

合肥工业大学

毕业设计（论文）任务书

（2008 届）

设计（论文）题目 奥迪 A6 型轿车空调系统设计

学 院 名 称 机 械 与 汽 车 工 程 学 院

专 业 （ 班 级 ） 热 能 与 动 力 工 程—2 班

姓 名 （ 学 号 ） 马 然

指 导 教 师 江 斌

系（教研室）负责人 王 铁 军

目录

中文摘要	3
英文摘要	4
1 前言	5
2 冷负荷计算	6
2.1 轿车的面积参数	7
2.2 制冷系统的设计计算	7
2.3 轿车各部分的热负荷计算	7
3 热力计算	12
3.1 工况及状态参数的确定	12
3.2 计算性能指标	13
3.3 选择压缩机	14
3.4 膨胀阀的选择	14
4 冷凝器设计	14
5 蒸发器设计	20
6 辅助部件	30
7 气流组织分析	32
8 空调系统的布置	35
9 谢辞	36
10 参考文献	37

奥迪 A6 型轿车空调系统设计

摘要： 本文主要针对小汽车空调系统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。根据以上特点，在设计过程中应逐一渗透，全面考虑。

该设计是为奥迪 A6 这款轿车配备空调系统，由于对车内温度精度的要求较高，为了减少噪音，选择了摇板式变排量压缩机，冷凝器采用换热效果较好的管带式冷凝器，这样就减少了换热面积，使整个空调系统显得更加的紧凑，蒸发器采用的是翅片管式结构，制造简单，应用范围比较广，热力膨胀阀节流，由于其没有运动部件，减少了噪音。通过对空调系统各个主要部件的选配，达到系统的优化，提高了系统的性能。

关键词： 轿车空调系统 管带式冷凝器 压缩机 管片式蒸发器

Abstract: This text aimed at the Car air condition to proceed the design step of the normal regulations .Car air condition is an important branch of the air condition, have its 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.

The air-conditioning system is designed for the car of type AUDI A6 .The scroll compressor is chosen in order to reduce noises , only in this way can we meet the high-quality requirements . A new type of belt and tube condenser ,the condenser which is excellent in heat-exchanging is used to make the whole system seem more small. The alar-tube evaporator and thermal expansion valve is used .Noises can be reduced because the valve has fewer motion parts. In this design, through choosing the main parts of the air-conditioning system ,the system has been optimized .

Kay words: **car** air conditioning system belt and tube condenser compressor
alar-tube evaporator

1. 前言

空气调节，广义的讨论即是一年四季保持室内的空气温度、湿度、空气流速、洁净度、噪声以及余压等在热舒适的标准范围的技术。空气调节可分为生产工艺性的空气调节和舒适性的空气调节。无疑，汽车空调是舒适性的空气调节。汽车空调是空气调节工程的一个重要分支。它是对汽车室内或驾驶室内空气的质量和数量，为了达到热舒适的标准而进行调节的装置。

汽车空调的普及，不仅仅是人们生活水平提高及豪华的标志，而且是提高汽车竞争能力的重要手段之一。随着汽车工业的发展和人民物质文明水平的提高，人们对汽车的舒适性、可靠性、安全性的要求越来越高。汽车工业是支柱产业，发展汽车工业的同时，如不顾及汽车空调的开发、研究，那么我国汽车工业将缺乏竞争力。

汽车空调装置，比普通空调装置使用的条件要苛刻的多。汽车室外气候环境变化急剧，变化幅度又大；车内的空间是有限的狭小容积，因此乘员占空间比大；尤其是汽车行使速度的变化是偶然的，车速变化引起压缩机主轴速度的变化，这种偶然性使空调系统变工况运行中更加复杂和难以控制。根据汽车空调的特点，要求空调装置具有快速制冷和低速空调性能。

