

图书在版编目 (CIP) 数据

室内空气环境/王昭俊, 赵加宁, 刘京编著. —北京:
化学工业出版社, 2005. 11
高等学校研究生教材
ISBN 7-5025-7881-1

I. 室… II. ①王…②赵…③刘… III. 室内空
气-空气质量-研究生-教材 IV. X831

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2005) 第 133654 号

高等学校研究生教材

室内空气环境

哈尔滨工业大学

王昭俊 赵加宁 刘 京 编著

责任编辑: 王文峡 陈 丽

文字编辑: 周 侗

责任校对: 顾淑云

封面设计: 尹琳琳

*

化学工业出版社
教材出版中心 出版发行

(北京市朝阳区惠新里 3 号 邮政编码 100029)

购书咨询: (010) 64982530

(010) 64918013

购书传真: (010) 64982630

<http://www.cip.com.cn>

*

新华书店北京发行所经销

北京云浩印刷有限责任公司印装

开本 787mm×1092mm 1/16 印张 16¼ 字数 400 千字

2006 年 1 月第 1 版 2006 年 1 月北京第 1 次印刷

ISBN 7-5025-7881-1

定 价: 34.00 元

版权所有 违者必究

该书如有缺页、倒页、脱页者, 本社发行部负责退换

前 言

室内空气环境是供热、供燃气、通风及空调工程学科硕士研究生一门重要的专业课，是一门涉及建筑物理学、生理学、心理学、人类工效学、信息科学等多学科交叉的边缘科学。室内环境包括室内热湿环境、室内空气品质、室内光环境和声环境等内容。本书主要研究与供热、供燃气、通风及空调工程学科紧密相关的室内热湿环境和室内空气品质两方面内容。

本教材在介绍室内热环境、室内空气品质、通风与洁净室的有关概念、工作原理、评价指标和评价方法时，重点介绍了室内环境研究的方法，如实验室研究、现场研究和仿真研究方法；介绍了世界上流行的热舒适标准、室内空气品质标准、洁净度标准；阐述了改善室内环境品质的综合措施，如个性化环境控制、二氧化钛光催化氧化法处理室内空气污染物的新技术等。

本教材的内容涉及暖通专业方向的研究热点和前沿问题，在借鉴国外教材的同时，融入作者的科研成果和设计成果，使本教材的内容更新颖、追踪学科前沿问题，同时也接近实际工程。本教材较其他相关领域的参考书增加了现场研究、实验室研究和仿真研究的内容。以图文并茂的方式介绍了世界一流大学微气候实验室和暖体假人等先进的实验设施。教材中还给出了室内环境研究方法的应用举例，使学生通过具体算例，掌握其研究方法，为该方向的研究生从事相关的科学研究进行科学技术贮备。

本书由哈尔滨工业大学王昭俊担任主编，编写第2章和第3章，参编第1章，并负责全书的统稿，哈尔滨工业大学赵加宁编写第1章、第4章和第5章；哈尔滨工业大学刘京编写第6章，参编第4章；哈尔滨工业大学博士研究生高军参编第4章。

本书承哈尔滨工业大学高甫生教授认真审阅，并得到多方面指正，谨致谢意。

丹麦技术大学的 P. O. Fanger 教授提供了丹麦技术大学室内环境和能源国际研究中心的有关研究成果的详细资料，在此深表感谢。

研究生孙晓利、章箫珊、吕超、李静等参加了有关资料搜集、整理等辅助性工作，对此谨致谢意。

本书可作为供热、供燃气、通风及空调工程学科的研究生教材使用，还可供相关学科的研究人员参考使用。

由于作者水平有限且所涉及内容广泛，疏漏之处在所难免，恳请读者提出宝贵意见。

作 者

2005 年 8 月于哈尔滨

目 录

1	绪论	1
1.1	室内环境研究概况	3
1.1.1	室内热环境	3
1.1.2	室内空气品质	5
1.1.3	生产要求的室内环境	7
1.2	人与室内环境的关系	8
1.3	室内空气环境的主要研究内容及方法	9
2	室内热环境与人体热舒适	11
2.1	人体的温度调节系统	13
2.1.1	人体的温度感受系统	13
2.1.2	人体的体温调节系统	13
2.1.3	热感觉	14
2.1.4	热舒适	16
2.2	人体热舒适与人体健康的影响因素	18
2.2.1	新陈代谢率	18
2.2.2	服装热阻	21
2.2.3	空气温度	22
2.2.4	空气相对湿度	23
2.2.5	空气流速	25
2.2.6	平均辐射温度	26
2.2.7	其他因素的影响	28
2.3	室内热环境与工作效率	29
2.4	室内热环境评价	33
2.4.1	有效温度 (ET) 和 ASHRAE 舒适区	33
2.4.2	热舒适方程和 PMV-PPD 指标	36
2.4.3	卡他冷却能力、当量温度和主观温度	42
2.4.4	操作温度	43
2.4.5	热应力指标	44
2.4.6	模糊综合评价	47
2.5	热舒适标准	49

2.5.1	可控制的活动空间可接受的热环境条件	51
2.5.2	自然调节空间可接受的热环境条件	54
2.5.3	热环境参数测试仪器	54
2.6	实验室研究	55
2.6.1	堪萨斯州立大学的微气候实验室	56
2.6.2	丹麦技术大学的微气候实验室	59
2.6.3	实验室研究方法	62
2.7	现场研究	65
2.7.1	现场研究特点及适应性假说	65
2.7.2	热感觉的现场研究方法	67
2.7.3	数据处理	72
2.7.4	现场研究结果	74
2.8	室内热环境评价指标应用举例	75
2.8.1	热舒适参数选择	75
2.8.2	模拟计算结果	75
2.8.3	ASHRAE 舒适标准	78
2.8.4	讨论	78
3	室内空气品质与人体健康	81
3.1	室内空气污染物来源及种类	83
3.1.1	室内空气污染物特性	83
3.1.2	室内空气污染物的来源	84
3.1.3	室内空气污染物种类	87
3.2	空气污染物对人体健康的影响	91
3.2.1	室内空气污染物对人体健康的影响	91
3.2.2	大气污染物对人体健康的影响	96
3.2.3	室内空气品质恶化在各类建筑中对人体健康的危害	97
3.3	室内空气品质与工作效率	99
3.3.1	哮喘和 IAQ	99
3.3.2	室内空气品质影响工作效率	100
3.4	室内空气品质评价	102
3.4.1	室内空气品质客观评价	103
3.4.2	室内空气品质主观评价	106
3.4.3	室内环境品质的综合评价	111
3.5	室内空气品质标准	112
3.5.1	室内空气品质的定义	112
3.5.2	阈值	113
3.5.3	ASHRAE 通风标准	113
3.5.4	其他国家的室内空气品质标准	119
3.5.5	中国的室内空气品质标准	120
3.5.6	室内空气污染物的测试方法	124

3.6	改善室内空气品质的措施	125
3.6.1	通风策略	125
3.6.2	控制污染源	127
3.6.3	个性化环境控制	127
3.6.4	纳米光催化氧化法处理 VOC	128
3.6.5	系统设计和运行	131
3.7	室内空气品质评价应用举例	131
3.7.1	模型的建立	132
3.7.2	灰色非本征方程模拟和灰参数优化	132
4	室内通风的气流组织与性能评价	135
4.1	室内通风的气流组织基本形式	137
4.2	混合式通风	138
4.3	置换式通风	139
4.3.1	置换通风原理	140
4.3.2	置换通风系统参数	141
4.3.3	置换通风与冷却顶板系统	146
4.3.4	置换式通风案例	148
4.4	自然通风	154
4.4.1	自然通风的分类	154
4.4.2	单空间建筑自然通风	154
4.4.3	楼栋建筑自然通风	159
4.5	室内气流分布的性能评价及预测	162
4.5.1	气流分布的性能评价指标	162
4.5.2	通风系统室内气流分布预测	166
4.5.3	室内气流分布评价和预测案例	168
5	洁净室	171
5.1	洁净室的洁净度标准	173
5.1.1	国际标准	174
5.1.2	中国国家标准	176
5.2	洁净室的工作原理	177
5.2.1	非单向流洁净室	179
5.2.2	单向流洁净室	181
5.2.3	混合流洁净室	183
5.3	洁净室空调系统的设计	183
5.3.1	空调系统的形式	183
5.3.2	空调系统风量	188
5.3.3	洁净空调系统的特殊设备	191
5.4	洁净室的预测与评价	193
5.4.1	CFD 方法预测	193
5.4.2	现场测试评价	194

5.5	洁净室 HVAC 系统用过滤器	199
5.5.1	洁净室粉尘的来源	199
5.5.2	空气过滤机理	201
5.5.3	洁净空调系统中过滤器的作用和分类	202
5.5.4	过滤器的主要特性指标	202
5.6	洁净室 HVAC 系统的节能	205
5.6.1	减少空气循环量	205
5.6.2	减少空气系统的阻力	206
5.6.3	合理选择空气循环系统	206
5.6.4	合理确定空气处理的系统	207
5.6.5	合理控制排风系统的排风量	207
5.6.6	合理实现空调系统风机的变速控制	207
5.6.7	冷冻水系统的节能	207
5.6.8	采用高效率的设备及考虑运行节能	208
5.6.9	废热的回收及利用	208
6	CFD 在室内环境研究中的应用	209
6.1	计算流体动力学的发展背景	211
6.2	CFD 的理论基础	212
6.2.1	基本方程	212
6.2.2	数值解法	218
6.2.3	CFD 的计算精度与误差	225
6.3	CFD 在室内环境研究中的应用	232
6.3.1	应用背景	232
6.3.2	计算概要	233
6.3.3	计算例	237
	本章符号表	248
	参考文献	250

1.1 室内环境研究概况

人类从露宿、穴居到建造具有空调的建筑物，经历了漫长的岁月。而对建筑的需求，则经历了从掩蔽所→舒适建筑→健康建筑→绿色建筑（生态建筑）这样4个阶段。第一阶段是低能耗甚至无能耗阶段，第二阶段和第三阶段是高能耗阶段，第四阶段则是高能量效率、大量利用可再生能源和未利用能源、亲近自然和保护环境阶段。

人的一生有80%以上的时间是在室内渡过的，室内环境品质（indoor environment quality, IEQ）——声环境、光环境、热环境及室内空气品质对人的身心健康、舒适感及工作效率都会产生直接的影响。在上述诸多影响因素中，热环境和室内空气品质对人的影响尤为显著。供热、供燃气、通风及空调工程学科的主要任务就是为人们创造一个舒适、健康的热环境。近年来，人们对室内空气品质对人体健康与工作效率的影响更加关注，在日常生活、生产和科学研究中对室内热环境和室内空气品质的要求也更加严格。电子产品的生产环境要求对空气中的悬浮粒子有严格的控制，食品与医药工业对空气中的悬浮粒子与悬浮微生物都有严格的控制，而标准量具生产对温度的要求和纺织生产对湿度的要求也都很苛刻。

1.1.1 室内热环境

室内热环境研究是与19世纪医学及测温学同时开展的。当时人们认识到控制湿度的重要性，认为空气过于干燥或过度潮湿都是不可取的。

1914年Hill发明了卡他温度计。卡他温度计综合了平均辐射温度、空气温度和空气流速的影响。20世纪30年代进行的大量实验经常采用卡他温度计。

1919年在美国的匹兹堡由美国采暖通风工程师协会（American Society of Heating and Ventilating Engineers, ASHVE）建造了一个微气候实验室，主要目的就是研究空气温度、空气湿度和空气流速等对人体热感觉和热舒适的影响。1923年Houghten和Yaglou创立了对热环境研究具有深远影响的有效温度（effective temperature, ET）指标。该指标综合了空气温度、空气湿度和空气流速对人体热感觉的影响。1967年以前，该指标一直被广泛地用于工业以及美国和英国的军队中。1924~1925年Houghten和Yaglou等又研究了空气流速和衣着对人体热感觉的影响。1932年Vernon和Warner使用黑球温度代替干球温度对热辐射进行了修正，提出了修正有效温度（corrected effective temperature, CET）指标。第二次世界大战期间，该指标曾为英国皇家海军舰队所采用。1950年Yaglou等对热辐射进行了修正，提出了当量有效温度的概念。

1963年美国采暖、制冷和空调工程师协会（American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, ASHRAE）将匹兹堡的微气候实验室搬到了堪萨斯州立大学（Kansas State University）。在该实验室中学者们进行了大量的人体热感觉与热舒适的实验研究，获得了许多有价值的热舒适数据，并成为制定热舒适标准的基础数据。

1971年美国耶鲁大学Pierce研究所的Gagge提出了新有效温度（new effective temperature, ET*）指标，该指标综合了温度、湿度对人体热舒适的影响。随后，Gagge又综合考虑了不同的活动水平和服装热阻的影响，提出了标准有效温度（standard effective temperature, SET）指标。

1974 年美国的 ASHRAE 颁布了第一个热舒适标准——活动区的热环境条件 ASHRAE Standard 55—1974。该标准中采用了新有效温度指标。在 1981 年、1992 年和 2002 年又经过 3 次修订, 发展为最新版本 ASHRAE Standard 55—2002 草案。在 ASHRAE Standard 55—2002 中采用操作温度作为热舒适指标。

与此同时, 丹麦技术大学的 P. O. Fanger 教授领导的微气候实验室在研究人体热舒适的领域也取得了令人瞩目的成果。Fanger 教授在堪萨斯州立大学的实验数据基础上, 提出了舒适的皮肤温度、所期望的排汗率和新陈代谢率之间的关系, 并于 1967 年发表了著名的热舒适方程式。

1970 年 Fanger 以人体热平衡方程及 ASHRAE 7 点标度为出发点, 并对堪萨斯州立大学的热感觉数据进行分析, 得到了至今被世界各国广泛使用的评价室内热环境热舒适的指标——预测平均投票数 (predicted mean vote, PMV) 和预测不满意百分数 (predicted percentage of dissatisfied, PPD)。该指标综合了空气温度、空气湿度、空气流速、平均辐射温度、活动强度和衣着等 6 个影响人体热舒适的因素, 是迄今为止最全面的评价室内热环境的指标。国际标准化组织 (International Standard Organization, ISO) 根据 Fanger 教授的研究成果于 1984 年制定了国际标准, 即适中的热环境——PMV 与 PPD 指标的确定及热舒适条件。目前, 该研究成果是世界上普遍采用的评价和预测室内热环境热舒适程度的标准。ISO Standard 7730 推荐取 PPD 不大于 10%, 即允许有 10% 的人感到不满意, 此时对应的 PMV 在 $-0.5 \sim +0.5$ 之间。

ASHRAE Standard 55—2002 中根据 PPD 值, 将可控制的环境空间分为 A ($PPD < 6\%$)、B ($PPD < 10\%$)、C ($PPD < 15\%$) 不同级别, 并给出了自然调节的环境空间 PPD 不大于 10% 和 PPD 不大于 20% 的舒适区域。可以根据实际情况选用不同的环境标准等级和热舒适区域。

此外, 人们还对远离热舒适范围的过热和过冷环境进行了大量的研究, 并建立了一系列指标, 如预测 4h 排汗量 (predicted four hour sweat rate, P4SR)、热应力指数 (heat stress index, HSI)、热应力指标 (index of thermal stress, ITS)、湿球黑球温度计指数 (wet-bulb globe thermometer index, WBGT) 等。

