

高等学校教材

车辆制冷与空气调节

上海铁道学院 滕兆武 主编
西南交通大学 王 刚
兰州铁道学院 楼文刚 主审

中国铁道出版社

1993年·北京

前 言

为了适应我国车辆制冷和空气调节技术的发展，不断提高教学质量，满足培养科技人材的需要，根据铁道部高等学校铁道车辆专业教学指导委员会的意见，对1980年由中国铁道出版社出版的高等学校试用教材《车辆制冷与空气调节》进行修订。

《车辆制冷与空气调节》试用教材，经几年的使用证明，教材的取材是适当的，在培养铁路车辆制冷与空气调节专业技术人才起到了积极作用，基本上满足了教学的需要，同时，也为社会提供了一本有关小型风冷制冷和空气调节的参考书，深受有关方面的欢迎。但是，近年来，由于我国制冷技术的发展较快，原试用教材的部分内容需进行补充更新。修订后的教材与原试用教材相比较，更注意取材，使其更切合我国的实际和以后的发展方向。在这次修订中，增加了全封闭单元式空调制冷系统、小型制冷机自动化等内容；删去了终温度计算、电算在传热计算中的应用等内容；改写了外气参数的确定、太阳辐射热计算方法等内容。修订后，书中所用单位均采用我国法定计量单位。

本书修订由上海铁道学院滕兆武副教授、西南交通大学王刚副教授主编，兰州铁道学院楼文刚副教授主审。参加编写的有王刚（第一、二、八章）、长沙铁道学院吴宣中副教授（第三、四、七、十四章）、滕兆武（第五、六、十、十一、十三章）、大连铁道学院苗彦英副教授（第九、十二章）、北方交通大学傅华坤讲师（第六、十三章的增加和修改部分）。

本书在编写过程中，曾得到许多同志的帮助和支持，提出了不少有益的意见，在此一并致以谢意。

编 者
一九八七.七.

(京)新登字063号

内 容 简 介

本书主要阐述铁路客车和机械冷藏车的制冷与空气调节装置的结构、原理和设计计算方法。内容包括:车体隔热壁隔热性能的计算原理和方法,隔热壁的非稳定传热分析,蒸气压缩式制冷和其它制冷方法的工作原理,氟里昂制冷压缩机、肋片管式换热器的结构原理和热力计算,制冷自动化以及典型的车辆制冷系统;同时考虑到全封闭压缩机系统的发展,对毛细管节流装置的选择计算方法作了介绍。另外还介绍了客车空气调节的原理、组成和计算方法,特别对表面式空气冷却器中的传热过程和计算作了较为详细的分析和讨论,并列章分析了客车空气调节的变工况;介绍了全空气式诱导空调系统的诱导器结构尺寸确定方法、客车空调的试验方法和测试仪表。

本书是铁路高等院校车辆专业的教材,也可供有关方面的工程技术人员参考。

高等学校教材

车辆制冷与空气调节

上海铁道学院 滕兆武 主编
西南交通大学 王 刚

*

中国铁道出版社出版、发行

(北京市东单三条14号)

责任编辑 吴桂萍 封面设计 王毓平

北京顺义燕华印刷厂印

开本: 787×1092毫米 1/16 印张: 15.25 插页: 2 字数: 387千

第1版, 1993年7月第2次印刷

印数: 3001—6000册

ISBN 7-113-00549-7/TU·133 定价: 4.20元

目 录

主要符号表·····	1
第一章 旅客运输与易腐货物运输对空气参数的要求·····	3
第一节 湿空气的基本性质·····	3
第二节 对车内空气参数的要求·····	7
第三节 外气参数的确定·····	11
第二章 车体隔热壁·····	13
第一节 车体隔热壁传热系数的计算·····	13
第二节 太阳辐射热的计算·····	21
第三节 冷藏车最适宜的车体传热系数的确定方法·····	25
第四节 隔热壁的不稳定传热·····	26
第五节 隔热壁湿度状况的分析·····	31
第三章 制冷原理·····	34
第一节 蒸气压缩制冷机的工作原理和理论循环·····	34
第二节 液体过冷和吸气过热对制冷循环的影响·····	37
第三节 蒸气压缩制冷机的实际循环·····	40
第四节 蒸气压缩制冷机的热力计算·····	42
第五节 温度条件对制冷机性能的影响及制冷机的工况·····	44
第六节 双级压缩制冷循环·····	47
第七节 制冷剂·····	50
第八节 其它的制冷方法·····	53
第四章 制冷压缩机·····	56
第一节 活塞式制冷压缩机的工作过程·····	56
第二节 活塞式制冷压缩机的结构·····	60
第三节 螺杆式制冷压缩机·····	72
第五章 制冷换热器及其他辅助设备·····	78
第一节 肋片管式换热器·····	78
第二节 肋片管冷凝器·····	84
第三节 肋片管蒸发器·····	90
第四节 其他辅助设备·····	103
第五节 管路设计和配置·····	106
第六章 小型制冷装置的自动化·····	111
第一节 热力膨胀阀·····	111
第二节 毛细管节流装置·····	119
第三节 温度控制器·····	124

