

客车空调设计与气流组织分析

朱 晓 飞

(合肥工业大学制冷与低温工程 安徽 230009)

摘要: 本次设计主要是为安源股份实业有限公司生产的安源金龙PK6105CD (42座) 长途旅游客车空调系统的设计。首先, 对客车空调以及客车空调在国内的发展情况进行了简单的调查介绍; 其次就各种形式的空调的特点进行分析比较, 从而决定本车的设计采用独立式空调, 两器顶置; 接着分析计算了客车的热负荷, 对蒸发器冷凝器进行设计并且为了设计的方便准确编写了两器计算机设计辅助程序; 然后就车室内进行气流组织分析, 在此我发现简单的分析计算只能定性的说明车内气流流向, 无法准确得到各个位置的气流组织的情况, 为此借助了暖通空调的气流组织分析软件 (Airpak) 对车室内气流进行分析, 虽然由于各种原因没有得到完美的结果, 但已有的成果和得到的经验也是一种很大的收获。

关键词: 客车空调, 蒸发器, 冷凝器, 气流组织, Airpak

Abstract: The text is mainly designed for the air conditioning system of Anyuan Klong bus, which is produced by Anyuan. First, it give us a simply introduce of the bus air conditioning and the development of this system in china. Second, compare the characters of various air conditionings. Then I decide to use the air conditioning system with condenser and evaporator set on the top of the bus. After anglicizing and calculating the heat load, writes a computer assist for the evaporator and condenser to help the design. When I analysis the fluid in the bus, I discover the simple calculating to express the diversion of the fluid in bus only, and it doesn' t help to get the exact conditioning of the fluid in every position. So I try to tack the advantage of the airpak to finish this job. Though I can' t get the perfect result, the achievement and the experience I have acknowledged is a large harvest all the same.

Keywords: bus air conditioning, evaporator, condenser, fluid, Airpak

一、概述

汽车空调就是随着对车厢内或驾驶室内的空气的温度、湿度、流速清洁度、噪音等参数进行调节,将其控制在合适的标准范围之内的技术。汽车空调是空气调节工程重要分支之一,其工业产值仅次于房间空调而居第二位。汽车空调技术包括了降温、供热、除湿、通风、净化、调风速、防噪音等方面的技术,是空气调节中要求最全面的空调技术。

1、汽车空调的发展

汽车已经问世一百多年的历史。汽车的种类日益增多,人们对汽车的舒适要求也不断增加,像对房间环境要求一样,要求有舒适的温度和新鲜的空气量。汽车空调是从暖气开始的,最初是用煤炭脚炉取暖及把排气管从车室内通过。第一台较为完整的汽车空调出现于1927年,它主要包括一个加热器,一个通风系统及一个空气过滤器。当时是把热水散热器放在地板上的,总是头冷脚热,其舒适性可想而知,直到1963年以后才有了像今天这样的空气内外循环的箱式暖风机。

从1936年起,美国开始研究汽车冷气机。到了1940年美国生产了第一台装有制冷机的轿车,而实际上只是把房间空调器装到了车上,接着如法炮制在少量客车上也装了空调。

在第二次世界大战以前,由于材料和制造方面的困难,影响了汽车空调装置的发展,直到1950年美国西部开始提出了要有冷气装置的汽车,空调汽车加快了发展的步伐。大量的汽车开始装上空调,加大了汽车的销售量,顾客商家均从中受益。

到了1953年,美国共生产了500万辆轿车,其中5万辆装有冷气机。日本与欧洲从1957年开始生产装有冷气机的轿车,这一年底,全世界共有40万辆装有冷气机的汽车。当时的冷气装置是后加式的,蒸发器放在后行李箱中。后来Behr公司把蒸发箱装到仪表板下面(即现在的仪表板式)。到现在为止汽车空调在轿车上已经普及,而客车发展的方向也是空调豪华型以适应人们生活的需要。

由于氟里昂12(R12)是破坏大气臭氧层的罪魁祸首之一而被禁止使用,针对汽车空调的泄露问题,从1990年起欧美各国在汽车空调上进行了R12向R134a转换的实验工作。从1991年起他们开始在新车上试装R134a空调器;到1994年底欧洲和日本的空调新车已经全部转换成R134a空调器;而美国于1994年底在95%的新车上安装了R134a空调器,并从1996年1月起在100%的空调新车上安装使用R134a。

2、我国汽车空调行业发展情况

2.1 汽车空调产业的崛起

我国汽车空调行业起步较晚，1983年前是一纸空白，汽车空调要靠进口C.K.D 组装，十一届三中全会以后，我国汽车工业得到迅速发展，汽车空调需求日趋迫切，由于企业技术装备不适应生产汽车空调的要求，1983年少数企业开始从国外引进技术和生产设备，到1986年有更多的企业意识到汽车空调将会成为市场热点，不少地方和企业争上此项目，几年时间，造成大量重复建设和散、乱、差的局面。牡丹江空调机厂被一汽集团兼并，上海汽车空调机厂与美国德尔福汽车空调公司合资，沙市汽车空调器厂与法国法雷奥合资，湖南华达空调机厂与日本杰克赛尔合资，首钢烟台汽车空调器厂与日本电装公司合资，岳阳恒立制冷设备股份有限公司被北京华诚集团控股，还有十余企业因设备陈旧，技术落后转产其它产品。1993年以后，汽车空调散、乱、差的局面有所改观，并逐步进入良性发展阶段，一个特种新兴产业在我国形成。

