

# 合肥工业大学

## 毕业设计（论文）任务书

### （2008 届）

设计（论文）题目 6kw 卡车空调制冷系统匹配及优化设计

学 院 名 称 机械与汽车工程学院

专 业 （ 班 级 ） 04 热 能 与 动 力 工 程 （ 2 班 ）

姓 名 （ 学 号 ） 张 文 杰 （ 20041146 ）

指 导 教 师 唐 景 春

系（教研室）负责人 王 铁 军

## 目 录

中文摘要	3
英文摘要	4
绪论	5
<b>1 卡车冷负荷估算</b>	<b>6</b>
1.1 工况条件	6
1.2 冷负荷的构成	6
1.3 太阳辐射得热量	6
1.4 玻璃窗渗入热量	7
1.5 人体散热量	7
1.6 制冷量的确定	7
1.7 小结	7
<b>2 热力计算</b>	<b>8</b>
2.1 热力计算	8
2.2 膨胀阀的选择	10
2.3 压缩机的选配	10
2.4 小结	11
<b>3 管带式冷凝器设计计算</b>	<b>12</b>
3.1 确定冷凝器的热负荷及空气流量	12
3.2 结构初步规划	12
3.3 计算空气侧换热系数	12
3.4 计算管内侧冷凝换热系数	13
3.5 计算总传热系数及传热面积	14
3.6 确定冷凝器尺寸	15
3.7 计算空气侧阻力	15
3.8 小结	15
<b>4 管翅式蒸发器设计计算</b>	<b>16</b>

4.1 工况计算	16
4.2 设计及计算	16
4.3 确定流经蒸发器的状态变化过程	17
4.4 计算循环空气量	17
4.5 空气侧换热系数计算	18
4.6 计算空气侧当量对流表面传热系数	19
4.7 计算管内 R134a 蒸发时对流表面传热系数	19
4.8 传热温差初步计算	21
4.9 计算传热系数	21
4.10 核算	21
4.11 确定蒸发器的结构尺寸	22
4.12 制冷剂流动阻力及其对传热温差的影响	22
4.13 空气侧阻力计算	23
4.14 小结	23
<b>5 汽车空调辅助设备</b>	<b>24</b>
5.1 储液干燥器	24
5.2 气液分离器	24
5.3 油分离器	24
5.4 连接软管	24
5.5 电磁离合器	25
5.6 截止阀	25
谢辞	26
参考文献	27
附录	28
I. R134a 热力性指标	28
II. 制冷剂饱和气体比定压热容表	29
III. 制冷剂饱和气体热导率查询	30
IV. 膨胀阀选择附表	30
V. 冷凝器优化设计程序	31

**摘要:** 本文主要针对卡车汽车空调系按照常规的设计步骤进行了设计运算。汽车空调是空气调节的重要分支,有其自身独有的特点:热负荷较大,由发动机驱动时制冷性能与行车速度有关,汽车空间紧凑,空调布置较困难,制冷剂易泄漏。根据以上特点,在设计过程中应逐一渗透,全面考虑。

本文首先对汽车空调的热负荷进行了比较简单的估算,涵盖了汽车车厢内的五大部分,根据所计算的热负荷,合理地选择汽车空调的压缩机和膨胀阀。

蒸发器和冷凝器的设计计算是汽车空调设计的重点,根据压缩机的制冷量要设计与之相配的蒸发器和冷凝器。初步确定蒸发器采用管片式蒸发器。冷凝器采用管带式冷凝器,由于冷凝器安装在车身前端,空间十分有限,安装布置应尽量紧凑,管带式冷凝器换热系数大,相对换热面积较小,符合紧凑的特点要求。

对汽车空调中的其它辅助设备如贮液器、干燥器、气液分离器、油分离器、连接软管,电磁离合器等设计中只作了全面而简洁的介绍。

**关键词:** 汽车空调、热负荷、压缩机、蒸发器、冷凝器

**Abstract:** This text aimed at the Truck air condition to proceed the design step of the normal regulations .Car air condition is a important branch of the air condition, have it's the oneself characteristics .It has heavy heat load, from launch the machine drive the cold function in system has something to do with a car speed, car space tightly packed, the air conditioner arranges more difficult, the refrigerant in system leaks easily. According to the above characteristics, we should permeate all these one by one in design process, consider it completely.

