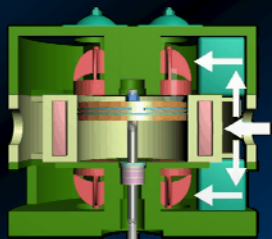


容积式压缩机



参考文献:

郁永章. 活塞式压缩机 (M). 北京: 机械工业出版社, 1982

姜培正. 流体机械 (M). 北京: 化工出版社, 1991

郁永章. 容积式压缩机技术手册 (M). 北京: 机械工业出版社; 2000

基本内容

基本结构组成 (1h)

热力学原理 (10h)

动力特性 (4h)

气量调节等 (1h)

第二章 热力学原理

第1节 结构形式

P6~7

基本内容

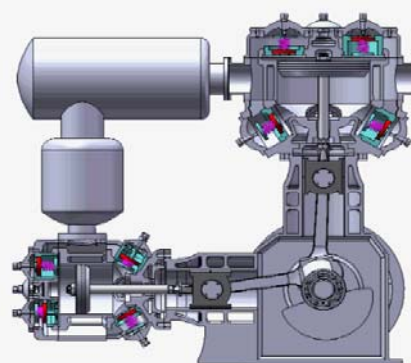
主要组成部分

- 工作腔部分
- 传动部分
- 机身部分
- 润滑部分
- 气量调节
- 冷却系统

分类和型式

- 排气压力
- 排气量
- 压缩级数
- 工作腔
- 气缸中心线
- 列数

系列编号



第1节 结构形式

P6~7

主要组成部分

工作腔部分



气缸

- 缸体
- 缸盖
- 缸座

活塞

- 活塞体
- 活塞杆
- 活塞环

填料

弹簧

阀片

阀座

行程限制器

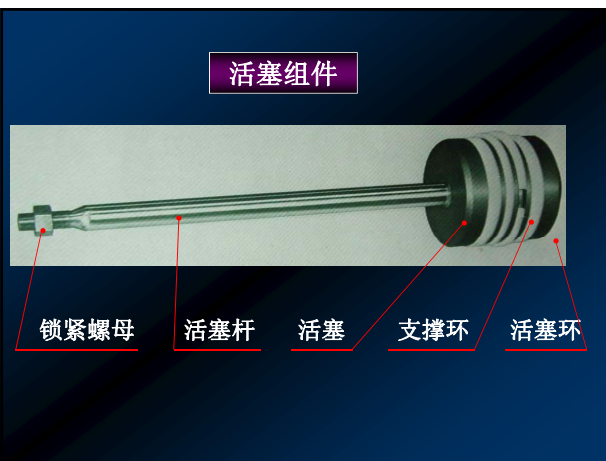
气阀



气缸盖



气缸



活塞组件

锁紧螺母

活塞杆

活塞

支撑环

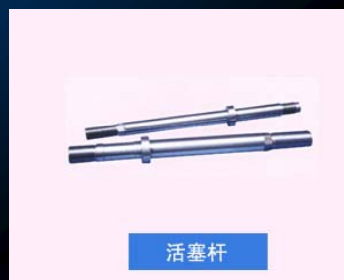
活塞环

活塞1

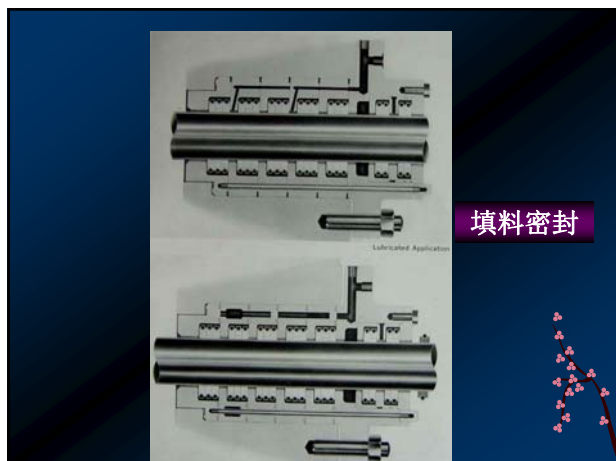


活塞

活塞杆



活塞杆



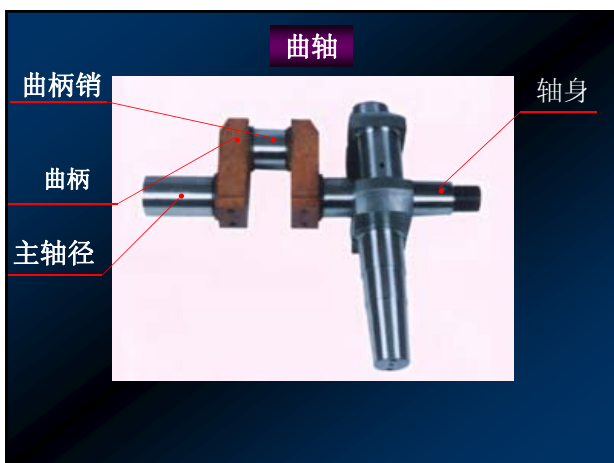
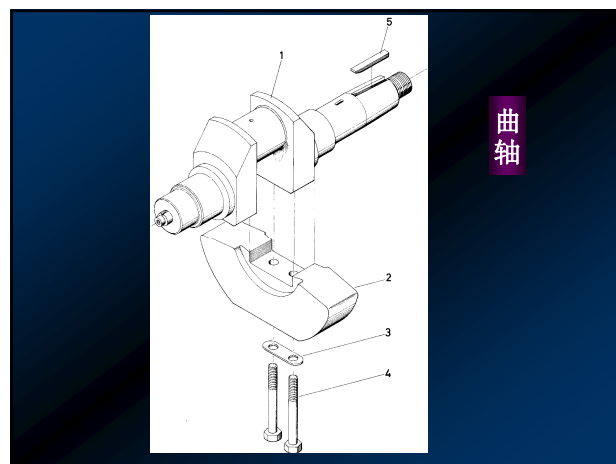
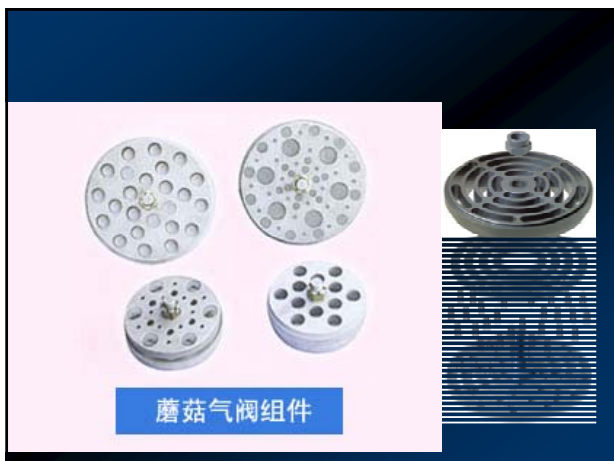
填料密封



