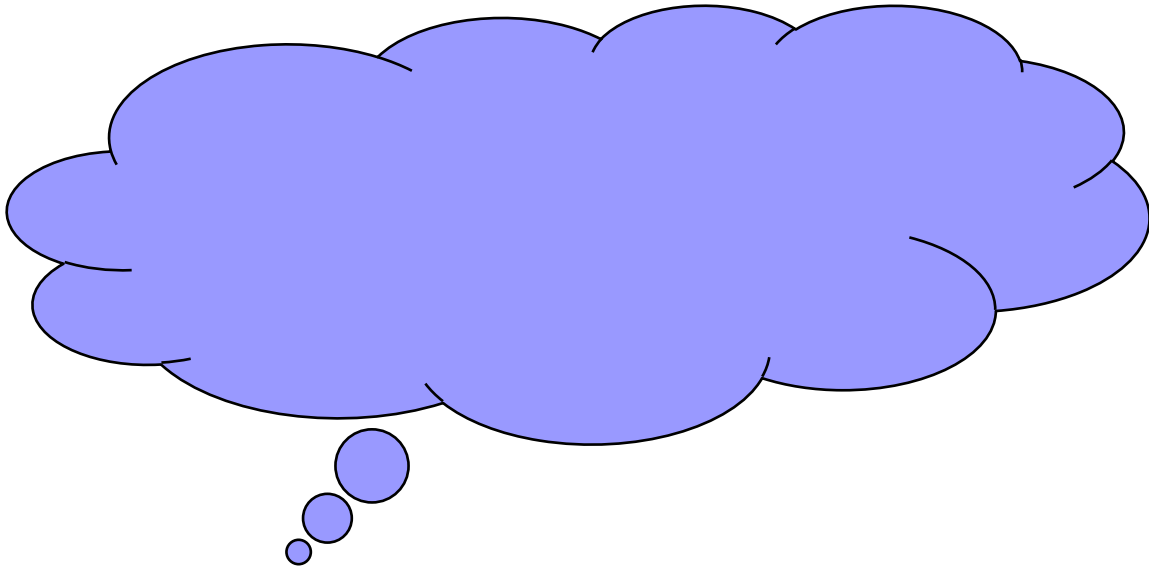


$$Q = hA\Delta t$$

$$q = h\Delta t$$

（四）影响对流换热表面传热系数的因素

1. 流动的原因
2. 流动速度
3. 流体有无相变
4. 换热面的几何形状和大小及位置
5. 流体的热物理性质



$$h = f(u, l, \lambda, \rho, c_p, \eta, a_v)$$

特征数方程式 → $Nu = f(\mathrm{Re}, \mathrm{Pr})$

$$Nu = hL/\lambda$$

努谢尔特征数，它反映了给定流场的换热能力与其导热能力的对比关系。

$$\mathrm{Re} = \rho uL/\mu = uL/\nu$$

称为雷诺数，反映了流动状态对传热的影响。

$$\mathrm{Pr} = \frac{\eta c_p}{\lambda}$$

普朗特（Prandtl）数，它反映了流体的热物理性质对传热的影响。

（五）使用特征方程式的注意事项

1. 正确选用所需要的特征方程式
2. 注意定性温度的选取
3. 注意特征长度的确定
4. 注意特征流速的选取
5. 正确选用各种修正系数

- 强制对流换热
  （1）管槽内强制对流换热
  （2）外掠物体时的强制对流换热
- 自然对流换热
- 相变的对流换热

管槽内强制对流换热时的流动特征

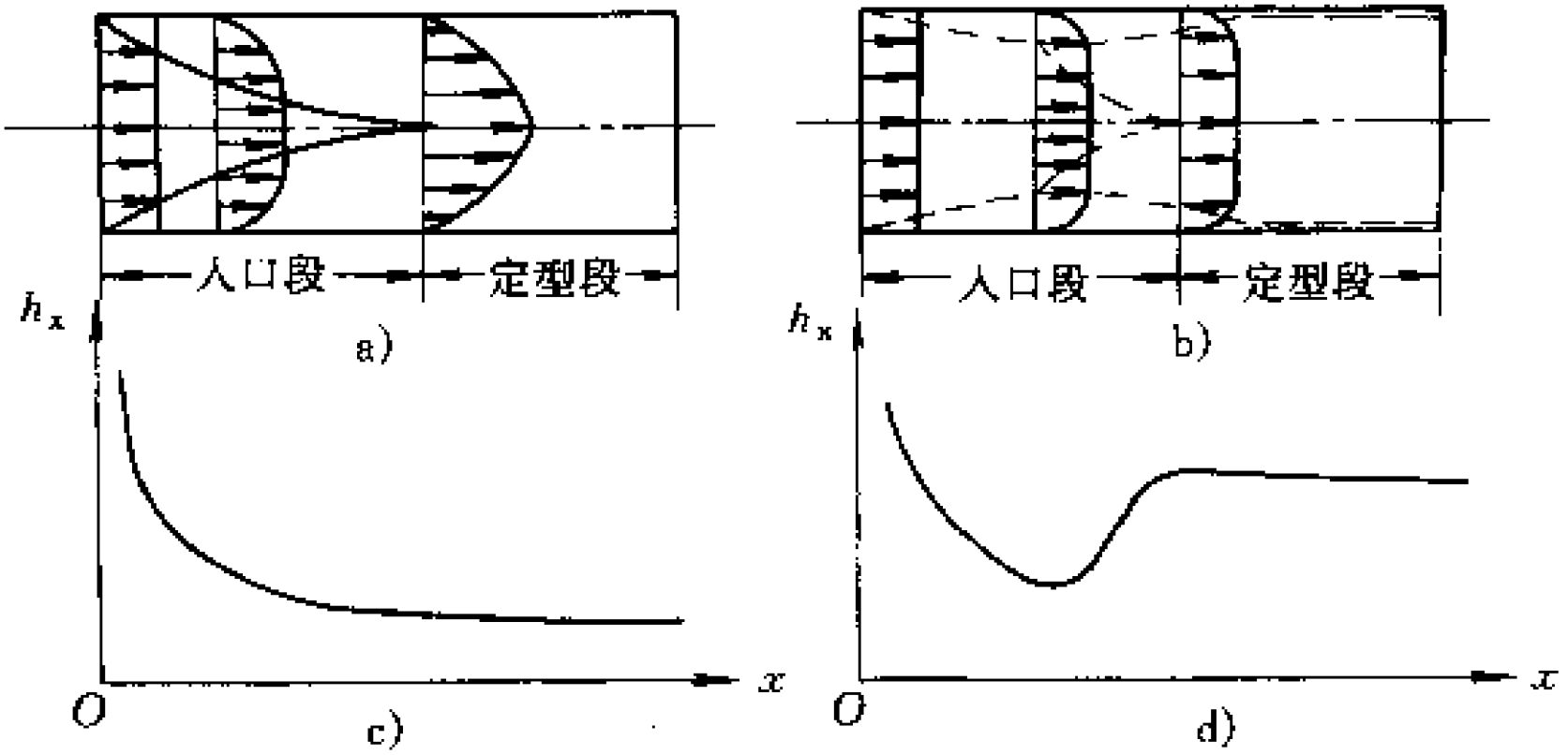


图 4-38　管道入口段速度和局部系数变化示意图

管槽内强制对流换热计算

- 紊流（湍流）换热

  条件：

$$\mathrm{Re}_f = 10^4 \sim 1.2\times10^5, \mathrm{Pr} = 0.7 \sim 120$$

$$Nu_f = 0.023\,\mathrm{Re}_f^{\,0.8}\,\mathrm{Pr}_f^{\,0.4}\,\varepsilon_l\varepsilon_t\varepsilon_R$$

下脚标f表示采用流体的平均温度（管道进、出口两个截面平均温度）作为定性温度。特征长度取管内径。

ε_l——入口效应修正系数，l/d〈60。

ε_t——温度修正系数

液体被加热 $\varepsilon_t = \left(\frac{\eta_f}{\eta_w}\right)^{0.11}$

液体被冷却 $\varepsilon_t = \left(\frac{\eta_f}{\eta_w}\right)^{0.25}$

气体被加热 $\varepsilon_t = \left(\frac{T_f}{T_w}\right)^{0.55}$

液体被加热 $\varepsilon_t = 1$

ε_R——弯管修正系数

对于气体 $\varepsilon_R = 1 + 1.77\dfrac{d}{R}$

对于液体 $\varepsilon_R = 1 + 10.3\left(\dfrac{d}{R}\right)^3$

2、层流换热

条件

$$\mathrm{Re}_f < 2200, \left(\mathrm{Re}_f . \mathrm{Pr}_f . \frac{d}{l}\right) > 100, \mathrm{Pr}_f > 0.6$$

$$Nu_f = 1.86\left(\mathrm{Re}_f . \mathrm{Pr}_f . \frac{d}{l}\right)^{1/3}\left(\frac{\eta_f}{\eta_w}\right)^{0.14}$$

例　　题

水以0.02kg/s的流量通过一个水平管道，管道内表面积温度为90℃，若在此过程中把水由20℃加热到60℃，试计算此情况下对流换热系数。管内径为0.025m，管长为1m。

（1）水的物性值

水的进口温度为20℃，出口温度为60 ℃，则空气的平均温度为

$$t_f = \frac{1}{2}\left(t'_f + t''_f\right) = \frac{1}{2}\times(20+60) = 40$$

40℃水的物性值为

$$\lambda_f = 0.6337W/(m^2.K), \mathrm{Pr}_f = 4.3, \rho = 992.2kg/m^3$$

$$\eta_f = 6.58\times10^{-4}Pa.s, c_{pf} = 4175J/(kg.K)$$

（2）判断流态

$$q_m = Au\rho \Rightarrow u = \frac{q_m}{A\rho} = \frac{q_m}{\pi d^2 u}$$

$$\mathrm{Re}_f = \frac{\rho u l}{\eta_f} = 1548 < 2000$$ 属于层流

又 $$\left(\mathrm{Re}_f . \mathrm{Pr}_f . \frac{d}{l}\right) > 100$$

90℃水的黏度为 $\eta_w = 3.09\times10^{-4}\,Pa.s$

$$Nu_f = 1.86\left(\mathrm{Re}_f\,.\mathrm{Pr}_f\,.\frac{d}{l}\right)^{1/3}\left(\frac{\eta_f}{\eta_w}\right)^{0.14}$$

$$= 11.2$$

$$Nu_f = \frac{hL}{\lambda} \Rightarrow h = \frac{Nu_f\lambda}{L} = 284W/(m^2.K)$$

第四节　辐射换热

Heat Radiation

由于热的原因而产生的电磁波辐射称为热辐射。

只要温度高于绝对零度，物体总是不断地把热能转变为辐射能，向外发出热辐射。同时，物体也不断地吸收周围物体投射到它上面的热辐射，并把吸收的辐射能重新转变成热能。

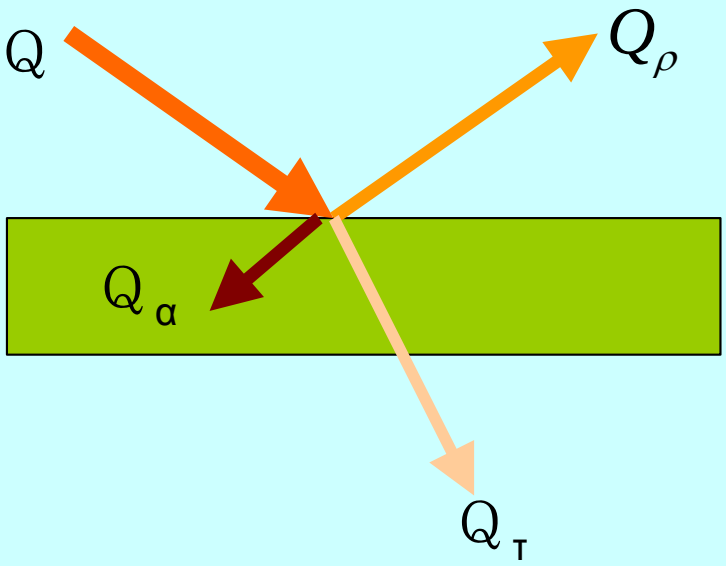
辐射换热就是指物体之间相互辐射和吸收的总效果。

理论：$\lambda: 0 \sim \infty$；实际：$0.1 \sim 1000\mu m$

其中：

$0.4 \sim 0.7\mu m$	可见光	热射线
$0.7 \sim 25\mu m$	近红外线	
$25 \sim 1000\mu m$	远红外线	

✧反射、折射定理



Q ——总辐射能量

Q_α ——吸收能量

Q_ρ ——反射能量

Q_τ ——透射能量

$\alpha = \dfrac{Q_\alpha}{Q}$，吸收率，$\alpha = 1$，黑体，如煤炭

$\rho = \dfrac{Q_\rho}{Q}$，反射率，$\rho = 1$，镜体，（白体），表面抛光的金属

$\tau = \dfrac{Q_\tau}{Q}$，透射率，$\tau = 1$，透热体，气体

$Q_\alpha + Q_\rho + Q_\tau = Q \Rightarrow \alpha + \rho + \tau = 1$

对气体$\alpha \approx 0$，$\rho + \tau \approx 1$

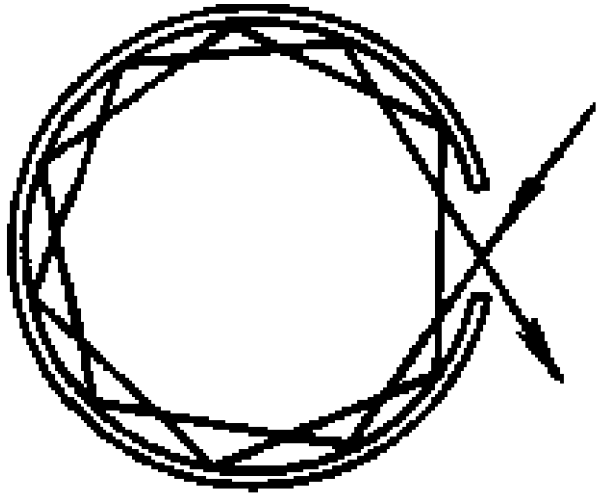
对固体和液体$\tau \approx 0$，$\alpha + \rho \approx 1$

灰体：与固液相似，不透热　α 不随 λ 变.

黑体模型

黑体的α=1，黑体能吸收各种波长的辐射能。

空腔壁上的小孔（小孔面积与腔壁总面积之比很小），当辐射能经小孔进入空腔后经过多次吸收和反射，最终离开小孔的能量将是微乎其微的，可认为全部被吸收。所以，空腔上的小孔具有黑体的性质。



热辐射基本定理

（一）普郎克定理

描述黑体辐射能力 $E_{b\lambda}$ 与 λ，T 函数关系。

辐射能力E：T下，发射全波长　　$\lambda: 0 \sim \infty$　　w/m^2

单色辐射能力　E_λ ——发射特定 λ　　w/m^2

$$E = \int_0^\infty E_\lambda d\lambda$$

$$E_{b\lambda} = \frac{c_1 \lambda^{-5}}{e^{C_2/\lambda T} - 1}$$

$$c_1 = 3.743 \times 10^{-16}\ wm^4/m^2$$

$$c_2 = 1.4387 \times 10^2\ m/k$$

（二）斯蒂芬——波尔茨曼定理

$$E_b = \int_0^\infty E_{b\lambda} d\lambda = \sigma T^4 \qquad w/m^2$$

式中：

σ ——黑体辐射常数 $\sigma = 5.67 \times 10^{-8}\ w/m^2k^4$

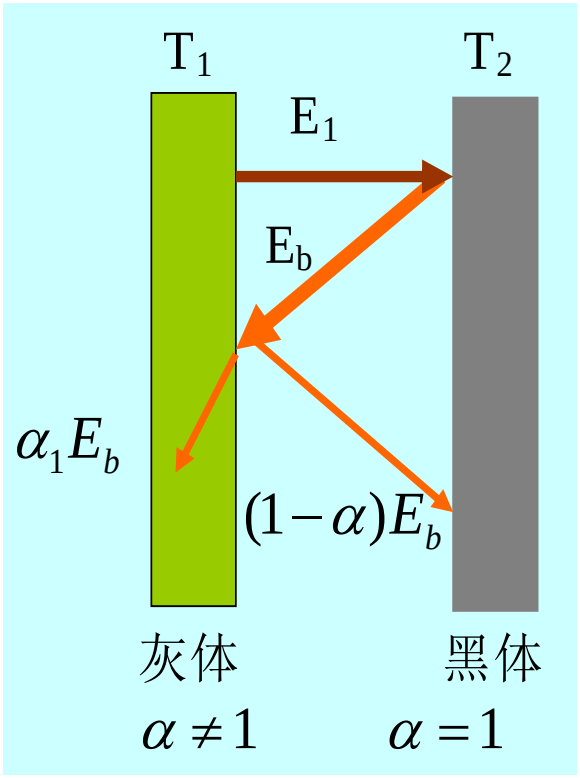
E_b ——全发射能力，在一定 T 下，最大可能发射能力

灰体：黑度 $\varepsilon = \dfrac{\text{灰体辐射能力}}{\text{黑体辐射能力}} = \dfrac{E}{E_b}$

ε 物体的辐射力与同温度下黑体的辐射力之比称为该物体的发射率，习惯上称为黑度，与物性、温度和表面情况有关；

（三）克尔基荷夫定理

1向2传热



$T_1 > T_2$ ⇒ $q = E_1 - \alpha_1 E_b$ w/m^2

$T_1 = T_2$ ⇒ $q = 0$ w/m^2

$\therefore E_1 = \alpha_1 E_b$

$$\therefore \frac{E_1}{\alpha_1} = \frac{E_2}{\alpha_2} = \cdots\cdots = \frac{E_n}{\alpha_n} = \frac{E}{\alpha} = f(T)$$

相同温度

$\therefore E_1 = \alpha_1 E_b$

$\alpha_1 < 1$

一切实际物体的辐射力都小于同温度下黑体的辐射力。

$E = \alpha E_b$

$E = \varepsilon E_b$

$\alpha = \varepsilon$

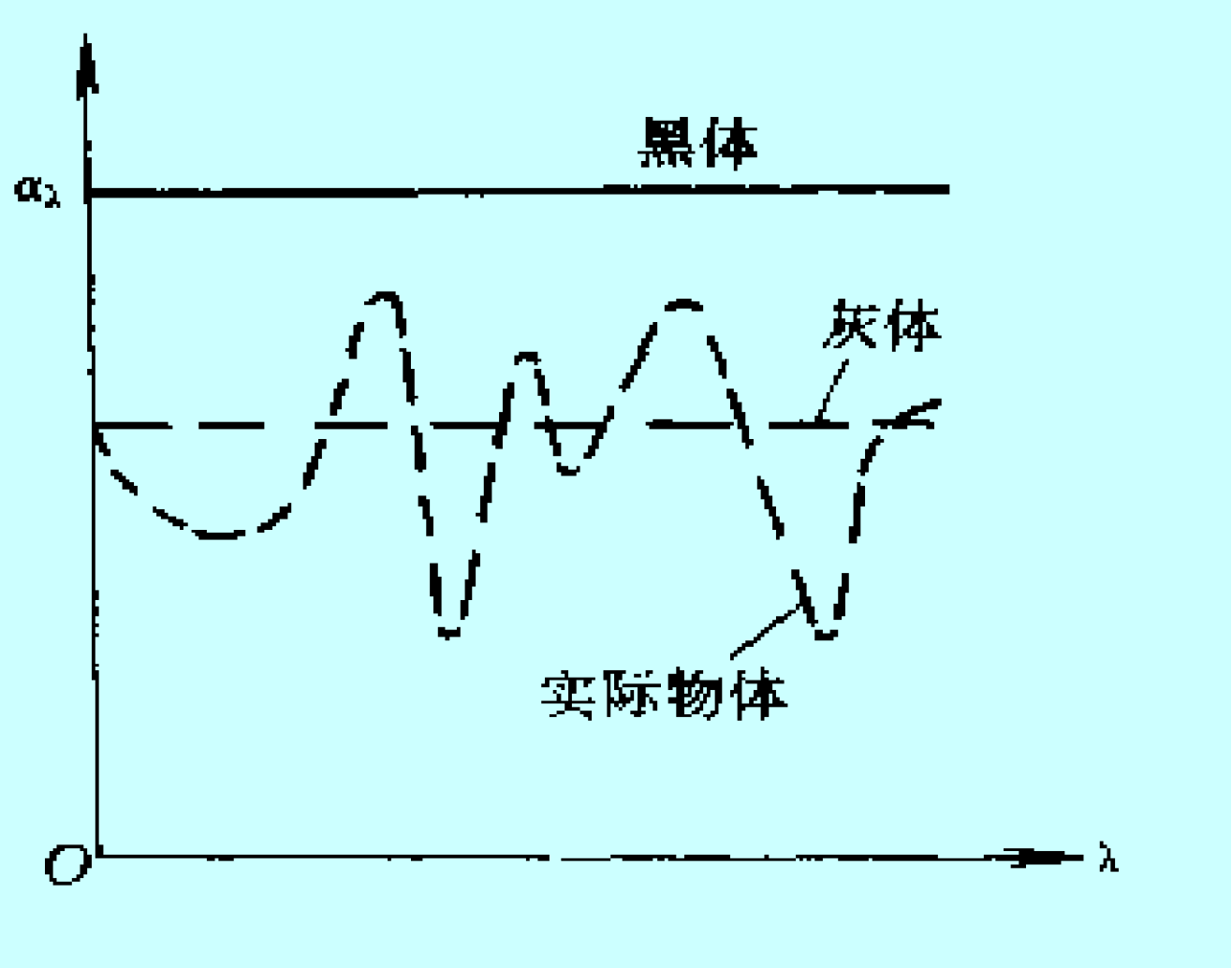
热平衡条件

定律：在与黑体处于热平衡的条件下，任何物体对黑体辐射的吸收比等于同温度下该物体的发射率（黑度）。

前提条件是系统处于热平衡状态。

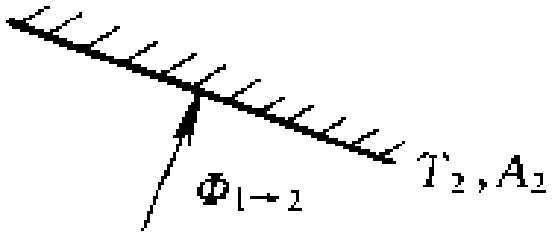
处于热平衡条件下，则辐射焕热量等于零，没有实际意义。

物体对特定波长辐射能的吸收比称为光谱吸收比α_λ。

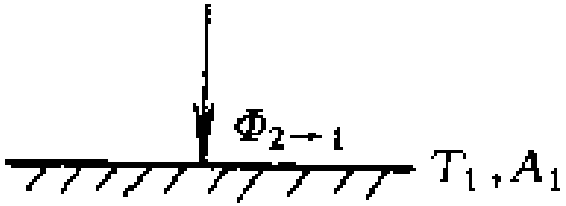


黑体间的辐射换热

有任意放置的两个黑体表面，分别维持T_1和T_2的恒温，表面之间的介质对热辐射是透明的。



每个表面所辐射出的能量都只有一部分可以到达另一个表面，其余部分则落在体系以外的空间。



角系数：表面1发出的辐射能落在表面2上的百分数称为表面1对表面2的角系数，记作$X_{1,2}$。

单位时间从表面1→表面2的辐射能力$E_{b1}A_1X_{1,2}$。

单位时间从表面2 →表面1的辐射能力$E_{b2}A_2X_{2,1}$。

因为两个表面都是黑体，所以落到上面的能量被全部吸收，则两个表面之间的净换热量$Q_{1,2}$为：

$$Q_{1,2} = E_{b1}A_1X_{1,2} - E_{b2}A_2X_{2,1}$$

如果处于热平衡条件下，即$T_1=T_2$时，净换热量$Q_{1,2}=0$，而$E_{b1}=E_{b2}$，则：

$$A_1X_{1,2}=A_2X_{2,1}$$

两黑体之间辐射换热的计算式为：

$$Q_{1,2}=A_1X_{1,2}(E_{b1}-E_{b2})=A_2X_{2,1}(E_{b1}-E_{b2})$$

$$=\frac{(E_{b1}-E_{b2})}{\frac{1}{A_1X_{1,2}}}=\frac{c_b[(\frac{T_1}{100})^4-(\frac{T_2}{100})^4]}{\frac{1}{A_1X_{1,2}}}$$

角系数的特性及其确定

角系数的特性

（1）相对性

（2）完整性

（3）分解性

角系数的相对性

对于辐射换热的两个物体，有：

$$A_1 X_{1,2} = A_2 X_{2,1}$$

$$X_{1,2} \Rightarrow X_{2,1}$$

角系数的完整性

对于由n个表面组成的封闭系统，根据能量守恒定律，任一表面发射的辐射能全部落到组成封闭系统的n个表面上，因此，任一表面对各表面的角系数之间存在以下关系：

$$X_{i,1}+X_{i,2}+\cdots+X_{i,j}+\cdots+X_{i,n}$$

$$=\sum_{j=1}^{n}X_{i,j}=1$$

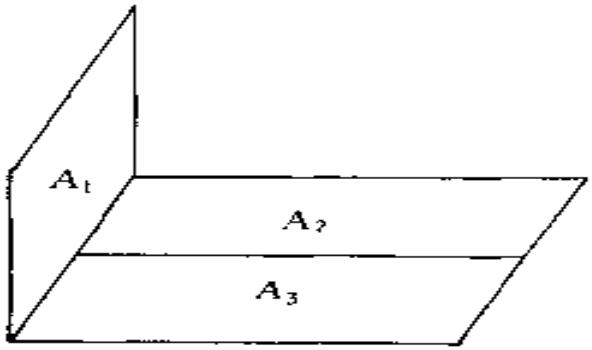
角系数的分解性

根据能量守恒定律：A_1投射到表面A_{2+3}的能量等于A_1投射A_{2+3}到各部分能量之和：

$$Q_{1\to 2+3} = Q_{1\to 2} + Q_{1\to 3}$$

两边同除以Q_1，得：

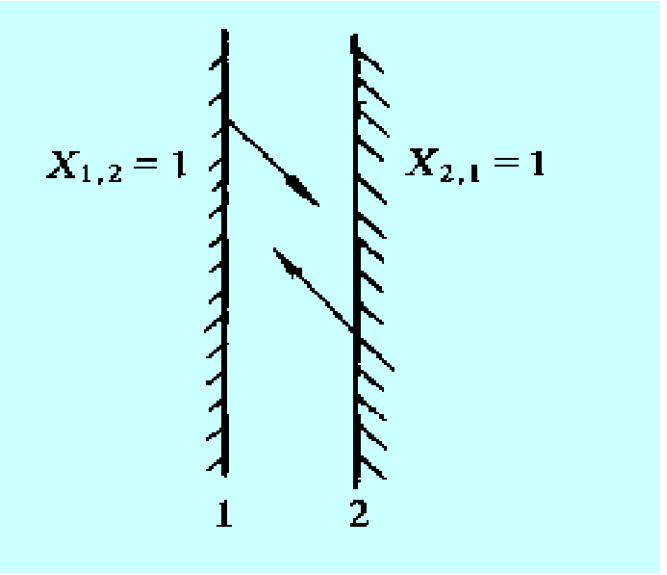
$$X_{1,(2+3)} = X_{1,2} + X_{1,3}$$



角系数的确定

（1）两块很接近的大平行板

$$X_{1,2} = X_{2,1} = 1$$

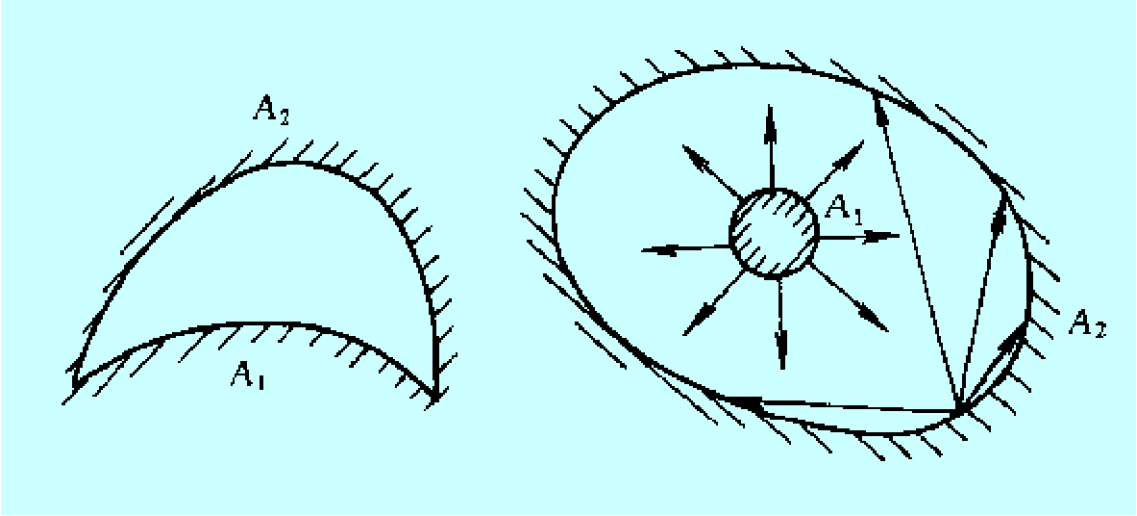


（2）一非凹形表面被另一表面所包围，表面1发出的辐射能全部投到表面2上，则

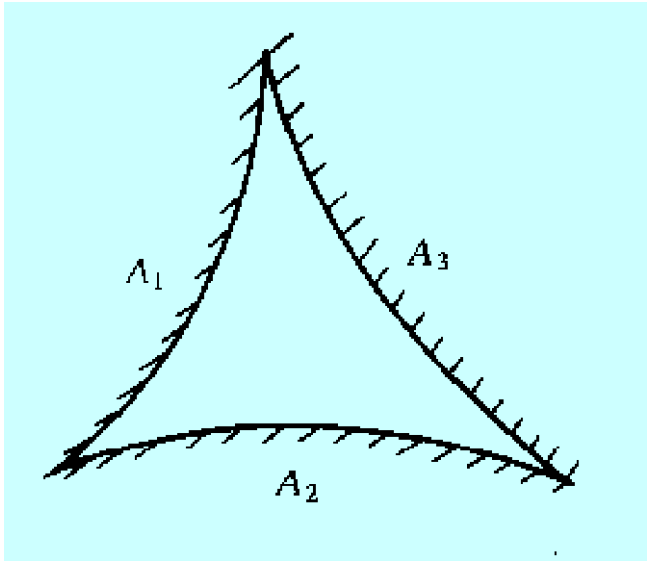
$$X_{1,2}=1$$

根据角系数的相对性，则

$$X_{2,1}=\frac{A_1}{A_2}$$



（3）由三个非凹形表面组成的系统在垂直于纸面的方向上足够长，这样从系统两端开口所逸出的辐射能可略去不计，则



$$X_{1,2}+X_{1,3}=1$$

$$X_{2,1}+X_{2,3}=1$$

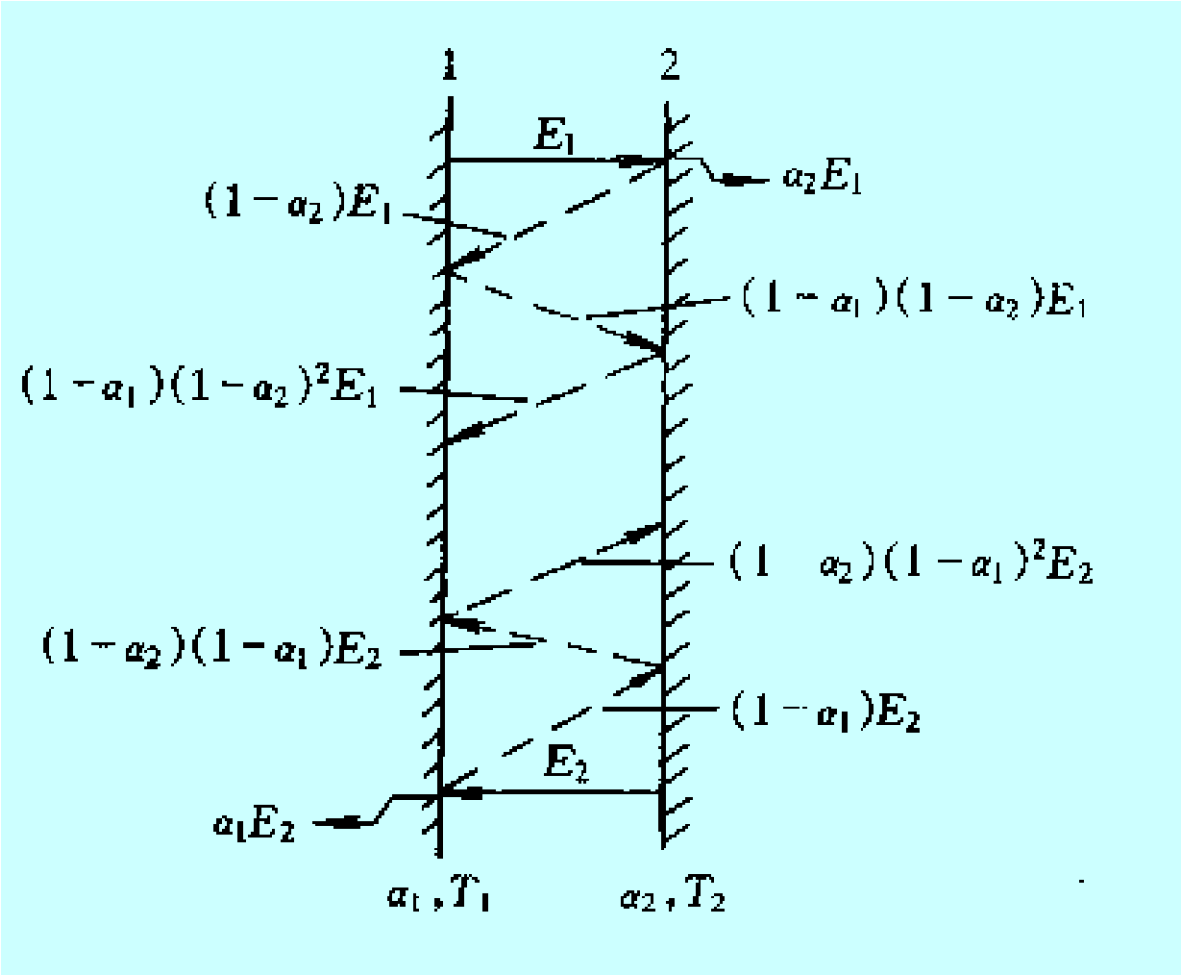
$$X_{3,1}+X_{3,2}=1$$

$$A_1X_{1,2}=A_2X_{2,1}$$

$$A_1X_{1,3}=A_3X_{3,1}$$

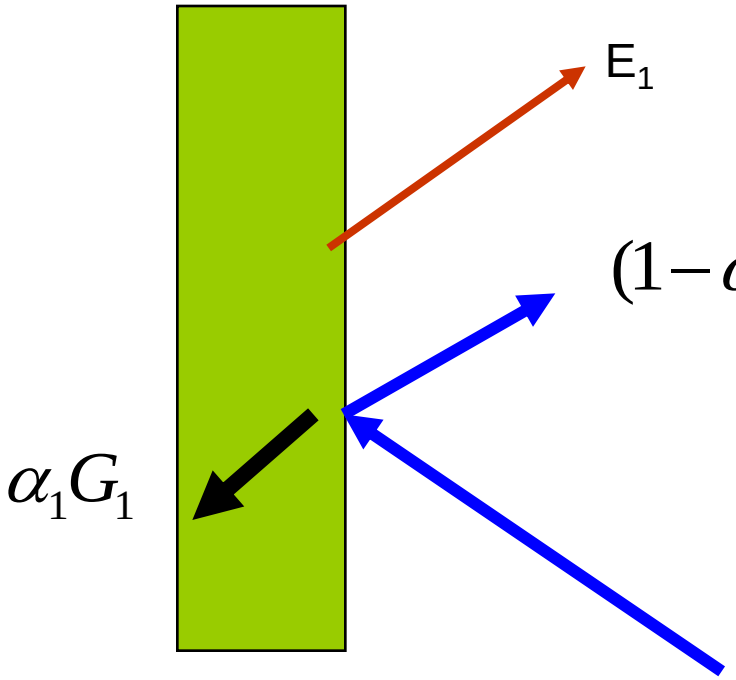
$$A_2X_{2,3}=A_3X_{3,2}$$

四、灰体表面间的辐射焕热



（一）有效辐射

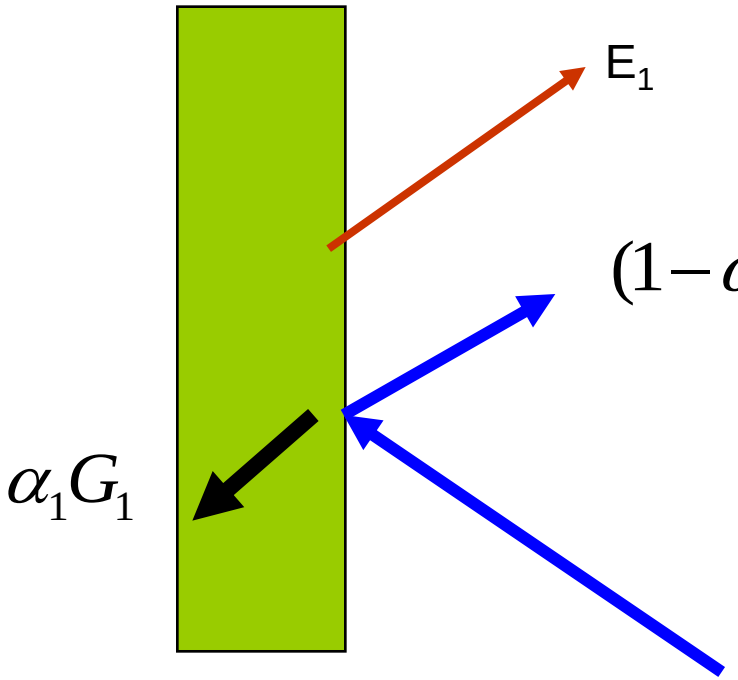
单位时间内离开单位面积的总辐射能称为该表面的有效辐射，计为J。



$$J_1 = E_1 + (1-\alpha_1)G_1$$

$$= \varepsilon_1 E_{b1} + (1-\alpha_1)G_1$$

表面1的净换热量q_1



消去G_1

假设表面1为灰体

$$q_1 = J_1 - G_1$$

$$J_1 = E_1 + (1-\alpha_1)G_1$$

$$= \varepsilon_1 E_{b1} + (1-\alpha_1)G_1$$

$$\Phi_1 = \frac{E_{b1} - J_1}{\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1 A_1}}$$