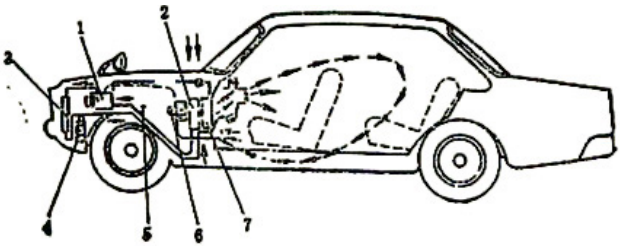
我国现有主要汽车空调生产厂家20多家，其中绝大部分是引进国外技术生产线和生产设备，还有一些是中外合资企业，国内汽车空调技术的研究和开发与国外的差距正在逐渐减小。当前，从市场需求方面看，汽车空调装置应进一步降低成本，提高燃油经济性；从车身制造方面看，随着车厢地板的降低以及车辆向大型化、高级化发展、需进一步提高汽车空调各组成装置的紧凑性和效率；从乘客和驾驶员方面看，车内温度要合理分布，设备操作要简便，空调装置应向四季型方向发展。

早期的汽车空调系统,其进出风系统,冷气系统和暖气系统彼此间相互独立,因而它们的控制系统也自成一体,且汽车空调都是手动控制,仅凭人的感觉来调节开关,因而温度、湿度及风量很难控制。近年来,随着电子计算机的普及并逐步应用到汽车空调系统,使得空调系统的控制效果日趋完善,空调设备的性能也越来越高。运用这种空调系统能进行全天候的空气调节,集制冷、采暖、通风于一体,在人为设定的最佳温度、湿度及风量下,该系统可根据车室内人员数量及其他情况的变化进行多档位、多模式的微调,从而达到设定的最佳值,使车内始终保持舒适的人工气候环境。同时还可以进行故障自动诊断和数字显示,缩短检修和准备时间。

要进一步降低空调装置的重量和外形尺寸,必须提高各组成部分的结构紧凑性和效率。为此各国正致力于改进各部件的结构,完善各个部件的制造工艺,改进空调装置的布局,提高空调装置的性能。

在压缩机方面,以往的空调系统多采用斜盘式压缩机,这种压缩机制冷能力相对较低,性能系数和容积效率也相对较小。为了提高压缩机性能,现已开发使用了制冷效率高的涡旋式压缩机。在冷凝器和蒸发器方面,管片式换热器已逐渐被管带式换热器取代,而目前散热性能更佳、结构更为紧凑的平行流冷凝器和层叠式蒸发器又有取代管带式换热器的趋势。在制冷管路方面,进行优化设计使管路结构更为合理,并在管路上安装和装配防振橡胶块以防共振等。

轿车空调一般采取的是直连式驱动,其基本结构形式如图:



轿车空调系统和车内气流图

1—压缩机 2—蒸发器 3—冷凝器 4—储液器 5—主发动机 6—风机 7—加热器

本设计选择的是奥迪A6型的轿车,拟从这款车的尺寸、隔热材料、通风等方面严格计算其热负荷。在此基础上,确定制冷量并选择压缩机、设计两器和其他辅助设备。

2. 冷负荷计算

汽车空调室内,维持一定温度的空气参数的舒适环境,在内外热量的作用下,即某一时刻进入车室内的热量称为在该时刻内的得热量。

汽车空调室内的得热量，主要由太阳辐射热量、室内外温差引起的经车身壳体、隔层等传入的热量、人体散热量、车内和发动机等设备散发出热量、以及门窗缝隙、密封不严、换气通风等传入的热量而构成的。为了消除室内多余热量以维持温度恒定所需要向室内供应的冷量，称为冷负荷。

