流体力学与传热 Ⅱ ·课堂知识手册

09 月 17 日

课程概况与体系

- 本课程为化工原理上册，内容为流体力学与传热；下册为传质与分离工程
- 课程为期一年，共包含 5 门课：理论课（上、下册）、两门实验课、一门课程设计
- 实验课名称已改为”流体力学与传热实验”
- 课程面向安工专业，与生产安全、设备安全密切相关
- 课程内容分为原理与设备两部分，课程设计需将二者综合运用

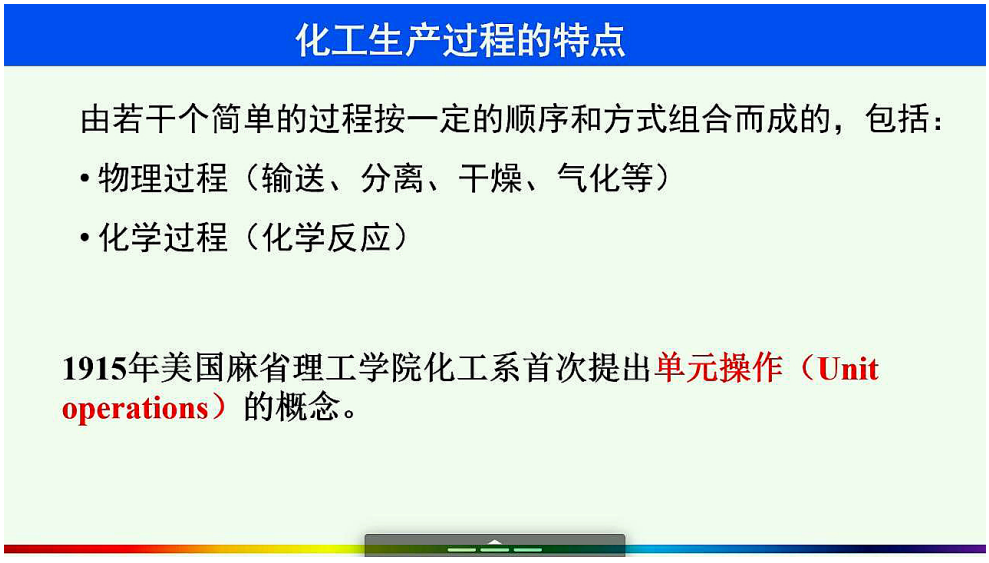
化工生产过程的构成

- 化工生产过程 = 化学加工过程（前处理 + 反应 + 后处理）
- 化学加工过程是发生物质改变的核心过程，但前处理和后处理同样重要
- 工业原料多为工业级产品，含杂质，需前处理（除杂、加热、调压）达到合适反应状态
- 反应后存在副反应、残留杂质或分相，需后处理精制到一定纯度
- 前处理不足会导致反应效率低、产率低，甚至催化剂中毒使反应无法发生

例

实验室用分析纯/化学纯试剂直接反应；工业上原料含杂质，必须经过前处理和后处理才能保证反应顺利进行。

单元操作的概念与提出



- 化工生产过程由若干简单过程按一定顺序和方法排列组合而成，包含物理过程和化学过程
- 1915 年由麻省理工学院化工学院首次提出”单元操作”概念
- 英文教材中化工原理课程名为 Unit Operations，即由一个个小单元组成

定义

单元操作是由化工生产过程中基本原理和典型设备相同的物理性操作。

单元操作的特点

2 单元操作

单元操作是指化工生产过程中基本原理和典型设备的相同物理性操作。

单元操作特点：

① 所有的单元操作都是物理性操作，只改变物料的状态或物理性质，并不改变化学性质。

② 单元操作是化工生产过程中共有的操作，只是不同的化工生产中所包含的单元操作数目、名称与排列顺序不同。

③ 单元操作作用于不同的化工过程时，基本原理相同，所用的设备也是通用的。

④ 对同样的工程目的，可采用不同的单元操作来实现。

- **物理性操作**：不涉及化学反应，不改变物料的化学性质
- **共有性**：不同化工生产只是单元操作的数目或排列顺序不同
- **基本原理相同**：同一单元操作在不同场合基本原理一致（如管道输送均涉及流体流动与阻力计算）
- **可组合性**：对同一工程目的，可采用不同单元操作排列组合实现，考验流程规划能力

> 注意
>
> 反应设备在化工/制药工业中的投资仅占约 10%，而单元操作（物理过程）设备占约 90%，因此单元操作的原理与设备都非常重要。

单元操作的分类与”三传”

单元操作分类

化工产品千千万，但加工它们的物理过程却只有几十种。

依据不同原理分类如下：

（1）以动量传递为基础

流体输送、沉降、过滤、混合等

（2）以热量传递理论为基础

加热、冷却、蒸发、冷凝等

（3）以质量传递理论为基础

蒸馏、吸收、萃取、干燥、吸附、膜分离等

- 物理过程分为三传：动量传递、热量传递、质量传递
- 上册内容：流体流动（动量传递）、非均相分离、传热（热量传递）
- 下册内容：蒸馏、吸收、干燥等（质量传递）

定义

均相体系：无相界面的混合物（如氯化钠溶液、气体混合物）。非均相体系：有相界面的混合物（如水与沙，存在固液相界面）。

例

水和沙（非均相）可用沉降、过滤分离；水和乙醇（均相）需用蒸馏分离；空气和氨气（均相）可用水吸收分离，因氨易溶于水而空气难溶。

上册各章内容

- **第一章流体流动**：动量传递的基础内容，包括流量、流动形态、流动阻力及计算
- **第二章流体输送机械**：根据流动阻力选择输送设备
- **第三章非均相分离**：沉降、过滤，属于动量传递
- **第四章传热**：热量传递规律，涉及换热器（加热原料、冷却产品）
- **第五章蒸发**：本课程不讲（化工专业因学时更多才讲）

注意

本课程为 48 学时，化工专业为 64 学时，因此第五章蒸发不在本课程范围内。

下册内容（质量传递）

- **蒸馏**：分离互溶的均相液体体系（如水-乙醇提浓）
- **吸收**：分离无相界面的气体混合物（如用水吸收氨气）
- **萃取**：利用溶解度差异分离
- **干燥**：去除物料水分，对食品、奶粉、豆浆粉等含水量有严格要求
- **膜分离**：用于水处理等，可分离固液或不同性质的流体

例

酿酒：初始粗醪糟酒精度仅 2% 左右，通过蒸馏使乙醇富集，最终得到 53 度酒。

本课程学习的单元操作

- 上册学两个：液体输送、传热
- 下册学三个：蒸馏、吸收、干燥
- 蒸发不学；单元操作种类有几十个，受课时限制只选学五个

学习每个单元操作需掌握的核心

- **用途**：该单元操作用来干什么，拿到任务能判断用哪个操作完成
- **分离原理**：该操作基于什么原理实现分离
- **设备**：该过程用什么设备完成（原理与设备并重）

课程体系与实验安排

3 课程体系



1. 理论课

化工原理（上）：流体输送、沉降、过滤、传热 ⟸ 流体流动

化工原理（下）：吸收、蒸馏、干燥 ⟸ 传质理论

2. 实验课

化工原理实验（上）：实验基础与安全知识、雷诺实验、机械能守恒、离心泵特性曲线、流体流动阻力测定、传热

化工原理实验（下）：吸收、蒸馏、干燥、非均相分离

3. 化工原理课程设计

精馏塔的设计

- 上册实验：安全、雷诺实验、机械能守恒、离心泵特性曲线、流体流动阻力、传热
- 下册实验：蒸馏、吸收、干燥三个实验
- 非均相分离不做实验，由教师演示
- 实验资料通过 QQ 群发布（雨课堂不便传 Word），QQ 群同时作为答疑群

课程设计

- 在原理学习和实验验证之后，进行综合工业设计
- 以精馏塔设计为例：从流程图开始 → 工艺计算（流量、流速、设备量）→ 设备计算（选型、尺寸）→ 画图
- 给定条件较少，需自行查阅数据、使用经验值

课程性质

4 课程性质

专业基础课

- 学科的综合：综合利用数学、物理、化学、物理化学、热力学等学科知识，侧重解决工程实际问题
- 工程观念强：理论可行性、技术先进性、环境与安全可行性、经济合理性

- 本课程为专业基础课，是基础课与专业课之间的桥梁
- 前置知识：数学、物理、基础化学、物理化学、热力学
- 侧重解决工程问题（分离、除杂），工程观念较强

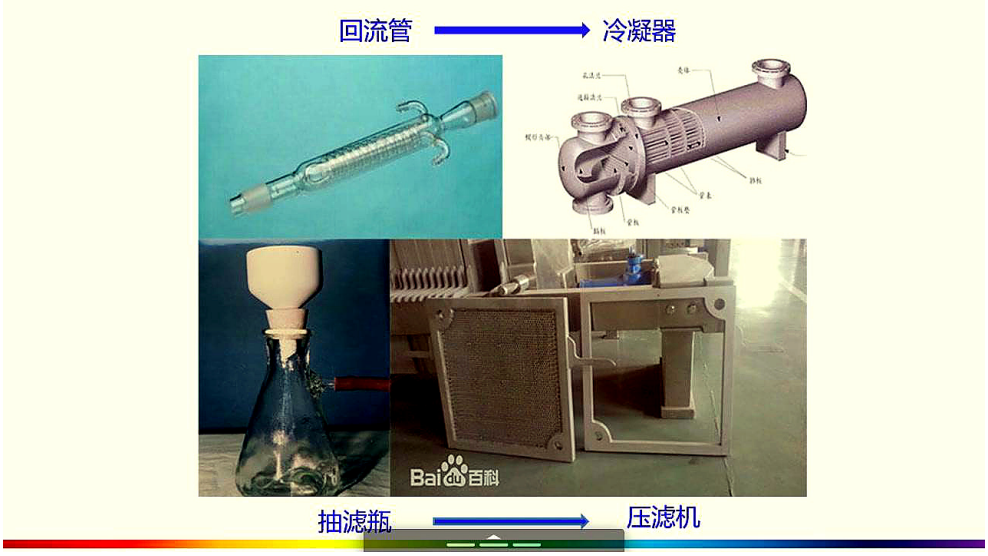
注意

本课程不是纯数学计算，计算结果需考量工程可行性。例如设计塔高，若算出几十毫米，需反思设备是否合理可行。

工程设计的考量因素

- **理论可行性**：计算结果需符合工程实际
- **技术先进性**：不同单元操作串联方式有优劣之分，需比较节能性
- **经济合理性**：考虑成本
- **安全环境**：满足安全与环境要求

实验室与工业设备的对应关系

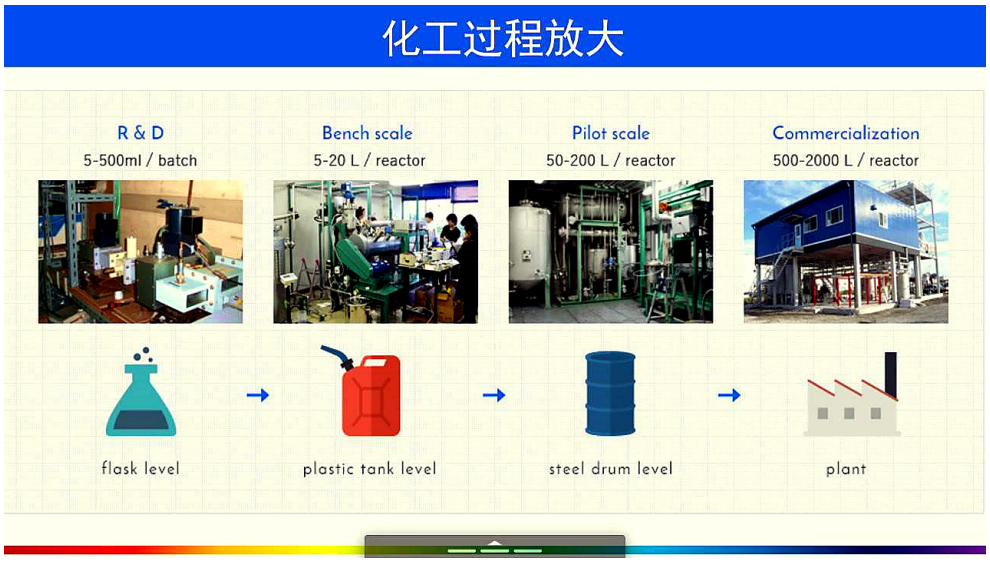


- 实验室回流冷凝管 ↔ 工业冷凝器：原理相同，均为两种流体通过壁面换热
- 实验室滤纸过滤/抽滤 ↔ 工业压滤机：原理相同，均为固体被过滤介质拦截、液体通过

例

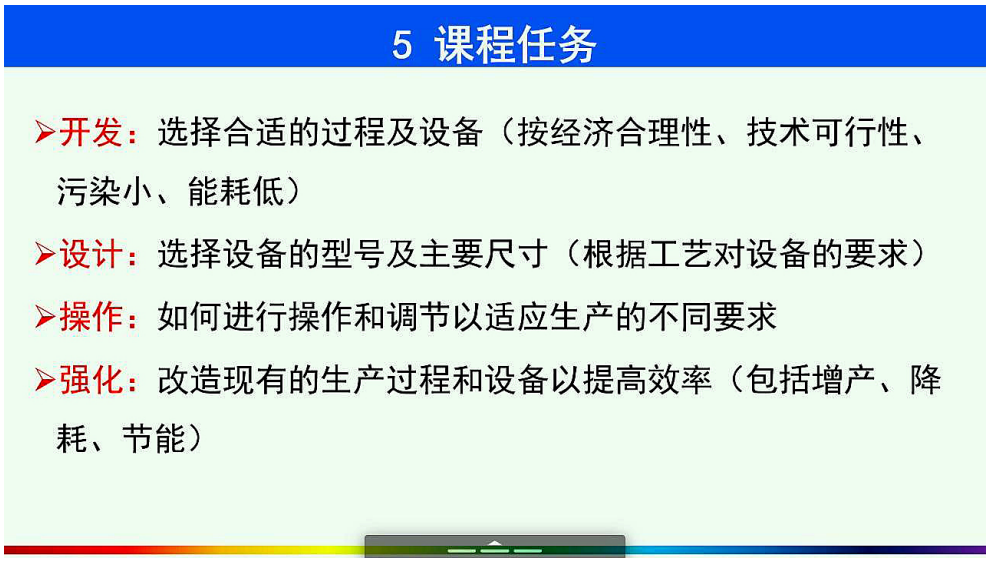
实验室用回流管通冷水冷凝蒸汽并回流；工业上用列管式冷凝器，一种流体走管内（U 型管/列管），另一种走壳程，原理一致。

化工过程的放大



- 放大路径：实验室研究（几百毫升烧瓶）→ 小试（几升）→ 中试（几百升）→ 工业生产（商业化）
- 基本原理相同，但需考虑放大效应
- 玻璃瓶内反应效率高，放大到大型容器后效率可能下降，需强化过程

课程培养能力——开发能力

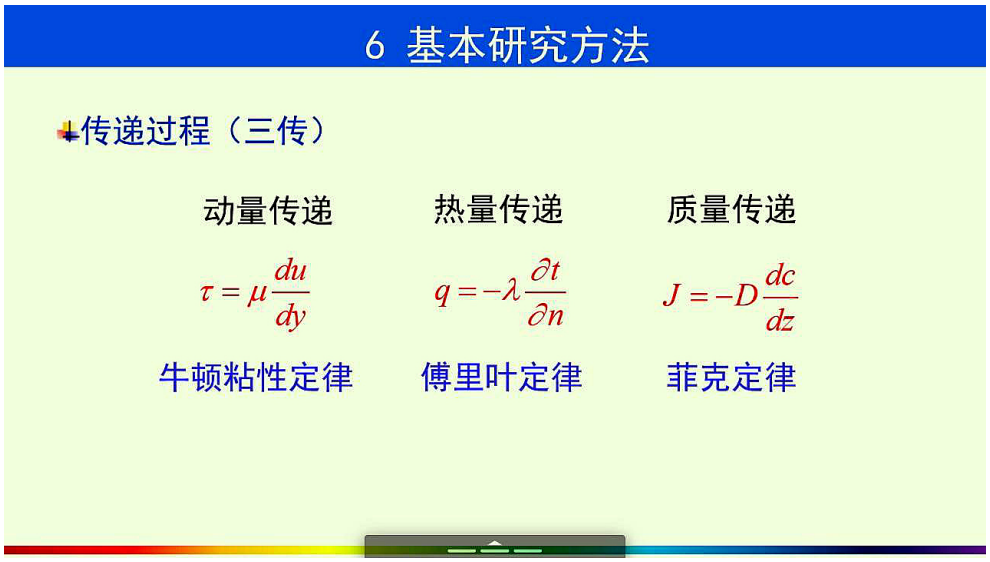


- 给定任务时，能选择合适的过程和设备
- 能设计整体流程：确定用哪几个单元操作、如何串联、选用哪些设备
- 形成完整的设计方案，即”开发”能力

开发过程的四个任务

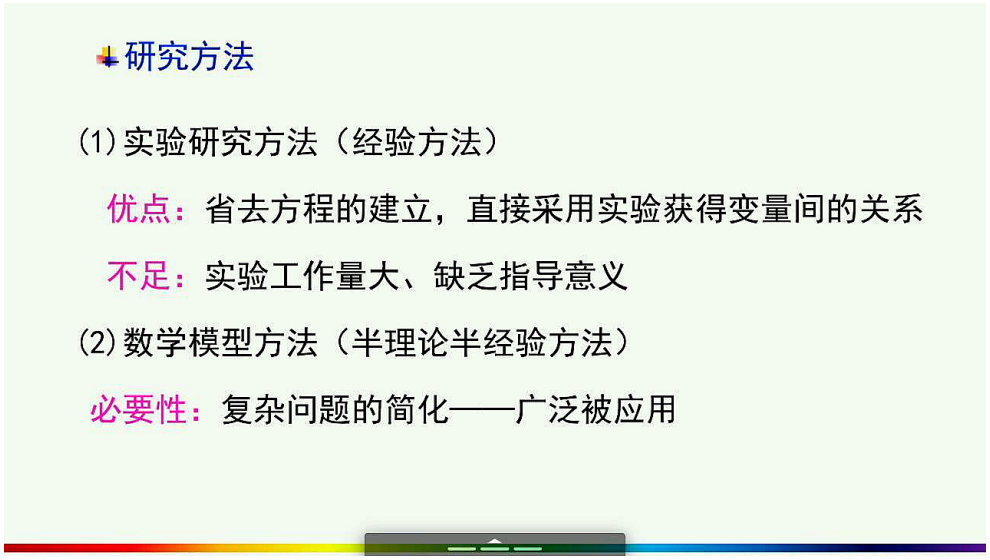
- **方案选择**：需综合考虑经济合理性、技术可行性、环境影响、能耗等因素
- **设备设计**：选定方案后，通过工艺计算确定设备的型号与尺寸，不能随意确定
- **操作条件确定**：确定输送流量、压力、温度等操作条件，并验证能否在给定条件下完成任务
- **过程调整**：当产量或能耗要求变化时，可调整操作条件（不改设备）或改造设备（强化过程）

三传的共性



- 三传指动量传递、热量传递、质量传递（反应工程属于”一反”，不在本课程范围）
- 三传过程具有共性：都涉及一个系数和一个率（梯度）
  - 动量传递：黏度 × 速度梯度
  - 热量传递：导热系数 × 温度梯度
  - 质量传递：扩散系数 × 浓度梯度
- 学习时可类比学习，先学最简单的动量传递（流体流动）

研究方法一：实验研究法

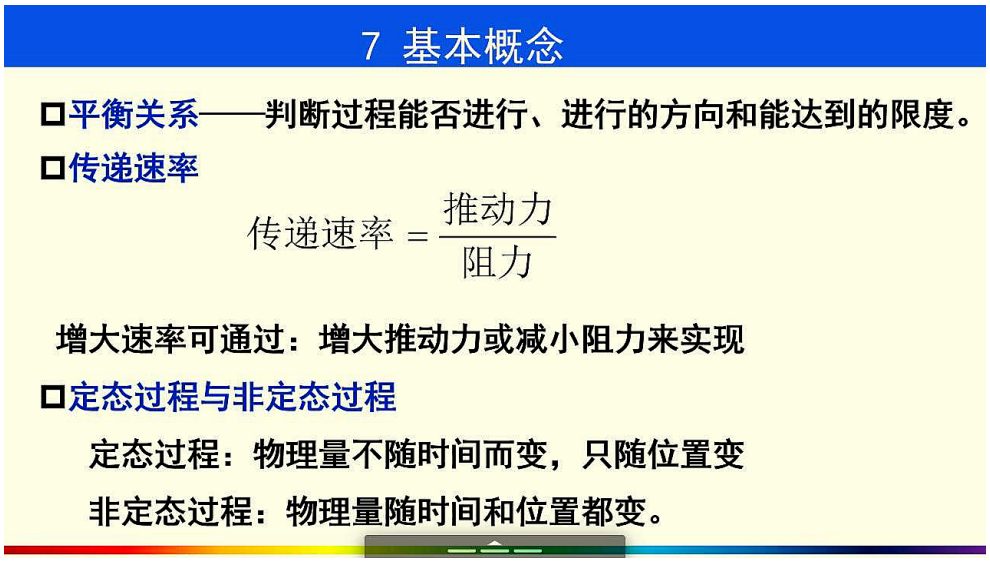


- 先做大量实验，再总结变量间的经验关系式
- 特点：不先建方程，通过实验数据找变量关系
- 缺点：适用性广时实验工作量极大，涉及变量范围广，受实验条件限制

研究方法二：数学模型法

- 属于半理论半经验方法
- 先给出模型，再用数学推导得到物理量之间的关联式
- 缺点：模型与实际情况存在差异，得到的公式在实际应用中需修正

平衡关系



定义

平衡关系是判断过程能否进行、进行方向及极限状态的基本依据。从分子反应到人体再到宇宙，一切过程都趋于平衡；打破平衡后系统会发生变化，再重新趋于平衡。

- 研究单元操作时，首先判断过程能否进行
- 若已达平衡，则过程不能再进行（已稳定）
- 利用平衡关系可判断：过程能否进行、进行方向、极限状态（即达到平衡时的状态）

传递速率

定义

所有单元操作的速率公式均为：**速率 = 推动力 / 阻力**。不同过程的推动力和阻力表达形式不同，每学一个单元操作需找出其对应的推动力与阻力表达式。

- **强化过程**（如强化传热）：提高推动力或降低阻力
- **减弱过程**（如保温）：降低推动力或增大阻力
  - 例：气凝胶内部大部分是空气，导热系数极低，可用于保温、减弱传热

定态过程与非定态过程

定义

定态过程（稳态过程）：物理量不随时间变化，只随位置变化。**非定态过程**：物理量随时间和位置都变化。

例

容器同时灌水和排水：

- 若保持液面不变（进 = 出），不同位置处的压强只与位置有关，与时间无关 → **定态过程**
- 若液面逐渐下降（出 > 进），压强既与位置有关，也与时间有关 → **非定态过程**

- 管内稳态流动时，每个位置的物理量在不同时间段均为定值，便于后续计算

基本单位与量纲

8 基本单位

基本单位	量纲	单位（国际单位制）
长度	L	m（km）
质量	M	kg（g）
温度	θ	K（℃）
时间	T	h（min，s）

- 基本单位只有 4 个：长度（米）、质量（千克）、温度（摄氏度或开尔文）、时间（小时、分钟、秒）
- 其他物理量由基本单位组合而成
  - 例：密度 = 千克/立方米，量纲为质量除以长度的三次方

三个重要衡算工具

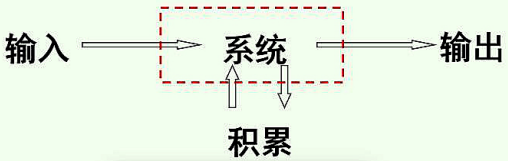
9 三个重要工具

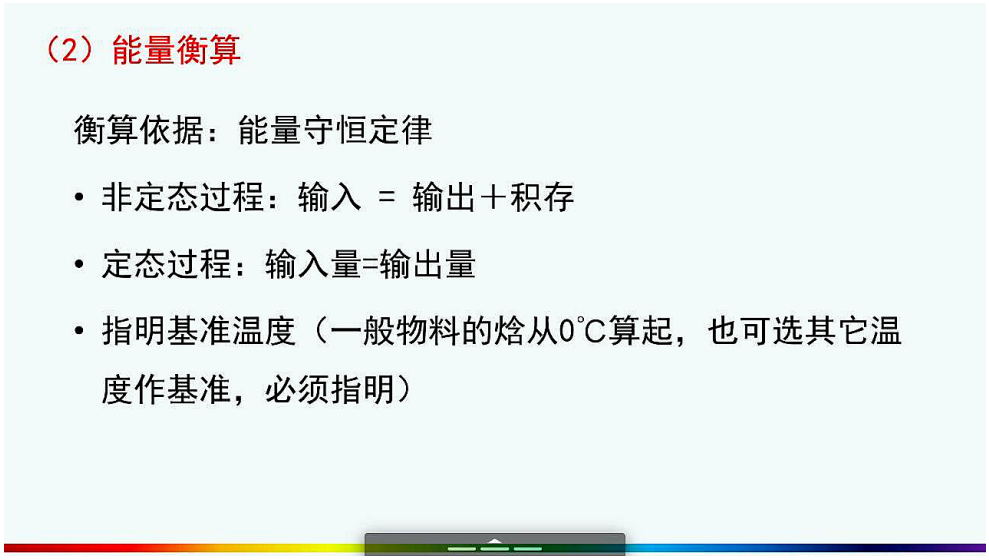
（1）物料衡算

衡算依据：质量守恒定律

非定态过程 ： 输入 = 输出＋积累

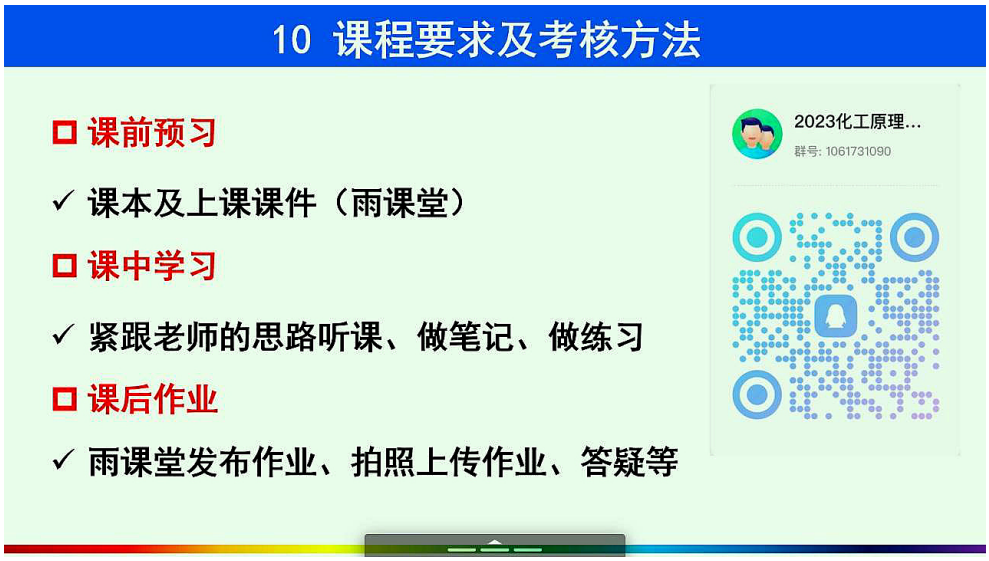
定态过程 ： 输入量 = 输出量





- 物料衡算：依据质量守恒。对定态系统，输入量 = 输出量（将所有进、出口的量分别求和后相等）
- 能量衡算：依据能量守恒。输入能量 = 输出能量；若涉及热量，需先规定焓的基准（何种焓为 0）
- 动量衡算：依据牛顿定律，质量 × 加速度
- 三个衡算贯穿各单元操作过程

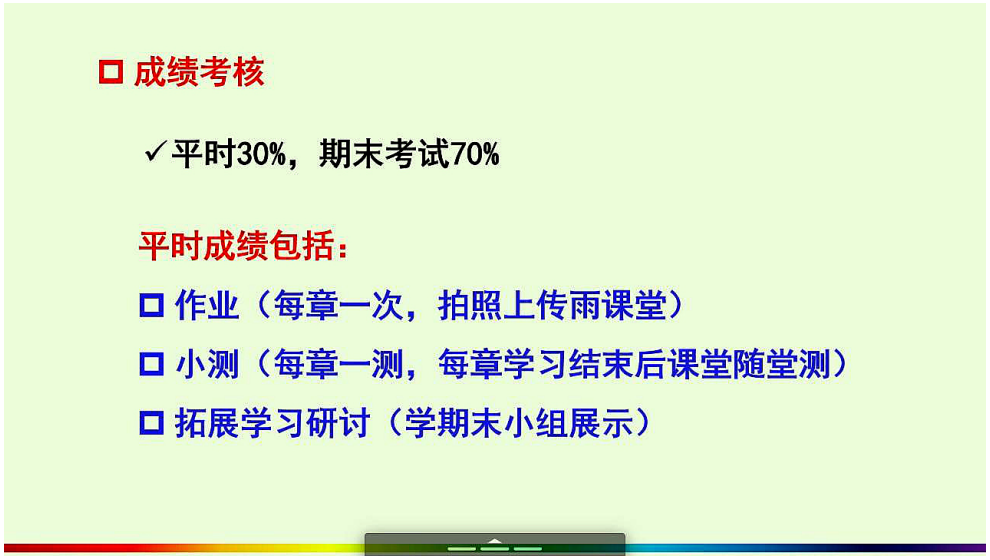
课程特点与考核要求



- 课程特点：概念多、公式多、计算量大，工程概念强
- 不及格率约 20%~30%，考试约 60% 以上为计算题（含填空、选择、问答中的计算）
- 计算占七八成，计算搞不懂易挂科

> **注意**
>
> 计算时务必注意单位，这是工程概念强的课程中极易出错的地方。

成绩构成

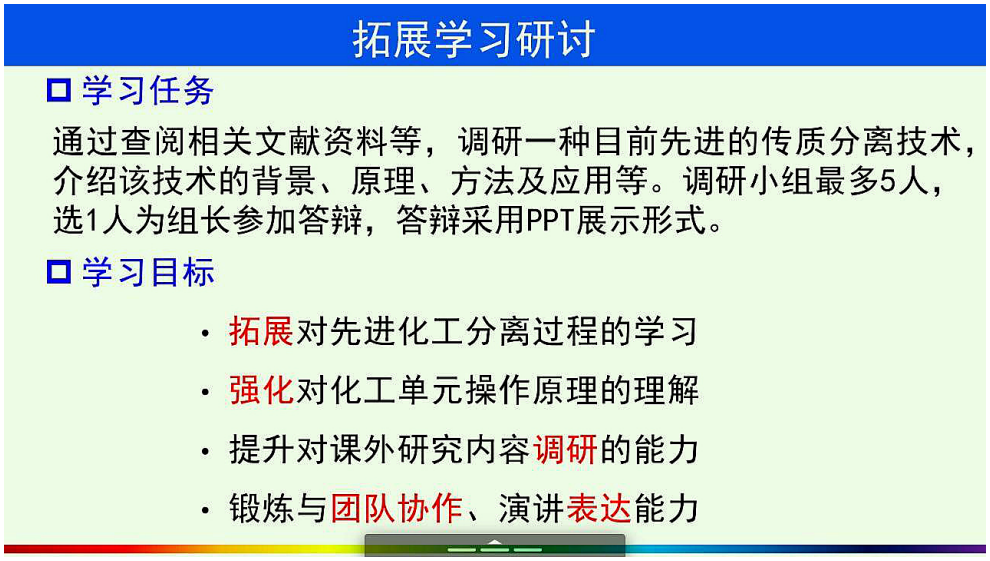


- 平时成绩 30% + 考试 70%
- 即使平时成绩满分，考试也需至少 40 多分才能不挂科
- 平时成绩 30% 包含：
  - 作业：每章布置一次（可调整为每两三次课一次），拍照上传雨课堂
  - 雨课堂小测：每学完一章当堂测，共 4 章
  - 拓展学习：学期末小组展示（3~5 人组队，PPT 展示约 5 分钟）

> 注意
>
> 小测和作业应独立完成。曾有同学搜答案得 100 分，被叫上讲台却完全不会。小测目的是检测本章知识缺漏，便于针对性补强。

- 平时成绩 30 分：作业、小测、拓展内容
- 未做拓展内容则这部分无分；做了拓展内容则加分

拓展学习（小组展示）

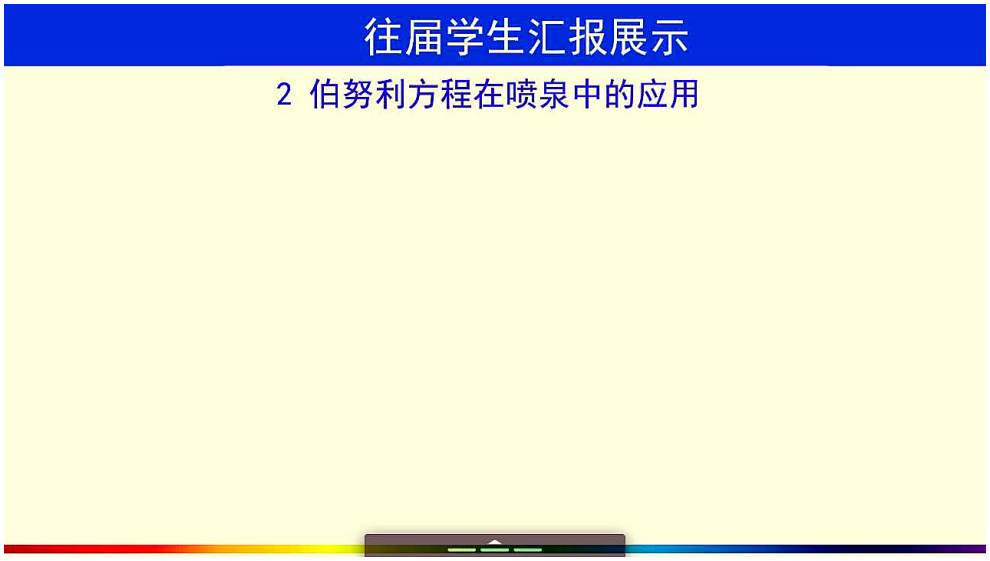


- 可选学过的或未讲过的单元操作，调研先进分离技术、设备或原理
- 3~5 人组队，选组长，PPT 形式展示，每组约 5 分钟
- 目的：拓展对先进分离过程的学习，强化课程理解，提升调研能力与团队协作

能力

- 往届示例：飞机外形设计（赤羽翼越野技术）、歼 35”落叶飘”原理、飞机升空原理、起飞降落为何危险等

大作业展示：伯努利方程在喷泉中的应用





- 同学用宿舍水瓶、胶管自制喷泉装置，并拍摄视频演示
- 装置由瓶 a、瓶 b、瓶 c 组成，瓶 b 充满水，瓶 c 保持空，瓶 a 迅速灌水产生喷泉现象
- 用瓶 a 接瓶 b 喷出的水，使实验可循环；增大压强后仍有后续喷水
- 结合课程基本原理（伯努利方程）解释喷泉现象

大作业展示：跑车外形与空气阻力

往届学生汇报展示

03 流体力学&跑车

在空气阻力中，形状阻力约占60%。可见车身形状是影响空气阻力的主要因素。

$$F=(C*A*U)/21.25$$

F空气阻力；C空气阻力系数；A迎风面积；U车速的平方

迎风面积取决于汽车容量尺寸，受乘客使用空间限制，不宜进一步减少。因此，人们更关注空气阻力系数的减少。

应用举例



箱式，C=0.8



甲壳虫型，C=0.8



船型，C=0.45



鱼形，C=0.3



楔形，C=0.2



未来式，C=0.14

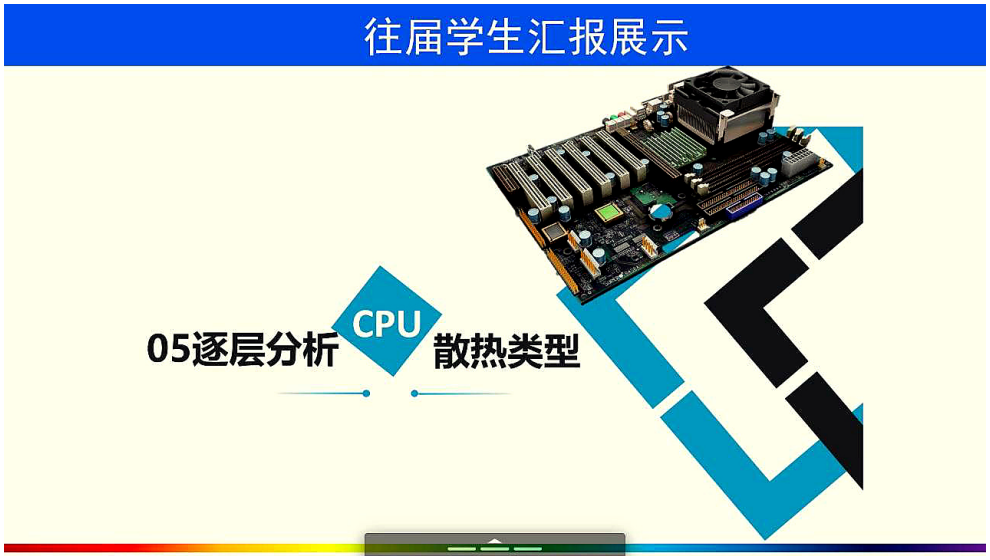
- 汽车外形设计从箱式到流线型，风阻系数从 0.8 降至 0.14
- 外形设计影响空气阻力计算，是流体力学阻力（风阻）的应用

大作业展示：热棒技术在青藏铁路中的应用

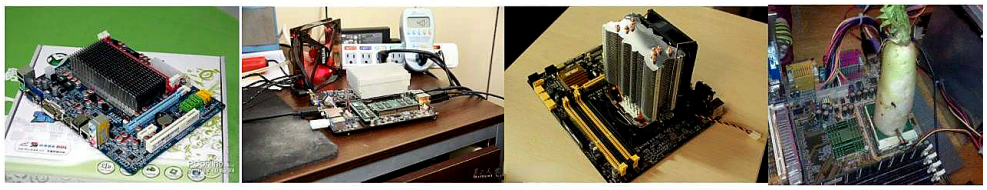


- 青藏铁路两侧的热棒用于缓解冻土问题
- 高原气候导致冻土冬季结冰、夏季融化收缩，影响铁路稳定性
- 热棒内用冷媒维持热量，缓解冻土不良影响

大作业展示：笔记本电脑散热



被动散热



Q=Ko*Ao*Δtm

增大热阻大的一侧的传热面积，Q随之增大，传热速率加快。

同时，翅片还能增加外部空气流体湍动，进一步提高ho，使热阻降低。

- 涉及主动散热、中间层材料及热导率选择
- 选用高热导率材料以加快散热，通过面积、材料、结构优化传热效率
- 核心是上课所讲的热量计算公式，与传热面积、材料、结构等因素相关

大作业展示：战斗机外形设计



- 同学利用网络资源制作视频，展示战斗机外形设计

大作业展示：回旋镖实验

- 研究不同抛射角度下回旋镖如何飞回

大作业展示：膜法水处理

- 环境专业同学制作动画，展示膜法水处理原理与构造
- 分离过程通过过滤完成，涉及微滤膜、超滤膜、纳滤膜、反渗透膜
- 微滤膜孔道大，截留大颗粒；超滤膜孔道较小；纳滤膜更小；反渗透通过压力渗透得到纯水
- 基本构成包括净水、渗透液、浓缩液
- 与流体力学的关系：涉及流体流动的基本规律

大作业考核要求

- 大作业自愿参加，结课时用两节课展示，在平时成绩中加分
- 评判标准：对课程有拓展，或对上课内容有深化/自己的理解；团队合作，每人有明确分工；调研深入，不能直接拿别人 PPT
- 展示后老师会提问，答不出基础内容说明调研不充分

第一章：流体力学与应用



- 本章内容多与中学物理相关，较易入门
- 主要内容：流体基本性质、静止流体规律、运动流体规律
- 重点计算（标星号）：流体流动能量守恒定律（伯努利方程）、流体阻力计算、管路计算
- 最后是流体力学在工程上的应用

流体的形态

- 层流：流体分层流动，看似静止实则流动
- 湍流：流动剧烈程度较大
- 超流体：在特定压力、温度下出现，具有超导、超热导等特殊性能

流体流动规律的重要性

流体流动是本课程的基础

（1）很多单元操作例如流体输送、混合、搅拌、非均相物系的分离及两相流等，都涉及流体流动的基本规律。本课程依据流体流动规律来进行管路设计、输送机械的选择和能量(或功率)消耗的计算等 。

（2）化工中的传热、传质和反应过程大多是在流动条件下进行的，因此流体流动的内部特征是研究传热和传质过程的重要基础 。

（3）流体流动规律和传热、传质的规律有类似性，解决这些过程的方法和手段也是相类似的 。

- 输送、分离、混合等单元操作都涉及流体，流体流动规律是单元操作的基础
- 传热（第 4 章）与传质（下学期）都伴随流体流动，流体内部特征是传热传质的基础
- 流体流动规律与传热传质规律具有类似性（三传公式相似），学好本章有助于后续章节

流体的连续介质假定

1.1 流体基本性质

1.1.1 连续介质假定

假定流体是由无数内部紧密相连、彼此间没有间隙的流体质点（或微团）所组成的连续介质。

质点：由大量分子构成的微团，其尺寸远小于设备尺寸、远大于分子自由程。

工程意义：利用连续函数的数学工具，从宏观研究流体。

流体：液体、气体、悬浮于液体或气体中的固体颗粒

- 流体由无数内部紧密相连、彼此间无间隙的流体质点组成，是连续介质
- 做连续假定的目的：后续数学公式处理时可当作连续函数
- 可用宏观情况研究微观问题

流体的范围与可压缩性

1.1.2 流体的可压缩性

- 不可压缩性流体：流体的体积不随压力变化而变化，如液体；
- 可压缩性流体：流体的体积随压力发生变化，如气体。

需要指出的是，实际流体都是可压缩的，不可压缩流体乃是为便于处理密度变化较小的某些流体所作的假设而已。

- 本课程流体包括：液体、气体、悬浮在液体或气体中的固体颗粒（悬浮液、气固混合物）
- 可压缩性：流体体积随压力变化而变化
- 气体可压缩性大，液体变化幅度小，故将液体当作不可压缩流体

定义

不可压缩流体：体积不随压力变化而变化，其密度在整个过程中保持不变。可压缩流体则需计算密度变化。

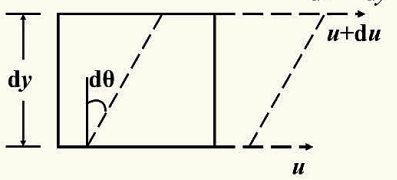
流体的无定型性

1.1.3 流体的无定形性

流体的抗剪和抗张能力很小，无固定形状。

➢ 固体表面的剪应力∝剪切变形d θ；

流体内部的剪应力∝剪切变形速率 $\frac{d\theta}{dt}=\frac{du}{dy}$



➢ 静止流体不能承受剪应力和抵抗剪切变形；

固体可以承受很大的剪应力和抵抗剪切变形。

7

- 流体抗剪切和抗张能力都很小，稍加扰动即产生流动
- 固体的剪应力与变形角度成正比；流体的剪应力与变形速率成正比（牛顿粘性定律，后续详讲）
- 固体抗剪切、抗张能力强，需一定力才变形

作用在流体上的力

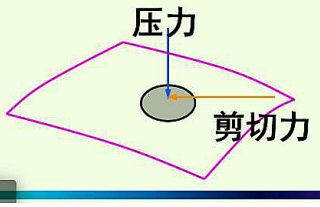
1.2 流体的静力平衡及其应用

作用在流体上的力

- **质量力**：作用于流体每个质点上的力，其大小与流体的质量成正比，如重力、离心力等。
- **表面力**：通过直接接触而作用于流体表面的力，其大小与流体的表面积成正比。

压　力：垂直于表面的法向力；

剪切力：平行于表面的切向力。



- 质量力：与质量成正比的力，如重力（mg）、离心力（mα），作用于质点上
- 表面力：与表面相关，分为两种
  - 垂直作用于表面的法向力——压力
  - 水平作用于表面的切向力——剪切力

密度

1.2.1　质量力与密度

一、密度

单位体积流体的质量。

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

二、单组分密度

$$\rho = f(p,T)$$

- 液体　密度仅随温度变化（极高压力除外），其变化关系可从手册中查得。

- **气体** 当压力不太高、温度不太低时，可按理想气体状态方程计算：

$$\rho = \frac{pM}{RT}$$

R：8.314kJ/(kmol•K)

注意：手册中查得的气体密度均为一定压力与温度下之值，若条件不同，则需进行换算。

- 密度：单位体积的质量
- 单组分液体：只随温度变化（不考虑压力变化），可通过物性手册查不同温度下的密度

定义

气体密度公式（由理想气体状态方程 PV=nRT 推导）：ρ = PM/RT，其中 n = m/M，故 m/V = PM/RT。气体密度与压力、温度均有关。

混合物的密度计算

三、混合物的密度

- **混合气体** 各组分在混合前后质量不变，则有

$$\rho_m = \rho_1\phi_1 + \rho_1\phi_2 + \cdots + \rho_n\phi_n$$

$\phi_1, \phi_2 \cdots \phi_n$ ——气体混合物中各组分的体积分数。

或 $\rho_m = \frac{pM_m}{RT}$

M_m ——混合气体的平均摩尔质量；

$$M_m = M_1y_1 + M_2y_2 + \cdots + M_ny_n$$

$y_1, y_2 \cdots y_n$——气体混合物中各组分的摩尔(体积)分数。

- **混合液体** 假设各组分在混合前后体积不变，则有

$$\frac{1}{\rho_m}=\frac{a_1}{\rho_1}+\frac{a_2}{\rho_2}+\cdots+\frac{a_n}{\rho_n}$$

$a_1, a_2 \cdots a_n$——液体混合物中各组分的质量分数。

四、比容

单位质量流体具有的体积，是密度的倒数。

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

- 气体混合物（均相）两种方法：
  - 各组分密度 × 体积分数，求和
  - 先求混合分子量（各组分分子量 × 摩尔分数），再代入气体密度公式
- 混合液体：1/ρ 混合 = Σ(质量分数 _i / ρ_i)

注意

本课程常用浓度表达形式为质量分数、摩尔分数、体积分数；而摩尔每立方米、质量百分比等浓度形式使用较少。

比容

- 比容：单位质量流体具有的体积，是密度的倒数

例

工业上输送液体常用质量流量（吨/小时），输送气体常用体积流量（立方米/小时、立方米/秒）。物料衡算算出质量流量后，乘以比容即可换算为体积流量，用于选择输送设备。

压强

1.2.2 流体的静压强

流体垂直作用于单位面积上的力，称为流体的静压强。

一、压强的单位

SI制：N/m²或Pa；

或以流体柱高度表示 ： $p=\rho g h$

注意：用液柱高度表示压强时，必须指明流体的种类，

如600mmHg，10mH_2O等。

标准大气压的换算关系：

1atm = 1.013×10⁵Pa =760mmHg =10.33m H_2O

13

- 压强：垂直作用于单位面积上的力，单位牛顿/平方米（帕斯卡）

- 也可用液柱高度表示：毫米汞柱、米水柱

定义

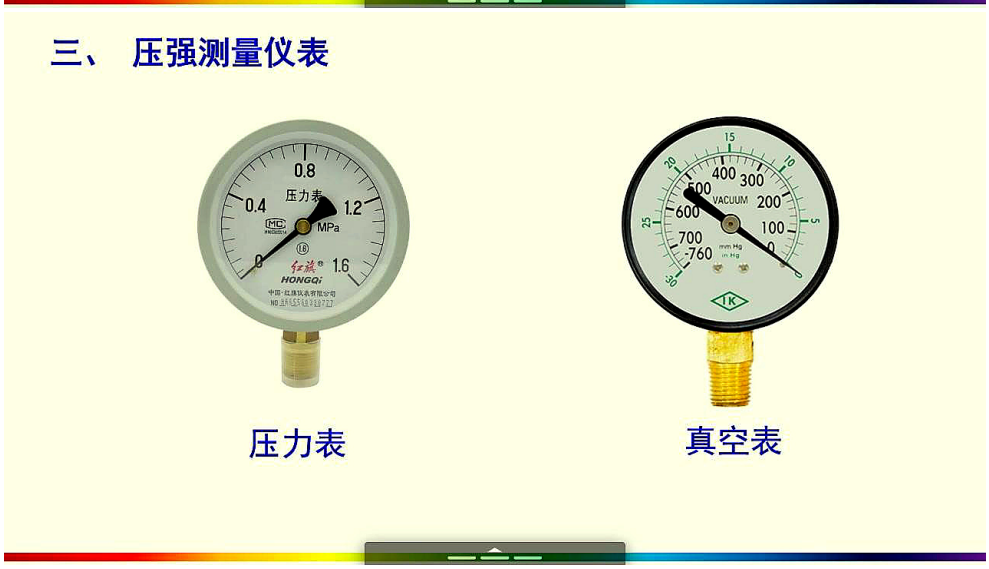
标准大气压换算：1 atm = 1.01×10^5 Pa = 760 mmHg ≈ 10.33 m 水柱。液柱高度 = 大气压 / (重力加速度 × 密度)。

注意

用液柱高度表示压强时必须标明是何种液体，不同液体高度不同（如毫米汞柱、米水柱）。计算时务必带单位，避免单位换算错误（如小时与秒差 3600 倍）。

绝对压、表压与真空度





- 绝对压：以绝对真空为基准的压强，是真实压强（如标准大气压 1.01×10^5 Pa）
- 表压：以大气压为基准，绝对压高于大气压的部分
- 真空度：绝对压低于大气压的部分

注意

工业中压力表、真空表读数为表压或真空度，而计算时需用绝对压。读数为表压/真空度时，需换算回绝对压：绝对压 = 大气压 + 表压（或大气压 - 真空度）。

09 月 19 日

等压面的概念

- 静力学基本方程式：$P_b' = P_c' + \rho_{液} g h$
- 液体密度远大于气体密度（常温常压下：空气约 1.2 kg/m³，水 1000 kg/m³，水银 13600 kg/m³）
- 因此同样高度下，液体产生的压强远大于气体，$P_b < P_c$
- 公式中只有两种物理量：**压强和位置**，应用围绕二者展开
  - 求某截面处的压强
  - 求某两截面处的压强差
  - 求位置（液位、液封高度等）

定义

等压面：在静止的连通液体中，压强相等的各点所构成的面。同一等压面上各点压强相等，是静力学分析的核心工具。

应用一：压强及压强差的测定（U 型管压差计）

- 测管内流动流体上下游截面压差：接软管引出至玻璃 U 型管
- 指示液（黑色）密度 ρ_0 需大于被测流体密度 ρ，才会沉下去
- 取管中轴线位置，上游压强 P_1，下游压强 P_2
- 找等压面：$P_A = P_1 + \rho_0 g R$，$P_E = P_2 + \rho g R$
- 由 $P_A = P_E$ 得：$P_1 - P_2 = (\rho_0 - \rho) g R$

例

测得 U 型管两侧 R 值，即可直接算出两截面压差。若被测流体为气体，因气体密度远小于指示液密度，可忽略被测流体密度，直接用 $P_1 - P_2 = \rho_0 g R$。

单管压差计（测表压与真空度）

- U 型管一侧通大气，另一侧接被测流体
- 找等压面，忽略相同段：$P_1 + \rho g R = P_A + \rho_0 g R$
- 表压：$P_1 - P_A = (\rho_0 - \rho) g R$
- 若上方为空（接大气），$P_1 + \rho g R = P_A$，则 $P_1 = P_A - \rho g R$，P_1 小于大气压，测出的是真空度

注意

指示液要求：不能与被测流体互溶、不能发生化学反应、必须有密度差异才能分层。正放 U 型管指示液密度大于被测流体；倒放 U 型管指示液密度小于被测流体。

斜放 U 型管

- 找中轴线，位置有差异，需把位置差算进去
- $P_A = P_1 + \rho g (z_2 - r) + \rho_0 g R$，$P_E = P_2 + \rho g (z_2 - r) + \rho_0 g R$
- 由等压面压强相等，整理后仍得 $P_1 - P_2 = (\rho_0 - \rho) g R$，只是多了一段位能差

其他几种压差计

双液体 U 型管压差计

- 使用两种指示剂，适合压差较小的情况
- 若 $P_1 - P_2$ 很小，选择密度非常接近的两种指示剂，可使 R 值更大，读数更准确

倒 U 型管

- 等压面在中间，指示剂为气体，密度远小于待测流体，ρ_0 可忽略
- 压差 $= \rho g R$

倾斜式压差计

- 将 U 型管右侧拉斜，垂直高度未变，但读数为斜边（斜边 > 直角边）
- 读数更准确，适合压强差较小的情况

复式压差计

- 适合压差较大的情况，一根不够长再接一根
- 管内流体从 A 截面流到 B 截面，指示液密度 ρ_0，可读数只有 R_1、R_2
- 找等压面（共三个），用静力学基本方程式关联
- 最终得：$P_A - P_B = (\rho_0 - \rho) g (R_1 + R_2)$

> **例**
>
> 复式压差计在 U 型管压差计基础上，R 往后累加即可：两个为 $R_1 + R_2$，三个为 $R_1 + R_2 + R_3$。

例题：测截面处真空度

- 已知：$h = 900$ mm，$R = 250$ mm，大气压 1.3 kPa（应为 101.3 kPa 量级），求未知压强
- 该压强应小于大气压
- 列式：$P_A = P + \rho g h + \rho_0 g R$，$P_A = 8000$（Pa）
- 用表压表示，P 为负值
- 数据：水密度 1000 kg/m³，汞密度 13600 kg/m³，$h = 0.9$ m，$R = 0.25$ m

> **注意**
>
> 计算时务必统一压强的表达形式（绝对压、表压、真空度），否则结论可能完全相反。

例题：U 型管位置与 R、h 的关系

- 管内 A、B 两位置，上方接 U 型管和下方接 U 型管，问 R 和 h 的关系
- 选上方 U 型管计算，找等压面（共三个）：
  - $P_B = P_2' + \rho_0 g R + \rho g h$
  - $P_2 = P_2' + \rho_0 g R$
  - $P_A = P_1 + \rho g h_1$
- 替换后得：$P_A - P_B = R \rho_0 g$
- 下方 U 型管：$P_A - P_B = \rho_0 g R + \rho g h$
- 两式对比，$P_A - P_B$ 相等，其他量相同，只有 R 和 h 不同，故 $R = h$

> **例**
>
> U 型管怎么摆不重要，高度差距是一样的。这体现了静力学中压强只与垂直高度差有关，与路径无关。

应用二：求液位（连通器原理）

- 容器不透明，无法直接观察液位，通过外接玻璃管（连通器）间接测量
- 工业应用中为防止泄漏，管路上设阀门
- 容器上方为气体时，上方所有截面压强均为 p（忽略气体密度产生的压强）

- 找等压面，用静力学基本方程式推导：
  - 左侧：$p+\rho g(M-h)+\rho_0 gR$
  - 右侧：$p+\rho gM$
- 整理得 h 与 R 的关系，R 值直接反映容器内液位高度差

例

远距离液位测量用放大器：容器液面上方及放大器内均充压缩氮气（蓝色标记处均为气体），压强均为 p。

- 用左侧算：$p_a=p+\rho gh$
- 用右侧算：$p_b=p+\rho gR$
- 因 $p_a=p_b$，得 h 与 R 的关系，读 R 即可知容器内液面高度。

应用三：液封高度的计算

- 液封在工业与生活中应用广泛，如洗手盆下水管的 U 型管（防止不良气体倒流）
- 工业中用于确保设备安全：容器超过额定压力有泄露风险
- 液封高度不够会漏气，需精确计算
- 列式：$p=p+\rho gh$，液封高度 $h=\dfrac{p}{\rho g}$

注意

液封高度计算中，p 的表达形式必须明确：

- 若 p 为表压：$h=\dfrac{p}{\rho g}$
- 若 p 为绝对压：$p=p_a+\rho gh$，则 $h=\dfrac{p-p_a}{\rho g}$ 压强的表达形式（绝对压、表压、真空度）一定要清楚，否则液封高度会算错。

应用四：判断流体流动方向

- 依据平衡关系判断过程进行的方向及极限
- 例题：两容器由阀门相连
  - 容器一：直径 1 m，水面上方维持一定压强（真空度 100 mmHg），液位 $z_1=2.5$ m
  - 容器二：敞口，直径 0.4 m，液位 $z_2=1.5$ m
- 阀门打开后判断流向：比较阀门两侧压强（截面积相等，比压强即可）
- 用底面压强对比（同一截面处压强相等）：
  - p_1：上方为真空度 100 mmHg，表压为 -100 mmHg，绝对压为 $760-100=660$ mmHg
  - p_1（表压）$=-13600\times0.1\times9.81+\rho g\times2.5\approx110$ kPa（表压）
  - $p_2=\rho gz_2$（表压，因敞口上方表压为 0）
- 比较得 $p_2>p_1$，故阀门打开后水向右流，不能维持原液面

注意

上方给的是真空度 100 mmHg，其表压为 **-100 mmHg**，绝对压为 660 mmHg。有些同学漏掉负号，或把表压当绝对压，导致结论完全相反。两个压强必须统一表达形式才能比较。

重新达到平衡的计算

- 水向右流，容器一液面下降 h_2，容器二液面上升 h_1
- 平衡条件一：阀门两侧压力相等（底部压强相等）

- 平衡条件二：质量守恒（不可压缩流体密度相等，故体积守恒）
  - 上升质量 = 下降质量，即 $A_1h_1 = A_2h_2$（底面积 × 高）
- 两个方程、两个未知数，可解出 $h_1 = 0.05\ \mathrm{m}$（上升），$h_2 = 0.31\ \mathrm{m}$（下降）

注意

体积守恒的前提是**不可压缩流体、密度相等**，本质是质量守恒。压强的表达形式必须统一，否则可能得出与事实相反的流向结论。

虹吸原理

- 应用：鱼缸换水、长途车借油等，用一根胶管即可将液体源源不断引出
- 分析 A 位置受力：
  - 左侧压强：$p - \rho g h_1$（敞口，用左侧液柱算）
  - 右侧压强：$p - \rho g h_2$（用右侧液柱算）
  - 因 $h_1 > h_2$，左侧压强小于右侧，液体从左侧容器流向右侧容器
- 需先给一个初始力（如用嘴吸）让液体开始流动

注意

虹吸高度有限制：管子越高，压强越小。当压强降到液体的**饱和蒸气压**时，液体汽化，虹吸中断，无法再源源不断流动。

例

抽水马桶：冲水时水位高于液面，会把水全部带走；若未高于液面，会残留一部分水。**公道杯**（明代朱元璋命名，原为九龙杯）：杯中酒未超过玻璃圆柱时，弯道液面与外面同高，水不流出；一旦超过圆柱顶部，打破压强平衡，右侧压强大于大气压、左侧小于大气压，产生压强差，酒全部从底部漏出。寓意”只可浅尝，不可过满”。**中国古代虹吸应用**：虹吸管古称”渴乌”或”过山龙”；东汉末年出现灌溉用渴乌；西南少数民族用去节弯曲长竹管饮酒；宋朝曾公亮《武经总要》记载用竹筒制虹吸管引泉水下山；还制成”唧筒”用于守城灭火和浇灌树苗。

09 月 26 日

流体流动的基本概念引入

- 上一节讲了静止流体的流体静力学基本方程式：静压能 + 位能 = 常数（两截面能量守恒）
- 静止流体只有静压能和位能两种能量
- 工业中流体大多处于流动状态（输送、分离等），本节开始讲流动流体的基本概念与流动形态

体积流量与质量流量

1.3.1 流体流动的基本概念

一、流量

1. 体积流量

单位时间内流经管道任意截面的流体体积。

q_V——m^3/s或m^3/h

2.质量流量

单位时间内流经管道任意截面的流体质量。

q_m——kg/s或kg/h。

- 体积流量：单位时间内流经管道任意截面的流体体积，单位 m^3/s 或 m^3/h
- 质量流量：单位时间内流经管道任意截面的流体质量，单位 kg/s 或 kg/h
- 两者通过密度关联：质量流量 = 密度 × 体积流量

例

测水龙头体积流量：用手机计时 + 有容量的矿泉水瓶接水，接满记时，重复 2~3 次取平均值，即可估算体积流量；已知密度后可换算为质量流量。

流速（平均流速）

二、流速

1. 流速 （平均流速）★

单位时间内流体质点在流动方向上所流经的距离。

$$u=\frac{q_V}{A} \qquad \text{m/s}$$

2. 质量流速

单位时间内流经管道单位截面积的流体质量。

$$G=\frac{q_m}{A}=\frac{q_V\rho}{A}=u\rho \qquad \text{kg/（m}^2\cdot\text{s）}$$

流量与流速的关系： $q_m=q_V\rho=uA\rho=GA$

- 流速 = 体积流量 / 截面积，或 = 质量流量 / 截面积
- 定义：单位时间内流体质点在流动方向所经过的距离，或单位时间内流经管道单位截面积的流体质量
- 此处标注为平均流速，与后续管内流动特征中的”点速度”相区分

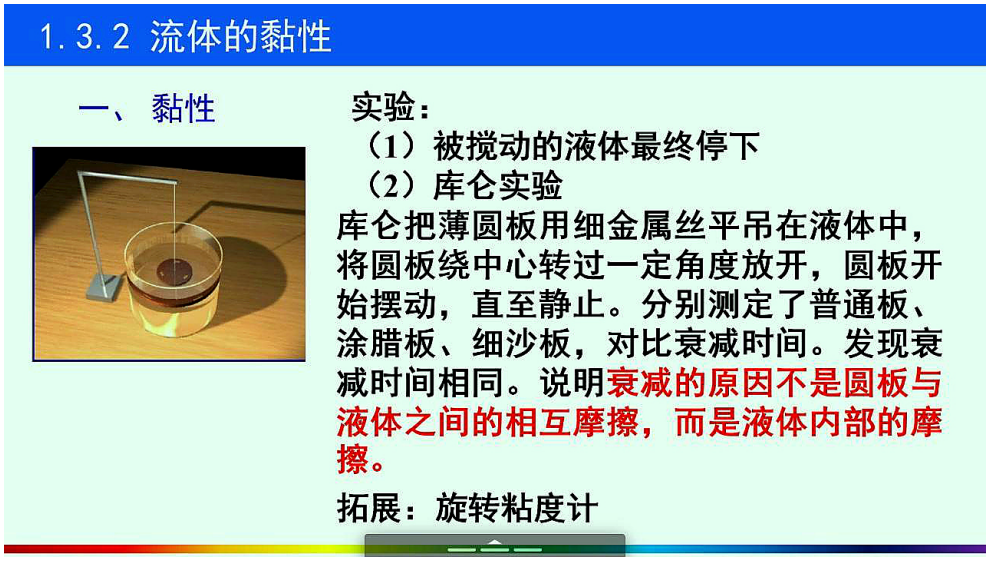
例

圆管规格 Φ25×5 mm：25 为外径，5 为壁厚。计算截面积用内径 = 25 − 5×2 = 15 mm，A = (π/4) · d^2。

注意

计算圆管截面积时，必须用内径（外径减去两倍壁厚），不要误用外径。

粘性的实验验证



- 实验一：搅动杯中液体，最终会停下来 → 说明流动过程存在阻力
- 实验二（库伦实验）：金属丝吊圆板浸入液体，转过一定角度后放开，圆板摆动后最终静止
  - 换不同粗糙度板（普通板、涂蜡板、细砂板），同一溶液内衰减时间相同
  - 换不同溶液，同一板衰减时间不同
  - 结论：衰减时间与板-液摩擦无关，而是液体内部自身的相互摩擦（内摩擦）

例

库伦实验原理应用于旋转粘度计：转杯浸入溶液旋转，测摩擦力推算溶液粘度。

内摩擦力与流速分布

- 液体上方放木板，以一定拉力拉动，底部流体几乎不动，越靠近施力表面流速越大
- 速度快的层带动慢的层，速度慢的层阻止快的层 → 产生内摩擦力

粘性的定义

定义

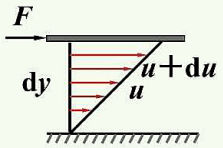
流体抵抗两层流体相对运动速度的性质，称为流体的粘性。

- 粘性是流体的固有性质，但只在流动时才体现出来
- 静止流体有粘性，但不体现；流动时才体现

牛顿粘性定律

二、 牛顿黏性定律

$$F = \mu A \frac{\mathrm{d}\dot{u}}{\mathrm{d}y} \quad \text{或} \quad \boxed{\tau = \mu \frac{\mathrm{d}\dot{u}}{\mathrm{d}y}}$$



F：内摩擦力，N；

τ：剪应力，Pa；

$\frac{\mathrm{d}\dot{u}}{\mathrm{d}y}$：法向速度梯度，1/s；

μ：比例系数，称为流体的黏度，Pa·s

- 内摩擦力 F 与以下因素有关：
  - 流体本身的粘性（粘性越大，内摩擦力越大）
  - 速度梯度（速度变化率越大，力越大）
  - 作用表面积（面积越大，力越大）
- 公式：F = μ · A · (du/dy)，其中 du/dy 为速度梯度（速度微分量 / 距离微分量）
- 将面积移过去即得剪应力：τ = μ · (du/dy)

定义

牛顿粘性定律：流体层间的内摩擦力等于粘度 × 作用表面积 × 速度梯度，即 F = μ · A · (du/dy)；剪应力形式为 τ = μ · (du/dy)。

注意

流体流动中每一层速度不同，速度梯度在各位置不同。平均流速是忽略管内各位置速度差异后的整体平均，与点速度不同。

牛顿型流体与非牛顿流体

- **牛顿型流体**：剪应力与速度梯度的关系符合牛顿黏性定律的流体，如水、空气
- **非牛顿型流体**：不符合牛顿黏性定律的流体，如番茄汁（假塑型）、淀粉糊（胀塑型）、牙膏（宾汉流体）等

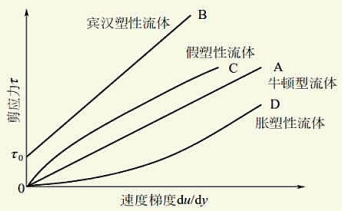


图 1-17 牛顿型与非牛顿型流体的剪应力与剪切速率的关系

- 剪应力-速度梯度图中，Oa 线为过原点的直线，斜率 = 粘度，符合牛顿粘性定

律 → 牛顿型流体

- 非牛顿流体（曲线不呈线性）：

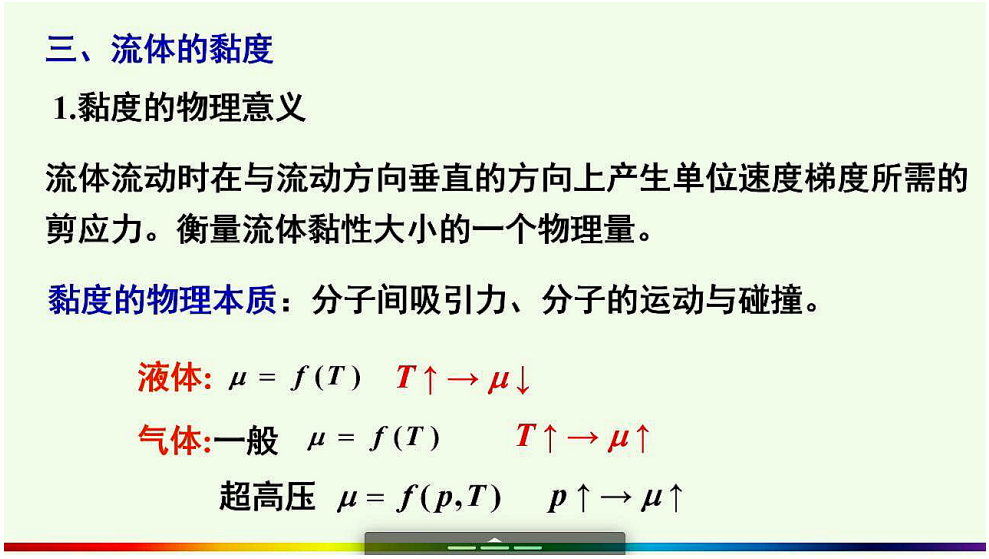
例

- 假塑性流体（OC 线）：越剪切越稀。如番茄汁、水煤浆（煤粉 + 水 + 分散剂，剪切后变稀便于管道输送）。
- 胀塑性流体（Od 线）：越搅越稠。如藕粉（水粉比例、温度控制好，越搅越稠）。
- 宾汉流体：需达到一定剪切力才开始流动，一旦流动粘度恒定。

注意

本课程主要研究水和空气等常规流体，均属牛顿型流体，符合牛顿粘性定律。非牛顿流体仅需了解。

粘度的定义与本质



定义

粘度 = 剪应力 / 速度梯度，即流体在流动方向上单位速度梯度所需的剪应力，是衡量流体粘性大小的物理量。

- 本质：分子与分子之间的吸引力，或分子运动、碰撞产生的力
- 粘度是流体本身的物理性质，与密度一样可在物理性质表中查到

温度与压力对粘度的影响

- 液体：温度越高，粘度越小（分子间距增大，吸引力、碰撞减小）
- 气体：温度越高，粘度越大（分子热运动剧烈，碰撞加剧）
- 温度对液体和气体粘度的影响呈相反趋势
- 压力：常规压力下不考虑；超高压下压力越大粘度越大

注意

液体与气体粘度随温度变化趋势相反，原因在于两者粘性本质不同（液体靠分子吸引力，气体靠分子碰撞）。

粘度的单位与换算

2. 黏度的单位

SI制：Pa·s 或 kg/(m·s)

物理制：cP(厘泊）

换算关系 $1cP=10^{-3}$ Pa·s

3.运动黏度

黏度μ与密度ρ之比。

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad m^2/s$$

- 国际单位制：Pa · s（帕斯卡秒）或 kg/(m · s)
- 工程单位：厘泊（cP）
- 换算：1 cP = 10^{-3} Pa · s

> 注意
>
> 工程任务中常给出厘泊单位，需换算为国际单位制（1 cP = 10^{-3} Pa · s）。

运动粘度

- 运动粘度 = 流体粘度 / 密度（$\nu = \mu/\rho$）
- 使用较少，了解即可

理想流体与实际流体

四、理想流体与实际流体

理想流体：黏度为零的流体；

实际流体：具有黏性的流体。

小结：

（1）黏性是分子热运动的宏观表现

（2）黏性是流体阻碍自身和它物运动的性质

（3）黏性只在流动中表现出来

> 定义
>
> 理想流体：没有粘度的流体（$\mu = 0$）。实际流体：具有粘性的流体。

- 理想流体不考虑粘性，各层流速相同，便于在理想状况下推导公式，再对实际流体进行修正

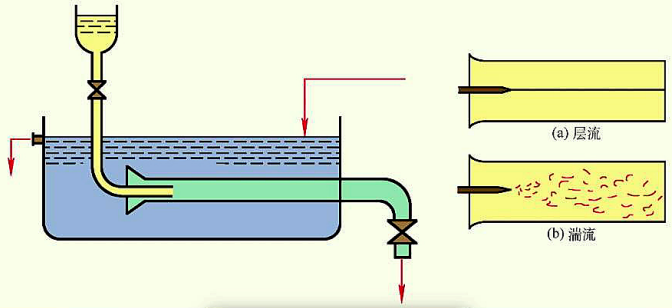
- 实际流体均具有粘性，不存在理想流体的情况

雷诺实验（1883 年）

1.3.3 流体型态与雷诺数

一、雷诺实验

奥斯本•雷诺 (Osborne Reynolds)在1883年的经典试验中证明了层流与湍流流动型态的区别。



- 水槽维持液面高度（稳态操作），管内流动流体为分析对象
- 墨水仅作显色用，不代表流体流动状况，开度要小，能观察到线即可
- 阀门由小到大开，流量逐渐增大：
  - 流量小：墨水线呈水平直线
  - 流量增大：出现波纹、波浪
  - 流量更大：出现断点、散开

> 注意
>
> 实验中墨水只用于显色，不要开太大，以免影响管内流体本身的流动状态。

层流与湍流

□层流（或滞流）：流体质点仅沿着与管轴平行的方向作直线运动，质点无径向脉动，质点之间互不混合；

□湍流（或紊流）：流体质点除了沿管轴方向向前流动外，还有径向脉动，各质点的速度在大小和方向上都随时变化，质点互相碰撞和混合。

- 层流：流动方向上无径向脉动，质点不混合，排着队规整前进（如走正步、走队列）
- 湍流：除管轴方向流动外，还有径向流动，质点相互碰撞、混乱
- 区分原则：有无径向脉动

例

层流时管内流体看似静止（如结冰的水柱），实际在流动，因质点规整排队、无径向脉动。

雷诺数

二、流型判据——雷诺准数

$$Re = \frac{d\rho u}{\mu}$$

式中：
***d*—管子的内径，其单位为m；**
***u*—流体流动的平均速度，其单位为m/s；**
ρ —流体的密度，其单位为kg /m^3；
μ—流体的粘度，其单位为Pa .s或kg /m .s。

无因次数群 $\mathrm{Re}=\frac{du\rho}{\mu}=\frac{L\cdot\frac{L}{T}\cdot\frac{M}{L^3}}{\frac{M}{LT}}=L^0M^0T^0$

在计算Re时，注意各个物理量的单位必须统一。

- 雷诺数 Re = duρ/μ（d 直径、u 流速、ρ 密度、μ 粘度）
- 由大量实验总结出的流动判据，为无因次数群（量纲指数全部约掉，无单位）

定义

雷诺数 Re = duρ/μ，是衡量流体流动状态的准数，反映流体流动的剧烈程度。

注意

计算雷诺数时，各物理量单位必须统一（长度、时间、质量分别统一），才能保证无因次。

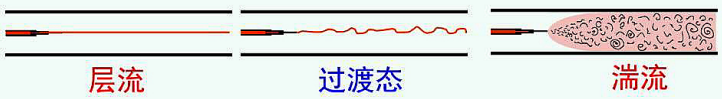
雷诺数判据与流动区域

1. 判断流型

□*Re*≤2000时，流动为层流，此区称为层流区；

□*Re*≥4000时，一般出现湍流，此区称为湍流区；

□2000<*Re*<4000 时，流动可能是层流，也可能是湍流，该区称为不稳定的过渡区。



- Re < 2000：层流
- Re > 4000：湍流

- 2000 ⩽ Re ⩽ 4000：**过渡区域**（不稳定，可能层流一段、湍流一段）

> **注意**
>
> 流动区域有三个（层流区、过渡区、湍流区），但流动形态只有两个（层流、湍流）。过渡区不是独立的流动形态。

雷诺数的物理意义

2.物理意义

$$\mathrm{Re}=\frac{\rho u^2}{\mu u/d}$$

惯性力$\propto\rho u^2$

黏性力$\propto\mu u/d$

***Re*反映了流体流动中惯性力与黏性力的对比关系，标志着流体流动的湍动程度。**

- 变形：$\mathrm{Re}=\rho u^2/(\mu u/d)$
  - 分子 ρu^2 与惯性力成正比
  - 分母 $\mu u/d$ 与粘性力成正比
- 物理意义：反映流体流动中惯性力与粘性力的对比，体现流动的剧烈程度
- 惯性力越强，流动翻动、剧烈程度越大

> **定义**
>
> 雷诺数的物理意义：惯性力与粘性力之比，衡量流体流动的剧烈程度，是传热、流体输送等计算中的重要参数。

层流与湍流的直观表现

湍流艺术

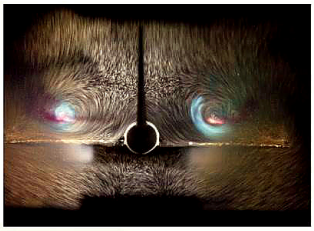


《星空》梵高



《水图卷-层波叠浪》马远，南宋





三角翼上表面的湍流涡旋：(a) 俯视图；(b) 后视图

- 层流时每一层流体非常规整、互不干扰，如牙膏挤出时不同颜色条纹清晰分明

- 若流速很快，各层相互混合，颜色条纹消失
- 湍流则呈现漩涡、回流等不规则流动形态
- 艺术画作（如星空、海浪）和飞机尾流中常呈现层流/湍流的流动形态，给人以视觉上的流动感

边界层的定义

1.3.4 流动区域的划分——边界层

一、边界层的形成与发展

□流动边界层：存在着较大速度梯度的流体层区域，即流速降为主体流速的99%以内的区域。

□边界层厚度：边界层外缘与壁面间的垂直距离。

定义

边界层：存在较大速度梯度的流体区域，即流速降为主体流速 99% 以内的区域。
边界层厚度：边界层外缘与地面（壁面）之间的垂直距离。

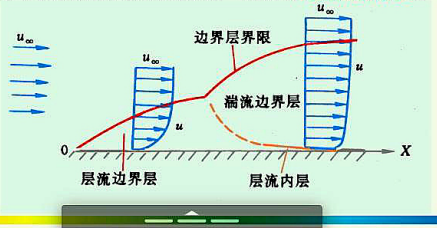
- 流体未接触壁面时具有主体流动速度；一旦接触壁面，因层与层之间的阻碍作用，靠近壁面处流速为 0，越往外流速越大
- 当流速达到主体流速的 99% 时，该 99% 所围成的区域即为边界层
- 边界层厚度即从该外缘到壁面的高度

边界层的分类

(1)平壁上的边界层

➢ **从前沿开始形成边界层，随距板前沿的距离的增加，边界层也越来越厚度。边界层很薄时，边界层内部为层流。**

➢ **随着边界层加厚，边界层内的流动可由层流转变为湍流。在层流与湍流之间还有一个过渡区。在湍流边界层之内，由于紧靠壁面处的流体速度仍很小，流动型态保持为层流，称为层流底层。**



- 按雷诺数划分：
  - 雷诺数 < 2000：层流边界层
  - 雷诺数 > 4000：湍流边界层

- 湍流边界层内部靠近壁面处，雷诺数仍可能小于 2000，该区域称为层流底层
- 流体流动区域包括：主体流动区域、湍流边界层、层流边界层、层流底层

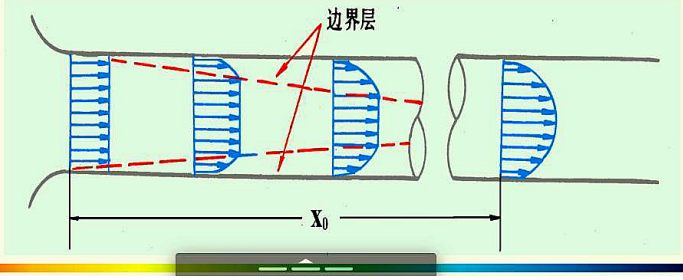
注意

湍流边界层内也存在层流底层，不要误以为湍流边界层内全部都是湍流。

圆管内的边界层

(2)圆管内的边界层

- **在管道进口端，沿管壁边界层的形成与发展情况类似于平壁上的层流和湍流边界层。**
- **管壁两侧的边界层相交的区域在湍流区/层流区，最终圆管内的流动为完全发展的湍流区/层流区。**



- 流体刚进入管内时，受壁面影响较小，主体流速保持较多，边界层较薄
- 随着流动发展，各层之间相互影响加剧，边界层逐渐增厚
- 完全发展的边界层厚度等于管的半径（圆管两侧壁面均有影响，与平板不同）
- 从入口到完全发展段的距离称为进口段

例

进口段长度估算：

- 层流：进口段长度 = 0.05 × 雷诺数 × 直径
- 湍流：进口段长度 = 40~50 d （一般考试不涉及进口段长度的计算，了解即可）

边界层的分离

二、 边界层的分离

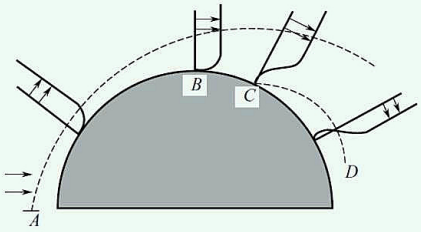


图 1-23 圆柱体表面的边界层分离

A点：驻点（u=0）动能转化为静压能，P最大，迫使流体改变方向，绕柱而行

A---B：面积减小，u↑,P↓（一部分静压能转化为动能，一部分克服摩擦阻力而消耗掉）

B: u最大，P最小

B---C 面积增大，u↓,P↑(动能一部分转化为静压能，另一部分克服阻力而消耗)

C: u=0, P最大。由于惯性，后继来的高压液体离开壁面，形成分离，C点的下游形成空白区。

CD：边界层脱离固体壁面，而后倒流回来，形成涡流，出现边界层分离。

定义

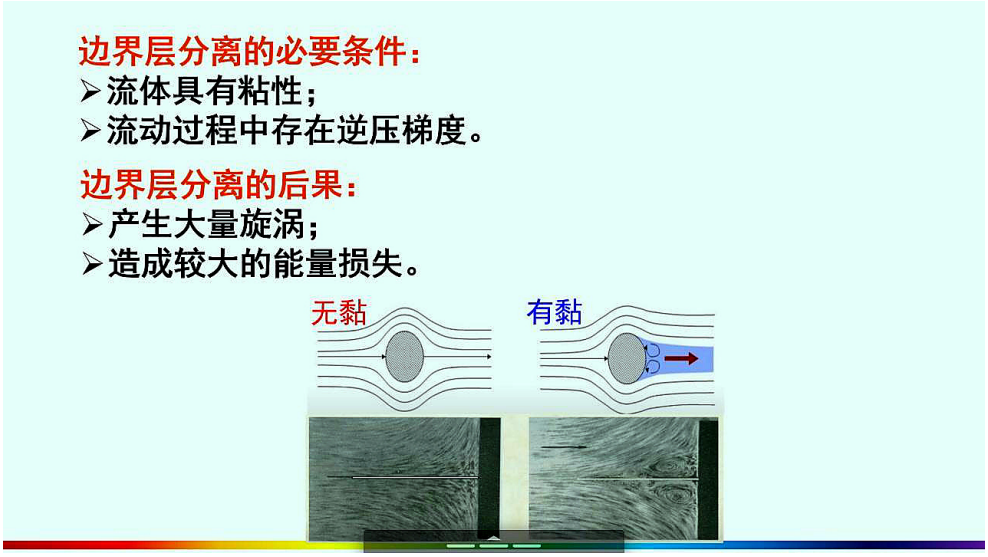
边界层分离：流体流过表面不规则处（如圆柱体）时，流速降为 0 后流体离开表面、与表面分离的现象。

- 流体遇到圆柱体时改变流向，迎流面某点流速为 0，该点称为**驻点**
- 驻点处动能转化为静压能，压强最大
- 流体沿柱面流动：通道减小 → 流速增大、压强减小（到 b 点压强最小）；再往下流速减小、压强增大（到 c 点流速降为 0）
- 到 c 点流速为 0 后，流体不再沿表面流动，与表面分离，形成空白区域
- 分离后下游压强大于上游（逆压梯度），将流体反推回去，产生回流和漩涡

注意

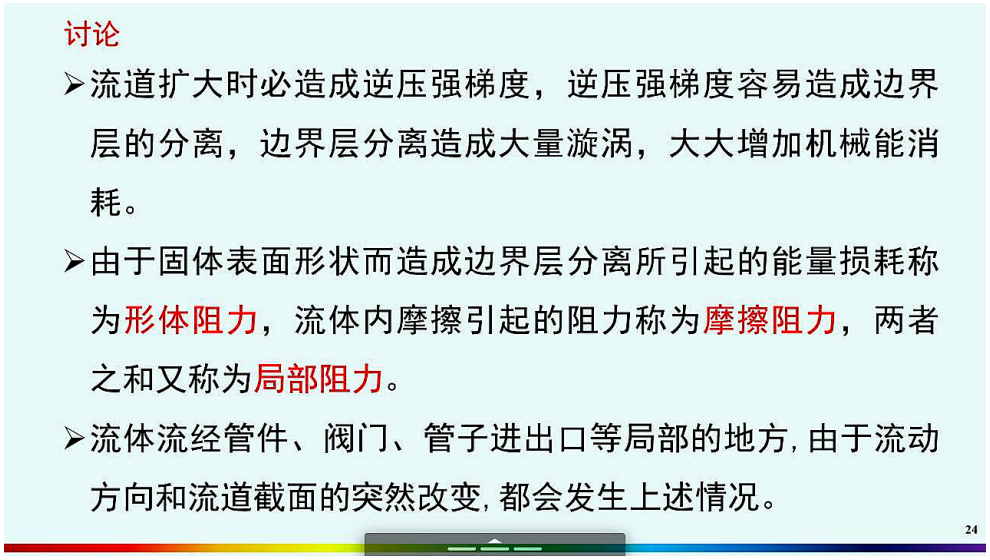
边界层分离的必要条件：流体必须具有粘性。若无粘性，流体流过圆柱体时呈完全对称分布，不会发生分离。

边界层分离的后果



- 产生大量漩涡和回流
- 造成流体流动过程中大量的能量损失
- 实际应用中，流道发生改变（扩大、缩小）或流经管件（阀门、压力表等）时，局部都会出现边界层分离

阻力分类



- 形体阻力：由固体表面形状造成边界层分离产生的能量损失
- 摩擦阻力：由流体本身粘性带来的阻力
- 两者后续均需进行计算

飞机升力与失速

- 飞机升力来源（学术界无明确统一结论，主流解释）：
  - 机翼上表面流速快、压强小；下表面流速慢、压强大
  - 上下表面压强差产生向上的升力，与重力抗衡

定义

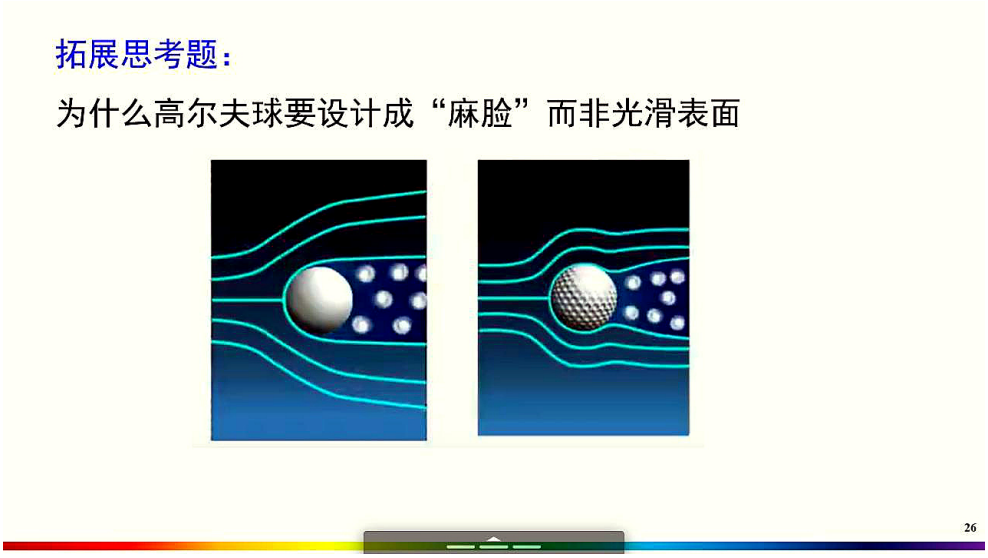
攻角：飞机上扬的角度。

- 攻角较小时，气流贴着机翼表面流动，无边界层分离
- 攻角大于失速攻角时，机翼上表面气流发生漩涡，出现边界层分离
- 气流离开表面后，升力大幅降低，导致飞机失速

注意

大部分空难（除人为因素外）由失速造成，失速与边界层分离密切相关。战斗机因有推力发动机等额外能量，可完成大攻角机动，与普通飞机不同。

高尔夫球的表面凹坑



例

高尔夫球最初表面光滑，但人们发现球越旧（表面坑洼）飞得越远，光滑球与坑洼球的飞行距离可相差 3~5 倍。

- 光滑球飞行时，流体流过表面后易产生空白区、回流和巨大漩涡，阻力大
- 表面有凹坑时，流体经过凹坑后重新贴着表面流动，边界层分离现象显著减弱
- 受逆压梯度回推空气的影响减小，因此飞得更远
- 现代高尔夫球表面设计为坑洼状，即源于此原理

平均流速与点速度

定义

平均流速：体积流量除以截面积。点速度：管内某一位置（离管中心轴距离为 r）处流体的实际流速。

- 平均流速不区分管内具体位置，是整体截面上的平均概念
- 由于粘性，管内形成边界层：壁面处流速为 0，越靠近中心流速越大
- 在流动方向的法向不同位置处存在速度梯度

定义

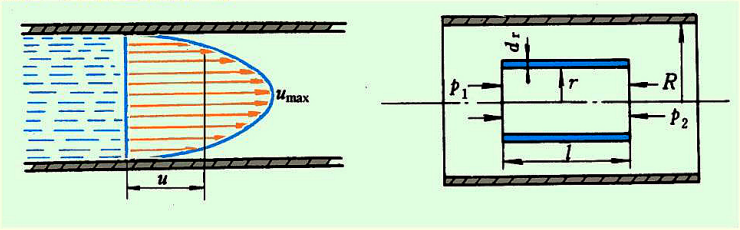
速度分布：管内流动时，截面上质点速度随半径（位置）的变化关系。

层流管内速度分布的推导

1.3.5 管内流动的速度分布

速度分布：流体在圆管内流动时，管截面上质点的速度随半径的变化关系。

一、层流时的速度分布 ★



以管轴心为中心线，取半径为r、长为l 的一段流体柱为研究对象

- 取离中心距离为 r、长度为 l 的液柱进行分析，管半径为 R
- 液柱受力分析：
  - 压力差产生的推力：$(p_1 - p_2) \times \pi r^2$
  - 剪切力（摩擦力）：由牛顿粘性定律计算，表面积 $A = 2\pi r \times l$
- 层流特点：无径向脉动，各层互不干扰，每一位置处速度恒定，合力为 0

> **注意**
>
> 牛顿粘性定律中 du/dr 为负值（随 r 增大 u 减小），公式中加负号以保证剪切力为正。

- 令推力与摩擦力相等（合力为 0），移项后积分：
  - 积分上下限：壁面处（r = R）流速为 0；任意截面处（位置 r）流速为 u_r
  - 积分结果得到点速度公式

层流点速度与最大速度

管中心流速为最大，即$r=0$时，$\dot{u}=u_{max}$

$$u_{max}=\frac{(p_1-p_2)}{4\mu l}R^2 \qquad \dot{u}=u_{max}\left[1-\left(\frac{r}{R}\right)^2\right]$$

即流体在圆形直管内层流流动时，其速度呈抛物线分布。

管截面上的平均速度：

$$u=\frac{q_V}{A}=\frac{\int_0^R \dot{u}\,2\pi r dr}{\pi R^2}=\frac{(p_1-p_2)}{8\mu l}R^2=\frac{1}{2}u_{max}$$

层流流动时的平均速度为管中心最大速度的1/2。

- 点速度公式：$u_r = (\Delta p / 4\mu l) \times (R^2 - r^2)$
- 最大速度出现在 r = 0（中轴线）处：
  - $u_{max} = \Delta p \times R^2 / (4\mu l)$

- 点速度与 r 的关系为抛物线，中心位置速度最大

> **例**
>
> 已知压差 Δp、管长 l、管半径 R、流体粘度 μ，即可代入 r 计算管内任意位置的点速度。

层流平均速度与最大速度的关系

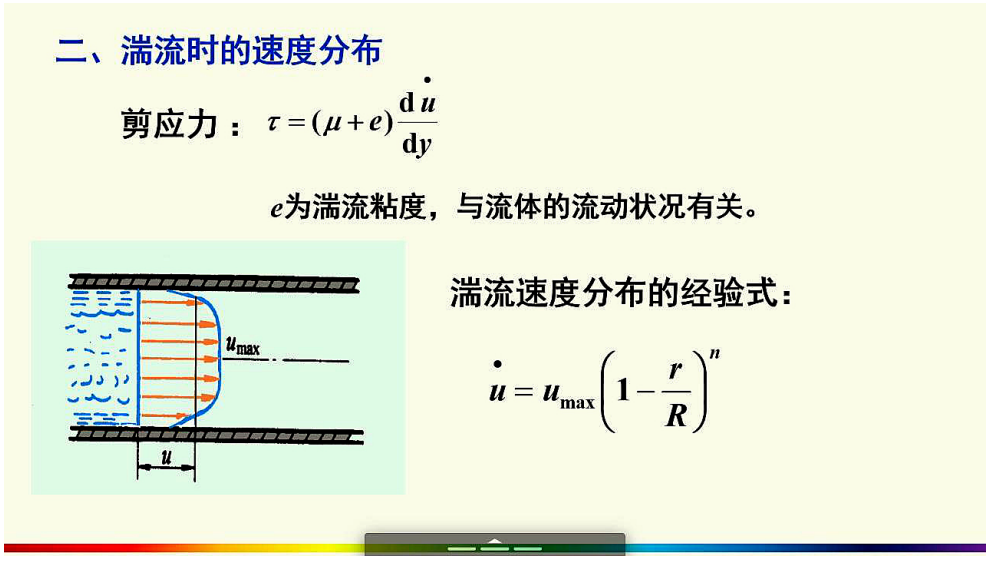
- 体积流量可通过微元积分计算：每个微元体积 = 点速度 × 截面积（2πr × dr），在 0 到 R 范围内积分
- 积分结果对比：平均流速 = 最大速度的 1/2

> **注意**
>
> 平均速度与最大速度的关系（层流）：u_avg = u_max / 2。平均速度一定小于最大速度，这是层流的特征结论，湍流不适用此关系。

层流的速度分布规律

- 层流速度分布呈抛物线形，最大速度位于管中心轴处
- 层流的平均速度是最大速度的一半：u_avg = 0.5 * u_max
- 层流速度分布公式是本章重点掌握内容

湍流的速度分布规律



- 湍流存在径向脉动和质点间相互碰撞，比层流复杂得多
- 本科生不要求掌握湍流的详细推导，了解即可
- 湍流黏度 = 流体本身黏度 + 湍流黏度（把流动状况也考虑进去），写法类似于牛顿粘性定律
- 湍流点速度经验公式：u = u_max * (1 - r/R)^n，不再是抛物线，指数为 n 而非平方
- 湍流每一层的速度比层流要大一些
- n 的取值与雷诺数 Re 有关
- 工业应用中常见范围内，湍流的平均速度约为最大速度的 0.8 倍

流型的判断（层流 vs 湍流）

- 实验判断：观察有无径向脉动
- 判据：雷诺数 Re

- Re < 2000：层流
- Re > 4000：湍流
- 2000 < Re < 4000：过渡区（不是一种流型）

- 雷诺数用于判断流体的湍动程度

两种流型对比

两种流型的比较

流　　型	层流	湍流
判　　据	$Re \leq 2000$	$Re \geq 4000$
质点运动情况	沿轴向作直线运动，不存在径向混合和质点碰撞	不规则杂乱脉动，质点碰撞和剧烈混合。
管内速度分布	抛物线方程 $u=\frac{(p_1-p_2)}{4\mu l}R^2\left[1-\left(\frac{r}{R}\right)^2\right]$	经验公式 $u=u_{max}\left(1-\frac{r}{R}\right)^n$
与管中心速度关系	$u=0.5\,u_{max}$ 壁面处$u_{w=0}$,管中心u_{max}	$u=(0.82\text{-}0.9)\,u_{max}$ 壁面处$u_{w=0}$,管中心u_{max}

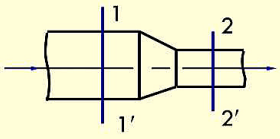
- 层流：速度分布为抛物线，平均速度 = 最大速度的 1/2
- 湍流：速度分布为经验公式 (1 - r/R)^n，平均速度约为最大速度的 0.8 倍
- 重点掌握层流，湍流了解即可

质量守恒（连续性方程）

1. 4 流体流动的守恒定理

1.4.1 稳定流动系统的质量衡算

对于稳定流动系统，在管路中流体没有增加和漏失的情况下：



$$q_{m1}=q_{m2}$$

$$\rho_1 u_1 A_1=\rho_2 u_2 A_2$$

推广至任意截面

$$q_m=\rho_1 u_1 A_1=\rho_2 u_2 A_2=\cdots=\rho u A=常数$$

雨课堂已启动，正在准备中...　点击展示二维码

- 稳定流动系统中，管内不同截面处单位时间流过的质量相等，即质量流量相等
- 质量流量 = 密度 × 体积流量 = 密度 × 流速 × 截面积
- 任意截面处：ρ1 * u1 * A1 = ρ2 * u2 * A2

定义

连续性方程（质量守恒方程）：稳定流动中，任意截面处密度 × 流速 × 截面积相等。

- 不可压缩流体（密度不变）：u1/u2 = A2/A1，速度之比等于截面积反比

- 圆管情况下：u1/u2 = (d2/d1)^2，速度之比等于直径平方的反比
- 管径越小，流速越大

> **例**
>
> 小时候玩胶皮管，把管子捏小一点，水流速度变大——这就是质量守恒的直观体现。

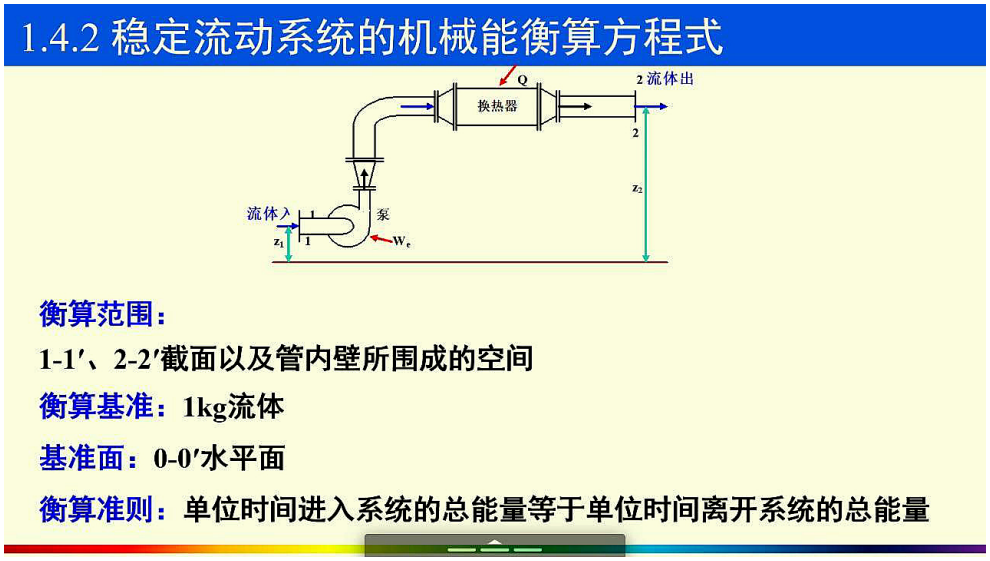
- 工程应用：可用于选型，确定输送管道的管径

工程常用流速范围

- 液体在管内流动：0.5 ~ 3 m/s
- 气体在管内流动：5 ~ 30 m/s
- 计算题中若算出液体流速达几百 m/s，说明公式用错了

> **注意**
>
> 设计计算时，应检查算出的流速是否落在合理范围内，以此判断计算是否正确。

机械能衡算式的物理模型



- 流体从 1 截面输送到 2 截面，中间可能经历：
  - 输送机械（如离心泵）做功
  - 换热器加热提供热能
- 衡算范围：1 到 2 截面包围的流动跨度
- 衡算基准：1 kg 流体，能量单位为 J/kg

> **定义**
>
> 以 1 kg 流体为基准的能量单位是焦耳每千克（J/kg），表示 1 kg 流体具有的能量。

- 位能需要先确定基准面（以地面为 0 或某截面为 0）

输入端与输出端的能量项

1 kg 流体进入系统时输入能量有下面各项：

（1）内能

物质内部能量总和。

1kg流体具有的内能为U（J/kg）。

（2）位能

质量为1kg 的流体自基准水平面升举到某高 Z 所作的功。

即1kg的流体所具有的位能为zg（J/kg）。

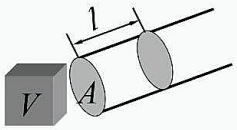
（3）动能

流体以一定速度运动时，便具有一定的动能。

1kg的流体所具有的动能为 $\frac{1}{2}u^2$ (J/kg)

（4）静压能

流体克服静压力所作相应功



静压能= $Fl = pA\frac{V}{A} = pV$

1kg的流体所具有的静压能为 $\frac{pV}{m} = pv$ **(J/kg)**

输入端（1 截面）包含六项能量：

- 内能
- 位能：gz（将 1 kg 流体从基准面提升到高度 z 所做的功）
- 动能：u²/2（1 kg 流体以速度 u 运动具有的能量）
- 静压能：p/ρ（压强 × 截面积 × 距离 = pV，除以质量得 p/ρ）
- 热能 q：换热器对 1 kg 流体提供的热能
- 功 We：输送机械对 1 kg 流体做的有效功

输出端（2 截面）包含四项能量：

- 内能、位能、动能、静压能

注意

We 的单位是 J/kg（焦耳每千克），而设备铭牌上的功率单位是 W（焦耳每秒）。算出的 We 必须再乘以质量流量（kg/s）才能得到功率，用于设备选型。很多同学算到 We 就结束，是没搞清楚其物理意义。

能量衡算式的推导

一、机械能衡算方程

根据热力学第一定律，热与内能之间的关系为

$$\Delta U = Q - W = Q - \left(\int_{v_1}^{v_2} p dv - \sum h_{f,1-2}\right)$$

又由于 $\int_{v_1}^{v_2} p dv = \int_{p_1 v_1}^{p_2 v_2} d(pv) - \int_{P_1}^{P_2} v dP = \Delta(Pv) - \int_{P_1}^{P_2} v dP$

代入能量衡算式 $\Delta U + g\Delta z + \Delta\frac{u^2}{2} + \Delta(Pv) = We + Q$

得 $Q - \Delta(Pv) + \int_{P_1}^{P_2} v dP + \sum h_{f,1-2} + g\Delta z + \Delta\frac{u^2}{2} + \Delta(Pv) = We + Q$

- 能量守恒式：输入端六项 = 输出端四项
- 用热力学第一定律将内能差换算：Δu = Q - W
- 对外做功 W 由膨胀功和能量损失两部分组成
- 代入并化简后，q 和 Δpv 项约掉，得到机械能衡算式

机械能衡算式（重点公式）

- 等号左边：三项机械能（位能、静压能、动能）+ 输送机械对 1 kg 流体做的功 We
- 等号右边：三项机械能（位能、动能、静压能）+ 能量损失

定义

机械能衡算式：gz1 + p1/ρ + u1²/2 + We = gz2 + p2/ρ + u2²/2 + Σhf 左边为输入能量（含输送机械做功），右边为输出能量（含流动阻力损失）。

- 考试中可能占 30 分以上，是综合计算的核心公式

机械能衡算式的应用

- 位置 z 的计算：上下游截面的位置或高度差
- 流速 u 的计算：流速 × 截面积 = 流量，流量是设备选型的关键量（铭牌上的量程）
- 压强 p 的计算
- 有效功 We 的计算：用于设备选型（We × 质量流量 = 功率，再考虑效率）
- 阻力 Σhf 的计算：后续会专门花一节讲

特殊情况

二、柏努利方程

对于理想流体，因为粘度为零，因此流体在流动过程中无摩擦损失和其他阻力损失，即$\Sigma h_f=0$。

当系统无外功加入时，机械能衡算方程可简化为：

$$g\Delta z+\Delta\frac{u^2}{2}+\frac{\Delta P}{\rho}=0$$ ——— 柏努利方程式

对于任意两截面，上式可展开为

$$\frac{P_1}{\rho}+Z_1g+\frac{u_1^2}{2}=\frac{P_2}{\rho}+Z_2g+\frac{u_2^2}{2}$$

- 无输送机械（如从高处往低处流）：We = 0
- 理想流体（能量损失为 0）：Σhf = 0

定义

伯努利方程：当无输送机械且为理想流体（能量损失为 0）时，机械能衡算式简化为左边三项机械能 = 右边三项机械能。

注意

使用伯努利方程形式时，必须明确其前提条件：忽略了能量损失，且没有输送机械。

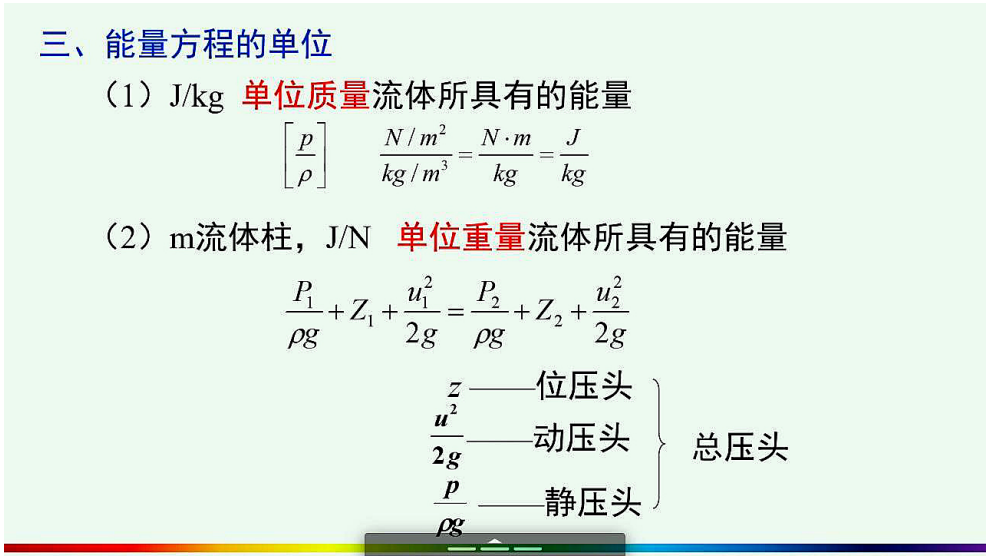
压强的表达形式

- 计算时统一使用绝对压（真实压强）
- 由于方程左右两边都有压强项，都减掉一个大气压结果相同，所以用表压或真空度也可以
- 但必须统一表达形式，不能混用

注意

压强表达形式不统一是反复出错的点。若算出的结果很离谱，优先检查压强是否统一。

机械能衡算式的三种表达形式



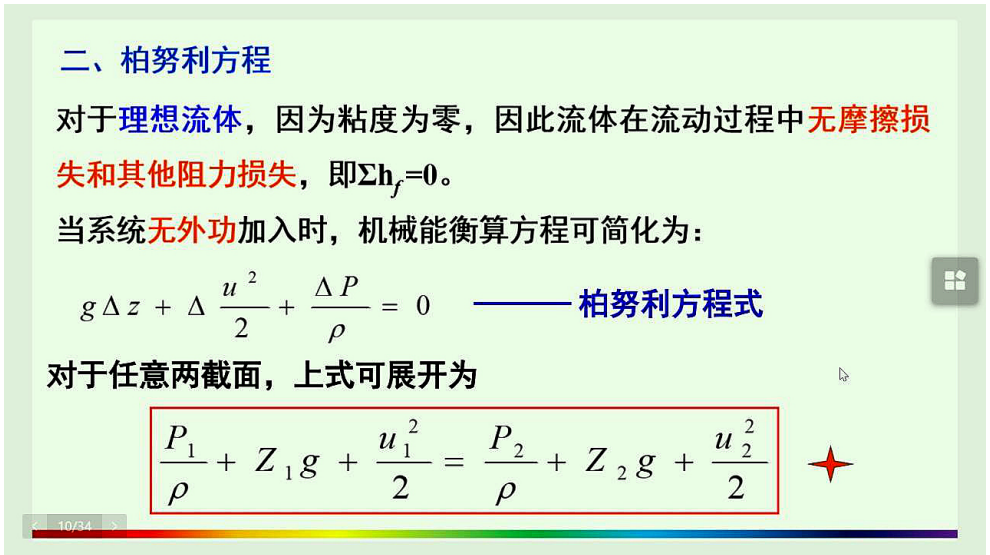
- 单位质量形式（J/kg）：gz + p/ρ + u²/2
- 单位体积形式（Pa，即 J/m³）：各项乘以密度 ρ，ρgz + p + ρu²/2
- 单位重量形式（m 液柱，即 J/N）：各项除以重力加速度 g，z + p/(ρg) + u²/(2g)

> **注意**
>
> 三种表达形式可以混用，但同一方程中必须统一。若把压强形式与速度平方形式混用，对水来说会差 1000 倍。这是考试中反复出错的原因。

- 当流速为 0 时，机械能衡算式退化为静力学基本规律

10 月 10 日

机械能衡算式（机械能守恒式）



- 本章最重要的两个公式之一：连续性方程与机械能守恒式
- 连续性方程（圆管）：流速之比等于管径平方的反比，本质是质量守恒
- 机械能守恒式：下标 1 为上游截面，下标 2 为下游截面
- 上游三项机械能 = 静压能 + 位能 + 动能；下游同理
- w 表示对 1 kg 流体所做的有效功（流体输送机械做功）

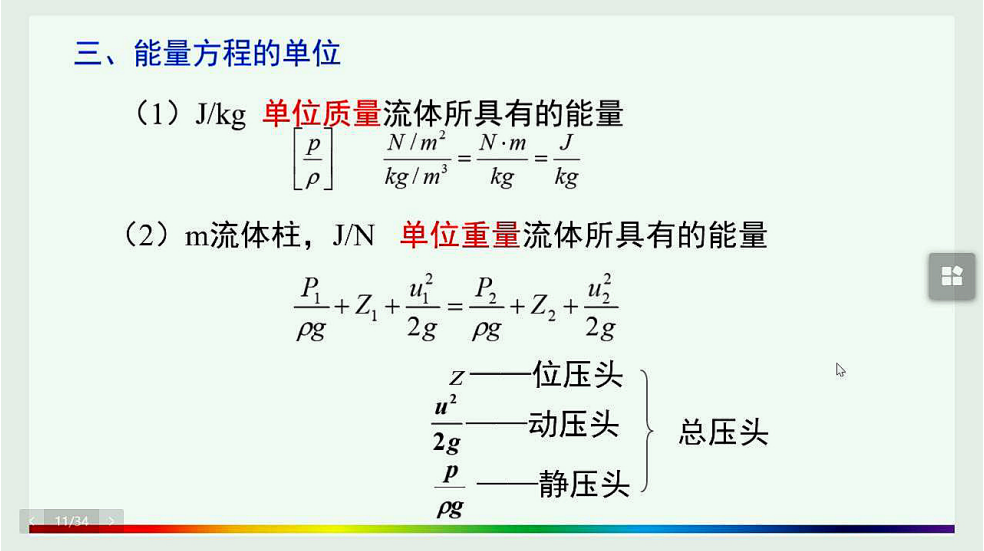
- Σhf 表示从截面 1 到截面 2 的流体能量损失

定义

机械能衡算式：上游截面的三项机械能之和 + 输送机械对流体做的有效功 = 下游截面的三项机械能之和 + 能量损失。

- 若系统无输送机械，则 w = 0
- 若为理想流体，忽略能量损失，则 Σhf = 0，退化为伯努利方程
- 伯努利方程：上游截面三项机械能之和 = 下游（或任意连续流动截面）三项机械能之和，为常数

机械能衡算式的三种表达形式

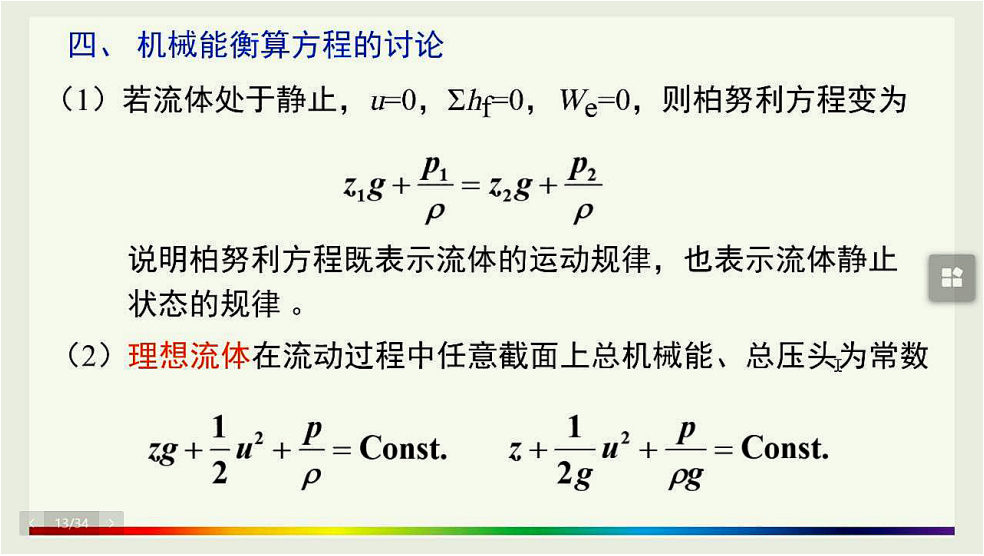


- 除以 1 kg 流体：单位焦耳每千克（J/kg）
- 除以 g（每项除以 g）：单位米液柱（m）
- 乘以密度 ρ：单位帕斯卡（Pa），即牛顿每平方米（N/m²），等价于焦耳每立方米（J/m³）
- 三种形式分别对应：对 1 kg 流体、1 N 流体、1 m³ 流体的能量守恒

注意

同一公式可用三种单位形式表达，做题时必须统一单位，不能混用。

压头的概念



- 以米液柱形式表示时，三项机械能各有名称：
  - 位能 → 位压头
  - 动能 → 动压头
  - 静压能 → 静压头
- 三者之和称为总压头

伯努利方程的适用范围

- 适用于理想流体且无输送机械的情况
- 也适用于静止流体（u = 0 时），即静力学基本方程
- 实际流体（如水）有粘度，做实验时并非理想流体，需考虑能量损失

> **注意**
>
> 伯努利方程只适用于理想流体；实际流体有粘性，存在能量损失，需用完整的机械能衡算式。

高位槽-管路系统的能量分析（压头形式）

- 以三个截面（0、1、2）分析，设最低截面位压头为 0

零截面（高位槽液面）：

- 位压头 = h
- 静压头 = 0（敞口，表压为 0）
- 动压头 = 0（液面流速为 0）

> **注意**
>
> 敞口容器液面上方表压为 0，且储槽直径远大于管径，由连续性方程可知液面流速近似为 0。今后遇到敞口容器液面，这两项能量可直接视为 0。

一截面（管中插入玻璃管处）：

- 位压头 = 0（以此为基准面）
- 静压头 = 液柱高度 h_1 （即 p_1 /ρg）
- 动压头 = 大 H 减去小 h_1 的剩余部分

例

玻璃管液柱高度 h_1 表示该处静压头（$p_1/\rho g$）。若测得总压头 H 和静压头 h_1，两者相减即为动压头，可据此算出流速：动压头 = $u^2/(2g)$。

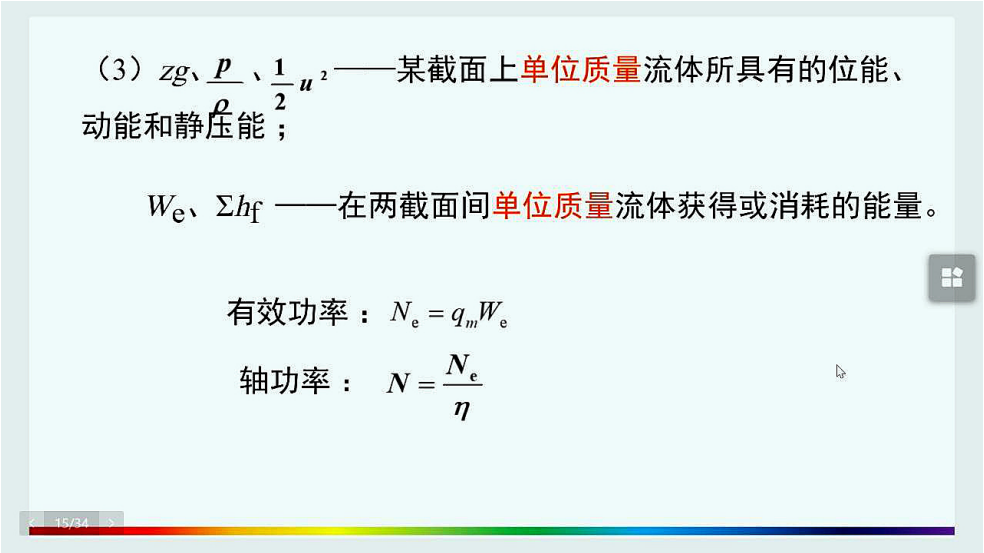
二截面：

- 位压头 = 0（同一基准面）
- 静压头 = 液柱高度 h_2
- 动压头 = 大 H 减去 h_2 及位压头后的剩余部分
- 管径越大，流速越小，动压头越小

例

理想流体流动过程中，三项机械能相互转换（位能 → 静压能 → 动能等），但总和保持不变。实际做实验时高度可能不够，能量转换不完全，需注意。

有效功率、轴功率与电机功率



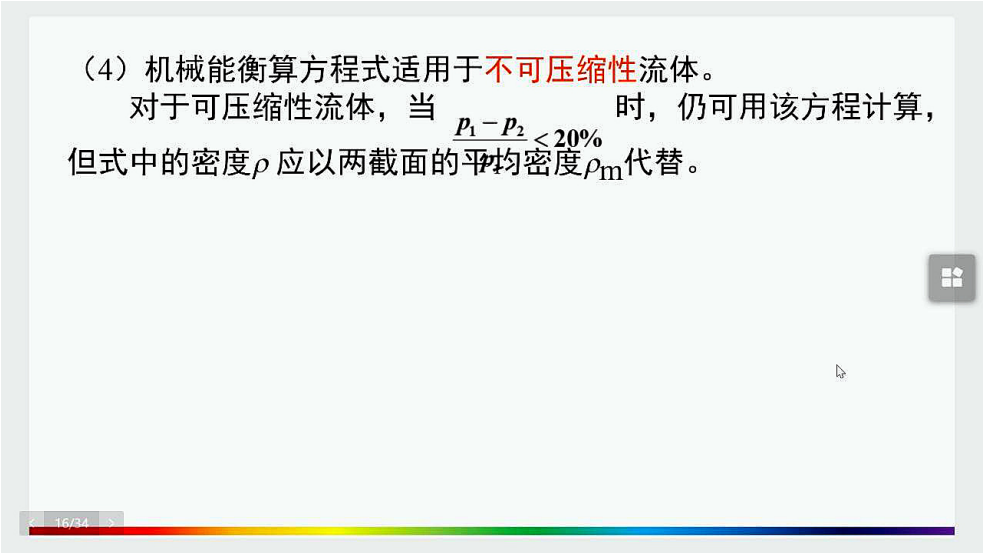
- 有效功 w 单位是 J/kg，表示输送机械对 1 kg 流体做的功
- 有效功率 = w × 质量流量 qm（kg/s），即单位时间对流体做的有效功
- 有效功率 ≠ 输送机械输出的轴功率，两者之间有效率 η