表面辐射热阻

$$\because q=\frac{Q}{A} \qquad \alpha=\varepsilon \qquad E=\varepsilon E_b$$

代入(3)：

$$Q=\frac{\varepsilon A}{1-\varepsilon}(E_b-J)=\frac{E_b-J}{\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon A}}$$

其中：

$$E_b-J$$

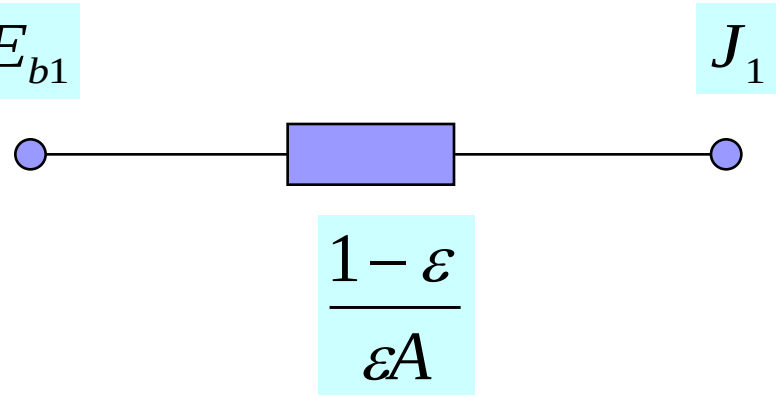
推动力：

表面热阻

$$\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon A}$$

表面黑度越大，则表面热阻越小。

当$E_{b1}>J_1$时，q_1为正值，在辐射换热过程中表面1失去热量；反之，q_1为负值，表明表面1获得净热量。



$\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon A}$ 表面辐射热阻，它是由于表面不是黑体而产生的热阻，取决于表面因素。

（二）两个灰体间的辐射换热量为：

$$Q_{1,2} = Q_{1\to 2} - Q_{2\to 1} = J_1 A_1 X_{1\to 2} - J_2 A_2 X_{2\to 1}$$

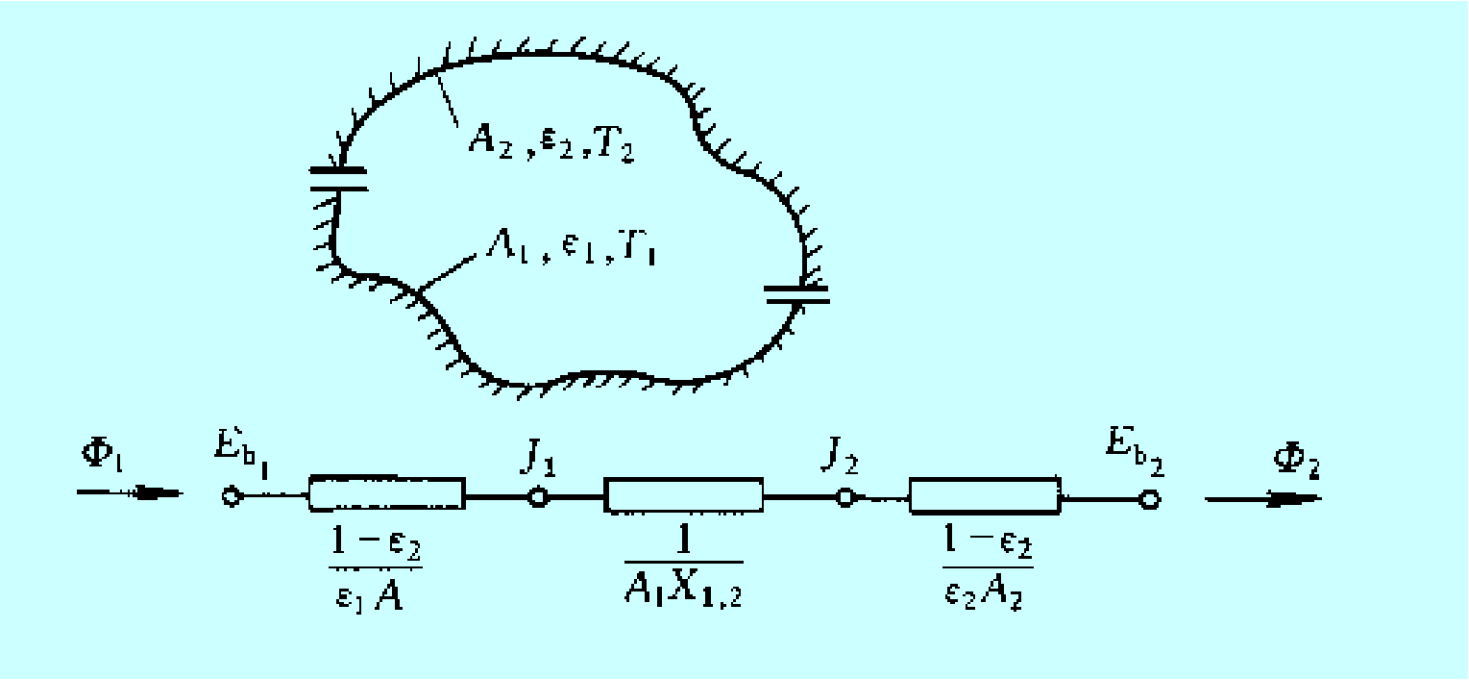
$$= \frac{J_1 - J_2}{\frac{1}{A_1 X_{1\to 2}}}$$

空间辐射热阻

$$\frac{1}{A_1 X_{1\to 2}}$$

完全取决于几何条件

（二）两个灰体表面组成的封闭系统的辐射换热



$$\Phi_{1,2} = \Phi_1 = -\Phi_2$$

$$= \frac{E_{b1} - E_{b2}}{\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 X_{1,2}} + \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2 A_2}}$$

$$= \frac{5.67\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]}{\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 X_{1,2}} + \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2 A_2}}$$

角系数情况不同：

（1） $A_2 >> A_1$ 如很大物体 2 包住物体1

$$X_{1-2} = \frac{A_1}{A_2} \approx 0$$

$$\therefore Q_{1-2} = \sigma \varepsilon_1 A_1 \left(T_1^{\,4} - T_2^{\,4} \right)$$

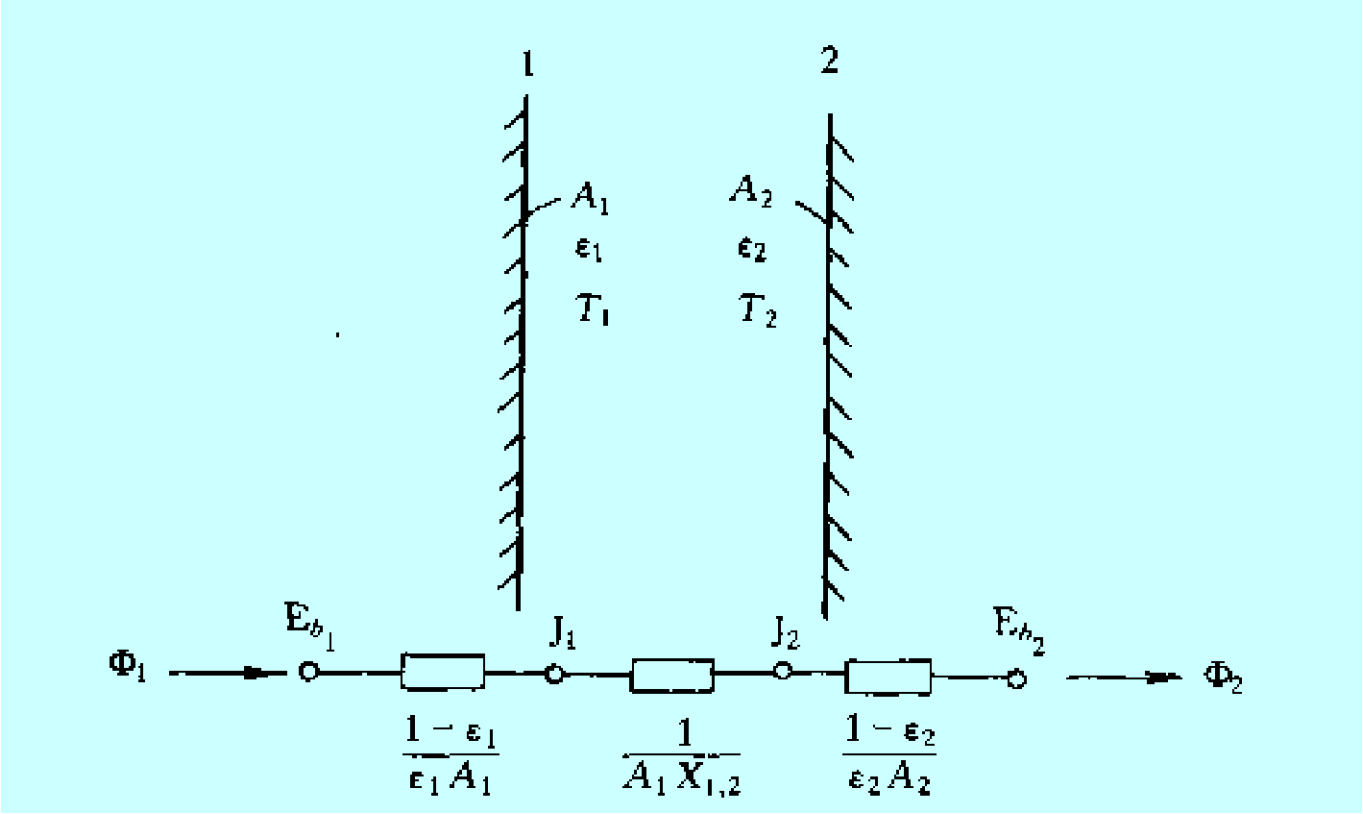
（2） $A_2 \approx A_1$ 如物体2恰好包住物体1

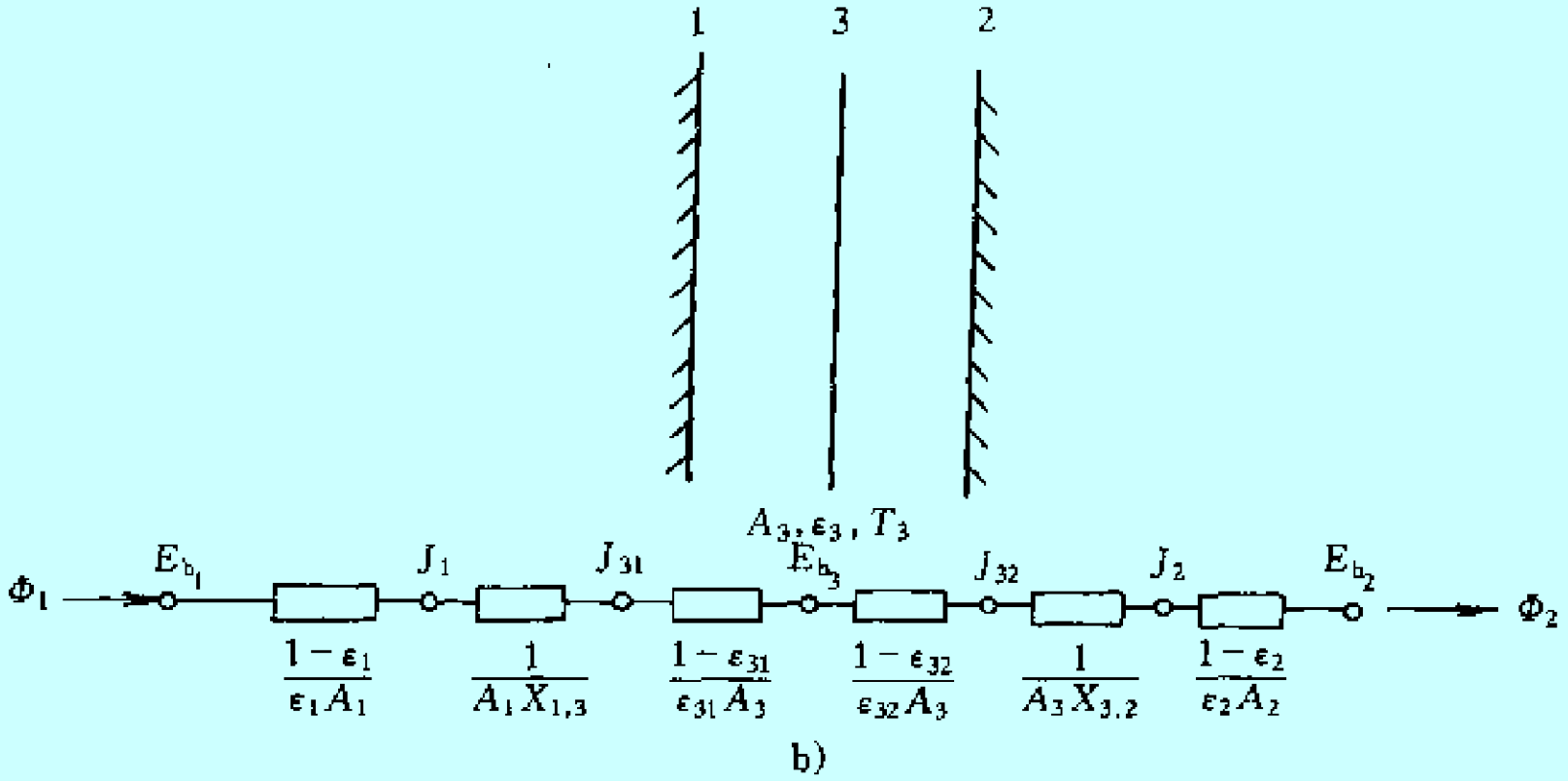
（极大两平行面、平板）

$$X_{2-1} = \frac{A_1}{A_2} \approx 1$$

$$Q_{1-2} = \frac{\sigma F_1 \left(T_1^{\,4} - T_2^{\,4} \right)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \qquad w$$

工程上有时需要削弱辐射换热或隔绝辐射的影响，如果辐射表面的尺度、温度和黑度又无法改变时可在辐射表面之间放置发射率很小的薄板来达到目的。这种薄板起着遮盖辐射热的作用，称为遮热板。




1
3
2
A_3, ε_3, T_3
E_{b_1}
J_1
J_{31}
E_{b_3}
J_{32}
J_2
E_{b_2}
Φ_1
Φ_2
$\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1 A_1}$
$\frac{1}{A_1 X_{1,3}}$
$\frac{1-\varepsilon_{31}}{\varepsilon_{31} A_3}$
$\frac{1-\varepsilon_{32}}{\varepsilon_{32} A_3}$
$\frac{1}{A_3 X_{3,2}}$
$\frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2 A_2}$

b)

无遮热板时，$X_{1,2}=1$

$$\Phi_{1,2}=\frac{5.67\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]}{\frac{1}{\varepsilon_1}+\frac{1}{\varepsilon_2}-1}$$

加一层遮热板时，设遮热板两侧表面的发射率为ε_{31}和ε_{32}，则

$$\Phi_{1,3,2}=\Phi_{1,3}=\Phi_{3,2}=\frac{5.67\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]}{\frac{1}{\varepsilon_1}+\frac{1}{\varepsilon_{31}}-1+\frac{1}{\varepsilon_{32}}+\frac{1}{\varepsilon_2}-1}$$

结　论

1.加板，辐射热阻↑

2.热屏蔽可减小辐射传热，板黑度越小，效果越好。

3.抛光金属板。

例　题

有面积为**0.1m²**的面包块在烤炉内烘烤，炉内墙辐射换热面积为**1m²**，面包温度为**100**℃，墙面温度为**250**℃。假定炉墙和面包之间为封闭空间。面包黑度估计为**0.5**，墙为氧化的钢铁表面，其黑度估计为**0.8**。

求：面包得到的辐射热量。

$$Q_{1,2} = \frac{\sigma A_1 (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{A_1}{A_2}\left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1\right)}$$

$$= \frac{5.67 \times 10^{-8} \times 1 \times [(273+250)^4 - (273+100)^4]}{\frac{1}{0.8} + \frac{1}{0.8}\left(\frac{1}{0.5} - 1\right)}$$

$$= 1600W$$

第四章　完

End of Chapter Four

第五章

热工基础的应用

第三节
压气机

活塞式压气机的压缩过程分析

压气机的作用

生活中：自行车打气。

工业上：锅炉鼓风、出口引风、炼钢、燃气轮机、制冷空调等等

型式结构：
- 活塞式(往复式)
- 离心式，涡旋
- 轴流式，螺杆

} 连续流动

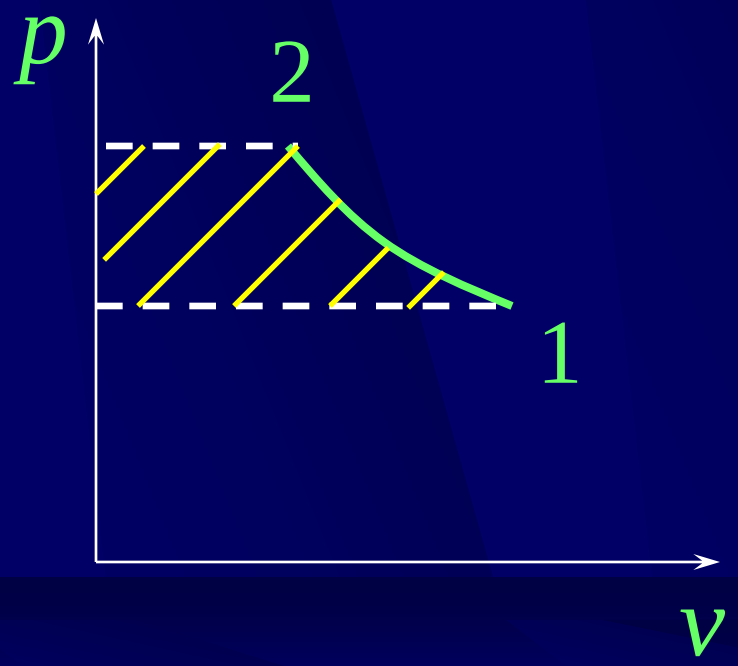
压力范围：
- 通风机 $\Delta p < 0.01MPa$ **Fanner**
- 鼓风机 $0.01MPa < \Delta p < 0.3M$ **Fan**
- 压缩机 $\Delta p > 0.3MP$ **Compressor**

活塞式压气机的压气过程

目的：研究耗功，越少越好

Minimizing work input

指什么功 ⟶ 技术功w_t



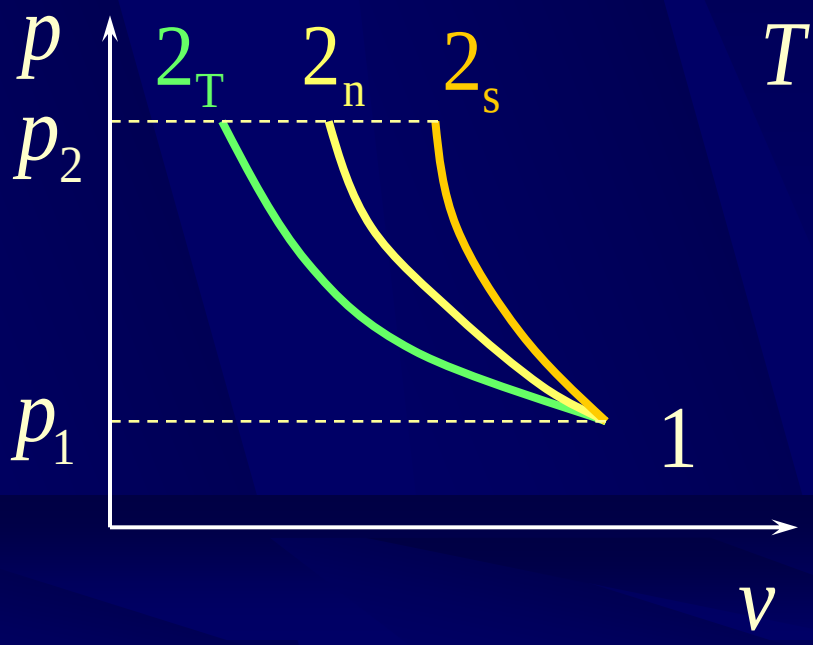
理论压气功(可逆过程)

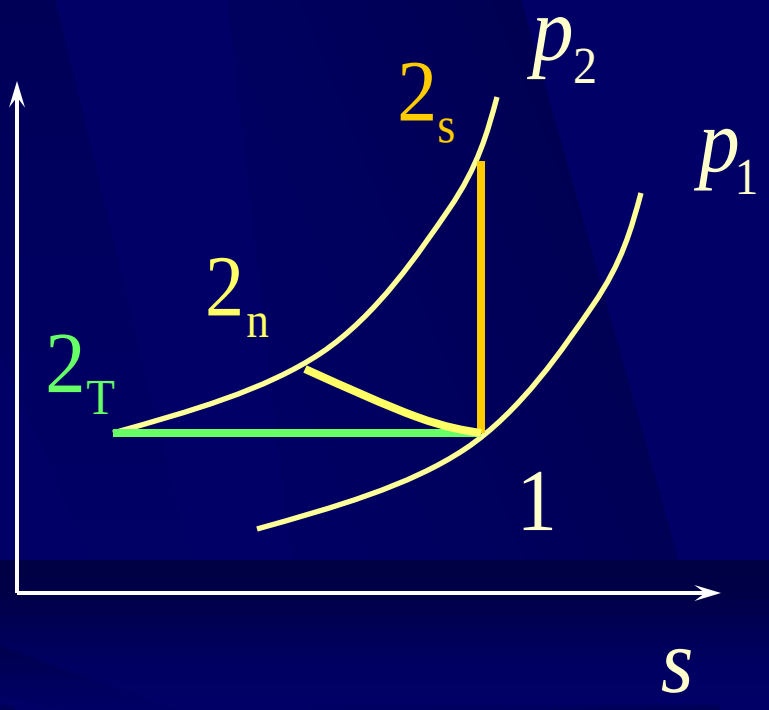
可能的压气过程

(1)特别快，来不及换热。 (s) $n=k$

(2)特别慢，热全散走。 (T) $n=1$

(3)实际压气过程是 (n) $1<n<k$





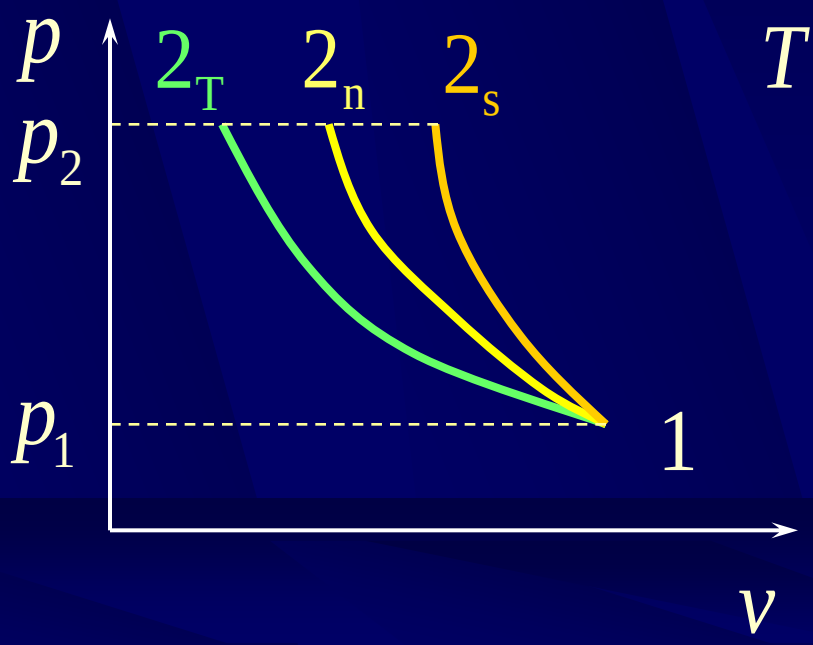
三种压气过程的参数关系

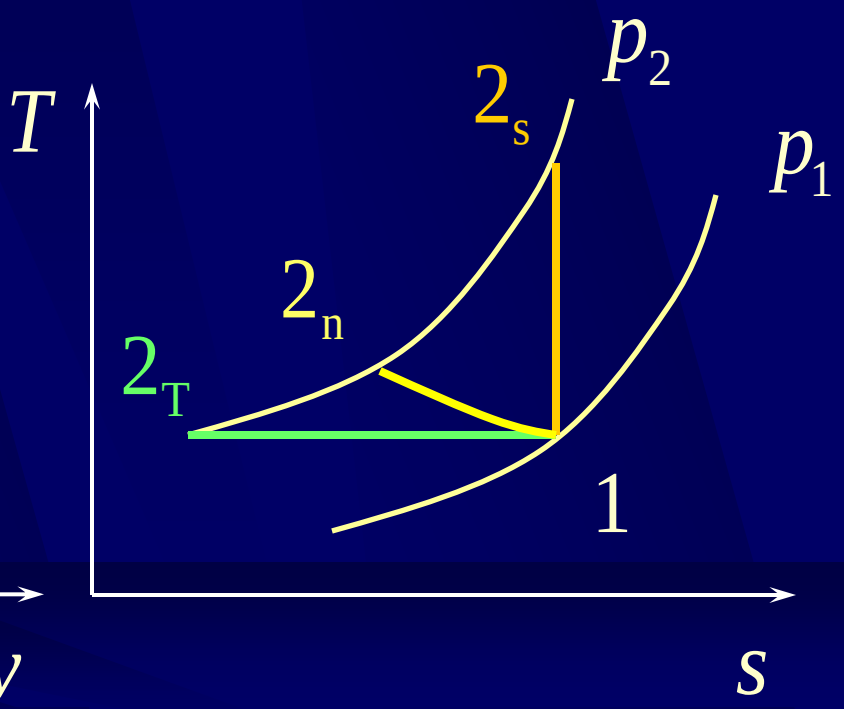
$$|w_{tT}| < |w_{tn}| < |w_{ts}|$$

$$|q_T| > |q_n| > |q_s| = 0$$

$$v_{2T} < v_{2n} < v_{2s}$$

$$T_1 = T_{2T} < T_{2n} < T_{2s}$$





三种压气过程功的计算

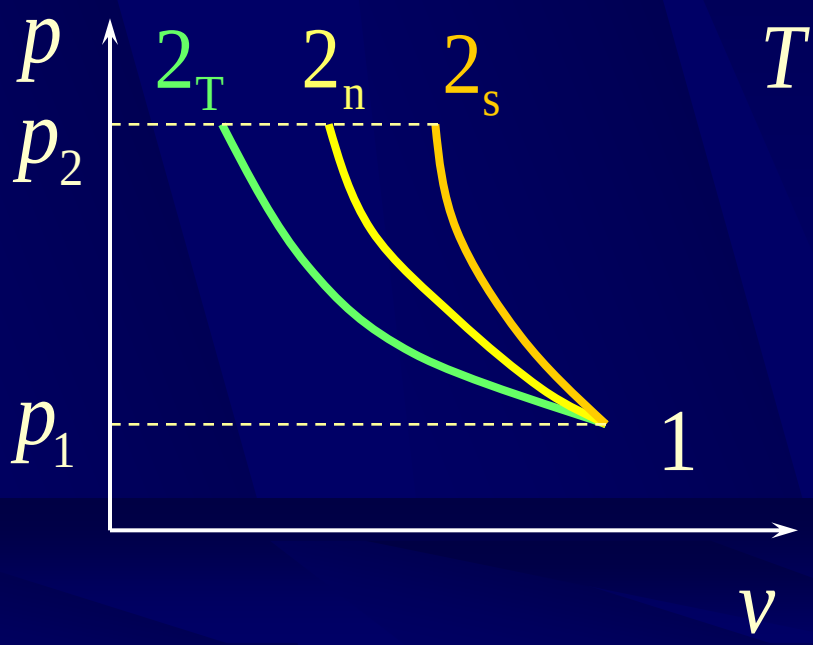
$$w_{tn}=\frac{n}{n-1}RT_1\left[1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]$$

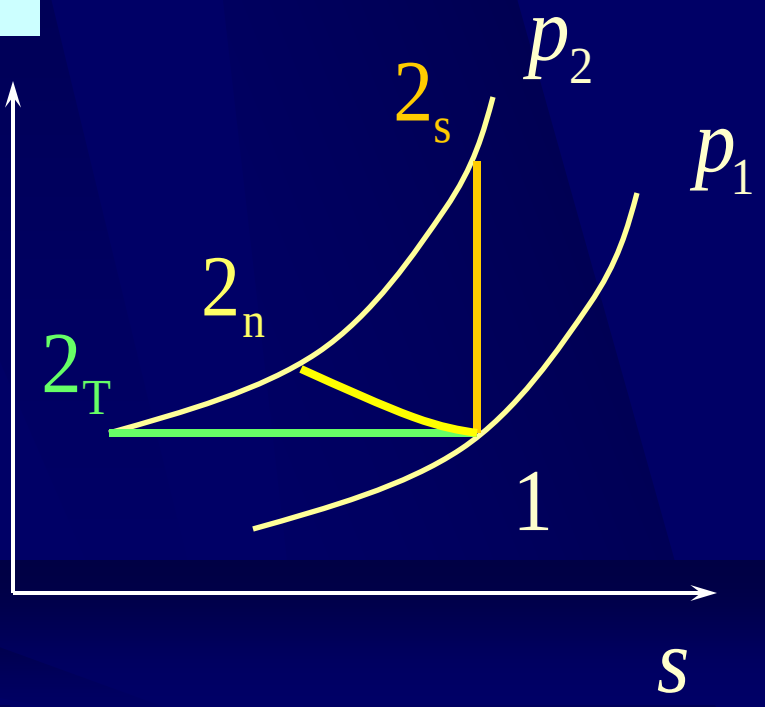
$$w_{tT}=RT_1\ln\frac{p_1}{p_2}$$

最小

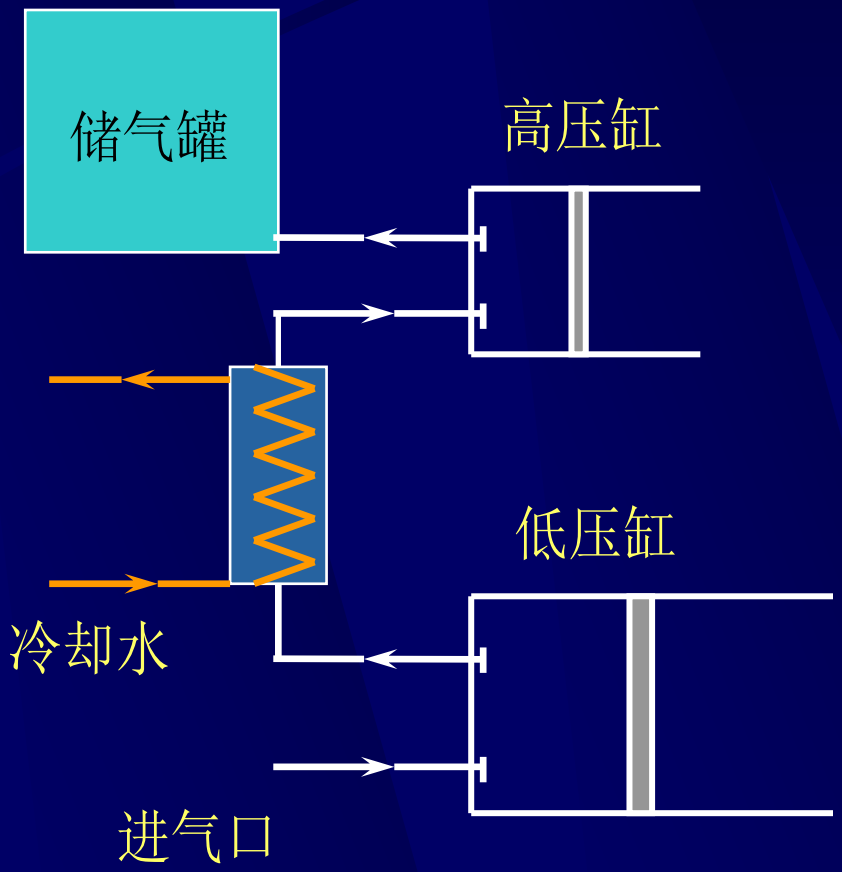
重要启示

$$w_{ts}=\frac{k}{k-1}RT_1\left[1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]$$