第四节	制冷机的压力保护器件	126
第五节	电磁阀	129
第六节	小型制冷机自动化	131
第七章	车辆制冷系统	137
第一节	客车空调装置的制冷系统	138
第二节	机械冷藏车制冷系统	140
第八章	客车空气调节装置的组成及空气处理过程	146
第一节	客车空气调节装置的组成和类型	146
第二节	湿空气的 $H-d$ 图	149
第三节	空气处理过程在 $H-d$ 图上的表示	152
第九章	通风系统	157
第一节	通风系统的组成	157
第二节	通风量的确定	160
第三节	通风管道的设计计算	163
第四节	通风机及其选择	169
第五节	风道和风机的特性及调节	171
第六节	气流组织	174
第十章	空气冷却系统	182
第一节	空气在表面式空气冷却器中的状态变化	182
第二节	空气冷却器的特性系数	185
第三节	蒸发温度的确定	187
第四节	再循环空气的混合方式	189
第五节	制冷装置冷负荷的计算	192
第十一章	空气的加热系统	195
第一节	取暖设备的热负荷	195
第二节	管式和肋片式空气预热器	197
第三节	电热空气预热器	198
第四节	热 泵	199
第五节	冬季车内温度条件的保证	201
第十二章	诱导空调系统	203
第一节	诱导空调系统的工作原理和特点	203
第二节	诱 导 器	207
第三节	全空气式诱导空调的设计计算	212
第十三章	客车空调系统的变工况分析与运行调节	214
第一节	车内热湿负荷变化时的运行调节	214
第二节	外气状态变化时的运行调节	217
第三节	压缩机与直接蒸发式空气冷却器的工作配合	220
第十四章	客车空气调节的测试	224
第一节	客车空调测试的常用仪表	224
第二节	客车空调试验和空气参数的测定	232

附录	录	237
附录 1	$B=101325\text{Pa}$ 空气的物理性质	237
附录 2	$R12$ 、 $R22$ 饱和温度和压力的关系	238
附录 3	$R12$ 和 $R22$ 饱和液体密度	238
附录 4	双曲线正切函数的数值	238
附录 5	$B=101325\text{Pa}$ 时湿空气的焓湿图 (见插页)	
附录 6	$R12$ 的 $\lg P-h$ 图 (见插页)	
附录 7	$R22$ 的 $\lg P-h$ 图 (见插页)	

主 要 符 号 表

p ——压 力	Pa
V ——容 积	m^3
容积流量	m^3/h
v ——比 容	m^3/kg
T ——绝对温度	K
t ——摄氏温度	$^{\circ}C$
R ——气体常数	$J/kg \cdot K$
热 阻	$m^2 \cdot K/W$
半 径	m
B ——大气压力	Pa
ρ ——密 度	kg/m^3
h ——焓	$J/kg, kJ/kg$
H ——湿空气的焓	kJ/kg 干空气
压 头	Pa, kPa
φ ——相对湿度	
D ——直 径	m
d ——直 径	m
含 温 量	g/kg 干空气
G ——质 量	kg
质量流量	$kg/s, kg/h$
C ——比 热	$kJ/kg \cdot K$
Q ——热 量	J, kJ, $kJ/h, W$
q ——热 流 量	$kJ/m^2, kJ/m^2 \cdot h, W/m^2$
λ ——导热系数	$W/m \cdot K$
δ ——厚 度	m, mm
K ——传热系数	$W/m^2 \cdot K$
α ——放热系数	$W/m^2 \cdot K$
F ——面 积	m^2, cm^2
L ——长 度	m, mm
l ——长 度	m, mm
w ——单 位 功	kJ/kg
σ ——传质系数	$kg/m^2 \cdot h$
r ——潜 热	kJ/kg
τ ——时 间	h, s

	肋化系数	
α	肋通系数	
	导温系数	m^2/s
	污垢系数	
ω	速度	m/s
ξ	析湿系数	
	摩擦阻力系数	
ζ	局部阻力系数	
η	效率	
g	重力加速度	m/s^2
N	功率	W, kW
n	转速	r/min
	活塞行程	mm
ϵ	制冷系数	
W	散温量	kg/h