除了热舒适评价指标外, 国内外的一些学者还提出了人体传热模型。其中最具有代表性的模型是 1970 年 Gagge 等提出的人体温度调节的两节点模型。该模型将人体看作两层, 即核心层和皮肤层。新陈代谢在核心层产生, 产生的一部分热量通过呼吸直接散失在环境中, 其余的热量传到皮肤表面。传到皮肤表面的热量一部分由汗液蒸发散失掉, 其余的热量通过衣服传到衣服表面, 然后通过辐射和对流散失到环境中。传热过程被视为一维的。虽然温度调节的数学模型很多, 但两节点模型是考虑人体温度调节过程的最简单的模型, 而且是标准有效温度 SET 推导的基础。

1971 年堪萨斯州立大学的 Stolwijk 提出把人体分为 6 节段 4 层模型, 即头、躯干、臂、手、腿、脚等 6 个节段, 核心、肌肉、脂肪、皮肤等 4 层。1976 年 Gordon 等又把该模型从 6 节段扩展到 14 节段, 从 4 层扩展到 11 层。

美国耶鲁大学的 Gagge (1971, 1986) 提出了另一个有影响的模型。该模型将 Stolwijk 模型由 4 层简化为 2 层, 即核心层和皮肤层。人体分为头、上肢 (左右)、躯干、下肢 (左右) 6 个部分, 并将每个部分视为直长的筒体。Gagge 通过列出各层、各节段之间的传热方程, 并以肌体各节段间传热量作为基础生理指标量, 对人的生理和心理反应进行

了预测。

1987 年纽约大学的 Charmy、辐射研究协会的 Hagman 和机械工程协会的 Levin 等提出一种更为复杂的人体模型。该模型将人体分为 16 段，除头部形状是圆形外，其余部分近似为圆柱体。人体中央有一个血腔。人体的每一段又进一步被分成 4 层，即核心、肌肉、脂肪、皮肤。共计有 64 个单元和一个血腔。

中国室内热环境研究始于 20 世纪 80 年代，同济大学、清华大学、天津大学、哈尔滨工业大学、航空航天大学医学研究所和中国纺织大学等的一些学者对中国人所适用的热指标、室内的热环境现状、暖通空调方式下的热舒适性性能和人体传热模型等进行了研究，并取得了一定的成果。

在此之后，国内外学者又对动态热环境进行了研究，如清华大学的一些学者发现人体对动态热环境的反应与对稳态热环境的反应有很大不同。在中性-热环境下，动态化温度与气流对改善人体热感觉有很大帮助。从人体对自然风的接受性高于机械风的现象出发，发现自然风与机械风在湍流脉动特性上有很大的不同，反映在功率谱、湍流度、风速概率分布等参数方面有显著的区别。

1.1.2 室内空气品质

早在 14 世纪，伦敦就颁布了烟草法律以减少室外空气污染。随着工业革命和城市的增加，空气污染日趋严重，并导致一些灾难性事件频繁发生，如 1932 年的马斯河谷烟雾事件中，有数千人上呼吸道感染；1952 年的伦敦烟雾事件中，在一周内几千人死亡，尤其是一些婴幼儿和老人。伦敦烟雾事件使人们认识到室外空气污染对人体健康的危害，揭开了空气污染研究的新纪元，推动了流行病学和室外空气污染对公共健康的危害的研究。

室内空气污染的研究历史与发展是与室外空气污染的调查紧密相关的。20 世纪 60 年代，人们认识到室内空气品质（indoor air quality, IAQ）对人体健康的潜在影响，开始集中研究室内空气污染对人体健康的危害，并首次对室内空气品质进行了现场测试。

早期的研究重点是室内吸烟对人体呼吸系统的影响，如 Cameron 等人研究了室内吸烟者和不吸烟者的呼吸系统健康问题。还有学者指出母亲吸烟对婴幼儿的呼吸系统健康有害，被动吸烟更易患呼吸系统疾病等。同时人们对甲醛与哮喘病之间的关系进行了大量的调查研究，认为甲醛是引发哮喘病的主要原因。20 世纪 50 年代人们就意识到氡是室内空气中普遍存在的污染物。20 世纪 80 年代，随着美国地下矿工肺癌患病率的增加，人们认识到氡是造成肺癌的元凶。

1973 年国际石油危机爆发后，各国开始重视建筑节能工作。为了减少空调建筑的能耗，提高了建筑物的密闭性，相应减少了空调新风量，使得 CO_2 、灰尘、细菌等浓度增加。另一方面，有机合成材料在室内装饰及设备用具方面的广泛应用，致使挥发性有机化合物（volatile organic compound, VOC）大量散发。由于室内各种污染物不能及时排出室外，而室外的新鲜空气也不能正常地进入室内，严重恶化了室内空气品质，再加上一些其他因素，长期生活和工作在现代建筑物中的人们常表现出一些越来越严重的病态反应，德国的星期一综合征便是其中著名的一例。这一问题引起了专家们的广泛重视。

1976 年在美国费城召开了退伍军人会议，不久，221 人相继出现了类似流感的症状，如头疼、发烧、腹泻及昏迷，其中 34 人死亡，由此引起人们的注意。因为其病因是宾馆的空调系统传播了 LP 杆菌，故命名为军团病。此后人们更加重视室内空气品质的研究。

1979年,世界卫生组织(World Health Organization, WHO)召开了首次室内空气品质与健康国际会议。

1983年世界卫生组织提出了病态建筑综合征(sick building syndrom, SBS)的概念,其定义为:因建筑物使用而产生的一些不适症状,包括黏膜有刺激感(眼红、流泪、咽干等)、困倦、头痛、恶心、头晕、皮肤瘙痒、易感冒、患哮喘或其他呼吸道疾病等。近年来,有些专家学者建议将人们对室内气味产生的不满也纳入到病态建筑综合征中。大量调查分析表明,病态建筑综合征与不良的室内空气品质有关。病态建筑综合征严重影响了人们的身体健康和工作效率,由此引发的病休、医疗费用等社会问题也受到了广泛的关注。

据中国室内环境监测中心报告显示,越来越多的人要求检测室内空气品质,由此可以看出此问题在中国也越来越严重。购房、室内装修热潮,使得室内空气品质问题在中国尤为突出。

鉴于以上种种原因,人们已经认识到解决室内空气品质问题的重要性与迫切性,室内空气品质问题已成为当前建筑环境领域内的一个研究热点。

早在1824年,Tredgold就提出最小通风率为每人4cfm(cubic feet per minute),即 $6.72\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{人})$ 。1893年Billings推荐通风率为每人30cfm,即 $50.4\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{人})$ 。1915年,美国21个州通过了有关通风的法律,一般采用每人30cfm。

1973年国际能源危机爆发之前,美国采暖、制冷和空调工程师协会(ASHRAE)颁布了自然和机械通风标准ASHRAE Standard 62—1973,规定最小通风率为10cfm,即 $16.8\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{人})$ 。能源危机后,为了节能,将原通风标准进行了修改,将新建筑的最小通风率减少到每人5cfm,即 $8.4\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{人})$ 。并于1981年颁布了控制室内空气品质的通风标准ASHRAE Standard 62—1981,规定最小通风率可由每人所需的通风量或单位建筑面积所需的通风量来确定,非吸烟区最小通风率为每人5cfm,吸烟区最小通风率为每人60cfm。

近年来,人们才逐渐认识到通风与室内空气品质的关系。1989年ASHRAE颁布了新的通风标准——可接受的室内空气品质的通风标准ASHRAE Standard 62—1989。标准中考虑了室内空气品质和病态建筑问题,将建筑的通风率增加到每人15cfm,并不再区分吸烟区与非吸烟区。1996年,ASHRAE对原标准进行了修订,颁布了通风标准ASHRAE Standard 62—1989R。该修订版中将室内污染分为人员污染和建筑污染,并同时考虑。1999年颁布了新通风标准ASHRAE Standard 62—1999。

其他国家也据此制定新的或修订原有的建筑物通风标准或指南,主要有:欧洲标准化组织CEN于1996年起草的prENV1752《建筑物通风:保证室内环境的设计原则》的修订案,德国标准组织DIN于1994年出版的DIN1946第二部分《通风与空调:技术上的卫生要求》的修订版,英国CIBSE于1993年对指南A第二部分“设计的环境标准”制定的修订草案,以及北欧指南NKB 61的1991年版本等。

上述标准中大多已将建筑本身的污染考虑在内,有的标准将人员污染和建筑污染各自所需的新风量相加(如ASHRAE Standard 62—1989R),有的标准则取两者中的较大值(DIN1946)作为最小新风量指标。

与此同时,人们还对室内空气品质的评价方法进行了研究。1936年,Yaglou采用实验方法研究了气味与通风量的关系,确定了可接受的室内空气品质所需的最小通风量。

1988年,Fanger提出了新的污染源的污染量指标单位olf,以对室内空气污染进行

量化。

1.1.3 生产要求的室内环境

在工业生产、实验研究和一些特殊场合中所要求的室内环境根据其生产的产品质量要求和实验目的而确定。本文主要介绍以保证室内空气洁净为目的的生产环境控制技术，称为空气洁净技术。空气洁净技术是空气调节的一个分支，属于空气调节在特殊场合的应用，这在建筑环境与设备工程专业的本科教材《暖通空调》中有所介绍。

19 世纪中叶，在医院外科手术前，先向手术室内喷洒石炭酸溶液，以控制感染，开始有了洁净室的概念。19 世纪末期，显微镜技术的发展使科学家们陆续发现各种类型的细菌，开始重视消毒手术室，防止手术部位的感染。

进入 20 世纪，第一次世界大战后，美国航空仪表生产中建立“控制装配区”，供给一定的过滤空气，并严格管理，为工业洁净室的出现打下了基础。20 世纪 40 年代，美国创建了第一座洁净室，是洁净室的起源。

1950 年，高效粒子空气过滤器（high efficiency particulate air filter, HEPA）问世，因为它是洁净室中最基本最必要的部件，所以其成为洁净技术发展史上的第一座里程碑。19 世纪 50 年代，美国由原子能工业带动，同时基于精密机械、电子工业的需要而发展了污染控制技术。

1961 年，层流（单向流）洁净室诞生，它被人们誉为污染控制技术的最大突破，不仅对空气洁净技术做出了卓越贡献，而且对当代科学技术的飞速发展产生了不可估量的影响。同年世界上最早的洁净室标准——美国空军技术条令 203 形成。

1963 年美国颁布了洁净室第一个军用部分的联邦标准 FS209。此后，联邦标准 FS209 成为国际上最通行、最著名的洁净室标准。

半个多世纪以来，随着细微技术的飞速进展，材料纯度、加工精度和产品可靠性不断提高，以及质量保障体系思想的深化，使得洁净室技术迅猛发展。作为体现洁净室技术的发展水平和成熟程度的洁净室标准，自从 FS209 颁布以来，30 多年中不断修订与更新，直至 1992 年的 FS209E。

美国联邦标准 FS209 第一个科学地依据悬浮微粒粒径和浓度的关系在双对数坐标上的直线分布规律来划分洁净度级别。此后，世界上各主要工业国都以此为蓝本建立起本国标准。

20 世纪 80 年代以后，美国和日本分别研制成功过滤对象为 $0.1\mu\text{m}$ ，捕集效率达 99.99% 的新型超高效过滤器。在此基础上，日本又将其与先进的安装密封形式（超级顶棚装置）及检测手段（激光粒子计数器）结合起来使用，最终建成 $0.1\mu\text{m}$ 10 级和 $0.1\mu\text{m}$ 1 级的超高级别洁净室，它使洁净技术的发展又进入一个新时期。

1993 年国际标准化组织 ISO 委托美国国家标准研究所和美国环境科学技术研究所建立 ISO/TC209 技术委员会并编写了洁净室的国际标准。

洁净室空气洁净度等级国际标准 ISO 14644—1 出台后，为大家认可并应用。美国有关当局于 2001 年宣布废除 FS209E 标准而以 ISO 14644—1 代之。从而解决了 FS209 标准中存在的主要矛盾，即其洁净度等级不适应对空气洁净的越来越高的控制要求及国际单位制的需要。

药品生产是洁净技术应用较多的一个领域。“药品生产质量管理规范”是药品生产的

指导性文件。目前，世界各国将其统一简称为 GMP (good manufacturing practices for drugs)。除官方文件外，GMP 已像 TV 一样成为国际间的通用词汇。

GMP 是社会发 展中医药实践经验教训的总结和人类智慧的结晶。质量保证和在药品生产中应有规范的想法由来已久。人类社会经历了 12 次较大的药物灾难，特别是 20 世纪 50 年代最大的药物灾难“反应停”事件后，引起公众的不安和对药品监督及法律的兴趣。

GMP 最初是由美国坦普尔大学 6 名教授编写制定的，1963 年美国国会第一次颁布成为法令。

1975 年世界卫生组织 (WHO) 正式公布 GMP。1977 年再次向成员国推荐 GMP，并确定为 WHO 法规。

此后，大多数欧洲国家开始宣传、认识并起草本国的 GMP。欧洲共同体委员会颁布了欧共体的 GMP。目前，已有 100 多个国家实行了 GMP 制度。

在中国，空气洁净技术的研究始于 20 世纪 60 年代中期，1984 年颁发了《洁净厂房设计规范》(GBJ 73—84)，2001 年进行了修订 (GB 50073—2001)，中国的新规范与国际《ISO/DIS 14644 国际标准》充分接轨，对国际交流与合作非常有利。1990 年颁发了《洁净室施工及验收规范》(JGJ 71—90)。GMP 在中国于 20 世纪 70 年代末随着对外开放政策和出口药品的需要而受到各方面的重视，1997 年国家药品监督管理局颁布了《医药工业洁净厂房设计规范》(GMP—97)，1998 年国家药品监督管理局颁布了《药品生产质量管理规范》(GMP—98)。

20 世纪 90 年代促进了空气洁净技术大发展的动力仍主要是电子工业即集成电路的生产，但生物洁净技术及药品食品的生产环境改造也是一个重要的因素。随着现代化的生产活动和科学实验对空气洁净度的要求的逐步提高，21 世纪的洁净技术还将出现更大的发展。

1.2 人与室内环境的关系

人类是地球物质发展的产物，人与环境是不可分割的对立统一的整体。环境是一个很大的范畴，它包括了一切客观存在与人类生存有关的自然的以及社会的条件。世界卫生组织公共卫生专家委员会给“环境”的定义是：“在特定时刻由物理、化学、生物及社会的各种因素构成的整体状态，这些因素可能对生命机体或人类活动直接地或间接地产生现实的或远期的作用。”室内环境则是人类为生活和生产的需要而建造的建筑内微环境。人类的健康水平和生活质量与其生存的环境质量有着密切的关系，由于现代人通常有 80% 以上的时间是在室内渡过的，故人类的健康与室内环境的关系更为直接和密切。

随着中国经济的不断发展，人民生活水平的不断提高，应用暖通空调系统的建筑越来越多。它大大改善了人们的工作和生活环境，已逐渐成为现代化生活必备的设施之一。然而，为了降低能耗，大多减少送入空调房间内的新风量和提高夏季空调环境的参数或降低冬季空调环境的参数，这样做的结果，在降低空调能耗和改善室内温湿度方面有积极的意义，但忽视了空调系统应该具备的另一实质性功能：为人们提供健康舒适的室内环境。