下面就来计算轿车在夏季工况下的冷负

2.1 轿车的面积参数：

所选车的长是 4.888m，宽 1.863m，高 1.475m
通过实地测量可以得出车顶，车侧壁，发动机室，车底，车窗，行李箱的面积如下：

$$A_{\text{顶}} = 1.15 \times 2.82 \text{ m}^2 = 3.243 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{侧}} = 3.088 \times 1.175 \times 2 \text{ m}^2 = 7.2568 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{发动机}} = 1.28 \times 1.18 \text{ m}^2 = 1.5104 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{底}} = 1.863 \times 4.888 \text{ m}^2 - A_{\text{发动机}} = 7.5959 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{侧窗}} = \frac{0.30}{2} \times (2.82 + 3.088) \times 2 \text{ m}^2 = 1.7724 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{前后玻璃}} = 1.863 \times 0.60 \times 2 \text{ m}^2 = 2.2356 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{窗}} = A_{\text{侧窗}} + A_{\text{前后窗}} = (1.7724 + 2.2356) \text{ m}^2 = 4.008 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{行李箱}} = 2.840 \text{ m}^2$$

2.2. 制冷系统的设计参数：

车身颜色为黑色，室外温度为 $t_o=35^\circ\text{C}$ ，相对湿度为 60%，室内温度 $t_i=27^\circ\text{C}$ ，相对湿度为 55%，轿车正常行驶速度 $W_e=40\text{km/h}$ ，压缩机正常转速 $n=1800\text{r/min}$ 。

2.3. 轿车的各个部分的热负荷计算

空调车室内的壁面一般由外板、隔热层、内饰板组成，车身壁 可以认为是均匀壁面，故可以按大平板传热模型计算。

2. 3. 1 辐射及太阳照射的得热量

太阳照射得热,由于车身表面照射得热后温度升高,温差作用下传递到车室,因此可将太阳辐射强度化成相当的温度形式,与室外空气温度叠加在一起,组成太阳照射表面的综合温度 t_m 。用这一综合温度表示外界条件来进行围护结构传热计算是一个通用方法。

1. 太阳直射辐射

水平面上的直射辐射强度 $I_{G1}=1000 \text{ w/ m}^2$, 竖直面上的直射强度 $I_{G2}=145 \text{ w/ m}^2$

2. 太阳散射辐射

一般 I_s 取 35—50, 所以取 $I_s=40 \text{ w/ m}^2$

3. 车外空气综合温度

$$\begin{aligned}\alpha &= 1.163 \times (4 + 12\sqrt{w_e}) \\ &= 1.163 \times (4 + 12\sqrt{11.11}) \\ &= 51.15 \text{ w/(m}^2 \cdot \text{k)}\end{aligned}$$

$$\text{则 } t_m = t_0 + \frac{\rho I}{\alpha} - \frac{\varepsilon \Delta R}{\alpha}$$

ΔR 值可近似取用: 夏季 水平面 $\frac{\varepsilon \Delta R}{\alpha} = 3.5 \sim 4^\circ \text{C}$

垂直面 $\Delta R = 0^\circ \text{C}$

$$\text{对于车顶 } t_{m\text{顶}} = 35 + \frac{0.9 \times (1000 + 40)}{51.15} = 49.8^\circ \text{C}$$

其中 $\rho = 0.9$

$$\text{对于车侧 } t_{m\text{侧}} = 35 + \frac{0.9 \times (145 + 40)}{51.15} = 38.26^\circ \text{C}$$

$$\text{对于车底 } t_{m\text{底}} = 35 + 2 = 37^\circ \text{C}$$

当车速为 40 km / h 时, 传热系数 K 一般取 $2.326 \sim 3.489 \text{ W / (m}^2 \times ^\circ \text{C)}$

所以 K 取 $3.2 \text{ W / (m}^2 \times ^\circ \text{C)}$

所以各个部分的得热量分别为:

$$\begin{aligned}Q_{\text{顶}} &= KA_{\text{顶}}(t_{m\text{顶}} - t_i) \\ &= 3.2 \times 3.423 \times (49.8 - 27) \\ &= 249.74 \text{ W}\end{aligned}$$