定义

轴功率 = 有效功率 / 效率 η。电机功率 = 轴功率 / 电机效率。计算有效功率的目的是为了输送机械的选型。

- 能量传递链：电机 → 泵（输送机械）→ 流体，每级都有能量损耗
- 做实验时可能记录的是电机功率，需通过效率换算回有效功率

可压缩流体的适用性



- 公式推导时假设为不可压缩流体
- 输送气体（可压缩）时，若两截面压强变化幅度不超过 20%，公式仍可用
- 此时密度 ρ 取截面 1 和截面 2 的平均密度，而非 p_1 或 p_2 对应的密度

注意

气体为可压缩流体，仅在压强变化不超过 20% 时可用此公式，且密度必须取两截面的平均密度。

伯努利效应的生活应用

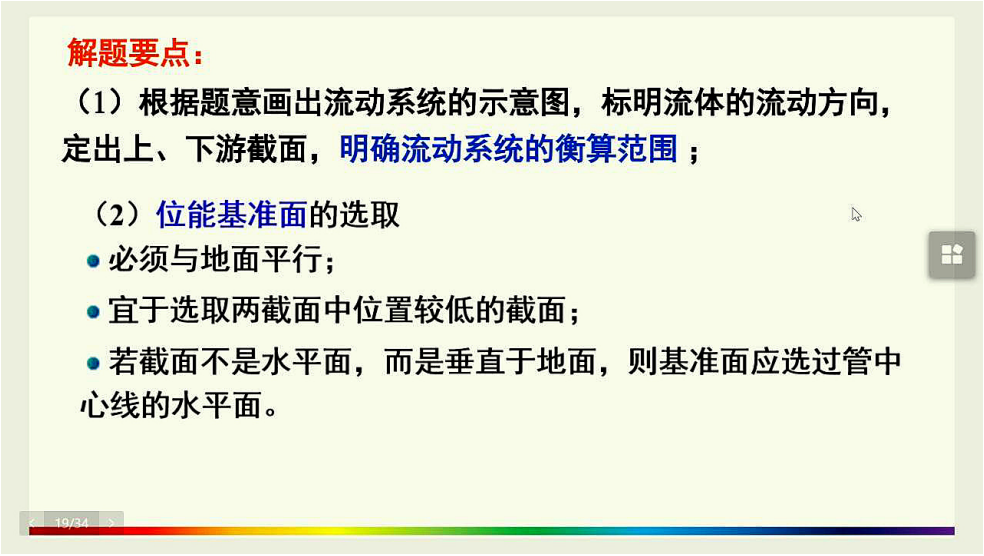
- 加压后喷出的水柱推动乒乓球旋转而不掉落
- 高速水流中压强小于周围大气压，乒乓球被大气压簇拥并被水柱托举
- 球附近水滴被带动旋转，两侧流速不均，靠近中线一侧速度大、压强小，球向中线靠拢，稳定在水流上方
- 保持旋转的关键：水流必须垂直且不能分散

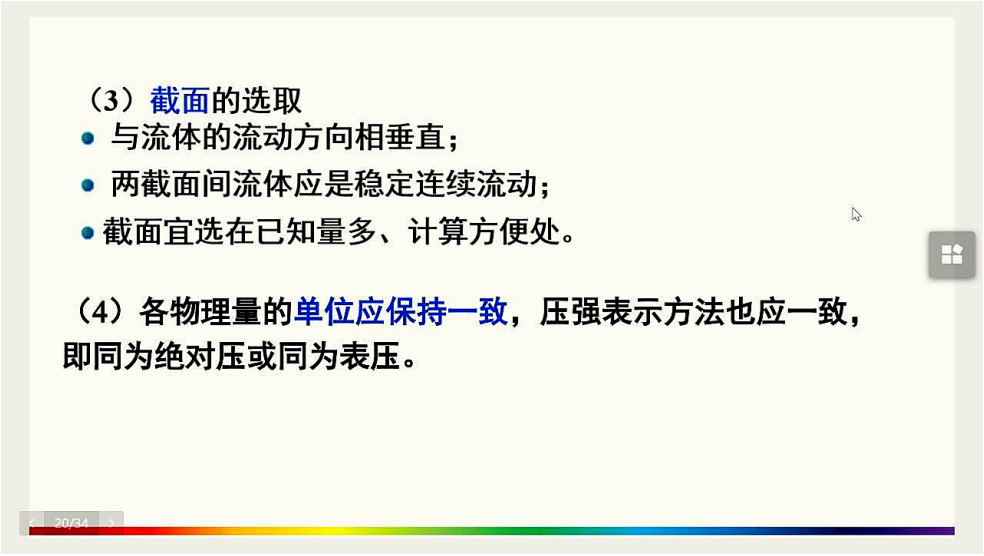
例

伯努利效应应用：飞机升力来源之一、喷雾器、球类比赛中的旋转球、高铁站台安全线。

- 高铁进站时，靠近车厢的空气被带动，流速大、压强小，旅客身体前后出现压强差，会被吸向列车
- 1912 年奥林匹克号与豪克号相撞事故：两船平行航行时，中间水流比外侧快，中间压强小，外侧水压将两船推向中间，豪克号较小、靠拢更快，最终撞上奥林匹克号
- 航海界称此现象为”喘息现象”

机械能衡算式的应用步骤





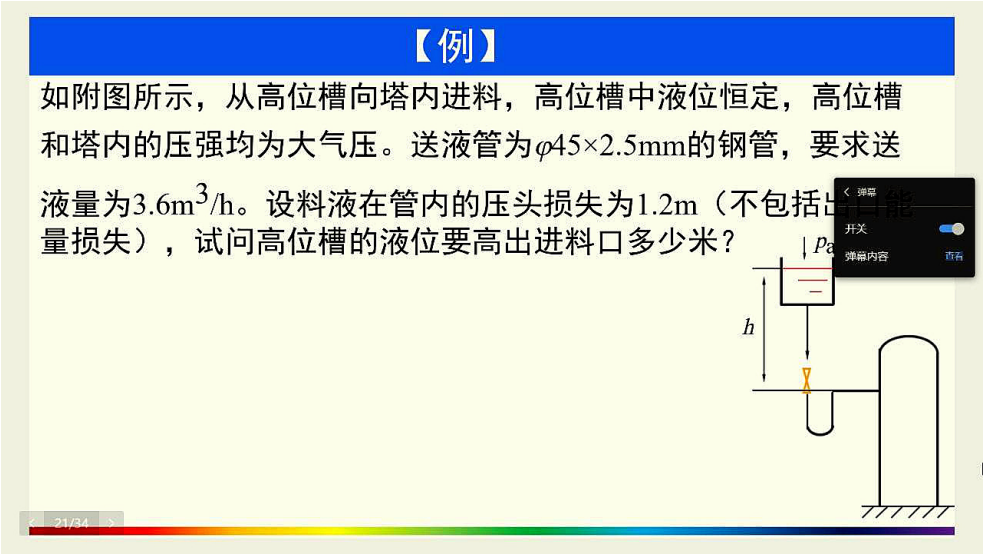
- 公式可求解：某截面处的压强、位置、流速、流量，或对输送设备进行选型（计算有效功）
- 共 4 个应用（4 道例题）

应用步骤：

1. 明确衡算范围，选好上下游截面，两截面必须是连续流动的
2. 确定位能基准面（一般选地面或两截面中较低者）
3. 截面选取原则：选已知条件多的、与流动方向垂直的、稳定连续流动的截面
4. 单位必须保持一致
5. 压强表达形式要统一（全用绝对压或全用表压）

> **注意**
>
> 管内流动时，零位面取管的中轴线。若管径变化但中轴线不变，则位能不变。

例题：高位槽向塔内进料



- 高位槽敞口，液面上方表压为 0
- 塔内压强表压为 0（不吃饭/常压）
- 送液管为 φ45×2.5 钢管，内径 = 40 mm
- 送液量 = 3.6 m³/h（体积流量）
- 管内压头损失 = 1.2 m 液柱

注意

压头损失 1.2 m 是以米液柱表示，若公式用 J/kg 形式，需乘以 g 换算；或将整个公式同除以 g。

- 括号说明：损失能量不包括出口能量损失
- 出口位置在管内（尚未出去），与真正进入塔内不同：塔内截面积无穷大，流速为 0，机械能不同
- 选择截面：截面 1 在高位槽液面，截面 2 在管子出口位置（管内）
- 已知从截面 1 到截面 2 的损失能量，故选定这两个截面
- 要求：计算高位槽液位需多高，才能以该流量输送

机械能衡算式的单位统一

- 机械能衡算式中每一项的单位必须统一，否则计算结果会严重偏离
- 压强项：用帕斯卡（Pa）做单位，若给出的是千帕（kPa）需换算
- 密度项：用千克每立方米（kg/m³）
- 流速项：用米每秒（m/s）
- 体积流量换算：立方米每小时（m³/h）需除以 3600 换算为立方米每秒（m³/s）

注意

若流速算出来是 2000 多（如 2860 m/h），说明单位没换算，不能继续代入公式计算，必须先把 m/h 换算成 m/s。例如 0.8 m/s 与 2900 m/h 平方后结果相差极大。

例

体积流量 3.6 m³/h，换算为 m³/s：3.6 ÷ 3600 = 0.001 m³/s，再除以截面积得到流速 u_2 。

液体在管内流速的经验范围

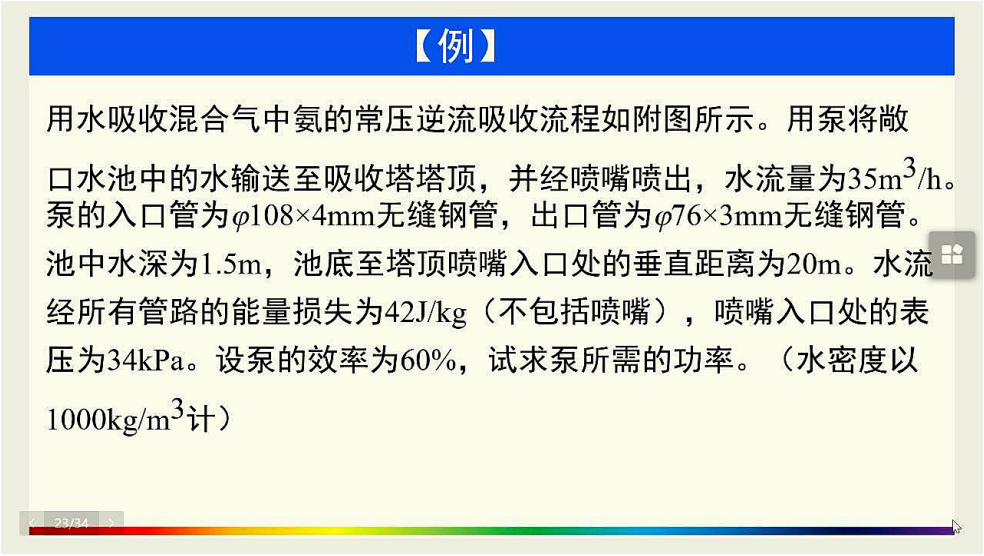
- 液体在管内流动的一般流速范围为 0.5~3 m/s
- 若算出的流速不在此范围内，应检查单位换算是否正确

> **注意**
>
> 气体流速范围与液体不同，气体一般为 3~30 m/s，均属合理范围。

应用一：求位置关系（求高度）

- 选取一截面（敞口液面）和二截面（出口）列机械能衡算式
- 一截面：敞口，表压 p_1 =0，流速 u_1 =0，只剩位能项
- 二截面：出口为大气压，表压 p_2 =0，以该处为零位面 z_2 =0
- 无泵（无输送机械），故功项 w=0
- 关键：先由体积流量除以截面积算出 u_2 ，再代入公式求 z_1

应用二：求泵的轴功率



- 泵的轴功率 = 有效功率 ÷ 效率
- 有效功率 = 有效功 × 质量流量
- 题目给的是体积流量，需乘以密度换算为质量流量

> **定义**
>
> **有效功率**：泵实际传递给流体的功率，等于有效功（单位质量流体获得的能量）乘以质量流量。**轴功率**：泵从电机获得的输入功率，等于有效功率除以泵的效率。

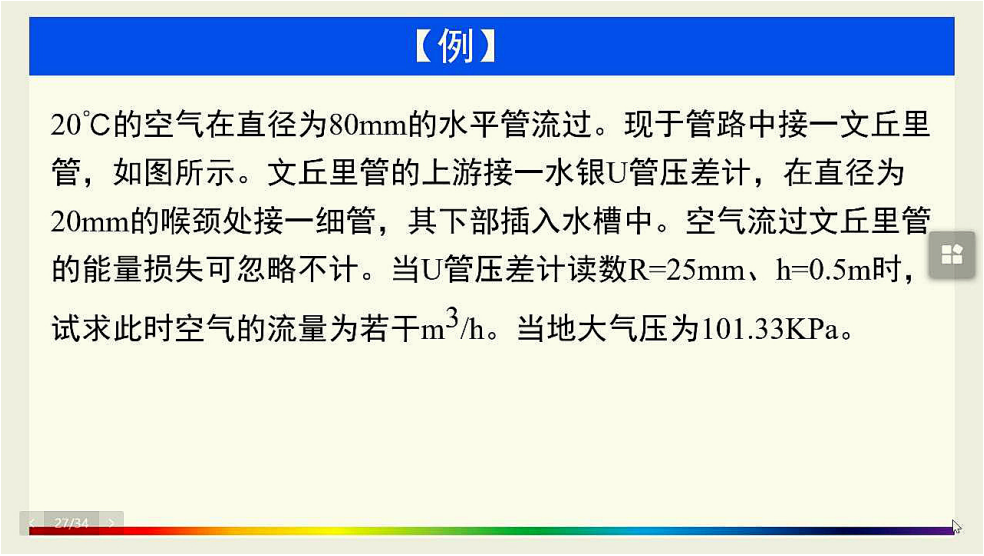
- 选泵时，应选择轴功率略大于计算值的泵（如算得 4.2 kW，选 4.5 kW 的泵）

入口管与出口管的管径区分

- 离心泵入口前的管为入口管，泵出来的管为出口管，两者管径可能不同
- 计算流速时，流量除以对应管段的截面积，用该管段的管径

> **注意**
>
> 计算某截面流速时，必须用该截面所在管段的管径。入口管和出口管管径不同，不能混用。

应用三：求流量（文丘里管测流量）



- 文丘里管：管径逐渐减小再逐渐扩大的装置，用于测量流量，最窄处称为喉径
- 本题：主管径 d_1 =80 mm，喉径 d_2 =20 mm，输送 20℃ 空气
- 通过 U 型管（水银）和玻璃管（水）测量两截面压强

定义

文丘里管：一种流量测量装置，通过管径先收缩后扩大，利用截面变化引起的压差来测定流量。

可压缩流体的适用条件

- 机械能衡算式适用于不可压缩流体
- 当 $(p_1 - p_2) / p_1 < 20\%$ 时，气体可近似按不可压缩流体处理，可用该公式

注意

判断是否可用公式时，必须用真实压强（绝对压强）计算 $(p_1 - p_2)/p_1$ ，不能用表压。若用表压计算，因 p_2 为负值，结果会超过 100%，导致错误判断。

压强测量与计算

- 一截面压强：p_1 = 大气压 + $\rho_{汞} \cdot g \cdot R$（R 为水银柱液柱差）
- 二截面压强：p_2 = 大气压 - $\rho_{水} \cdot g \cdot h$（h 为水柱高度）
- 表压形式：p_1 = $\rho_{汞} \cdot g \cdot R$，p_2 = $-\rho_{水} \cdot g \cdot h$
- 气体流动时，忽略气柱本身产生的压强

例

已知 R=0.025 m（水银，ρ=13600 kg/m³），h=0.5 m（水，ρ=1000 kg/m³），g=9.81 m/s²。表压 p_1 = $13600 \times 9.81 \times 0.025 \approx 3335$ Pa，p_2 = $-1000 \times 9.81 \times 0.5 = -4905$ Pa。用真实压强计算 $(p_1 - p_2)/p_1 \approx 7.9\% < 20\%$，可用机械能衡算式。

连续性方程与流速关系

- 连续性方程：不可压缩流体在管内流动时，体积流量守恒，$u_1 A_1 = u_2 A_2$
- 流速与管径的平方成反比：$u_2 / u_1 = (d_1 / d_2)^2$

例

d_1 =80 mm，d_2 =20 mm，则 $(d_1/d_2)^2 = 16$，即 $u_2 = 16u_1$ 。

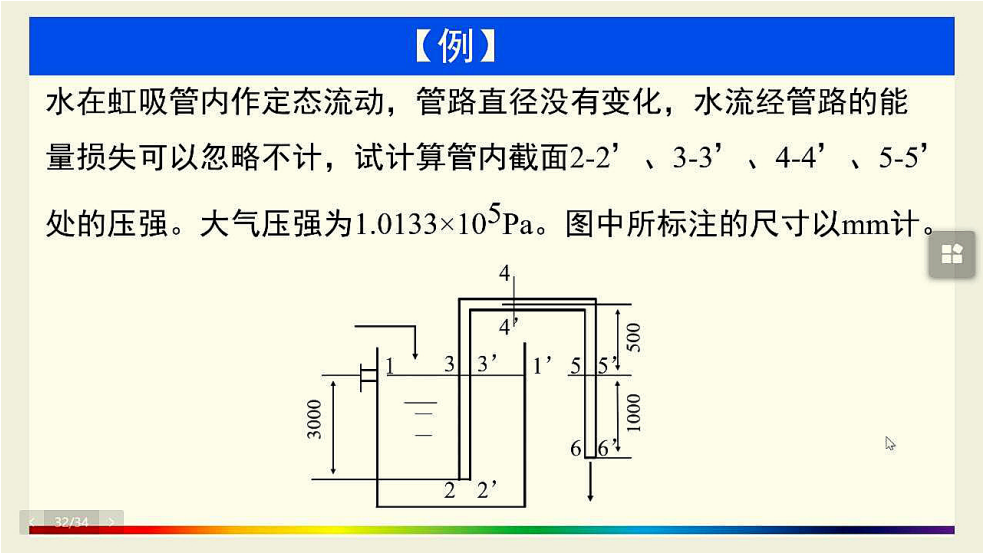
气体的平均密度计算

- 气体密度公式：$\rho = pM / (RT)$
- 标准状态：温度 0℃（273 K），压强为标准大气压
- 空气分子量 M = 29 g/mol
- 可压缩流体需用平均密度（取两截面平均压强代入计算）

定义

平均密度：对可压缩流体，因密度随压强变化，计算时取两截面平均压强代入气体状态方程求得的密度。

应用四：求压强（虹吸管）



- 虹吸管中水流动，液面保持稳定，管径不变
- 忽略能量损失、无输送机械，简化为伯努利方程：各截面三项机械能之和相等
- 因管径相同，截面 2、3、4、5、6 的流速均相同

定义

虹吸管：利用液面高度差和大气压作用，使液体越过高位障碍物连续流动的管道装置。

虹吸管各截面压强定性分析

- 一截面（水槽液面）：表压为 0，流速为 0，总能量只剩位能
- 截面 3 和 5：在同一水平面，位能、动能相等，故 $p_3 = p_5$
- 截面 2：位能最小，静压能最大，故 p_2 最大
- 截面 4：位置最高，位能最大，故压强最小

注意

虹吸管最高点（截面 4）是压强最小的点。若该处压强小于液体的饱和蒸汽压，液体将汽化产生气体，导致虹吸中断，无法连续输送。

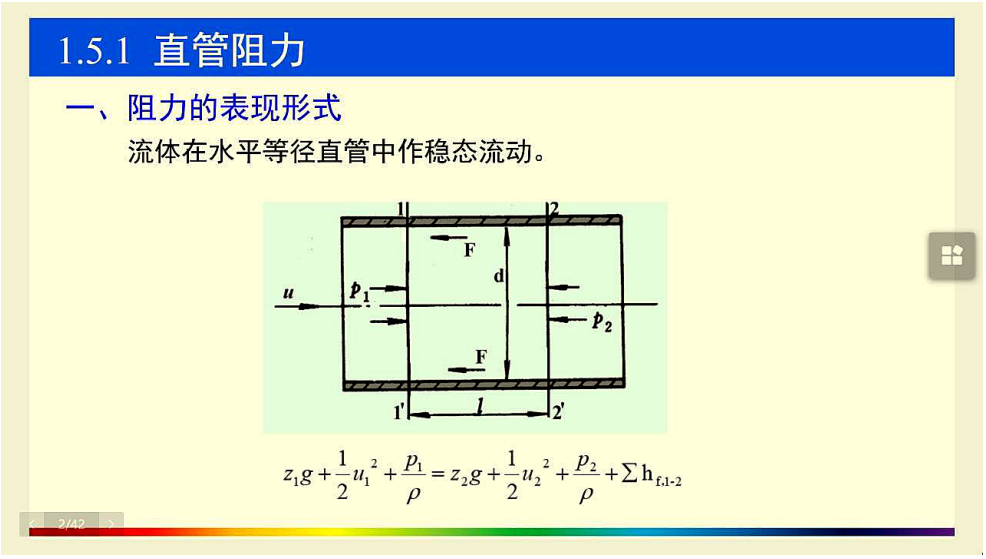
虹吸管压强计算思路

- 选已知条件多的截面列方程：一截面（三项能量已知）和六截面（位置、压强已知，剩动能）
- 在截面 1 和 6 之间列机械能衡算式，求出 u_6
- 因 2~6 流速相同，动能已知，各截面位置已知，即可求出各截面压强
- 计算结果应验证符合定性规律：p_2 最大，p_3 = p_5 ，p_4 最小

机械能衡算式的应用总结

- 机械能衡算式只有 4 个应用：求压强、求位置关系、求流速流量、求输送机械的有效功
- 完整衡算式中唯一不会求的项是能量损失（流体流动阻力）
- 流体流动阻力分为两部分：直管阻力（直管内流动）和局部阻力（变管径、阀门、泵、换热器等管件处）
- 从衡算截面 1 到截面 2 的总阻力 = 直管阻力 + 局部阻力之和

直管阻力的推导（水平等径管）



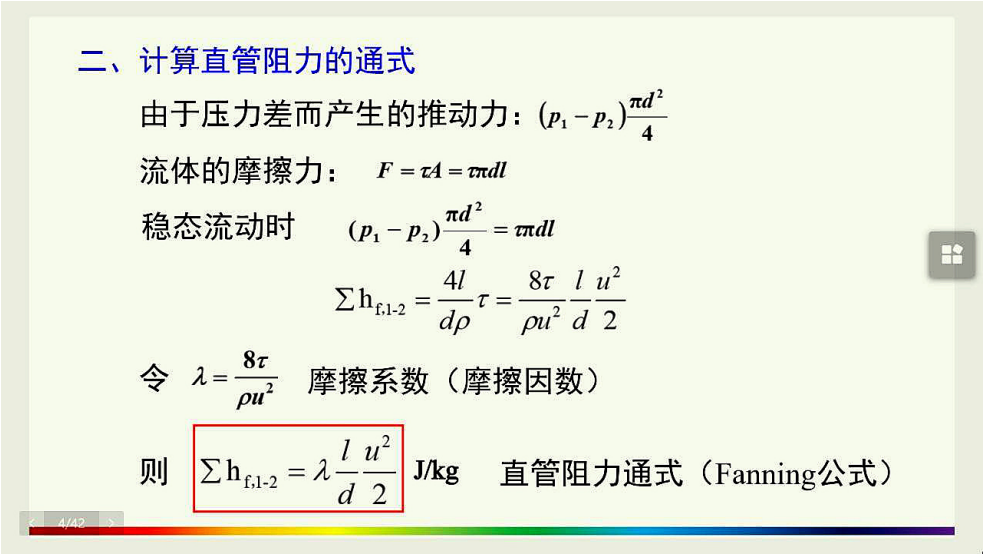
- 对水平等径管列机械能衡算式：位置相等、动能相等（等径），两者约掉
- 阻力表达形式：hf = (p1 - p2) / ρ，即静压能的变化
- 若为倾斜管道，还需考虑位置（位能）变化

直管阻力的受力分析

- 流体在管内恒速（匀速）流动，合力为 0
- 推动力 = 压强 × 截面积（$p \times \pi d^2/4$）
- 摩擦力 = 剪应力 × 表面积（$\tau \times \pi dl$，注意表面积用 πdl 而非 $\pi d^2/4$）
- 推动力与摩擦力大小相等、方向相反

> **注意**
>
> 表面积计算用 πdl（圆柱侧面积），$\pi d^2/4$ 是截面积，两者不可混淆。

范宁公式（直管阻力通用公式）

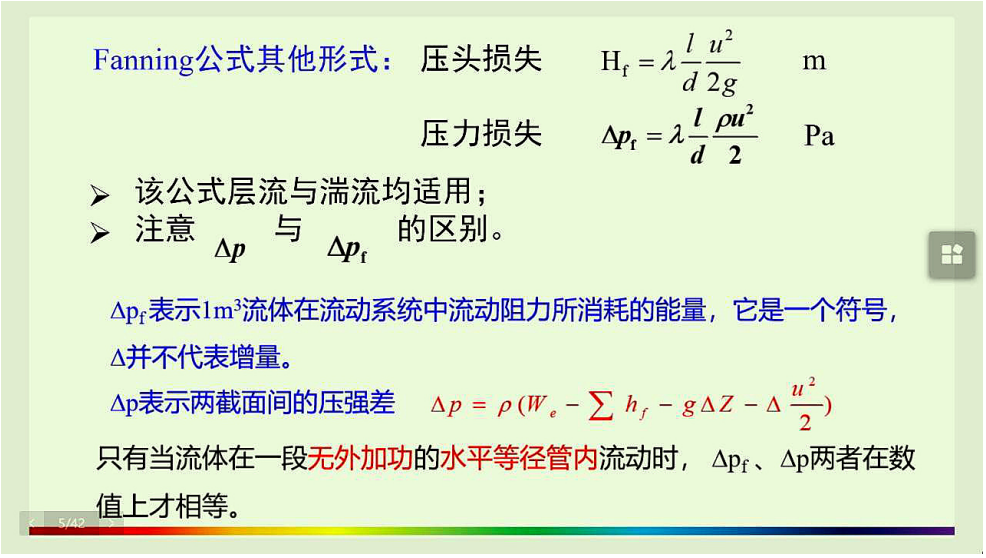


- 直管阻力损失通用公式：hf = λ · (l/d) · (u²/2)
- 该公式对层流和湍流都适用，因为受力分析与流型无关
- 只是 λ（摩擦系数）的表达形式随流动状况不同而不同
- 管径、流速可测，关键难点在于求摩擦系数 λ

定义

范宁公式：hf = λ · (l/d) · (u²/2)，用于计算直管阻力损失（单位：J/kg）。

阻力损失的不同表达形式



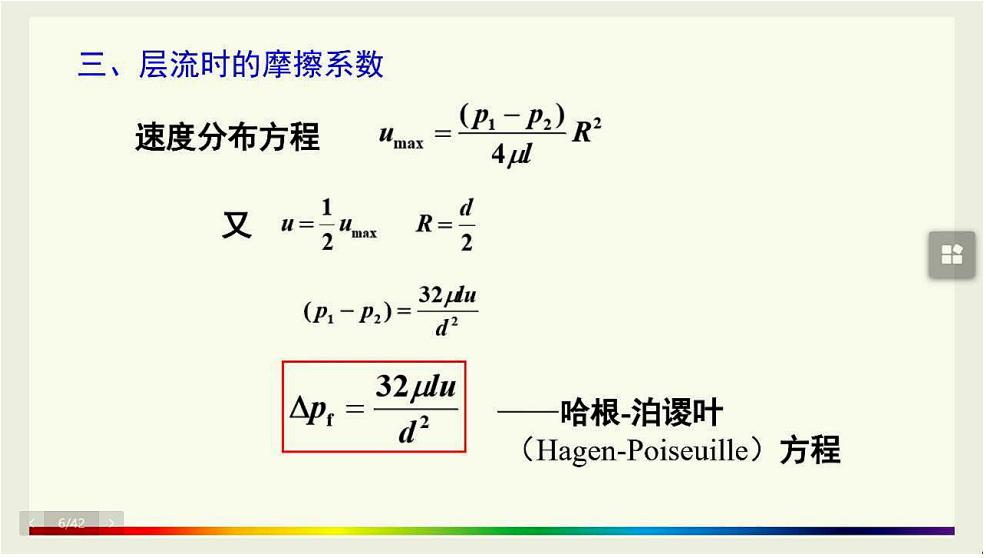
- 除以重力加速度 g：变为压头损失，符号用 Hf（单位：米液柱）
- 乘以密度 ρ：变为压力损失，符号用 Δpf（单位：Pa）

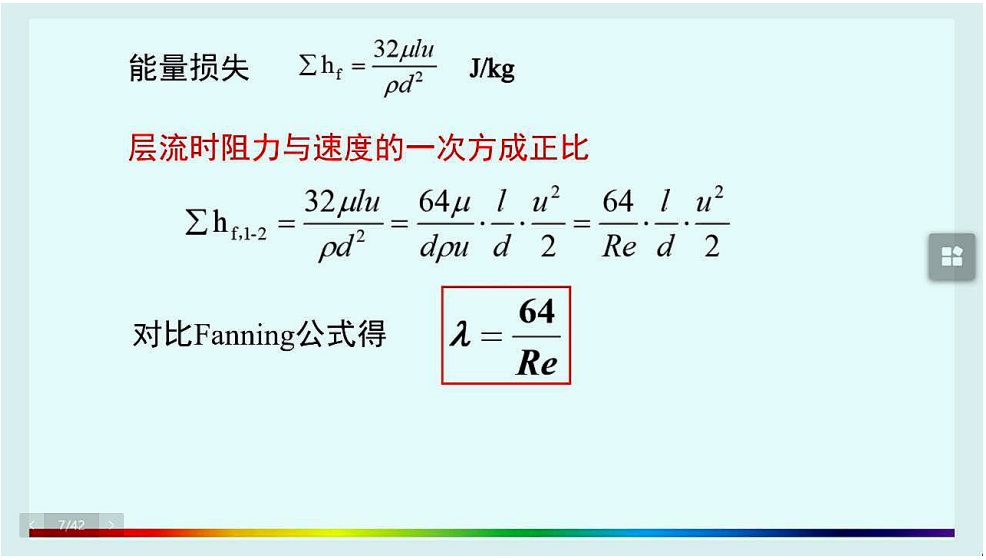
注意

Δp 与 Δpf 物理意义完全不同：

- Δp 表示两个截面的压强差，Δ 表示增量
- Δpf 表示压力损失（能量损失），Δ 只是符号，不表示增量
- 仅在无外功加入、水平等径管条件下，两者数值上相等，但物理意义不同

层流摩擦系数 λ 的推导





- 利用层流速度分布方程：管中心处流速最大
- 层流平均流速 = 最大流速的一半
- 将半径 r 换成直径 d 的表达形式（r = d/2）

定义

哈根-泊肃叶方程：Δpf = 32μlu / d²（单位：Pα），用于计算层流压力损失。若除以 ρ 则得到 J/kg 单位的能量损失。

- 由哈根-泊肃叶方程与范宁公式对比，可推出层流摩擦系数：

定义

层流摩擦系数：λ = 64 / Re（Re 为雷诺准数）。

注意

直管阻力损失与流速的关系：

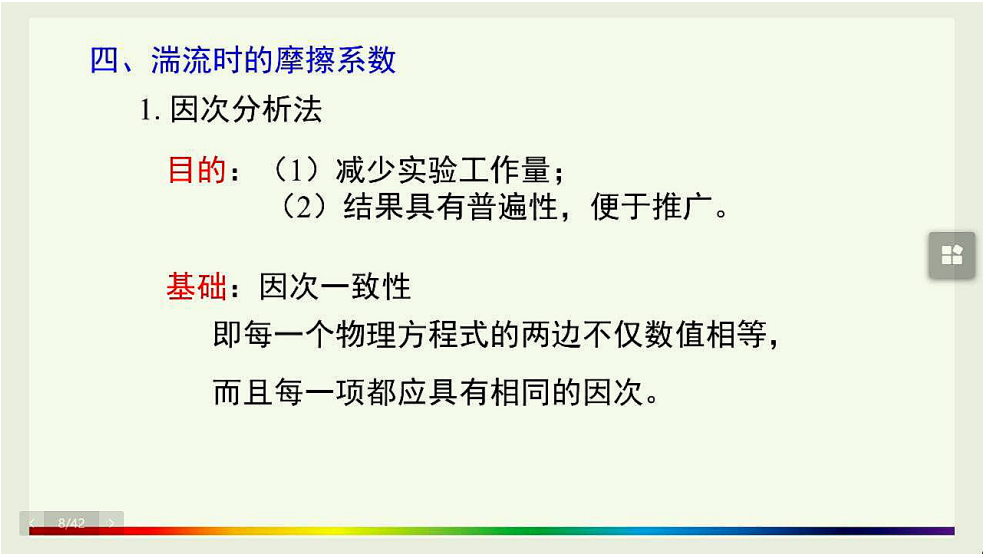
- 不能仅凭范宁公式就断言阻力与流速的二次方成正比，因为 λ 本身与流速有关
- 对层流流体，λ = 64/Re，代入范宁公式后流速被约掉，阻力损失与流速一次

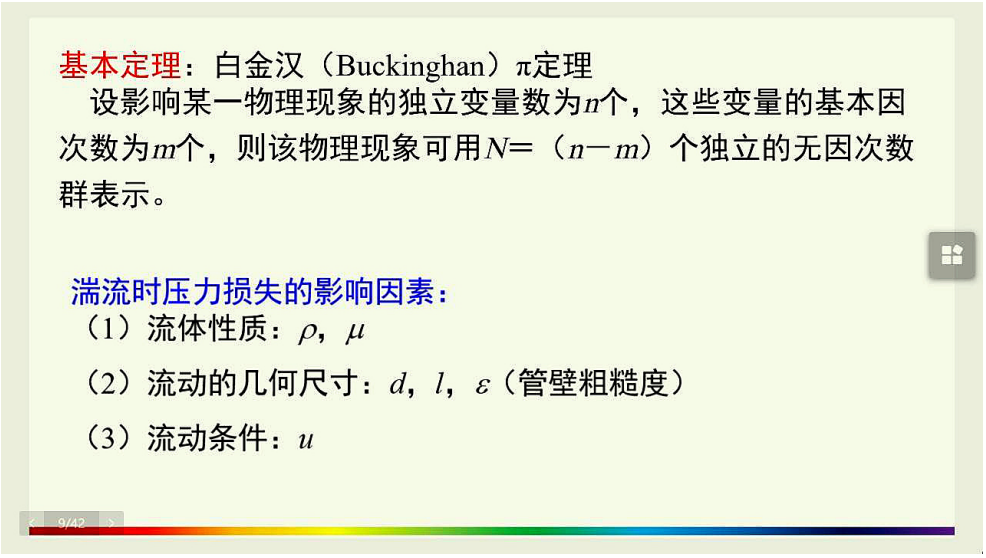
方成正比
- 只有完全湍流区（λ 为常数）时，阻力才与流速二次方成正比

注意

层流能量损失可用 J/kg 或 Pa 两种单位计算，两者相差 1000 倍，务必记清单位，否则误差巨大。

湍流摩擦系数 λ 的因次分析法





- 湍流流动复杂，采用因次分析法，目的是减少实验工作量
- 应用原理：因次一致性——等号左右两边各基本因次（长度、质量、时间、温度）的指数必须相等

定义

白金汉定理：描述一个物理现象，若有 n 个独立变量、m 个基本因次，则该现象可用 n - m 个独立的无因次数群表示。

定义

无因次数群：多个量组合成一个数群，但没有单位（如雷诺准数）。

- 湍流压力损失的影响因素（共 7 个量）：密度、粘度、管长、管径、管壁粗糙度、流速、压力损失本身
- 基本因次为 3 个（长度、质量、时间，无温度），故可用 4 个无因次数群表示

例

湍流经无因次化处理后得到的 4 个无因次数群：

- 欧拉数（Eu）
- 雷诺数（Re）
- 长径比（l/d）
- 相对粗糙度（ε/d，粗糙度除以管径）

- 对比范宁公式可知：湍流时 λ 取决于雷诺数（表示流体湍动程度）和相对粗糙度

莫迪图（摩擦系数图）

$$\Delta p_f = K d^{-b-f-g} l^b u^{2-f} \rho^{1-f} \mu^f \varepsilon^g$$

把指数相同的物理量合并在一起，便得到无因次数群的关系式

$$\frac{\Delta p_f}{\rho u^2} = K \left(\frac{l}{d}\right)^b \left(\frac{d u \rho}{\mu}\right)^{-f} \left(\frac{\varepsilon}{d}\right)^g \quad \textbf{(B)}$$

$$h_f = \frac{\Delta p_f}{\rho} = K \left(\frac{l}{d}\right)^b \left(\frac{du\rho}{\mu}\right)^{-f} \left(\frac{\varepsilon}{d}\right)^g \frac{u^2}{2}$$

对比范宁公式 $h_f = \lambda \frac{l}{d} \frac{u^2}{2}$ 关联，可得b=1

定义

莫迪图：由实验数据结合得到的摩擦系数 λ 与雷诺数、相对粗糙度的关系图。横坐标为雷诺数，纵坐标为摩擦系数 λ，另一纵坐标为相对粗糙度，采用**双对数坐标系**。

注意

莫迪图是**双对数坐标系**，做实验画图时必须用双对数坐标（手画用双对数坐标纸，软件画选对数坐标），不能用直角坐标。

- 莫迪图将流动划分为几个区域：
  - **层流区**（Re < 2000）：λ = 64/Re，在对数坐标中为一条直线，直接计算，不用查图
  - **过渡区**（2000 < Re < 4000）：一般延长层流段直线
  - **湍流区**（Re > 4000）：λ 既与雷诺数有关，又与相对粗糙度有关
  - **完全湍流区**（阻力平方区）：λ 只与相对粗糙度有关，与雷诺数无关

注意

完全湍流区又称阻力平方区：此时 λ 为常数（相对粗糙度固定时），由范宁公式可知阻力损失与流速的**二次方**成正比。湍流区（非完全湍流区）不叫阻力平方区，因为 λ 与流速有关。

- 查图方法：
  - Re < 2000：直接计算 λ = 64/Re
  - Re > 2000：先算出雷诺数，再找到对应相对粗糙度，确定线上点后查得 λ
  - 在完全湍流区：只需知道相对粗糙度即可直接查 λ（需先确认雷诺数在该区域）

10 月 11 日

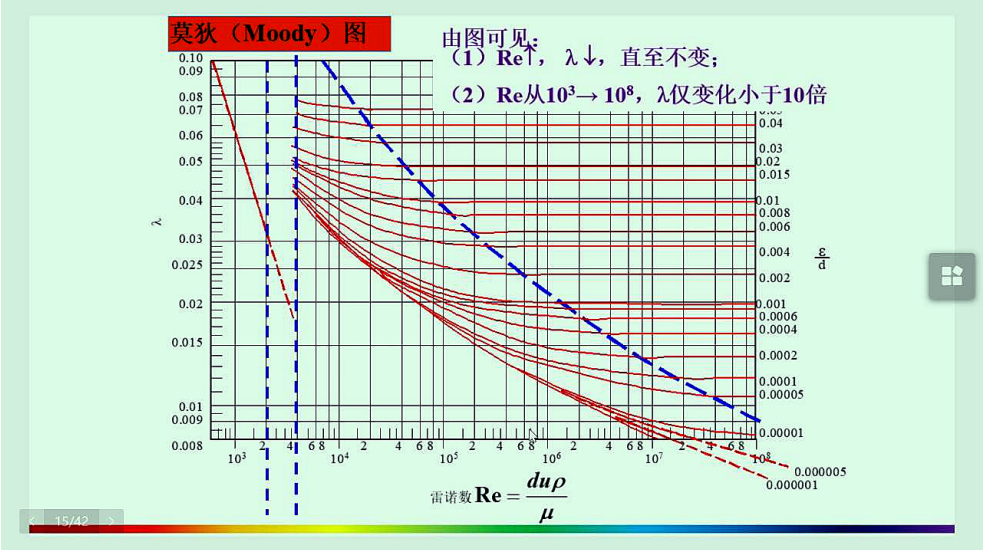
范宁公式（直管阻力通用公式）

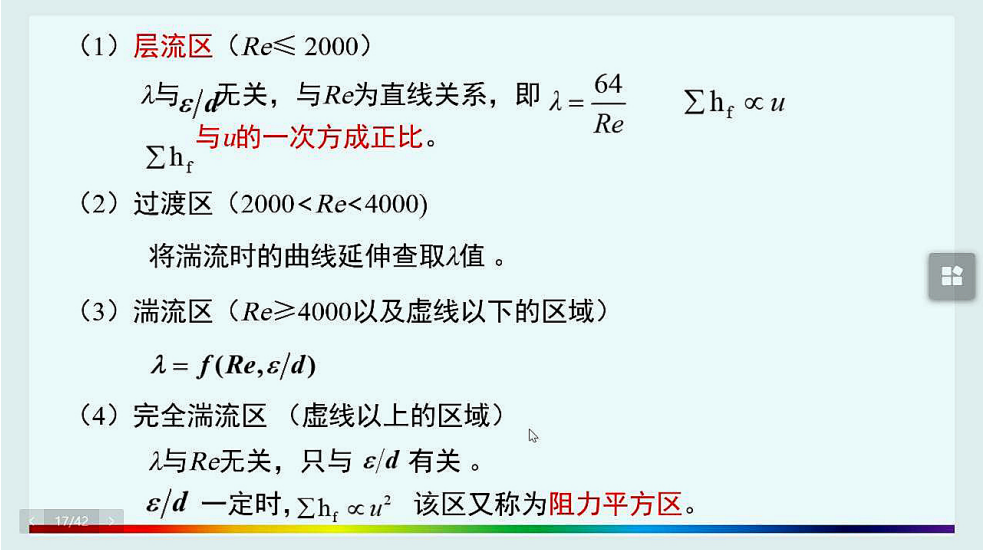
- 直管阻力通用公式：$h_f = \lambda \frac{l}{d} \frac{1}{2} u^2$
- l/d 为长径比，u 为流速，λ 为摩擦系数
- 摩擦系数 λ 与流型有关，也与雷诺数 Re 和相对粗糙度 ε/d 有关

层流时的摩擦系数与阻力

- 层流时：$\lambda = \frac{64}{Re}$
- 层流阻力也可用：$h_f = \frac{32 \mu l u}{\rho d^2}$
- 层流时阻力与流速的一次方成正比

摩擦系数图（莫迪图）的分区



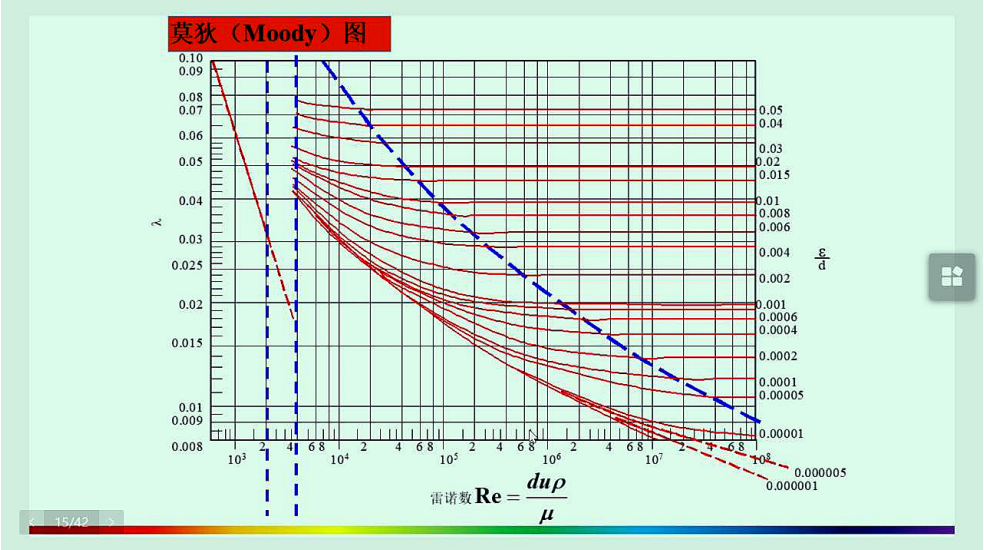


- 雷诺数 $Re \leq 2000$：层流区
- 过渡区：用层流区线延长
- 湍流区：通过雷诺数和相对粗糙度查图
- 阻力平方区（完全湍流区）：摩擦系数只与相对粗糙度有关，与雷诺数无关

注意

随着雷诺数增大，摩擦系数 λ 是减小的，但阻力损失是增大的。因为 λ 在很大雷诺数范围内变化不大（约在小数点第二位），而流速随雷诺数变化非常大，阻力与 u^2 相关，所以阻力增大。

查图方法



- 先确定相对粗糙度 ε/d（材料给定粗糙度，结合管径求得）
- 找到对应粗糙度线，再根据雷诺数找到对应点，对过去查 λ
- 若相对粗糙度不在图上（如 0.003），在相邻两条线（0.002 与 0.004）之间找点

注意

过渡区和湍流区，阻力与流速的关系并不清晰，不是简单的与流速二次方成正比。只有阻力平方区（完全湍流区）阻力才与流速的二次方成正比。

经验公式求摩擦系数

- 光滑管（粗糙度较小）可用经验公式，如适用于 Re 在 $3000 \sim 10^5$ 范围的公式
- 粗糙管也有相应经验公式，按相对粗糙度分类
- 经验公式不需要记，使用时需核对：管型、雷诺数范围、相对粗糙度范围是否满足适用条件

管壁粗糙度的影响

2.管壁粗糙度对摩擦系数的影响

绝对粗糙度ε：管道壁面凸出部分的平均高度。

相对粗糙度ε/d：绝对粗糙度与管内径的比值。

- 光滑管：玻璃管、铜管、铝管及塑料管等；
- 粗糙管：钢管、铸铁管等。

表 1-3 某些工业管道的绝对粗糙度

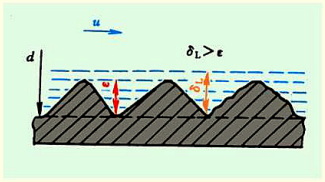
金属管道	绝对粗糙度 ε/mm	非金属管道	绝对粗糙度 ε/mm
无缝黄铜管、铜管及铝管	0.01～0.05	干净玻璃管	0.0015～0.01
新的无缝钢管或镀锌铁管	0.1～0.2	橡皮软管	0.01～0.03
新的铸铁管	0.25	木管道	0.25～1.25
具有轻度腐蚀的无缝钢管	0.2～0.3	陶土排水管	0.45～6.0
具有显著腐蚀的无缝钢管	0.5 以上	很好整平的水泥管	0.33
旧的铸铁管	0.85 以上	石棉水泥管	0.03～0.8

20/42

层流流动时：

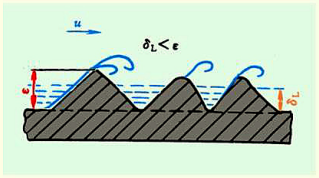
流速较慢，与管壁无碰撞，阻力与ε/d无关，只与Re有关。

湍流流动时：



水力光滑管

λ只与Re有关，与ε/d无关



完全湍流粗糙管

λ只与ε/d有关，与Re无关

21/42

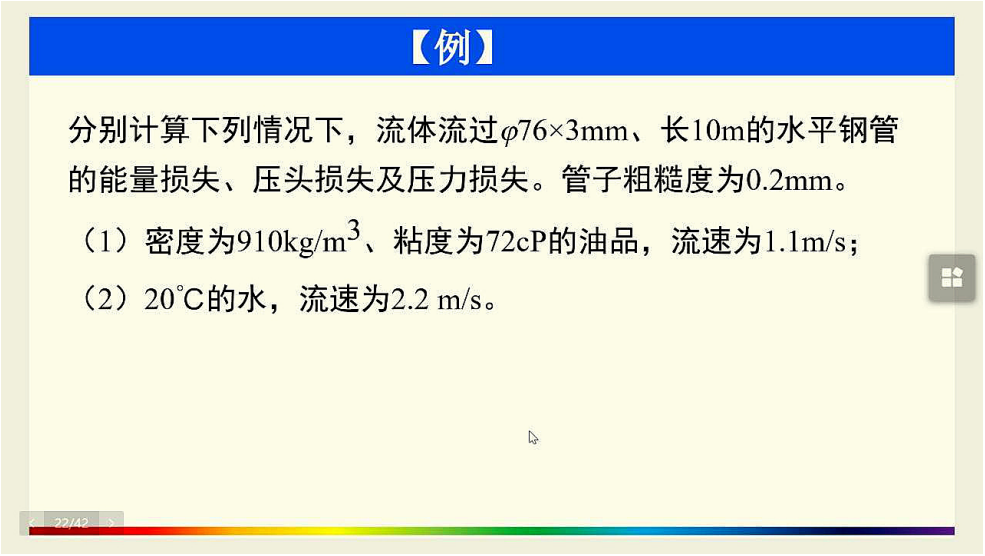
- 绝对光滑的管子不存在，粗糙度小的管可视为光滑管：玻璃管、铜管、铝管、塑料管等
- 生锈铁管、钢管粗糙度大，不能视为光滑管

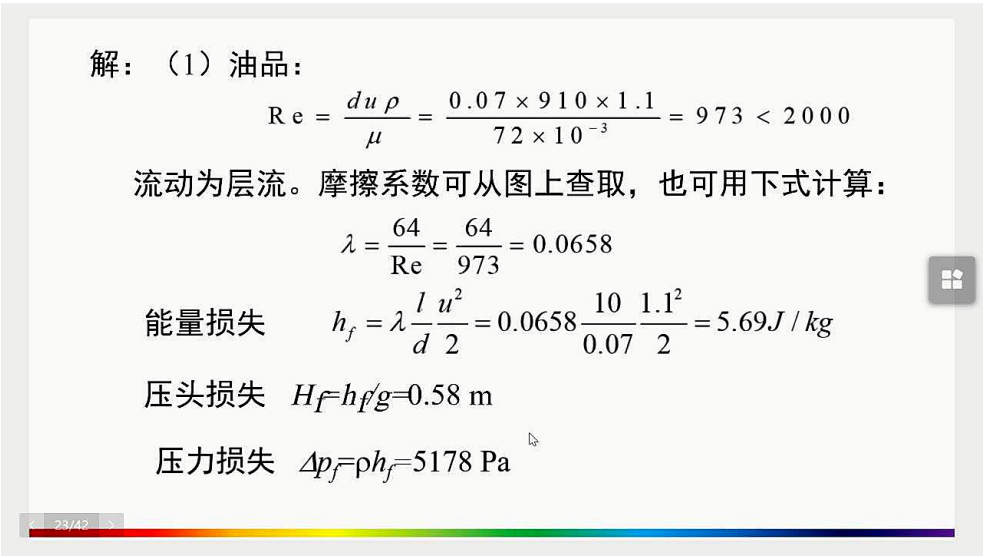
定义

层流边界层厚度与粗糙度的关系决定粗糙度是否影响阻力：

- 层流流动，或湍流时层流边界层厚度 > 粗糙度：流体无径向脉动，粗糙度对阻力无影响，阻力只与流速有关
- 层流边界层厚度 < 粗糙度（完全湍流）：流体有径向脉动，产生边界层分离，阻力与粗糙度有关

直管阻力计算示例（φ76×3，长 10m，粗糙度 0.2）





- 三种表达形式及换算：
  - 能量损失（J/kg）：h_f
  - 压头损失（J/N 或 m）：h_f/g
  - 压力损失（Pa）：$h_f\times\rho$

定义

粘度单位换算：1 厘泊（cP）= 10^{-3} Pa · s（帕秒）

- 油的计算：密度、粘度、流速已知，先算雷诺数 $Re=\frac{\rho du}{\mu}$，换算粘度后 $Re=973<2000$，为层流
  - $\lambda=\frac{64}{Re}$
  - 能量损失约 2.1 J/kg，压头损失约 0.58 J/N，压力损失乘以密度
- 水的计算（20℃）：密度 998 kg/m³，粘度约 1×10^{-3} Pa · s，雷诺数不在层流区
  - 相对粗糙度 $\varepsilon/d=0.2/70\approx0.003$
  - 查图得 $\lambda\approx0.0273$，再代入范宁公式

管径变化对层流阻力的影响（流量不变）

【例】

管内维持层流流动，将管径减小一半，而体积流量维持不变，这时摩擦系数和阻力损失如何变化?

解: 由题意知: d'=1/2 d $q_V'=q_V$

根据连续性方程: $u'=u\frac{d^2}{d'^2}=4u$

则阻力系数: $\lambda=\frac{64}{\mathrm{Re}}$

$\lambda'=\lambda\frac{\mathrm{Re}}{\mathrm{Re}'}=\frac{du}{\frac{1}{2}d\times 4u}\lambda=\frac{1}{2}\lambda$ 故阻力系数是原来的1/2倍

25/42

- 连续性方程：$\frac{u_1}{u_2}=\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2$
- 管径减小一半、体积流量不变时，流速变为原来的 4 倍

注意

题目若说”流量不变”而非”流速不变”，管径改变时流速会跟着变，这是隐含条件，必须先用连续性方程求出新流速。

- 雷诺数：管径减半、流速变 4 倍，Re 变为原来的 2 倍
- 层流时 $\lambda=\frac{64}{Re}$，故 λ 变为原来的 $1/2$
- 层流阻力用哈根泊肃叶方程：流速 4 倍、管径 $1/2$，阻力变为原来的 16 倍

非圆形管内的直管阻力——当量直径

五、 非圆形管内的流动阻力

当量直径： $d_e=4\times\frac{\text{流通截面积}}{\text{润湿周边}}=4\times\frac{A}{\Pi}$

□套管环隙，内管的外径为d_1，外管的内径为d_2：

$$d_e=4\frac{\frac{\pi}{4}\left(d_2^2-d_1^2\right)}{\pi d_2+\pi d_1}=d_2-d_1$$

□边长分别为a、b的矩形管：

$$d_e=4\frac{ab}{2(a+b)}=\frac{2ab}{a+b}$$

27/42

定义

当量直径：$d_e=\frac{4\times\text{流通截面积}}{\text{润湿周边长}}$

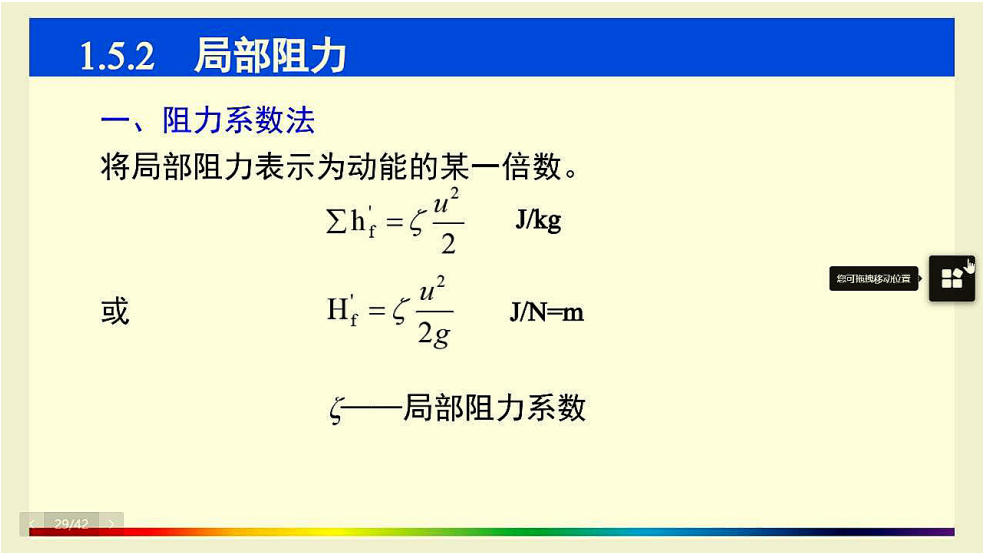
- 套管环隙：流通截面积 $=\frac{\pi}{4}(D_2^2-D_1^2)$，润湿周边长 $=\pi D_1+\pi D_2$
- 矩形管：流通截面积 $=a\times b$，润湿周边长 $=2(a+b)$

注意

当量直径只用于范宁公式中的长径比（l/d_e）和雷诺数中的 d_e。计算流速时，必须用实际流通截面积（如大圆面积减小圆面积），不能用 $\frac{\pi}{4}d_e^2$。

- 层流时不同形状的摩擦系数：
  - 圆管：$\lambda = \frac{64}{Re}$
  - 正方形管：$\lambda = \frac{57}{Re}$
  - 套管环隙：$\lambda = \frac{96}{Re}$

局部阻力的计算方法



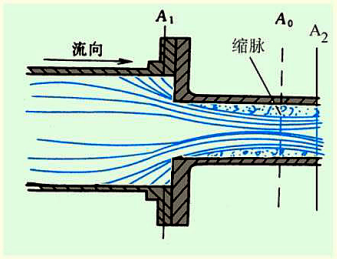
- 局部阻力有两种计算方法：
  - 阻力系数法：$h_f = \zeta \frac{1}{2}u^2$，用局部阻力系数 ζ 表示
  - 当量长度法：把局部阻力等效为一段直管，用范宁公式，管长用当量长度 l_e 代替

例

当量长度法的思路：将局部阻力”当成”直管，问产生相同阻力需要多长的直管，这个长度就是当量长度，然后代入范宁公式计算。

突然扩大的局部阻力

2.突然缩小



$$\zeta = 0.5(1-\frac{A_2}{A_1}) \qquad \zeta = 0\sim0.5$$

$$\Sigma h_f' = \zeta \frac{u_2^2}{2} \qquad u_2 - \text{小管中的大速度}$$

31/42

- 从小管径到大管径突然扩大，小管径流速大、大管径流速小，流速变化引起压力变化，产生阻力
- 阻力系数：$\zeta = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$，其中 A_1 为小管径截面积，A_2 为大管径截面积
- 阻力系数 ζ 在 0~1 之间

例

从管内排向大气（或容器）也属于小管径到大管径的突然扩大情况，可用同一阻力系数公式。

出口阻力

3. 管进口及出口

进口：流体自容器进入管内。

$\zeta_{进口} = 0.5$ 进口阻力系数

出口：流体自管子进入容器或从管子排放到管外空间。

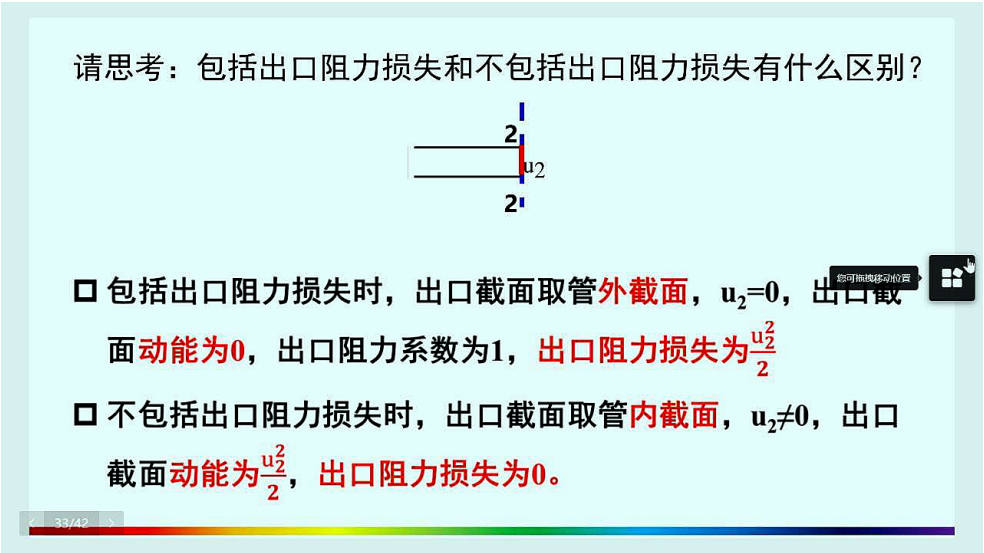
$\zeta_{出口} = 1$ 出口阻力系数

32/42

- 流体从管内排到无限大空间（槽、塔内）时，存在小管径到大管径的突然扩大，产生出口阻力
- 出口阻力系数等于 1
- 出口阻力计算：$h_f = 1 \times 1/2\ u^2$，其中 u 取小管径内的流速

> **注意**
>
> 出口处流体流速为 0，但计算出口阻力时用的 u 是小管径内的流速，不是出口处的流速。

出口阻力与动能的选择（易错点）



- 选择管内截面作为下游截面：有动能 $1/2\,u_1^{\ 2}$，出口阻力为 0
- 选择管外截面作为下游截面：动能为 0，出口阻力为 $1/2\,u_1^{\ 2}$
- 两种选择下，机械能衡算式右侧各项之和不变，计算结果一致

> **注意**
>
> 做题时容易多算一个动能：若已考虑出口阻力（$1/2\,u^2$），则出口处动能为 0，不能再加动能项；两者只能取其一。

突然缩小

- 大管径流向小管径时，流体出现缩脉，随后再扩大充满小管，相当于又发生一次扩大
- 因此同样产生逆压梯度和漩涡，存在局部阻力
- 阻力系数：$\zeta = 0.5 \times (1 - A_2\ /A_1\ )$，$A_2$ 为小管截面积，A_1 为大管截面积
- 阻力系数范围在 0 ~ 0.5 之间
- 计算时同样使用小管中的流速

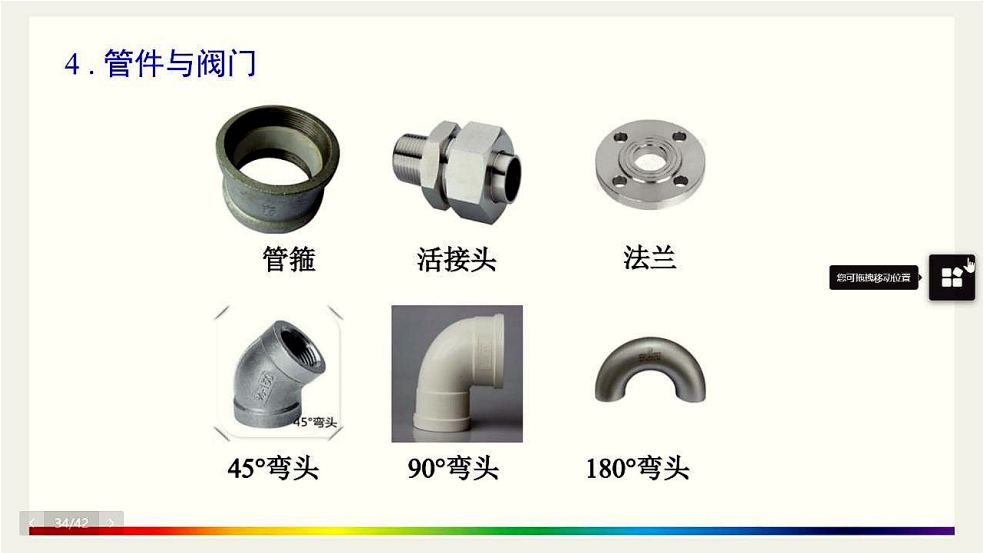
> **例**
>
> 从储槽输送到管道的进口处，属于突然缩小。当 A_2 远小于 A_1 时，阻力系数为 0.5，即进口阻力系数 = 0.5。

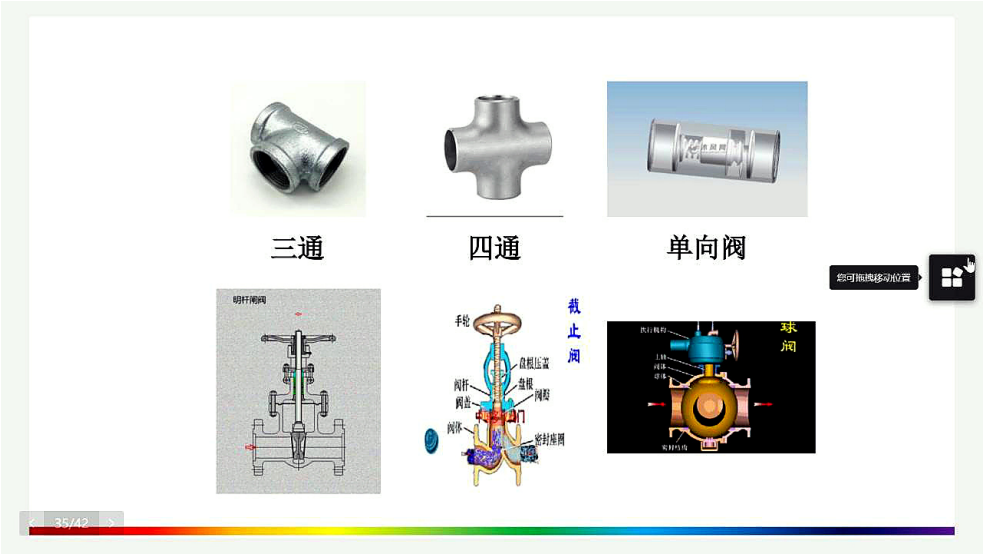
进口与出口阻力系数（需记忆）

- 进口阻力系数：0.5
- 出口阻力系数：1

> **注意**
>
> 做综合管路计算时，题目可能不明确说明存在进口/出口阻力，需要自己根据流程判断是否计算。

管件与阀门的局部阻力





- 除突然扩大、突然缩小外，管件也会产生局部阻力，包括：管箍、接头、法兰、弯头（90°/45°/180°）、三通、四通、截止阀、闸阀等
- 各管件均有对应的阻力系数，可从书中查取

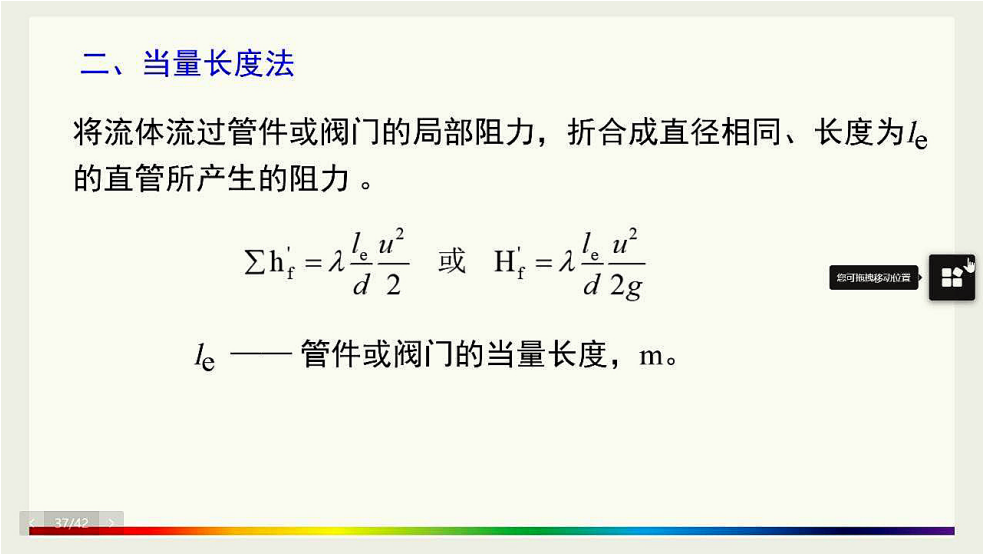
例

常见阀门阻力系数（全开/半开）：

- 截止阀：全开 6.0，半开 9.5
- 闸阀：全开 0.17，半开 4.5

- 阀门开度影响阻力系数：**开度越大，阻力系数越小**

当量长度法

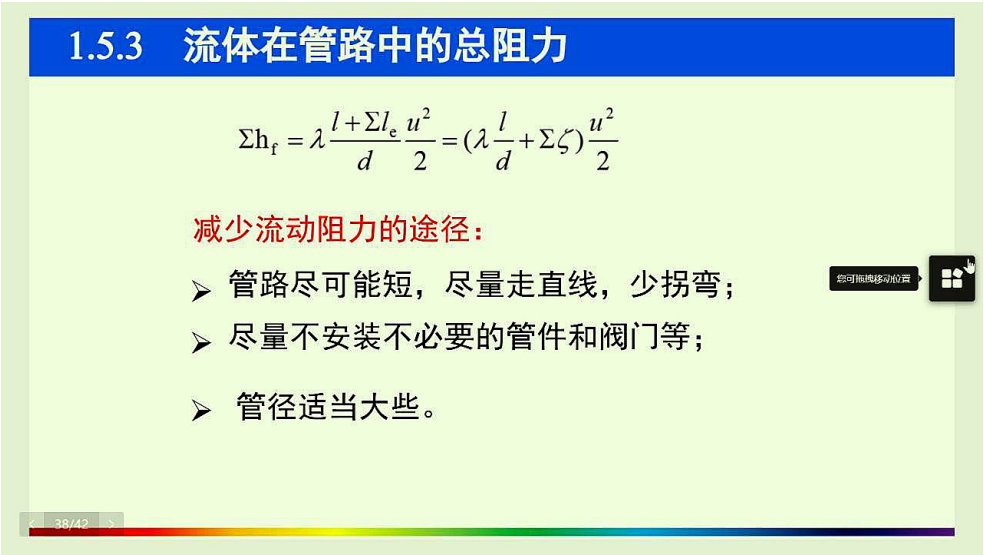


- 将管件或流通截面改变产生的局部阻力，折算为相当于某段直管产生的阻力，该折算长度称为当量长度
- 计算时使用与直管阻力相同的范宁公式
- 当量长度可通过书中的列线图查取：左侧竖线找管件，右侧竖线找管内径，两线连线与中间刻度线的交点即为当量长度

总阻力计算

- 当量长度法：总阻力 = 直管长度 + 所有局部阻力的当量长度，代入范宁公式计算
- 阻力系数法：直管用范宁公式，局部阻力用局部阻力系数计算，各管件系数查表后相加
- 两种方法可混用，只要最终能算出总阻力即可
- 若管径发生改变、流速不同，需分段计算，一段一段分别求阻力再相加
- 总阻力对应机械能衡算式中下游截面的最后一项

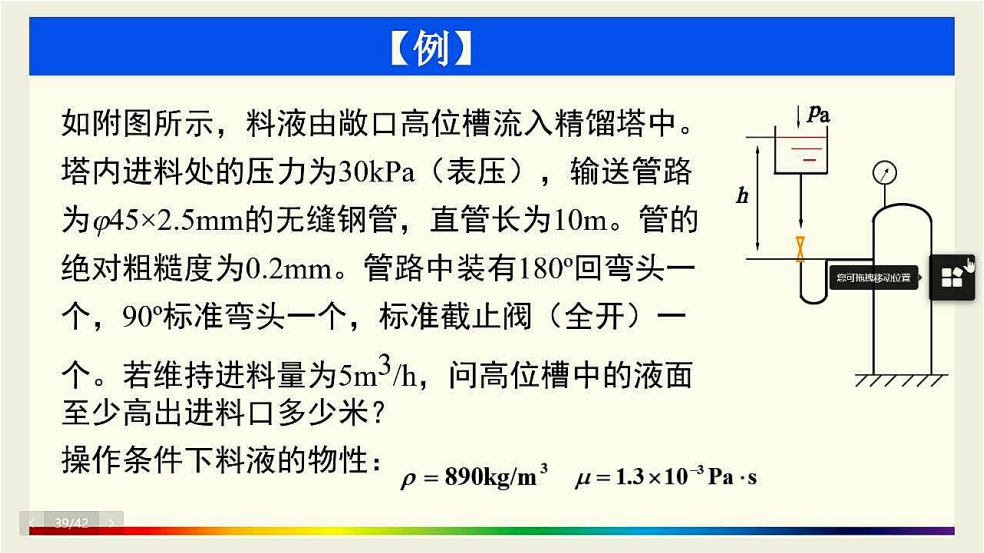
减少管路阻力的措施

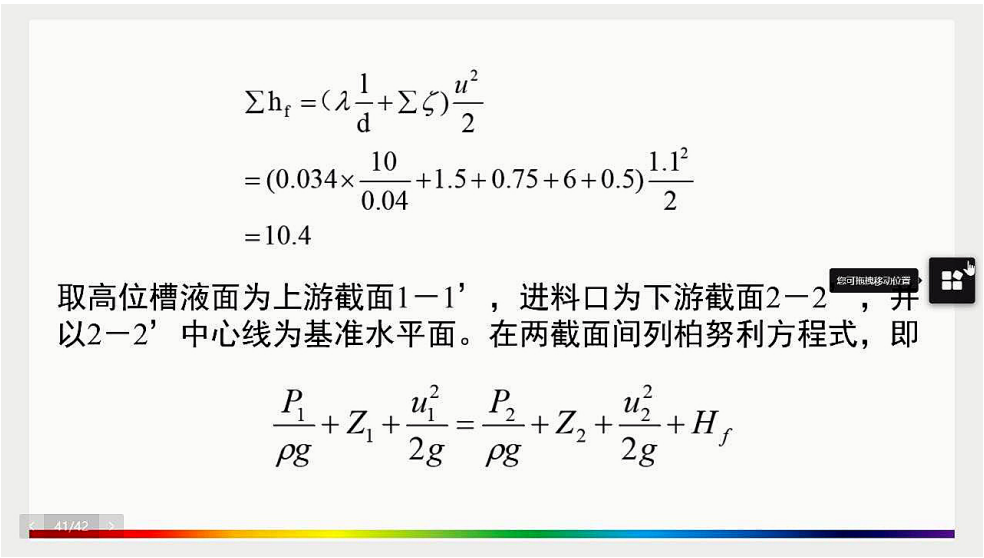


- 管路尽可能短，走直线、少拐弯（减少弯头）
- 尽量不安装不必要的管件和阀门

- 管径可适当加大（但管径过大流速会减小，需权衡）

综合管路计算例题（高位槽输送）





- 高位槽向塔内输送液体，求槽液面高出进料口的高度
- 已知：塔内进料口表压 30 kPa，管路为 45×2.5 mm 无缝钢管，直管长 10 m，绝对粗糙度 0.2 mm
- 管件：180° 回弯头 1 个、90° 标准弯头 1 个、标准截止阀全开 1 个
- 进料量 5 m³/h，已知密度、粘度

计算步骤：

1. 选截面、定衡算范围：高位槽液面（表压 0、动能 0、无输送机械）与进料口截面
2. 计算流速：由流量和管径求得
3. 求雷诺数，判断流型（本题雷诺数约 3 万，为湍流）
4. 由雷诺数和相对粗糙度（0.005）查摩擦系数图，得摩擦系数
5. 计算直管阻力（范宁公式）
6. 查局部阻力系数并求和

例

本题局部阻力系数：

- 180° 回弯头：1.5

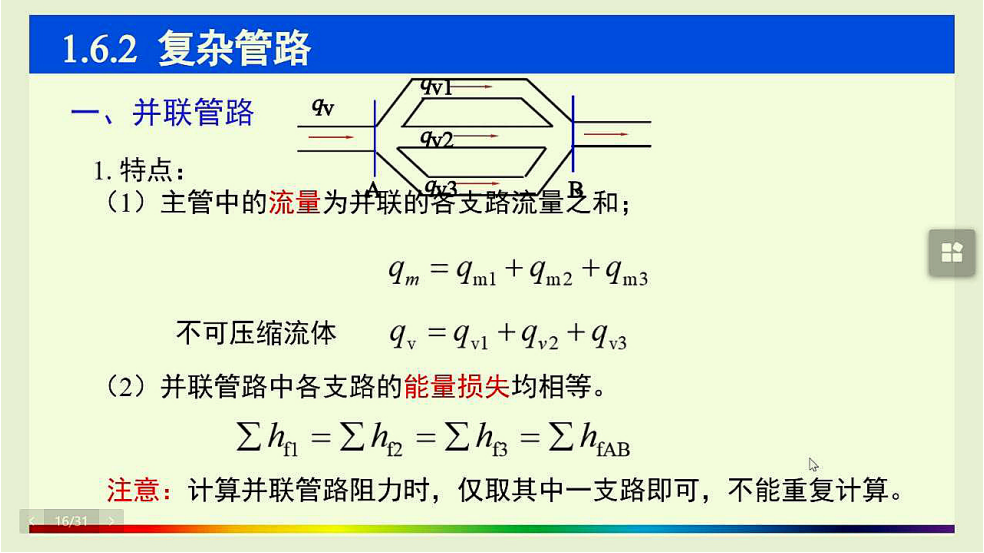
- 90° 标准弯头：0.75
- 标准截止阀全开：6.0
- 进口阻力：0.5
- 本题不考虑出口阻力（未出管），需保留动能项

- 本题无变径，直管与局部阻力均用同一流速，可合并计算
- 将总阻力除以重力加速度换算为米液柱，代入机械能衡算式求得高度

注意

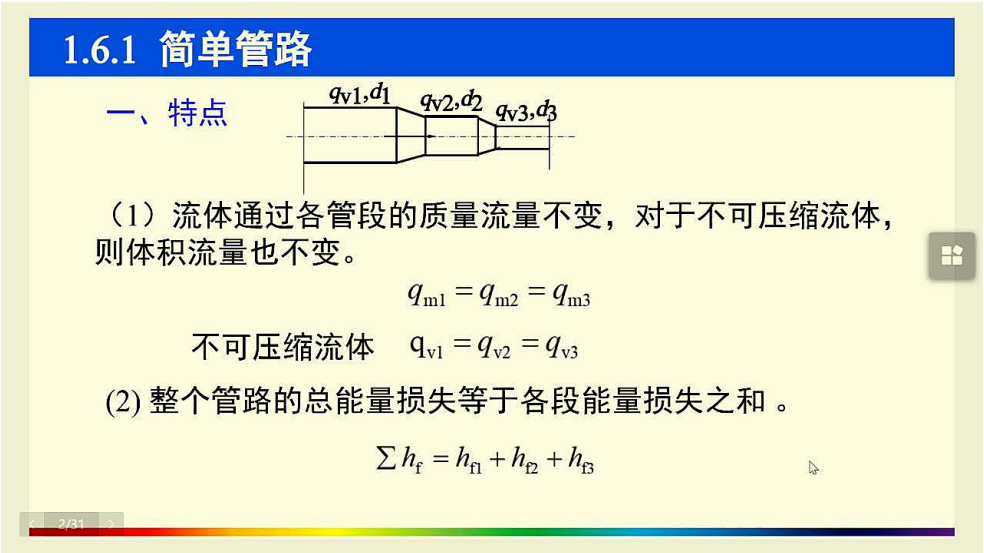
若在层流区，题目一般不会给出粗糙度；给出粗糙度通常意味着是湍流，需用相对粗糙度查图求摩擦系数。

简单管路与复杂管路



- 简单管路：一条管走到底，无分支、无汇合，允许变管径
- 复杂管路：有分支、汇合，如教学楼、宿舍从总管向各房间送水，管路复杂

简单管路的特点

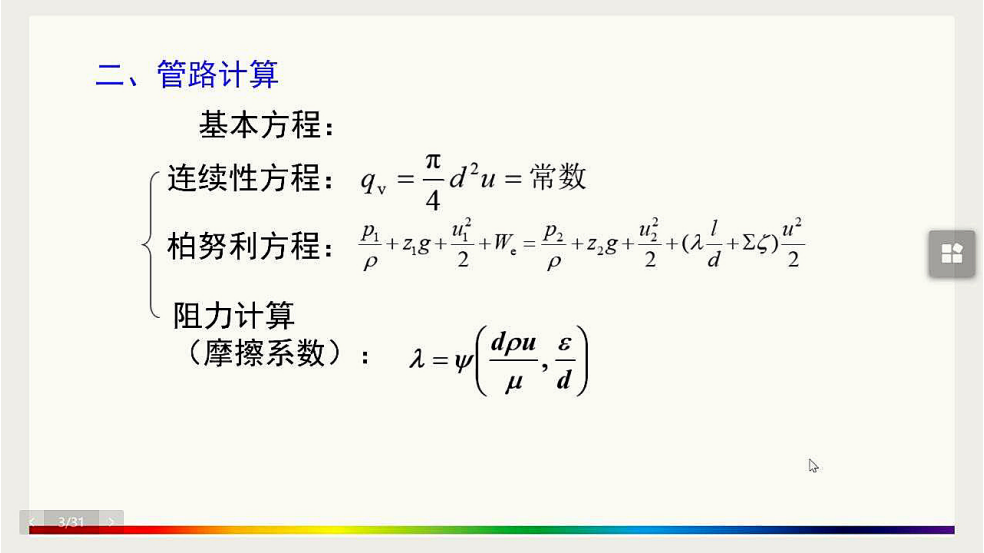


- 无分支、无汇合，只有一条通路（如离心泵进出口管径不同的情况）
- 特点一：质量守恒——各段管路质量流量相等；不可压缩流体则体积流量相等，

即连续性方程

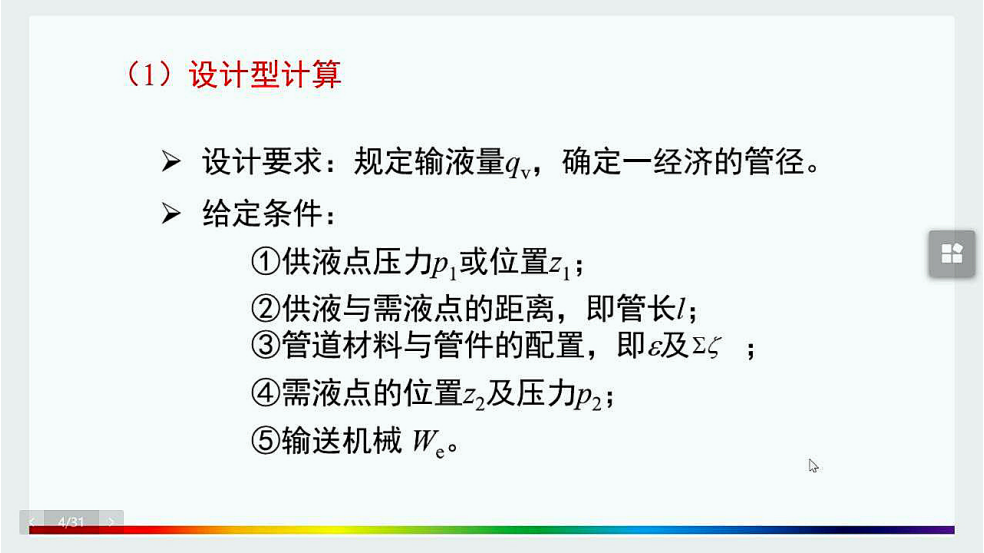
- 特点二：整条管路能量损失等于各段能量损失之和
- 变径管需分段计算阻力（各段 u、管径不同）；管径相同时可直接相加

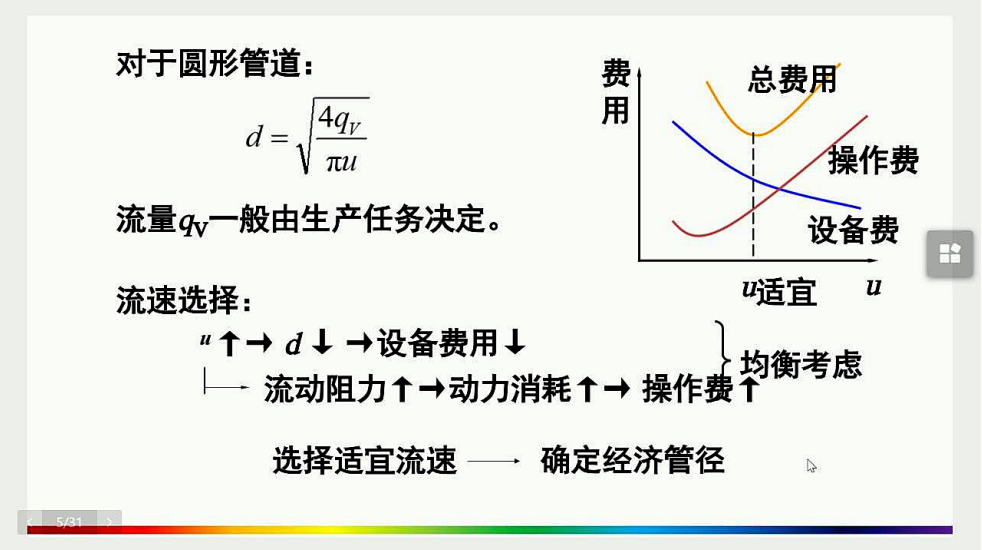
管路计算的基本方程



- 连续性方程
- 机械能衡算式
- 摩擦系数的确定：
  - 层流（圆形管）：λ = 64 / Re
  - 其他流型：由雷诺数 + 相对粗糙度查图确定

设计型计算





- 已知：输液量（流量固定）、供液点压力/位置、管长、材料粗糙度、管件配置、下游截面位置与压力、输送机械能
- 未知：管径（即流速）
- 管径与流速关系：d = √(Q / (π/4 · u))

注意

设计型计算中，流速不能随意取。总费用随流速先降后增，存在一个经济上最适宜的流速，应在此最低点附近选取。

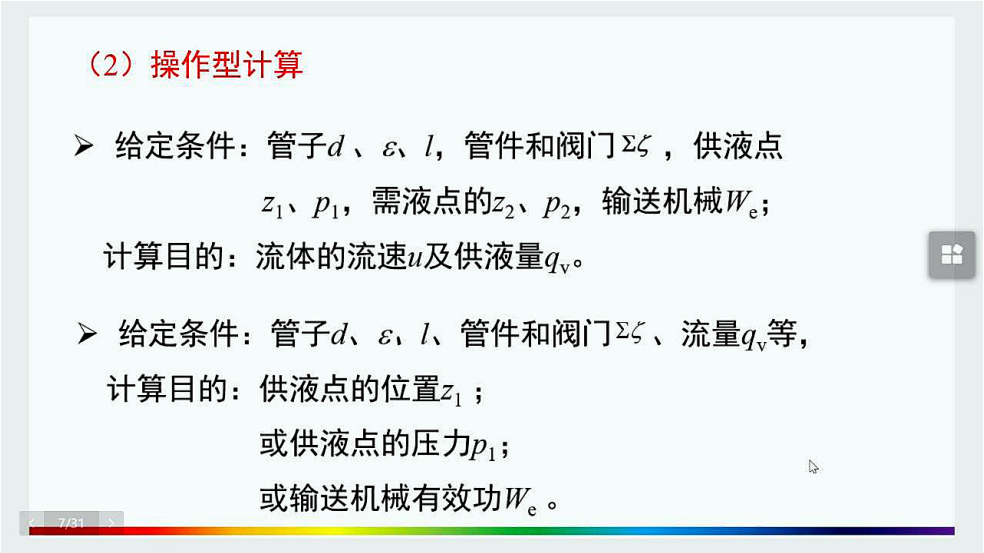
- 总费用 = 操作费 + 设备费
  - 设备费：随流速增大而减小（管径变小，省材料）
  - 操作费：随流速增大而增大（阻力大，动力消耗大）
- 设计步骤：先确定适宜流速 → 由流量求管径 → 再核算

例

适宜流速范围：

- 水及相近物性液体：1~3 m/s
- 黏度较大液体：0.5~1 m/s
- 低压气体：8~15 m/s
- 高压气体：可达 25 m/s

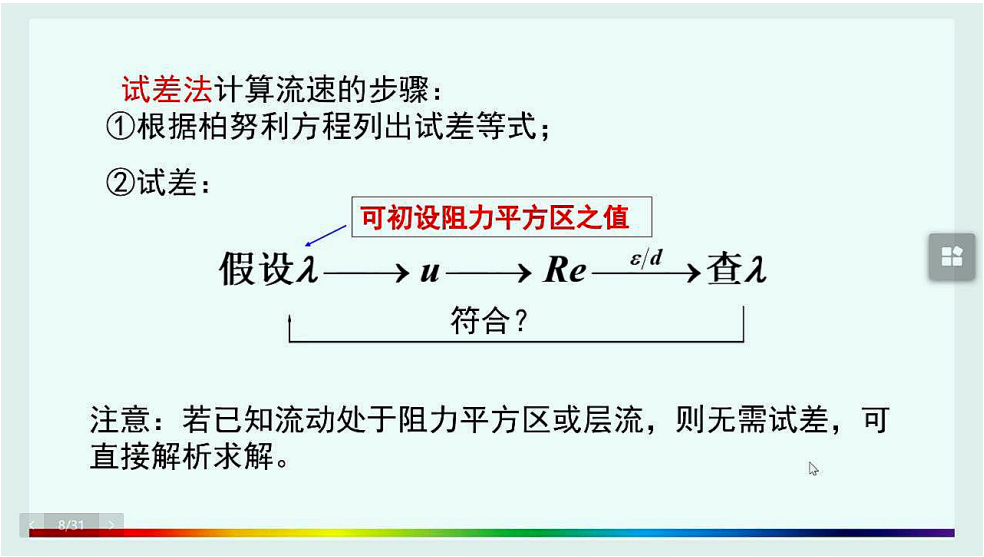
操作性计算（确定操作条件）



- 已知：管径、管长、粗糙度、管件阀门阻力系数、上下游压强、we 等
- 未知：流速、流量
- 难点：流速未知 → 无法算雷诺数 → 无法确定流型 → 摩擦系数无法确定

> **注意**
>
> 摩擦系数与流速耦合，机械能衡算式中只有流速和摩擦系数未知，需用试差法求解。

试差法求解流速



- 思路：先假设流动处于阻力平方区
- 由相对粗糙度查图得阻力平方区的摩擦系数
- 代入机械能衡算式，解出流速
- 回算雷诺数，再查图得新摩擦系数，与假设值比较
- 误差不超过 10% 即认为假设合理；否则换一个区域重新试差

定义

阻力平方区：摩擦系数与雷诺数无关、只取决于相对粗糙度的流动区域。因此已知管径和粗糙度即可直接查得该区的摩擦系数，无需知道流速。

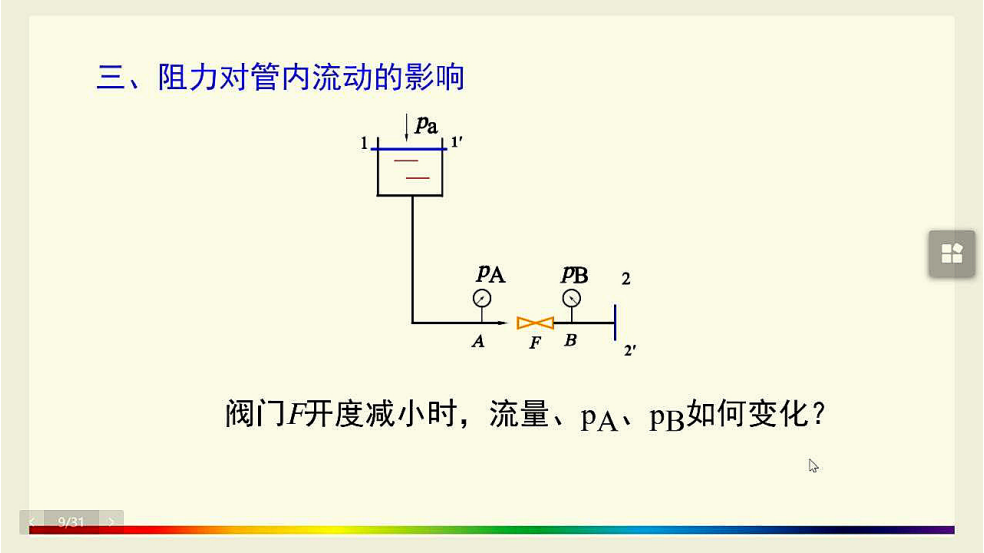
例

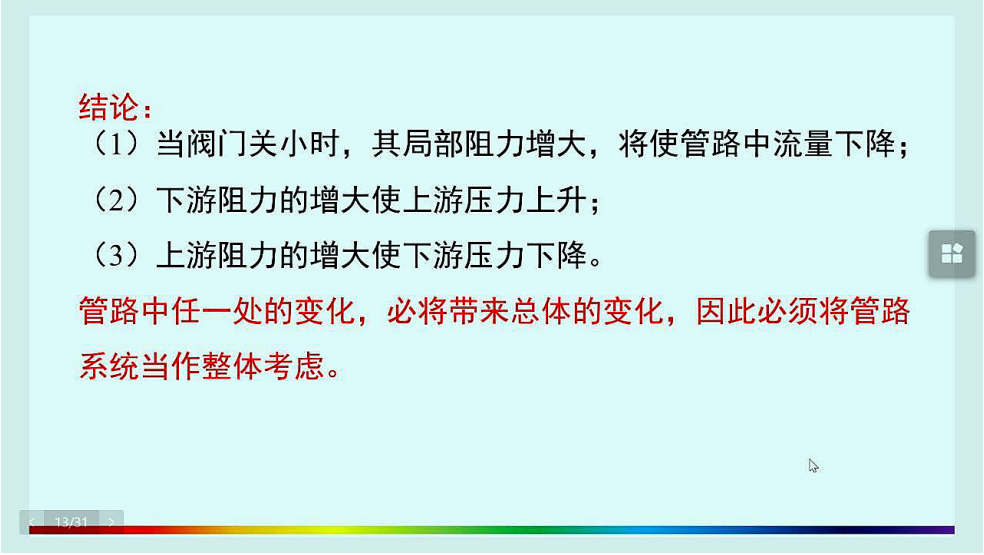
若题目直接说明流动处于层流区或阻力平方区，则无需试差，直接计算或查图即可。

已知流量与管径的题型（最简便）

- 流量、管径已知 → 可直接算出流速 → 摩擦系数可确定 → 阻力可算
- 可进一步求解：压强、位置、we、输送功率等
- 这是机械能衡算式四大应用的前提——阻力可算

阀门关小对管路的影响（定性分析）





- 阀门关小 → 局部阻力系数增大

注意

分析流量变化时，应选截面 1 和 2（高位槽液面与出口外侧），因为 Pa、Pb 压强未知且正是待求量。出口截面选外侧时需计入出口能量损失，此时 $E_{t_2}=0$。

- 对流量：选截面 1 和 2 列机械能衡算式
  - E_{t_1} 不变（表压 0、动能 0、位能恒定）
  - $E_{t_2}=0$（含出口能量损失）
  - 管长/管径比很大，摩擦系数在小范围流量内变化极小，可视为基本不变
  - 阻力系数增大 → 流速减小 → 流量减小
- 对 Pa（上游截面）：选截面 1 和 A
  - 流速减小 → 该段阻力损失减小
  - 由机械能衡算，A 截面总机械能需增大 → Pa 增大
- 对 Pb（下游截面）：选截面 2 和 B
  - 同管径，动能相等约去；位能相等约去；$P_2=0$
  - 只剩静压 = 该段阻力
  - 流速减小 → 该段阻力下降 → Pb 减小

定义

管路局部阻力变化的定性规律：

- 下游阻力增大 → 上游截面压强增大
- 上游阻力增大 → 下游截面压强减小

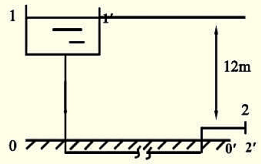
注意

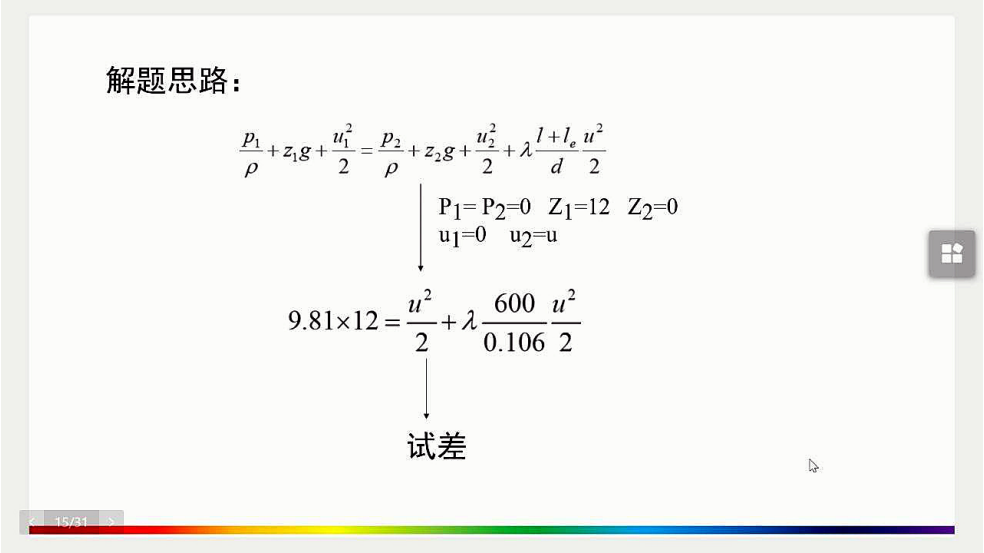
管路中任意一处发生改变，都会引起整体变化（各位置压强、整体流量均改变）。做管路计算时须把整个管路当作一个整体来分析。

例题：求水塔出水量（试差法应用）

【例】

如附图所示水塔供水系统，采用ϕ114×4mm的无缝钢管，管路总长（包括所有局部阻力的当量长度）为600m，水塔内水面维持恒定，且高于出水口12m。试求管路的输水量，m^3/h。（设钢管的绝对粗糙度为0.2mm）





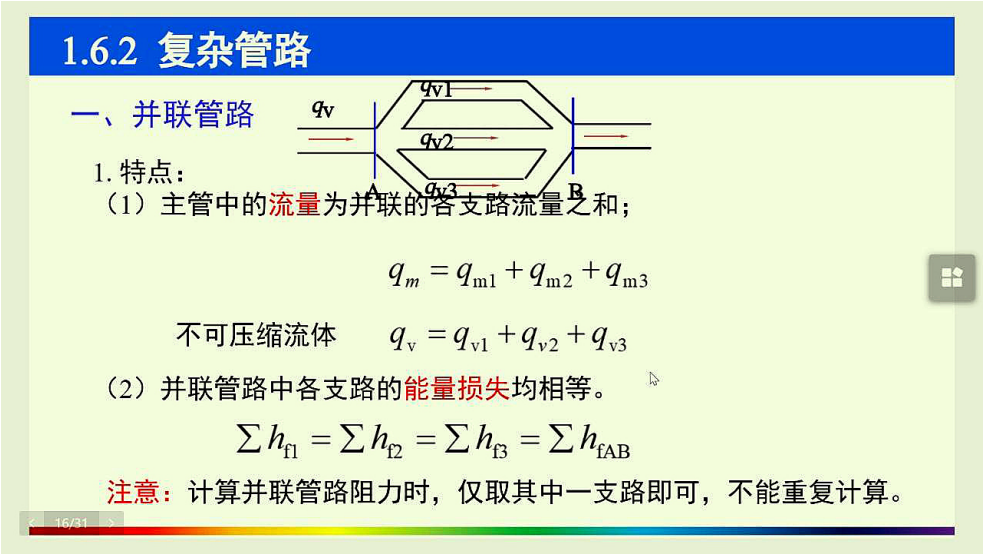
- 已知：管径、管路总长（含所有局部阻力当量长度，故不再单独考虑局部阻力）、水塔水面恒定且高于出水口 2 m
- 求：出水量（即流速）
- 流速未知 → 摩擦系数难确定 → 需试差
- 选截面：高位槽液面与出口液面
- 已知条件：$P_1 = P_2 = 0$（敞口）、$z_1 = 2$ m、$z_2 = 0$、$u_1 = u_2 = u$
- 注意：题目给出的当量长度未包含出口阻力，故出口能量损失需单独计入
- 试差步骤：
  1. 由绝对粗糙度与管径算相对粗糙度
  2. 假设在阻力平方区，查图得摩擦系数
  3. 代入机械能衡算式算出流速
  4. 由流速算雷诺数，再查图得新摩擦系数
  5. 与假设值比较，误差 < 10% 则合理；否则换区重试

10 月 15 日

复杂管路概述

- 复杂管路：不是单一入口、单一出口的简单管路，而是存在**分支**（一条管分为多条）或**汇合**（多条管汇入一条总管）的管路系统
- 与简单管路的区别：简单管路只有一个入口和一个出口，复杂管路有分支或汇路
- 计算基础仍是三大基本方程式：连续性方程（质量守恒）、能量守恒（机械能衡算式）、摩擦系数的确定

并联管路的特点



- 流量守恒：总流量等于各支路流量之和
  - 质量流量：$q_m = q_{m1} + q_{m2} + q_{m3}$
  - 不可压缩流体（体积流量）：$Q_v = Q_{v1} + Q_{v2} + Q_{v3}$
- 能量损失相等：各支路的单位质量能量损失相等，即 $h_{f1} = h_{f2} = h_{f3}$
- 流量分配：各支路流量不一定相同，取决于管长、管径和摩擦系数

注意

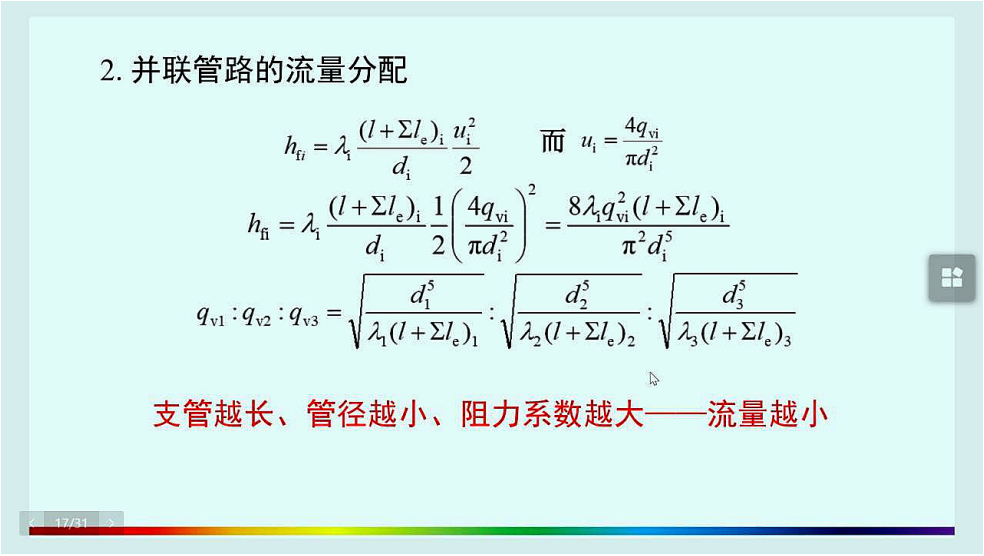
并联管路中各支路的能量损失相等，指的是基于一千克流体的单位质量能量损失相等，而不是总能量损失相等。

- 机械能衡算式中各项（p/ρ、gz、$u^2/2$、能量损失）的单位都是焦耳/千克，基于一千克流体
- 各支路总能量损失 = 单位质量能量损失 × 质量流量，由于流量不同，总能量损失不一定相同
- 计算时只需选其中一条支路计算能量损失，不要重复计算

例

并联管路类似于电路中的并联电路：并联电路两端的电压相等，对应到管路中就是两端的单位质量能量损失相等。

并联管路流量的分配

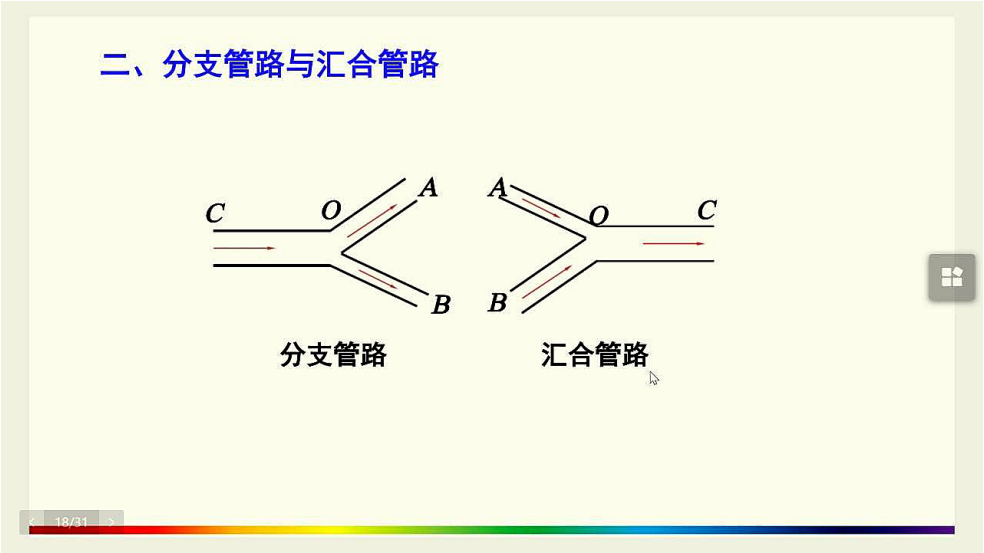


- 由 $h_{f1}=h_{f2}=h_{f3}$，将能量损失公式（含当量长度）代入，并把流速换成流量除以截面积（$u=Q_v/(\frac{\pi}{4}d^2)$），整理可得流量分配关系：

$$\frac{Q_{v1}}{Q_{v2}}=\sqrt{\frac{\lambda_2 l_2 d_1^5}{\lambda_1 l_1 d_2^5}}$$

- 流量分配规律：
  - 支路管长越长 → 流量越小
  - 支路管径越小 → 流量越小
  - 支路摩擦系数越大 → 流量越小

分支管路和汇合管路的特点



- 流量守恒：主管流量等于各分支流量之和
- 总机械能与能量损失之和相等：流体在各支管流动终了时的总机械能与该支路能量损失之和相等

定义

分支管路中，各支路终了处的总机械能与该支路能量损失之和相等：

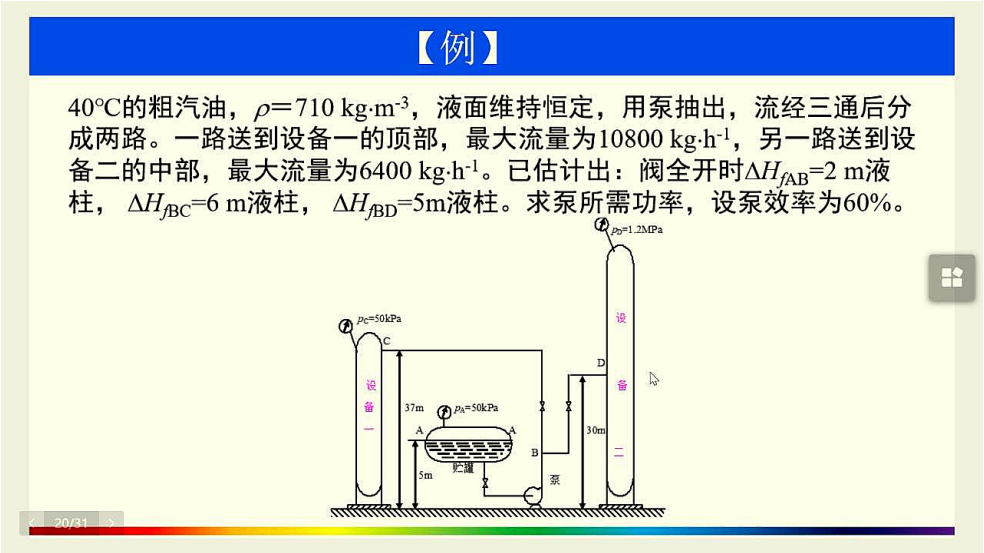
$$E_a + h_{f,OA} = E_b + h_{f,OB} = E_o$$

其中 E_o 为分支点 O 处单位质量流体的总能量，E_a、E_b 为各支路终了处的总机械能，$h_{f,OA}$、$h_{f,OB}$ 为各支路的能量损失。

注意

分支管路中”各支路终了处总机械能与能量损失之和相等”同样基于单位质量（一千克）的能量基准。即使分支通往不同高度（如一楼、二楼），该等式依然成立，因为所有项都折算到单位质量能量，都等于分支点 O 处的单位质量总能量 E_o。

分支管路计算例题（考研题）



- **题目条件**：40℃ 汽油，密度 $\rho = 710\ \mathrm{kg/m^3}$，液面恒定，泵将油送往设备一和设备二
  - 最大流量：设备一 1080 kg/h，设备二 6400 kg/h，总管最大 10800 kg/h
  - 阀门全开时能量损失：AB 段 2 m 液柱，BC 段 6 m 液柱，BD 段 5 m 液柱
  - 设备一表压 50 kPa，设备二表压 3000 kPa，泵效率 60%
- **求解目标**：泵所需功率
- **解题思路**：
  1. 先求**有效功率**：$P_e = q_m \cdot W$（q_m 为质量流量，W 为有效功）
  2. 再求**轴功率**：$P = P_e/\eta$
  3. 关键：求出质量流量和有效功
- **计算步骤**：
  1. 分别计算通往设备一（BC 段）和设备二（BD 段）所需的分支点 B 处的总能量
     - 各支路终了处三项机械能（静压能、位能、动能，动能可忽略）+ 该支路能量损失
  2. 比较两条支路算出的 B 处能量，**取较大值**作为 B 处所需总能量
  3. 对 AB 段（简单管路）列机械能衡算式，求出有效功 W
  4. 由 $P_e = q_m \cdot W$ 求有效功率，再除以效率得轴功率

注意

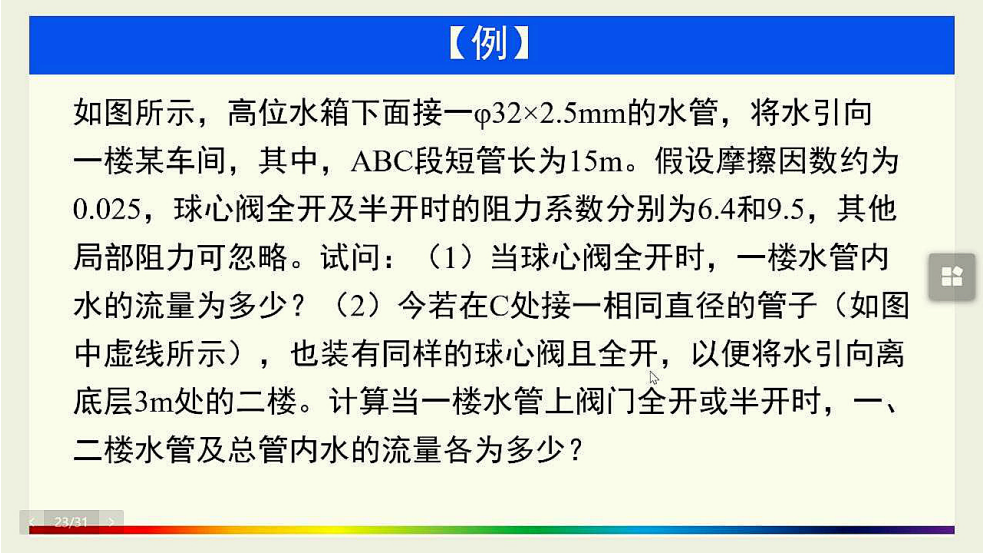
分支管路计算中，分支点 B 处的总能量必须取各支路所需能量的最大值。

- 若取较小值，则能量需求大的支路无法满足输送要求
- 若取较大值，可通过调节阀门（关小）来满足各支路要求
- 本题中 B 处能量至少需满足 207.3（单位），取两条支路计算结果中的较大者

例

有效功 W 除以重力加速度 g 得到 $H = W/g$，表示以多少米液柱为单位的有效功。下一章讲流体输送机械时常用此表示法。计算功率时需将 H 换算回 $W = H \cdot g$，再代入 $P_e = q_m \cdot W$。

分支管路计算例题（高位槽送水）



- **题目条件**：高位水箱经管路向一楼车间送水
  - ABC 段管长 15 m，管径 $d = 0.027$ m，直管摩擦系数 $\lambda = 0.025$
  - 球形阀全开阻力系数 6.4，半开 9.5
  - 其他局部阻力可忽略（弯头等不计）
  - C 到 2 的直管段长 2 m
- **第一问（简单管路）**：球阀全开时，一楼水管内水的流量
  - 从 0 截面（高位槽）到 2 截面列机械能衡算式
  - 0 截面只有位能项；2 截面通大气（表压为 0）、位置为 0，有动能
  - 能量损失 = 直管损失（总长 17 m）+ 局部阻力（阀门 6.4 + 入口 0.5）
  - 出口阻力系数为 1 的项不计（因已算动能）
  - 求出流速后得流量

注意

计算直管损失时，管长要**累加所有直管段**（本题为 ABC 段 15 m + C 到 2 段 2 m = 17 m），不要遗漏。出口阻力（阻力系数为 1）与出口动能项重复，计算动能后不再单独计入出口阻力。

- **第二问（分支管路）**：在 C 位置向上 3 m 处增设二楼支路，两个球形阀均全开
  - 求一楼流量和二楼流量
  - 未知数：总管流速 u、一楼支路流速 u_2、二楼支路流速 u_3，共 3 个未知数
  - 需列 3 个方程求解：

1. 总管流量 = 两支路流量之和（质量守恒）
2. 一楼支路：分支点 C 处总能量 = 一楼终了处三项机械能 + 该支路能量损失
3. 二楼支路：分支点 C 处总能量 = 二楼终了处三项机械能 + 该支路能量损失

注意

分支管路中，总管流速与各支路流速不相等（因管径、流量不同），不能混用。本题有 3 个未知数（总管流速、两支路流速），必须列出 3 个独立方程才能求解。

分支管路计算：三方程联立求解

- 分支管路计算的核心是列出三条独立方程，解出三个未知数（总管流速 u、分支流速 u_2 、u_3 ）
- 第一条方程：分支管路终了处的总机械能 + 该段能量损失相等（各支路终点机械能相等）
- 第二条方程：质量守恒，总流量 = 各分支流量之和，即 $u = u_2 + u_3$ （管径相同，截面积相等）
- 第三条方程：选一条支路列机械能衡算式（如 0→2 或 0→3），因起始能量较大，只需选一条支路即可
- 列机械能衡算式时，若各段流速不同，能量损失必须分段计算，不能统一用总管流速

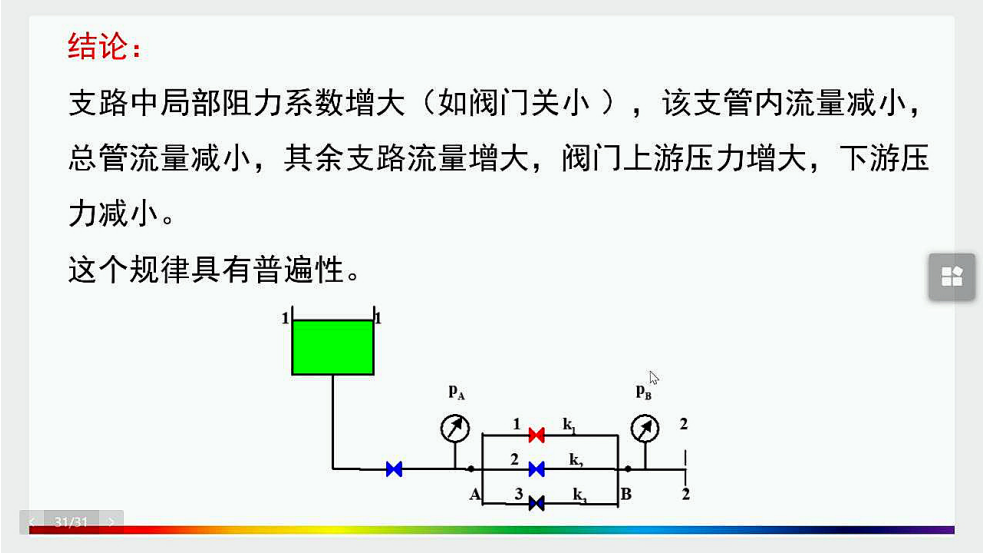
注意

列能量损失时，直管段流速不同要分段计算。例如 15m 段用总管流速 u，27m 段用分支流速 u_2 ，不能混用同一个流速。

例

分支管路中，阀门全开时阻力系数为 6.4，若改为半开则变为 9.5，其余计算流程完全相同，只需替换该阻力系数重新求解。

分支管路阀门调节对流量分布的影响



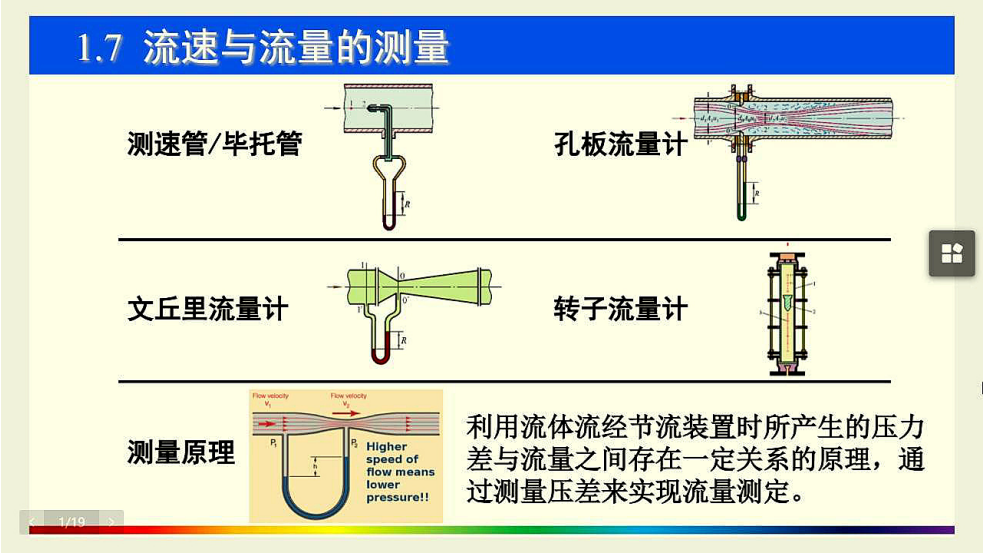
- 将某支路阀门关小（阻力增大），该支路流量减小，总管流量减小，其余支路流量增大
- 计算实例：总流量从 7.19 降至 7.07；一楼流量从 5.52 降至 4.97；二楼流量从 1.67