全国主要汽车空调生产厂18家，其中两器生产厂11家，压缩机生产厂7家，还有20多家配套企业。1998年全国汽车空调产量约70万台，总产值近60亿元。上海汽车空调器厂为全国轿车空调生产主导企业，年产值10亿元；上海易初通用机器有限公司为全国汽车空调压缩机生产主导企业，年产值约5亿元；岳阳恒立制冷设备股份有限公司为全国大客车空调生产主导企业，年产值2亿元左右；全国已形成门类齐全，大、中小配套的汽车空调的空调生产体系，每年可生产轿车空调250--300万台，中型车空调10万台，大客车空调10万台，完全能满足我国汽车工业生产发展的要求，并且部分企业已具备进入国际市场的能力。

汽车空调器生产的发展状况各不相同，上海汽车空调器厂与上海桑塔纳轿车配套，批量大，效益好，发展快，人均劳动生产率近100万元，居全国同行业之首，其它各厂人均劳动生产率均在10-20万元左右。汽车空调产业目前的技术装备良好，在18家生产企业中有13家的设备是从日本引进的80年代和90年代产品。有5家企业是从美国、法国和韩国引进的，经过吸收、消化，不断实践，不断完善，我国汽车空调技术工艺水平与发达国家相比不相下下，部分企业产品已进入国际市场。

2.2 汽车空调产业存在的问题

汽车空调产业在国家宏观调控和市场机制作用下，行业进入良性发展阶段，已形成高起点、大规模生产格局，但由于前期发展中失控也带来了一些目前很难克服的问题：

（1）生产能力过剩

汽车空调行业现在两器生产线 11 条,年产能 330 万台,压缩机生产线 7 条,年产能 280 万台,现时的市场需求量不致到 100 万套,除上海汽车空调器厂和上海易初通用机器有限公司负荷饱满处,其他各厂开工不足,设备闲置,并有少数企业由于产品没有找上配套对象,技术装备虽好,生产却难以为继,处境十分困难。

（2）相关产业不配套

汽车空调产业发展中,重视主件的技术引进,忽视了相关原材料和配套件的技术引进,造成相关产业滞后,与主件不能同步发展,制约了汽车空调产品的发展,制约了汽车空调产品的发展。目前一些原材料、配套件仍需靠进口解决,如复合铝箔、口琴管、膨胀阀、电控产品等,国内企业都未形成规模,技术设备落后,不适应汽车空调发展的要求。

（3）汽车空调进口（水货）冲击国内市场

我国大中型客车受进口（水货）冲击较严重,国内企业无法与其竞争,南京汽车空调机厂 1997 年汽车空调年销售 2000 多台,1998 年由于受“水货”冲击,只销售几百台,恒立生产的大客车空调也受到这种冲击。但是到目前为止绝大部分配置不具备同时拥有制冷、制热、除湿、通风、除臭等功能。“舒适性空调”在国内大规模配备尚需时日

（4）汽车空调缺乏统一的技术标准

由于我国汽车空调产品缺乏统一的标准可依,在生产经营中,造成很多不便,行业也无法进行质量监控,事实上汽车空调产品,在使用中仍存在许多需要研究解决的问题。

2.3 汽车空调产业的展望

我国地域辽阔人口众多,公路运输四通八达,公路交通覆盖面广,运输量大,并且随着我国交通事业的发展,国道建设的完善,高速公路的出现,各类客货运输车辆会逐年增长,到本世纪末,我国汽车保有量将达到 2000 万辆,汽车年产量将达 260--300 万辆,汽车空调市场有着广阔的前景。尽管目前汽车空调供大于求,能力过剩,只要行业内部统一认识,抓住时机,好好规划,进一步克服散、乱,发展联合、汽车空调行业将大有可为。

2.4 汽车空调的功能

（1）调节车内温度（基本功能）：冬季利用采暖装置升高汽车室内温度,轿车和中小型汽车一般以发动机的冷却循环水作为暖风的热源;夏季车内降温由制冷装置完成。

（2）调节车内湿度：通过制冷装置冷却降温除去空气中水分,再由采暖好装置升温以降低空气中的相对湿度。

（3）调节车室内的空气流速：夏季舒适气流速度为 0.25m/s。布置空调出风口时应让冷风吹到乘员头部；冬季暖风吹到乘员脚部。

（4）净化过滤车内空气：补充车外新鲜空气，过滤和净化车内空气。

2.5 汽车空调的特点：

汽车直接暴露在太阳下或风雪中，隔热措施困难，汽车行驶中有大量风沙废气从各种缝隙中钻入车厢内，造成车厢内空气污染并增加热负荷，汽车行驶车速变化无常，难以保证稳定的工况。与建筑空调有明显的不同：