This text first calculates the heat load of car air conditioner completely , according to heat load, choose the compressor and expansion valve of the car air condition reasonably.

The design of evaporator and condenser of the machine is the key of the autocar air condition design, according to the compressor's refrigerating capacity we design evaporator and condenser which they match each other.

First step is to confirm the adoption of evaporator machine is piece-tube evaporator. Choice the front and back separated evaporator to satisfy the cold effect to balance system of the inside car compartment. Condenser takes type in alar-tube condenser, because the condenser installed in the head part of a car, the space is very limited, installment and arrangement should be best tightly packed, match the characteristics of the tightly packed.

According to the other equipments within car air conditioner, such as receives、drier、 gas-liquid separator、 oil separate machine、 conjunction soft tube、 electromagnetism clutch etc. The design introduces all these complete but briefly.

**Key words:** autocar air conditioner 、 compressor、 evaporator、 condenser

## 绪论

近年来,随着国民经济的持续发展和人们对质量要求的日益提高,我国的汽车产业得到了较快的发展。而汽车空调作为空调技术在汽车上的应用,它能创造车室内热微环境的舒适性,保持车室内空气温度、湿度、流速、洁净、噪音、余压等在在热舒适的标准范围之内,不仅有利于保护司乘人员的身心健康,提高其工作效率和说质量,而且还对增加汽车行使安全性具有积极的作用。因而汽车空调技术正成为提高汽车时常竞争能力的重要手段之一,也成了汽车工业发展的重要标志,其发展前景广阔。

汽车空调作为空调产业的一个分支,但又有着鲜明的特点,决定了它在结构、材料、布置、设计、技术要求等方面和其它空调有着较大的差别。

1. 动力源的使用 由于汽车空调的压缩机不是靠主动发动机就是靠辅助发动机驱动,这就决定了策划用空调压缩机只能采用开启式的结构形式,带来了轴封要求高和制冷剂容易泄露的问题。而且,当压缩机为发动机主驱动的时候,其制冷能力随车速和负荷的变化较大,难于维持稳定的空调工况
2. 作为空调的对象,汽车车室容积狭小,人员密度大,流动性大,车身热工性能和密封性能都较差,其热湿负荷大,气流分布难以均匀,要求所配备空调机组制冷量大,能降温迅速
3. 必须考虑空调装置对汽车动力与操纵性能的影响,也必须考虑由于唱歌素变化幅度大或变化频繁,给空调系统制冷剂流量控制、制冷量控制、系统设计带来的影响。
4. 汽车本身结构紧凑,可供安装的空间有限,不仅对空调的外型、体积和质量要求较高,而且对性能和选型也会来影响
5. 汽车是运动中的物体,要能适应道路颠簸等各种路况包括汽车空调系统个组成不见在内的汽车零件振动、噪音、安全、可靠等方面的技术要求更严格。
6. 车用空调装置的结构、外观设计和布置,出必须与车身内饰协调、统一,保持整车的完美以外,海笔许考虑其对汽车底盘等结构部件及汽车行使稳定性、安全性的影响,这是普通空调设计不会碰到的

国外汽车空调技术的发展,不论是汽车空调部件汽车空调系统,目前都是为要着环境保护、提高效率、节能节材,减轻质量、缩小体积、降低震动与噪音、操作维修方便,安全可靠等几方面展开,而且总是与汽车开发同步进行的。比如,未来新型空调系统的开发,必须适应发动机效率的提高、电气化、混合驱动动力其它新型零部件使用后导致的空调系统的新变化等