阀

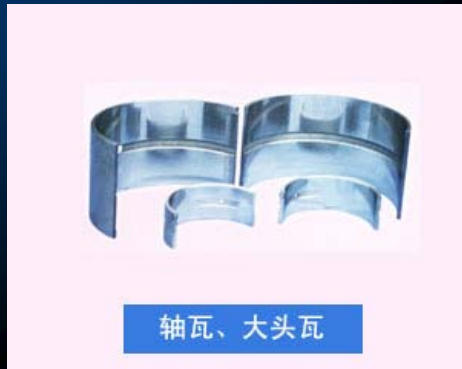
活塞

肖





铜套、小头瓦



轴瓦、大头瓦

第1节 结构形式

P6~7

主要组成部分

机身部分

机身

十字头滑道

中间体

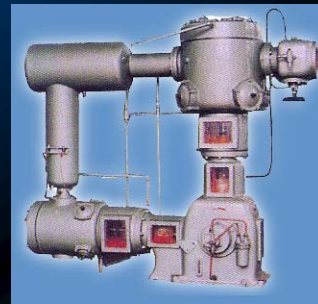
润滑部分

齿轮泵

注油器

气量调节

冷却系统



第1节 结构形式

分类和型式

P51~54

按排气压力

鼓风机: <0.3MPa

低压: 0.3~1.0MPa

中压: 1.0~10.0MPa

高压: 10~100MPa

超高压: >100MPa

按排气量

微型: <1m³/min

小型: 1~10 m³/min

中型: 10~100 m³/min

大型: > 100 m³/min

按级数

单级

两级

多级

第1节 结构形式

分类和型式

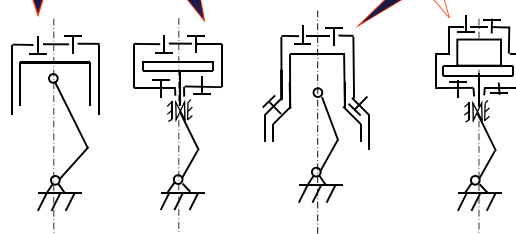
P51~54

按工作腔类型

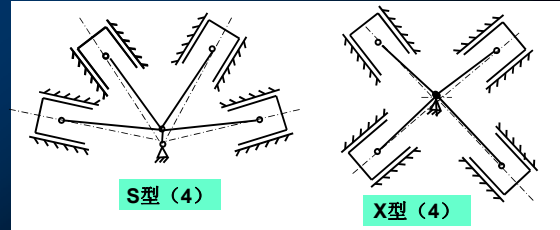
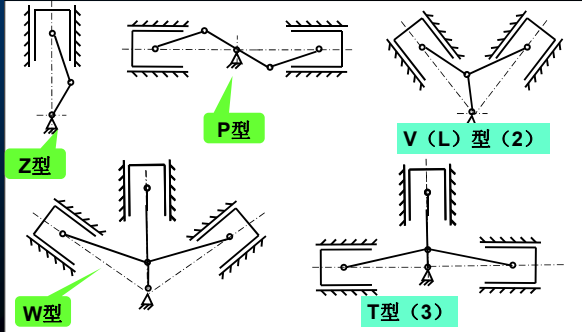
单作用

双作用

级差式



按气缸中心线



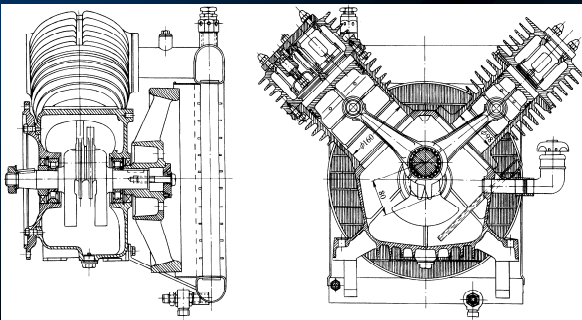
按列数

单列

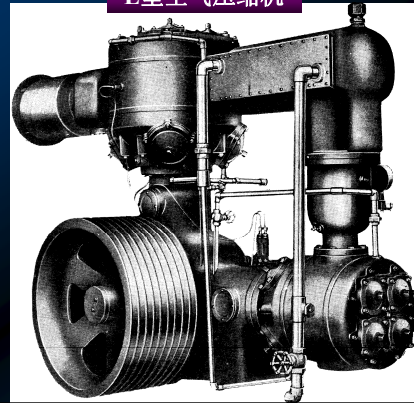
两列

多列

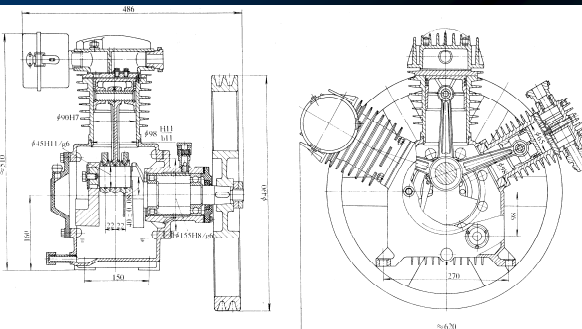
V型空气压缩机



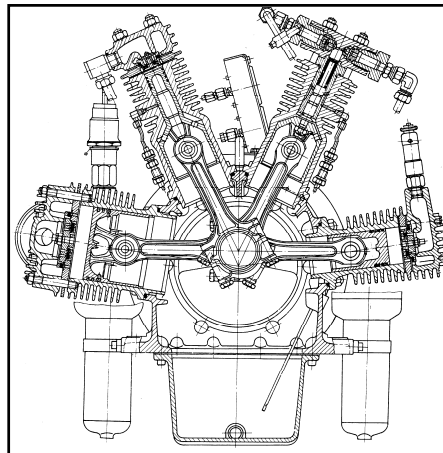
L型空气压缩机

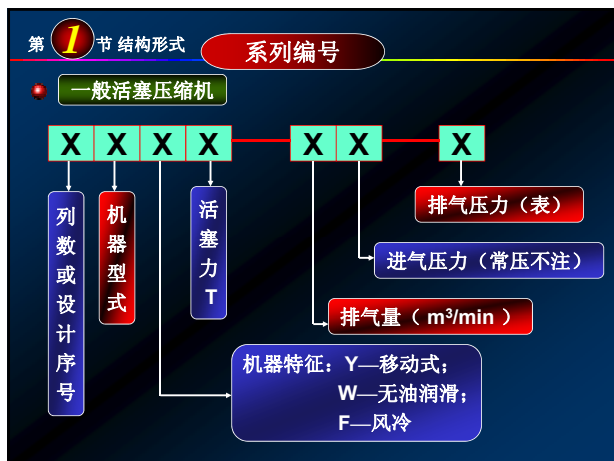


W型空气压缩机



扇型空气压缩机





例1. 4M18—70/320

4—4列; M—M型;
18—活塞力为18吨;
70—排气量为 $70\text{m}^3/\text{min}$;
320—排气压力为
 $320 \times 10^5 \text{Pa}$ (表压)

例2. 2VY—6/7

2—2列; V—V型; Y—移动型;
6—排气量为 $6\text{m}^3/\text{min}$;
7—排气压力为 $7 \times 10^5 \text{Pa}$ (表压)

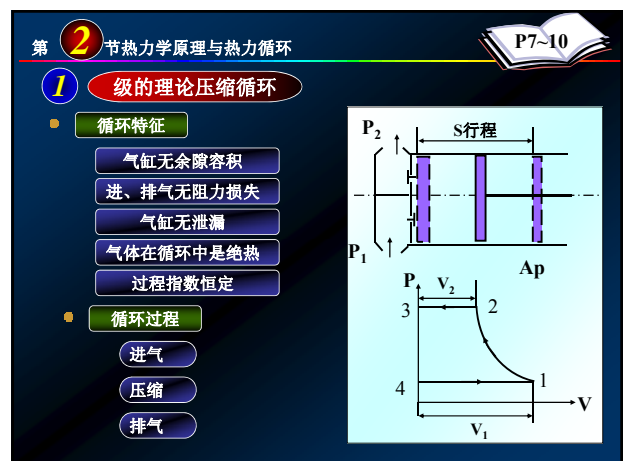
例3. 4L—20/8

8—排气压力为
 $8 \times 10^5 \text{Pa}$ (表压)
 m^3/min

20—排气量为20

L—L型

4—第四次设计



第2节 热力学原理与热力循环 P7~10

1 级的理论压缩循环

- 循环进气量 $V_1 = A_p \cdot s = V_h$
- 热力过程
 - I.G. $\frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}}$
 - R.G. $T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{\frac{k_T-1}{k_T}}$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{n-1}$$

$$V_2/V_1 = (z_2/z_1)(p_1/p_2)^{\frac{1}{k_T}}$$

- 定温压缩 $n=1$; 定熵压缩 $n=k$; 多方压缩 $n>k$, or $1 < n < k$
- V_1, V_2 分指压缩过程初、终态气缸内气体体积
- $k_T \approx k$ (温度绝热指数)