增至 2.12

- 符合前面推导的规律：下游截面阻力增大，上游截面阻力增大，下游截面阻力减小

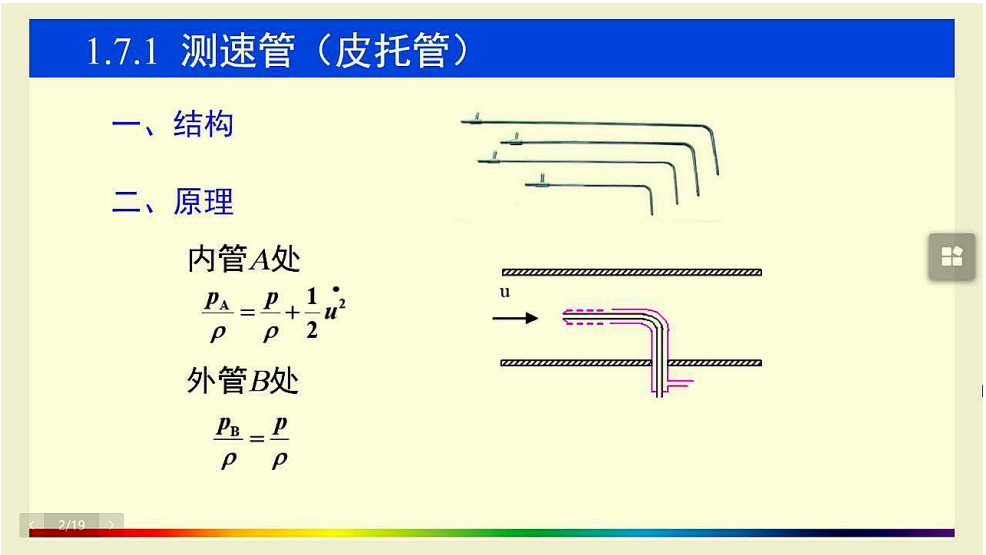
> **注意**
>
> 某支路阻力增大时，该支路流量减小，但其余支路流量之和会增大，这是分支管路的重要特性，不要误以为所有支路流量都减小。

流速与流量测定概述



- 本章主要介绍 4 种测量仪表：测速管（皮托管）、孔板流量计、文丘里流量计、转子流量计
- 测量原理：流体流经变径处产生压差，压差与流量相关，利用机械能守恒关系，通过 U 形管测压差求流量
- 文丘里流量计与孔板流量计原理类似，但文丘里是渐缩渐扩，孔板是突然缩小

测速管（皮托管）



- 结构：内管开口正对水流方向，外管开口垂直于水流方向，两管连接 U 形管测压差
- 内管测得冲压能（静压能 + 动能），外管测得静压能（因垂直于水流方向，无动

能项）
- 两测点距离很近，可认为静压能相等，故压差即为动能项

定义

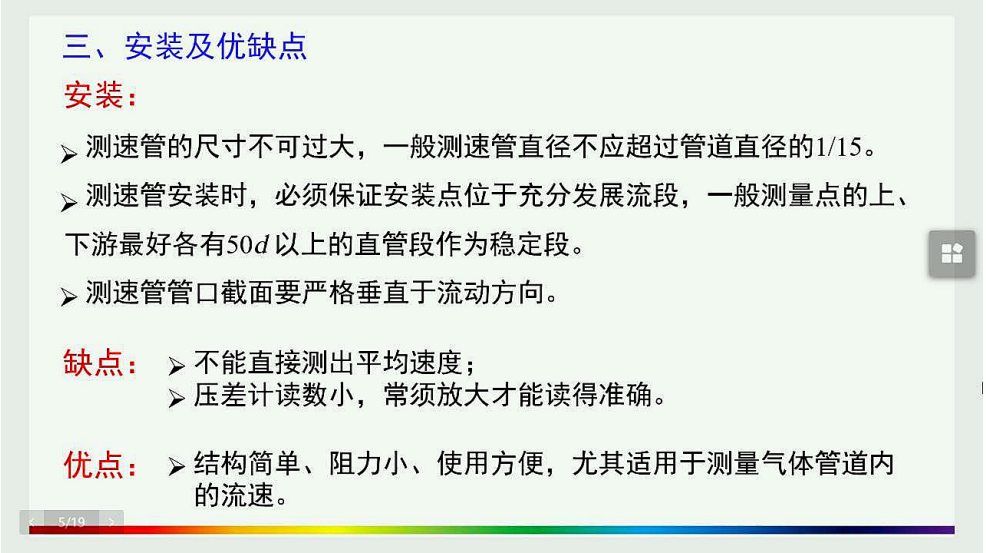
测速管（皮托管）测定的是点速度（瞬时速度），即插入位置处的局部速度，而非平均速度。平均速度用上划线表示，点速度用点号表示。

- 点速度公式：$u = \sqrt{(2\Delta p/\rho)}$，其中 Δp 用 U 形管测得，$\Delta p = (\rho_0 - \rho)gR$
- 将测速管沿截面移动不同位置，可测得速度分布曲线（速度与半径 r 的关系）

注意

测速管测的是点速度，不是平均速度。若想求流量，需通过速度分布曲线积分，或查图（利用最大速度与雷诺数关系）求得平均速度。

测速管的安装要求



- 尺寸不能过大，测速管直径不超过管道直径的 1/15，以免影响流体流动
- 必须安装在稳定流段，上下游最好有 50 倍管径以上的直管作为稳定段（避开入口段、出口段的边界层发展段）
- 管口要严格垂直于流动方向：内管正对水流方向，外管垂直水流方向，不能倾斜

注意

若测速管倾斜放置，正对和垂直两个开口的测量都会混入流速分量，导致测量不准确，必须严格保证两个开口的方向。

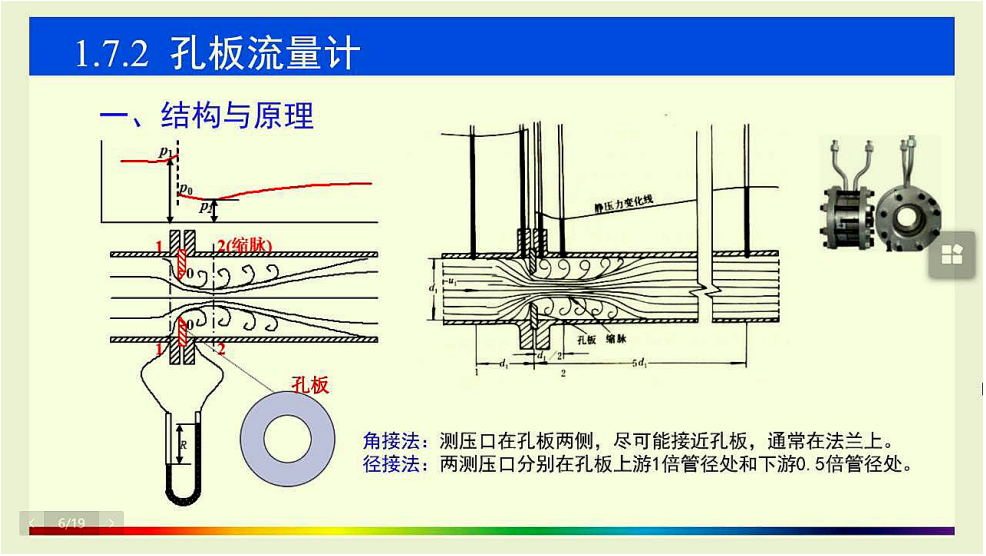
例

实验中从高位槽引出的玻璃管，若直插则读数为静压头；若加一个正对水流方向的金属弯头，则读数为冲压能。两者相减即可得到该位置的点速度。

测速管的优缺点

- 优点：结构简单
- 缺点：不能直接得出平均速度（需查图或积分速度分布曲线）；压差读数较小，测量不够准确
- 特别适用于测量气体管道中的流速

孔板流量计



- 结构：法兰连接两段管道，中间插入金属片，使管径突然缩小，流速增大、压强减小
- 突然缩小处存在能量损失，缩脉处（流动通道最窄处）并非金属片位置，而是其下游某处
- 测压差有两种方法：
  - 铰接法：测法兰连接处入口与出口位置的压差（总管到突然缩小处的压差）
  - 进接法：取管径处与 1/2 管径处测压差，连 U 形管

定义

孔板流量计通过测量不同管径处的压强差，利用机械能守恒关系（忽略能量损失）列式，求得流速与流量。

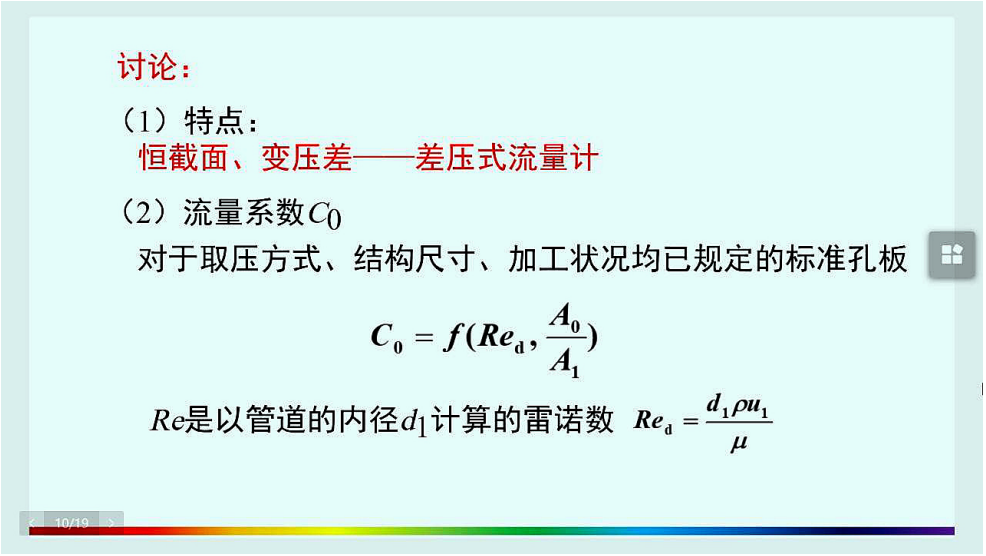
- 列式时因同中轴线，只剩静压能与动能项；缩脉处管径未知，用金属片位置（喉径）代替，并用系数校正能量损失
- 孔口速度与主体流速通过截面积换算，固定管径与金属片时，各系数合并为一个总系数，称为**孔流系数**。
- 用压差（U 形管读数 R 值）代入，即可计算主体流动或孔口速度。
- 计算体积流量时，孔口速度乘以**孔口截面积**。

注意

孔板流量计公式算出的不是主管内主体的平均流速，而是**孔口处的速度**。用 R 值和孔流系数计算管内流速或流量时，A 应取**孔口的截面积**，不要误用管径的截面积。

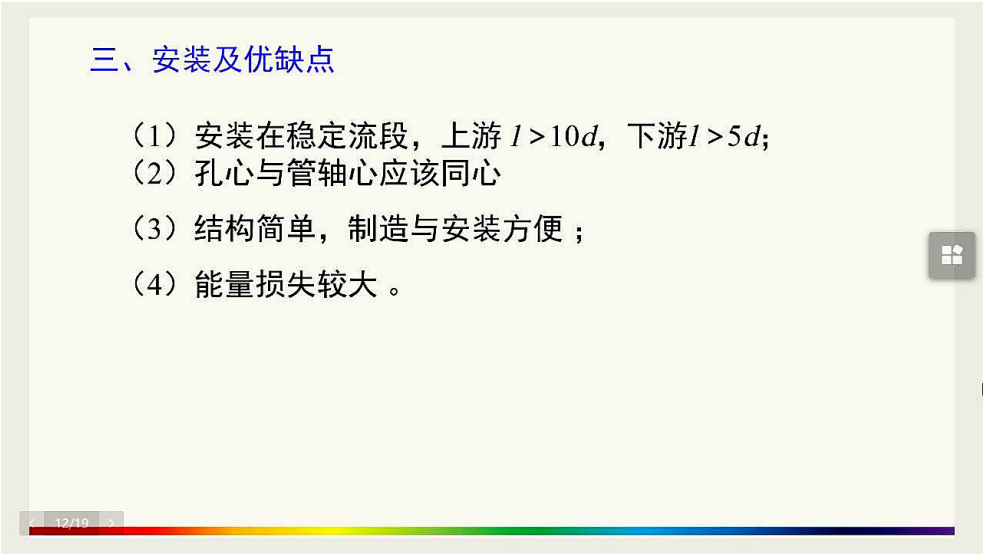
- 孔流系数在一定程度上反映了流体流经孔板时的能量损失。

流量系数 C_0



- 流量系数 C_0 一般在 0.6~0.7 之间。
- C_0 与雷诺数有关：流量较大时趋于不变，流量较小时会有波动。
- C_0 偏低说明管件对流体干扰较大，流动过程中能量损失较大。

差压式流量计（恒截面变压差）



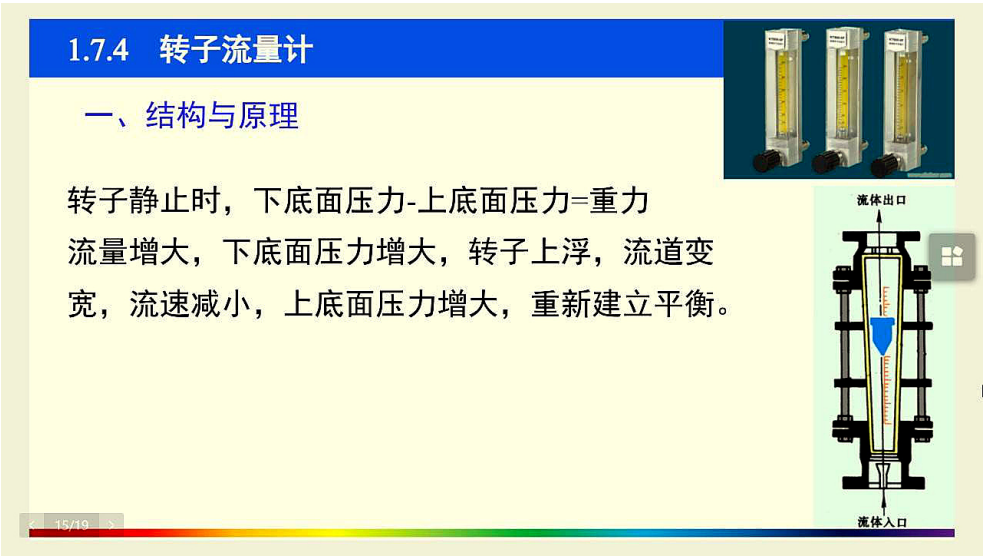
- 孔板流量计属于差压式流量计：截面恒定（金属片截面），压差在金属片两侧发生变化。
- 测量范围取决于 R 值的区分；若用压力表测两处压差，量程范围更大。
- 安装要求：装在稳定段，孔心与圆管轴心应同心（计算中未考虑位能，只考虑静压能与动能）。

文丘里流量计



- 外形为渐缩渐扩结构，测压差用压力表，测量原理与孔板流量计相同。
- 属于差压式（横截面变压差）流量计，但能量损失较小。
- 取面积最小的截面（喉径处）测压差，流量公式写法与孔板流量计相同。
- 流量系数约 0.98~0.99，基本可忽略能量损失。
- 收缩角约 15~25°，扩大角约 5~7°，变化平缓。

转子流量计（变截面恒压差）



- 实验室最常用，外形为上宽下窄的锥形管，内有转子（金属、塑料等材质）。
- 流体从下进上出，流量增大时转子下底面压力增大而上浮，流道变宽、流速减小、上表面压力增大，重新达到平衡。
- 平衡时：上下底面压差 × 面积 = 转子重力。

> **定义**
>
> 转子流量计是变截面、恒压差、恒流速的测量仪表。转子停在不同位置对应不同流量，可直接刻度读数。

- 推导：在 0~1 截面间列伯努利方程（忽略能量损失），结合转子受力平衡（压差 × 截面积 = 重力），可解出流速 u。

- 引入校正系数（因转子非圆柱形，面积并入系数），得到流量计算式。
- 转子停稳后 u 为固定值，压差恒定，流量可直接由位置读出。

转子流量计的标定与校正

讨论：

（1）特点：恒压差、恒流速、变截面——截面式流量计。

（2）刻度换算

标定流体：20℃水（ρ=1000kg/m³）

20℃、101.3kPa下空气（ρ=1.2kg/m³）

C_R相同, 同刻度时 $\frac{q_{v2}}{q_{v1}}=\sqrt{\frac{\rho_1(\rho_f-\rho_2)}{\rho_2(\rho_f-\rho_1)}}$ 1-标定流体 2-被测流体

气体转子流量计 $\frac{q_{v2}}{q_{v1}}\approx\sqrt{\frac{\rho_1}{\rho_2}}$

18/19

- 标定流体：液体用 20℃ 的水，气体用 20℃、1 atm 的空气。
- 以标定流体做实验，将对应流量标在刻度上。
- 若被测流体与标定流体性质不同（如密度、温度不同），需校正。

例

下标 1 为标定流体密度，2 为被测流体密度，ρf 为转子密度。校正时查出被测流体在该温度下的密度代入。气体因密度与转子密度差异大，流量之比等于密度之反比。

- 一般用密度校正：密度越大，流量越小。

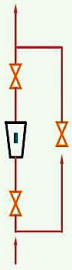
转子流量计的安装要求

三、安装及优缺点 yuketang.cn - 要退出全屏，请按 Esc

（1）永远垂直安装，且下进、上出，安装支路，以便于检修。

（2）读数方便，流动阻力很小，测量范围宽，测量精度较高；

（3）玻璃管不能经受高温和高压，在安装使用过程中玻璃容易破碎。



19/19

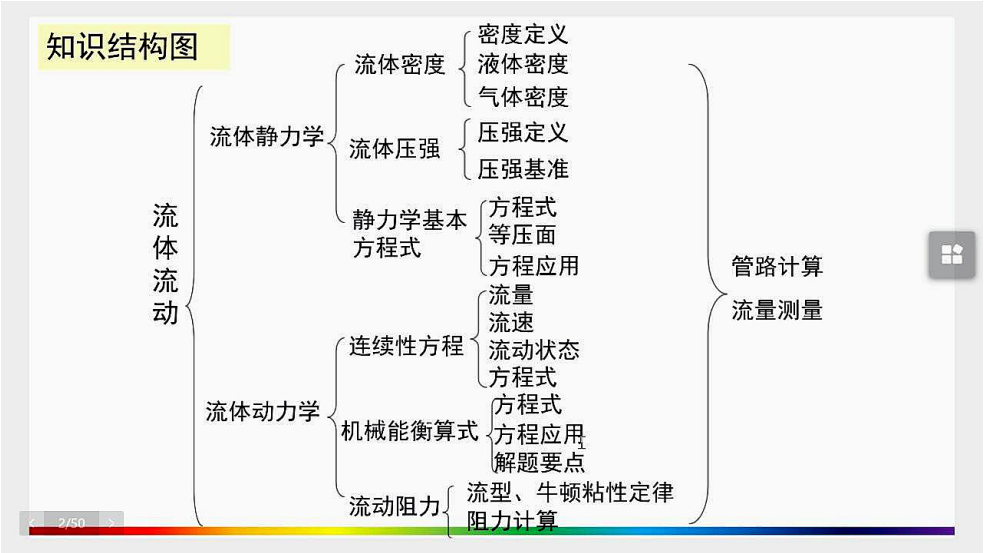
- 必须垂直安装，流体从下往上进、从上往下出。
- 不能水平放置，也不能上进下出（画流程图时易错）。
- 必须安装支路（旁路）管路并设阀门，以便转子流量计故障或卡住时拆修而不影响生产。

> **注意**
>
> 画流程图时，转子流量计若画成上进下出或水平放置即为错误。一定要垂直、下进上出，并画出带阀门的支路。

转子流量计的优缺点

- 优点：读数方便（直接读流量），测量范围较宽。
- 缺点：玻璃表面不耐高温高压，使用中需注意。

第一章知识结构总结



- 本章主题：流体流动的基础与基本规律，包括静止流体与运动流体。

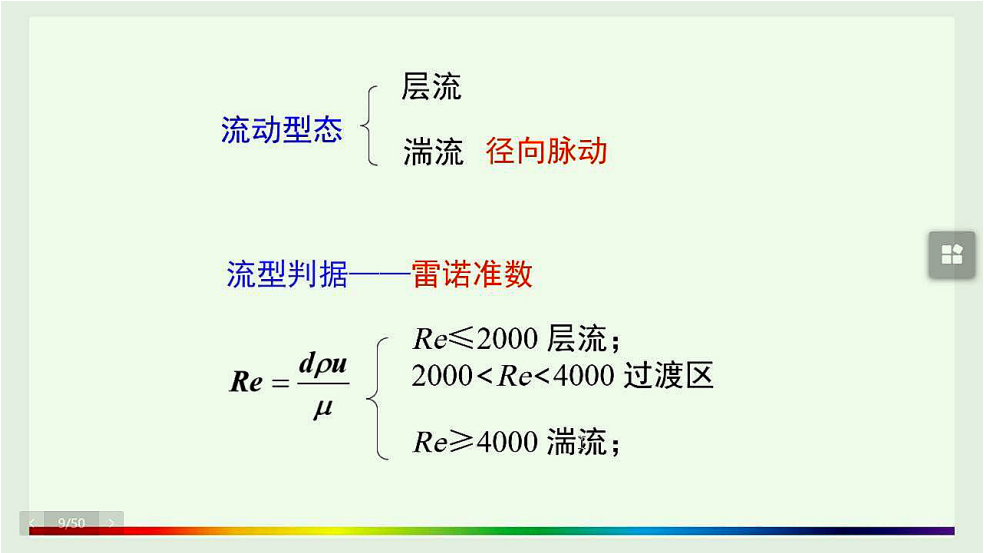
静止流体

- 概念：密度、压强。
- 重点：压强的基准——**绝对压、表压、真空度**。
- 静力学基本方程式：找等压面算压差（测量仪表测压差均用此法）。
- 应用：压差测定、液位测定、液封高度测定。

运动流体

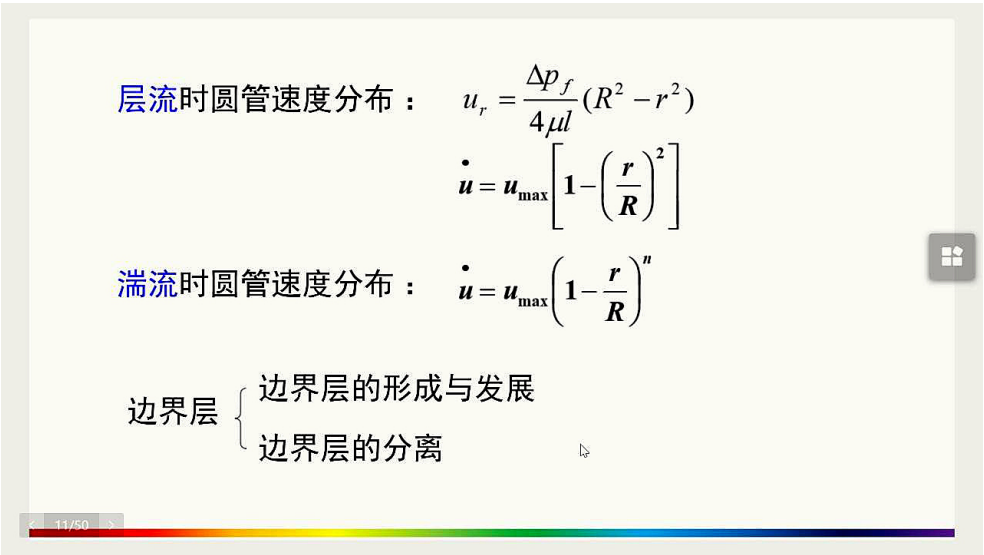
- 连续性方程（质量守恒）：流量（体积流量、质量流量）、流速（平均流速）、流动状况（稳态/非稳态）。
- 圆管中流速之比等于管径平方的反比。
- 机械能衡算式：本章最重要公式，各项单位为 J/kg，有两种变形形式，注意各项随表达形式同步变化。

流体流动形态



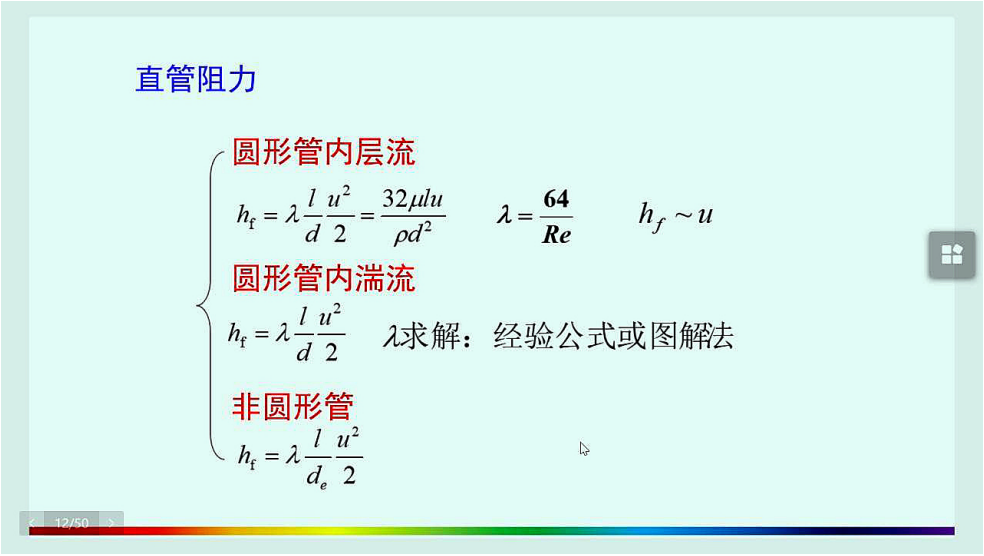
- 层流与湍流最大区别：层流无径向脉动，湍流有。
- 判据：雷诺数 Re ⩽ 2000 为层流，Re ⩾ 4000 为湍流；中间为过渡区（不是流型）。
- 牛顿粘性定律：层流时剪应力与速度梯度成正比，与粘度成正比；湍流时另加湍流粘度（本课程不深入）。
- 粘度随温度变化：液体温度越高粘度越小，气体温度越高粘度越大。

层流速度分布与边界层



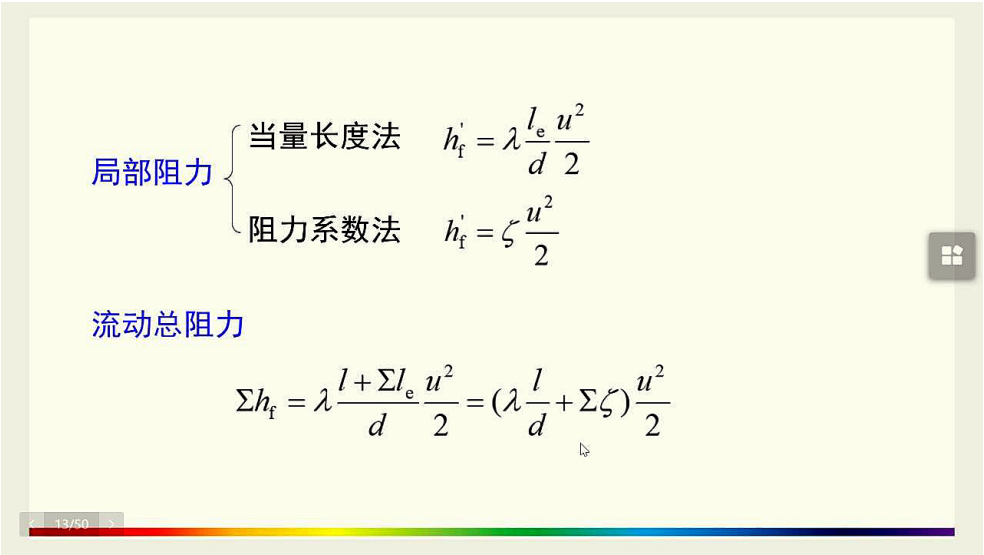
- 层流速度分布：最大速度在 r=0 处，平均速度 = 最大速度的 1/2。
- 湍流速度分布本课程不作要求。
- 边界层概念：边界层会产生分离，分离对流动有影响。

直管阻力



- 层流：可用范宁公式或哈根-泊肃叶方程，阻力与流速一次方成正比，摩擦系数 $\lambda = 64/Re$。
- 湍流：用范宁公式，λ 由经验公式、查图或查摩擦系数图得到。

局部阻力



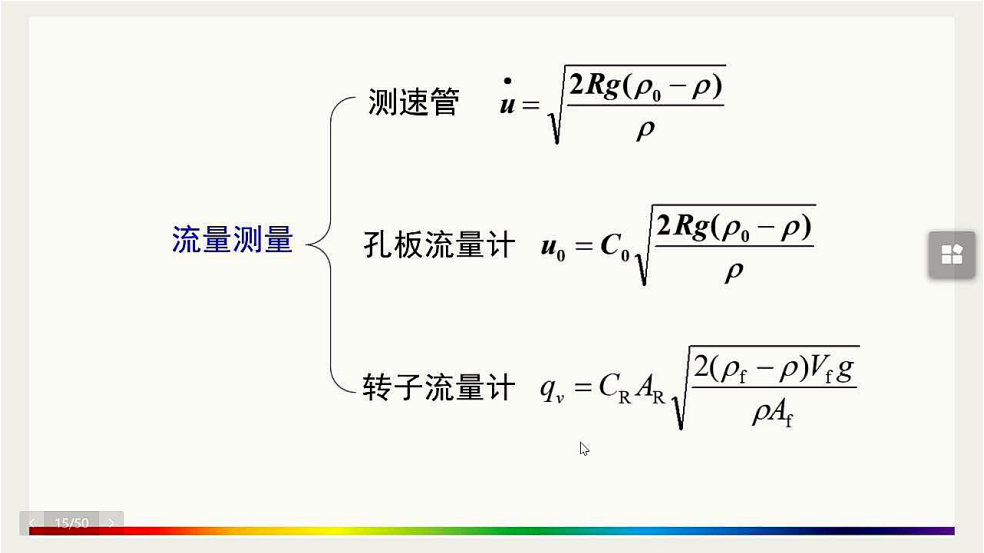
- 两种方法：**当量长度法**或**阻力系数法**。
- 入口阻力系数 0.5，出口阻力系数 1（注意衡算范围是否包含这些）。

> **注意**
>
> 使用入口/出口阻力系数时，先观察题目衡算范围是否包含入口或出口，避免多算或漏算。

管路计算

- 简单管路：总流量相同，能量损失为各段之和。
- 并联管路：总流量等于各分支之和，**各段阻力损失相等**。
- 分支管路：终了时加上该段能量损失，各支路阻力损失相等。

流量测定公式对比



- 测速管：测得**点速度**，若用压力表测压差则用两倍 Δp（而非 U 形管 R 值）。
- 孔板流量计：测得**小孔位置流速**，需孔流系数与压差。
- 转子流量计：直接标注刻度，一般不需计算，但需掌握**密度校正公式**。

例

三种流量计公式形式相似，注意区分：测速管测点速度，孔板测孔口速度，转子流量计直接读数。用压力表测压差时，测速管公式中为 2Δp。

10 月 17 日

小测讲评说明

- 本次课为小测讲评，重点讲解小测中的典型题目
- 80 分以上同学约十几人，请部分同学上台讲解题目
- 强调解题要有依据，不能靠猜测

第一题：质量流量一定时与压强有关的量

- 题目：质量流量一定的气体在管内流动，下列哪项与管内气体压强有关?
- 选项：A 雷诺数、B 流速、C 粘度、D 质量流速
- 正确答案：B 流速

定义

雷诺数：$Re=\frac{du\rho}{\mu}$，其中 d 为管径，u 为流速，ρ 为密度，μ 为粘度。

例

流速的推导：$u=\frac{Q}{A}=\frac{\dot{m}/\rho}{A}$，其中 $\dot{m}$ 为质量流量，Q 为体积流量，A 为截面积。

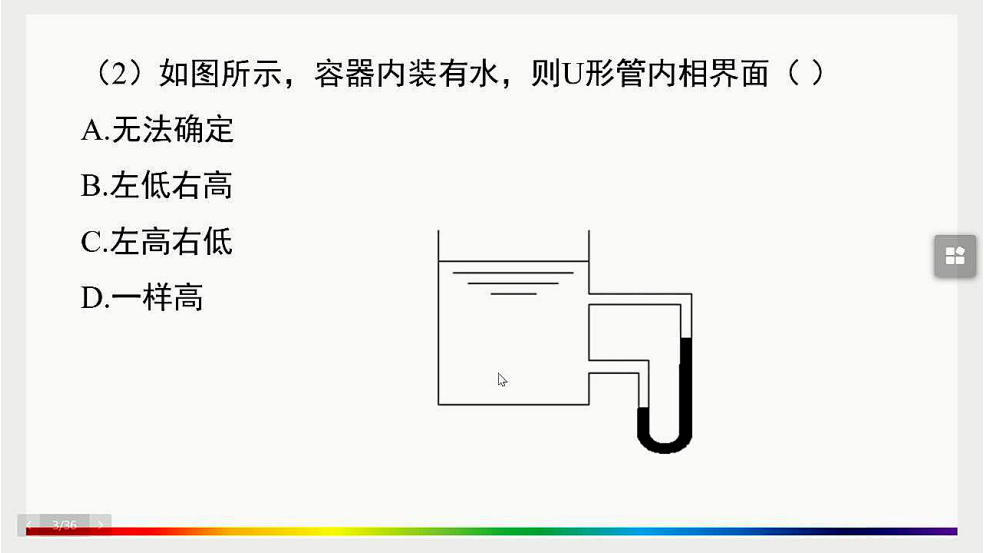
注意

气体是可压缩流体，密度 ρ 与压强有关。当质量流量 $\dot{m}$ 不变时，压强变化会导致密度变化，进而使流速 u 变化。因此流速与压强有关。

- 雷诺数分析：$Re=\frac{du\rho}{\mu}$，将 $u=\frac{\dot{m}}{\rho A}$ 代入，得 $Re=\frac{d\dot{m}}{A\mu}$。质量流量不变、管径

不变、粘度不变，故雷诺数与压强无关
- 粘度分析：一般只考虑温度对粘度的影响，气体仅在超高压时才考虑压强影响，故粘度与压强无关
- 质量流速分析：质量流速 $= \frac{\dot{m}}{A}$，质量流量和截面积均不变，故质量流速不变，与压强无关

第二题：连通器中的相界面



- 题目：容器内装有水，U 型管中相界面是否一样高？
- 正确答案：一样高（左高右低为错误选项）

定义

连通器：底部相连通的容器，当盛有同种液体且液体静止时，各容器中的液面总保持相平。

注意

本题图示有陷阱，图中黑色部分并不代表实际液面形状，需根据连通器原理判断，而非直接看图。

- 若相界面不一样高，则两侧压强不相等，液体无法达到稳定状态
- 只有当相界面水平时，两侧压强才相等（液面上方压强 + 液柱压强），系统才能稳定
- 这是连通器原理的基本应用，初中物理知识，但需注意题目图示的陷阱

第三题：流体粘度与温度的关系

- 题目：关于流体粘度的说法，正确的是温度下降时粘度的变化规律
- 温度下降时：水的粘度上升，空气的粘度下降

注意

温度下降时，液体（如水）与气体（如空气）的粘度变化规律相反：
- 水：温度下降 → 粘度上升（成反比关系）
- 空气：温度下降 → 粘度下降（成正比关系）

例

从分子间作用力理解：
- 水（液体）：温度下降时分子间距离更小，分子间作用力增强，粘度上升
- 空气（气体）：温度下降时气体分子活跃程度降低，粘度下降

第四题：牛顿粘性定律的适用范围

- 题目：牛顿粘性定律适用于什么样的流体?
- 正确答案：B 牛顿流体的层流流动

定义

牛顿粘性定律：$\tau = \mu \frac{du}{dy}$，其中 τ 为剪应力，μ 为粘度，$\frac{du}{dy}$ 为速度梯度。

例

实验模型：地面固定，上方施加力，速度从地面（速度为零）到顶部（速度最大）呈线性分布，速度梯度为常数。

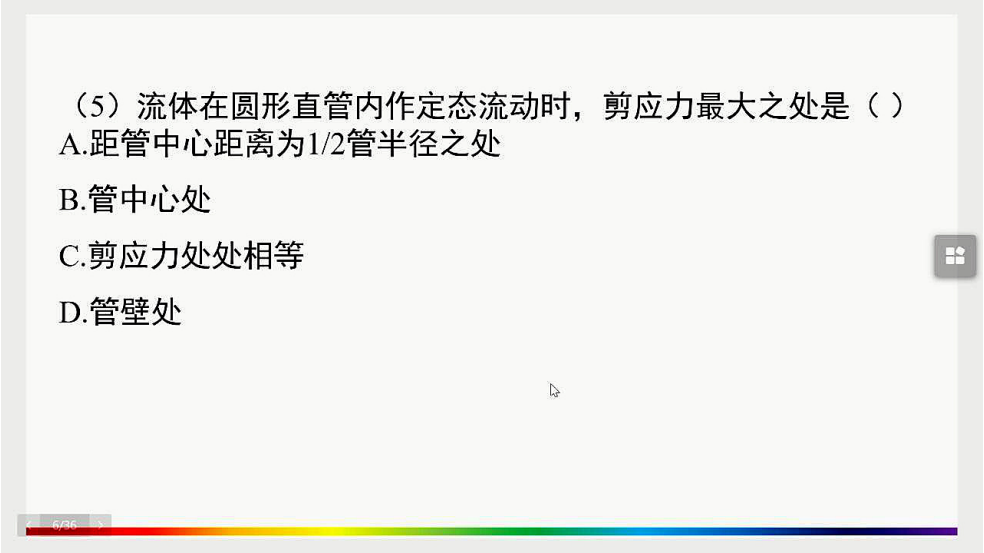
注意

牛顿流体满足剪应力与速度梯度成正比，且过原点（即速度梯度为零时剪应力为零），比例系数为粘度。牛顿粘性定律仅适用于牛顿流体的层流流动。

非牛顿流体的层流特性

- 假塑性流体、胀塑性流体、宾汉流体均不符合牛顿粘性定律
- 但它们仍可作层流流动，关键在于其流动模型没有径向脉动
- 每一层流体有各自独立的流动速度，层与层之间无径向交换，故为层流

圆形直管定态流动中剪应力的分布



- 剪应力 τ 与半径 r 的关系通过受力平衡推导
- 取一段液体柱，压差 × 截面积（πr^2）= 内摩擦力（剪力 × 作用表面积 $2\pi rL$）
- 推导得剪应力与半径 r 成正比

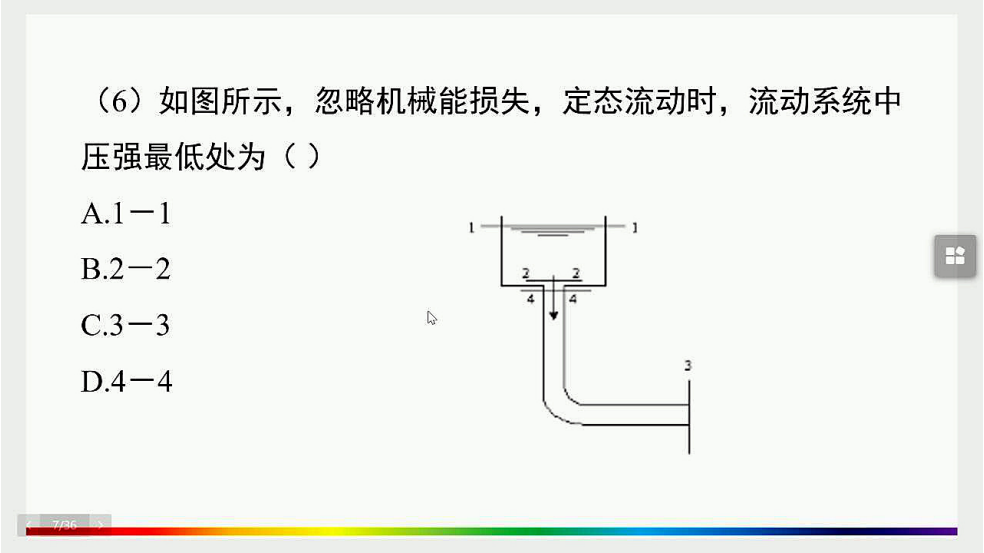
定义

剪应力 τ 与半径 r 成正比：$\tau = (\Delta p \cdot r)/(2L)$，即剪应力沿径向线性分布。

注意

剪应力最大处是管壁处（$r = R$），最小处在管中心（$r = 0$）。不要与速度分布混淆——速度最大在中心，剪应力最大在管壁。

忽略机械能损失时压强最低截面的判断

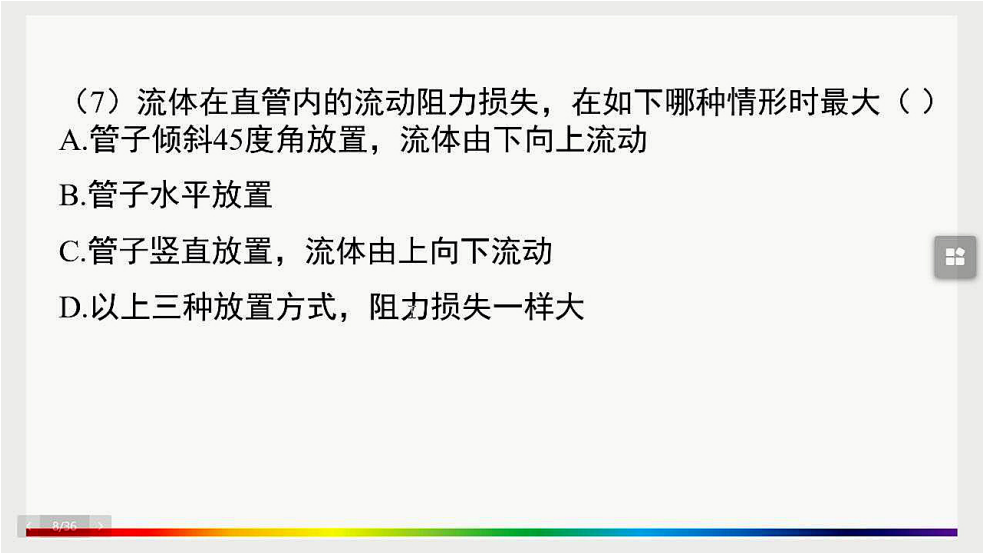


- 用机械能衡算式比较各截面压强
- 截面 1 与截面 3：均为敞口，机械能相等（1 位置高但 3 有动能，二者相等）
- 截面 4 与截面 2：位置相近，但 4 流速大，故 $p_4 < p_2$
- 截面 4 与截面 3：动能相同，4 位置高，静压强小，故 $p_4 < p_3$
- 综合比较，截面 4 压强最低

例

比较压强时，先找位置、动能相近的截面配对比较，再逐层对比，最终确定最低点。

直管流动阻力损失与放置方式的关系



- 范宁公式是阻力损失的通用公式：$h_f = \lambda \cdot (l/d) \cdot (u^2/2)$
- 该公式对层流、湍流均有效，且与管子的放置位置无关
- 水平、竖直、倾斜放置，只要管长、管径、流速相同，阻力损失相同

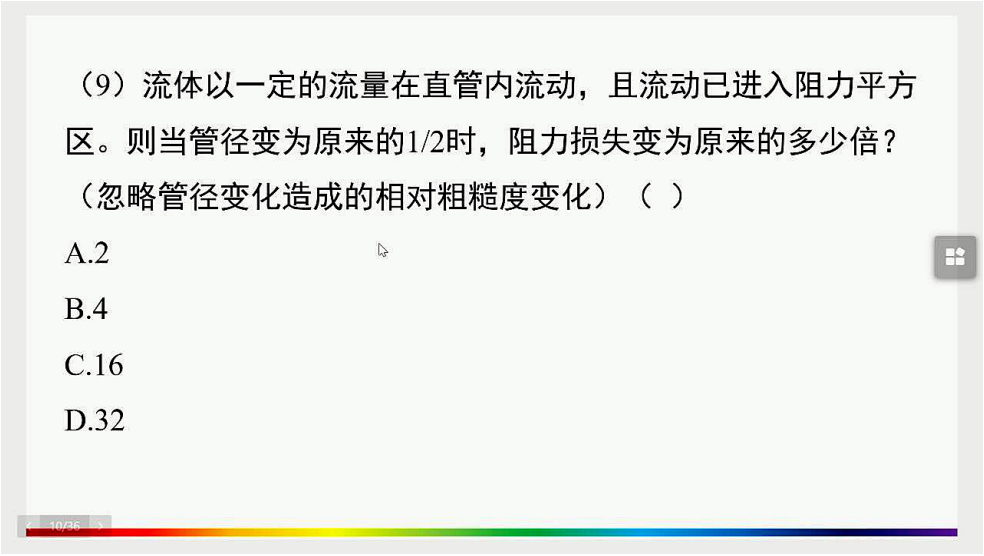
> **注意**
>
> 推导时虽以水平管为例，但竖直或倾斜放置时推导结果相同。阻力损失只取决于管长、管径、流速和摩擦系数，与放置角度无关。

流量增大时 U 型管压差计读数 R 的变化

- R 值反映截面 1 与截面 2 之间的压强差
- U 型管中流体静止，用**静力学基本方程式**找等压面求 Δp
- 管内流动流体用**机械能衡算式**求 $p_1 - p_2$
- 由连续性方程 $u_1 / u_2 = (d_2 / d_1)^2$，可将 u_1、u_2 统一为一个流速
- 流量增大 → 流速 u 增大 → 动能项增大 → 压差增大 → **R 值增大**

> **注意**
>
> 涉及压差计读数时，U 型管内用静力学方程，管内流动流体用机械能衡算式，两类方程常需联用，这是后续许多题目的通用思路。

阻力平方区中管径变化对阻力损失的影响

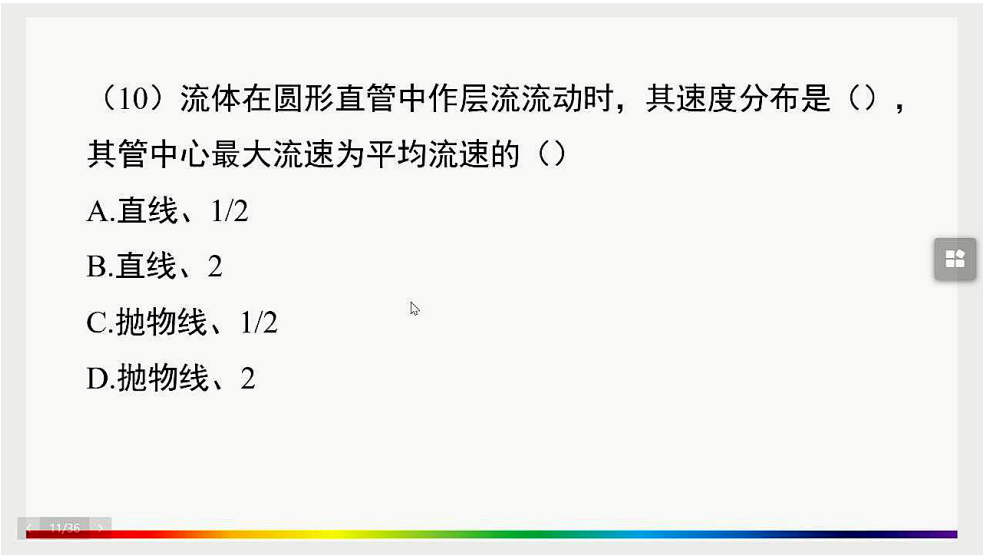


- 阻力平方区：摩擦系数 λ 只与相对粗糙度有关，与雷诺数无关（本题忽略相对粗糙度变化，λ 不变）
- 流量不变，管径变为 1/2，则流速变为原来的 4 倍（$u \propto 1/d^2$）
- 阻力损失 $h_f \propto \lambda \cdot (u^2/d)$，代入得 $4^2 \div (1/2) = 32$ 倍

例

管径减半 → 流速变为 4 倍 → 阻力损失 = $4^2 \times 2 = 32$ 倍。

圆形直管层流流动的速度分布



- 层流流动时管内速度分布为抛物线（不是直线）
- 管中心最大流速是平均流速的 2 倍

定义

层流速度分布：$u(r)$ 呈抛物线分布，$u_{max} = 2 \cdot u_{avg}$。

高位槽向管内流动时各截面机械能的比较

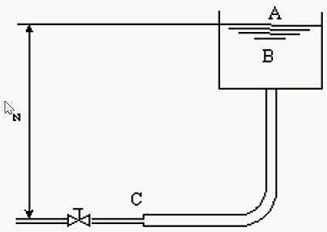
（11）如图所示，水从高位槽流向管内，且在管内为定态流动，请比较水在A、B、C三处的机械能（）

A.A>B>C

B.C>B>A

C.B>A>C

D.A=B>C



- 实际流体：a > b > c
- a 与 b：容器内管径远大于管子，动能可忽略，视为静止流体，用静力学基本方程式，静压能 + 位能守恒，故机械能相等
- b 与 c：流体进入管子后流动起来，产生能量损失，故 c 处机械能减小

注意

理想流体时 a、b、c 机械能均相等；实际流体因流动产生能量损失，c 处减小。a 与 b 之间无能量损失，因为容器内流体可视为静止。

流速提高对阻力损失与摩擦系数的影响

（12）随着直管内流体流速的提高，流体的直管流动阻力损失和摩擦系数（）

A.阻力损失减小，摩擦系数增大

B.都增大

C.阻力损失增大，摩擦系数减小

D.都减小

- 阻力损失：随流速增大而增大（主要取决于范宁公式中的 u^2 项）
- 摩擦系数：随雷诺数增大而减小（由莫迪图规律，随流速增大而减小）

注意

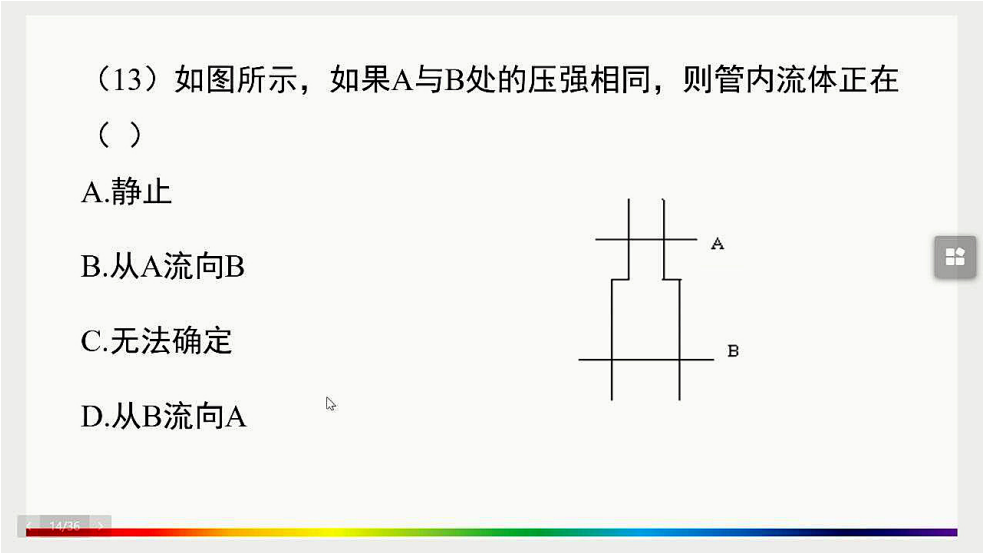
摩擦系数虽随流速增大而减小，但其变化幅度很小；阻力损失主要由流速增大主导，故总体阻力损失仍增大。

- 直管内流速提高，阻力损失增大（主要因为流速增大）

- 摩擦系数随雷诺数增大而减小（莫迪图规律），即随流速增大而减小
- 摩擦系数的变化幅度很小，阻力损失主要取决于流速

> **注意**
>
> 阻力损失主要看范宁公式中的流速项，摩擦系数虽在减小但变化非常小，不能因摩擦系数减小而误判阻力损失减小。

压强相同但位能不同时管内流体的状态



- 若 a、b 两处压强相同，但位能不同，则流体**不可能静止**
- 因为静止流体满足静力学基本方程式，静压能 + 位能守恒，压强相同而位能不同时无法平衡，流体必然在流动

> **注意**
>
> 静止流体中，压强与位能必须满足静力学平衡关系。若压强相同但位能不同，则流体一定处于流动状态。

流体流动方向的判断依据

- 流体流动时一定从机械能大的地方流向机械能小的地方，因为流动过程中存在阻力损失
- 比较两处的机械能大小，需综合考虑静压能、位能、动能三项
- 判断方法：分别计算两截面的三项机械能之和，大者流向小者

> **例**
>
> a、b 两处静压强相同，a 位置更高、管径更小（流速更大），则 a 的动能、位能均大于 b，三项机械能之和 a>b，故流体从 a 流向 b。

阻力平方区管径变化对阻力损失的影响

- 流体在直管内流动进入阻力平方区，当管径变为原来的 1/2（流量不变）时，阻力损失变为原来的 32 倍
- 推导：流量不变，管径减半 → 流速变为原来的 4 倍
- 阻力平方区摩擦系数只与相对粗糙度有关，忽略相对粗糙度变化时摩擦系数不变
- 范宁公式中阻力损失与流速平方成正比，故阻力损失 = $4^2 \div (1/2) = 32$ 倍

定义

阻力平方区：流体流动处于完全湍流区，摩擦系数只与相对粗糙度有关，与雷诺数无关，阻力损失与流速的平方成正比。

层流流动的速度分布

- 流体在圆形直管中做层流流动时，速度分布为抛物线
- 管中心最大流速为平均流速的 2 倍

定义

层流：流体分层流动，质点沿管轴方向作有规则的平行运动，速度分布呈抛物线形。

实际流体与理想流体的机械能比较

- 实际流体在管内流动时存在摩擦，机械能不守恒，会沿程损失
- 理想流体（无摩擦）流动时，各截面机械能相等

例

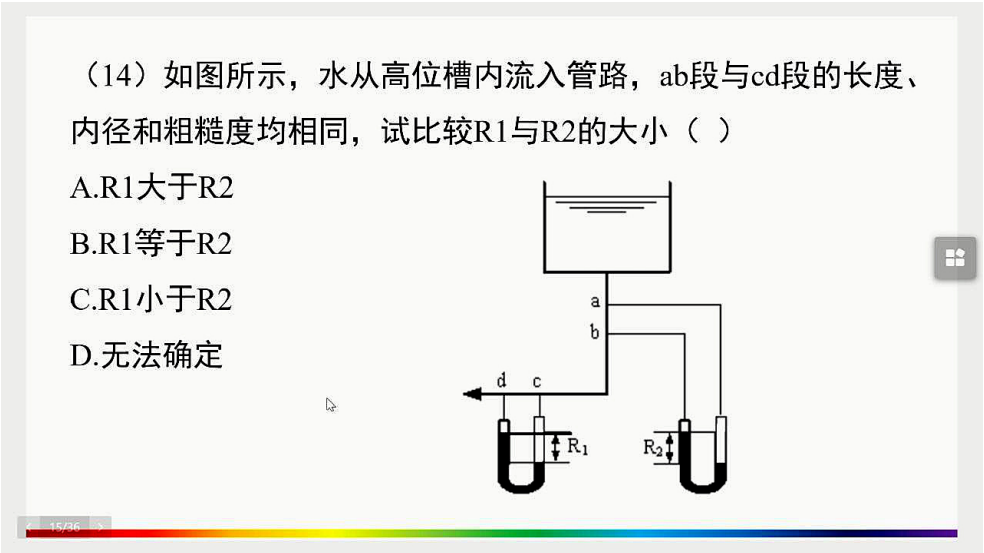
高位槽水经管内定态流动，比较 a（储槽液面）、b（管中）、c（管出口）三处机械能：

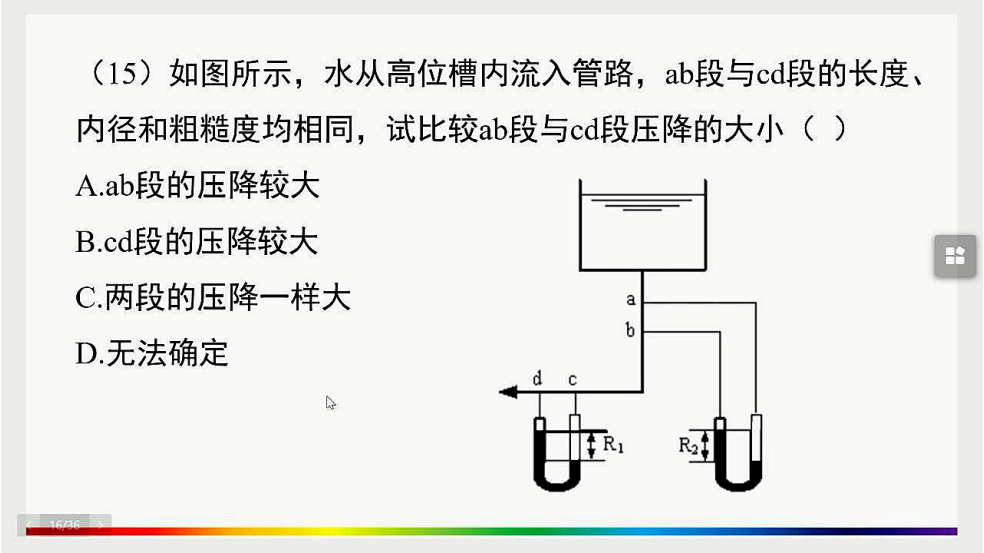
- 实际流体：$a > b = c$（c 因流动产生能量损失而减小）
- 理想流体：$a = b = c$

注意

a 与 b 比较时用的是静力学基本方程式（容器内流体可视为静止，动能忽略，静压能 + 位能守恒），而 b 到 c 要考虑能量损失，用的是动力学方程式。两者不能混用同一方程。

U 型管读数比较（竖直管与水平管）





- 高位槽水经两段长度、管径、粗糙度均相同的管道流动，一段竖直、一段水平，各接一个 U 型管，读数分别为 r_1 、r_2
- 结论：r_1 = r_2 （两段阻力损失相等）

定义

静力学基本方程式：用于 U 型管等压面分析，$\Delta p = (\rho_0 - \rho)gr$，其中 ρ_0 为指示液密度，ρ 为流体密度。动力学基本方程式（机械能衡算式）：用于管内流动分析，阻力损失 = 上游截面三项机械能 - 下游截面三项机械能。

例

推导过程：

- 静力学：$\Delta p\_ab = (\rho_0 - \rho)g \cdot r_2$ ，$\Delta p\_cd = (\rho_0 - \rho)g \cdot r_1$
- 动力学：$h\_fab = \Delta p\_ab/(\rho g) + l$（有位置差 l），$h\_fcd = \Delta p\_cd/(\rho g)$（无位置差）
- 因管长、管径、粗糙度、流速均相同，$h\_fab = h\_fcd$
- 联立得 $(\rho_0 - \rho)/\rho \cdot r_2 - l = (\rho_0 - \rho)/\rho \cdot r_1$ ，故 r_1 = r_2

注意

比较 ab 段与 cd 段的压差：$\Delta p\_ab = \Delta p\_cd - \rho gl$，即 ab 段压差小于 cd 段压差。虽然 r_1 = r_2 ，但 ab 段因有位置差需减去 ρgl 项，故 cd 段压差更大。

阀门开度对静压头差的影响

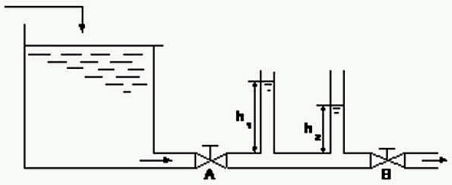
（16）如图所示，高位槽内的水以定态流过水平管道。保持B阀一定的开度。当A阀开大时，h1-h2如何变化？（ ）

A.增大

B.减小

C.不变

D.无法确定



17/36

- 高位槽水定态流过水平管道，B 阀开度一定，打开 A 阀时，$h_1 - h_2$（两截面静压头差）增大
- 原因：阀门打开后管内流量增大，流速增大，经过同一段管道的阻力损失增大
- 两截面动能相同、位能相同，静压头之差即代表该段的能量损失

注意

阀门打开会使整条管内的流量都增大，不能因 B 阀未变而认为流量不变。

阀门关小对阀前、阀后压强的影响

（17）流体在一直管内流动，管线上有一个阀门，关小该阀门时，（ ）

A.阀前流体压强升高，阀后流体压强也升高

B.阀前流体压强升高，阀后流体压强降低

C.阀前流体压强降低，阀后流体压强也降低

D.阀前流体压强降低，阀后流体压强升高

18/36

- 阀门关小时，阻力系数增大，下游阻力增大
- 阀前（上游）流体压强升高，阀后（下游）流体压强降低

例

推导方法：

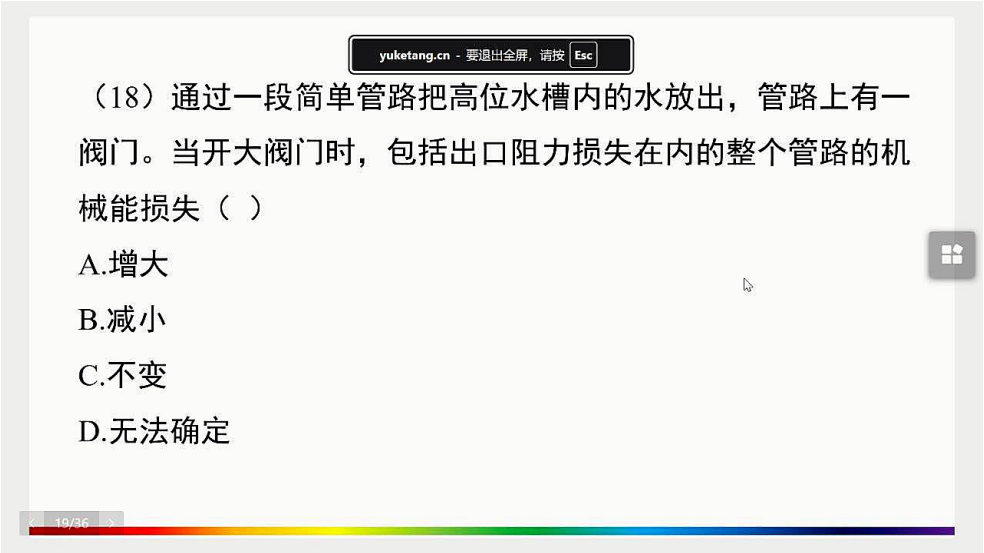
- 阀前压强 p_a：对液面与 a 截面列机械能衡算式
- 阀后压强 p_b：对 b 截面与出口列机械能衡算式
- 阀门关小 → 流速变小 → 阻力损失减小，据此推得 p_a 升高、p_b 降低

注意

阀门关小使阻力系数增大，但流速变小导致阻力损失减小，两者需区分。若忘记结论，应重新列机械能衡算式推导，不要凭直觉判断。

10 月 22 日

第十八题：开大阀门后整条管路机械能损失的变化



- 题目：高位水槽经简单管路放水，管路上有阀门，问开大阀门后（含出口阻力在内）整条管路的机械能损失如何变化。
- 常见错误：误以为阀门开大 → 阻力系数减小 → 流速增大 → 阻力增大。
- 正确思路：对高位槽液面到出口列机械能衡算式，两截面动能、压强项均为 0，整条管路总损失等于位能差（即液面高度差），与阀门开度无关。
- 结论：机械能损失不变。

注意

不要用”阀门开大 → 流速增大 → 阻力增大”的局部推理。整条管路的总损失由两端截面状态决定，阀门开度只改变阻力在管路中的分配，不改变总损失。

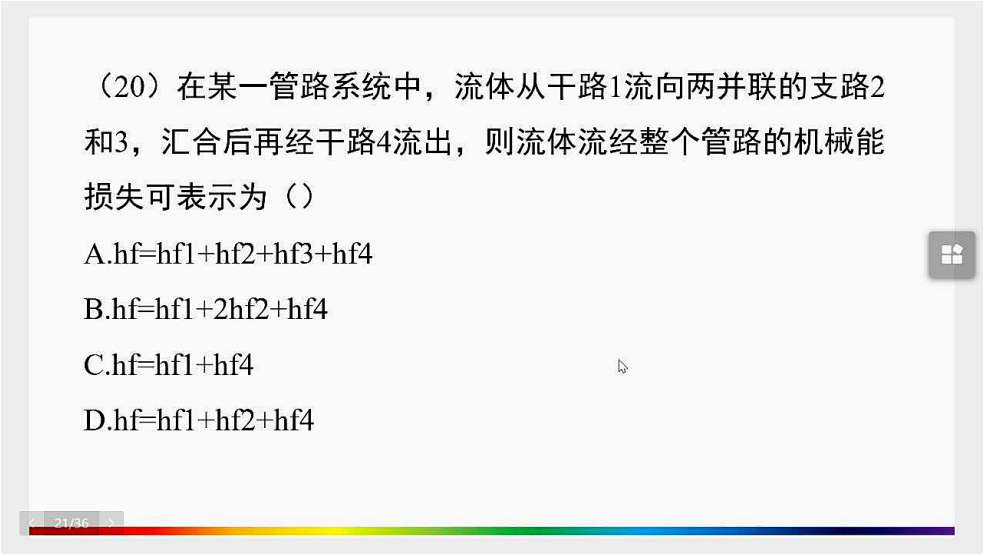
第十九题：并联管路支路阻力损失之比

- 题目：并联管路两支路，给出流量、流速、管径、管长等大量数据，问两支路阻力损失之比。
- 关键结论：并联管路各支路的阻力损失相等。
- 因此无需计算，直接选”相等”。

注意

并联管路中，各支路两端压差相同，故阻力损失相同。题目给的大量数据（管径、管长、流速）都是干扰项，不要被带偏去计算。

第二十题：并联管路系统总机械能损失的表示



- 题目：干路 1 分流到并联支路 2、3，再汇合到 4，问整条管路机械能损失如何表示。
- 并联管路阻力损失只取一条支路即可。
- 正确表示：h_1 ＋ h_2 （或 h_3 ）＋ h_4 。

> **注意**
>
> 并联部分只选一条支路的损失，不能把两条支路都加上，更不能写成两倍。

第二十一题：皮托管测定的物理量

- 皮托管测定的是流体的点速度（局部速度）。

第二十二题：孔板流量计压差与流量的关系

- 流量与孔板两侧压差正相关。
- 流量公式含 $\sqrt{\Delta p}$，流量增大则压差增大。

第二十三题：转子流量计的安装要求

- 转子流量计必须竖直安装。

第二十四题：转子流量计流量增大时机械能损失

- 转子流量计是变截面、恒压差式测量仪表。
- 流量增大时，压差不变，故机械能损失不变。

> **定义**
>
> 转子流量计：通过改变流通截面积来适应流量变化，保持转子上下压差恒定，属于恒压差、变截面流量计。

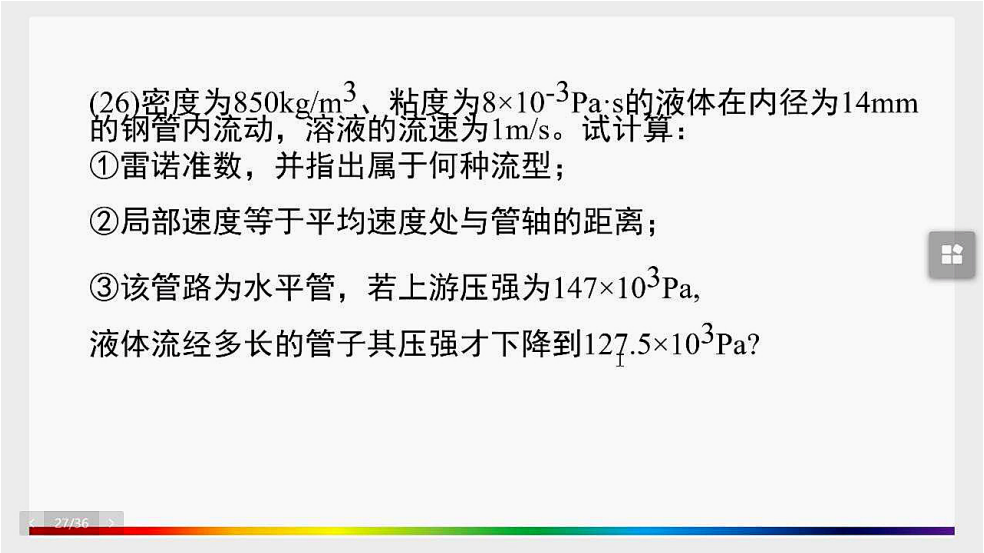
第二十五题：被测流体密度与转子流量计读数

- 转子流量计读数按标定流体（通常为水）标定。
- 实际流量与标定流量之比与密度成反比关系。
- 若被测流体密度小于标定流体，则实际流量应高于读数。

注意

密度越小，实际流量越大。当被测流体密度小于标定流体时，实际流量大于示数。

雷诺数计算与流型判断



- 已知：密度 850 kg/m³，粘度已知，内径 14 mm 钢管，流速 1 m/s。
- 雷诺数 $Re = d \cdot u \cdot \rho / \mu$，由管径、流速、密度、粘度全部已知即可计算。
- 判断标准：$Re < 2000$ 为层流；$Re > 4000$ 为湍流。

局部速度等于平均速度处距管轴的距离

- 管内速度分布：管壁处点速度为 0，管中心处点速度最大，且最大速度为平均速度的 2 倍。
- 点速度等于平均速度的位置既不在管壁也不在管中心。
- 利用速度分布公式，令点速度 = 平均速度，解出对应的半径 r。

例

层流速度分布公式中，最大速度是平均速度的 2 倍。令局部速度等于平均速度，即可解出该位置距管轴的距离 r。

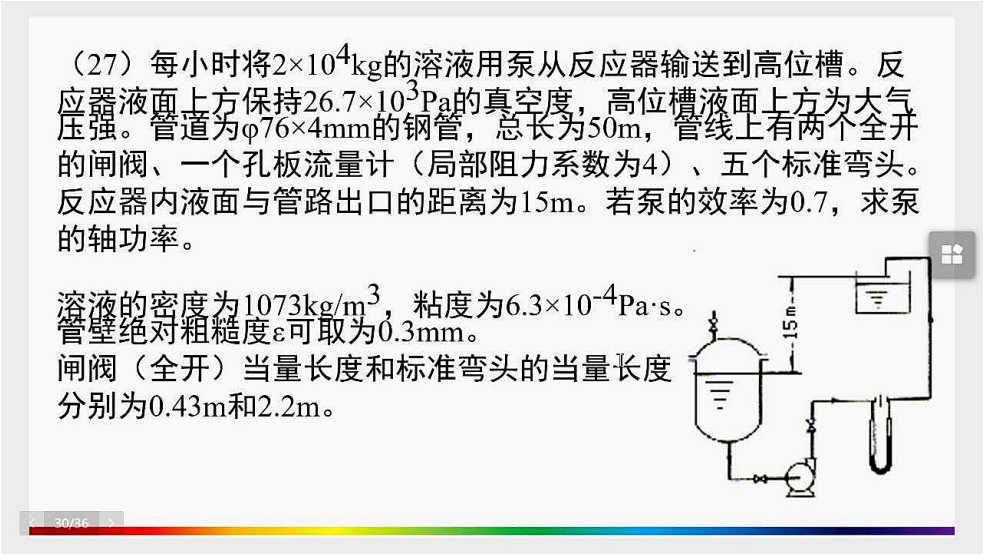
水平管压差与管长计算

- 水平管上下游压强差反映的是能量损失。
- 层流时可用范宁公式或哈根-泊肃叶方程（Hagen-Poiseuille）计算。
- 由压差 Δp 及其他已知量，可反推管长 L。

定义

哈根-泊肃叶方程：层流流动中，阻力损失与压差、管长、粘度、流量相关的公式，用于计算层流阻力损失。

泵轴功率计算（机械能衡算式应用）



- 求泵轴功率，核心是机械能衡算式中的有效功 W 的应用。
- 选取上下游截面：反应器液面到高位槽液面，已标出垂直距离。
- 已知条件：质量流量（注意单位，每小时）、反应器液面上方真空度 26.7×10^3 Pa、高位槽液面上方为常压。
- 管道：φ76×4 mm 钢管，总长已知。
- 局部阻力：两个全开闸阀、一个孔板流量计（阻力系数 4~5）、5 个标准弯头、入口阻力系数 0.5。

注意

1. 若选出口截面处含动能项，则不要再加出口阻力损失。
2. 不要遗漏入口阻力系数 0.5。
3. 质量流量单位是每小时，注意换算。

- 计算步骤：
  1. 由质量流量、管径算流速。
  2. 算雷诺数判断流型，若为湍流，由相对粗糙度查图得摩擦系数 λ。
  3. 算直管阻力损失。
  4. 逐个累加局部阻力损失，加上入口阻力损失。
  5. 列机械能衡算式求有效功 W。
  6. 有效功率 = 有效功 × 质量流量。
  7. 轴功率 = 有效功率 ÷ 效率。

例

有效功 W 乘以质量流量得到有效功率（单位 J/s），再除以效率得到轴功率。

孔板流量计计算流量（与上题对比）

（28）用泵将密度为850kg/m^3，粘度为190cp的重油从贮油池送至敞口高位槽中，升扬高度为20m。输送管路为φ108×4mm钢管，总长为1000m（包括直管长度及所有局部阻力的当量长度）。管路上装有孔径为80mm的孔板以测定流量，其油水压差计的读数R＝500mm。孔流系数C_0＝0.62，水的密度为1000kg/m^3。试求：
(1)输油量是多少m^3/h？
(2)若泵的效率为0.55，计算泵的轴功率。

34/36

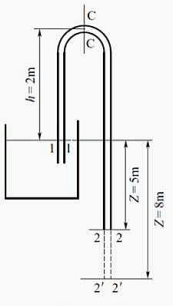
- 题目：孔径 80 mm 的孔板测定流量，给水压差计读数、孔流系数。
- 重点在于用孔板流量计公式算流量，其余与上题类似。
- 题目括号说明”包括直管长度及所有局部阻力的当量长度”，故直接用范宁公式即可，无需逐项算局部阻力。
- 已知：储油池送到高位槽，粘度、密度、升压高度均有。

> **注意**
>
> 孔板流量计公式算的是小孔处的流速，计算流量时直径应代入小孔直径（0.08 m），不能代入大管管径。

- 若题目未给粗糙度，通常为层流，用 $\lambda = 64/Re$ 计算摩擦系数。
- 由管长及所有局部阻力当量长度算阻力损失，再算有效功。

作业第六题：气化问题（饱和蒸汽压）

1-6用一虹吸管将水从池中吸出,水池液面与虹吸管出口的垂直距离为5m，虹吸管出口流速及虹吸管最高点 C的压强各为多少？若将虹吸管延长，使池中水面与出口垂直距离增为8m。出口流速有何变化？(水温为30℃，大气压强为760mmHg。水按理想流体处理)



习题 1-6 附图

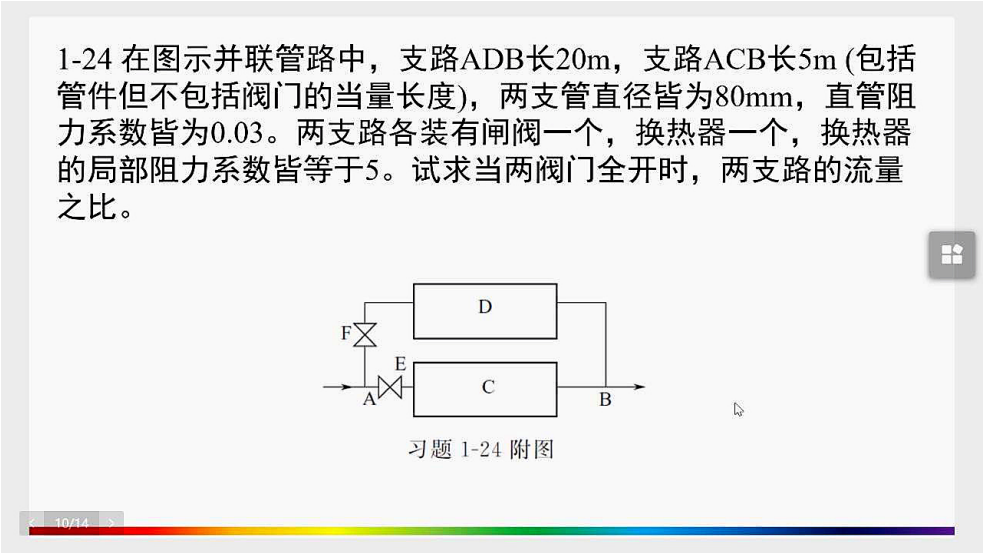
2/14

- 第一问：常规计算，无难度。
- 第二问：若管路延长，问流速变化。
- 关键：计算得 C 位置压强为 3.3×10^3 Pa，但水在 30℃ 的饱和蒸汽压为 4.2 kPa。
- 因计算压强低于饱和蒸汽压，水已气化，此时压强应取饱和蒸汽压，而非计算

值 3.3×10^3 Pa。
- 由此算得气体流速为 12.4 m/s。

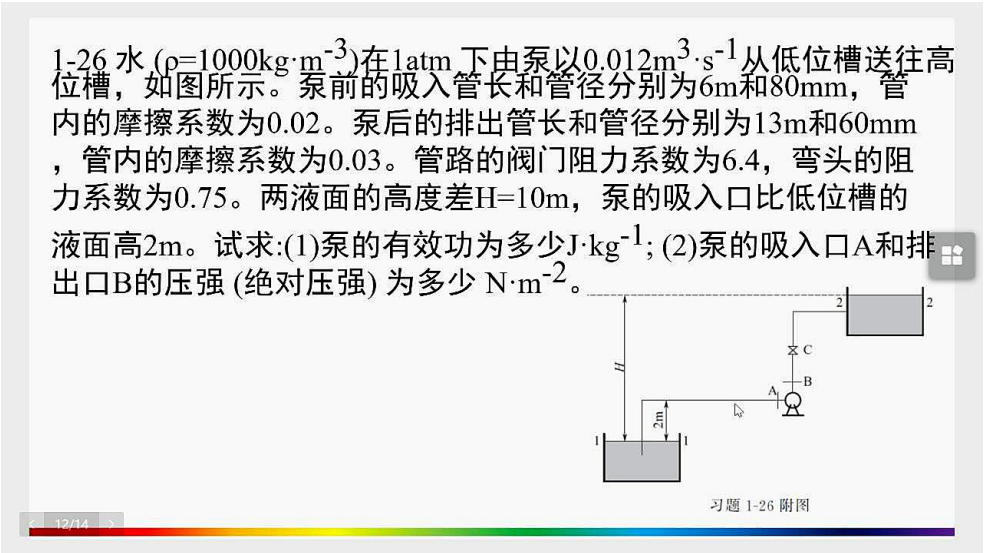
> **注意**
>
> 当计算压强低于该温度下液体的饱和蒸汽压时，液体已气化，压强应改用饱和蒸汽压，不能用计算出的压强值。

作业第二十四题：并联支路流量关系



- 利用两条支路阻力损失相同，求流量关系。
- 两条支路包含闸阀和换热器，已知阻力系数 0.03。
- 差别在于管长不同。
- 阻力损失相同 → 流速平方与管长成反比 → 流速之比 = 管长之比的平方根。
- 流量 = 流速 × 截面积，故流量之比 = 流速之比。

作业第二十六题：泵有效功与截面压强计算



- 第一问：从截面 1 到截面 2 列机械能衡算式求有效功。
- 截面 2 选在液面上方，一定有出口阻力。
- 已知摩擦系数、阀门阻力系数、弯头阻力系数（两个弯头）、一个阀门、入口阻力损失、出口阻力损失。

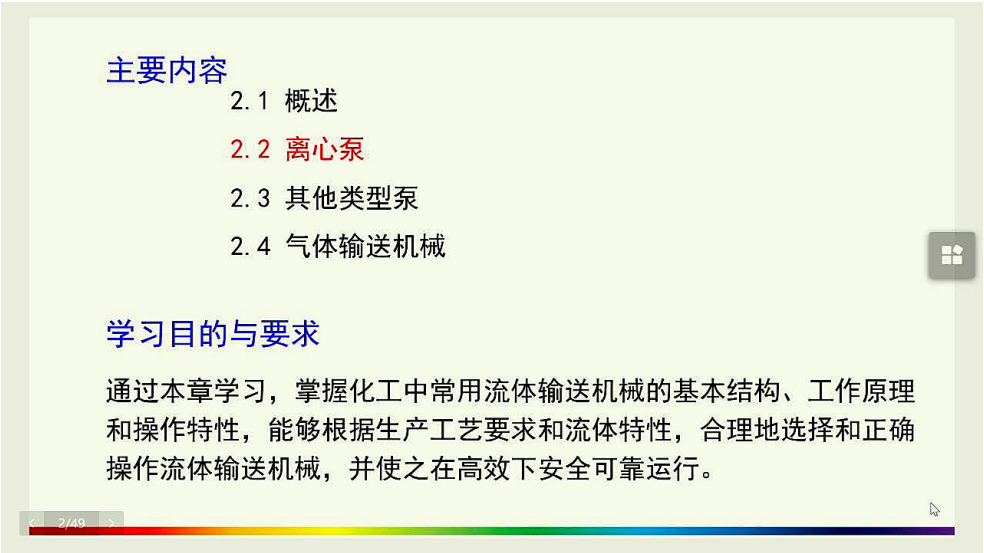
- 截面 1、2 均敞口，压强项、流速项可忽略，位置高度已给出。

> **注意**
>
> 入口管和出口管管径不同，流速不同，计算阻力损失时要用各自对应的流速。

- 第二、三问：题目要求算**绝对压强**。
  - 可用表压算完后再加一个大气压，或直接用绝对压强计算。
  - 选截面：1 到 a 截面、b 截面到 2 截面（也可选 a 到 b）。
- 1 到 a 之间列机械能衡算式，其阻力损失即入口阻力（已算过）。
- b 到 2 之间列机械能衡算式，其阻力损失即出口阻力（已算过）。
- 由此算出 a、b 两截面的绝对压强。

> **注意**
>
> 注意题目括号内的文字要求。若要求算绝对压强而算了表压，会扣分。

第二章：流体输送机械（概述）



- 与第一章密切相关：流体流动常需通过输送机械送到另一位置，第一章已涉及有效功、轴功率的计算。
- 本章除轴功率计算外，还要了解输送机械的构造（设备与原理并重）。
- 本章内容：概述、离心泵、其他类型泵、气体输送机械。
- **重点内容：离心泵。**

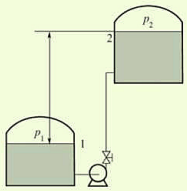
泵的作用与机械能衡算式

2.1 概述

一、流体输送机械的作用

供料点~需料点

$$H=\Delta z+\frac{\Delta p}{\rho g}+\frac{\Delta u^2}{2g}+\Sigma H_f$$



输送机械的作用：

对流体做功，使流体E增大。包括流体的动能增大，或位能增大，静压能增大，克服沿程阻力，或兼而有之。

3/49

- 泵的作用：对流体做功，将流体从储液槽输送到高位槽。
- 机械能衡算式用米液柱表示的形式中，h = W/g。
- h 表示对单位重量（1 牛顿）流体所做的功。
- 泵做的功用于：提升高度、提升压强、克服阻力，或兼而有之。
- 泵的贡献 = 机械能衡算式中各项之和。

定义

泵的压头 h = W/g：表示对单位重量流体所做的功，单位为米液柱。

流体输送机械的分类

二、流体输送机械分类

按输送流体的状态分类
- 输送液体 ➡ 泵
- 输送气体
  - 通风机
  - 鼓风机
  - 压缩机
  - 真空泵



离心泵



通风机



鼓风机



压缩机

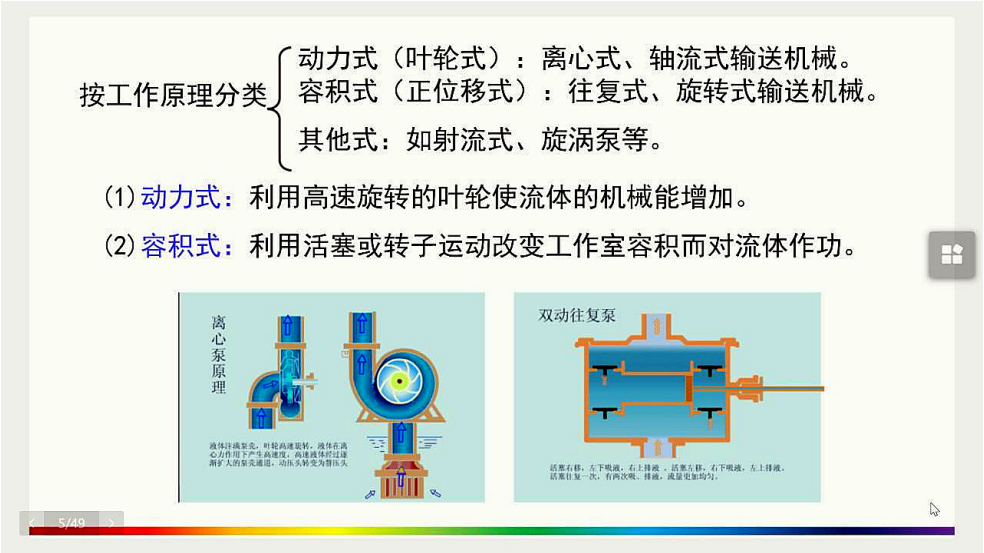


真空泵

4/49

- 输送液体：称为泵。
- 输送气体：称为风机、压缩机或真空泵。
- 外形上泵与风机、压缩机大致相似，通风机稍大。
- 按工作原理分类（本章后续展开）。

泵的分类（按工作原理）



- 动力式：有叶轮，靠叶轮对流体做功输送（如离心泵）
- 容积式：靠活塞往复运动对流体做功（如气缸、往复泵）
- 其他类型

> 例
>
> 双动泵：活塞往左走时，左边吸入、右边压出；往右走时，右边吸入、左边压出，因此出液连续。单动泵：只有一侧工作，活塞压缩时才排出，出液不连续。

离心泵的主要部件



- 泵轴：连接电机与叶轮，由电机带动旋转
- 叶轮：位于泵壳内部，带动流体旋转做功
- 泵壳：包裹叶轮，流道逐渐扩大
- 吸入口、排出口

叶轮的类型与适用场合

各种叶轮的功能：

- **开式叶轮可以输送含有杂质的污水或带有纤维的液体。**
- **半闭式叶轮用于输送易于沉淀或含固体颗粒的液体。**
- **闭式叶轮只能用于输送不含固体颗粒杂质的清洁液体。**

- 闭式叶轮：两侧都有盖板，叶片约 4~8 个，适合输送清洁液体（如水）
- 半开式叶轮：一侧有盖板，可输送稍脏的液体
- 开式叶轮：两侧均无盖板，仅由叶片构成流道，适合输送含纤维、颗粒的脏液体，但流动损失更大

注意

输送水时一般选用闭式叶轮。

叶片弯向的区分

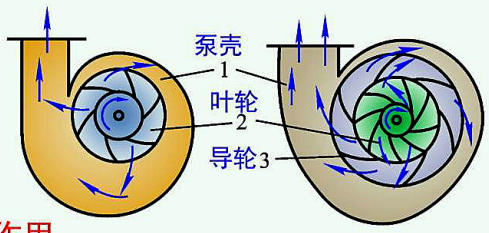
- 前弯式：叶片弯向与旋转方向一致
- 后弯式：叶片弯向与旋转方向相反
- 径向式：叶片垂直于旋转方向

例

叶轮顺时针旋转，叶片向后弯即为后弯式。

泵壳的作用

2.泵壳 包围叶轮,在叶轮四周开成一个截面积逐渐扩大的蜗牛壳形通道(蜗壳)。此外,泵壳还设有与叶轮所在平面垂直的入口和切线出口。



泵壳的主要作用

①汇集液体，并导出液体；②能量转换装置（动能变静压能）

- 流道逐渐扩大，使流速减小、静压能增大，实现动能向静压能的转换
- 汇集从叶轮甩出的液体，经出口管排出

定义

导轮：固定在叶轮外围，引导甩出的液体沿一个方向流动，减少各方向流体相互碰撞造成的能量损失。

泵轴与轴封装置

3. 泵轴及轴封装置



填料轴封

填料如浸油或渗涂石墨的石棉带、碳纤维、氟纤维和膨胀石墨等，填料不能压得过紧，也不能压得过松，应以压盖调节到有液体成滴状向外渗透。

机械轴封

由两个光滑而密切贴合的金属环形面构成，动环随轴转动，静环装在泵壳上固定不动，二者在泵运转时保持紧贴状态以防止渗漏。

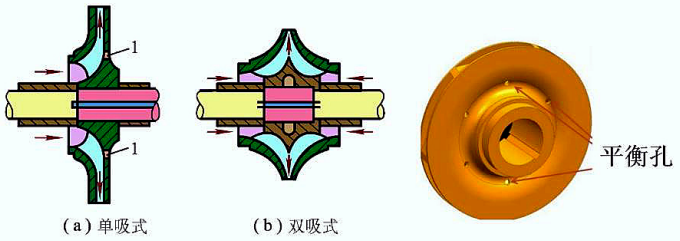
轴封的作用：减少泵内高压液体外流，或防止空气侵入泵内。

- 泵轴连接叶轮与电机，其与泵壳连接处的密封很重要
- 填料密封：在泵轴与外壳连接处填入填料
- 机械密封：由动环、静环两个光面密切贴合的金属环组成，防止泄漏

轴向推力的消除

4. 平衡孔

消除轴向推力

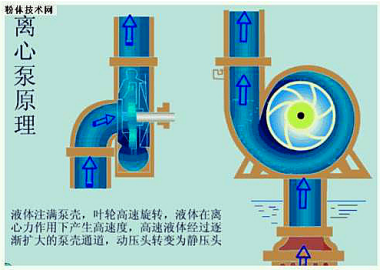


(a) 单吸式　(b) 双吸式

- 叶轮两侧盖板存在压强差（吸入口侧压强小），长期运行会磨损
- 消除方法：在盖板上开平衡孔平衡压力，或采用双吸式（两头都可吸）

离心泵的工作原理

二、离心泵的工作原理



（1）启动前　灌泵

（2）原动机——轴——叶轮，旋转

在离心力作用下，液体从中心向外围流动，流体被做功，动能增加，同时叶轮中心形成低压，吸入液体。

（3）泵壳：

流道扩大，动能转换为静压能，排出液体。

- 启动前必须先灌泵，灌满并排出空气
- 电机带动泵轴、叶轮旋转，流体在离心力作用下从中心流向外围，被做功
- 中心位置形成局部低压，与供液面形成压强差，将流体压入中心（吸入原理）
- 流体进入流道变宽的泵壳后，静压能增大，被压出（排出原理）

注意

灌泵的原因：空气密度太小，无法在中心形成足够低压，必须灌满液体并排气后才能正常吸入。

气缚现象

气缚现象

$$E=P+\rho gZ+\frac{\rho u^2}{2}$$

若泵内有气， 则$\rho\downarrow$，泵入口压力↑，液体不能吸上，产生气缚现象。

离心泵启动前需先灌泵排气 ★

定义

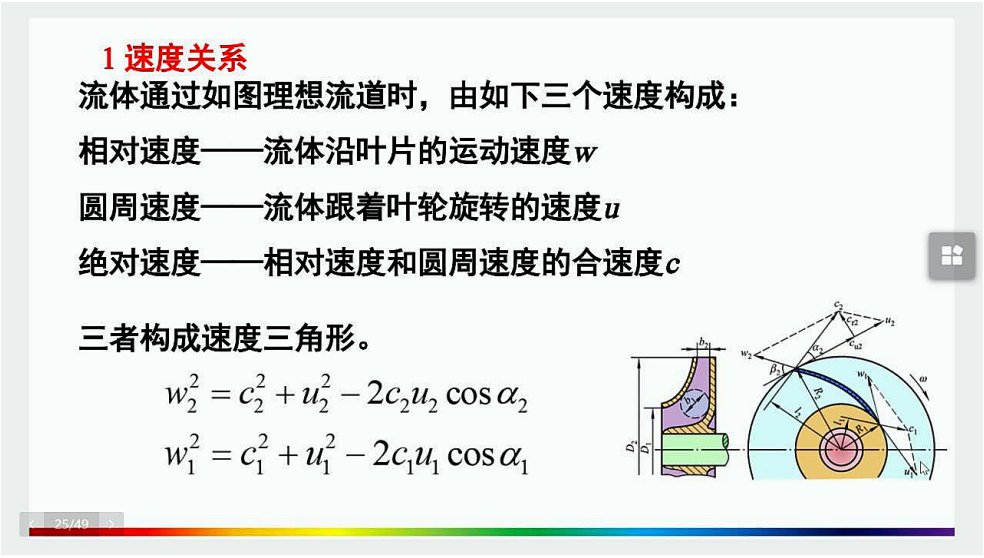
气缚：泵体内有气体（未灌泵或漏气），启动后泵虽运转但无法吸入液体、不能正常输送的现象。

- 原因：泵内有气体时密度迅速下降，入口压力增大，供液面与中心位置的压强差不足以吸入液体
- 启动离心泵前必须先灌泵

注意

气缚与气蚀不同：气缚是泵内气体导致吸不上液；气蚀是液体汽化导致叶轮损坏。

离心泵的性能参数——理论压头



定义

理论压头：对理想流体、叶片数无穷多（无环流、无能量损失）的理想化条件下，单位重量流体获得的能量，即 H = w/g。

- 假设条件：理想流体、叶片数无穷多
- 由叶片入口到出口列机械能衡算式，忽略能量损失与位能差异
- 静压能增加来源于：离心力做功 + 叶片间流道变宽使动能转化为静压能
- 当 $\alpha_2 = 90^\circ$ 时，得到离心泵基本方程式（理论压头方程式）

理论压头的影响因素

- 理论压头只与叶轮结构（叶片弯角、α_2 等）和旋转速度有关
- 与流体密度、粘度等物性无关

注意

同一台泵输送水或输送油，扬程不变。

理论流量

3 基本方程式讨论

（1）理论流量

根据叶轮的结构，理论流量Q_T可写为

$$Q_T = c_{r2}\pi D_2 b_2$$

因此**提高转速、加大叶轮的尺寸**都能增加流量。

（2）扬程 $H_{T\infty} = \frac{u_2 c_2 \cos\alpha_2}{g}$

- 当**转速增加**，圆周速度u_2增加，离心泵的扬程增加。
- 因为 $u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$，当**增加叶轮直径**，扬程增加。
- 扬程大小**与密度无关。**

28/49

- 理论流量 Q = c_{2r} × π × d_2 × b_2
- c_{2r}：出口处合速度在出口垂直方向的分量
- π × d_2 × b_2 ：出口截面积（圆周 × 厚度）
- 影响因素：叶轮直径、叶轮厚度（结构尺寸）及旋转速度
- 提高理论流量的方法：提高转速、加大叶轮尺寸

扬程与升扬高度的区别

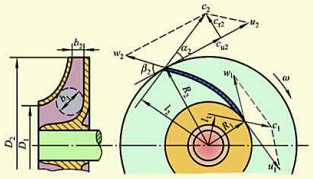
> **注意**
>
> 扬程（理论压头）与升扬高度都用 h 表示，但含义不同：
> - 扬程：对一牛顿流体所做的功（能量概念）
> - 升扬高度：从供液面到出液面的垂直高度（几何高度概念）

扬程与流量的关系（理论）

(3)流量与理论压头的关系

如图所示

$$C_2\cos\alpha_2 = u_2 - w_2\cos\beta_2 \quad (1)$$



由 $Q = \pi D_2 b_2 w_2 \sin\beta_2$ 得

$$w_2 = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \sin\beta_2} \quad (2)$$

将(1)(2)两式代入 $H_T = \frac{c_2 u_2 \cos\alpha_2}{g}$

得 $H_T = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 ctg\beta_2}{\pi D_2 b_2} Q$

离心泵(D_2、b_2、β_2 一定)，当旋转角速度ω确定时$H_T = A - BQ$

29/49

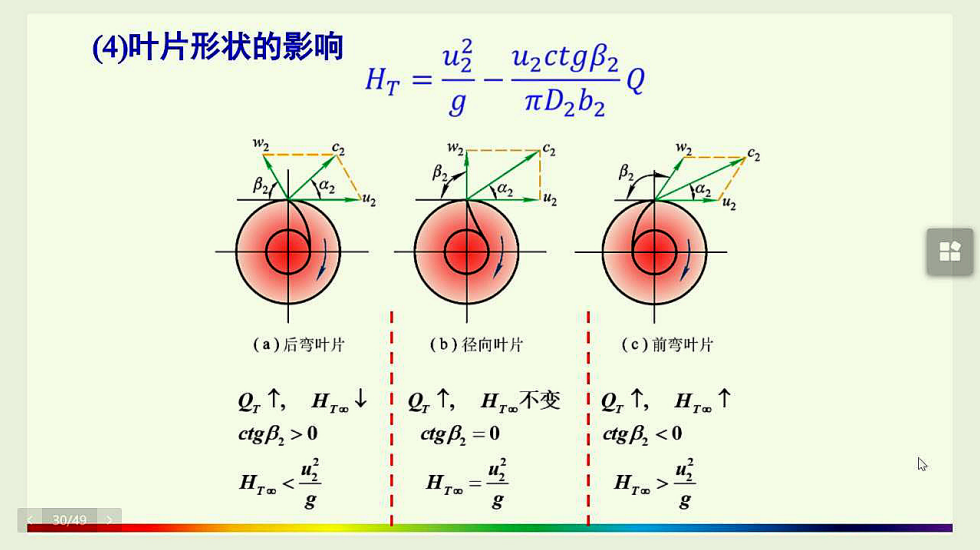
- 由理论压头方程与理论流量方程联立，可得 H = A - BQ
- 转速、结构尺寸一定时，扬程与流量呈线性关系（理论情况）

> **注意**
>
> 这是理论关系（理想流体、叶片无穷多），实际特性曲线并非严格线性。

叶片弯向与理论压头

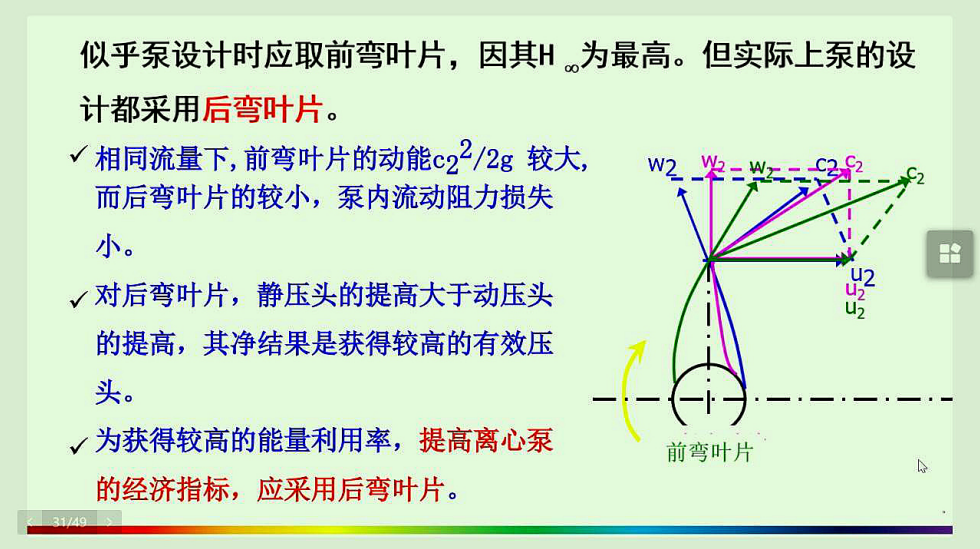
- 前弯、后弯、径向三种叶片对应不同的 β 角，影响理论压头大小

叶片形状对扬程-流量关系的影响



- 后弯叶片（$\beta_2 < 90°$）：$\cot\beta_2 > 0$，流量 q 增大时扬程 H 下降，H = a - bq
- 径向叶片（$\beta_2 = 90°$）：$\cot\beta_2 = 0$，扬程为常数，不随流量变化
- 前弯叶片（$\beta_2 > 90°$）：$\cot\beta_2 < 0$，流量 q 增大时扬程 H 增大

工业中为何选用后弯叶片

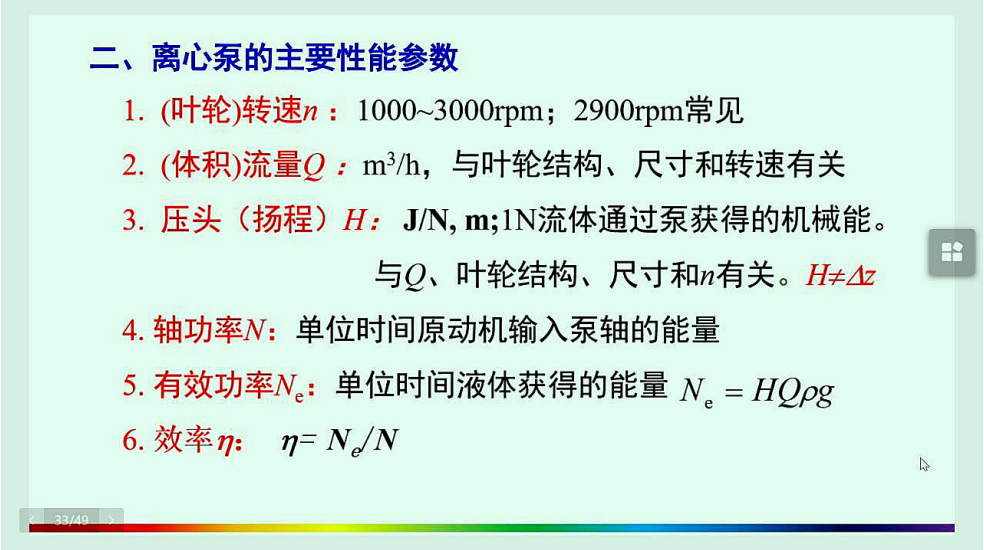


- 后弯叶片在相同流量下，泵内流体速度小，流动阻力损失小
- 后弯叶片静压头提高大于动压头提高，能量利用率高
- 前弯叶片虽然对流体做功多，但大部分消耗在动能增加和阻力损失上
- 工业应用大多采用后弯叶片，因为真正需要的是静压能

例

后弯叶片：H = a - bq（直线下降）；前弯叶片：H = a + bq（直线上升）。实际曲线因能量损失位于理论曲线下方。

离心泵的六个主要性能参数



- 转速：叶轮转速，是离心泵主要性能参数之一
- 流量：用大 q 表示（第一章体积流量用 qv），与叶轮结构及转速有关
- 扬程（压头）：对一牛顿流体所做的功，与叶轮结构、尺寸、转速及流量有关
- 轴功率：原动机传给泵轴的能量（单位时间）
- 有效功率：流体本身获得的能量
- 效率：有效功率与轴功率之比

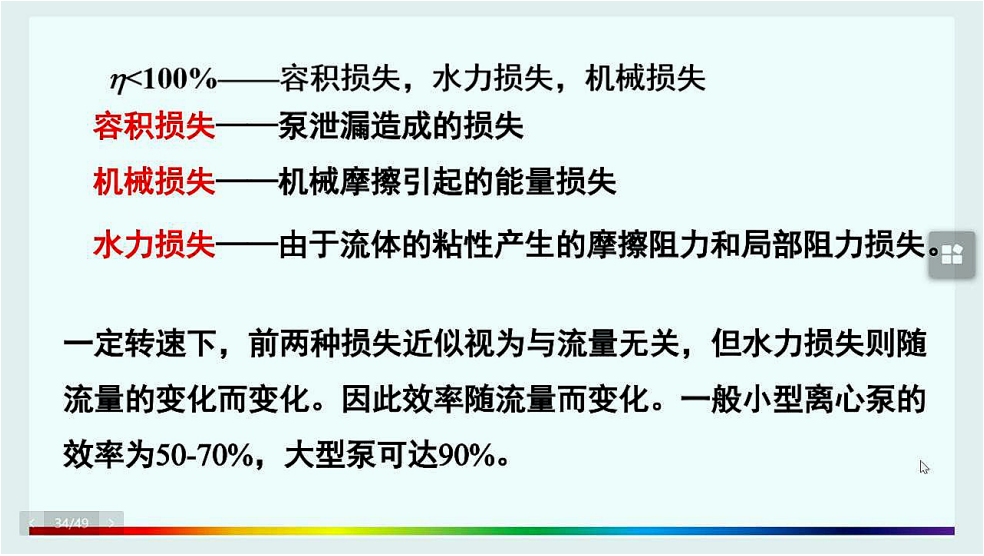
注意

扬程 H 不是升扬高度，不能把题目给的高度直接代入公式。H 的单位是焦耳/牛顿（J/N），不是米。

有效功率的计算公式

- 第一章：有效功率 = qm × w（质量流量 × 有效功，J/kg × kg/s = J/s）
- 第二章：有效功率 = ρ × q × g × H（体积流量 × 密度 × g × 扬程）
- 扬程 H 乘以 g 后由 J/N 转换为 J/kg

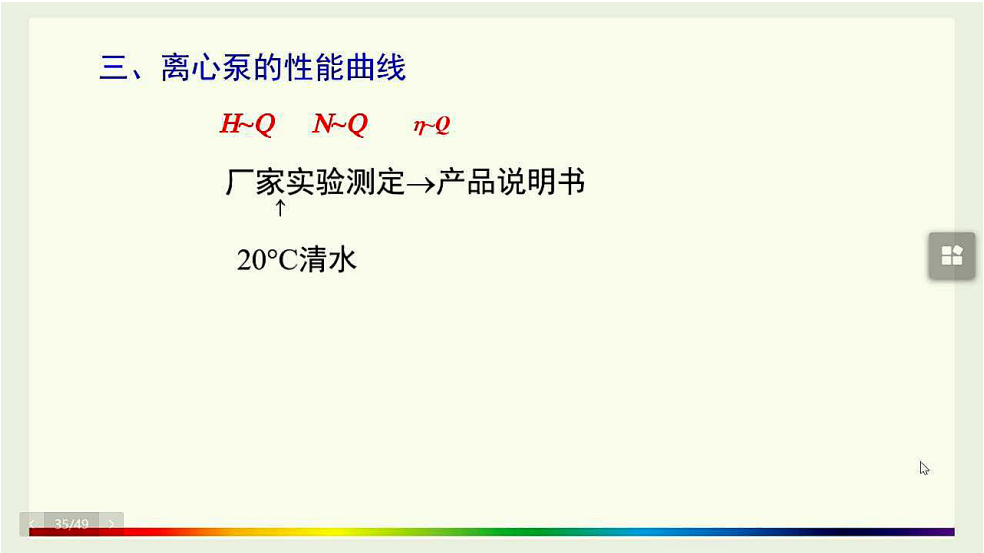
离心泵的效率损失来源

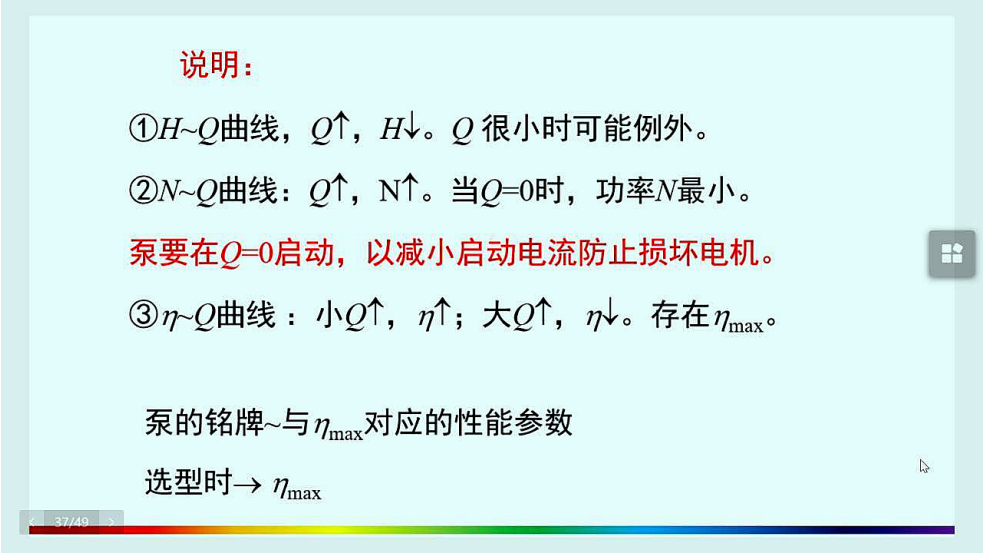


- 容积损失：轴封泄漏，可通过改进轴封减少
- 机械损失：摩擦、轴向应力等，可通过消除轴向应力等方法减少
- 水力损失：流体流动的摩擦损失，随流量增大而增大，较难控制

> 例
>
> 小型离心泵效率约 50%~70%，大型离心泵可达 90%。

离心泵的特性曲线（三条线）





- 扬程-流量曲线（H-q）：后弯叶片随流量增大扬程减小
- 轴功率-流量曲线（P-q）：随流量增大轴功率增大，流量为 0 时轴功率不为 0（泵轴仍在转动）
- 效率-流量曲线（η-q）：存在最高点

> **注意**
>
> 特性曲线是用 20℃ 清水测定的，若输送流体不同需进行修正。

选泵原则

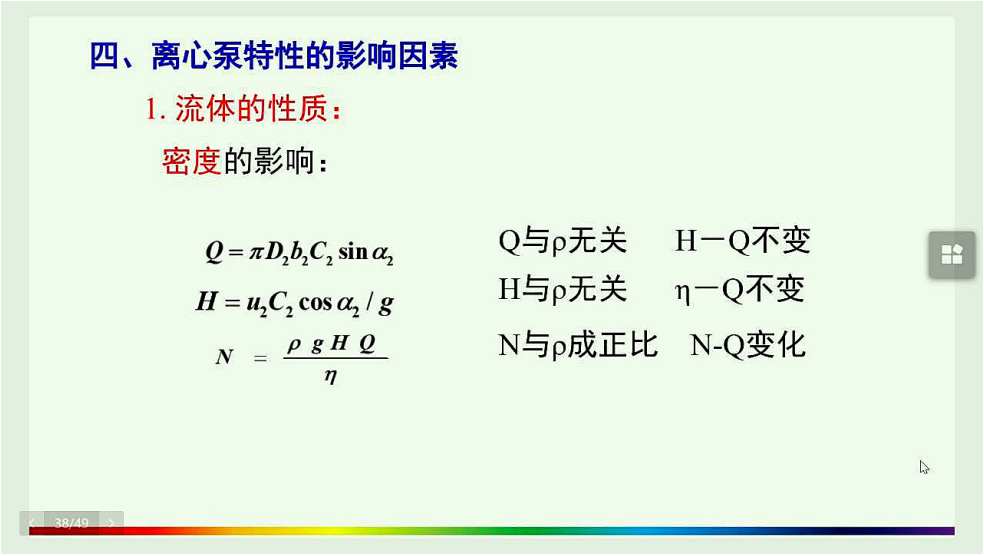
- 选择泵时需同时满足流量和扬程要求
- 应使工作点位于效率最高点附近，避免能量利用率过低
- 泵铭牌上的流量和扬程对应的是最大效率下的工况

泵的启动与关机规范

- 开泵和关泵前都要先把流量调至 0
- 原因：流量为 0 时轴功率最小，可保护电机
- 防止叶轮反转（高速旋转突然停止会卡住并反转）

> **注意**
>
> 采集完数据后直接关总电源是不良习惯，应先关闭出口阀将流量调至 0 再关机。

流体物性对性能参数的影响

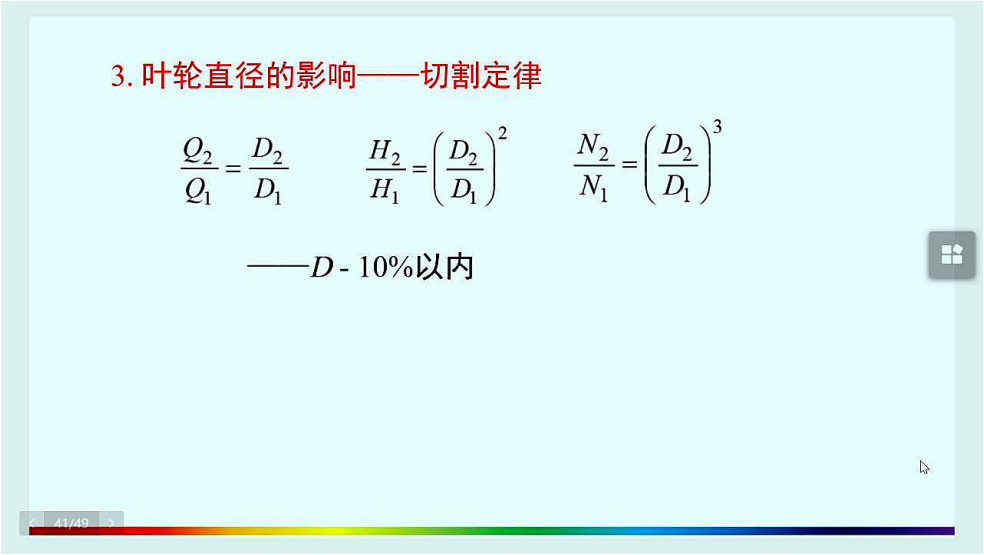


- 密度：对流量、扬程、效率无影响；轴功率随密度增大而增大
- 粘度：粘度增大使阻力增大，扬程、流量、效率下降，轴功率上升
- 粘度与 20℃ 水差异较大时需进行修正

转速的影响（比例定律）

- 流量与转速成正比（一次方）
- 扬程与转速成正比（二次方）
- 轴功率与转速成正比（三次方）
- 适用范围：转速变化在 20% 以内

叶轮直径的影响（切割定律）



- 流量与叶轮直径成正比（一次方）
- 扬程与叶轮直径成正比（二次方）
- 轴功率与叶轮直径成正比（三次方）
- 适用范围：叶轮直径变化在 10% 以内

习题要点

- 工业用离心泵叶轮通常采用后弯叶片（能量利用率更高）
- 理论压头与液体密度无关（公式中无物性参数，只有结构和转速）
- 理论压头与粘度无关（理论压头基于理想流体假设）

> **注意**
>
> 理论压头是理想流体假设下的结果，讨论粘度影响时不应考虑理论压头，实际压头才随粘度增大而下降。

- 相同转速和流量下，前弯叶片提供更高压头（B 值小于 0，压头随流量上升）
- 实际压头低于理论压头的原因：容积损失、水力损失、机械损失；叶片角度是结构参数，不是原因
- 性能曲线是在一定转速下测定的（如 2700 r/min）
- 启动前关闭出口阀：因轴功率随流量增大而增大，流量最小时启动可保护电机
- 粘度大幅增大时：效率下降、压头下降（水力损失增大）

学习设备章节的方法

- 注意设备有哪些部件，各部件起什么作用（是否有能量转换、做功作用）
- 搞清工作原理：如何吸入、如何排出
- 掌握基本方程：流量、扬程的基本方程式，以及各特性参数之间的关系
- 了解各特性曲线的基本方程及影响因素

10 月 24 日

离心泵工作原理回顾

- 主要部件：叶轮、泵壳、泵轴、入口、出口
- 叶轮对流体做功，使动能和静压能都增大
- 吸入原理：叶轮高速旋转产生离心力，中心出现低压，与供液面形成压强差，将流体压入
- 排出原理：泵壳使流道变宽、流速减慢，静压能增大，将流体压出

气缚现象

- 泵内有气体导致启动后不出水
- 气体来源：轴封不严从外部渗入，或启动前未灌泵
- 预防：启动前灌泵，保证轴封良好

离心泵特性曲线回顾

- 特性方程：H = A - BQ（后弯叶片）
- 流量越大，理论压头越小
- 理论流量和理论压头与流体密度无关，只与转速和叶轮尺寸有关

管路特性曲线

2.2.3 离心泵的工作点和流量调节

一、管路特性曲线

外加压头

$$H=\Delta z+\frac{\Delta p}{\rho g}+\frac{\Delta u^2}{2g}+\Sigma H_f$$

$Q\uparrow$，$\Sigma H_f\uparrow$，$H\uparrow$ $\Rightarrow H\sim Q$ ——管路特性(方程)

管路压头损失

$$\Sigma H_f=\left[\lambda\left(\frac{l+l_e}{d}\right)\right]\frac{u^2}{2g}=\frac{8\lambda}{\pi^2 g}\left(\frac{l+l_e}{d^5}\right)Q^2$$

1/41

- 由机械能衡算式（以压头形式）推导而来
- 一牛顿流体从供液面输送到需液面，需克服位能差、静压能差、动能变化和阻力损失，所需做的功即为管路所需压头
- 与流量无关的两项：位置差（Δz）和压强差（Δp/ρg）
- 与流量有关的两项：动能项和阻力损失项

定义

管路特性曲线：$H = H_0 + KQ^2$

- $H_0 = \Delta z + \Delta p/\rho g$，为管路输送所需的最小压头（Q=0 时的值）
- K 为管路特性系数，反映阻力大小，阻力越大 K 越大
- 在阻力平方区，阻力系数与流速无关，为常数

- 阻力损失由范宁公式计算，将 u 换成 $Q/(\pi/4\cdot d^2)$ 后，阻力损失与 Q^2 成正比
- 管路特性曲线为抛物线，随流量增大而上升

工作点

二、离心泵的工作点

工作点：泵的$H\sim Q$与管路的$H\sim Q$曲线的交点

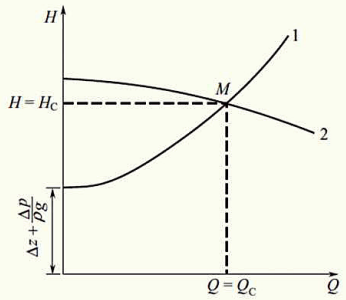


图 2-14 离心泵工作点

1—管路特性曲线；2—压头-流量(H-Q)特性曲线

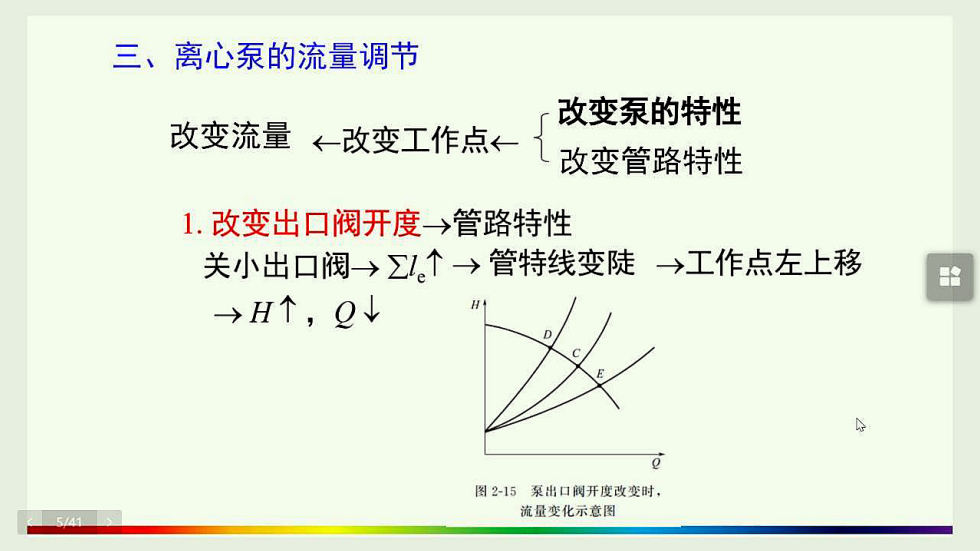
3/41

- 离心泵特性曲线与管路特性曲线的交点即为工作点
- 泵接入管路后，管长、管径、阻力系数、输送高度差、压强差确定后，流量和扬

程即被唯一确定

- 工作点同时满足：泵提供的扬程、流量 = 管路所需的扬程、流量
- 由工作点可在泵特性曲线上进一步查得轴功率、效率等实际工作参数

流量调节方法



- 调节流量本质是改变两条特性曲线的交点位置

方法一：调节阀门（最简单、最常用）

- 改变的是管路特性曲线，不改变泵特性曲线
- 开大阀门 → 阻力系数减小 → K 减小 → 管路曲线变平缓 → 交点向右下方移动 → 流量增大、扬程减小
- 关小阀门则相反