而我们国家汽车空调业目前正处在 CFC12 向 HFC134a 过渡时期,车用空调面临新的技术改进。因为, HFC134a 系统与 CFC12 相比,其选配的压缩机排量要求较大,其阀片、主轴等零件机械强度也需提高;其冷凝器、蒸发器应有更良好的换热能力;其所选用的软管应采用尼龙复合软管,因为 R134a 分子直径比 R12 小,对橡胶的溶解性也更大。但同时,技术的改进中也有很多不尽人意的地方。

本设计主要涉及卡车空调系统主要部件的设计,包括蒸发器和冷凝器的设计。

## 1. 卡车冷负荷估算

### 1.1 工况条件:

冷凝温度  $t_k = 63^\circ\text{C}$ , 蒸发温度  $t_0 = 0^\circ\text{C}$ , 过冷温度  $t_1 = 58^\circ\text{C}$

过热温度  $t_s = 10^\circ\text{C}$ , 室外温度  $t_{\text{外}} = 35^\circ\text{C}$ , 室内温度  $t_{\text{内}} = 27^\circ\text{C}$

### 1.2 冷负荷的构成:

冷负荷的大小可由下式确定

$$Q_g = Q_t + Q_b + Q_m + Q_a + Q_e + Q_q \quad (1-1)$$

其中,  $Q_t$ ——太阳辐射及太阳照射得热量, 单位为 W

$Q_b$ ——玻璃窗渗入量, 单位为 W

$Q_m$ ——人体散热量, 单位为 W

$Q_a$ ——室外空气漏入量, 单位为 W

$Q_e$ ——发动机室传入热量, 单位为 W

$Q_q$ ——其他仪器, 设备发热量, 单位为 W

卡车总体参数, 总体尺寸  $4945 \times 1863 \times 1970$  颜色为浅色,  
计算需要的各部分面积:

$$A_{\text{顶}} = 2.243\text{m}^2 \quad A_{\text{侧}} = 4.256\text{m}^2 \quad A_{\text{底}} = 3.512\text{m}^2 \quad A_{\text{侧窗}} = 1.7724\text{m}^2 \quad A_{\text{前玻璃}} = 1.8356\text{m}^2$$

$$A_{\text{窗}} = A_{\text{侧窗}} + A_{\text{前玻璃}} = 3.608\text{m}^2 \quad A_{\text{总面积}} = 6.4998$$

### 1.3 太阳辐射得热量 $Q_t$

$$Q_t = (I_G + I_S - I_V) \cdot F = \varepsilon \cdot (I_G + I_S) \cdot F \quad (1-2)$$

$$Q_t = [\alpha(t_m - t_0) + K(t_m - t_i)] \cdot F \quad (1-3)$$

其中  $\alpha = 1.163(4 + 12\sqrt{w_e}) = 51.15\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{k})$  取  $K = 4.8\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{k})$ ,  $\varepsilon = 0.4$ ,

$$I = I_G + I_S = 1040 \text{ w}/(\text{m}^2 \cdot \text{k})$$

$$\square Q_t = Q_i \text{ 可以得到 } t_m = \frac{\varepsilon I}{\alpha + K} + \frac{\alpha t_0 + K t_i}{\alpha + K} = 41.75^\circ \text{C} \quad (1-4)$$

将  $t_m$  带入 (1-3) 得到  $Q_t = 2704 \text{ W}$

#### 1.4 玻璃窗渗入热量 $Q_b$

$$Q_b = A \cdot K(t_b - t_i) + C \cdot A \cdot q_b \cdot u = 367.26 \quad (1-5)$$

其中  $A$ —玻璃窗面积

$K$ —玻璃窗传热系数 取  $K = 6.4 \text{ w}/(\text{m}^2 \cdot \text{k})$

$t_b$ —玻璃温度, 取室外温度

$t_i$ —车室内温度

$C$ —玻璃窗遮阳系数 取 0.06

$u$ —非单层玻璃校正系数 取 1.1

$q_b$ —通过单层玻璃的太阳辐射强度,  $q_b = \tau_G I_G + \tau_S I_S$  单位为  $\text{W}/\text{m}^2$