第一章 旅客运输与易腐货物运输

对空气参数的要求

凡是含有水蒸气的空气就叫做湿空气。因为大气中永远包含一定量的水蒸气，所以绝对干的空气在自然界是不存在的，我们在分析研究湿空气时，是把干空气作为一个整体，对它的组成并不作详细讨论，因此：

$$\text{湿空气} = \text{干空气} + \text{水蒸气}$$

在工程热力学中研究气体性质时，我们将干空气视为理想气体。存在于湿空气中的水蒸气由于分压力很低，一般不超过几千帕，而比容却很大，因此在工程计算中作为理想气体来处理是足够准确的。于是，湿空气就可认为是混合气体的一种实例，并遵循理想气体的规律，其状态参数之间的关系，则可用理想气体状态方程式来描述，即

$$pv = RT \quad \text{或} \quad pV = GRT$$

式中 p —— 气体的压力 (Pa)；

v —— 气体的比容 (m^3/kg)；

T —— 气体的绝对温度 (K)；

G —— 气体的质量 (kg)；

V —— 气体的容积 (m^3)；

R —— 气体常数，与气体的性质有关，对于干空气， $R_a = 287 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$ ；对于水蒸气：

$$R_{a,q} = 461 \text{ J/kg} \cdot \text{K}。$$

所谓空气调节，就是把经过一定处理之后的空气，以一定方式送入室内，使室内空气的温度、相对湿度、气流速度和洁净度等控制在适当范围内的专门技术。本章着重讨论和分析与空气调节有关的湿空气的性质、旅客运输和易腐货物运输对空气参数的要求以及外气参数的选定等，以便在第八章中进一步运用湿空气的焓——湿图（即 $H-d$ 图）分析研究对湿空气的处理过程。因此，本章是学习以后几章的基础。

第一节 湿空气的基本性质

湿空气是空气调节的对象，因此，我们首先要研究湿空气的基本性质。在空气调节中常用湿空气的物理参数，如压力、湿度、湿度和焓等来描述它的性质，下面我们分别来讨论。

一、压 力

由于湿空气是由干空气和水蒸气所组成的混合气体，所以湿空气的总压力可按道尔顿定律，等于干空气的分压力 p_a 与水蒸气分压力 $p_{a,q}$ 之和。即

$$p = p_a + p_{a,q}$$

因为在空气调节工程中所处理的湿空气就是大气，所以湿空气的压力 p ，就是当地的大

气压力 B ，即

$$B = p_d + p_{zq}$$

大气压力随海拔高度、地理纬度的不同和季节、天气的晴雨变化而有差异。通常以纬度 45° 处海平面上的常年平均气压作为一个“标准大气压”或“物理大气压”。一个“标准大气压”相当于 101325 Pa 。由于任何流体的静压是随流体的高度而改变的，因此，海拔高度的变化对大气压力影响较大，故除了纬度之外，不同地区因海拔不同，大气压力也就不同，其具体数值可以从气象资料查得。

为了对湿空气的压力，特别是对其中水蒸气的分压力有进一步的认识，必须明确饱和空气和未饱和空气的概念。

在一定的温度条件下，空气中水蒸气分子的含量越多，水蒸气的分压力就越大。如果空气中水蒸气的含量超过某一含量时，空气中就有水析出。这说明，在一定温度条件下，湿空气中容纳水蒸气的数量是有一个最大限度的，亦即湿空气中水蒸气分压力有一个最大值，这个最大值就称为该温度时的饱和水蒸气分压力 p_{bs} 。在大气中，如从水蒸发为汽的数量与从空气中水蒸气凝结为水的数量相等，此时大气中所含的水蒸气数量达到了最大限度，即水蒸气处于饱和状态。这种干空气和饱和水蒸气的混合物，称为饱和空气。若湿空气中水蒸气的分压力低于其湿度下的饱和分压力，水蒸气处于过热状态，这就是干空气和过热水蒸气的混合物，称为未饱和空气。可见，在一定温度条件下，湿空气中水蒸气分压力的大小，是衡量水蒸气含量即湿空气干燥或潮湿的基本指标。温度越高，水蒸气的饱和分压力就越大。

二、温 度

既然湿空气是干空气和水蒸气的混合物，由于分子热运动的结果，二者完全处于均匀混合状态，所以湿空气的湿度就是干空气的温度，也就是水蒸气的温度。即

$$T = T_d = T_{zq}$$

温度通常用 t 或 T 表示， t 表示空气的摄氏温度 ($^\circ\text{C}$)， T 表示空气的绝对温度 (K)。

$$T = t + 273 (\text{K})$$

三、湿 度

湿度的大小表示了空气中所含水蒸气量的多少。根据用途的不同，湿度有以下几种表示方法：

1. 绝对湿度

每立方米湿空气中所含水蒸气的质量，称为空气的绝对湿度。由于湿空气中的干空气与水蒸气是均匀混合的，而且占有相同的体积，所以绝对湿度在数值上就等于水蒸气在其分压力 p_{zq} 和温度 t 下的密度 ρ_{zq} 。即

$$\rho_{zq} = \frac{G_{zq}}{V} = \frac{p_{zq}}{R_{zq}T} = \frac{p_{zq}}{461T} (\text{kg/m}^3) \quad (1-1)$$