第2节 热力学原理与热力循环 P7~10

1 级的理论压缩循环

- 循环指示功
 - 进气过程: $W_1 = -A_p \times p_1 \times s$
面积5614
 - 排气过程: $W_2 = A_p \times p_2 \times s_2$
面积7235
 - 压缩过程: $W_s = -\int_1^2 p dV$
面积6127

压缩机对气体作功为正!

$$W_i = p_2 V_2 - \int_{V_1}^{V_2} p dV - p_1 V_1 = \int_{V_1}^{V_2} V dp$$

第2节 热力学原理与热力循环 P7~10

1 级的理论压缩循环

- 循环指示功
 - I.G. $W_{ad} = p_1 V_1 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$
 - $W_{pol} = p_1 V_1 \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$
 - $W_{is} = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1}$
 - R.G. $W_{ad} = p_1 V_1 \frac{k_T}{k_T-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k_T-1}{k_T}} - 1 \right] \frac{z_1 + z_2}{2z_1}$

第2节 热力学原理与热力循环 P7~10

1 级的理论压缩循环

- P-v图

第2节 热力学原理与热力循环 P7~10

理论压缩循环小结

内容	思考题
循环过程	1. 压缩机的理论压缩循环由哪几个过程组成? 哪个过程是热力过程? 示功图
循环特征	2. 绝热、多方、等温压缩过程的终温如何计算?
进气量	3. 压缩机绝热、多方、等温循环中的压缩功如何计算?
热力过程	4. 压缩循环功量和压缩过程功量分别如何计算? 有何区别?
指示功	
P-v图	

习题

已知单级空压机的进气压力 $p_1 = 1 \times 10^5 \text{ Pa}$, 进气温度 20°C , 排气压力 $p_2 = 7 \times 10^5 \text{ Pa}$ (表). 求吸入每 1 m^3 空气的理论循环耗功及排气温度. 按等温、绝热、多方 ($m=1.25$) 过程分别计算, 并比较其结果.

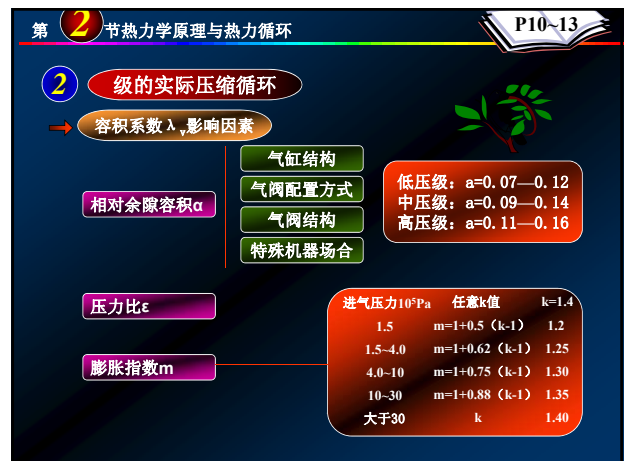
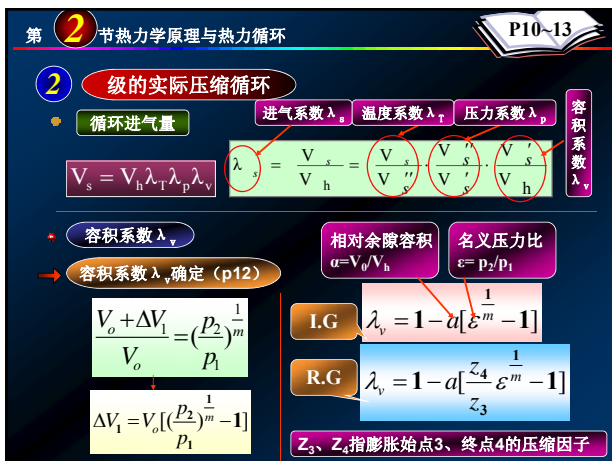
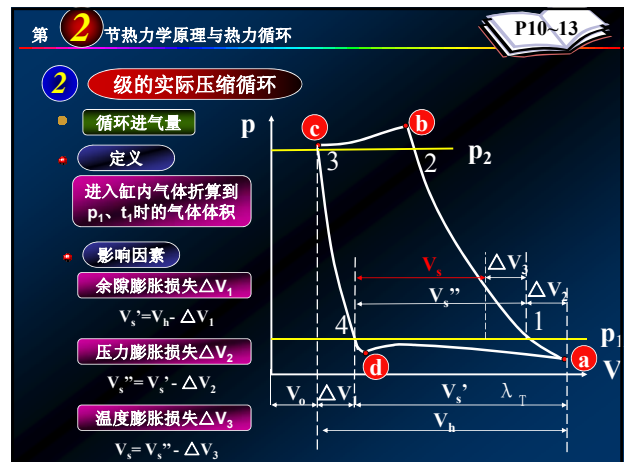
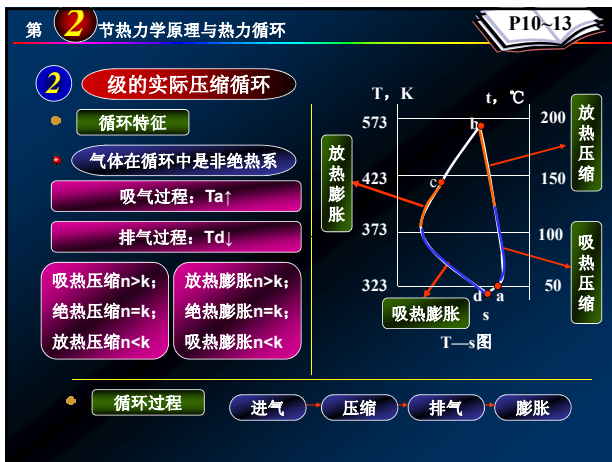
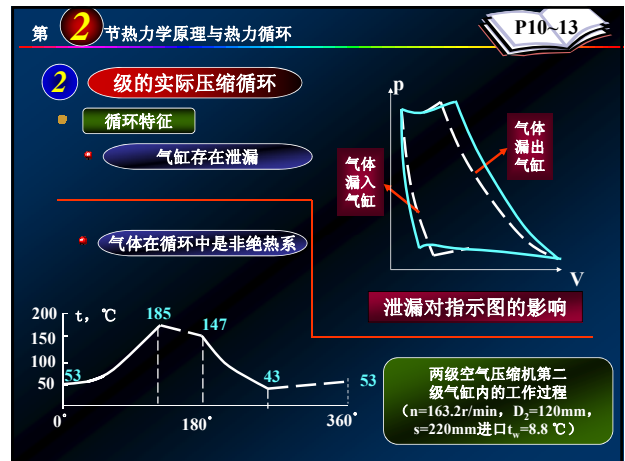
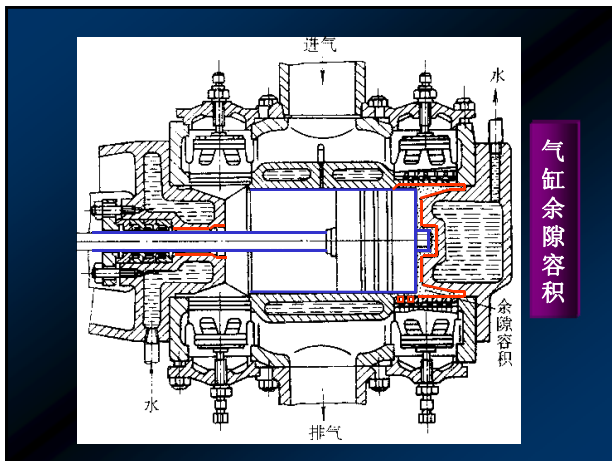
第2节 热力学原理与热力循环 P10~13