$\tau_G$ —透过窗玻璃的太阳直射透射率, 取 0.84

$\tau_S$ —透过窗玻璃的太阳散射透射率, 取 0.08

#### 1.5 人体散热量 $Q_m$

$$Q_m = 116 n n' = 412.96 \text{ W} \quad (1-6)$$

其中  $n$ —乘坐人数

$n'$ —修正系数, 取 0.89

#### 1.6 制冷量的确定

$$Q_g = (Q_t + Q_m + Q_b) / 0.6 = 5807 \text{ W} \quad (1-7)$$

考虑到实际情况  $Q_0 = Q_g \times 1.05 = 6097.39 \text{ W}$

#### 1.7 小结

由于汽车空调工作条件恶劣, 汽车围护结构蓄热能力较小, 以及要求汽车空调在短时间内降温或升温等特殊性的, 故汽车空调制冷容量大小选取一般都按照其的热量来计算, 这样选取的结果使汽车空调容量稍许偏大一点, 但也更安全可靠。



## 2. 热力计算

### 2.1 热力计算

已知工况条件：冷凝温度  $t_k = 63^\circ\text{C}$  蒸发温度  $t_0 = 0^\circ\text{C}$  过冷温度  $t_1 = 58^\circ\text{C}$  过热温度  $t_s = 10^\circ\text{C}$