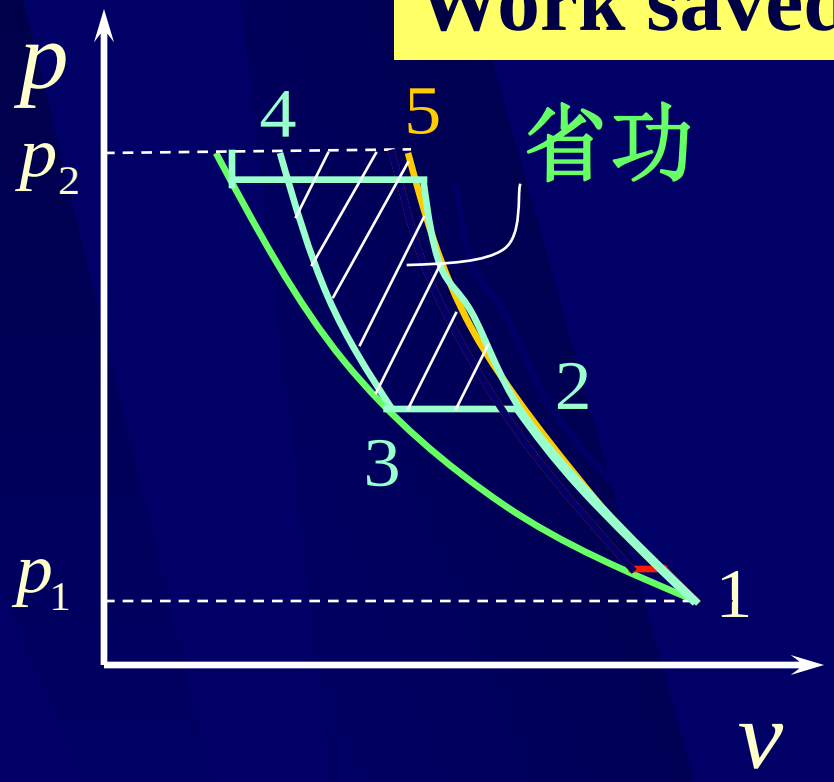




两级压缩中间冷却分析



Work saved



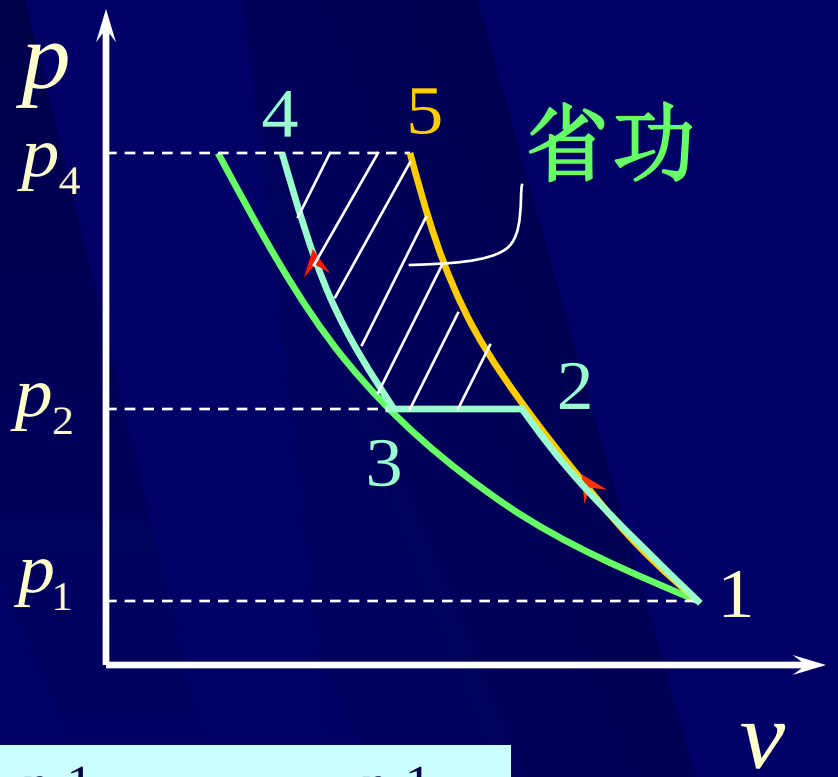
有一个最佳增压比 $\frac{p_2}{p_1}$

最佳增压比的推导

$$w_{分级} = w^{I}_{t(n)} + w^{II}_{t(n)}$$

$$= \frac{n}{n-1} RT_1 [1 - (\frac{p_2}{p_1})^{\frac{n-1}{n}}]$$

$$+ \frac{n}{n-1} RT_3 [1 - (\frac{p_4}{p_3})^{\frac{n-1}{n}}]$$



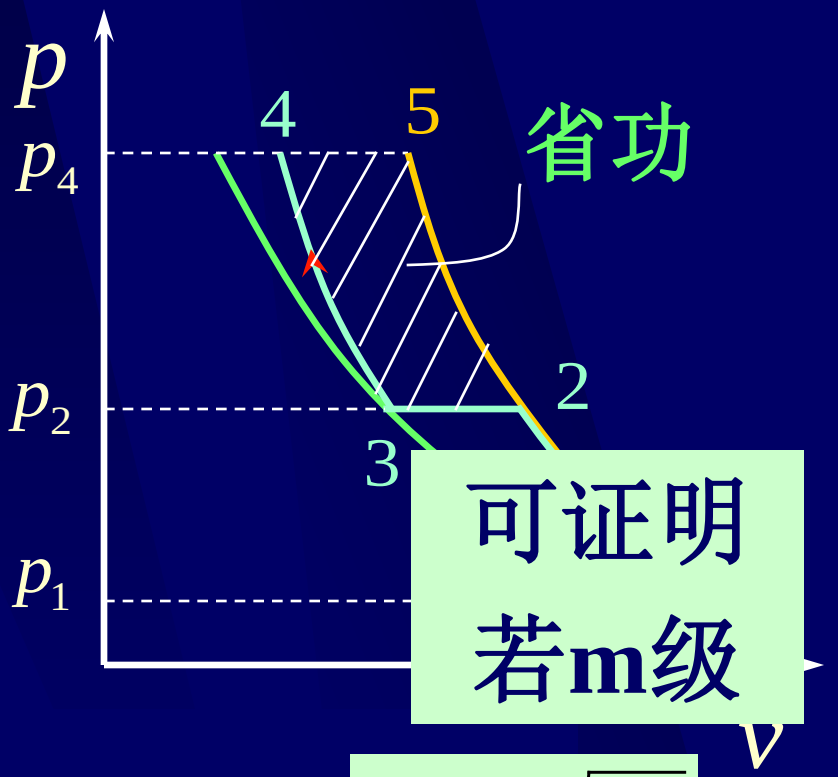
$$w_{分级} = \frac{n}{n-1} RT_1 [2 - (\frac{p_2}{p_1})^{\frac{n-1}{n}} - (\frac{p_4}{p_2})^{\frac{n-1}{n}}]$$

最佳增压比的推导

欲求$w_{分级}$最小值，

$$\frac{\partial w_{分级}}{\partial p_2}=0$$

$$p_2=\sqrt{p_1 p_4}$$



$$\frac{p_2}{p_1}=\frac{p_4}{p_2}$$

最佳增压比

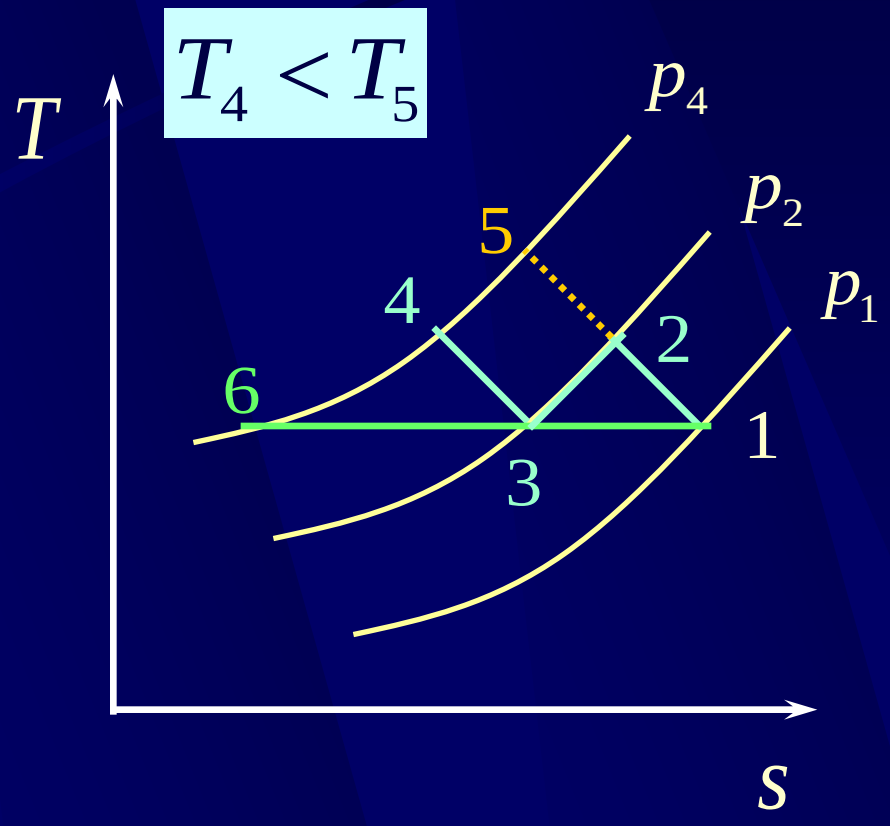
可证明

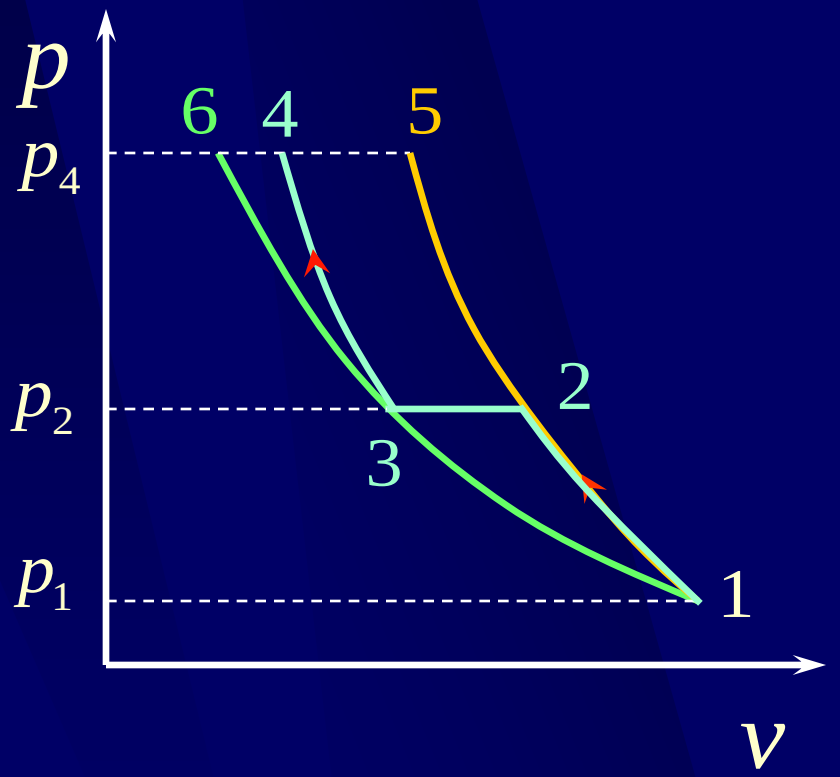
若m级

$$\pi_{opt}=\frac{p_2}{p_1}=\frac{\sqrt{p_1 p_4}}{p_1}=\sqrt{\frac{p_4}{p_1}}$$

$$\pi_{opt}=\sqrt[m]{\frac{p_4}{p_1}}$$

分级压缩的其它好处

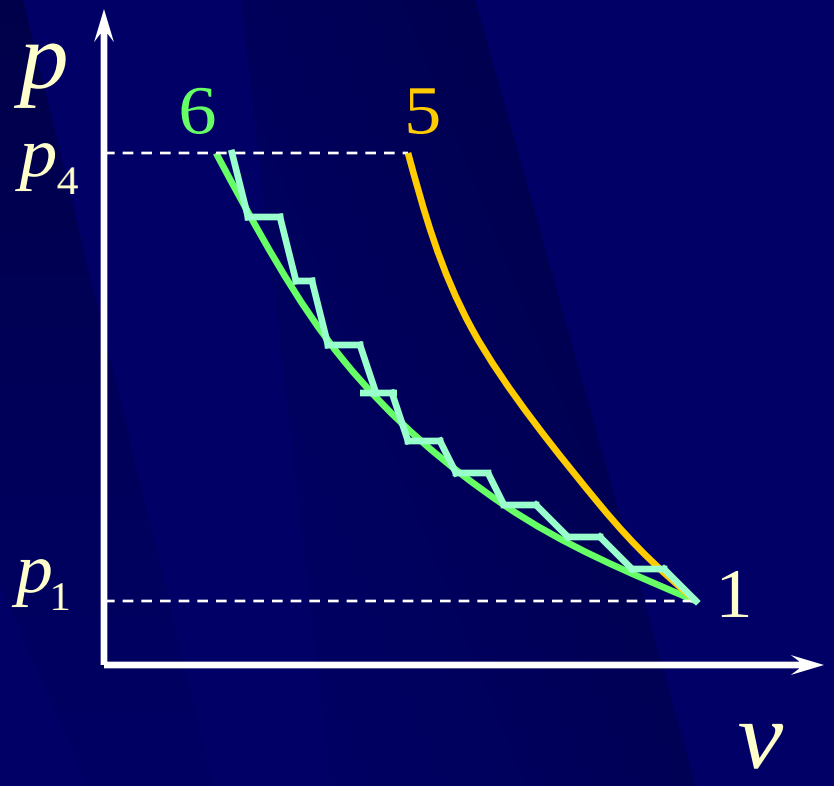




润滑油要求t<160~180℃,高压压气机必须分级

分级压缩的级数

分级 { 省功
降低出口温度



多级压缩达到
无穷多级 ⇒ (T)

{ (1)不可能实现
(2)结构复杂(成本高)

一般采用 2 ~ 4 级压缩

第三节
内燃机的基本构造及循环

动力循环研究目的和分类

动力循环：工质连续不断地将从高温热源取得的热量的一部分转换成对外的净功

- 研究目的：internal combustion engine

按工质

- 气体动力循环：内燃机
  - 空气为主的燃气
  - 按理想气体处理
- 蒸汽动力循环：外燃机
  - 水蒸气等　实际气体

external combustion engine

气体动力循环分类

按结构

- 活塞式 piston engine
  - 汽车，摩托，小型轮船
- 叶轮式 Gas turbine cycle
  - 航空，大型轮船，移动电站
  - 联合循环的顶循环

气体动力循环分类

按燃料

- 汽油机 **petrol (gasoline) engine**
  小型汽车，摩托
- 柴油机**diesel engine**
  中、大型汽车，火车，轮船，移动电站
- 煤油机 **kerosene oil engine**
  航空

气体动力循环分类

按点燃方式：点燃式 **spark ignition**

压燃式 **compression ignition**

按冲程数：　二冲程 **two-stroke**

四冲程 **four-stroke**

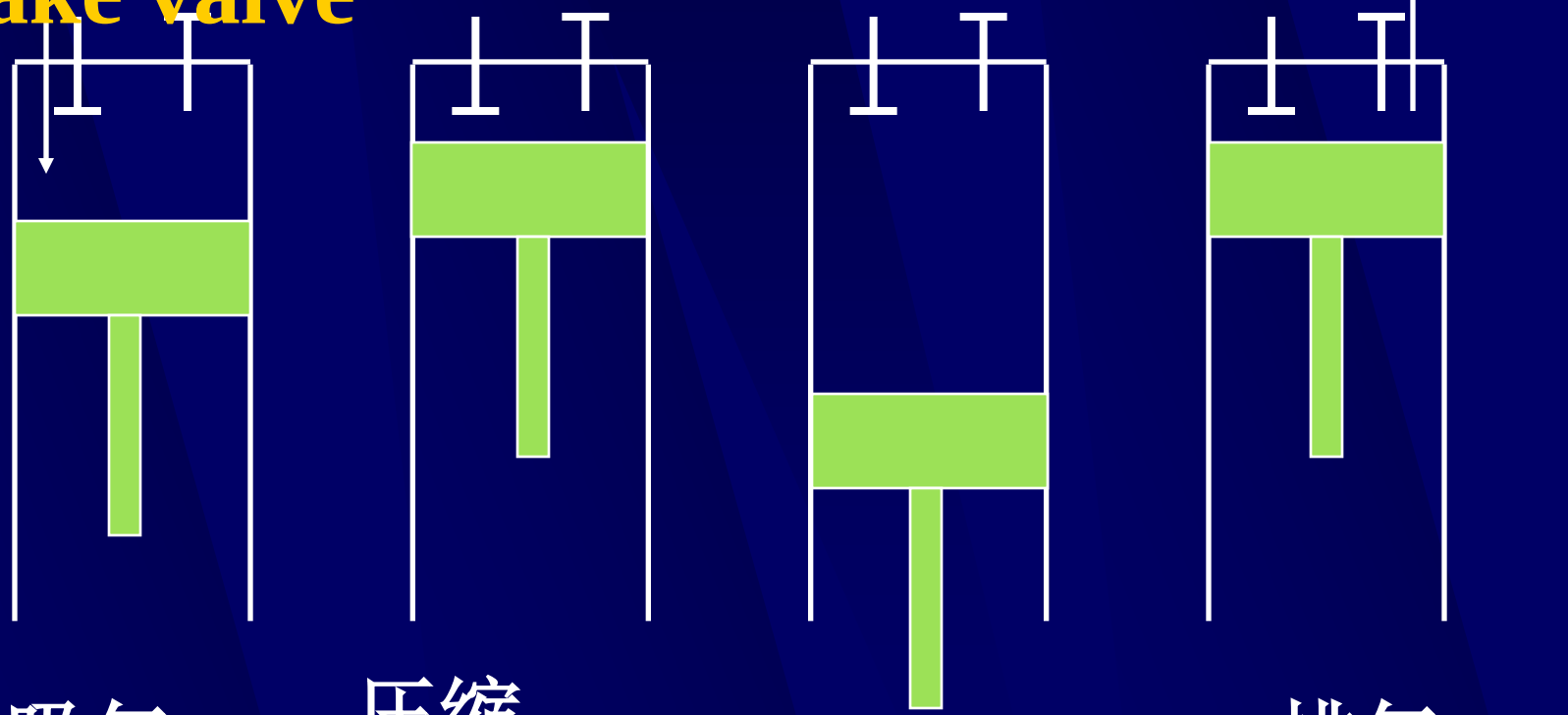
动力循环研究方法

实际动力循环非常复杂

不可逆，多变指数变化，燃烧等

工程热力学研究方法，先对实际动力循环进行抽象和理想化，形成各种理想循环进行分析，最后进行修正。

四冲程汽油机工作原理


Air and Fuel
空气和汽油
Intake valve
点火
Exhaust gas
废气
Exhaust valve
吸气
Intake
压缩
Compression
膨胀
Expansion
排气
Exhaust

四冲程高速汽油机工作过程

下止点

Bottom dead center

上止点

Top dead center

四冲程高速柴油机工作过程

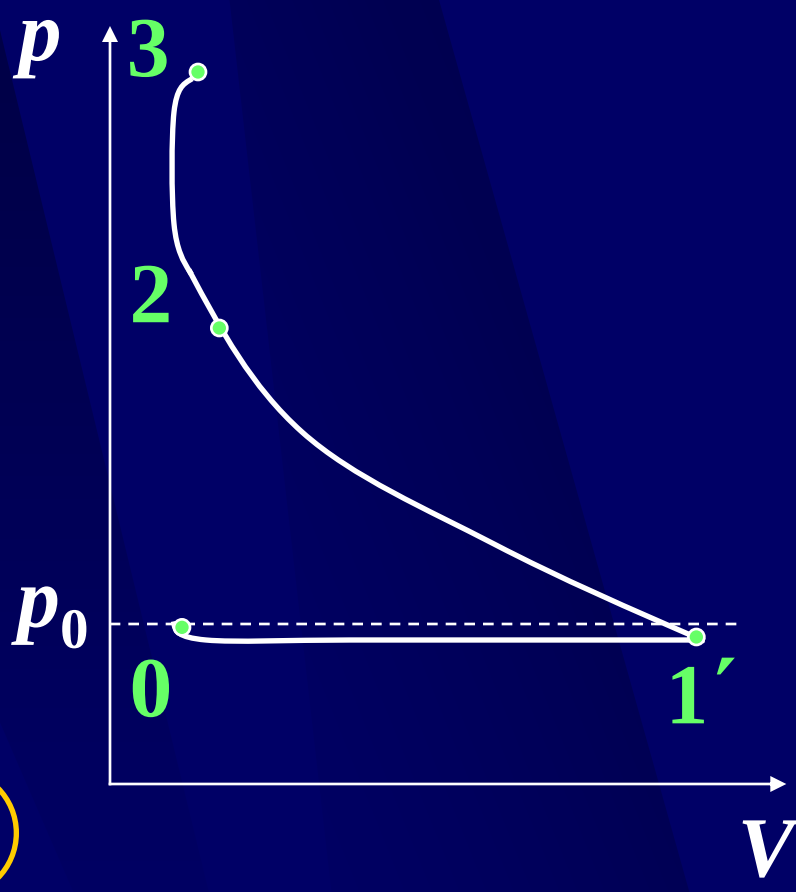
0—1′ 吸气

1′—2压缩

2　开始燃烧

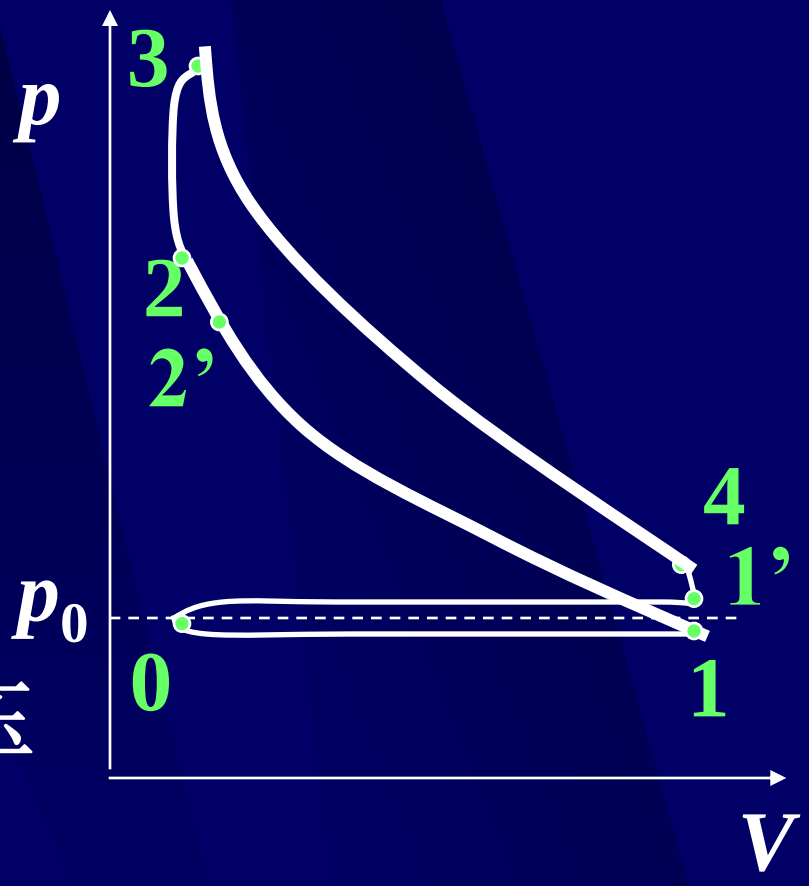
2—3燃烧

2—3 迅速燃烧，近似 V



四冲程高速柴油机工作过程

3—4 膨胀做功

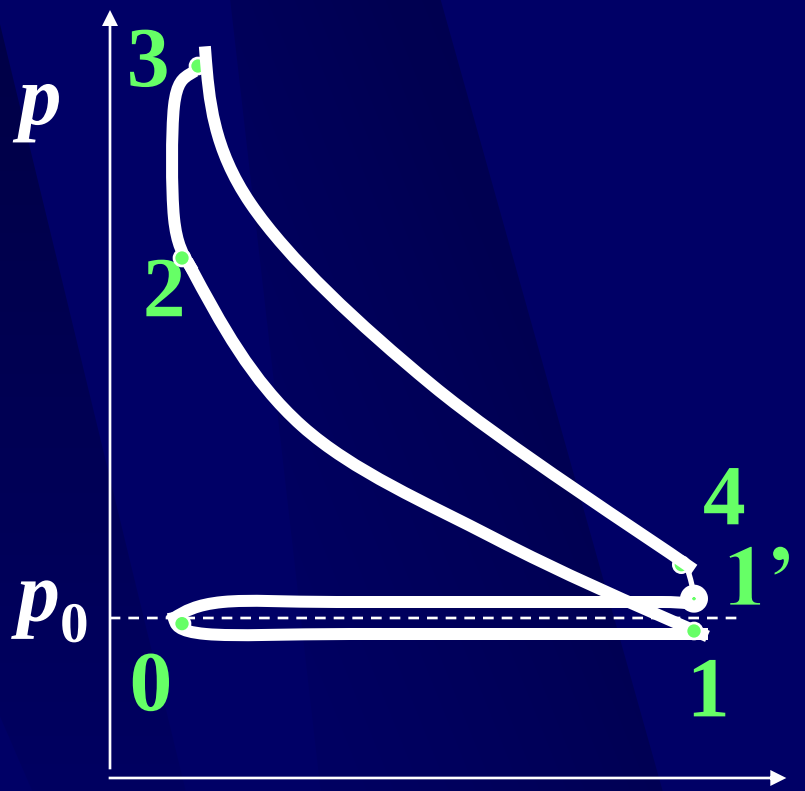


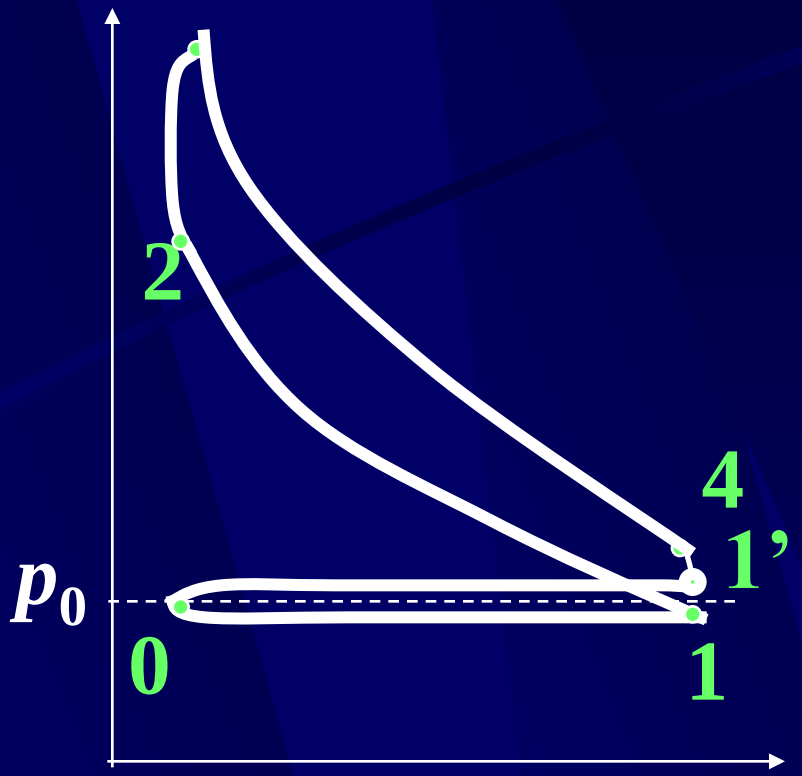
4—1′ 开阀排气，(V) 降压

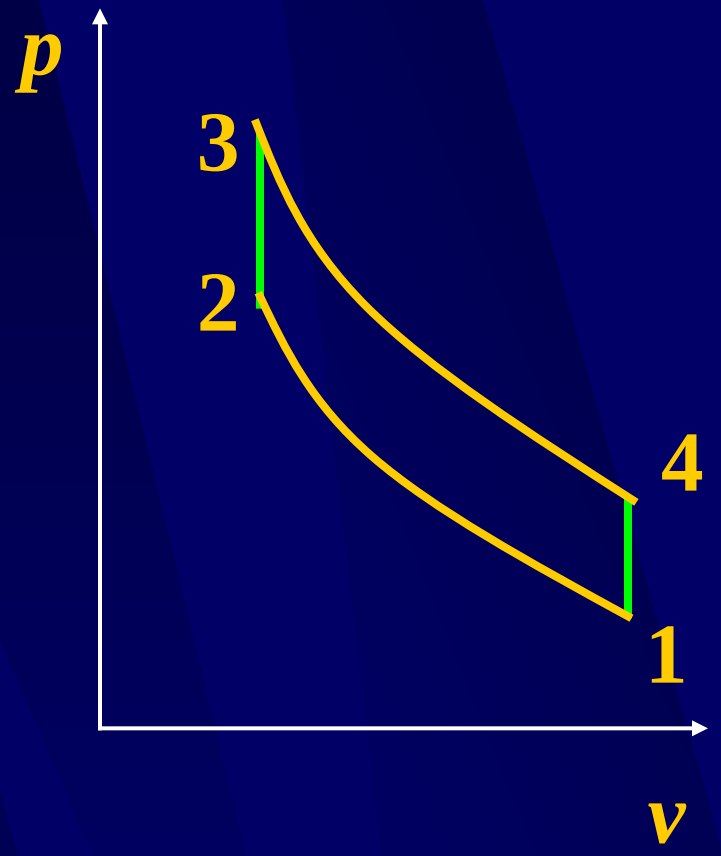
1′—0 活塞推排气,完成循环

四冲程高速汽油机的理想循环

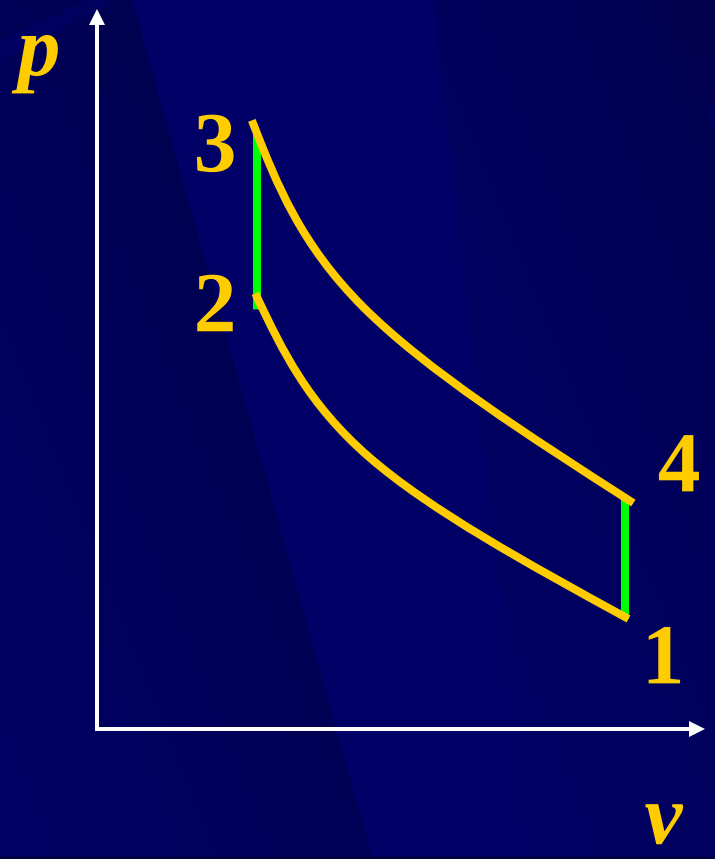
1. 工质
   定比热理想气体
   工质数量不变
   *P-V*图→*p-v*图
2. 0-1和1’-0抵消
   开口→闭口循环
3. 燃烧→外界加热
4. 排气→向外界放热
5. 多变→绝热
6. 不可逆→可逆