式中 p_{zq} ——水蒸气的分压力 (Pa)。

根据 (1-1) 式，只要知道了湿空气中水蒸气的分压力和它的温度，就可以求出其绝对湿度。

绝对湿度只能说明湿空气在某一湿度下实际所含水蒸气的质量，但还不能由它直接说明湿空气的干、湿程度。例如，某种空气的绝对温度为 0.0153 kg/m^3 ，判断这种空气是干燥还

是潮湿,尚要看空气的温度。如果空气温度为 18°C ,那么 $0.0153\text{kg}/\text{m}^3$ 的水蒸气含量就已经达到最大值,即已是饱和空气了;但是,如果温度为 30°C ,因为在这个温度下,饱和空气中水蒸气的饱和含量为 $0.0301\text{kg}/\text{m}^3$,还有相当大的吸收水分的能力,因此这种空气还是比较干燥的。由上述可见,绝对温度相同的两种空气,其干、湿程度未必相同,必须在相同温度下才能判定,这在应用上很不方便。故在空气调节中常采用相对湿度来表示湿空气的干湿状态。

2. 相对湿度

一立方米湿空气中所含水蒸气的质量,与同一温度下饱和空气中所含水蒸气质量的比值,称为相对湿度。亦即相对湿度可表示为:湿空气的绝对湿度 $\rho_{s,q}$ 与同温度下饱和空气的绝对湿度 $\rho_{b,h}$ 之比。符号为 φ ,即

$$\varphi = \frac{\rho_{s,q}}{\rho_{b,h}} \times 100\% \quad (1-2a)$$

显然,相对湿度反映了湿空气中所含水蒸气的分量接近饱和的程度,故亦称饱和度。

φ 值小,表示空气饱和程度小,吸收水分的能力强; φ 值大,表示空气饱和程度大,吸收水分的能力弱。当 φ 为0时,则为干空气; φ 为100%时,则为饱和空气。

若把湿空气中的水蒸气视为理想气体,则未饱和空气中的水蒸气和同湿度下饱和空气中的水蒸气的状态方程式分别为:

$$p_{s,q} = \rho_{s,q} R_{s,q} T$$

$$p_{b,h} = \rho_{b,h} R_{s,q} T$$

两式相除得

$$\varphi = \frac{\rho_{s,q}}{\rho_{b,h}} = \frac{p_{s,q}}{p_{b,h}} \quad (1-2b)$$

所以,相对湿度也可以用湿空气中水蒸气的分压力 $p_{s,q}$ 与同温度下水蒸气的饱和分压力 $p_{b,h}$ 之比来表示。

3. 含湿量

在空气调节工程中,调节湿空气中水蒸气的含量是经常要遇到的问题。但用什么样的数值来表达水蒸气的含量最为方便呢?显然,如果用绝对湿度来表示,由于空气温度是变化的,其体积也随之而变化,虽然其中水蒸气的绝对含量不变,但每 m^3 体积内含有的水蒸气量相应地发生了变化,绝对湿度的数值也就不同了;如果用 1kg 湿空气中所带有的水蒸气量来表示,虽然没有随着空气温度的变化问题,但湿空气在其状态变化过程中,由于水分的蒸发或水蒸气的凝结,不仅水蒸气的含量发生了变化,而且因为 $G = G_d + G_{s,q}$,湿空气的总质量也发生了变化。这样看来,无论采用湿空气的容积或质量作为基准,都会给计算带来麻烦。但我们可以注意到,无论湿空气的状态如何变化,其中干空气的质量总是不变的,为了计算的方便,就采用 1kg 干空气作为计算的基准。

随 1kg 干空气同时存在的水蒸气质量(g),称为湿空气的含湿量,用符号 d 表示。设在 $G(\text{kg})$ 的湿空气中含有 $G_d(\text{kg})$ 的干空气和 $G_{s,q}(\text{kg})$ 的水蒸气,则

$$d = \frac{G_{s,q}}{G_d} \times 1000 (\text{g}/\text{kg干空气}) \quad (1-3a)$$

要注意的是:这里采用 1kg 干空气作为标准,而并非 1kg 湿空气,它是把水蒸气质量计算在干空气之外的。也就是说在 $\left(1 + \frac{d}{1000}\right)\text{kg}$ 湿空气中含有 $d(\text{g})$ 水蒸气。由于以 1kg 干空气作为基准,这个数值不随湿度的改变而改变,所以根据含湿量 d 的变化,就可以方便地确定空气调节过程中空气的湿度变化情况。