#### 1. 查压焓图确定各工作点状态

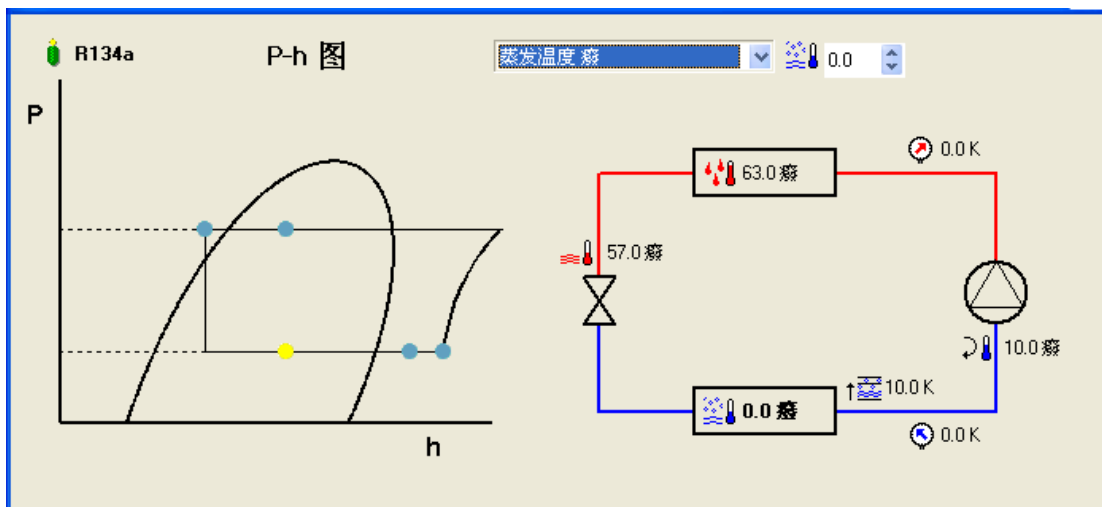


图 2.1 压焓图 1

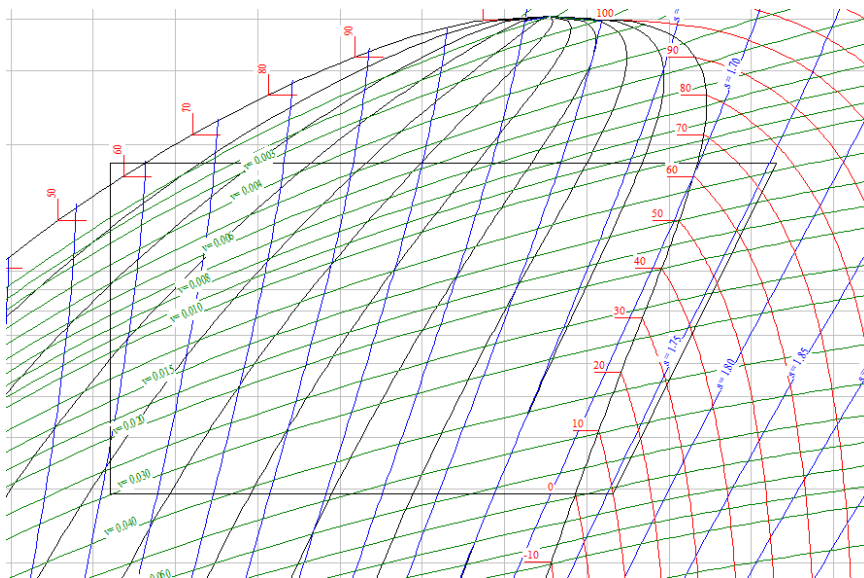


图 2.2 压焓图 2

$$2 \text{ 点的确定 } h_2 = \left( \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_i + h_1} \right) = 461.64 \text{ kJ/kg} \quad (2-1)$$

## 2. 计算各性能参数:

已有 R22 的压焓图查得以下各点状态

$$0 \text{ 点 } T_0=0^\circ\text{C} \quad P_0=2.85 \times 10^2 \text{kPa} \quad h_0=397.53 \text{kJ/kg} \quad x_0=1$$

$$1 \text{ 点 } T_1=10^\circ\text{C} \quad P_1=2.95 \times 10^2 \text{kPa} \quad h_1=406.37 \text{kJ/kg} \quad v_1=0.072 \text{m}^3/\text{kg}$$

$$2s \text{ 点 } T_{2s}=77.19^\circ\text{C} \quad P_{2s}=18.1 \times 10^2 \text{kPa} \quad h_{2s}=446.16 \text{kJ/kg} \quad v_{2s}=0.0119 \text{m}^3/\text{kg}$$

$$3 \text{ 点 } \quad P_3=18.1 \times 10^2 \text{kPa} \quad h_3=292.16 \text{kJ/kg}$$

$$4 \text{ 点 } T_4=57^\circ\text{C} \quad P_4=18.1 \times 10^2 \text{kPa} \quad h_4=284.05 \text{kJ/kg}$$

$$5 \text{ 点 } T_5=0^\circ\text{C} \quad P_5=2.89 \times 10^2 \text{kPa} \quad h_5=284.05 \text{kJ/kg} \quad x_5=0.425 \text{m}^3/\text{kg}$$

$$A. \text{ 单位制冷量 } q_0 = h_0 - h_4 = 397.53 - 284.05 = 113.48 \text{kJ/kg} \quad (2-2)$$

$$B. \text{ 单位容积制冷量 } q_v = \frac{q_0}{v_0} = 1576.11 \text{kJ/m}^3 \quad (2-3)$$

$$C. \text{ 单位理论功 } w_0 = h_{2s} - h_1 = 446.16 - 406.37 = 39.79 \text{kJ/kg} \quad (2-4)$$

$$D. \text{ 实际功 } w' = \frac{w_0}{\eta_i} = 55.27 \text{kJ/kg} \quad (2-5)$$

$$E. \text{ 单位冷凝热负荷 } q_k = h_2 - h_4 = 461.64 - 284.05 = 117.59 \text{kJ/kg} \quad (2-6)$$

$$F. \text{ 制冷剂流量 } q_m = \frac{Q_0}{q_0} = 6 / 113.48 = 0.0529 \text{kg/s} \quad (2-7)$$

$$G. \text{ 压缩机的理论功率 } P_0 = q_m w_0 = 2.104 \text{kW} \quad (2-8)$$

$$H. \text{ 压缩机的指示功率 } P_i = \frac{P_0}{\eta_i} = 2.923 \text{kW} \quad (2-9)$$

$$I. \text{ 实际制冷系数 } \varepsilon_s = \frac{Q_0}{P_i} = 2.05 \quad (2-10)$$

$$J. \text{ 冷凝热负荷 } Q_k = q_m q_k = 9.395 \text{kW} \quad (2-11)$$

取输气系数  $\lambda = 0.65$ ，从而得压缩机的排气量:

$$V_h = \frac{Q_0 v_1}{q_0 \cdot n \cdot \lambda} = 195.22 \text{cm}^3 / r \quad (2-12)$$