$$Q_{\text{侧}} = KA_{\text{侧}}(t_{m\text{侧}} - t_i)$$

$$=3.2 \times 7.2568 \times (38.26 - 27)$$

$$=261.48 \text{ W}$$

$$Q_{\text{底}} = KA_{\text{底}} \times (t_{\text{m底}} - t_i)$$

$$=3.2 \times 7.2586 \times (37 - 27)$$

$$=243.07 \text{ W}$$

$$\text{则 } Q_b = Q_{\text{顶}} + Q_{\text{侧}} + Q_{\text{底}}$$

$$=249.74 + 261.48 + 243.07$$

$$=754.29 \text{ W}$$

2.3.2 玻璃窗渗入热量 Q_g

太阳辐射通过玻璃窗时，可简化为一部分被玻璃吸收，从而提高玻璃本身温度，然后通过温差传热将热量传入室内，还有大部分辐射热将通过玻璃直接射入室内。

因此，玻璃窗的渗入热量是由温差传热和辐射传热两部分组成，其表达式为：

$$Q_g = Q_{g1} + Q_{g2}$$

1.由车内温差而传入的热量

$$Q_{g1} = K \times A_{\text{玻}} \times (t_0 - t_i)$$

式中 $K_{\text{玻}}$ 为玻璃的传热系数 取为 $5.5 \text{ W} / (\text{m}^2 \times \text{K})$

$A_{\text{玻}}$ 为玻璃窗的面积 单位为 m^2

$$\text{则 } Q_{g1} = 5.5 \times 4.008 \times (35 - 27)$$

$$=176.35 \text{ W}$$

2.由于太阳辐射通过太阳玻璃传入的热量

$$Q_{g2} = (\eta u + \rho \times \frac{\alpha_i}{\alpha_0} \times u) C$$

式中 C 为玻璃窗的遮阳系数 取为 1

$$q_b = \tau_c I_c + \tau_s I_s \quad \text{W} / \text{m}^2$$

τ_c 为透过窗户的太阳直射的透射率，%

τ_s 为透过窗户天空散射的透射率，%。

透入系数为 0.84

$$Q_{g2} = (0.8862 \times 145 + 1.1178 \times 900) + 2.004 \times 40$$

$$=1214.68 \text{ W}$$

$$Q_g = 1214.68 + 176.35 = 1391.06 \text{ W}$$

2.3.3 人体散发的热量

人体散热与性别、年龄、衣着、劳动强度以及环境条件等多种因素有关。在人体散热的热量中，对流成分占 20%，辐射成分占 40%，其余 40% 则为潜热。潜热、对流热量、辐射热可认为是瞬时冷负荷。

从性别上看，女子总散热量约为男子的 85%，儿童则约为 75%。既然人体散热与性别、年龄有关，则在人员群集的场所就有不同比例的成年男子、女子、儿童数量。为了计算的方便，可以成年男子为基础，乘以考虑了各类人员组成比例的系数，称群集系数。于是人体散热可写成经验公式如下：

$$Q_p = 116 \times n \times n'$$

式中 Q_p 为车室内人体散热量， W ；

n 为车室内人员数 $n=4$

n' 为群集系数，取 0.89

116 是男性成人乘员小时发热量，以 W 计

$$Q_p = 116 \times 4 \times 0.89 = 412.96W$$

2.3.4 室外空气热 Q_a

室外空气进入车室内主要由两种来源，即新风量和泄漏风量。新风是指满足车室内的一定的卫生标准，按人体呼吸需要量及降低 CO_2 等有害气体浓度时的需要量而输入新鲜空气进入车室内。新鲜空气量还应考虑室内吸烟和除臭气等应增加的量。新鲜空气量也应顾及局部排风和造成室内正压所需的量。空气总引入量必须大于同一室内的抽风量，方能保持室内压力略大于室外压力，避免空气不通过空调装置而直接进入车室，以致影响室内温度和湿度。不保持室内正压，不仅室外空气会渗入车室，而且排出热空气也会通过回风道进入空调装置，增加热负荷。

$$Q_a = Q_{a1} + Q_{a2}$$

1. 室外空气进入室内，会带进热量

$$Q_{a1} = G_1 \times \rho \times (h_0 - h_i)$$

$$G_1 = G_0 \times n$$

式中 G_1 按人体卫生标准需要的空气量

G_0 为 $11\text{m}^3/(\text{人}\cdot\text{小时})$, $n=4$

ρ 为空气密度 取为 1.146 kg/m^3

h_0 室外空气焓, h_i 室内空气焓

所以 $Q_{a1} = 11 \times 4 \times 1.146 \times (90 - 59) \times 1000 / 3600 = 434.21\text{ W}$