2 级的实际压缩循环

- 循环特征
 - 气缸有余隙容积

余隙 $V_o = V_{o1} + V_{o2} + V_{o3} + V_{o4}$

- 进、排气有阻力损失



2 级的实际压缩循环

压力系数 λ_p

$$\lambda_p = 1 - \frac{\Delta V_2}{V_s} \approx \frac{p_a}{p_1}$$

取值

影响因素 进气阀关闭状态的弹簧力

进气管道中压力脉动

低压级: $\lambda_p = 0.95 \sim 1.0$
中高压级: $\lambda_p = 1.0$

温度系数 λ_T

影响因素

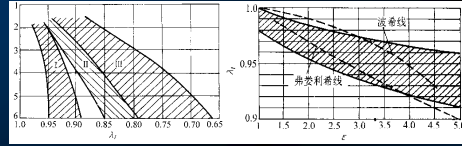
通道、气缸、活塞
(转速、压比、气缸冷却、气体性质)

进气压力损失

取值

$\lambda_T = 0.90 \sim 0.98$

2 级的实际压缩循环



温度系数
与压力比
的关系

习题

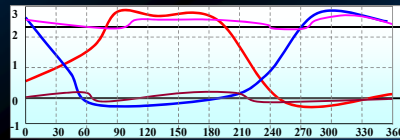
已知双作用气缸，活塞直径 $D=146\text{mm}$ ，行程 $s=150\text{mm}$ （不计活塞杆直径 d ）。 $p_1=1 \times 10^5\text{Pa}$ ， $p_2=5 \times 10^5\text{Pa}$ （表），相对余隙 $a=5\%$ ，膨胀过程指数 $m=1.3$ ，求吸气系数 λ_s 和进气量 V_s 。

2 级的实际压缩循环

循环指示功

指示功测定

由 $p-v$ 图，求指示功



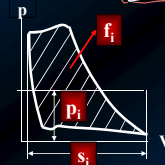
$$W_i = 2 p_i A_p s \text{ (J)}$$

p_i —平均指示压力，Pa； A_p —活塞面积， m^2 ； s —行程，m

2 级的实际压缩循环

指示功测定

由 $p-v$ 图，求指示功



$$p_i = m_p f_i / s_i \rightarrow W_i = p_i A_p s \text{ (J)}$$

设计指示功

图形简化

简化原则

图形成面积未变

止点位置不变

简化方法

平均进、排气压力代替波动压力

$m=n=\text{const}$

2 级的实际压缩循环

求取指示功

$$W_i = \int_1^2 V dp - \int_3^4 V dp$$

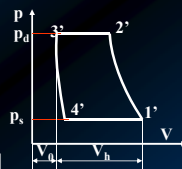
$$= p_1 V_1 \cdot \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] - p_3 V_3 \cdot \frac{m}{m-1} \left[\left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]$$

$$= p_1 \cdot \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] (V_1 - V_4)$$

$$\text{又: } V_3 = \alpha \cdot V_h \quad V_4 = \alpha \cdot V_h (p_d / p_s)^{1/n} \quad V_1 = (1 + \alpha) \cdot V_h$$

$$\text{所以: } V_1 - V_4 = (1 + \alpha) V_h - \alpha V_h (p_d / p_s)^{1/n} \approx V_h \lambda_v$$

$$\text{又: } \epsilon' = \frac{p_d}{p_s} = \frac{p_2 + \Delta p_2}{p_1 - \Delta p_1} = \frac{p_2}{p_1} \frac{(1 + \Delta p_2 / p_2)}{(1 - \Delta p_1 / p_1)} = \frac{p_2}{p_1} \frac{(1 + \delta_d)}{(1 - \delta_s)} \approx \epsilon (1 + \delta_0)$$



2 级的实际压缩循环

求取指示功

I.G

$$W_i = (1 - \delta_s) p_1 V_h \lambda_v \cdot \frac{n}{n-1} \left\{ [\epsilon (1 + \delta_0)]^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right\}$$

$$W_i = (1 - \delta_s) p_1 V_h \lambda_v \cdot \frac{n}{n-1} \left\{ [\epsilon (1 + \delta_0)]^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right\} \frac{z_1 + z_2}{2 z_1} \quad \text{R.G}$$

系数选取

n 的取值: 低压级 $n=(0.95 \sim 0.99)k$; 中、高压级 $n=k$

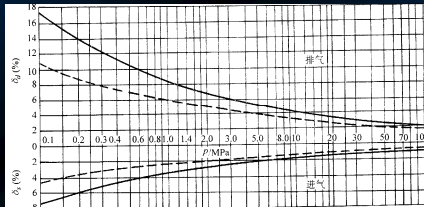
相对压力损失 $\delta_0' = 7.545 / p^{0.3}$ 或 $\delta_0' = 2.654 / p^{0.25}$
 $\delta_s = 0.3 \delta_0'$; $\delta_d = 0.7 \delta_0'$; (p : Pa)

2 级的实际压缩循环

系数选取

注： δ_0 是根据空气以及重度接近于空气的气体在活塞平均线速度3.5m/s的机器给出的，条件变化时应作修正。

$$\delta' = \delta \left(\frac{C_m}{3.5} \right)^2; \quad \delta' = \delta \left(\frac{\gamma'}{\gamma} \right)^{2/3}$$



相对压力损失图

实际压缩循环小结

内容

循环过程

循环特征

进气量

热力过程

指示功

P-v图

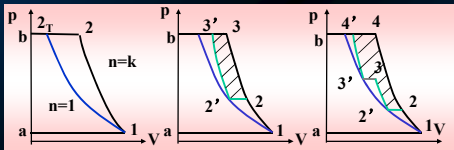
思考题

1. 实际压缩循环哪几个过程组成？哪个过程是热力过程？绘出p-v示功图
2. 实际循环指示图与理论循环指示图有何区别？怎样形成这些差异的？
3. 影响实际循环进气量的因素有哪三方面？各用什么系数反映及计算？其中哪个系数的影响最大？
4. 为什么膨胀过程指数m比压缩过程指数n小？影响容积系数 λ_v 的因素有哪些？如何提高 λ_v ？
5. 气缸冷却的好坏对压缩机工作有何影响？指数n和m有何变化？

3 多级压缩

多级压缩原因

- 省功
- 降温
- 增量
- 减力



级数的选择

- 选择原则：省功
- 单级最佳压力比

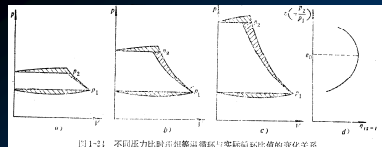


图 3-29 不同压力比时指示功与容积比的关系图

3 多级压缩

单级最佳压力比

级的理论等温循环指示功 W_{is}
 级的实际循环指示功 W_i

$$\eta_{is} = \frac{p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1}}{(1 - \delta_s) p_1 \lambda_v V_h \frac{n}{n-1} \{ [\varepsilon(1 + \delta_0)]^{\frac{n-1}{n}} - 1 \}} \approx \frac{\lambda_v \approx 1}{\frac{n}{n-1} \{ [\varepsilon(1 + \delta_0)]^{\frac{n-1}{n}} - 1 \}} \frac{\ln \varepsilon}{\frac{n-1}{n} \{ [\varepsilon(1 + \delta_0)]^{\frac{n-1}{n}} - 1 \}}$$

$$\frac{\partial \eta_{is}}{\partial \varepsilon} = \frac{\frac{1}{\varepsilon} \{ [\varepsilon(1 + \delta_0)]^{\frac{n-1}{n}} - 1 \} - \frac{n-1}{n} \ln \varepsilon \cdot (1 + \delta_0)^{\frac{n-1}{n}} \varepsilon^{-\frac{1}{n}}}{\frac{n}{n-1} \{ [\varepsilon(1 + \delta_0)]^{\frac{n-1}{n}} - 1 \}^2} = 0$$

$$\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} \left(1 - \frac{n-1}{n} \ln \varepsilon \right) = \frac{1}{(1 + \delta_0)^{\frac{n-1}{n}}} \quad \text{即：} \varepsilon_0 = \varepsilon(\delta_0, n)$$