- a 在夏季，车厢容积小，而车窗占的面积比例相对较大，易受到阳光直射，因此车厢内温度较高，此外受地面热量反射，人体散热，发动机辐射热以及换气热的影响，热负荷较大,要求降温迅速。
- b 汽车空调制冷压缩机由汽车发动机或专门辅助发动机驱动，由发动机驱动时制冷性能与行车速度有关，这样再建筑空调控制中运用成熟的控制技术，如变频控制技术再客车空调控制中无用武之地。
- c 汽车空间紧凑，空调布置较困难，而且各种汽车空调部件的通用性差。
- d 车厢中乘员所占空间比例较大，车厢内风速分布和温度分布的均匀性，从而影响了人体的舒适性。
- e 冷凝压力偏高，轿车空调冷凝器位于水箱前面，起散热效果受发动机水箱辐射汽车行驶速度，路面尘土的影响，尤其是怠速或爬坡时，不仅冷凝压力异常升高，而且影响汽车水箱热量。
- f 制冷剂易泄漏。
- g 制冷剂流量变化范围较大，给设计带来困难。

汽车空调与家用空调的不同工作条件

	汽车空调	家用空调
工作环境温度	-30℃~-100℃	-30℃~-50℃
太阳辐射	大	可遮挡
换气频率	大	极少
振动	大	几乎没有
电源	12V/24V	110V/220V
	直流	交流
制冷剂	R12→R134a	R22
制冷能力	2.1~26kW	1.9~4.1kW
压缩机型式	开放式	封闭式
压缩机转速变化	大	小
动力来源	汽车发动机	电动机
连接管道	软管	硬管

二、空调器的选型

2.1 非独立式与独立式空调

1) 较之独立式空调购车和使用总成本低:

- ①、独立空调用两台发动机,燃油消耗高;
- ②、独立空调车主发动机大多在高油耗区运行,产生额外的运行成本;
- ③、非独立空调车一次投入成本大致相当独立空调车 1~2 年的燃油费用;
- ④、非独立空调车维护成本低。

2) 独立式空调的维修及维护十分困难

- ①. 维修空调发动机需要十分熟练的发动机维修人员;
- ②. 发动机的维修占用较多时间,影响营运收入;
- ③. 发动机配件不易获得,尤其是进口发动机;

3) 非独立空调的质量更为可靠:

- ①、独立空调在设计和安装更容易导致系统质量问题的发生;
- ②、独立空调额外的驱动发动机增加了故障率;

4) 底置冷凝器式内置空调的使用故障率比顶置空调多得多:

- ①、冷凝器底置十分容易受到外界污染;

5) 独立空调安装十分困难:

- ①、占用行旅箱空间;
- ②、在一级踏步低地板公交上很难找到合适的安装位置;

6) 独立式空调增加了一个发动机污染源;

7) 非独立空调可用双压缩机系统解决怠速制冷问题。

2.2 分体空调, 主要特点为:

- (1) 冷凝器, 蒸发器有最大的组合性, 以及派生的组合。并能由组合的变更, 使汽车空调系统性能也发生变化。
- (2) 根据车型和设计者的要求, 安装灵活方便, 并有制冷, 供暖, 通风和再热性能。根据需要还可以进一步组合安装成整体式, 小群体式空调。它们可以车顶, 车后, 车内以及裙部布置, 形成多品种, 多规格的产品以适应用户的需要。
- (3) 非常有利于整车负荷及轴负荷, 并能获得最佳的车辆重心位置, 这样对整车布置的载荷分布调配振动抑制等极为有利, 对零件, 部件耐久使用提供了有利的条件。
- (4) 可以使车室内风速, 风温均匀, 提高舒适性。同时由于安装, 布置随意性, 也带来了管道加长, 阻力损失的增加, 安装部件开口开洞, 导致灰尘杂质加多, 以及小型群体多部件, 增加隔热保温的难度, 噪音加大可能性等缺点。:

2.3 整体空调，主要特点为

- (1) 整机机组化，机组要控制重量，高度，并加强支架强度，因此设计和制造有一定难度，但对选用，安装是方便的。
- (2) 整体空调的安装位置是不可任选的，为此布置整体空调之前，必须精心设计计算整车承载，轴负荷，空间容积特别是整体空调的高度，支架安装牢靠，同时还要考虑合理布置风道等，否则会增加整车载荷，轴载和分布不均匀而引起的震动，噪音加大，破坏车内舒适性。
- (3) 涉及选定后，由风管，喷嘴供冷，热风时，装置的风温均匀，舒适性提高。管路短，泄漏易于控制。

2.4 三种布置方式

裙置式：

机组安装处具有良好的通风，整体式通风道的布置和进入车室内也比较均匀，安装方便。分体式蒸发器很少裙置，否则送风困难。裙置时，往往气流组织不理想，特别热交换器受路面质量，灰尘杂质影响很大。分体式也存在管路长，阻力损失大，安装不便等缺点。

后置式：

分体式机组简单，气流组织和传热效果优于裙置，冷凝器在后，蒸发器顶置。但影响整个车的设计。车后席位由于气流成为涡流死角，舒适性差，后轮负荷加大。整体式车体后部开窗往往不能很好解决机组散热问题，反而带入大量灰尘。常在冷凝器与车壳之间增设封闭形导流板。发动机吸气口可布置在冷凝器两侧。

顶置式：

气流组织便于配气，温度分布也均匀。传热效果好，同时安装维修方便，组合灵活对车体设计影响小。前顶置可以克服噪音增大，管道加长，车后席位舒适性差，前后轮负荷加大等缺点，前后席位温度略高于中部席位。本车选用顶置式。