## 2.2 膨胀阀的选择

热力膨胀阀是一种节流装置，它是制冷系统中自动调节制冷剂流量的元件，广泛的应用于各种空调制冷系统中。热力膨胀阀的工作特性好坏直接影响整个制冷系统能否正常工作。

热力膨胀阀以蒸发器的过热度为信号，根据信号偏差来自动调节制冷系统的制冷剂流量，因此它是以发信器、调节器和执行器三位一体的自动调节器。具体的说热力膨胀阀有三个作用：

- 1 节流降压
- 2 自动调节制冷剂流量
- 3 控制制冷剂流量

系统制冷量  $Q_0=6.6\text{Kw}$ ，即  $6000/3300=1.818$  冷吨，故选用容量为 1.9 冷吨的膨胀阀。根据系统制冷量选用内平衡膨胀阀系列，型号为 CTV1.9N 的热力膨胀阀。其额定功率为 1.9RT。（具体见附表）

## 2.3 压缩机的选配



图 2.3 压缩机选型软件参数图

其中

计算 | 性能表 | 运行范围图 | 图纸 | 压缩机 | 打印/输出 | 技术参数 | 附件

质量流量 g/s

T <sub>c</sub> \ T <sub>s</sub>	-20.0	-15.0	-10.0	-5.0	0.0	5.0	7.0	10.0	12.5	15.0
30.0	23.4	29.5	36.5	44.8	54.2	65.0	69.5	77.0		
35.0	23.1	29.2	36.3	44.5	53.9	64.5	69.5	77.0	83.5	
40.0	22.8	28.9	36.0	44.2	53.6	64.5	69.0	76.5	83.0	90.0
45.0		28.5	35.7	43.9	53.3	64.0	68.5	76.0	83.0	90.0
50.0		28.1	35.2	43.5	52.9	63.5	68.5	75.5	82.5	89.5
55.0			34.7	42.9	52.3	63.0	67.5	75.0	82.0	89.0
60.0				42.3	51.7	62.4	67.0	74.5	81.0	88.0
65.0				41.5	50.9	61.6	66.5	73.5	80.5	87.5

单位: S. I.

图 2.4 压缩机质量流量参数

与实际计算基本符合  
 故选择谷轮牌压缩机，型号为 ZR61KCE-TF5

### 2.4 小结

热力计算系系统设计的基础以及必要步骤，在此过程中的数据很重要，对后面的设计及计算过程影响很大。



### 3. 管带式冷凝器设计计算

#### 3.1 确定冷凝器的热负荷及空气流量

由热力计算求得  $Q_k = 9.395\text{kw}$ ，取进出口温差  $\Delta t = 12^\circ\text{C}$ ，则空气流量  $V_a$  为：

$$V_a = \frac{Q_k}{\rho_a C_{p,a} \Delta t} = \frac{9395}{1.1243 \times 1.103 \times 12 \times 1000} \text{m}^3/\text{s} = 0.631 \text{m}^3/\text{s} \quad (3-1)$$

#### 3.2 结构初步规划：

选定冷凝器采用扁孔管数  $n_L = 8$  的矩形光管，管壁厚 0.6mm，管厚  $D = 5\text{mm}$ ，宽  $B = 54\text{mm}$ ，