室外环境与室内是有联系的，建筑的室内环境会受到室外的影响，但是，室内的一系列污染源造成的总挥发性有机化合物 (total of volatile organic compounds, TVOC) 浓度总是高于室外，这些主要是由装修造成的。据调查，中国目前使用的大部分装修材料都不

同程度地含有有毒的有机溶剂，甲醛、苯、二甲苯、氯化烃等有机物，其中甲醛、苯、三氯乙烯等都是已知的致癌物质。这些装修材料在室内会不断地释放有害气体，特别是一些水包油的涂料，其释放时间可达一年之久。

室内人员自身的行为对室内空气品质有着长期的影响。首先，人体本身的新陈代谢活动是吸入 O_2 ，呼出 CO_2 和产生其他分泌物的过程，在此过程中人体会不断散发出异味，逐渐降低室内的分压和升高其他污染物浓度；其次，室内人员的日常行为活动引起室内扬尘浓度的升高；第三，室内人员其他行为对室内空气品质的影响，其中主要表现在吸烟方面。对于吸烟产生的后果，普遍认为吸烟会增加肺癌和其他呼吸道疾病的发生率。实际上，吸烟会大幅度降低室内空气品质，即室内烟雾浓度增加，负离子浓度减少。

室内现代化办公设备和家用电器的广泛使用给人们的工作、学习和生活带来了诸多方便，但同时应该看到，这也不可避免地导致了許多环境问题：噪声污染、电磁波及静电干扰、紫外线辐射等，给人们的健康带来了一些不可忽视的影响。

室内环境对人的影响不仅仅是上述直接影响，室内环境对人的影响分为直接影响和间接影响。直接影响指环境的直接因素对人体健康与舒适的直接作用，如室内良好的照明，特别是利用自然光可以促进人们的健康；人们喜欢的室内布局和色彩可以缓解工作时的紧张情绪；室内适宜的温湿度和清新的空气能提高人们的工作效率等。间接影响指间接因素促使环境对人员产生的积极或消极作用，如情绪稳定时适宜的环境使人精神振奋，萎靡不振时不适宜的环境使人更加烦躁不安，从而降低工作效率等。

工作效率的提高有赖于环境因素、组织因素、社会因素以及个人因素等 4 个主要因素。提高室内空气品质、增加通风率、保证良好的相对湿度及温度、提高室内环境品质可以增加工作人员的舒适度及健康保障，避免病态建筑综合征，有益于室内人员的健康，并间接改善其他 3 个因素，从心理和生理两方面提高人员对环境的满意率，降低在保障和补偿职工健康方面的投资，提高工作效率。

1.3 室内空气环境的主要研究内容及方法

由于人们对环境的感受既有生理的因素也有心理的因素，故室内空气环境是一门涉及建筑物理学、生理学、心理学、人类工效学、信息科学等多学科交叉的边缘科学。

室内环境包括室内热湿环境、室内空气品质、室内光环境和声环境等内容。本书主要研究与供热、供燃气、通风及空调工程学科紧密相关的室内热湿环境和室内空气品质两方面内容。

同时，本书还将从工程的角度研究外界环境因素与人体健康的关系，阐明环境因素对人体健康影响的规律，提出改善和利用环境因素的卫生工程学要求的理论根据和措施的原则，以达到预防疾病、增进健康、提高劳动生产效率的目的。

室内热舒适标准和室内空气品质标准是研究室内环境的基础，是指导人们对室内环境进行评价的依据。了解并掌握国内外最新的热舒适标准和室内空气品质标准是进行室内热舒适和室内空气品质研究必备的条件。

人们对室内环境的研究是紧随着它的需求而进行的，由此而产生的室内环境控制技术也在不断地发展。室内环境的控制即为采用工程学的方法使得室内环境满足各项标准的要求。人类创造了室内环境，现在人类比以往任何时候都更有能力创造人工环境，然而，过

多地依赖机器的控制而脱离自然，对于室内环境来说，既没有必要，同时也是弊大于利。室内环境控制新技术正是以人体健康和生产要求为出发点，在人与自然和谐统一的前提下，从卫生工程学的角度进行室内环境的控制，如置换式通风的气流组织方式、通风对流供冷/用热与辐射供冷/用热相结合的控制系统形式、自然通风的利用、高级别洁净室的创造等。

室内环境的研究可以通过以下几个方法进行：①理论研究；②实验室研究；③现场研究；④计算机模拟研究。

理论研究主要是通过建立室内热源与环境传热的数学模型并对模型进行求解。Fanger教授提出的热舒适理论及热舒适方程式是对热环境研究的重要贡献，获得了国际的公认。理论模型是通过机理研究而建立起来的，它能够预测和评价室内空气的温度、湿度、污染物浓度等问题，结果的精确程度往往由于模型对实际的简化而受到影响。

实验室研究是最为可靠的一种研究方法，国内外许多关于人体热舒适和室内气流流动的研究是通过实验室来进行的，但同时它也是最昂贵、研究周期最长的方法。目前，室内环境的实验室研究除了要得到研究内容的直接信息外，为理论模型和计算流体力学（computational fluid dynamics, CFD）模型提供边界条件并对模型进行检验也是其主要的功能。

现场研究是指对实际的室内环境进行测试与调查，测试得到的是室内环境的客观状态，调查则主要是使用者对室内环境的主观感受。现场研究能够给出运行建筑室内环境最直接、最明了的状况，也是室内环境控制手段优劣的最终评判，对于工程研究来说，是采用较多的研究方法。

随着计算机技术的飞速发展，计算机模拟已成为对室内环境进行研究的重要工具。数值模拟方法与实验研究方法相比，具有节约人力、物力、财力等特点，不但可以大大缩短研究周期，而且可以多方面、全方位地研究各种因素对室内环境的影响。目前一些国家已开发出了应用于室内环境研究的软件。

改革开放后,随着经济的发展、生活水平的提高,中国的人居环境、办公环境都获得了较大的改善。人们对居住建筑的要求已不仅限于能居住,而且要宽敞明亮、温湿度适宜、室内空气清新,使居住者感到温馨舒适。对办公建筑的要求也不仅限于能工作,而且要求办公环境有益于人体健康、有利于提高工作效率。即人们更加关注影响人体热感觉、热舒适的室内热环境指标。

改善室内热环境就是要创造一个温馨舒适、健康卫生、有利于提高工作效率、节能的居住、办公空间。而采用何种环境参数组合才能实现这一目的,如何对室内热环境进行合理的评价就显得尤为重要。

本章将重点介绍室内热环境评价指标、室内热环境与热舒适的研究方法以及目前国际上流行的评价室内热环境的标准 ASHRAE Standard 55—2002 草案。

2.1 人体的温度调节系统

2.1.1 人体的温度感受系统^[17]

20 世纪初人们就发现人的皮肤上存在着“冷点”和“热点”,即对冷或热敏感的区域。如 Strughold 和 Porz (1931) 以及 Rein (1925) 等研究者给出了人体各部位皮肤冷点和热点分布密度的实测结果。其研究表明人体各部位的冷点数目明显多于热点数目,而且冷点和热点的位置也不相同。1930 年 Bazett 等人发现冷感受器位于贴近皮肤表面下 $0.15\sim 0.17\text{mm}$ 的生发层中,而热感受器则位于皮肤表面下约 $0.3\sim 0.6\text{mm}$ 处。由于冷感受器的数目要多于热感受器,且冷感受器更贴近皮肤表面,因此人体对冷感觉的反应比对热感觉的反应更敏感。

当人体皮肤层中的温度感受器受到冷热刺激时,就会产生冲动,向大脑发出约 50mV 左右的脉冲信号,人体就能够感受到外界的温度变化。信号的强弱由脉冲的频率决定。如果将一个微电极插入一个神经元的轴突中或单个神经纤维中,就可以直接记录下这些脉冲,同时可以观察到脉冲频率随温度刺激的变化情况。

温度感受器不仅存在于人体皮肤中,而且存在于人体内的某些黏膜和腹腔内脏等处。这些均可称作人体的外周温度感受器。在人体的脊髓、延髓和脑干网状结构中也存在着能感受温度变化的神经元,称为人体的中枢性温度敏感神经元。下丘脑局部温度改变 0.1°C ,这些神经元的放电频率就会随之改变,而且没有适应现象。延髓和脑干网状结构中的温度敏感神经元还对传入的温度信息有不同程度的整合处理功能。

温度感受器可以分为热感受器和冷感受器两种。不管初始温度如何,热感受器总是对热刺激产生一个大的激越脉冲,而对冷刺激的响应短暂被抑制。冷感受器只对冷刺激有响应,对热刺激不敏感。温度感受器会感受到皮肤温度和人体核心温度的变化,产生瞬态的冷热感觉,同时发出脉冲信号,信号在传输过程中是分开传送的,并在中枢神经系统的不同层次进行整合,通过脊髓传递到大脑。产生冷感觉和热感觉,同时促进或抑制产热和散热过程。

2.1.2 人体的体温调节系统

人的体温调节控制系统是相当复杂的,其机能迄今尚不完全清楚。某些体温调节过程是用激素控制的,例如,由甲状腺所产生的甲状腺氨酸可以增加人体内的产热量,它在冷

环境中会有所增加，而在热环境中则将减少。总之，体温调节主要是依靠神经调节和体液调节来完成的。对体温调节控制系统最重要的输入量是核心温度和平均皮肤温度。温度调节的主要功能是将人体的核心温度维持在一个适于生存的较窄的温度范围内。当核心温度与设定值（一般为 37℃）之间出现偏差，体温调节系统开始工作。但人体的体温设定值不是恒定的，而取决于代谢率，在较高代谢率下体温设定值会升高。例如，在静止时为 36.8℃，剧烈运动时可能高达 39.5℃。

人体体温的调节方法包括调节皮肤表层的血流量、调节排汗量和提高产热量。调节体温的中枢位于下丘脑。它是大脑的一部分，在食物摄入、水分平衡、体温调节等一些自主功能中起着主要作用。下丘脑由几个分区组成，其中两个分区控制着温度调节，称为下丘脑前部和下丘脑后部。

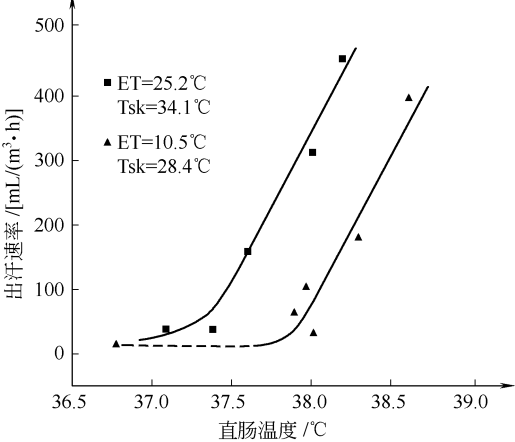


图 2-1 不同空气温度下排汗率与核心温度（直肠温度）的关系曲线^[15]

下丘脑前部的作用是促进散热，它综合了温度传感器和控制器的功能。如果周围环境温度提高或运动量增加，热感受器就会向大脑发出信息。只要下丘脑前部的温度稍高于设定值，它就会发送神经脉冲以引发人体的血管扩张和排汗机能。皮肤表层的血管扩张可以增加血液流量，从而把更多的热量带到皮肤表面并散发到周围环境中。如果人体温度还继续上升，体温调节系统就会命令皮肤出汗，通过汗液蒸发带走身体的热量。图 2-1^[15] 为人体在不同空气温度下排汗率与核心温度（直肠温度）关系的实验结果（Robinson, 1949）。实验中直肠温度的改变是通过改变工作强度得到的，而排汗率是由直肠温度和皮肤温度共同决定的。在温度调节系统正常工作时，提高环境温度不会改变人体的核心温度或直肠温度，只能增加排汗率。

下丘脑后部执行着抵御寒冷的功能。当人体处于冷环境下，下丘脑的后部可从皮肤冷感受器接受温度信号，传出响应，使血管收缩来减少身体表层的血流量，从而降低皮肤温度以减少人体辐射和对流热损失。如果人体内部温度仍不能维持恒定，人体体温调节系统就会自动通过冷颤等方式增加代谢率。如果人体产热量不能抵偿热损失，体温就会下降。

下丘脑前部和后部是以可相互抑制的方式联系在一起的。核心温度高的人，其下丘脑前部就会收到热刺激信号，人会因此而出汗。如果人体皮肤温度降低，下丘脑的后部受到冷刺激，同时抑制了下丘脑的前部，出汗就会减少或停止。因此，当下丘脑后部感受到皮肤冷感受器的冷信号时，下丘脑前部感受到的核心温度如果高于 37.1℃ 就会抑制冷颤。如果下丘脑前部的温度低于 37.1℃，皮肤温度的降低就会引起冷颤而增加产热量。当下丘脑温度高于 37.1℃ 时，皮肤温度的升高会起到增加排汗量的作用。但如果下丘脑温度低于 37℃，皮肤温度的升高不会促进出汗。

2.1.3 热感觉

感觉不能用任何直接的方法来测量。研究感觉和刺激之间关系的学科称为心理物理学 (psychophysics)，是心理学最早的分支之一。

ASHRAE Standard 55—2002 中对热感觉的定义为：对热环境冷、凉、稍凉、中性、稍暖、暖或热（通常分为 7 级）的有意识的感觉，且热感觉需要人的主观评价，即热感觉是人对热环境“冷”或“热”的主观描述。尽管人们常评价热环境的“冷”和“暖”，但人只能感觉到位于其皮肤表面下的神经末梢的温度，而无法直接感觉到周围环境的温度。

在 29℃ 的气温中，人裸身安静时的代谢率最低；如适当着衣，则在气温为 18~25℃ 的情况下代谢率低而平稳。此时，人体用于体温调节所消耗的能量最少，人感到既不冷也不热，这种热感觉称之为“中性”（neutral）状态。

热感觉与冷热刺激的存在及刺激的延续时间、人体原有的热状态都有关。人体的冷、热感受器均对环境有显著的适应性。当皮肤局部已经适应某一温度后，如果温度的变化率和变化量在一定范围内，皮肤温度的变化不会引起皮肤热感觉的变化。

图 2-2^[15] 为温度变化率对暖阈和冷阈的作用（Kenshalo, 1970）。当变化率在 0.1℃/s 以上时，皮肤温度只要升高 0.5℃，受试者就会感到温暖；而在 0.01℃/s 的较小变化率下，在皮肤温度升高 3℃ 以前受试者却没有任何感觉。说明皮肤对温度的快速变化更敏感。如果皮肤温度变化率低，适应过程会跟上温度的变化，从而完全感受不到这种变化，直到皮肤温度落到中性区以外。

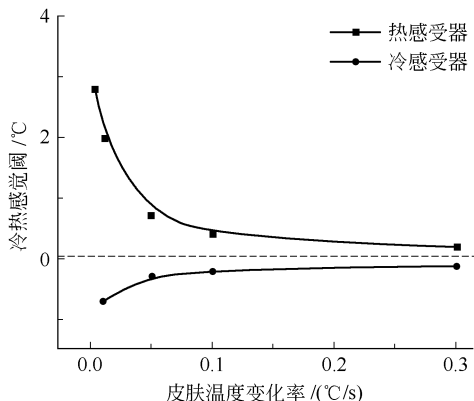


图 2-2 温度变化率对暖阈和冷阈的作用^[15]