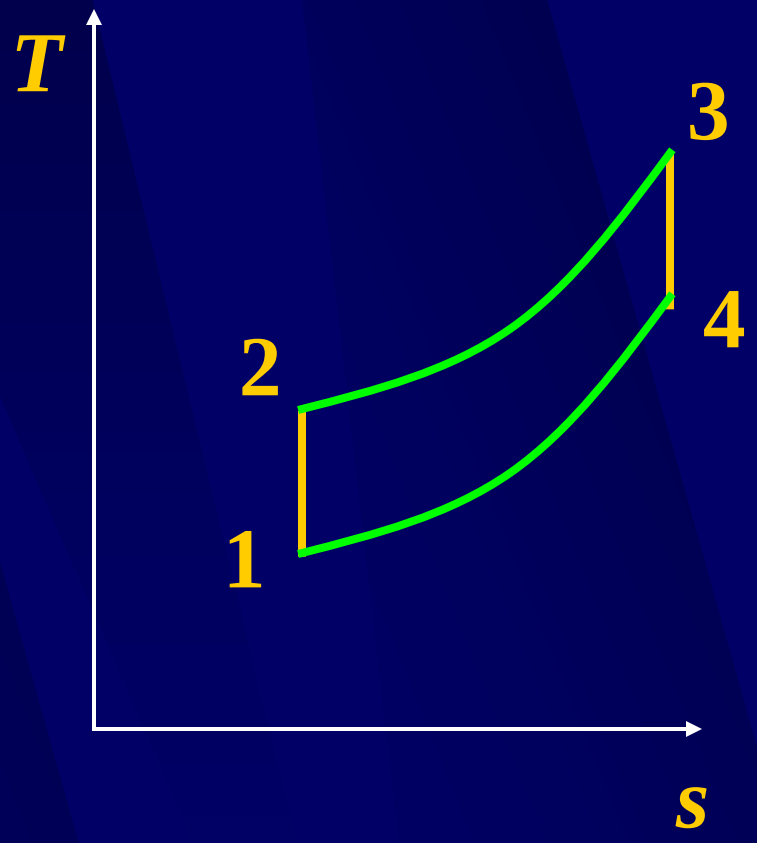



2
4
1’
p_0
0
1


p
3
2
4
1
v

定容加热循环（奥图OTTO循环）





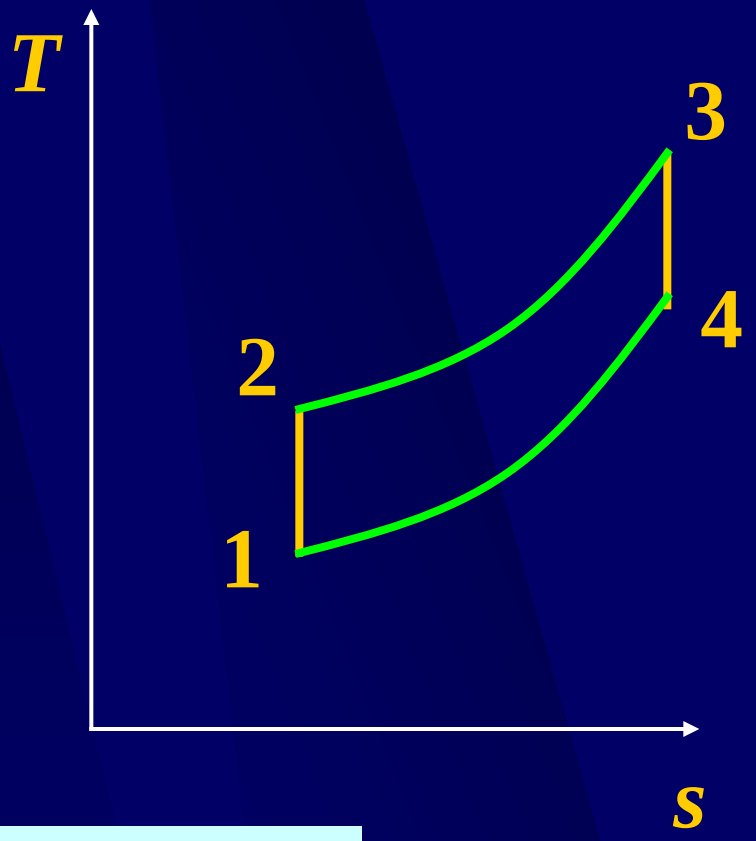
定容加热循环的计算

吸热量

$$q_1 = c_v\left(T_3 - T_2\right)$$

放热量(取绝对值）

$$q_2 = c_v\left(T_4 - T_1\right)$$



热效率

$$\eta_t = \frac{w}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

因为1-2和3-4都是 可逆过程，所以

$$T_4 = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} T_3$$

$$T_2 = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} T_1$$

$$T_3 = \left(\frac{v_4}{v_3}\right)^{k-1} T_4$$

$$v_1 = v_4$$

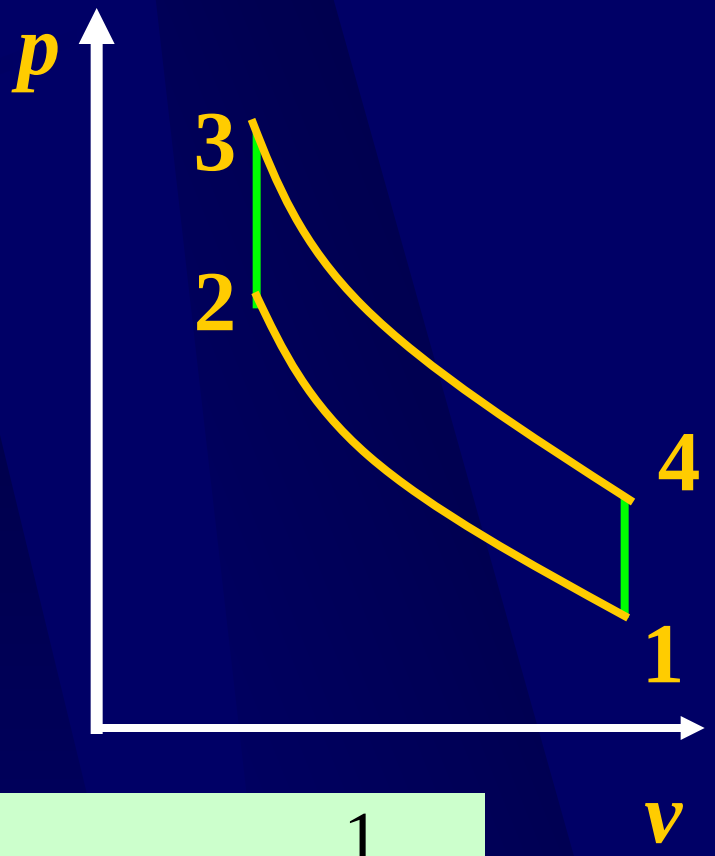
$$v_2 = v_3$$

$$\frac{v_4}{v_3} = \frac{v_1}{v_2}$$

$$T_3 = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} T_4$$

$$T_2 = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} T_1$$

$$\begin{cases} T_3 = \left(\dfrac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} T_4 \\ T_2 = \left(\dfrac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} T_1 \end{cases}$$



$$\eta_t = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{(T_4 - T_1)\left(\dfrac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}} = 1 - \frac{1}{\left(\dfrac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}}$$

压缩比ε

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$$

ε ↑ η_t ↑ 压缩比过高，爆燃

5~10

第五节
蒸汽动力循环

Vapor Power Cycles

水蒸气：火力发电、核电

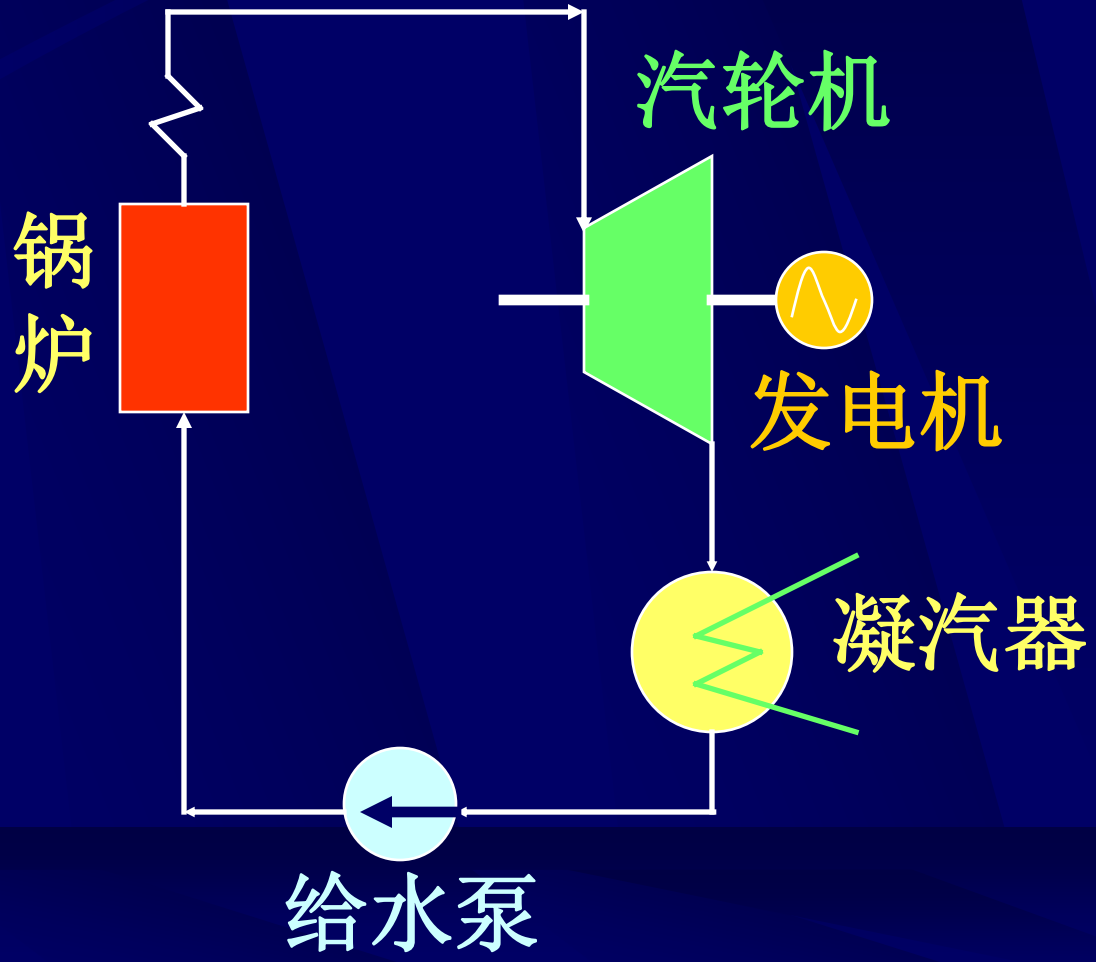
低沸点工质：氨、氟里昂

太阳能、余热、地热发电

动力循环：以获得功为目的

郎肯循环Rankine Cycle

水蒸气动力循环系统



四个主要装置：

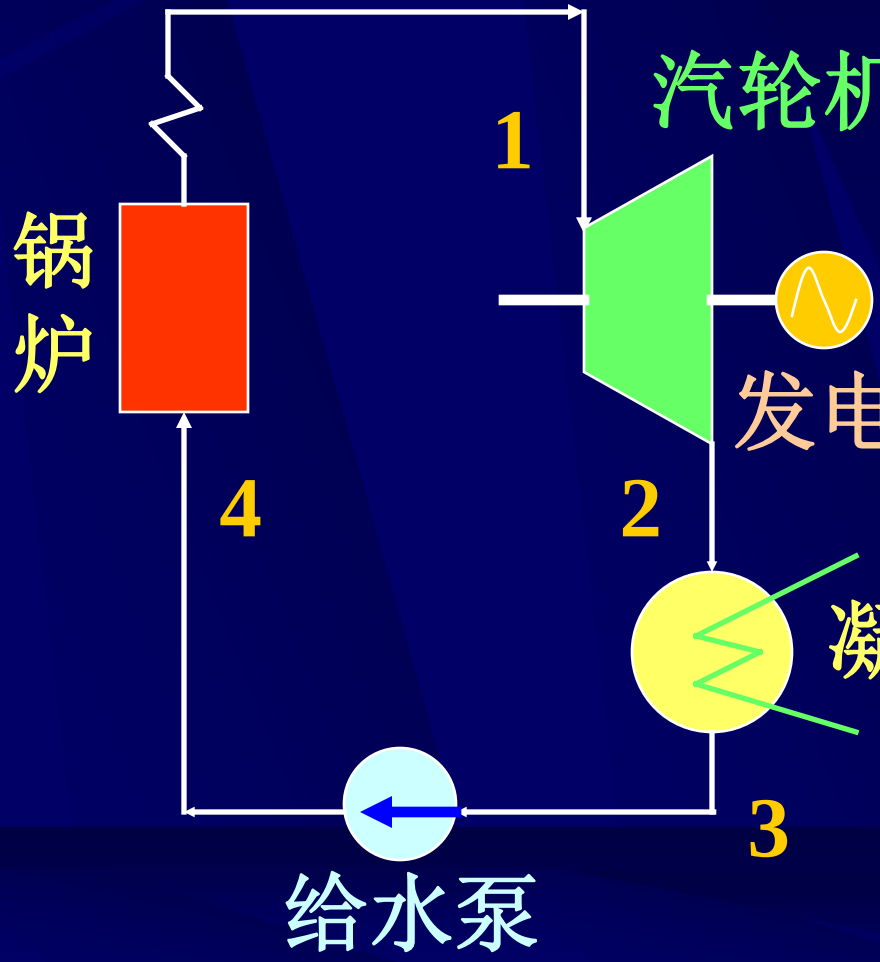
锅炉

汽轮机

凝汽器

给水泵

水蒸气动力循环系统的简化



简化（理想化）：

1→2 汽轮机 (s) 膨胀

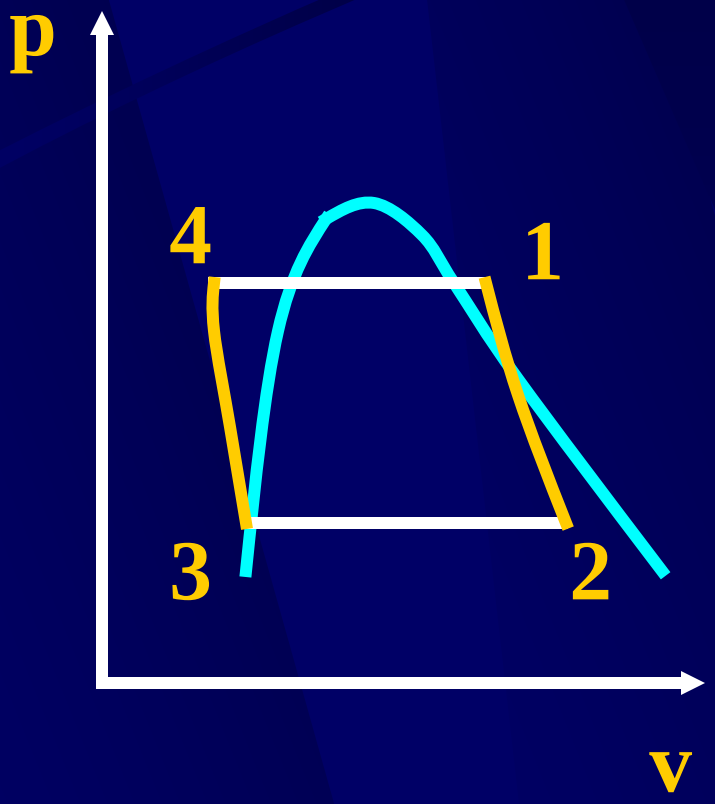
2→3 凝汽器 (p) 放热

3→4 给水泵 (s) 压缩

4→1 锅炉 (p) 吸热

郎肯循环

郎肯循环*pv*图



1→2 汽轮机 (*s*) 膨胀

2→3 凝汽器 (*p*) 放热

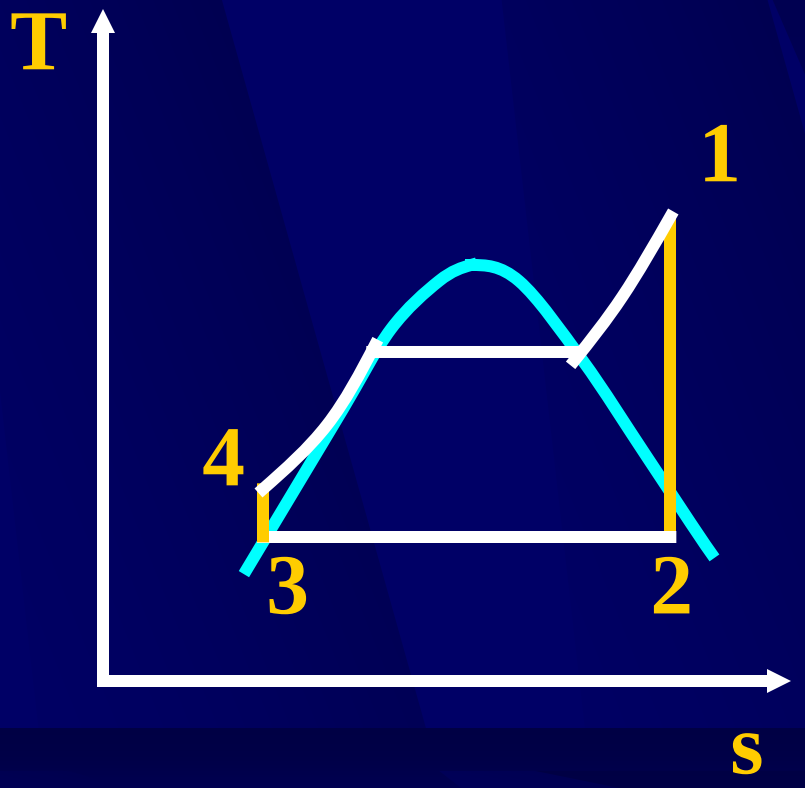
3→4 给水泵 (*s*) 压缩

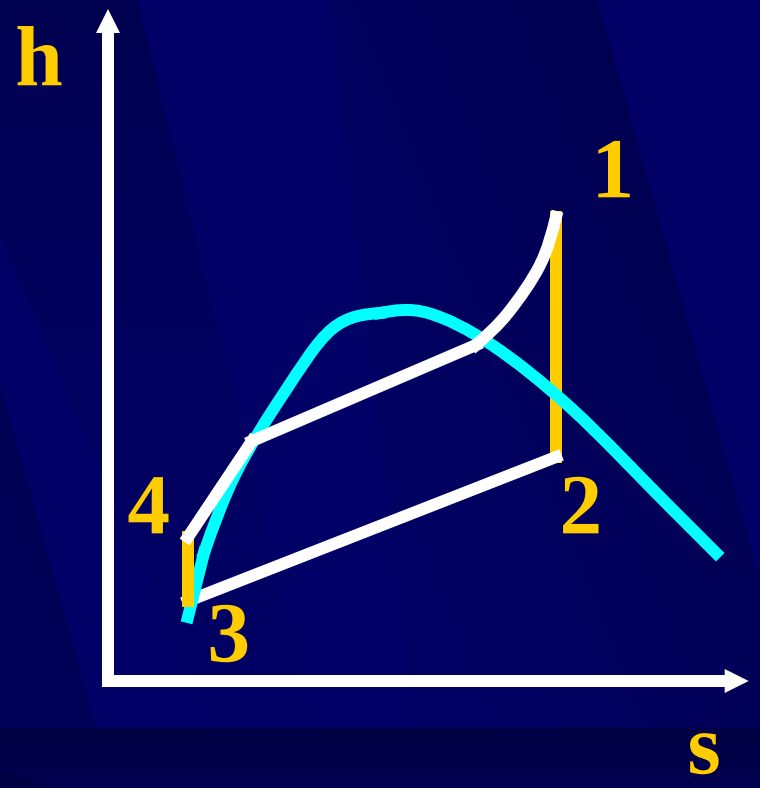
4→1 锅炉 (*p*) 吸热

郎肯循环Ts和hs图

1→2 汽轮机 (s) 膨胀　　2→3 凝汽器 (p) 放热

3→4 给水泵 (s) 压缩　　4→1 锅炉 (p) 吸热





郎肯循环功和热的计算

汽轮机作功：$w_{s,1-2} = h_1 - h_2$

凝汽器中的定压放热量：

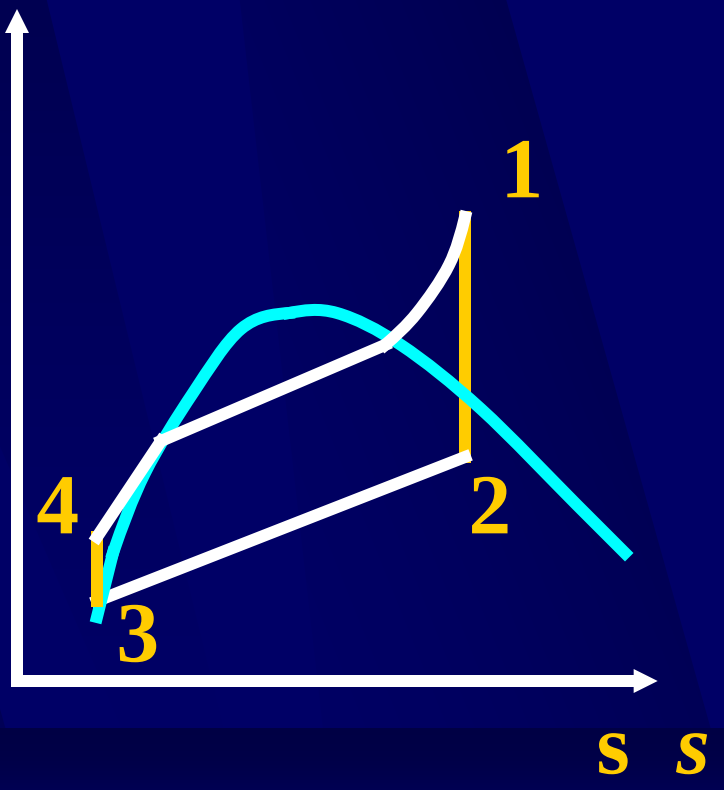
$q_2 = h_2 - h_3$

水泵绝热压缩耗功：

$w_{s,3-4} = h_4 - h_3$

锅炉中的定压吸热量：

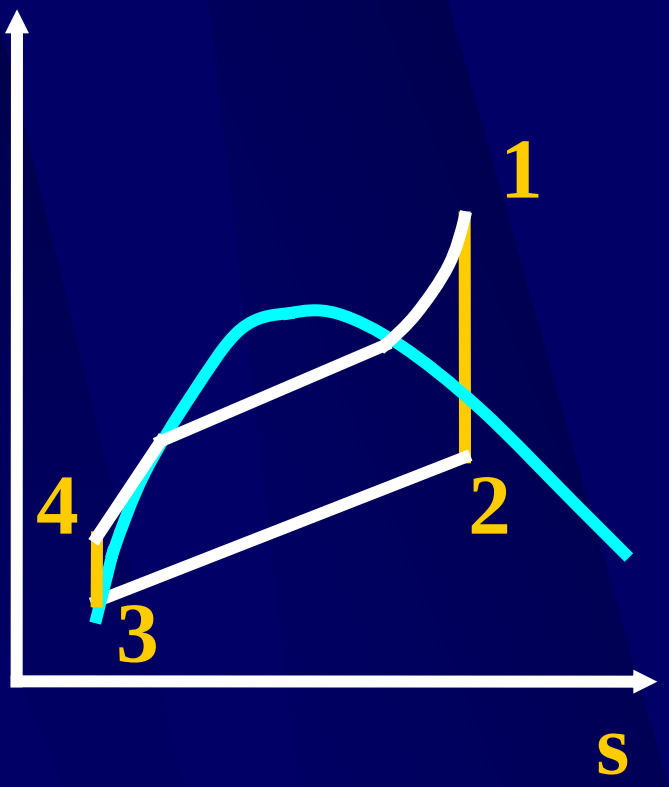
$q_1 = h_1 - h_4$



郎肯循环热效率的计算

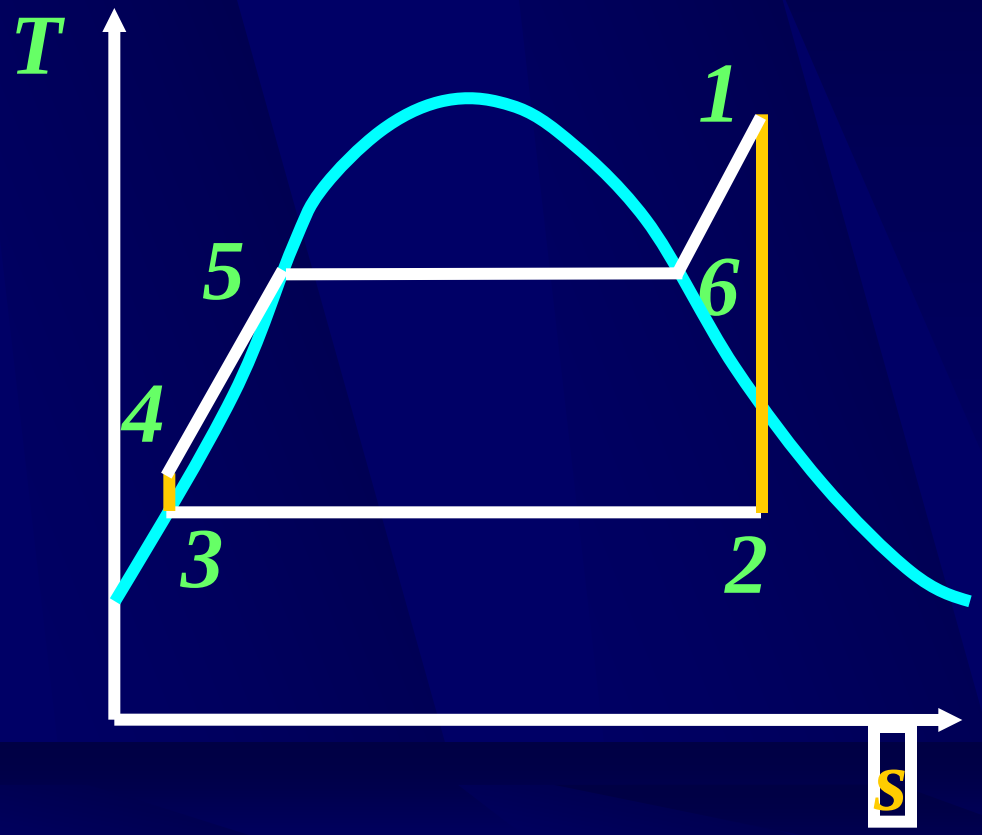
$$\eta_t = \frac{w_{net}}{q_1} = \frac{w_{s,1-2} - w_{s,3-4}}{q_1}$$

一般很小，
占**0.8~1%**，
忽略泵功



$$\eta_t \approx \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_4}$$

如何提高郎肯循环的热效率
How can we increase the efficiency of the Rankine cycle



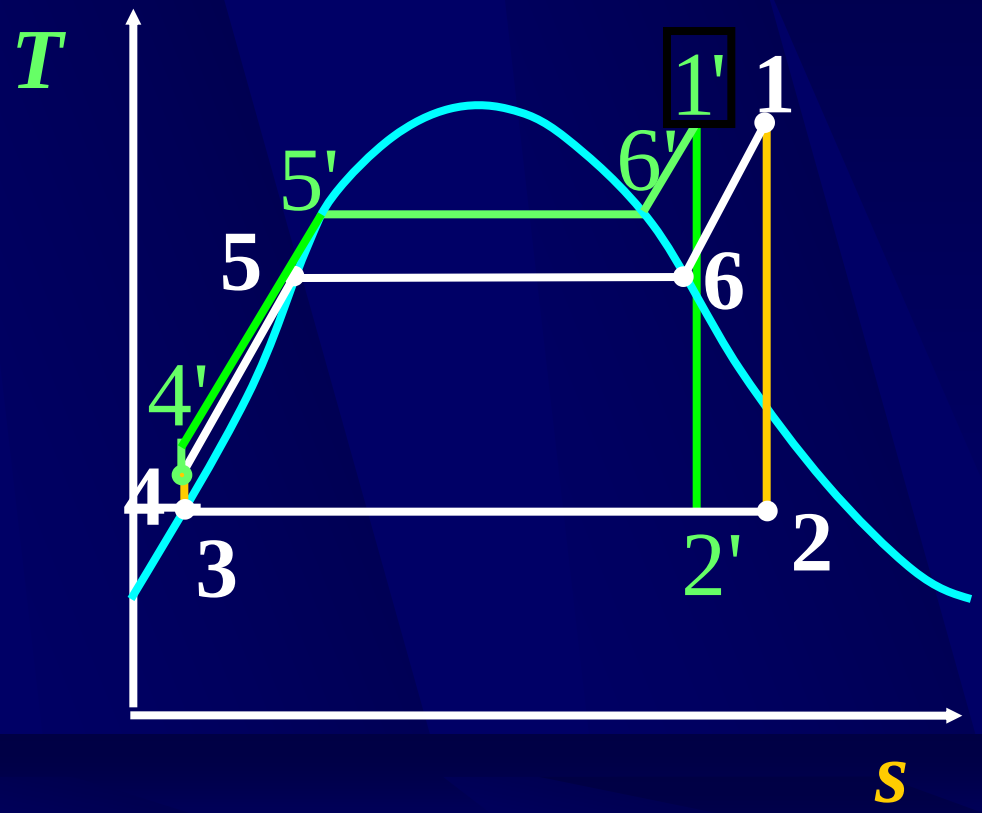
$$\eta_t \approx \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3}$$

影响热效率的参数？

p_1　t_1　p_2

蒸汽初压对郎肯循环热效率的影响

t_1，p_2不变，p_1 ↑



优点：

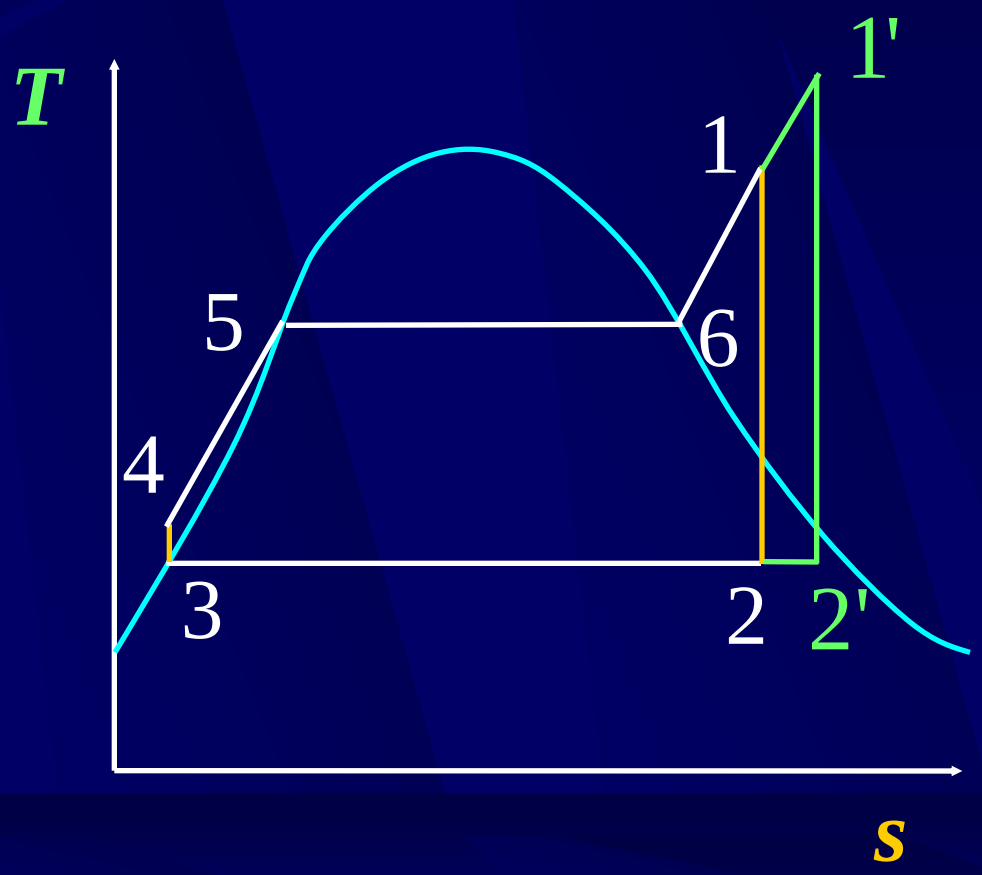
- $\overline{T_1}$ ↑ η_t ↑
- $v_{2'}$ ↓，汽轮机出口尺寸小

缺点：

- 对强度要求高
- $x_{2'}$ ↓ 不利于汽轮机安全。一般要求出口干度大于0.85~ 0.88

蒸汽初温对郎肯循环热效率的影响

p_1，p_2不变，t_1 ↑



优点：

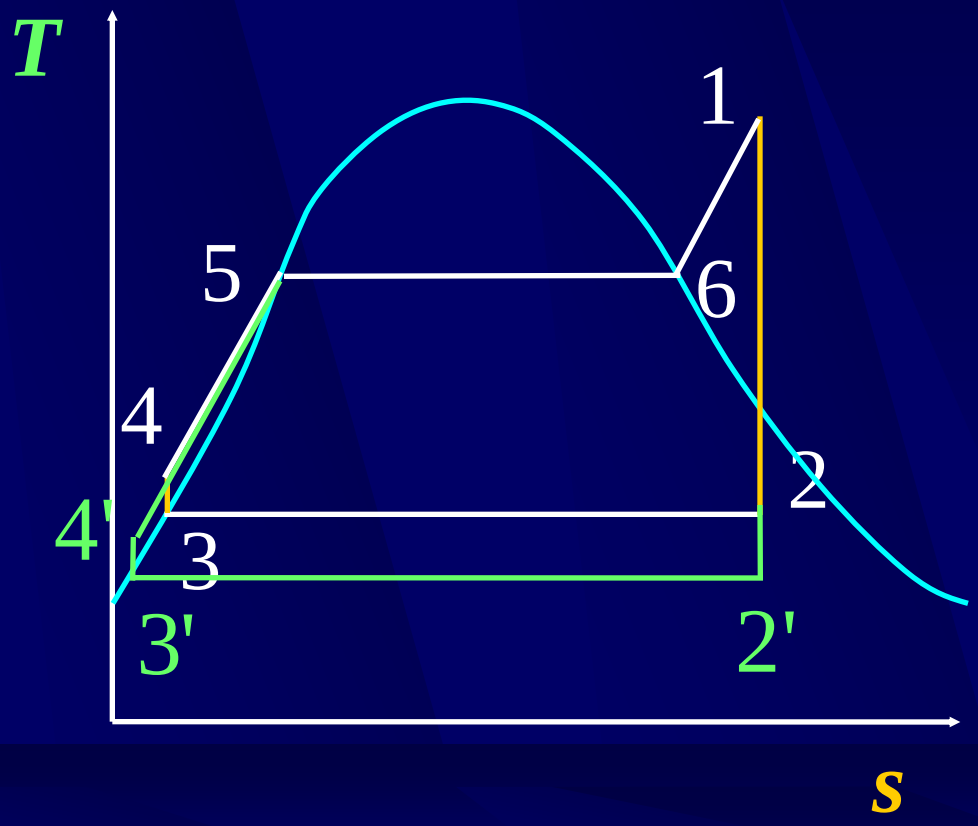
- $\overline{T}_1$ ↑ η_t ↑
- $x_{2'}$ ↑，有利于汽机安全。