设有温度为 T 的湿空气 $V(\text{m}^3)$ ，其中干空气质量为 $G_g(\text{kg})$ ，水蒸气质量为 $G_{zq}(\text{kg})$ ，它们的状态方程式分别为：

$$\begin{aligned} p_g V &= G_g R_g T & G_g &= \frac{p_g V}{R_g T} \\ p_{zq} V &= G_{zq} R_{zq} T & G_{zq} &= \frac{p_{zq} V}{R_{zq} T} \end{aligned}$$

代入(1—3 a)式得

$$d = \frac{G_{zq}}{G_g} \times 1000 = \frac{p_{zq}}{p_g} \frac{R_g}{R_{zq}} \times 1000$$

因 $R_g = 287 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$ ， $R_{zq} = 461 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$ 故整理后得

$$d = 622 \frac{p_{zq}}{p_g} (\text{g/kg干空气}) \quad (1-3 b)$$

对大气而言

$$p_g = B - p_{zq}$$

故

$$d = 622 \frac{p_{zq}}{B - p_{zq}} (\text{g/kg干空气}) \quad (1-3 c)$$

又因

$$p_{zq} = \varphi p_{bh}$$

则

$$d = 622 \frac{\varphi p_{bh}}{B - \varphi p_{bh}} (\text{g/kg干空气}) \quad (1-3 c')$$

从式(1—3 c)可以看出，当大气压力 B 为一定值时，空气的含湿量 d 仅取决于空气中水蒸气分压力 p_{zq} 的大小，即 $d = f(p_{zq})$ 。因此 d 与 p_{zq} 在本质上是同一参数。

因大气压力 B 值较之 p_{zq} 与 p_{bh} 都大得多，故在工程上可近似认为：

$$B - p_{zq} \approx B - p_{bh}$$

则

$$\frac{d}{d_{bh}} = \frac{622 \frac{p_{zq}}{B - p_{zq}}}{622 \frac{p_{bh}}{B - p_{bh}}} \approx \frac{p_{zq}}{p_{bh}}$$

因此得到相对湿度的近似值

$$\varphi \approx \frac{d}{d_{bh}} \quad (1-4)$$

式中 d_{bh} ——和 d 同一温度时的饱和含湿量。

当湿度为一定值时，饱和含湿量 d_{bh} 也就一定了。因此温度和 d_{bh} 也是两个相互联系的参数。

四、焓

在空气调节工程中，对空气的加热或冷却都是在定压条件下进行的。定压过程中热量的交换，可用过程前后的焓差来计算，其焓差为：

$$h_2 - h_1 = c_p'(t_2 - t_1) \quad (\text{kJ/kg})$$

因此，只要求出焓差就可以反映空气热量的变化， $(1 + 0.001d)$ kg湿空气的焓是1 kg干空气的焓和 $d(\text{g})$ 水蒸气的焓的总和。湿空气的焓用 H 表示，则

$$H = h_g + 0.001d h_{zq} \quad (\text{kJ/kg干空气}) \quad (1-5)$$

式中 h_g ——1 kg干空气的焓 (kJ/kg)；

h_{2g} ——1kg水蒸气的焓(kJ/kg)。

无论干空气的焓,还是水蒸气的焓都不是一个绝对值,而是相对于另一种情况下的焓来说的。若规定0℃时干空气的焓为0,并认为在空气调节工程涉及的范围内干空气和过热水蒸气的定压比热为定值,则

$$h_g = c_p \cdot \Delta t = 1.01(t - 0) = 1.01t$$

$$h_{2g} = 2501 + 1.85t$$

湿空气的焓 H 为

$$H = 1.01t + 0.001d(2501 + 1.85t) \quad (\text{kJ/kg干空气}) \quad (1-6)$$

式中 1.01——干空气的定压比热(kJ/kg·K);

1.85——水蒸气的定压比热(kJ/kg·K);

2501——0℃时水的汽化热(kJ/kg)。

由公式(1-6)可知,湿空气的焓由两部分组成:其中 $1.01t + 0.001d \times 1.85t$ 是只与空气温度有关的显热,而另一部分 $0.001d \times 2501$ 是表示在温度不变时,水分汽化所吸收的汽化热,称为潜热。

以上介绍了和空气调节有关的湿空气的主要参数。从式(1-3d)和式(1-6)可以表明 t 、 H 、 d 、 φ 、 B 和 p_{bs} 六个参数间的关系,而 p_{bs} 仅取决于温度 t ,即对应于一个湿度 t 值,就有一个饱和压力 p_{bs} 值。当大气压力 B 为一定时, H 、 d 、 t (或 p_{bs})、 φ 四个参数中,只要知道其中任意两个,就可根据这两个公式计算出其余的参数。这就是说,这四个参数中知道任意两个,就可以完全确定某一空气的状态。