3 多级压缩

级数的选取

大中型压缩机 $z = \ln \varepsilon / \ln \varepsilon_0$

小型移动压缩机取小z

特殊气体z取决于排气温度

压力比的分配

$$w_i = p_1 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_{x1}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} + \left(\frac{p_{x2}}{p_{x1}} \right)^{\frac{k-1}{k}} + \dots + \left(\frac{p_z}{p_{x(z-1)}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - z \right]$$

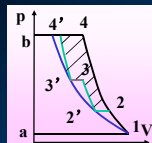
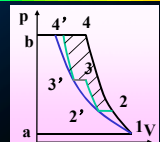


图 3-30 不同级数等温指示功与容积比的关系图

3 多级压缩

压力比的分配



$$\frac{\partial w_i}{\partial p_{x1}} = p_1 \frac{k}{k-1} \left[\frac{k-1}{k} p_1^{\frac{k-1}{k}} p_{x1}^{-\frac{1}{k}} - \frac{k-1}{k} p_{x2}^{\frac{k-1}{k}} p_{x1}^{-\frac{2k-1}{k}} \right] = 0 \quad p_{x1}^2 = p_1 p_{x2}$$

$$\frac{\partial w_i}{\partial p_{x2}} = 0 \Rightarrow p_{x2}^2 = p_{x1} p_{x3} \quad \frac{\partial w_i}{\partial p_{x3}} = 0 \Rightarrow p_{x3}^2 = p_{x2} p_{x4}$$

$$\frac{p_{x1}}{p_1} = \frac{p_{x2}}{p_{x1}} = \frac{p_{x3}}{p_{x2}} = \dots = \frac{p_z}{p_{x(z-1)}} = \sqrt[z]{\frac{p_z}{p_1}} = \sqrt[z]{\varepsilon}$$

第2节 热力学原理与热力循环 4 热力性能 P27~30

排气压力

定义：最终排出压缩机的气体压力

级间压力：压缩机末级以前各级的排出压力

额定排气压力：设计工况下的排气压力(铭牌压力)

实质

$Q_d = Q_t$ ，压缩机稳定运行

$Q_d > Q_t$ ，罐内气体质量 \uparrow ， $p_2 \uparrow$

$Q_d < Q_t$ ，罐内气体质量 \downarrow ， $p_2 \downarrow$

压力取决于排气系统的压力，压力的变化反映了排气系统气量的变化

第2节 热力学原理与热力循环 4 热力性能 P27~30

排气压力

举例：

若 $T_{21} \uparrow$ ， $p_{21} \uparrow$ 二级进气阀漏气

若 $p_{11} \uparrow$ 二级排气阀或活塞环漏气

若 $T_{11} \uparrow$ ， $p_{12} \downarrow$ 一级进气阀漏气

若 $p_{12} \downarrow$ 一级排气阀或活塞环漏气

多级压缩机排气压力的建立

各级气缸逐次工作，各级压力建立时间增大。

第2节 热力学原理与热力循环 4 热力性能 P27~30

排气量 Q_0

定义：单位时间内压缩机最后一排出的气体折算到一级进口温度和压力时的气体体积(m^3/min)

供气量：(由于计量需要)将排气量折算到标准状态($1.1038 \times 10^5 Pa, 0^\circ C$)时的干气容积(m^3/min)。 Q_N

额定排气量：(压缩机铭牌上标注的排气量)指特定的进口状态(如： $p_1=10^5 Pa, t_1=20^\circ C$)时的排气量。

供排气量关系

$$Q_N = Q_0 \frac{(p_1 - \varphi p_{s1}) T_0}{p_0 T_1}$$

Ψ ：进气状态气体的相对湿度

p_1, T_1 ：一级进口压力 P_a 、温度 K

p_{s1}, T_0 ：指 $1.1038 \times 10^5 Pa, 273K$

第2节 热力学原理与热力循环 4 热力性能 P27~30

排气量

$$Q_0 = Q_d \frac{p_d}{p_1} \cdot \frac{T_1}{T_d} \cdot \frac{z_1}{z_d} + Q_\varphi + Q_c$$

排气量测定

p_d, T_d —测 Q_d 时的压力 P_a 、温度 K

p_1, T_1 —一级进口压力 P_a 、温度 K

z_1, z_d —相应于 p_1, T_1 及 p_d, T_d 时的压缩因子

Q_φ —分离出的水分折算到一级进口状态时的容积 $Q_\varphi = m_w p_{s1} / (p_{s1} p_1)$

Q_c —中途抽走的气体折算到一级进口状态时的容积

析水系数

析水判据 $\varphi_1 \cdot p_{s1} \frac{p_2}{p_1} > p_{s2}$

计算依据 干气体质量恒定

第2节 热力学原理与热力循环 4 热力性能 P27~30

排气量

析水系数物理意义

$$\lambda_{vj} = \frac{(p_1 - \varphi_1 p_{s1}) \cdot p_j}{(p_j - p_{sj}) \cdot p_1}$$

λ_{vj} 表示气体经过j-1级压缩冷却后析出总水分的多少。

j级进口压力

j级进口温度下水蒸气饱和压力

析水系数应用

1. 第一级 $\lambda_{v1}=?$ 随压缩级数增加， $\lambda_{vj} \uparrow$ 或 \downarrow ? $\Phi \uparrow$ 或 \downarrow ?

2. 若整个压缩过程均无水分析出，析水系数? 试分析原因?

3. 压缩机排气量与实测排气量 Q_d ，末级析水系数 λ_{vj} 关系 $Q_0 = Q_d / \lambda_{vj}$ ， λ_{vj} 是否越小越好?

第2节 热力学原理与热力循环 4 热力性能 P13

排气量

排气量理论计算

$$Q_0 = V_{h1} \cdot \lambda_{v1} \cdot \lambda_{p1} \cdot \lambda_{T1} \cdot \lambda_{z1} \cdot n \quad (m^3/min)$$

泄漏系数 λ_{l1}

$$\lambda_{l1} = \frac{Q_0}{V_{s1} n}$$

泄漏部位

气阀

活塞环

填料

管道等

内泄漏

外泄漏

泄漏类型

内泄漏

外泄漏

泄漏影响

功耗

压力比

功耗

排气量

第2节 热力学原理与热力循环 4 热力性能

● 排气量

● 泄漏系数计算

$$\lambda_{ij} = \frac{V_{jd}}{V_{jd} + V_{ji}} = \frac{1}{1 + V_{ji}/V_{jd}} = \frac{1}{1 + \sum \gamma_{ji}}$$

$$\sum \gamma_{ji} = \gamma_{iv} + \gamma_{ir} + \gamma_{jp,z}$$

填料 = (0.0005—0.0010) z

气阀 = 0.01—0.04

活塞环

单作用 $\gamma_{ir} = 0.01—0.05$

双作用 $\gamma_{ir} = 0.003—0.015$

● 影响因素

列数 ↑, 填料 ↑, 外泄漏 ↑

气缸直径 D ↑, λ_1 ↑, 反之小直径气缸 λ_1 ↓

无油润滑较有油润滑小

压力 ↑、级数 ↑ λ_1 ↓

转数 n ↑ λ_1 ↑

分子量小 (H_2) 具有较大的渗透性, λ_1 ↓

低粘性气体 (石油气) λ_1 ↓

第2节 热力学原理与热力循环 4 热力性能 P29

● 排气量

进气压力 进气滤清器 泄漏

● 排气量影响因素

$$Q_0 = V_{h1} \cdot \lambda_{v1} \cdot \lambda_{p1} \cdot \lambda_{T1} \cdot \lambda_{n1} \cdot n \quad (m^3/min)$$

余隙容积 进气温度 转速

● 排气温度

● 定义

排气温度: 每一级排出气体的温度, 通常在各级排气管处或阀室中测量。

● 计算

$$T_d = T_1 \cdot \varepsilon^{\frac{n-1}{n}}$$

$$T_2 = T_d \cdot \varepsilon'^{\frac{n-1}{n}} = T_1 \cdot [\varepsilon(1 + \delta_0)]^{\frac{n-1}{n}}$$