方法二：改变转速

- 依据比例定律：流量 $\propto n$，扬程 $\propto n^2$，轴功率 $\propto n^3$
- 提高转速 → 泵特性曲线向右上方移动 → 流量和扬程都增大
- 只影响泵特性曲线，不影响管路特性曲线

方法三：改变叶轮直径

- 依据切割定律，流量、扬程随叶轮直径增大而增大
- 泵特性曲线向上移动，流量和扬程都增加
- 实际操作不如调阀门方便

方法四：改变其他管路参数

- 改变 Δz（输送高度差）、压强差、流体密度、管长、管径、摩擦系数等
- 这些参数通常受现场条件限制，不易随意改变

> **注意**
>
> 调节阀门改变的是管路特性曲线，而不是泵的特性曲线。这是最常见的误区。

离心泵的串联

四、离心泵的串联与并联

□假若将两台型号相同的泵串联操作，则每台泵的压头和流量也是各自相同的，因此在同一流量下，两台串联泵的压头为单台泵的两倍。

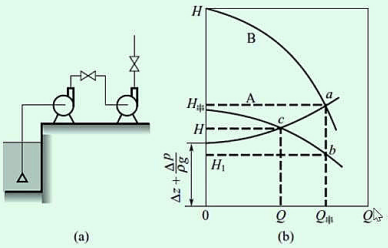


图 2-18 离心泵的串联操作
A—单台泵；B—串联后

- 两台泵串联：流体依次经过两台泵，各做一次功
- 流量不变（同一管路中流量相同）
- 理论上扬程翻倍，但流量越大损失越大，实际扬程增加量小于两倍
- 串联特性曲线：在单泵曲线基础上，同流量下扬程近似翻倍
- 与管路特性曲线交点位于单泵工作点右上方，流量和扬程均增大

离心泵的并联

□假若将两台型号相同的泵并联操作，且各自的吸入管路相同，则两泵的流量和压头必各自相同，在同一压头下，两台并联泵的流量等于单台泵的两倍。

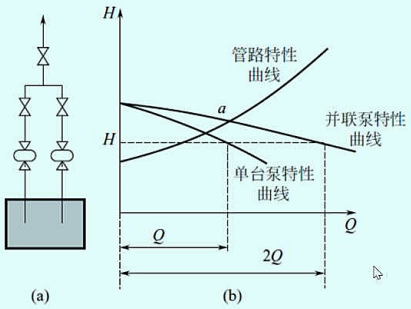
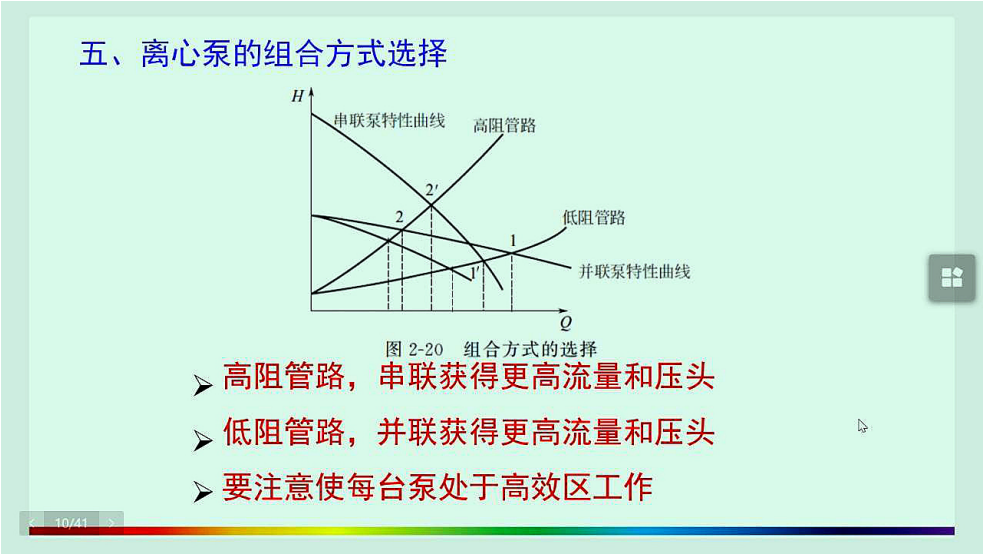


图 2-19 离心泵的并联操作

- 两台泵并联：从同一供液面吸入，汇入同一汇聚点
- 扬程相同（初始点和汇聚点相同，对单位重量流体做功相同）
- 理论上流量翻倍（同型号泵）
- 并联特性曲线：在单泵曲线基础上，同扬程下流量近似翻倍
- 与管路特性曲线交点位于单泵工作点右上方，流量和扬程均增大

串联与并联的选择



- 串联泵与并联泵的特性曲线存在一个交点
- 交点左侧：串联曲线在并联曲线上方（串联更优）
- 交点右侧：并联曲线在串联曲线上方（并联更优）

定义

高阻管路：管路特性曲线较陡（阻力大），工作点位于串并联交点左侧，此时串联能获得更高的流量和压头。低阻管路：管路特性曲线较平缓（阻力小），工作点位于串并联交点右侧，此时并联能获得更高的流量和压头。

- 高阻管路选串联，低阻管路选并联

注意

选择串联或并联时，还需考虑泵的高效工作区。串并联后流量应尽量落在效率最高的附近，不能只看流量和扬程是否增大。

课堂练习

练习一：管路配置一定且流动阻力处于阻力平方区，管路所需外加压头与流量的关系？

- 答案：随流量增大，所需外加压头按抛物线规律上升
- 即管路特性曲线 $H = H_0 + KQ^2$，为抛物线关系，不是线性关系

练习二：管路特性曲线在纵轴上的截距含义？

- 纵轴截距即 Q=0 时的 H 值，为 H_0
- 含义：管路所需外加压头的最小值

离心泵的工作点

- 工作点是泵特性曲线与管路特性曲线的交点，由两条线共同决定
- 在工作点处，管路所需压头 = 泵所能提供的压头，即”所需即所得”
- 工作点处的流量和压头分别为管路中流体的流量和流体所得压头

注意

工作点的流量和压头不是分别由某一条线单独决定的。流量由管路特性决定、压头由泵特性决定的说法是错误的，两者都由两条线的交点共同决定。

最高效率点、工作点与设计点

- **最高效率点**：泵特性曲线上效率最高对应的点（效率-流量曲线的峰值）
- **工作点**：泵特性曲线与管路特性曲线的交点
- **设计点**：最高效率点附近的区域，该区域内的点均可作为设计点
- 调节离心泵输送液体的流量，是通过改变**工作点**实现的

提高转速对流量与压头的影响

- 采用后弯叶片的离心泵，压头随流量增大而下降（在**同一条特性曲线**上成立）
- 提高叶轮转速时，流量与转速成一次方关系，压头与转速成二次方关系
- 转速改变时，压头变化量大于流量变化量，因此压头**上升**

注意

提高转速后，泵的特性曲线本身已经改变（整体上移），不能再盯着原来那条曲线看。只有在特性曲线不变时，流量增大才会导致压头下降。

开大出口阀对流量与压头的影响

- 开大出口阀只改变管路特性曲线（阻力减小，曲线变平缓），**不改变泵的特性曲线**
- 在泵特性曲线不变的前提下，流量增大，压头下降
- 因此”开大出口阀提高流量，压头下降”的说法是**正确**的

例

对比：提高转速 → 泵特性曲线改变 → 压头上升；开大出口阀 → 泵特性曲线不变 → 压头下降。关键区别在于泵的特性曲线是否发生变化。

阻力平方区下影响管路特性曲线的因素

- 管路特性曲线方程中，阻力平方区时 λ 可视为常数，与阻力无关的项合并为系数 k
- 管路特性曲线与位高差 ΔZ、压强差 Δp、管长 l、管径 d 有关
- 密度 ρ 对管路特性曲线的影响**不一定**：取决于 Δp 是否为零

注意

在阻力平方区，密度 ρ 是否影响管路特性曲线要看 Δp 是否等于 0：

- 若 $\Delta p \neq 0$，密度越大，H0 越小，管路特性曲线下移，**有影响**
- 若 $\Delta p = 0$（如两个敞口容器或两个压强相等的容器），Δp 项消失，密度**无影响**

密度变化对各曲线的影响（对比题）

- **敞口容器 → 高压容器**（$\Delta p \neq 0$）：管路特性曲线、泵的轴功率曲线均变化（2 条线变）
- **两个敞口容器**（$\Delta p = 0$）：仅泵的轴功率曲线变化（1 条线变）

定义

泵的轴功率：$P = \frac{\rho g H Q}{\eta}$，与密度 ρ 直接相关，因此密度改变时轴功率一定变化。

注意

离心泵的压头和流量与密度无关，只与转速和叶轮尺寸有关。密度变化时泵的特性曲线（压头-流量）不变。

泵的串并联操作

- 串联泵：外加压头更高，但流量较小
- 并联泵：流量更大，但外加压头较小
- 在低阻管路（管路特性曲线较平缓）中，串联泵的流量和压头均小于并联泵

例

画图对比：串联泵特性曲线较高，并联泵特性曲线较平缓。与管路特性曲线相交后，串联交点流量小、压头小；并联交点流量大、压头大。

安装高度的定义

定义

安装高度 Hg：泵的入口（吸入口）位置到供液面的垂直高度，以泵吸入口位置计算。

安装高度的限制与气蚀

- 对供液面（0）到泵吸入口（1）列机械能衡算式：
  - 上游截面：供液面，压强 p0，位置高度为 0，动能为 0
  - 下游截面：泵吸入口，压强 p1，高度差为安装高度 Hg
  - 尚未进入泵，无 we 项，有入口阻力损失 hf
- 输送流量固定时，安装高度越高，吸入口压强 p1 越小
- 压强减小有利于吸入（形成压强差），但不能无限降低

注意

当吸入口压强降到液体的饱和蒸气压以下时，液体气化产生气泡。气泡进入泵内会使压强增大，影响输送，这种现象称为**气蚀**。因此安装高度有上限，不能无限提高。

气缚与气蚀的区别

- **气缚**：气体来自外界（轴封不严漏入）或泵内原有空气（未灌泵），本质是空气。
- **气蚀**：气体来自输送流体本身的气化，是输送流体的蒸气。
- 两者成因、气体来源不同，伴随的影响也不同，需区分记忆。

注意

气缚与气蚀的”气体”来源不同：气缚是空气（外界漏入或未灌泵残留），气蚀是输送流体气化产生的蒸气。不要混淆。

气蚀现象及其危害



- 安装高度过高 → 吸入口压力低于饱和蒸汽压 → 叶轮中心流体气化。
- 气泡随叶轮旋转被抛向外围，压力升高后急剧凝结，产生局部真空。
- 周围液体高速冲向局部真空，形成**水锤**现象，导致叶片损坏。

> **注意**
>
> 气蚀的破坏机制是”气化 → 凝结 → 水锤”，不是单纯的气泡存在，而是气泡溃灭瞬间的局部高压冲击。

气蚀伴随的现象

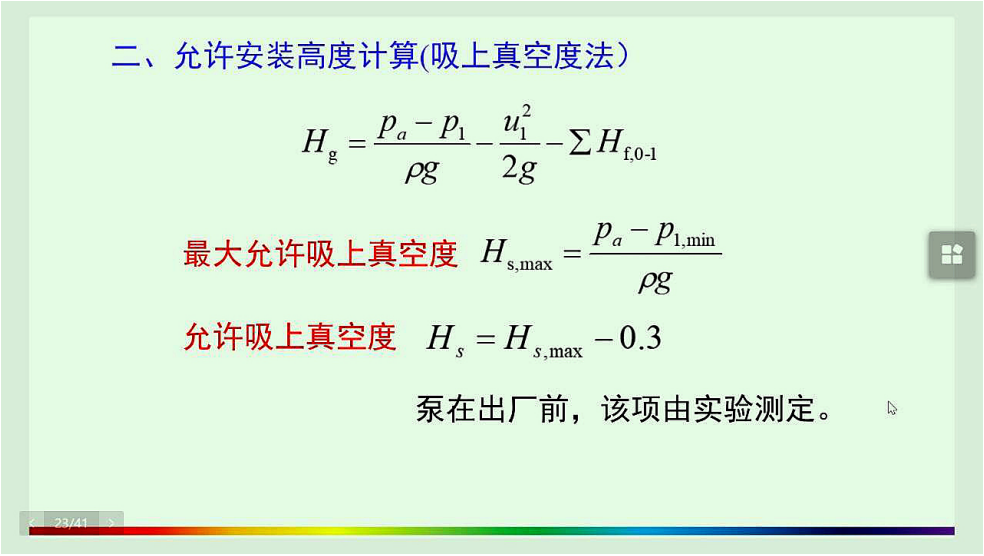
- **泵体剧烈震动和噪音**：水锤冲击所致。
- **流量下降直至断流**：气化面扩大后，泵无法正常输送。
- **叶片损坏**：长期气蚀导致叶轮损伤。

安装高度的计算公式

- 由机械能衡算式推出，将安装高度单独放在一边：
  - 安装高度 = $(p_0 - p_1)/\rho g$ − 动能项 − 入口阻力
- 注意：这里的阻力项是**入口阻力**，不是整条管路的输送阻力，因为衡算式只在入口和供液面之间列。

> **注意**
>
> 计算安装高度时，阻力项只取**入口阻力**，不要把排出管路的阻力也算进去。衡算式只在供液面到吸入口之间列。

最大允许吸上真空度与允许吸上真空度

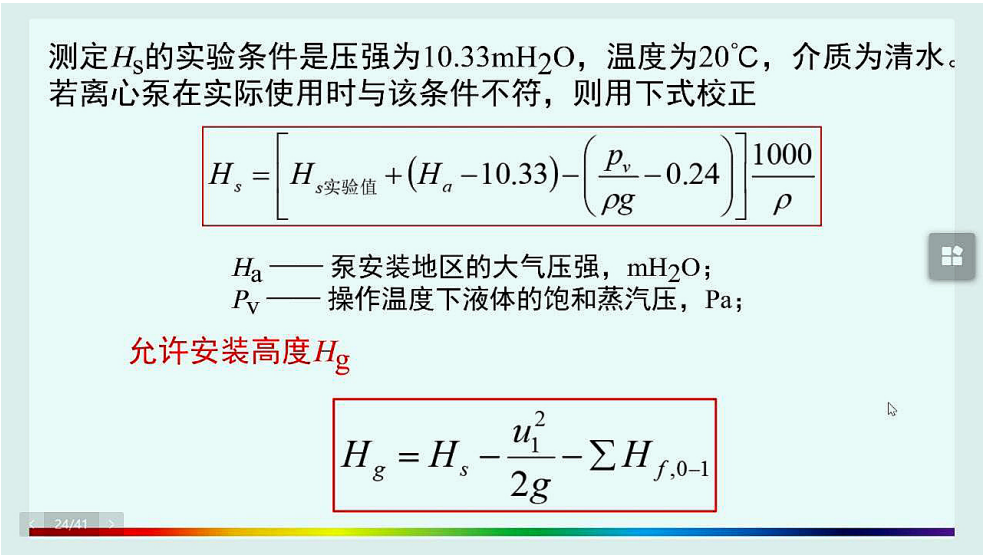


- 最大允许吸上真空度：p_1 有最小值，对应安装高度的最大值，即 $pA-p_1$ 的真空度概念。
- 允许吸上真空度 Hs：在最大允许吸上真空度基础上再降 0.3 米，作为安全余量。
- Hs 值可在离心泵产品说明书中查到。

定义

允许吸上真空度 Hs：在最大允许吸上真空度基础上减去 0.3 米安全余量得到的值，是泵产品说明书给出的参数。

Hs 的校正公式



- 说明书中的 Hs 是 20℃ 水、一个大气压下测得的实验值。
- 若实际条件与实验条件不同，需按三项校正：
  - 压强校正：Hα − 10.33（10.33 米水柱 = 一个大气压），若当地为大气压则此项为 0。
  - 温度校正：pv/ρg − 0.24（0.24 米水柱 = 20℃ 水的饱和蒸汽压对应液柱），若为 20℃ 则此项为 0。
  - 密度校正：1000/ρ，若输送水则近似为 1，输送油等密度差异大的流体需校正。

例

校正公式可理解为：Hs(校正) = Hs(实验) + (Hα − 10.33) − (pv/ρg − 0.24) + (1000/ρ − 1) 的逐项修正。压强没变、温度 20℃、输送水时，各项分别归零。

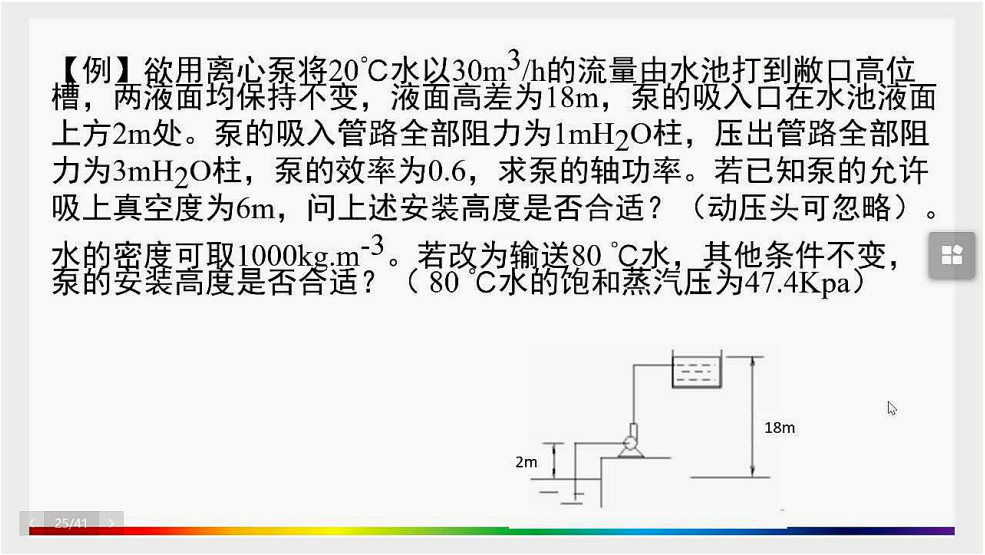
允许安装高度（最大安装高度）

- 允许安装高度 Hg = Hs(校正后) − 动能项 − 入口阻力。
- 安装高度有最大值，无最小值，泵可以安装在供液面下方（安装高度为负）。

注意

安装高度是相对值，算出来为负并非无意义，而是说明泵必须安装在供液面下方。

例题：离心泵输送水（20℃）



- 条件：20℃ 水，流量 30 m³/h，两液面高差 18 m，吸入口在液面上方 2 m，吸入管路阻力 1 m 水柱，排出管路损失 3 m 水柱，效率 0.6。
- **第一问（轴功率）**：
  - 扬程 H = 18 + 1 + 3 = 22 m（不是 18 m，Δz 与 H 不是一回事）。
  - 轴功率 = ρgHq/η，流量需除以 3600 换算为 m³/s。
  - 结果约 3000 W（3 kW）。

注意

计算轴功率时，H 是扬程（含全部管路损失），不是两液面高差 Δz。流量单位 m³/h 必须除以 3600 换算，否则功率会大得离谱。

- **第二问（安装高度是否合适）**：
  - 20℃ 水，Hs 实验值 6 可直接使用。
  - 允许安装高度 = 6 − 动能项 (可忽略，为 0) − 入口阻力 (1) = 5 m。
  - 实际安装高度 2 m < 5 m，**合适**。

注意

题目未给管径时，动压头可忽略（为 0），不要纠结于算流速。减的是入口阻力 1，不是总损失 4。

- **第三问（80℃ 水）**：

- 80℃ 水，饱和蒸汽压 47.4 kPa，需校正温度项。
- 校正后 Hs 变小（约 1.4 m），允许安装高度进一步减小，小于 2 m。
- 实际安装高度 2 m > 允许安装高度，不合适。

> **例**
>
> 温度升高 → 饱和蒸汽压增大 → 校正项 pv/ρg 变大 → Hs 减小 → 允许安装高度减小。20℃ 时合适，80℃ 时就不合适了。

安装泵的工程启示

- 装泵时必须考虑输送流体可能达到的最高温度（不能冬天合适、夏天不能用）。
- 必须考虑工艺中可能用到的最大流量（流量增大 → 动能和入口阻力增大 → 允许安装高度减小）。
- 泵的流量、扬程满足要求只是选泵的前提，安装位置还需满足允许安装高度的限制，避免气蚀。

10 月 29 日

允许吸上真空度法回顾

二、允许安装高度计算(吸上真空度法）

$$H_g = \frac{p_a - p_1}{\rho g} - \frac{u_1^2}{2g} - \sum H_{f,0\text{-}1}$$

最大允许吸上真空度 $H_{s,max} = \frac{p_a - p_{1,min}}{\rho g}$

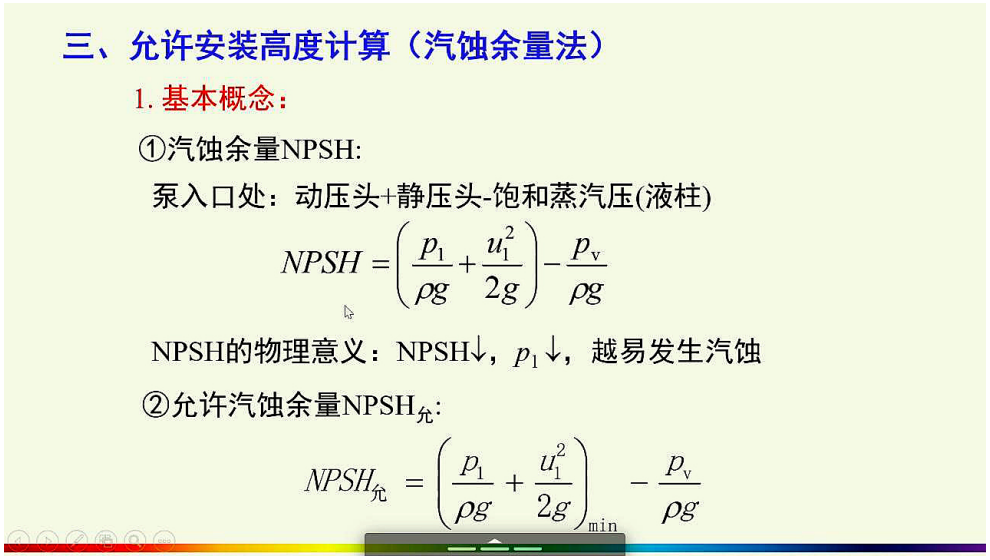
允许吸上真空度 $H_s = H_{s,max} - 0.3$

泵在出厂前，该项由实验测定。

- 上次课介绍了离心泵工作点、流量调节及安装高度限制
- 第一种方法：在供液面到泵入口处列机械能衡算式，得到安装高度计算公式
- 定义了允许吸上真空度 H_s 的概念，得到允许安装高度的第一种计算方法
- H_s 是在 20℃ 水条件下测得的，若流体性质、温度、密度或当地大气压有差异，需进行校正

> **注意**
>
> 校正公式包含三方面：当地大气压校正、温度校正、密度校正。

气蚀余量（NPSH）



- 在机械能衡算式中，吸入端的静压头为 $P_1/\rho g$，动压头为 $u_1^2/2g$
- 将动压头 + 静压头，再减去饱和蒸汽压头，得到的量称为**气蚀余量**
- 气蚀余量越小，入口端压力越接近饱和蒸汽压，越容易发生气蚀

定义

气蚀余量 = 吸入端静压头 + 吸入端动压头 − 饱和蒸汽压头，即泵入口处液体总压头与饱和蒸汽压头之差。

允许气蚀余量

- 气蚀余量有一个最小值，这个最小值称为**允许气蚀余量**
- 用允许气蚀余量代替气蚀余量代入安装高度公式，即可得到允许安装高度的第二种计算方法

注意

气蚀余量越小越容易发生气蚀，因此存在一个最小值（允许气蚀余量），对应安装高度的最大值。

允许安装高度的第二种计算方法

- 将静压头和动压头合并，改写安装高度公式，代入气蚀余量定义式
- 用允许气蚀余量代替气蚀余量，得到最大允许安装高度

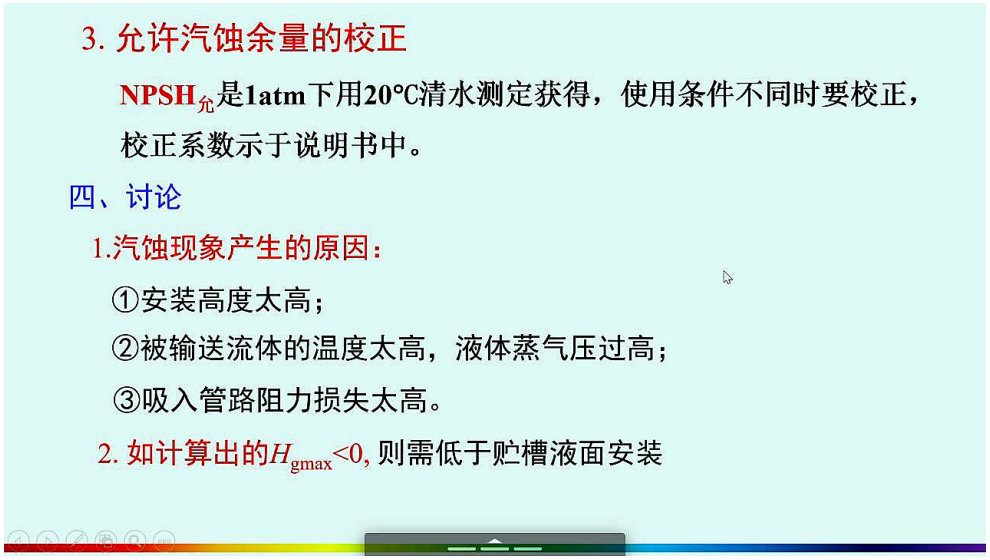
注意

两种方法的选择取决于题目给的条件：给的是**允许吸上真空度**还是**允许气蚀余量**。用允许气蚀余量计算时，还需知道液体的饱和蒸汽压。

注意

列机械能衡算式计算安装高度时，是在供液面到泵吸入口之间列式，阻力损失**只是入口的阻力损失**，不是整条管路的阻力损失。

允许气蚀余量的校正



- 允许气蚀余量也是在一个大气压下、20℃ 的水条件下测得的
- 使用条件不同时仍需校正，一般校正系数会在说明书里给出
- 实际使用中很多情况直接使用，因为大部分输送介质是水

气蚀现象及其产生原因

- 气蚀现象：吸入口液体汽化，产生气泡向中心外围走，形成局部真空，水向这些地方涌来产生水锤现象
- 本质原因是液体在入口处汽化，实际操作中必须避免

注意

气蚀产生的原因：

1. 安装高度太高，入口压力减小，低于饱和蒸汽压则汽化
2. 流体温度太高，H_s 下降，或饱和蒸汽压 P_v 升高，使允许安装高度下降
3. 入口阻力升高，允许安装高度下降
4. 流量增大（动压头项增大），允许安装高度下降

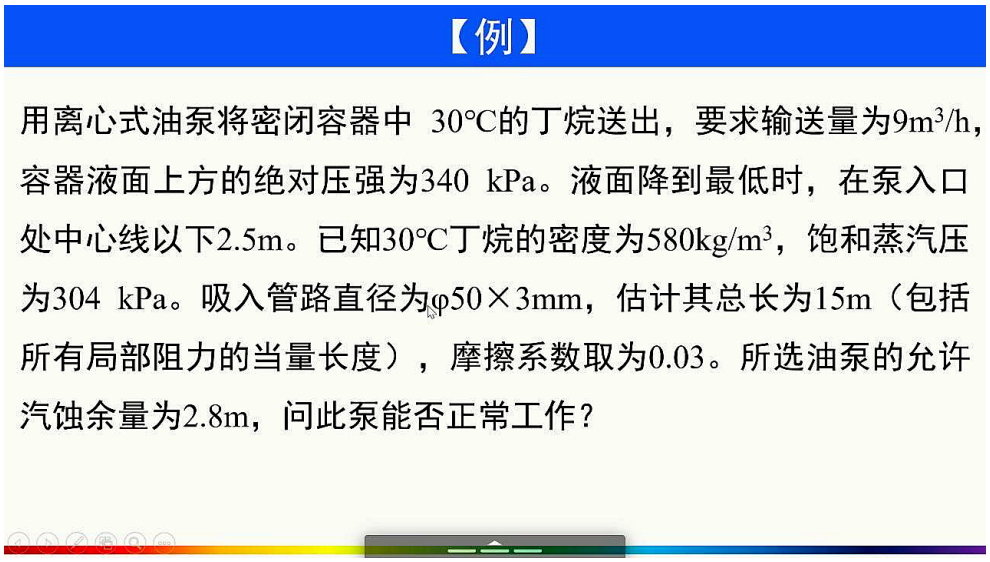
注意

选泵时需考虑会使用到的最高温度和工艺流程中可能用到的最大流量，否则温度升高或流量增大后，原安装高度可能不再合适。

安装高度的注意事项

- 安装高度是指泵与供液面之间的垂直高度，是相对值
- 若计算值小于 0，说明泵必须安装在储槽液面下方，并非没有意义
- 流量越大，允许安装高度越小
- 为安全起见，实际安装时可在计算出的允许安装高度基础上再减小一些（如 0.5m），留出安全余量

例题：丁烷输送泵安装高度校核



- 用离心式油泵将密闭容器中 30℃ 的丁烷送出，输送量 9 m³/h
- 溶液上方绝对压强 340 kPa，液面降到最低时在泵入口中心线以下 2.5 m
- 已知：30℃ 丁烷密度 580 kg/m³，饱和蒸汽压 300 kPa，吸入管路直径 50×3，总长 15 m（含局部阻力当量长度），摩擦系数 0.03，允许气蚀余量 2.8 m
- 题目给的是允许气蚀余量，应选用第二种方法计算

例

计算步骤：

1. 计算流速：流量 9 m³/h 换算为 m³/s（需除以 3600），管径用内径（50×3 中 3 是壁厚，内径 = 0.05 − 2×0.003 = 0.044 m）
2. 用范宁公式计算入口阻力
3. 代入最大允许安装高度公式，得 2.13 m
4. 实际安装高度 2.5 m > 2.13 m，泵不能正常工作

注意

单位统一问题：

- 范宁公式 $l/d\cdot u^2/2$ 算出的单位是J/kg，需除以重力加速度 g 换算为J/N（m），与公式中其他项统一
- 流量换算时不要漏掉除以 3600，否则流速会算出几千米每秒，明显不合理
- 计算阻力时不要漏掉重力加速度，否则会差约 10 倍
- 液体流速一般在 0.5~3 m/s 范围内，算完应自行检查合理性

气蚀与气缚的区分

【练】

1、离心泵发生汽蚀时，在叶轮中心附近会产生大量气泡，这些气泡里的气体是（）

A.主要是空气

B.是空气和被输送液体蒸汽的混合物

C.主要是被输送液体的蒸汽

例

离心泵发生气蚀时，叶轮中心附近气泡里的气体是被输送液体的蒸汽（选 C）。

注意

气蚀与气缚的区别：

- 气蚀：气泡内是被输送液体的蒸汽（液体汽化所致）
- 气缚：泵内有空气，原因是没灌泵或轴封不好进入空气

允许气蚀余量与气蚀的关系

【练】

2、一台离心泵的允许汽蚀余量越大，说明它（）

A.越不易发生汽蚀

B.越易发生汽蚀

C.是否容易发生汽蚀与允许汽蚀余量数值大小无关

例

一台离心泵的允许气蚀余量越大，说明它越容易发生气蚀。因为允许气蚀余量越大，算出的最大安装高度越小，越容易发生气蚀。

沸腾状态下输送液体的气蚀判断

【练】

3、如果被输送的液体在其贮槽中处于沸腾状态，则（）

A.输送该液体的离心泵一定会生发生汽蚀

B.输送该液体的离心泵最大允许安装高度一定为负值

C.需要在离心泵的吸入管线上加装冷却器，以使离心泵运行时不发生汽蚀

D.以上三个说法都不对

例

被输送液体在储槽中处于沸腾状态时，最大允许安装高度一定为负值（选 B）。因为供液面处于沸腾状态，其压力等于饱和蒸汽压，供液面压头与饱和蒸汽压头之差为 0，再减去允许气蚀余量和入口阻力，结果必为负值。

离心泵的类型

2.2.5 离心泵的类型、选用、安装与操作

一、离心泵的类型

按输送液体的性质不同

1.清水泵：输送清水或相近、无腐蚀性、杂质较少的液体。结构简单，造价低。—IS、B、D、Sh

2.耐腐蚀泵：输送腐蚀性的液体，用耐腐蚀材料制成，要求密封可靠。— F

3.油泵：输送石油产品，要求有良好密封性。—Y

4.杂质泵：输送含固体颗粒的液体、稠厚的浆液，叶轮流道宽，叶片数少。—P

- 按输送液体性质不同分为：清水泵、耐腐蚀泵、油泵、杂质泵等
- 清水泵：输送清水或性质相近的液体，有单动泵、双动泵之分，符号不同
- 耐腐蚀泵：型号打头字母为 F
- 油泵：要求良好密封性，型号打头字母为 Y
- 杂质泵：输送含颗粒液体，用 P 表示

离心泵的选用

- 离心泵有特性曲线，管路输送有管路特性曲线，两线交点构成工作点

例

选用步骤：

1. 根据输送流体的物性选择泵的类型（清水泵、油泵、耐腐蚀泵等）
2. 确定管路流量（由生产任务决定）和所需压头（由管路特性曲线确定）
3. 按性能曲线找满足 H 和 q 要求的泵，泵能提供的扬程和流量需 $\geqslant$ 管路所需
4. 流量有变化时选最大流量，温度变化时考虑最高温度
5. 若查到的泵不能刚好对应，选稍大一点的，留出余量
6. 几种情况都可行时，选效率最高的点
7. 液体性质与清水相差较大时，需进行校正（特性曲线是 20℃ 水测得的）
8. 安装高度和扬程都取稍大一点，留安全余量

注意

泵的效率由三部分影响：容积损失、水力损失、机械损失。应在一定流量范围内选择效率最高的点，避免选在效率太低的地方（从能量利用率角度考虑）。

离心泵型号的含义

泵型号举例：

IS100-80-160	40FM1-26
IS—单级单吸离心泵	40—泵吸入口直径，mm
100—泵的吸入口内径，mm	F—悬臂式耐腐蚀离心泵
80—泵的排出口内径，mm	M—与液体接触部件的材料代号
160—泵的叶轮直径，mm	1—轴封类型代号
	26—泵的扬程，m

例

型号 IS180-160 的含义：

- IS：单级单吸泵
- 100：泵吸入口内径（mm）
- 80：泵排出口内径（mm）
- 160：叶轮直径（mm）

注意

考虑轴向推力时可能采用双吸泵；单吸泵只有一个吸入口。

离心泵的型号含义

- 型号由多段代号组成，各段代表不同特性参数
- 例：40 表示吸入口直径，F 表示耐腐蚀离心泵，26 表示扬程
- 具体参数可在泵的说明书中查得

离心泵的特性曲线与选型

- 特性曲线横坐标为流量，纵坐标为扬程
- 不同曲线代表不同转速，离心泵特性曲线是在特定转速下给出的
- 选型方法：先确定流量，再找对应扬程，选择离计算值接近且稍大一点的曲线所对应的泵

离心泵的安装要求

三、离心泵的安装与操作

安装

①安装高度应小于允许安装高度

②尽量减少吸入管路阻力，短、直、粗、管件少；调节阀应装于出口管路。

操作

①启动前应灌泵，并排气。

②应在出口阀关闭的情况下启动泵。

③停泵前先关闭出口阀，以免损坏叶轮。

④经常检查轴封情况。

- 安装高度必须小于允许的最大安装高度
- 尽量减小吸入管路阻力，否则允许安装高度变小，易发生气缚
- 吸入管路阻力与管长、管径、流速、阻力系数有关
- 吸入管路应选择短、直、粗、管件少的布置

> 注意
>
> 调节阀应安装在出口管路，不应装在离心泵入口端，因为入口装阀会产生局部阻力，增大吸入管路阻力。

离心泵的灌泵与入口阀

- 启动前必须先灌泵，防止气缚现象
- 实验装置中设有灌水阀和排气阀
- 当储槽液面低于离心泵时，灌完水后液体会流回储槽，因此需在入口设阀
- 操作顺序：启动前先关闭入口阀 → 打开灌水阀和排气阀 → 灌水排气 → 灌满后启动
- 启动应在流量为 0 的情况下进行

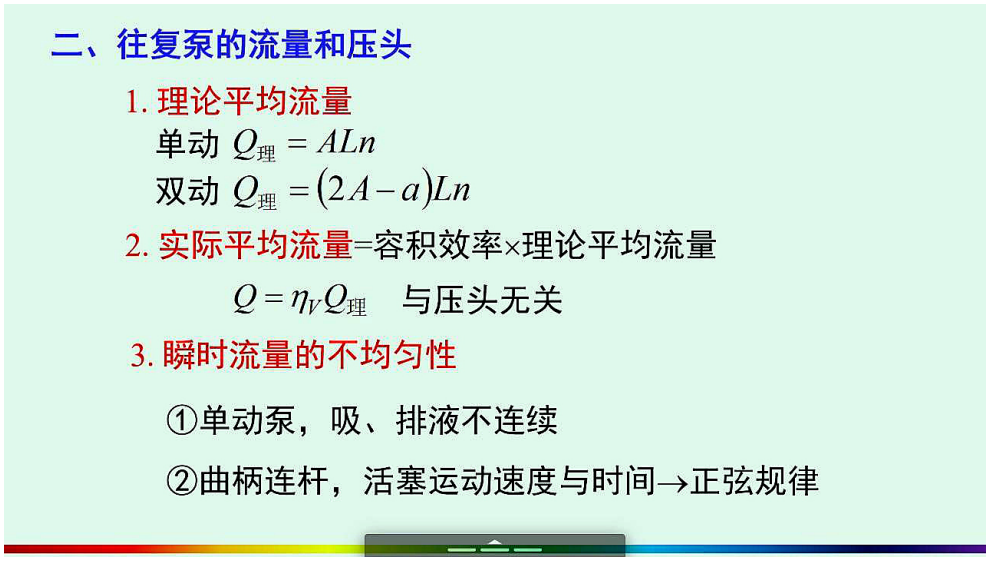
> 注意
>
> 从能量角度，泵前装阀会增大阻力、不太有利；但泵位于液面上方时，若不装入口阀，灌入的液体会全部流回，白灌。这是实验装置中保留入口阀的原因。

离心泵的操作要点

- 启动前灌泵并排气
- 应在出口阀关闭的情况下启动泵：流量为 0 时轴功率最小，可保护电机
- 停泵时不能直接切断电源，应先将出口阀门关闭、流量调为 0 再停泵
- 高速旋转时突然断电，叶轮可能反转，造成损害

- 应经常检查轴封情况：轴封不良会导致液体泄漏，或气体进入产生气缚

往复泵的工作原理



- 与离心泵（动力式）不同，往复泵靠位移变化工作
- 主要部件：泵缸、活塞、活塞杆、吸入阀、排出阀
- 单动泵：活塞一个方向吸液、另一个方向排液，出液不连续
- 双动泵：活塞向右时左缸进液、右缸排液；向左时右缸吸液、左缸排液，可连续出液
- 活塞往复运动不断对流体做功，以静压形式传递能量
- 为耐高压，活塞连杆可用柱塞

往复泵的流量计算

- 理论流量按泵缸实际容积计算：截面积 × 长度 × 冲程频率（单动泵）
- 双动泵需减去中间活塞杆所占面积
- 实际流量达不到理论值，需乘容积效率（活塞不会完全压死到另一侧，留少量容积以减少摩擦损失）

定义

容积效率：实际流量与理论流量之比，反映泵缸容积利用程度。

往复泵的流量与压头特性

4. 流量的精确性

Q仅与活塞面积、冲程、往复频率有关，与泵的压头和管路特性无关。

5. 往复泵的压头

挤压供液，H任意高。其上限取决于泵的机械强度和电动机的功率，与泵几何尺寸无关。实际取决于管路特性。

- 实际流量与压头无关，只与结构（活塞面积、冲程、往复频率）有关
- 往复一次必定排出固定量的液体
- 压头理论上可任意高（挤压供液），上限取决于泵的机械强度和电机功率，与泵尺寸无关

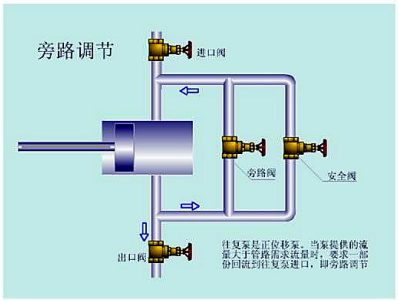
注意

这是往复泵与离心泵的关键差异：离心泵的流量与扬程由特性曲线关联；往复泵流量固定、压头可任意，二者相互独立。

往复泵的流量调节方法

5. 往复泵的流量调节方法

①用旁路阀调节流量



②改变活塞往复频率和冲程 $Q_{理} = ALn$

- 调节冲程
- 调节往复频率
- 改变泵缸容积
- 采用旁路调节：泵输出固定流量，多余部分通过旁路排回吸液管

注意

往复泵出口一般不设阀门，不能关死出口阀，否则会出问题。需要调节流量时用旁通阀，而非主路上的出口阀。

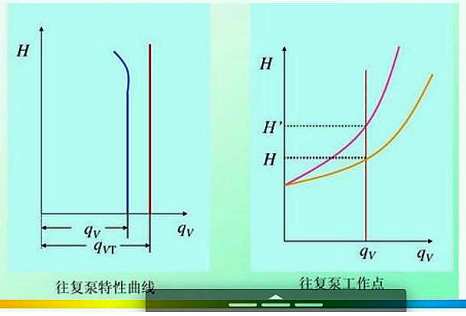
往复泵的工作点确定

6. 特性曲线

Q仅与泵特性有关，与管路特性和H无关

H仅与管路特性有关，与泵特性和Q无关

—正位移特性



高阻高压！

- 往复泵特性曲线为一条垂直线（流量固定、压头可任意高）
- 装入管路后，工作点由管路特性曲线决定：管路阻力越大、曲线越陡，则压头越大

定义

正位移特性：往复泵的压头只与管路特性有关，与泵本身性能无关；流量只取决于泵本身结构。

往复泵的适用场合与限制

三 往复泵的操作要点和流量调节

1. 适用场合 (Q不太大，H较高，非腐蚀和悬浮物)
2. 吸上高度

   与上游压强、被输送液体的性质和温度有关
3. 有自吸作用，启动前不需要灌泵
4. 一般不设出口阀，若有，也必须打开启动

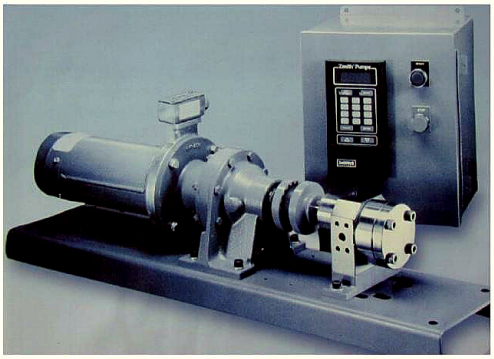
- 适用于流量不大、扬程要求较高的场合
- 不能输送腐蚀性液体：连杆、传动装置在缸内，会接触液体
- 不能输送含悬浮物的液体：悬浮物在活塞往复处产生摩擦，可能损坏设备
- 具有自吸作用，靠泵容积变化引起缸内压强变化，不需要灌泵

- 吸上高度按机械能衡算式从供液面列到泵入口处确定

计量泵

2.3.2 计量泵

一、 外观

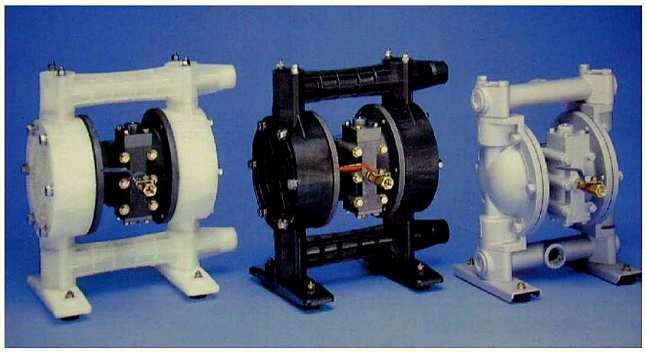


- 通过原动机带动偏心轮旋转，实现精准流量控制
- 是往复泵的一种，控制精度更高
- 通过调整偏心度来改变柱塞冲程，从而调节流量
- 适用于输送量要求非常精准的场合（如反应中每小时/每分钟滴加固定量液体）

隔膜泵

2.3.3 隔膜泵

一、 外观



- 工作原理与往复泵类似，靠柱塞往复运动
- 中间设有弹性隔膜，柱塞部分与输送液体隔开、不接触

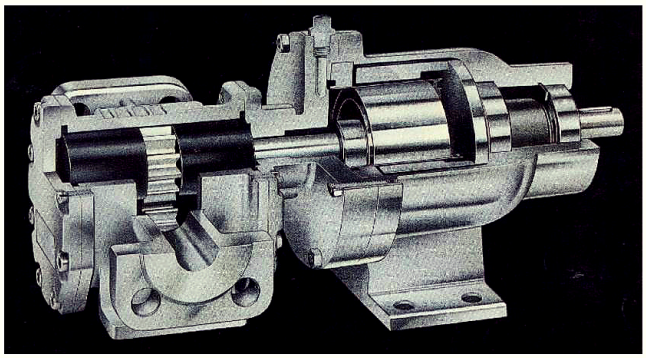
例

隔膜泵因传动装置与液体分离，可输送腐蚀性液体和含颗粒的悬浮液，这是往复泵做不到的。

齿轮泵

2.3.4 齿轮泵

一、 剖面图



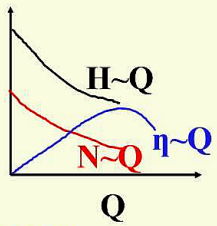
- 工作原理：电机带动齿轮旋转，两齿轮啮合，左侧吸入端齿拨开、压强减小而吸入液体
- 液体存于齿与齿之间的空隙，随齿轮旋转被带到排出端，齿啮合时压出液体
- 属于旋转泵，但非离心力作用，靠齿间空间输送液体
- 流量调节：调齿轮转速或旁路调节
- 适用场合：压头要求高、流量小，适合粘稠膏状乳液
- 不能输送悬浮液：颗粒卡在齿轮间会导致无法转动

螺杆泵

- 旋转泵的一种，液体留在螺杆中间的空隙中，随螺杆旋转被送出
- 流量调节：调转速或旁路调节
- 适用场合与齿轮泵相同

旋涡泵

二、特性曲线



N~Q与离心泵不同，启动旋涡泵时出口阀需全开，启动前需先灌泵。

三、流量调节 旁路调节

四、应用场合

高压头，较小流量

不适于输送固体悬浮液、高粘度流体

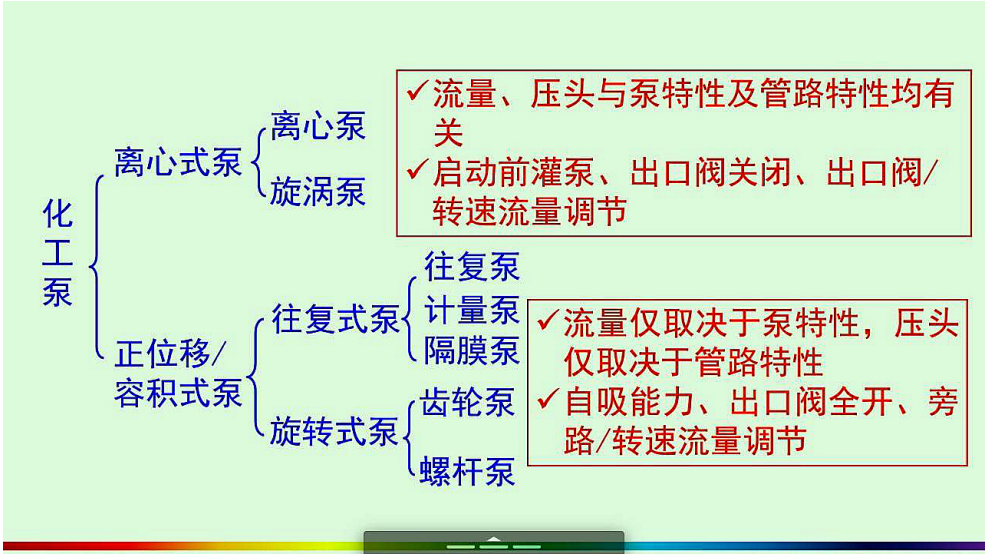
- 靠离心力作用，叶轮叶片数量多（一圈布满），与离心泵（4~8 片）差异明显
- 液体进入叶片中间的槽，随叶片旋转在叶片与槽间被反复做功后排出
- 特性曲线与离心泵不同：流量最小时轴功率最大

注意

旋涡泵启动时出口阀要全开（流量最大时轴功率小），与离心泵在出口阀关闭、流量为 0 时启动相反。

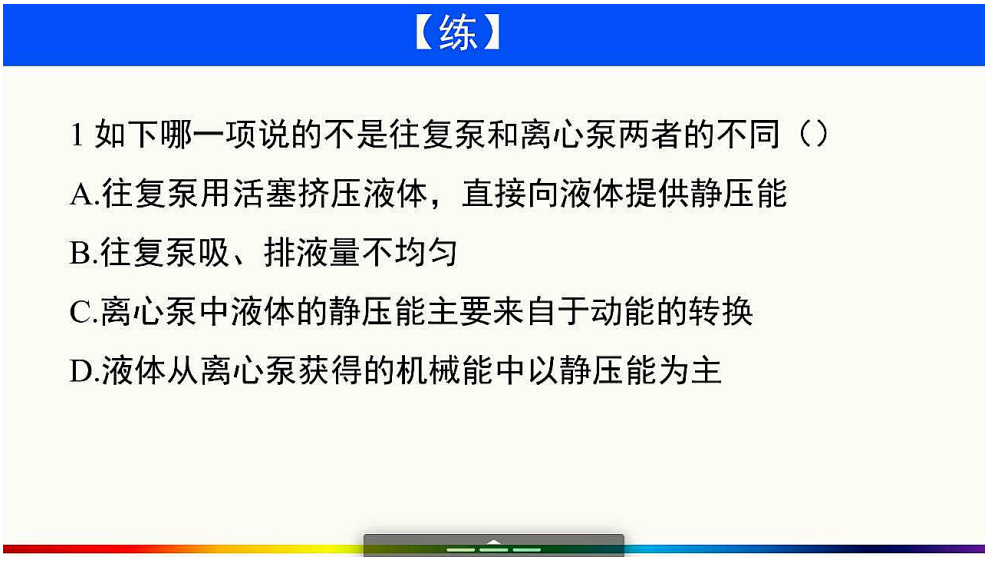
- 启动前需灌泵（靠离心力作用，否则气缚）
- 流量调节可用旁路调节
- 适用场合：压头要求高、流量小（对流体反复做功）

泵的类型总结



- 液体输送装置分两大类：离心式（离心泵、旋涡泵）和容积式（往复式、旋转式）
- 离心式：启动前需灌泵，否则气缚；流量调节靠泵特性曲线与管路特性曲线的交点（工作点）
- 容积式：流量只取决于泵本身特性，压头取决于管路特性；具有自吸能力，不需灌泵
- 流量调节方式：往复泵调冲程或往复频率，计量泵调偏心度，齿轮泵、螺杆泵调旋转速度，或采用旁路调节

课堂例题：往复泵与离心泵的不同之处



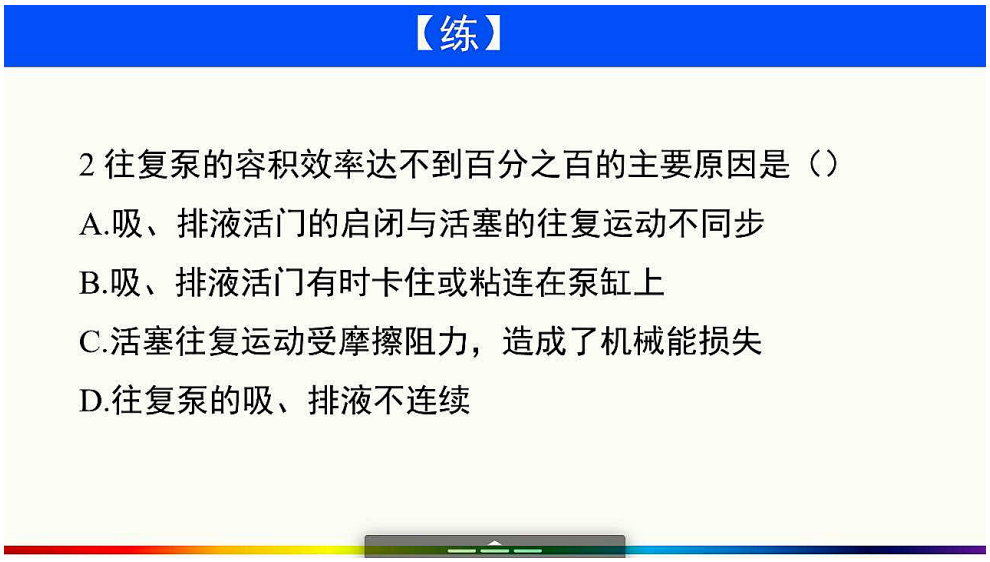
- 题目：下列哪一项不是往复泵与离心泵的不同之处

- 选项分析：
  - 往复泵用活塞挤压液体，直接向液体提供静压能（正确，是不同之处）
  - 往复泵排液量不均匀（正确，是不同之处）
  - 离心泵中液体静压能主要来自动能转换（正确，是不同之处）
  - 液体从离心泵获得的机械能中以静压能为主（错误，不是不同之处）

注意

离心泵获得的机械能并非以静压能为主，它也获得动能。往复泵才是以静压能为主。因此选项 D 不是往复泵与离心泵的不同之处，为本题答案。

往复泵容积效率达不到 100% 的原因



- 吸排液活门的启闭与活塞的往复运动不同步
- 吸排液活门有时卡住
- 活塞往复运动受摩擦阻力，造成机械能损失
- 吸排液不连续，导致实际排出量小于理论排出量

定义

容积效率：泵的理论排量中实际全部排出的比例。往复泵因吸排液活门与活塞运动不同步、活门卡住及摩擦损失，容积效率无法达到 100%。

往复泵流量增大时压头的变化

- 往复泵的压头（扬程）由管路特性决定，而非泵本身
- 流量增大时，管路特性曲线向上走，压头随之增大

例

管路特性曲线中，流量越大，所需压头越高，因此往复泵在流量增大时压头增大。

往复泵运行中关闭出口阀的现象

【练】

4 如果有人在往复泵运行过程中关闭了出口管线上的阀门，则（）

A.流量为零

B.压头为零

C.设备或管线损坏

- 往复泵一般不设出口阀，若设置也必须全开
- 若关死出口阀，液体无处排出，活塞连杆无法往复运动，泵无法正常工作

注意

往复泵是正位移泵，出口阀关闭会导致液体无法排出，泵内压力急剧升高，可能损坏泵体或连杆机构。

关小往复泵出口阀时流量与压头的变化

【练】

5 当关小往复泵出口管路上的阀门时，（）

A.流量减小，压头升高

B.流量减小，压头降低

C.流量不变，压头升高

D.流量不变，压头降低

- 流量不变：往复泵每往复一次排出固定体积的液体
- 压头升高：关小阀门使管路阻力增大，管路特性曲线变陡，工作点压头升高

例

高阻高压——管路阻力越大，管路特性曲线越陡，工作点对应的压头越高。

往复泵与离心泵的相同之处

【练】

6 比较往复泵和离心泵，如下各项中，哪几项是他们的相同之处（）

A.安装高度有一定的限制

B.有自吸能力

C.启动前必须关闭出口阀

D.可通过旁路来调节通往需液设备的液体流量

- 安装高度均受一定限制（用机械能衡算式计算）
- 均可通过旁路法调节通往设备的流量

注意

- 自吸能力：只有往复泵有，离心泵没有
- 启动前关闭出口阀：只有离心泵需要，往复泵不需要（有自吸能力）

齿轮泵转速一定时的流量与压头

【练】

7 对于运行中的齿轮泵，当其齿轮转速一定时，（）

A.压头确定，流量与管路特性有关

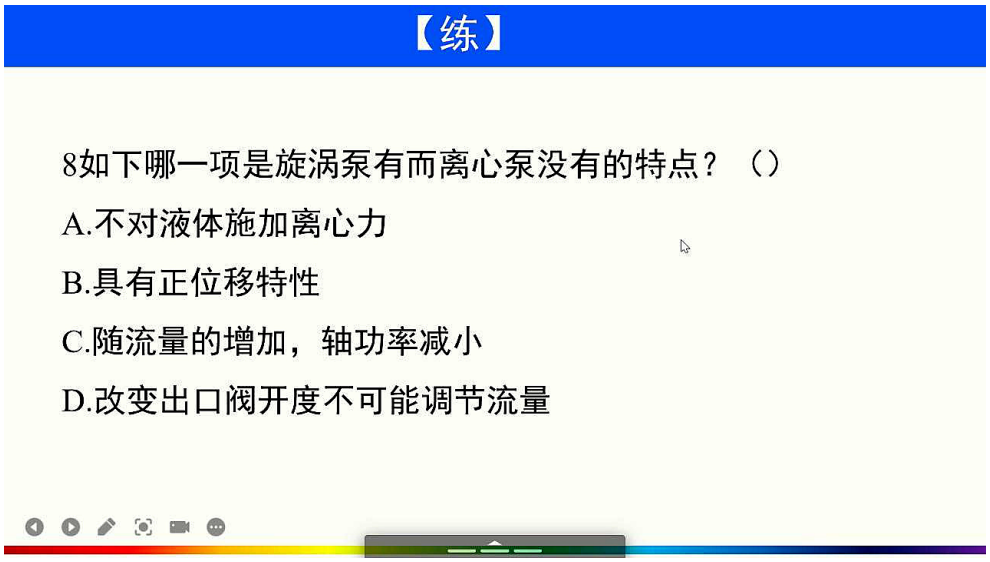
B.流量确定，压头与管路特性有关

C.流量和压头都与管路特性有关

D.流量和压头都与管路特性无关

- 转速一定时，流量确定（每转一圈排出固定体积）
- 压头与管路特性有关，由管路特性曲线决定

旋涡泵与离心泵的区别



- 旋涡泵：流量增大时轴功率减小
- 离心泵：流量增大时轴功率增大
- 两者均对液体施加离心力，均具有正位移特性

注意

轴功率与流量的关系是旋涡泵与离心泵特性曲线中相反的一项，是区分两者的关键。

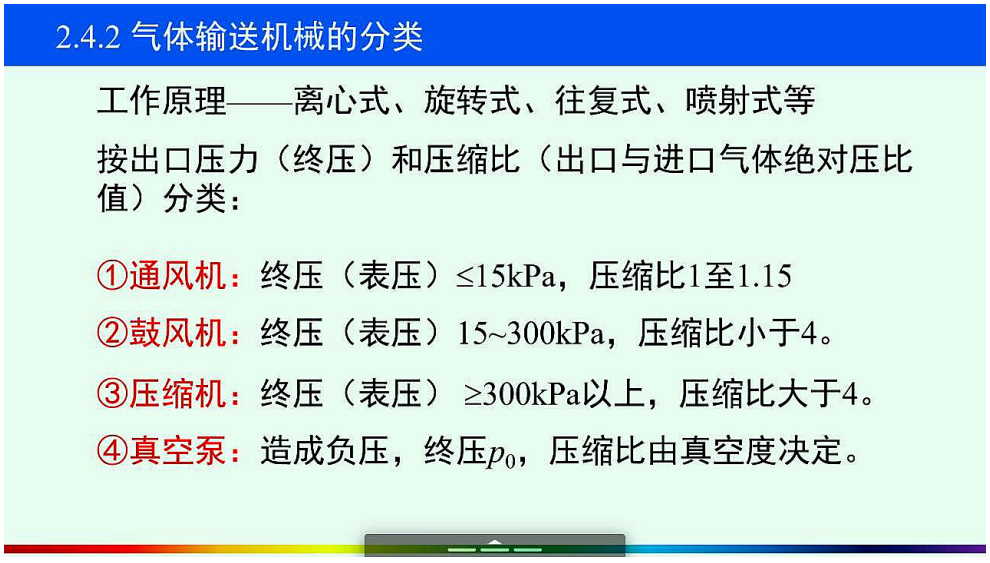
气体与液体的差异

- 气体是可压缩流体，输入和输出端压强可能有变化
- 气体输送压力不高但流量大（5~30 m/s）
- 终端压力可增大，产生高压气体
- 上游设备可产生低压，使吸入端形成负压

定义

气体输送特点：动力消耗大、体积大、内部具有压缩性。

气体输送装置的分类



- 按结构：离心式、旋转式、往复式、喷射式
- 按出口压力和压缩比分类：
  - 通风机：压力变化很小，压缩比接近 1
  - 鼓风机：压力 15~30 kPa，压缩比 1~4
  - 压缩机：出口压力大于 300 kPa，压缩比大于 4
  - 真空泵：使上游储罐或液面造成负压

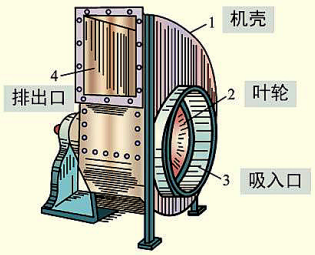
定义

压缩比：出口与进口气体绝对压之比。

离心式通风机的结构

2.4.3 离心式通风机

一、离心式通风机的结构特点



①叶轮直径较大——适应大风量

②叶片数较多

③叶片有平直、前弯、后弯,不求高效率时采用前弯。

④机壳内逐渐扩大的通道及出口截面常为矩形。

- 包含叶轮、叶片、机壳、吸入口（中心吸入）、排出口
- 排出口为方形（离心泵为圆形）
- 叶轮直径比离心泵大，适合大容量输送
- 叶片有平直、前弯、后弯等类型，不求高效率时用平直叶片
- 机壳内为逐渐扩大的通道

通风机的性能参数

二、性能参数和特性曲线

1. 风量：按入口状态计的单位时间内的排气体积。m^3/s，m^3/h

2. 全风压：单位体积气体通过风机时获得的能量。J/m^3，Pa

风机进、出口之间写B.E.

$$p_t = \rho g(z_2 - z_1) + (p_2 - p_1) + \frac{\rho(u_2^2 - u_1^2)}{2} + \rho\sum h_f$$

忽略 $(z_2 - z_1)\rho g$　$u_1 = 0$　**忽略能量损失**

$$p_t = (p_2 - p_1) + \frac{\rho u_2^2}{2} = p_{st} + p_k$$

- 风量：单位时间输送的气体体积，以入口状态计

- 全风压：单位体积气体通过风机获得的能量，相当于离心泵的压头
- 静风压：p2 - p1，即静压强之差
- 动风压：与动能相关，为 $\rho u^2/2$
- 轴功率 = 有效功率 / 效率

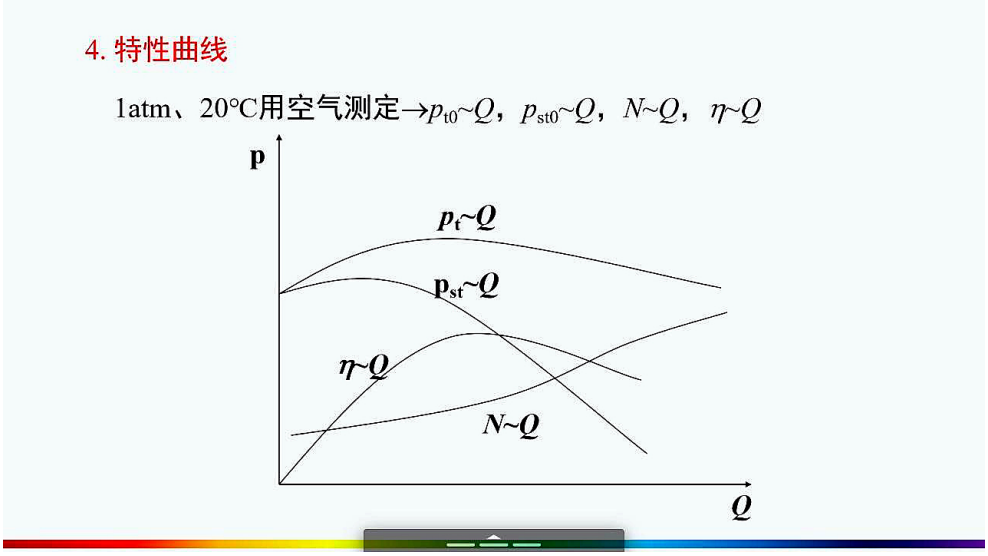
定义

全风压：单位体积气体通过风机获得的能量，以帕斯卡（Pa）或焦每立方米（J/m^3）为单位，由静风压和动风压两部分组成。

例

全风压计算公式由机械能衡算式两边同乘密度得到，其中位能忽略、进口动能假设为 0，能量损失改写后得到全风压 = 静风压 + 动风压。

通风机的特性曲线



- 全风压与流量的关系
- 静风压与流量的关系
- 轴功率与流量的关系
- 效率与流量的关系

通风机的选型

- 根据输出端压强要求选择通风机、鼓风机或压缩机（按压缩比确定）
- 确定风量 Q 和风压两个特性参数
- 风量需换算回标准状态（1 个大气压、20℃ 空气）下的值
- 全风压需用密度校正，换算回标准状态
- 根据校正后的风量和风压查特性曲线，选择合适的型号

注意

与离心泵选型不同，通风机选型时需将风量和风压换算回标准状态（1 个大气压、20℃ 空气），因为气体密度随状态变化。

多级压缩机的工作原理

2.4.4 离心式的鼓风机

结构特点 外形≈离心泵 蜗壳形通道常为圆形

外壳直径与厚度之比较大 叶片数目较多

转速较高 叶轮外周都装有导轮子

单级出口表压多在30kPa以内；多级可达0.3MPa

选型方法与离心通风机相同

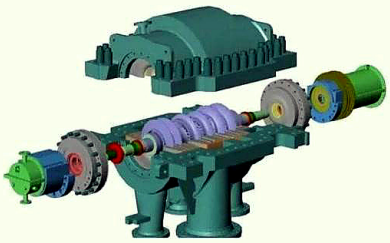


2.4.5 离心式压缩机

一、结构 ——定子与转子

转子：主轴、多级叶轮、轴套及平衡元件

定子：气缸和隔板



- 每经过一个叶轮，气体被增压一次
- 流道变宽、流速减慢、压强增大
- 多级叶轮可反复增压，使出口产生高压气体
- 工作原理：离心力做功，气体高速甩到外围，减速增压后排出

例

多级压缩机类似离心泵，气体进入泵壳后流道变宽、流速减慢、压强增大，多级叶轮反复增压。

罗茨鼓风机

2.4.6 罗茨鼓风机

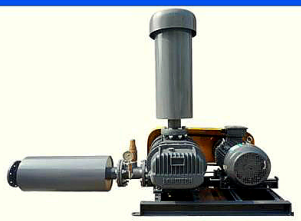
工作原理≈齿轮泵

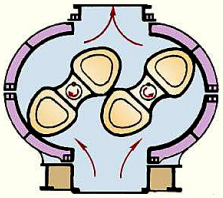
正位移型：风量∝n，与出口压强无关

风量：2~500m³/min

出口表压可达80kPa

气体温度≤85℃——否则转子会因受热膨胀而卡住

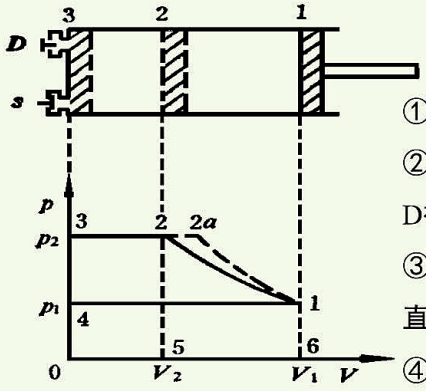




- 由两个转子组成，类似齿轮泵
- 一个转子旋转带动另一个转子反向旋转
- 一侧吸入气体，另一侧合拢排出

往复式压缩机

一、 操作原理与理想压缩循环



①开始时刻，活塞位于最右端，P_1,V_1，点1。

②压缩阶段，向左运动，S关D关，直至2点，D被顶开之前，P_2,V_2，点2

③排气阶段，继续向左，D开排气，P_2不变，直至最左端，V=0，点3

④吸气阶段，向右运动，P=P_1，0→V_1，点1

- 相当于液体输送中的往复泵，通过连杆和活塞对气体反复做功
- 双动式：双吸双出，活塞往复运动均有吸排过程
- 操作过程包括压缩、排气、吸气三个阶段

例

往复压缩机工作过程：活塞向右运动时，1→2 压缩（压强升高、体积减小），到 2 时出口阀打开排气（2→3），3→4 吸气（压强减小、体积增大）。

往复压缩机的做功与压缩类型

三、 压缩类型

等温压缩；绝热压缩；多变压缩

（1）等温过程（$pV=RT$）

$$W = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1}$$

（2）绝热过程

由热力学可知，绝热过程的温度与压强的关系

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

$$W = p_1 V_1 \frac{\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]$$

- 做功大小等于过程曲线围成的面积
- 压缩过程对气体做功（1→2），排气过程做功（2→3），吸气过程为负功（3→4）
- 三种压缩类型：
  - 等温压缩：温度不变，围成面积最小，能耗最小
  - 绝热压缩：热量不变，围成面积最大
  - 多变压缩：介于两者之间

> **注意**
>
> 等温压缩过程消耗能量最小，因为其过程曲线围成的面积最小。

往复压缩机的调节

五、往复式压缩机的流量调节

（1）调节原动机转速

（2）旁路调节

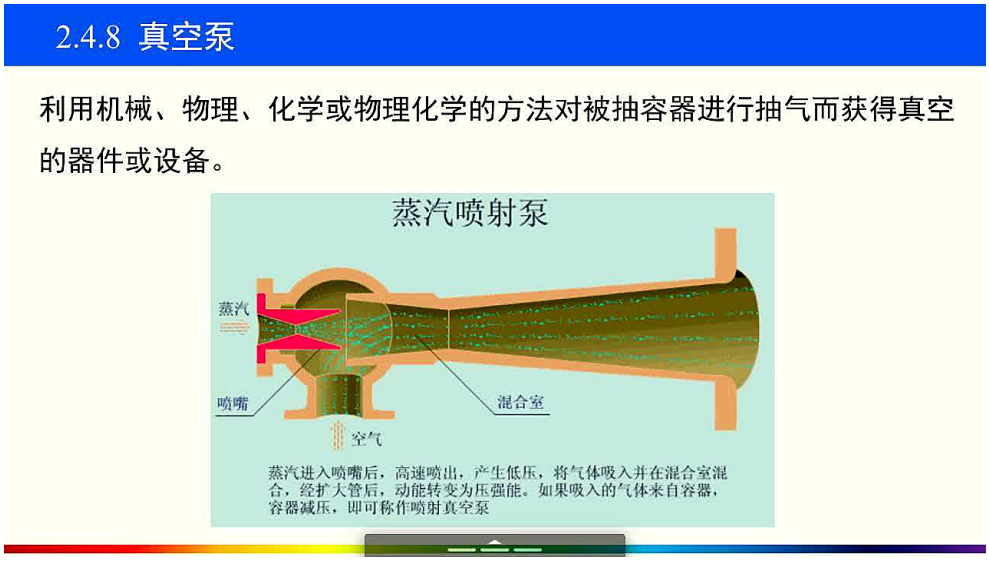
（3）改变气缸余隙体积

- 调节原动机转速
- 反复调节功率
- 改变气缸余隙体积

定义

余隙体积：活塞往复运动时不会完全压到底，留有的空隙，用于减少摩擦。改变余隙体积可改变每次输出的气体量。

真空泵的工作原理



- 吸入空气进入喷嘴
- 通过高速气体喷射，使吸入口气体高速流动
- 高速流动时压强减小，产生局部真空

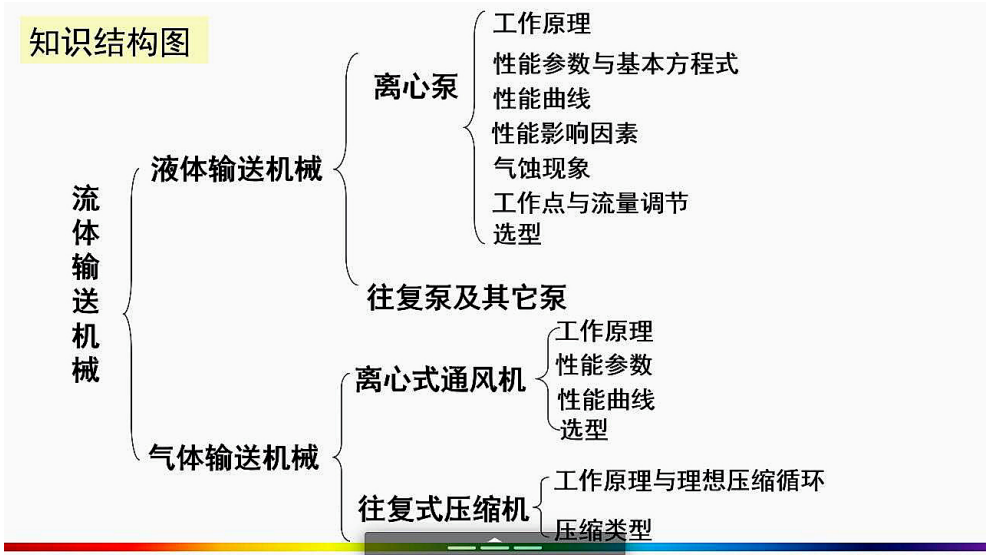
例

真空泵利用高速气流使吸入口压强降低，从而在上游容器中产生负压。

10 月 31 日

第二章输送机械小结（第 1/3 部分）

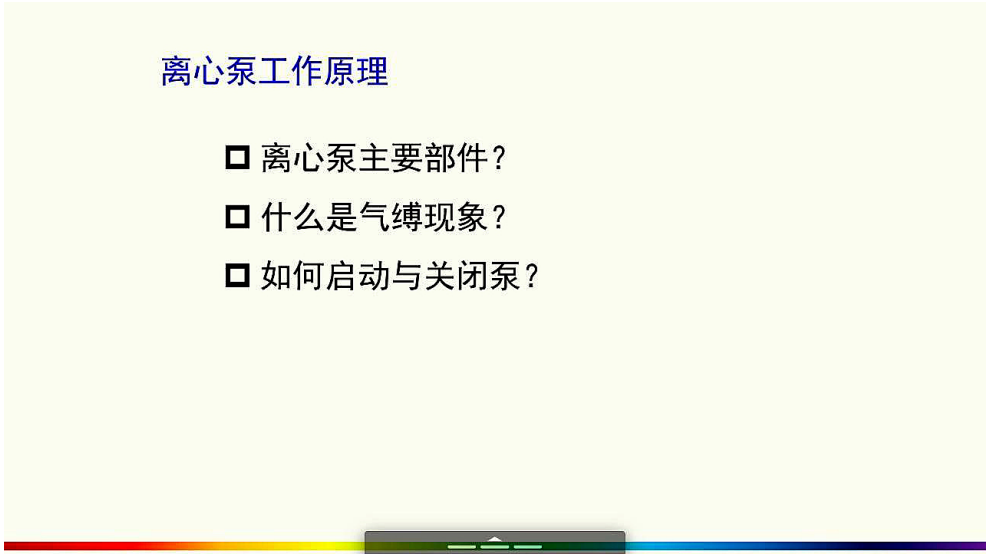
章节总览

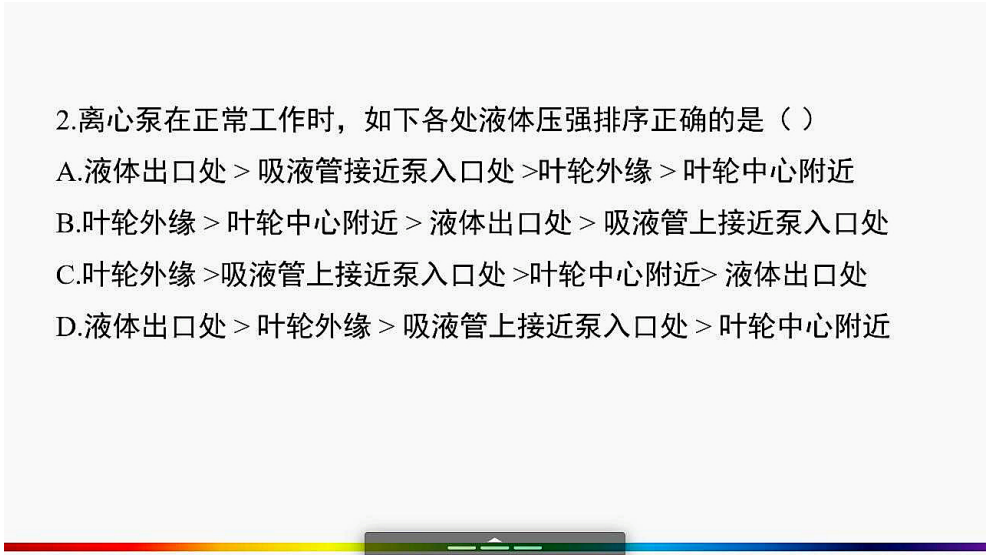


- 本章内容分为液体输送机械和气体输送机械两大类
- 液体输送机械重点在离心泵，气体输送机械做一般了解即可

- 气体输送装置同样分离心式和往复式两类，原理与液体输送类似
- 气体与液体的最大区别：气体可压缩，输出压强可比前级压强大好几倍，按出口压强定义不同类型

离心泵的工作原理





- 主要部件：叶轮、泵轴、泵壳、吸入端、输出端
- 叶轮高速旋转对流体做功，使流速、压强增大
- 吸入原理：离心力作用下叶轮中心压强最小，与供液面形成压强差，将液体压入
- 排出原理：液体进入泵壳后流道变宽、流速减慢、静压强增大，将液体压出

注意

离心泵启动前必须先灌泵。若泵内充满气体（未灌泵或混入空气），因气体密度极小，无法形成低压，入口压强增大，失去吸入条件，表现为启动后不出水——此现象称为气缚。

- 启动与关闭泵都应在流量为 0 的情况下进行
- 启动前灌泵是为了防止气缚现象

性能参数与基本方程式

离心泵的性能参数与基本方程式

扬程 $H_{T\infty}=\dfrac{u_2c_2\cos\alpha_2}{g}$

流量 $Q_T=c_{r2}\pi D_2b_2$

轴功率 $N_e=HQ\rho g$ $N=\dfrac{N_e}{\eta}$

效率 $\eta=\dfrac{N_e}{N}$

- 主要性能参数：转速、流量、扬程、轴功率、效率、有效功率
- 扬程基本方程式、流量基本方程式不需要记忆，但需知道它们只与转速和泵的尺寸有关，与密度无关
- 轴功率、有效功率则与密度有关：密度越大，轴功率、有效功率越大

特性曲线

- 三条曲线：扬程-流量、效率-流量、轴功率-流量

> 注意
>
> 扬程-流量曲线（随流量增大而下降）仅适用于后弯叶片。前弯叶片的扬程会随流量增大而增大。

性能的影响因素

物性影响

离心泵性能影响因素

- 密度的影响：（H，Q，η）与ρ无关；$\rho\uparrow$，(N、N_e)$\uparrow$
- 黏度的影响：$\mu\uparrow$，（H，Q，η）$\downarrow$；$N\uparrow$
- 转速的影响：

$$\frac{Q_2}{Q_1}=\frac{n_2}{n_1}\qquad\frac{H_2}{H_1}=\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2\qquad\frac{N_2}{N_1}=\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$$

- 叶轮直径的影响：

$$\frac{Q_2}{Q_1}=\frac{D_2}{D_1}\qquad\frac{H_2}{H_1}=\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2\qquad\frac{N_2}{N_1}=\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3$$

- 密度：对流量、扬程、效率无影响；对轴功率、有效功率有影响（密度越大，两者越大）
- 黏度：黏度是流动阻力的来源，黏度越大 → 扬程、流量、效率下降，但轴功率增大（需提供更大功率）

转速影响（比例定律）

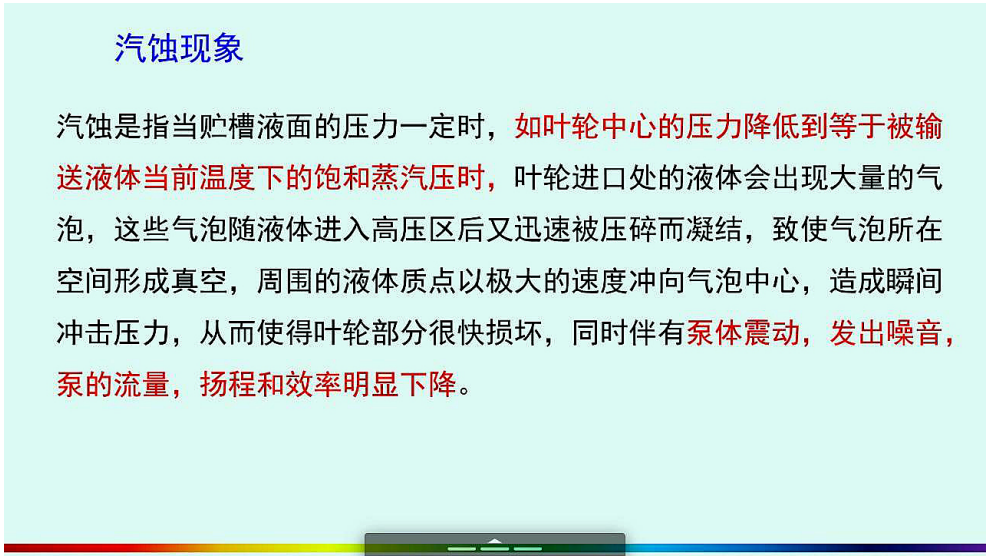
- 流量 $\propto$ 转速（一次方）
- 扬程 $\propto$ 转速 ^{2}（二次方）
- 轴功率 $\propto$ 转速 ^{3}（三次方）

> **注意**
>
> 转速变化时，影响最大的是**轴功率**，其次是**扬程**，最后是**流量**。

叶轮直径影响（切割定律）

- 流量 $\propto$ 叶轮直径（一次方）
- 扬程 $\propto$ 叶轮直径 ^{2}（二次方）
- 轴功率 $\propto$ 叶轮直径 ^{3}（三次方）

气蚀现象



- 诱因：安装高度过高、温度太高、流量太大 → 允许安装高度下降
- 机理：离心泵入口压强减小到**饱和蒸汽压**以下，液体汽化
- 表观现象：巨大噪音、水锤现象；严重时不出水，流量、扬程明显下降

> **注意**
>
> **气缚**与**气蚀**是两种不同现象：
>
> - 气缚：泵内充满气体，无法吸入（启动前问题）
> - 气蚀：液体在入口汽化，产生噪音、水锤（运行中问题）

允许安装高度的计算

允许安装高度H_{gmax}

$$H_s=\frac{p_a-p_{1,\min}}{\rho g}-0.3$$

$$H_s'=\left[H_{s实验值}+(H_a-10.33)-\left(\frac{p_v}{9.81\times1000}-0.24\right)\right]\frac{1000}{\rho}$$

$$H_g=H_s-\frac{u_1^2}{2g}-\sum H_{f,0-1}$$

$$H_{g\max}=\frac{p_a}{\rho g}-NPSH_{允}-\frac{p_v}{\rho g}-\sum H_{f,0-1}$$

- 两种计算方法（本章需记忆的计算公式）：
  1. **允许吸上真空度法**：需知道允许吸上真空度，若当地大气压、温度、密度与 20℃ 水有差异需校正，再减去动压头和入口阻力损失压头
  2. **允许气蚀余量法**：需知道允许气蚀余量，涉及吸入端压强与饱和蒸汽压

离心泵的工作点

离心泵的工作点

泵的$H\sim Q$与管路的$H\sim Q$曲线的交点

$$H_\infty=\frac{u_2^2}{g}-\frac{u_2 ctg\beta_2}{g\pi D_2 b_2}=A-BQ_T$$

$$H_e=(\Delta z+\frac{\Delta p}{\rho g})+\frac{8\lambda}{\pi^2 g}\left(\frac{l+l_e}{d^5}\right)Q^2=H_0+kQ^2$$

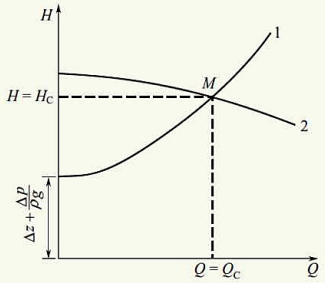


图 2-14 离心泵工作点

1—管路特性曲线；2—压头-流量（H-Q）特性曲线

- 工作点由两条曲线的交点确定：
  1. **离心泵特性曲线**：泵的扬程-流量关系
  2. **管路特性曲线**：管路的扬程-流量关系（由机械能衡算式得出）

工作点的调节方法

离心泵的流量调节

1. 改变出口阀开度
2. 改变叶轮转速
3. 改变叶轮直径

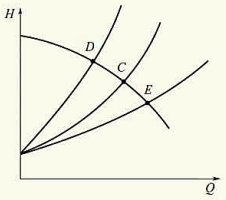


图 2-15 泵出口阀开度改变时，流量变化示意图

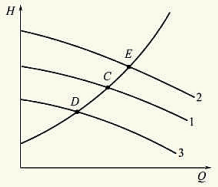


图 2-16 泵叶轮转速改变时，流量变化示意图
1—转速 n_1；2—转速 n_2；3—转速 n_3

- **改变阀门开度**：改变管路阻力，阻力越大管路曲线越陡，交点向上移 → 流量减小、扬程增大
- **改变叶轮转速或叶轮直径**：改变离心泵特性曲线。转速增大时曲线向上移（扬程影响更大），交点向右上方移动 → 流量、扬程均增大

例

调节工作点的便捷方法：
- 对管路：调阀门开度
- 对离心泵：调叶轮转速

离心泵的选用步骤

离心泵的选用

（1）根据液体的性质确定类型

（2）确定管路流量和所需外加压头

（3）根据所需Q和H确定泵的型号

（4）校核轴功率

1. 判断流体性质（输水还是输油等），选择不同类型泵
2. 根据生产任务确定流量
3. 用管路特性曲线（机械能衡算式）由流量计算所需压头
4. 查离心泵特性曲线，选择能提供所需扬程和流量、且比需求稍大一点、效率较高的泵

气体输送机械

离心式通风机的工作原理

和离心泵相似，依靠叶轮的旋转运动，使气体获得能量，从而提高了气体的压强和速度。

- 原理与液体输送装置相近，对照学习即可
- 离心式通风机：通过叶轮转动对气体做功，使流速、静压强增加

性能参数

离心式通风机的性能参数

风量：按入口状态计的单位时间内的排气体积。

全风压：单位体积气体通过风机时获得的能量。

$$p_t = (p_2 - p_1) + \frac{\rho u_2^2}{2} = p_{st} + p_k$$

轴功率和效率：

$$N = \frac{Q \cdot p_t}{\eta \cdot 1000} \qquad \eta = \frac{Q \cdot p_t}{N \cdot 1000}$$

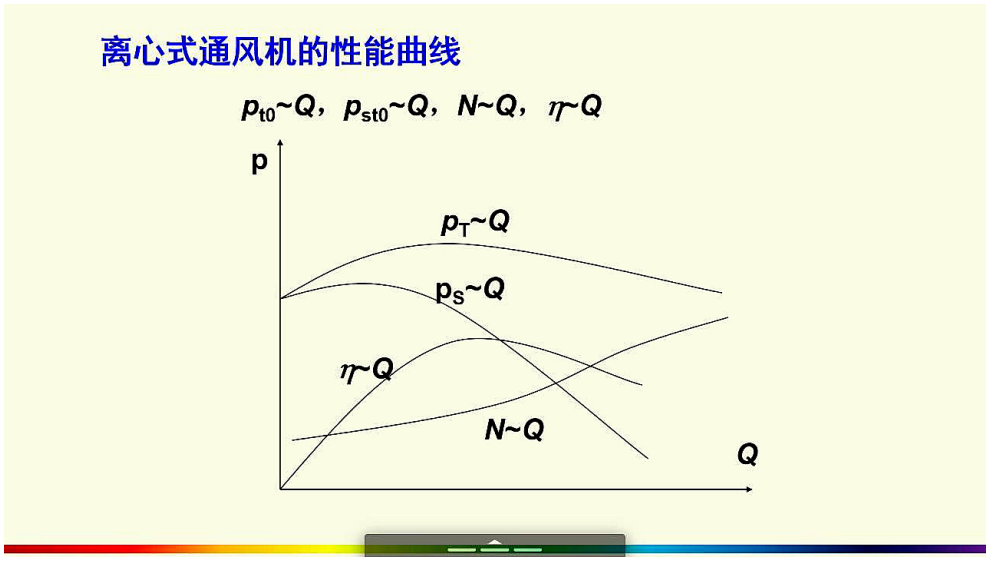
- 全风压（对应离心泵的扬程/压头）、风量（对应流量）、轴功率、效率
- 有效功率用全风压计算，单位是焦耳每立方米（J/m³）

例

有效功率公式可由物理意义推导，不必死记：

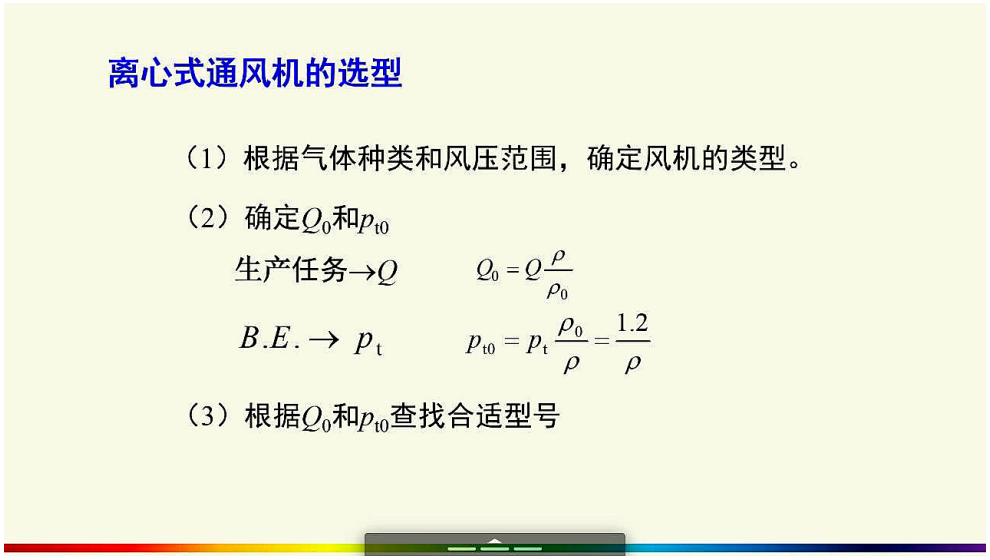
- 若用 w_1 （J/kg），乘以质量流量（kg/s）得功率
- 若用扬程/压头（J/N），乘以重量流量（N/s）得功率
- 用体积流量表示：ρgHq（ρ 为密度，g 为重力加速度，H 为扬程，q 为体积流量）

性能曲线



- 包括全风压-流量、静风压-流量、效率-流量、轴功率-流量曲线，与离心泵类似

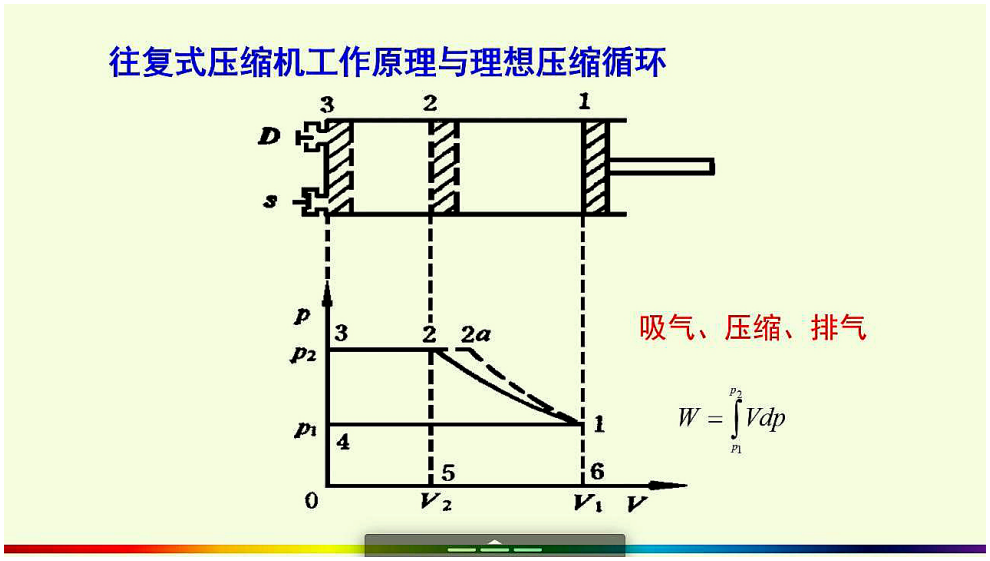
选用

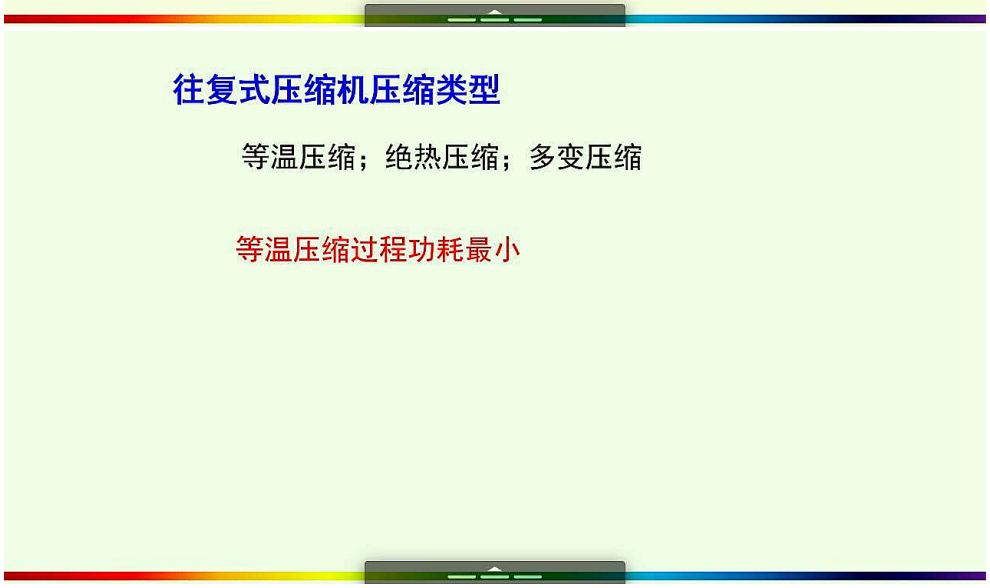


- 按出口压强选择设备类型：通风机、鼓风机、压缩机、真空泵
- 确定流量后，需将风量和全风压换算回 20℃ 空气的值（下标为 0）再查型号

> **注意**
>
> 气体物性变化较大，不能忽略，需换算回标准状态再选型；液体则直接用计算值查型号即可。

往复式气体输送

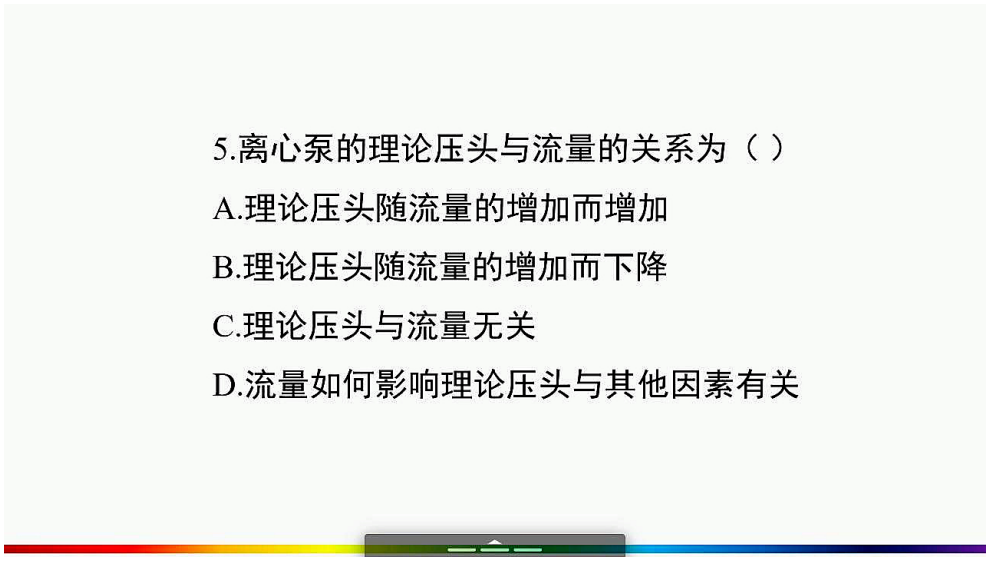




- 与往复泵对照：包括吸气、压缩、排气过程

> **注意**
>
> 压缩过程不同，能耗不同。等温压缩功耗最小（位于最内侧的线）。

叶片构型对扬程-流量关系的影响

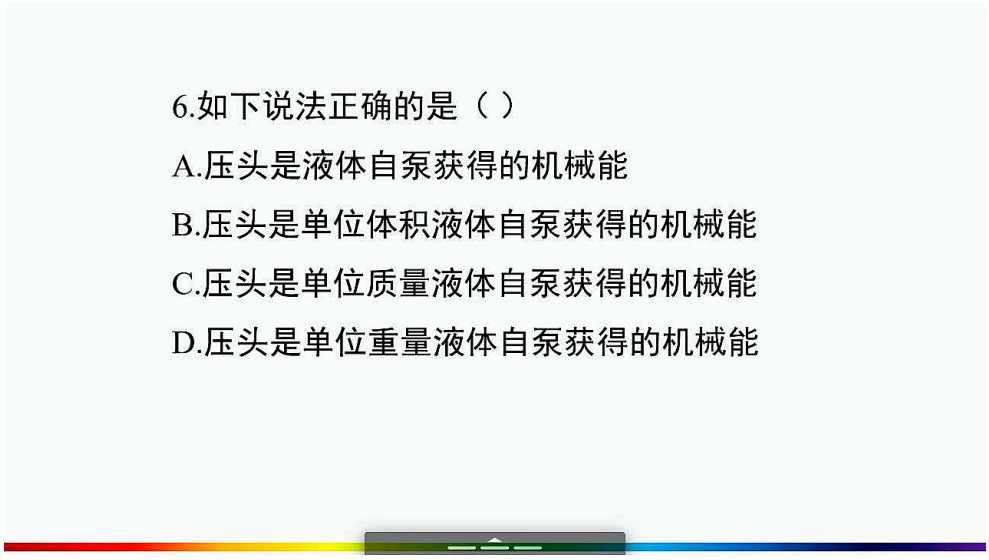


- 叶轮转速、叶轮直径对流量和扬程都有影响，但叶片构型决定了扬程随流量变化的趋势
- 后弯叶片：流量增大，扬程减小
- 前弯叶片：流量增大，扬程增大
- 径向叶片：流量变化，扬程不变

注意

题目中”与其他因素有关”的”其他因素”指的是叶片的构型（后弯/前弯/径向），而非转速或叶轮直径。

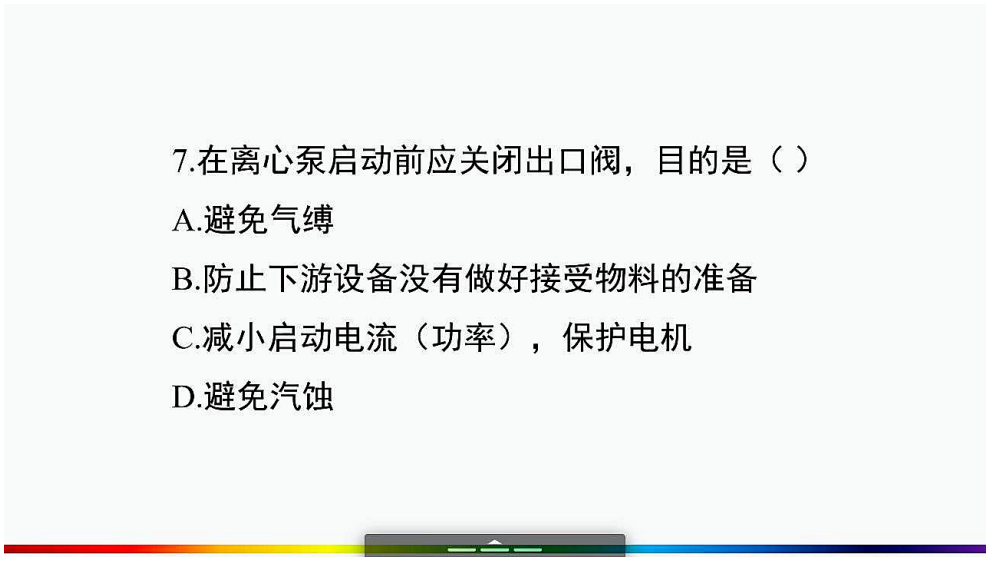
压头的定义



定义

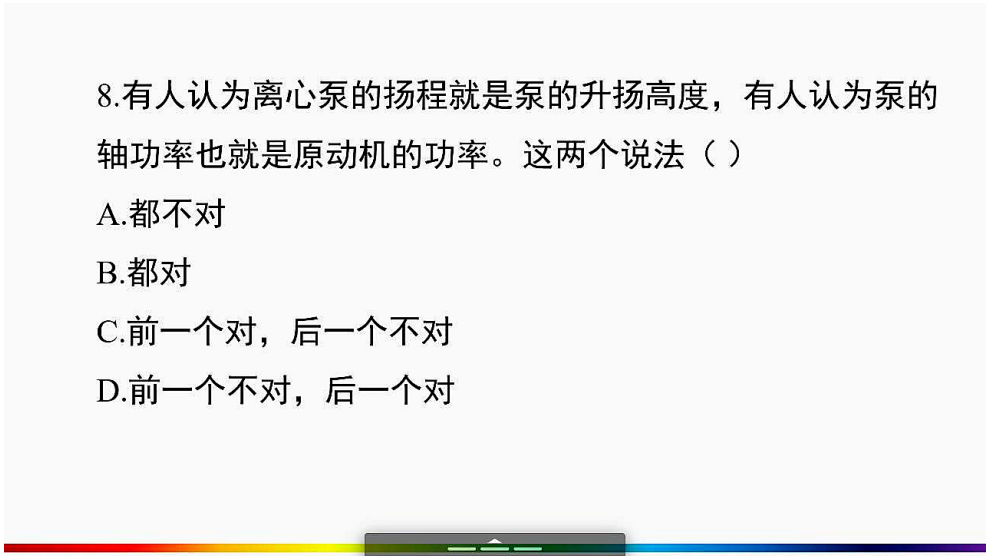
压头是指单位重量的液体自泵获得的能量，单位为焦耳每牛顿（J/N）。

离心泵启动前关闭出口阀的目的



- 目的是减少启动电流，保护电机

扬程与升扬高度的区别



- 扬程：对一牛顿流体所做的功
- 升扬高度：供液面与需液面之间的高度差

> **注意**
>
> 扬程和升扬高度是完全不同的概念，不能混为一谈。

轴功率与原动机功率的区别

- 轴功率应小于原动机功率，因为存在传动损失

铭牌上标注的扬程

9.离心泵铭牌上标明的扬程是指（）

A.功率最大时的扬程

B.最大流量时的扬程

C.泵的最大扬程

D.效率最高时的扬程

- 铭牌上的扬程、流量、效率等参数，均指效率最高时对应的性能参数

泵与管路的工作点

10.某管路在流量为qV1时需要的外加压头为H1。现有一台离心泵，在流量为qV1时的压头为H2。若H2大于H1，则在将该泵安装于该管路时，泵的流量qV和压头H满足（ ）

A.qV=qV1，H>H2

B. qV>qV1，H1<H<H2

C.qV<qV1，H<H1

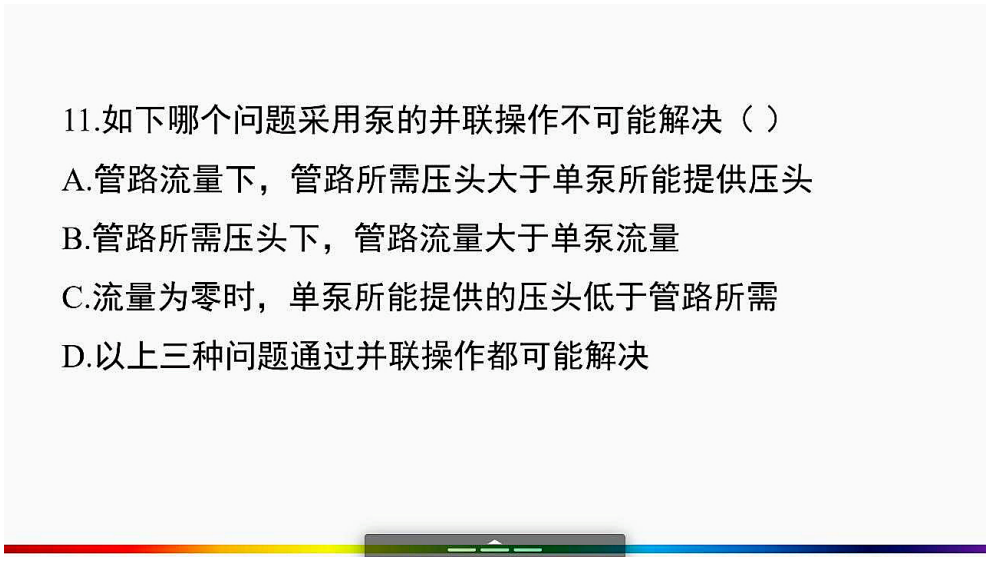
D.qV>qV1，H>H2

- 泵装到管路中后，实际运行的流量和扬程由工作点决定
- 工作点即离心泵特性曲线与管路特性曲线的交点

例

当流量为 Qv1 时，管路所需外加压头为 H1，泵能提供的压头为 H2（H2 > H1）。将泵装入管路后，实际流量和扬程由两条特性曲线的交点确定，而非单独由 H1 或 H2 决定。

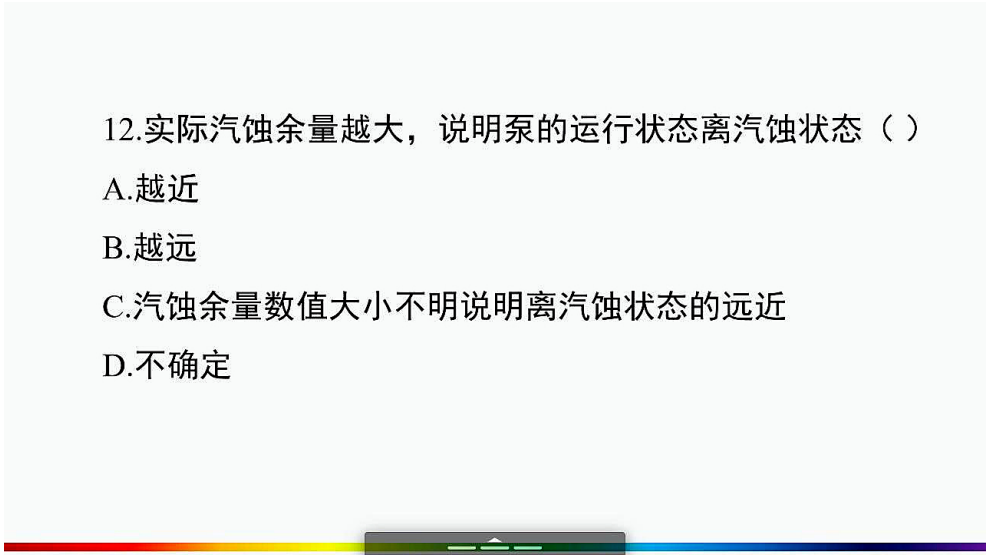
泵的并联操作



- 并联：扬程不变，流量理论上翻倍
- 并联后与管路特性曲线的交点，流量和扬程均可增大

> **注意**
>
> 若单泵在流量为 0 时提供的压头已低于管路所需，则并联后仍无法与管路特性曲线相交，无法完成任务。此类问题并联不能解决。

实际气蚀余量



14.用离心泵入口处液体的流动参数定义实际汽蚀余量，如下定义正确的是（）

A.（静压头+动压头）－饱和蒸汽压头

B.（静压头+位压头）－饱和蒸汽压头

C.（位压头+动压头）－饱和蒸汽压头

D.（静压头+位压头+动压头）－饱和蒸汽压头

定义

实际气蚀余量 = 静压头 + 动压头 − 饱和蒸汽压头。

- 实际气蚀余量越大，说明泵的运行状态离气蚀状态越远
- 当实际气蚀余量降低到饱和蒸汽压头时，即产生气蚀

储槽液面上方压强对最大允许安装高度的影响

13.被输送液体贮槽液面上方压强越低，则离心泵的最大允许安装高度（ ）

A.越低

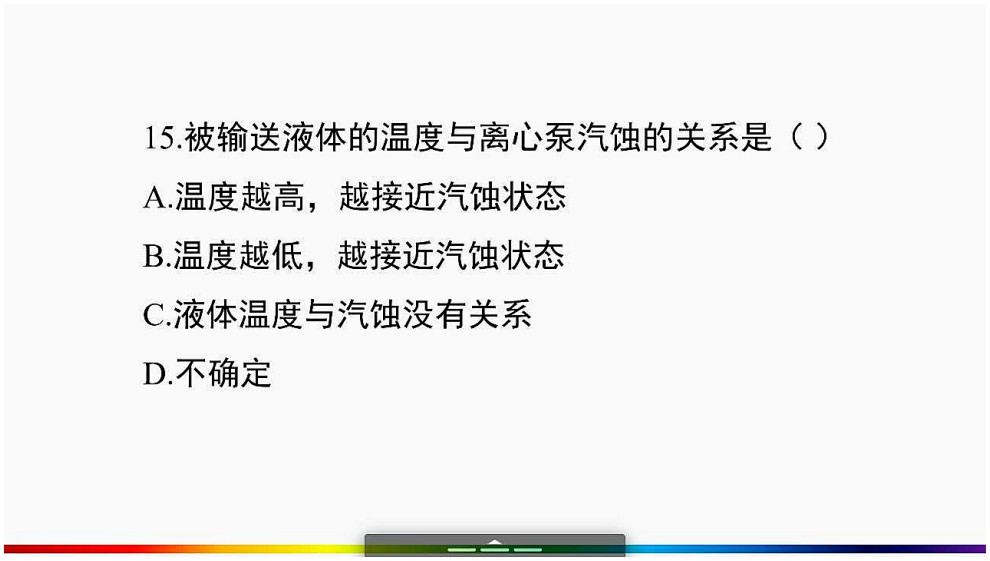
B.越高

C.该压强与最大允许安装高度没有关系

D.不确定

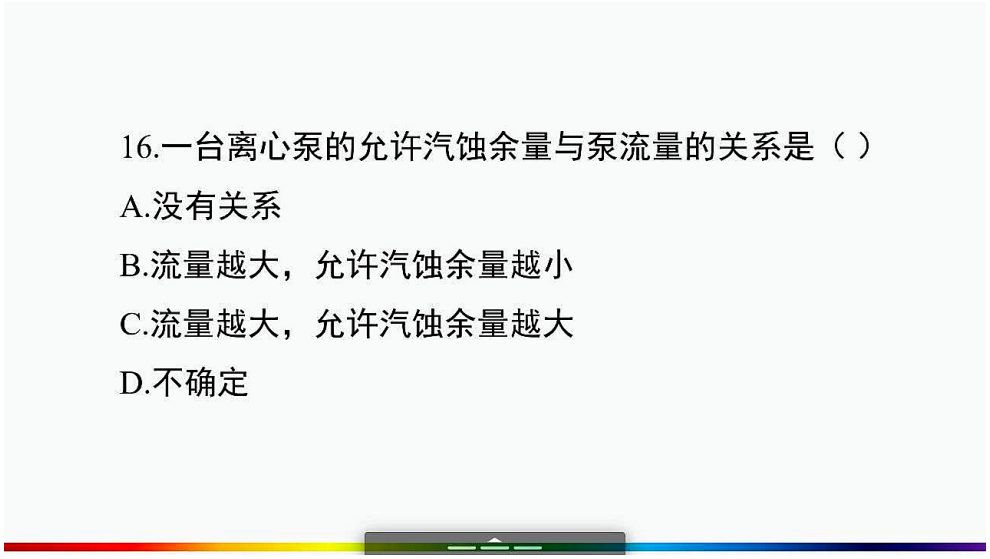
- 最大允许安装高度公式：$H = P0/(\rho g)$ − 允许气蚀余量 − 饱和蒸汽压头 − 入口阻力
- 储槽液面上方压强越低，允许气蚀余量越小，越容易发生气蚀

温度对气蚀的影响



- 温度越高，饱和蒸汽压越大
- 由安装高度公式可知，饱和蒸汽压越大，允许安装高度越小，越容易发生气蚀
- 安装泵时应考虑使用时的最高温度

允许气蚀余量与流量的关系

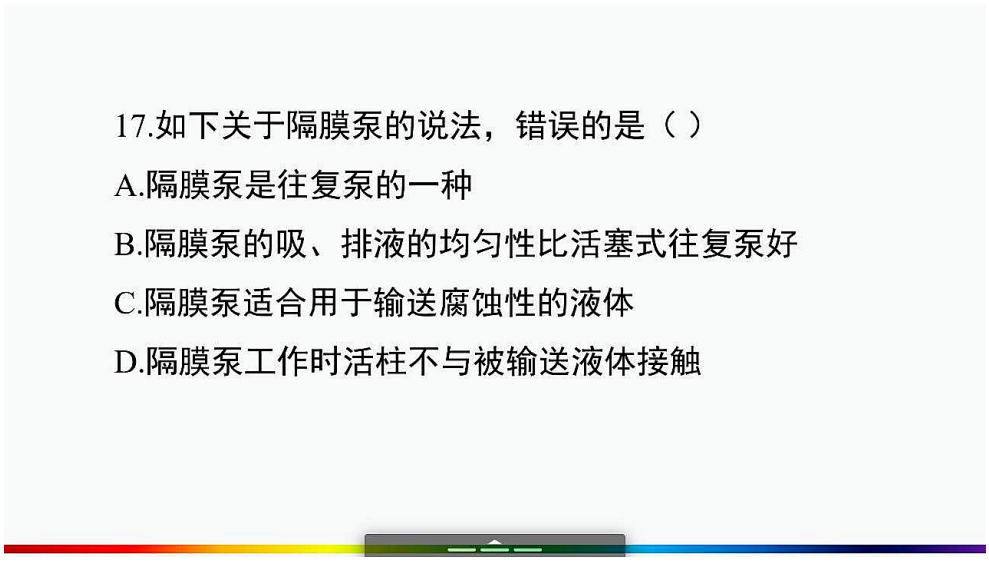


定义

允许气蚀余量 = 动压头 + 静压头 − 饱和蒸汽压头（取最小值）。

- 允许气蚀余量中包含动压头项，流量越大，允许气蚀余量越大

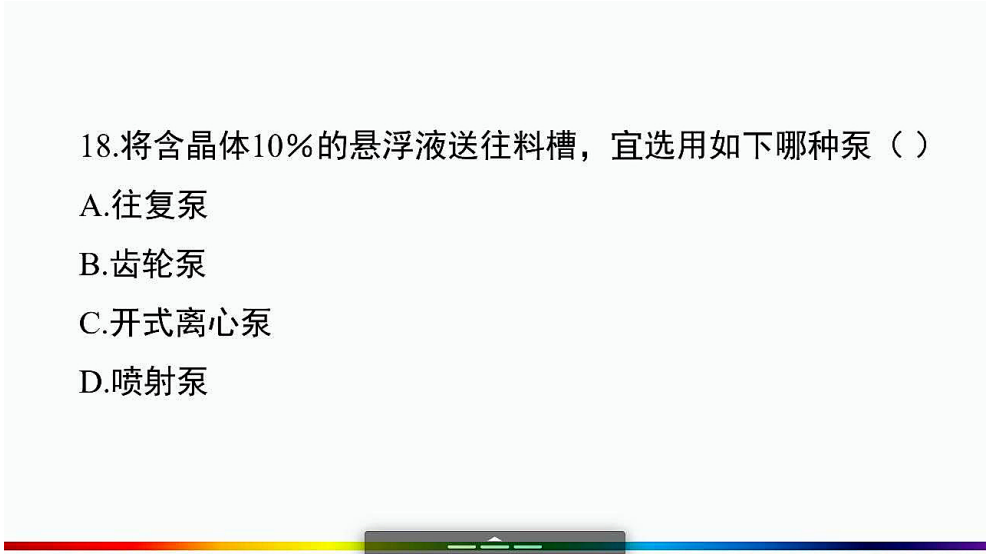
隔膜泵



- 隔膜泵是往复泵的一种，靠变形膜压吸来改变体积和压力
- 适合输送腐蚀性流体，因活柱不与流体接触，膜可采用防腐材料
- 隔膜泵与往复泵一样，吸入和排出都不均匀

> **注意**
>
> 隔膜泵本身就是往复泵的一种，并非独立于往复泵之外的类型。

输送含颗粒悬浮液的泵选择



- 含颗粒悬浮液不能选齿轮泵、往复泵、喷射泵
- 应选离心泵，且开式离心泵较合适

大流量输送的泵选择

19.将总量为1000m³/h 的各车间冷却水回水送往凉水塔，宜选用（ ）

A.喷射泵

B.齿轮泵

C.往复泵

D.离心泵

- 1000 m³/h 的大流量水输送，应选离心泵
- 其他类型泵只适合小流量、大扬程的场合

自吸能力

20.以下各类泵中，没有自吸能力的是（ ）

A.往复泵

B.离心泵

C.齿轮泵

D.螺杆泵

定义

自吸能力指不需要灌泵即可改变压强、将液体吸上来的能力。

- 往复泵、容积泵（齿轮泵、螺杆泵）具有自吸能力
- 离心泵没有自吸能力

罗茨鼓风机

21.罗茨鼓风机与下面哪种泵的工作原理相似（ ）

A.离心泵

B.齿轮泵

C.轴流泵

D.往复泵

- 罗茨鼓风机有两个叶片，工作原理与齿轮泵相同
- 一个叶片转动带动另一个叶片，拨开处吸入气体，合拢处排出气体

通风机的出口压强

22.出口气体表压强处在如下哪个范围的气体输送设备属于通风机（ ）

A.0~5kPa

B.0~15kPa

C.15~300kPa

D.0~300kPa

- 压缩比约为 1.1 左右（或 1.1 以下）
- 出口压强约在 0~15 kPa

通风机风量的定义

23.作为离心式通风机的性能参数，风量通常是指（ ）

A.风机入口处的体积流量

B.风机出口处的体积流量

C.风机进、出口处体积流量的平均值

D.风机进、出口处气体的体积流量相同，故无需要特别指出

定义

通风机的风量以入口状态计，即入口处的体积流量。

单级离心式通风机/鼓风机风压不高的原因

24.单级的离心式鼓风机、通风机风压都不会很高，如下哪一项不是原因（ ）

A.气体的密度很低

B.单级

C.离心式

D.出口处发生过多的静风压向动风压的转移

- 单级：没有多次增压（多级增压才能达到高压缩比）
- 气体密度低
- 离心式本身能增大风压，但难以达到很高

注意

“出口处有过多的静风压向动风压转移”不是原因。出口处流道变宽，应由动风压转变为静风压，静压强的增加发生在出口位置。

离心式压缩机与往复式压缩机比较

25.与往复式压缩机相比，离心式压缩机的吸、排气量（ ）

A.小而均匀

B.小而不均匀

C.大而均匀

D.大而不均匀

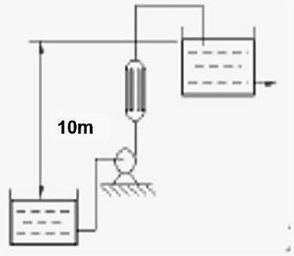
- 往复式：正位移式，适合流量小、扬程大的场合
- 离心式：动力泵，靠离心力输送，流量大且均匀

管路特性与泵特性结合的计算（机械能衡算）

如图的输水系统。已知管内径为d=50mm，在阀门全开时输送系统的$\Sigma(l+l_e)$=50m，摩擦系数可取λ=0.03，泵的性能曲线，在流量为6m³/h至15m³/h范围内可用下式描述：$H=18.92-0.82Q^{0.8}$，此处H为泵的扬程m，Q为泵的流量m³/h，问:

(1)如要求流量为10 m³/h，单位质量的水所需外加功为多少？单位重量的水所需外加功为多少?此泵能否完成任务?