本车采用独立式空调系统，两器顶置。

三、客车冷负荷的计算

安源金龙 PK6105CD

外型尺寸：10420×2500×3200

额定载员：42（不含驾驶员）

工作地点：合肥

合肥地区城市空调室外气象参数

地 点	相对湿度 %			温度(干球) °C						风速 m/s	
	冬季 空调	最热月 月平均	夏季 通风	采 暖	冬季 通风	夏 季 通 风	冬 季 空 调	夏 季 空 调	夏季空调 日 平 均	冬 季	夏 季
合 肥	71	76	63	-3	2	33	-7	35.1	32	2.3	2.1

3.1、 太阳辐射(厢体)热量

车顶太阳辐射强度 $I_{G1}=1000 \text{ W/m}^2$

车侧太阳辐射强度 $I_{G2}=133.5 \text{ W/m}^2$

太阳散射强度 $I_s=40 \text{ W/m}^2$

$$Q_B = Q_{\text{顶}} + Q_{\text{侧}} + Q_{\text{地}} \quad (1)$$

$$Q = KA(t_m - t_i) \quad \text{取 } K=4 \quad (2)$$

$$t_m = t_0 + \frac{\varepsilon I}{\alpha + K} \quad (3)$$

表面吸收系数 ε 取 $\varepsilon=0.92$

$$\alpha = 1.163(4 + 12\sqrt{W}) \quad (4)$$

W 是汽车的速度 取 $W=60 \text{ km/h}=16.7 \text{ m/s}$

注：此车是长途客车，所以车速选取 $W=60 \text{ km/h}$

则： $\alpha = 1.163 (4 + 12\sqrt{16.7}) = 61.7 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$

$$\begin{aligned} \text{则： } t_{m_{\text{顶}}} &= 35 + \frac{0.92 \times 100}{4 + 61.7} \\ &= 49.0 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} t_{m_{\text{侧}}} &= 35 + 133.5 \times \frac{0.92}{4 + 61.7} \\ &= 36.87^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (6)$$

$$t_{m_{\text{地}}} = 35^\circ\text{C}$$

汽车外型面积

$$\begin{aligned} A_{\text{顶}} &= 10.420 \times 2.500 \\ &= 26.05 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A_{侧} &= A_{玻璃} + A_{侧体} \\
 &= 10.420 \times (3.200 - 0.35) + 2.500 \times (3.200 - 0.35) \times 2 \\
 &= 73.7 \text{ m}^2 \\
 A_{玻璃} &= 25 \text{ m}^2 \\
 A_{侧体} &= 48.7 \text{ m}^2 \\
 A_{底} &= A_{顶} - A_{发动机} \\
 &= 26.05 - 1.5 \\
 &= 24.55 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

所以

$$\begin{aligned}
 Q_{顶} &= KA_{顶}(t_m - t_i) \\
 &= 26.05 \times 4 \times (49 - 26) \\
 &= 2396.6 \text{ W} \\
 Q_{侧} &= KA_{侧}(t_m - t_i) \\
 &= 48.7 \times 4 \times (36.87 - 26) \\
 &= 2117.4 \text{ W} \\
 Q_{底} &= KA_{底}(t_m - t_i) \\
 &= 4 \times (35 - 26) \\
 &= 541.8 \text{ W}
 \end{aligned}$$

所以 $Q_B = Q_{顶} + Q_{侧} + Q_{底} = 5415.8 \text{ W}$

3.2、过门窗玻璃透过的热量

$$Q_G = Q_{G1} + Q_{G2} \quad (7)$$

3.2.1、由于温差而传入的热量 Q_{G1}

外玻璃窗瞬变传热引起的冷负荷

在室内外温差的作用下，玻璃窗瞬变传热引起的逐时冷负荷，可用式：

$$Q = A \cdot K(t_i - t_n) \quad \text{W} \quad (8)$$

式中 A ——窗口面积， m^2

K ——玻璃窗的传热系数， $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 可由《空气调节》（薛殿华）附录

2-4 表 8，表 9 查得；玻璃的传热系数 K 值取 $K=5.5$

所以

$$\begin{aligned}
 Q_{G1} &= 5.5 \times 25 \times (35 - 26) \\
 &= 1237.5 \text{ W}
 \end{aligned}$$

3.2.2、由于太阳辐射通过玻璃传入的热量

$$Q_{G2} = (\eta U + \rho \times \alpha_i \times \frac{U}{a_0}) \times C \quad (9)$$

式中： η -太阳辐射通过玻璃的透入系数，一般取 $\eta=0.84$ ； ρ -玻璃对太阳辐

热的吸收系数，一般取 $\rho=0.08$ ；C-是遮阳修正系数，取 $C=0.6$ ； $\alpha_i=29$ W/(m²·K)； $\alpha_0=61.7$ W/(m²·K)<<汽车空调>>(陈孟湘)

$$U = A_{\text{玻璃}1} \times I_{\text{斜}} + A_{\text{玻璃}2} \times I_s \quad (10)$$