名义进气温度 名义压力比 进气终了气体温度

第2节 热力学原理与热力循环 4 热力性能 P29

● 排气温度

空气压缩机

固定式 > 160 °C

移动式 > 180 °C

氮-氢压缩机

T_d > 160 °C

氯气压缩机

干氯气 > 130 °C

湿氯气 > 100 °C

石油裂解气

> 100 °C

乙炔气压缩机

> 100 °C

乙烯气压缩机

> 80—100 °C

无油润滑压缩机

> 180 °C

润滑油粘度下降

导致轻质馏分挥发

氧化腐蚀加剧

电化学腐蚀

裂解气聚合成乳白色胶状物

乙炔聚合或分解放热易导致爆炸

乙烯分解放热易导致爆炸

受自润滑材料限制

第2节 热力学原理与热力循环 4 热力性能 P29

● 功率

轴功 $N_z = \sum N_{ij} + \text{摩擦功 } N_m$

● 指示功率

$$N_{ij} = \frac{1}{60} n (1 - \delta_{ij}) P_{ij} \lambda_{vj} V_{hj} \frac{n_j}{n_j - 1} \{ [\varepsilon_j (1 + \delta_{0j})]^{\frac{n_j-1}{n_j}} - 1 \}; W$$

$$Q_{0j} = V_{hj} \lambda_{vj} \lambda_{pj} \lambda_{Tj} \lambda_{nj}; \quad Q_0 \lambda_{vj} \frac{P_1}{T_1} \frac{T_j}{P_{1j}} = Q_{0j}$$

$$N_{ij} = \frac{1}{60} Q_0 \frac{P_1 T_j}{T_1 \lambda_{pj} \cdot \lambda_{Tj} \cdot \lambda_{nj}} \frac{\lambda_{vj}}{(1 - \delta_{ij}) V_{hj} \frac{n_j}{n_j - 1} \{ [\varepsilon_j (1 + \delta_{0j})]^{\frac{n_j-1}{n_j}} - 1 \}}; W$$

● 影响因素

进气温度 T_j

析水系数 λ_{vj}

阻力损失 δ_{ij}

压缩过程指数 n_j

压缩因子 z_1, z_2

膨胀过程指数 m_j

第2节 热力学原理与热力循环 4 热力性能 P30

● 功率

● 摩擦功率

活塞环 (处于气体力作用下): 38—45%

活塞环 (仅本身弹力): 5—8%

填料: 2—10%

十字头滑道: 6—8%

十字头销: 4—5%

曲柄销: 15—20%

主轴销: 13—18%

● 效率

● 机械效率

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_z}$$

中大型压缩机: $\eta_m = 0.90—0.96$

小型压缩机: $\eta_m = 0.85—0.92$

微型压缩机: $\eta_m = 0.82—0.90$

第2节 热力学原理与热力循环 4 热力性能 P30

● 效率

● 等温指示效率

$$\eta_{i-is} = \frac{\sum_{j=1}^n W_{i-is}}{\sum_{j=1}^n W_{ij}}$$

Σj级理论等温循环指示功

Σj级实际循环指示功

反映泄漏、热交换、进、排气阻力造成的损失 (未计及回冷不完善), 反映压缩机实际消耗的功与最小功接近的程度。

● 等温轴效率

$$\eta_{is} = \frac{\sum_{j=1}^n W_{i-is}}{W_z}$$

$\eta_{is} = 0.6—0.75$; 同时反映了摩擦损失。

● 绝热效率

$$\eta_{ad} = \frac{\text{理论绝热循环指示功}}{\text{轴功}} = \frac{\sum_{j=1}^n W_{i-adj}}{W_z}$$

反映泄漏、气阀通流阻力和摩擦等损失。

第2节 热力学原理与热力循环 4 热力性能 P30

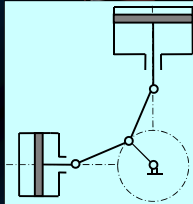
- 效率
 - 等温—绝热效率 $\eta_{is-ad} = \frac{\text{理论等温循环指示功}}{\text{理论绝热循环指示功}} = \frac{W_{is}}{W_{ad}}$

η_{is-ad} 反映气体热交换情况。即：级数对压缩机经济性影响。
 - 比功率 (kw/m³/min)
 - 指排气压力相同的机器，单位排气量消耗的功。
 - 反映了同一类压缩机的经济性。
 - 排气压力 p_2 ；进气状态 p_1, T_1 ，冷却水量及冷却水入口温度相同。

第2节 热力学原理与热力循环 P60, 62-66

5 热力设计计算

- 初步确定级数及各级的压力和压力比： z, ε
- 总压力比 $\varepsilon = p_2 / p_1 = 9 / 1 = 9$
- 查图知： $z=2$ 时， η_{i-1k} 最大
- 最省功原则 $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \sqrt[3]{\varepsilon} = 3, N_i \rightarrow N_{i(\min)}$



$p_{11} = 1 \times 10^5 \text{ Pa}, p_{12} = 3 \times 10^5 \text{ Pa}, p_{21} = 3 \times 10^5 \text{ Pa}, p_{22} = 9 \times 10^5 \text{ Pa}$

- 计算排气温度： $T_d \geq 160^\circ \text{C}$

$T_{11} = 20^\circ \text{C} = 293 \text{ K}; T_{12} = T_{11} \varepsilon_1^{\frac{k-1}{k}} = 293 \times 3^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 401.04 \text{ K}$
 $T_{12} = 30^\circ \text{C} = 303 \text{ K}; T_{22} = T_{21} \varepsilon_2^{\frac{k-1}{k}} = 303 \times 3^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 414.73 \text{ K}$

第2节 热力学原理与热力循环 P60, 62-66

5 热力设计计算

- 考虑实际气体影响

$\frac{p_{r11}}{T_{r11}} = 0.026$ $\frac{T_{r11}}{T_{11}} = 2.21 \rightarrow z_{11}=1$	$\frac{p_{r12}}{T_{r12}} = 0.079$ $\frac{T_{r12}}{T_{12}} = 3.029 \rightarrow z_{12}=1$
$\frac{p_{r21}}{T_{r21}} = 0.079$ $\frac{T_{r21}}{T_{21}} = 3.029 \rightarrow z_{21}=1$	$\frac{p_{r22}}{T_{r22}} = 0.238$ $\frac{T_{r22}}{T_{22}} = 3.13 \rightarrow z_{22}=1$
- 确定各级的吸、排气系数
 - 一级
 - $\lambda_{s1} = \lambda_{v1} \lambda_{p1} \lambda_{T1}; \lambda_{d1} = \lambda_{v1} \lambda_{p1} \lambda_{T1} \lambda_{T1}$
 - $m_1 = 1 + 0.5(k-1) = 1.2$
 - $\lambda_{v1} = 1 - \alpha_1 (\varepsilon_1^{\frac{1}{m_1}} - 1) = 1 - 0.1(3^{\frac{1}{1.2}} - 1) = 0.8502$
 - $\lambda_{p1} = 0.95; \lambda_{T1} = 0.96; \lambda_{r1} = 0.97; \lambda_{\phi1} = 1$

第2节 热力学原理与热力循环 P60, 62-66

5 热力设计计算

- 二级
 - $m_2 = 1 + 0.62(k-1) = 1.25$
 - $\lambda_{v2} = 1 - \alpha_2 (\varepsilon_2^{\frac{1}{m_2}} - 1) = 1 - 0.11(3^{\frac{1}{1.25}} - 1) = 0.8451$
 - $\lambda_{p2} = 0.98; \lambda_{T2} = 0.96; \lambda_{r2} = 0.97$
 - $p_{s1(20^\circ \text{C})} = 2.3368 \text{ kPa}; p_{s2(30^\circ \text{C})} = 4.2417 \text{ kPa}$
 - $\lambda_{\phi2} = \frac{p_{11} - \phi p_{s1}}{p_{21} - p_{s2}} \cdot \frac{p_{21}}{p_1} = \frac{1 - 0.8 \times 0.023368}{3 - 0.042417} \times \frac{3}{1} = 0.9954$
- 确定各级气缸行程容积
 - $Q_0 = V_{h1} \lambda_{v1} \lambda_{p1} \lambda_{T1} \lambda_{r1} n$