(2)如要求输送量减至8m³/h(通过关小阀门来达到)，泵的轴功率减少百分之多少?(设泵的效率变化忽略不计)



- 本章计算题结合第一章机械能衡算，主要涉及：安装高度计算、轴功率计算
- 两个敞口槽之间列机械能衡算式，上下游三项机械能为 0，等号左边只剩外加功 W

例

低位槽向高位槽输水，两槽均敞口，管径 50 mm，管长 + 当量长度 50 m，摩擦系数 0.03。泵性能曲线在流量 6~15 m³/h 范围内可用给定式子表示。

- 单位重量水所需外加功：列机械能衡算式，$W = gz + \lambda(l+le)/d \cdot ½u^2$，其中 u 由流量除以管内截面积求得
- 单位重量水所需功 W 与所需扬程 H 的关系：H = W/g
- 判断泵能否完成任务：将流量代入泵特性曲线求出泵能提供的扬程，若泵的 H ⩾ 所需 H，则泵可用

注意

泵特性曲线公式中，流量 Q 直接以 m^3/h 为单位代入，无需换算。读题时要注意公式中各量的单位。

轴功率随流量变化的计算（调阀门）

- 通过改小阀门减小流量时，离心泵的特性曲线（H-Q 曲线）**不变**，工作点沿特性曲线移动。
- 轴功率公式：$N = \frac{\rho g Q H}{\eta}$，即 $N \propto Q \times H$（效率变化忽略不计）。
- 流量从 q_1 减到 q_2 时，分别用特性曲线找到对应扬程 h_1、h_2。
- 减小百分率：$\frac{N_1 - N_2}{N_1} = \frac{q_1 h_1 - q_2 h_2}{q_1 h_1}$。

例

调阀门前：$N \propto 13.75 \times 10$（扬程 × 流量）。调阀门后：将 $q = 8$ 代入特性曲线公式得 $h = 14.59$，故 $N \propto 14.59 \times 8$。代入减小百分率公式即可算出结果。

注意

计算阻力损失时，范宁公式算出的是**焦每千克**（单位质量），若需统一为**米液柱**（扬程），要除以 g（9.81）；压强项也要除以 ρg 才能统一单位。

泵选型与最大安装高度计算（精馏塔输送）

泵在该流量下所能提供的扬程

$$H_{泵}=18.92-0.82Q^{0.8}=18.92-0.82\times10^{0.8}=13.75$$

$H_{泵} > H_{需}$ $\therefore$ 泵可用

（2）$N = \frac{\rho g H_{泵} Q_{泵}}{\eta}$ $\therefore N \propto H_{泵} Q_{泵}$

$N_{前} \propto 13.75\times10$

$$H_{泵后}=18.92-0.82Q^{0.8}=18.92-0.82\times8^{0.8}=14.59$$

$N_{后} \propto 14.59\times8$

$$\frac{(N_{前} - N_{后})}{N_{前}} = 1 - \frac{14.59\times8}{13.75\times10} = 15.1\%$$

- 选泵需同时满足两个条件：**流量达到要求、扬程达到要求**。
- 流量由流速 × 管截面积求得；扬程由上下游截面列机械能衡算式求得。
- 本题阻力损失来源：吸入管路（1 m 液柱）、换热器（压强单位）、排出管路（管长，含局部阻力当量长度）。
- 三项阻力单位不同，需统一换算为米液柱再相加。

定义

比重：某物质密度与水的密度之比。比重 0.96 即 $\rho = 960\ kg/m^3$。

注意

题目给出的”管长”指**排出管路**的管长（含所有局部阻力当量长度），与吸入管路分开处理。

- 最大安装高度计算：H_s 需校正密度项，$H_s' = H_s \times \frac{1000}{\rho} = H_s \times \frac{1}{比重}$。

- 最大允许安装高度 $=H_s'-\frac{u_1^2}{2g}-$ 入口阻力损失。

注意

选泵时不能选扬程、流量远大于需求的泵。虽然能用，但工作点远离最高效率点，**效率极低**，能量利用率差，应选流量和扬程略大于需求、接近最高效率点的泵。

例

本题计算结果：扬程 $H=30\ \mathrm{m}$，流量 $Q=47.6\ \mathrm{m^3/h}$。三个候选泵中，第一个流量、扬程均不足；第三个扬程、流量过大（效率低）；第二个略大于需求，故选第二个，其 $H_s=6.4\ \mathrm{m}$。校正后：$6.4\times0.96-\frac{u^2}{2g}-1$ 得最大允许安装高度。

机械能衡算式综合应用（真空表读数、升扬高度、轴功率）

$$H=12+\frac{9.81\times10^4}{960\times9.81}+8.01=30.4m$$

$$Q=0.785\times0.106^2\times1.5\times3600=47.6m^3/h$$

选择3B57A型泵

（2）允许安装高度

$$H_{g\max}=H_s-\frac{u_1^2}{2g}-\sum H_{f,0-1}=\frac{6.4}{0.96}-\frac{1.5^2}{2\times9.81}-1=5.55m$$

泵与贮槽液面间的最大垂直距离不能超过5.55米

- 本题为第一章机械能衡算式三大应用的综合：求压强、求位置、求轴功率。
- 做题时需**自行标注衡算截面**（试卷上无 1-4 截面），不能所有式子都用 1 和 2。

注意

真空表装在入口（压强最小处），**压力表装在出口**（压强最大处）。这是常识，考试不能问。

- 第一问求真空表读数（即 p_2）：选截面 1→2（不经过泵，无需考虑 W_e 和泵损失），1 处机械能为 0，损失为吸入管路损失 0.2。

注意

1. 真空表读数是**正值**，而算出的表压 p_2 为负值，不能直接把负值当读数。
2. 单位是**毫米汞柱**，不是帕斯卡。汞密度需记住，或利用 $760\ \mathrm{mmHg}=1\ \mathrm{atm}$ 换算。

定义

升扬高度：供液面（上游截面）到出口液面（下游截面）的**垂直高度**，即 z_4（若 $z_1=0$）。

- 第二问求升扬高度：选截面 3→4 可一个式子直接解出（3 处压强、动能、位置均已知，4 处表压为 0）。
- 也可选 1→3 先算 W_e，再列 1→4 求 z_4，但需多列一个衡算式。

注意

若选 2→3 计算 W_e，前提是第一问的 p_2 算对，否则第二问连带出错。选 1→3 更保险。

- 第三问轴功率：$N = \frac{Q_m \cdot W_e}{\eta}$，其中 $Q_m = \rho Q$（体积流量 × 密度）。

注意

轴功率公式用的是质量流量 Q_m，不能直接用体积流量代入，需乘密度。

例

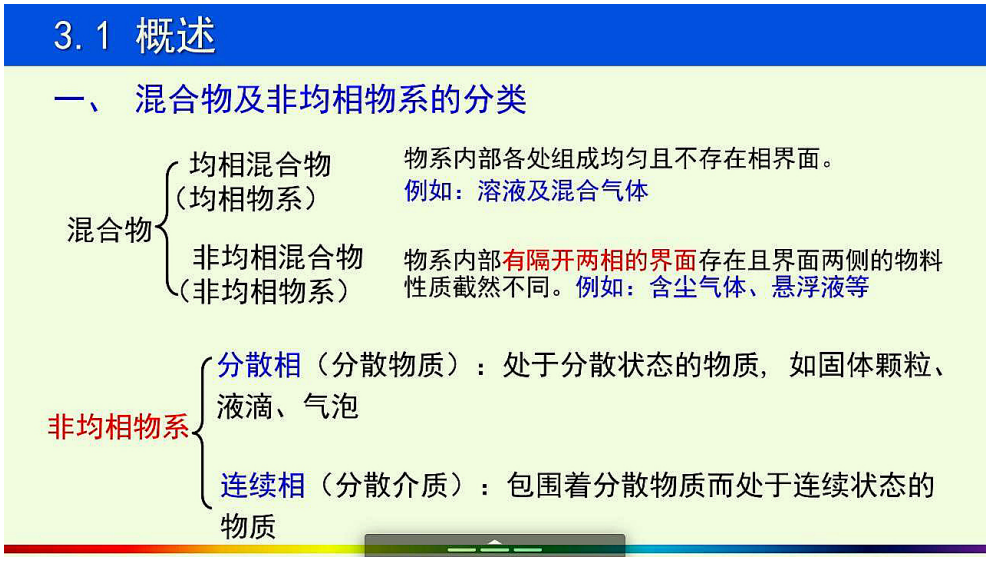
本题计算：p_2 为负值，真空表读数取正并换算为毫米汞柱；在 2→3 间列式算 W_e，再在 1→4 间列式求 z_4；最后用 $Q_m \cdot W_e/\eta$（$\eta = 70\%$）求轴功率。

11 月 05 日

本章概述：非均相物系的分离

- 本章属于下册”传质与分离”的一部分，因下册主要讲均相物系，故将非均相物系分离提前讲授
- 本章需掌握两个单元操作：**沉降**和**过滤**
- 研究对象由管道内流动的液体/气体，转变为**颗粒与流体之间的相对运动**，主要分析对象是颗粒
- 生活实例：含沙的水静置后倒出上清液（沉降）；碳酸钙沉淀用滤纸过滤称重（过滤）
- 学习内容：基本原理、计算方法及设备

均相混合物与非均相混合物



- **均相混合物**：溶液无界面，如氯化钠溶液，肉眼看不到界面
- **非均相混合物（非均相物系）**：有相界面，如含沙的水（固液界面）、含尘的气体（固气界面）
- 本章主要研究非均相物系

定义

非均相物系由两类物质组成：

- **分散项**：处于分散状态的物质
- **连续项**：包围分散物质的连续状态物质
- 例：含尘气体中，气体是连续相，固体颗粒是分散相

非均相物系的常见类型



- **液溶胶**：固体颗粒分散在液体中，可用丁达尔效应（红外光照射出现光路）鉴别胶体与溶液
- **气溶胶**：固体颗粒分散在气体中，如雨后天空变蓝（颗粒被雨水带走）、晴天光束中可见颗粒
- **气凝胶**：气体分散在固体中，工业应用广泛，90% 以上为气体，密度极小，隔热效果极好
- **水凝胶**：液体（水）分散在固体中，如退热贴

例

气凝胶（以碳海绵为例）：

- 2013 年浙江大学高超教授团队打破”最轻固体”吉尼斯纪录
- 密度仅 0.16 mg/cm³，约为空气密度的 1/6，可被一根麦穗支撑
- 1931 年美国科学家史蒂文·吉斯特勒通过超临界干燥法首次制得（先用酒精替换水分，再在超临界状态下将酒精转为气体）
- 特性：强度高（可承受自身质量几千倍的压力）、隔热性能好（纳米级网状结构限制热量传播）、吸附性强（碳海绵可吸收自身质量 250~900 倍的液体，压缩 80% 后仍能恢复原状）
- 应用：宇航员服装（耐 1300℃ 高温及-130℃ 低温）、海上原油泄漏回收等

非均相物系的分离目的

- 回收有价值的分散物质
- 净化分散介质，使连续项更洁净，满足环保、安全等要求

分离方法分类

3.1 概述

三、非均相物系的分离方法

1、沉降：颗粒相对于流体运动。
- 重力沉降
- 离心沉降

2、过滤：流体相对于固体颗粒床层运动。
- 重力过滤
- 加压过滤
- 真空过滤
- 离心过滤

7

- 本章介绍两种方法：沉降和过滤
- 沉降：颗粒相对于流体的运动
- 过滤：流体相对于颗粒固定床层的运动
- 两者均需用到第一章流体流动的基本规律

定义

按作用力不同分类：
- 沉降：重力沉降（靠自身重力静置）、离心沉降（靠离心力，如实验室离心机）
- 过滤：重力过滤、加压过滤、真空过滤、离心过滤

颗粒的基本特性

3.2 颗粒与颗粒床层的特性

3.2.1颗粒的特性

表示颗粒大小的几何参数：大小（尺寸）、形状、表面积（或比表面积）。



球形　　非球形

8

- 颗粒大小参数：尺寸、形状、表面积、比表面积
- 按形状分为球形颗粒和非球形颗粒

定义

比表面积：单位体积所具有的表面积，即 a/v。

- 球形颗粒：已知直径 d 即可计算体积、表面积及比表面积

球形度

3.2 颗粒与颗粒床层的特性

2. 非球形颗粒：需要形状和大小两个参数来描述其特性

(1) 颗粒的球形度(形状系数)

颗粒的球形度表征颗粒形状与球形的差异程度，定义为与颗粒体积相同的球形颗粒的表面积除以颗粒的表面积，即：

$$\phi = \frac{A_s}{A}$$

式中，ϕ 为颗粒的球形度；As 为与颗粒等体积的球形颗粒的表面积，m^2；

A 为颗粒的表面积，m^2。

对于球形颗粒，ϕ=1。颗粒形状与球形差别愈大，ϕ 值愈小。

10

定义

球形度 = 与颗粒体积相同的球形颗粒的表面积 ÷ 颗粒的表面积

- 球形颗粒的球形度 = 1
- 形状离球越远，球形度越小（< 1）
- 因为体积相同时，球的表面积最小

当量直径

3.2 颗粒与颗粒床层的特性

(3) 颗粒的当量直径

等体积 当量直径 d_v	等表面积 当量直径 d_s	等比表面积 当量直径 d_a
$d_v = \sqrt[3]{\frac{6V}{\pi}}$	$d_s = \sqrt{\frac{A}{\pi}}$	$d_a = \frac{6}{a}$

12

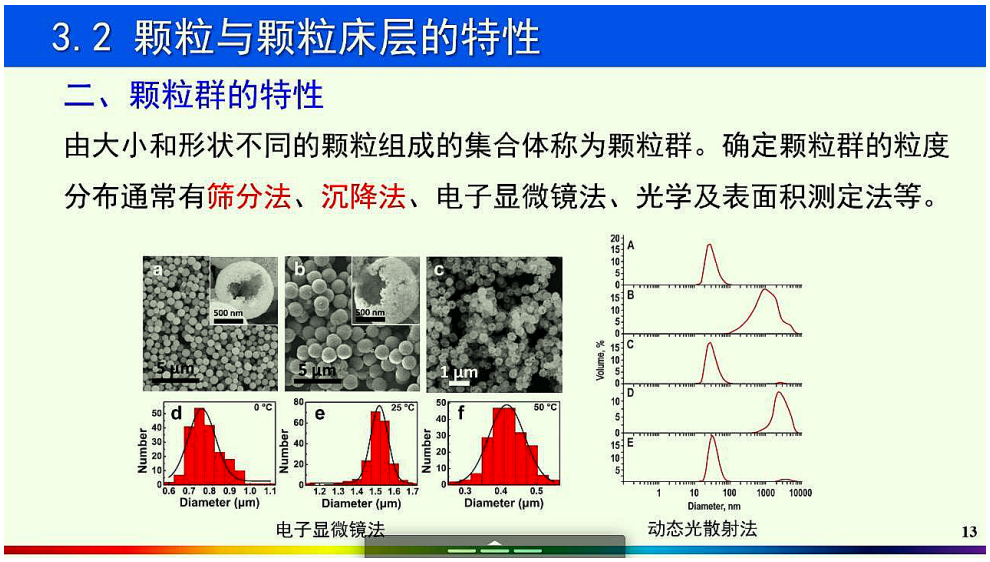
- 非球形颗粒计算时，将其类比为球，引入当量直径
- 三种当量直径：
  - 等体积当量直径：体积相同，转化为球时的直径
  - 等表面积当量直径：表面积相同，转化为球时的直径
  - 等比表面当量直径：比表面积相同，转化为球时的直径

- 后续计算统一用球的直径或当量直径，将颗粒都看作球

注意

球形颗粒的比表面积为 6/d；非球形颗粒需用当量直径代入计算，不能直接用实际尺寸。

颗粒群与粒度分布



定义

颗粒群：许多大小、形状不同的颗粒组成的集合。**粒度分布**：不同粒径范围内所含粒子个数或质量占总数的百分数。

- 常用粒度分析方法：筛分法、沉降法、电子显微镜法、动态光散射法等
- 本章主要用筛分法和沉降法

筛分法



- 适用于粒径 大于 40 微米的颗粒
- 标准泰勒标准筛用目数表示筛孔大小

定义

目数：每英寸边长上的孔数。

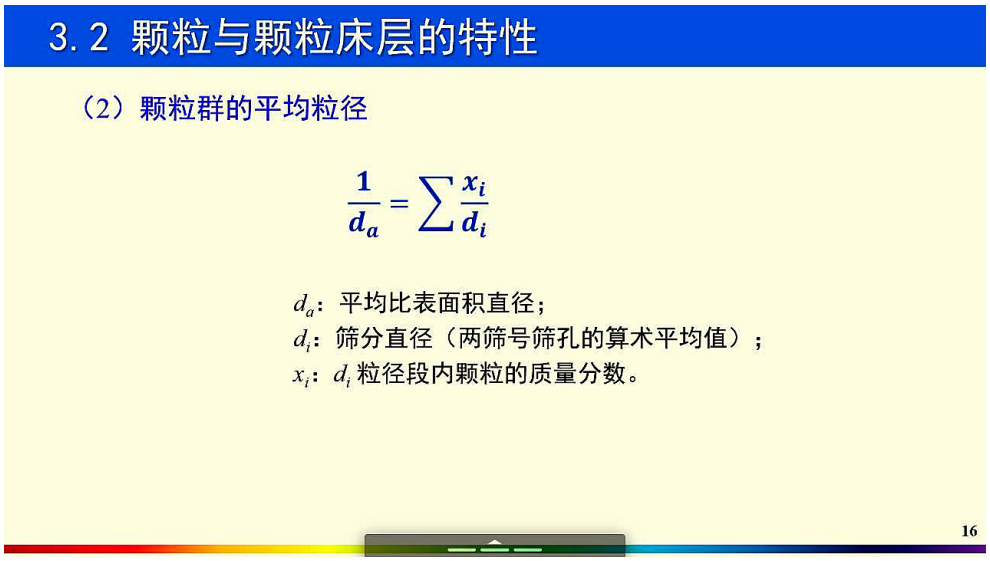
- 目数越小，孔越大；目数越大，孔越小
- 400 目时筛孔尺寸约 40 微米

- 筛分操作：将不同目数的筛子从上到下按目数**由小到大**（孔由大到小）叠放，震荡使小于筛孔的颗粒下落，大于筛孔的留在上层
- 筛分后称重，得到各粒径范围的质量百分比，从而了解颗粒群的分布

注意

筛分并非绝对精确：两个颗粒可能挤住筛孔，使部分小于筛孔的颗粒未能下落；且筛分结果是一个粒径范围（如 40→50→70→100 微米），无法做到精细分级。

颗粒群的平均粒径



- 计算公式：平均粒径的倒数 = 各筛分直径的质量分数之和

例

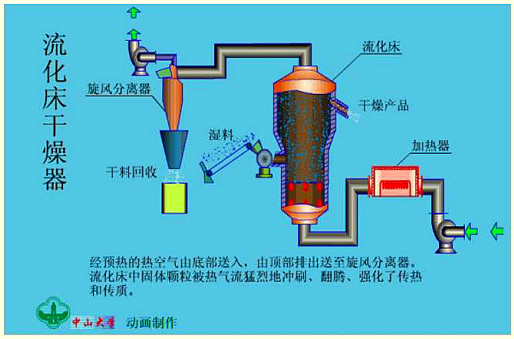
平均粒径公式：$1/\bar{d} = \Sigma\,(x_i\ /\ d_i)$ 其中 x_i 为各粒径范围的质量分数，d_i 为对应的筛分直径。

颗粒床层

3.2 颗粒与颗粒床层的特性

3.2.2颗粒床层的特性

由颗粒堆积而成的颗粒层称为颗粒床层。



17

定义

颗粒床层：颗粒堆积而成的颗粒层。

- 工业应用：流化床干燥器（鼓风使颗粒沸腾式翻转）、过滤过程（滤纸上沉积的滤饼层）

空隙率

3.2 颗粒与颗粒床层的特性

一、床层的空隙率

单位体积床层所具有的空隙体积(m^3/m^3)。

$$\varepsilon = \frac{\text{空隙体积}}{\text{床层体积}} = \frac{(\text{床层体积} - \text{颗粒体积})}{\text{床层体积}}$$

- 空隙率通过实验测得
- 一般乱堆床层的空隙率大致在0.47~0.70之间

18

定义

空隙率：单位体积床层所具有的空隙体积。空隙率 = 空隙体积 ÷ 床层体积 = (床层体积 - 颗粒体积) ÷ 床层体积

- 空隙率可通过实验测定：床层体积用有刻度管测量；颗粒体积用排水法（将颗粒投入液体测溢出体积）或小分子气体填充法测量
- 一般乱堆床层的空隙率约为 0.5 ~ 0.7

床层的比表面积

3.2 颗粒与颗粒床层的特性

二、床层的比表面积

单位体积床层所具有的颗粒的表面积称为床层的比表面积。

$$a_b=(1-\varepsilon)a$$

a_b—床层比表面积；
a—颗粒的比表面积；
ε—床层空隙率。

19

定义

床层比表面积：单位体积床层所具有的颗粒表面积。床层比表面积 = 颗粒比表面积 × (1 - 空隙率)

- 颗粒比表面积 = 单个颗粒表面积 ÷ 体积
- (1 - 空隙率) 为单位体积床层中颗粒所占的体积分数

注意

区分”颗粒比表面积”与”床层比表面积”：前者是单个颗粒单位体积的表面积，后者是单位体积床层中所有颗粒的总表面积，二者通过 (1 - 空隙率) 关联。

沉降的定义与分类

3.3 颗粒的沉降

沉降是指在某种力场中利用分散相和连续相之间的密度差异，使之发生相对运动而分离非均相混合物的化工单元操作之一。



重力沉降 降尘室　离心沉降 旋风分离器　电沉降 电除尘器

- 沉降：在某种力场作用下，因分散相与连续相之间存在密度差，使颗粒发生相对运动而实现分离的过程
- 分离原理：密度差
- 按力场不同分为三类：

类型	力场	对应设备
重力沉降	重力	降尘室
离心沉降	离心力	旋风分离器
电沉降	电场力	电除尘器

定义

沉降是指在某种力场作用下，利用分散相与连续相之间的密度差异，使颗粒发生相对运动而进行分离的过程。

曳力（阻力）的概念

3.3 颗粒的沉降

一、曳力

- 流体以一定的速度绕过固体颗粒时，使固体颗粒沿流动方向受的力称为曳力(drag) 。
- 流体作用于颗粒的曳力包括表面曳力(surface drag)和形体曳力(form drag)两种。

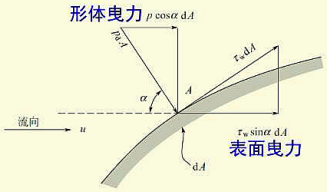


图 3-3 流体作用于颗粒上的曳力

总曳力F_D=形体曳力+表面曳力，影响曳力的因素及分析复杂。

$$F_D = C_D A_p \frac{\rho u^2}{2}$$

A_p为颗粒在流体流动方向上的投影面积,m^2;
C_D为曳力系数,无量纲;
ρ 为流体的密度,$kg\cdot m^{-3}$;
u 为流体与颗粒的相对运动速度,$m\cdot s^{-1}$。

2

- 曳力：流体绕过颗粒时，使固体颗粒沿流动方向所受的力
- 曳力分为两类：
  - **表面曳力**：与表面剪应力有关
  - **形体曳力**：与固体颗粒本身的形体有关
- 总曳力 = 表面曳力 + 形体曳力

注意

曳力系数公式与第一章局部阻力公式形式类似，但此处用的是**曳力系数**（而非摩擦系数），且面积 A 是颗粒在流体流动方向上的**投影面积**。

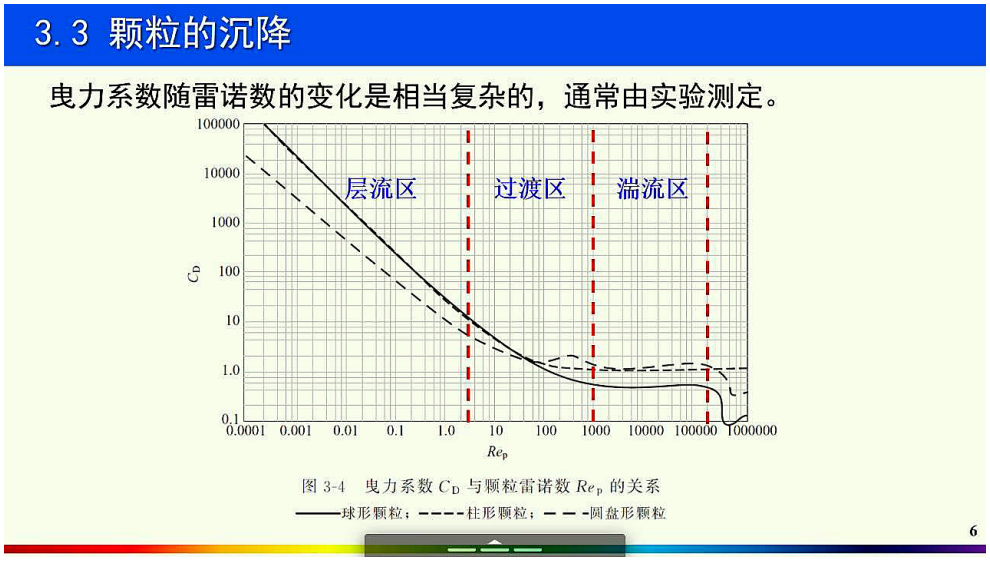
总曳力的计算



- 总曳力公式：$F_D = C_D \cdot A \cdot \frac{1}{2}\rho u^2$
- 其中 C_D 为曳力系数，A 为投影面积
- 投影面积：颗粒在流体流动方向上的投影。球形颗粒投影面积 $A = \frac{\pi}{4}d^2$

> **例**
>
> 圆形颗粒向下沉降时，其投影面积即为其圆面面积。若已知直径 d，则投影面积 $A = \frac{\pi}{4}d^2$。

曳力系数与雷诺数的关系



- 曳力系数 C_D 与颗粒雷诺数 Re_p 有关，通过量纲分析方法推导（与第一章摩擦系数的推导方法相同）
- 颗粒雷诺数：$Re_p = \frac{d_p u \rho}{\mu}$，其中 d_p 为颗粒直径，ρ、μ 为流体的密度和粘度
- 曳力系数随雷诺数变化分三个区域，以 $Re_p = 2$ 为分界（区别于管道流动中以 2000 分界）

注意

本章中 d 常带下标 p，指颗粒直径；雷诺数中的密度和粘度均为流体的物性，而非颗粒的。

曳力系数的三个区域（经验公式）

3.3 颗粒的沉降

对球形颗粒，曳力系数与颗粒雷诺数的关系大致可以分为三个区域。

①层流区（斯托克斯Stokes区，$Re_p \le 2$）

$$C_D = \frac{24}{Re_p} \qquad F_D = C_D A_p \frac{\rho u^2}{2} = 3\pi\mu u d_p$$

②过渡区（阿伦Allen区，$2 \le Re_p \le 1000$）

$$C_D = \frac{18.5}{Re_p^{0.6}}$$

③湍流区（牛顿Newton区，$1000 \le Re_p \le 2\times10^5$）

$$C_D = 0.44$$

7

区域	别名	雷诺数范围	曳力系数 C_D
层流区	斯托克斯区	$Re_p \le 2$	$C_D = \frac{24}{Re_p}$
过渡区	艾伦区	$2 < Re_p < 1000$	$C_D = \frac{18.5}{Re_p^{0.6}}$
湍流区	牛顿区	$Re_p \ge 1000$	$C_D = 0.44$

注意

圆形管道层流摩擦系数为 $\frac{64}{Re}$，而颗粒层流曳力系数为 $\frac{24}{Re}$，两者形式类似但数值不同，注意区分。

例

曳力系数与雷诺数的关系图类似第一章的莫迪图，但以 $Re_p = 2$ 分区。层流区为线性关系（双对数坐标），湍流区曳力系数与雷诺数无关（水平线），过渡区为曲线关系。雷诺数很大时曳力系数迅速下降，此时颗粒扰动过于剧烈，不再考虑。

自由沉降与干扰沉降

3. 3. 1重力沉降

- **自由沉降** 单个颗粒在无限流体中的降落过程
- **干扰沉降：颗粒在流体中沉降时，受其它颗粒或器壁的影响。**

8

- 自由沉降：单个颗粒在无限流体中降落，颗粒间无碰撞、不受其他颗粒及器壁影响（实际要求悬浮液体积浓度非常稀）
- 干扰沉降：颗粒降落过程中存在相互碰撞、相互作用力，或受容器壁影响

> 注意
>
> 当容器尺寸较小（颗粒直径较大）或悬浮液浓度较高时，必须考虑器壁效应和颗粒间相互作用，属于干扰沉降，不能按自由沉降处理。

自由沉降的受力分析

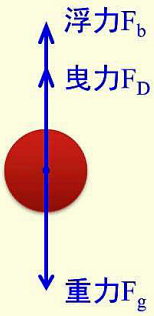
重力沉降速度

设直径为d_p、密度为ρ_p的光滑球形颗粒在密度为ρ，粘度为μ的流体中作自由沉降。颗粒受力：

重力 $F_g = mg = \frac{\pi}{6} d_p^{\ 3} \rho_p g$

浮力 $F_b = \frac{\pi}{6} d_p^{\ 3} \rho g$

曳力 $F_D = C_D A_p \frac{\rho u^2}{2} = C_D \frac{\pi d_p^{\ 2}}{4} \left(\frac{\rho u^2}{2} \right)$



9

- 单个颗粒在流体中受三个力：
  - 重力：$F_g = \frac{\pi}{6} d_p^3 \rho_p g$
  - 浮力：$F_b = \frac{\pi}{6} d_p^3 \rho g$（密度换为流体密度）
  - 曳力：$F_D = C_D \cdot A \cdot \frac{1}{2} \rho u^2$
- 根据牛顿第二定律：重力 − 浮力 − 曳力 = ma
- 颗粒刚投入时速度为零，加速度最大；随速度增大，加速度减小，直至加速度为零，进入匀速沉降

定义

沉降速度（末端速度）：颗粒在合力为零时达到的匀速沉降速度。加速段时间极短，工程上讨论的重力沉降速度即指此匀速沉降速度。

沉降速度公式（三个区域）

重力沉降速度

因为颗粒的密度大于流体的密度，作用于颗粒上的外力之和不等于零，颗粒将产生加速度du/dτ。

根据牛顿第二运动定律 $F_g - F_b - F_D = m\frac{du}{d\tau}$

即 $\frac{\pi}{6}d_p^3(\rho_p-\rho)g - C_D\frac{\pi}{4}d_p^2(\frac{\rho u^2}{2}) = \frac{\pi}{6}d_p^3\rho_p\frac{du}{d\tau}$

则 $\frac{du}{d\tau} = \left(\frac{\rho_p-\rho}{\rho_p}\right)g - \frac{3C_D}{4d_p\rho_p}\rho u^2$

分析颗粒运动情况：

加速段 $u=0$ 加速度最大

u ↑ 阻力↑ 加速度↓ 时间很短

匀速段 $u=u_t$ 加速度=0 近似认为颗粒始终以u_t下降

10

- 通用公式：$u_t = \sqrt{\frac{4}{3}\cdot\frac{(\rho_p-\rho)gd_p}{\rho C_D}}$

区域	沉降速度公式
层流区（斯托克斯区）	$u_t = \frac{gd_p^2(\rho_p-\rho)}{18\mu}$
过渡区（艾伦区）	$u_t = \left[\frac{4g^2(\rho_p-\rho)^2d_p^3}{225\mu\rho}\right]^{1/3}$ （不需记忆，使用时给出）
湍流区（牛顿区）	$u_t = 1.74\sqrt{\frac{gd_p(\rho_p-\rho)}{\rho}}$

注意

课件中带红色框框的公式必须记忆。层流区沉降速度公式为 $u_t = \frac{gd_p^2(\rho_p-\rho)}{18\mu}$，过渡区公式不需记忆（使用时给出）。

沉降速度的影响因素

重力沉降速度

当 $a = \frac{du}{d\tau} = 0$ 时，$u=u_t$ 颗粒做匀速沉降

得 $u_t = \sqrt{\frac{4(\rho_p-\rho)gd_p}{3\rho C_D}}$ 沉降速度/末端速度

沉降处于层流/斯托克斯区时 $u_t = \frac{gd_p^2(\rho_p-\rho)}{18\mu}$

处于过渡/阿伦区时 $u_t = 0.269\sqrt{\frac{gd_p(\rho_p-\rho)}{\rho}}\mathrm{Re}_p^{0.6}$

处于湍流/牛顿区时 $u_t = 1.74\sqrt{\frac{d_p(\rho_p-\rho)g}{\rho}}$

11

- 密度差：分离的根本原理，必须有密度差异

- **颗粒直径**：层流区与 d_p^2 成正比，影响极大；湍流区与 $d_p^{1/2}$ 成正比
- **流体粘度**：与温度有关
  - 液体：温度越高，粘度越小
  - 气体：温度越高，粘度越大
- **流体密度**：固体与流体密度差通常有数量级差别，流体密度影响相对较小，一般不考虑

注意

温度对沉降速度的影响取决于连续相是液体还是气体。悬浮液（液体连续相）应升温降低粘度；气固混合物（气体连续相）应降温降低粘度，以增大沉降速度。

强化沉降速度的方法

- **增大颗粒直径**：通过絮凝使颗粒抱团，粒径增大
- **减小流体密度**
- **减小流体粘度**：液体连续相升温，气体连续相降温

例

水处理中通过添加絮凝剂增大颗粒粒径。有机絮凝剂（如聚丙烯酰胺）为高分子化合物，颗粒吸附在其分子链上抱团；无机絮凝剂（如铝盐）通过电荷作用使带负电与带正电的颗粒结合沉降。目的均为增大颗粒粒径，提高沉降速度。

沉降速度的计算方法（一）：试差法

- 步骤：
  1. 先假设颗粒处于层流区
  2. 用层流区公式 $u_t = \frac{gd_p^2(\rho_p-\rho)}{18\mu}$ 计算沉降速度（只需颗粒直径、颗粒密度、流体密度、粘度四个量）
  3. 用算出的速度计算雷诺数 Re_p
  4. 校核：若 $Re_p \le 2$，计算结束；否则换用其他区域公式重新计算

注意

计算沉降速度时**必须校核雷诺数**判断所在区域。若直接套用层流区公式而不校核，考试中会扣一半分。

沉降速度的计算方法（二）：K 判据法

- K 值由层流区沉降速度代入雷诺数推导而来：将 $Re_p = \frac{d_p u\rho}{\mu}$ 中的 u 用层流区公式代入，除 18 以外的量记为 K^3
- K 的表达式：$K = d_p\left[\frac{g\rho(\rho_p-\rho)}{\mu^2}\right]^{1/3}$
- 判据：
  - $K \le 3.3$：层流区，用层流区公式
  - $3.3 < K < 69.1$：过渡区，用过渡区公式
  - $K \ge 69.1$：湍流区，用湍流区公式

例

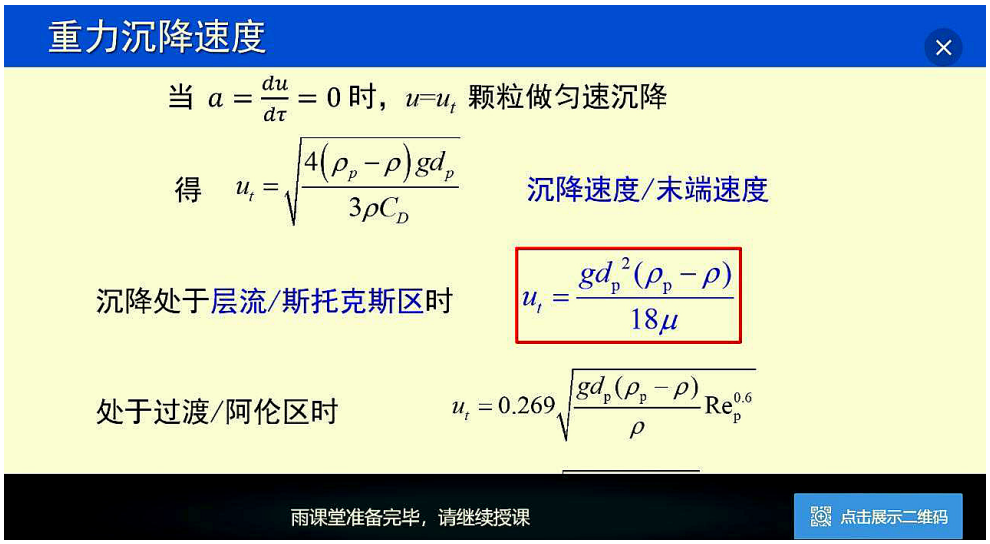
只需记住层流区沉降速度公式，即可自行推导出 K 的表达式：将层流区速度代入雷诺数公式，除 18 以外的量开三次方即为 K。需记住两个临界值：3.3 和 69.1。

沉降速度计算的适用条件

- **体积浓度**：颗粒体积浓度 < 0.2% 时按重力沉降（自由沉降）处理；浓度高时需考虑颗粒间作用力，为干扰沉降
- **容器尺寸**：容器尺寸 > 颗粒直径的 100 倍时，忽略器壁效应；否则需考虑器壁影响
- **颗粒形状**：非球形颗粒用当量直径代入所有含 d_p 的公式

> **注意**
>
> 上述公式均以球形颗粒为前提。若颗粒为非球形，计算时需用当量直径替代 d_p。

层流区沉降速度公式



- 层流区（Stokes 定律）沉降速度公式：$U_t=\frac{gD_p^2(\rho_p-\rho)}{18\mu}$
- 沉降速度与颗粒直径的平方成正比，与密度差成正比，与粘度成反比
- 颗粒密度符号书上有时写 ρ_s 有时写 ρ_p，均指固体颗粒密度

用沉降速度测粘度

- 原理：同一颗粒在不同流体中沉降，颗粒直径、重力加速度相同，沉降速度只与密度差和粘度有关
- 方法：比较同一颗粒在已知粘度流体（如水）与待测流体中的沉降速度，通过速度比求出待测流体粘度
- 沉降速度慢的流体，其粘度更大（速度与粘度成反比）

> **例**
>
> 密度 7800 kg/m³ 的小钢球在相对密度 1.2 的液体中沉降速度是在 20℃ 水中沉降速度的 1/4000。已知 20℃ 水粘度 1 mPa · s、密度 1000 kg/m³，求液体粘度。由 $\frac{U_{t,液}}{U_{t,水}}=\frac{(\rho_p-\rho_{液})/\mu_{液}}{(\rho_p-\rho_{水})/\mu_{水}}=\frac{1}{4000}$，代入数据解得粘度约为 3000 多 mPa · s（应大于 1000 mPa · s，否则算错）。

> **例**
>
> 密度 1700 kg/m³ 的颗粒在 20℃ 水中符合 Stokes 定律沉降，速度 10 mm/s；放入待测溶液（密度已知）中沉降速度为 4.5 mm/s。求溶液粘度。由 $\frac{U_{t,1}}{U_{t,2}}=\frac{(\rho_p-\rho_1)/\mu_1}{(\rho_p-\rho_2)/\mu_2}$，粘度之比等于密度差除以速度之比，代入即可求得。

降尘室结构与原理

- 结构：扁平容器，含尘气体从进气口进入，流道变宽，气体速度变慢，延长停留时间；底部有集料斗收集颗粒
- 颗粒随气体水平运动，同时受重力垂直沉降，合运动轨迹为抛物线
- 分离条件：颗粒沉降所需时间 ⩽ 气体在降尘室内的停留时间

定义

分离条件：$\frac{H}{U_t} \leq \frac{L}{u}$，其中 H 为降尘室高度，L 为降尘室长度，u 为气体水平流速，U_t 为颗粒沉降速度。即颗粒从最高处沉降到底部所需时间，不超过气体通过降尘室的时间。

- 沉降速度越大，沉降时间越短，越易分离；颗粒越小，沉降速度越小，越难分离

注意

不满足分离条件时，颗粒并非完全不能分离，而是**不能被完全分离**。因为进入降尘室的气体默认均匀分布，部分颗粒进入时位置较低，不需要走完整个高度 H 就能沉降到底部。

能被百分之百分离的最小颗粒直径（临界直径）

- 由分离条件 $U_t \geq \frac{V_s}{A_0}$ 推导（分子分母同乘宽度 B，$H \cdot B$ 为入口截面积，$L \cdot B$ 为底面积 A_0）
- 当沉降在层流区时，代入层流区公式可解出对应的最小颗粒直径
- 临界直径与气体流量有关：流量越大，临界直径越大，越难分离

注意

临界直径与气体流量成正比关系：V_s 越大，临界直径越大，即流量越大越难分离（颗粒来不及沉降）。

降尘室的最大处理量

- 由分离条件变形得：$V_s \leq U_t \cdot A_0$
- 最大处理量 = 沉降速度 × 底面积
- 与底面积和沉降速度有关，**与高度无关**
- 因此降尘室做成扁平形：底面积大、高度低
- 处理量按能够被完全分离的最小颗粒直径对应的沉降速度计算

多层降尘室

- 目的：增大底面积以提高处理量，同时避免占地面积过大
- n 块隔板对应 n+1 个底面积，处理量 $V_s = (n+1)A_0U_t$
- 所需隔板数：$n = \frac{V_s}{A_0U_t} - 1$
- 板间距：总高度 H 除以 (n+1) 个间距

注意

多层降尘室出灰麻烦：需逐层取出隔板清理，操作不便。

降尘室设计要点

- 气体流速不能超过 1.5 m/s，否则气速过大会干扰颗粒沉降（风太大颗粒难以下降）
- 一般使颗粒沉降和气体流动都处于层流区

- 结构简单、流动阻力小，但体积庞大、分离效率不高
- 适用于预除尘（初步分离），颗粒直径大于 75 μm 的颗粒先用降尘室处理

温度对气体中沉降速度的影响

- 气体粘度随温度升高而增大
- 沉降速度与粘度成反比，故温度升高时气体中颗粒沉降速度降低

> **注意**
>
> 气体粘度随温度升高而增大（与液体相反），因此温度升高时气体中颗粒沉降速度降低，而非增大。

降尘室高度变化的影响

- 高度增加一倍：沉降时间增大（$t = H/U_t$，U_t 不变）
- 生产能力不变（$V_s = U_t \cdot A_0$，底面积和沉降速度均不变）
- 气流速度减小（$u = V_s/(B \cdot H)$，截面积随高度增大）

> **注意**
>
> 高度增加时，生产能力不变，但截面积增大，因此气流速度减小（而非不变）。

沉降速度与颗粒直径的关系（分区）

- 层流区：$U_t \propto D_p^2$（与颗粒直径的二次方成正比）
- 湍流区：$U_t \propto D_p^{1/2}$（与颗粒直径的 1/2 次方成正比）

降尘室计算题（完全回收最小颗粒直径）

- 方法：用 $U_t = V_s/A_0$ 求出最小沉降速度，代入层流区公式求最小颗粒直径
- 需先假设在层流区，算出直径后核算雷诺数（$Re < 2$ 才有效）

> **例**
>
> 降尘室底面积 10 m²，宽、高已知，气体密度 0.75 kg/m³、粘度已知，颗粒密度 3000 kg/m³，生产能力已知。由 $U_t = V_s/A_0$ 代入层流区公式，算得最小颗粒直径 69.1 μm，核算 $Re < 2$，结果有效。

降尘室计算题（部分回收率）

- 颗粒在降尘室内均匀分布，回收率 = 颗粒沉降高度 / 降尘室总高度
- 停留时间相同，高度之比 = 沉降速度之比
- 同处层流区时，沉降速度与粒径平方成正比，故回收率 = $(d/d_{\text{临界}})^2$

> **例**
>
> 40 μm 颗粒（临界直径 69.1 μm）的回收率 = $(40/69.1)^2 = 33.5\%$。粒径小于临界直径时不能被完全分离，只能部分回收。

降尘室计算题（多层设计）

- 要完全回收更小颗粒（如 10 μm），需改为多层降尘室
- 用 10 μm 计算沉降速度（仍在层流区），代入 $V_s = (n+1)A_0U_t$ 求隔板数 n
- 板间距 = 总高度 / (n+1)
- 隔板数向上取整

例

完全回收 10 μm 颗粒，算得约需 47 块隔板（向上取整），48 个间距，板间距约 0.042 m。设计后核算气体雷诺数（用当量直径 $d_e = 4\times$ 流通截面积 / 周边长），$Re = 1774$，气体在层流区流动，不会扬起颗粒。

悬浮液的重力沉降设备

- 连续相为液体时，用**沉降槽**（原理与降尘室相同）
- 间歇式：静置一定时间，颗粒沉到底部排出，上清液分离
- 连续式：旋转连杆（转速极慢，零点几转/分钟），颗粒从收集口排出，上清液取出

11 月 07 日

离心沉降的基本原理

- 作用力场为**离心力场**，与重力沉降的重力场不同
- 适用粒径：颗粒直径小于 75 μm 时用离心沉降；大于 75 μm 时用重力沉降预除尘
- 离心力场加速度：$a = \frac{u_t^2}{r}$（线速度平方除以半径）
- 运动轨迹：切向速度 + 径向速度的合速度，形成**逐渐扩大的螺旋线**

定义

离心沉降：利用离心力场使分散相与连续相因密度差而分离的过程。

离心沉降的受力分析与速度公式

- 受力分析思路与重力沉降一致，包含三个力：
  - **离心力**：$F_c = \rho_s V \frac{u_t^2}{r}$（用颗粒密度）
  - **向心力**：$F = \rho_g V \frac{u_t^2}{r}$（用气体密度）
  - **阻力**：$F_d = \zeta \cdot \frac{1}{2} u^2 \cdot \frac{\pi}{4} d^2$，速度用**径向速度** u_r
- 三力平衡时合力为 0，可推出径向沉降速度 u_r 的表达式

注意

阻力公式中的速度用的是**径向（运动方向）速度** u_r，不是切向速度 u_t，两者不要搞混。

例

离心沉降速度公式与重力沉降公式的差别，仅在于把**重力加速度 g 换成了离心加速度** $\frac{u_t^2}{r}$。记住重力沉降公式即可推出离心沉降公式。

- 重力沉降中 g 为定值，沉降速度为定值；离心沉降中 r 随螺旋线位置变化，沉降速度随位置变化

离心分离因素

定义

离心分离因素：同一颗粒在同种介质中的离心沉降速度与重力沉降速度的比值。

- 层流区中，该比值 = 离心加速度 / 重力加速度 = $\frac{u_t^2}{rg}$

- g 约为 9.81 或 10，当 r 很小、切向速度很快时，该值可以很大
- 离心沉降速度一般比重力沉降快 5 ~ 2500 倍

离心沉降设备分类

- **旋风分离器**：分离固-气混合物
- **旋液分离器**：分离固-液混合物
- **离心沉降机**：高速旋转的离心管中分离，有管式、叠片式、螺旋式、转鼓式等

旋风分离器的结构与工作原理

- 外观：上部圆筒 + 下部圆锥，顶部有出气口，底部有集料口
- 进料口必须为**切向进料**，才能沿筒壁形成旋转螺旋线

注意

进料必须是切向进料。若从中心（径向）进料，无法形成良好的螺旋线，分离效果差。

- 工作原理：
  - 含尘气体切向进入，沿筒壁旋转
  - 颗粒在离心力作用下甩向外壁，沿内壁下滑，由集料口收集
  - 气体旋转至中心，因中心气压低而向上形成**气芯**，从顶部排出
- 筒内压强分布：外围压强大，中心压强小（蓝色最小、红色最大）

旋风分离器的适用范围

- 一般用于除去 5 μm 以上、几十微米以下的颗粒
- 太大颗粒会磨损壁面，应先重力沉降预除尘，再用离心沉降进一步除尘
- 出气口常设过滤装置（如布袋）拦截被气体带出的更小颗粒

注意

旋风分离器不适合处理粘性、含湿量高或腐蚀性的物料，这类物料易结块，不利于分散分离。

旋风分离器的性能评价指标

- 分离效果：**临界直径**、**分离效率**（总效率、粒级效率）
- 压降

定义

临界直径：能够被百分之百分离的最小颗粒直径。

定义

总效率：全部进气的颗粒中被分离下来的百分率，$\eta = \frac{C_{进} - C_{出}}{C_{进}}$。

定义

粒级效率：某一粒径范围内颗粒被分离的百分率，$\eta_i = \frac{C_{i,进} - C_{i,出}}{C_{i,进}}$。

- 总效率不区分颗粒大小；粒级效率按粒径分别计算
- 粒级效率可通过筛分或光学/显微镜方法测定各粒径占比后求得

临界粒径的推导与假设

- 分离条件：颗粒沉降时间 ⩽ 气体停留时间
- 推导假设：
  1. 颗粒与气体的切向运动速度恒定，且等于进口速度 u_i
  2. 颗粒沉降穿过的最大距离为入口宽度 b
  3. 沉降在层流区进行，用层流区沉降速度公式
- 推导过程：
  - 因气体密度远小于固体密度，沉降速度公式中气体密度项可忽略
  - 沉降时间 = 距离 / 速度 = b/u_r
  - 气体停留时间 = 路径长度 / 速度 = $\frac{2\pi rN}{u_i}$（N 为旋转圈数，r 为平均半径）
  - 令沉降时间 ⩽ 停留时间，移项得临界直径公式

临界粒径的影响因素

- **入口宽度 b**：b 越大，临界粒径越大，分离效果越差
- **切向（进气）速度 u_i**：速度越大，临界粒径越小，分离效果越好
- **固体颗粒密度**：密度越大越易分离
- **气体粘度**：与温度有关，温度影响分离效果
- **旋转圈数 N**：圈数越多，分离效果越好

> **注意**
>
> 理论上 d > 临界粒径的颗粒可被百分之百分离，但实际不一定。若气体流速控制不当，颗粒可能被卷起，直接从出口带出。

旋风分离器的设计要点

- 入口宽度 b 一般取圆筒直径 D 的 $\frac{1}{4}$（$b = \frac{D}{4}$）
- 设备尺寸不能过大，否则临界粒径增大、分离效率降低
- 旋转气速适当增大可降低临界粒径，但**不能太大**：
  - 速度越大，流动阻力越大
  - 湍动剧烈会卷起已沉降的灰

> **例**
>
> 处理量较大时，采用**若干个小的旋风分离器并联**使用，既保证设备尺寸不大，又避免气速过大。

- 标准旋风分离器的旋转圈数 N 取 5

> **例**
>
> 吸尘器即应用旋风分离原理：气体进入后颗粒甩入集料袋，干净气体排出。

粒级效率曲线与分割粒径

> **定义**
>
> 分割粒径（d_{50}）：粒级效率达到 50% 时的颗粒直径。

- 粒级效率曲线横坐标为颗粒粒径 / d_{50}
- 粒径大于 d_{50} 的颗粒，粒级效率高于 50%；小于 d_{50} 的低于 50%
- 总效率与粒级效率关系：$\eta = \sum \eta_i \cdot x_i$（粒级效率 × 该粒径颗粒所占百分数，求和）

旋风分离器的压降

- 计算公式沿用第一章流体流动阻力公式：$\Delta p = \zeta \cdot \frac{1}{2}\rho u_i^2$
- 动能项用**进气速度** u_i
- 标准旋风分离器阻力系数 $\zeta = 8$
- 压降可达几百帕至上千帕，流动阻力较大
- 影响因素：物性、颗粒密度、粒径、进气口速度、浓度等

旋风分离器的改进类型

- **倾斜式螺旋孔**：切向进料，减少进口涡流
- **旁路分离式**：改善涡流影响
- **挡灰盘**：防止颗粒重新被卷起

旋液分离器

- 结构与旋风分离器类似，用于固-液分离
- 主要部件：入口（切线）、圆孔、锥形孔、引流出口、中心溢流管、溢流出口管
- 分离原理相同：离心力使颗粒甩向外壁，液体从中心溢流排出

离心沉降机

- 在离心力作用下分离，颗粒收集于外围，液体从上部排出
- 类型：管式、叠片式、螺旋式、转鼓式
- 核心：旋转产生离心力，颗粒甩向外围实现分离

超速离心机

- 转速极快，可达 **15 万转/分钟**
- 转速越快，离心力越大
- 应用：新冠病毒分离（从鼻咽拭子/喉拭子采集的病毒出体液）

> **例**
>
> 超速离心机分离病毒时，离心管底部设**垫液**，用于缓冲，防止病毒在高速旋转下撞死。分离后去掉上清液，保留底部病毒沉淀，进行下一步分析。

课堂练习

练习 1：颗粒在流体中做离心沉降运动时，沉降速度指的是什么?

- 答案：**径向运动速度**
- 解析：离心力、向心力均在径向；切向速度是旋转速度，不是沉降速度

练习 2：颗粒在流体中做离心沉降运动时，运动轨迹是什么?

- 答案：**螺旋线**

练习 3：某颗粒在直径 0.8 m 的圆周上以 18 m/s 的圆周速度运动，求分离因数。

- 分离因数 = 离心加速度 / 重力加速度 = $\frac{u_t^2}{rg}$
- 半径 $r = 0.8/2 = 0.4$ m
- 离心加速度 = $\frac{18^2}{0.4} = 810$ m/s²
- 分离因数 = $\frac{810}{9.81} \approx 82.6$

旋风分离器性能与压降

- 旋风分离器性能评价指标：分离效果（分离效率）和压降
- 分离因素表示与重力沉降的对比，不属于性能评价指标
- 压降计算：压降系数 × 动能，动能按**入口速度**计算，即入口动能的某一倍数

旋风分离器总效率

- 总效率定义：全部颗粒中被分离下来的部分所占的质量分率
- 粒级效率需乘以该粒径范围所占的质量分率再求和，不能简单将各粒级效率直接相加

注意

总效率 ≠ 各粒径范围粒级效率之和。C 选项错误在于忽略了各粒径颗粒的质量分率权重。

过滤与沉降的区别

- 沉降：只有分散相和连续相，无需介质
- 过滤：除分散相和连续相外，还需**过滤介质**（如滤纸）
- 沉降是固体颗粒相对于流体的运动；过滤是流体经过颗粒床层的流动

过滤的推动力

- 重力：分散相与连续相有密度差，可自然分离
- 压力差：在过滤介质两侧形成压差（抽滤使下方减压，或上方加压）
- 离心力：离心过滤与离心沉降的区别在于**有无介质**

例

离心过滤：有介质，拦截下来的是颗粒，下去的是液体。离心沉降：无介质，下去的是颗粒，上清液是液体。

过滤的操作目的

- 获得分散相（固体）或连续相（液体）
- 洗涤过程：用水冲洗滤饼，使滤饼更干净，去除内部残留溶液，目的是获得更纯净的滤饼

滤饼过滤

- 有介质，颗粒被拦截在介质上方形成滤饼
- 随过滤进行，滤饼越来越厚，滤液需先穿过滤饼层再到介质层
- 可能形成**架桥现象**：颗粒在介质孔处堆积，孔道变小，滤液流动受阻

深层过滤（深床过滤）

- 过滤介质很厚（如沙床），颗粒沉积在床层**内部**而非上方
- 应用：自来水最初分离步骤，先经沙床使颗粒沉积，上清液较清澈

膜过滤

- 本质上是滤饼过滤，但分得更精细
- 膜孔径越大，能通过的物质越多；孔径越小，拦截越多，液体越清澈
- 分类：微滤（微米级）、纳滤（纳米级）、反渗透膜（只过水，拦截离子）

例

液相色谱进样：注射器头加 0.45 μm 微滤膜，拦截微小颗粒，防止柱内节流导致柱效下降。超滤离心管：超滤膜将颗粒截留在上方，下方液体干净。

过滤介质的要求

- 多孔：作为流体流动的通道

- 孔道合适：根据要拦截的颗粒大小设计孔径
- 机械强度：承受滤饼堆积及加压/抽压的压力
- 化学稳定性好：耐腐蚀、耐热、抗老化
- 便宜：易耗品，工业中纱布可清洗重复使用

过滤介质的种类

- 织物：纱布、帆布，截留粒径约 5 μm（较大），如旋风分离器出口加布袋拦截颗粒
- 多孔固体介质：陶粒、陶瓷等
- 堆积介质：用于深层过滤/深床过滤，如沙
- 微孔膜：高分子材料制成，可按需定制孔径

滤饼的分类

- 滤饼具有一定压缩性
- 不可压缩滤饼：颗粒刚性，堆积后空隙率基本恒定，流体流动阻力基本恒定
- 可压缩滤饼：颗粒变形，越压越实，空隙率减小，流体流动阻力增大

注意

过滤希望滤饼为不可压缩的，这样过滤速度更快。若颗粒可压缩，需加助滤剂。

助滤剂

- 目的：使滤饼更有刚性，保持通道通畅
- 产品目标是**滤液**而非滤饼（否则还需分离）
- 预混：将刚性助滤剂与待分离物混合后一起过滤
- 预涂：先在过滤介质上涂一层刚性颗粒

过滤速度与滤液速度

定义

过滤速度：单位床层截面积、单位时间流过的滤液量。**滤液速度（滤液流速）**：单位流体流动通道面积、单位时间流过的滤液量。

- 滤液速度 > 过滤速度（因流动通道面积更小）
- 关系：过滤速度 = 滤液速度 × 空隙率

过滤基本方程式的物理模型简化

- 将颗粒床层简化为一组平行细管（固定管径直管），流体在管内流动
- 管内表面积 = 床层所有颗粒的表面积
- 管内流动空间体积 = 床层空隙的体积

当量直径的计算

- 当量直径定义：4 × 流通截面积 / 润湿周边长
- 分子分母同乘长度后：当量直径 = 4 × 空隙体积 / 颗粒表面积
- 推导：空隙体积 = 床层体积 × ε；颗粒表面积 = 颗粒体积 × 比表面积 = 床层体积 × (1-ε) × a
- 最终：当量直径 $d_1 = 4\varepsilon / [a(1-\varepsilon)]$

过滤速度公式推导

- 假设流体在颗粒空隙中为层流流动，用哈根-泊肃叶方程：$\Delta p = 32\mu lu/d_1^{\ 2}$

- 将滤液速度用过滤速度表示（u = 过滤速度/ε），管径用当量直径
- 过滤速度 $\propto \Delta p \cdot d_1{}^2 \cdot \varepsilon / (\mu L)$
- 代入当量直径并引入系数，得过滤速度公式：

定义

过滤速度 $u = (1/5) \cdot [\varepsilon^3 / (\alpha^2(1-\varepsilon)^2)] \cdot (\Delta p / \mu L)$ 其中 Δp 为滤饼两侧压差，L 为滤饼厚度，ε 为空隙率，α 为颗粒比表面积。

恒压与恒速过滤

- 恒压操作：Δp 恒定，随过滤进行 L 增大，过滤速度越来越小 → **恒压降速过程**
- 恒速操作：过滤速度恒定，随 L 增大，Δp 需等倍数增大 → **恒速升压过程**

注意

恒速升压需考虑过滤介质的机械强度（承压能力）。

例

工业操作：先恒速操作一段时间（压强逐渐升高），升到介质承压上限后，再转为恒压操作，兼顾效率与设备安全。

过滤速率基本方程

- 过滤速率 = 推动力 / 阻力
- 推动力为压差 Δp，阻力由滤液和滤饼两部分贡献
- 基本形式：$\Delta p = \mu \cdot r \cdot L$（r 为滤饼比阻，L 为滤饼厚度）

定义

比阻 r：与滤饼的空隙率和比表面积有关，反映颗粒性质对阻力的影响。

过滤介质阻力与当量滤饼厚度

- 滤液流过滤饼后还需经过过滤介质，总推动力为入口到出口的总压差
- 过滤介质同样有阻力，用”当量滤饼厚度”L_1 表示其阻力大小

定义

当量滤饼厚度 L_1 ：将过滤介质产生的阻力折算成相当于多厚的滤饼所产生的阻力。类比第一章中非直管用”当量长度”计算阻力的方法。

恒压过滤微分方程

- 过滤速率 $u = dV/(A \cdot dt)$
- 恒压操作下，Δp、μ、r 均为常数，可移出积分号
- 滤饼厚度 L 随滤液量变化，需用滤液量表示

定义

小 v（滤饼体积比）：每获得 1 m^3 滤液所形成的滤饼体积，数值小于 1。滤饼体积 = 小 v × 大 V，即 L · A = 小 v × 大 V，故 L = 小 v × 大 V / A。

可压缩与不可压缩滤饼

- 不可压缩滤饼：比阻 r 为常数，s = 0
- 可压缩滤饼：比阻随压差变化，$r = r' \cdot \Delta p^s$，s 在 0~1 之间
- 本课程全部按不可压缩滤饼处理，只需记住 s = 0 的公式

注意

可压缩滤饼的公式（含 s 的变形）不需要记忆，考试均按不可压缩滤饼处理。

恒压过滤方程式（常用形式）

- 引入常数：小 $k = 1/(\mu \cdot r \cdot 小\ v)$，大 $K = 2 \cdot 小\ k = 2 \cdot \Delta p/(\mu \cdot r \cdot 小\ v)$
- 积分后得到滤液量 V 与时间 t 的直接关系

定义

恒压过滤方程式（最常用）：$V^2 + 2 \cdot V \cdot V_1 = K \cdot A^2 \cdot t$ 其中 V_1 为当量滤液体积（对应过滤介质阻力），K 为过滤常数。

- 另一形式（含 t_1）：由两段积分相加得到，也需记忆
- K 受 Δp、粘度 μ、比阻 r、滤饼体积比小 v 影响

注意

最常用公式为 $V^2 + 2 \cdot V \cdot V_1 = K \cdot A^2 \cdot t$，它比含 t_1 的公式少一个量，计算更简便。两个公式都要记，但以这个为主。

介质阻力忽略时的简化公式

- 当 $V_1 = 0$、$t_1 = 0$ 时，公式简化为：$V^2 = K \cdot A^2 \cdot t$

例

恒压过滤、忽略介质阻力时：

- 时间增加一倍 → 滤液量变为原来的 $\sqrt{2}$ 倍
- 滤液量增加为两倍 → 过滤面积需增加为原来的 2 倍
- 压差增加一倍 → 滤液量变为原来的 $\sqrt{2}$ 倍（压差在 K 中）
- 温度升高 → 粘度减小 → K 增大 → 滤液量增加

注意

该公式考试常考，一个公式可衍生多种题型（时间、面积、压差、温度变化对滤液量的影响），务必熟练掌握。

恒压过滤的特点

- V 与 t 呈抛物线关系（非线性）
- 过滤初期滤液量增长快，随时间延长增长越来越慢

恒速过滤

- 过滤速率为常数，$V = 速率 \times A \times t$
- V 与 t 呈线性关系，为过原点的一条直线
- 恒速过程中压差随时间增大，Δp 与 t 也呈线性关系

例

工业上”先恒速后恒压”的操作：泵以恒定速度输送悬浮液进入过滤装置，初期为恒速过滤；当压差增大到一定程度时，打开回流阀门，转为恒压操作，过滤速度逐渐减慢。

过滤常数 K 的测定方法一（作图法）

- 由 $V^2 + 2 \cdot V \cdot V_1 = K \cdot A^2 \cdot t$ 两边同除以 A^2，得 $q^2 + 2 \cdot q \cdot q_1 = K \cdot t$

- 变形为 $t/q = (1/K) \cdot q + (2 \cdot q_1)/K$
- 以 t/q 为纵坐标、q 为横坐标作图，得直线

定义

相对滤液量 $q = V/A$，当量相对滤液量 $q_1 = V_1/A$。

- 直线斜率 $= 1/K$，截距 $= 2 \cdot q_1/K$
- 由斜率得 K，由截距得 q_1，进而得 $V_1 = q_1 \cdot A$

过滤常数 K 的测定方法二（微分法）

- 由含 t_1 的公式微分，用增量代替微分，得 $\Delta t/\Delta q = (2/K) \cdot q + (2 \cdot q_1)/K$
- 以 $\Delta t/\Delta q$ 为纵坐标、q 为横坐标作图
- 直线斜率 $= 2/K$，截距 $= 2 \cdot q_1/K$

注意

两种方法的斜率不同：方法一斜率为 $1/K$，方法二斜率为 $2/K$，注意区分。

例

工业上先做小型过滤设备实验，测不同时间的滤液量得到 t 和 q，再按上述方法作图求 K 和 q_1，可节省实验时间。

压缩性指数 s 的测定

- 对 K 与 Δp 的关系两边取对数：$\log K$ 与 $\log \Delta p$ 呈线性关系，斜率 $= 1 - s$
- 实验方法：在不同压差下分别测出 K 值，用 $\log K$ 对 $\log \Delta p$ 作图
- 由斜率得 $1 - s$，进而求出 s

注意

不可压缩滤饼 $s = 0$；可压缩滤饼 s 在 0~1 之间。

例题：温度对过滤的影响

- 恒压过滤时滤浆温度降低 → 粘度增大 → K 减小 → 过滤速率减小

例题：压差变化对过滤时间的影响

- 恒压过滤，滤饼不可压缩、介质阻力不计，压差增加一倍
- 压差在 K 中，K 增加一倍；滤液量 V 不变，由 $V^2 = K \cdot A^2 \cdot t$ 得 t 变为原来的 1/2

例题：再获得等量滤液所需时间

- 恒压过滤、介质阻力忽略，过滤时间 t 获得滤液 V
- 由 $V^2 = K \cdot A^2 \cdot t$，获得 $2V$ 需总时间 $4t$
- 再获得 V 还需时间 $= 4t - t = 3t$

注意

题目问的是”还需要”多长时间，即总时间减去已用时间，注意不要直接答 $4t$。

例题：滤饼空隙率的计算

- 已知：颗粒密度 2000 kg/m³，滤饼含水率 0.4
- 含水率指水占滤饼的质量百分率，即水 0.4、固体 0.6（以 1 kg 滤饼计）

- 空隙率 = 水的体积 / 滤饼总体积

例

空隙率 = (0.4/1000) / [(0.4/1000) + (0.6/2000)] = 0.571（约 57.1%）

注意

含水率是质量比，空隙率是体积比，二者不可混淆。计算时需用质量除以密度换算为体积。

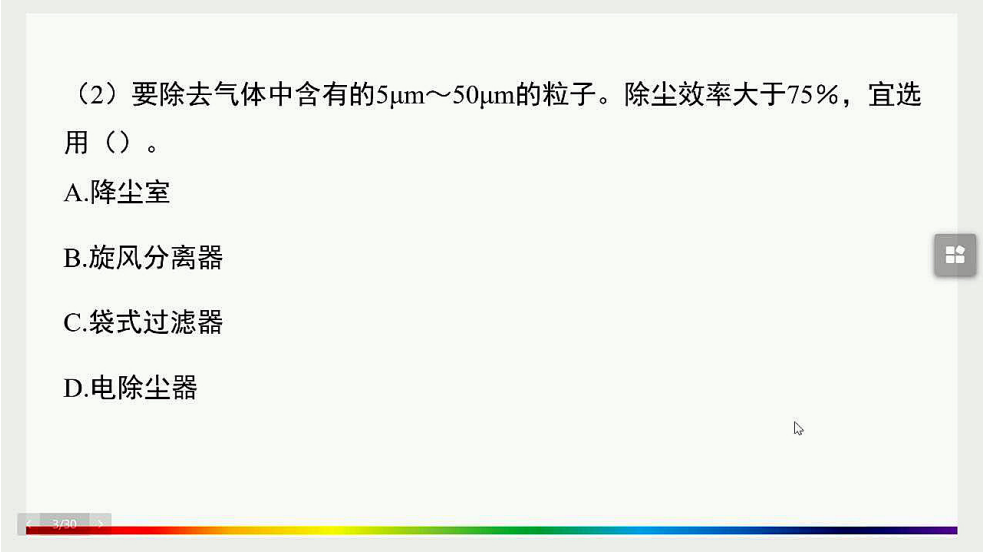
11 月 14 日

沉降操作的基本原理



- 沉降操作是在某种力场下，利用分散相与连续相之间的密度差实现分离
- 密度差是沉降分离的根本推动力

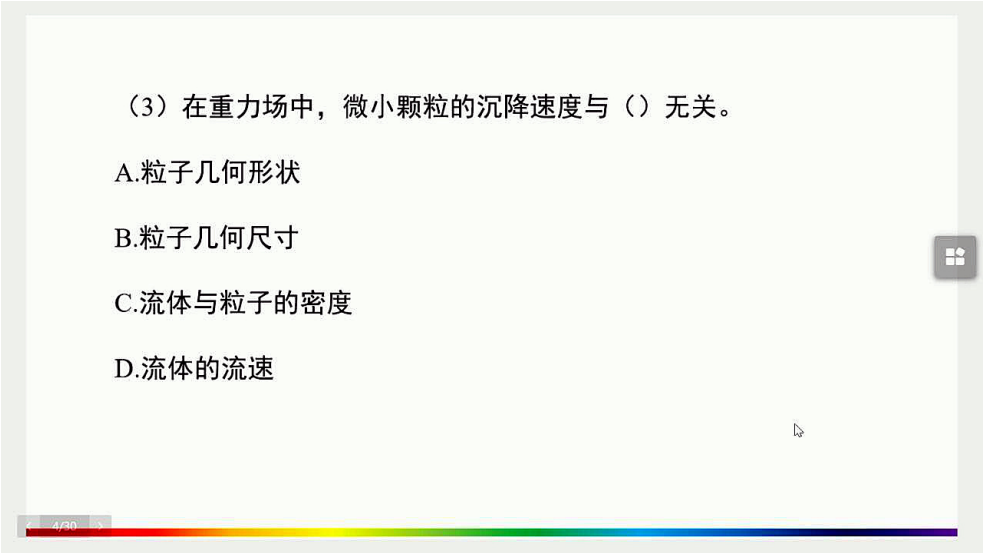
除尘设备的选择依据



- 颗粒直径较大时，选用降尘室
- 颗粒直径较小时，选用旋风分离器

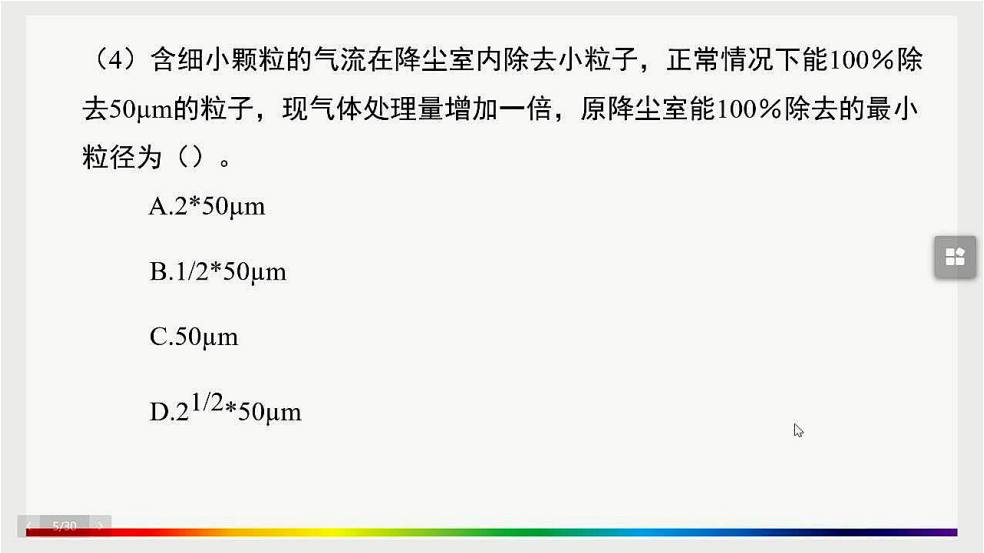
- 颗粒直径更小时，选用电除尘或袋式过滤器
- 袋式过滤器一般用于旋风分离器未分离下来、随气体逸出的细小粒子

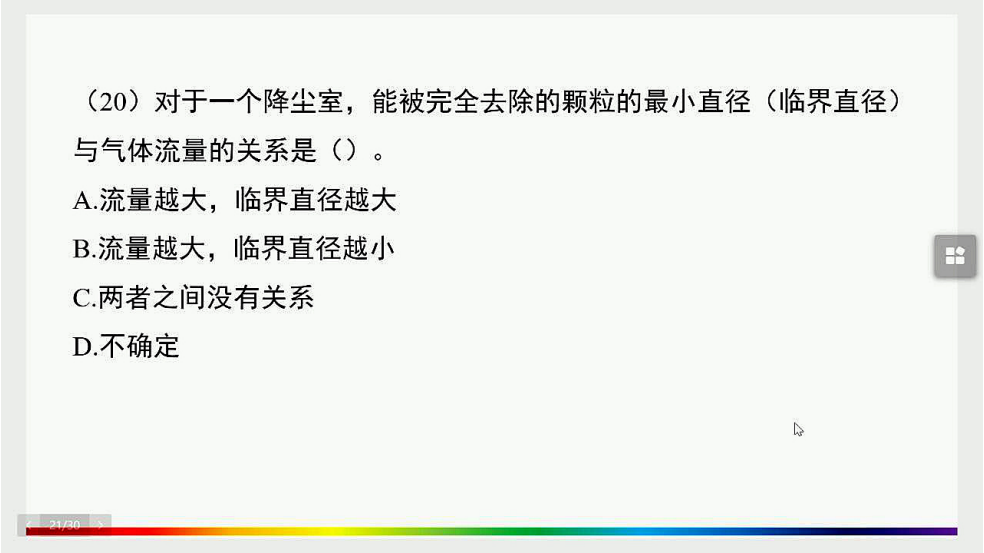
沉降速度的影响因素



- 层流条件下，沉降速度公式：$u_t = \frac{d^2(\rho_s - \rho)g}{18\mu}$
- 与流体的流速无关（公式中未出现流速项）
- 与粒子几何形状、几何尺寸（粒径 d）、流体密度、粒子密度均有关

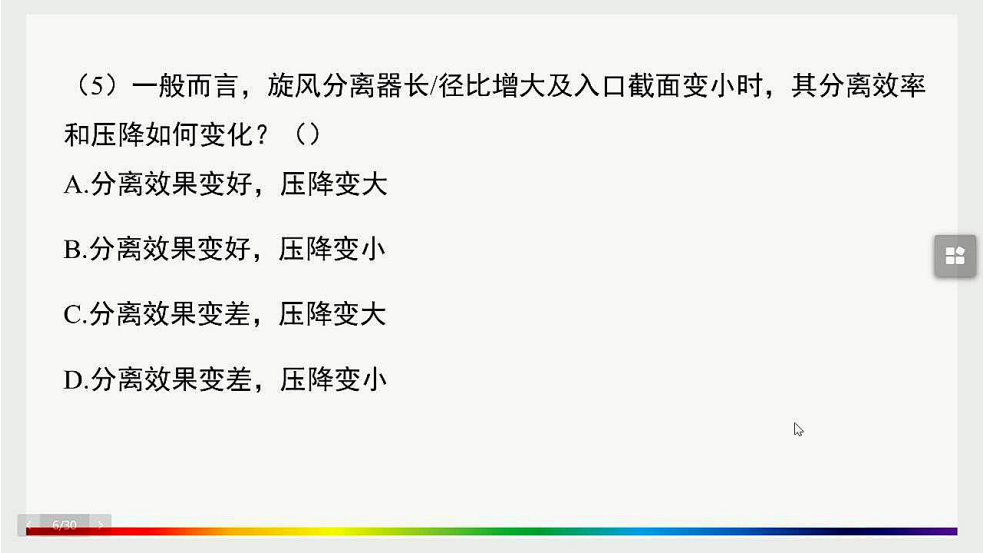
降尘室处理量对最小粒径的影响





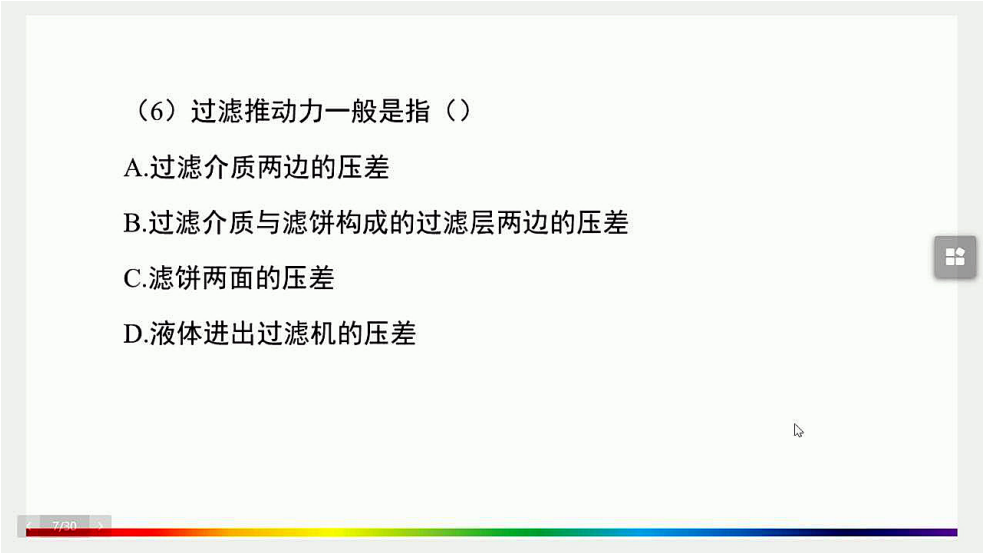
- 最小颗粒直径计算公式：$d_{min} \propto \sqrt{\frac{18\mu V}{g(\rho_s-\rho)bL}}$
- 处理量增加一倍时，能被完全分离的最小粒径变为原来的 $\sqrt{2}$ 倍
- 最小粒径与流量 V 的平方根成正比

旋风分离器长径比与入口截面积的影响



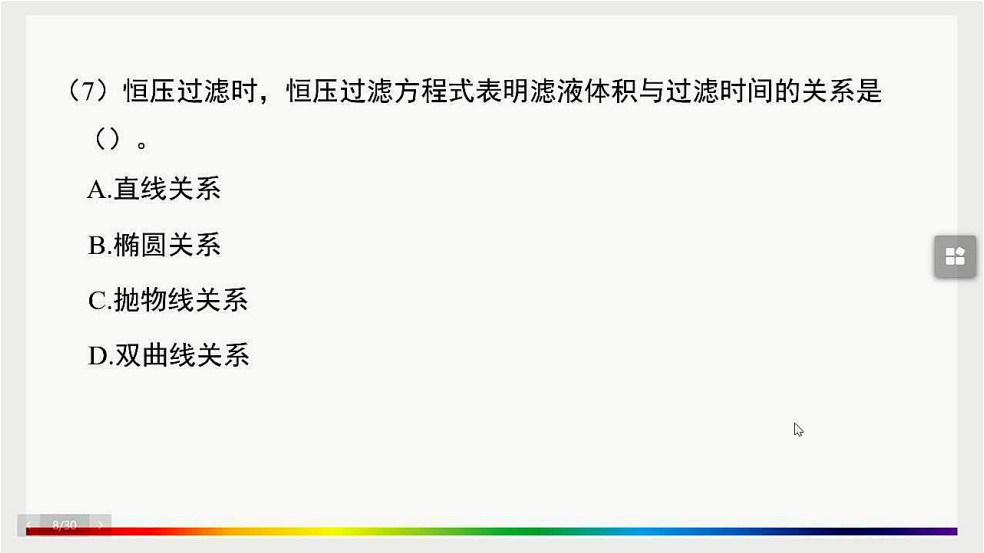
- 入口截面宽度 B 一般等于 $\frac{1}{4}D$
- 临界直径正比于 $\sqrt{B}$，因此减小 B 会使临界粒径减小
- 临界粒径减小 → 分离效果变好
- 截面积减小 → 流速增大 → 压降增大

过滤推动力



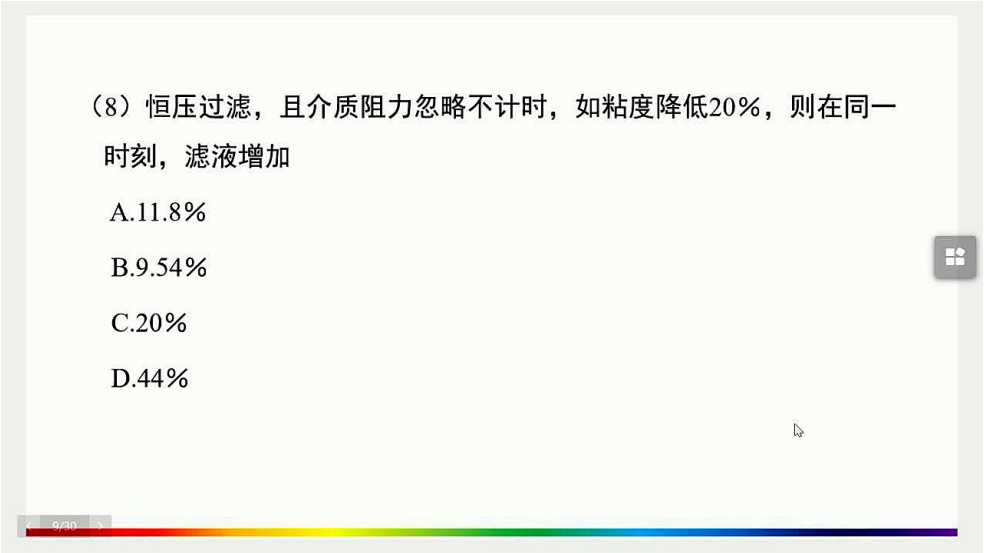
- 过滤推动力指经过滤饼层与过滤介质这两层压差之和

恒压过滤方程



- 恒压过滤时，滤液体积与过滤时间呈抛物线关系
- 介质阻力忽略不计时，$V^2 = K\tau$，其中 $K = \frac{2\Delta p}{\mu r \phi}$

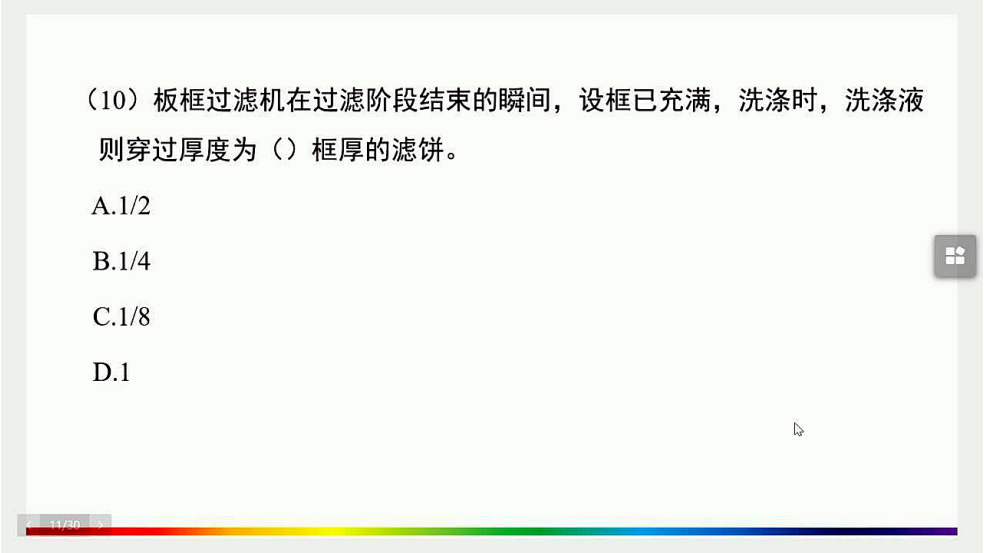
粘度变化对滤液体积的影响



- 恒压过滤、介质阻力忽略时，$V \propto \sqrt{\frac{1}{\mu}}$
- 粘度降低 20%（变为原来的 80%），滤液体积增加约 11.8%

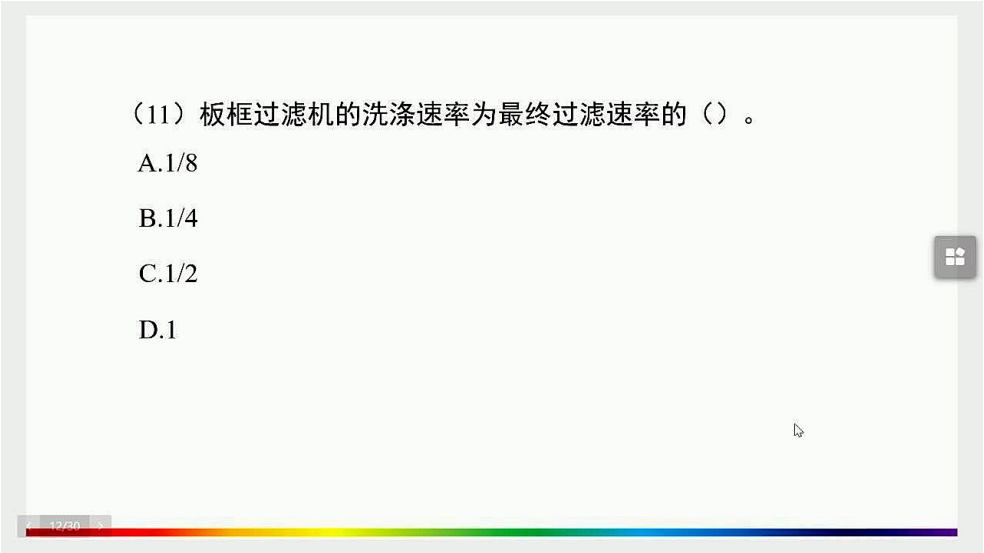
板框过滤机的过滤与洗涤路径





- 过滤阶段结束瞬间，滤液穿过的滤饼厚度为框厚度的 1/2
- 洗涤时，洗涤液穿过的路径为一个框的厚度

板框过滤机的洗涤速率

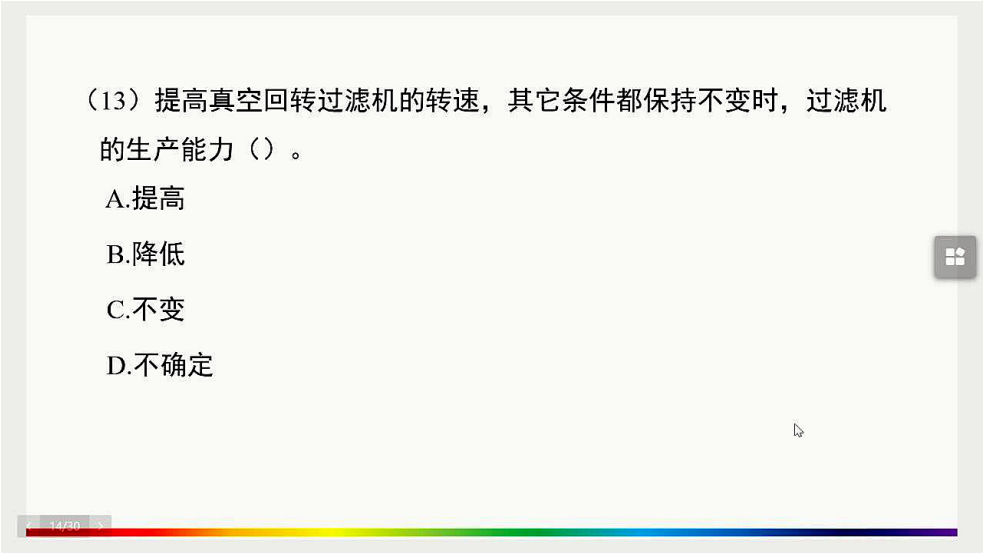


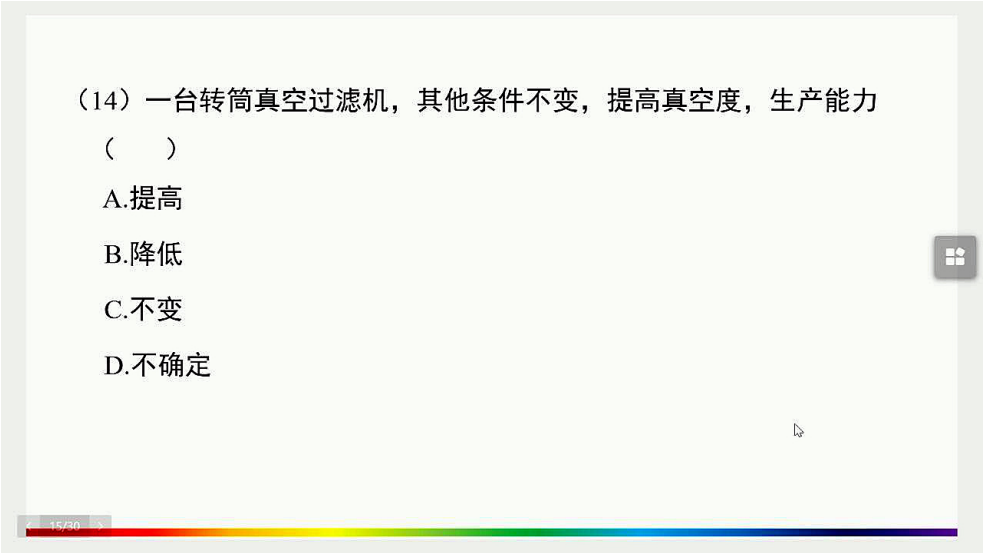
- 洗涤面积是过滤面积的 1/2
- 洗涤速率是过滤速率的 1/4（因速率与面积平方有关）

叶滤机的洗涤速率

- 叶滤机为置换洗涤，洗涤路径与过滤路径完全一样
- 洗涤速率与过滤速率之比为 1

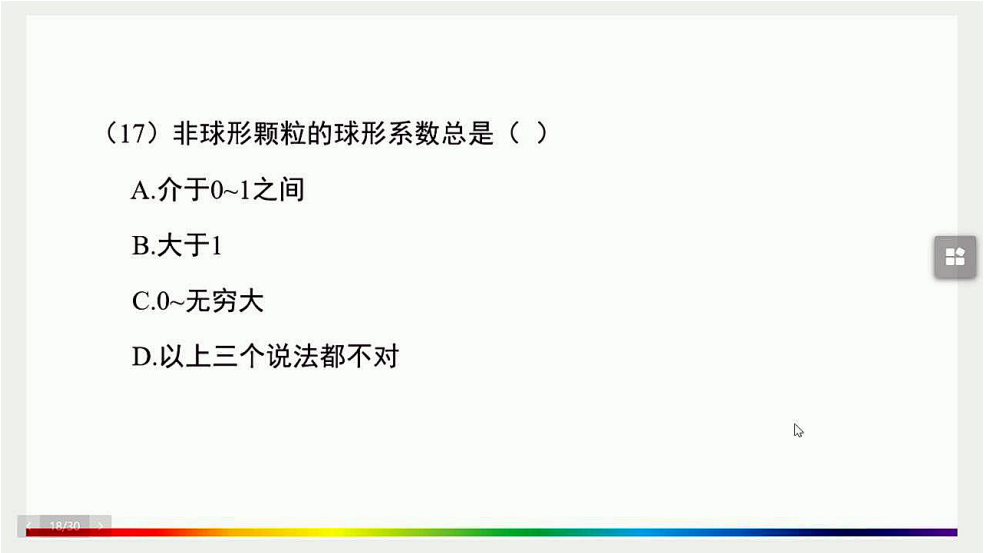
真空回转过滤机生产能力的影响因素





- 生产能力 Q_V 正比于转速 n
- 真空度提高 → K 增大 → 生产能力提高
- 悬浮液温度升高 → 粘度下降 → K 增大 → 生产能力提高
- 悬浮液静默度提高 → 生产能力提高

球形系数

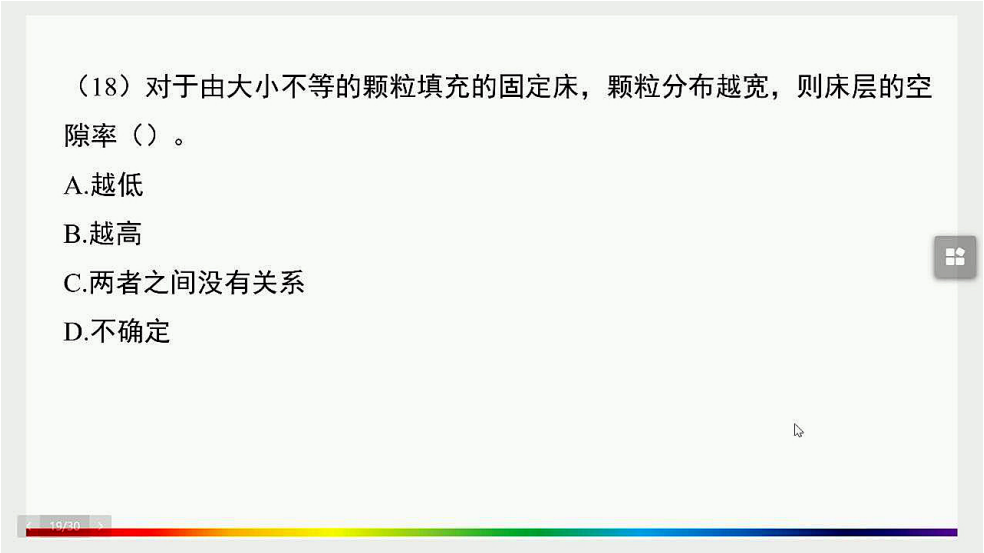


定义

球形系数 = 等体积球的表面积 / 实际颗粒的表面积

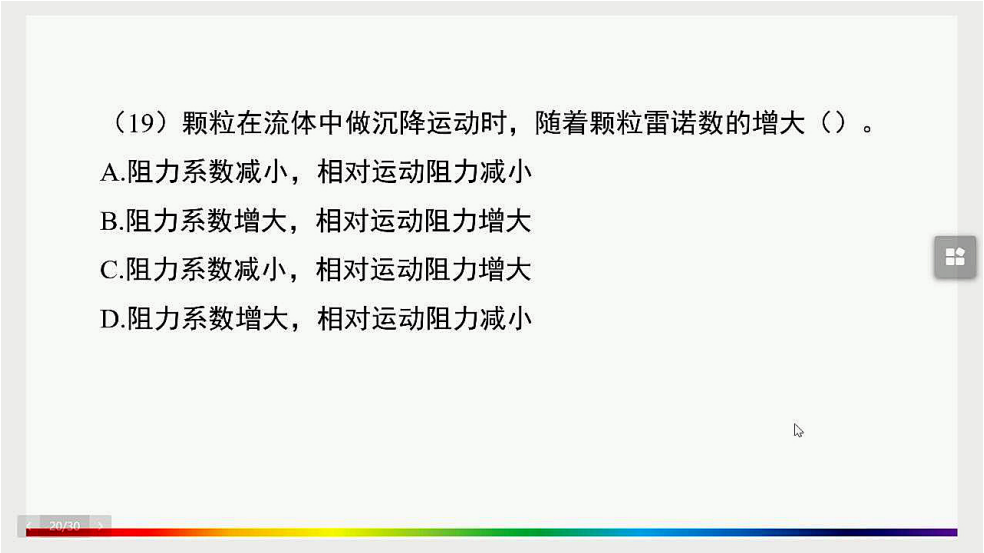
- 等体积下球的表面积最小，因此球形系数在 0~1 之间

颗粒分布对空隙率的影响



- 颗粒分布越宽，小颗粒会填充大颗粒的空隙，空隙率越小
- 类比：瓶中先放乒乓球，再放玻璃球，再放沙子，可不断填充

阻力系数与雷诺数的关系



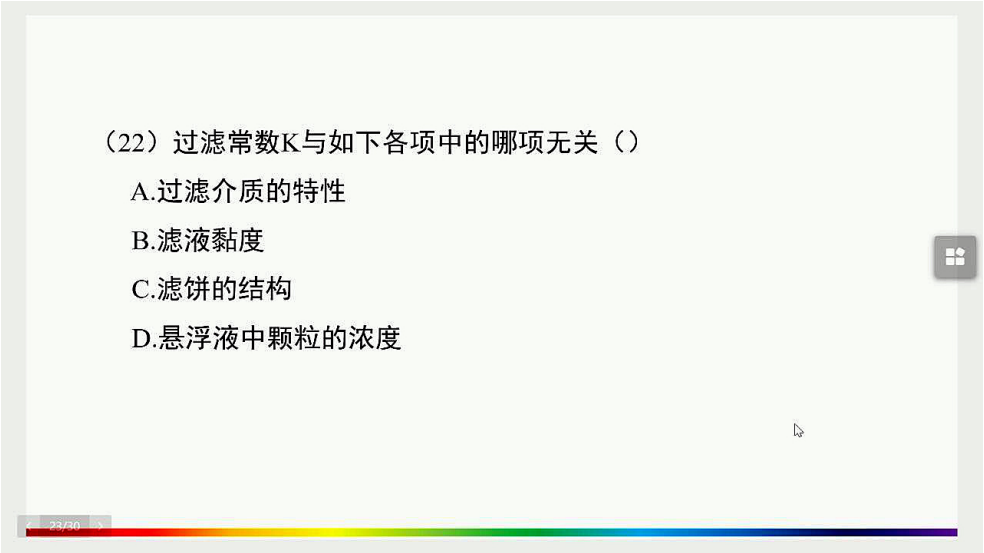
- 随雷诺数增大，阻力系数 C_D 减小
- 但雷诺数越大，湍动程度越大，实际阻力增大（与动能变化有关）

降尘室分离百分率与粒径的关系



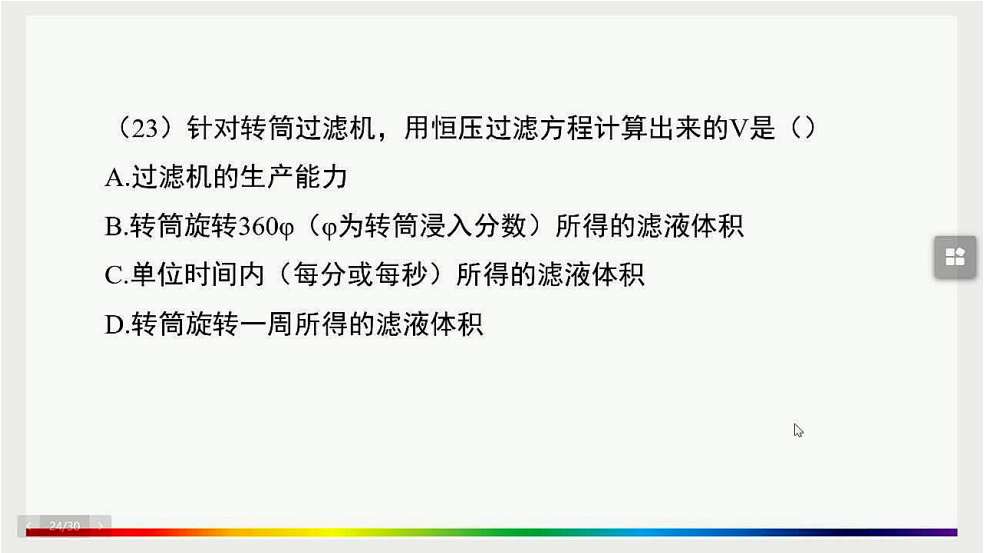
- 分离百分率 = 沉降速度之比 = 颗粒直径平方之比
- 例：粒径从 50 变为 40，分离百分率 = $(40/50)^2 = 0.64$，即 64%

过滤常数的影响因素



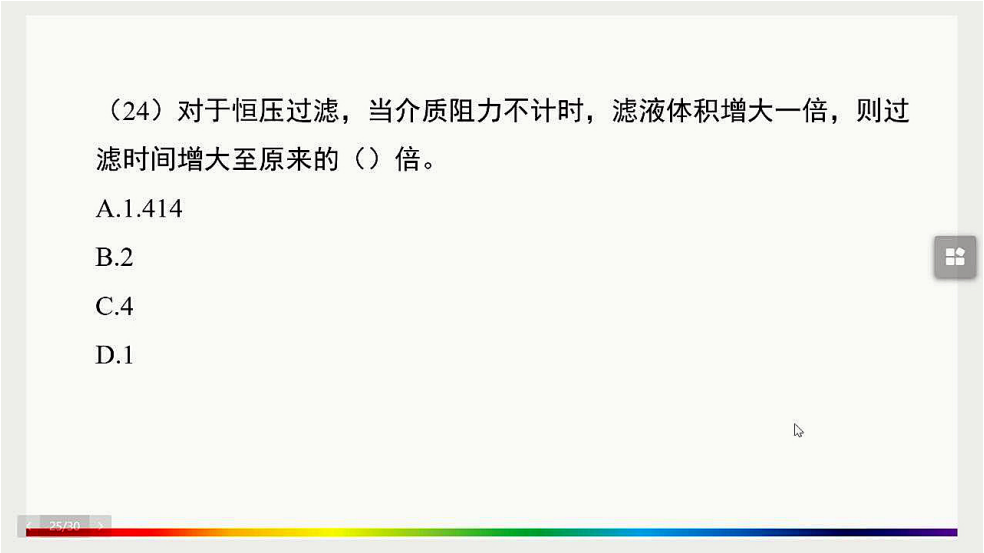
- 过滤常数与滤液粘度、滤饼结构（空隙率、比表面积）、悬浮液颗粒浓度有关
- 与过滤介质本身的特性无关

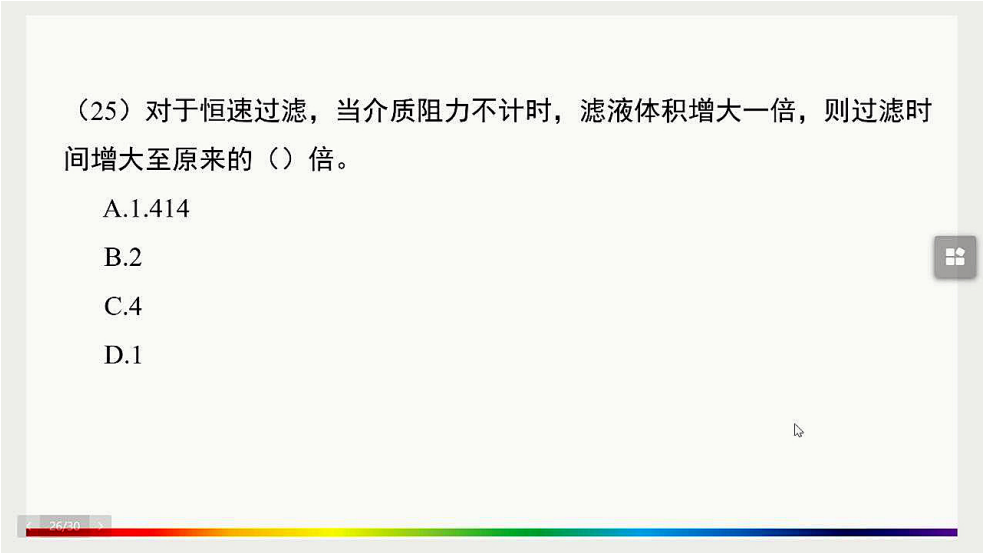
转筒真空过滤机的滤液体积



- 用恒压过滤方程计算出的 V 是转一周得到的滤液体积

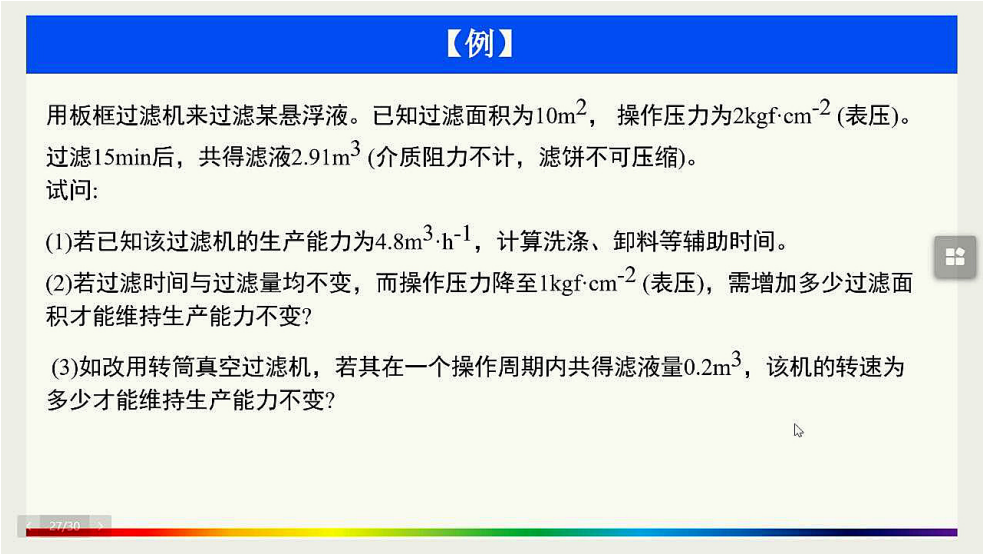
恒压过滤与恒速过滤的时间变化





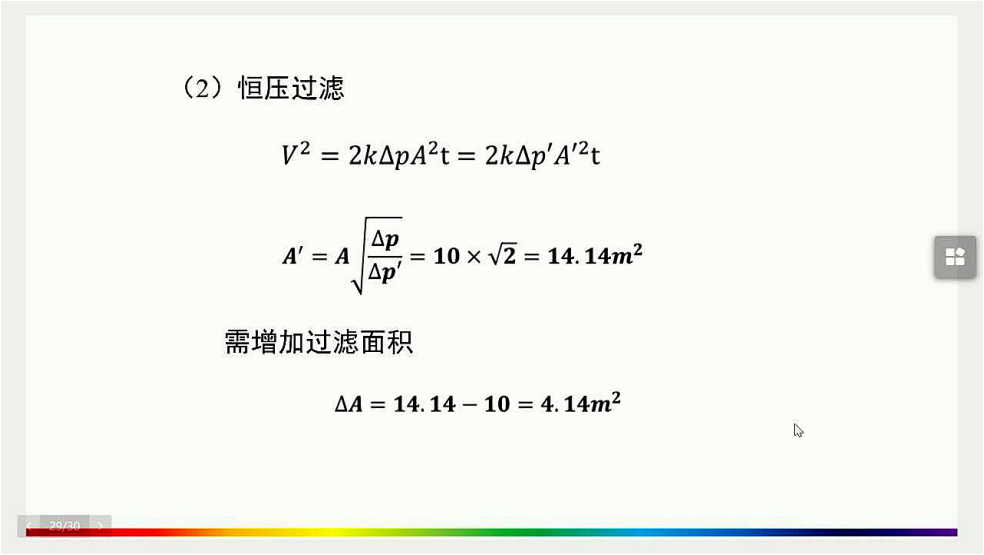
- 恒压过滤、介质阻力不计时，滤液体积增加一倍，时间变为原来的 4 倍（$V^2 \propto \tau$）
- 恒速过滤时，$V \propto t$，滤液体积增加一倍，时间变为原来的 2 倍

板框过滤机生产能力计算



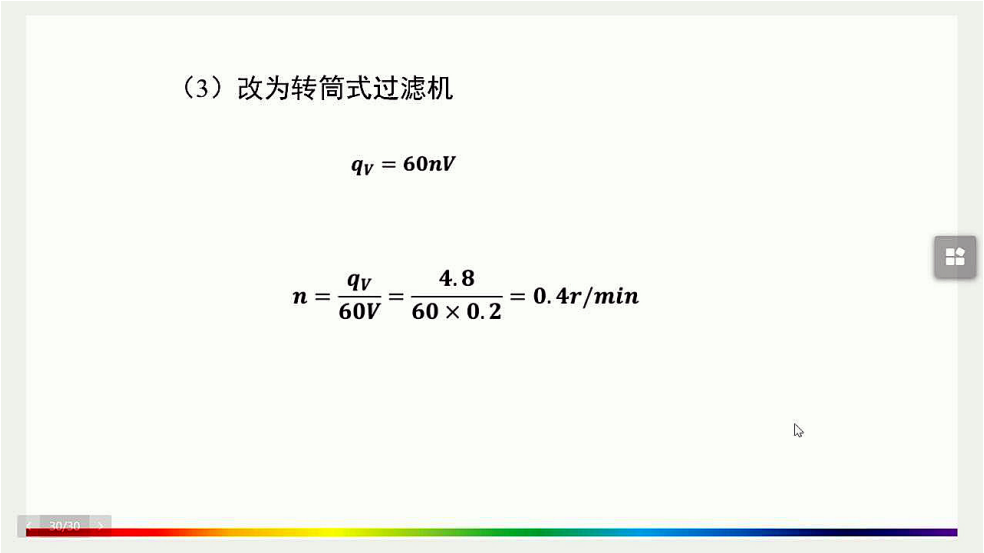
- 生产能力 = 滤液量 / (过滤时间 + 洗涤时间 + 辅助操作时间)
- 已知滤液量、过滤时间，可直接求生产能力

操作压力对过滤面积的影响



- 压力变为原来的 $1/2 \rightarrow K$ 变为原来的 $1/2$
- 面积与 K 的平方根成反比，面积需增加为原来的 $\sqrt{2}$ 倍
- 增加量 $= \sqrt{2} - 1$

转筒真空过滤机转速计算

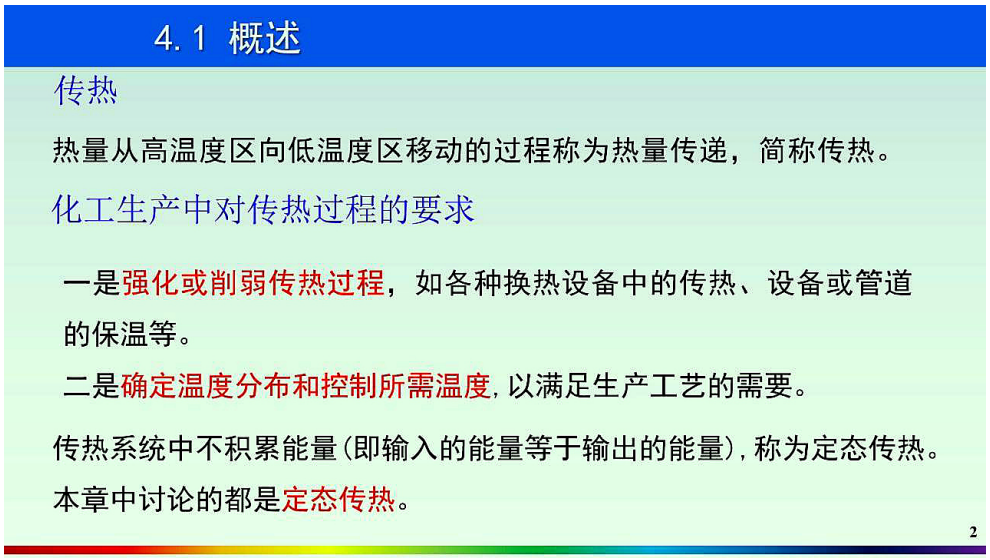


- 一个操作周期得到的滤液量为 V，生产能力为 Q
- 转速 $n = \frac{Q}{V \times 60}$（转/小时）

非均相分离章节考试重点

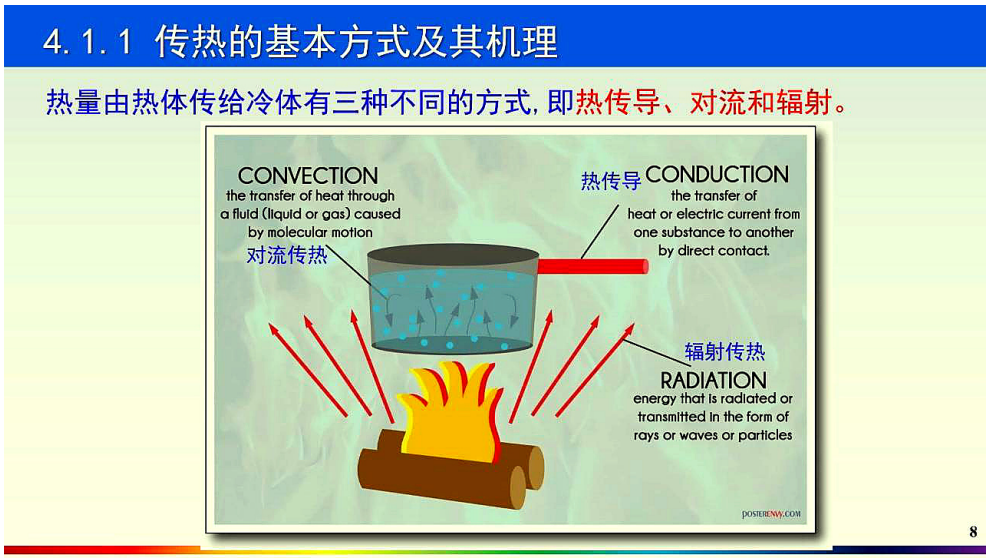
- 计算题主要考降尘室或过滤机（板框式或转筒真空式）
- 多为概念题，难度不大

传热的基本概念



- 传热发生的条件：存在温度差异，热量从高温向低温传递
- 化工生产中传热的两大要求：强化传热（如加热、冷却、换热）和削弱传热（如保温）
- 传热过程通常为定态（稳态）传热：物理量不随时间变，只随位置变，系统不累积能量

传热的三种基本方式

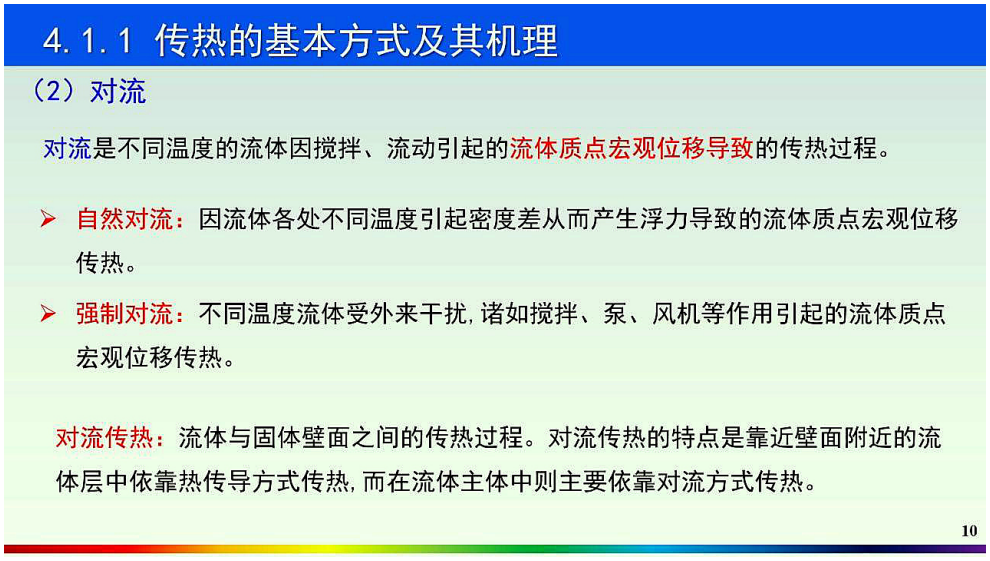


- **热传导**：靠分子、原子、自由电子等微观粒子运动传递热量，无宏观位移
- **对流传热**：物系内部有宏观位移，分自然对流（温度差异驱动）和强制对流（外来干扰驱动）
- **辐射传热**：辐射能从热源向物体传递，可在真空中进行