2. 漏入空气量, 即泄漏风量, 它是由门缝不严而泄进车室内的

$$Q_{a2} = G_2 \times \rho \times (h_0 - h_i)$$

$$G_2 = G_n \times S$$

$$= 2 \times (0.8 + 0.2 \times 2) \times 4$$

$$= 14.4\text{ W}$$

$$Q_{a2} = 14.4 \times 1.146 \times (90 - 59) \times 1000 / 3600$$

$$= 142.1\text{ W}$$

则 $Q_a = 434.21 + 142.1 = 576.31\text{ W}$

2.3.5 发动机室传热 Q_e

$$Q_e = K \times F \times (t_f - t_i)$$

式中 $F = 1.5104\text{m}^2$

发动机室温度比室外空气温度高 20°C $t_f = t_0 + 20$

K 取 $4\text{ W}/(\text{m}^2 \times \text{K})$

$$Q_e = 11 \times 1.5104 \times (55 - 27) = 169.2\text{ W}$$

2.3.6 仪器、设备、照明热 Q_s

仪器、设备、照明等主要是在车室内以散热的形式传热。这类得热不需要按换热公式进行计算, 可依据这些热源的额定功率, 机器设备的效率, 使用周期, 负荷系数等因素而确定。

因其所占份额较小, 故忽略不计

则所计算得热量

$$Q_t = 754.29 + 1391.03 + 412.96 + 576.31 + 169.2 = 3231.89\text{ W}$$

其中 Q_b 占得热量的 23.3%, Q_g 占得热量的 43%, Q_p 占得热量的

12.8%， Q_0 占得热量的 5.2%。

2.3.7 湿负荷的计算

主要为人体的散湿，按成年男子记每小时的散热量为 61 g / h

$$W = 61 \times 4 = 244 = 0.0678 \text{ K g / s}$$

2.3.8 确定送风量

1. 求热湿比

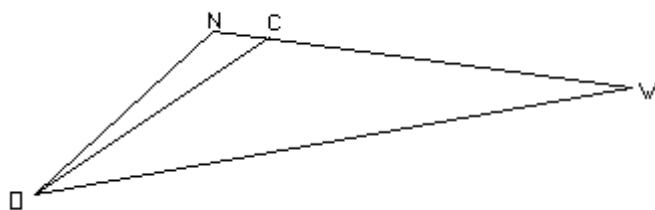
$$\phi = \frac{3231.89}{0.0678} = 47668$$

2. 在 i - d 图上确定送风状态点 N，通过该点画 $\phi = 47668$ 的过程线，取平均送风温差 $\Delta t_0 = 8^\circ\text{C}$ ，则送风温度为 $t_0 = 27 - 8 = 19^\circ\text{C}$ ，得送风点 O。

在 i - d 图上查的：

$$i_0 = 50 \text{ KJ/K g} \quad d_0 = 12.1 \text{ g / K g}$$

$$i_N = 59 \text{ KJ/K g} \quad d_N = 12.5 \text{ g / K g}$$



$$\text{送风量 } G = \frac{Q}{i_N - i_O} = \frac{3231.89}{59 - 50} = 0.359 \text{ g / s}$$

取新风比为 0.05 定出 C 点

$$i_c = 60.55 \text{ KJ/K g} \quad d_c = 12.7 \text{ g / K g}$$

3. 空调系统所需的制冷量

$$\begin{aligned} Q_0 &= \frac{G}{i_c - i_o} \\ &= 0.359 \times (60.55 - 50) \\ &= 3.79 \text{ KW} \end{aligned}$$