取 $I_{\text{斜}}=700$ W/m²

注：玻璃面积包括主挡玻璃 $A_{\text{玻璃}1}$ ， $A_{\text{玻璃}2}$ 分别为玻璃的朝阳面积和背阴面积，设两者相等。

所以 $A_{\text{玻璃}1}=A_{\text{玻璃}2}=12.5$ m² (11)

$$\begin{aligned} U &= 12.5 \times 700 + 12.5 \times 40 \\ &= 9250 \text{ w} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \therefore Q_{G2} &= (\eta U + \rho \times \alpha_i \times \frac{U}{\alpha_0}) \times C \\ &= 0.85 \times 9250 + 0.08 \times 29 \times \frac{9250}{61.7} \times 0.6 \\ &= 4926.19 \text{ W} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \therefore Q_G &= Q_{G1} + Q_{G2} \\ &= 1237.5 + 4926.19 \\ &= 6163.69 \text{ W} \end{aligned}$$

3.3、人体散发的热量

经验公式 $Q_p = Q_s + 116nn'$ (12)

其中 Q_s 是司机散发的热量 (170~175 w) 取 $Q_s=173$ W

n 是乘客人数，《汽车空调》(吴宝志)

取满员人数 $n=42$ 人

n' 为群体系数，取 $n'=0.89$

$$\begin{aligned} Q_p &= Q_s + 116nn' \\ &= 173 + 116 \times 42 \times 0.89 \\ &= 4509 \text{ W} \end{aligned}$$

3.4、发动机室传人的热量

$$Q_E = K_{E1}A_{E1}(t_{E1}-t_i) - K_{E2}A_{E2}(t_{E2}-t_i) \quad (13)$$

$E1$ $E2$ 为主副发动机，由于此车独立式汽车空调后项不为零,但何以忽略。

$K_{E1}=4$ ； $t_{E1}=t_0+20=55^\circ\text{C}$ ； $t_i=26^\circ\text{C}$ ； $A_{E1}=1.5$ m²

$$Q_E = K_{E1}A_{E1}(t_{E1}-t_i) = 4 \times 1.5 \times 19 = 174 \text{ W}$$

3.5、室外空气带入的热量

$$Q_A = Q_X + Q_L \quad (14)$$

3.5.1、由新风带入的热量

$$Q_X = L \times \rho \times (h_{ot} - h_{on}) \quad (15)$$

公式中: L 代表按人体卫生标准需要的新风量,按卫生标准每人每小时需要 $16\text{—}30\text{m}^3/\text{h}$ 的新风,但是考虑到汽车空调的困难性,以及汽车回经常停车开车门,新空气可以得到补充,所以行驶过程中新风量可以减少.美国推荐每人 $11\text{m}^3/\text{h}$.又由于此车是豪华客车,这里取 $15\text{m}^3/\text{h}$; ρ 为空气的密度,当气温为 35°C 的时候 $\rho = 1.146 \text{ kg/m}^3$;查图知: $h_{ot} = 90 \text{ kJ/h}$, $h_{on} = 59 \text{ kJ/h}$.

$$\text{所以} \quad L = 15 \times 42 = 630 \text{ m}^3/\text{h} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} Q_X &= L \times \rho \times (h_{ot} - h_{on}) \\ &= 630 \times 1.146 \times (90 - 59) \\ &= 22381.38 \text{ kJ/h} \\ &= 6217.05 \text{ W} \end{aligned}$$

3.5.2、由于门窗缝隙泄露进入的热量

$$Q_L = L' \times \rho \times (h_{ot} - h_{on}) \quad (17)$$

$$L' = L_N \times S \quad (18)$$

L_N 是根据车速的变化使缝隙宽度变化单位长度缝隙每小时泄露进入车室内的空气量, S 是客车门窗缝隙的总长,由于此车的窗户只有后侧车窗是半拉式其它车窗是封闭的; S 约为 15M , $L_N = 4 \text{ m}^3/(\text{m} \cdot \text{h})$

$$\begin{aligned} \text{所以} \quad Q_L &= L' \times \rho \times (h_{ot} - h_{on}) \\ &= 4 \times 15 \times 1.146 \times (90 - 59) \\ &= 592.1 \text{ W} \end{aligned}$$

所以由室外空气带入的热量为

$$\begin{aligned} Q_A &= Q_X + Q_L \\ &= 592.1 + 8092.03 \\ &= 6809.15 \text{ W} \end{aligned}$$

3.6、总计得热量

$$Q_J = 23071.7 \text{ W}$$

热源	太阳辐射厢体传热 Q_B	玻璃传热 Q_G	人体散热 Q_P	发动机室传入热量 Q_E	新风带入热量 Q_A
大小	5415.8	6163.69	4059	174	6809.15
比例	23.48%	26.72%	17.59%	0.75%	29.51

四、热力计算

工况以及状态参数的确定

工质 R134a

冷凝温度 $t_k=63^\circ\text{C}$

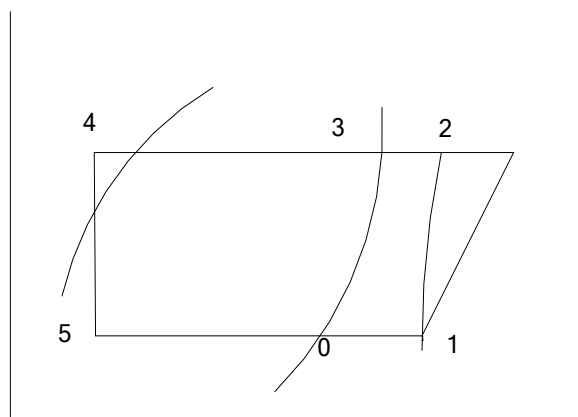
蒸发温度 $t_0=0^\circ\text{C}$

过冷度 $\Delta t=5^\circ\text{C}$

过热度 $\Delta t=10^\circ\text{C}$

压缩机吸气温度 10°C

热力计算查 R134a 的压焓图



各点的焓值

$h_0=397.5 \text{ kJ/kg}$ $h_1=406.8 \text{ kJ/kg}$

$h_2=446.8 \text{ kJ/kg}$ $h_3=280.5 \text{ kJ/kg}$

$v=0.073 \text{ m}^3/\text{kg}$

4.1、单位质量制冷量

$$\begin{aligned} q_o &= h_1 - h_3 \\ &= 406.8 - 280.5 \\ &= 126.3 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (19)$$