除皮肤温度以外，人体的核心温度对热感觉也有影响。热感觉最初取决于皮肤温度，而后取决于核心温度。当环境温度迅速变化时，热感觉的变化比体温的变化要快得多。Gagge 等（1967）通过突变温度环境的实验发现，人处于突变的环境空气温度时，尽管皮肤温度和核心体温的变化需要好几分钟，但热感觉却会随空气温度的变化马上发生变化。因此在瞬变状况下，可能用空气温度比用皮肤温度和核心温度预测热感觉更准确。

由于无法测量人体热感觉，因此只能通过受试者填写的问卷调查表（questionnaire）来了解其对环境的热感觉，即要求受试者按照某种等级标度来描述其热感觉。心理学的研究表明一般人可以不混淆地区分感觉的量级不超过 7 个，因此对热感觉的评价指标常采用 1~7 的 7 级标度。将热感觉定量化的目的就是便于对研究结果进行统计分析。表 2-1 是目前最广泛使用的标度。1936 年英国的 Thomas Bedford 在对工厂热环境及工人热舒适性进行调查时首先提出了 Bedford 标度，此后的热舒适现场研究和实验室研究一般都采用了该标度。其特点是将热感觉与热舒适合二为一。1966 年美国的 ASHRAE 开始使用 7 级热感觉标度（ASHRAE thermal sensation scale）。ASHRAE 标度比 Bedford 标度更准确地描述了人体热感觉，而 Bedford 标度容易让人混淆“舒适”与“令人舒适的暖和”、“太暖和”与“过分暖和”等概念。通过对受试者的调查得出定量化的热感觉评价，就可以把描述环境热状况的各种参数与人体热感觉定量地联系在一起。此外，英国的 McIntyre 提出的 Preference 标度也得到了较广泛的应用，即让受试者回答所希望的室温与目前的室温相比：较暖、不变还是较凉？分别用 -1、0 和 +1 表示以便于进行数理统计，见表 2-1。

表 2-1 热感觉标度

ASHRAE 标度	Bedford 标度	Preference 标度	数 值
hot(热)	much too warm(过分暖和)		7
warm(暖)	too warm(太暖和)		6
slightly warm(稍暖)	comfortably warm(舒适暖和)	cooler(较凉)	5(+1)
neutral(中性)	comfortable(舒适)	no change(不变)	4(0)
slightly cool(稍凉)	comfortably cool(舒适凉爽)	warmer(较暖)	3(-1)
cool(凉)	too cool(太凉)		2
cold(冷)	much too cool(过凉)		1

在进行热感觉实验时，受试者通过一些投票方式来表述其热感觉，这种投票选择的方式叫做热感觉投票（thermal sensation vote，TSV）。热感觉投票也采用 7 级标度，其内容与 ASHRAE 7 级热感觉标度一致，但分级范围常采用 -3~+3，见表 2-2。

表 2-2 热感觉投票（TSV）与热舒适投票（TCV）

热感觉投票(TSV)	数 值	热舒适投票(TCV)	数 值
hot(热)	+3	limited tolerance(不可忍受)	4
warm(暖)	+2	very uncomfortable(很不舒适)	3
slightly warm(稍暖)	+1	uncomfortable(不舒适)	2
neutral (中性)	0	slightly uncomfortable(稍不舒适)	1
slightly cool(稍凉)	-1	comfortable(舒适)	0
cool(凉)	-2		
cold(冷)	-3		

2.1.4 热舒适

人体通过自身的热平衡条件和感觉到的环境状况并综合起来获得是否舒适的感觉。舒适的感觉是生理和心理上的。ASHRAE Standard 55—2002 中对热舒适的定义为对热环境表示满意的意识状态，且热舒适需要人的主观评价。

对热舒适的解释大致有两种观点，一种认为热舒适和热感觉是相同的，即热感觉处于中性就是热舒适，或者将热感觉投票值为 -1、0 和 +1 所对应的区域称为热舒适区。持有这一观点的有 Houghten、Yaglou、Gagge 和 Fanger 等人。

另一种观点认为热舒适和热感觉具有不同的含义。早在 1917 年 Ebbecke 就指出“热感觉是假定与皮肤热感受器的活动有联系，而热舒适是假定依赖于来自调节中心的热调节反应”^[18]。Hensel 认为舒适的含义是满意、高兴和愉快，Cabanac 认为“愉快是暂时的”，“愉快实际上只能在动态的条件下观察到……”即认为热舒适是随着热不舒适的部分消除而产生的。在稳态热环境下，一般只涉及热感觉指标，不涉及热舒适指标。热舒适并不在稳态热环境下存在，只存在于某些动态过程中，且热舒适不是持久的^[18]。

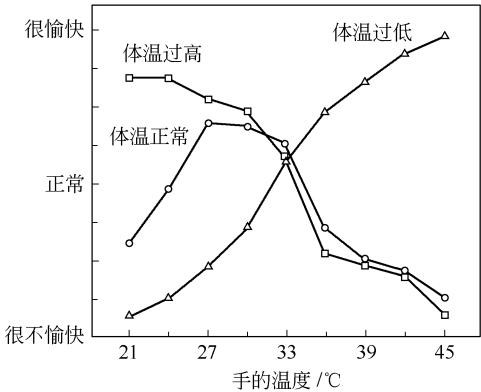


图 2-3 热中性与热舒适相背离的实验^[15]

当人获得一个带来快感的刺激时，其总体热状况并不一定是中性的；而当人体处于中性温度时，并不一定会感觉舒适。图 2-3^[15]揭示

了热中性与热舒适相背离的现象（Mower，1976）。将手浸在水盆里，其舒适与否仅仅取决于深部体温。当人的体温过高时，随着手的温度的提高，人的快感降低；反之，当人的体温过低时，随着手的温度的提高，人的快感增强。而当体温正常时，随着手的温度的变化，人的愉快的感觉明显低于体温过高或过低的情况。由此可见，仅当体温偏离其正常值时，人手才能得到肯定的快感。

由于热感觉与热舒适有分离的现象存在，因此在进行人体热反应实验研究时也常设置评价热舒适程度的热舒适投票（thermal comfort vote，TCV）。一般采用 0~4 的 5 级指标，见表 2-2。

热舒适不同于热感觉，但热舒适在稳态热环境中也能存在。即热舒适既存在于稳态热环境中又存在于动态热环境中。

2.1.4.1 稳态热环境中热感觉与热舒适的差别

作者于 2000 年 12 月至 2001 年 1 月对哈尔滨市 66 户住宅中的 120 名居民的热感觉与热舒适状况进行了现场调查，结果见图 2-4 和图 2-5。其中热感觉投票值采用 ASHRAE 7 点标度，即-3 冷、-2 凉、-1 稍凉、0 热中性、+1 稍暖、+2 暖、+3 热；热舒适投票值采用热舒适 5 点指标，即-3 很不舒适、-2 不舒适、-1 稍微有点不舒适、0 舒适、+1 很舒适。调查中发现居民很难区分很不舒适（-3）与不舒适（-2）之间的差别，故将二者统称为不舒适（-2）。

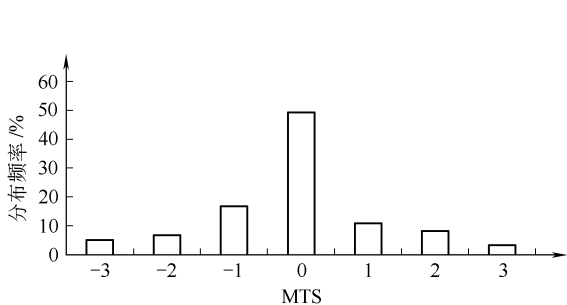


图 2-4 热感觉投票值分布频率图^[19]

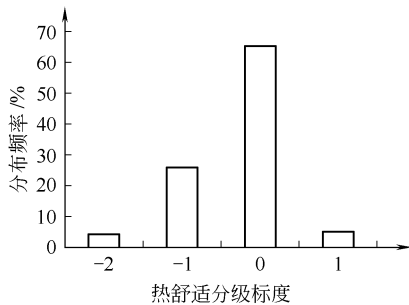


图 2-5 热舒适分布频率图^[19]

由图 2-4 可见，76.7% 的民的热感觉投票值为-1~+1。而图 2-5 中，只有 70% 的民的热舒适投票值为 0 和 +1，即 70% 的居民在居室内感觉舒适，30% 则感觉不舒适。由此可见，二者并不完全一致。热感觉投票值高于热舒适投票值。

热感觉是人体对热环境参数的主观反应，影响热感觉的主要因素是空气温度、空气流速、平均辐射温度和相对湿度。现场调查结果表明：在严寒地区冬季居室内空气流速一般较低，90.8% 的样本的空气流速不超过 0.1m/s，平均风速为 0.06m/s，对人体热感觉的影响不大。相对湿度对人体热感觉的影响仅存在于一些极端的情况下，如极端的高温或低温环境中，较高的相对湿度会进一步加剧人的热感觉或冷感觉。现场测试中的相对湿度在 22%~53% 范围之内，满足 ASHRAE Standard 55—2002 和 ISO Standard 7730 热舒适标准中对相对湿度的要求，对人体的热感觉没有影响。故在严寒地区冬季居室内影响人体热感觉的主要因素为空气温度和平均辐射温度。

但对室内空气潮湿状况的调查显示：当相对湿度为 20%~30% 时，80% 以上的居民感到空气干燥，而当相对湿度为 30%~55% 时，约 40% 的居民感到空气干燥。当空气的相对湿度过低时，即使热感觉处于中性状态，也会使人感觉眼、鼻、喉咙发

干,有人甚至清晨流鼻血,且干燥的空气更容易产生静电作用,室内会有更多的浮尘,这些因素都会影响人的舒适感。这可能是本次测试中热感觉投票值高于热舒适投票值的主要原因。

由此作者认为:热舒适是人们对其所处环境的总体感觉和评价,热感觉为中性是热舒适的必要条件,但不是充分条件。即热舒适也是人体对热环境参数的主观反应,但热舒适的影响因素要比热感觉的影响因素多。即热感觉主要是皮肤感受器在热刺激下的反应,而热舒适则是综合各种感受器的热刺激信号,形成集总的热激励而产生的。

现场测试时居民坐着填表回答问题,其所处的热环境可以认为是稳态的。因为空气温度、空气流速、平均辐射温度和相对湿度等环境参数基本恒定不变或变化很小。当然不同测点的环境参数不同,即人们可以给出空气温度场、空气速度场的分布图,但这些场在短时间内(环境参数测试和回答问题时间大约为20min)几乎不随时间变化,即上述测试结果可以认为是在稳态但非均匀的热环境中得出的。

2.1.4.2 动态热环境中热感觉与热舒适的差别

Wong曾对新加坡的早晨、中午和傍晚3个时间段的自然通风建筑居民的热接受率和热舒适性进行了调查,二者皆采用ASHRAE 7点标度。对投票值-1、0、+1进行统计,结果表明:3个时间段的热舒适接受率皆高于热感觉接受率。尤其在中午,二者相差17.1%。说明热感觉与热舒适是两个不同的概念。

自然通风条件下,室内空气流动类似于自然风作用,即是一种动态作用,因此居民所处的热环境应视为动态热环境。

自然风是随机及不确定的气流脉动,由于自然风的湍流度较大,人们便会感觉到自然风风速的变化较大。自然通风条件下的室内空气处于一种无序、混沌的状态下,居民时刻会感受到无规律的脉动气流的刺激,有一种微风拂面的新鲜感,这可能是热舒适接受率高于热感觉接受率的主要原因。而在舒适的温度范围内,热感觉主要与温度有关,新加坡的中午温度很高,故人体热感觉接受率较低。

综上所述,热舒适不同于热感觉,二者具有不同的含义,不可混淆。热感觉一般只存在于稳态热环境中,热舒适既存在于稳态热环境中又存在于动态热环境中。

2.2 人体热舒适与人体健康的影响因素

影响人体热感觉与热舒适的因素主要有空气温度、空气相对湿度、空气流速、平均辐射温度、人体新陈代谢率、服装热阻等,其中空气温度、空气相对湿度、空气流速、平均辐射温度为环境物理变量,人体新陈代谢率和服装热阻为个人变量。人们在居住环境和办公环境中的活动量和着衣量的变化范围不大,否则人体会感觉不舒适。当新陈代谢率和服装热阻一定时,适中的环境物理变量组合可以营造出一个适于人们生活 and 工作的舒适健康的环境。而且每个环境变量、人体变量都有其特定的数值域,超出这个数值范围,轻则影响人体热舒适感,重则会危及人体健康。

2.2.1 新陈代谢率

2.2.1.1 人体的新陈代谢率

人体的新陈代谢率(metabolic rate)是指人体新陈代谢活动中器官肌体将化学能转

换成热能和机械功的比率。人体新陈代谢率受多种因素影响，如肌肉活动强度、环境温度、性别、年龄、神经紧张程度、进食后时间的长短等。

肌肉活动对新陈代谢率的影响非常显著，可以通过测量人体活动时的耗氧量和二氧化碳的排出量来确定新陈代谢率。当人受刺激而精神高度紧张时，由于骨骼肌的紧张性增加和交感神经兴奋引起儿茶酚大量释放，新陈代谢率往往显著升高。人进食后产热量会逐渐增加，并延续 7~8h。所增加的热量值取决于食品的性质。全蛋白质食物可增加 30% 的热量，糖类或脂肪类食物只能增加 4%~6%，混合食物一般增加 10% 的产热量。

人体的新陈代谢率在一定温度范围内是比较稳定的，当环境温度升高或降低时，新陈代谢率都会增加。实验发现裸身男子静卧于温度为 22.5~35℃ 范围内的测热小室内，人体的产热量基本不变。但在 22.5℃ 温度下停留 1~2h 后，身体会出现冷颤，同时产热量开始增加。当环境温度升高时，细胞内的化学反应速率增加，出汗、呼吸以及循环机能加强也会导致新陈代谢率增加。

由于人体新陈代谢率易受多种因素的影响，可用基础代谢率作为衡量代谢的一个标准。基础代谢 (basal metabolism, BM) 是维持生命最基本活动所需的能量。临床上规定未进早餐前，保持清醒静卧 0.5h，室温条件维持在 18~25℃ 之间测定的代谢率叫作基础代谢率 (basal metabolic rate, BMR)。基础代谢率受体表面积、性别、年龄和内分泌腺的分泌状态的影响。基础代谢率与体表面积成正比，男性的基础代谢率比女性的高 6%~10%。基础代谢率随年龄逐渐下降，儿童和青少年比成人高，老年稍低。寒冷气候下比温热气候下高。一般成年人 1m² 体表面积的基础代谢率为 0.16MJ/h 或 1kg 体重每小时消耗 4.18MJ 的热能。基础代谢率正常的变化范围是 10%~15%，如果波动超过 20%，则是病理状态。

新陈代谢率的常用单位是 met，1met=60W/m²，即人体静坐休息时单位体表面积产生的能量。新陈代谢率随着活动量变化，正常健康人 20 岁时的最大新陈代谢率可以达到 12met，但到 70 岁时就会下降到 7met。长跑运动员最高可达到 20met。35 岁左右的未受专门训练的成年人最大新陈代谢率约为 10met。当新陈代谢率达到 5met 以上时，人就会感到很疲劳。表 2-3 为 ASHRAE Standard 55—2002 中给出的成年男子在一些不同活动强度下连续活动 1h 以上的新陈代谢率^[1]。如果人在交替从事不同强度的劳动，比如有部分时间在打字，部分时间在走动，则其新陈代谢率可根据表 2-3 的不同活动强度下的新陈代谢率和活动时间取加权平均值。