第二节 对车内空气参数的要求

车辆是运动着的建筑物,不论对运输旅客的客车,还是对运输易腐货物的冷藏车,对车内的空气参数都有一定的要求。

一、对客车车内空气参数的要求

对于客车,要求在车内创造既卫生又舒适的条件,以保证旅客的身体健康,减少旅途中的疲劳。

在正常的气象条件下,健康的人只要能够使身体内所产生的热量和向外界散发出去的热量间保持平衡,人就感到舒适。但当人处在空气温度过高或过低的环境中,人体产生的热量与散发出去的热量不相适应,这个热量平衡不能保持时,人就会不舒适——感到冷或热。一般情况下,人体产生的热量主要靠皮肤和呼吸器官散发到周围的空气中去,这种散发热量的方式有辐射、蒸发、对流和传导。而周围空气的温度、相对湿度和流动速度则是影响这几种散热效果的主要因素。

空气中的氧气是人们生存所必需的。在客车内,由于人的呼吸,二氧化碳(CO_2)将增加,当增到一定浓度后就会影响人的健康。此外,车内还可能产生其它有害气体,使车内空气变得污浊。而相对于车内空气来讲,外界空气则是新鲜的。因此,必需不断更换车内的空气,使车内空气保持一定的新鲜程度。当然,外界空气也含有灰尘和其它有害气体,这就要求对吸入的外界空气进行净化处理。

同时对于列车运行及空气调节系统工作时所引起的噪音也应尽可能的降低和消除,这是

在改善车内舒适条件时必须特别注意的。

根据人们的生活实践和人体生理卫生上的要求以及车内的特点,就可以分析出影响车内人体卫生和舒适性的主要因素是:

车内空气的温度;
车内空气的相对湿度;
人体周围空气的流动速度;
车内空气的洁净度;
车内壁面的表面温度等。

其中要求车内空气的温度、相对湿度、洁净度和流速达到一定标准,就成为客车空气调节所要完成的任务。

对我国空调客车节车内参数进行分析研究并制定规范,是我国客车空气调节技术发展需要解决的重要问题之一。解决这个问题必须考虑到:人体的舒适卫生要求;我国的气候特点;人民的生活习惯及设备的经济效果。

以夏季为例,我们来分析一下空调客车节车内空气参数的范围。

我国夏季气候普遍炎热,工作和生活环境基本上没有降温设备,因此,人民对高温有较强的适应性。根据生物体和生活条件统一的学说,通过卫生学家的实际试验证实我国人民对高温的适应性一般在 $28\sim 29^{\circ}\text{C}$ 是感觉舒适与感觉不舒适的分界点,也是人体生理活动由正常到开始恶化的分界点。因此,可以把 $28\sim 29^{\circ}\text{C}$ 的温度作为确定我国普通客车空气调节夏季车内参数的基础。

在夏季,考虑客车空气调节的车内湿度时,对车内外温差也有一定的限制,尤其我国南方的许多地区外气湿度经常很高,这时,过大的车内外温差将使人很不适应而可能影响健康。因此,对车内空气的温度建议按下述关系来考虑:设 t_H 为外气温度, t_B 为车内温度,则

$$t_B = 20 + 0.5(t_H - 20)^{\circ}\text{C} \quad (1-7)$$

在确定夏季客车空气调节车内温度时,还要考虑到车型、用途和定员。如对一般的座车,因定员多对其车内温度标准就不能要求过高,否则对制冷、供电设备的选择就会带来困难。然而对某些专用车、公务车、卧车,适当提高车内标准是可以允许的面且是必要的。

客车车内空气的相对湿度也是影响人体舒适的重要因素。夏季,当人体周围的相对湿度较大时,将要影响人体的蒸发散热,而使人们感到闷热。卫生学的观点也认为:当人体周围空气温度在 26.7°C 以下时,湿度对人体的影响不甚明显,但是,当温度在 28°C 以上时空气的相对湿度对人的影响就较为明显了。这时,相对湿度对人体影响而使人感觉不舒适的极限值近似为70%。然而正象人体和周围空气温度一样,和相对湿度的关系也有它的统一性,考虑到如上因素,车内相对湿度最大允许值可取70%,一般应在45~65%的范围内。

客车车内的空气流速,同样影响人体的散热,因此也是一个重要的因素。车内空气流速的增大可以加速人体表面的对流散热,尤其是当人体周围空气的温度和相对湿度都较高的情况下,增大空气流速会促进人体表面汗液的蒸发,从而增加散热效果,给旅客造成一个舒适的感觉。通过试验,夏季人体对空气流速有感觉的极限近似为 $0.15\sim 0.25\text{m/s}$ 的范围。