4.2、单位积制冷量

$$\begin{aligned} q_v &= \frac{q_o}{v} \\ &= \frac{126.3}{0.073} \\ &= 1730.14 \text{ kJ/m}^3 \end{aligned} \quad (20)$$

4.3、理论比功

$$\begin{aligned}
 \omega_o &= h_2 - h_1 & (21) \\
 &= 446.8 - 406.8 \\
 &= 40 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

4.4、制冷剂的循环流量

$$\begin{aligned}
 q_m &= \frac{Q_0}{q_0} & (22) \\
 &= \frac{3600 \times 23.071}{126.3} \\
 &= 657.61 \text{ kg/h}
 \end{aligned}$$

4.5、指示比功

$$\begin{aligned}
 \omega_i &= \frac{\omega_0}{\eta_i} & (23) \\
 &= \frac{40}{0.8} \\
 &= 50 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

$$\text{因为} \quad \omega_i = h_{2s} - h_1 \quad (24)$$

$$\begin{aligned}
 \text{所以} \quad h_{2s} &= h_1 + \omega_i & (25) \\
 &= 406.8 + 50 \\
 &= 456.8 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

4.6、制冷系数

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_o &= \frac{q_0}{\omega_0} & (26) \\
 &= \frac{126.3}{40} \\
 &= 3.16
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_i &= \frac{q_0}{\omega_i} & (27) \\
 &= \frac{126.3}{50} \\
 &= 2.53
 \end{aligned}$$

4.7、冷凝器单位热负荷

$$\begin{aligned}
 q_k &= h_{2s} - h_3 & (28) \\
 &= 459.092 - 280.5 \\
 &= 178.5 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

4.8、理论输气量和实际输气量

$$q_{vs}=q_m \nu \quad (29)$$

$$=657061 \times 0.073$$

$$=48.005 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$q_{vh} = \frac{q_{vs}}{\lambda} \quad (30)$$

$$=48.005/0.8$$

$$=60.006 \text{ m}^3/\text{h}$$

4.9、压缩机消耗的理论功率和实际功率

$$P_0=q_m \omega_o \quad (31)$$

$$=657.61 \times \frac{40}{3600}$$

$$=7.3068 \text{ kW}$$

$$P_i = \frac{7.3068}{0.8} \quad (32)$$

$$=9.1335 \text{ kW}$$

4.10、压缩机选型

选用制冷量 23.2kW,输气量 61m³/h 的开启的活塞压缩机。配置一个 10kW 的发动机驱动。

五、蒸发器的设计

进口空气状态参数

干球温度 26℃ 相对湿度 60%

出口空气状态参数

干球温度 12℃ 相对湿度 90%

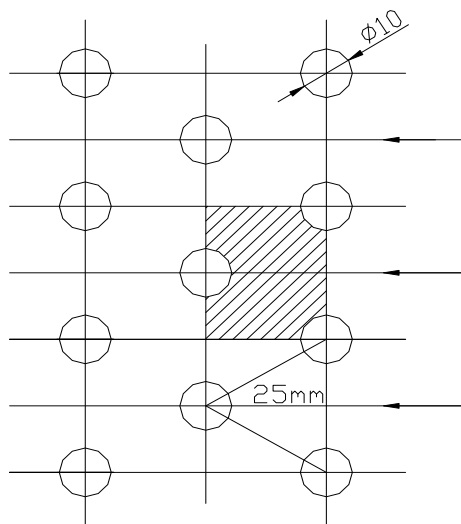
当地空气压力

$P_B=101.32\text{KPa}$

蒸发温度 0℃

5.1、几何参数的选定与计算

选用 $\phi 10\text{mm} \times 0.5\text{mm}$ 的紫铜管，翅片选用 $\delta_f=0.2\text{mm}$ 的铝制波形套片，翅片间距 $s_f=2.2\text{mm}$ ，管束按正三角形叉排排列，垂直于流动方向的管间距 $S_I=25\text{mm}$ ，沿着流动方向管排数 $n_L=4$ ，迎面风速 $W_F=2.5\text{ m/s}$ 。



