

章 音 编

TIELU KECHER DULI WENSHUI QUNUAN ZHUANGZHI

铁路客车独立温水取暖装置

人 民 铁 道 出 版 社

铁路客车独立 温水取暖装置

章音编

人民铁道出版社

1979年·北京

内 容 简 介

本书阐述铁路客车独立温水取暖装置的构造和工作原理，以及其使用和维修方法。其中包括燃煤锅炉和近年来生产的卧式和立式燃油锅炉，并简单介绍了锅炉的燃烧和传热过程，以及水循环系统的理论计算方法。

本书可作为铁路车辆和客运部门中的检车员、列车员和检修工人的学习材料，也可供有关技术人员和铁路大、中专院校师生教学参考。

铁路客车独立温水取暖装置

章 竟 编

人民铁道出版社出版

责任编辑 庄大圻

封面设计 关乃平

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

人民铁道出版社印刷厂印

开本：787×1092 $\frac{1}{2}$ 印张：4.25 字数：85 千

1979年12月第1版 1979年12月第1次印刷

印数：0001—8,600册

统一书号：15043·5148 定价：0.36元

前 言

铁路旅客列车在冬季运行时，为了使车内保持适当的温度和供应旅客所需的热水，必须在客车上安设采暖装置。

按热媒来区分，取暖装置有蒸汽、温水和电热等多种方式。我国早期生产的铁路客车，系采用由蒸汽机车集中供汽的蒸汽取暖装置。随着生产和科学技术的发展，牵引动力实行内燃化和电气化，目前已改用在每节客车上安设燃煤温水锅炉或燃油温水锅炉的独立温水取暖装置。燃油锅炉温水取暖装置具有体积小、升温快、效率高等特点，现已成批生产。不但新造客车和部分旧型客车改装为这种独立温水取暖装置，而且还被用于信号楼、车站贵宾室、边防哨所和小型船舶上，作为取暖和热水供应设备或炊事炉的燃烧器。

由于铁路客车普遍装设了独立温水取暖装置，为了使铁路车辆和客运部门的职工能更好地了解和这项设备，编者在1976年曾编写过《铁路客车70-51型燃油锅炉采暖装置》一书。该书出版后，我国铁路客车独立温水取暖装置的设计研制又有了进一步的发展；同时该书也未对燃煤锅炉独立温水取暖装置进行介绍。为此，编者搜集了一些资料并结合原书的内容，编成本书。书中除分章说明燃煤和燃油两种锅炉的温水取暖装置的构造、工作原理、使用和维修方法之外，并对锅炉的燃烧和传热过程，以及水循环系统的理论计算做了粗浅的分析。燃油锅炉的传热过程，一般可参考燃煤锅炉，更详细的分析，有待进行专门研究补充。

应当指出，铁路客车采用独立温水取暖装置，是属于不

完全空气调节。这种装置不同于按空调工况设计布置的完全空气调节的客车，而是在所属列车运行区间规定的取暖季节投入工作，使车内温度达到一定的要求。独立温水取暖装置的作用效果，与客车的隔热性能、旅客多少、列车运行速度、以及运行区间的气候变化情况有关。如果一辆客车的取暖装置设计合理而且状态良好，但车内温度仍达不到设计要求时，就要研究前述几个方面是否发生变化。

编者希望本书对提高铁路旅客运输服务质量有所帮助。对书中的缺点、错误，希望读者提出批评指正。

目 录

第一章 概述	1
第一节 铁路客车取暖装置的种类及其特点	1
第二节 铁路客车取暖装置的技术要求与设计参数	3
第二章 独立温水取暖装置的组成及其工作原理	8
第一节 独立温水取暖装置的基本工作原理	8
第二节 燃煤锅炉独立温水取暖装置	12
第三节 燃油锅炉独立温水取暖装置	17
第三章 燃煤锅炉	20
第一节 燃煤锅炉的构造	20
第二节 燃煤锅炉的燃烧过程	22
第三节 燃煤锅炉的传热过程	24
第四章 燃油锅炉	28
第一节 燃油锅炉的构造	28
第二节 燃油锅炉的燃烧过程	45
第五章 燃油锅炉温水取暖装置的控制系统	49
第一节 直流电动机	49
第二节 高压电火花点火器	54
第三节 控制元件	60
第四节 控制箱及其操作方法	83
第六章 独立温水取暖装置的其它部件	100
第一节 膨胀水箱	100
第二节 水泵	102
第三节 水位指示器	104