热传导的机理

- 金属：靠**自由电子运动**
- 不良导体：靠**晶格振动**
- 气体、液体：靠**分子不规则运动和碰撞**
- 热传导不能在真空中进行，必须有介质

对流传热



- 对流传热过程同时包含**对流**和**热传导**（如壁面、层流底层处主要为传导）
- 工业中流体流过管壁或容器壁，涉及与固体壁面的换热
- 强制对流比自然对流换热更快，可强化传热

辐射传热

4.1.1 传热的基本方式及其机理

（3）辐射

辐射传热涉及辐射能从热源(固体、液体和气体)向冷体的传递过程。

- 可以在完全真空的地方传递而无需任何介质。
- 不仅产生能量的转移，而且还伴随着能量形式的转换。
- 热传导、对流传热总是伴随着辐射传热。
- 任何物体只要在绝对零度以上，都能发射辐射能。
- 通常在化工生产过程，温度不太高，辐射传热被忽略。

上述的三种基本传热方式，在传热过程中常常不是单独存在的，而是两种或三种传热的组合，称为复杂传热。

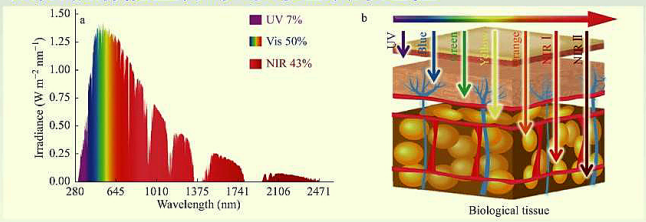
11

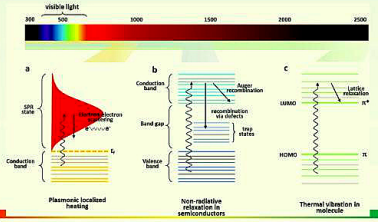
- 只要温度高于绝对零度（-273.15℃），物体就会向外辐射能量
- 太阳辐射能远大于人体辐射能，因此晒太阳感觉热（存在净能量传递）
- 辐射能可转换为热能，伴随能量形式转换
- 温度不太高时，辐射可忽略，主要考虑传导或对流

太阳辐射能量的分布

4.1.1 传热的基本方式及其机理

太阳辐射能量分布与对组织穿透性





光热效应机理

1. 等离子局部加热（金属纳米颗粒）
2. 半导体非辐射弛豫（半导体材料）
3. 分子热振动（共轭有机物）

12

- 紫外线（280~380 nm）：能量约 7%，作用于皮肤表层
- 可见光（380~780 nm）：能量与近红外相近，到达真皮层
- 近红外（780~2000+ nm）：可深入组织内部，用于光热理疗

光热效应材料

- 金属纳米颗粒：自由电子吸收光子后转换为热
- 半导体材料：能带跃迁后回到基态放出热量
- 共轭有机物：分子共振、振动转化为热

冷热流体的热量传递方式

4.1.2 冷、热流体热量传递方式及换热设备

一、直接接触混合式传热

- 传热效率高，设备简单（常用于气体冷却和水蒸汽冷凝）
- 局限性，传热传质同时进行，机理复杂

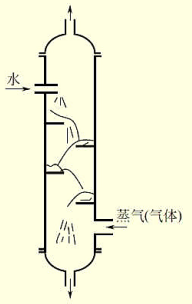


图 4-4 淋洒式换热器

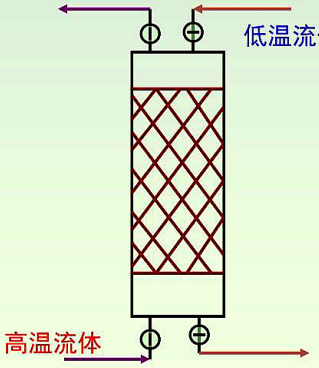




13

4.1.2 冷、热流体热量传递方式及换热设备

二、蓄热式传热



先将热流体的热量存储在热载体上，然后由热载体将热量传递给冷流体。通常采用两台交替使用

优点：

- 结构较简单
- 耐高温

缺点：

- 设备体积大
- 有一定程度的混合

14

- 直接混合：冷热流体直接接触换热（如冷却塔、凉水塔）
- 蓄热式：通过热载体（固体材料）先吸热再放热（如焦化厂蓄热室）
- 间壁式换热：通过壁面换热，是本章重点（如套管式、列管式换热器）

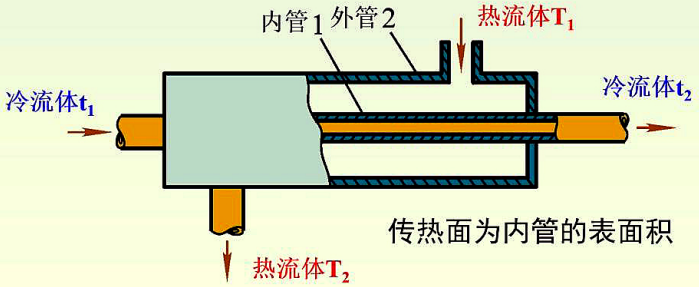
间壁式换热器

4.1.2 冷、热流体热量传递方式及换热设备

三、间壁式传热

热流体通过间壁将热量传递给冷流体

（1）套管换热器：由直径不同的两根同轴心线管子组成。



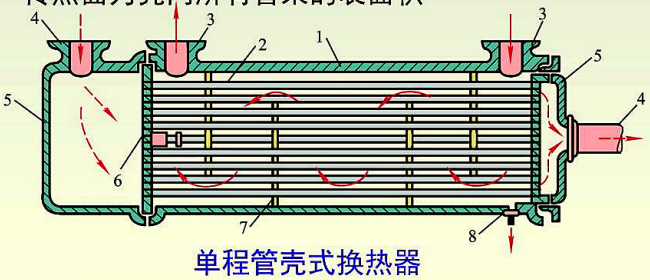
传热面为内管的表面积

16

4.1.2 冷、热流体热量传递方式及换热设备

（2）列管换热器

传热面为壳内所有管束的表面积



单程管壳式换热器

1-外壳, 2-管束, 3、4-接管, 5-封头,
6-管板, 7-挡板, 8-泄水池

17

- 套管式换热器：内管流一种流体，外管流另一种流体，通过壁面换热
- 列管式换热器：管束插在管板上，管内流一种流体，壳内流另一种流体，加挡板使壳程流体绕行
- 传热面积计算：列管式 $A = n\pi DL$（n 为管数）

载热体

4.1.3 载热体及其选择

载热体

在化工生产中，物料在换热器内被加热或冷却时，通常需要用另一种流体供给或取走热量，此种流体称为载热体，其中起加热作用的称为加热介质（或加热剂）；起冷却（冷凝）作用的称为冷却介质（或冷却剂）。

选择载热体原则

（1）载热体的温度易调节控制；

（2）载热体的饱和蒸气压较低，加热时不易分解；

（3）载热体的毒性小，不易燃、易爆，不易腐蚀设备；

（4）价格便宜，来源容易。

18

4.1.3 载热体及其选择

加热剂：

热水(40~100℃)、饱和水蒸气(100~180℃),

矿物油(180~250℃)

联苯等低熔混合物(255~380℃）

熔盐（142-530 ℃ ）

烟道气(~1000℃)

电加热

冷却剂：

水(30~80℃)、空气(>30℃)、

冷冻盐水(0~ -15℃)、液氨(-15~-30℃)

19

定义

载热体是用于加热或冷却的介质，可以是加热介质，也可以是冷却介质

- 要求：温度易调节、不易分解、毒性小、不易燃易爆、价格便宜
- 常用加热剂：热水（40~100℃）、饱和水蒸气（100~180℃）、烟道气（可达 1000℃）
- 常用冷却剂：水（30~80℃）、空气、冷冻盐水（-15℃）、液氨（-30℃）、液氮（-196℃，较贵）

热负荷、传热速率与热通量

4.1.4 间壁式换热器的传热过程

一、基本概念

热负荷Q'：工艺要求，同种流体需升温或降温时吸收或放出的热量，单位 J/s或W。

传热速率Q（热流量）：单位时间内通过换热器的整个传热面传递的热量，单位 J/s或W。

热流密度q（热通量）：单位时间内通过单位传热面积传递的热量，单位 J/(s·m²)或W/m²。

$$q=\frac{Q}{A}$$ 式中 A——总传热面积

定义

热负荷：完成工艺所需吸收或放出的热量（由工艺流体确定，即”所需”）**传热速率（热流量）**：单位时间通过换热器能传递的热量（设备能提供的，即”所能”）**热通量（热流密度）**：传热速率除以传热面积

注意

热负荷、传热速率、热通量三者含义不同，切勿混淆。热负荷是工艺所需，传热速率是设备所能，热通量是单位面积上的传热速率。

传热章节考试重点

- 第四章传热在期末考试中占约 40 多分，加上流体力学内容共占 80~85 分
- 重点：三种传热方式及其基本方程式、综合传热计算（第五节，最难）、换热器设备介绍

11 月 19 日

传热基本概念：热负荷、热流量、热通量

- **热负荷**：按工艺要求，将物料加热/降温到指定温度所必须吸收或放出的热量，是工艺提出的要求。
- 热负荷计算：$Q=mc_p(t_2-t_1)$（质量 × 比热 × 温差）。
- **热流量（传热速率）**：单位时间通过换热器传递的热量，单位 J/s（W），是设备能提供的传热能力。
- **热通量（热流密度）**：单位时间通过单位面积传递的热量，$q=Q/A$。
- 三者关系：热负荷是工艺要求，热流量与热通量是换热器提供的性能。

定义

热流量指单位时间通过换热器传递的热量；热通量指单位时间通过单位面积传递的热量，即热流量除以传热面积 A。

稳态传热与非稳态传热

4.1.4 间壁式换热器的传热过程

二、稳态与非稳态传热

稳态传热

温度仅随位置变化而不随时间变化的传热方式。

显著特点是传热速率为常量。

连续传热过程属于稳态传热。

$$t=f(x,y,z) \qquad \frac{\partial t}{\partial \theta}=0$$

非稳态传热

温度既随位置变化又随时间变化的传热方式。

显著特点是传热速率为变量。 $t=f(x,y,z,\theta)$

间歇传热过程属于非稳态传热。

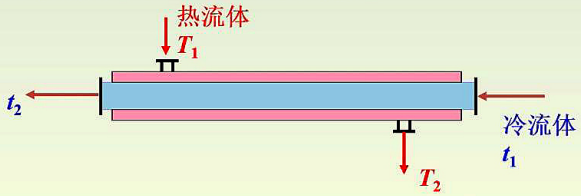
- **稳态（定态）传热**：温度只随位置变化，不随时间变化；传热速率是常数。
- 稳态传热特点：进口热量等于出口热量，每个传热面上不同时刻温度相同，但并非不传热。
- **非稳态（非定态）传热**：温度随时间变化，传热速率是变量。
- 类比：与第一章的稳态流动、非稳态流动概念一致。
- 例子：一杯热水放凉、热菜放进冰箱，都是非稳态传热；恒温电热水器、恒温电暖器属于稳态传热。

> **注意**
>
> 一杯热水放着变凉的过程不是稳态传热。稳态传热要求一端持续供热、另一端持续放热，各截面温度保持恒定，而非随时间逐渐降温。

间壁式换热过程

4.1.4 间壁式换热器的传热过程

三、冷、热流体通过间壁的传热过程

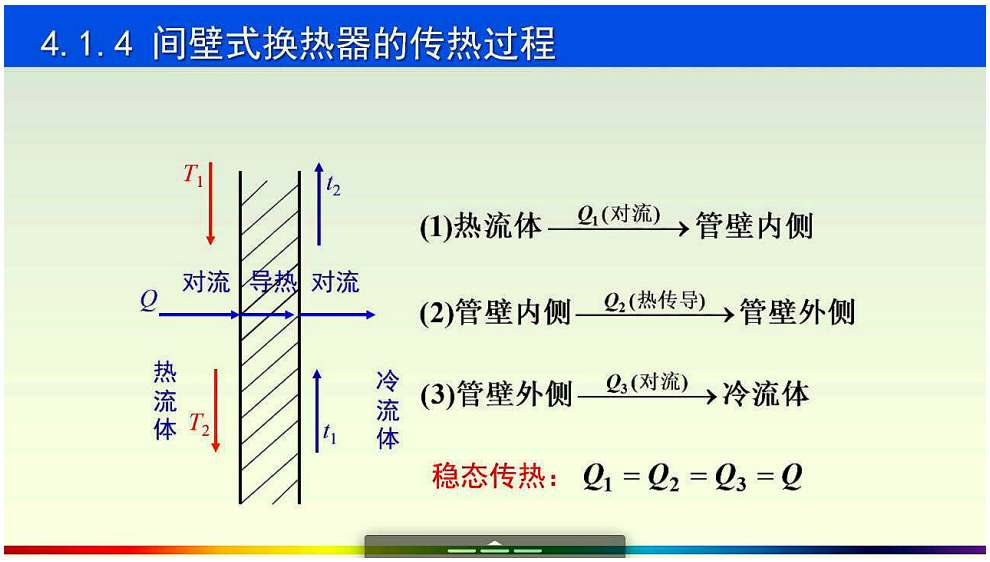


（1）热流体以对流方式将热量传递给管壁；

（2）热量以热传导方式由管壁的一侧传递至另一侧；

（3）传递至另一侧的热量又以对流方式传递给冷流体。

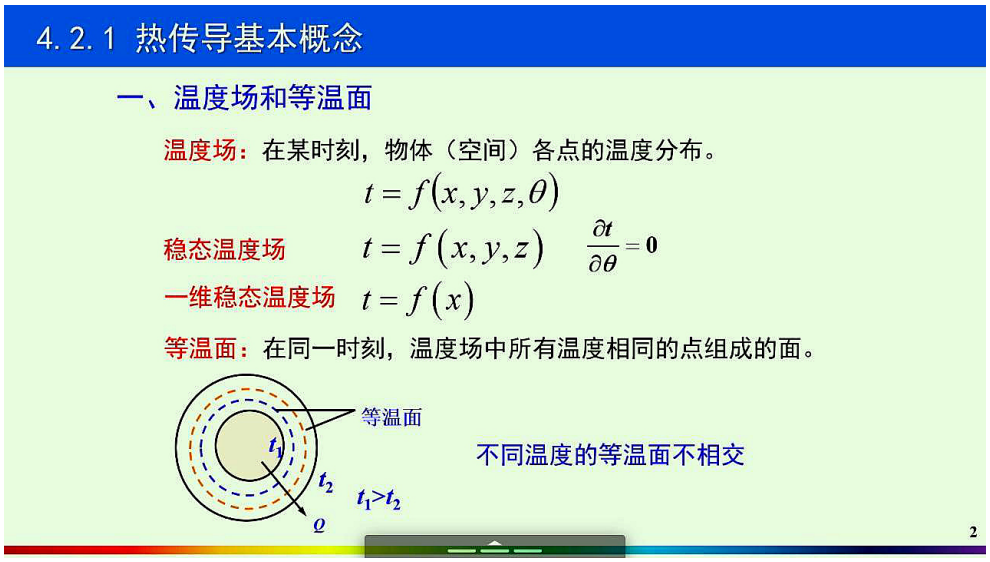
22



- 间壁式换热是本章重点，热流体与冷流体被固体壁面隔开，热量通过壁面传递。
- 传热路径（三步）：
  1. 热流体 → 管外壁：**对流传热**
  2. 管外壁 → 管内壁：**热传导**（固体壁面）
  3. 管内壁 → 冷流体：**对流传热**
- 流体内部（除非层流或静止）以对流方式传热；固体壁面以传导方式传热。
- 稳态条件下，每个截面处的传热速率相等。

> **例**
>
> 套管换热器：蓝色内管走一种流体，红色套管走另一种流体，热量依次经对流—传导—对流完成传递。

温度场与等温面



- **温度场**：某一时刻物体各点的温度分布，用坐标 (x, y, z) 与时间 t 描述。
- 稳态温度场：不随时间变化，只随位置变化。
- 一维稳态温度场：只沿一个传热方向变化。
- **等温面**：将温度相同的点连成的面，类似地理中的等高线。
- 等温面上各点温度相同，故等温面本身不传热；热量只在不同的等温面之间传递。

- 不同的等温面不能相交。

定义

温度场指某一时刻物体各点的温度分布；等温面指温度相同的点所组成的面。

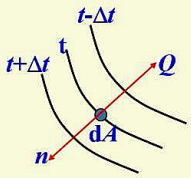
温度梯度

二、温度梯度

由于等温面上温度处处相等，故沿等温面将无热传递，而沿和等温面相交的方向，因温度发生变化则有热量的传递。

温度梯度：某微元面 温度在其法向上的变化率

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



- 描述温度场不均匀性的参数是温度梯度，温度梯度是矢量
- 方向垂直于该点所在等温面，以温度增加的方向为正
- 一维稳态热传导 $gradt = \frac{dt}{dx}$

3

- 温度梯度：不同等温面之间，沿法线方向的温度变化率，即温度变化除以距离。
- 描述温度场不均匀程度的参数，是一个矢量。
- 方向：从低温指向高温（温度增加的方向）为正。
- 一维情况下只考虑传热方向上的分量。
- 类比：与第一章的速度梯度概念相似。

定义

温度梯度指在某个微元面上，温度沿法线方向的变化率，是矢量，方向为温度增加的方向。

傅里叶定律

4.2.2 傅立叶定律

傅立叶定律描述为通过等温表面的热传导速率与温度梯度及传热面积成正比，数学表达式为：

热传导速率： $Q = -\lambda A \frac{\partial t}{\partial n}$

式中：A —— 导热面积，m^2；$\partial t/\partial n$ —— 温度梯度，$℃\cdot m^{-1}$或$K\cdot m^{-1}$；

λ —— 导热系数，$W\cdot m^{-1}\cdot ℃^{-1}$或$W\cdot m^{-1}\cdot K^{-1}$。

- 负号表示传热方向与温度梯度方向相反
- 用热通量来表示 $q = \frac{Q}{A} = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n}$
- 对一维稳态热传导 $Q = -\lambda A \frac{dt}{dx}$
- λ表征材料导热性能的物性参数。λ越大，导热性能越好

4

- 通过等温表面的热传导速率与温度梯度及传热面积成正比，比例系数为导热系数。

- 一维表达式：$q = -\lambda \frac{dT}{dx}$（热通量形式）。
- 负号含义：温度梯度方向从低温指向高温，而传热方向从高温指向低温，故加负号。
- 类比：与牛顿粘性定律形式相似（剪切力与速度梯度成正比）。

定义

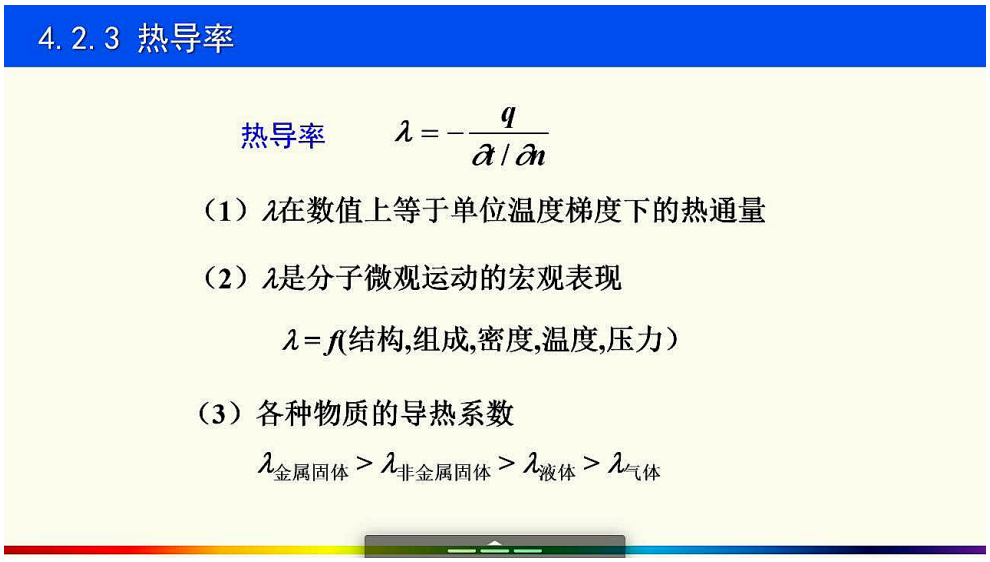
傅里叶定律：通过等温表面的热传导速率与温度梯度及传热面积成正比，比例系数为导热系数 λ。

例

傅里叶定律与牛顿粘性定律对比：

- 牛顿粘性定律：剪切力 $\propto$ 表面积 $\times$ 速度梯度（动量传递）
- 傅里叶定律：传热速率 $\propto$ 传热面积 $\times$ 温度梯度（热量传递）
- 推动力：速度梯度 vs 温度梯度；比例系数：粘度 vs 热导率。

导热系数（热导率）



- λ 是物性参数，可查表得到，λ 越大导热性能越好。
- 物理意义：单位温度梯度下的热通量。
- 影响因素：结构、组成、密度、温度、压力。
- 量级范围：
  - 金属固体：10~100 W/(m · K)
  - 建筑材料：0.1~1 W/(m · K)
  - 绝热材料：0.01~0.1 W/(m · K)
  - 液体：约 1 W/(m · K)
  - 气体：约 0.01 W/(m · K)
- 一般规律：金属固体 > 非金属固体 > 液体 > 气体。
- 金属中导热性能最好的是银，其次为铜。
- 气体热导率很小，通常用于保温而非导热。
- 气凝胶含 90% 以上气体，热导率仅零点零几，是优良绝热体。
- 石墨烯热导率可达 5300 W/(m · K)，是优良的热导体和电导体。

> **注意**
>
> 金属是良好的热导体同时也是良好的电导体（机理相同，均为自由电子运动）；但非金属不一定同时是良好的电导体。

导热系数与温度的关系

热导率与温度的关系

固体

- 金属：$\lambda_{纯金属} > \lambda_{合金}$ 良好的电导体必然是良好的导热体，反之亦然。
- 非金属：同样t下，$\rho\uparrow\ \lambda\uparrow$

在一定温度范围内：$\lambda = \lambda_0(1+at)$

式中 λ_0, λ —— 0°C、 t°C时的导热系数，$W\cdot m^{-1}\cdot K^{-1}$；

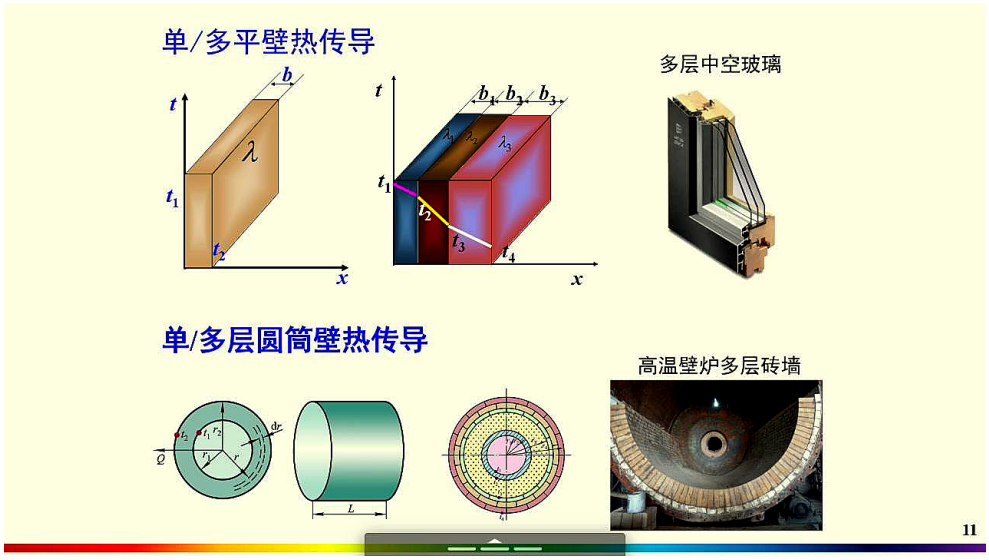
a —— 温度系数。

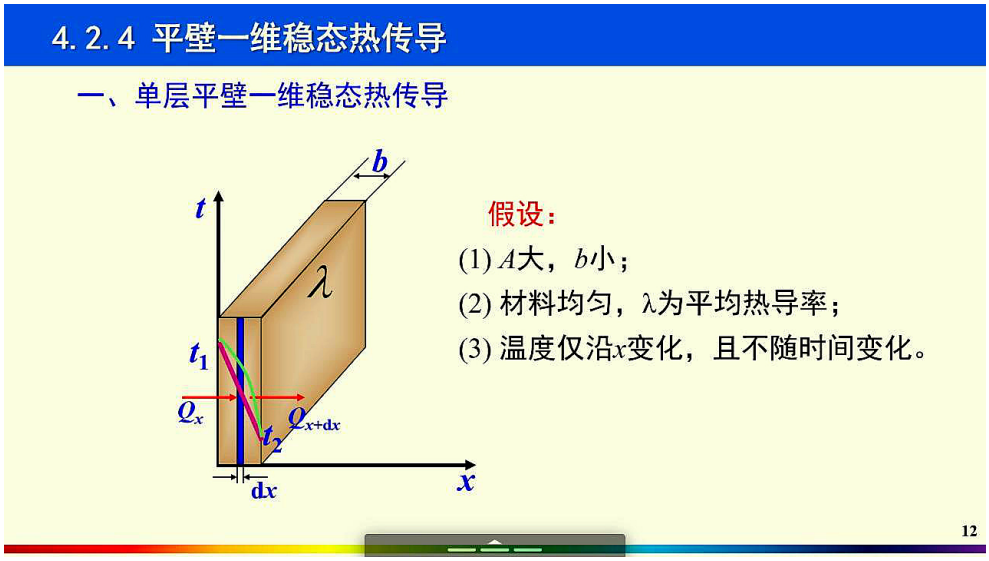
- 对大多数金属材料：$a<0$，$t\uparrow\ \lambda\downarrow$
- 对大多数非金属材料：$a>0$ ， $t\uparrow\ \lambda\uparrow$

- 固体：$\lambda = \lambda_0(1+at)$，$\lambda_0$ 为 $0℃$ 时的热导率。
  - 大多数金属：$a<0$，温度越高，热导率越小。
  - 大多数非金属：$a>0$，温度越高，热导率越大。
- 金属中纯金属的热导率大于合金。
- 非金属在相同温度下，密度越大，导热性越好。
- 液体：水的热导率最大；金属液体 λ 较高；纯液体大于溶液；温度越高热导率越小。
  - 例外：水银、甘油温度越高热导率越高。
- 气体：温度越高热导率越低。

> **注意**
>
> 不能笼统认为”温度升高热导率一定增大”，需区分材料：大多数金属随温度升高热导率减小，大多数非金属随温度升高热导率增大。

平壁一维稳态热传导





- 应用实例：多层中空玻璃、高温炉壁的多层砖墙。
- 计算假设：
  1. 平壁面积很大、厚度很薄，只考虑厚度方向的传热。
  2. 材料均匀，导热系数用平均热导率。
  3. 温度只沿 x 方向变化，不随时间变化（稳态）。
- 推导方法：取厚度为 dx 的微元做热量衡算，稳态下各位置传热速率相等。
- 积分结果：$Q = \frac{\lambda A}{b}(t_1 - t_2)$，其中 b 为壁厚，t_1、t_2 为两侧温度。

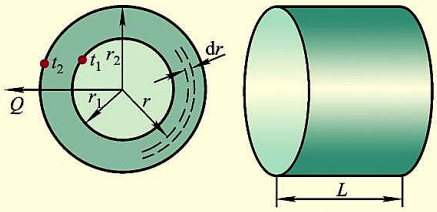
定义

平壁一维稳态热传导：热量只沿厚度方向传递，各截面传热速率相等，传热速率 $Q = \frac{\lambda A}{b}(t_1 - t_2)$。

圆筒壁热传导

4.2.5 圆筒壁一维稳态热传导

一、单层圆筒壁热传导



假 定：
(1) 稳态温度场
(2) 一维温度场

- 壁内各等温面都是以该圆筒壁轴心线为共同轴线的圆筒面，壁内温度仅是径向坐标 r 的函数
- 圆筒壁长度与壁厚之比很大，忽略圆筒壁的边缘传递的热量
- 壁的热导率按常量计

29

取dr同心薄层圆筒，作热量衡算：

$$Q_r = Q_{r+\mathrm{d}r} + 2\pi r l \mathrm{d}r \rho c_p \frac{\partial t}{\partial \theta}$$

对于稳态温度场 $\frac{\partial t}{\partial \theta} = 0$

$$\therefore \quad Q_r = Q_{r+\mathrm{d}r} = Q = \text{const}$$

傅立叶定律 $Q = -\lambda A \frac{\mathrm{d}t}{\mathrm{d}r}$

$$Q = -\lambda \cdot 2\pi r l \frac{\mathrm{d}t}{\mathrm{d}r}$$

30

- 应用实例：间壁式换热器通过管壁的传热、高温炉壁多层砖墙。
- 工业中比平壁更常见，因为换热器管壁均为圆筒壁。
- 分单层圆筒壁与多层圆筒壁两种情况。

注意

圆筒壁热传导与平壁不同：圆筒壁的传热面积沿半径方向变化，不能直接用平壁公式，需考虑面积随半径的变化。

- 间壁式换热中更常见的是圆筒壁
- 壁厚 = r2 - r1
- 假定：稳态传热、仅考虑沿壁厚方向传热
- 与平壁的区别：传热面积 A = 2πrl 随半径 r 变化，面积不能移出积分

热传导速率与推动力、热阻的关系

讨 论：

（1）可表示为 $Q=\frac{\Delta t}{R}=\frac{\text{推动力}}{\text{热阻}}$

推动力：$\Delta t=(t_1-t_2)$ 热阻：$R=\frac{b}{\lambda A}$

（2）分析平壁内的温度分布

$$\int_0^b Q\mathrm{d}x=-\int_{t_1}^{t_2}\lambda A\mathrm{d}t$$

上限由 $x=b$时，$t=t_2$ 变为 $x=x$时，$t=t$

$$Q=\frac{\lambda}{x}A(t_1-t) \quad \Rightarrow \quad t=t_1-\frac{Qx}{\lambda A}$$

15

- 任何传热过程的速率 = 推动力 / 阻力
- 热传导的推动力：壁面两侧的温差（t1 - t2）
- 热传导的阻力（热阻）：b / (λA)，即壁厚 / (热导率 × 面积)
- 热导率越大，热阻越小

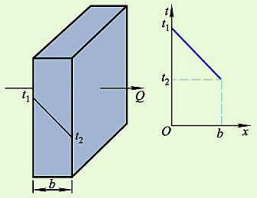
定义

热传导速率：q = (t1 - t2) / (b / λA) = λA(t1 - t2) / b

平壁内的温度分布

◆ 若λ不随t变化， t～x呈线性关系

$$Q=\frac{\lambda}{x}A(t_1-t) \quad \Rightarrow \quad t=t_1-\frac{Qx}{\lambda A}$$

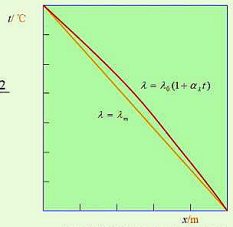


◆ 若λ随t变化关系为：$\lambda=\lambda_0(1+at)$

则t～x呈抛物线关系

如：λ_1～t_1，λ_2～t_2； λ可取平均值 $\lambda=\frac{\lambda_1+\lambda_2}{2}$

$$Q=\frac{\lambda_m}{b}A(t_1-t_2)=\frac{t_1-t_2}{\frac{b}{\lambda_m A}}$$



单层平壁导热的热流量与壁内的温度分布

16

- 当热导率取平均值（不随温度变化）时，温度 t 与位置 x 呈线性关系
- 线性关系从 t1 到 t2 连线即可，斜率为负，等于 -q / (λA)
- 当热导率随温度变化时，需将 λ 的表达式代入积分，不能直接移出
- 此时温度分布为抛物线（曲线）关系
- 工程上通常取 t1、t2 两温度下热导率的平均值进行计算

单层平壁热传导计算（例题 1）

【练】

有一厚度为240mm的砖墙，已知砖墙的内壁温度为600℃，外壁温度为100℃，假设砖墙在此温度范围内的平均导热系数为0.69W/(m^{2}· ℃)，试求每平方米的砖墙通过的热量。

- 砖墙厚度 b = 0.24 m，内壁 t1 = 600℃，外壁 t2 = 100℃
- 平均导热系数 λm = 0.69 W/(m · K)
- 求每平方米通过的热量（热流密度 q/A）
- 计算：q/A = (t1 - t2) / (b/λ) = (600 - 100) / (0.24/0.69)

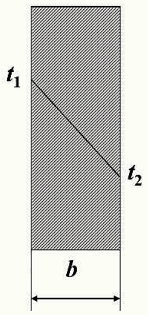
> 例
>
> 热流密度即单位时间单位面积的传热量，将面积移项后直接代入温差、壁厚、热导率计算即可。

平壁温度分布计算（例题 2）

【练】

b=0.37m，t_1=1650 ℃，t_2=300 ℃，λ=0.815+0.00076t W/(m· ℃)

将λ分别按常量和变量计算，试求q和温度分布。



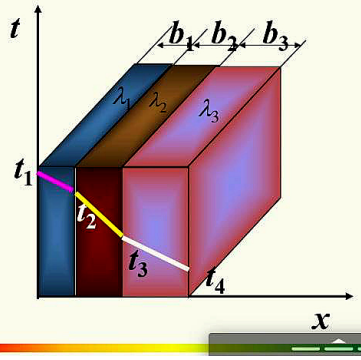
19

- 已知壁厚、两侧温度及 λ 与 t 的关系
- 按常量计算：先求平均热导率（t1、t2 分别代入求 λ 再取平均），再求热通量
- 温度分布：将积分上限换成 x 和 t，得到线性关系
- 按变量计算：λ 表达式留在积分内，积分后得到抛物线关系
- 两种方法计算结果接近（约 567），故工程上常取平均值计算

多层平壁热传导

二、多层平壁一维热传导

以高温炉的三层平壁为例，炉壁由耐火砖、绝缘材料及普通砖组成。



假设：

(1)A/b很大，忽略端效应；

(2)材料均匀；

(3)温度仅沿x变化，且不随时间变化。

(4)各层接触良好，接触面两侧温度相同。

22

- 应用场景：多层玻璃、中空玻璃等，中间空气层可减小传热速率
- 计算假设：
  - 面积远大于厚度
  - 材料均匀（用平均热导率）
  - 温度沿 x 方向变化
  - 各层接触良好（无空隙、无接触热阻）

> 注意
>
> 中空玻璃中间有空气层，不属于”各层接触良好”的情况，不能直接套用多层平壁公式。

- 稳态传热下，各层传热速率相等：q1 = q2 = q3
- 连等式可分子相加、分母相加：
  - 总推动力 = 最内层温度 - 最外层温度（t1 - t4）
  - 总热阻 = 各层热阻之和
- 推广到 n 层：q = (t1 - t_{n+1}) / Σ(bi / λiA)

多层平壁温差与热阻的关系

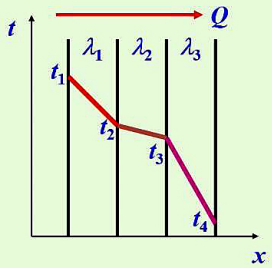
讨论

$$(t_1-t_2):(t_2-t_3):(t_3-t_4)=\frac{b_1}{\lambda_1 A}:\frac{b_2}{\lambda_2 A}:\frac{b_3}{\lambda_3 A}=R_1:R_2:R_3$$

推动力与热阻成正比

思考：

厚度相同的三层平壁传热，温度分布如图所示；试分析哪一层热阻最大，并说明各层λ的大小。



24

- 各层传热速率相等，故推动力之比 = 热阻之比
- 温差之比 = 热阻之比

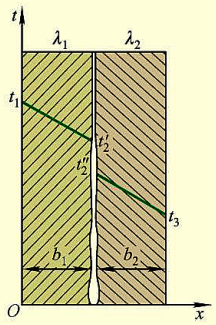
例

三层平壁厚度相同，温差第三层最大、第二层最小。

- 热阻最大的是第三层（温差最大）
- 热阻最小的是第二层
- 热导率与热阻成反比（b、A 相同），故热导率最大的是第二层，最小的是第三层

接触热阻

接触热阻的影响



实际上，不同材料构成的界面之间可能出现明显的温度降低，原因是表面粗糙不平而产生接触热阻。

25

- 两个固体材料很难完全贴紧，中间存在空隙
- 空隙导致接触面出现明显温度降低，即存在接触热阻

注意

接触热阻会使接触面产生温度降。若两材料接触面出现明显温度降低，说明接触不良、存在接触热阻。

多层平壁计算（燃烧炉例题）

【练】

燃烧炉最内层耐火砖b_1=150mm，中间层绝热砖b_2=290mm，最外层普通砖b_3=228mm。已知t_1=1016°C，t_4=34°C，求t_2和t_3。设各层接触良好。已知 λ_1=1.05W/(m·°C)， λ_2=0.15W/(m·°C)， λ_3=0.81W/(m·°C) 。

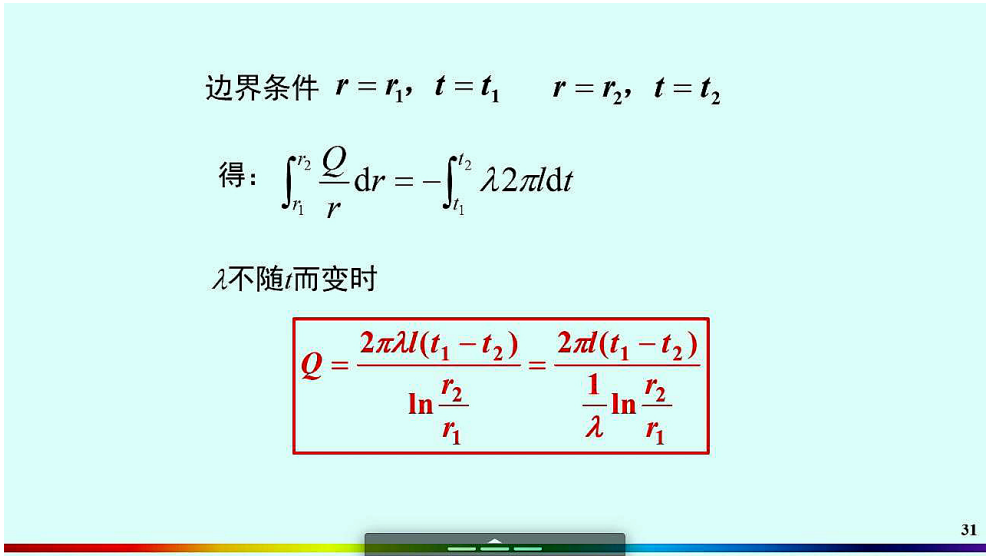
26

- 三层：耐火砖 b1 = 0.15 m（λ1 = 1.05）、中间层 b2 = 0.29 m（λ2 已知）、普通砖 b3 = 0.228 m（λ3 已知）
- t1 = 1016℃，t4 = 34℃，各层接触良好
- 各层面积相等（平壁叠放）
- 求 t2、t3：
  - 先由总推动力 / 总热阻求热通量 q
  - 再由各层温差 = q × 各层热阻，分别求 t2、t3
- 可一层一层算，也可两层或三层一起算

注意

温差越大的层，热阻也越大。可将各层温差与热阻列表对比验证。

单层圆筒壁热流量公式



- 由傅里叶定律积分，λ 取平均值：
  - q = 2πλL(t1 - t2) / ln(r2/r1)
- 用温差/热阻表示：
  - 推动力 = t1 - t2
  - 热阻 = ln(r2/r1) / (2πλL)

定义

圆筒壁热流量：q = (t1 - t2) / [ln(r2/r1) / (2πλL)]

对数平均面积

（2） $\frac{r_2}{r_1}<2$ $A_m=\frac{A_1+A_2}{2}$

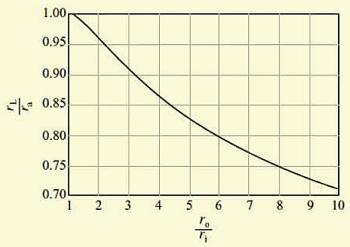


图 4-10 对数平均与算术平均的关系
r_L、r_a 分别为对数和算术平均半径；
r_i、r_o 分别为管内、外半径

对数平均与算术平均的关系

当$A_2/A_1=r_2/r_1<2$时，可用算术平均面积$(A_1+A_2)/2$代替对数平均面积A_m，其误差小于3.96%，经常用算术平均值代替对数平均值，使计算较为简便。

33

- 将圆筒壁公式变形，分子分母同乘 (r2 - r1) 后：
  - q = (t1 - t2) / [b / (λ · Am)]
  - 其中 Am 为对数平均面积

定义

对数平均面积：Am = (a2 - a1) / ln(a2/a1) 其中 a1 = 2πr1L，a2 = 2πr2L

- 与平壁公式形式一致：q = (t1 - t2) / (b / λAm)

注意

当 r2/r1 < 2（壁厚较薄）时，对数平均值与算术平均值的误差小于 4%，可用算术平均值代替对数平均值以简化计算。

- 有计算器时仍用对数平均值
- 考研等不允许带计算器时，可用算术平均值代替，但需注明”因比值小于 2”

圆筒壁温度分布

（3）圆筒壁内的温度分布

$$\int_{r_1}^{r_2}\frac{Q}{r}\mathrm{d}r=-\int_{t_1}^{t_2}\lambda 2\pi l\mathrm{d}t$$

上限从 $r=r_2$，$t=t_2$ 改为 $r=r$，$t=t$

$$Q=-2\pi\cdot\lambda\cdot l(t-t_1)\ln\frac{r_1}{r}\quad\Rightarrow\quad t=t_1-\frac{Q}{2\pi\cdot\lambda\cdot l}\ln\frac{r}{r_1}$$

t～r呈对数关系变化

34

- 将积分上限换成 r 和 t，得到温度与半径的关系
- 温度分布为对数关系（而非平壁的线性关系）

圆筒壁与平壁对比

（4）圆筒壁与平壁热传导比较

	平壁	圆筒壁
热阻	$R=\frac{b}{\lambda A}$	$R=\frac{b}{\lambda A_m}$
热通量	$q=\frac{Q}{A}$ 各层相等	$q=\frac{Q}{A}$ 各层不相等
传热速率	各层相等	$Q=q_1A_1=q_2A_2=q_3A_3$ 各层相等

35

- 热阻表达式形式相近，但圆筒壁通常记为：热阻 = ln(r2/r1) / (2πλL)
- 平壁热阻 = b / (λA)

注意

热通量（单位面积传热量）：

- 平壁：各层面积相等，热通量相等
- 圆筒壁：各层面积不同，热通量不相等
- 但稳态传热下，传热速率（总热量）各层均相等

多层圆筒壁热传导

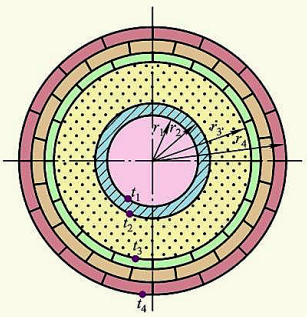
二、多层圆筒壁热传导

化工生产中常遇到圆形管道的保温，因此多层圆筒壁的热传导也是化学工业中重点关注的问题。

以三层为例：

$$Q=\frac{2\pi l(t_1-t_2)}{\frac{1}{\lambda_1}\ln\frac{r_2}{r_1}}=\frac{2\pi l(t_2-t_3)}{\frac{1}{\lambda_2}\ln\frac{r_3}{r_2}}$$

$$=\frac{2\pi l(t_3-t_4)}{\frac{1}{\lambda_3}\ln\frac{r_4}{r_3}}=\frac{2\pi l(t_1-t_4)}{\sum_{i=1}^{3}\frac{1}{\lambda_i}\ln\frac{r_{i+1}}{r_i}}$$



36

对于n层圆筒壁：

$$Q=\frac{2\pi l(t_1-t_{n+1})}{\sum_{i=1}^{n}\frac{1}{\lambda_i}\ln\frac{r_{i+1}}{r_i}}=\frac{t_1-t_{n+1}}{\sum_{i=1}^{n}\frac{b_i}{\lambda_i A_{mi}}}=\frac{t_1-t_{n+1}}{\sum_{i=1}^{n}R_i}$$

$$Q=2\pi r_1 l q_1=2\pi r_2 l q_2=2\pi r_3 l q_3=\cdots$$

$$r_1 q_1=r_2 q_2=r_3 q_3=\cdots$$

37

- 逐层计算，各层传热速率相等
- 分子相加、分母相加：
  - 总推动力 = 最内层温度 - 最外层温度
  - 总热阻 = 各层热阻之和
- 各层热阻：ln(r_{i+1}/ri) / (2πλiL)
- 管长 L 相同，可提到分子上：q = 2πL(t1 - t_{n+1}) / Σ[ln(r_{i+1}/ri) / λi]

圆筒壁热通量与半径的关系

- 传热速率 q 各层相等，但热通量 q/A 各层不同
- 热通量 × 面积 = 传热速率
- 面积 ∝ 半径，故各层热通量 × 半径相等

例

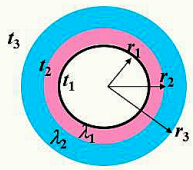
圆筒壁各层：q1/A1 = q2/A2 = ⋯ 不成立，但 q1 · r1 = q2 · r2 = ⋯ 成立（因 A = 2πrL，L 相同）。

圆筒壁双层保温材料互换问题

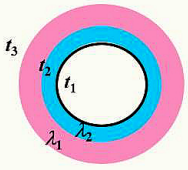
【练】

有一蒸汽管道，外径为25mm，管外包有两层保温材料，每层材料均厚25mm，外层保温材料与内层材料导热系数之比$\lambda_2/\lambda_1=5$，此时单位时间的热损失为Q；现工况将两层材料互换，且设管外壁与保温层外表面的温度t_1、t_3不变，则此时热损失为Q'，求Q'/Q=?

$\lambda_2>\lambda_1$



旧工况（λ小的在里层）Q



新工况Q'

38

$$r_1 = 12.5\text{mm}, r_2 = 37.5\text{mm}, r_3 = 62.5\text{mm}$$

$$Q = \frac{2\pi l(t_1 - t_3)}{\sum_{i=1}^{2} \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{r_{i+1}}{r_i}} = \frac{2\pi(t_1 - t_3)}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{37.5}{12.5} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{62.5}{37.5}} = \frac{2\pi(t_1 - t_3)}{\frac{1.201}{\lambda_1}}$$

$$Q' = \frac{2\pi l(t_1 - t_3)}{\sum_{i=1}^{2} \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{r_{i+1}}{r_i}} = \frac{2\pi(t_1 - t_3)}{\frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{37.5}{12.5} + \frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{62.5}{37.5}} = \frac{2\pi(t_1 - t_3)}{\frac{0.731}{\lambda_1}}$$

$$\frac{Q'}{Q} = 1.64$$

说明：当有两种材料（厚度相同）同时用于设备或管道的保温时，将绝热性能好（热导率小）的材料放在里层可获得较好的保温效果。

39

- 蒸汽管道外径 25 mm，半径 r_1 = 12.5 mm；两层保温材料厚度各 25 mm，故 r_2 = 37.5 mm，r_3 = 62.5 mm
- 外层（蓝色）导热系数是内层（红色）的 5 倍，即 λ_2 = 5λ_1
- 原工况热阻：R = ln(r_2 /r_1)/(2πλ_1 L) + ln(r_3 /r_2)/(2πλ_2 L)
- 互换后 λ_1 、λ_2 位置对调，其余条件（温差 t_1 -t_3 、长度 L）不变
- 用 q 后/q 前作比值，L 与温差约掉，得结果为 1.64 倍

注意

互换后热损失比原来增加了 64%，保温效果变差。圆筒壁保温时，导热系数小的材料应放在内层。

例

λ_2 = 5λ_1 ，互换后 q 后/q 前 = 1.64，说明把高导热系数材料放内层会显著增大热损失。

每米管长热损失计算

【练】

内径为15mm，外径为19mm的钢管，其λ_1 为20 W·m^{-1}·℃$^{-1}$ ，其外包一层厚度为30mm，λ_2为0.2 W·m^{-1}·℃$^{-1}$的保温材料，若钢管内表面温度为580℃，保温层外表面温度为80℃，试求:

(1) 每米管长的热损失;

(2) 保温层中的温度分布。（保温层内壁的温度）

40

- 钢管内径 15 mm、外径 19 mm，λ_1 = 20 W/(m · K)；外覆保温层厚 30 mm，λ_2 = 0.2 W/(m · K)
- 内表面温度 580 ℃，保温层外表面温度 80 ℃，温差 500 ℃

- 三个半径：r_1 = 7.5 mm，r_2 = 9.5 mm，r_3 = 39.5 mm
- 每米管长热损失：$q/L = \Delta t / [\ln(r_2/r_1)/(2\pi\lambda_1) + \ln(r_3/r_2)/(2\pi\lambda_2)]$
- 代入得 $q/L = 440.2$ W/m

定义

每米管长热损失 q/L：单位长度圆筒壁在单位时间内传递的热量，等于总温差除以单位长度的总热阻。

保温层内温度分布

- 由圆筒壁热传导积分式，将积分上限从 r_2 改为任意半径 r，温度从 t_2 改为 t
- 得到 t 与 r 的关系式：$t = t_1 - (q/L) \cdot \ln(r/r_1)/(2\pi\lambda)$
- 代入已知条件（$q/L = 440.2$ W/m 等）可得温度随半径的对数分布

例

温度分布为对数关系，t 随 r 增大而降低，且变化速率与热阻（含 $\ln(r/r_1)$）成正比。

傅里叶定律适用范围

【练】

（1）傅立叶定律适用于（）

A.固体

B.固体和液体

C.液体和气体

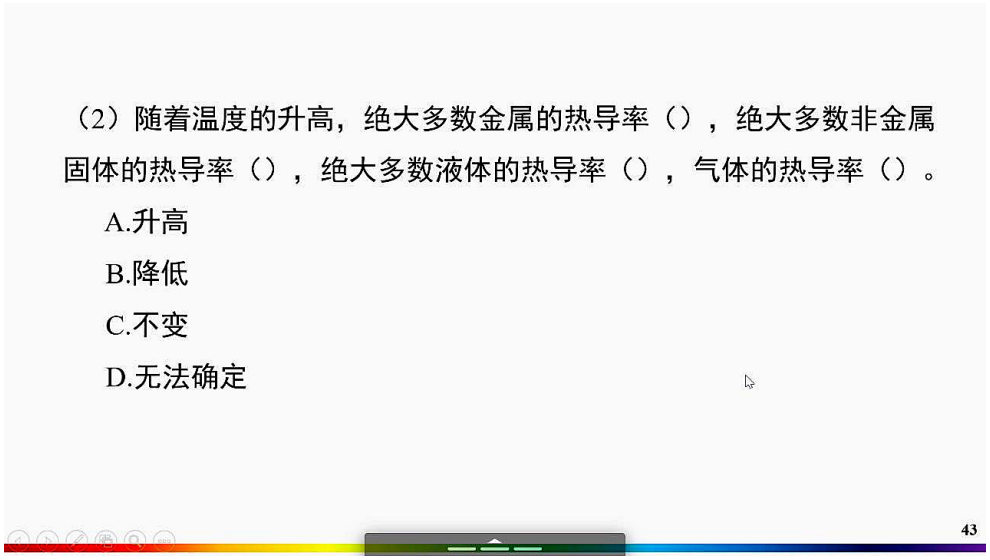
D.固体、液体和气体

- 傅里叶定律是热传导的基本定律
- 适用于固体，也适用于液体和气体，前提是流体静止或层流（无宏观质点位移）
- 答案选 d

注意

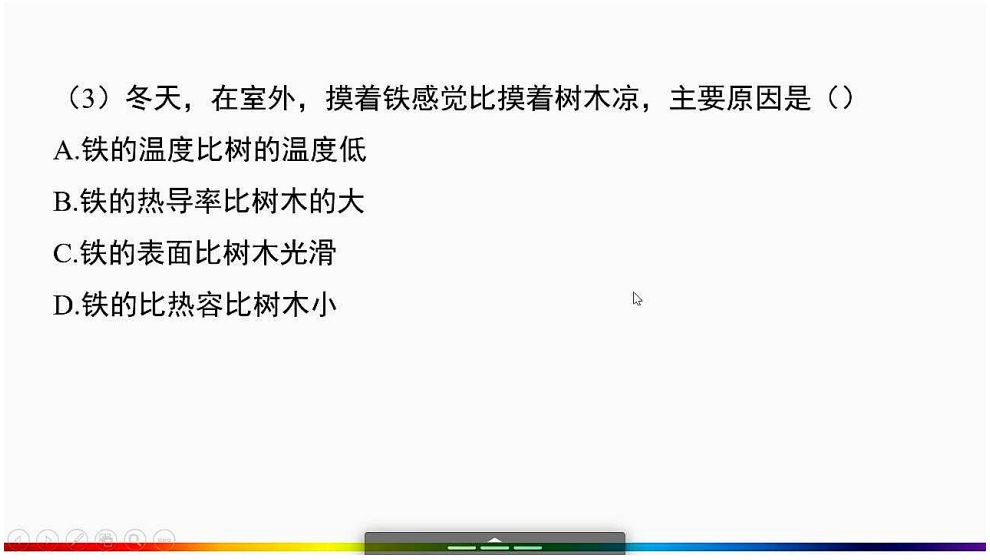
傅里叶定律用于流体时，仅适用于静止或层流状态；湍流中热量还通过对流传递，不能单用傅里叶定律。

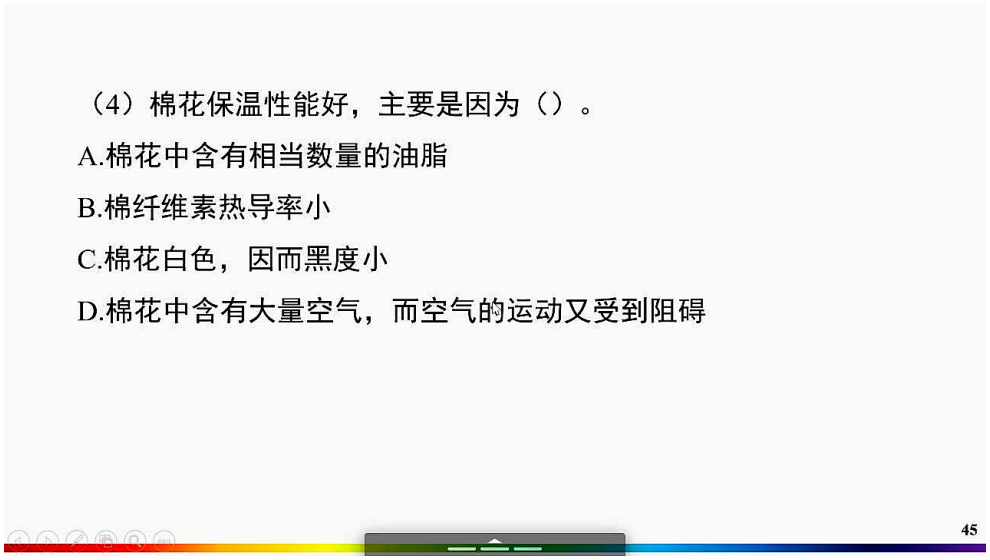
热导率随温度的变化规律



- 绝大多数金属：热导率随温度升高而降低
- 非金属：随温度升高而升高
- 液体：除水和甘油外，其余液体随温度升高而降低
- 气体：随温度升高而升高

不同材料触感与保温性能



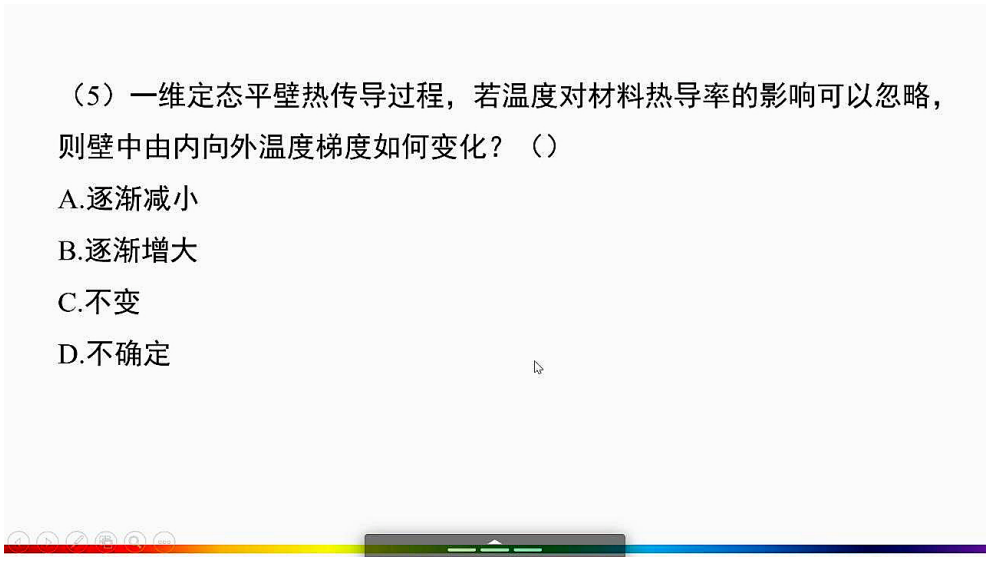


- 冬天摸铁和木头感觉不同，因为铁的热导率比木头（非金属）大，散热快
- 棉花保温性能好的原因：棉纤维中含有大量空气，空气流动受阻碍，对流换热被抑制

例

棉花保温靠的是内部静止空气的低导热性，而非棉纤维本身或颜色（黑度）。

平壁一维定态热传导的温度梯度

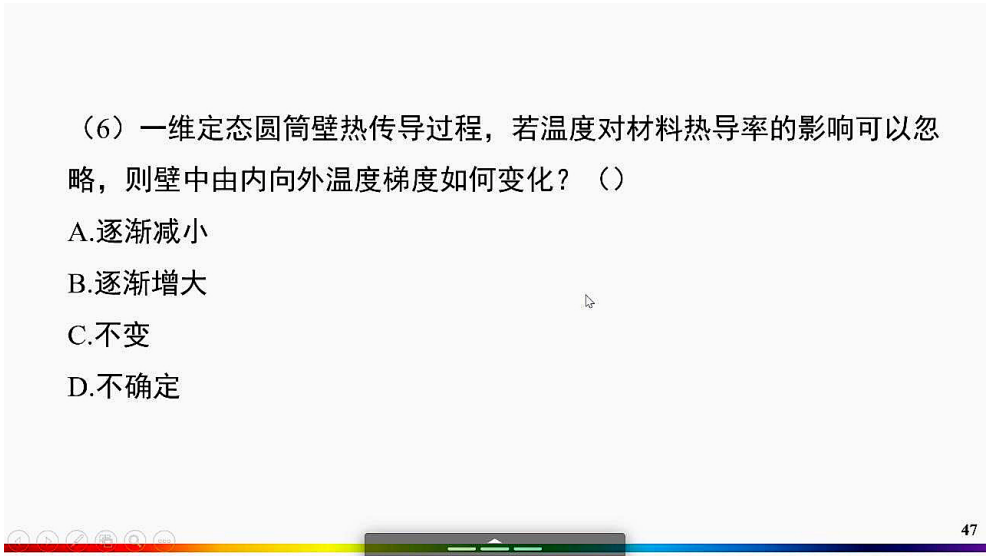


- 一维定态（稳态）平壁热传导，若热导率 λ 为常数（温度影响可忽略）
- 由内向外温度梯度 dT/dx 不变
- 原因：稳态下 q 不变，λ 不变，面积 A 不变，故温度梯度不变

注意

平壁与圆筒壁的关键区别在于**面积 A 是否变化**。平壁 A 恒定，温度梯度不变；圆筒壁 A 随半径变化，温度梯度会变。

圆筒壁一维定态热传导的温度梯度



- 一维定态圆筒壁热传导，λ 为常数
- 由内向外温度梯度 dT/dr 减小
- 原因：q 不变、λ 不变，但面积 $A = 2\pi rL$ 随 r 增大而增大，故温度梯度减小

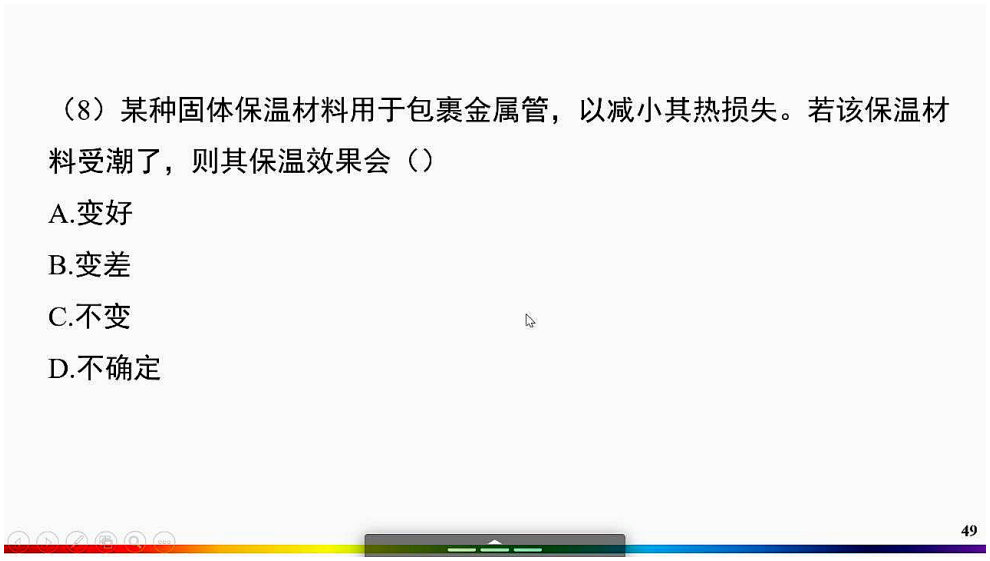
一维定态热传导温度场概念辨析

- 沿热流方向，热流量 q 一定处处相等（稳态传热的基本特征）
- 温度梯度不一定处处相等（取决于平壁还是圆筒壁、λ 是否恒定）
- 热通量 q/A 不一定处处相等（面积 A 可能变化）
- 温度处处相等则无传热过程，故”温度处处相等”错误

定义

- 温度梯度：dT/dx，温度沿热流方向的变化率
- 热流量 q：单位时间通过整个截面的热量（W）
- 热通量 q/A：单位时间通过单位面积的热量（W/m^2）

保温材料受潮的影响



- 保温材料受潮后保温效果变差
- 原因：受潮后水分取代了材料内部的空气，水的热导率比空气大，热损失增大

平壁双层保温材料放置顺序

（9）用两种厚度相同但热导率不同的平壁材料包裹平面炉壁，则哪种材料放在里层时保温效果较好？（）

A.热导率较小的放在里层

B.热导率较大的放在里层

C.哪种材料放在里层或外层对保温效果没有影响

D.不确定

- 用两种厚度相同、热导率不同的材料包裹平面炉壁，材料放在内层或外层对保温效果没有影响
- 原因：平壁面积 A 相同，两层热阻相加为 $b_1/\lambda_1 + b_2/\lambda_2$，互换 λ_1、λ_2 后总和不变

注意

平壁与圆筒壁结论不同：平壁两层材料互换无影响；圆筒壁因面积随半径变化，导热系数小的材料应放内层。

对流传热过程分析

4.3.1 对流传热过程分析

一、对流传热过程

对流传热是指运动流体与固体壁面之间的热量传递过程，在化工传热过程(如间壁式换热器)中占有重要地位。



- 对流传热过程机理较复杂，伴随着热传导与辐射传热；
- 由于对流传热是靠流体质点的宏观运动来完成，因此对流传热与流体的流动状况也密切相关。

2

4.3.2 对流传热速率

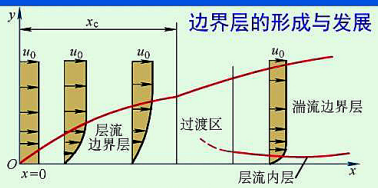
层流内层

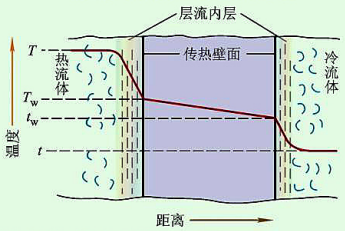
无论边界层的流动是层流还是湍流，靠近壁面仍存在一非常薄的流层，称为层流内层（或底层），其流动为层流。

热阻与温差

✓ 湍流主体，由于流体质点充分混合，流体之间的温度差或温度梯度很小，传热热阻也很小；

✓ 层流底层的传热热阻较大，温度差较大，或温度梯度（传热推动力）较大。





对流传热过程的热阻主要集中在边界层尤其是层流内层！

5

- 间壁式换热中，壁层两侧主要为对流传热，壁层本身为热传导
- 管壁厚度很小，热阻和温差很小，温差主要集中在对流侧
- 流体流动存在边界层，边界层外为主体流动区（混合充分，温差小）
- 对流传热的主要热阻和温度变化集中在靠近壁面的层流层

定义

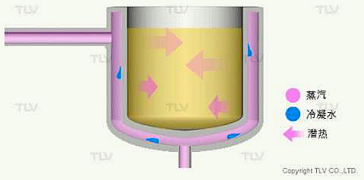
对流传热：依靠流体流动传递热量的过程。层流层内以热传导为主，湍流区以对流（质点位移）为主，过渡区两者兼有。

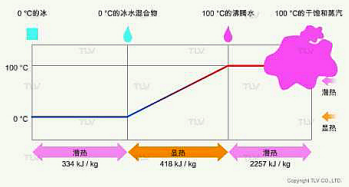
对流传热的分类

（2）相变传热

① 蒸气冷凝传热

蒸气遇到温度低于其饱和温度的冷固体壁面时，蒸气放热并冷凝成液体，凝液在重力作用下沿壁面流下，称为蒸气冷凝传热。





② 液体沸腾传热

液体从固体壁面吸收热量而沸腾，气泡在浮在液体内部产生气泡，气泡浮升时因继续发生液体气化而长大的传热类型称为液体沸腾传热。

4

- 按有无相变分：
  - 无相变对流传热（温度从 t_1 升/降到 t_2 ）
  - 有相变对流传热（如液体气化、蒸汽冷凝）
- 按流动起因分：
  - 强制对流传热：由外界机械作用（泵、风机、搅拌）驱动
  - 自然对流传热：由温度差异引起密度差异，产生浮力驱动流动

显热与潜热

- 无相变过程吸收/放出的热量为显热（如 0 ℃ 水升温到 100 ℃）

- 有相变过程吸收/放出的热量为潜热（如 0 ℃ 冰 →0 ℃ 水，100 ℃ 水 →100 ℃ 蒸汽）

例

0 ℃ 冰 →0 ℃ 水：吸潜热；0 ℃ 水 →100 ℃ 水：吸显热；100 ℃ 水 →100 ℃ 蒸汽：吸潜热。反向过程放热同理。

11 月 21 日

对流传热速率与牛顿冷却定律

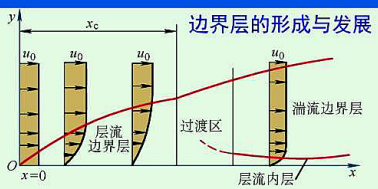
4.3.2 对流传热速率

层流内层

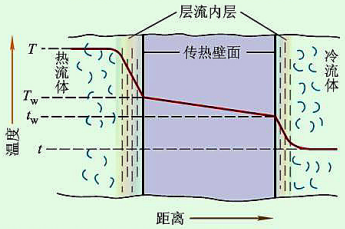
无论边界层的流动是层流还是湍流，靠近壁面仍存在一非常薄的流层，称为层流内层（或底层），其流动为层流。

热阻与温差

- ✓ 湍流主体，由于流体质点充分混合，流体之间的温度差或温度梯度很小，传热热阻也很小；
- ✓ 层流底层的传热热阻较大， 温度差较大，或温度梯度（传热推动力）较大。



对流传热的温度分布情况



对流传热过程的热阻主要集中在边界层尤其是层流内层！

5

参照边界层厚度的定义，以流体温度t 满足t_∞-t=0.99(t_∞-t_w)的等温面为分界面，在此分界面与壁面间的流动层称为温度边界层。

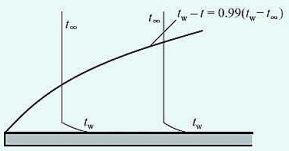


图 4-16 温度边界层

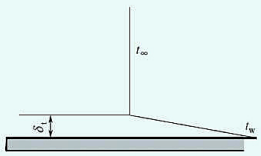


图 4-17 有效层流内层厚度

在温度边界层内紧邻固体壁面处的薄流层为层流内层，在层流内层流体与壁面的传热主要是热传导，所以，流体与壁面间传热的速率可按壁面处流体热传导速率方程计算。

$$Q = -\lambda \left(\frac{dt}{dy}\right)_w A$$

6

- 间壁式换热中，热流体侧与冷流体侧均为对流传热，固体壁面内为热传导
- 对流传热速率受流动状态影响：主体流动区混合充分、温差小，传热阻力最小
- 层流底层内无径向质点位移，传热以热传导为主，是阻力最大的区域
- 层流底层可用傅里叶定律计算传热速率，将壁厚替换为层流底层厚度

定义

牛顿冷却定律：用于计算对流传热速率，表达式为 $Q = h \cdot A \cdot \Delta t$，其中 h 为对流传热系数。

- 对流传热系数 h 与热导率 λ 及层流底层厚度有关：$h = \lambda/\delta$（δ 为层流底层厚度）

- 层流底层厚度随流动湍动程度变化：湍动越剧烈，层流底层越薄，h 越大
- 传热面积 A 的计算：外表面用外径 $A=\pi d_{外}l$，内表面用内径 $A=\pi d_{内}l$
- 温差（推动力）：热流体（被冷却）用 $t_{主体}-t_{壁面}$；冷流体（被加热）用 $t_{壁面}-t_{主体}$

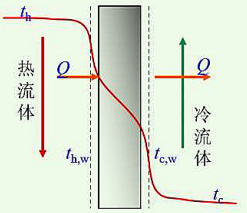
对流传热系数的影响因素

2、流体流动状态

湍动程度↑，层流内层厚度减薄，$\delta_t\downarrow, h\uparrow$，

代价：动力消耗↑。

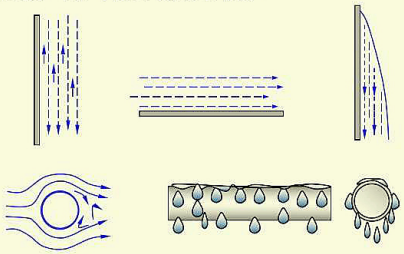
$h_{层流}<h_{湍流}$



流体通过间壁的热交换

4、传热面的形状、位置和大小

传热表面的几何形状(如管、板、环隙、翅片等)，传热表面方位和位置(如水平或垂直放置，管束的排列方式)及流道尺寸(如管径、管长、板高和进口效应)等都直接影响对流传热系数。



- 引起流动的原因：强制对流的湍动程度大于自然对流，故强制对流的 h 大于自然对流
- 流体流动状态：湍流湍动程度大于层流，层流底层更薄，故湍流的 h 大于层流
- 物性影响：
  - 热导率 λ 越大，h 越大
  - 黏度 μ 越小、密度 ρ 越大 → 雷诺数 Re 越大 → 湍动程度越大 → h 越大
  - ρC_p 表示单位体积流体的热容量，越大则携带热量能力越强，h 越大
  - 体积膨胀系数仅对自然对流分析，强制对流不考虑
- 传热面的形状、位置和大小：板式换热器传热面为板，管式换热器为管内/管外；横放管用直径作特征尺寸，竖放管用管长
- 相变影响：有相变的 h 大于无相变的

例

对流传热系数 h 的大致量级范围：

- 蒸汽冷凝：5000 ~ 15000
- 水的强制对流：1000 ~ 10000
- 水的自然对流：250 ~ 10000
- 气体强制对流 > 气体自然对流；有相变 > 无相变

对流传热系数的因次分析（白金汉定律）

- 影响因素共 8 个物理量：密度、黏度、比热、热导率、特征尺寸 l、流速、体积膨胀系数、对流传热系数 h
- 基本因次有 4 个：长度、质量、温度、时间
- 由 8 个物理量、4 个基本因次，可得 4 个无因次数群
- 强制对流时不含体积膨胀系数项，则变为 3 个无因次数群

定义

四个无因次数群：

- 努塞尔数 $Nu = h \cdot l/\lambda$
- 雷诺数 $Re = d \cdot u \cdot \rho/\mu$
- 普兰特数 $Pr = C_p \cdot \mu/\lambda$
- 格拉晓夫数 Gr（与自然对流相关）

- 关联式形式：$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n$（强制对流）；自然对流时加入 Gr 项
- 系数 C 与幂指数 m、n 需通过实验确定

特征准数的物理意义

2、特征数的物理意义

① 努塞尔特准数(Nusselt)

$$h=\frac{\lambda}{\delta_t} \qquad N_u=\frac{h\,l}{\lambda}=\frac{l}{\delta_t}$$

说明：

- 反映特征尺寸与有效层流膜厚度之比；
- 反映对流传热的强弱
- Nu 恒大于1。

② 雷诺准数(Reynolds)

$$Re=\frac{du\rho}{\mu}$$

说明：为流体惯性力与黏性力之比，表示强制对流运动状态对传热过程的影响

③ **普朗特准数(Prandtl)**

$$P_r=\frac{C_p\mu}{\lambda}=\frac{\mu/\rho}{\frac{\lambda}{C_p\rho}}=\frac{\nu}{a}=\frac{\text{(运动粘度)动量扩散系数}}{\text{(导热系数)热扩散系数}}$$

说明：

- 反映流体物性对传热的影响
- 反映热扩散和动量扩散的相对大小
- 反映流动边界层和热边界层的相对厚度

使用时注意：

- 查取定性温度下的物性；
- 计算所用单位，SI制。

定义

努塞尔数 $Nu=h\cdot l/\lambda=l/\delta$（$\delta$ 为层流底层厚度），反映对流传热强弱，也等于特征尺寸与层流底层厚度之比，通常大于 1。

- 雷诺数 Re：反映流体湍动程度
- 普兰特数 Pr：全部由物性参数组成，改写为 $\frac{\mu/\rho}{C_p/\lambda}$，即动量扩散系数与热扩散系数之比，反映动量边界层与热边界层的相对厚度

注意

物性参数查表时需确定定性温度。传热过程中温度是变化的，最常用的定性温度为进出口温度的算术平均值。查表时务必使用国际单位制，否则无因次数群可能相差数千倍。

定义

格拉晓夫数 Gr：反映自然对流的强弱程度，膨胀系数越大，自然对流越强。仅用于自然对流，强制对流不考虑。

关联式系数的实验确定方法

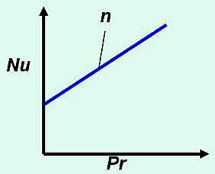
实验测定

强制湍流： $Nu=CRe^mPr^n$

（1）采用不同*Pr*的流体，固定*Re*

$$\ln Nu=n\ln Pr+\ln CRe^m$$

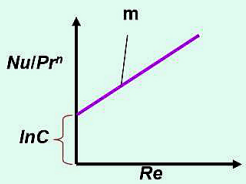
双对数坐标系得一直线，斜率为*n*



（2）对不同*Pr*的流体在不同的*Re*下

$$\ln(Nu/Pr^n)=m\ln Re+\ln C$$

在双对数坐标系中得一直线斜率为*m*



- 第一步：采用不同 Pr 的流体，固定 Re，求 n

  - 在双对数坐标中作 Nu 与 Pr 的关系图，斜率即为 n
  - 或取自然对数，横坐标 $\ln Pr$、纵坐标 $\ln Nu$，斜率即 n
- 第二步：采用不同 Re 的流体，求 C 和 m
  - 用空气做实验时，Pr 在较大范围内变化不大，可并入常数项：$Nu = A \cdot Re^m$
  - 取自然对数：$\ln Nu = \ln A + m \ln Re$，横坐标 $\ln Re$、纵坐标 $\ln Nu$，斜率即 m，截距即 $\ln A$
  - 若用不同 Pr 的流体：纵坐标用 Nu/Pr^n，与 Re 作图，斜率倒数即 m，进而求出 C

注意

努塞尔数 Nu 本身是待求量，但实验中可通过测量壁温、流体温度及传热速率等数据先计算得到 Nu，再用于拟合关联式，这正是实验的目的。

总传热系数 K 的实验近似方法

- 实验尚未学到精确方法时，用总传热系数 K 近似代替对流传热系数
- K 的计算式：K = 热负荷 / (面积 × 对数平均温差)
- 热负荷可由进出口温度变化算出，换热面积可算，对数平均温差是总换热推动力，可由进出口温度算出
- 用 K 代替对流传热系数去算努塞尔数，再反查关联式，这是实验的方法
- 牛顿冷却定律中的 Δt 只针对单侧（热流体或冷流体），而整个换热过程的推动力用对数平均温差

关联式的定性温度

- 定性温度用于查取物性参数，有三种取法：
  1. 进出口温度的平均值：(t1 + t2) / 2
  2. 膜温：(壁温 + 主体温度) / 2，算哪一侧就用哪一侧的壁温
  3. 直接用壁温
- 具体选哪个，看所用关联式给出的表达式
- 所有经验公式都有适用条件，符合哪个条件就用哪个

关联式的特征尺寸

- 特征尺寸取决于换热过程、换热面及换热管的放置方式
- 可能是内径、外径或长度，需根据具体情况判断

关联式的特征速度

- 管内流动用平均速度 u（雷诺数中的 u）
- 列管式换热器壳程流动时，各截面流速不同，需取最大截面处的速度作为特征速度

热流方向的影响

（3）特征速度

流体在管内流动取横截面上的平均速度，在换热器内取管间最大横截面上的平均速度。

（4）热流方向对传热系数h 的影响

- 曲线1为等温流动的速度侧形。
- 曲线2为液体向管壁散热时的速度侧形，由于近管壁处液体温度偏低，黏度偏高，故流速比等温时低。
- 曲线3为液体被加热时的速度侧形。

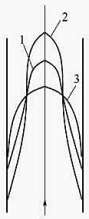


图 4-20 热流方向对速度分布侧形的影响
1—等温流动；2—液体向管壁散热；3—液体被加热

- 流体被加热、被冷却或等温流动，会影响流体流动状态，进而影响传热

自然对流产生的根本原因

【练】

1 自然对流传热产生的根本原因是（）

A.流体内部存在温度差

B.流体内部存在压强差

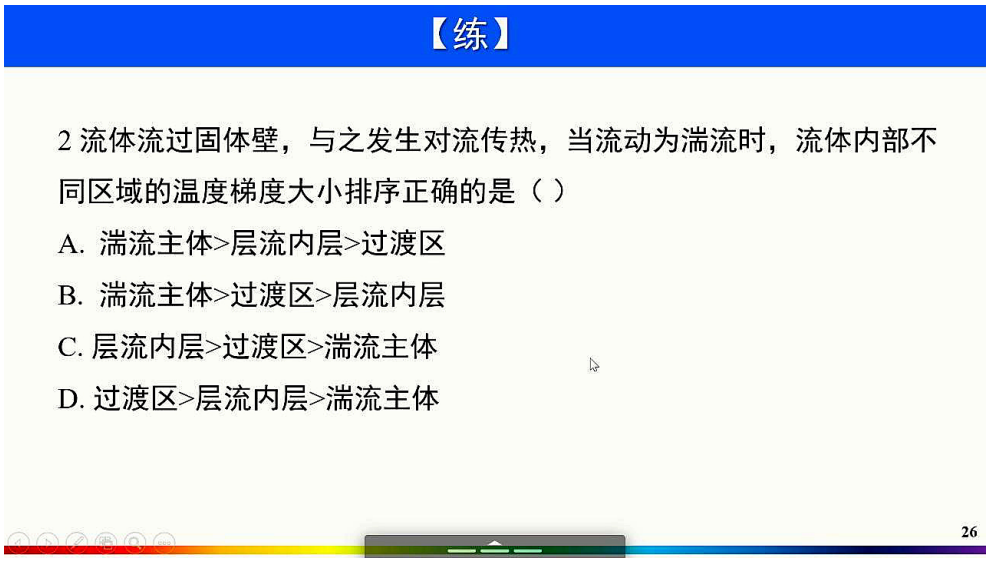
C.流体内部存在密度差

D.流体内部存在速度差

25

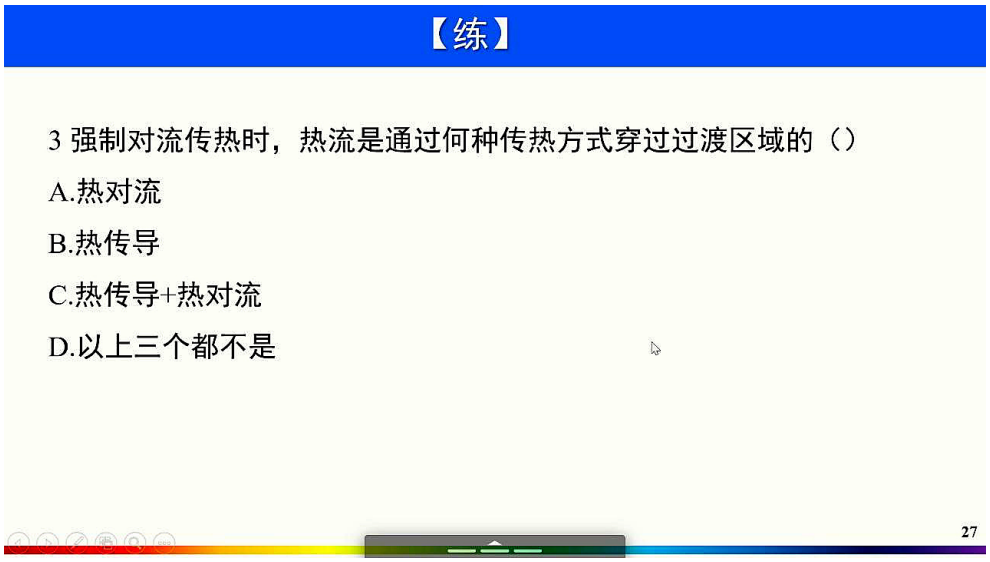
- 根本原因是密度差（由温度差异引起密度变化）
- 温度差是各种对流方式的共同原因，不是自然对流的特有根本原因

湍流时不同区域的温度梯度



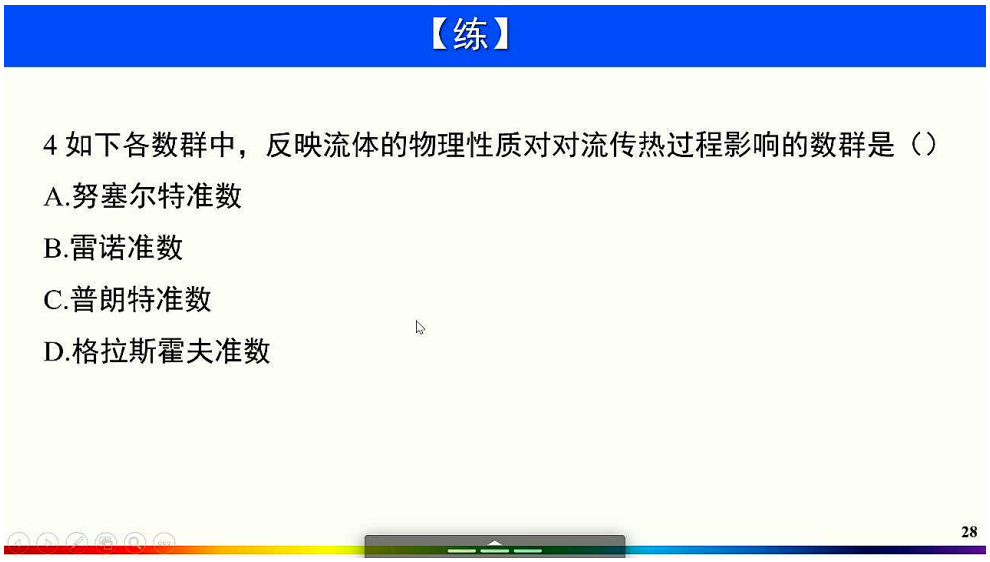
- 湍流流体内部区域：层流内层、过渡区、湍流主体
- 温度梯度大小顺序：层流内层 > 过渡区 > 湍流主体
- 阻力越大处温度梯度越大，层流内层阻力最大；湍流主体混合充分，温度梯度几乎为零

强制对流传热穿过过渡区的方式



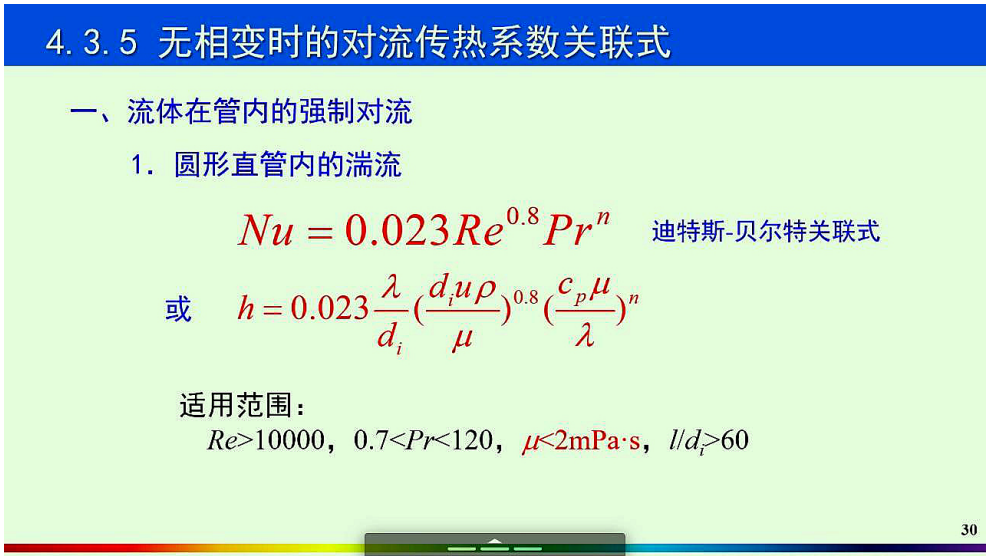
- 过渡区流动不稳定，可能以层流或湍流方式流动
- 因此传热方式同时包含热传导（层流部分）和热对流（湍流部分）

反映物理性质影响的准数



- 普朗特准数（Pr）反映流体物理性质的影响

迪特斯-贝尔特（DB）关联式



- 最常用的关联式，适用于圆形直管内强制湍流强制对流
- 公式：Nu = 0.023 Re^0.8 Pr^n
- 展开形式：hd/λ = 0.023 (duρ/μ)^0.8 (cPμ/λ)^n
- 整理后对流传热系数 h 的表达式：h = 0.023 (λ/d) (duρ/μ)^0.8 (cPμ/λ)^n
- 与流速的 0.8 次方成正比，与管径的 0.2 次方成反比

定义

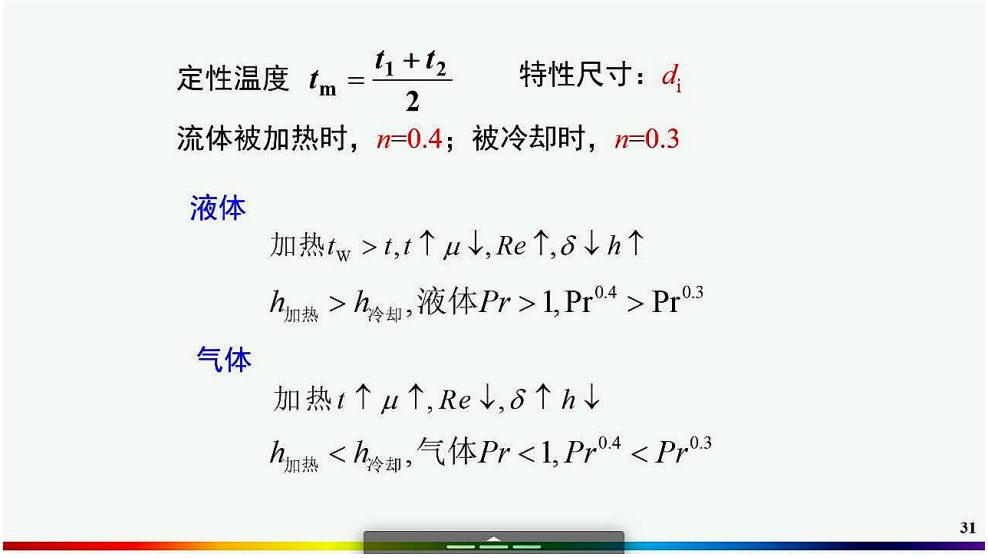
迪特斯-贝尔特（DB）关联式：Nu = 0.023 Re^0.8 Pr^n，是圆形直管内强制湍流强制对流传热最常用的准数关联式。

DB 关联式的适用条件

- 圆形直管内强制湍流强制对流
- 雷诺数 Re > 10000
- 普朗特准数 Pr 在 0.7 ~ 120 之间
- 粘度 μ < 2 mPa · s（低粘度）

- 长径比 L/d > 60

DB 关联式的定性温度与特征尺寸



- 定性温度：(t1 + t2) / 2，即进出口温度的算术平均值
- 特征尺寸：管内径 d

DB 关联式中指数 n 的取值

- 流体被加热（冷流体）：n = 0.4
- 流体被冷却（热流体）：n = 0.3

> **注意**
>
> 考试时不能直接写 n，必须根据流体是被加热还是被冷却，代入 0.4 或 0.3 才能算出结果。

为什么加热取 0.4、冷却取 0.3

- 液体被加热时壁温高，温度升高粘度下降，雷诺数增大，对流传热系数增大，故被加热的液体 h 大于被冷却的
- 液体 Pr > 1，Pr^0.4 > Pr^0.3，与上述规律一致
- 气体被加热时温度升高粘度增大，对流传热系数减小，故被加热的气体 h 小于被冷却的
- 气体 Pr < 1，Pr^0.4 < Pr^0.3，与上述规律一致

流量一定时管径减半对 h 的影响

$$h = 0.023\frac{\lambda}{d}\left(\frac{du\rho}{\mu}\right)^{0.8}\left(\frac{c_p\mu}{\lambda}\right)^{n}$$
$$= 0.023\frac{u^{0.8}}{d^{0.2}}\cdot\frac{\rho^{0.8}c_p{}^{n}\lambda^{1-n}}{\mu^{0.8-n}}$$

强化措施：

- d一定，$h\propto u^{0.8}$，$u\uparrow \Rightarrow h\uparrow$
- u一定，$h\propto 1/d^{0.2}$，$d\downarrow \Rightarrow h\uparrow$

32

- 不能只代入管径的 -0.2 次方，还要考虑流速变化
- 由连续性方程，管径减半，流速变为原来的 4 倍
- 对流传热系数变为原来的：4^0.8 / 0.5^0.2

> 注意
>
> 流量一定时管径减半，h 的变化要同时考虑流速增大（4 倍）和管径减小两个因素，不能只代入管径项。

高粘度流体的修正

以下是对上面的公式进行修正：

（1）高粘度液体

$$Nu = 0.027Re^{0.8}Pr^{\frac{1}{3}}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$$ 西德尔-泰特关联式

适用范围：Re>10000，0.7<Pr<16700，l/d>60

定性温度：进出口温度平均值t_m，μ_w用壁温

特性尺寸：d_i

壁温未知，令 $\varphi_\mu=\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$ 则 $\varphi_\mu=\begin{cases}液体被加热=1.05\\液体被冷却=0.95\\气体=1.0\end{cases}$

33

- 适用条件：粘度 > 2 mPa · s
- 修正公式：Nu = 0.027 Re^0.8 Pr^0.33 (μ/μw)^0.14
- μ 为定性温度下的粘度，μw 为壁温对应的粘度
- 若壁温未知，可用近似系数：
  - 液体被加热：乘以 1.05
  - 液体被冷却：乘以 0.95
  - 气体：不修正

长径比小于 60 的修正

- 长径比 L/d < 60 时，流动湍动程度更剧烈，对流传热系数更大
- 乘以一个大于 1 的修正系数，与管长有关

过渡区的修正

（2） $l/d<60$ $\delta\downarrow\ h\uparrow$

校正系数 $\phi=1+\left(\frac{d}{l}\right)^{0.7}>1$

（3） 过渡区（$2000<Re<10000$） $\delta\uparrow\ h\downarrow$

校正系数 $\phi=1-\frac{6\times10^5}{Re^{1.8}}<1$

层流区应考虑自然对流，情况复杂，误差大

（4） 弯曲管内 $\delta\downarrow\ h\uparrow$ 由于离心力的作用，流体扰动加剧

校正系数 $\phi=1+1.77\frac{d}{R}>1$

- 过渡区范围：Re 在 2000 ~ 10000 之间（注意与流动过渡区 2000~4000 不同）
- 湍动程度没那么剧烈，对流传热系数较小
- 乘以一个小于 1 的修正系数

弯曲管的修正

- 弯管改变流动方向，产生漩涡，扰动更剧烈，对流传热系数更大
- 乘以一个大于 1 的校正系数，r 为弯曲半径

实验数据处理

- 横坐标：雷诺数 Re
- 纵坐标：Nu / Pr^0.4
- 在双对数坐标中作图，实验段为强制湍流段
- 斜率即为指数 m，截距在双对数坐标中读出为 C（直角坐标中为 lnC）

强制层流（管内）

2. 圆形管内强制层流

特点：同时存在自然对流和强制对流，情况复杂误差较大。

当管径较小，流体与壁面间的温度差较小且流体的黏度较大时，自然对流对强制层流的传热的影响可以忽略

$$Nu = 1.86(RePr\frac{d}{l})^{\frac{1}{3}}(\frac{\mu}{\mu_w})^{0.14}$$ 西德尔-泰特关联式

适用范围： $0.7 < \mathrm{Pr} < 6700$ $(RePr\frac{d}{l}) > 100$ $Re < 2300$

定性温度： t_m 特性尺寸： d_i

通常在换热器的设计中，为提高总传热系数，流体多呈湍流流动

- 管内强制层流也有对应的关联式，需注意其适用条件、特征尺寸和定性温度

非圆形管与当量直径

3. 非圆形管内强制湍流

（a）当量直径法

用d_e代d_i，u用实际$A_{流通}$计算

（b）直接实验法

套管环隙（水和空气）： $h = 0.02\frac{\lambda}{d_e}(\frac{d_2}{d_1})^{0.5}Re^{0.8}Pr^{\frac{1}{3}}$

适用范围： $1.2\times10^4<Re<2.2\times10^5$； $d_2/d_1=1.65\sim17$

d_1——内管外径，d_2——外管内径

特征尺寸：流体力学当量直径d_e

定性温度：进出口温度算数平均值

37

- 套管式换热器环隙中的流体不是圆形直管流动，需用当量直径
- 传热中的当量直径：de = 4 × 流通截面积 / 传热周边长
- 与润湿周边长的区别：润湿周边长要加内外两个周长，传热周边长只取传热的那一侧周长

定义

当量直径（传热）：de = 4 × 流通截面积 / 传热周边长，用于将非圆形管（如环隙）等效为圆形直管计算。

环隙当量直径的计算

- 流通截面积：π/4 × (外管内径 ² - 内管外径 ²)
- 传热周边长：π × 内管外径
- 流速用实际流量除以流通截面积
- 也可直接查书上的经验公式，符合条件即可使用

例题：苯在列管式换热器中的传热计算

【例】

质量流量为8.32kg/s的苯通过由38根Φ25×2.5mm钢管组成的列管换热器。20ºC的苯通过管内并被加热到80ºC。求管壁对苯的传热系数。当苯的流量提高50%时，传热系数有何变化？

解：苯的平均温度t_m

$$t_m = \frac{1}{2}(20+80) = 50^oC$$

由苯的平均温度查得：

密度 $\rho=860kg/m^3$　比热 $c_p=1.8kJ/kg\cdot ºC$

粘度 $\mu=0.45cp$　导热系数$\lambda=0.14W/m\cdot ºC$

- 质量流量 8.32 kg/s 的苯，通过 38 根 φ25×2.5 mm 钢管组成的列管式换热器，管内从 20℃ 加热到 80℃
- 管内径 d = 25 - 2×2.5 = 20 mm = 0.02 m
- 定性温度：(20+80)/2 = 50℃，用 50℃ 查苯的密度、比热、粘度、热导率
- 流速计算：质量流量 ÷ 密度 = 体积流量，再除以单管截面积，注意要除以 38 根管
- 苯在 50℃ 时粘度约 0.45 mPa · s（< 2，符合低粘度条件）
- 算得流速约 0.81 m/s，Re ≈ 30000（> 10000），Pr ≈ 5.79（在 0.7~120 之间），符合 DB 关联式条件
- 代入公式计算 h，n 取 0.4（被加热）

注意

计算列管式换热器管内流速时，必须除以管数（38 根），否则流速会大几十倍，结果完全错误。

注意

传热计算不要纠结与标准答案的微小差异（如 Re 取 30000 还是 39000），但数量级不能错。常见错误是代入的数都对，但计算器按错导致结果错误。

例题第二问：流量增加 50% 对 h 的影响

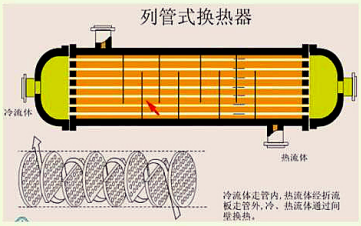
- 流量增加 50%，流速也增加 50%
- 对流传热系数与流速的 0.8 次方成正比
- 变为原来的 1.5^0.8 ≈ 1.38 倍

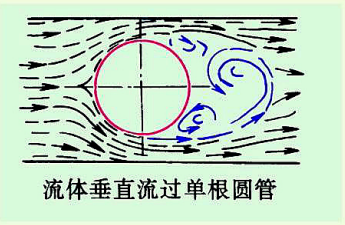
管外强制对流的特点

二、流体在管外的强制对流

流体在管外强制对流传热有以下几种情况:平行于管、垂直于管或垂直与平行交替。

1. 流体在单管外强制垂直流动时的传热





流体垂直流过单根圆管

- ✓ 自驻点A开始，随φ角增大，管外边界层厚度逐渐增厚，热阻逐渐增大，传热系数h 逐渐减小;
- ✓ 边界层分离以后因管子背后形成旋涡，局部传热系数h逐渐增大。

局部传热系数分布

1）低雷诺数(70800~101300) Φ=0-80°，层流边界层厚度增大使h↓，

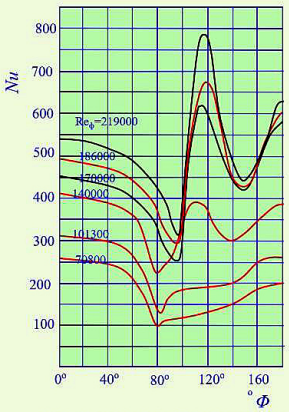
Φ >80°，边界层分离，使h↑，有一个最低点。

2）高雷诺数（140000~219000）

有两个最低点：

N01： Φ =70-80°，层流边界层→湍流边界层；

N02： Φ =140°（分离点），发生边界分离。



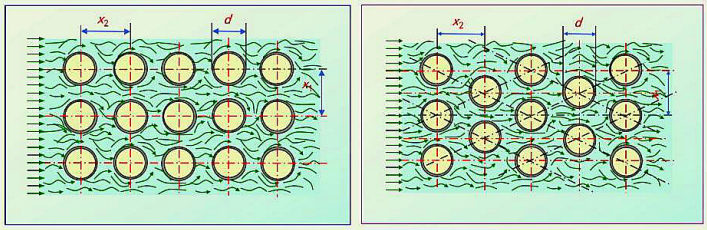
不同*Re*下流体横向流过圆管时局部努塞尔数的变化

- 与管的摆放位置有关：平行摆放时特征尺寸为管径，垂直流动时特征尺寸为管长
- 流动可能垂直、平行于管，或交替进行（列管式换热器）
- 对流传热系数随边界层厚度变化：边界层累积时 h 减小，边界层脱离后 h 增大

管束外垂直流动的传热

2. 流体在管束外强制垂直流动时的传热

直列 错列



- 第一排管子，不论直列还是错列，其传热情况均与单管相似。
- 第二排开始，因为流体在错列管束间通过时，受到阻拦，使湍动增强，故错列的传热系数大于直列的传热系数。
- 第三排以后，传热系数不再变化

- 与管子的排列方式有关：直列式与错列式
- 错列式湍动程度更剧烈（流体不断改变速度和方向），传热效果更好

例

错列式排列的湍动程度更剧烈，传热效果更好。课程设计中排管、板式分离塔开孔都应采用错列式，以增强湍动、改善气液混合。

注意

课程设计选择错列式排列时，理由应是”湍动程度更剧烈、传热效果更好”，而不是”别人都这么排”。

管束排列方式与传热计算

- 正三角形排列

与正方形排列相比，在相同管板面积上可排列很多的管数；流向正对换热管，边界层分离，传热系数较高，但换热管间不易清洗。

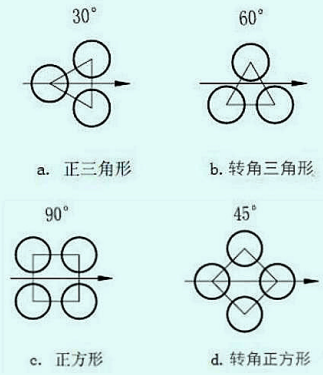
- 转角正三角形排列

介质流动时有一部分是层流，对传热有不利影响，但便于机械清洗。

- 正方形排列。

方便对换热管外进行清洗。

- 转角正方形排列



46

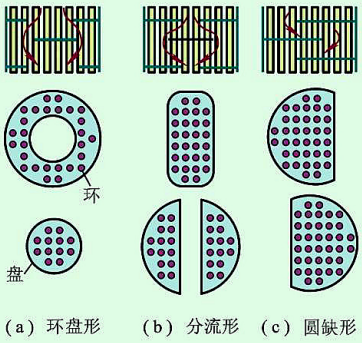
- 管束排列方式有四种：正三角形、转角三角形、正方形、转角正方形
- 正三角形和转角正方形属于错列排列，传热系数较大
- 正方形排列传热系数较小，但清洗容易（各处有角落，清洗方便）
- 不同排列方式对应不同的经验公式，需根据排列方式和管心距计算
- 单列管先计算，再将整个管束加合计算

挡板的作用

3．流体在列管换热器壳程的流动

挡板形式：圆缺形（弓形）、圆盘形（圆环）等，其中以圆缺形挡板最为常用。

挡板作用：支撑管子；流动方向不断改变，破坏传热边界层的形成和增加湍动程度以提高h，但是也会使壳程的流动阻力增加。



- 挡板类型：圆盘形（中间空、两头紧）、圆缺形（缺一块，其余填满）
- 挡板使壳程流体不断改变方向，而非直接沿管束流过
- 作用一：对长管起支撑作用
- 作用二（关键）：增大壳程流体的湍动程度，提高传热速率，并延长流体在壳程的停留时间，保证冷热流体充分接触

壳程流速与最大截面积

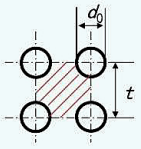
u按流过管间最大截面积计算：

$$A_{\max}=HD\left(1-\frac{d_0}{t}\right)$$

H——两挡板间距离

D——外壳内径

$$h\propto\frac{u^{0.55}}{d_e^{0.45}}f(\lambda,c_p,\mu)$$



提高壳程h的措施：

1）$u\uparrow$ h↑；但$h_f\propto u^2$，$h_f\uparrow$

2）$d_e\downarrow$ h↑

3）加强湍动，$h\uparrow$

- 壳程流速 = 流量 ÷ 最大截面积
- 最大截面积由挡板间距、外壳内径、管外径、孔心距共同确定
- 不能用壳体的整个截面积计算，需用实际流通的最大截面积

大空间自然对流

4. 大空间自然对流传热

大空间自然对流是指热表面或冷表面的四周没有其他阻碍自然对流的物体存在。

$$Nu = f(Gr, Pr) \Rightarrow Nu = C(Gr \cdot Pr)^n$$

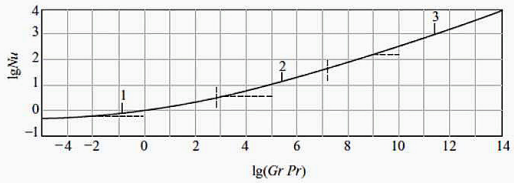
$$h = C\frac{\lambda}{l}\left(\frac{c_p\mu}{\lambda}\cdot\frac{\beta g\Delta t l^3\rho^2}{\mu^2}\right)^n$$

C、n——由实验测定

定性温度：膜温

特性尺寸：垂直的管或板为H； 水平管为d_o

通过对空气、氢气、二氧化碳、水、油、四氯化碳等不同介质进行大量的实验研究



段数	*GrPr*	*C*	*n*
1	$1\times10^{-3}\sim5\times10^{2}$	1.18	1/8
2	$5\times10^{2}\sim2\times10^{7}$	0.54	1/4
3	$2\times10^{7}\sim10^{13}$	0.135	1/3

定性温度：取膜温，即(t+tw)/2℃。

特征尺寸：与加热方向有关。对水平管取管外径do，对垂直管或板取垂直高度L。

- 自然对流经验公式中出现膨胀系数项
- 与 Gr 数（格拉晓夫数）相关
- 自然对流湍动不剧烈，传热效果不如强制对流
- 公式中的系数由实验获得

对流传热经验公式使用要点

- 被加热时 n = 0.4，被冷却时 n = 0.3
- 使用公式前必须先算雷诺数和普朗特准数，确认符合公式适用范围
- 每个经验公式都要确认：适用范围、定性温度、特性尺寸
- 各物理量须用国际单位制
- 根据数量级判断结果合理性：若雷诺数算出来小于 1 万却仍用该公式，说明雷诺数算错了

单管程与双管程

- 列管式换热器流体从一端进、另一端出为单程
- 中间加一块隔板，流体走一半管后折返再走另一半，为双程
- 未特别说明时按单程处理
- 单程改双程：管内流速增加一倍，对流传热系数变为原来的 2^0.8 倍

- 传热面积不变（所有管表面都被用到，仍为 nπdl）

例题：管内强制对流换热计算

- 质量流率 0.9 kg/s，20 行共 400 根管，按单管程处理
- 被加热，n = 0.4
- 已知质量流量时，雷诺数计算中密度可约去（质量流量/密度/截面积 × 密度 / μ）
- 普朗特数 CPμ/λ 不含密度，故密度可不给
- 雷诺数 12000 > 10000，普朗特数 0.68（接近 0.7~120 范围，可用）
- 流量增加一倍时，传热系数变为 2^0.8 = 1.74 倍（考试需算出数值，不能只写 2^0.8）

例题：空气湍流换热系数变化分析

- 空气的普朗特数在很大范围内接近 0.7，物性变化可忽略
- 判断传热系数变化主要看流速和管径两个量
- 压力增加一倍、质量流率不变：流速、管径均不变，传热系数不变
- 质量流率增加一倍：流速增加一倍，传热系数变为 2^0.8 = 1.74 倍
- 加热管数增加一倍：流速减半，传热系数变为 0.5^0.8 = 0.57 倍
- 管径减半：流速变为原来的 4 倍，传热系数变为 3.48 倍

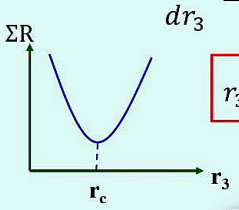
保温层临界半径

$$\frac{Q}{l}=\frac{t_2-t_3}{\frac{1}{2\pi\lambda}ln\frac{r_3}{r_2}}=\frac{t_3-t_b}{\frac{1}{2\pi r_3 h}}=\frac{t_2-t_b}{\frac{1}{2\pi\lambda}ln\frac{r_3}{r_2}+\frac{1}{2\pi r_3 h}}$$

总热阻 $\Sigma R=\frac{1}{2\pi\lambda}ln\frac{r_3}{r_2}+\frac{1}{2\pi r_3 h}$

随着保温层厚度的增大，r_3增大，保温层热阻增大，自然对流热阻减小，总热阻存在极小值。

$$\frac{d\Sigma R}{dr_3}=\frac{1}{2\pi\lambda r_3}-\frac{1}{2\pi r_3^2 h}=0$$



$r_3=\frac{\lambda}{h}$ 此为保温层的临界半径r_c

当$r_3<r_c$时，保温层越厚，保温效果越差；

当$r_3>r_c$时，保温层越厚，保温效果越好。

定义

临界半径 rc = λ/h，是保温层总热阻随半径变化出现极值（极小值）时的半径。

- 保温层传热由两部分热阻组成：保温层内热传导热阻 + 保温层外对流传热热阻
- 热传导热阻随 r3 增大而增大（r3 在分子）
- 对流传热热阻随 r3 增大而减小（r3 在分母）
- 总热阻随 r3 增大先减小后增大，存在极小值

注意

保温层不是越厚越好。当 r3 < rc 时，保温层越厚热阻越小、保温效果越差；当 r3 > rc 时，保温层越厚热阻越大、保温效果越好。设计保温层厚度需考虑临界半径，选择合适厚度。

有相变传热概述

4.3.6 有相变时的对流传热系数关联式

有相变对流传热的特点

① 相变过程中产生大量相变热（潜热）；

例：水

100^0C时，汽化潜热 $r = 2258.4kJ/kg$

$0-100^0C$，比热 $Cp = 4.187kJ/kg^0C$

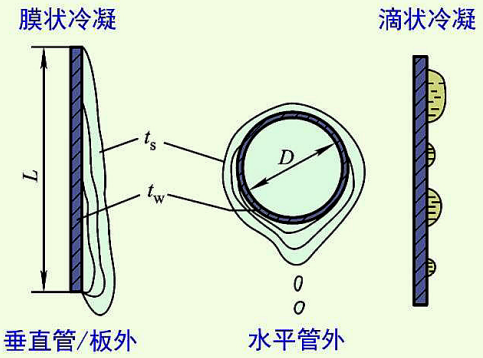
一般：$h_{相变} >> h_{无相变}$

② 相变过程有其特殊传热规律，传热更为复杂；

③ 分为蒸汽冷凝与液体沸腾两种情况。

- 本章有相变传热分两类：蒸汽冷凝和液体沸腾
- 相变过程产生大量潜热（100℃ 水气化潜热 2258.4 kJ/kg，0~100℃ 液体比热约 4.1 kJ/(kg · ℃)）
- 有相变的对流传热系数远大于无相变

膜状冷凝与滴状冷凝



✓ 冷凝传热系数：滴状冷凝＞膜状冷凝，相差几倍到几十倍。

✓ 工业上，多为膜状冷凝。

63

定义

膜状冷凝：液体能完全润湿表面，形成连续液膜覆盖壁面。滴状冷凝：液体不能很好润湿表面，形成液滴附着在壁面。

- 滴状冷凝传热系数大于膜状冷凝：滴状有裸露金属表面，热量直接传给壁面；膜状需先经液膜再传至壁面，多一层热阻

注意

工业设计时采用膜状冷凝进行设计，而非滴状冷凝。原因：滴状冷凝不稳定，液滴长大后易转为膜状；用膜状冷凝（传热系数较小）设计，若满足要求则滴状冷凝（传热系数较大）必然满足，留有安全余量。

蒸汽冷凝的特点

蒸汽冷凝传热

特点：

蒸气与低于其饱和温度的冷壁接触时，将凝结为液体，释放出气化热。

蒸气冷凝进行加热的优点：

①具有恒定的温度，操作时易于控制；

②表面传热系数大。

本节主要讨论单组分饱和蒸汽冷凝

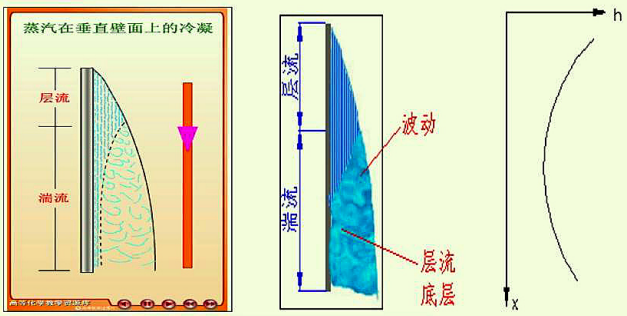
- 放出气化热，具有恒定温度（相变过程）
- 温度由饱和蒸汽压决定：温度越高，饱和蒸汽压越高
- 题目给出饱和蒸汽压时，可查表得到对应饱和温度作为热流体温度
- 有相变传热系数更大，常选用饱和水蒸气作为热源

垂直管外膜状冷凝的传热系数变化

二、蒸汽膜状冷凝传热

（1）垂直管外或板上的冷凝传热

方法：真实模型→简化模型→数学模型求解。



- 液膜初始为层流，随高度增加液膜变厚，对流传热系数逐渐减小
- 液膜流量增大后由层流转为湍流，对流传热系数转而增大
- 沿高度方向（从上到下）对流传热系数先减小后增大

冷凝传热的特征尺寸与定性温度

液膜层流时的冷凝对流传热系数为：

$$h = 1.13\left(\frac{g\rho^2\lambda^3 r}{\mu L(t_s - t_w)}\right)^{\frac{1}{4}}$$

应用范围：Re＜1800

定性尺寸：L取垂直管或板的高度。

定性温度：蒸汽冷凝潜热r取其饱和温度t_s下的值，其余物性取液膜平均温度（膜温）。

- 管水平放置、流体垂直流过管时，特征尺寸取管径（较小），传热系数较大
- 管竖直放置时，特征尺寸取管长（较大）
- 定性温度：蒸汽冷凝潜热取饱和温度下的值，其余物性取液膜平均温度（膜温）
- 膜温 = (壁温 + 主体温度) / 2

11 月 26 日

蒸汽冷凝的两种模式

蒸汽冷凝

一、蒸汽冷凝分类



① 膜状冷凝

冷凝液能润湿壁面（接触角Θ<90°），形成一层完整的液膜布满液面并连续向下流动

热量：蒸汽相→液膜表面→固体壁面。

② 滴状冷凝

冷凝液不能很好地润湿壁面（接触角Θ>90°），仅在其上凝结成小液滴，合并成较大的液滴而脱落。有裸露壁面，直接传递相变热。

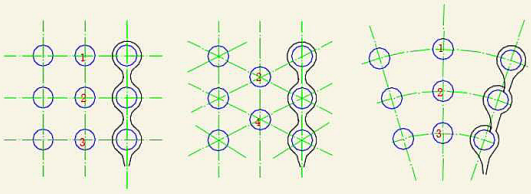
62/87

- 滴状冷凝与膜状冷凝两种模式
- 滴状冷凝的传热系数大于膜状冷凝
- 工业设计以膜状冷凝为主

冷凝传热的特征尺寸

水平管束外冷凝

水平管束的排列通常有直排和错排两种 ：



水平管束的排列及其对冷凝液膜厚度的影响

第一排管子：冷凝情况与单根水平管相同。
其他各排管子：冷凝情况必受到其上排管流下冷凝液的影响，表面传热系数依次下降。

68/87

- 垂直管外或板上冷凝：特征尺寸用长度
- 水平管外冷凝：特征尺寸用直径
- 水平放置的管对流传热系数更大（管径远小于管长）

影响蒸汽冷凝的因素

三、影响蒸汽冷凝传热的因素

液膜厚度及其流动状况是关键

$$h = 1.13\left(\frac{g\rho^2\lambda^3 r}{\mu H \Delta t}\right)^{\frac{1}{4}}$$

1）冷凝液膜两侧的温度差Δt

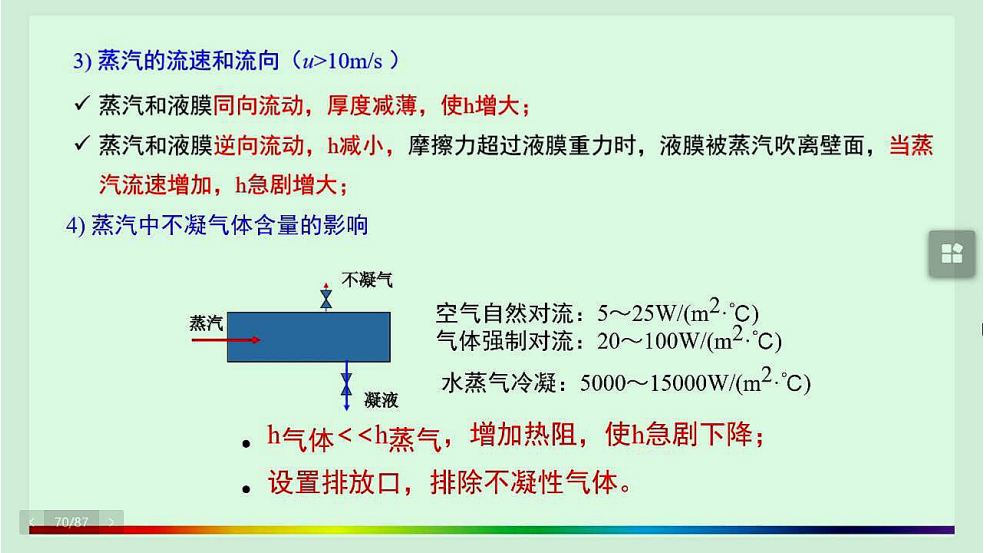
当液膜呈滞流流动时，若Δt加大，则蒸汽冷凝速率增加，液膜厚度增厚，冷凝传热系数降低。