第2节 热力学原理与热力循环 P60, 62-66


5 热力设计计算

- 一级
 - $V_{h1} = Q_0 / \lambda_{v1} \lambda_{p1} \lambda_{T1} \lambda_{r1} n$
 - $= 21.5 / (0.8502 \times 0.95 \times 0.96 \times 0.97 \times n)$
 - $= 0.07146 \text{ m}^3$
- 二级
 - $Q'_0 = V_{h2} \lambda_{v2} \lambda_{p2} \lambda_{T2} \lambda_{r2} n; Q_0 = \frac{Q'_0}{\lambda_{\phi2}} \cdot \frac{p_{21}}{p_{11}} \cdot \frac{T_{21}}{T_{11}} \cdot \frac{z_{21}}{z_{11}}$
 - $V_{h2} = \frac{Q_0 \lambda_{\phi2}}{\lambda_{v2} \lambda_{p2} \lambda_{T2} \lambda_{r2} n} \cdot \frac{p_{11}}{p_{21}} \cdot \frac{T_{21}}{T_{11}} \cdot \frac{z_{21}}{z_{11}}$
 - $= \frac{21.5 \times 0.9954}{(0.8451 \times 0.98 \times 0.96 \times 0.97 \times 400)} \times \frac{1}{3} \times \frac{303}{293} \times \frac{1}{1}$
 - $= 0.02391 \text{ m}^3$

第2节 热力学原理与热力循环 P60, 62-66

5 热力设计计算

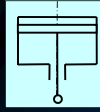
- 确定各级气缸直径
 - 双作用气缸
 - $V_{h1} = \frac{\pi D_1^2}{4} s + \left(\frac{\pi D_1^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) s$
 - $D_1 = \sqrt{\frac{V_{h1} + \frac{\pi d^2}{4} s}{\frac{\pi s}{4} \times 2}} = \sqrt{\frac{2V_{h1} + d^2}{\pi s}} = \sqrt{\frac{2 \times 0.07146 + 0.045^2}{3.14 \times 0.24}} = 0.4366 \text{ m}$
 - 圆整到 $D_1 = 440 \text{ mm}$
 - $D_2 = \sqrt{\frac{2V_{h2} + d^2}{\pi s}} = \sqrt{\frac{2 \times 0.02391 + 0.045^2}{3.14 \times 0.24}} = 0.2539 \text{ m}$
 - 圆整到 $D_2 = 260 \text{ mm}$



5 热力设计计算

圆整后各级名义压力及温度

圆整后各级气缸的实际行程容积



$$V_{h1}^* = \left(\frac{\pi D_1^2}{2} - \frac{\pi d^2}{4} \right) s = \left(\frac{0.44^2}{2} - \frac{0.045^2}{4} \right) \times 3.14 \times 0.24 = 0.07257 m^3$$

$$V_{h2}^* = \left(\frac{\pi D_2^2}{2} - \frac{\pi d^2}{4} \right) s = \left(\frac{0.26^2}{2} - \frac{0.045^2}{4} \right) \times 3.14 \times 0.24 = 0.02509 m^3$$

5 热力设计计算

各级压力修正系数

吸气压力修正系数 β_{sj} 排气压力修正系数 β_{dj}

$$\beta_{sj} = \frac{V_{h1}^*}{V_{h1}} \cdot \frac{V_{hj}}{V_{hj}^*}$$

$$\beta_{dj} = \beta_{s(j+1)} = \frac{V_{h1}^*}{V_{h1}} \cdot \frac{V_{h(j+1)}}{V_{h(j+1)}^*}$$

$$\beta_{s1} = 1; \beta_{d2} = 1; \beta_{d1} = \beta_{s2} = \frac{V_{h1}^*}{V_{h1}} \cdot \frac{V_{h2}}{V_{h2}^*} = \frac{0.07257}{0.07146} \cdot \frac{0.02391}{0.02509} = 0.9678$$

修正后各级名义压力及压力比

一级

$$p_{11}^* = \beta_{s1} \cdot p_{11} = 1 \times 10^5 p_a$$

$$p_{12}^* = \beta_{d1} \cdot p_{12} = 0.9678 \times 3 \times 10^5 = 2.9034 \times 10^5 p_a$$

$$\varepsilon_1^* = p_{12}^* / p_{11}^* = 2.9034$$

5 热力设计计算

修正后各级名义压力及压力比

二级

$$p_{12}^* = \beta_{s2} \cdot p_{12} = 0.9678 \times 3 \times 10^5 = 2.9034 \times 10^5 p_a$$

$$p_{22}^* = 9 \times 10^5 p_a$$

$$\varepsilon_1^* = p_{22}^* / p_{12}^* = 9 \times 10^5 / 2.9034 \times 10^5 = 3.10$$

修正后各级排气温度

$$T_{12}^* = T_{11} \cdot \varepsilon_1^{1.4-1} = 293 \times 2.9034^{1.4-1} = 397.31 K$$

$$T_{22}^* = T_{21} \cdot \varepsilon_2^{1.4-1} = 303 \times 3.1^{1.4-1} = 418.63 K$$

5 热力设计计算

计算活塞力 (校核活塞杆直径)

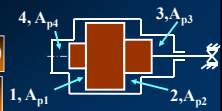
计算气缸内实际吸、排气压力

级次	修正后名义压力 $1 \times 10^5 Pa$		相对压力损失 (%)		气缸内实际压力 $1 \times 10^5 Pa$		实际压力比
	p_1^*	p_2^*	δ_s	δ_d	$p_1^* (1 - \delta_s)$	$p_2^* (1 + \delta_d)$	
I	1	2.9034	17.1578	12.1307	0.9284	3.2556	3.5067
II	0.9034	9	5.1989	8.6394	2.7524	9.7775	3.5524

计算各列活塞力

$$F_{gG} = (p_{s2} A_{p2} + p_{s3} A_{p3}) - (p_{d1} A_{p1} + p_{d4} A_{p4})$$

$$F_{gZ} = (p_{d2} A_{p2} + p_{d3} A_{p3}) - (p_{s1} A_{p1} + p_{s4} A_{p4})$$



5 热力设计计算

计算各列活塞力

级次	内止点活塞力 (kN)		外止点活塞力 (kN)	
	轴侧 $F_z (+)$	盖侧 $F_g (-)$	轴侧 $F (+)$	盖侧 $F_g (-)$
	$p_d (A_p - \frac{\pi}{4} d^2)$	$p_s A_p$	$p_s (A_p - \frac{\pi}{4} d^2)$	$p_d A_p$
I	48.96	-14.11	13.96	-49.45
	$F_{z1} = 48.96 - 14.11 = 34.85$		$F_{G1} = 13.96 - 49.45 = -35.49$	
II	50.33	-14.61	14.17	-51.89
	$F_{z1} = 50.33 - 14.61 = 35.72$		$F_{G1} = 14.17 - 51.89 = -35.49$	