第四节	阀类	105
第七章	燃煤锅炉独立温水取暖装置的使用与维修	109
第一节	各型客车的管路系统	109
第二节	燃煤锅炉温水取暖装置的使用	112
第三节	温水取暖装置的维修保养	115
第八章	燃油锅炉独立温水取暖装置的使用和维修	118
第一节	各型客车的管路系统	118
第二节	燃油锅炉温水取暖装置的使用	121
第三节	70-51型燃油锅炉取暖装置的常见故障及其处理	123
附录	一、国产轻柴油规格	129
	二、本书所用三极管的参数资料	130

第一章 概 述

第一节 铁路客车取暖装置的种类及其特点

铁路客车取暖装置按热媒不同，可分为蒸汽取暖、温水取暖、电热取暖和发动机废气余热取暖等几种方式。

蒸汽取暖装置是利用蒸汽机车、锅炉车或客车内蒸汽锅炉所产生的蒸汽通入车内散热管或热风取暖系统的空气加热器来实现的。由于每公斤蒸汽所含的热量与压力有关，因此，车内散热管面积的大小根据蒸汽压力而定。高压蒸汽的散热管面积比低压蒸汽的小。

我国在1956年以前除少数公务车外，大部分客车均采用蒸汽取暖。这种取暖方式的优点是加热设备经济，作用比较可靠，易于装设和调节。但蒸汽主管及连结处热损耗大，低温时有冻结危险。在严寒地区由于蒸汽主管产生严重的降温降压，使列车后部车辆得不到足够的蒸汽；在内燃化和电气化区段运行的客车采用蒸汽取暖装置时，还需专设蒸汽锅炉，而锅炉维修费用较高。此外，蒸汽取暖的燃料热效率较低（约为25.6%），而且散热管散发的热量较高，使人感觉不舒适，还易烘烤污损物品，发散难闻气味。

温水取暖装置是利用安装于每一辆客车内的温水锅炉，将水加热后送入车内散热管来加热空气的。因为温水在本车内循环，与其它车辆无关，因此又称为独立温水取暖装置。这种取暖装置散热管散发的温度比较温和适中（不大于95℃），燃料热效率较高；运行中可与各种类型的牵引机车（蒸汽、内燃或电力）连挂；停车后，能单独使用。所以

从1956年以后，新造客车开始采用独立温水取暖装置。目前由于燃油锅炉成批生产，我国大部分客车都加装或改装为独立温水取暖。

独立温水取暖装置也存在一些缺点，如燃煤锅炉比较笨重，占有车内有效空间，操作时劳动强度较大，需经常上煤、补水；当锅炉烧干时，还有爆炸危险。另外，在寒冷季节易发生管路冻结裂开故障等等。再如燃油锅炉还有爆燃以及漏油引起火灾的可能。因此需要特别加强组织管理工作。

电热取暖是一种比较新型和先进的取暖方式。这种方式是基于电流热效应的原理，将电能变成为热能，来加热空气。电热取暖装置比较简单，以一定功率的电热元件为单位，可以按加热需要分散布置于车内座席或卧铺下部，也可以组合制成电空气预热器，安装于机械强迫通风系统的中央空调器或诱导器内。电炉元件体积小，重量轻，内部仅有镍铬合金螺旋丝和填充容热物质。这种取暖方式损耗少，效率高（可达96%），容易控制和调节发热量，工作可靠，但是耗电量较大（每辆客车需要有30千瓦以上的电能贮备），要求绝缘技术高并可靠接地。