当人的新陈代谢率大于 115W 时，每增加 30W，相当于环境温度增加 1.7℃。相对湿度应该控制在 60% 以下，以便人体汗液的蒸发。

2.2.1.2 人体的机械功

在某些活动中，人体可能对外部做功，如爬山，人体通过对外做功可获得势能。人体对外做功的能量来源于人体自身的新陈代谢率，人体向周围环境释放的能量因此而减少。此时，做功为正值。当人下楼梯时，腿部肌肉可以阻止身体向下运动。人体靠重力使两腿向下移动，因此，外界对人体腿部肌肉做了功。此时，做功为负值。

2.2.1.3 人体的机械效率

当人体对外做功时，从能量观点来看，它相当于一部机器，因而具有一定的机械效率。人体对外做功的机械效率 η 定义如下。

$$\eta = W/M \quad (2-1)$$

式中 W ——人体所做的机械功， W/m^2 ；
 M ——人体新陈代谢率， W/m^2 。

表 2-3 不同活动强度下的新陈代谢率^[1]

活 动 类 型	新陈代谢率 /met	新陈代谢率 /(W/m^2)	活 动 类 型	新陈代谢率 /met	新陈代谢率 /(W/m^2)
休息			职业活动		
睡眠	0.7	42	烹饪	1.6~2.0	96~120
躺着	0.8	48	打扫房间	2.0~3.4	120~204
静坐	1.0	60	轻体力机械工作	2.0~2.4	120~144
放松站着	1.2	72	重体力机械工作	4.0	240
步行			拎 50kg 重袋子	4.0	240
0.9m/s	2.0	120	驾车或飞机		
1.2m/s	2.6	156	机动车	1.0~2.0	60~120
1.8m/s	3.8	228	日常飞行的飞机	1.2	72
办公活动			重型机车	3.2	192
坐着阅读或写字	1.0	60	休闲、娱乐		
打字	1.1	66	跳交谊舞	2.4~4.4	144~264
坐着整理文档	1.2	72	体操/训练	3.0~4.0	180~240
站着整理文档	1.4	84	单人打网球	3.6~4.0	216~240
站着,偶尔走动	1.7	102	篮球	5.0~7.6	300~456
搬运物品	2.1	126	摔跤比赛	7.0~8.7	420~522

人体在不同活动强度下的机械效率一般为 5%~10%，很少能超过 20%。人体大多数活动如静坐、站着休息、一般的办公室工作、在平地上步行等的机械效率都为 0，故在计算时机械效率一般取 0。

2.2.1.4 不同环境条件和活动强度下人体的散热和散湿量

人体的能量代谢率主要与肌肉活动强度有关。当活动强度一定时，人体的发热量在一定温度范围内可以认为是常数。但随着环境空气温度的不同，显热散热量和潜热散热量的比例也不同。环境空气温度越高，人体的显热散热量越少，潜热散热量越多。当环境空气温度比人体体温高时，人体向外界的散热形式就全部变成了蒸发潜热散热。表 2-4 是中国成年男子在不同环境温度条件和不同活动强度条件下的散热、散湿量。这里假设平均辐射

表 2-4 成年男子在不同环境温度条件下的散热、散湿量^[17]

活动强度	散热散湿	环境温度/ $^{\circ}C$										
		20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
静坐	显热/ W	84	81	78	74	71	67	63	58	53	48	43
	潜热/ W	26	27	30	34	37	41	45	50	55	60	65
	散湿/(g/h)	38	40	45	50	56	61	68	75	82	90	97
极轻劳动	显热/ W	90	85	79	75	70	65	61	57	51	45	41
	潜热/ W	47	51	56	59	64	69	73	77	83	89	93
	散湿/(g/h)	69	76	83	89	96	102	109	115	123	132	139
轻度劳动	显热/ W	93	87	81	76	70	64	58	51	47	40	35
	潜热/ W	90	94	100	106	112	117	123	130	135	142	147
	散湿/(g/h)	134	140	150	158	167	175	184	194	203	212	220
中等劳动	显热/ W	117	112	104	97	88	83	74	67	61	52	45
	潜热/ W	118	123	131	138	147	152	161	168	174	183	190
	散湿/(g/h)	175	184	196	207	219	227	240	250	260	273	283
重度劳动	显热/ W	169	163	157	151	145	140	134	128	122	116	110
	潜热/ W	238	244	250	256	262	267	273	279	285	291	297
	散湿/(g/h)	356	365	373	382	391	400	408	417	425	434	443

温度与环境空气温度相同，而着装为该环境温度和活动强度条件下的典型衣着。

2.2.2 服装热阻

由于服装具有保温和透湿作用，因此服装是影响人体热损失和热舒适的重要因素。人们可以通过调整着衣量来适应热环境。但在室内人们的典型着衣量应在一定的范围之内，否则人体着装过于厚重，会造成行动不便，从而在心理上感到不舒适。

2.2.2.1 服装热阻概念

服装热阻 I_{cl} 是指从皮肤表面到服装外表面对显热传热的热阻，不包括着装人体表面空气层的热阻。常用单位是 clo， $1clo=0.155m^2 \cdot K/W$ 。

人在室内的着衣量在很大程度上取决于季节和室外气候条件。在夏季，典型服装是质地较轻薄的女装和裤子、短袖或长袖衬衫和裤子，偶尔夹克衫或毛线衫。这些套装的热阻值为 $0.35\sim0.6clo$ 。在冬季，人们穿着由厚重的衣料制成的服装，而且穿着层数一般较多。一套典型的冬季室内服装的热阻值为 $0.8\sim1.2clo$ 。当不同季节室外气温变化不大时，人们的着衣量一般也变化不大。室外冷热气候变化越大，人们就越是频繁地更换衣物。

大多数服装的热阻值都是在美国堪萨斯州立大学（Kansas State University）的微气候室内用暖体假人测得的。ASHRAE Standard 55—2002 中给出了一些常见单件服装的热阻值 I_{clu} ，见表 2-5。将表 2-5 中的单件服装的热阻值 I_{clu} 相加，就得到整套衣服的热阻值 I_{cl} 。表 2-6 中列出了一些典型套装的热阻值。一套较厚的西装连同附属衣物的热阻值通常为 $1.0clo$ 。

表 2-5 单件服装热阻值^[1,15] CLO

服 装	热阻值	服 装	热阻值
乳罩	0.01	薄裙子	0.14
背心	0.06	厚裙子	0.23
女短内裤	0.03	套裙	0.19
男短内裤	0.04	薄短袖连衣裙	0.29
长内衣	0.20	厚长袖连衣裙	0.47
长内裤	0.15	厚无袖背心	0.22
薄无袖短睡袍	0.18	薄长袖毛衣	0.25
薄无袖长睡袍	0.20	厚长袖毛衣	0.36
厚长袖长睡袍	0.46	夹克衫	0.40
厚长袖睡衣	0.57	长筒袜	0.02
T 恤衫	0.08	运动短袜	0.02
无袖、低领女衬衫	0.13	鞋	0.02
短袖衬衫,女衬衫	0.19	薄短大衣	0.20
长袖衬衫,女衬衫	0.25	厚短大衣	0.50
薄裤子	0.15	薄长大衣	0.25
厚裤子	0.24	厚长大衣	0.63

表 2-6 典型成套服装的热阻值^[1,15] CLO

服 装	热 阻	服 装	热 阻
短裤,短袖衬衫	0.36	短裙,长袖衬衫	0.67
长裤,短袖衬衫	0.57	及踝长裙,长袖衬衫,夹克衫	1.10
长裤,长袖衬衫	0.61	一套牛仔装,保暖内衣裤	1.37
长裤,长袖衬衫,夹克衫	0.96	厚三件套西服,长内衣裤	1.50
短裙,短袖衬衫	0.54		

表 2-5 和表 2-6 适用于站着不运动的受试者, 对于坐姿受试者, 其服装热阻应考虑椅子的附加热阻。办公室标准椅子的热阻为 0.1clo , 沙发的热阻为 0.15clo 。

当人行走时, 由于服装内空气运动使服装热阻降低, 故应对表 2-5 和表 2-6 中的服装热阻进行修正, 其计算公式如下^[1]。

$$I_{\text{cl,active}} = I_{\text{cl}} \times (0.6 + 0.4/M) \quad (2-2)$$

式中 I_{cl} ——站立者的服装热阻, clo ;

M ——人体新陈代谢率, $1.2\text{met} < M < 2.0\text{met}$, met 。

当人体新陈代谢率不超过 1.2met 时, 不必进行修正。

当人静坐活动时, 其新陈代谢率约为 1.2met , 服装的增减对最佳操作温度的影响较大, 服装热阻每增加 1clo , 相当于环境温度增加 6°C ^[1]。新陈代谢率越高, 其影响就越大。进一步的研究表明, 当人体新陈代谢率低于 $225\text{W}/\text{m}^2$ 时, 人的服装每增加 1clo (从人穿 0.6clo 起), 相当于环境温度增加 6°C ; 而当人体新陈代谢率高于 $225\text{W}/\text{m}^2$ 时, 人的服装每增加 1clo , 相当于环境温度增加 12°C 。

2.2.2.2 服装透湿性

服装的存在从两方面影响了皮肤表面水分的蒸发。服装既对皮肤表面的水蒸气扩散有一个附加的阻力, 又可以吸收部分汗液, 使得只有剩余部分汗液蒸发冷却皮肤。大多数服装借助毛细现象吸收和传输汗液, 这部分汗液不是在皮肤表面蒸发, 而是在服装内部或服装表面蒸发。这使排汗效率降低, 并需要更大的蒸发量才能在皮肤表面上散失同样的热量, 因此服装的存在增加了皮肤的蒸发换热热阻 $I_{\text{e,cl}}$ 。

通过查阅参考文献可以获得部分服装湿传递性能的修正系数, 并由此求得较精确的服装蒸发换热热阻。

另一方面, 服装吸收了汗液后也会使人感到凉, 因为衣物潮湿会使导热系数增加, 而且服装层在原来的显热传热的基础上又增加了部分潜热换热, 相当于服装原有的热阻下降。

2.2.2.3 服装的表面积

人体着装后与外界的热质交换面积有所改变, 故常用服装的面积系数 (f_{cl}) 来表示人体着装后的实际表面积 (A_{cl}) 和人体裸身表面积 (A_{D}) 之比。

$$f_{\text{cl}} = A_{\text{cl}}/A_{\text{D}} \quad (2-3)$$

成套服装的面积系数 (f_{cl}) 同样可以通过查阅文献获得。实际上, 其最可靠的获取方法是照相法。也可以采用式 (2-4) 计算^[15]。

$$f_{\text{cl}} = 1.0 + 0.15I_{\text{cl}} \quad (2-4)$$

2.2.3 空气温度

空气温度是影响人体热感觉、热舒适的最主要因素。人体对空气温度的变化也最敏感。在稳定的环境条件下, 人体靠自身的调节可以保持能量平衡, 即人体产热量与人体散热量相等。如果空气温度提高, 则人体的对流和辐射散热量将减少, 为了保持热平衡, 人体会运用自身的自动调节机能来加强汗腺分泌。这样, 由于排汗量和消耗在汗液蒸发上的热量的增加, 在一定程度上会补偿人体对流和辐射散热量的减少。当人体余热量难以全部散出时, 余热量就会在体内蓄存起来, 导致体温上升, 人体就会感到不舒适。体温超过 38.3°C 时, 医学上称为轻症中暑。体温升高到 40°C 时, 称为体温

过高。此时出汗停止，出现重症中暑，如不采取措施，则体温将迅速上升，当体温升高到 43.5°C 时，人即死亡。

炎热的环境不仅会使人们中暑，而且还会引发其他疾病，如热昏厥、汗闭性热衰竭、缺盐性热衰竭等。

人体对热应力的响应之一就是血管扩张。血管扩张有可能使血液集中在下肢，并随之出现血压降低，从而引起头昏或眩晕，医学上称为热昏厥。

当环境温度过高时，人体为了保持热平衡，排汗率就会增加。如果排汗量过大，而又不能及时地补充水分，就会感到极度干渴和疲劳，由此引发汗闭性热衰竭。当环境温度适中时，人可以不喝水而生存大约 7 天。但在炎热的环境中，人体每天的排汗量可达 1L 以上，因此，人体很快会发生脱水现象。人体正常的失水量为每人每天 1.5L。如果缺水 1.5L，人就会感到口干；缺水 4L，人就会感到非常干渴、口干舌燥和缺尿；缺水 5L 以上，就会出现严重缺水；而当缺水大约 10L 时，即缺水量为体重的 15% 时，人即会死亡。

当人体排汗、排尿时，人体内的盐分也会随之排出体外。一般每人每天摄入的盐量约为 10g，因此人体每天通过正常排汗、排尿而失去的盐分大约也为 10g。当环境温度适宜时，人体通过汗液蒸发而失去的盐分约为 1g/L ，因此人体可以保持体内盐分平衡。而当环境温度过高时，人体的汗液含盐量可高达 4g/L 。当人体处于高温环境中从事剧烈运动时，就会失去大量的盐分，造成缺盐。其症状主要为极度疲劳、浑身乏力、肌肉无力。常会引发肌肉麻痹、恶心和呕吐等，医学上称为缺盐性热衰竭。缺盐严重时可使人致残，但一般不会造成死亡，可以大量摄入含盐饮料。对于适应炎热环境较好者，通过正常的饮食就可以补充人体所必需的盐分；而不适应炎热环境者若从事剧烈活动，每天大约要补充 10g 盐。

与热应力相比，冷应力对人体健康造成的危害要小。因为低温环境缓慢地影响人体健康，而且人们更容易采取一些积极的措施防止过冷环境对人体的危害。如原始人用火、衣服、掩蔽所为人们遮风驱寒，爱斯基摩人用雪屋、动物皮毛抵御严寒。

但如果空气温度过低，人体的散热过多，就会破坏人体正常的生理平衡状态。如果人体比正常热平衡时多散热 87W，则睡眠者会被冻醒，这时人体皮肤平均温度相当于下降了 2.8°C ，人会感到不适，甚至会生病。当体温下降到 35°C 以下，就叫做体温过低。在 $32\sim 35^{\circ}\text{C}$ 的温度范围内，人体通过打冷颤增加体内产热量。当体温低于 32°C 时，冷颤停止，同时人体的呼吸和心率都将减弱。当体温下降到 28°C 以下就会有严重心室纤颤并引发心率衰竭以至死亡。当体温下降到 20°C 时，一般就不能复苏。当体温开始下降时，由于人会感到惊慌失措和疲惫不堪，最终导致新陈代谢率下降，人不能采取有效措施挽救自己，因此可能很快发生虚脱，失去知觉。研究表明，四肢急速冷却会降低神经的传导速度，以致削弱中枢神经系统的控制机能，从而加速了身体的虚脱。一般体温过低常发生于老年人和婴儿。防止体温过低的最有效方法就是提高环境温度，通过增加衣服虽然也可以起到保暖、提高体温的作用，但不能从根本上解决问题。因为随着新陈代谢率的降低，服装的热阻会随之明显降低。