5.2、计算几何参数

翅片为铝制波形套片，考虑套片后的管外径为

$$d_b = d_0 + 2\delta_f = (10 + 0.2) = 10.4\text{mm} \quad (33)$$

沿着气流流动方向的管间距为

$$s_2 = s_I \cos 30^\circ = 25 \times 0.866 = 21.65\text{mm} \quad (34)$$

沿着气流流动方向的套片的长度

$$L = 4s_2 = 4 \times 21.65\text{mm} = 86.6\text{mm} \quad (35)$$

每米管长翅片的外表面积

$$a_f = 2 \left(s_1 s_2 - \frac{\pi d_b^2}{4} \right) \times \frac{1000}{s_2} \quad (36)$$

$$=2 \left(25 \times 21.65 - \frac{3.1416 \times 10.4^2}{4} \right) \times \frac{1000}{2.2}$$

$$=0.414834 \text{ m}^2/\text{m}$$

每米管长翅片间的管子表面积

$$a_b = \pi d_b (s_f - \delta_f) \times \frac{1000}{s_f} \quad (37)$$

$$=3.14159 \times 10.4 (2.2 - 0.20) \times \frac{1000}{2.2}$$

$$=0.02970321 \text{ m}^2/\text{m}$$

每米管长的总外表面积

$$a_{of} = a_f + a_b \quad (38)$$

$$=(0.4148 + 0.0297) \text{ m}^2/\text{m}$$

$$=0.4445363 \text{ m}^2/\text{m}$$

每米管长的外表面积

$$a_{bo} = \pi d_b \times l \quad (39)$$

$$=3.14159 \times 0.0104 \times 1$$

$$=0.03267254 \text{ m}^2/\text{m}$$

每米管长的内表面积

$$a_i = \pi d_i \times l \quad (40)$$

$$=3.14159 \times 0.009 \times 1$$

$$=0.02827431 \text{ m}^2/\text{m}$$

每米管长平均直径外表面积

$$a_m = \pi d_m \times l \quad (41)$$

$$=\pi (0.0104 + 0.009) \times 0.5 \times 1$$

$$=0.03047342 \text{ m}^2/\text{m}$$

由以上计算得

$$\frac{a_{of}}{a_{bo}} = \frac{0.4445}{0.03267} \quad (42)$$

$$=13.606$$

5.3、计算空气侧的表面传热系数

5.3.1、空气的物理性质

空气的平均温为

$$t_f = \frac{t_{a1} + t_{a2}}{2} \quad (43)$$

$$=(26+12) \times 0.5 = 19 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

空气在 19°C 状态下的物理性质

$$\rho_f = 1.1966 \text{ kg/m}^3$$

$$C_{pf} = 1005 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$$

$$Pr_f = 0.7026$$

$$v_f = 15.88 \times 10^{-6} \text{ m/s}$$

5.3.2、最窄截面处空气的流动速度

$$\begin{aligned} v_{max} &= v_f \frac{s_1}{(s_1 - d_b)} \frac{s_f}{(s_f - \delta_f)} \\ &= 2.5 \frac{25}{(25 - 10.4)} \times \frac{2.2}{(2.2 - 0.2)} \\ &= 4.7 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (44)$$

5.3.3、传热系数

$$\alpha_4 = 0.0014 + 0.2618 \left(\frac{v_{max} d_0}{v_f} \right)^{-0.4} \left(\frac{a_{of}}{a_{bo}} \right)^{-0.15} \quad (45)$$

$$= 0.0014 + 0.2618 \left(\frac{4.7 \times 0.0104}{15.88} \right)^{-0.4} (13.606)^{-0.15}$$

$$= 0.00852$$

$$\alpha_0 = \frac{\alpha_4 \rho_f v_{max} C_{pf}}{(Pr_f)^{2/3}} \quad (46)$$

$$= \frac{0.00852 \times 1.1966 \times 4.7 \times 1005}{(0.7026)^{0.667}}$$

$$= 60.94 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{k)}$$

5.4、定空气在蒸发器内的状态变化过程

根据给定的空气进出口温度由湿空气的 h-d 图可以得到

$$h_1 = 57.0 \text{ kJ/kg} \quad h_2 = 32.0 \text{ kJ/kg}$$

$$d_1 = 12.7 \text{ g/kg} \quad d_2 = 7.8 \text{ g/kg}$$

在图上连 1, 2 两点, 相交于 w 点

$$h_w = 22.0 \text{ kJ/kg} \quad t_w = 6.5^{\circ}\text{C} \quad d_w = 6.2 \text{ g/kg}$$

在蒸发器内的平均比焓为

$$h_m = h_w + \frac{h_1 - h_2}{\ln \frac{h_1 - h_w}{h_2 - h_w}} = \left[29.5 + \frac{57.0 - 32.0}{\ln \frac{57.0 - 22.0}{32.0 - 22.0}} \right] \text{ kJ/kg} = 41.96 \text{ kJ/kg} \quad (47)$$

在 $h-d$ 图上按过程线与 $h_m=41.96 \text{ kJ/kg}$ 线的交点读得 $t_m=17.5^\circ\text{C}$, $d_m=9.6\text{g/kg}$ 。析湿系数可以有以下式决定

$$\begin{aligned}\zeta &= 1 + 2.46 \frac{d_m - d_w''}{t_m - t_w} = 1 + 2.46 \frac{9.6 - 6.2}{17.5 - 6.5} \\ &= 1.76\end{aligned}\quad (48)$$

5.5、循环空气量的计算

$$\begin{aligned}q_{m,da} &= \frac{Q_0}{h_1 - h_2} = \frac{23.071 \times 3600}{57.0 - 32.0} \\ &= 3322.224 \text{ kg/h}\end{aligned}\quad (49)$$