通常电热取暖用于集中供电的成组列车和由电气化线路接触网供电的列车中。而对于车轴发电机单独供电的客车在目前是不可能采用的。

集中供电列车的供电电压为380伏/220伏，电热元件额定电压为220伏，可按基本相同的功率，分别将其接到三相电网上。

由接触网供电的列车，其接触网的电压和列车电热的电压如表1所示。

由接触网供电的电热取暖元件，通常是串联使用。每组

表 1

电 流 种 类		接 触 网 电 压	列 车 电 热 电 压
交	流	15000伏, 16 2/3赫	1000伏, 16 2/3赫
交	流	25000伏, 50 赫	1500伏, 50 赫
直	流	3000伏	3000伏
直	流	1500伏	1500伏

元件数不少于 5 个, 每个元件的额定工作电压可以高达 750 伏。

利用发动机废气余热取暖用于轻油动车组上。取暖方式一般多采用热风取暖, 即废气经过安装于通风机吸风道内的空气加热器, 加热输入车内的空气。这种取暖方式能源集中, 成本较低。

第二节 铁路客车取暖装置的技术 要求与设计参数

在设计客车的取暖装置时, 必需考虑下列几点要求:

1. 由车内散热管(或元件)和由风道输入车内的空气温度必须温和适中;
2. 能使车内各部分的温度均匀一致;
3. 能够按季节气温变化和车内旅客数量多少, 调节取暖装置的散热量;
4. 取暖装置工作时, 没有发生火灾事故的危險, 并不向车内放散有害气体;
5. 取暖设备的效率高, 设备简单, 便于维修和保养;
6. 由于我国幅员广大, 南方与北方气温相差悬殊, 为了能够节约能量和简化车辆取暖设备, 最好区分南方车和北方车, 安装相应发热量的取暖设备;

7. 取暖装置工作和调整的半自动化和自动化。

客车取暖系统设计中要确定散热量。铁路客车冬季运行时，由于车厢外部温度较低，车厢内外温差较大，车厢内的热量将通过车体隔热壁（包括车顶、地板、侧墙、门窗）和通风器向车外耗散。为使车内保持一定的温度，必须安装取暖装置以补偿热量的消耗。当取暖装置散热量等于车辆向周围耗散的热量时，此时称为车体热平衡，并可用下式表示：

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 = Q_4 + Q_5 + Q_6 \quad \text{千卡/小时}$$

式中 Q_1 ——取暖装置的散热量，千卡/小时；

Q_2 ——旅客人体所散发的热量，千卡/小时；

Q_3 ——车内电气设备所散发的热量，千卡/小时；

Q_4 ——通过车体隔热壁耗散到车外的热量，千卡/小时；

Q_5 ——通风换气耗散的热量，千卡/小时；

Q_6 ——由于门窗不严而漏泄的热量，千卡/小时。

旅客人体所散发的热量为

$$Q_2 = 75 \cdot n \quad \text{千卡/小时}$$

式中 75 ——车内每名旅客平均每小时发散的热量，千卡/小时；

n ——车内旅客人数。

车内电气设备发散的热量为

$$Q_3 = 1.2 \times 865 P \quad \text{千卡/小时，}$$

式中 P ——电气设备的总功率（千瓦）。

车体隔热壁耗散的热量为

$$Q_4 = K \cdot F (t_{\text{内}} - t_{\text{外}}) \quad \text{千卡/小时}$$

式中 K ——车体隔热壁总热传递系数，千卡/米²·小时·°C；

F ——车体隔热壁的总面积，米²；

$t_{\text{内}}$ ——车厢内计算温度, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{外}}$ ——车厢外计算温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