2.2.4 空气相对湿度

汗的蒸发不仅与周围空气温度有关，而且和相对湿度、空气流速有关。在一定的温度下，空气相对湿度的大小表示空气中水蒸气含量接近饱和的程度。相对湿度越高，空气中

水蒸气分压力越大,人体汗液蒸发量就越少。所以,增加室内空气湿度,在高温时,会增加人体的热感;在低温时,由于空气潮湿增强了导热和辐射,会加剧人体的冷感。

在过热的环境中人体会出汗以维持热平衡,空气湿度的增加并不能改变出汗量,但却能改变皮肤的湿润度。因为此时,只要皮肤没有完全湿润,空气湿度的增加就不会减少人体的实际散热量而造成热不平衡,人体的核心温度也不会上升,所以在代谢率一定的情况下不会增加排汗量。但由于人体单位表面积的蒸发换热量下降会导致蒸发换热表面积增大,从而增加了人体的湿表面积。

1937年Pierce研究所的Gagge引用了描述人体排汗时身体状况的皮肤湿润度(w)的概念,其定义为皮肤实际蒸发散热量(E_{sk})与在同一环境中皮肤完全湿润而可能产生的最大散热量(E_{max})之比。

$$w = E_{sk}/E_{max} \quad (2-5)$$

$$E_{max} = \frac{P_{sk} - P_a}{I_{e,cl} + 1/(f_{cl}h_e)} = h'_e(P_{sk} - P_a) \quad (2-6)$$

$$P_{sk} = 0.256t_{sk} - 3.335 \quad (2-7)$$

$$E_{sk} = E_{sw} + E_d = wE_{max} \quad (2-8)$$

$$E_d = 0.06E_{max} \quad (2-9)$$

式中 $I_{e,cl}$ ——服装的潜热换热热阻, clo ;

h_e ——着装人体表面即服装表面的对流质交换系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{kPa})$;

t_{sk} ——皮肤表面温度, $^{\circ}\text{C}$;

E_{sw} ——汗液蒸发热损失, W/m^2 ;

P_{sk} ——皮肤表面的水蒸气分压力, kPa ;

P_a ——环境空气的水蒸气分压力, kPa 。

Fanger (1967) 根据 Rohlesh Nevins 的实验研究结果得出了如下回归公式^[2]。

$$t_{sk} = 35.7 - 0.0275H \quad (2-10)$$

$$E_{sw} = 0.42(H - 58.15) \quad (2-11)$$

将式(2-5)~式(2-11)联立求解,可得到热舒适条件下的皮肤湿润度 w 。

$$w = \frac{M - W - 58.15}{46h_e[5.733 - 0.007(M - W) - P_a]} + 0.06 \quad (2-12)$$

皮肤湿润度的数值为 $0.06 \sim 1.0$ 。当人体处于舒适状态时,对应热舒适的汗液蒸发量,其皮肤湿润度为 0.06 ;而当人体完全被汗液湿透时,对应的皮肤湿润度为 1.0 。如果皮肤湿润度值太高,将会引起不舒适。Nishi和Gagge(1977)给出了会引起不舒适的皮肤湿润度的上限,见式(2-13)。

$$w < 0.0012M + 0.15 \quad (2-13)$$

皮肤湿润度相当于湿皮肤表面积所占人体皮肤表面积的比例。这一皮肤湿润度的增加被感受为皮肤的“黏着性”增加从而增加了热不舒适感。潮湿的环境令人感到不舒适的主要原因就是皮肤的“黏着性”增加了。

高温高湿会使人感觉不舒适,因为相对湿度的增加将导致皮肤湿润度的增加,人体不舒适感也将随之增加。在舒适的温度范围内,湿度对人体热感觉与热舒适的影响不大。这一结论对于空调系统的节能设计与运行调节是很有用的。因为湿度的控制需要耗费更多的能量,因此可以适当地提高湿度,只要控制空气温度在热舒适范围之内。

高相对湿度会使围护结构结露并造成霉菌滋生，既不卫生又影响人体健康。一般当相对湿度超过 70% 时，就可能有霉菌滋生。

在高温环境中，增加空气温度和增加湿度会产生相同的热感觉，即都增加了温暖感和皮肤湿润度。研究表明，在空气温度较低时，增加湿度会加剧人的冷感觉。当相对湿度不变时，增加空气温度会使人感到空气更加干燥。一般认为湿冷比干冷更冷，且更令人感觉不舒适。

冬季一般室内的相对湿度较低。过低的湿度将对人体热舒适与人体健康产生影响。在湿度较低的环境中生活的人们经常会感到口干舌燥、眼睛受到刺激、鼻内干燥甚至流鼻血，冬季患上呼吸道感染、哮喘的病人增多。低湿度可使鼻内黏液变干，使人感到不舒适，并增加传染的机会。因为鼻黏液能够清除进入鼻腔内的灰尘和细菌，并防止其进入肺部。Eunrt (1965) 发现当相对湿度很低时，鼻黏液流速明显降低。相对湿度过低还会造成室内尘埃量增加，而病毒、细菌等将附着在小的灰尘粒子上。流行病学研究结果表明，空气相对湿度过低是造成传染病发病率上升的因素之一。提高相对湿度到 40% 以上可以减少上呼吸道传染的发病率。相对湿度过低还易使人因吸入室内灰尘而患过敏性鼻炎。

Carleton 和 Welch (1971) 进行了连续 48h 的实验观察，发现由于低湿造成的不舒适症状的程度随着时间而增加。当相对湿度为 63% 时，其不舒适症状变化很小，而当相对湿度为 22% 时，不舒适症状明显上升。

低相对湿度会增加人们对气味的敏感性，增加香烟的发烟量，可使粒径小的灰尘在空中悬浮，并更容易产生静电效应。静电电压可能达到几千伏，因此当人体接触金属物体、脱穿衣服、在地毯上走时会引起明显的电击，使人感到不舒适。Brundrett (1977) 指出，当相对湿度低于 40% 时，会加剧地毯电击的危险。

使用加湿器可以提高室内空气的相对湿度，但有时加湿器中滋生的微生物会传播各种疾病，使人体产生过敏性反应。

总之，高湿和低湿都会影响人体热舒适感和人体健康，建议相对湿度控制在 40%~70% 的范围内。

2.2.5 空气流速

周围空气的流速是影响人体对流散热和水分蒸发散热的主要因素之一。空气流速大时，由于提高了对流换热和湿交换，使对流散热和水分蒸发散热随之增强，亦加剧了人体的冷感。

气流可以来自于人体的前、后、侧、上部或下部。气流来自上部时，因与人体向上散热是相向作用的，因此在室内造成紊流；气流来自下部时，因与人体向上散热是相同作用的，因此在室内造成层流。来自上部的空调冷气流，温度宜偏高些；来自下部的采暖热气流，温度宜偏低些。

对于坐姿的受试者，室内空气流速应在 0.2~0.3m/s，最大为 1m/s。1m/s 以上的空气流速所产生的扰动会引起噪声，使人感到不舒适。局部的冷空气宜在 0.5~1.5m/s 范围内。一般室内空气流速控制在 0.7m/s 以下。要注意的是，通常空气流速的波动要比空气流速的平均值对人体的影响更大。

英国煤气实验室进行了一系列实验，受试者坐在温度为 23℃ 的环境中 1h，大约 30cm 厚的冷空气层以小于 0.2m/s 的速度掠过地板，气流温度降到 17℃。受试者一般处于热舒

适状态。实验发现脚部主观温度受低处空气温度的影响，而不受空气流速的影响。女性受试者具有较低的皮肤温度，因此脚部冷感较之男性受试者为甚。当低处空气温度为 19℃ 时，受试者感到舒适凉爽，因此低处空气流动造成足部寒冷而引起人体不舒适。但当空气流速低于 0.25m/s 时，空气流速对人体热舒适的影响就很小。

室内空气流速在 0.6m/s 以下时，每增加 0.1m/s，相当于环境温度降低 0.3℃；室内空气流速在 0.6~1.0m/s 之间，每增加 0.1m/s，相当于环境温度降低 0.15℃。

气流脉动频率对人体热感觉也有着不可忽视的影响。Fanger 的实验证明了当受试者处于“冷-中性”状态时，频率在 0.3~0.5Hz 范围内变化的气流最容易使人体产生冷吹风感，造成不舒适。见图 2-6。而 Arens 却认为频率在 0.7~1.0Hz 之间的气流有更好的冷却效果。也有研究者发现当受试者处于“中性-热”状态时，频率 0.3~0.5Hz 范围内变化的气流使人感到最凉爽。

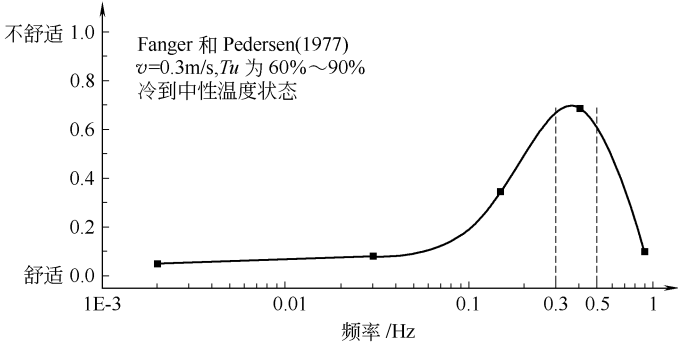


图 2-6 气流脉动频率与人体热舒适的关系^[17]

图 2-7 为清华大学对不同送风方式下的满意率的实验结果，表明受试者对模拟自然风频率的满意率最高，达到 61%；而对于稳态送风方式的满意率仅为 5%。因为两者的频谱特征不同，自然风频率类似于混沌效应，人们可能更愿意亲近大自然，而厌倦具有固定频率的稳态送风。研究发现动态风能够显著改善“中性-热”环境中人体的热感觉，即动态风在较暖环境中对人体的冷却作用明显强于稳定气流。

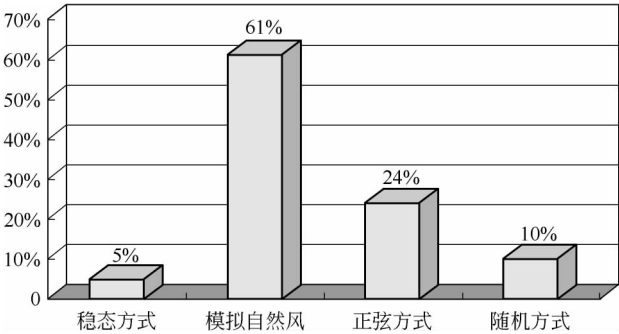


图 2-7 不同送风方式下的满意率

2.2.6 平均辐射温度

平均辐射温度是考虑周围物体表面温度对人体辐射散热强度的影响，其定义为：一个假想的黑体表面所围成的空间的均匀的表面温度，其与人体的辐射换热量和人体所处的真

实的非均匀的环境相同。平均辐射温度的意义是一个假想的等温围合面的表面温度，它与人体间的辐射热交换等于人体在实际所处的非等温环境中的辐射换热量。可以用公式(2-14)表述如下。

$$\bar{t}_r = \frac{\sum_{j=1}^k (F_{nj} t_{nj})}{\sum_{j=1}^k F_{nj}} \quad (2-14)$$

式中 $\bar{t}_r$ ——平均辐射温度，℃；

F_{nj} ——周围环境各表面可看到的面积， m^2 ；

t_{nj} ——周围环境各表面的温度，℃。

在满足相同热舒适条件，且其他条件不变时，平均辐射温度与满足热舒适的空气干球温度呈相反方向改变的线性关系，也就是说，环境平均辐射温度升高，满足热舒适的空气干球温度则相应降低。

辐射采暖可以使室内空气温度分布均匀，围护结构表面温度稍高于空气温度。但顶棚辐射采暖由于头部空气温度高、脚部空气温度低而使人感到不舒适。某一点的不对称辐射可用向量辐射温度衡量。向量辐射温度的定义为：室内两部分的平均壁面温度差。Chrenko (1953) 的实验结果表明随着顶棚温度的增加热不舒适率上升。但 Griffiths 和 McIntyre (1974b)、McNall 和 Biddison (1970) 通过实验研究却得出了“受试者对顶部辐射不敏感”的结论。可将实验结果总结如下：对处于热平衡状态的人，20℃的向量辐射温度不会增加人体的不舒适感，但由于实际上辐射明显，会有人抱怨。一般建议加热顶棚下离地面 1m 处的向量辐射温度不应该超过 10℃，此时顶棚的最大允许温度为 38℃。此外，灯光也会成为热辐射的辐射源。照度与辐射热成正比，850lx 的钨丝灯、4000lx 的高级暖白荧光灯、8000lx 的白色荧光灯能产生 10℃的向量辐射温度。因此，荧光灯的热辐射对人体热舒适的影响不大，但钨丝灯的热辐射的影响却很明显。

冷辐射的舒适范围研究得较少，因为顶棚温度受到露点温度的限制不可能降得太低，因此顶棚温度变化范围较小。McNall 和 Biddison (1970) 在堪萨斯州立大学微气候实验室中让受试者暴露于温度为 11℃的顶棚下，其对应的向量辐射温度为 9K。与均匀环境相比，受试者并未感到不舒适。还有研究者认为顶棚辐射温度对肩部温度有重要的影响，因为肩膀是人体最为敏感的部位。当肩部温度为 32.5~33℃时，人体感到舒适凉爽。当肩部温度不超过 32℃时，人体会感到冷。

此外，冷辐射还会造成“辐射吹风感”。即当人体靠近冷表面时，由于人体的辐射热损失增加而引起局部冷感和不舒适。如坐在冷外窗附近的人会有明显的辐射吹风感。研究发现：当平均辐射温度低于 16℃或 17℃时，大约有 20%以上的人会感到不舒适。

足部寒冷是居住者感到不舒适的常见原因之一。研究证明居住者足部寒冷往往是由于全身处于寒冷状态导致末梢循环不良造成的。在堪萨斯州立大学进行了一项实验，让受试者穿标准服装，赤脚在冷地板上。男性受试者的脚部舒适温度为 31.2℃，女性受试者的脚部舒适温度为 28.6℃，但女性因脚部寒冷更加不舒适。

地板温度低会使赤足的人感到脚部寒冷，因此地板的材料是重要的，比如地毯会给人温暖的足部感觉，而石材地面会给人较凉的足部感觉。Olesen (1977) 进行了有关赤脚在地板上舒适感的实验。实验中受试者均处于热中性状态，穿着单薄衣服。实验中采用木地

板和混凝土地板等几种地板材料，且具有不同的温度。其实验结果见表 2-7。地板为混凝土地板覆盖面层，所谓舒适的地面温度即赤足站在地板上不满意的抱怨比例低于 15% 时的地板温度。当人处于 22℃ 的舒适空气温度中，将脚部空气温度降低 3℃ 就会感觉脚部寒冷。

表 2-7 不同地板材料的舒适温度^[15]

地板面层材料	满意度大于 15% 的地面温度/℃	地板面层材料	满意度大于 15% 的地面温度/℃
水	23~28	橡木地板	24.5~28
混凝土	26~28.5	2mm 聚氯乙烯	26.5~28.5
毛织地毯	21~28	大理石	28~29.5
5mm 软木	23~28		