层流：$\Delta t=t_s-t_W\uparrow \Rightarrow \delta\uparrow h\downarrow$

2）流体物性

冷凝液 $\rho\uparrow \mu\downarrow \lambda\uparrow r\uparrow \Rightarrow h\uparrow$

69/87



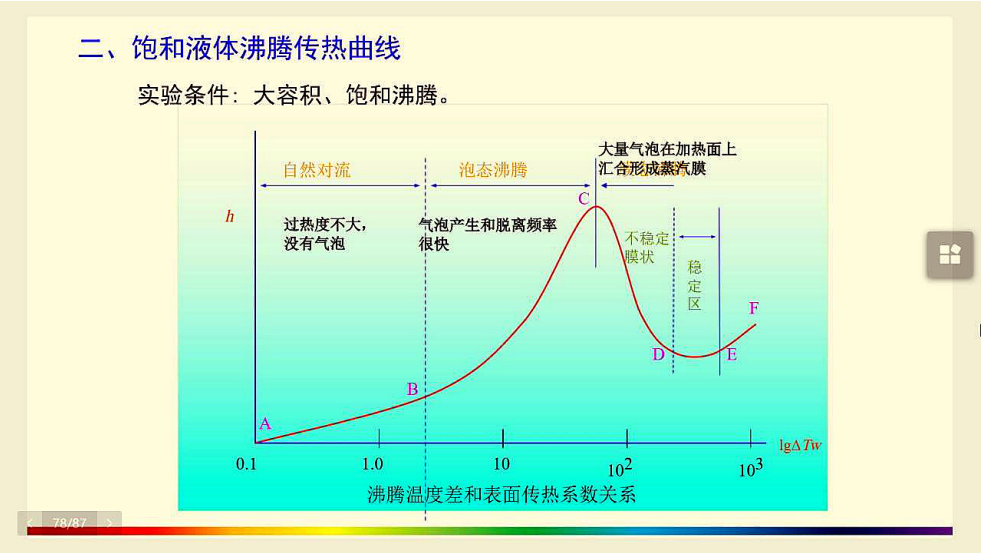
- **温差**：液膜两侧温差增大时，液膜粘度增大，层流时传热系数降低
- **物性**：密度、热导率、气化潜热、粘度等；热导率越大，对流传热系数越大
- **蒸汽流速与流向**：蒸汽与液膜同向时液膜减薄，传热系数增大；逆向时液膜增厚，传热系数减小；流速极大使液膜被吹离表面时，传热系数急剧增大
- **不凝性气体**：空气对流传热系数远小于水蒸气冷凝传热系数，形成气膜热阻层，传热系数大幅下降
- **壁面影响**：表面粗糙、开沟槽、装金属丝或翅片可扰动流动并增大换热面积；螺纹管对流传热系数大于光滑管
- **管排列**：采用错列式、安装挡板，使主体湍动更剧烈
- **氧化层/污垢**：产生污垢热阻，需积极清洗
- **过热蒸汽**：除放出潜热外还放出显热，对流传热系数略大于饱和蒸汽

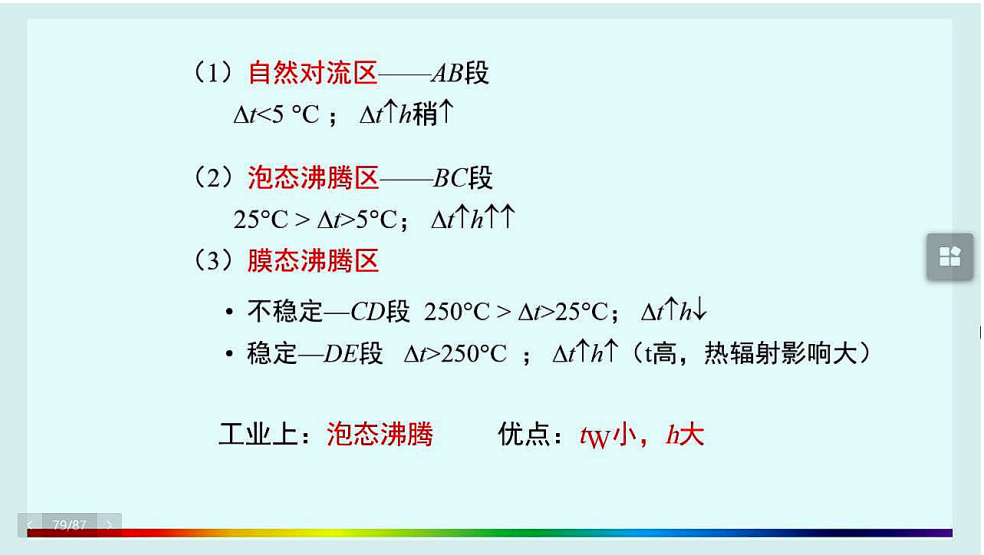
> **注意**
>
> 蒸汽管内有空气（不凝性气体）时，水蒸气需先经过一层气膜再传热给壁面，相当于增加一层热阻层，对流传热系数大大下降。实验时需打开排气阀反复排气，当壁温与蒸汽温度接近（相差零点几度）时说明排气合格；若相差两三度则排气未排好。

沸腾传热的分类

- 按组分数：单组分、多组分
- 按状态：定态沸腾、非定态沸腾
- 非定态沸腾分为大空间沸腾（又分泡态沸腾、膜态沸腾）

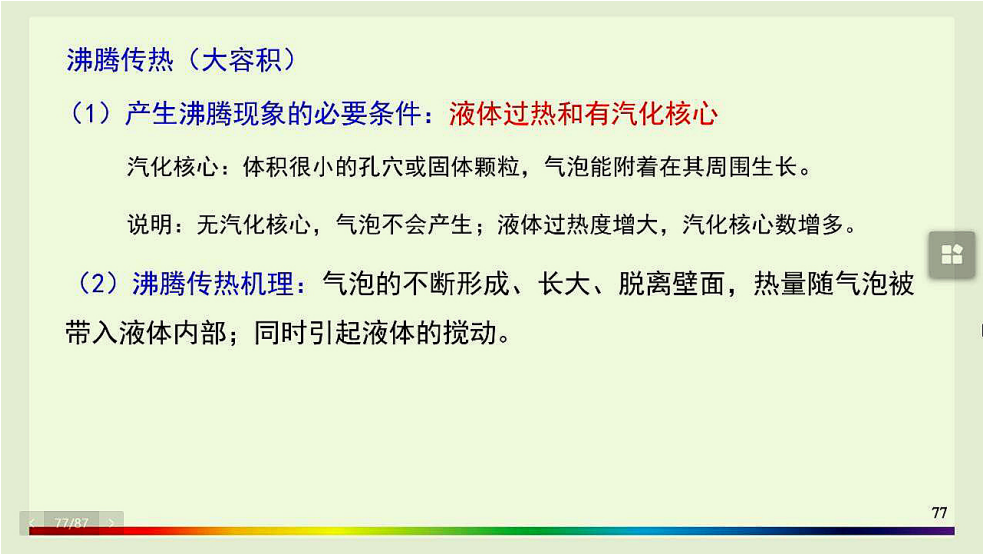
沸腾传热曲线（烧水过程）





- **自然对流段**：壁面与流体温差小，传热系数缓慢增大，无明显流体位移
- **泡态沸腾段**：温差明显增大，气泡产生并上升扰动流体，湍动加剧，传热系数迅速增大
- **膜态沸腾段**：气泡连成一片形成气膜层，气膜导热系数极低，传热系数大幅下降
- **辐射段**：温差极大时需考虑辐射影响，传热系数略有回升

沸腾传热的两个要素



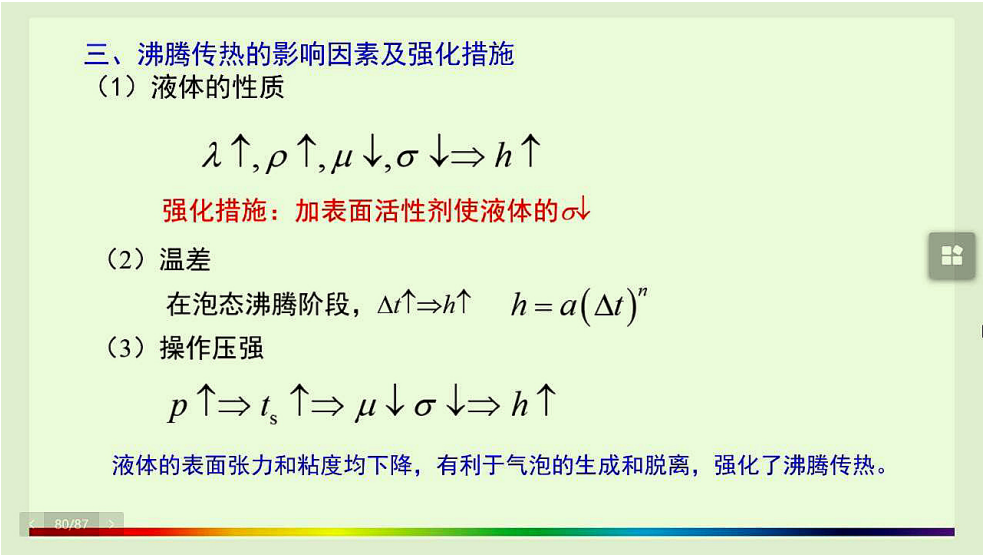
- **液体过热**：需有相变所需的过热度
- **气化核心**：气泡附着生长的位置，一般为粗糙表面（如焊点、不光滑处）

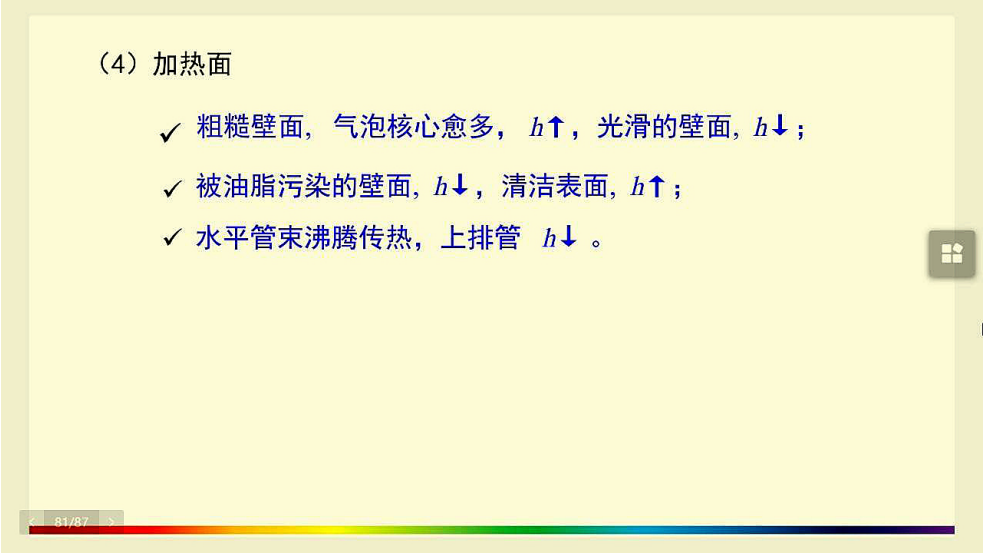
> **例**
>
> 烧水时气泡往往先在焊点、不光滑处出现，这些粗糙表面就是气化核心。

沸腾传热的机理

- 气泡不断长大，从液体内部溢出到液体外
- 气泡脱离加热面时对附近液体产生搅动作用，扰动液体热量，使对流传热系数增大

影响沸腾传热的因素





- **物性**：密度、热导率、粘度、表面张力；表面张力越低，对流传热系数越大
- **温差**：泡态沸腾段温差越大，对流传热系数越大
- **操作压强**：压强越大，饱和温度越高
- **加热面粗糙度**：粗糙壁面有利于气化核心形成
- **油脂污染**：被油脂污染的壁面不利于沸腾
- **水平管束沸腾**

定义

表面张力：液体表面分子间相互吸引使表面趋于收缩的力。可用铂环法测量——将铂环沉入液体后缓慢升起，离开液面瞬间测得的力即为表面张力。添加表面活性剂（如沐浴露、香水中的成分）可降低表面张力。

冷凝与沸腾考点辨析

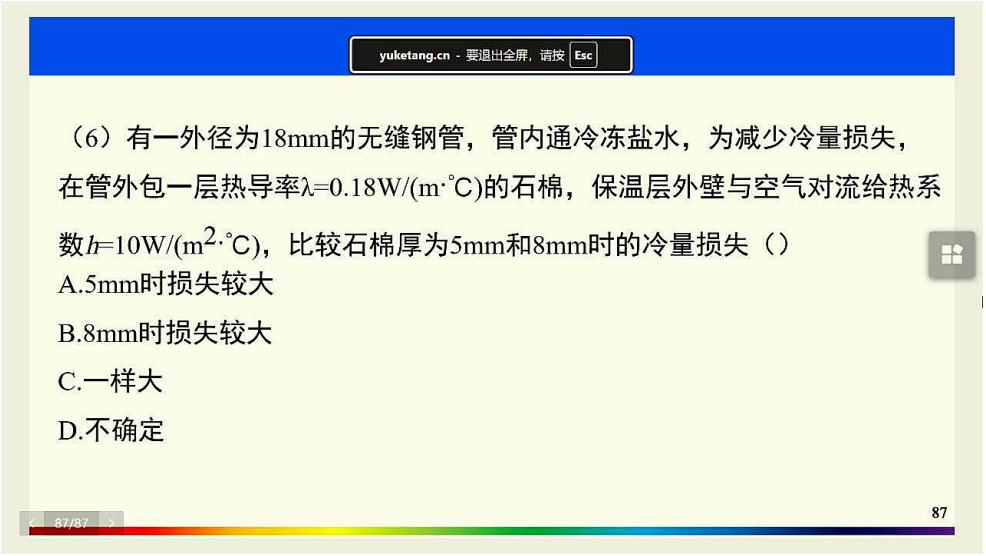
- **冷凝器排放口**：下部排放口排冷凝水，上部排放口排不凝性气体
- **水平管外冷凝**：外径增大，冷凝传热系数减小（外径在分母位置）
- **垂直管冷凝**：随管长增加，对流传热系数先减小后增大（层流段厚度增大传热系数减小，后湍动加剧传热系数增大），具体处于哪个阶段无法确定

注意

垂直管冷凝传热系数随高度先减小后增大，题目若问”随管长增加如何变化”且未指明所处阶段，应选”无法确定”。

- **大容积沸腾控制状态**：工业生产希望控制在泡态沸腾段，此时对流传热系数大、传热强化
- **大容积沸腾传热系数大于无相变的原因**：气泡脱离加热面时对附近液体有搅动作用

保温层临界半径



定义

临界半径：保温层外半径的临界值，计算公式为 $r_c = \lambda/h$（λ 为保温层热导率，h 为外壁对流传热系数）。在临界半径左侧，保温层越薄热损失越小；在临界半径右侧，保温层越厚热损失越小。

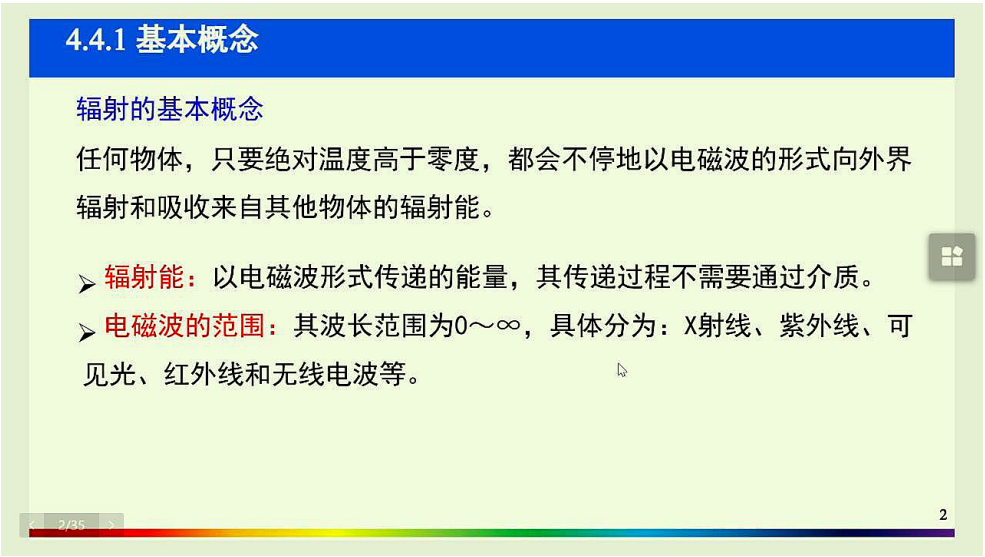
例

外径 18mm 无缝钢管（半径 9mm），包热导率 0.18 W/(m · ℃) 的石棉，外壁对流传热系数 h=10 W/(m² · ℃)。临界半径 $r_c = 0.18/10 = 0.018m = 18mm$。包 5mm 时外半径 = 9+5 = 14mm；包 8mm 时外半径 = 9+8 = 17mm，均小于临界半径 18mm，处于临界半径左侧。因此保温层越薄热损失越小，**包 5mm 的热损失更小，包 8mm 的能量损失更大。**

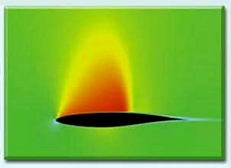
注意

题目给出的 18mm 是直径，计算临界半径时需先换算为半径 9mm。不要误以为外径 18mm 等于临界半径 18mm 而判断保温层在临界半径右侧。

辐射传热的基本概念



室温下呈黑色的铁棒在炉中加热时，颜色渐呈暗红、红、橙黄，您知道为什么吗？



随着铁棒的加热，温度升高，其辐射能量最大的波长向短波方向移动，即经历了由远红外线、近红外线到可见光区域，因而会呈现上述颜色变化。

辐射能量与波长和温度有关。温度越高，波长越短。

5/35 5

- 温度高于绝对零度的物体即以电磁波形式向外辐射并吸收辐射能
- 辐射能传递不需要任何介质，可在真空中进行
- 波长范围从零到无穷大，按波长排序：紫外线（约 200~380nm）、可见光（400~760nm）、近红外（700~1000+nm）、远红外（至几千 nm）、微波

注意

波长小于 400nm 的辐射（如紫外线）对人体有伤害，不能直接照射。

例

室温下呈黑色的铁棒加热时颜色变为暗红或橙黄，是因为温度升高时辐射能向短波方向移动，辐射能量与波长和温度有关——温度越高，波长越短。

辐射传热与传导、对流的区别

辐射传热与传导、对流传热的不同点

- 与传导和对流传热不同，辐射传热无需任何介质，所以不仅要研究相距很近的物体之间的辐射传热，有时还需要研究相距很远的物体（如太阳和地球）之间的辐射传热。
- 在辐射传热过程中，不仅存在着能量的转移，还存在着能量形式的转换，即发射时由热能先转化为辐射能，而被吸收时再由辐射能转化为热能。

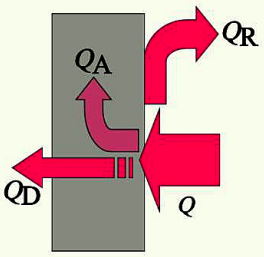
6/35 6

- 不需要介质：传导、对流均需介质，辐射可在真空中进行
- 能量形式转化：辐射不仅存在能量转移，还存在能量形式转化（可转化为热能）

辐射的基本概念

物体对热辐射的作用

总能量Q；被物体吸收Q_A；被反射Q_R；穿过物体Q_D



能量守恒定律：

$$Q = Q_A + Q_R + Q_D$$

$\frac{Q_A}{Q} = A$ 吸收率

$\frac{Q_R}{Q} = R$ 反射率

$\frac{Q_D}{Q} = D$ 穿透率

$$A + R + D = 1$$

7/35 7

- **黑体**能全部吸收辐射能的物体，A=1。如无光泽的黑漆表面、煤炭：A=0.96～0.98，比较接近于黑体。
- **镜体（白体）**能全部反射辐射能的物体，R=1。如表面磨光的铜，磨光的金子反射比几乎等于0.98，R=0.97，接近于白体。
- **透热体**能全部透过辐射能的物体，D=1。如单原子和对称双原子构成的气体(H_2、N_2、O_2和He等)一般可视为透热体。
- **灰体** 能以相同的吸收率且部分地吸收由零到∞所有波长范围的辐射能的物体。特点：吸收率A 不随辐射线的波长而变，是不透热体，即A +R=1。

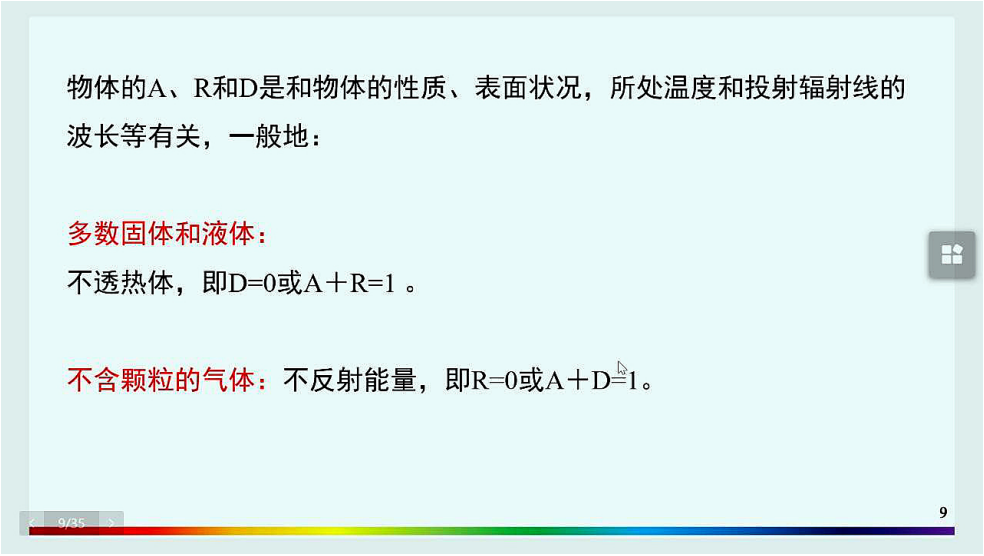
8/35 8

- **反射率、吸收率、穿透率**：辐射能入射后反射、吸收、透过部分占总能量的比例，三者相加等于 1

定义

- **黑体**：吸收率达到 100%，能全部吸收辐射能的物体。绝对黑体只能接近，如黑漆表面、煤炭吸收率达 96%~98%，可近似视为黑体。
- **白体（镜体）**：能全部反射辐射能的物体，如磨光的铜、磨光的金，反射率达 97%~98%。
- **透热体**：能全部透过辐射能的物体，如单原子和对称双原子构成的气体。
- **灰体**：普通材料，吸收率 + 反射率 =100%，能以相同吸收率部分吸收 0 到无穷大所有波长范围内的辐射能。

灰体与不透热体

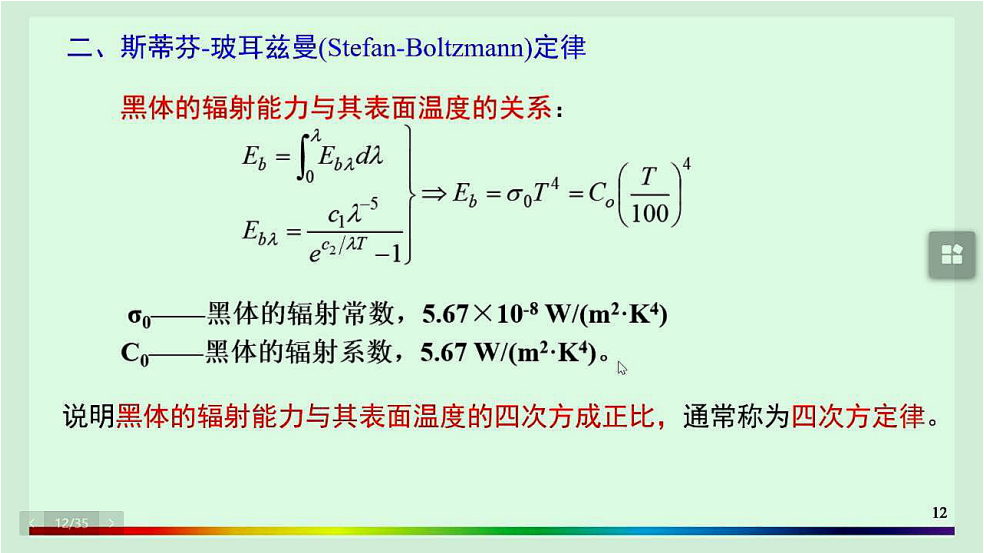


- 灰体：吸收率不随波长变化，且为不透热体（透过率为 0）
- 不透热体：吸收率 + 反射率 = 100%
- 多数固体和液体都是不透热体，可视为灰体
- 不含颗粒的气体不反射

注意

本部分 4 个题基本不考计算，只考概念理解。

斯蒂芬-玻尔兹曼定律（4 次方定律）



- 将某一波长下的辐射能代入全波长辐射能计算，积分后得到斯蒂芬-玻尔兹曼定律
- 辐射能与绝对温度的 4 次方成正比，温度影响极大
- 这是本章唯一需要记住的定律，计算不需要掌握

定义

斯蒂芬-玻尔兹曼定律：物体的辐射能与绝对温度的 4 次方成正比，故又称 4 次方定律。

黑度（发射率）

灰体：$E=\varepsilon E_b=\varepsilon C_0\left(\frac{T}{100}\right)^4=C\left(\frac{T}{100}\right)^4$

$$\varepsilon=\frac{E}{E_b}$$

C——灰体的辐射系数，$C=\varepsilon C_0$

ε——物体的发射率，又称黑度

同一温度下，灰体的辐射能力总是小于黑体

发射率ε 值取决于物体的性质、表面状况(如表面粗糙度和氧化程度)，一般由实验测定。其值在0~1范围内变化。

13/35 13

常用工业材料的发射率（黑度）

材料	温度/℃	发射率（黑度）
红砖	20	0.93
钢板（氧化钢）	200~600	0.8
钢板（磨光的）	940~1100	0.55~0.61
铝（氧化的）	200~600	0.11~0.19
铝（磨光的）	225~575	0.039~0.057

14/35 14

- 灰体不能 100% 吸收，与黑体相比存在一个小于 1 的系数，称为黑度
- 黑度越大，吸收辐射能的能力越强
- 黑度又称发射率，指同一温度下灰体辐射能力与黑体辐射能力的比值
- 表面越光亮、颜色越浅，黑度越小，辐射散热越少

例

保温层外壳常用磨光的铝（浅色、光亮），以减少向外辐射热量。砖墙黑度较大，吸收辐射能力强。

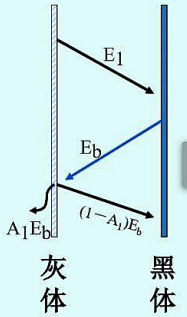
柯西霍夫定律

因板1可以用任何板来代替，故上式可写为：

$$\frac{E_1}{A_1}=\frac{E_2}{A_2}=\frac{E_3}{A_3}=\cdots=\frac{E}{A}=E_b=C_0\left(\frac{T}{100}\right)^4=f(T)$$

——— 克希霍夫定律

故 $\frac{E}{E_b}=A=\varepsilon$



任何物体的辐射能力与吸收率的比值恒等于同温度下黑体的辐射能力，即仅和物体的绝对温度有关。

16/35 16

讨论

①物体的吸收率A愈大，其辐射能力E也愈大；

②当物体与其周围的环境温度处于平衡时，物体的吸收率和发射率在数值上是相同A=ε，即灰体的吸收率在数值上等于同温度下该物体的黑度。因此若测定出了物体的黑度，即可知其吸收率和辐射能力。

③A、ε物理意义不同：

A：吸收率，由其它物体发射来的辐射能可被该物体吸收的分数；

ε：黑度，物体的辐射能力占黑体辐射能力的分数因物体的A测定比较困难，工程计算中常用ε代替。

17/35 17

- 表示灰体与黑体之间热量传递的关系
- 任何物体的辐射能力与吸收率的比值，恒等于同温度下黑体的辐射能
- 由该定律可推出：吸收率 = 黑度

注意

吸收率与黑度在数值上相等，但物理意义完全不同：吸收率指物体吸收辐射的能力，黑度指物体本身辐射能力与黑体辐射能力的比值。

两固体间辐射传热与几何位置

二、考虑几何因素

当两壁面间距离与表面积之比不够小时，一壁面发射的辐射能可能不能完全到达另一壁面时，引入一角系数φ进行修正，即：

$$Q_{1-2} = C_{1-2}\varphi A\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]$$

角系数φ：表示从辐射面积A所发射出的能量为另一物体表面所截获的分数。其数值与物体的形状、大小、相互位置、距离及面积有关。

19/35

表 4-7 φ 值与 C_{1-2} 的计算式

序号	辐射情况	面积 A	角系数 φ	总辐射系数 C_{1-2}/W·m^{-2}·K^{-4}
1	极大的两平行面	A_1 或 A_2	1	$C_o/[(1/\varepsilon_1)+1/\varepsilon_2)-1]$
2	面积有限的两相等的平行面	A_1	$<1$①	$\varepsilon_1\varepsilon_2 C_o$
3	很大的物体 2 包围物体 1	A_1	1	$\varepsilon_1 C_o$
4	物体 2 恰好包住物体 1，$A_1 \approx A_2$	A_1	1	$C_o/[(1/\varepsilon_1)+(1/\varepsilon_2)-1]$
5	在 3、4 两种情况之间	A_1	1	$C_o/\{(1/\varepsilon_1)+(A_1/A_2)[(1/\varepsilon_2)-1]\}$

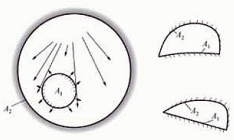


图 4-33 一个物体被另一个物体所包围的情况

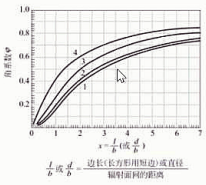


图 4-34 平行面间辐射传热的角系数
1—圆盘形；2—正方形；3—长方形（边长之比为 2∶1）；4—长方形（狭长）

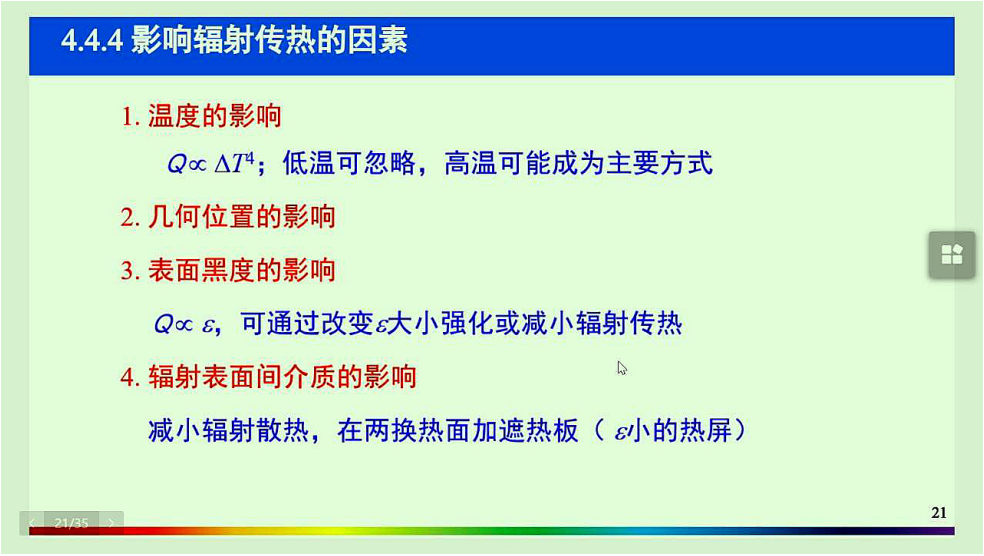
20/35

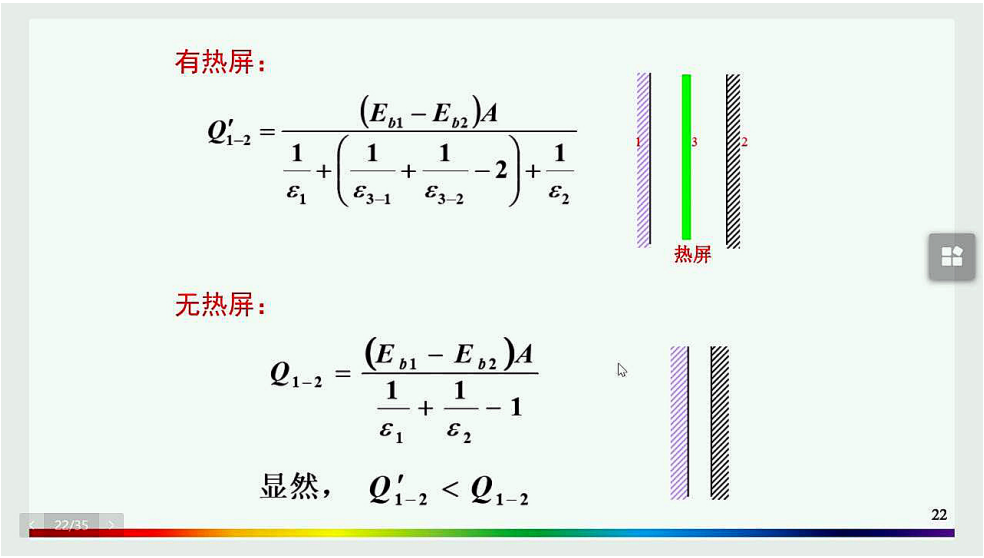
- 两固体间辐射传热与位置、表面有关
- 不考虑几何因素时，用修正量 fi 和 c1-2，不同摆放位置取值不同
- 两个非常大的平行表面（面积大、距离近）：用 c1-2 × 面积 × 温度关系计算
- 大物体包小物体（如房间与其中物体）：fi 取值略有不同
- c1-2 与材料黑度有关，材料不同取值不同

注意

传热面积需给出基准（外表面、内表面或壁表面），不同基准对应不同的总传热系数。

影响辐射传热的因素



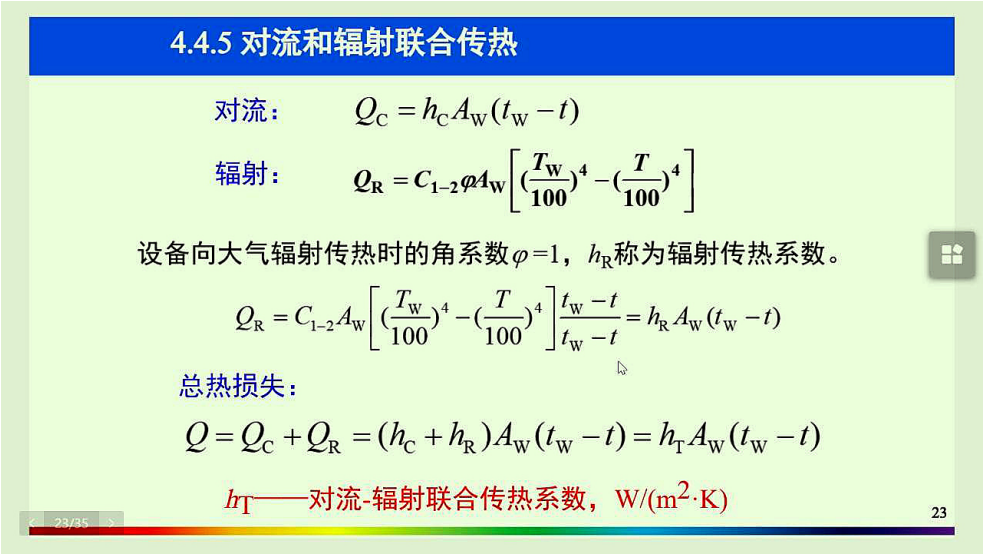


- 温度：最大影响因素，与绝对温度 4 次方成正比
- 几何位置：计算与几何位置有关
- 表面黑度：黑度越大，辐射能越大
- 辐射表面间的介质：加隔热屏可减小辐射散热

例

顶楼加隔热板（隔热屏）可减小辐射散热。加隔热屏相当于增加热阻，热损失减小。

对流与辐射联合传热



- 对流传热与辐射传热同时存在时，将两者传热速率相加得到总损失
- 大物体包小物体时，辐射传热系数可视为 1
- 了解即可，不需深入计算

辐射传热概念题要点

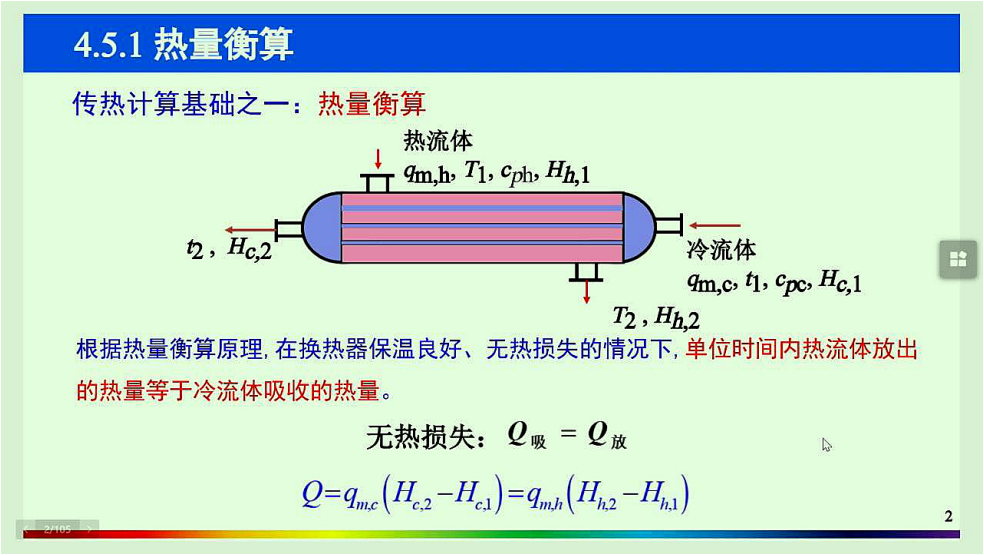
- 热射线投射至物体表面，作用不包括折射
- 黑体定义：吸收率等于 1
- 黑体辐射能力与热力学温度 4 次方成正比
- 减少室外设备热损失：保温层金属皮应光滑、浅颜色
- 两灰体温度差 100℃，各升高 100℃ 后，辐射传热量与原来比值增大（因 4 次方关系，温差增大）

> **注意**
>
> 温度升高 100℃ 后，辐射传热量比值增大，因为辐射能与绝对温度 4 次方成正比，温差增大导致传热量增大。

传热综合计算概述

- 间壁式换热过程：热流体对流 → 壁面热传导 → 冷流体对流，涉及三种传热方式
- 两侧流体各有自己的对流传热速率、对流传热系数、温差和传热面积
- 三种传热方式分别遵循：傅里叶定律（传导）、牛顿冷却定律（对流）、4 次方定律（辐射）

热量衡算

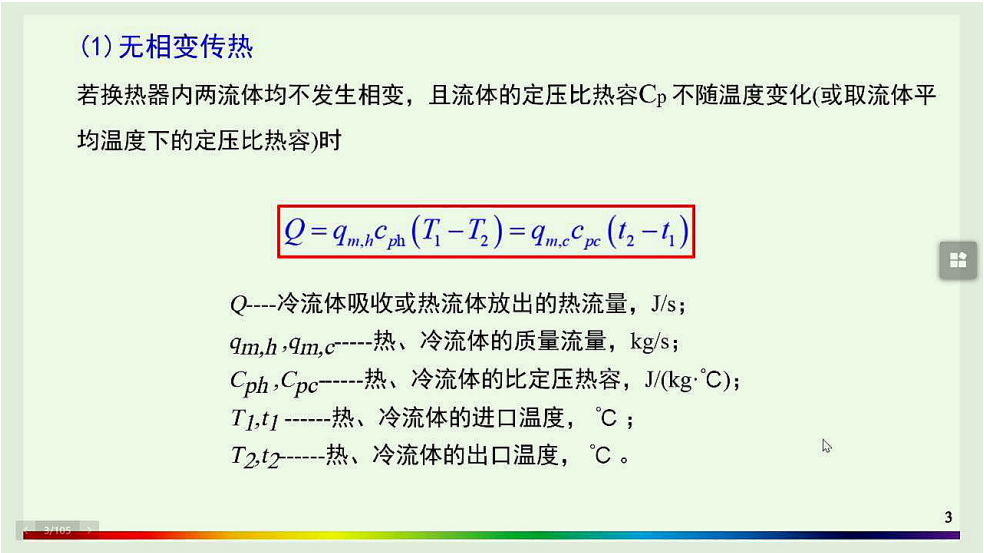


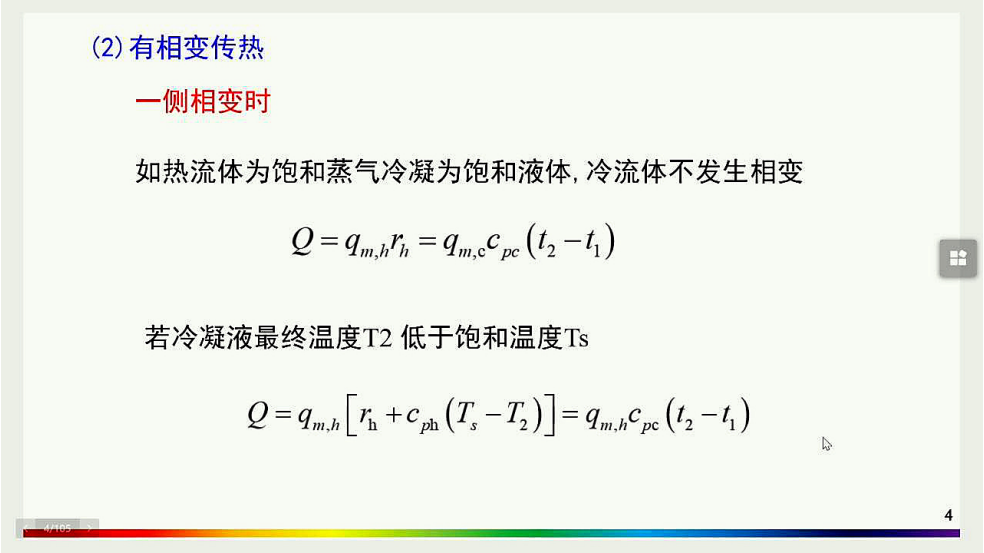
- 不考虑损失时，热流体放出的热量 = 冷流体吸收的热量
- 无相变流体：温度变化，焓变化
- 有相变流体：温度不变，只放出/吸收潜热

定义

热量衡算：热流体放出的热量等于冷流体吸收的热量（不考虑损失）。

热量衡算的不同情况

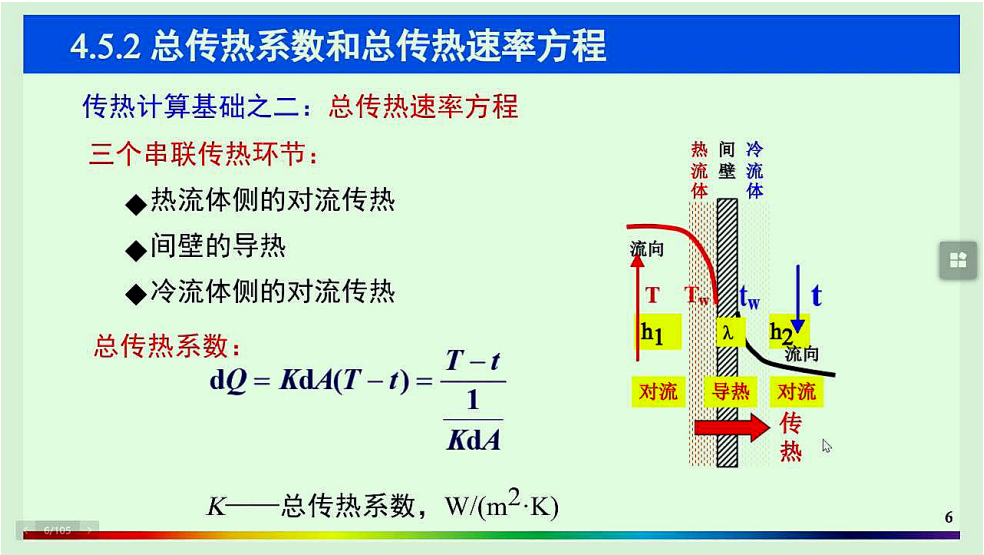




- 两侧均无相变：热流体质量流量 × 比热 × 温差 = 冷流体质量流量 × 比热 × 温差
- 一侧有相变（如饱和水蒸气加热冷流体）：热流体放热 = 质量流量 × 汽化潜热；冷流体吸热 = 质量流量 × 比热 × 温差
- 冷凝液继续降温：放热 = 潜热部分 + 显热部分（从饱和温度降到 t2）
- 两侧均相变：热流体放出的潜热 = 冷流体吸收的潜热（均用汽化潜热 × 质量流量）

> **注意**
>
> 传热计算复杂的原因：两侧流体不同、相变情况不同、传热方式不同。

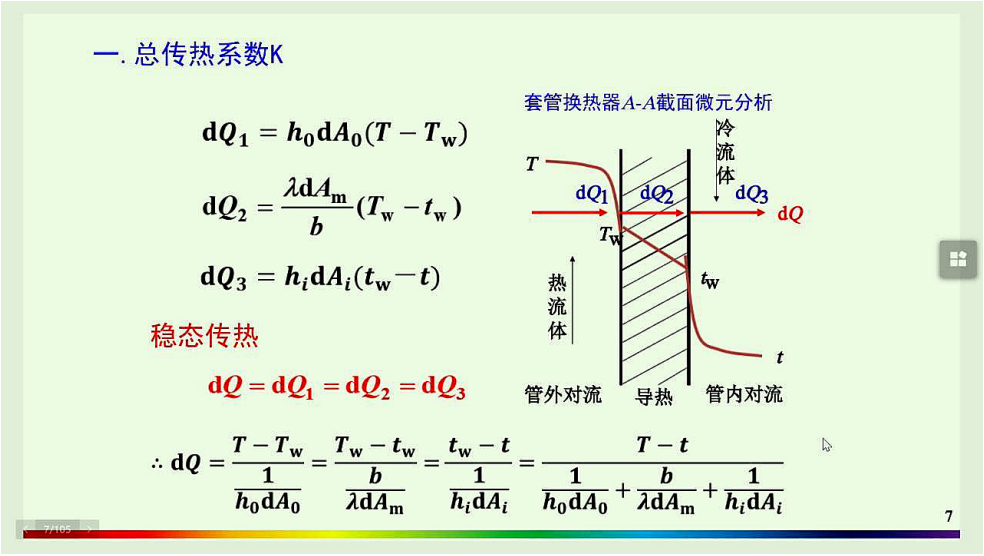
总传热系数与总传热速率



- 单侧对流传热：q = hAΔt（牛顿冷却定律），Δt 为主体温度与壁温之差
- 壁面热传导：用傅里叶定律（圆筒壁用对数平均面积）
- 稳态传热时，三个传热速率相等
- 总传热速率：Q = KAΔt，Δt 为热流体温度减冷流体温度

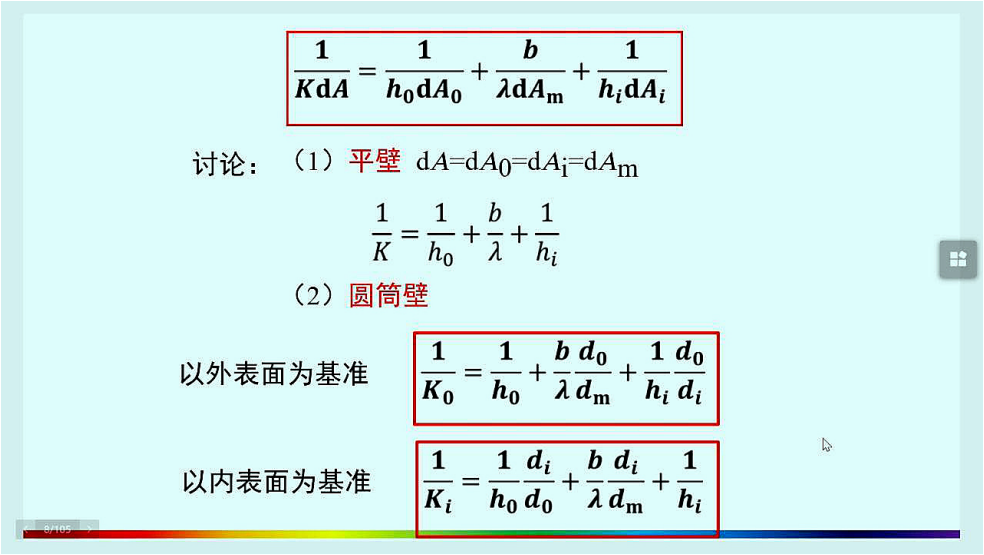
> **定义**
>
> 总传热速率 = 推动力 / 阻力，其中推动力为温差，阻力为总热阻。

总热阻的推导



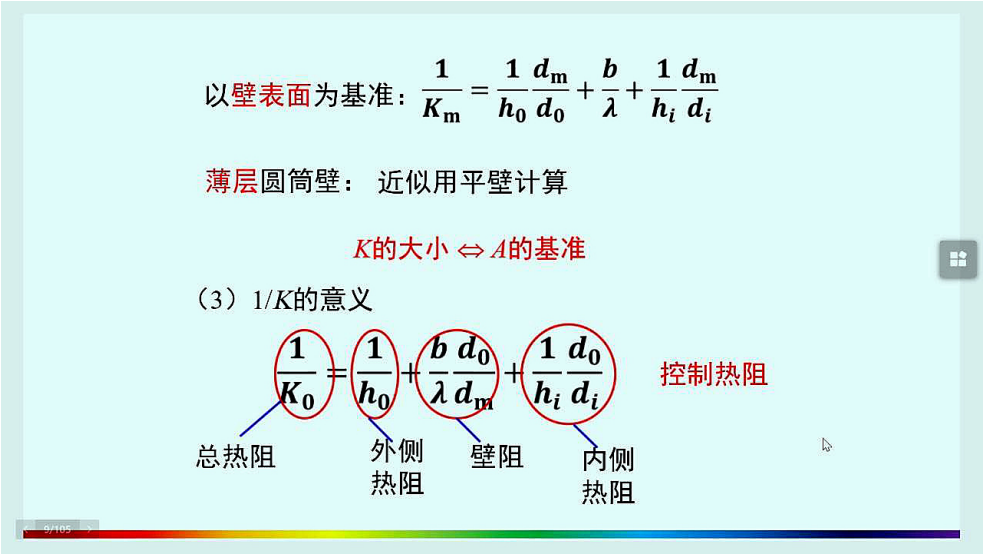
- 将三个传热过程分别写成推动力/阻力形式，连等式分子相加、分母相加
- 总热阻 = 热流体侧热阻 + 壁面热阻 + 冷流体侧热阻

平壁传热



- 平壁传热时各面积相等，可约去
- 总传热系数：1/K = 1/hi + b/λ + 1/ho

圆筒壁传热

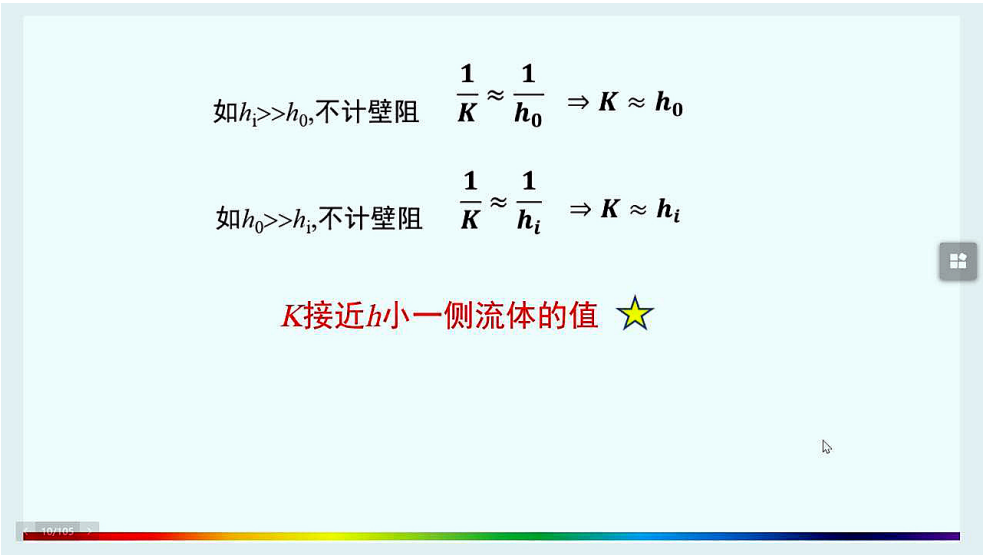


- 各面积不同：Ao（外表面，πdoL）、Ai（内表面，πdiL）、Am（对数平均面积）
- 对数平均面积：两数相减除以两数相除的自然对数
- 总传热面积需给出基准，对应不同总传热系数

注意

传热面积基准不同，总传热系数不同：以外表面为基准用 Ko，以内表面为基准用 Ki，以壁表面为基准用 K。一般用前两种较多。

薄壁与对流传热系数数量级差异

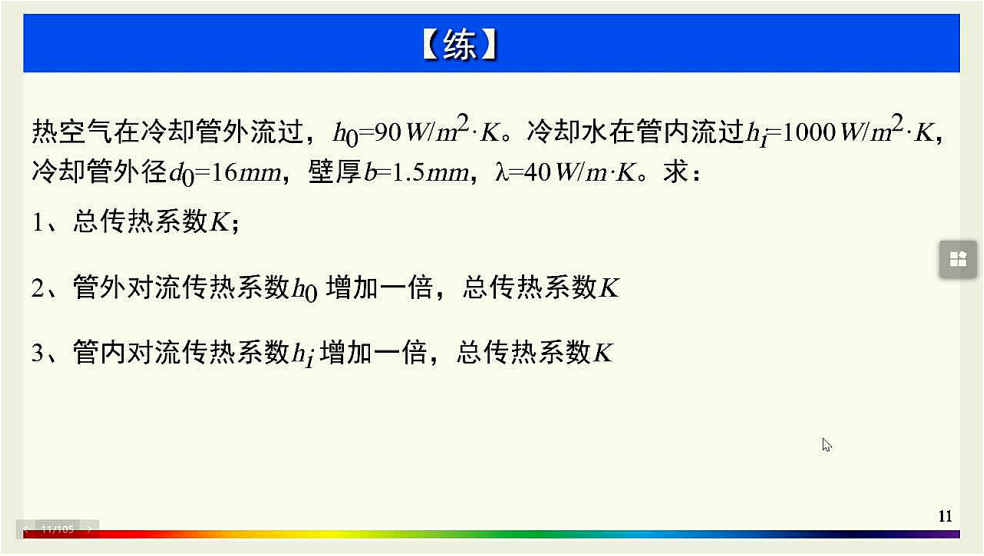


- 壁非常薄时，b 项可忽略，1/K = 1/hi + 1/ho
- 当一侧对流传热系数远大于另一侧时，K 接近于较小的那个对流传热系数

例

饱和水蒸气对流传热系数约 10^4 ，空气仅几十。当管外侧（水蒸气）远大于管内侧（空气）时，K 接近空气的对流传热系数。因此实验中可用总传热系数 K 代替空气侧对流传热系数。

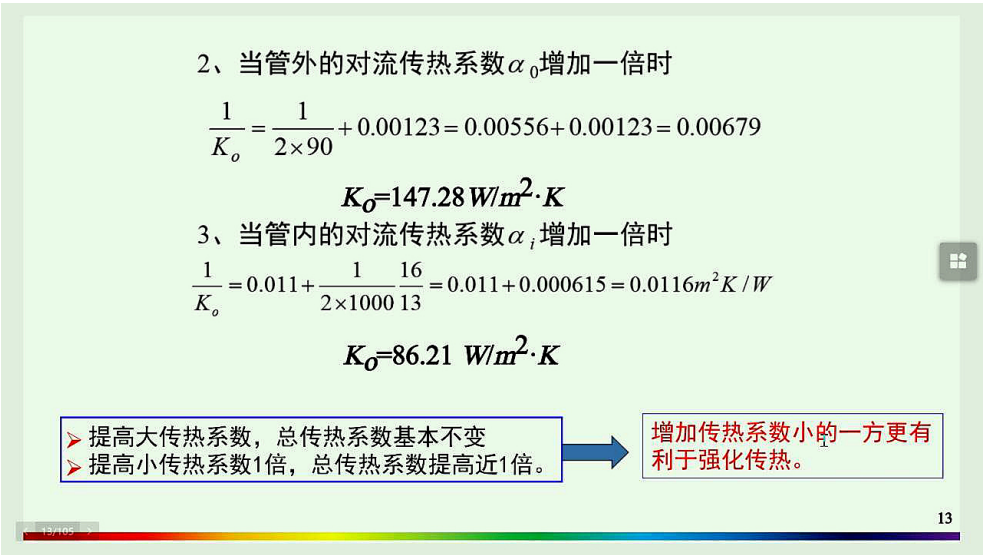
总热阻与控制热阻



- 总传热系数公式：$\frac{1}{K}=\frac{1}{h_o}+\frac{b}{\lambda}+\frac{1}{h_i}$，各项分别对应管外侧热阻、管壁热阻（b/λ）、管内侧热阻。
- 控制热阻：当两侧对流传热系数存在数量级差异时，对流传热系数小的一侧，其热阻（倒数）更大，成为控制热阻。
- 总传热系数 K 的数值接近于对流传热系数较小的那一侧的值。

> **例**
>
> 热空气在管外流动（$h_o=90$），冷却水在管内流动（$h_i=1000$），外径 16mm，壁厚 1.5mm，热导率 40 W/(m·K)。计算得总传热系数 K≈80，接近较小的 $h_o=90$。

强化传热的方向

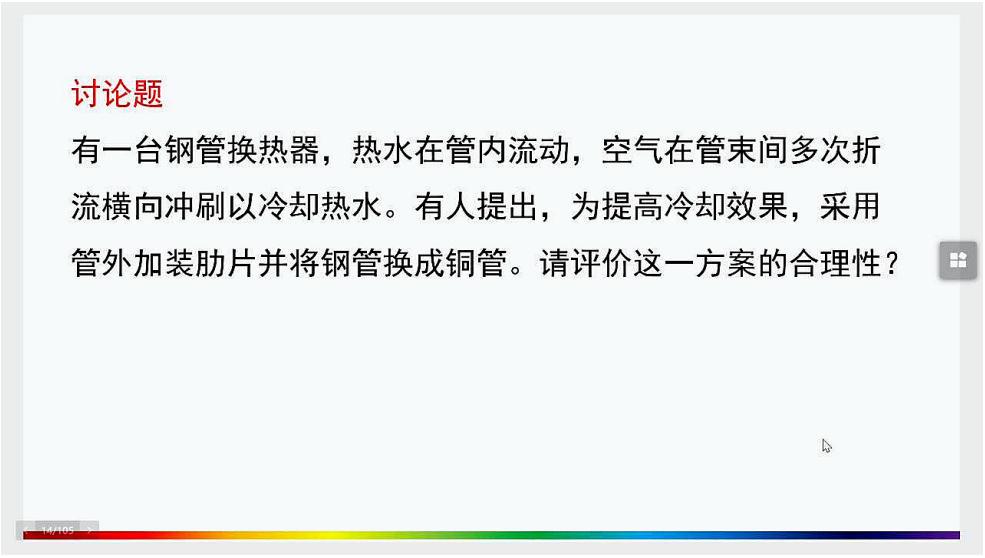


- 当两侧对流传热系数有明显差异时，**增加控制热阻侧（对流传热系数小的一侧）**的对流传热系数，对提高总传热系数更有效。
- 若管外 h_o 由 90 增至 180（增加一倍），K 由 80 增至 147，接近翻倍。
- 若管内 h_i 由 1000 增至 2000（增加一倍），K 基本不变（仍约 80）。
- 提高对流传热系数的方法：增大流速、增强湍动程度（依据对流传热关联式）。

注意

提高对流传热系数大的一侧，总传热系数几乎无变化；只有提高小的一侧才有效。

管外加肋片与换铜管的方案评价

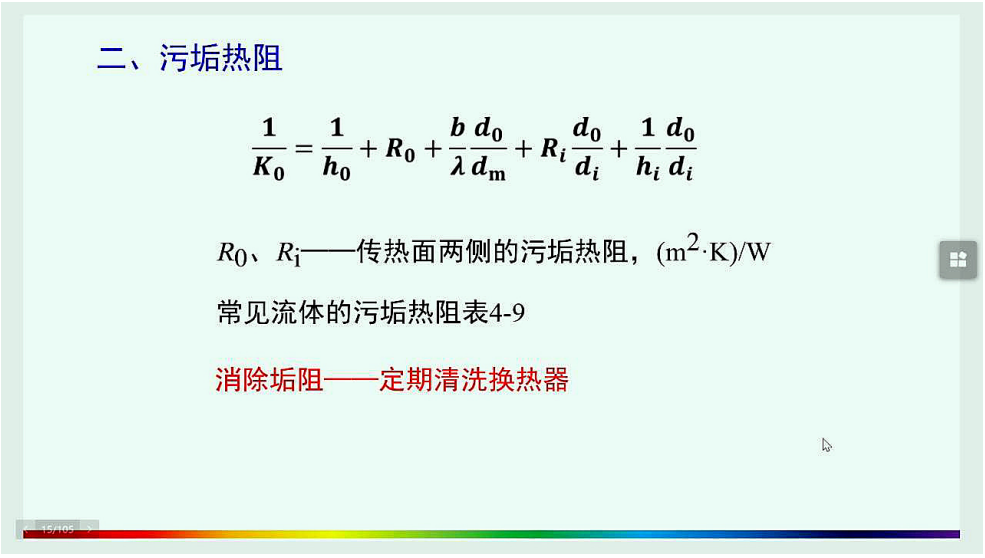


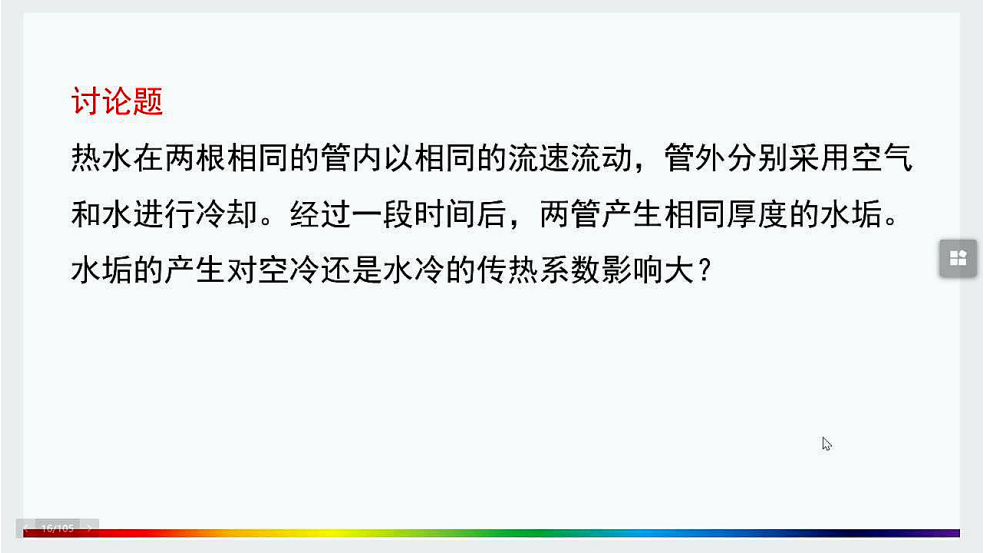
- 案例：热水在管内流动，空气在管束间横向冲刷冷却热水。空气对流传热系数小（约一个数量级差异），为控制热阻侧。
- 管外加肋片：扰动管外（空气侧）流动，增大湍动程度，提高对流传热系数——有效。
- 将钢管换成铜管：虽提高管壁热导率，但管壁很薄，b/λ 项本身可忽略，对总热阻影响很小——没有必要。

注意

强化传热应针对控制热阻侧（对流传热系数小的一侧）；对已可忽略的管壁热阻做改变，收效甚微。

污垢热阻





- 换热器运行时间长了，管内/管外会结垢、生锈、沉积，形成污垢，产生额外热阻。
- 总传热系数公式需加上两侧污垢热阻：$\frac{1}{K}=\frac{1}{h_o}+R_{fo}+\frac{b}{\lambda}+R_{fi}+\frac{1}{h_i}$。
- 污垢热阻数值可查污垢热阻表（不同体系对应不同值），计算时题目会给出。
- 消除污垢热阻的方法：定期、勤清洗换热器。

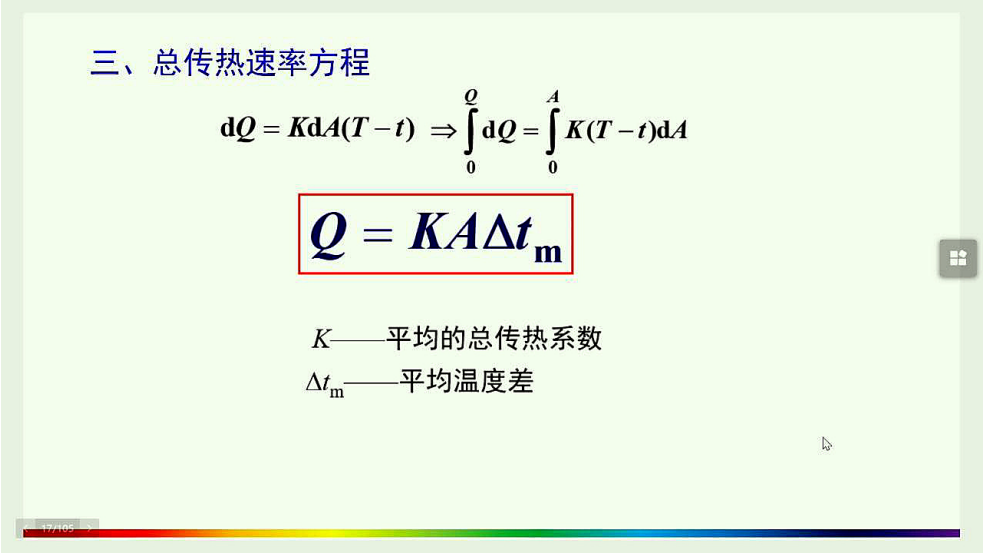
例

热水在两根相同管内以相同流速流动，管外分别用空气和水冷却。一段时间后两管产生相同厚度水垢。对空冷，总传热系数接近空气侧，污垢热阻影响不大；对水冷，两侧热阻都不能忽略，污垢热阻影响更大。

注意

只有当两侧对流传热系数有明显数量级差异时，才存在”控制热阻”概念；若两侧接近，则两侧热阻都重要，都不能忽略。

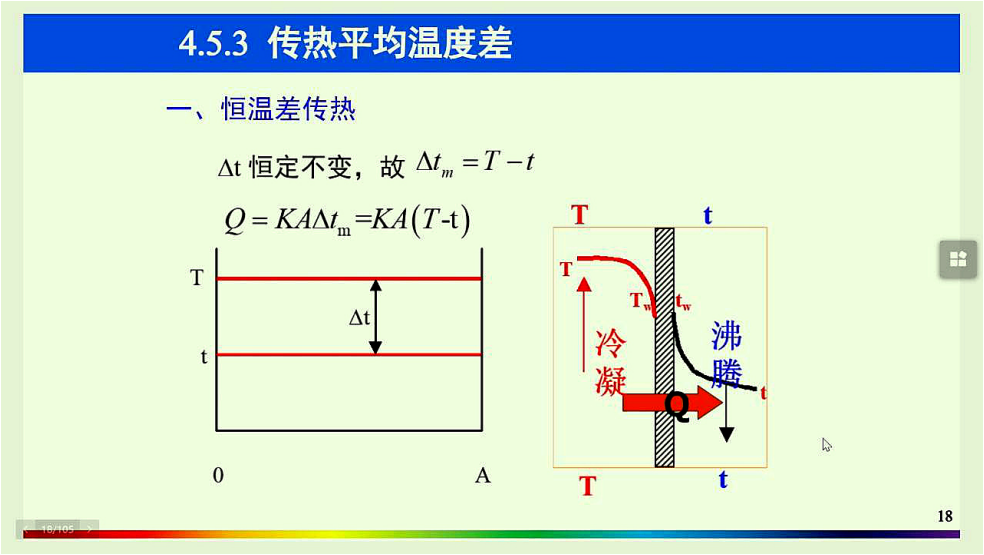
总传热速率方程



- 形式：$q=KA\Delta t_m$，其中 Δt_m 为平均温差（两侧流体温差，非单侧）。
- 面积 A 与 K 的基准必须一一对应：基于外侧的 K 对应外表面积（πd_oL，列管式为 $n\pi d_oL$）；基于内侧的 K 对应内表面积。

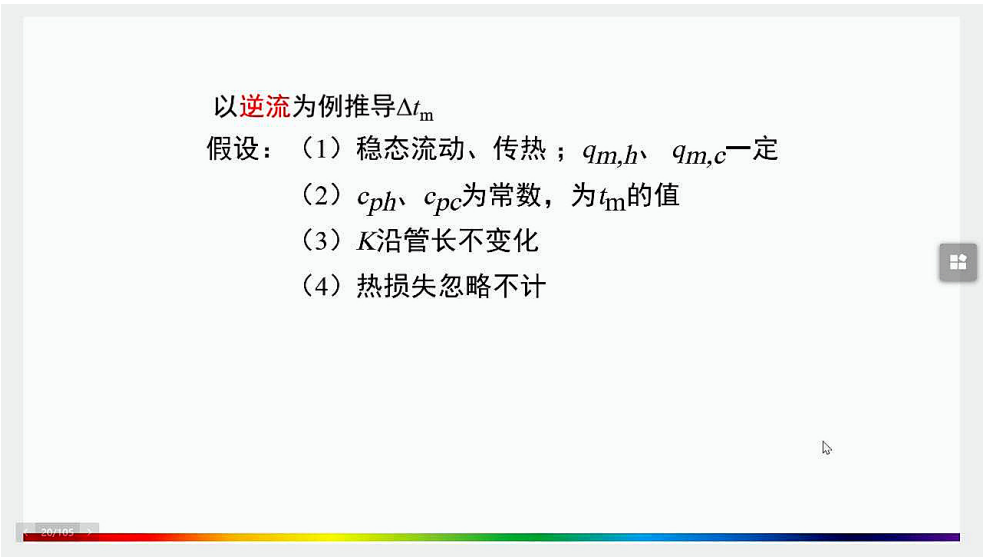
- q 可通过热负荷（热流体放热 = 冷流体吸热）计算。

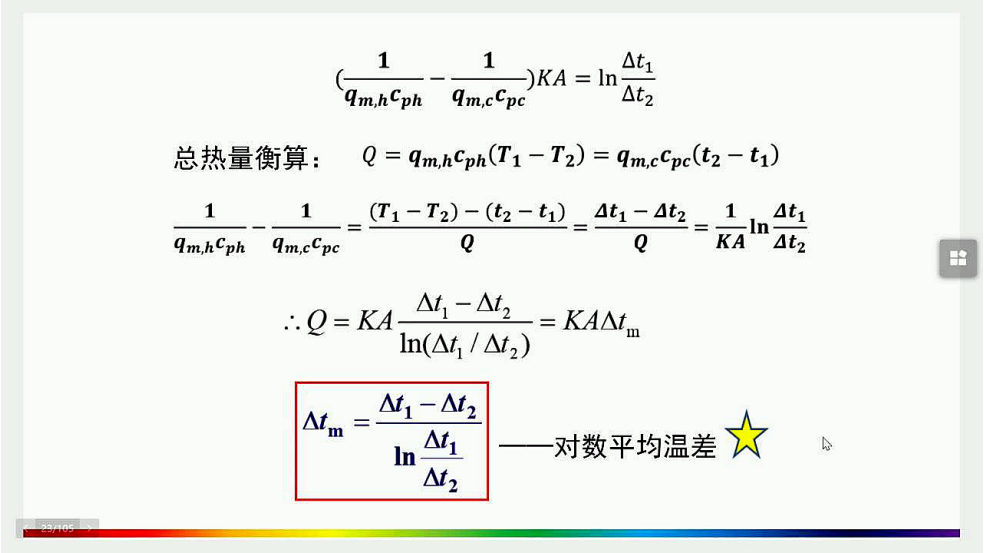
恒温差传热



- 当冷、热流体两侧都有相变时，两侧温度均不变，整个传热面温差恒定。
- 此时 $\Delta t_m = T - t$（大 T 减小 t），各截面温差相同。
- 工厂实际中这种情况非常少见。

对数平均温差（LMTD）推导





- 流向分类：逆流（冷热流体反向流动）、并流（同向流动）。
- 推导假设：稳态流动（质量流量不变）、比热取常数（按平均温度查取）、总传热系数 K 沿管长不变、热损失忽略。
- 取微元 dA，由热流体放热 = 冷流体吸热 = 传热速率方程，积分得对数平均温差。

定义

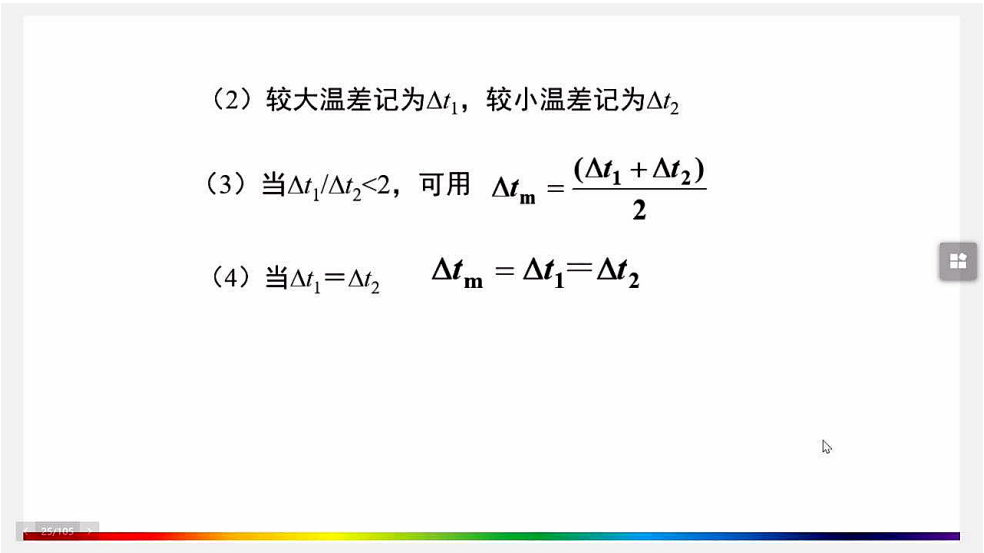
对数平均温差：$\Delta t_m=\frac{\Delta t_1-\Delta t_2}{\ln(\Delta t_1/\Delta t_2)}$，其中 Δt_1、Δt_2 为换热器两端的温差。

注意

Δt_1、Δt_2 是**两端位置的温差**，不是 T_1-t_1 这种简单相减。必须画图判断流向：

- 逆流：一端为 T_1-t_2，另一端为 T_2-t_1。
- 并流：一端为 T_1-t_1，另一端为 T_2-t_2。做题时先画温度-传热面图，再确定两端温差，避免写错。

对数平均温差的计算与近似

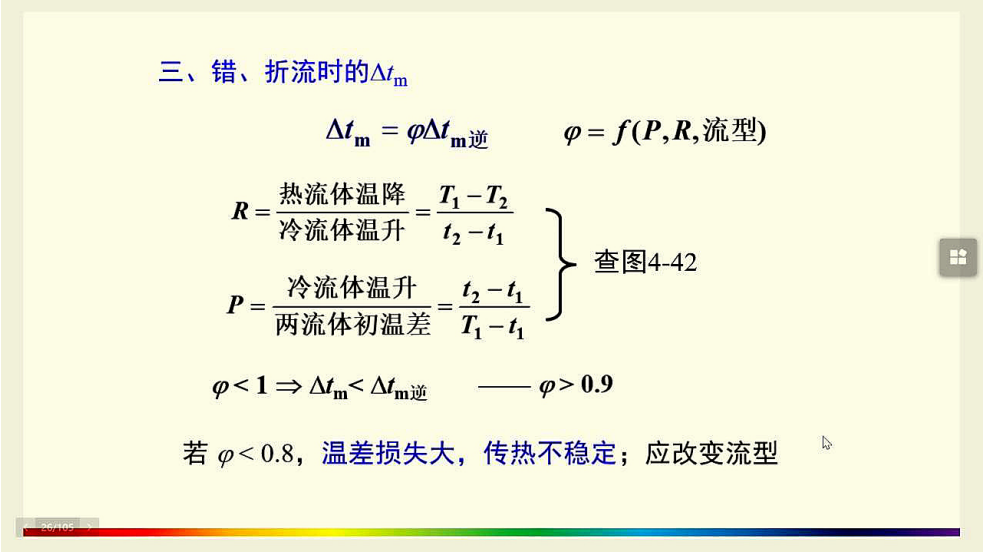


- 一般取两端温差中较大者为 Δt_1，较小者为 Δt_2，保证分子分母均为正。
- 当 Δt_1 与 Δt_2 相差不到两倍时，可用算术平均值 $\frac{\Delta t_1+\Delta t_2}{2}$ 代替，误差小于 4%（近似值，考试有计算器仍用对数）。

注意

当 $\Delta t_1 = \Delta t_2$ 时，分子分母均为 0，对数平均温差无意义。此时取任意一个温差作为 Δt_m 即可（各截面温差相同，类似恒温差情形）。

错流、折流时的温差修正



- 列管式换热器存在错流、折流时，其对数平均温差小于逆流，需乘以修正系数 ψ：$\Delta t_m = \psi \cdot \Delta t_{m,逆流}$。
- 修正系数 ψ 查图获得，范围约 0.5~1 之间。
- 查图参数：
  - 横坐标 P：冷流体温升 / 两流体初温差。
  - 纵坐标 ψ：修正系数。
  - 不同曲线对应不同 R 值（与换热器流程有关）。

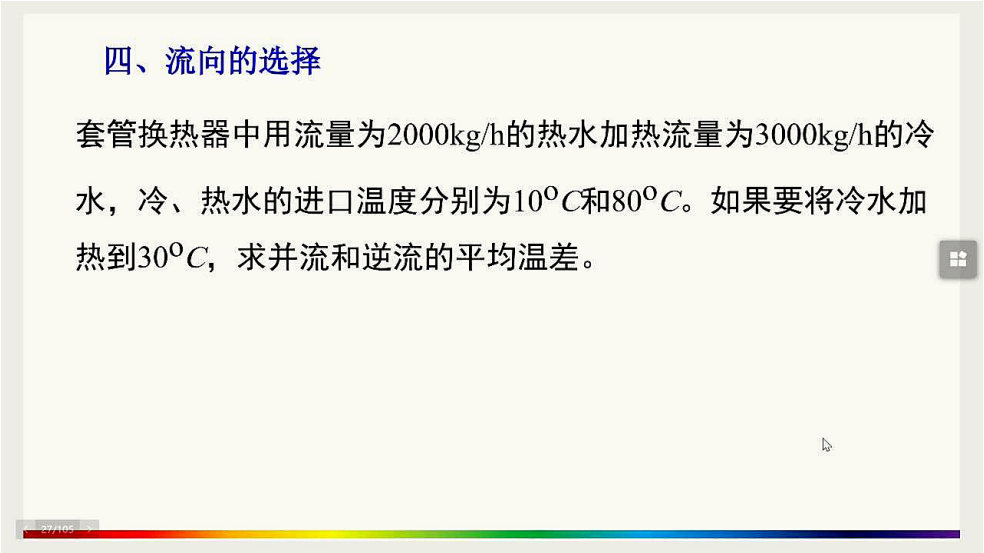
例

图右侧换热器流程示例：单壳程双管程（管内流体进一半出，壳程无折流）；双壳程 4 管程。

注意

当 $\psi < 0.8$ 时，说明该流程选择不合适，应考虑更换其他流程。

流向选择（逆流 vs 并流）



- 在相同进出口温度下，逆流的对数平均温差大于并流。
- 具体比较与选择将在下节课继续讲解。

11 月 28 日

热量衡算式与总传热速率方程

- 稳态传热下，热流体放出的热量 = 冷流体吸收的热量 = 总传热速率
- 核心计算式：$Q = K_0 \ A_0 \ \Delta T_m$（基于外表面积时，$K_0$ 与 A_0 必须一一对应）
- 热量衡算与总传热速率方程是全部传热计算的基础

定义

热量衡算式：热流体放出的热量等于冷流体吸收的热量。总传热速率方程：$Q = K_0 \ A_0 \ \Delta T_m$，其中 ΔT_m 为对数平均温差，是传热过程的推动力。

相变情况下的热量衡算

- 若一侧发生相变（如饱和水蒸气冷凝），热量衡算改用潜热计算
- 相变侧热量 = 质量流量 × 汽化潜热，而非显热形式
- 上述 $Q = K_0 \ A_0 \ \Delta T_m$ 式子适用于两侧都变温的情况

总传热系数 K 的构成

- K 与两侧对流传热系数、管壁热阻有关
- 若考虑污垢热阻，还需加上两侧的污垢热阻
- K 与传热面积 A 必须一一对应

传热面积 A 的计算

- 套管式换热器（基于外表面积）：$A = \pi dL$，d 取内管外径
- 列管式换热器：$A = n\pi dL$，n 为管数，d 为管外径

对数平均温差 ΔT_m 的计算

- ΔT_m 与流向有关（逆流、并流）
- 计算公式：$\Delta T_m = (\Delta t_1 \ - \Delta t_2 \ ) / \ln(\Delta t_1 \ / \Delta t_2 \ )$
- Δt_1 、Δt_2 为换热器两侧进口、出口的温差

> **注意**
>
> 对数平均温差需要 4 个温度才能计算（两侧都变温时）。若题目只给出 3 个温度，需先用热量衡算式求出第 4 个温度。

对流传热系数 hi 的计算

- 公式：hi = 0.023 × (λ/di) × Re^0.8 × Pr^n
- 被加热时 n = 0.4，被冷却时 n = 0.3

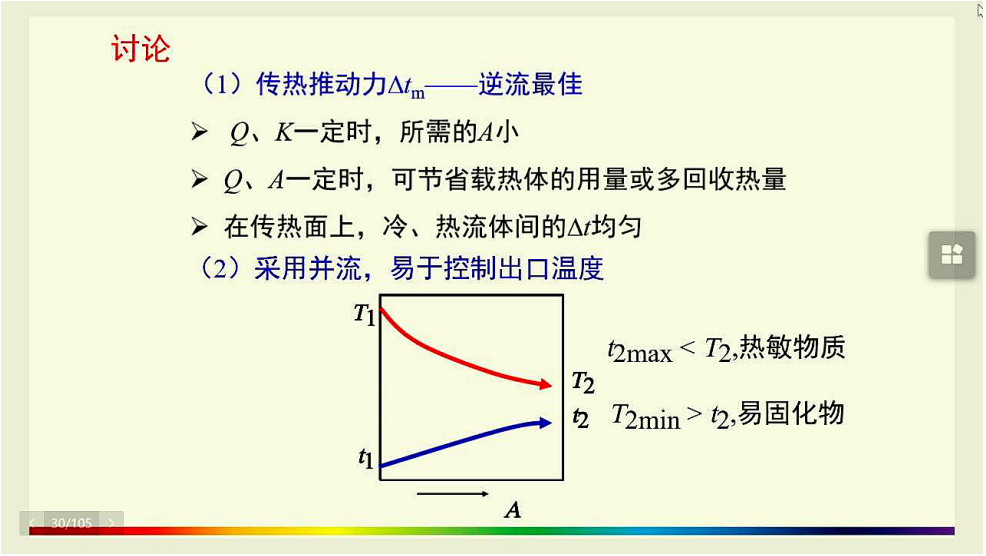
逆流与并流的对数平均温差比较



- 逆流时 ΔT_m 更大，并流时 ΔT_m 较小
- 逆流时 ΔT_m 大 → 传热推动力大
- 例题：套管式换热器，热水 2000 kg 加热冷水 3000 kg，冷水进口 10℃、出口 30℃，热水进口 80℃
  - 由热量衡算求出热水出口温度 50℃
  - 逆流：$\Delta t_1 = 50$，$\Delta t_2 = 40$，$\Delta T_m \approx 45$℃
  - 并流：$\Delta t_1 = 70$，$\Delta t_2 = 20$，$\Delta T_m \approx 40$℃

> **例**
>
> 热水 2000 kg/h 从 80℃ 冷却，冷水 3000 kg/h 从 10℃ 加热到 30℃。水的比热取 4.18 kJ/(kg · ℃)，由热量衡算得热水出口温度 50℃。逆流 $\Delta T_m \approx 45$℃，并流 $\Delta T_m \approx 40$℃。

逆流的优势



- 逆流 ΔT_m 大，推动力大
- 当 Q 和 K 一定时，逆流所需传热面积 A 更小 → 设备费更低
- 当 Q 和 A 一定时，逆流所需 K 更小 → 对流传热系数可更小 → 流量更小 → 节省载热体用量
- 逆流推动力更均匀；并流推动力一端大、一端小

> **注意**
>
> 逆流时 ΔT_m 大，但并流并非无用。并流时两条温度曲线不能相交（否则温差为 0、推动力为 0），因此热流体出口温度 T_2 一定大于冷流体出口温度 t_2 。

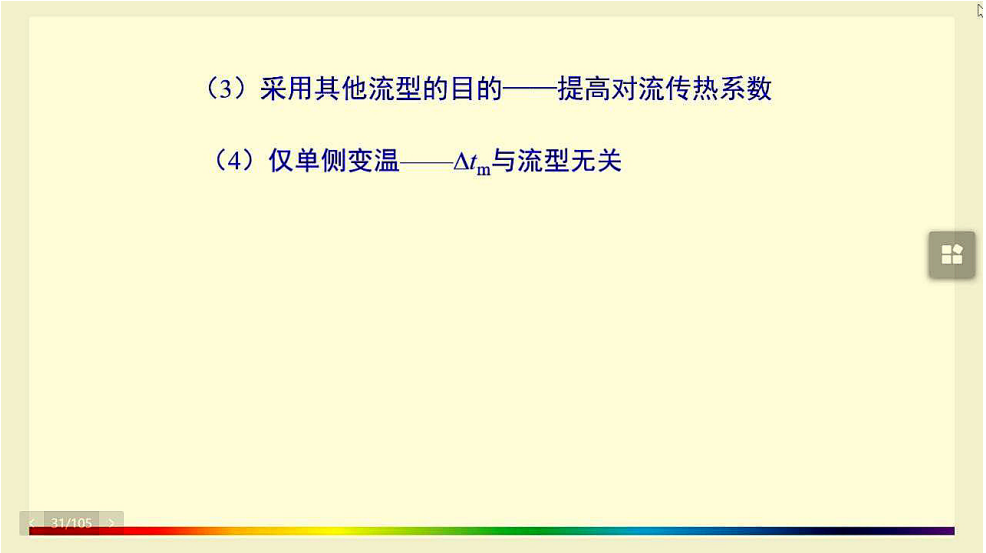
并流的适用场景

- 并流时热流体出口温度 T_2 一定大于冷流体出口温度 t_2
- 适合易固化物质：限定热流体出口温度不能低于某值（防止凝固）
- 适合热敏性物质：限定冷流体出口温度不能高于某值（防止变性）
- 若需控制出口温度，可采用并流；若需强化传热，则采用逆流

其他流向（错流、折流）

- 采用错流或折流的目的是提高管外流体的对流传热系数，强化传热

单侧变温的对数平均温差

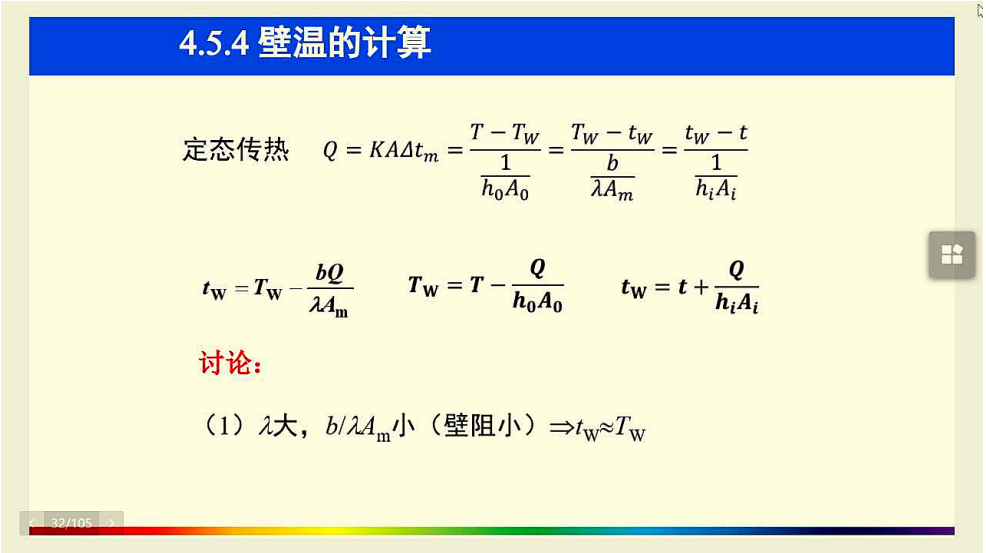


- 单侧变温：一侧有相变（温度不变），另一侧温度变化
- 例如饱和水蒸气冷凝加热冷流体，饱和水蒸气温度恒定
- 此时 ΔT_m 与流向无关，只需 3 个温度即可计算
- 公式：$\Delta T_m = (t_2 - t_1) / \ln[(T - t_1)/(T - t_2)]$，其中 T 为相变侧恒定温度

定义

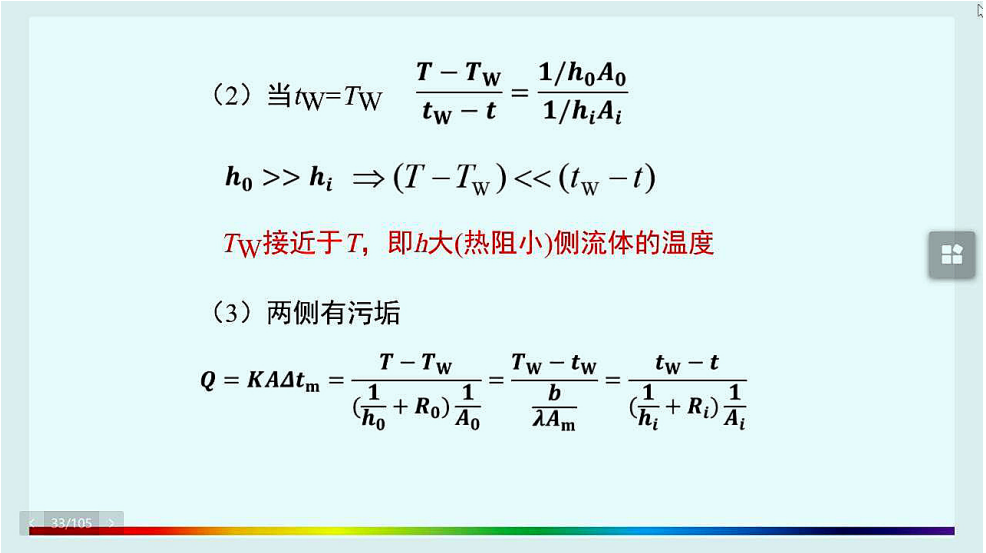
单侧变温：一侧发生相变（温度恒定），另一侧温度变化。此时对数平均温差与流向无关，用 3 个温度即可计算。

壁温的计算



- 稳态传热过程可分解为三个串联过程：热流体侧对流 → 管壁热传导 → 冷流体侧对流
- 分别列出三个过程的传热方程，可解出壁温
- 壁温计算涉及热流体侧壁温（内管外层温度）和冷流体侧壁温

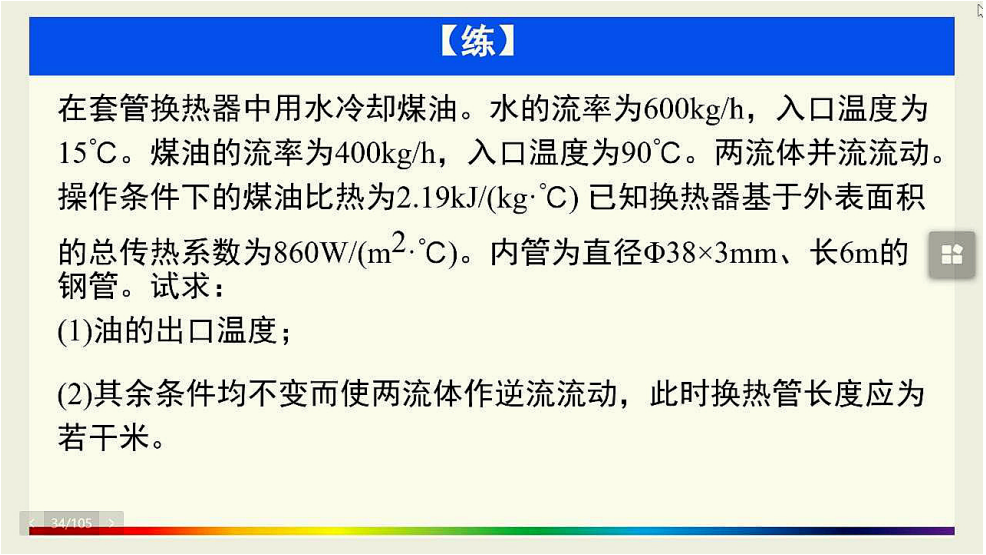
两个”接近于”规律



- 当管壁很薄、导热系数很大（壁热阻可忽略）时，冷热流体两侧壁温基本接近
- 当两侧对流传热系数有明显差异时：
  1. 总传热系数 K 接近于对流传热系数较小的一侧
  2. 壁温接近于对流传热系数较大的一侧

> **注意**
>
> 当对流传热系数有明显差异时，有两个”接近于”：
> 1. 总传热系数 K ≈ 对流传热系数小的一侧
> 2. 壁温 ≈ 对流传热系数大的一侧的温度例如管外蒸汽冷凝(对流传热系数大)，壁温接近蒸汽温度。

壁温计算例题（煤油冷却）



- 套管式换热器，用水冷却煤油，并流流动
- 已知：水入口 15℃、流率 600 kg/h；煤油入口温度已知、流率已知；煤油比热 2.19 kJ/(kg · ℃)；基于外表面积的总传热系数 K_0 已知；内管 φ38×3，管长 6 m
- 传热面积基于外表面积：$A_0 = \pi \times 0.038 \times 6$
- 第一问：求煤油出口温度

注意

此题只有两个温度已知（水入口、油入口），两个出口温度均未知。需联立两个方程求解：热量衡算式 + 总传热速率方程。

联立方程求解出口温度的方法

- 两个未知数（两个出口温度），两个方程：热量衡算式 + 总传热速率方程
- 难点：对数平均温差中自然对数内也含未知数，直接求解困难
- 技巧：利用热量衡算式中两个温差的关系，用一个温差代替另一个温差
- 将总传热速率方程中的分子约去后，只剩自然对数内的未知数，转化为二元一次方程求解

例

并流时，对数平均温差分子为 $(T_1 - t_1)$ 和 $(T_2 - t_2)$。通过移项，利用热量衡算式中大温差与小温差的关系，将其中一个温差用另一个表示，代入后分子约去，只剩自然对数内的未知数，从而简化求解。

逆流与并流对换热器管长的影响

(2)把两流体改为逆流流动，这种情况相当于$q_{m,h}$、T_1、T_2、C_{ph}、$q_{m,c}$、t_1 C_{pc}不变，即Q不变，重新设计一台逆流操作的换热器（传热面积变，即管长变但管径不变）来完成传热任务。

$$Q_{并} = K_o \pi d_o l_{并} (\Delta t_m)_{并}$$

$$Q_{逆} = K_o \pi d_o l_{逆} (\Delta t_m)_{逆}$$

因为 $Q_{逆} = Q_{并}$ ，所以有

$$l_{逆} = \frac{l_{并} (\Delta t_m)_{并}}{(\Delta t_m)_{逆}}$$

38/105

- 其余条件不变，仅将流动方向由并流改为逆流时，热负荷 Q 不变（流量、进出口温度均未变）
- 总传热系数 K 只与流量有关，流量不变则 K 不变
- 改变的是对数平均温差 ΔTm，逆流时 ΔTm 大于并流
- 由 Q = K · A · ΔTm，K、Q 不变时，管长之比等于对数平均温差的反比

例

并流时 ΔTm = 35.8℃，逆流时 ΔTm = 21.5℃（此处为课堂口述数据，实际计算应得逆流 ΔTm 更大）。仅改变流向，换热器管长从 6 m 缩小到 3.6 m，缩小约 40%。

注意

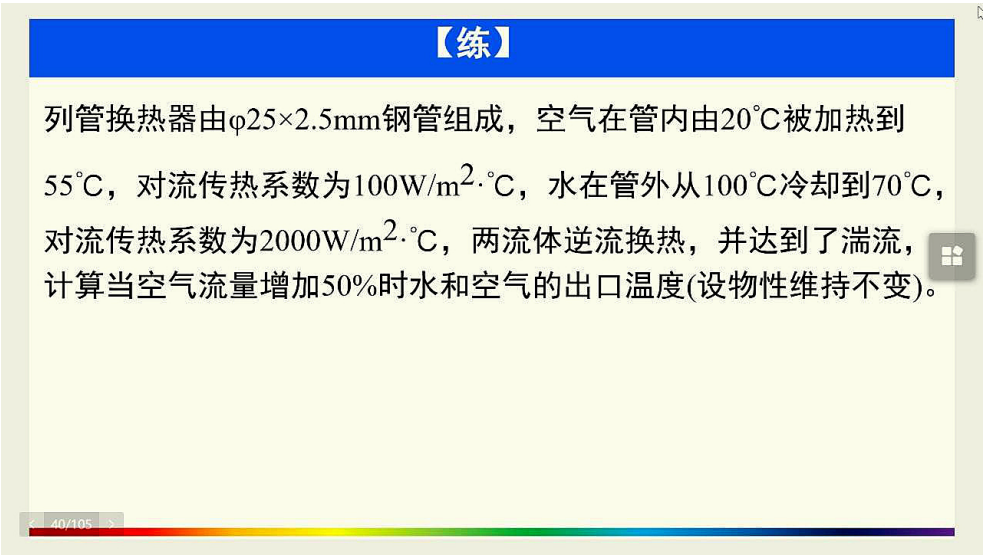
逆流算出的 ΔTm 一定比并流大，如果算出来反而更小，说明计算有误。

- 逆流推动力大，在相同热负荷下可减少换热器投入，工程上一般优先采用逆流

列管式换热器的换热面积

- 列管式换热器具有管束，其换热面积公式为：$A = n \cdot \pi \cdot D \cdot L$
- 其中 n 为管数，D 为管径，L 为管长
- 仅知道管径而不知道管长和管数，无法算出换热面积

空气流量增加 50% 时出口温度的计算



- 已知条件：空气（管内）t_1 =20℃，t_2 =55℃，管内对流传热系数 100；水（管外）t_1 =100℃，t_2 未知，管外对流传热系数已知；逆流，均达湍流
- 空气流量增加 50% 的影响：
  - 冷流体流量变为原来的 1.5 倍
  - 对流传热系数变为原来的 1.5^0.8 倍
  - 总传热系数 K 随之改变
  - 出口温度改变，ΔTm 改变
- 换热面积不变（未更换换热器），比热容前后视为不变

定义

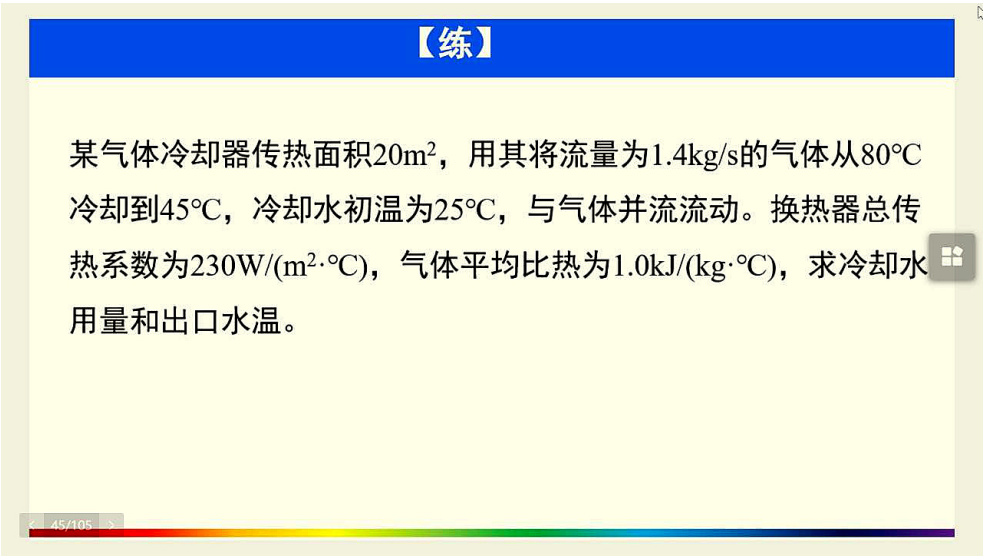
操作型计算：已知换热器结构，求温度、流量等运行参数。本题即属此类。

- 解题方法：改变条件前后各列一个热量衡算式，用比的形式将未知的流量、面积约掉，得到两个方程、两个未知数（两个出口温度）
- 采用逐项消元法：先由改变前的等式推出大 t_1 与小 t_2 的关系（本例为 1.286 倍），再代入改变后的对数平均温差表达式，逐步消元求解

注意

若计算器不支持直接求解分子、分母均含未知数的方程，必须掌握逐项消元法，这是考试必备方法。

已知传热面积求冷却水用量



- 已知：传热面积 $A = 20\ m^2$，气体流量 $1.4\ kg/s$，从 $80℃$ 冷却到 $45℃$，气体比热 $1.0\ kJ/(kg \cdot ℃)$，$K = 230\ W/(m^2 \cdot ℃)$，冷却水初温 $25℃$
- 先由气体侧热量衡算求出热负荷 Q
- 由 $Q = K \cdot A \cdot \Delta Tm$，$\Delta Tm$ 中仅含冷却水出口温度 t_2 一个未知数，可解出 t_2
- 再由冷却水侧热量衡算 $Q = m \cdot c \cdot \Delta t$ 求出冷却水流量

注意

ΔTm 的分子和分母（自然对数内）都含未知数 t_2 ，若计算器无法直接解方程，需用试差法：先代入一个数据试算，看是否满足等式。

例

考试前务必熟悉自己的计算器能否直接解方程。能解则直接输入方程求解，不能解则用试差法，可节省大量时间。

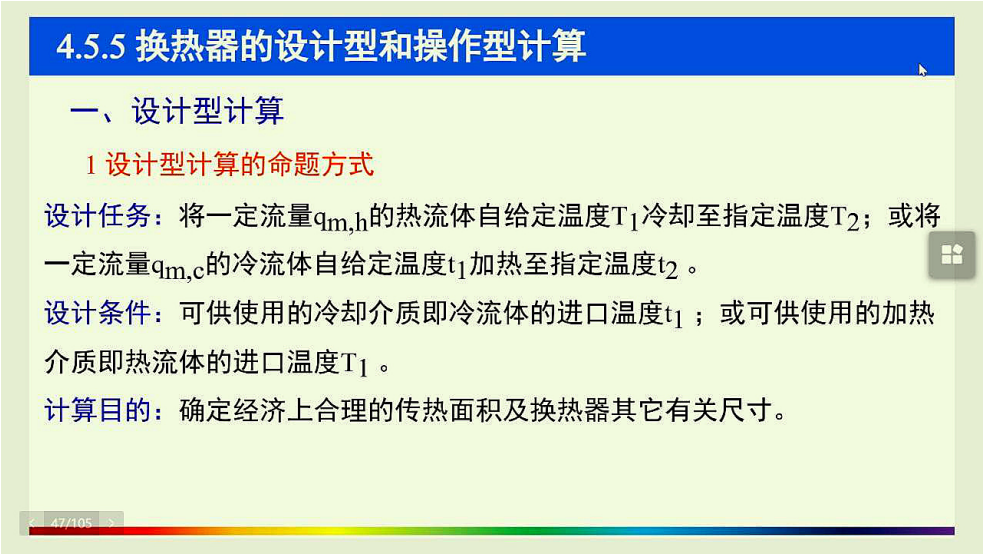
换热器计算的两大类型

定义

设计型计算：与换热器结构（管长、管径、管束）相关的计算，用于选型。操作型计算：已知换热器结构，求温度、流量等运行参数的计算。

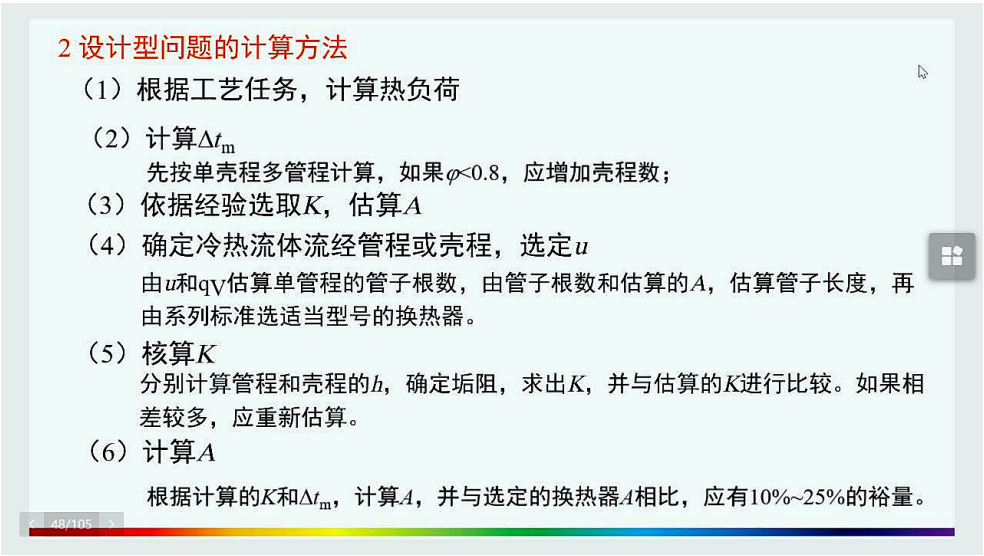
- 理论课上的设计型计算条件充分、有唯一答案；真正的工程设计型计算条件有限，只要求完成工艺任务并选型

设计型计算的命题方式



- 要求：经济上合理的传热面积及换热器其他相关尺寸，即选一个换热器
- 设计任务：将一定流量的热流体从 T_1 冷却到 T_2，或将冷流体从 t_1 加热到 t_2（工艺要求）
- 热负荷 Q 按工艺要求可算出
- 设计条件部分给定、部分自选：如给定冷/热介质进口温度（冷水、热水或饱和水蒸气温度），其余由设计者选择

设计型计算的步骤



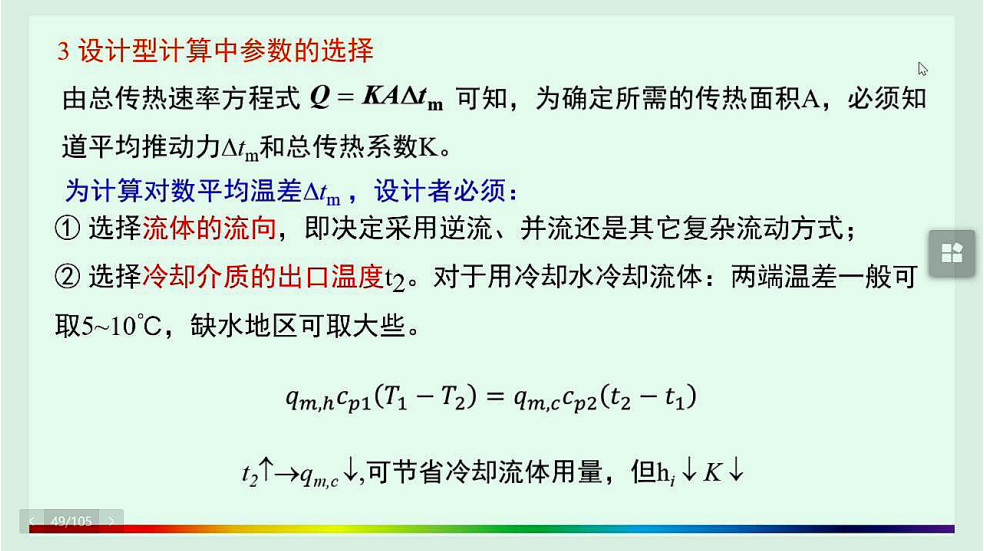
1. 根据工艺任务计算热负荷 Q（已知流量、比热、温度）
2. 计算对数平均温差 ΔTm：先设定出口温度，选定换热器型式（套管式/列管式）及流向（逆流/并流），多管程需乘修正系数
3. 按经验预估总传热系数 K，由 $A = Q/(K \cdot \Delta Tm)$ 得到预估换热面积
4. 按预估面积选择换热器（标准件给出管径、管长、对应换热面积），选比估算值稍大的面积
5. 确定流体走管内或壳程，选定流速（管内一般取 0.5 m/s 左右），由流量和流速计算管径、管数，或选标准管径后确定管数
6. 核算：根据实际换热器算出实际流速，进而求实际传热系数 K

> **注意**
>
> 核算得到的 K 与预估 K 误差不超过 20% 即认为预估合理、选型合理。

7. 计算实际需要的换热面积，与换热器实际面积（A = n · π · D · L）对比，留少量余量

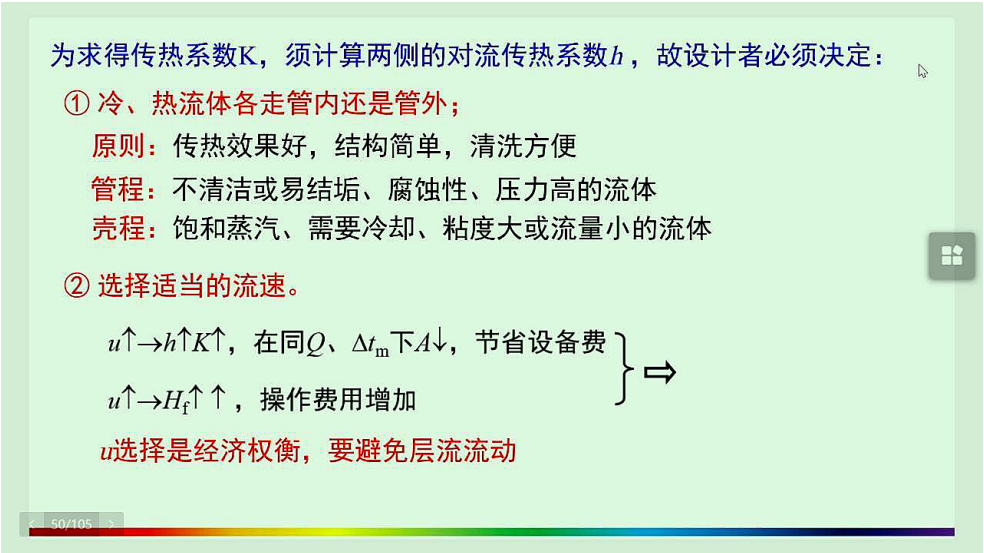
> **例**
>
> 设计型计算中部分参数（如流速、K 的初值）需根据经验选取，这正是理论计算与工程设计的区别所在。

流体流向与冷却介质出口温度的选择



- 一般选择逆流，传热效果更好
- 冷却介质出口温度与冷端温差一般取 5~10℃
- 缺水地区可减小冷却水流量，允许温差适当增大
- 热负荷一定时，流量减小 → 对流传热系数减小 → 总传热系数减小 → 传热效果变差

管程与壳程流体的选择原则



- 原则：传热效果好 + 操作方便

- 难对付的流体（不清洁、易结垢、腐蚀性、压力高）走管内：
  - 管内易清洗（酸洗、沙洗）
  - 管内腐蚀可单根更换；壳层腐蚀则整台换热器报废
- 蒸汽、热流体、黏度大、流量小的流体走壳程

流速的选择

列管换热器常用流速范围

流体种类		一般流体	易结垢液体	气体
流速 *m/s*	管程	0.5-3	>1	5-30
	壳程	0.2-1.5	>0.5	3-15

流体粘度 mPa·s	>1500	500~1500	100~500	35~100	1~35	<1
流速 *m/s*	0.6	0.75	1.1	1.5	1.8	2.4

51/105

- 流速增大 → 对流传热系数增大 → 总传热系数增大 → 换热面积减小 → 设备费减小
- 流速增大 → 流动阻力增大 → 泵动力消耗增大 → 操作费增大
- 流速是”双刃剑”，需综合权衡设备费与操作费

例

流速范围参考（课程设计时再细看）：
- 管内：0.5~3.5 m/s，易结垢流体可稍大，气体更大
- 壳程：比管内稍小
- 黏度越大，流速越小

管程数的选择

③管程数

流量较小或传热面大而管数多时，会使管内流速较低，使传热系数小。为了提高流速可增加管程数，增加太多会增加流体阻力，降低平均温差。

④折流挡板

加折流挡板 的目的是加大壳程流速，提高壳程对流传热系数。最常用的为圆缺型挡板，切去的弓形高度的为外壳内径的10～40%，一般取20～25%，过高或过低都不利于传热。

52/105

- 单管程：一侧进、另一侧出；双管程：折返一次；4 管程：多次折返

- 管程数不改变管数，只改变管内流体的流速
- 传热面积不变（仍为 $n\pi dL$），但每根管内的流量变为 1/管程数

定义

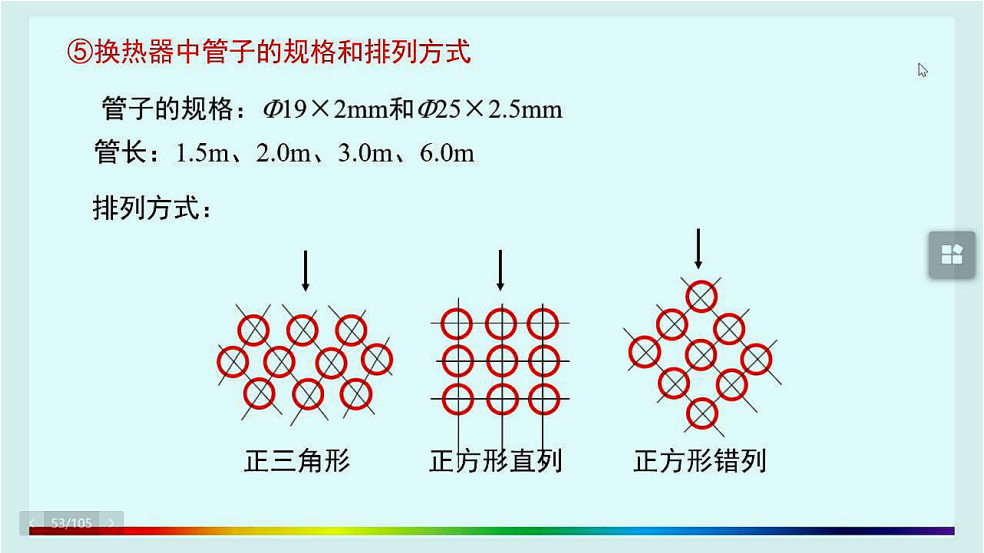
管程数：流体在管内往返的次数。管程数增加使每根管内的流速增大，从而增大对流传热系数和总传热系数。

- 当流量小、传热面积大、管数多时，采用多管程提高管内流速，强化传热

折流挡板的选择

- 作用：
  1. 支撑管子
  2. 增大壳程流体对流传热系数，强化传热
- 具体尺寸与结构在具体设计时再确定

管子的选择

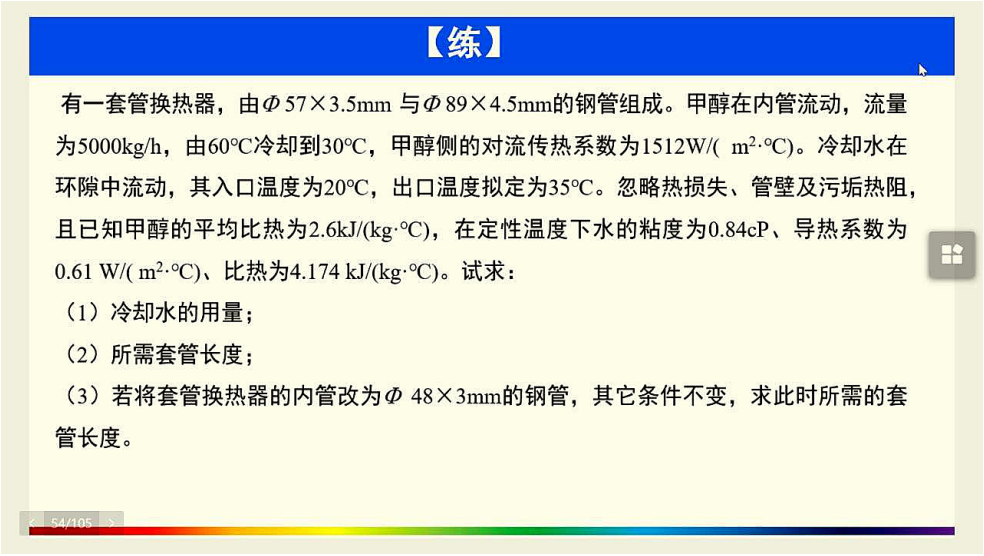


- 优先选用标准件（1.5m、2m、3m、6m 等长度），定做需加钱
- 常见规格：19×2、25×2.5 等
- 排列方式尽量选错列（正三角形排列），管外对流传热系数更大

注意

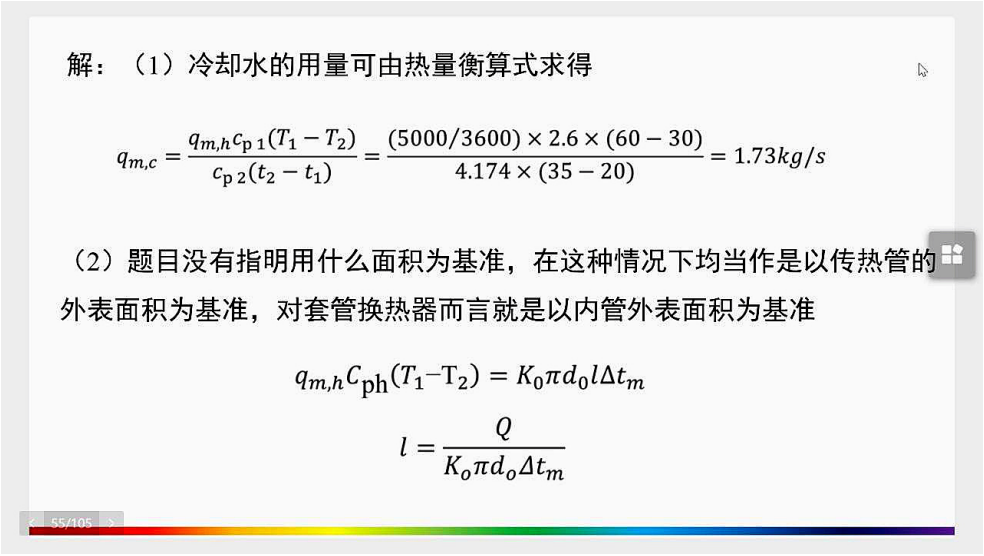
错列（正三角形）排列的管外对流传热系数大于直列（正方形）排列，故优先选错列。

套管式换热器设计型计算（例题）



- 属于设计型计算，但理论课给定较多条件
- 已知：内管内外径、外管内外径、甲醇流量 5000 kg/h（热流体）、进出口温度、对流传热系数、冷却水进出口温度（20℃/35℃）、物性参数