通风换气带走的热量为

$$Q_5 = 0.24G(t_{\text{内}} - t_{\text{外}}) \text{ 千卡/小时};$$

或
$$Q_5 = 0.3V(t_{\text{内}} - t_{\text{外}}) \text{ 千卡/小时}.$$

上二式中, G 和 V 分别为按重量 (公斤/小时) 和体积 (米³/小时) 计算的通风量。

通过门窗间隙漏泄的热量按经验可取为 Q_4 的 0.15 倍, 亦即 $Q_6 = 0.15Q_4$ 千卡/小时。

由于取暖装置散热量是设计取暖系统的基本数据, 它对取暖装置运用的效能和经济性有极大影响。因此正确选择和计算与其有关的各种参数有重要意义。这些参数一般是指: 车外计算温度 $t_{\text{外}}$, 车内计算温度 $t_{\text{内}}$ 和车体隔热壁总热传递系数 K 。

车外计算温度 $t_{\text{外}}$ 是根据列车运行区间所包括的各地区气象统计资料作为依据的。但是由于铁路客车是在全国各地运行, 所以采用任何个别地区的气象参数作为计算参数是不正确的。

一般车辆取暖装置的车外计算温度按下式计算:

$$t_{\text{外}} = \frac{t_1 + t_0}{2}$$

式中 t_1 ——列车运行最冷地区历年中的绝对最低温度, $^{\circ}\text{C}$;

t_0 ——列车运行最冷地区的最冷月平均温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

根据中国建筑工业出版社《采暖通风设计手册》表 4—2 资料, 我国冬季最冷地区为嫩江和海拉尔。按该两地区计算得冬季车外计算温度为 $-37 \sim -39^{\circ}\text{C}$, 故可取 $t_{\text{外}} = -40^{\circ}\text{C}$ 。顺便指出, 选择过高的外温, 不能保证一些运行于严

寒地区客车的内部温度；过低则不经济。

关于客车冬季取暖时的车内计算温度 $t_{内}$ 的选择，是根据人体舒适要求来确定的。由于车的种类、定员和各个国家、地区与民族的风俗习惯的不同，旅客的年龄大小差异，因此应当有不同的要求。根据实地试验和调查，建议我国客车车内温度标准可分为：在严寒地区硬座车为 $14\sim 16^{\circ}\text{C}$ ，卧车为 $16\sim 18^{\circ}\text{C}$ ；南方地区硬座车为 18°C ，卧车为 $18\sim 20^{\circ}\text{C}$ 。为了计算方便，车内计算温度可取为 $t_{内}=18^{\circ}\text{C}$ 。

最后，简单说明一下车体隔热壁总热传递系数 K 值确定的问题。 K 值大小与车体各部分隔热性能和车辆运行速度以及气候晴雨情况有关。对于运行 $40\sim 60$ 公里/小时的客车，当它采用固定双层窗，侧墙和车顶保温材料厚 $25\sim 40$ 毫米，地板保温层厚 $35\sim 60$ 毫米时， K 值可为 $1.0\sim 1.2$ 千卡/米²·小时· $^{\circ}\text{C}$ ；如果车窗上半截为单层玻璃可开式，下半截为双层玻璃固定式， K 值将变为 $1.2\sim 1.4$ ；如为普通车窗， K 值为 $1.4\sim 1.7$ ；保温隔热性能差的客车， K 值一般大于 2.0 。

K 值大小将极大影响到车辆热损耗。例如，设 $t_{外}=-40^{\circ}\text{C}$ ， $t_{内}=18^{\circ}\text{C}$ ，车体总换热面积为 250米^2 ，如 K 值为 1 时，