缺点：

- 对耐热及强度要求高，目前初温一般在550℃左右
- $v_{2'}$ ↑ 汽机出口尺寸大

乏汽压力对郎肯循环热效率的影响

p_1，t_1不变，p_2 ↓



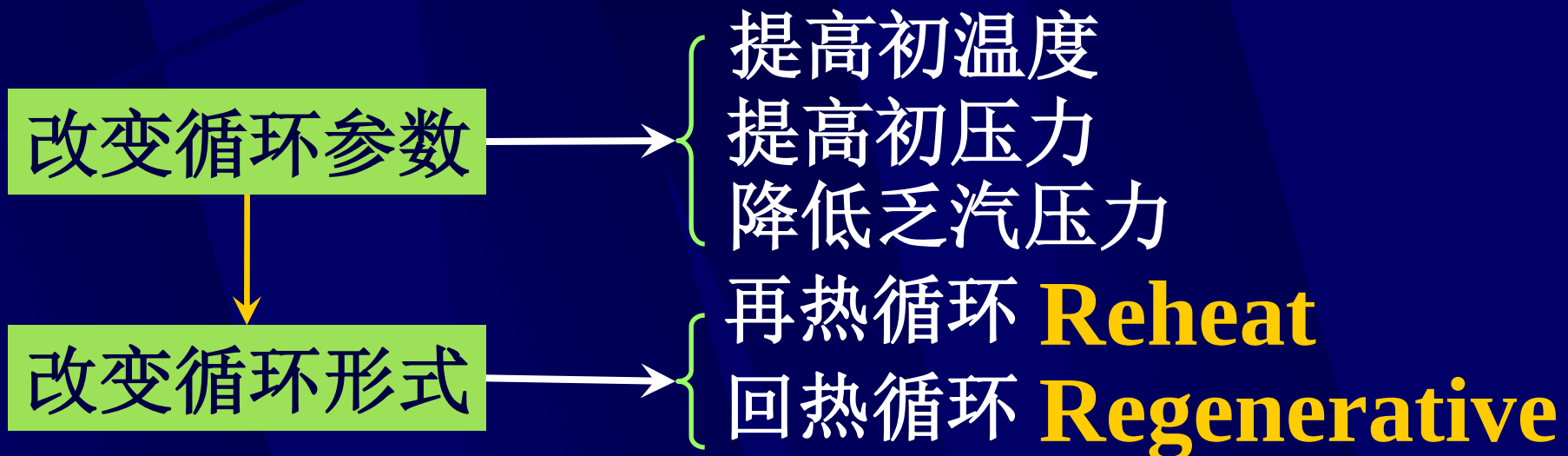
优点：

- $\overline{T}_2$ ↓ η_t ↑

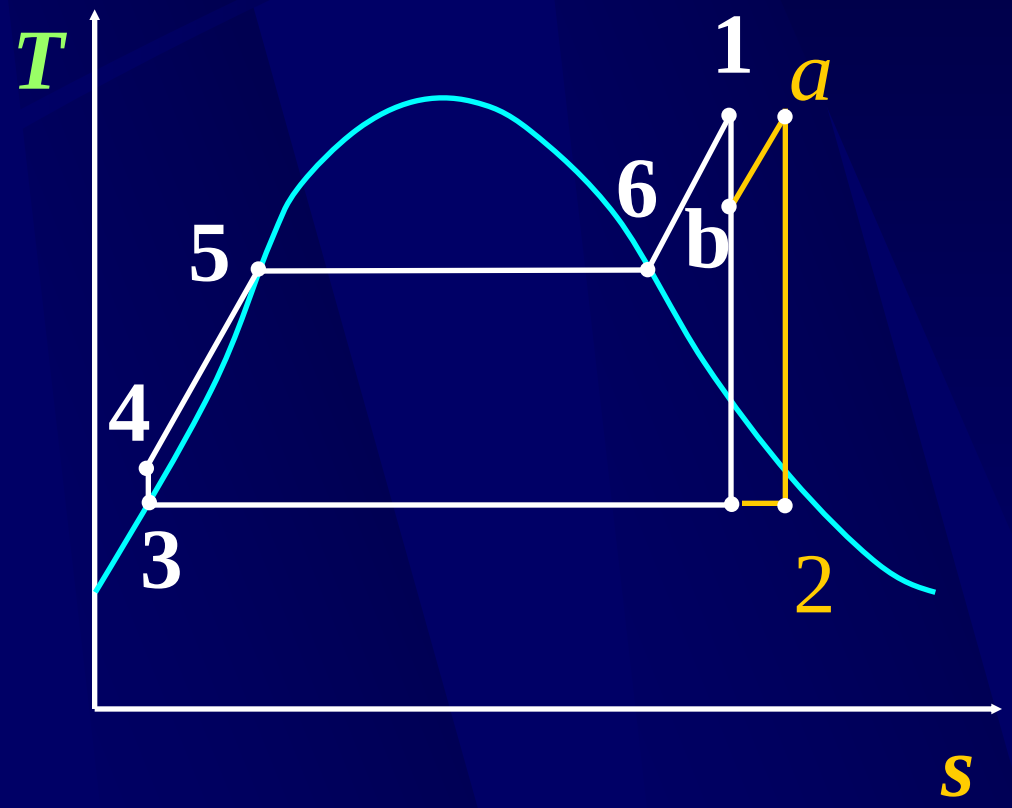
缺点：

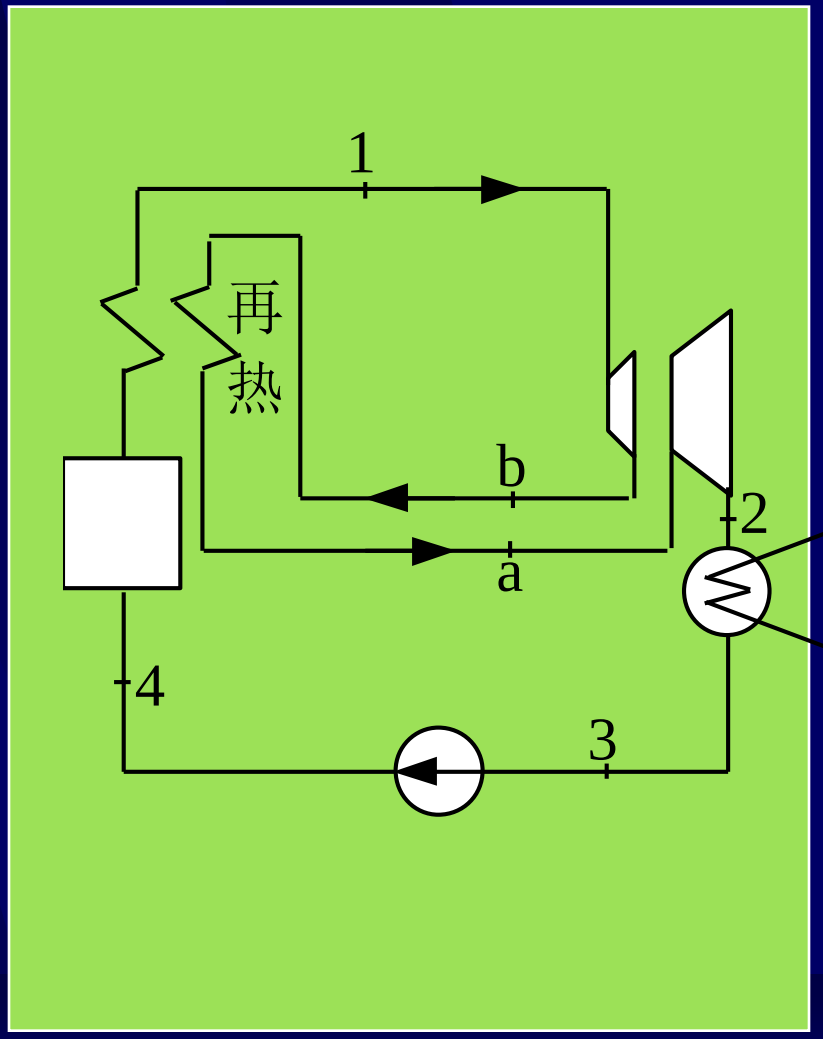
- 受环境温度限制，现在大型机组p_2为**0.0035~0.005MPa**，相应的饱和温度约为**27~ 33℃**，已接近事实上可能达到的最低限度。冬天热效率高

提高循环热效率的途径

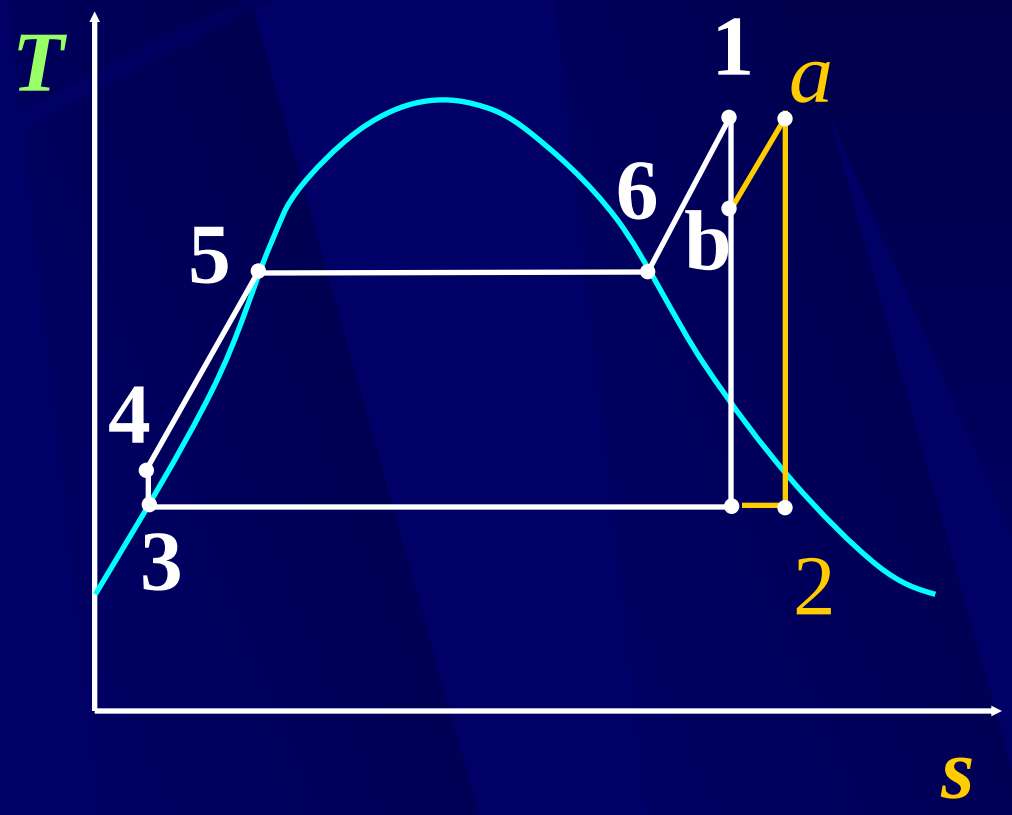

改变循环参数
提高初温度
提高初压力
降低乏汽压力
改变循环形式
再热循环 Reheat
回热循环 Regenerative

蒸汽再热循环(reheat)



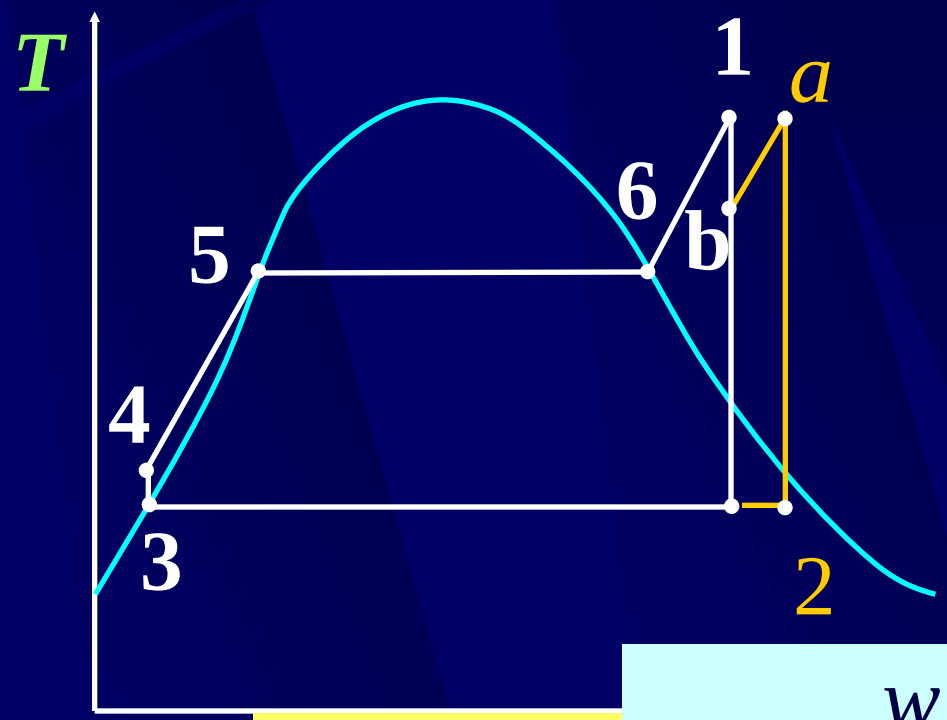


蒸汽再热循环的热效率



- 再热循环本身不一定提高循环热效率
- 与再热压力有关
- x_2降低,给提高初压创造了条件，选取再热压力合适，一般采用一次再热可使热效率提高2%～3.5%。

蒸汽再热循环的定量计算



吸热量：

$$q_1 = (h_1 - h_4) + (h_a - h_b)$$

放热量：

$$q_2 = h_2 - h_3$$

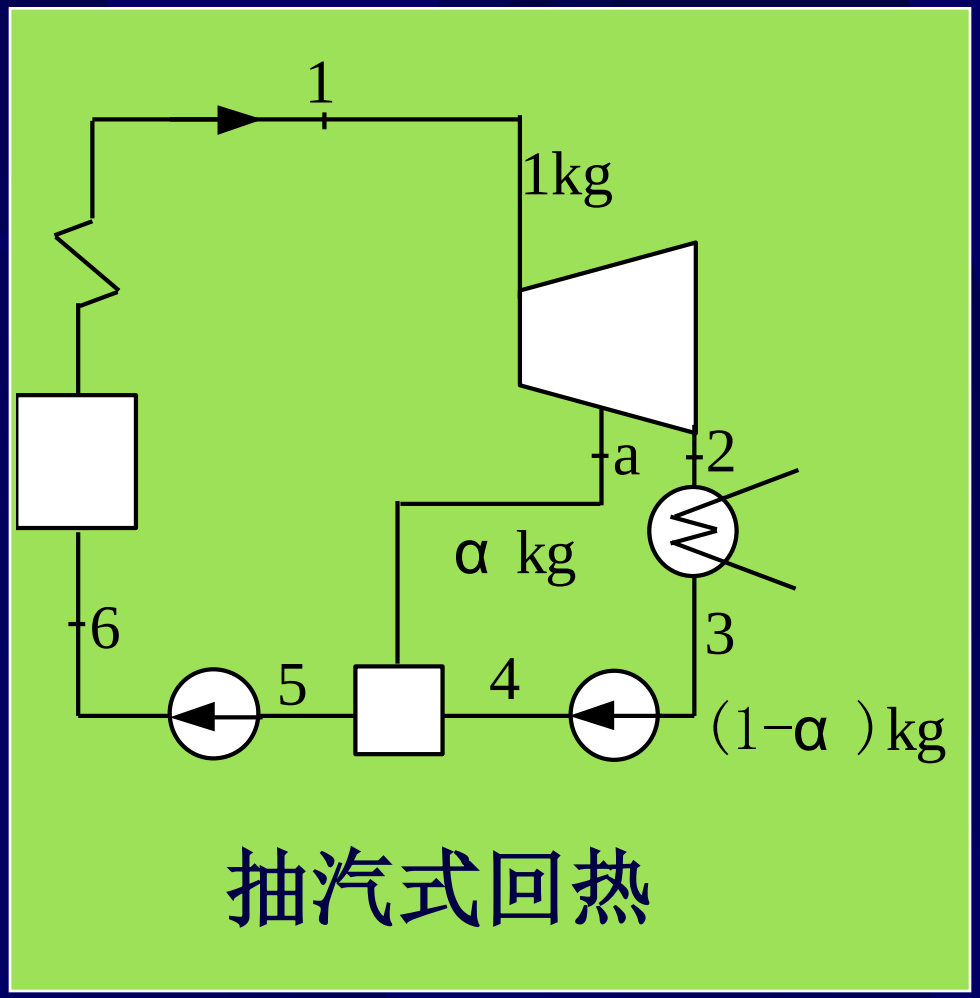
净功（忽略泵功）：

$$w_{\text{net}} = (h_1 - h_b) + (h_a - h_2)$$

热效率：

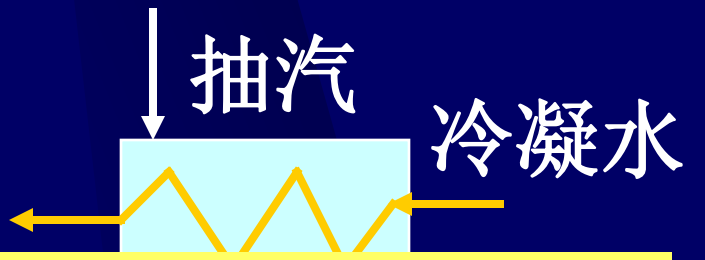
$$\eta_{\text{t,RH}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_1} = \frac{(h_1 - h_b) + (h_a - h_2)}{(h_1 - h_4) + (h_a - h_b)}$$

蒸汽回热循环(regenerative)



抽汽式回热

Feedwater heater



Closed Feedwater heater

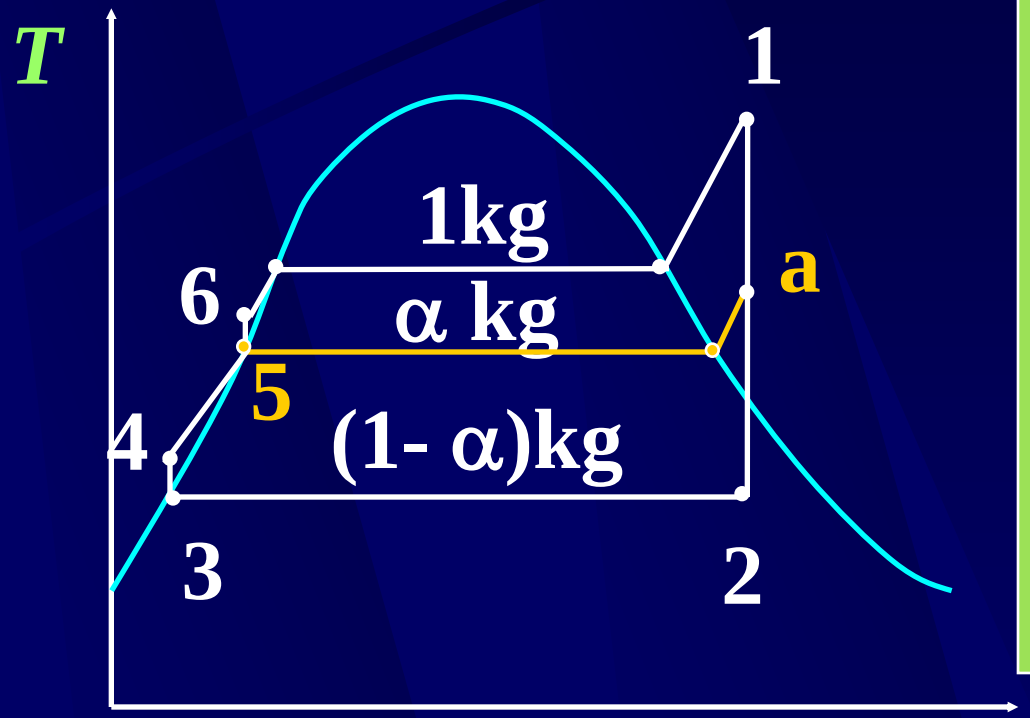
表面式回热器

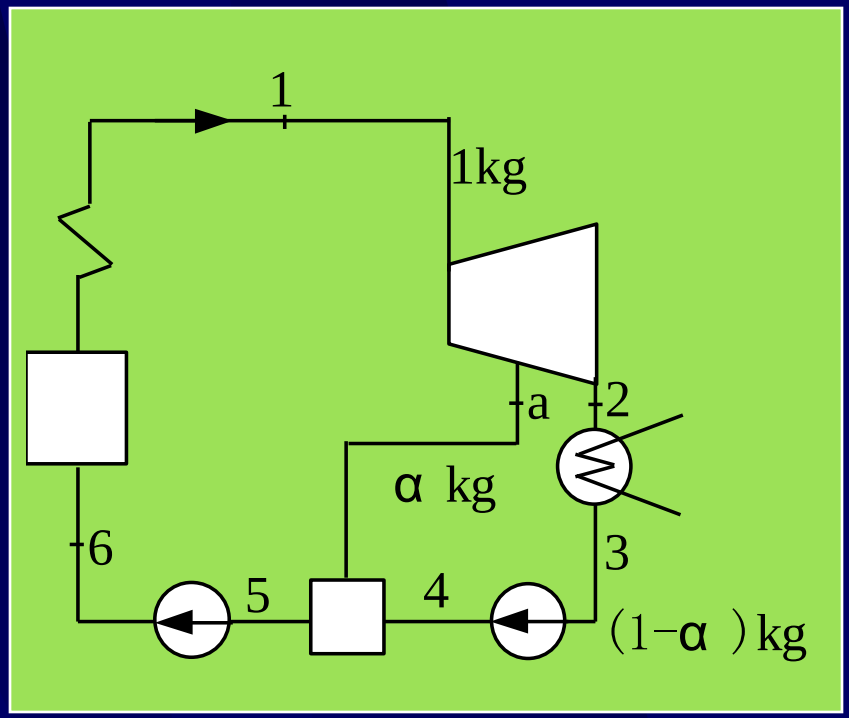
抽汽

Open Feedwater heater

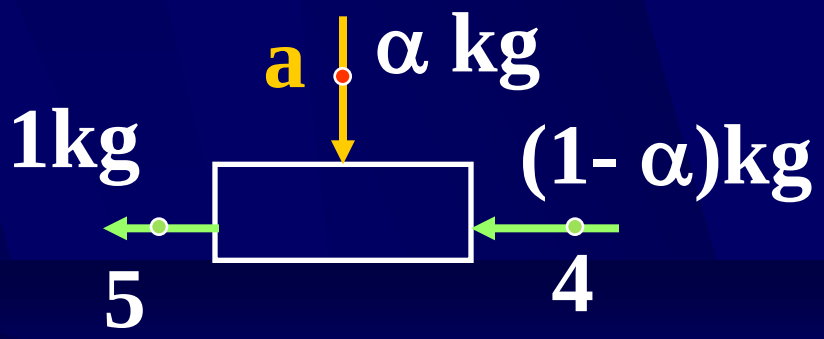
混合式回热器

蒸汽抽汽回热循环





由于*T-s*图上各点质量不同，面积不再直接代表热和功



蒸汽抽汽回热循环的特点

- 优点 >缺点
  - 提高热效率
  - 减小汽轮机低压缸尺寸，末级叶片变短
  - 减小凝汽器尺寸，减小锅炉受热面
- 缺点
  - 增加设备复杂性
  - 回热器投资

小型火力发电厂回热级数一般为1～3级
中大型火力发电厂一般为 4～8级。

第六节
制冷（致冷）循环
Refrigeration Cycles

动力循环与制冷（热泵)循环

- 动力Power循环　—正循环
  输入热, 通过循环输出功
- 制冷Refrigeration循环—逆循环
  输入功量（或其他代价），从低温热源取热
- 热泵Heat Pump循环 —逆循环
  输入功量（或其他代价），向高温热用户供热

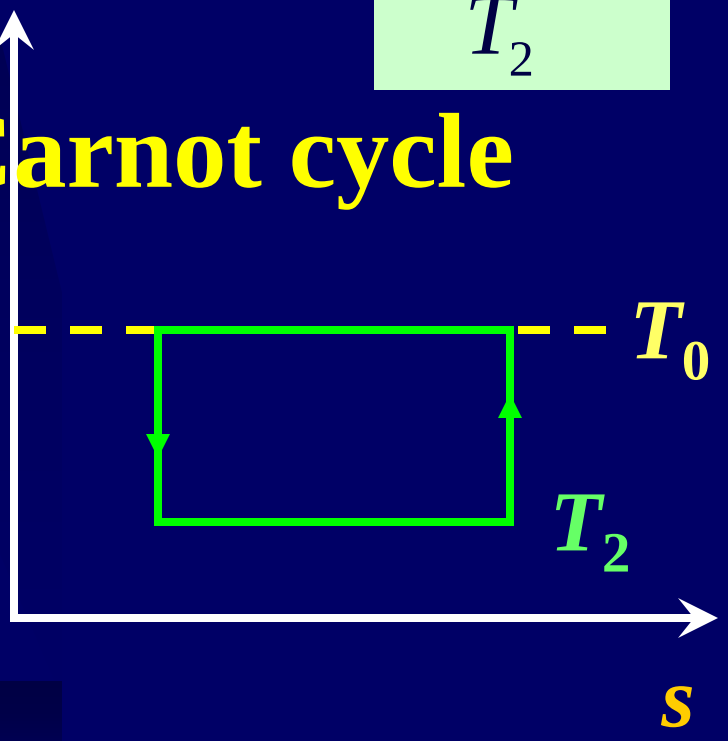
制冷循环和制冷系数
Coefficient of Performance

$$\mathrm{COP} = \varepsilon = \frac{q_2}{w}$$

$$= \frac{1}{\dfrac{T_0}{T_2} - 1}$$

卡诺逆循环 Reversed Carnot cycle

$$\varepsilon_C = \frac{q_2}{w} = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{T_2}{T_0 - T_2}$$



T_0不变, T_2 ↓ ε_C ↓

T_2不变, T_0 ↑ ε_C ↓

制冷能力和冷吨
Cooling Capacity and Ton of Refrigeration

生产中常用制冷能力来衡量设备产冷量大小

制冷能力：制冷设备单位时间内从冷库取走的热量(kJ/s)。

1冷吨：1吨0°C饱和水在24小时内被冷冻到0°C的冰所需冷量。

水的凝结（熔化）热 r =334 kJ/kg

1冷吨=3.86 kJ/s

制冷循环种类
Refrigeration Cycle

制冷循环
- 压缩制冷
  - 空气压缩制冷 √ Gas compression
  - 蒸气压缩制冷 √ Vapor-compression
- 吸收式制冷 Absorption √
- 吸附式制冷 Adsorption
- 蒸汽喷射制冷
- 半导体制冷
- 热声制冷,磁制冷

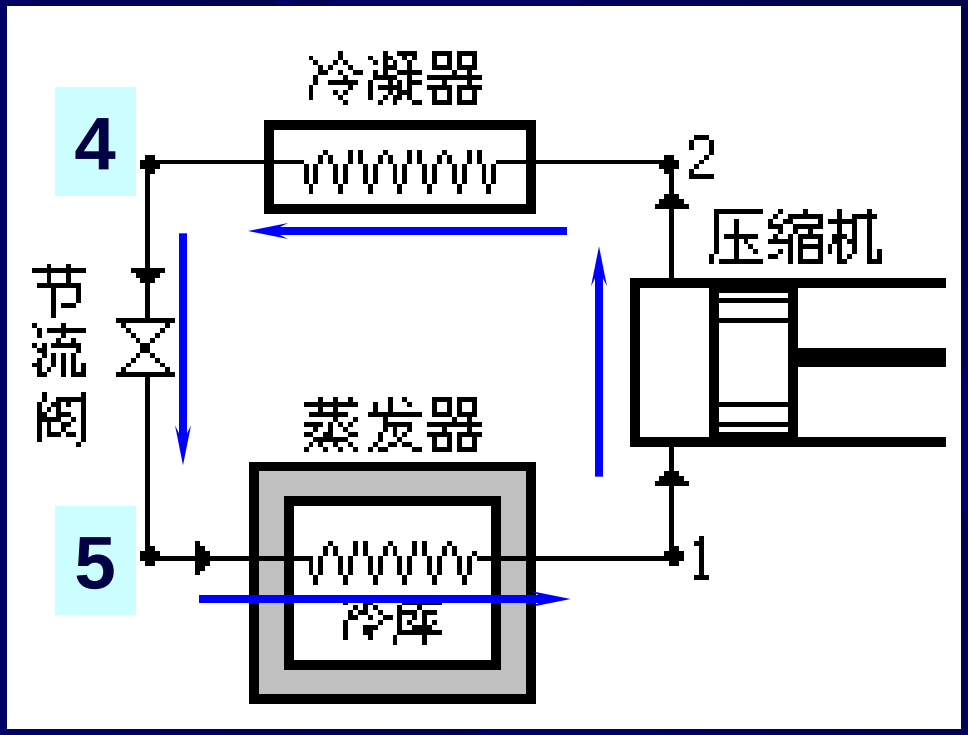
蒸气压缩制冷循环
Vapor-compression refrigeration cycle

水能用否？ 0°C以下凝固不能流动。
一般用低沸点工质，如氟利昂、氨

沸点：$T_s(p=1atm)$

水	100°C
R22	- 40.8°C
R134a	- 26.1°C
THR01	- 30.18°C

蒸气压缩制冷空调装置



1-2：绝热压缩过程

2-4：定压放热过程

4-5：绝热节流过程

5-1：定压吸热过程

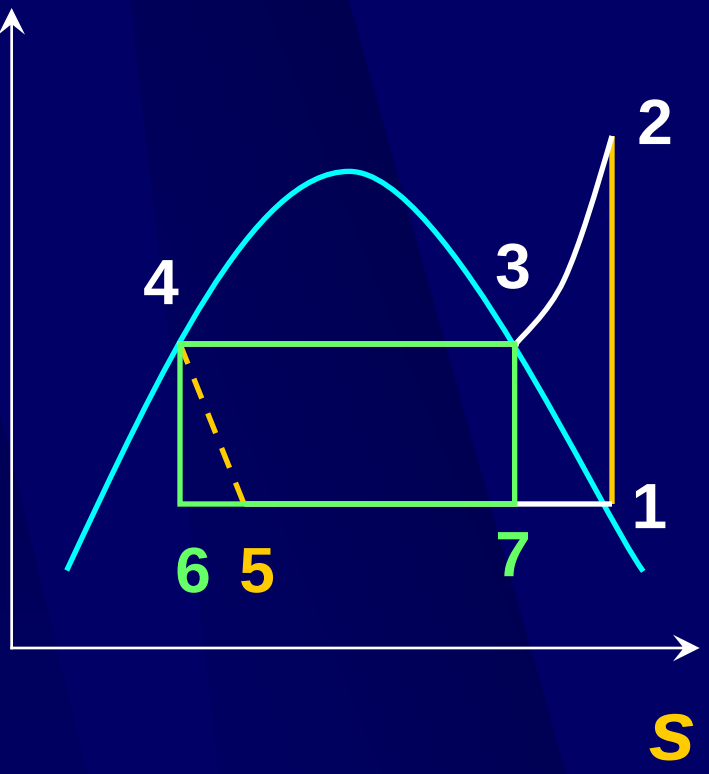
蒸气压缩制冷循环

比较逆卡诺循环3467

$\varepsilon < \varepsilon_c$

逆卡诺 73 湿蒸气压缩“液击”现象

实际 12 既安全，又增加了单位质量工质的制冷量71



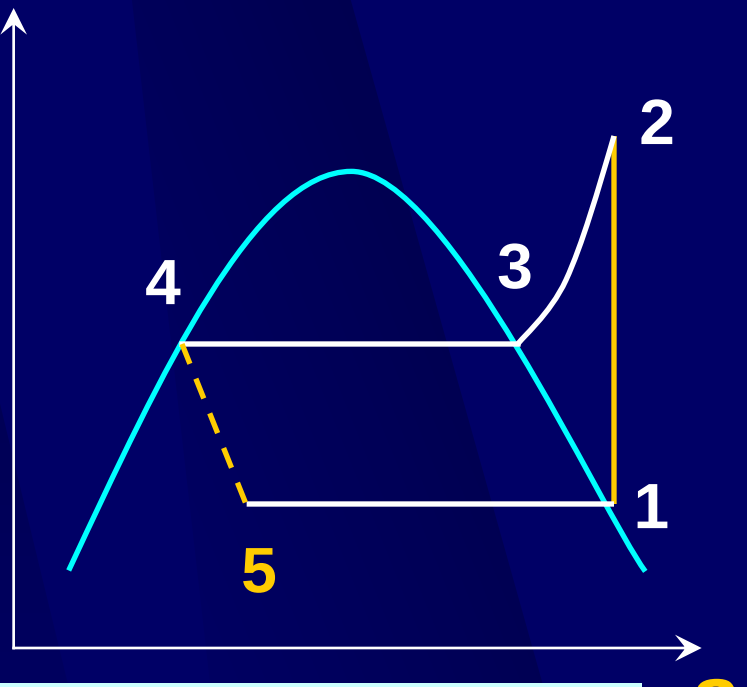
蒸气压缩制冷循环的计算

蒸发器中吸热量

$$q_2 = h_1 - h_5 = h_1 - h_4$$

冷凝器中放热量

$$q_1 = h_2 - h_4$$

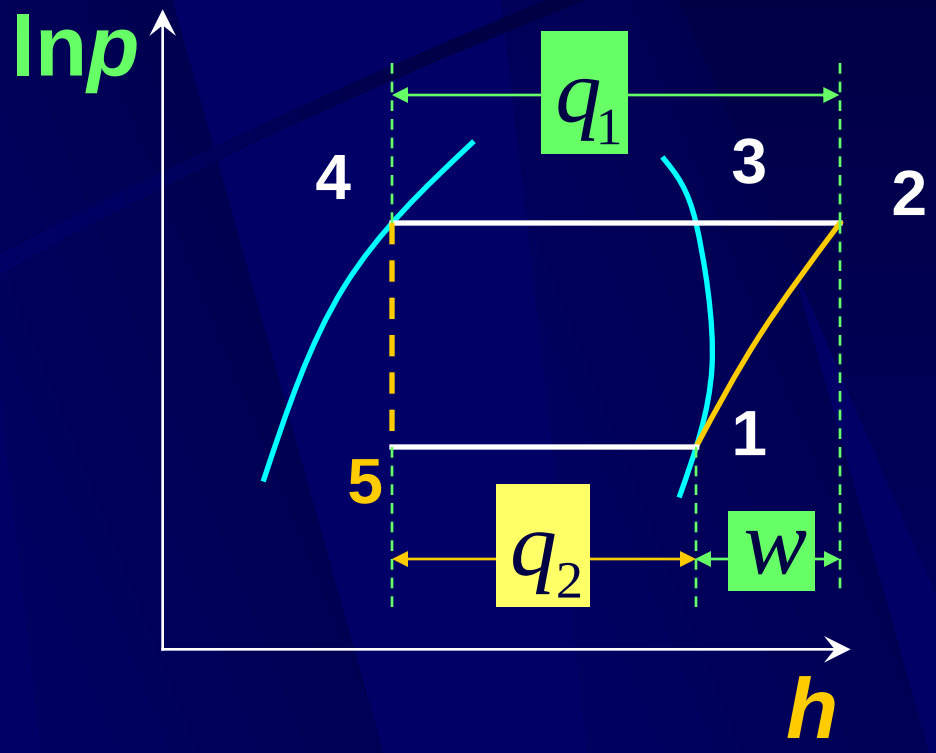


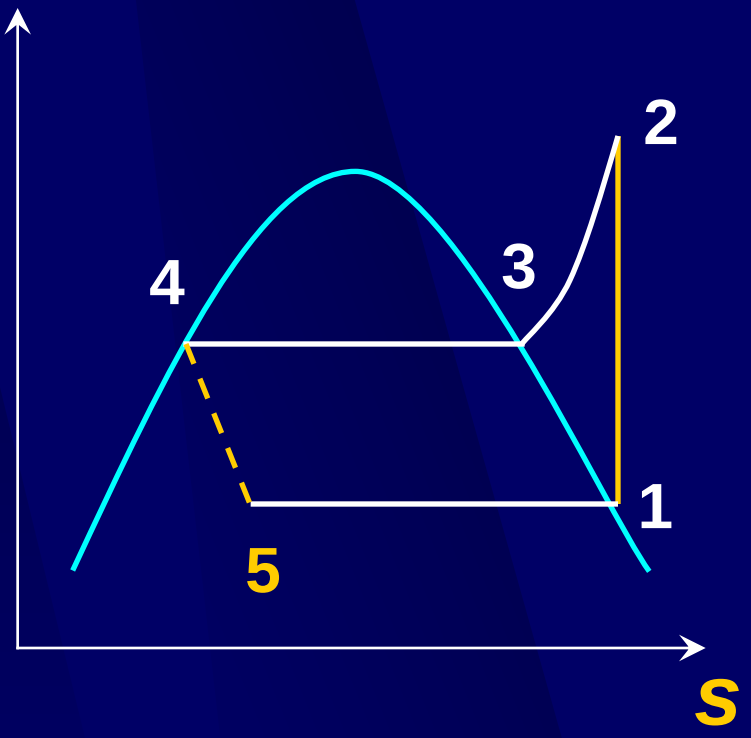
制冷系数

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{h_1 - h_4}{(h_2 - h_4) - (h_1 - h_4)} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{q_2}{w}$$