第一问：冷却水用量



- 用热量衡算式直接求解：热流体放热 = 冷流体吸热
- 注意单位统一（kg/h 或 kg/s，两边一致即可）

第二问：管长计算

$$Q = q_{m,h}C_{ph}(T_1-T_2) = \frac{5000}{3600}\times 2.6\times 10^3\times(60-30) = 1.083\times 10^5 W$$

求Δt_m必须先确定是逆流还是并流，题目没有明确说明流向，但由已知条件可知t_2=35℃＞T_2=30℃，只有逆流才可能出现这种情况，故可断定本题必为逆流，于是

$$\Delta t_m = \frac{(T_1-t_2)-(T_2-t_1)}{\ln\frac{T_1-t_2}{T_2-t_1}} = \frac{(60-35)-(30-20)}{\ln\frac{60-35}{30-20}} = 16.4℃$$

56/105

- 求 A = q / (K · ΔTm)
- 判断流向：热流体出口 30℃ < 冷流体出口 35℃，故只能为逆流
- 环隙对流传热系数：用当量直径代入圆形直管公式计算

定义

当量直径 de = 4 × 流通截面积 / 传热周边长（用于非圆截面通道，如环隙）。

注意

- 流速用真实流量 ÷ 环隙截面积计算，不是用当量直径算流速
- 雷诺数 > 10000、普朗特数在 0.7~120 之间，才能用管内对流传热系数公式
- 管长基于外表面积时，d0 取内管外径（如 57mm）

第三问：更换内管管径

（3）当内管改为Φ48×3mm后，管内及环隙的流通截面积均发生变化，引起h_i、h_o均发生变化。应设法先求出变化后的h及K值，然后再求l。

对管内的流体甲醇，根据

$$R_e = \frac{d_i u\rho}{\mu} = \frac{d_i\rho}{\mu}\times\frac{q_v}{0.785d_i^2} \propto \frac{1}{d_i}$$

可知内管改小后，d_i减小，其它条件不变则Re增大，原来甲醇为湍流，现在肯定仍为湍流，

$$h_i = 0.023\frac{\lambda}{d_i}R_e^{0.8}P_r^{0.3} \propto \frac{1}{d_i^{1.8}}$$

60/105

- 内管管径减小（如 89 → 48×3）后：
  - 管内流速增大 → 管内对流传热系数增大
  - 环隙截面积增大 → 环隙流速减小 → 环隙对流传热系数减小
- 需重新计算两侧对流传热系数和总传热系数
- 不变的量：流量、进出口温度

例

流量不变时，管内对流传热系数与管径的关系：h ∝ u^0.8 / d^0.2，而 u ∝ 1/d² 故 h ∝ 1/d^1.8（与管径的 1.8 次方成反比）本例中管内对流传热系数变为原来的 1.369 倍。

列管式换热器预热器（空气加热）例题

【练】

将流量为2200kg/h的空气在列管式预热器内从20℃加热到80℃。空气在管内作湍流流动，116℃的饱和蒸汽在管外冷凝。现因工况变动需将空气的流量增加20%，而空气的进、出口温度不变。问采用什么方法（可以重新设计一台换热器，也可仍在原预热器中操作）能够完成新的生产任务？请作出定量计算（设管壁及污垢的热阻可略去不计）。

63/105

- 空气（冷流体）在管内，20℃→80℃，流量 2200 kg/h
- 管外为饱和水蒸气（温度不变）

注意

饱和水蒸气有相变，温度恒定，求对数平均温差时只需 3 个温度，不要误以为缺第 4 个温度。

- 空气流量增加 20%，进出口温度不变 → 热负荷变为原来的 1.2 倍
- 需满足：K · A · ΔTm = 1.2 × 原值

方案一：在原换热器内操作

2．仍在原换热器中操作。此时d、n、μ均不变，只能改变饱和蒸汽温度即改变Δt_m。由式（d）得

$$\frac{Q'}{Q}=1.2^{0.8}\times\frac{\Delta t'_m}{\Delta t_m}=1.2$$

解之，并将前面得出原工况 $\Delta t_m=61.2℃$ 代入，有

$$\Delta t'_m=1.037\Delta t_m=1.037\times61.2=63.5℃$$

$$\frac{t_2-t_1}{\ln\frac{T'_s-t_1}{T'_s-t_2}}=\frac{80-20}{\ln\frac{T'_s-20}{T'_s-80}}=63.5 \qquad T'_s=118.1℃$$

即把饱和蒸汽温度升至118.1℃，相当于用压强为200kPa的饱和蒸汽加热即可完成新的传热任务。

70/105

- A 不变，需增大 ΔTm → 提高饱和蒸汽温度
- 总传热系数接近对流传热系数小的那一侧（空气侧）

- 空气流量增加 20% → K 变为原来的 1.2^0.8 倍
- ΔTm 需变为原来的 1.2 / 1.2^0.8 = 1.2^0.2 倍
- 原 ΔTm = 61.2℃，改变后 ΔTm 对应蒸汽温度约 118℃

例

118℃ 约对应 200 kPa 的饱和水蒸气压力。工业中常给出蒸汽压，需查水的物性表反求温度。

方案二：更换换热器

- 改变管数 n、管径 d 或管长 l（A = Nπdl）
- 工业生产中最简单、最易操作的方法

注意

考试时若题目给的是饱和水蒸气的压力，需先查表得到对应温度，再代入计算。

12 月 03 日

换热器计算（第 1 部分）

设计型计算与操作型计算的区分

- 改变操作条件（流体流量、温度）后，在原换热器内操作 → 操作型计算
- 改变换热面积（换一台换热器）→ 设计型计算
- 列管式换热器换热面积：A = nπDL，可改变的量有管束 n、管径 D、管长 L

改变操作条件时换热器参数的关系推导

- 空气流量增加 20%，进出口温度不变 → 热负荷 Q 变为原来的 1.2 倍
- 总传热系数 k 随流量增大而增大，但只增大到约 1.2^0.8 倍，达不到 1.2 倍
- 因此需通过增加换热面积来完成任务

传热系数与管径的关系

- 水蒸气-空气体系，总传热系数接近对流传热系数较小的一侧
- 保留管径之比 d_o/d_i 的原因：基于外表面积计算，与面积中的 d_o 约掉后，只剩 h_i 和 h_o
- 空气在管内做湍流流动，流速 = 流量 / 截面积，截面积 = n × (π/4) d_i^2
- 推导结果：传热系数与 n^0.8 和 d_i^1.8 成反比

改变各参数对 Q 的影响

- 改变管径 d：缩小 4.5%，变为原来的 0.95 倍
- 改变管束 n：直接增加 20%（因指数 0.2 移项后抵消）
- 改变管长 L：变为原来的 1.2^0.2 ≈ 1.37 倍，需增加管长才能完成任务

注意

改变管束和改变管径都会影响流速，因此推导时需将流速替换为”不变的流量 ÷ 截面积”。

原换热器内操作的情况

2．仍在原换热器中操作。此时d、n、l均不变，只能改变饱和蒸汽温度即改变Δt_m。由式（d）得

$$\frac{Q'}{Q}=1.2^{0.8}\times\frac{\Delta t'_m}{\Delta t_m}=1.2$$

解之，并将前面得出原工况 $\Delta t_m=61.2℃$ 代入，有

$$\Delta t'_m=1.037\Delta t_m=1.037\times61.2=63.5℃$$

$$\frac{t_2-t_1}{\ln\frac{T'_s-t_1}{T'_s-t_2}}=\frac{80-20}{\ln\frac{T'_s-20}{T'_s-80}}=63.5 \qquad T'_s=118.1℃$$

即把饱和蒸汽温度升至118.1℃，相当于用压强为200kPa的饱和蒸汽加热即可完成新的传热任务。

- 改变条件前后温差之比应等于 1.2^0.2
- 已知原条件，改变条件后只需计算蒸汽温度即可，计算较快

设计型计算流程（选换热器）

【练】

用175°C、质量流量为3.4×10^4 kg/h的柴油将质量流量为4.4×10^4 kg/h的原油从70°C加热到110°C。管壁面两侧的污垢热阻均可取为$1.72\times10^{-4}m^2\cdot K/W$，试选一型号合适的列管式换热器。

柴油的物性参数：$\rho=715kg/m^3$, $\lambda=0.133W/(m\cdot K)$,

$\mu=6.4\times10^{-4}$Pa·s, $C_p=2.48$kJ/(kg·K)

原油的物性参数：$\rho=815kg/m^3$, $\lambda=0.128W/(m\cdot K)$,

$\mu=6.65\times10^{-3}$Pa·s,

$C_p=2.20$kJ/(kg·K)

- 给定条件：冷热流体质量流量、温度变化范围、两侧污垢热阻
- 根据热量衡算，由已知的三个温度和一个流量算出另一个出口温度

计算步骤

1. 计算逆流时的对数平均温差
2. 单壳程双管程需乘以修正系数（由 P、R 查得）
3. 选取总传热系数（有机溶剂-轻油体系在 120~400 之间，本例选 250）
4. 由 Q = kAΔT_m 计算换热面积（本例约 76 m²）
5. 查换热器标准表，选比计算面积大 25%~30% 的规格
6. 按所选换热器尺寸计算实际流动截面积、流速、雷诺数、普朗特准数
7. 分别计算管内外对流传热系数
8. 计算实际总传热系数（本例 267，与预设 250 接近，可行）
9. 校核：所需面积（71）< 实际面积（90），换热器合适

例

四管程换热器流动截面积 = $(\pi/4)d^2 \times 192 / 4$（192 为总管数，除以 4 为管程数）。管外对流传热系数用最大流速（流体流过最小截面积时的流速）和当量直径计算。

操作型计算的四种类型

二、操作型计算

①给定条件：换热器的传热面积以及有关尺寸，冷、热流体的物理性质，冷、热流体的流量和进口温度以及流体的流动方式。
计算目的：求某些参数改变后冷、热流体的出口温度及换热器的传热能力。

② 给定条件：换热器的传热面积以及有关尺寸，冷、热流体的物理性质，热流体（或冷流体）的流量和进、出口温度，冷流体（或热流体）的进口温度以及流动方式。
计算目的：求某些参数改变后所需冷流体（或热流体）的流量及出口温度。

定义

操作型计算的核心计算式：$Q = K \cdot A \cdot \Delta T_m$（传热方程）与热量衡算式联立。

类型一：求两个出口温度
- 已知：换热器面积、尺寸、冷热流体物性、流量、进口温度、流动方式
- 两个方程（传热方程 + 热量衡算）解两个未知数（两个出口温度）

类型二：求流量及出口温度
- 已知：面积、进口温度、其中一个出口温度、一侧流量
- 两个方程解两个未知数（流量 + 出口温度）

类型三：换热器校核（能否完成任务）

③ 换热器校核计算

给定条件：换热器的传热面积及有关尺寸，传热任务。

计算目的：判断现有换热器对指定的传热任务是否适用。($A>A_{需}$; $Q>Q_{需}$)

④传热过程的调节

在换热器中，若热流体的流量或进口温度发生变化，而要求其出口温度保持原来数值不变，可通过调节冷却介质流量(使Δt_m、K变化）来达到目的。

基本方程式：热量衡算式、传热速率方程

- 根据热负荷算出所需 Q 需，再根据 k 和 ΔT_m 算出所需换热面积 A 需
- 换热器能提供的面积：套管式 πDL，列管式 $n\pi DL$

- 若 A 需 ⩽ A 提供，则换热器合适

类型四：传热过程的调节

- 当流量或温度要求变化，且要求出口温度不变时，如何调节
- 原换热器内操作：改变蒸汽温度
- 更换换热器：改变管径、管长、管束

> **注意**
>
> 若热流体为饱和水蒸气，传热方程中无变温项，变为汽化潜热形式。若未给出潜热，则只剩一个等式，只能解一个未知数。

例题一：单程列管换热器求传热面积

【练】

将流量为2200kg/h的空气在列管式预热器内从20℃加热到80℃。空气在管内作湍流流动，116℃的饱和蒸汽在管外冷凝。现因工况变动需将空气的流量增加20%，而空气的进、出口温度不变。问采用什么方法（可以重新设计一台换热器，也可仍在原预热器中操作）能够完成新的生产任务？请作出定量计算（设管壁及污垢的热阻可略去不计）。

- 条件：120℃ 饱和水蒸气将 8500 kg/h 气体从 20℃ 加热到 60℃，气体以 10 m/s 流过铜管，蒸汽冷凝系数 15630，忽略管壁和污垢
- 列管式换热器未知管束，面积不能用 $\pi/4\ d^2$，需用 $A = Q / (k \cdot \Delta T_m)$

第一问：求传热面积

- 管内对流传热系数公式：$h = 0.023\ (\lambda/d)\ Re^{0.8}\ Pr^{0.4}$（被加热取 0.4）
- 气体流速已给出（10 m/s），直接算雷诺数和普朗特准数
- 算得 h_i 后，因蒸汽侧对流传热系数（1 万多）与空气侧有数量级差异，总传热系数可近似取空气侧值（36.3 与 35.9 接近）
- 热负荷：Q = 质量流量 × 比热 × 温差，注意单位换算
- 对数平均温差 78.3℃，面积 = $Q / (\Delta T_m \times k)$

> **注意**
>
> 1. 普朗特准数若算出约 $1.\times10^{-3}$ 量级，说明单位用错（差了 1000 倍），不能用该公式。
> 2. 所有量须用国际单位制：流量 8500 kg/h 要除以 3600 换算为 kg/s。
> 3. 比热容单位中的 K 或 ℃ 是温差，**不需要换算为绝对温度。**

第二问：流量增加一倍，求出口温度

- 空气流量增加一倍 → 对流传热系数变为原来的 $2^{0.8} \approx 1.74$ 倍
- 总传热系数变为约 63（可直接用，也可用空气侧近似）
- 单侧变温情况：热量衡算式中 $t_2 - t_1$ 可约去，只剩自然对数项含未知出口温度，可直接求解
- 计算难点在对流传热系数，传热过程本身较简单

例题二：求油侧对流传热系数

【练】

在一单程列管式换热器中用160°C的饱和蒸汽将油从20°C加热到106°C，油走管内。管子的规格为：φ19×2mm，长4m，共25根。若热负荷为125kW，蒸汽冷凝传热系数为7000W/m²·°C，忽略污垢热阻和壁面热阻。求油侧的对流传热系数。现工艺要求油流量增加一倍，出口温度提高到132°C。设油的物性不变。再用一同样型号的列管式换热器，问采用并联还是串联才能符合工艺要求？（管内流动为湍流）

- 条件：单程列管换热器，160℃ 饱和水蒸气将油从 20℃ 加热到 106℃，热负荷 125 kW，蒸汽传热系数已知，忽略热阻
- 已知 Q、ΔT_m（由饱和水蒸气温度和油进出口温度算得）、A（由总根数、管径、管长算得）
- 由 Q = kAΔT_m 反求总传热系数 k
- 由 1/k = 1/h_i + 1/h_o 的关系，已知管外（蒸汽侧）对流传热系数，可求管内（油侧）对流传热系数

流量增加一倍时的换热器操作（串联 vs 并联）

（2）当流量加倍时，若采用两个同型号的换热器并联，则对于每一个换热器来说，物性参数、流动状态等均与原来一样。因此油的出口温度升到106°C，不能达到新要求。

采用串联操作，此时油在管内的流动速度提高了一倍。改变条件前后对流传热系数的关系为

$$\frac{h'}{h}=\left(\frac{u'}{u}\right)^{0.8}=1.74$$

$$h'=1.74h=1.74\times305=531W/m^2\cdot{}^oC$$

- 工艺要求油流量增加一倍，若在原换热器内同样操作条件下，出口温度会降低，无法达到要求的 132℃
- 并联：油流量增加一倍，相当于原流量进入原换热器，出口温度仍为 106℃，与原来操作条件完全一样
- 串联：将管子连起来，管长增加一倍，换热面积 A 增加一倍
- 串联时流量增加一倍，管径不变，管内流速也增加一倍，对流传热系数变为原来的 2^0.8 ≈ 1.74 倍
- 采用串联后，k 增加、A 增加，需重新计算 ΔT_m（20→132℃），验证能否达到 132℃

注意

并联时出口温度与原来相同，因为每根管的流量、流速、传热系数均未改变，只是总流量翻倍。因此要达到更高的出口温度，必须采用串联。

总传热系数与管内对流传热系数的计算

- 热负荷 Q = 125 kW，注意单位换算：1 kW = 1000 J/s，计算时需乘以 1000
- 换热面积 A = n · π · d · L
- 忽略垢层及污垢热阻，根据总传热系数与两侧对流传热系数的关系求管内对流传热系数

注意

热负荷单位是 kW（千焦/秒），而热负荷计算公式用的是 J/s，代入前必须乘以 1000。

换热器校核计算（单壳层双管程）

【练】

某厂在单壳程双管程列管换热器中，用130℃的饱和水蒸汽将乙醇水溶液从25℃加热到80℃，列管换热器由90根φ25×2.5mm，长3m的钢管所构成。乙醇水溶液处理量为36000kg/h，并在管内流动。饱和水蒸汽在管间冷凝。已知钢的导热系数为45W/(m·℃)，乙醇水溶液在定性温度下的密度为880kg/m³，粘度为1.2cp，比热为4.02kJ/(kg·℃)，导热系数为0.42W/(m·℃)，水蒸汽的冷凝对流传热系数为10^4W/(m²·℃)，在操作条件下，污垢热阻及热损失可忽略不计，试确定

（1）此换热器能否完成生产任务？

（2）当乙醇水溶液处理量增加20%，在溶液进口温度和饱和水蒸汽温度不变情况下，仍在原换器中加热乙醇水溶液，则乙醇水溶液的出口温度变为多少？蒸汽用量需增加多少？

（3）当乙醇水溶液处理量增加20%后要求其出口温度保持不变，仍在原换热器中操作，则加热蒸汽温度至少应提高到多少度？



- 题目类型：换热器校核——判断换热器能否完成生产任务
- 条件：130℃ 饱和水蒸气，将乙醇从 25℃ 加热到 80℃；90 根 φ25×2.5、长 3m 的钢管；乙醇在管内流动
- 已知定性温度下的密度、粘度、比热、导热系数，条件充分
- 钢的导热系数已给出，需计入管壁热阻 b/λ · dm
- 水蒸气冷凝传热系数已知，污垢热阻与热损失忽略

定义

换热器校核：比较换热器”提供的”总传热速率与工艺条件”需要的”热负荷。若提供的 ⩾ 需要的，则换热器能完成任务。

注意

双管程的流速计算：流体先走一半管再走另一半，所以截面积按 45 根管计算（90/2），但换热面积仍按 90 根管（n · π · d · L）计算，两者不要混淆。

双管程换热器的 k 计算

- 管内对流传热系数：流速按 45 根管计算，得 α_i = 2321 W/(m² · K)
- 管壁热阻：b/λ · dm，其中 b 为壁厚，λ 为钢的导热系数（45 W/(m · K)）
- 对称平均直径 dm 不用对数平均值，取 (20+25)/2 = 22.5 mm（内径 20、外径 25）
- 总传热系数 K 由管内、管外、管壁三项热阻相加求得

注意

题目给了钢的导热系数，即使管壁热阻数值很小，也必须代入计算，不能省略。

校核判断：所需面积 vs 实际面积

解：（1）本小题为换热器的校核计算问题。

对于此类问题，传热面积A是已知的，根据传热任务要求由热量衡算式求出$Q_{需}$后代入总传热速率方程求出$A_{需}$，即 $A_{需}= Q_{需}/(K\Delta t_m)$，若$A_{需}\leq A$，则换热器能完成传热任务；或 $Q=KA\,\Delta t_m \geq Q_{需}$，换热器也能完成传热任务。

$$
\begin{aligned}
Q_{需} &= q_{mc}c_{pc}(t_2 - t_1) \\
&= (36000/3600) \times 4.02 \times 10^3 \times (80 - 25) \\
&= 2.211 \times 10^6 W
\end{aligned}
$$

- 所需热量：由乙醇的流量、比热、温差计算，注意单位（4.02 kJ/(kg · K)，流量为 kg/h）
- 所需面积 A_需 = Q / (K · ΔT_m)，约 21 m²
- 实际换热面积 A_实 = n · π · d · L，按 90 根管计算
- 实际面积 > 所需面积，换热器能完成任务

注意

计算所需热量时注意单位统一：比热为 kJ/(kg · K)，流量为 kg/h，需换算为一致的单位。

流量增加 20% 时的出口温度与蒸汽用量

- 冷流体流量增加 20%，管内流速 u 也增加 20%，对流传热系数变为 1.2^0.8 ≈ 1.26 倍
- 新条件下对流传热系数 α_i’ = 1593 W/(m² · K)（原 2321 × 1.2^0.8）
- 用比的形式计算：Q’ = 1.2Q，k 已知，代入原条件，求出新出口温度 t_2 ’ = 77℃（原为 80℃，温度下降）
- 蒸汽用量：蒸汽放热 = 冷流体吸热，用比的形式，汽化潜热约掉
- 蒸汽用量增加 = 1.2 × (77-25)/(80-25) ≈ 1.14，即增加 14%

例

蒸汽用量增加的计算：Q_蒸汽 = Q_冷流体，m_s · r = m_c · c_p · Δt。用比的形式：m_s’/m_s = (q’/q) · (t_2 ’-t_1)/(t_2 -t_1) = 1.2 × (77-25)/(80-25) ≈ 1.14，即蒸汽用量增加 14%。

保持出口温度不变的调节计算

- 流量增加 20% 后出口温度降至 77℃，现要求保持 80℃ 不变
- 方法：提高加热蒸汽温度
- 用比的形式：k 变为原来的 1.2^0.8 倍（1427 → 1597 W/(m² · K)）
- 唯一未知量为蒸汽温度，由 130℃ 提高，代入平均温差公式求解

定义

调节型操作计算：操作条件发生变化（如流量增加）后，通过改变另一操作参数（如加热蒸汽温度）来维持出口温度不变。

注意

此题综合了校核、流量变化、调节三类操作型计算，是传热部分的综合题，建议课后独立完成。

污垢热阻对换热的影响（使用一年后）

【练】

一传热面积为20m²的列管式换热器，换热管规格为φ25×2.5mm。新换热器在其壳程用110℃的饱和水蒸气将在管程中流动的某溶液由20℃加热至83℃。溶液的处理量为2.5×10^4 kg/h，比热容为4 kJ/(kg K)。蒸汽侧污垢热阻忽略不计。

（1）若该换热器使用一年后，由于溶液侧污垢热阻的增加，溶液的出口温度只能达到75℃，试求污垢热阻。

（2）若要使出口温度仍维持在83℃，拟采用提高加热蒸汽温度的办法，问加热蒸汽温度应升高至多少？

- 条件：换热面积 20 m²，110℃ 饱和水蒸气，将混合液从 20℃ 加热到 83℃
- 蒸汽侧污垢热阻忽略，溶液侧未说明（需考虑）
- 使用一年后，溶液侧产生污垢，出口温度下降，换热效果变差
- 已知污垢热阻但未给导热系数，需先求总传热系数，再反求污垢热阻

定义

污垢热阻：换热器运行一段时间后，流体侧沉积污垢形成的附加热阻，使总传热系数下降、换热效果变差。

污垢热阻的求解

总传热系数的下降是污垢存在于换热表面所致，它给传热过程增加了一层热阻。由于传热过程的总热阻为总传热系数的倒数，因此两个不同时期总传热系数倒数之差即为换热表面当前污垢热阻值。本题中的污垢热阻存在于管内表面。

$$\frac{1}{K_0}=\frac{1}{h_0}+\frac{b}{\lambda}\frac{d_0}{d_m}+\frac{1}{h_i}\frac{d_0}{d_i}$$

$$\frac{1}{K_0'}=\frac{1}{h_0}+\frac{b}{\lambda}\frac{d_0}{d_m}+R_i\frac{d_0}{d_i}+\frac{1}{h_i}\frac{d_0}{d_i}$$

$$R_i=\left(\frac{1}{K_0'}-\frac{1}{K_0}\right)\frac{d_i}{d_0}=\left(\frac{1}{1312.5}-\frac{1}{1673}\right)\frac{20}{25}=1.31\times10^{-4}\ m^2K/W$$

- 原工况：对数平均温差已知，总传热系数 K = 1673 W/(m² · K)，出口温度 75℃
- 改变条件后：Q 不变、A 不变，K’ = 1312 W/(m² · K)
- 流量未变，管内、管外对流传热系数均未变，前后差异仅为污垢热阻
- 污垢热阻 = 1/K’ - 1/K（倒数相减）

例

污垢热阻 = 1/K’ - 1/K = 1/1312 - 1/1673，即为新增的管内污垢热阻。

维持出口温度的调节（提高蒸汽温度）

（3）若乙醇水溶液处理量增加20%，要求其出口温度仍达80℃不变，且在原换热器中操作，则只能提高饱和蒸汽压强（饱和蒸汽温度T_s也相应提高），以增大平均推动力Δt_m才能实现。在这种情况下t_2不变，q_{mc}、T_s变，同理用消元法可得

$$\ln\frac{T_s'-t_1}{T_s'-t_2}=\frac{K'}{K}\frac{q_{mc}}{q_{mc}'}\ln\frac{T_s-t_1}{T_s-t_2}$$

将已知数据代入上式，得

$$\ln\frac{T_s'-25}{T_s'-80}=\frac{1593.7}{1427.5}\frac{1}{1.2}\ln\frac{130-25}{130-80}=0.69$$

$$T_s'=135.3℃$$

- 污垢使 K 变小，Q 不变、A 不变，则 ΔT_m 必须变大
- 新温差 ΔT_m’ = 66.7℃（原为某值，因 K 变小而增大）
- 进出口温度不变，改变蒸汽温度，解得蒸汽需提高到 183℃

注意

当 K 变小而 Q、A 不变时，平均温差 ΔT_m 必须增大，这是调节计算的核心逻辑。

换热效果变差的原因分析

讨论：

运行一段时间发现被加热流体温度下降，可能的原因是：

（1）水蒸气侧

水蒸气压力降低了；水蒸气混有不凝性气体且没有及时排放；形成的冷凝液没有及时排放。

（2）被加热流体侧

流体性质发生变化（黏度升高）；流体流量加大；流体入口温度降低；该侧换热表面结垢。

如存在主要原因是污垢的存在，则处理办法：可对换热面进行清洗或提高加热剂流量及温度。

- 水蒸气侧：蒸汽压力下降、不凝性气体未及时排放（形成气膜层阻力）、冷凝液未及时排放（形成液膜层阻力）

- 被加热流体侧：物性变化、流量变化、入口温度降低
- 污垢存在：可通过清洗换热面积去除污垢热阻
- 也可通过提高加热蒸汽流量或温度来补偿

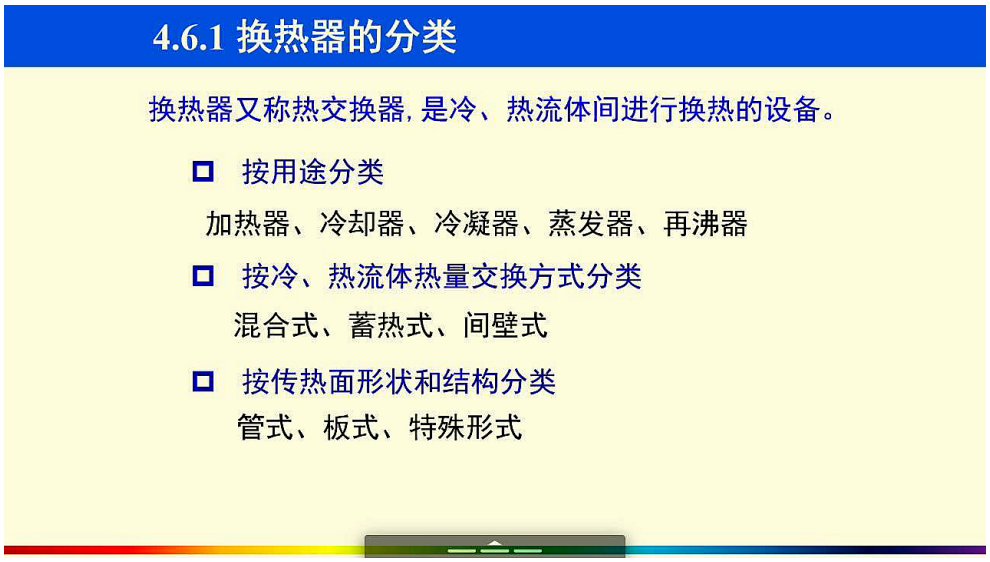
注意

冷凝液未及时排放形成液膜层阻力，不凝性气体未及时排放形成气膜层阻力，两者都会降低传热效果。

考试结构说明

- 15 道选择题（每题 2 分，共 30 分）
- 问答题 2 道（每题 5 分，共 10 分）
- 计算题 4 道（共 60 分）：流体流动与传热各 20 分，降尘室与过滤各 10 分
- 流体流动与传热可合并为一道大题（含机械能衡算、泵功率、安装高度、过滤等）

换热器的分类



定义

换热器（热交换器）：冷热流体之间进行热量交换的设备。

- 按用途分：加热器、冷却器、冷凝器、蒸发器、再沸器
- 按冷热流体交换方式分：混合式、蓄热式、间壁式
- 按形状结构分：管式、板式、特殊形式

例

混合式：冷热流体直接接触，如工厂冷水塔。蓄热式：先蓄热再放热。本章重点为间壁式。

注意

蒸发器、再沸器属于下学期内容，但本质也是换热器（将饱和液体部分汽化）。

夹套式换热器

- 结构：反应釜外壁通蒸汽加热釜内液体
- 特点：釜内对流传热系数小，传热面积小（仅夹套表面积）
- 强化措施：加搅拌桨强化流动，或用蛇管（弯成蛇形的管）改变流动方向

> **注意**
>
> 若不装搅拌桨，釜内湍动程度低，传热系数会大打折扣。

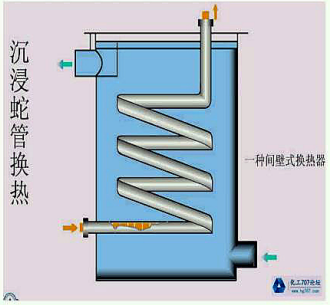
蛇管式换热器

二、蛇管换热器

1. 沉浸式

结构：这种换热器多以金属管子绕成，或制成各种与容器相适应的情况，并沉浸在容器内的液体中。





优点：结构简单; 管内能耐高压

缺点：传热面积不大，管外h小

强化措施：容器内加搅拌器，提高K

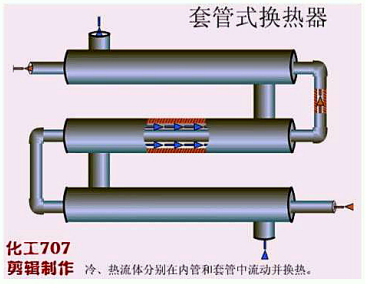
- 沉浸式：蛇管完全浸泡在外部液体中
  - 结构简单，管内可耐高压
  - 缺点：传热面积不大，管外对流传热系数小，可加搅拌强化
- 喷淋式：管内为热流体，冷水由水槽泵送淋下与热管接触换热
  - 结构简单，但占地面积大
  - 换热不均匀（上层与下层接触的流体不同）
  - 管外对流传热系数比沉浸式大

套管式换热器

三、套管换热器

结构：将两种直径大小不同的直管装成同心套管，并可用U形肘管把管段串联起来，每一段直管称作一程。





优点： 结构简单，能耐高压，h (K)或Δt_m大

缺点：结构不紧凑A/V小， 接头多，易漏

- 结构：内管走一种流体，外管走另一种流体
- 优点：结构简单，对流传热系数较大
- 缺点：结构不紧凑，单位体积换热面积小，接头多（弯头多）

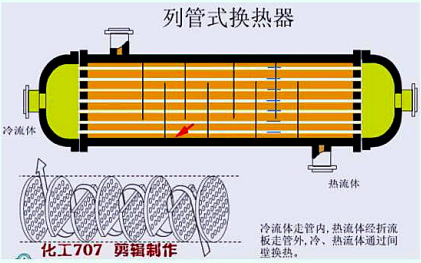
列管式换热器（管壳式换热器）

四、列管换热器

列管式换热器又称为管壳式换热器，是最典型的间壁式换热器，历史悠久，占据主导作用。

结构：壳体、管束、管板、折流挡板和封头。一种流体在管内流动，其行程称为管程；另一种流体在管外流动，其行程称为壳程。管束的壁面即为传热面。





Δt>50°C时，考虑热补偿措施

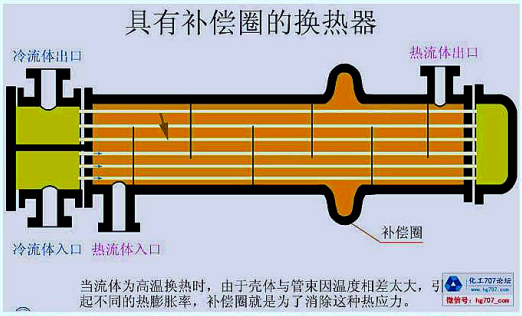
- 结构：管板上有管束，管束内走一种流体，壳程走另一种流体，壳内有挡板
- 工业上应用广泛

热应力与补偿方法

1. 固定管板式——补偿圈补偿

当冷、热流体温差较大时，固定板式换热器各组件张缩不同，会造成接合处松动。

当流体的温度差较大时，应用补偿圈（或称为膨胀节）进行补偿。



特点：结构简单，壳程检修和清洗困难

定义

热应力：换热器温度变化较大时，金属部件因热胀冷缩产生的应力，若不补偿可能导致管子断裂。

- 固定管板式（补偿圈/膨胀节补偿）：壳上设补偿圈，温差大时靠其伸缩补偿热应力
- 浮头式补偿：一端固定焊在壳上，另一端不固定，膨胀时左移、收缩时右移
- U 型管补偿：管子弯成 U 形，可自由伸缩消除热应力

注意

U 型管补偿与双管程不同：双管程是管内设隔板改变流向，管子本身是直的；U 型管是管子本身弯成 U 形。U 型管清洗较麻烦。

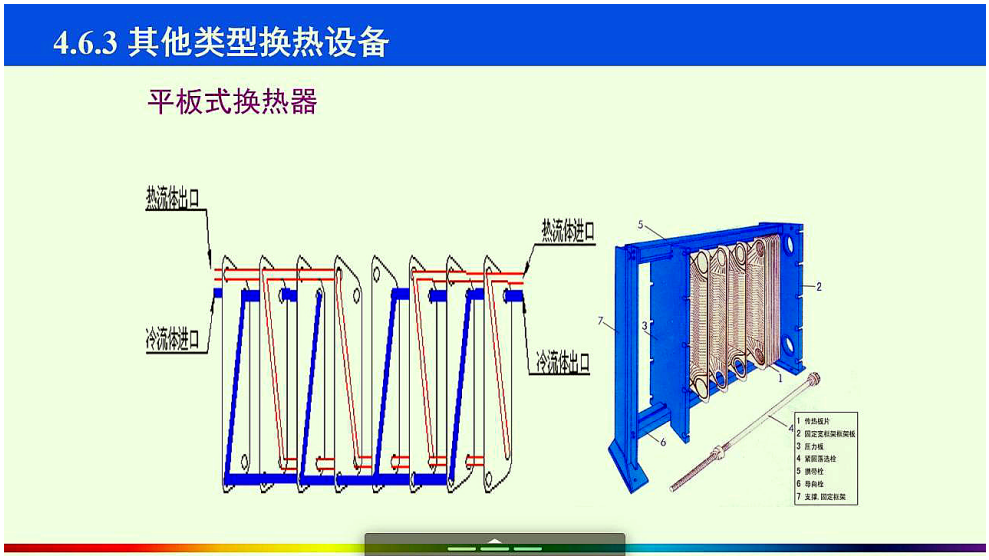
例

三种补偿方法：① 补偿圈（膨胀节）补偿；② 浮头式补偿；③U 型管补偿。目的均为消除进出口温差过大产生的热应力。

其他类型换热器

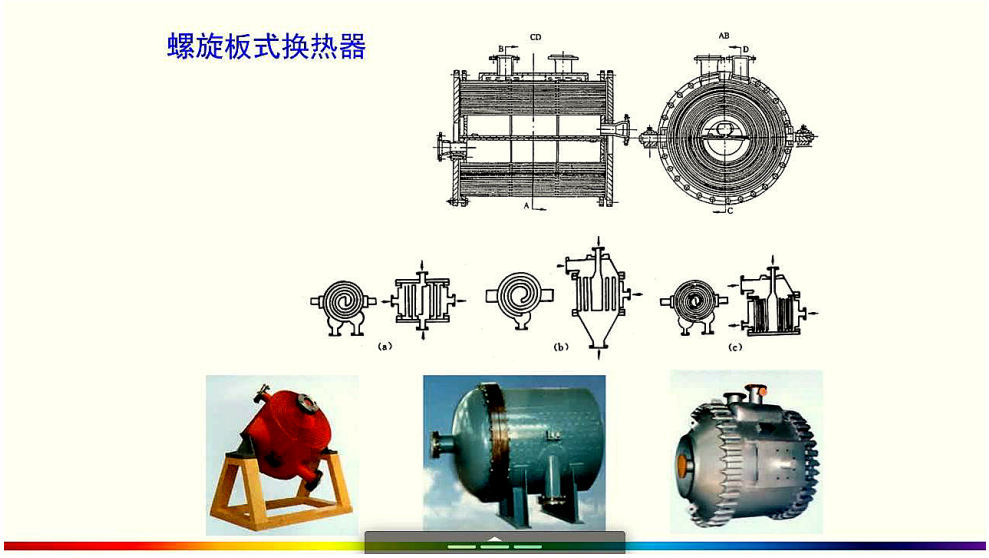
- 板式换热器、特殊形式换热器（可在大作业中查找新型换热器）

板式换热器



- 由多块平板压紧而成，板的一侧走一种流体，另一侧走另一种流体
- 两种流体通过板两侧进行换热，互不接触
- 需要压紧防止泄漏；长期使用因温度变化导致变形，也可能发生泄漏
- 结构原理与过滤设备类似，便于理解

螺旋板式换热器



- 金属片弯成螺旋状，一种流体从外侧进出，另一种从中心进出
- 两种流体分别走螺旋金属片的两侧，通过金属片换热

定义

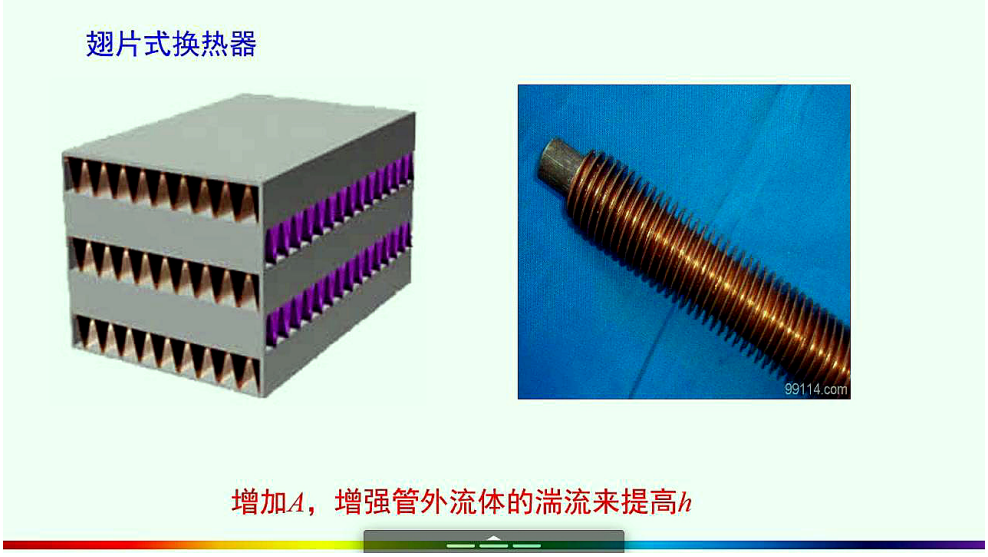
螺旋板式换热器：将金属板卷成螺旋状，两种流体分别在螺旋通道两侧流动，通过金属板壁进行换热的设备。

- 结构紧凑、简单，对流换热系数大
- 逆流流动，基础板接触良好，换热效果好

注意

缺点：因金属片弯成螺旋状，承压和耐温能力有限；损坏后维修困难。

翅片式换热器



- 在管子内部或外部加装翅片（肋片）

例

在管外焊接翅片，或在管内加装内翅片，都属于翅片式换热器。

- 两个目的：
  - 增大传热面积
  - 提高加翅片一侧流体的湍流程度，不断破坏边界层，强化对流换热

板式换热器的流体进出口布置

- 热流体从左上进入、左下排出；冷流体从右下进入、右上排出
- 冷流体从底部进入：受热后密度减小，自然向上流动，与泵送方向一致，更合理
- 若反向布置，冷流体在顶部受热后不易排出，流动不合理

注意

换热器框架本身导热性差、厚度大，不是有效换热区域，因此该区域不参与流体流动，避免热量通过框架散失到空气中。

板式换热器的密封垫片

- 星形板（star plate）上的垫片环绕所有进、出口孔
- 当板被压紧在固定盖上时，垫片完全密封，流体无法穿过垫片进入板侧面
- 每块热板（热侧）的垫片布置相同，保证流体按预定路径流动

注意

垫片的作用是密封特定区域，防止流体串流到非换热区域，而非仅仅防止外漏。

管壳式换热器（Shell and Tube）概述

- 由壳体和壳内管束组成，因此得名
- 壳体是压力容器，承受与壳侧流体系统压力相匹配的压力，也称 housing
- 换热器有前后两端，共四个主要接口：两个入口、两个出口（对应两种流体）

管壳式换热器的管侧与壳侧

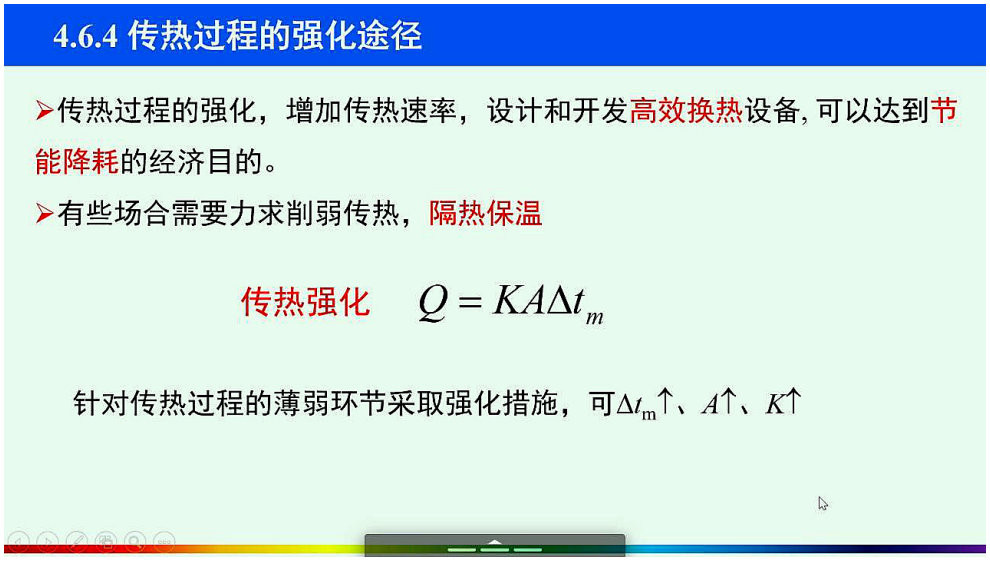
- 管侧流体（tube side fluid）：进入后只能流经管内，从另一端排出
- 管侧流体在端部折返，从下部管束进入上部管束，再次直线流过管束后排出
- 壳侧流体（shell side fluid）：从壳体一侧进入，沿壳程流动，经折流板后从另一侧排出

定义

管束（tube bundle / tube stack）：壳体内所有管子的集合，分为上半部分和下半部分。

- 管束通过折流板（baffles）、管板（tube sheets）和拉杆（tie rods）固定在正确位置

传热强化的途径



- 依据传热速率公式 $q = KA\Delta t$，强化传热可从三个方向入手：提高温差、增大传热面积、提高总传热系数

定义

传热速率公式：$q = KA\Delta t$，其中 K 为总传热系数，A 为传热面积，Δt 为传热温差。

提高传热温差

1 增加传热温差

- 用饱和蒸气作加热介质，通过增加蒸汽压力来提高蒸汽温度；
- 在水冷器中降低水温以增大温差；
- 冷热两流体进出口温度固定不变，逆流操作增加传热温差。

但在大多数情况下：

物料的温度是由工艺条件给定的，不能任意变动；

加热剂(或冷却剂)的进口温度往往也是不能改动的；

冷却水的初温决定于环境气候，出口温度虽可通过增大水流量而降低，但流动阻力迅速增加，操作费用升高；

由热力学第二定律，传热温差越大，有效能损失越大，

非但不能增大温差，有时还要减小温差，以降低有效能损失。

- 用保温蒸汽作加热介质时，可通过提高蒸汽压力来提高蒸汽温度，从而增大温差
- 水冷器中可降低冷却水温来增大温差
- 冷热流体进出口温度固定时，采用逆流操作可获得更大的平均温差

> 注意
>
> 冷热流体的进出口温度往往受工艺要求限制，不能随意调整，因此提高温差的方法在实际中常受条件约束。

增大传热面积

2 增大传热面积

- 增大传热面积要从设备的结构来考虑,即提高单位体积内的传热面积。
- 工业上可通过改进传热面的结构来实现。如用螺纹管或螺旋槽管代替光管，在圆管外表面上加螺旋翅片，或在管壁上加工轴向肋片。

21

- 列管式换热器：增加管束数量、增大管径、增加管长
- 采用螺纹管、螺旋槽管、加装翅片或内翅片，均可增大一侧的传热面积

提高总传热系数

3 提高传热系数

$$\frac{1}{K}=\left(\frac{1}{h_1}+R_1\right)+\frac{b}{\lambda}+\left(\frac{1}{h_2}+R_2\right)$$

- 尽可能利用有相变的热载体（h大）
- 用λ大的热载体，如液体金属Na等
- 减小壁、污垢及两侧流体热阻中的主要热阻
- 提高h较小一侧有效

提高h的方法(无相变)：

- 增大流速——多管程
- 加扰流元件——壳程加挡板
- 改变传热面形状和增加粗糙度

- 总传热系数与管内对流换热系数、管外对流换热系数、污垢热阻及壁阻相关

定义

总传热系数 K 由管内对流换热系数、管外对流换热系数、污垢热阻和壁面热阻共同决定。

- 尽量利用有相变的热载体（相变时换热系数大）
- 减少两侧污垢热阻（污垢很薄时该项可忽略）
- 提高对流换热系数较小的一侧，效果最显著

提高对流换热系数的方法

- 对流换热系数与流速有关，可增大流速
- 列管式换热器可通过改变管程数来增大流速
- 加装扰动元件，如螺旋折流板，使流体扭转
- 改变支撑结构，如加装内翅片，增强扰动

12 月 05 日

三种传热方式总览

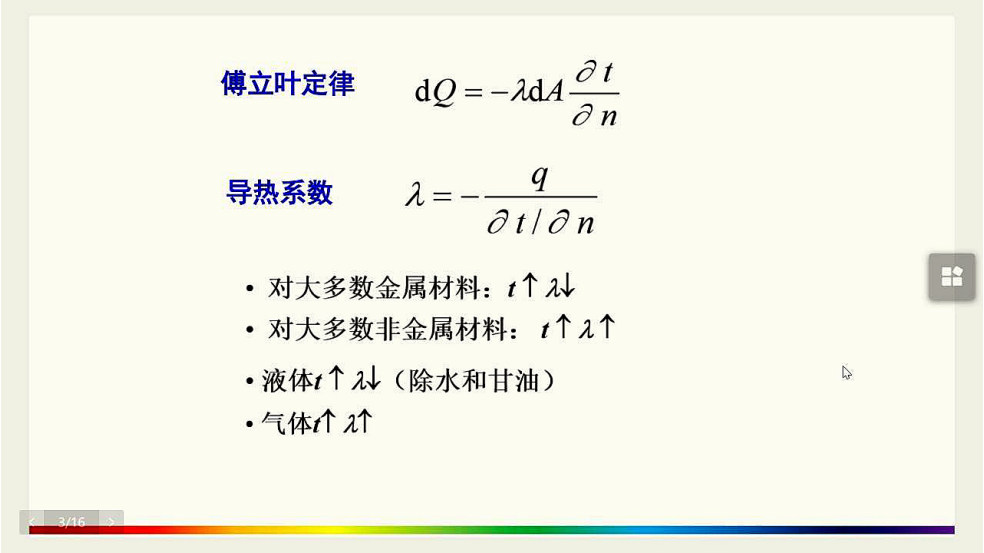


- 本章核心：传导、对流、辐射三种传热方式，各有其传热速率计算公式与基本规

律

- 传热速率公式统一形式：推动力（温差）除以热阻
- 后续内容将用于综合验算

热传导——傅里叶定律

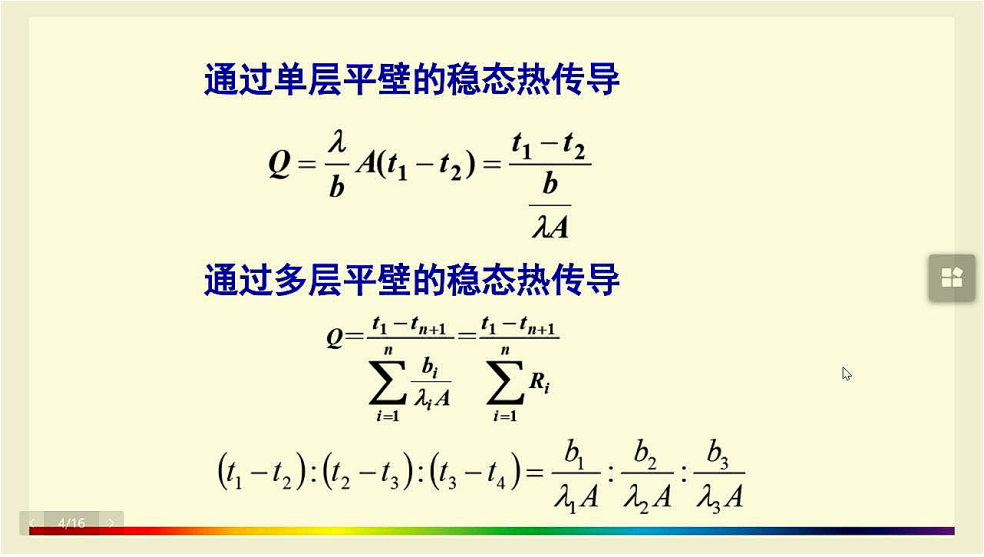


- 热传导用傅里叶定律描述，比例系数为导热系数 λ
- 导热系数是单位温度梯度下的热流量
- 导热系数随温度变化，气体导热系数极低，常用于保温

定义

傅里叶定律：传热速率 = 推动力（温差）/ 热阻。导热系数 λ 表示单位温度梯度下的热流量。

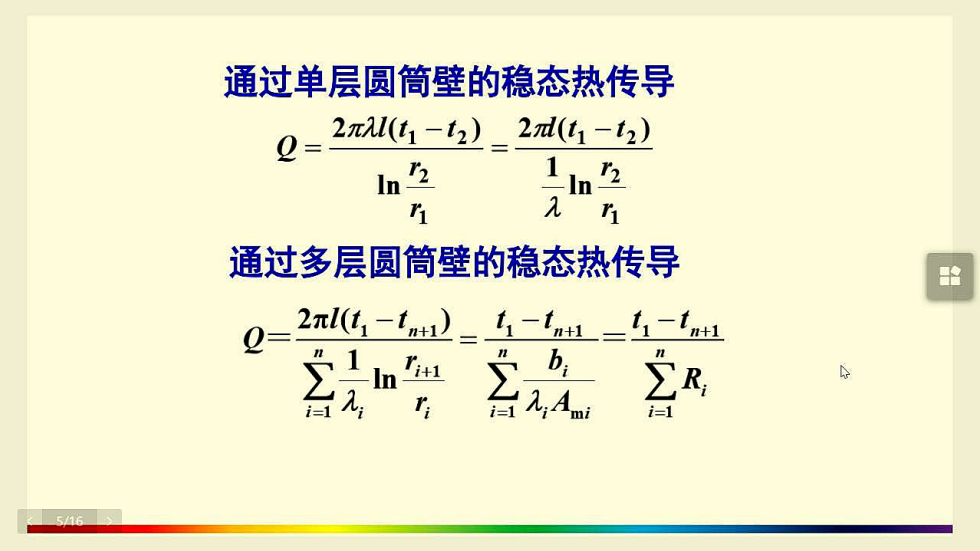
一维平壁热传导



- 传热速率公式：温差除以热阻
- 平壁热阻：b / (λA)
- 多层平壁：各层温差之比等于热阻之比（稳态下热流 q 不变）

> **注意**
>
> 稳态传热时，通过各层的热流 q 相等，因此各层温差之比 = 各层热阻之比。这是判断多层平壁温度分布的关键。

一维圆筒壁热传导



- 圆筒壁热阻：可用 b / (λAm)，也可用 ln(r2/r1) / (2πλL)
- 推动力仍为温差
- 多层圆筒壁：总温差作为推动力，热阻为各层热阻之和

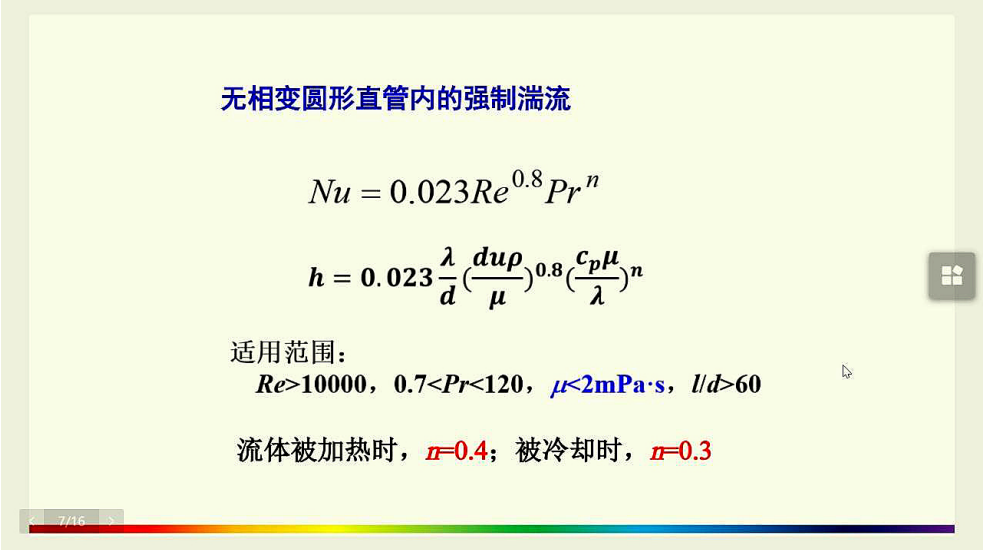
对流传热——牛顿冷却定律



- 对流传热用牛顿冷却定律描述，含对流传热系数
- 对流传热系数 ≈ λ / 边界层厚度，与流动状况相关
- 通过准数关联式建立与流速、物性、管径的关系

> **定义**
>
> 牛顿冷却定律：对流传热速率 = 对流传热系数 × 面积 × 温差。

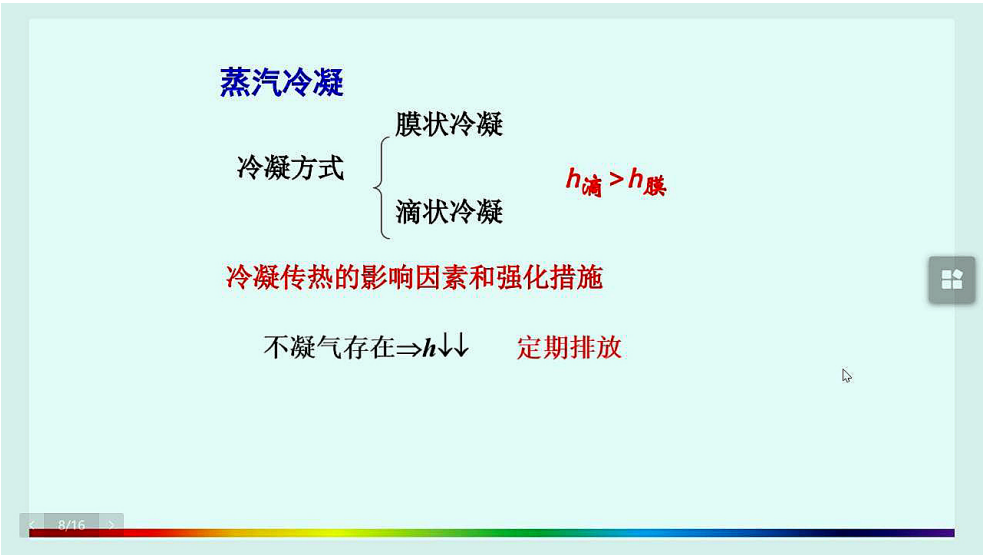
无相变管内强制对流（湍流）准数关联式



- 需记住的关联式：0.023 形式的准数关联式
- 适用范围：雷诺数 Re > 13000
- 普朗特数 Pr 范围：0.7 ~ 120
- 指数：冷流体（被加热）取 0.4，热流体（被冷却）取 0.3

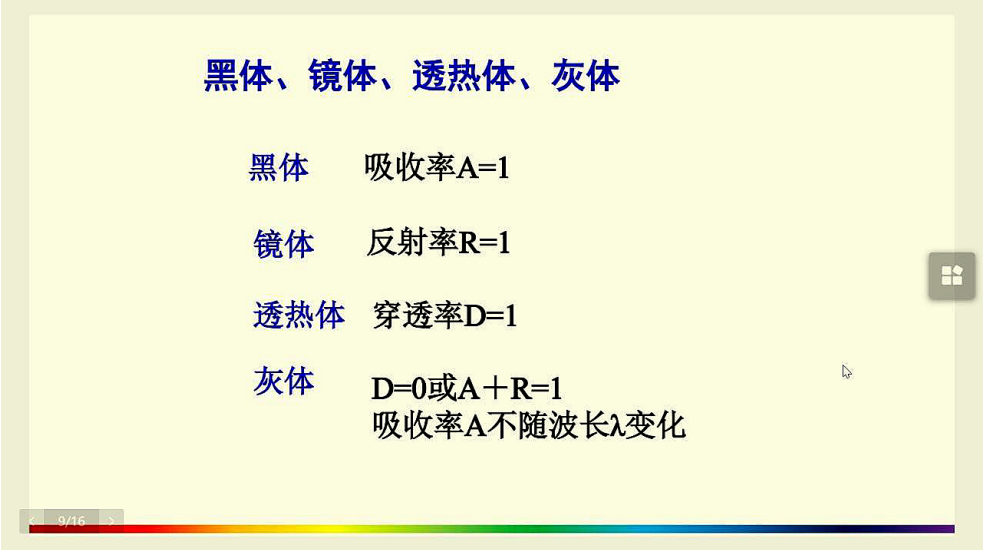
> **注意**
>
> 被加热（冷流体）指数为 0.4，被冷却（热流体）指数为 0.3，两者不要混淆。

蒸汽冷凝



- 具体公式不需记忆，但需知道冷凝方式
- 不凝性气体的存在会使对流传热系数大大降低

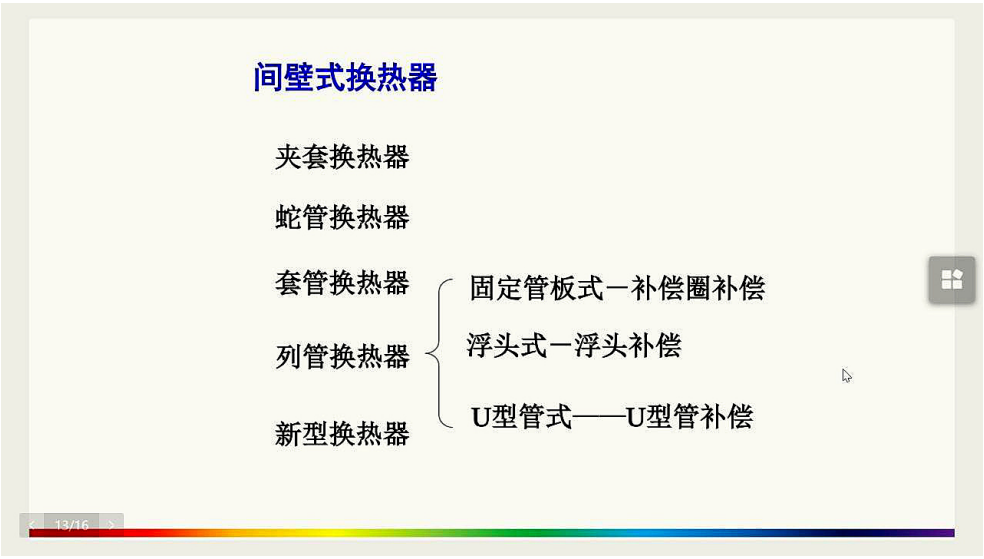
热辐射



- 基本概念：黑体、镜面、灰体
- 辐射能力与绝对温度的 4 次方成正比
- 吸收率与黑度数值上相等，但物理意义不同

> **注意**
>
> 吸收率与黑度数值相等，但物理意义不同，不要混为一谈。

换热器



- 重点为间壁式换热器中的列管式换热器
- 补偿方法有三种：补偿圈补偿、结构补偿、U 形管补偿

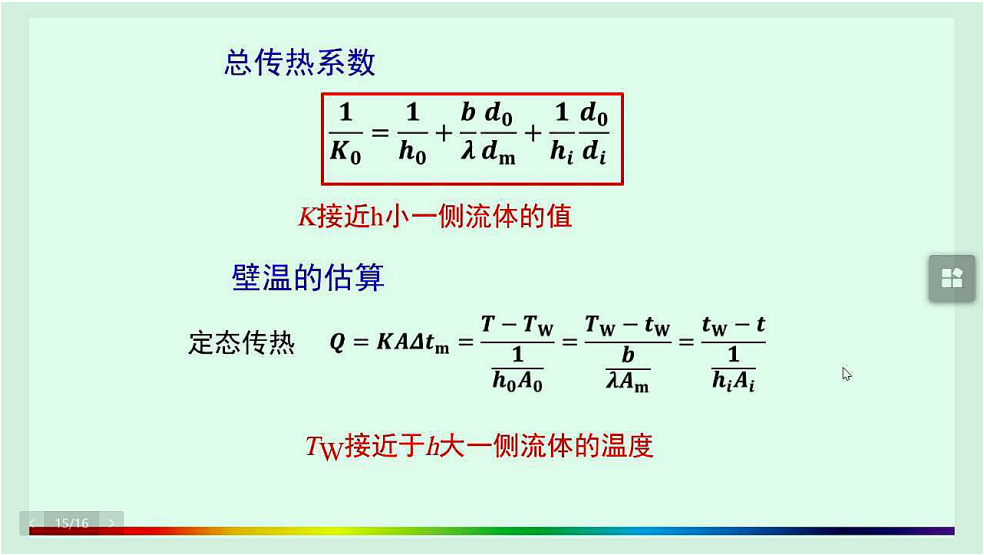
传热综合计算——总传热速率方程



- 总传热速率方程：Q = KAΔTm，是换热器能提供的传热流量
- 热量衡算方程需根据具体情况确定：有无相变、单侧或双侧相变、是否继续冷凝

> **例**
>
> 两侧均无相变：热流体放出的热量 = 冷流体吸收的热量。单侧有相变（如不饱和水蒸气）：一侧为潜热，另一侧为冷流体吸收的显热。

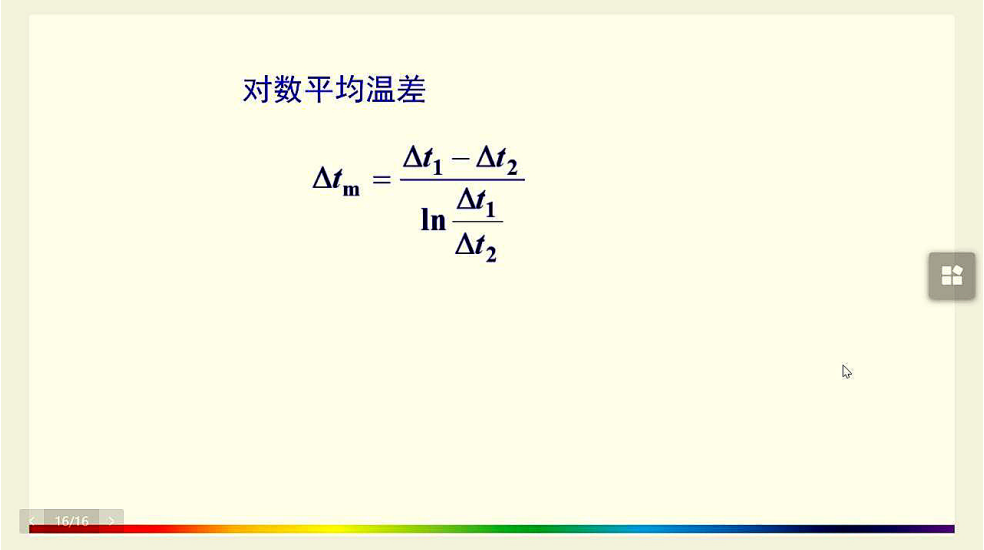
总传热系数 K 的特点



- K 接近于对流传热系数小的那一侧
- 强化传热应提高对流传热系数小的那一侧，更有效
- 壁温接近于对流传热系数大的那一侧

> **注意**
>
> K 接近对流传热系数小的一侧，壁温接近对流传热系数大的一侧——两者相反，容易混淆。

对数平均温差 ΔTm

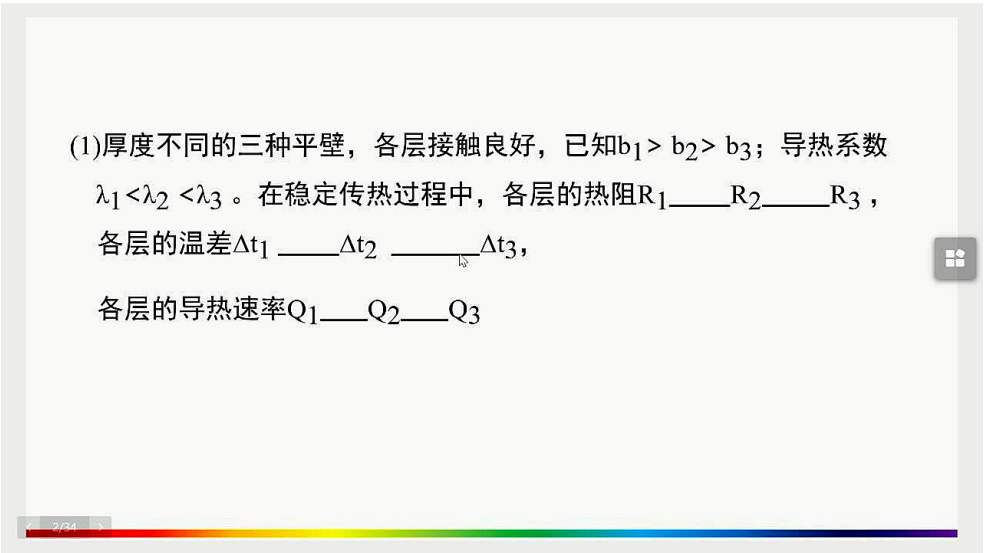


- 是传热过程的总推动力
- 计算需看有无相变：无相变时与流向有关
- 逆流最大，大于并流、错流、折流
- ΔT1、ΔT2 是换热器两端的温差，不是指某一流体的温度

> **注意**
>
> ΔT1、ΔT2 是换热器两端（进口端、出口端）的温差，不是指某一流体的温度。

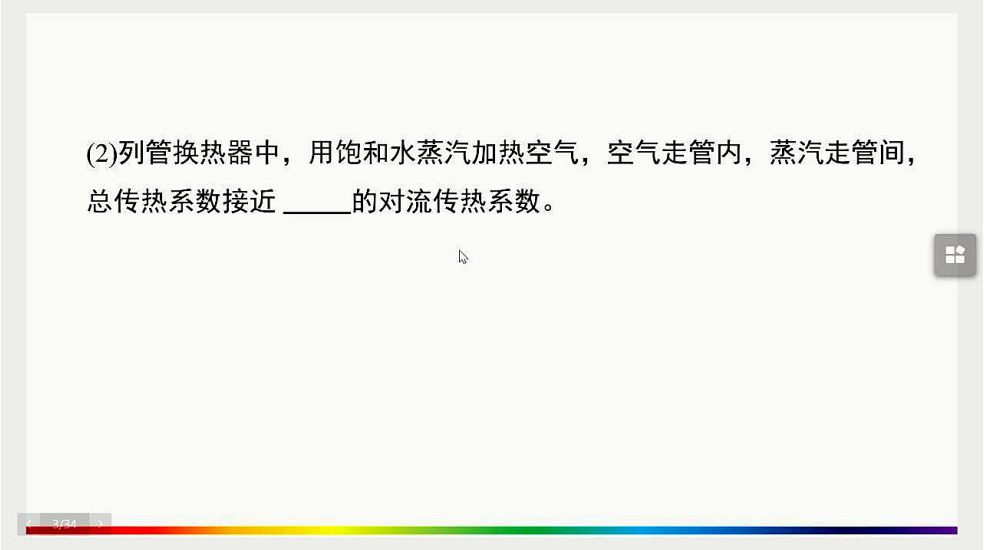
小测题目解析

多层平壁热传导（稳态）



- 稳态下 q 不变，温差之比 = 热阻之比
- 已知 λ1 > λ2 > λ3，δ1 < δ2 < δ3
- 则热阻 R1 > R2 > R3，温差 ΔT1 > ΔT2 > ΔT3

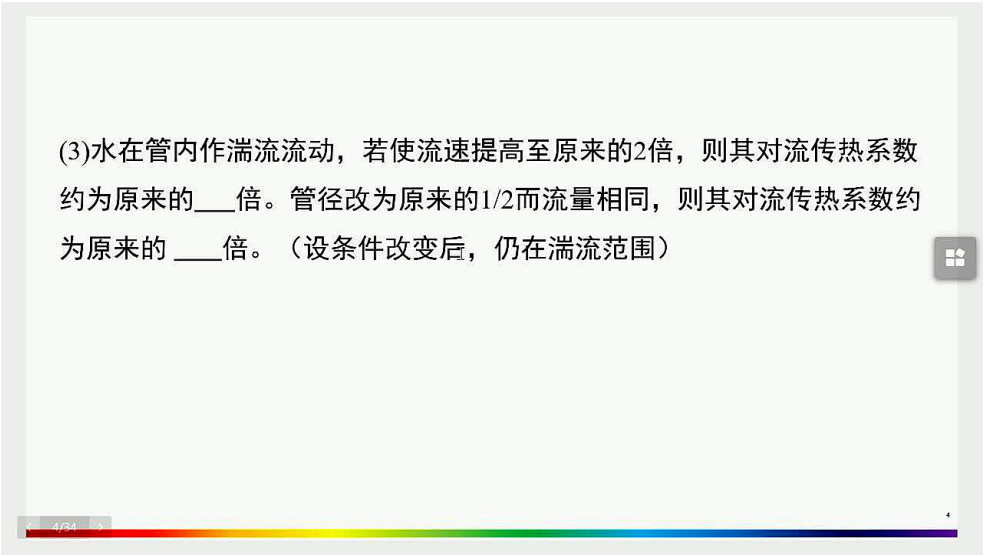
饱和水蒸气加热空气的总传热系数



- 总传热系数接近于对流传热系数小的那一侧
- 具体到本题：空气的对流传热系数小，故 K 接近空气侧

> **注意**
>
> 不能只背”接近对流传热系数小的一侧”，要具体判断哪一侧小。本题中空气的对流传热系数远小于水蒸气。

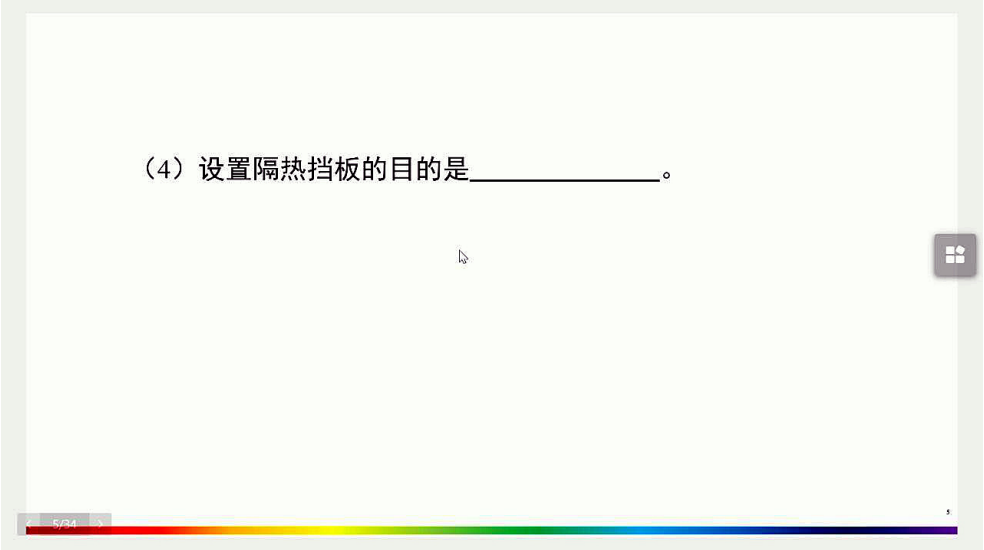
管内对流传热系数与流速、管径的关系



- 对流传热系数 $\propto$ u^0.8 / d^0.2
- 流速提高 2 倍：2^0.8 $\approx$ 1.74 倍
- 管径减半、流量不变：流速变为 4 倍，结果为 4^0.8 / 0.5^0.2 $\approx$ 3.48 倍

> **注意**
>
> 管径变化时，若流量不变，流速也会随之变化，不能只考虑管径的 0.2 次方。

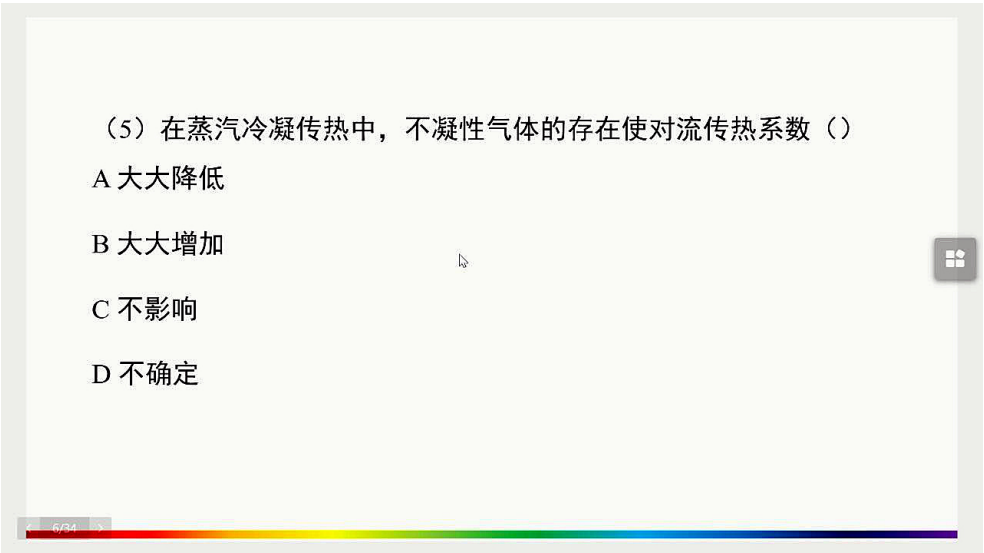
隔热挡板



- 隔热挡板用于减少热辐射（如加热炉外），可使辐射能损失率降低 90% 以上
- 不是列管式换热器的壳层挡板

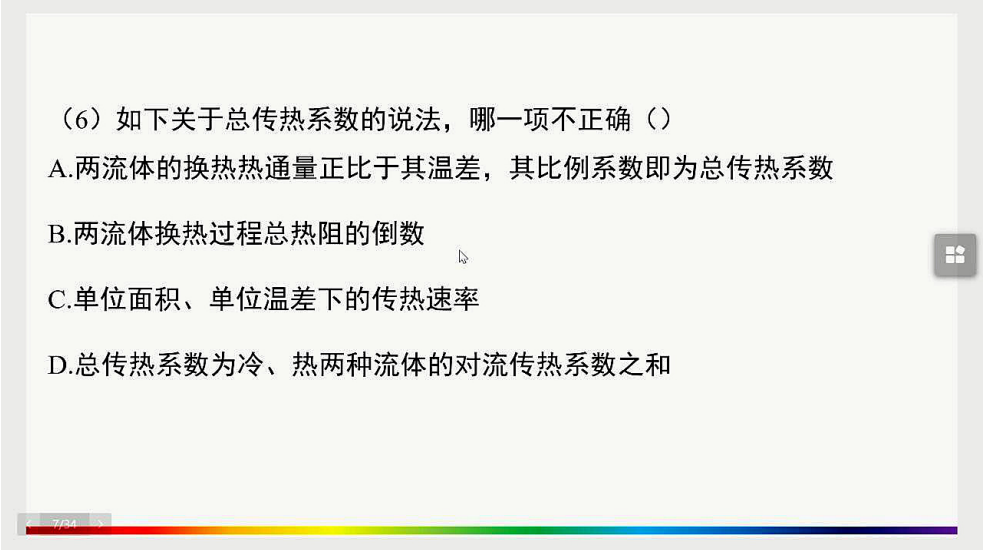
> **注意**
>
> 隔热挡板 ≠ 列管式换热器的壳层挡板，两者用途完全不同。

不凝性气体



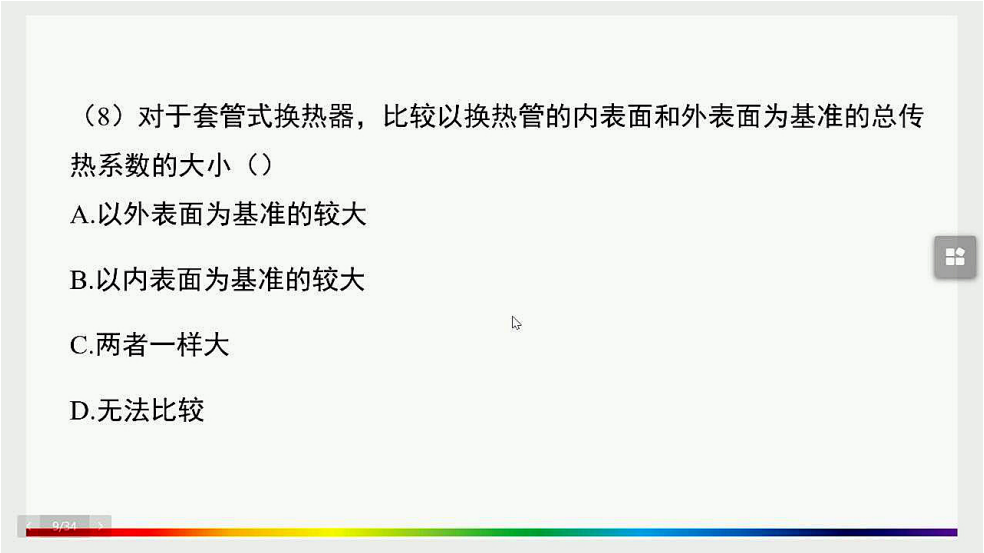
- 不凝性气体的存在会使对流传热系数大大降低

总传热系数相关判断



- 总传热系数小于两侧的对流传热系数
- 总传热系数不等于两侧对流传热系数之和（$k \neq hr + ho$）
- 总传热系数是两流体换热过程中总热阻的倒数

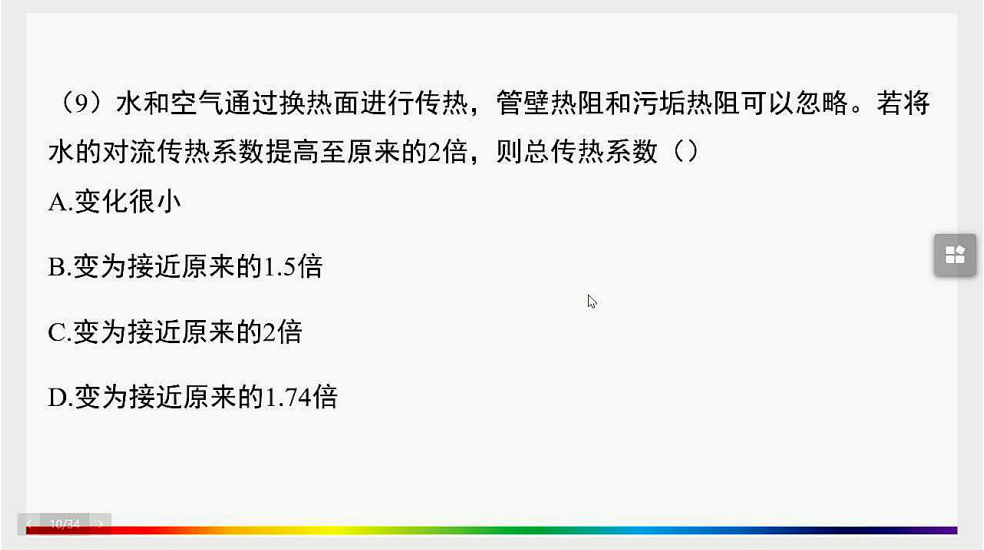
基于不同基准面的总传热系数



- q 不变、ΔTm 不变时，K × A 为定值
- 基于内表面积（面积小）的总传热系数更大

> **例**
>
> 套管式换热器：基于内表面与基于外表面，q 和 ΔTm 相同，故 K×A 为定值。内表面面积小，所以基于内表面的 K 更大。

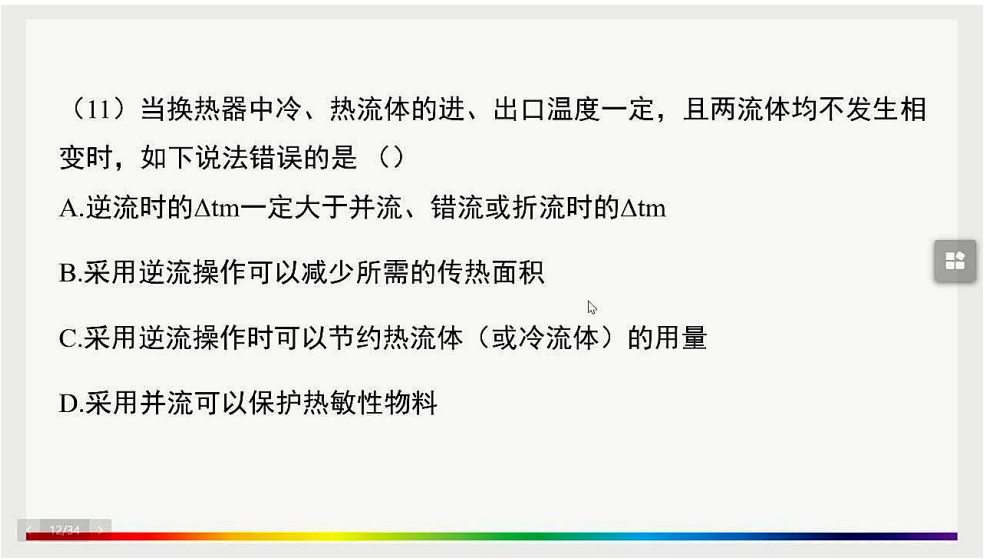
水和空气的传热系数差异



- 空气对流传热系数约几十，水约一两千，有数量级差异
- 提高水的对流传热系数（大的一侧），总传热系数变化很小
- 提高空气的对流传热系数（小的一侧），总传热系数接近同比例提高

> **注意**
>
> 改变对流传热系数大的一侧，总传热系数变化很小；改变小的一侧，总传热系数接近同比例变化。

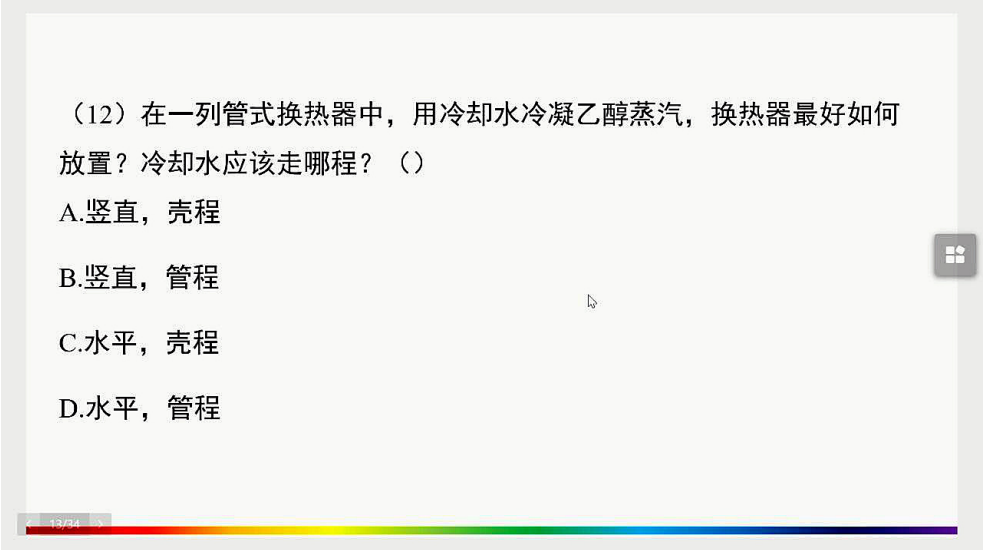
逆流与并流的选择



- 冷热流体进出口温度一定且均无相变时，逆流 ΔTm 最大
- 逆流 ΔTm 大，可减少换热面积（设备费）
- 逆流可节约流体流量（K 可小一些）
- 并流可保护热敏性物料

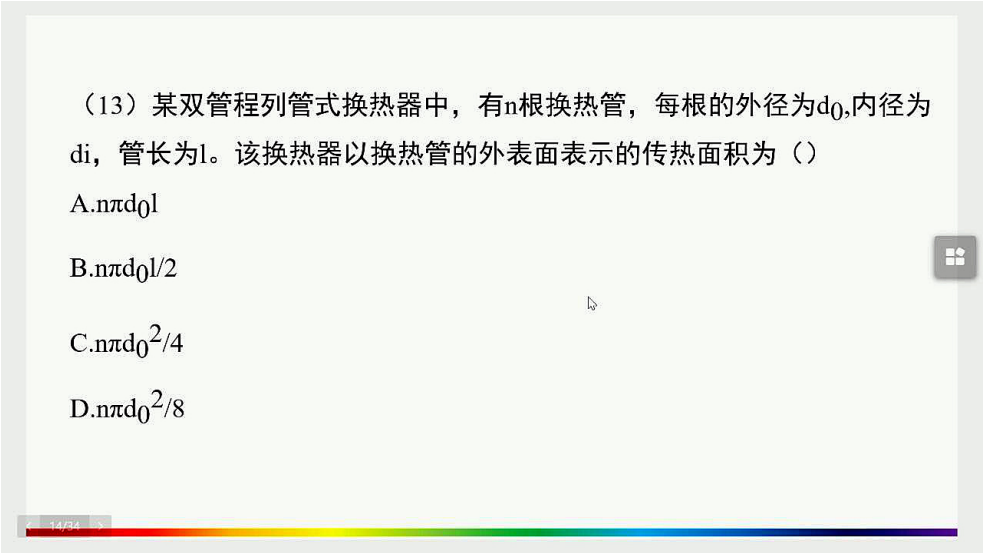
> **注意**
>
> 若有一侧有相变（温度不变），逆流 ΔTm 不一定大于并流。题目中”逆流 ΔTm 一定大于并流”的说法仅在无相变时成立。

冷凝传热与管放置方式



- 水平放置特征尺寸为 d，竖直放置特征尺寸为 l，$d < l$
- 特征尺寸在分母，故水平放置的对流传热系数大
- 蒸汽一般走壳程，冷却水走管程

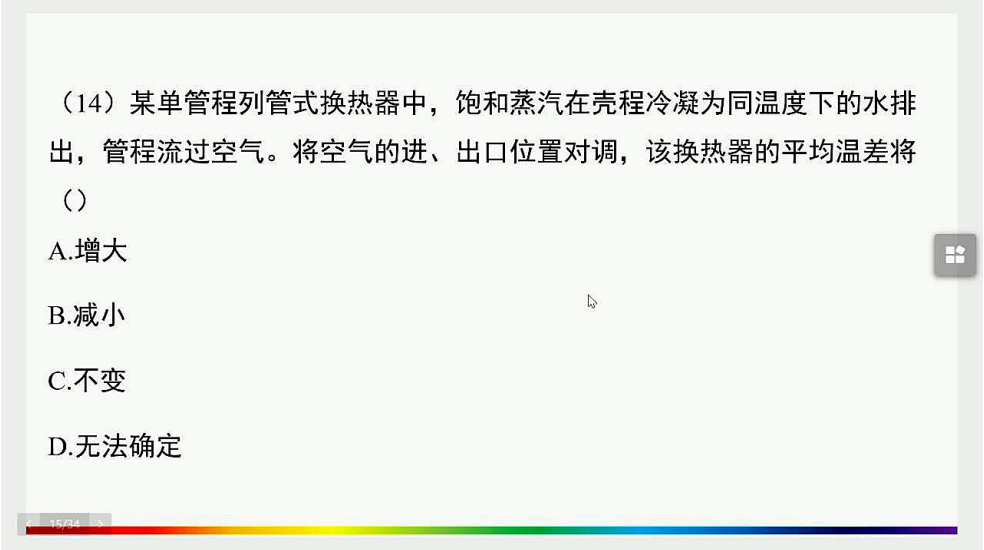
传热面积计算



- 无论单管程、双管程还是四管程，传热面积均为 $N\pi dl$
- $\pi d^2/4$ 是流体流动的截面积，不是换热面积

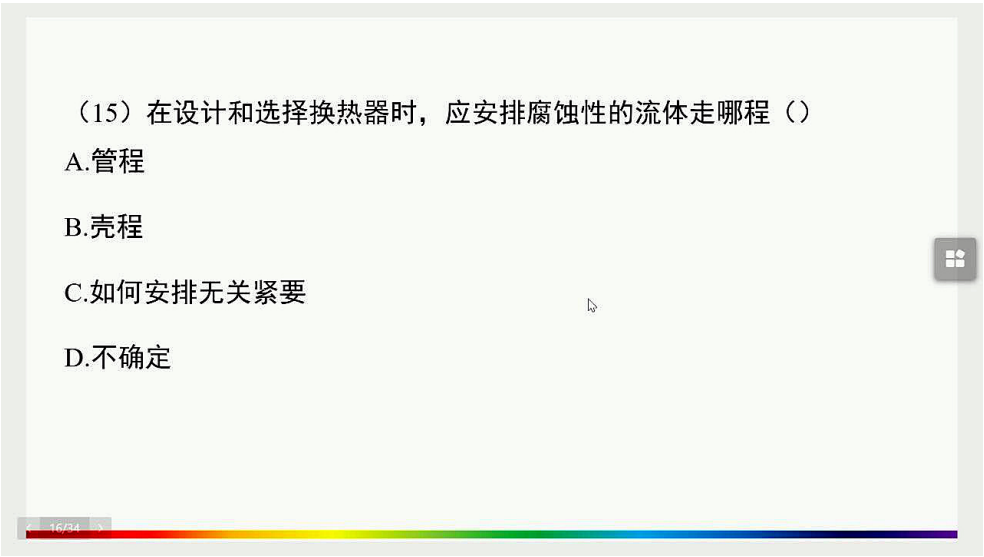
> **注意**
>
> 传热面积不随管程数变化，始终为 $N\pi dl$。$\pi d^2/4$ 是截面积，不要混淆。

饱和蒸汽冷凝、空气进出口对调



- 热流体温度不变（饱和蒸汽冷凝为同温度水），逆流改并流后平均温差不变

换热器设计中的流体安排

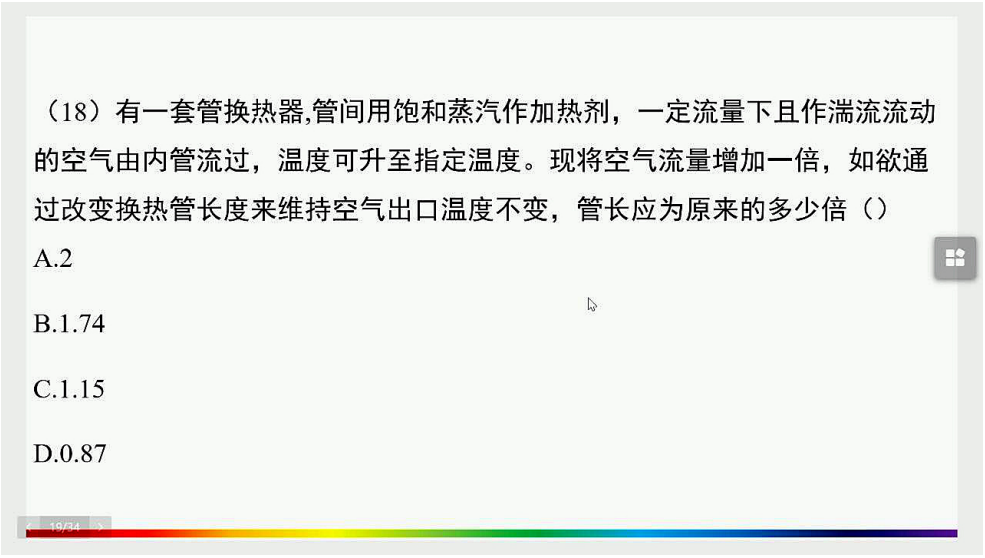


- 腐蚀性流体走管程（难处理的东西放管程）
- 流体温差很大时，让传热系数大的流体走壳程（壁温接近热流体温度，可缓和热应力）
- 易结垢流体走管程，选较粗的管（易清洗）

例

易结垢流体选粗管的原因：粗管容易清洗（用小球冲磨带出垢）。其他选项（耐压、面积大、阻力小）虽有一定道理，但不符合”易结垢”这一主干条件。

空气流量增加一倍（套管换热器）

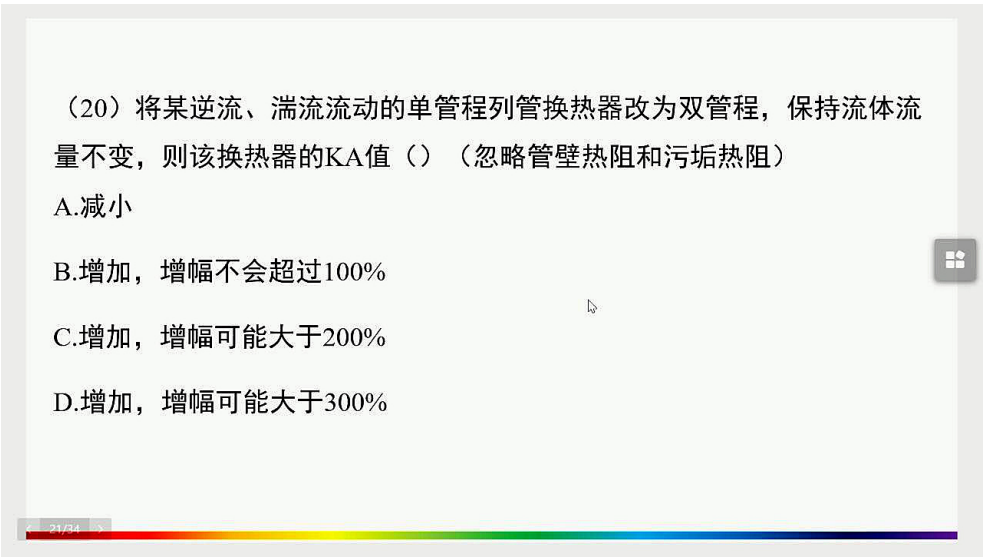


- 空气流量增加一倍 → 总传热系数变为 2^0.8 倍（K 接近空气侧）
- 温差不变，用热量衡算约去相同项
- 管长之比 = 2^0.2 ≈ 1.15

例

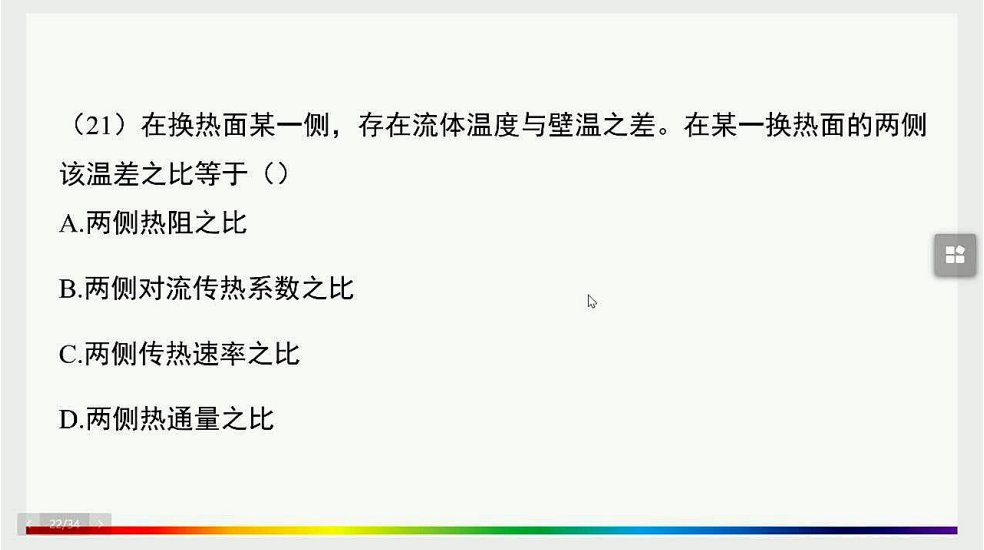
空气流量增加一倍，管长变为原来的 2^0.2 ≈ 1.15 倍。若问温差变化，同样为 2^0.2 ≈ 1.15 倍。

单管程改双管程



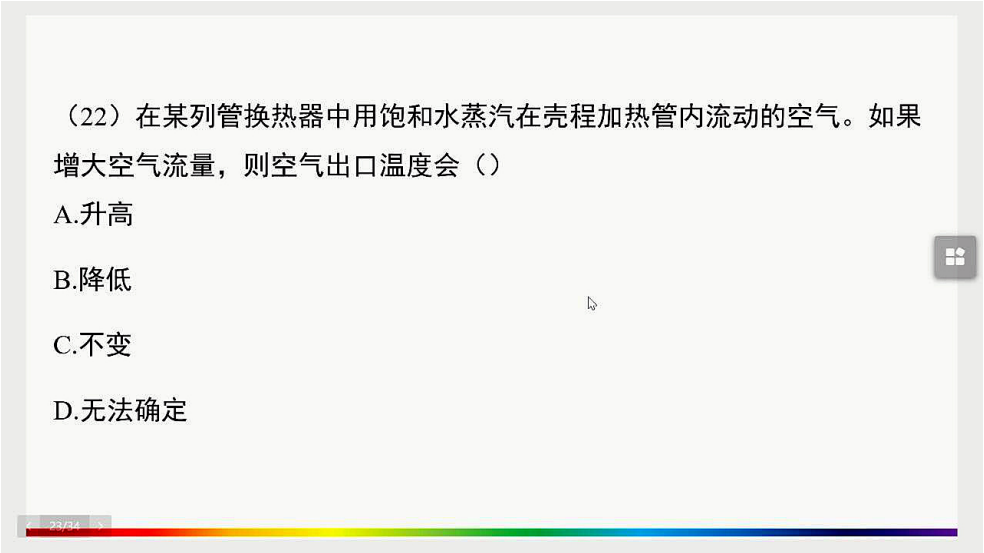
- 管内流速增加一倍，对流传热系数变为 1.74 倍（提高 74%）
- K 小于任意一侧对流传热系数，故 K×A 的增幅小于 74%

换热面两侧温差之比



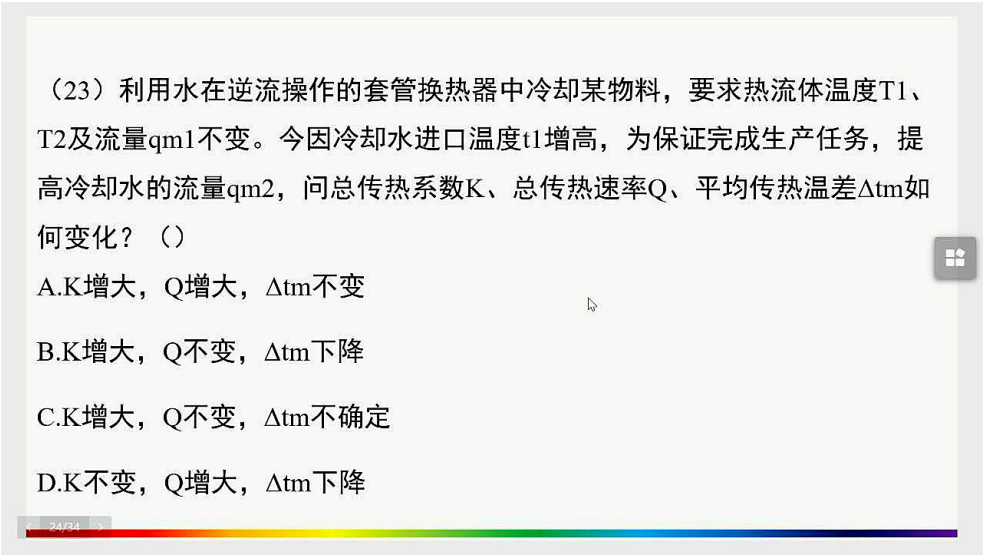
- 换热面两侧温差之比 = 两侧热阻之比

增大空气流量对出口温度的影响



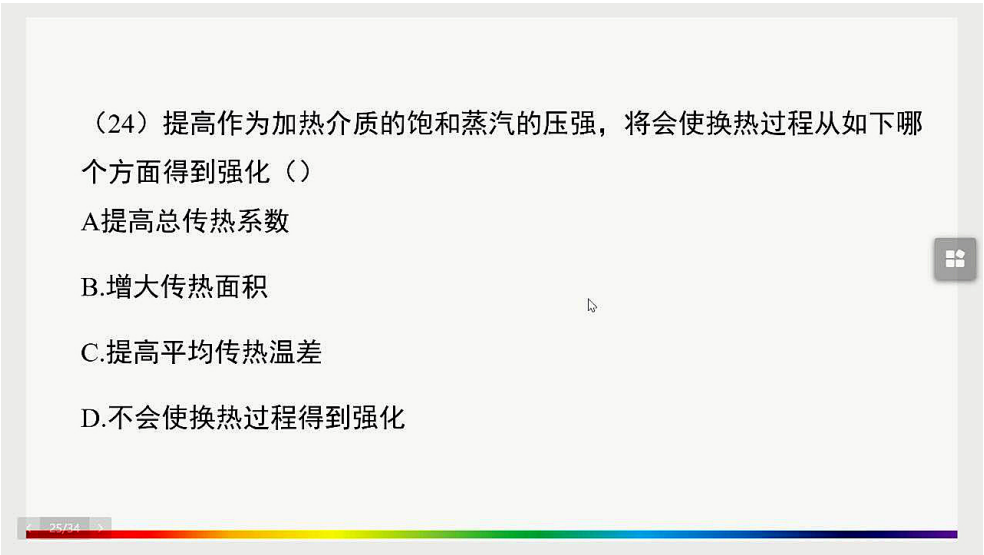
- 增大空气流量，出口温度降低

热流体温度流量不变、进口温度升高



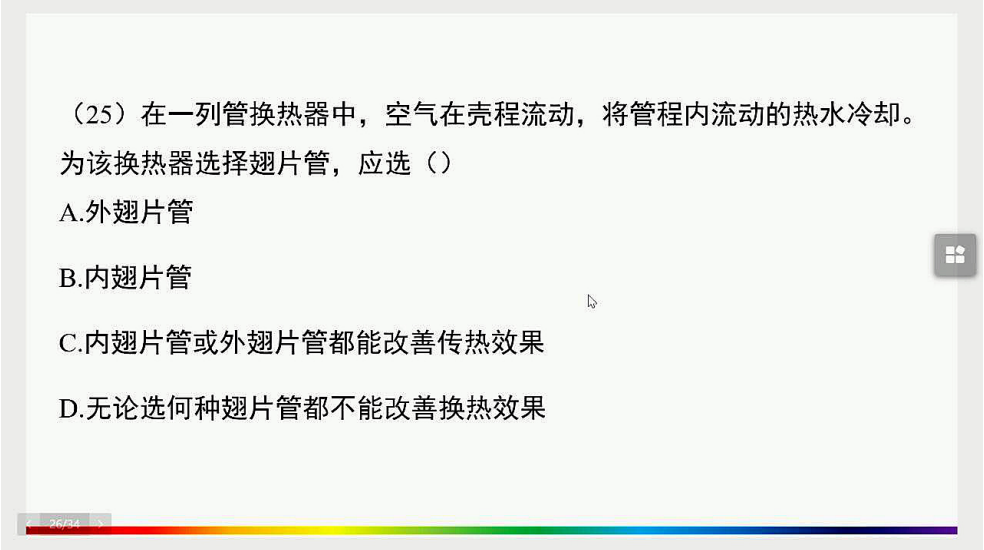
- Q 不变，排除 A、D
- 提高冷却水流量使 K 增大，A 不变，故所需面积 A 增大

提高蒸汽压



- 提高蒸汽压 → 提高蒸汽温度 → 提高对数平均温差，加大推动力

翅片管选择

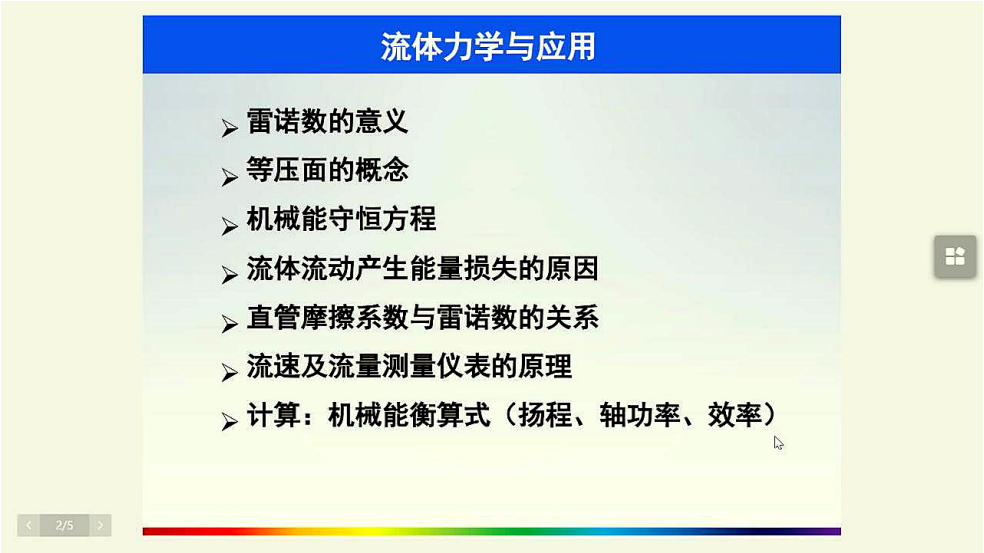


- 翅片用于增大对流传热系数小的一侧的换热面积
- 空气对流传热系数小，空气在壳程，故选外翅片（内管外面加翅片）

> **例**
>
> 空气在壳程、水在管程，空气对流传热系数小，应在空气侧（壳程）加翅片，即外翅片。

上册内容复习

第一章流体流动



- 雷诺数判断流型：$Re = du\rho/\mu$，需理解其物理意义
- 流体静力学：等压面的概念及成立条件
- 机械能守恒（能量守恒）：理想流体某截面三项机械能之和等于另一截面，可相互转化
- 能量损失的根本原因：流体有粘性，层与层之间有内摩擦力

定义

等压面：静止流体中压强相等的面。需满足一定条件（如同一连续静止流体、同一水平面等）。

直管摩擦系数与雷诺数关系（莫迪图）

- 莫迪图分不同区域，各区域直管摩擦系数与什么有关需掌握

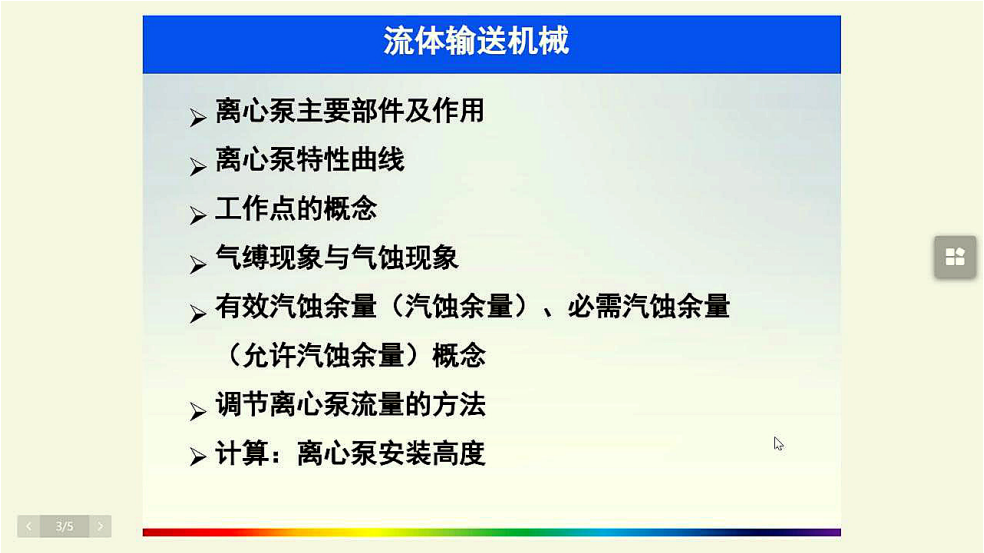
流速、流量测量仪表

- 测速管（皮托管）：测点速度，原理为动压头（能量之差）
- 孔板流量计、文丘里流量计：等截面变压差原理
- 孔板流量计（插圆片、突然缩小）阻力损失更大
- 转子流量计：横变截面

机械能衡算式应用

- 可算位置、压强、流量、有效功
- 扬程是有效功这一项，不是高度
- 还可算轴功率、效率

第二章流体输送机械



- 离心泵主要部件：叶轮、泵壳、泵轴等，不同叶片形式/结构带来不同影响
- 离心泵特性曲线：流量增大扬程减小，只适用于后弯叶轮

注意

特性曲线”流量增大扬程减小”只适用于后弯叶轮，不是所有叶轮都如此。

工作点与调节

- 工作点 = 离心泵特性曲线与管路特性曲线的交点
- 调节方法：改变离心泵特性曲线或改变管路特性曲线

气缚与气蚀

- 气缚与气蚀原因不同、现象不同，需区分

气蚀余量

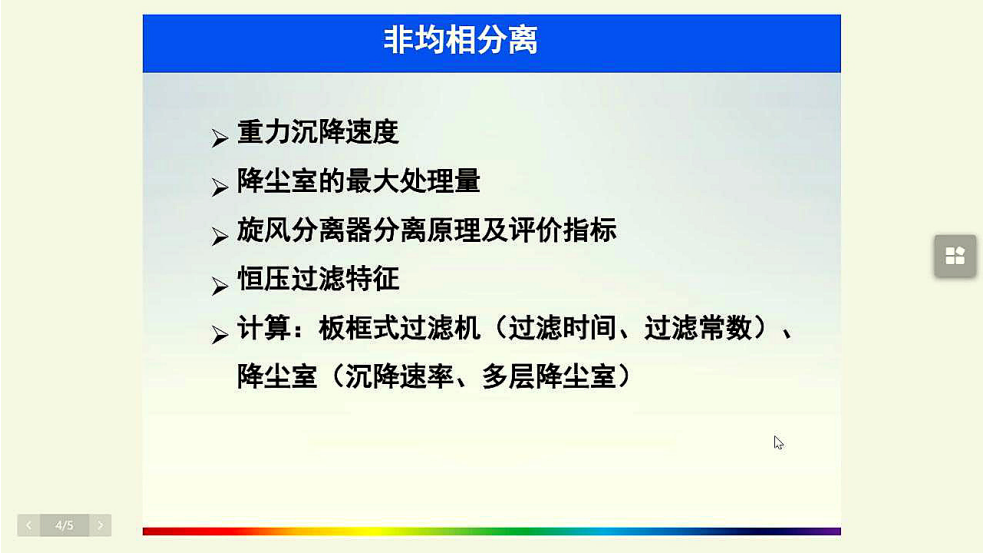
- 气蚀余量 = 有效气蚀余量 = 实际静压头 + 动压头 - 饱和蒸汽压头
- 允许气蚀余量 = 必须气蚀余量 = 最小气蚀余量

> **注意**
>
> 气蚀余量与有效气蚀余量是同一概念；允许气蚀余量与必须气蚀余量是同一概念（取最小值）。不同教材用词不同，看到题目要能对应。

离心泵计算

- 本章计算只有安装高度

第三章非均相分离

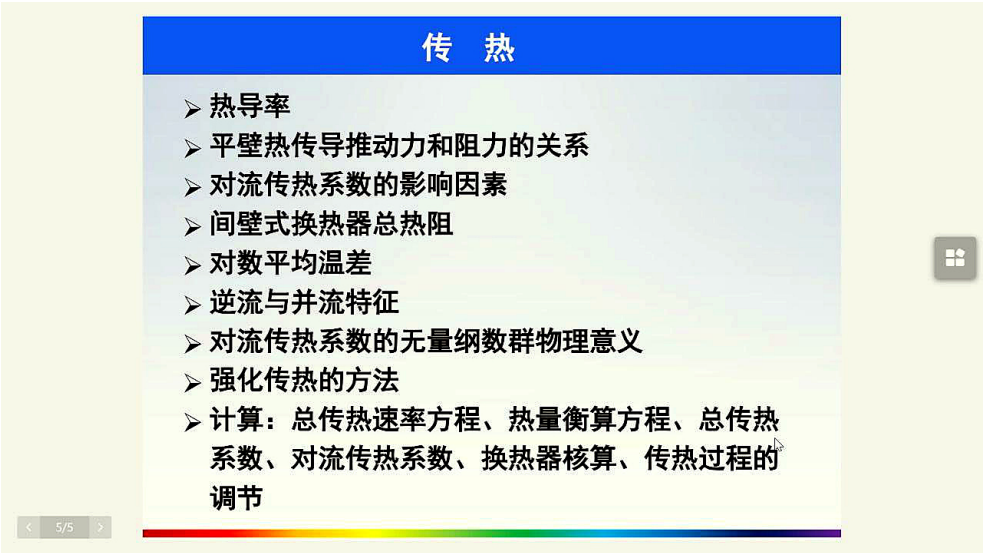


- 沉降与过滤
- 沉降：需记层流区重力沉降公式，根据分离条件判断能分离的最小粒径、最大处理量
- 旋风分离器：原理为离心力作用，评价指标为临界粒径和压降，不需掌握计算

恒压过滤与恒速过滤

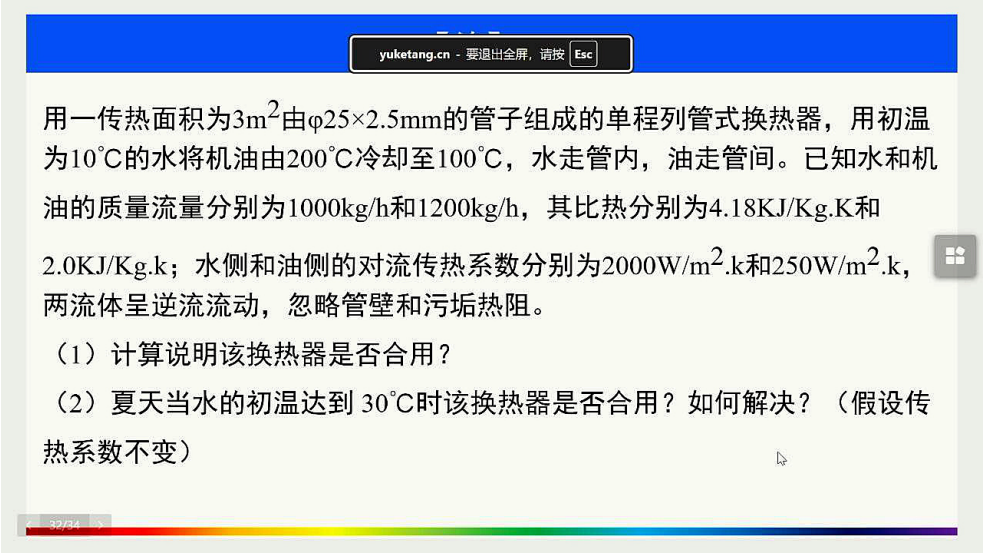
- 恒压过滤：压强不变，过滤速率降低
- 恒速过滤：速率不变，压差升高
- 板框式过滤机：注意其过滤面积计算

第四章传热（上册复习）



- 热传导：导热系数与温度的关系，导热系数越大传热效果越好
- 平壁热传导：推动力之比 = 热阻之比
- 对流传热系数影响因素：用准数关联式关联，需记住 0.023 形式的关联式
- 对数平均温差：与流向有关，逆流与并流的特点
- 强化传热方法：提高 KA，可改变对流传热系数小的一侧、提高换热面积（加翅片）、改变温度、改变物质

传热综合计算核心



- 总传热速率 = 两侧热负荷（需复核，考虑热量损失）
- 两个方程两个未知数
- 总传热系数计算
- 换热器校核：所需 ≤ 所提供（从传热面积或含热量考虑）
- 传热过程调节：温度或流量变化时如何保持出口温度不变

> **例**
>
> 换热器校核：已知实际面积 3 m²，算得所需面积 2.8 m²，可用。若冷却水入口温度升高，重新计算所需面积变为 3.45 m²，则换热器不可用，需强化传热（如降低出口温度或提高总传热系数）。

考试与课程说明

- 考试为网上盲改、轮流改卷，考后不讨论分数
- 成绩构成 37 开，卷面需 50 分以上才给及格
- 小测和作业不发答案，防止答案在网上传开
- 课程计算量大，需多做练习，不能只背公式