$$Q_4 = 1 \times 250 \times (18 + 40) = 14500 \text{ 千卡/小时}$$

如 K 值为 1.5 时，

$$Q_4 = 1.5 \times 250 \times (18 + 40) = 21750 \text{ 千卡/小时}$$

由此可见，车体热损耗是依 K 值增加的百分数而递增。

根据实验，列车运行速度每小时增加 10 公里， K 值约增加 0.005 。因此，车体热损耗还随着列车运行速度的增加而增加。

根据上述情况，在取暖装置计算中，一般 K 值可取为 $1\sim 1.2$ 。

为了搞清前述各种参数与取暖装置散热量的关系，下面我们以一辆运行于东北地区的YZ₂₂型硬座车为例，进行计算说明。

设YZ₂₂型硬座客车的定员为118人，车体长度23.6米，车体总散热面积为256米²，车内电气设备为10只30瓦荧光灯，其总功率为300瓦，车上采用自然通风，共有25个圆式通风器，每个通风器的通风量为35米³/小时。又设 $t_{外} = -40^{\circ}\text{C}$ ， $t_{内} = 18^{\circ}\text{C}$ ，且 $K = 1.1$ 。则车内发散和损耗的热量，分别按前述公式计算结果如下：

$$Q_2 = 75 \times 118 = 8850 \text{ 千卡/小时}$$

$$Q_3 = 1.2 \times 865 \times \frac{300}{1000} = 311.4 \text{ 千卡/小时}$$

$$Q_4 = 1.1 \times 256 \times [18 - (-40)] = 16320 \text{ 千卡/小时}$$

$$Q_5 = 0.3 \times 25 \times 35 \times [18 - (-40)] = 15260 \text{ 千卡/小时}$$

$$Q_6 = 0.15 \times 16320 = 2442 \text{ 千卡/小时}$$

车辆取暖装置散热量为

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_4 + Q_5 + Q_6 - Q_2 - Q_3 \\ &= 16320 + 15260 + 2442 - 8850 - 311.4 \\ &\approx 24860 \text{ 千卡/小时} \end{aligned}$$

由上述计算可知，车辆热损耗的途径主要是由车体隔热壁传递和通风换气带走的。另一方面也可看出旅客散发的热量是不可忽视的。

如果车辆取暖装置是按上述计算结果设计安装的，则不允许车体隔热性能恶化，否则将减低车内温度。

同时我们还可以看出车体热损耗，与车内外温差大小有很大关系。我国南方地区由于外温较高，使车内外温差大大缩小，这样就可以大大减少车体热损耗，取暖装置热负荷较小。

第二章 独立温水取暖装置的组成 及其工作原理

第一节 独立温水取暖装置的基本工作原理

独立温水取暖装置是用燃煤或燃油锅炉加热冷水至 90°C 左右，然后利用自然循环或强迫循环原理，让热水输入车内散热管，通过散热管再把热量传给车内的空气，使车内温度得到提高的。

采用水作为热媒来传递热量的理由是：

1. 水的比热大 ($C = 1.00\text{卡/克}\cdot^{\circ}\text{C}$ 或千卡/公斤 $\cdot^{\circ}\text{C}$) 与其它物质比较，用等量的水可以吸收更多的热量，而且放热的时间较长；

2. 水的成本低廉，容易获得；

3. 水对人体无害。

水在 4°C 时，体积最小，密度最大 (1克/厘米^3)。随着温度上升或下降，密度减小，体积增大。因此，温水取暖系统由于管路中各点水的温度不同，而能形成不同的水柱压力。此外，由于水随温度上升而造成体积膨胀，所以系统不能密封，应留有多余的空间，以容纳体积膨胀后的水。

图1所示为温水取暖装置简图。水在锅炉中加热后经管1而进入膨胀水箱2。膨胀水箱2上分出两个独立的管路系统。每一系统包括上部出水管3，立管4和与锅炉连结的下部放热管5。