采用地板辐射采暖可以有效地防止足部寒冷，且由于室内空气温度分布具有足部高、头部低的特点而更加符合人体的生理要求。但地板温度过高同样也会引起不舒适，堪萨斯州立大学进行了一系列实验研究，受试者采用坐和立两种姿势，实验时间为 3h。当地板温度从 24℃ 变化到 26.7℃ 时，不舒适率从 2% 增加到 15%。

2.2.7 其他因素的影响

很多研究者研究了年龄、性别、季节、人种等其他因素对人体热舒适的影响，结论与人们的一般看法不一致。

Nevins 等（1966）、Rohles 和 Johnson（1972）、Langkilde（1979）以及 Fanger（1982）分别对不同年龄组的人进行了实验研究，发现年龄对热舒适没有显著影响。如果不同年龄的人具有相同的服装热阻值以及相同的活动，他们将具有相同的舒适温度。随着人的年龄增长，基础新陈代谢率下降，但是，皮肤表面汗液蒸发率也在下降。23 岁的人汗液蒸发率为 19g/(m²·h)，68 岁的人为 15g/(m²·h)，84 岁的人为 12g/(m²·h)。老年人代谢率低的影响被其蒸发散热率低所抵消。老年人一般比年轻人喜欢较高室温可能是因为他们的活动量小。

长期在炎热或寒冷地区生活的人对其所处的热环境有比较强的适应力，即表现在他们能够在炎热或寒冷环境中保持比较高的工作效率和正常的皮肤温度。为了了解他们对热舒适的要求是否因此有所变化，Fanger 对来自美国、丹麦和热带国家的受试者进行了实验，发现他们原有的热适应力对其热舒适感没有显著影响，即长期在热带地区生活的人并不比在寒冷地区生活的人更喜欢较暖的环境，因此 Fanger 认为对热舒适条件的要求全世界是相同的，不同的只是他们对不舒适环境的忍受能力^[2]。

通过对不同性别受试者的对比实验发现在同样条件下男女所偏爱的环境温度没有显著差别。女性比男性更喜欢较高室温可能是因为女性喜欢穿比较轻薄的衣服。如果男子和女子具有相同的服装热阻值，他们将具有相同的舒适温度。在舒适条件下，女子的皮肤温度比男子低大约 0.2℃，汗液蒸发量比男子低 4g/(m²·h)。一般来说，女子的基础新陈代谢率稍低，所以她们对服装热阻值的要求可以比男子略低一些。

根据受试者在室内停留 3h 的投票结果，在 3h 以内，人对热环境的感觉会有一些不同。但在 3h 以后，人对热环境感觉的变化就不明显了。

虽然人的体温在一天 24h 内是变化的，并且是周期性变化，但是人对热环境的感觉却不随体温变化。McNall 等人（1968）的研究证明了这一点。因为人体一天中有内部体温

的节律波动：下午最高，早晨最低，所以从逻辑上很容易做出这样的判断，即人的热舒适感在一天中可能是变化的。但 Fanger (1974) 和 Ostberg 等 (1973) 的研究发现人体一天中对环境温度的喜好没有什么明显变化，只是在午餐前有喜欢稍暖一些的倾向。

令许多人感到奇怪的是，如果人的服装和活动量都相同，人对舒适条件的要求是不随季节变化的。由于人不可能由于适应而喜欢更暖或更凉的环境，因此季节对人体热舒适感没有影响。

人们在研究了地理位置、季节、人的年龄、人的性别、人的体格、人的体形与颜色对人体热舒适的影响后指出，虽然这些因素有时能影响人的感觉，但对热舒适的影响不大，因此在研究中可以不考虑这些因素的影响，主要影响因素为空气温度、空气相对湿度、空气流速、平均辐射温度、新陈代谢率和服装热阻。

2.3 室内热环境与工作效率

关于温度对工作效能的影响的研究是很困难的，因为人的工作效率与温度之间的关系不是直接的关系。相同的环境应力可能会提高某些工作的效能，但却要降低另一些工作的效能。而且对于不同的人，环境应力对效能的影响不仅可能数量不同，而且有时符号也会相反，从而使问题进一步复杂化。可以用激发的概念来解释许多调查结果。即环境温度会影响受试者的体温，体温又影响其激发，而激发再反过来影响工作效能。大量研究结果表明：中等激发时效率最高，低激发会导致人不清醒，高激发将使人不能全神贯注工作。

激发水平受某些因素的影响，正常的激发水平会因人而异，如性格外向的人比性格内向的人具有更低的静态激发水平，这也许就是性格外向的人要更多地从外界的刺激中寻找额外的激发，而性格内向的人则尽量避免外界的刺激的原因。激发与工作效能的关系不仅因人而异，而且与工作本身的难易程度有关。当人们从事复杂而难度大的工作时，会有一种克服困难的激情，因此从主观上就想把工作做好，在无外界刺激的情况下一般就能把工作做得更好。这时如果来自外界的激发太强，工作效能反而会降低。当人们从事简单而枯燥的工作时，人的主观上就轻视或厌倦这项工作，其主观能动性就会受到抑制，工作的激情较低，此时需要外界适当的刺激才会有助于提高工作效率。因此全神贯注的学习较适合在安静的环境中进行，而一边听音乐一边做些重复性的工作会提高工作效能。

热刺激不同于噪声，因为其具有双向性。即热刺激能在冷热两个方向上增加刺激。假设热中性温度与最小激发相对应，此时热刺激对神经系统的感觉输入最小，但温暖似乎也可以减少激发，如温暖的环境会使人昏昏欲睡。因此图 2-8 中的最小激发的温度应稍高于热中性温度，只要温度偏离热中性温度都将使激发增大。过度激发会使人不舒服、焦虑不安和注意力不集中。

由于目前尚无直接测量激发的方法，因此只能根据实验结果间接导出激发与温度的关系。Wilkinson (1964) 等的研究发现低激发会降低警戒性工作的效能，而噪声等外界刺激则会提高其工作效能。在低激发松弛的精神状态下人们有可能接受到意想不到的信息。高度

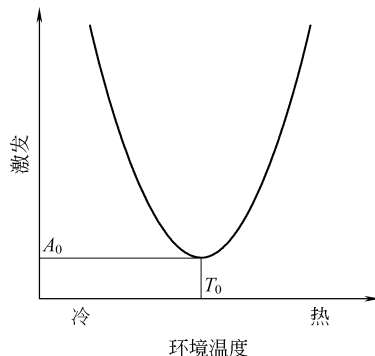


图 2-8 激发与温度的关系曲线^[15]

激发可能使人高度集中精力关注其正在进行的主要工作，从而降低了对其他信息的感知能力。Bursill（1958）让受试者在炎热环境中进行一项跟踪工作，同时还要对偶然出现的光信号做出反应。结果发现，在炎热环境中，受试者觉察外部信号的能力大大降低了。这说明热应力对工作效能可能影响并不大，但却可以分散人的注意力，且会显著降低人对危险信号的反应能力。

图 2-9 和图 2-10 为简单工作和困难工作的理论效能与温度的关系曲线。图中 T_0 为最小激发温度，其值接近、略高于热中性温度。对简单工作而言，最佳效能出现在最小激发的上方。一般复杂工作很难达到最大效能，只可能在最小激发强度时得到。工作越复杂，则效能随温度变化的程度越大。Griffiths 和 Boyce（1971）在实验中让受试者一边听 3 个一组数字一边跟踪移动点，并按要求用脚踏板做出反应。结果发现工作效能是温度的灵敏函数，最大效能出现在接近热舒适温度水平处。

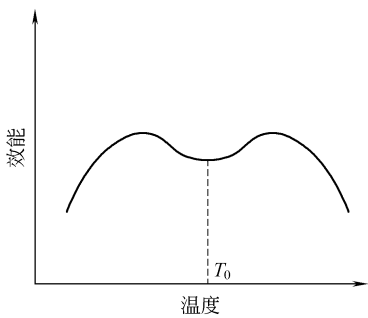


图 2-9 简单工作的理论效能与温度的关系曲线^[15]

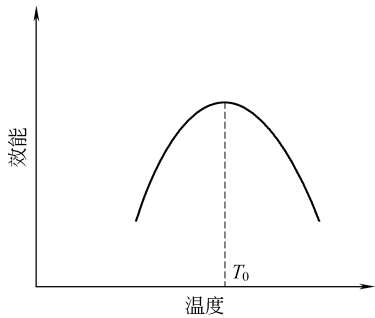


图 2-10 困难工作的理论效能与温度的关系曲线^[15]

人在过热或过冷环境中工作都会降低工作效率。图 2-11 为马口铁厂平均产量随季节变化的情况（Warner, 1919a）。室外温度采用反向坐标，以表明产量变化与温度之间的关系。可以认为室外温度和室内温度变化相同。从图 2-11 中可见，马口铁的平均产量随着空气温度的提高而降低。

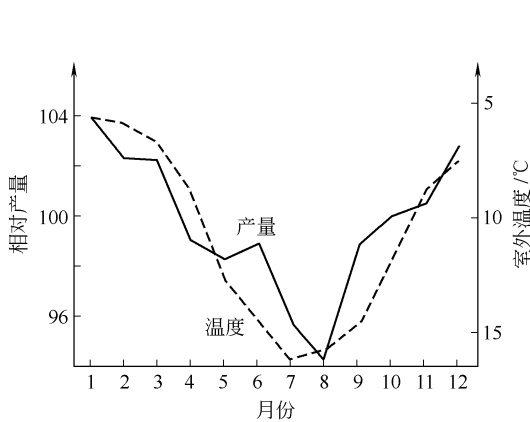


图 2-11 马口铁厂平均产量随季节变化的情况^[15]

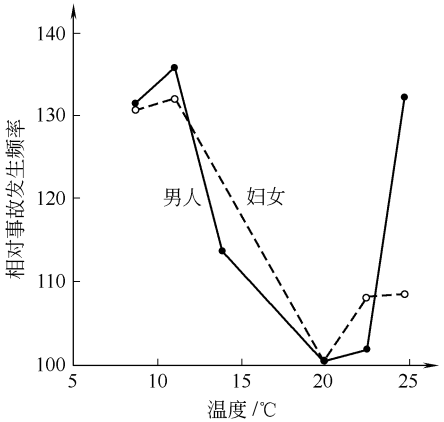


图 2-12 军火工厂中的事故发生率^[15]

一般认为高温高湿环境有利于棉麻纺织的生产，因为在此环境中纤维性能好且不容易断纱。但对工厂的调查发现，当相对湿度为 80% 而空气温度超过 24℃ 时，棉麻纺织的总产量却降低了（Wyatt, 1926）。同样，当湿球温度超过 23℃ 时，棉麻产量就会降低

(Weston, 1922)。因此,许多实验都表明在高温下会降低重体力劳动的效率。当温度偏离最佳值时还会发生生产事故。图 2-12 为第一次世界大战期间一个军火工厂中的事故发生率 (Warner, 1919b)。对煤矿的现场调查也表明,事故发生率随着温度的上升而增加。

上述现场调查表明热应力和冷应力都会影响工作效能。但其影响方式却随着环境的不同而变化。在寒冷环境中,人们的工作效能下降主要是由生理原因造成的,如手指变得麻木、关节不易弯曲及从事技巧性工作的能力下降等。在炎热环境中从事重体力工作一般受到由环境产生的生理应变的限制。

Mackworth (1952) 曾对莫尔斯电码操作员的出错率进行过研究,11 名受试者皆为经过训练的有经验的操作员,A 组包括 3 名最好的,B 组包括 5 名其次的,C 组包括 3 名最差的。发现当标准有效温度 (定义为当受试者着标准服装处于相对湿度为 50% 的空气环境中,与其处于空气温度等于平均辐射温度、相对湿度为 50%、空气静止不动的假想环境具有相同的皮肤湿润度和皮肤温度时,与环境的换热量相同。) 超过 33℃ 时,莫尔斯电码操作员的工作效能就开始下降。但同一组中技术较差的操作员在高温下的出错率明显偏高,见图 2-13。该现象说明:技术不熟练者比有经验者更容易受到环境热应力的影响,因此其工作效能降低得更快。但也有人认为热应力可以提高工作效率,因为温度升高会加快体内的化学反应速率,从而激发对环境的反应速率和提高警戒性,因此有利于提高工作效能和降低事故发生率。

一些实验研究结果进一步证实:当标准有效温度超过 33℃ 时脑力工作和重体力劳动的效能开始下降。劳动效能还受热暴露时间的影响。Wing (1965) 给出了工作效能显著下降所需的热暴露时间。

一般认为,人们在炎热气候中的工作效率和健康状况将下降。对新加坡海军的调查显示:80% 的人认为炎热的气候是造成工作效能下降的主要原因。但对新加坡居民的调查结果表明仅有 30% 的人认为气候会严重影响工作效能,更多的抱怨是不能全神贯注和精力不充沛。对 1800 名澳大利亚空军的调查发现其身体健康状况有所下降且皮肤病发病率增加了。但这些调查结果还不足以证明健康恶化的原因,因此可以断定这一健康水平下降在很大程度上是孤独、厌倦等心理原因造成的。工作效能的降低不仅与高温环境有关,而且还与移居热带人员的社会和文化环境有关。对英国皇家海军舰队的调查表明请病假的人数随着温度的升高而增加。

人们在实验室和现场对温度与工作效能之间的关系进行了大量的研究。为了对不同温度下实验组和对照组的受试者的学习效率进行比较,Mayo (1955) 从美国海军中选择了两组学习标准电子学课程的学员,其中一组在 24℃ 的空调房间中授课,另一组在仅有排风扇降温、中午空气温度为 33.6℃ 的室内授课。结果发现两组人员的测验成绩并无差别,尽管其中 79% 的人认为温度对他们的学习成绩有不利的影

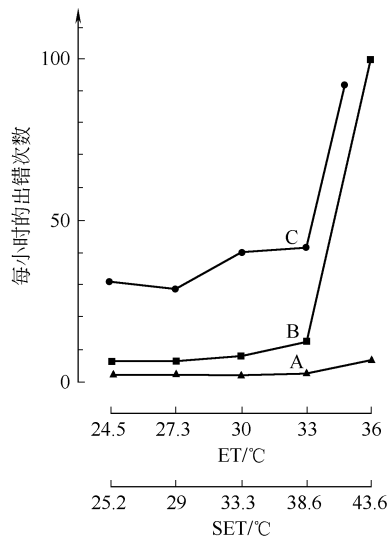


图 2-13 莫尔斯电码操作员的错误率^[15]

A 组包括 3 名最好的; B 组包括 5 名其次的; C 组包括 3 名最差的

高于其在 26℃ 以上的环境。

Pepler 和 Warner (1968) 在堪萨斯州立大学的微气候室里进行了实验研究，以便把温度对工作效能的影响从其他因素中分离出来。72 名学生在微气候室内自学编程的课本，每个学生参加 6 次实验，在 45% 的相对湿度下经历了从 16.7~33.3℃ 的 6 种不同温度环境。实验结果见图 2-14。由图可见，学生在 27.6℃ 时的工作速度最慢，但是其出错率也最低，自己感到费力的程度也最低。据此作者判定 27.6℃ 的温度乃是最佳学习温度。学生们感到在高温和低温情况下需要花更大的力气。