两个等压，热与功均与焓有关 ⟶ ln$p$–h图

ln*p*–*h*图及计算



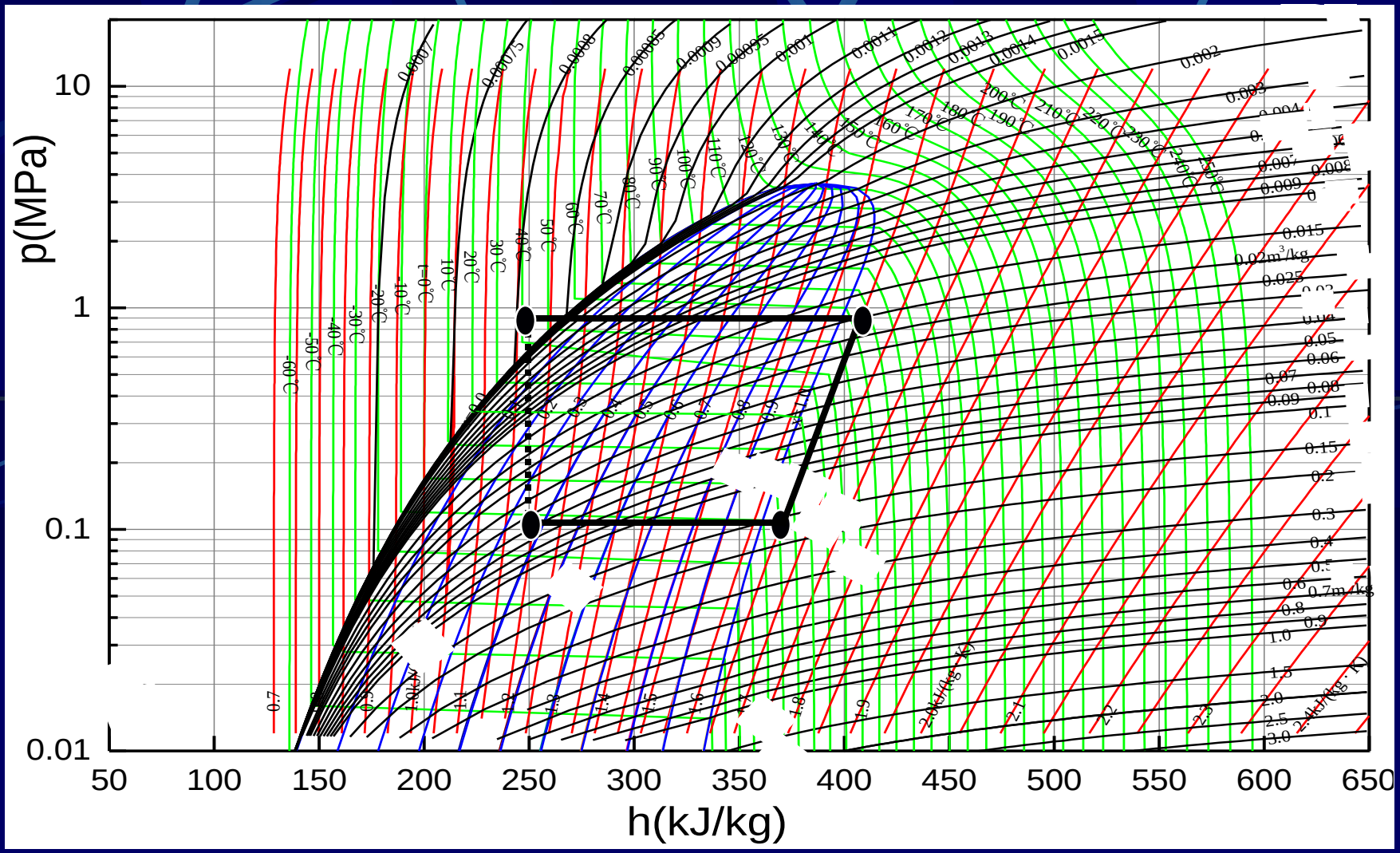


$$q_2 = h_1 - h_5 = h_1 - h_4$$

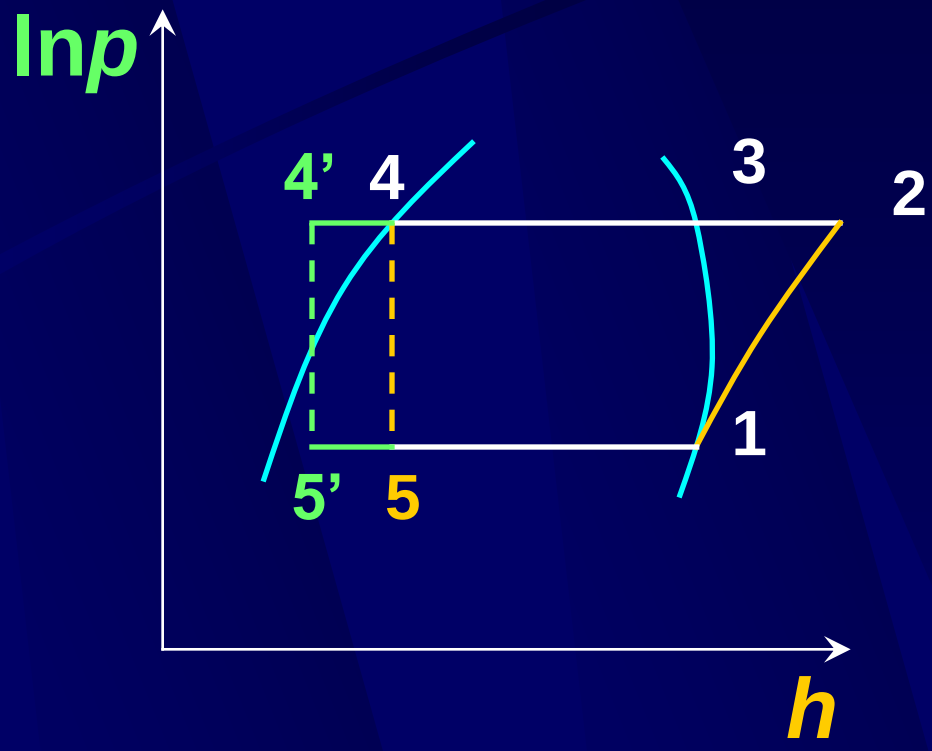
$$q_1 = h_2 - h_4$$

$$\varepsilon = \frac{q_2}{w} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

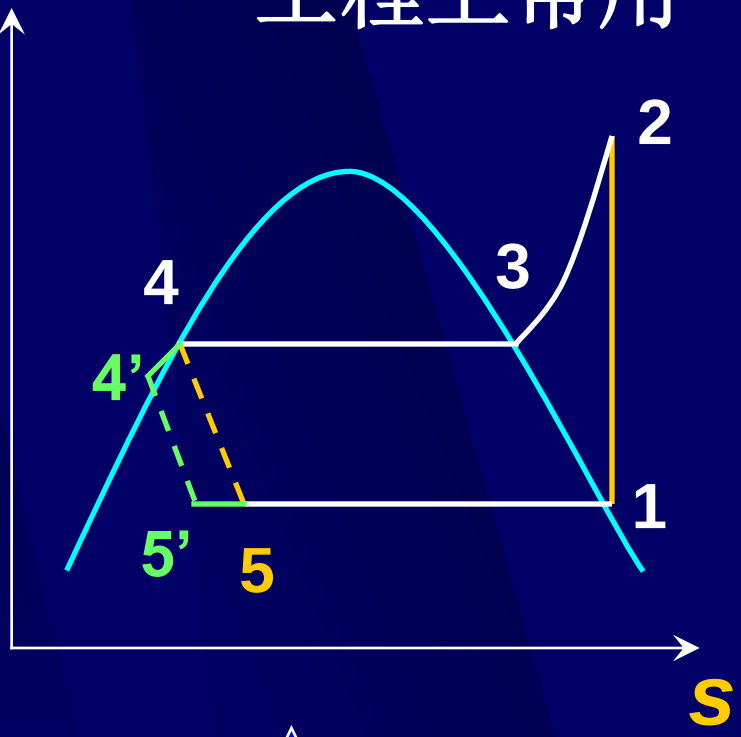
压焓图 *P-h* diagram



过冷措施



工程上常用



$$q_2 = h_1 - h_{5'}$$

$$q_1 = h_2 - h_{4'}$$

$$w = h_2 - h_1$$

不变

$$\varepsilon \uparrow = \frac{q_2 \uparrow}{w} = \frac{h_1 - h_{4'}}{h_2 - h_1}$$

制冷剂refrigerant

蒸气压缩制冷，要尽可能利用工质两相区，因此与工质性质密切相关。

对热物性要求：

1. 沸点低，t_b<10℃ boiling point
2. 压力适中，蒸发器中稍大于大气压，冷凝器中不太高；
3. 汽化潜热大，大冷冻能力；
4. 凝固点低，价廉，无毒，不腐蚀，不爆，性质稳定、油溶性、材料相容性、环境性能、安全性能好。

第七节
换热器及其热计算

一、换热器的种类

换热器是两种温度不同的流体进行换热的设备。

由于应用场合、工艺要求和设计方案不同，工程上应用的换热器种类很多。

这些换热器按工作原理、结构和流体流程分类。

- 间壁式换热器
  - 管式
    - 蛇管式换热器
    - 套管式换热器
    - 列管式换热器
    - 翅片管式换热器
  - 板式
    - 片式换热器
    - 螺旋板式换热器
    - 旋转刮板式换热器
    - 夹套式换热器
- 混合式换热器

按工作原理分类

- 间壁式换热器
- 混合式换热器
- 回热式换热器

间壁式换热器

在换热器中用固体壁将两种流体隔开，形成间壁式换热器。

混合式换热器

在这种热换器中，两种流体相互混合，依靠直接接触交换热量。因此这种换热器不需要用固体壁将两种流体隔开，可以节省大量金属。

回热式换热器

在这种换热器中，冷热流体交替地与固体材料接触。

一段时间内热流体与固体材料接触，此时固体材料吸收热量温度升高；紧接着的一段时间内冷流体与温度升高了的固体材料接触，固体材料将所吸的热量释放给冷流体，从而将热流体的热量传给冷流体，如此周而复始。

它的金属耗量比间壁式小，但运行麻烦且少量流体会粘附在固体材料上，造成少量的掺混。

间壁式换热器的种类

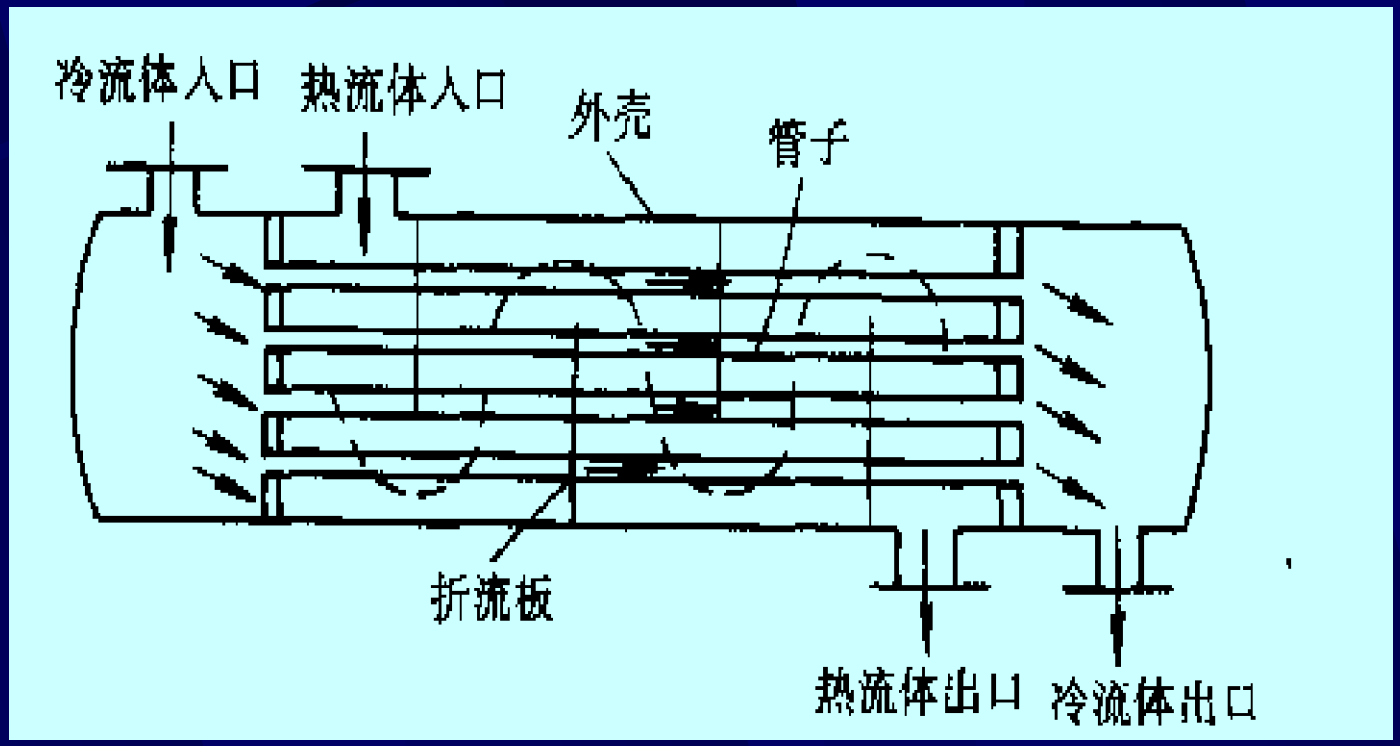
- 壳管式换热器
- 套管式换热器
- 板式换热器

1.管壳式换热器

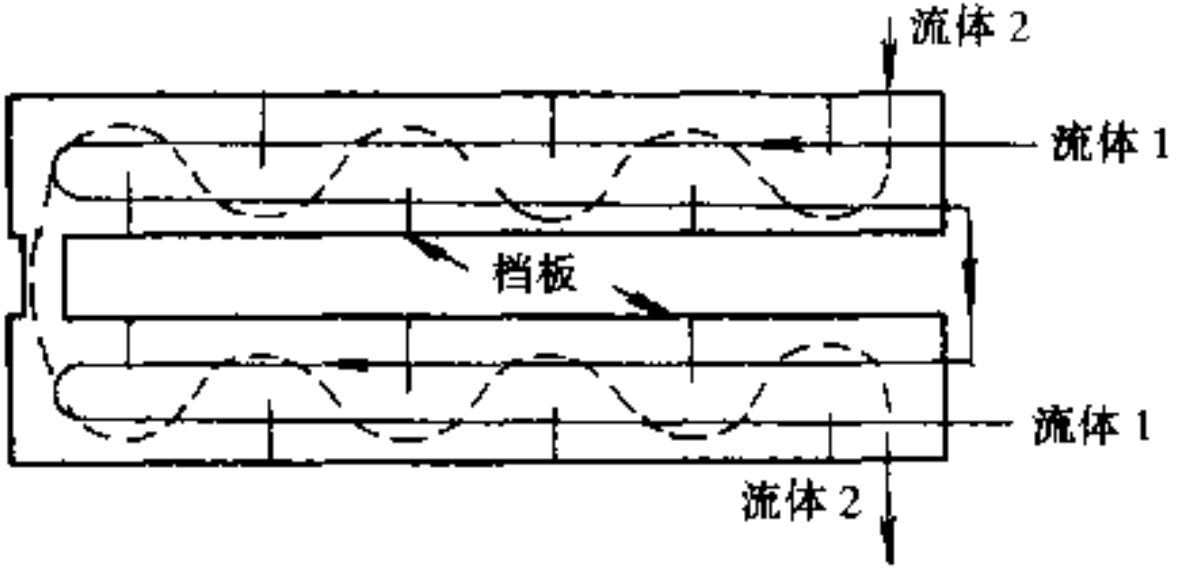
管壳式换热器又称为列管式换热器。是一种传统的、应用最广泛的热交换设备。

特点：

结构坚固，且能选用多种材料制造，故适应性极强，尤其在高温、高压和大型装置中得到普遍应用。

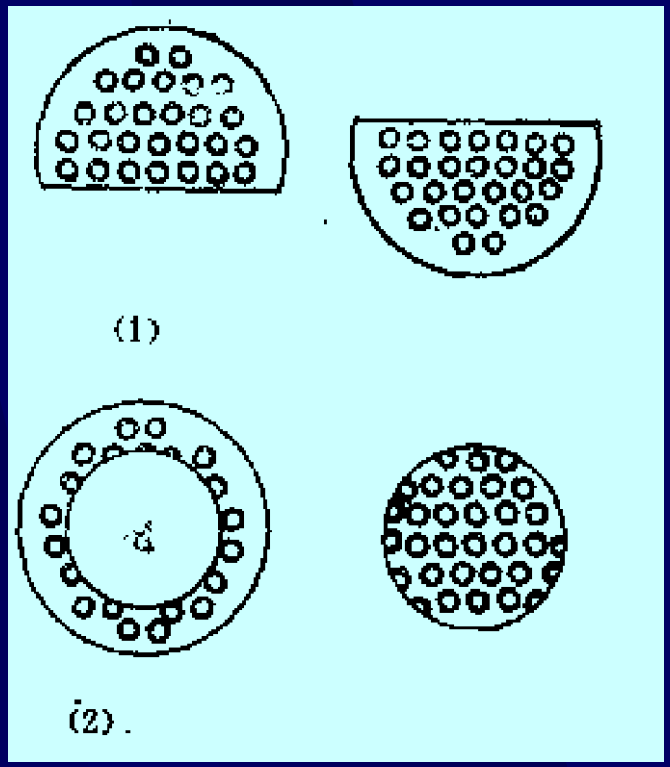

冷流体入口
热流体入口
外壳
管子
折流板
热流体出口
冷流体出口

b)1－2 型

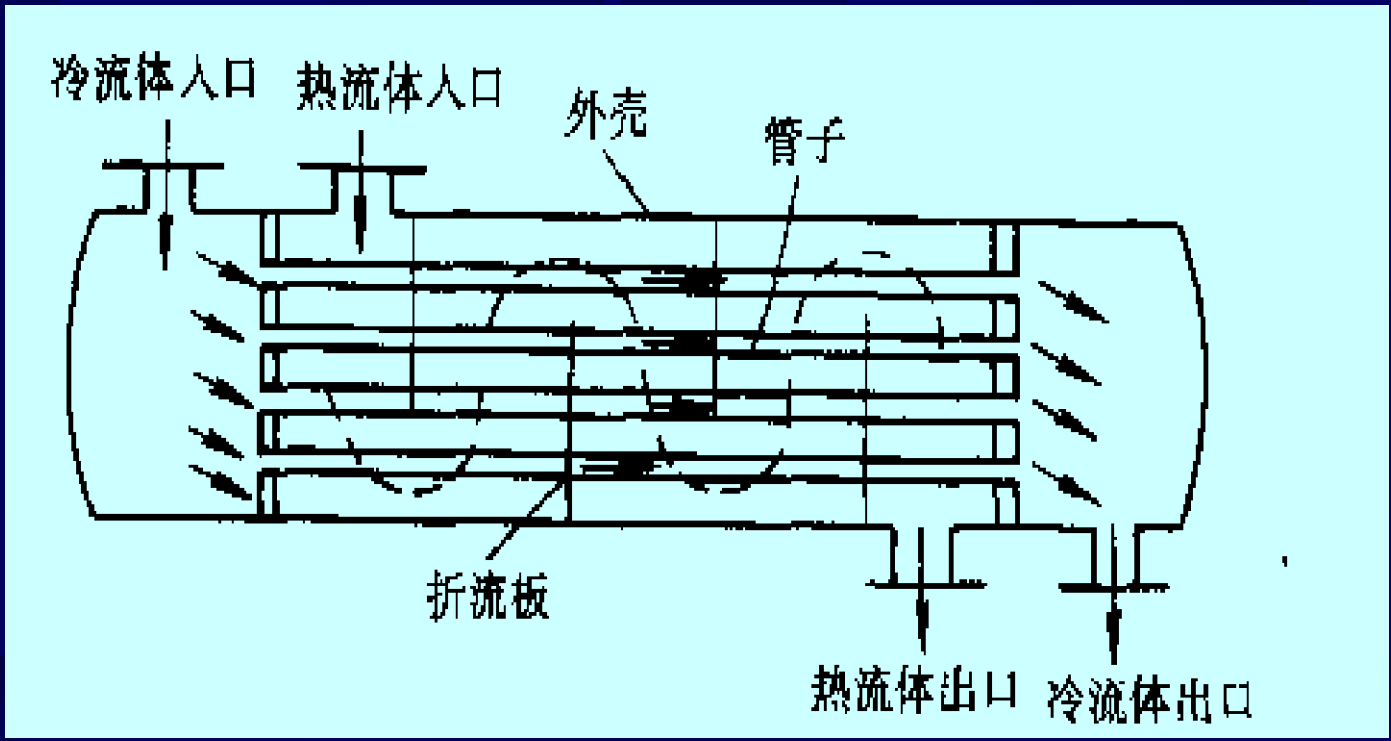


c)2－4 型

- 对于管外壳间的流体，为了使流体在管外分布均匀；或者当流量小时提高流速，以保持较高的传热系数，就在管外装设折流板(或挡板)。
- 折流板形式常用的有两种，一为弓形，另一为圆盘圆环形。
- 折流板对较长的列管换热器，也同时起看中间支架的作用，以防管子弯曲与震动。



列管换热器是一种简单的刚性结构。管子紧密地固定在管板上，两块管板又分别焊在外壳的两端，然后再用螺栓与封头的法兰相连。这种结构称为固定管板式。



由于换热器内管内外温度的不同，管壁温度和壳壁温度也不同，致使管束与壳体的热膨胀程度有差别。这种热胀胀所产生的应力往往使管子发生弯曲，或管子从管板上脱落，甚至还会使换热器毁坏。