矩形流道尺寸  $4.5 \times 3.8\text{mm}$ ，翅片采用  $\delta_f = 0.2\text{mm}$  厚的铝翅片，翅片间距

$P = 1.5\text{mm}$ ，翅片高度  $h = 16\text{mm}$ ，翅片为百叶窗结构，百叶窗节距  $1.75 \times 6\text{mm}$ ，百叶窗长度为  $13\text{mm}$ ，倾角为  $32^\circ$  取冷凝器的迎面风速  $W = 4.5\text{m/s}$ ，据此可以计算：翅片面积：

$$f_i = B \times h \times \frac{1.0}{p} \times 2 = 0.054 \times 0.016 \times \frac{1.0}{0.0015} \times 2 \text{m}^2/\text{m} = 1.152 \text{m}^2/\text{m} \quad (3-2)$$

管外壁面积：

$$f_o = 2B(1.0 - \frac{1.0}{p} \delta_i) = 2 \times 0.054 \times (1.0 \times \frac{1.0}{0.0015} \times 0.1) = 0.1009 \text{m}^2/\text{m} \quad (3-3)$$

管内壁面积：

$$f_i = n_L \times (a + b) \times 2 \times 1.0 = 8 \times (0.0045 + 0.0038) \times 2 \times 1.0 = 0.1328 \text{m}^2/\text{m} \quad (3-4)$$

管外壁总换热面积：

$$f_1 = f_o + f_i = 0.1009 + 1.152 \text{m}^2/\text{m} = 1.2529 \text{m}^2/\text{m} \quad (3-5)$$

#### 3.3 计算空气侧换热系数 $\alpha_o$ ：

$$\text{迎风比：} \lambda = \frac{A_{\min}}{A_f} = \frac{1.0 - \frac{1.0}{p} \times \delta_i}{1.0} = 0.933 \quad (3-6)$$

$$\text{最大风速：} V_{\max} = \frac{A_f}{A_{\min}} \cdot V_f = \frac{W}{\lambda} = \frac{4.5}{0.933} \text{m/s} = 4.823 \text{m/s} \quad (3-7)$$

$$\text{两叶片间流道当量水力直径为: } D_H = \frac{2hp}{h+p} = \frac{2 \times 16 \times 1.5}{16+1.5} = 2.74\text{mm} \quad (3-8)$$

进出口平均温度  $43^\circ\text{C}$  时各项状态参数为:

$$\text{空气运动粘度: } V_a = 17.23 \times 10^{-6} \text{m}^2 / \text{s}$$

$$\text{热导率: } \lambda_a = 0.0278 \text{w}/(\text{m} \cdot \text{k})$$

$$\text{密度: } \rho_a = 1.120 \text{kg} / \text{m}^3$$

$$\text{空气普朗特数: } \text{Pr} = 0.7$$

$$\text{特征尺寸取百叶窗叶片间距: } L_p = 1.75\text{mm}$$

$$\text{Re}_{L_p} = \frac{V_{\max} L_p}{V_a} = \frac{4.823 \times 1.75 \times 10^{-3}}{17.23 \times 10^{-6}} = 489.86 \quad (3-9)$$

$$j = 0.291 \text{Re}_{L_p}^{-0.589} \left( \frac{f_t}{f_o} \right)^{0.438} = 0.0228 \quad (3-10)$$

$$\text{谢努尔数: } \text{Nu} = j \text{Re}_{L_p} \text{Pr}^{-1/3} = 0.0228 \times 489.86 \times 0.7^{-1/3} = 12.58 \quad (3-11)$$

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda_a}{l} = \frac{12.58 \times 0.0278}{1.75 \times 10^{-3}} \text{w}/(\text{m}^2 \cdot \text{k}) = 199.85 \text{w}/(\text{m}^2 \cdot \text{k}) \quad (3-12)$$