5 热力设计计算

计算轴功率、选取电机

$$N_{ij} = \frac{1}{60} n p_{ij} \lambda_{ij} V_{ij} \frac{k_j}{k_j - 1} \{ [\varepsilon_j (1 + \delta_{ij})]^{\frac{k_j-1}{k_j}} - 1 \} W$$

$$N_{i1} = \frac{1}{60} \times 400 \times 0.9284 \times 10^5 \times 0.07257 \times 0.8502 \times \frac{1.4}{1.4-1} (3.5067^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1) = 57.626 kW$$

$$N_{i2} = \frac{1}{60} \times 400 \times 2.7524 \times 10^5 \times 0.02509 \times 0.8451 \times \frac{1.4}{1.4-1} (3.5524^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1) = 59.434 kW$$

$$\text{总指示功: } N_i = N_{i1} + N_{i2} = 117.06 kW$$

第2节 热力学原理与热力循环 P60, 62-66

5 热力设计计算

选电机

$\eta_a = 0.90$, 轴功率 $N_z = N_i / \eta_a = 117.06 \text{ kW}$

$\eta_c = 0.94$, 电机有效功率 $N_e = N_z / \eta_c = 138.37 \text{ kW}$

贮备系数 $k = 1.1$, 电机功率 $N_g = k N_e = 152.2 \text{ kW}$

等温指示效率

一级理论等温指示功

$$N_{i-is1} = \frac{1}{60} n \cdot p_{s1} \cdot \lambda_{v1} \cdot \lambda_{p1} \cdot \lambda_{T1} \cdot V_{h1} \cdot \ln \varepsilon_1$$

$$= \frac{400}{60} \times 1 \times 10^5 \times 0.8502 \times 0.95 \times 0.96 \times 0.07257 \times \ln 2.9034$$

$$= 39.98 \text{ kW}$$

第2节 热力学原理与热力循环 P60, 62-66

5 热力设计计算

等温指示效率

$$N_{i-is2} = \frac{1}{60} n \cdot p_{s2} \cdot \lambda_{v2} \cdot \lambda_{p2} \cdot \lambda_{T2} \cdot V_{h2} \cdot \ln \varepsilon_2$$

二级理论等温指示功

$$= \frac{400}{60} \times 2.9034 \times 10^5 \times 0.8451 \times 0.98 \times 0.96 \times 0.02509 \times \ln 3.1$$

$$= 43.68 \text{ kW}$$

总等温指示功: $N_{i-is} = N_{i-is1} + N_{i-is2} = 83.66 \text{ kW}$

等温指示效率

$$\eta_{i-is} = \frac{N_{i-is}}{N_i} = \frac{86.33}{117.06} = 71.5\%$$

第2节 热力学原理与热力循环 P60, 62-66

6 复算性计算

举例

压缩介质: 氧气 $k = 1.4$

排气量: $Q_0 = 9.2 \text{ m}^3/\text{min}$

吸气压力: $1.267 \times 10^5 \text{ Pa}$

排气压力: $31 \times 10^5 \text{ Pa}$

吸气温度: 小于 30°C

三列立式双作用水冷三级氧压机

$n_1 = n_2 = n_3 = 1.4$

$m_1 = 1.25, m_2 = 1.30, m_3 = 1.35$

曲轴转速 $n = 485 \text{ rpm}$

活塞行程 $s = 180 \text{ mm}$

活塞杆直径 $d = 50 \text{ mm}$

一级相对余隙 $a_1 = 0.14$

二级相对余隙 $a_2 = 0.16$

三级相对余隙 $a_3 = 0.18$

一级缸径 $D_1 = 320 \text{ mm}$

二级缸径 $D_2 = 185 \text{ mm}$

三级缸径 $D_3 = 115 \text{ mm}$

复算排气压力 $p_d = 2.1 \text{ MPa}$ 时, 各级排气温度变化

第2节 热力学原理与热力循环 P60, 62-66

6 复算性计算

计算各级行程容积

$$V_{h1} = \frac{\pi}{2} (D_1^2 - \frac{d^2}{2}) s = \frac{\pi}{2} \times (0.32^2 - \frac{0.05^2}{2}) = 0.0286 \text{ m}^3$$

$$V_{h2} = \frac{\pi}{2} (D_2^2 - \frac{d^2}{2}) s = \frac{\pi}{2} \times (0.185^2 - \frac{0.05^2}{2}) = 0.0093 \text{ m}^3$$

$$V_{h3} = \frac{\pi}{2} (D_3^2 - \frac{d^2}{2}) s = \frac{\pi}{2} \times (0.115^2 - \frac{0.05^2}{2}) = 0.0034 \text{ m}^3$$

确定各级系数

级次	压力系数 λ_p	温度系数 λ_T	泄漏系数 λ_l	$\lambda_{vj} = \lambda_{vj} \lambda_{Tj} \lambda_{lj}$
I	0.96	0.96	0.98	0.903
II	0.98	0.97	0.92	0.8475
III	1.0	0.972	0.90	0.875

第2节 热力学原理与热力循环 P60, 62-66

6 复算性计算

计算设想容积

$$V_{hj}^0 = V_{hj} \lambda_{vj} T_{s1} / T_{sj} = V_{hj} \lambda_{vj} / \lambda_{kj}$$

级次	进气温度 T_{sj}	λ_{vj}	$\lambda_{kj} = T_{sj} / T_{s1}$	V_{hj}^0 / m^3
I	300	0.903	1.00	0.02583
II	306	0.8475	1.02	0.007727
III	309	0.875	1.03	0.002889

压力比及容积系数

$$p_{s1} V_{h1} \lambda_{v1} / T_{s1} = p_{sj} V_{hj} \lambda_{vj} / T_{sj}$$

$$\Rightarrow p_{s1} V_{h1}^0 = p_{sj} V_{hj}^0 \Rightarrow p_{sj} = p_{s1} V_{h1}^0 / V_{hj}^0$$

$$\lambda_{vj} = 1 - \alpha_j (\varepsilon_j^{m_j} - 1)$$

第2节 热力学原理与热力循环 P60, 62-66

6 复算性计算

压力比及容积系数

级次	$p_{sj} = p_{s1} V_{h1}^0 / V_{hj}^0$	p_{dj} / MPa	ε_j	λ_{vj}
I	0.1267	0.4235	3.3425	0.7724
II	0.4235	1.1328	2.675	0.8189
III	1.1328	2.1	1.8538	0.8957

各级压力比复算

次数	级次	$p_{sj} = p_{s1} \frac{V_{h1}^0 \lambda_{v1}}{V_{hj}^0 \lambda_{vj}} / \text{MPa}$	p_{dj} / MPa	ε_j	λ_{vj}	$V_j = V_{hj}^0 \lambda_{vj} \frac{p_{sj}}{p_{s1}}$	$\frac{V_{\min}}{V_{\max}}$
1	I	0.1267	0.3995	3.153	0.7892	0.02039	0.9374
	II	0.3995	0.9769	2.445	0.8417	0.02050	
	III	0.9769	2.1	2.15	0.8627	0.01922	

6

复算性计算

* 各级压力比复算

次数	级次	$p_{sj} = p_{s1} \frac{V_{h1}^{\lambda_{s1}}}{V_{hj}^{\lambda_{sj}}}$ MPa	p_{dj} MPa	ε_j	λ_{sj}	$V_j = V_{hj}^{\lambda_{sj}} \frac{p_{sj}}{p_{s1}}$	$\frac{V_{min}}{V_{max}}$
2	I	0.1267	0.3971	3.134	0.7909	0.02043	0.9382
	II	0.3971	0.9750	2.455	0.8407	0.02036	
	III	0.9750	2.1	2.154	0.8622	0.01917	
3	I	0.1267	0.3984	3.144	0.79	0.02041	0.9822
	II	0.3984	1.039	2.608	0.8255	0.02006	
	III	1.039	2.1	2.02	0.877	0.02078	

6

复算性计算

* 复算排气量

$$Q_0 = V_{h1} \lambda_{p1} \lambda_{T1} \lambda_{v1} \lambda_{t1} n$$

$$= 0.0286 \times 0.96 \times 0.96 \times 0.79 \times 0.98 \times 485$$

$$= 9.897 m^3 / \min$$

* 复算排气温度

$$T_{d1} = T_{s1} \varepsilon_1^{\frac{n_1-1}{n_1}} = 300 \times 3.144^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 416.2 K$$

$$T_{d2} = T_{s2} \varepsilon_2^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 306 \times 2.608^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 402.4 K$$

$$T_{d3} = T_{s3} \varepsilon_3^{\frac{n_3-1}{n_3}} = 309 \times 2.02^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 377.7 K$$