客车车内按照二氧化碳含量不超过一定限度的要求,每人必须有 $20\sim 25\text{m}^3/\text{h}$ 的新鲜空气量。

夏季,当客车内壁面温度过高时,由于辐射的影响,靠近壁面的旅客会感到不适。这个

因素主要是由车体隔热壁的结构和厚度所决定的。至于隔热壁的传热过程及对内壁面温度的影响将在第二章讨论。

上述温度、相对温度、流速、洁净度等空气参数是影响车内旅客舒适的重要因素，所以在确定客车空气调节夏季车内参数时应将这些因素进行综合的分析研究。有效温度（即实感温度）就是考虑了空气的温度、相对温度和流速对人体作用的综合效果。例如：在外气温度很高时，可以适当提高车内的温度标准并用加大空气流速或降低温度的办法，使人得到同样舒适的效果，这样的方法能使设备的经济性更好。

综上所述，我国客车空气调节夏季车内参数参考值如下：

客车车内湿度范围 24~29℃

客车车内相对湿度范围 不大于70%

客车车内空气流速范围 0.25~0.5m/s

新鲜空气量 20~25m³/h人

车内空气的含尘量 不大于1mg/m³

我国客车空气调节冬季车内参数可按同样的方法进行分析，其参考值如下：

客车车内温度范围 18~22℃

客车车内相对湿度范围 不小于30%

客车车内空气流速范围 0.05~0.25m/s

新鲜空气量 可略小于20~25m³/h·人

世界上不少国家因客车空气调节技术发展较早，对车内空气参数根据各自的气候特点及生活习惯都有了自己的规定。表1—1列出了某些国家规定的车内空气参数，供参考。

某些国家的车内空气参数

表1—1

项 目 \ 国 家	美 国		苏 联	日 本	瑞 士	西 德	东 德	英 国 (ston 公司)	法 国
外气温度 $t_H(^{\circ}\text{C})$	正常外温	特殊情况	27~35	33	30				-10~+32
车内温度 $t_B(^{\circ}\text{C})$	22~24	21.1~26.7	24~26	28	26	20~23	21~24.5	21~24.5	$20 + \frac{1}{2}(t_H - 20)$
车内相对湿度 $\varphi_B\%$	30~70		35~65						
车内气流速度(m/s)	0.127~0.38		≥0.25						

二、对冷藏车车内空气参数的要求

对于运输易腐货物的冷藏车，应具有必需的制冷及通风等设备及良好的隔热性能，使车内的温度、湿度、洁净度达到一定的要求，以保证易腐货物在运输过程中质量的完好。

凡货物在运输和保管时，需要采取特别保护措施，以免受到外气温度、湿度的影响而损害其品质者，都叫易腐货物，诸如各种牲畜肉及肉制品、鱼及鱼制品、蛋类、蔬菜及水果等。易腐货物绝大多数为易腐食品。

易腐食品的化学成分包括无机物质和有机物质。

无机物质是指食品中的各种矿物质和水。矿物质诸如铁、钙、磷、镁、钾、钠、碘等。

这些物质不供给人体能量，却是构成身体所有细胞和组织的成分，而且对人体的新陈代谢起着重要的作用，因此都是人体营养所不可缺少的物质。而水分则在食品中占很大的比重，一般占50~90%。在其它条件相同的情况下，易腐食品中水分愈多，腐坏也就愈快。

有机物质则主要是糖、蛋白质和脂肪。这些物质都是复杂的有机化合物，主要供给人体所需要的能量。

除了这些有机物质和无机物质之外，易腐食品内还有各种有机酸、酶、维生素等。

食品的酸度决定于其中含有的氢离子的多少。氢离子浓度用pH值表示，pH等于7时为中性，pH值越小，则食品也就愈酸。以肉为例，最好的肉的pH值为6.6，若pH值大于6.6，就表示肉已经开始腐坏了。

食品变质主要有以下三个原因：

物理的——脱水、干硬；

化学的——脂肪氧化及肌肉内三磷酸腺甙的分解（使肌肉收缩变硬），食品碰伤后也发生氧化而使食品变色、变味、分解。

生物的——微生物的侵袭（指细菌、霉菌和酵母菌的生命活动），导致食品的腐败。

实验证明，当温度在25~35℃时，腐败作用进行得最剧烈。随着温度的降低，微生物的活动也随之变慢，在低温、高湿的条件下，不但腐败作用被抑制，而且食品的干缩也相应减少。所以，冷冻不但能防止食品的腐败，而且还有助于延缓食品的脂肪氧化和保持果品、蔬菜的维生素。由于冷冻贮藏能有效地延长食品变质的时间，保持各类食品的新鲜度和色、香、味，因此保存食品的方法虽然很多（如盐腌、熏腊、蜜饯、制罐等），但到目前为止，冷冻贮藏依然是食品最佳、最广泛采用的保存方法。冷藏运输的重要性由此可见了。