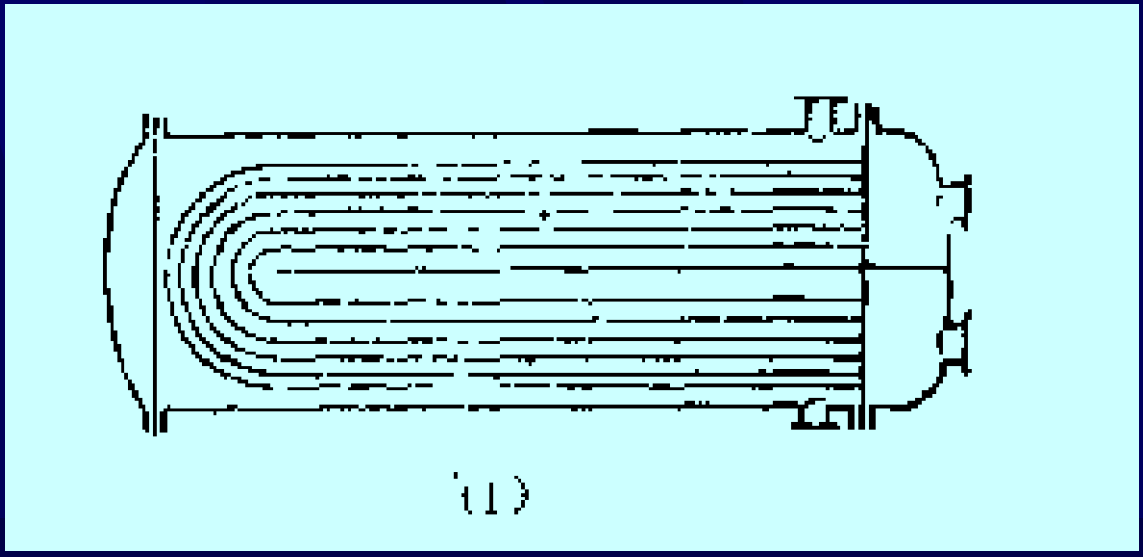
当壳壁和管型的温度差大于50℃时，应考虑补偿措施。

常用的热补偿方法

浮头补偿
补偿圈补偿
U形管补偿。

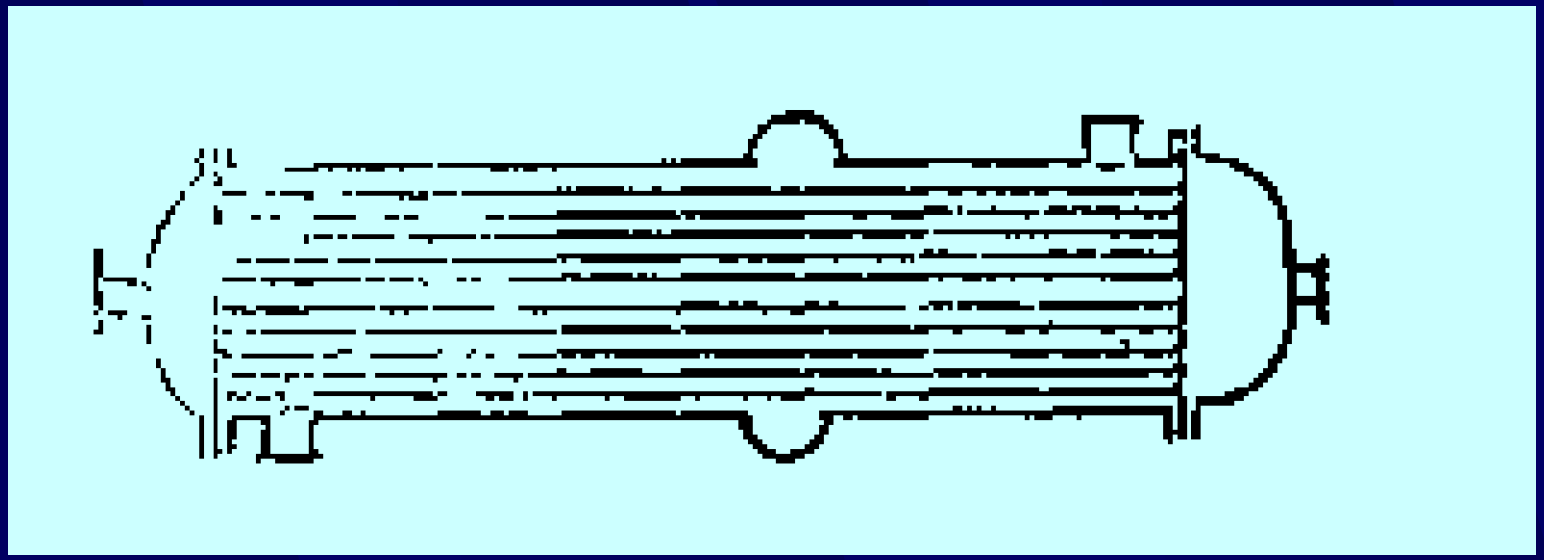
U形管补偿

- 每根换热管都弯成U型，管子的两端分别安装在某一端固定管板的两侧，中间用隔板分成两室。用于壳体与管子间温差大的场合，但管内清洗比较困难。



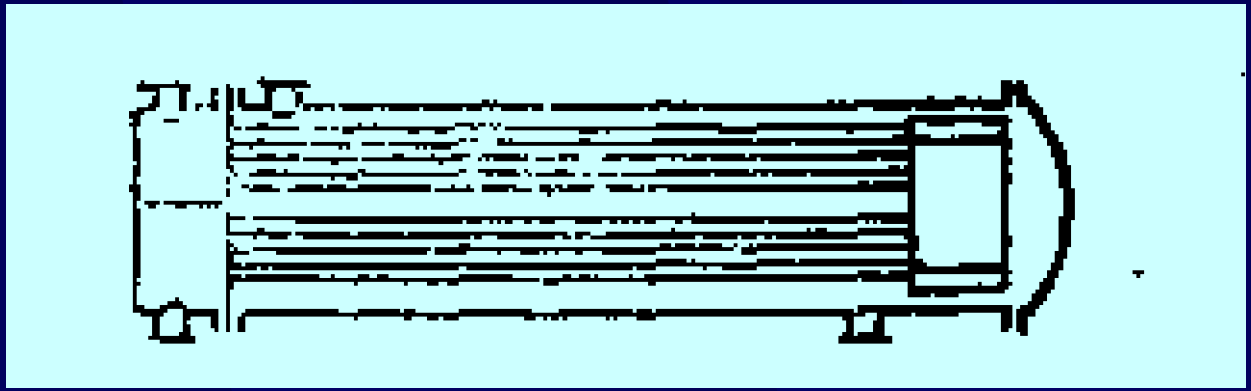
补偿圈补偿

- 补偿圈补偿是在外壳上焊上一个补偿圈。当外壳和管子热胀冷缩时，补偿圈就发生弹性变形，达到补偿的目的。

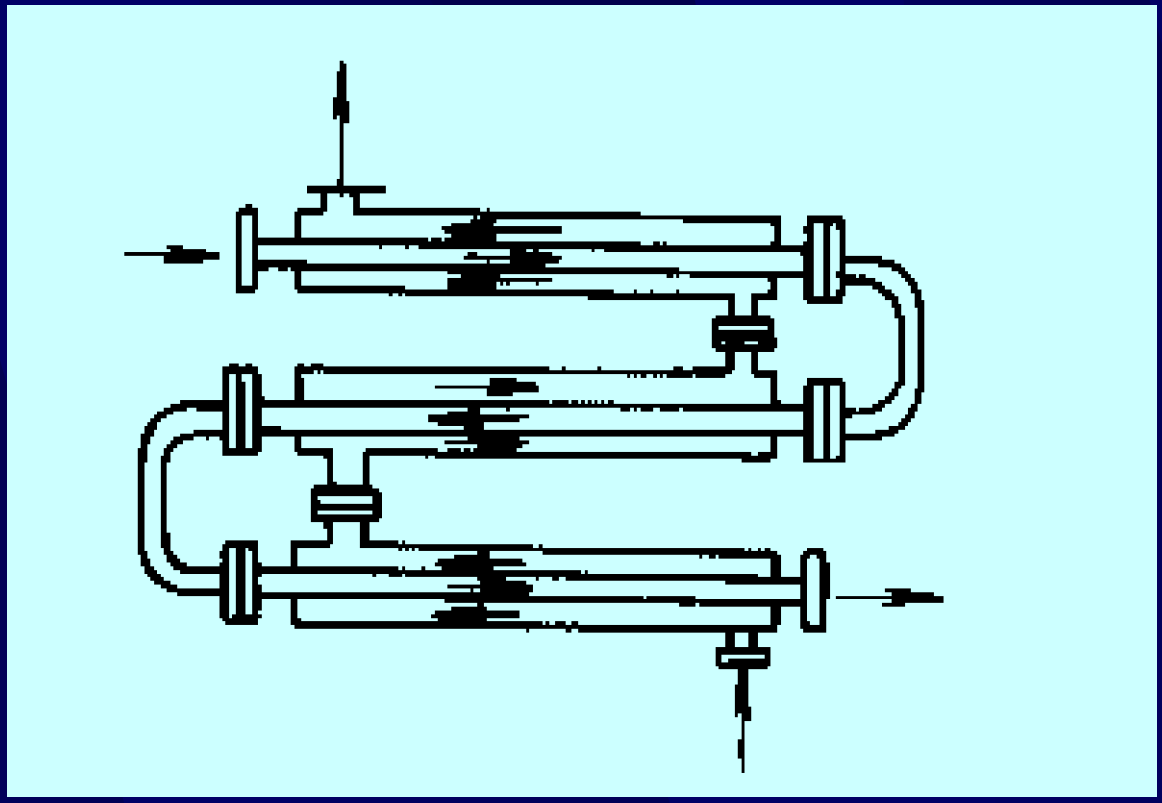


浮头补偿

- 浮头补偿是使换热器两端管板之一不固定在外壳上，此端称为浮头。当管子受热或受冷时，就可连同浮头一起自由伸缩，而与外壳的胀缩无关。



套管式换热器



优点

结构简单，能耐高压，可保证逆流操作，排数和程数可任意添加或拆除，伸缩性很大。它可供加热、冷却或冷凝用。

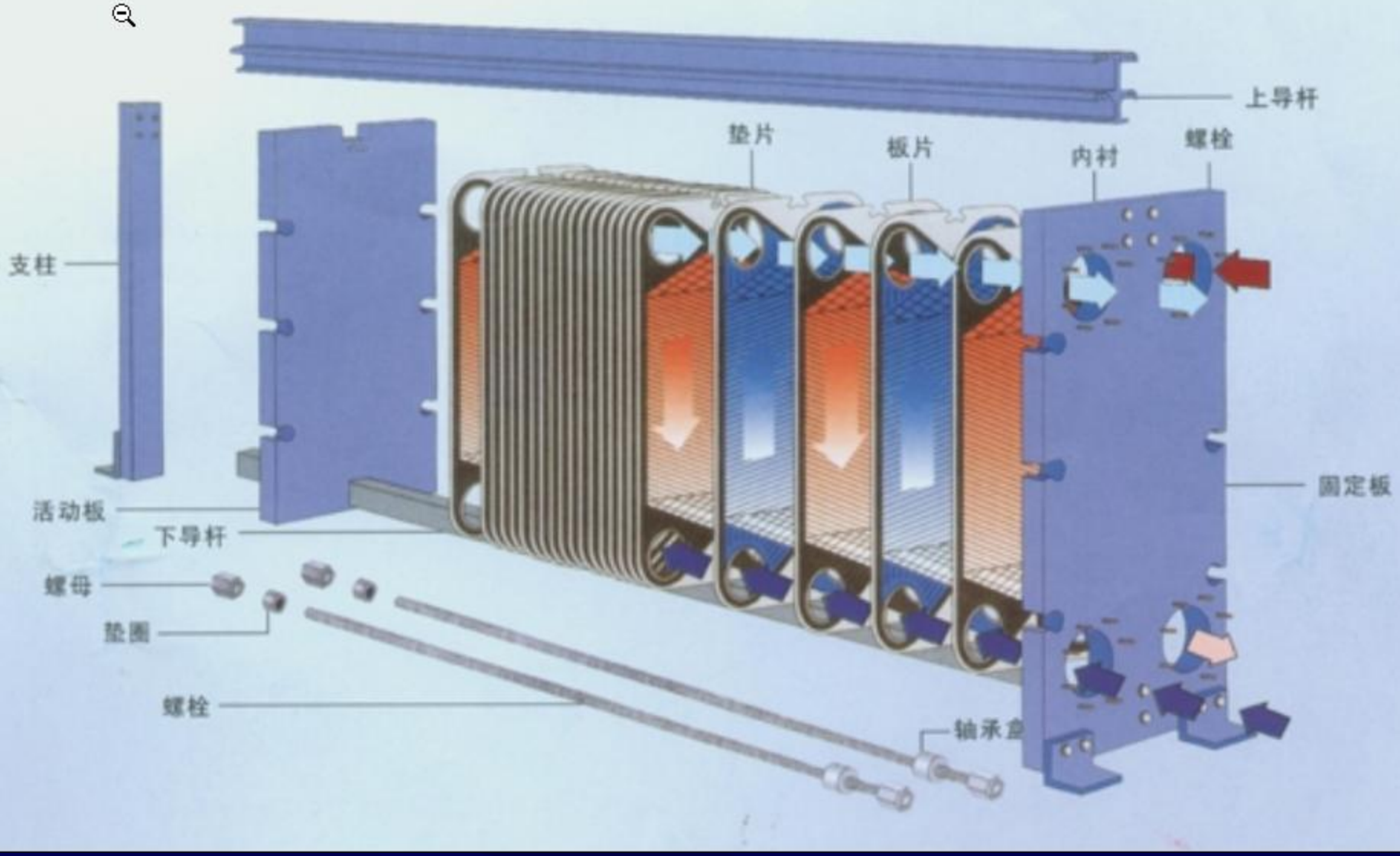
特别适用于载热体用量小或物料有腐蚀性时的换热。

缺点

管子接头多，易泄漏，每单位管长的传热面积有限、外形尺寸大以及金属消耗量是各种换热器中最大的。

板式换热器

板式换热器以传热效率高（比传统的管壳式换热器高2-4倍）、节能、经济、结构紧凑、拆卸方便等优点。

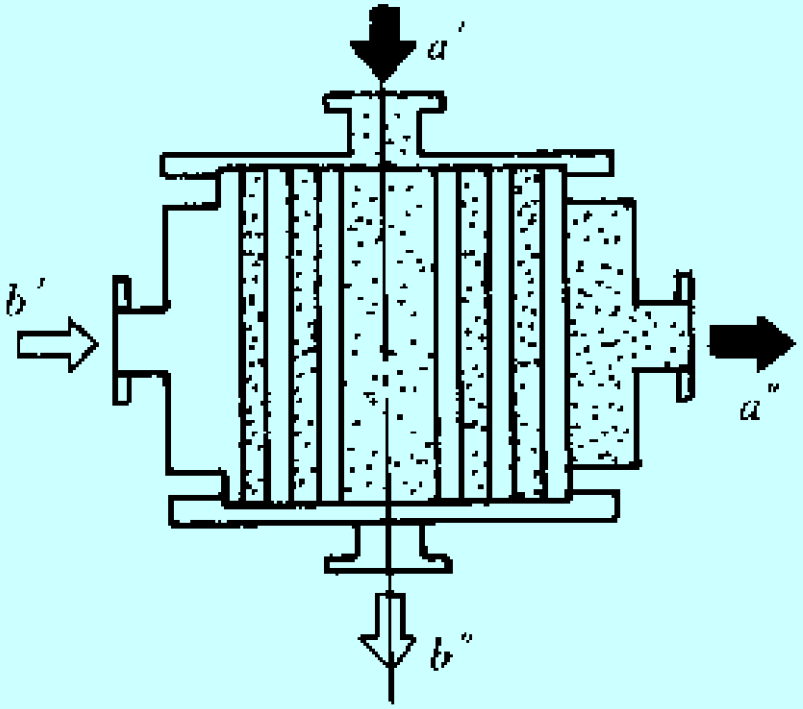

上导杆
垫片
板片
内衬
螺栓
支柱
固定板
活动板
下导杆
螺母
垫圈
螺栓
轴承盒

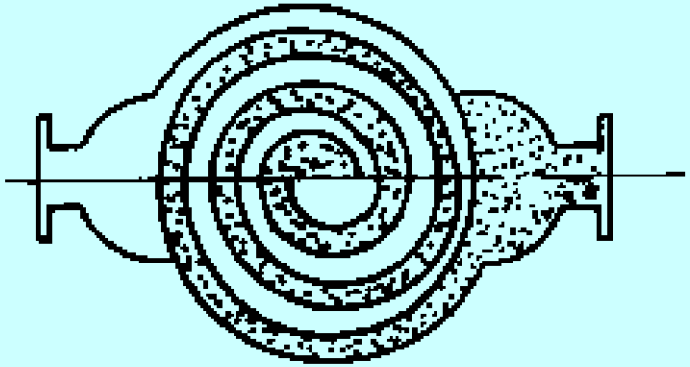
螺旋板式换热器

- 由两张卷制而成，形成了两个均匀的螺旋通道，两种传热介质可进行全逆流流动，大大增强了换热效果，即使两种小温差介质，也能达到理想的换热效果。
- 在壳体上的接管采用切向结构，局部阻力小，由于螺旋通道的曲率是均匀的，液体在设备内流动没有大的转向，总的阻力小，因而可提高设计流速使之具备较高的传热能力。

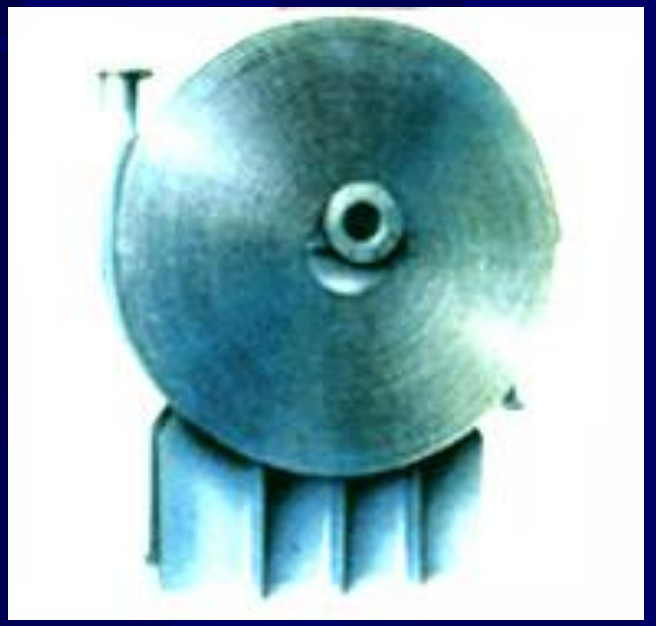
螺旋板式换热器

- 分为不可拆式和可拆式螺旋换热器。
- 不可拆式换热器螺旋通道的端面采用焊接密封，因而具有较高的密封性。
- 可拆式其中一个通道可拆开清洗，特别适用有粘性、有沉淀液体的热交换。





b)



片式换热器主要优点有：

传热效率高：由于板间空隙小，冷、热流体均能获得较高的流速，且由于板上的凹凸沟纹，流体通过就形成急剧湍流，故其传热系数较高，故适于快速冷却相加热。

结构紧凑：在较小的工作容积内，可容纳较大的传热面积。

操作灵活：当生产上要求改变工艺条件或生产量时，可任意增加或减少板片数目，以满足生产工艺的要求。另外在同一台设备上还对任意分段组合预热。加热、冷却和热量回收等。

片式换热器主要优点有：

适于热敏物料：热敏食品以快速薄层通过时，不致有过热的现象。

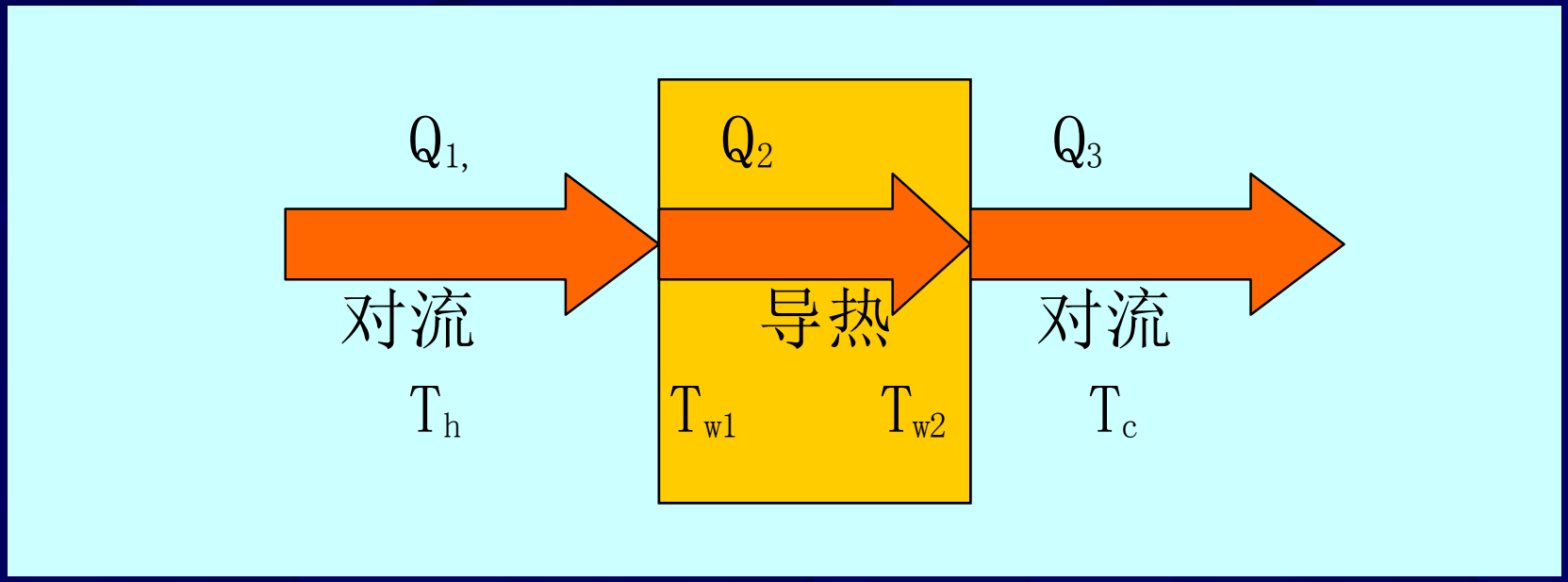
卫生条件可靠：由于密封结构保证两流体不相混合，同时拆卸装配简单易行，且又便于清洗，故可保证良好的食品卫生条件。

片式换热器缺点

1. 密封周边长，需要较多的密封垫圈，且垫圈需要经常检修清洗，所以易于损坏。

2. 不耐高压，且流体流动的压力损失较大。

二、传热过程

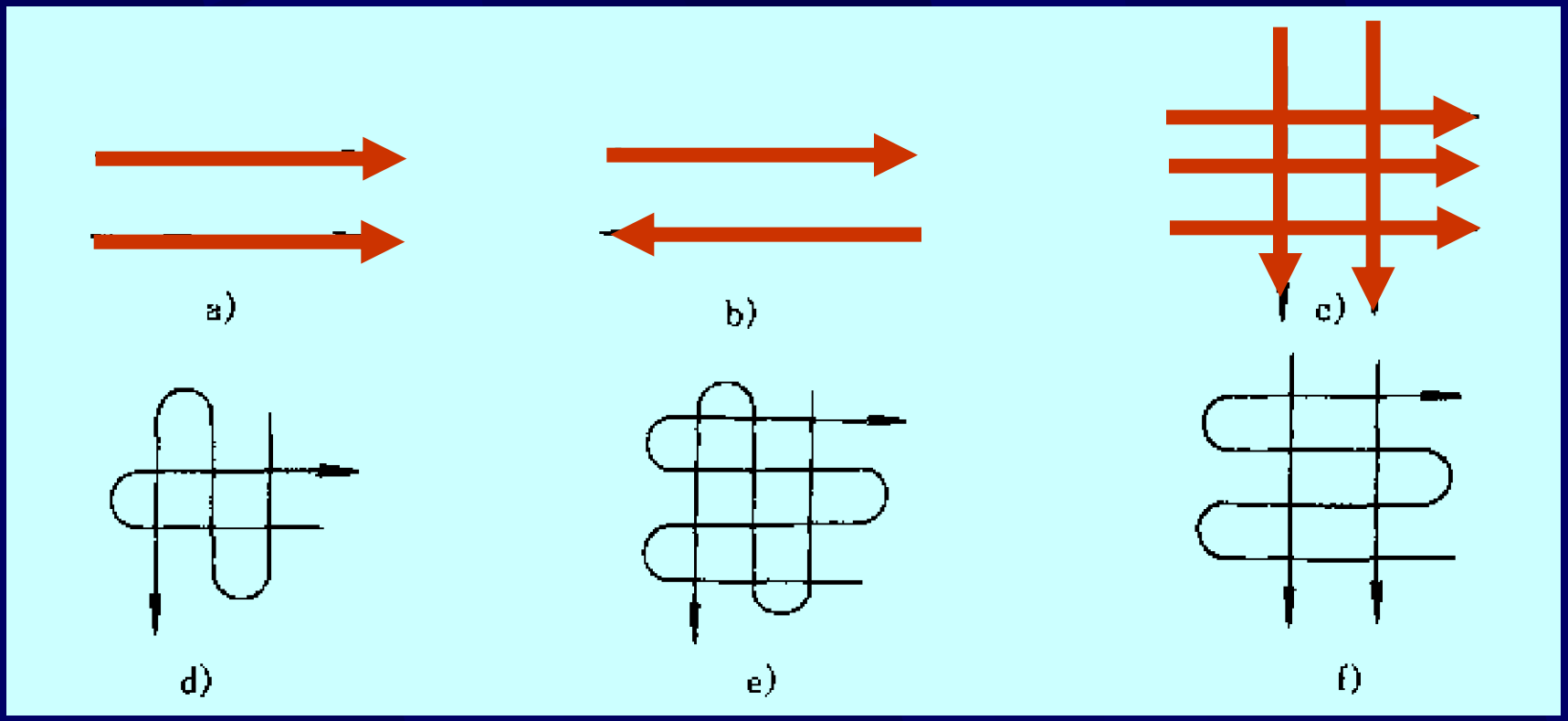


热流体 → 管壁：对流换热

管壁：导热

管壁 → 冷流体：对流换热

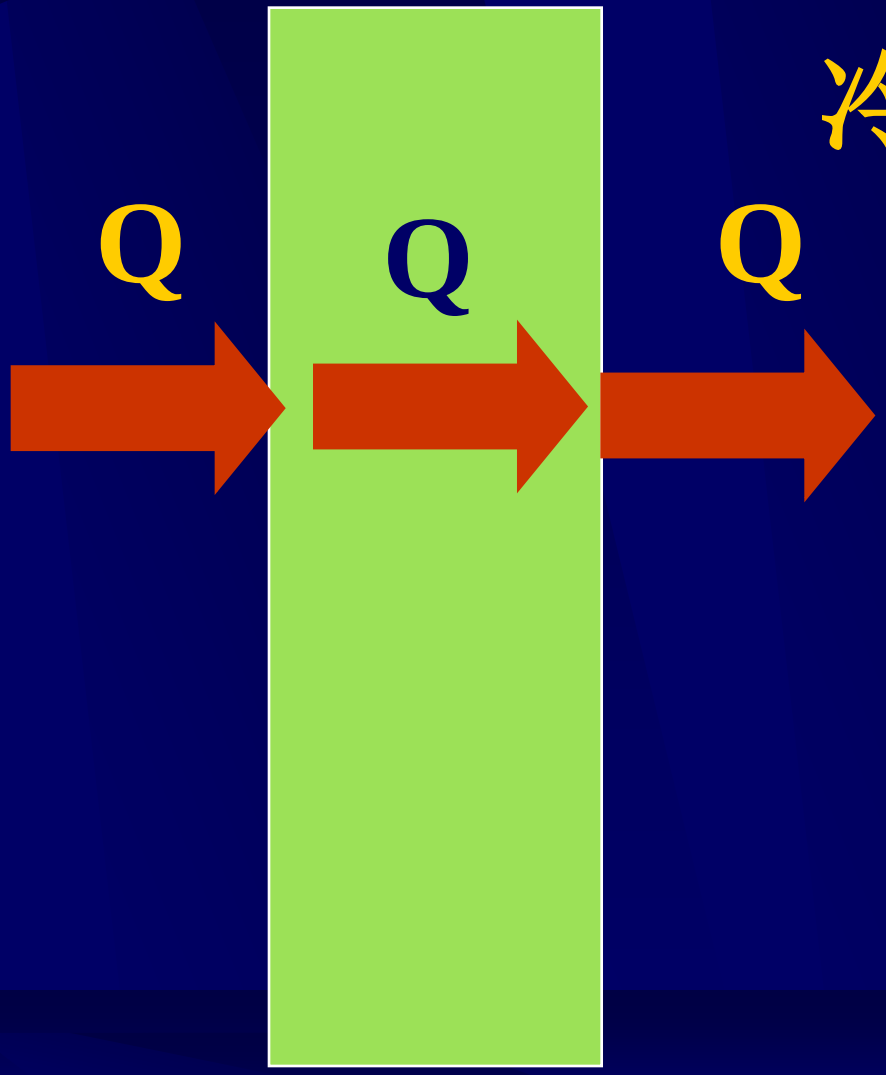
流体在换热器中的流动方式

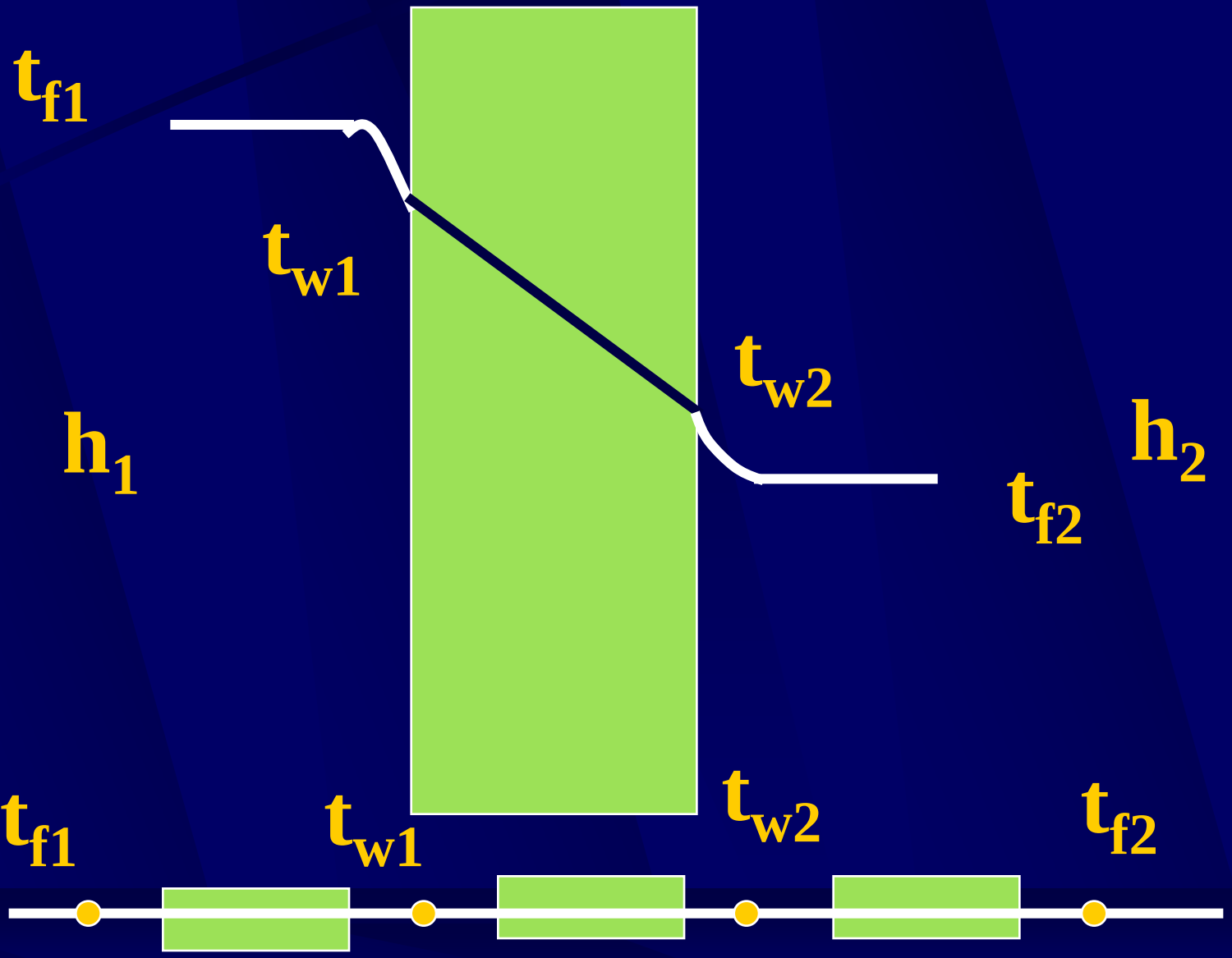


通过平壁的传热

热流体

冷流体



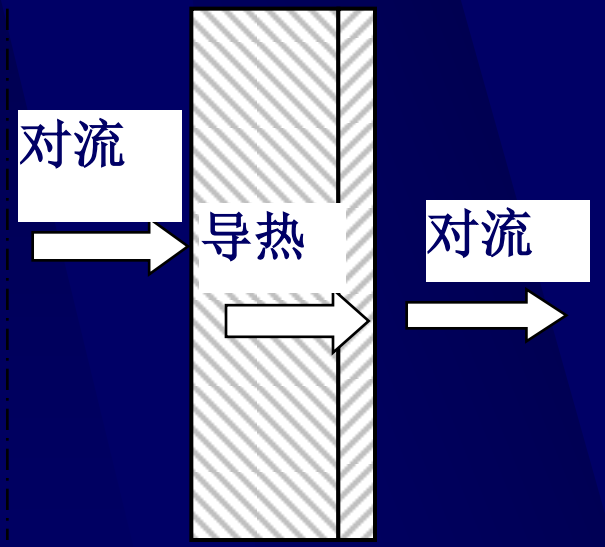

t_{f1}
t_{w1}
t_{w2}
h_1
h_2
t_{f2}
t_{f1}
t_{w1}
t_{w2}
t_{f2}

三、传热过程与热阻

1. 传热过程：热量由热流体通过间壁传给冷流体的过程。

传热过程通常由导热、热对流、热辐射组合形成

$$\Phi = kA\Delta t$$



$$\Phi = kA\Delta t$$

$$K = \frac{Q}{A\Delta t}$$

Δt 为热流体与冷流体间的平均温差；

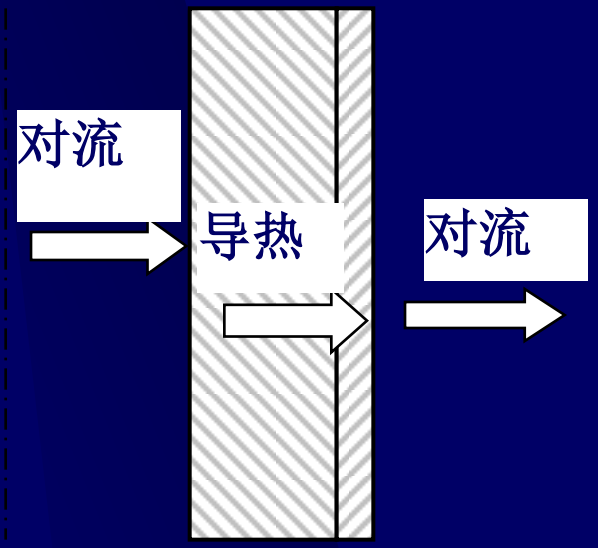
k 为传热系数，W/(℃)。

在数值上，传热系数等于冷、热流体间温差=1℃、传热面积A＝1 m^2时的热流量值，是一个表征传热过程强烈程度的物理量。

传热过程越强，传热系数越大，反之则越弱。

假设传热过程处于稳态：

屋内热空气的热量通过墙壁和保温层传递给屋外冷空气，这个过程就属于传热过程。



若屋内空气温度为t_{f1}，屋外的空气温度为t_{f2}，传热温差= t_{f1}- t_{f2}。若屋内对流换热系数为h_1 ，屋外侧的对流换热系数为h_2 ，墙壁、保温层的厚度分别为δ_1和δ_2 ，墙壁、保温层的导热系数分别为λ_1 和λ_2 。

从热流体t_{f1}到t_{w1}：

$$Q = h_1 A(t_{f1} - t_{w1})$$

$$t_{f1} - t_{w1} = \frac{Q}{Ah_1}$$

t_{w1}到t_{w2}：

$$Q = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1 A}}$$

$$t_{w1} - t_{w2} = Q\frac{\delta_1}{\lambda_1 A}$$

t_{w2}到t_{w3}：

$$Q=\frac{t_{w2}-t_{w3}}{\frac{\delta_2}{\lambda_2 A}}$$

$$t_{w2}-t_{w3}=Q\frac{\delta_2}{\lambda_2 A}$$

t_{w3}到冷流体：

$$Q=Ah_2(t_{w3}-t_{f2})$$

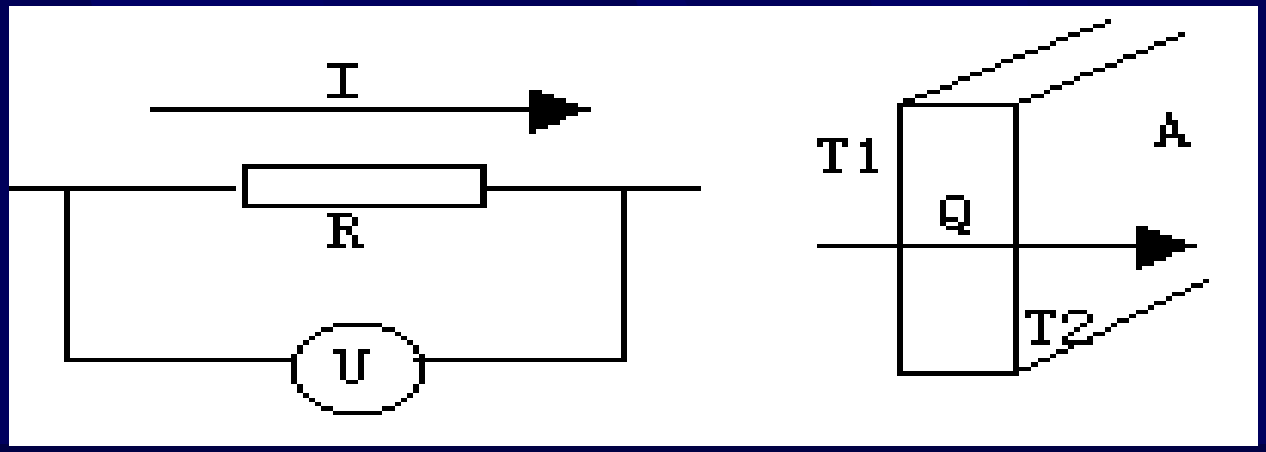
$$t_{w3}-t_{f2}=\frac{Q}{Ah_2}$$

$$+\begin{cases} t_{f1} - t_{w1} = \dfrac{Q}{Ah_1} \\ t_{w1} - t_{w2} = Q\dfrac{\delta_1}{\lambda_1 A} \\ t_{w2} - t_{w3} = Q\dfrac{\delta_2}{\lambda_2 A} \\ t_{w3} - t_{f2} = \dfrac{Q}{Ah_2} \end{cases}$$

$$Q=\frac{t_{f1}-t_{f2}}{\frac{1}{A_1h_1}+\frac{\delta_1}{A_1\lambda_1}+\frac{\delta_2}{A_2\lambda_2}+\frac{1}{A_2h_2}}=kA\Delta t=\frac{\Delta t}{\frac{1}{Ak}}$$

表示成热阻的形式，有

$$Q=\frac{\Delta t}{R_1+R_2+R_3+R_4}=\frac{\Delta t}{R_t}$$



$$Q=\frac{t_{f1}-t_{f2}}{\frac{1}{A_1h_1}+\frac{\delta_1}{A_1\lambda_1}+\frac{\delta_2}{A_2\lambda_2}+\frac{1}{A_2h_2}}=\frac{\Delta t}{\frac{1}{Ak}}$$

$$R_k=\frac{1}{Ak}=\frac{1}{A_1h_1}+\frac{\delta_1}{A_1\lambda_1}+\frac{\delta_2}{A_2\lambda_2}+\frac{1}{A_2h_2}$$

$$r_k=\frac{1}{k}=\frac{1}{\alpha_1}+\frac{\delta_1}{\lambda_1}+\frac{\delta_2}{\lambda_2}+\frac{1}{\alpha_2}$$

$$[m^2\bullet{}^\circ C/w]$$

单位面积传热热阻

*k*越大，传热越好。

$$r_k = \frac{1}{k} = \frac{1}{h_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{h_2}$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{h_2}} = \frac{1}{r_k}$$

单层平壁

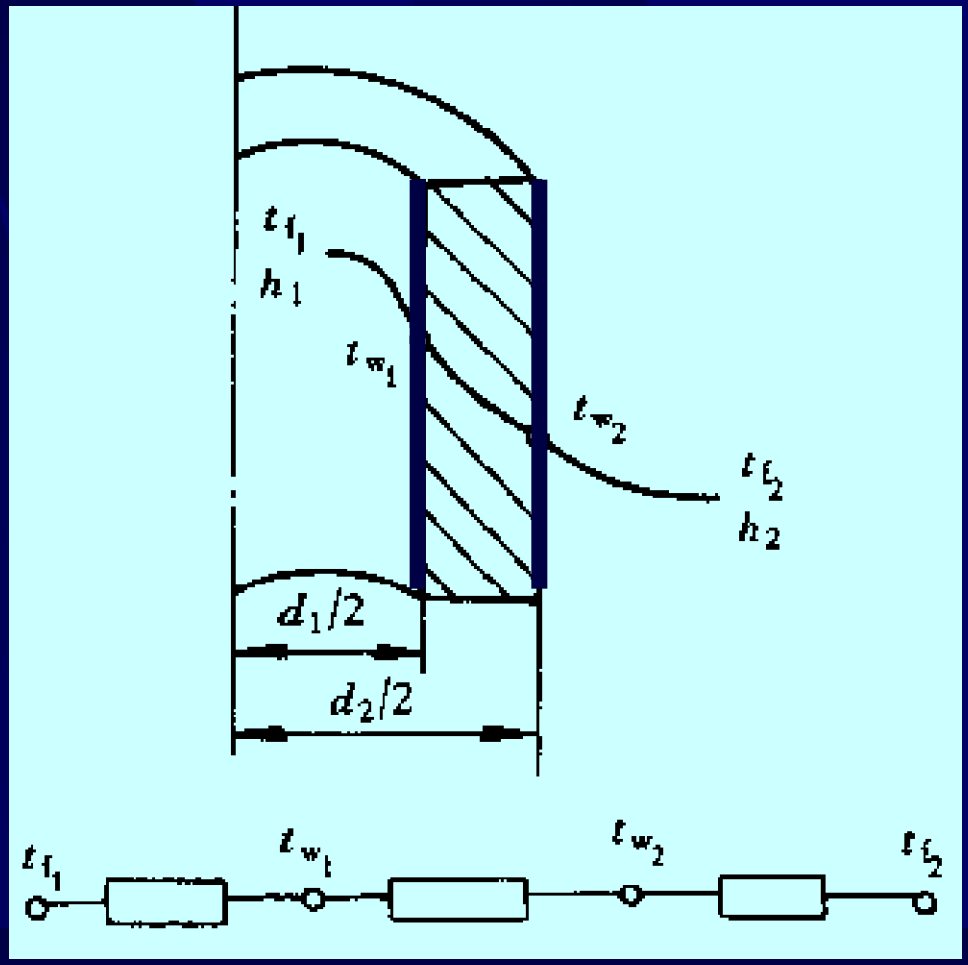
$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{h_2}}$$

多层平壁

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_2}}$$

（二）通过圆筒壁的传热

单层圆筒壁传热过程的总热阻也是由三个环节的热阻串联而成，但是圆筒壁内外表面积不等。



$$R_k = \frac{1}{h_1 A_1} + \frac{1}{2\pi\lambda l} In\frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{h_2 A_2}$$

$$= \frac{1}{h_1 \pi d_1 l} + \frac{1}{2\pi\lambda l} In\frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{h_2 \pi d_2 l}$$

总传热系数

$$Q = kA\Delta t$$

K与A对应

$$k_i \rightarrow A_i = \pi d_i l$$

$$k_m \rightarrow A_m = \pi d_m l$$

$$k_o \rightarrow A_o = \pi d_o l$$

常用

对外侧面积，传热系数的定义式为：

$$Q = kA_2\Delta t = k\pi d_2 l(t_{f1} - t_{f2}) = \frac{\Delta t}{R_k} = \frac{\Delta t}{\frac{1}{kA_2}}$$

$$\frac{1}{kA_2} = R_k \Rightarrow k = \frac{1}{R_k A_2}$$

$$R_k = \frac{1}{h_1\pi d_1 l} + \frac{1}{2\pi\lambda l} In\frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{h_2\pi d_2 l}$$

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_1 \pi d_1 l} + \frac{1}{2\pi\lambda l} In \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{h_2 \pi d_2 l} \right) \pi d_2 l}$$

$$= \frac{1}{\frac{d_2}{h_1 d_1} + \frac{d_2}{2\lambda} In \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{h_2}}$$

若为多层圆筒壁

$$k=\frac{1}{\frac{d_2}{h_1 d_1}+\sum_i \frac{d_2}{2\lambda_i} In\frac{d_{i+1}}{d_i}+\frac{1}{h_2}}$$

例 题

压缩空气在中间冷却器的管外横掠流过，h_2=90W/（m^2.K）。冷却水在管内流过，h_1=6000W/（m^2.K）冷却管是外径为16mm、厚1.5mm、热导率为111W/（m.℃）的黄铜管。求：

1. 此时传热系数；

2. 如管外表面传热系数增加一倍，传热系数有何变化?