### 3.4 计算管内侧冷凝换热系数:

冷凝温度为  $63^\circ\text{C}$  时 R134a 的物性为:

$$\text{饱和压力为: } 1.798\text{MPa}$$

$$\text{比容: } v' = 0.9635 \times 10^{-3} \text{m}^3 / \text{kg} \quad v'' = 0.01664 \text{m}^3 / \text{kg}$$

$$\text{比热: } C' = 1.593 \text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{k}) \quad C'' = 1.48 \text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{k})$$

$$\text{比焓: } h' = 292.18 \text{kJ} / \text{kg} \quad h'' = 427.35 \text{kJ} / \text{kg}$$

$$\text{粘度: } \mu' = 113.877 \times 10^{-6} \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad \mu'' = 13.486 \times 10^{-6} \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{热导率: } \lambda' = 64.8 \times 10^{-3} \text{w}/(\text{m} \cdot \text{k}) \quad \lambda'' = 18.8 \times 10^{-3} \text{w}/(\text{m} \cdot \text{k})$$

$$\bar{\rho} = \left( \frac{1}{v'} + \frac{1}{v''} \right) / 2 = 549 \text{kg} / \text{m}^3$$

$$\bar{\lambda} = (\lambda' + \lambda'') / 2 = 41.8 \times 10^{-3} \text{w}/(\text{m} \cdot \text{k})$$

$$\bar{V} = \frac{\bar{\mu}}{\rho} = 1.16 \times 10^{-7}$$

平均扩散率:

$$\bar{a} = \frac{\bar{\lambda}}{(c_p \cdot \rho)} = 41.8 \times 10^{-3} / [(1593 + 1480) \times 549 / 2] = 4.95 \times 10^{-8} \quad (3-13)$$

$$\overline{\text{Pr}} = \frac{\bar{V}}{\bar{a}} = 1.16 \times 10^{-7} / 4.95 \times 10^{-8} = 2.34 \quad (3-14)$$

则制冷剂平均流速为:

$$\overline{V}_{\text{冷}} = M / (\rho \cdot A) = M \cdot \rho \cdot n_L \cdot a \cdot b$$

$$\overline{V}_{\text{冷}} = M / (\rho \cdot A) = 0.0529 / (549 \times 8 \times 4.5 \times 3.8 \times 10^{-3}) = 0.651 \text{ m/s} \quad (3-15)$$

M 为每流程制冷剂流量单位 g/s

当量直径:

$$D_c = \frac{2ab}{a+b} = \frac{2 \times 4.5 \times 3.8}{4.5 + 3.8} = 4.12 \text{ mm} \quad (3-16)$$

$$\text{Re} = \overline{V}_{\text{冷}} \cdot D_c / \bar{V} = 0.651 \times 0.00412 / (1.16 \times 10^{-7}) = 23121.7 \quad (3-17)$$

管内制冷剂换热的谢努尔数:

$$\text{Nu}_i = 0.023 \times \text{Re}^{0.8} \times \text{Pr}^{0.3} = 0.023 \times 23121.7^{0.8} \times 2.34^{0.3} = 91.9832 \quad (3-18)$$

$$\alpha = \text{Nu}_i \cdot \lambda / D_c = 91.9832 \times 0.0418 / 0.00412 = 933.23 \text{ w}/(\text{m}^2 \cdot \text{k}) \quad (3-19)$$

### 3.5 计算总传热系数及传热面积:

取污垢系数  $r_i = 0, r_o = 0.0001$ , 单位为:  $(\text{m}^2 \cdot \text{k} / \text{w})$

则总的传热系数  $k_0$  为:

$$k_0 = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_i} + r_i\right) \frac{f_1}{f_i} + \frac{\delta_t}{\lambda} \cdot \frac{f_i}{f_m} + r_o + \frac{1}{\alpha_o}} = 65.7 \text{ w}/(\text{m}^2 \cdot \text{k}) \quad (3-20)$$

$$\text{平均传热温差 } \Delta t_m = \frac{\Delta t}{\ln \frac{t_K - t_{\text{进}}}{t_K - t_{\text{出}}}} = \frac{12}{\ln \frac{63 - 35}{63 - 47}} = 21.44^\circ \text{C} \quad (3-21)$$

$$\text{所需传热面积: } F_i = \frac{Q_K}{k_0 \Delta t_m} = \frac{9395}{65.7 \times 21.44} \text{ m}^2 = 6.67 \text{ m}^2 \quad (3-22)$$



以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：

<https://d.book118.com/275021223014012010>