3. 热力计算

3.1. 工况及状态参数的确定

制冷工质为 R134a

冷凝温度 $t_k = 63^\circ\text{C}$

过冷度 $t_0 = 5^\circ\text{C}$

蒸发温度 $t_0 = 0^\circ\text{C}$

过热度 $t_s = 10^\circ\text{C}$

制冷工质在系统中的循环图为：

0 点： $t_0 = 0^\circ\text{C}$ $P_0 = 285\text{Pa}$ $h_0 = 397.53\text{ KJ/Kg}$

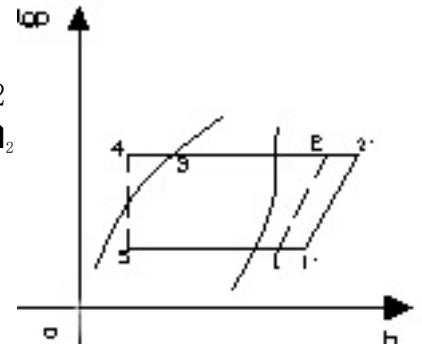
1 点： $t_1 = 10^\circ\text{C}$ $P_1 = 295\text{Pa}$ $h_1 = 406.37\text{ KJ/Kg}$ $\square_1 = 0.072$

2_s 点： $t_{2s} = 77.19^\circ\text{C}$ $P_{2s} = 1810\text{Pa}$ $h_{2s} = 446.16\text{ KJ/Kg}$ $\square_{2s} = 0.072$

3 点： $t_3 = 63^\circ\text{C}$ $P_3 = 1810\text{Pa}$ $h_3 = 292.16\text{ KJ/Kg}$

4 点： $t_4 = 58^\circ\text{C}$ $P_4 = 1810\text{Pa}$ $h_4 = 284.05\text{ KJ/Kg}$

5 点： $t_5 = 0^\circ\text{C}$ $P_5 = 295\text{Pa}$ $h_5 = 284.05\text{ KJ/Kg}$



3.2. 计算性能指标

单位制冷量 $q_0 = h_0 - h_4 = 113.48\text{ KJ/Kg}$

单位理论功 $w_0 = h_{2s} - h_1 = 39.79\text{ KJ/Kg}$

实际功 $w = \frac{37.79}{0.75} = 53.05\text{ kJ/kg}$

单位冷凝负荷 $q_k = h_2 - h_4$

$$\frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \eta_s$$

$$\begin{aligned} \text{则 } h_2 &= h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_s} \\ &= \frac{446.16 - 406.37}{0.75} + 406.37 = 459.42\text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

则 $q_k = 459.42 - 284.05 = 175.37\text{ kJ/kg}$

制冷剂的循环流量 $q_m = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{3.79}{113.48} = 0.0334\text{ kg/s}$

压缩机理论功率 $P_0 = q_m \times w_0 = 0.0334 \times 39.79 = 1.33\text{ KW}$

压缩机的指示功率 $P_i = \frac{P_0}{\eta_s} = \frac{1.33}{0.75} = 1.77\text{ KW}$

制冷系数 $\varepsilon = \frac{q_0}{w_0} = \frac{113.48}{53.05} = 2.14$

冷凝器的热负荷 $Q_k = q_m \times q_k = 0.0334 \times 175.37 = 5.86\text{ KW}$

压缩功

$$W = q_m \times w = 0.0334 \times 53.05 = 17771.9 \text{ KW}$$

3.3 选择压缩机

取输气系数 $\phi = 0.7$ ，从而压缩机的排量可得：

$$\begin{aligned} V_h &= \frac{Q_0}{q_0 / \nu_1 n \lambda} \\ &= \frac{3.79}{0.1134 / 0.072 \times 1800 \times 0.7} = 114.52 \text{ Cm}^3/\text{r} \end{aligned}$$