3. 如管内表面传热系数增加一倍，传热系数又有何变化。

解：相对于管外表面积的传热系数

（1）

$$k=\frac{1}{\frac{d_2}{h_1 d_1}+\frac{d_2}{2\lambda}In\frac{d_2}{d_1}+\frac{1}{h_2}}$$

$$=\frac{1}{\frac{1}{6000}\times\frac{16}{13}+\frac{0.016}{2\times111}In\frac{16}{13}+\frac{1}{90}}$$

$$=88.5(W/m^2.K)$$

（2）

$$k=\frac{1}{\frac{d_2}{h_1 d_1}+\frac{1}{h_2'}}=\frac{1}{0.000205+\frac{1}{180}}$$

$$=174(W/m^2.K)$$

与（1）相比传热系数增加了96%。

$$k=\frac{1}{\frac{d_2}{h_1' d_1}+\frac{1}{h_2}}=\frac{1}{\frac{1}{12000}\times\frac{16}{13}+0.0111}$$

$$=89.2(W/m^2.K)$$

与（1）相比传热系数增加了1%不到。

结　论

强化气侧换热所得的效果远较强化水侧换热的好。

因此，要强化一个具体的传热过程，必须比较传热过程中各个环节的分热阻，抓拄分热阻最大的环节进行强化，才能有效。

三、换热器的 计算

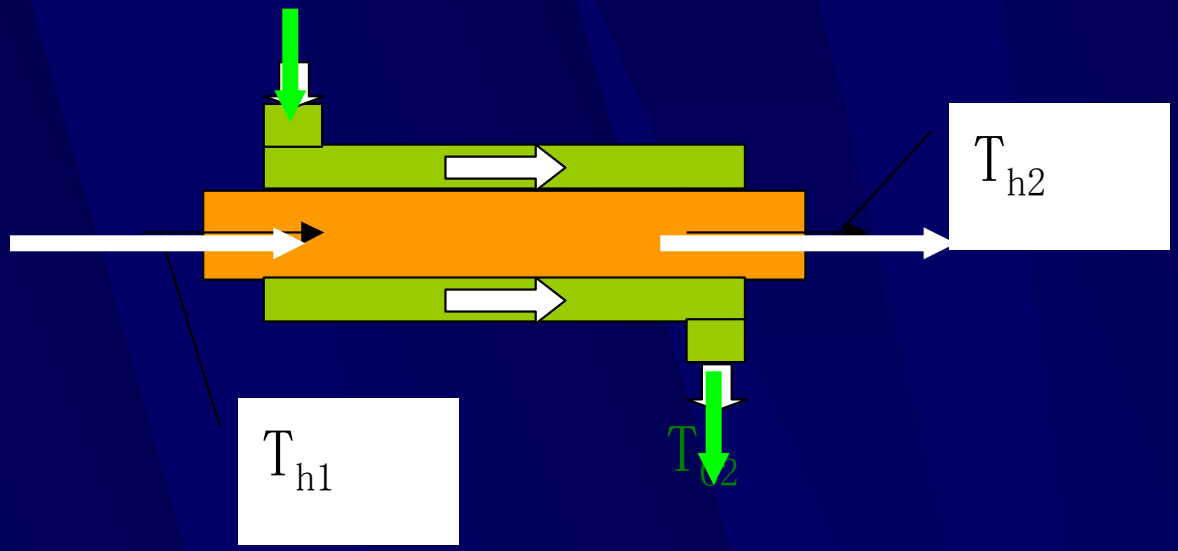
- 传热方程式是换热器热工计算的基本方程。
- 由于换热器中冷、热流体沿换热面流动时，沿途温度一般要发生变化，两者之间的温差也发生变化，且随着换热器中流动方式的不同而异。
- 因此，必须使用整个传热面上的平均温差。
- 传热方程式的一般形式应为

$$Q = kA\Delta t_m$$

平均传热温差 ΔT_m

1. 有相变时平均传热温差 $\Delta T_m = T_h - T_c$ （恒温传热）

2. 无相变时平均传热温差（变温传热）



（1）并流和逆流

并　流　$t_{h1} \rightarrow t_{h2}$，$t_{c1} \rightarrow t_{c2}$

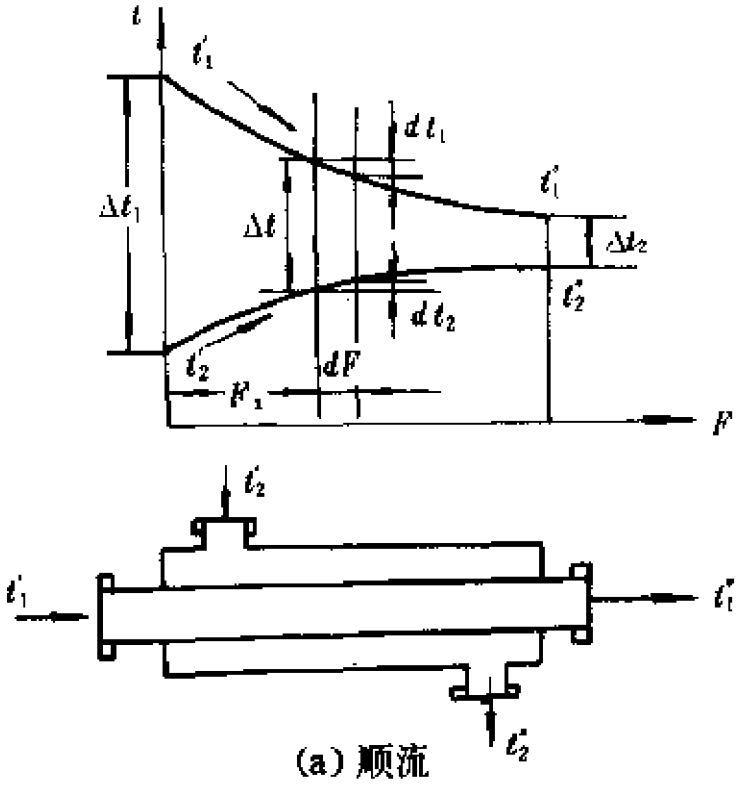
逆　流　$t_{h1} \rightarrow t_{h2}$，$t_{c2} \leftarrow t_{c1}$

传热温差沿管长变化，平均温差由初态Δt_1，　Δt_2，求得。

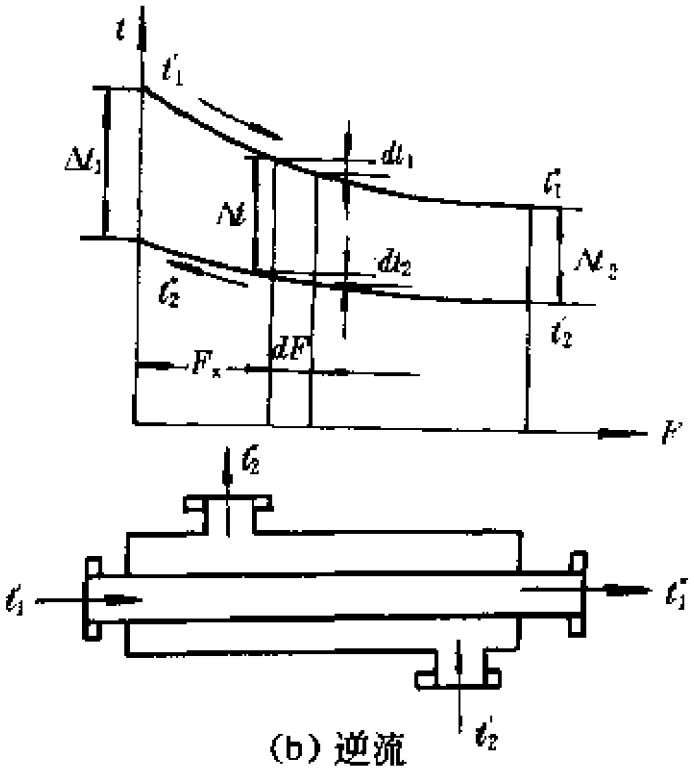
$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}}$$

Δt_1，Δt_2分别为换热器两端冷热流体温度差。

$\Delta t_{m逆} > \Delta t_{m顺}$（相同进出口温度）


t
t'1
dt1
Δt1
Δt
t'1
Δt2
t'2
dt2
t''2
dF
Fx
F
t''2
t'1
t'1
t''2

(a) 顺流


t
t'1
Δt1
dt1
t'1
Δt
Δt2
dt2
t'2
t''2
dF
Fx
F
t''2
t'1
t'1
t''2

(b) 逆流

2.横流和其它流动的平均温差

横流（错位）

折流　简单：一种流体折流

　　复杂：两种以上

$$\Delta t_m = \varphi \Delta t_m'$$

$\Delta t_m'$ ——按逆流计算的对数平均温度差

φ ——温差校正系数，无因次。

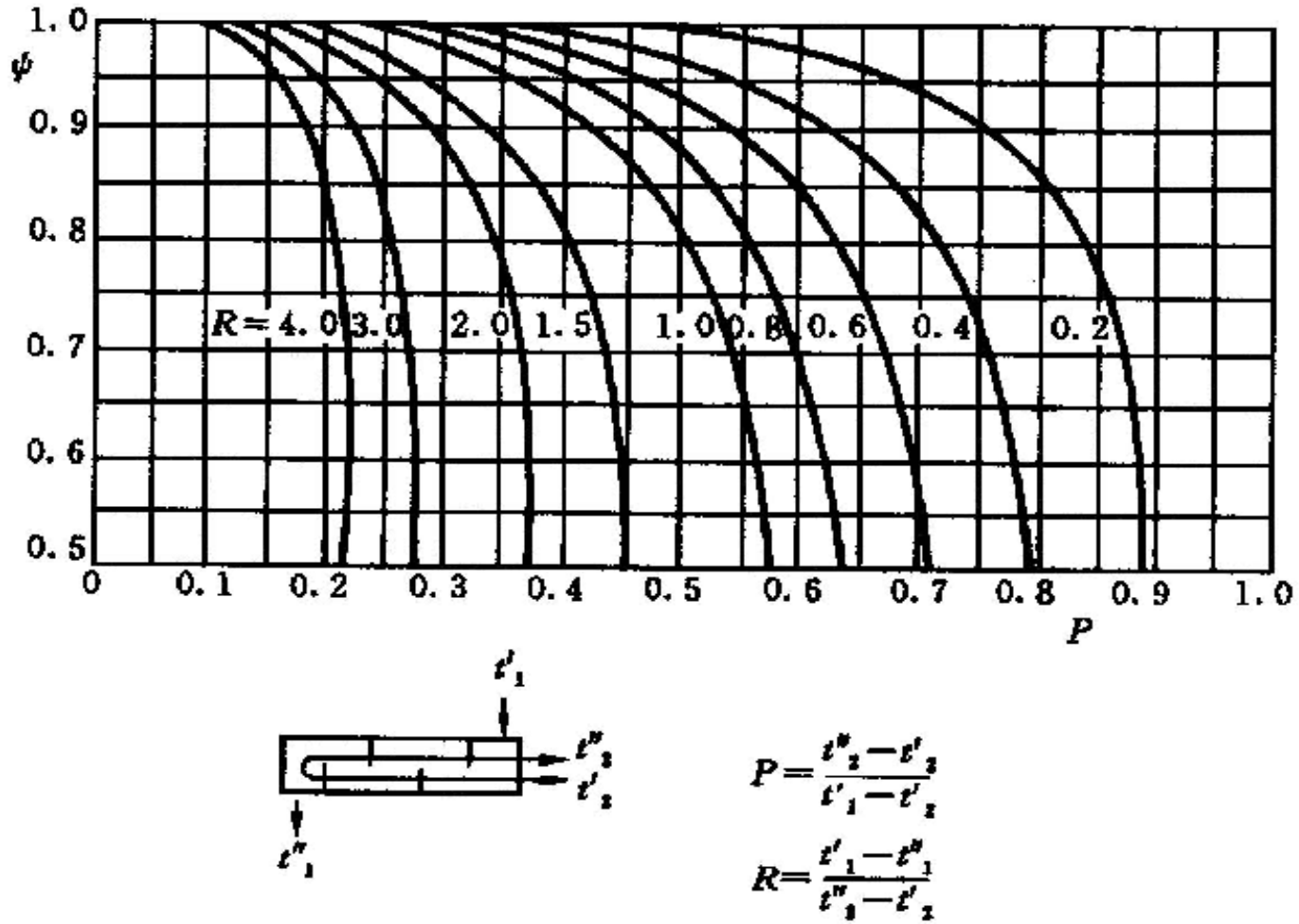


图 9-15　壳侧 1 程，管侧 2、4、6、8…程的 ψ 值

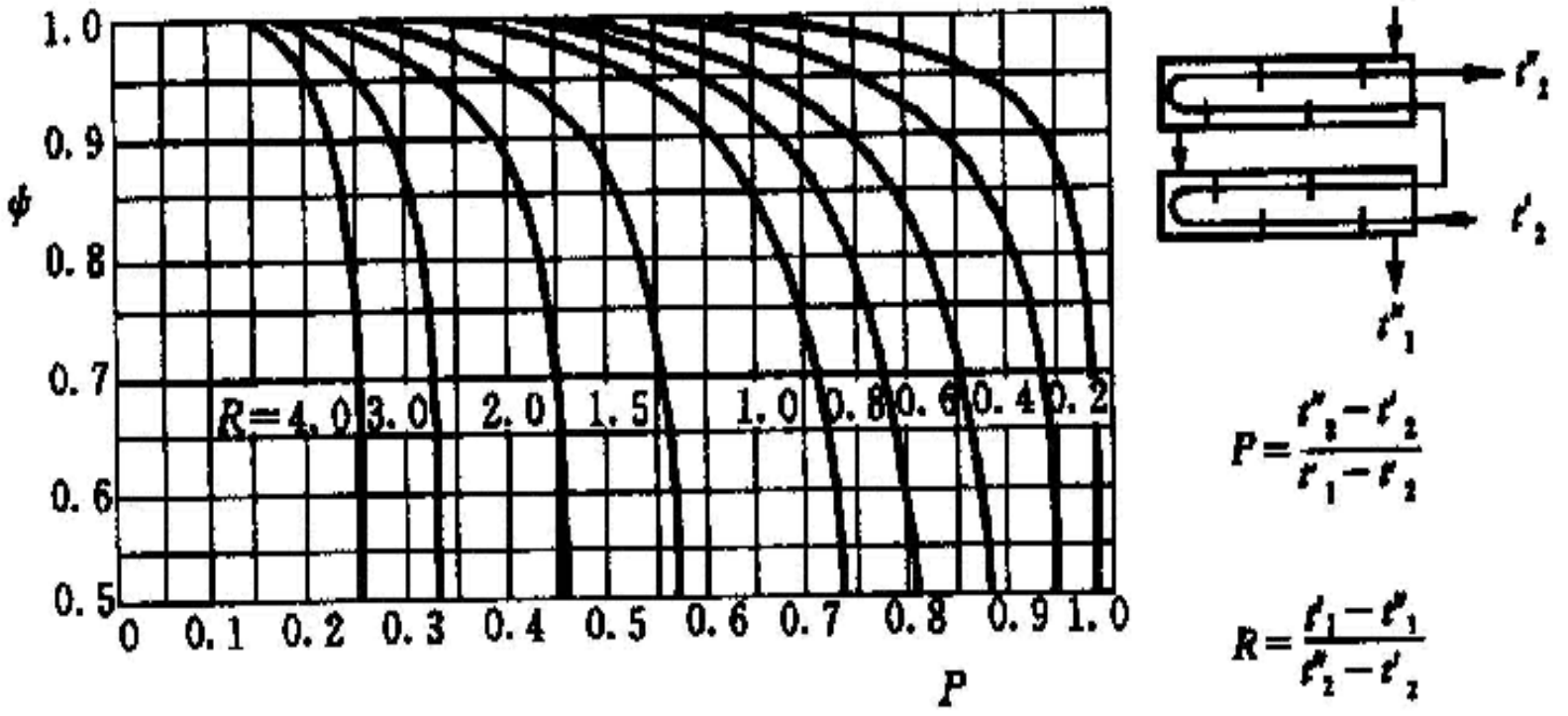
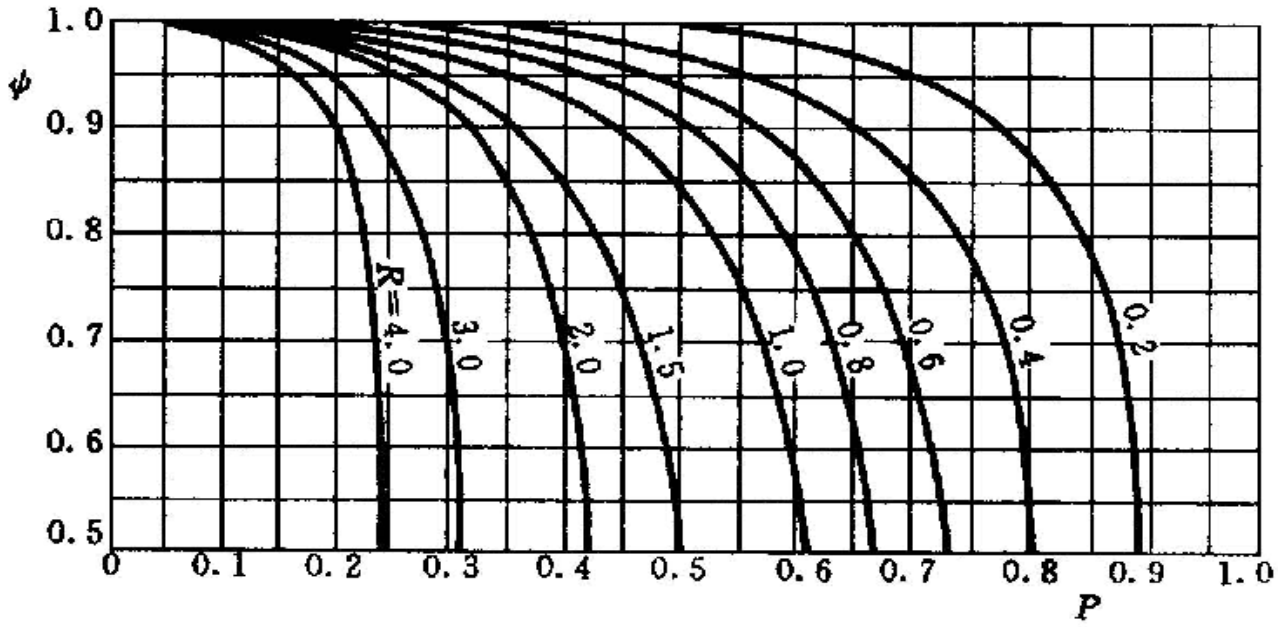
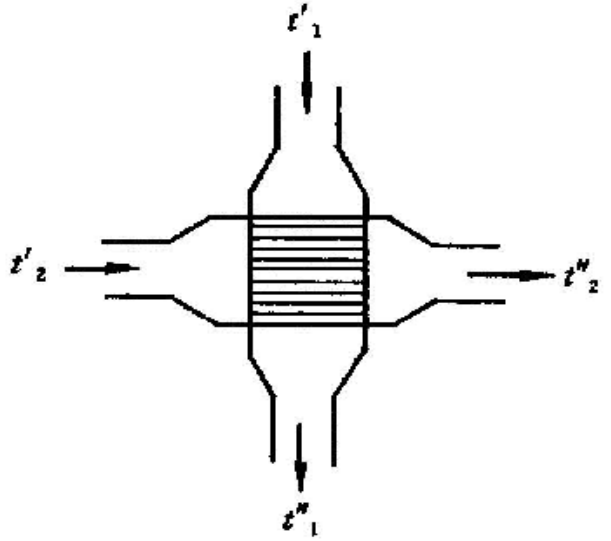


图 9-16　壳侧 2 程，管侧 4、8、12、16…程的 ψ 值

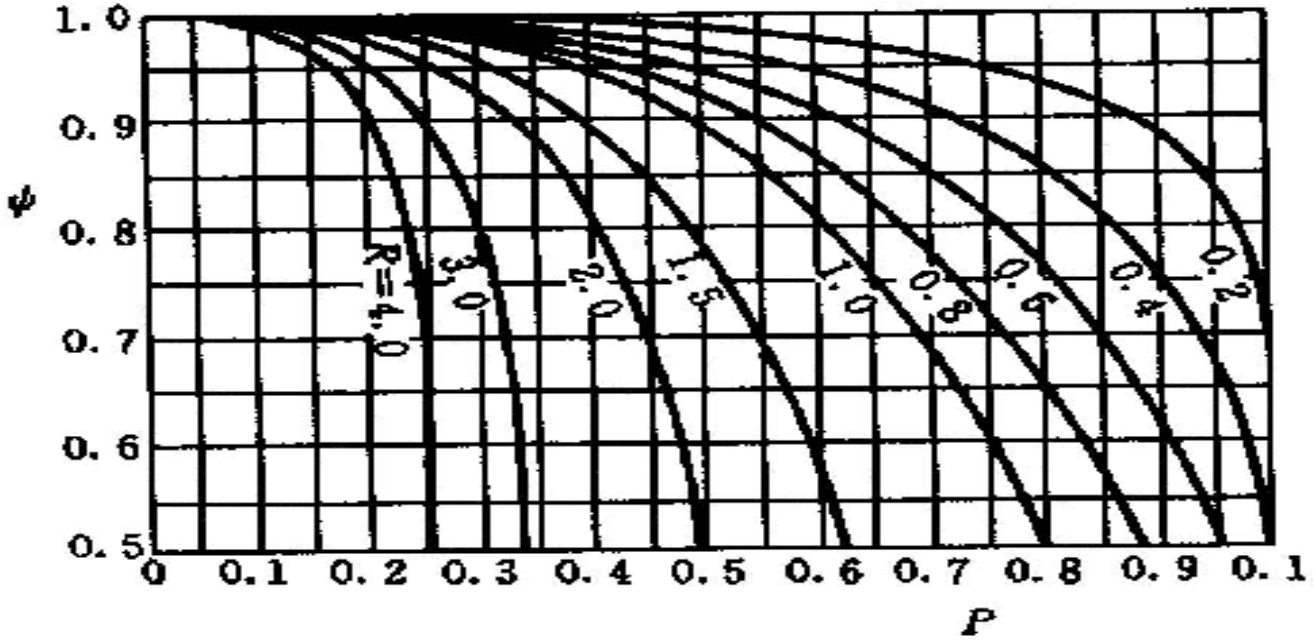


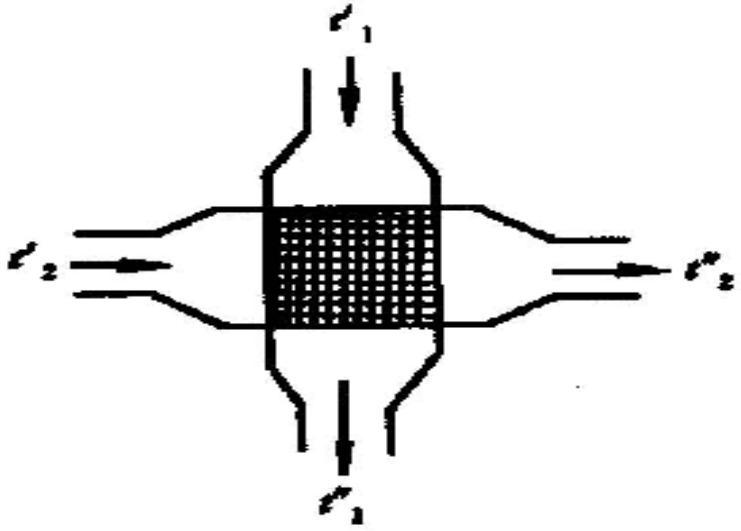


$$P=\frac{t''_2-t'_2}{t'_1-t'_2}$$

$$R=\frac{t'_1-t''_1}{t''_2-t'_2}$$

图 9-18　一次交叉流，一种流体混合、另一种流体不混合时的 ψ 值





$$P=\frac{t''_2-t'_2}{t'_1-t'_2}$$

$$R=\frac{t'_1-t''_1}{t''_2-t'_2}$$

图 9-17　一次交叉流，两种流体各自都不混合时的 ψ 值[13]

例　题

- 某换热器，壳侧热流体的进出口温度分别为300℃和150℃，管侧冷流体的进出口温度分别为35℃和85℃。
- 求该换热器分别为逆流式、顺流式和叉流式时的平均传热温差。

- 解：

$$t'_{f1}=300°c \qquad t''_{f1}=150°c$$

$$t'_{f2}=35°c \qquad t''_{f2}=85°c$$

逆流：

$$300°c \rightarrow 150°c$$

$$85°c \leftarrow 35°c$$

$$\Delta t_1=215°c \qquad \Delta t_2=115°c$$

$$\therefore \Delta t_m=\frac{\Delta t_1-\Delta t_2}{In\dfrac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}=159.8°c$$

顺流：

$$300°c \rightarrow 150°c$$

$$35°c \rightarrow 85°c$$

$$\Delta t_1 = 265°c \qquad \Delta t_2 = 65°c$$

$$\therefore \Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{In \dfrac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = 142.3°c$$

叉流 $$P=\frac{t''_{f2}-t'_{f2}}{t'_{f1}-t'_{f2}}=\frac{85-35}{300-35}=0.19$$

$$R=\frac{t'_{f1}-t''_{f2}}{t''_{f2}-t'_{f2}}=\frac{300-150}{85-35}=3$$

查图，得修正系数$\varphi=0.97$，于是

$$\Delta t_m=0.97\times159.8=155°c$$

对于一侧恒温，另一侧变温，如热流体温度始终为T_s，（相态发生变化），冷流体从$T_{c1}\rightarrow T_{c2}$，则：

$$\Delta t_1 = t_s - t_{c1} \qquad \Delta t_2 = t_s - t_{c2}$$

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{In\dfrac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

对于两侧都是恒温，则

$$\Delta t_m = t_h - t_c$$

换热器的热计算

传热方程式

$$Q = kA\Delta t_m$$

热平衡方程式 （无热损）

$$Q = q_{mh}(h'_{h1} - h''_{h2}) = q_{mc}(h''_{c2} - h'_{c1})$$

式中：

Q—传热速率，kJ/h，w

q_m—流体质量流量 kg/h

h—单位质量流体的焓 kJ/kg

下标h、c分别表示冷热流体

上标分别表示换热器进、出口状态

（1）若两流体无相变

$$Q = q_{mh} C_{ph} (t'_h - t''_h) = q_{mc} C_{pc} (t''_c - t'_{cc})$$

（2）若热流体有相变（蒸汽）

当$t'_h = t''_h = t_s$时

$$Q = q_{mh} l_v = q_{mc} C_{pc} (t''_c - t'_c)$$

（3）当 $T_{h2} < T_s$

$$Q = q_{mh} \left[(l_V + C_{ph} (t_s - t''_h) \right] = q_{mc} C_{pc} (t''_c - t'_c)$$

换热器的计算

- 设计计算：换热面积未知
- 校核计算：换热面积已知

计算步骤

- 根据给定条件，由热平衡方程式求出换热量或进、出口温度中的未知温度；
- 确定流动方式，由冷、热流体的4个进、出口温度确定平均温差。
- 计算相应的传热系数；
- 由热方程式求出所需的换热器面积。

例：果汁在逆流式列管换热器中由 80℃冷却到 30℃换热器列管直径为$\phi 25\times 2.5mm$ ，冷却水走管内。已知水侧和果汁侧的对流传热系数分别为 0.85 和 1.7 kw/m^2.℃,钢管导热系数为 0.045 kw/m.℃,果汁的流量为 1.25 kg/s， 其比热为 1.9 kJ/kg. ℃，若冷却水初温为 20℃，要求其出口温度不高于 50℃，试求：

1、 换热器传热量 Q

2、 换热器总传热系数 K

3、 所需换热器的传热面积 A

整理已知条件：

$$t_h' = 80°C, t_h'' = 30°C, q_{mh} = 1.25kg/s, c_{ph} = 1.9kJ/kg.K$$

$$t_c' = 20°C, t_c'' = 50°C,$$

$$h_h = 1.7kw/m^2.K, h_c = 0.85kw/m^2.K$$

$$d_1 = 0.02m, d_2 = 0.025m$$

求（1）换热量

$$Q = kA_2\Delta t = Q_h = Q_c$$

$$Q = q_{mh} C_{ph} \left(T_{h1} - T_{h2} \right)$$

$$= 1.25 \times 1.9 (80 - 30)$$

$$= 118.75 \qquad kw$$

求（2）总传热系数k

$$\frac{1}{K_{\circ}} = \frac{d_{\circ}}{h_c d_i} + \frac{d_{\circ}}{\lambda d_m} + \frac{1}{h_h}$$

$$= \frac{0.025}{0.85 \times 0.02} + \frac{0.025}{0.045 \times 0.0225} + \frac{1}{1.7}$$

$$= 2.12 \quad kw/m^2 k$$

求（3）所需换热器的传热面积

$$Q = kA_2\Delta t$$

平均传热温差

逆流传热：　热流体T_h　$80^\circ C \rightarrow 30^\circ C$

冷流体T_C　$50^\circ C \leftarrow 20^\circ C$

温　差	ΔT_i	$30^\circ C$	$10^\circ C$

$$\Delta T = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{30 - 10}{\ln \frac{30}{10}} = 18.2 \quad °C$$

计算所需换热器面积

$$Q = kA_2 \Delta t$$

$$A_2 = \frac{Q}{K_2 \Delta T} = \frac{118.75}{0.47 \times 18.2} = 13.89 \quad m^2$$

例　题

一房屋的混凝土外墙的厚度为δ=200mm，混凝土的热导率为λ=1.5W/(m·K)，冬季室外空气温度为-10℃，有风天和墙壁之间的表面传热系数为h_2=20W/(m^2·K)，室内空气温度为25℃，和墙壁之间的表面传热系数为h_1=5 W/(m^2·K)。假设墙壁及两侧的空气温度及表面传热系数都不随时间而变化。

求单位面积墙壁的散热损失及内外墙壁面的温度。

解：由给定条件可知，这是一个稳态传热过程。通过墙壁的热流密度，即单位面积墙壁的散热损失为

$$q=\frac{t_{f1}-t_{f2}}{\frac{1}{h_1}+\frac{\delta}{\lambda}+\frac{1}{h_2}}$$

$$=\frac{[25-(-10)]K}{\frac{1}{5W/(m^2\cdot K)}+\frac{0.15m}{1.5W/(m\cdot K)}+\frac{1}{20W/(m^2\cdot K)}}$$

$$=100W/m^2$$

根据牛顿冷却公式，对于内、外墙面与空气之间的对流换热，

$$q = h_1\left(t_{f1} - t_{w1}\right)$$

$$q = h_2\left(t_{w2} - t_{f2}\right)$$

$$t_{w1} = t_{f1} - q\frac{1}{h_1} = 5°C$$

$$t_{w2} = t_{f2} + q\frac{1}{h_2} = -15°C$$

四、传热的强化和削弱

强化传热

1. 加大传热温差

（1）提高热流体温度或降低冷流体的温度；

（2）改变流体流程；尽量采用逆流式换热器。

2. 减小换热面总热阻

（1）减小导热热阻　　换热面应定期吹灰或清洗；

（2）减小对流换热热阻　　在表面传热系数小的一侧加装肋壁，适当增加流速；

（3）减小辐射换热热阻　　增加辐射系统的黑度，增加物体间的角系数和提高辐射源温度。

削弱传热

- 在壁面上增加保温层。
- 保温材料的表面铝层（铝板、铝箔或真空镀铝）的高反射率可降低表面的辐射黑度，减少散热；铝层的防水作用能使保温材料保持良好的保温性能。

第五章　完

End of Chapter Five