进口状态下干空气的比体积由下式确定

$$v_1 = \frac{RaT_1(1 + 0.0016d_1)}{p_B} = 0.8655 \text{ m}^3/\text{kg}\quad (50)$$

所以循环空气的体积流量为

$$q_{v,a} = q_{m,da} v_1 = 3322.224 \times 0.8655 = 2875.385 \text{ m}^3/\text{h}\quad (51)$$

5.6、空气侧当量表面传热系数的计算

当量表面传热系数

$$\alpha_j = \zeta \alpha_0 \left(\frac{\eta_f a_f + a_b}{a_f + a_b} \right) \times 1.3\quad (52)$$

对于正三角形叉排排列的波形套片管束，当风速在 $2.5\sim 3.0\text{m/s}$ 其传热系数比相同的平直套片高 30% 左右，当风速在 3.0m/s 以上是高达 40% 左右，叉排时翅片可视为六角形，且此时翅片的长对边距离和短对边距离的比值为 $A/B=1$ ，且 $\rho_m=B/d_b=25/10.4$ 故

$$\begin{aligned}\rho' &= 1.27 \rho_m \sqrt{\frac{A}{B} - 0.3} \\ &= 1.27 \times \frac{25}{10.4} \times \sqrt{1 - 0.3} \\ &= 2.5542260\end{aligned}\quad (53)$$

肋片折合高度为

$$\begin{aligned}h &= d_b(\rho' - 1)(1 + 0.35 \ln \rho') \times 0.5 \\ &= 10.4 \times (2.5542260 - 1) \times (1 + 0.35 \times \ln 2.5542260) = 10.73458 \text{ mm}\end{aligned}\quad (54)$$

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_o \zeta}{\lambda f \delta_f}}\quad (55)$$

$$= \sqrt{\frac{2 * 60.94 * 1.75}{237 * 0.2 * 0.001}}$$

$$= 72.77666 \quad 1/m$$

故在凝露工况下的翅片效率为

$$\eta_f = \frac{th(mh)}{mh} \quad (56)$$

$$= \frac{th(72.77666 * 0.01073458)}{(72.77666 * 0.01073458)}$$

$$= \frac{th(0.7812271)}{0.7812271}$$

$$= 0.8363899$$

其中: $th(x) = \frac{e^x - e^{-x}}{e^x + e^{-x}} \quad (58)$

当量表面传热系数为

$$\alpha_j = 1.76 \times 60.94 \times \left(\frac{0.8363899 * 0.4148 + 0.02297}{0.4445} \right) \times 1.3$$

$$= 112.19482 \text{ w}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

5.7、管内 R134a 蒸发时表面传热系数的计算

R134a 在 $t_o=0^\circ\text{C}$ 的物性为

饱和液体比定压热容	$c_{pl}=1.322$	kJ/kg
饱和蒸气比定压热容	$c_{pg}=0.889$	kJ/kg
饱和液体密度	$\rho_l=1295$	kg/m ³
饱和蒸气密度	$\rho_g=14.52$	kg/m ³
气化热	$r=197$	kJ/kg
饱和压力	$p_s=0.29$	MPa
表面张力	$\sigma=0.0117$	N/m
液体粘度	$\mu_l=280.6 \times 10^{-6}$	
蒸气粘度	$\mu_g=11.2 \times 10^{-6}$	
液体热导率	$\lambda_l=93 \times 10^{-3}$	
蒸气热导率	$\lambda_g=12 \times 10^{-3}$	
液体普朗特数	$Pr_l=3.8$	
蒸气普朗特数	$Pr_g=0.8$	

已知 R134a 进入蒸发器时的干度 $x_1=0.16$ ，出口干度 $x_2=1.0$ ，则 R134a 的质量流量为

$$\begin{aligned} q_m &= \frac{Q_0 \times 3600}{r(x_2 - x_1)} \\ &= \frac{23.071 \times 3600}{197 \times 0.84} \\ &= 501.9071 \text{ kg/h} \end{aligned} \quad (59)$$

作为迭代计算的初值，取 $q_i=146000\text{W/m}^2$ ，考虑到 R134a 的阻力比相同条件下 R12 要大，故取 R143a 在管内流动的质量流速 $q_i=100\text{kg/m}^2\text{s}$ ，则总流通截面为

$$\begin{aligned} A &= \frac{q_m}{q_i \times 3600} \\ &= \frac{501.907}{100 \times 3600} \\ &= 1.394186 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (60)$$

每根管子的有效流通截面

$$\begin{aligned} A_i &= \frac{\pi d_i^2}{4} \\ &= 3.1416 \times (9 \times 10^{-3})^2 / 4 \\ &= 6.3617 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (61)$$

蒸发器的分路数

$$Z = \frac{A}{A_i} = 21.91525 \quad (62)$$

取 $Z=22$ ，则每一分路中 R134a 的质量流量为

$$\begin{aligned} q_{m,d} &= \frac{q_m}{Z} \\ &= \frac{501.907}{22} \\ &= 22.81396 \text{ kg/h} \end{aligned} \quad (63)$$

每一分路中 R134a 在管内的实际质量流速

$$g_i = \frac{q_{m,d}}{A_i \times 3600} = 99.61476 \text{ kg/m}^2\text{s} \quad (64)$$

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/726033155052011005>