冷冻包括冷却和冻结两种。

冷却就是移去食品中的热量，使食品温度迅速降低至接近冰点，以抑制微生物活动，防止新鲜食品由于温度较高而腐败变质，以便将新鲜食品运销市场或在冷却货物冷藏期间内短期贮存或进行冷加工。

冻结则是移去食品中的热量，使其温度低于冰点，因而使食品内部的水分的一部分或大部分结冰。冻结食品由于其内部水分大部已结冰，并且由于低温的作用阻碍或停止了微生物的活动，因此，冻结食品贮藏期较冷却食品长得多。

冷藏运输就是利用现代的冷藏技术和冷藏设备，把易腐食品从生产地运送到消费中心并保持其质量的完好。对铁路冷藏运输来说，就是要求冷藏车内符合所需要的贮藏条件，即对冷却或冻结的食品按其要求保持一定的温度、湿度和通风条件。

温度：对食品的品质和微生物的生长影响最大。对冻结食品来说，在一定的范围内，显然温度偏低为好。

湿度：相对湿度太高，微生物容易滋长，相对湿度过低则容易引起食品干耗。但在低温条件下，由于食品中大部分水分已结冰，虽然空气中相对湿度较高。但含湿量很小，微生物繁殖受到抑制，这样就可以减少干耗。

通风：为保持车内空气新鲜，必需进行通风。但新鲜空气在进入车内前要进行过滤和预冷。

常运的一些易腐食品的物理性质及冷藏要求见表1—2。

一般食品的主要物理特性及冷藏要求

表 1-2

食品名称	含水量 (%)	冰点 (°C)	比热 (kJ/kg·K)		潜热 (kJ/kg)	冷藏容积 (m³/T)	冷藏温度 (°C)	冷藏相对湿度 (%)
			高于冰点时	低于冰点时				
香蕉	75	-1.7	3.35	1.76	251	3.05	11.7	80~85
西瓜	92.1	-1.6	4.06	2.01	392		2~4	80~85
梨	83	-2	3.77	2.01	281	3.57	0.5~1.5	85~90
柑桔	90	-2.2	3.77	1.93	289	3.0	2~3.0	80~85
苹果	85	-2	3.85	2.10	281	3.16	-1~3	85~90
西红柿	94	-0.9	3.98	2.01	310		1~5	80~90
圆白菜	85		3.85	1.97	285		0~1.5	85~90
黄瓜	96.4	-0.8	4.06	2.05	318	3.6	0.5~1	75~85
猪肉 (冷却)	35~42	-2.2~ -1.7	2.01~2.26	1.26~1.34	126		0~1.2	80~85
冻猪肉						2.67	-15~-18	95~100
羊肉 (冷却)	60~70	-1.7					0	80
冻羊肉						3.68	-12~-18	80~85
鲜家禽 (冷却)	74	-1.7	3.35	1.8	247		0	80
冻家禽	60		2.85			2.86	-15~-18	80~85
冰鲜鱼	73	-1~-2	3.44	1.80	243	2.16	-0.5~4	90~95
冻鱼						2.22	-15~-20	95~100
鲜蛋	70	-2.2	3.18	1.68		3.1	-1.0~ -0.5	80~85
奶油	59		2.85		193	1.85	0~2	80

第三节 外气参数的确定

客车空气调节外气参数的确定合理与否,和车内空气参数的合理选定一样,也会直接影响空气调节中制冷、加热等设备的经济性,影响车体的结构和热工计算。只有合理的确定外气参数,才能使制冷、加热等设备收到良好的经济效果和运用效果,也才能保证合理选定的车内空气参数得以实现。

不论冬天或夏天,外气的温湿度一天之内是周期性波动的,每年也不是简单的重复。显然采用历年曾出现过的最高(或最低)的温度作为空调客车的外气计算温度是不合理的,不仅极端温度数十年才出现一次,而且持续的时间都很短,因此如何合理确定外气计算参数是设计客车空调首先应该解决的问题。

我国空调设计外气计算参数的确定方法,对一个气象点而言,有两种方法:

1. 根据每年一定的不保证小时数,整理统计气象资料,得出外气计算参数。我国建筑空调设计规范采用按历年平均每年不保证50小时的干、湿球温度为外气计算参数。所谓不保证50小时是指每年夏季累计平均有50小时超过计算温度,这样在全年大多数日子里,能使室内温度维持在要求的范围内,而有一小部分时间是不能保证的。