根据排量可选择日本三电公司生产的压缩机 SD7V16 其排量 $V_h = 122.8 > 114.52$ ，该压缩机的制冷量为 $4.06 \text{ KW} > Q_0$ ，故所选压缩机满足要求

3.4 膨胀阀的选择

系统制冷量 $Q_0 = 3.79 \text{ KW}$ ，即每分钟流过的制冷剂为 $0.0334 \times 60 = 2.004 \text{ kg}$ ，故选用容量为 1.5 冷吨的膨胀阀。根据制冷量 $Q_0 = \frac{3.79}{1.163} = 3258.8 \text{ Kca/h} < 6000 \text{ Kca/h}$ ，故选用内平衡式热力膨胀阀。根据系统制冷量选用丹佛斯膨胀阀系列，型号为 TN-2.5 的热力膨胀阀。

4. 冷凝器的设计

4.1 冷凝器热负荷的确定

$$Q_k = q_m \times q_k = 0.0334 \times 175.37 = 5.86 \text{ KW}$$

$$\begin{aligned} \text{进出口温差为 } 8^\circ\text{C}，\text{ 则空气流量 } V_a &= \frac{Q_k}{\rho_a C_{pa} (t_a - t_{ai})} \\ &= \frac{5.86}{1.1243 \times 1.103 \times 8 \times 1000} \\ &= 0.5907 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

4.2 冷凝器结构的初步规划及有关参数

选用冷凝器采用扁孔数 $n_L = 4$ 的矩形光管，管壁厚为 0.6 mm ，管厚 D_b

=5mm，宽 $B_1=25\text{mm}$ ，矩形流道尺寸 $4.5\times 3.8\text{mm}$ ，翅片采用 $\Phi_t=0.1\text{mm}$ 厚铝翅片，翅片间距 $P=1.5\text{mm}$ ，翅片高度为 $h=16\text{mm}$ ，翅片为百叶窗结构，节距为 $1.75\text{mm}\times 6\text{mm}$ ，百叶窗长度为 13mm ，倾角为 32°C ，取冷凝器迎面风速 $v_f=4.5\text{m/s}$ 。

据此可以计算：

$$\begin{aligned}\text{翅片面积: } f_f &= B_1 \times h \times \frac{1.0}{P} \times 2 \\ &= 0.025 \times 0.016 \times \frac{1.0}{1.5 \times 10^{-3}} \times 2 \\ &= 0.533 \text{m}^2 / \text{m}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{管外壁面积: } f_0 &= 2 \times B_1 \times (1.0 - \frac{1.0}{P} \times \Omega_t) \\ &= 2 \times 0.025 \times (1.0 - \frac{1.0}{1.5} \times 0.1) \\ &= 0.0467 \text{m}^2 / \text{m}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{管内壁面积: } f_i &= n_l \times (a + b) \times 2 \times 1.0 \\ &= 4 \times (0.0045 + 0.0038) \times 2 \times 1.0 \\ &= 0.0664 \text{m}^2 / \text{m}\end{aligned}$$

$$\text{管外总换热面积: } f_t = f_0 + f_f = 0.0467 + 0.533 = 0.5797 \text{m}^2 / \text{m}$$

4.3 计算空气侧的换热系数 α_0

$$\begin{aligned}\text{迎风比 } \lambda &= \frac{A_{\min}}{A_f} \\ &= \frac{1.0 - \frac{1.0}{P} \times \sigma_t}{1.0} \\ &= \frac{1.0 - \frac{1.0}{1.5} \times 0.1}{1.0} \\ &= 0.93\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{最大风速 } V_{\max} &= \frac{A_f}{A_{\min}} \times V_f \\ &= \frac{4.5}{0.933} \\ &= 4.823 \text{m/s}\end{aligned}$$

两叶片间流道当量水力直径为：

$$D_h = \frac{2hp}{h+p}$$

$$= \frac{2 \times 16 \times 1.5}{16 + 1.5}$$

$$= 2.743 \text{ m m}$$

进出口空气平均温度为 39°C

空气运动粘度 $\nu_a = 16.86 \times 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$