膨胀水箱的作用是：容纳整个取暖系统因受热膨胀而形

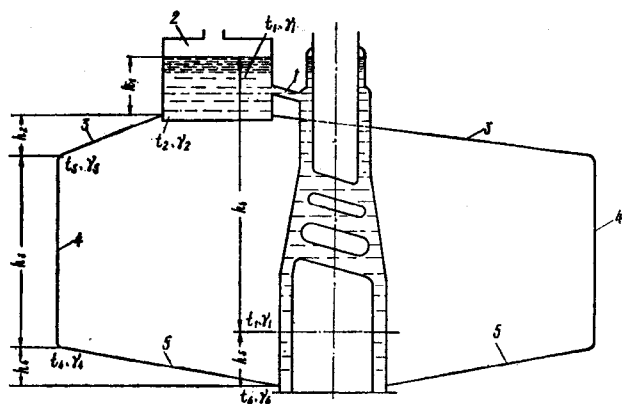


图1 温水取暖装置简图

成的多余热水，与大气相通，排除系统内空气，以免影响温在水管路中循环。

水在不同温度下的物理性质如表2所示。应当指出：温度在4°C时，水的比重为1,000公斤/米³；0°C时，其比重大于1，即有反常膨胀性质。故水结冰时，体积要膨胀，所谓冻裂管子，原因就在于此。

根据图1所示的系统，可求出其温差产生的作用压力为：

$$H = \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{2} h_1 + \frac{\gamma_2 + \gamma_3}{2} h_2 + \frac{\gamma_3 + \gamma_4}{2} h_3 + \frac{\gamma_4 + \gamma_5}{2} h_4 - \gamma_1 h_5 - \frac{\gamma_1 + \gamma_6}{2} h_5 \quad \text{公斤/米}^2 \text{ (或毫米水柱)}$$

式中 $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \gamma_4, \gamma_5, \gamma_6$ —— 1米³水在下列各点温度时的重量(公斤)； t_1 —膨胀水箱中的温度， t_2 及 t_3 —上部出水管的入口和出口处温度， t_4 及 t_6 —下部放热管入口及出口处的温度；

表 2

温度 t (℃)	压 力 P (公斤/ 厘米 ²)	比 重 γ (公斤/米 ³)	含 热 量 i (千卡/ 公斤)	比 热 C_p (千卡/公斤 ·℃)	导热系数 λ (千卡/米· 小时·℃)	运 动 粘 滞 系 数 ν (10 ⁻⁶ 米 ² / 秒)
0	1	999.8	0	1.005	0.480	1.790
10	1	999.7	10.04	1.001	0.484	1.300
20	1	998.2	20.03	0.999	0.510	1.000
30	1	995.7	30.00	0.998	0.525	0.805
40	1	992.2	39.98	0.998	0.539	0.659
50	1	988.1	49.95	0.999	0.552	0.556
60	1	983.2	59.94	0.999	0.565	0.479
70	1	977.8	69.93	1.001	0.574	0.415
80	1	971.8	79.95	1.002	0.581	0.363
90	1	965.3	89.98	1.005	0.585	0.326
100	1.03	958.4	100.04	1.007	0.587	0.295

h_1 ——比重为 $\frac{\gamma_1 + \gamma_2}{2}$ 的水柱高度，米；

h_2, h_3, h_4 ——相应为上部出水管、立管和下部放
热管中水柱的垂直投影高度，米；

h_5 ——比重为 $\frac{\gamma_1 + \gamma_6}{2}$ 的水柱高度，米；

h_6 ——比重为 γ_1 的水柱高度，米。

水柱高度 h_5 和温差 $t_1 - t_6$ 都与锅炉能力发挥情况有关，一般可取 $h_5 = 150 \sim 200$ 毫米， $t_1 - t_6 = 25^\circ\text{C}$ 。其它的水柱高度可从设计图纸中求得。

温水取暖系统的自然循环就是依靠上述计算的压力形成的，但是这个压力必须足以克服温水沿管流动时所遇到的沿程摩擦阻力和局部摩擦阻力。

所谓沿程摩擦阻力是指温水沿直线管道流动时，水分子间以及水分子与管壁间的相互摩擦而造成的压力损失，它用