热导率 $\lambda_a = 0.0275 \text{ W} / (\text{m} / \text{K})$

密度 $\rho_a = 1.1243 \text{ kg} / \text{m}^3$

空气普朗特数 $Pr = 0.7$ 特征尺寸取百叶窗间距 $L_p = 1.75 \text{ m m}$

$$Re_{l,p} = V_{\max} \times L_p \times \rho_a$$

$$= 4.823 \times 1.75 \times 10^{-3} / 16.86 \times 10^{-6}$$

$$= 500.6$$

$$j = 0.291 \times Re_{l,p}^{-0.589} \left(\frac{F_t}{F_0} \right)^{0.438}$$

$$= 0.291 \times 500.6^{-0.589} \left(\frac{0.5797}{0.0467} \right)^{0.438}$$

$$= 0.0225$$

努谢尔数: $Nu = j Re_{l,p} Pr^{(1/3)}$

$$= 0.0225 \times 500.6 \times 0.7^{(1/3)}$$

$$= 12.685$$

$$a_0 = \frac{Nu \lambda}{l} = \frac{12.685 \times 0.0275}{1.75 \times 10^{-3}}$$

$$= 199.34 \text{ W} / (\text{m}^2 \times \text{K})$$

4.4 计算管内侧冷凝换热系数

冷凝温度为 63°C , R_{134a} 的物性:

饱和压力 1.7981 M p a

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

比热 $c' = 1.593 \text{ KJ} / \text{kg}$ $c'' = 1.48 \text{ KJ} / (\text{kg} \times \text{K})$

比焓 $h' = 292.18 \text{ KJ} / \text{kg}$ $h'' = 427.35 \text{ KJ} / \text{kg}$

粘度 $\eta' = 113.877 \times 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$ $\eta'' = 13.486 \times 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$

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

$$\rho = \frac{\frac{1}{\rho'} + \frac{1}{\rho''}}{2}$$

$$= 548.99 \text{ kg/m}^3$$

$$\lambda = \frac{\lambda' + \lambda''}{2} = \frac{64.8 \times 10^{-3} + 18.8 \times 10^{-3}}{2}$$

$$= 41.8 \times 10^{-3}$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{\frac{113.877 \times 10^{-6} + 13.486 \times 10^{-6}}{2}}{548.99}$$

$$= 1.16 \times 10^{-7}$$

平均热扩散率:

$$a = \frac{\lambda}{C_p \times \rho} = \frac{41.8 \times 10^{-3}}{\frac{1593 + 1480}{2} \times 548.99}$$

$$= 4.96 \times 10^{-8}$$

$$\text{Pr} = \nu / a = 2.34$$

制冷剂为单流程，制冷剂流速为

$$\nu_{\text{流}} = \frac{M}{\rho A} = \frac{M}{\rho n_l a b} = \frac{0.0334}{4.5 \times 10^{-3} \times 3.8 \times 10^{-3} \times 4 \times 548.99}$$

$$= 0.8895 \text{ m / s}$$

当量直径

$$a_c = \frac{2ab}{a+b}$$

$$= \frac{2 \times 4.5 \times 3.8}{4.5 + 3.8}$$

$$= 4.12 \text{ mm}$$

$$\text{Re} = \frac{\nu \times d_c}{\nu} = \frac{0.8895 \times 4.12 \times 10^{-3}}{1.16 \times 10^{-7}}$$

管内制冷剂换热的努尔数

$$\text{Nu} = 0.023 \times \text{Re}^{0.8} \times \text{Pr}^{0.3}$$

$$= 0.023 \times (3.16 \times 10^4)^{0.8} \times 2.34^{0.3}$$

$$= 118.10$$

$$\alpha_i = \frac{N_u \lambda}{d_c} = \frac{118.10 \times 41.8 \times 10^{-3}}{4.12 \times 10^{-3}}$$

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/636035010052011005>