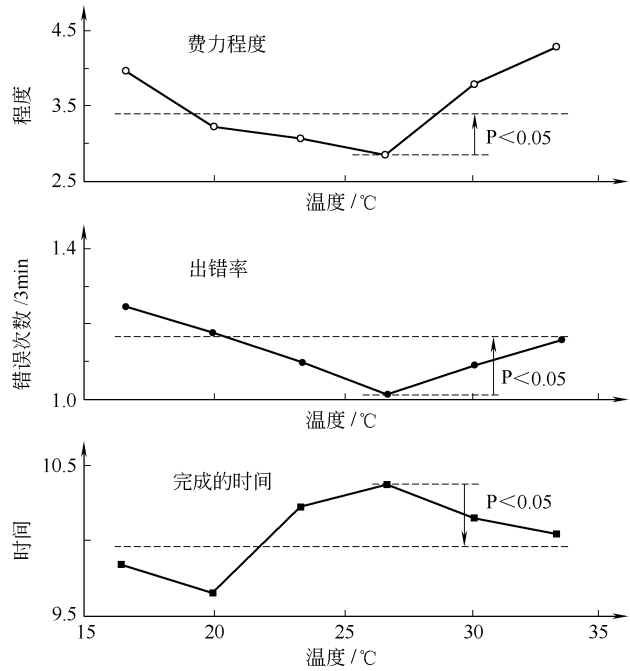


图 2-14 学习编程课本时作为室温函数的测试结果^[15]

Holmberg 和 Wyon (1967) 等在瑞典也进行了实验研究。实验室中的条件尽量与正规学校中的学习条件相同，而且不让学生知道正在进行实验。结果表明：在语言实验室的学业测验中，27℃ 时的口试成绩比 20℃ 时的差得多；对能力差的孩子，温度的影响就更大。在教室的空气温度分别为 20℃、27℃ 和 30℃ 时对 9 岁的孩子们进行了一些标准测验。图 2-15 给出了理解力和阅读速度测验成绩随温度的变化。两者在较高温度时的成绩都比在 20℃ 时明显降低了。其中 27℃ 时的成绩最差，因为此时的激发对最佳成绩而言实在太低了。Wyon (1970) 的另一研究结果表明，英国小学生在温和的热环境中做测验的成绩提高了。说明温和的热环境会减小激发。

人体处于非常寒冷的环境中，体力工作效能也会降低。因为手被冷却到 12℃ 时，关节处的润滑液变得黏稠，手会变得僵硬、麻木，其灵活性要降低，从而影响手工操作能力。冷应力还会降低复杂脑力工作的效能。当冷气侵入人的肌体内部后，会使肌肉的收缩力度降低；当神经温度降到约低于 9℃ 时，沿着神经通路所输送的神经就要减少。这些作用可以被认为是物理作用。此外，由于过冷环境给人体造成的不舒适感和冷应力强烈地刺激神经系统，使人变得过渡激发，也会使工作效率降低。

Clark (1961) 曾在实验中要求受试者将手插入一个冰盒内打一连串结。当手的皮肤

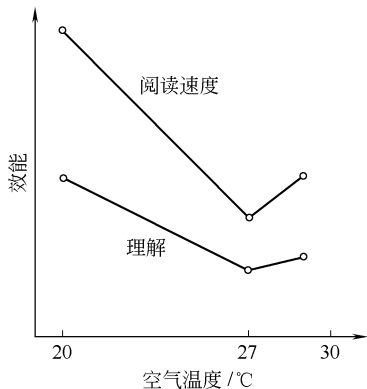


图 2-15 理解力和阅读速度测验成绩随温度的变化^[15]

温度降到 16℃ 时，打结的效率不受影响。但是当温度降到 13℃ 时，打结的效率随时间明显降低。一般当手的皮肤温度为 13~16℃ 时，手的灵敏性将明显变差。对手部位进行辐射加热，可以使手工工作的效能接近正常水平。

总之，过热或过冷环境都会降低人的工作效能，必须采取预防措施以保证工作人员的健康和安全。

2.4 室内热环境评价

2.4.1 有效温度 (ET) 和 ASHRAE 舒适区

2.4.1.1 有效温度

在美国采暖通风工程师协会新建的微气候实验室，Houghten 和 Yaglou 做了大量实验研究，以确定不同温度、湿度组合的等舒适状况，并于 1923 年提出了有效温度 (effective temperature, ET) 指标。由于该指标具有大量的实验根据，得到了普遍的认可。1967 年以前，ASHRAE 一直推荐使用有效温度作为热环境评价指标。

有效温度 (ET) 的定义是：“这是一个将干球温度、湿度、空气流速对人体温暖感或冷感的影响综合成一个单一数值的任意指标。它在数值上等于产生相同感觉的静止饱和空气的温度。”这意味着在实际环境和饱和空气环境中衣着和活动强度相同，且平均辐射温度等于空气温度。有效温度 (ET) 的另一个定义是：在相对湿度为 100% 的假想封闭环境中起相同作用的温度，在此环境中人和在实际环境中一样，在相同的皮肤温度与皮肤湿度条件下，通过辐射、对流和蒸发方式与环境进行同等数量的热交换。

有效温度是在实验室用真人对热环境进行主观评价得到的指标，并将相同有效温度的点作为等舒适线绘制在湿空气焓湿图上或绘成诺模图的形式。诺模图中涉及 3 个变量，即干球温度、湿球温度和空气流速。诺模图给出了两种温标形式，基本温标适用于半裸体的人，标准温标适用于穿轻薄衣服的人。1972 年 Ellis 等给出了标准温标下的修正有效温度的诺模图，见图 2-16。在该图上画一条线，将干球温度、湿球温度连接起来，例如，干球温度为 25℃、湿球温度为 20℃，二者的连线与空气流速的交点所对应的等效温度即为修正有效温度。由图 2-16 可知，当空气流速不同时，其修正有效温度具有不同的数值。

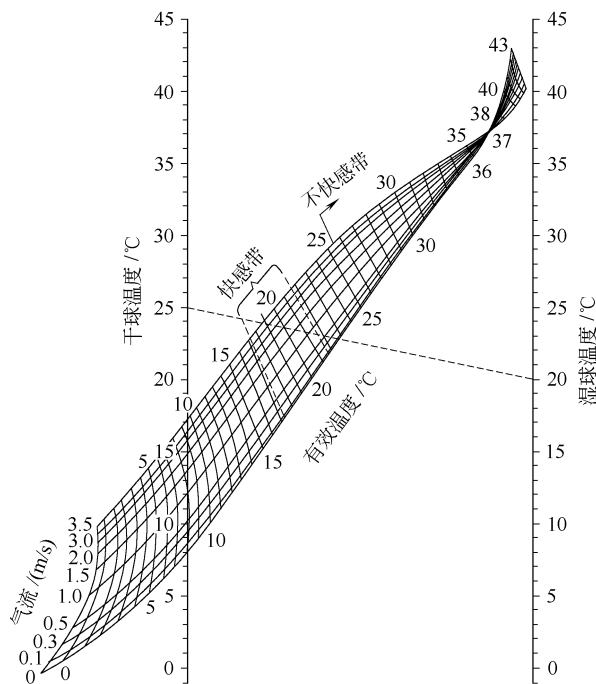


图 2-16 标准温标下的修正有效温度的诺模图

如当干球温度为 25°C 、湿球温度为 20°C 、空气流速为 0.5m/s 时，修正有效温度为 22°C ；而当干球温度为 25°C 、湿球温度为 20°C 、空气流速为 0.1m/s 时，修正有效温度为 22.8°C 。

但有效温度过高地估计了湿度在低温下对冷感和热舒适的影响。因此，美国 ASHRAE 推荐用新有效温度 (new effective temperature, ET^*) 代替有效温度 (ET)。

2.4.1.2 新有效温度

1971 年 Gagge 等人在皮肤湿润度的概念基础上提出了新有效温度 (ET^*) 指标。该指标综合了温度、湿度对人体热舒适的影响，适用于穿标准服装和坐着工作的人群，并已成为 ASHRAE Standard 55—1974 所采用。

新有效温度 (ET^*) 定义：在相对湿度为 50% 的假想封闭环境中起相同作用的温度，在此环境中人和在实际环境中一样，在相同的皮肤温度与皮肤湿润度条件下，通过辐射、对流和蒸发方式与环境进行同等数量的热交换。

新有效温度是室内空气流速为 0.15m/s 时，通过对身着 0.6clo 服装，静坐的受试者的热感觉实验得到的。采用相对湿度 50% 时的空气温度来作为与其冷热感相同环境的有效温度，即同样服装和活动的人在某环境中的冷热感与在相对湿度 50% 空气环境中的冷热感相同，则后者所处环境的空气干球温度就是前者的 ET^* 。该指标只适用于着装轻薄、活动量小、风速低的环境。

图 2-17 是美国 ASHRAE 在 1977 年版手册基础篇中给出的新有效温度图和 ASHRAE Standard 55—74 的舒适区。图中斜画的一组虚线即为等效温度线，其数值是在相对湿度为 50% 的曲线上标注的。例如，通过空气温度为 25°C 、相对湿度为 50% 的两条曲线的交点的虚线即为 25°C 等效温度线。该线上每个点所表示的空气温度和相对湿度都不同，但

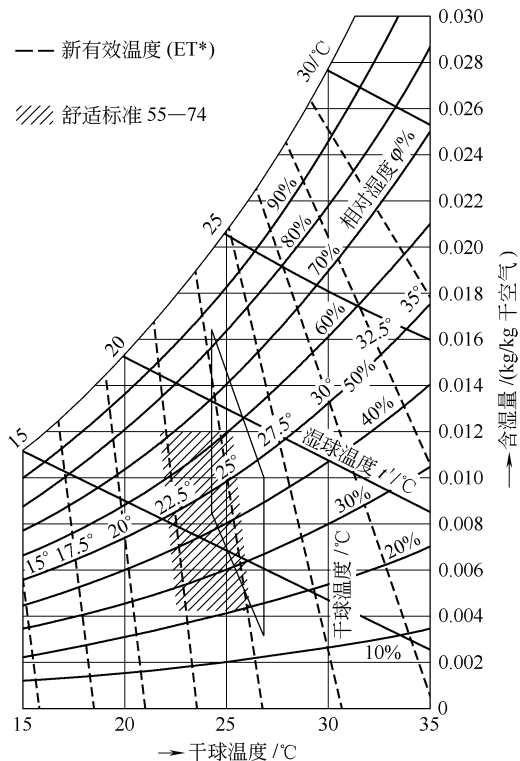


图 2-17 新有效温度和 ASHRAE 舒适区

给人的冷热感觉却相同，即都相当于空气温度为 25°C 、相对湿度为 50% 的感觉。

图 2-17 中的菱形面积是在美国堪萨斯州立大学通过对 1600 名受试者进行实验得到的舒适区，其适用于服装热阻为 $0.6\sim 0.8\text{clo}$ 坐着的人，而 ASHRAE Standard 55—74 舒适区适用于服装热阻为 $0.8\sim 1.0\text{clo}$ 坐着但是活动量稍大的人。两块舒适区的重叠范围是推荐的室内设计条件，而 25°C 等效温度线正通过重叠区的中心。

2.4.1.3 标准有效温度

Gagge 又综合考虑了不同的活动水平和服装热阻的影响，对新有效温度做了进一步研究，提出了众所周知的标准有效温度（standard effective temperature, SET）指标。该指标被称为合理的导出指标，因为它是由传热的物理过程分析而得到的，而早期的有效温度指标是直接来自主观评价得到的，属于由经验推导而得到的指标。

标准有效温度包含平均皮肤温度和皮肤湿润度，以便确定某个人的热状态。标准有效温度（SET）的定义是：当受试者着标准服装处于相对湿度为 50% 的空气环境中，与其处于空气温度等于平均辐射温度、相对湿度为 50% 、空气静止不动的假想环境具有相同的皮肤湿润度和皮肤温度时，与环境的换热量相同。这个假想的空气干球温度就是人所处的实际环境的标准有效温度（SET）。

只要给定活动量、服装和空气流速，就可以在湿空气焓湿图上画出等标准有效温度线。对于坐着工作、穿轻薄服装和较低空气流速的标准状况，其标准有效温度（SET）就等于新有效温度（ ET^* ）。

标准有效温度值是个人变量和环境变量的函数，当一个穿轻薄服装的人坐在 24°C 、

相对湿度 50% 和较低空气流速的房间里, 根据定义他是处于标准有效温度为 24℃ 的环境中。如果他脱去衣服, 标准有效温度就降至 20℃, 因为他的皮肤温度与一个穿轻薄服装坐在 20℃ 空气中的人皮肤温度相同。尽管标准有效温度反映了人的热感觉, 且是迄今为止最为全面的热指标, 但由于它需要计算皮肤温度和皮肤湿润度, 计算相当复杂, 故未能得到广泛的应用。

2.4.2 热舒适方程和 PMV-PPD 指标

2.4.2.1 人体热平衡方程

人体靠摄取食物获得能量以维持生命。食物通过人体新陈代谢被分解氧化, 同时释放出能量。其中一部分直接以热能形式维持体温恒定并散发到体外, 其他为肌体所利用的能量, 最终也都转化为热能散发到体外。人体为维持正常的体温, 必须使产热和散热保持平衡。如果将人看作一个系统, 则人与环境的热交换同样遵循热力学第一定律。因此, 可以用热平衡方程来描述人与环境的热交换。

$$S = M - W - R - C - E \quad (2-15)$$

式中 S ——人体蓄热率, W/m^2 ;

M ——人体新陈代谢率, W/m^2 ;

W ——人体所做的机械功, W/m^2 ;

R ——着装人体外表面与环境的辐射换热量, W/m^2 ;

C ——着装人体外表面与环境的对流换热量, W/m^2 ;

E ——皮肤扩散蒸发、汗液蒸发及呼吸所造成的散热量, W/m^2 。

在稳定的环境条件下, 式 (2-15) 中的人体蓄热率 $S=0$, 这时人体能够保持能量平衡。否则人的体温就会随着蓄热量的正负而升高或降低, 人就会感到热或者冷。若 $S=0$, 则式 (2-15) 可写成下式。

$$M - W - R - C - E = 0 \quad (2-16)$$

也可写成

$$M - W - E = R + C$$

令

$$H = M - W = (1 - \eta)M$$

$$K = R + C$$

$$E = E_d + E_{sw} + E_{re} + C_{re}$$

$$\text{有} \quad H - E_d - E_{sw} - E_{re} - C_{re} = K = R + C \quad (2-17)$$

式中 H ——人体净得热, W/m^2 ;

η ——人体机械效率, 见式 (2-1), %;

E_d ——人体皮肤表面水分扩散蒸发散热量, W/m^2 ;

E_{sw} ——人体汗液蒸发散热损失, W/m^2 ;

E_{re} ——人体呼吸潜热散热量, W/m^2 ;

C_{re} ——人体呼吸显热散热量, W/m^2 。

式 (2-17) 的物理意义是: 人体内的净得热 H 减去皮肤表面散热量 ($E_d + E_{sw}$)、呼吸道散热 ($E_{re} + C_{re}$), 等于服装传热量的总和 K , 而服装的传热量 K 等于辐射散热量 R 和对流散热量 C 之和, 这里假设皮肤表面散热量 ($E_d + E_{sw}$) 仅发生在皮肤表面。下面讨论式 (2-17) 中各项的物理意义及确定方法。

(1) 人体新陈代谢率 肌体通过分解自身的成分 (其来源是外界环境所提供的食物)

释放能量以维持人体热平衡,故新陈代谢是热平衡方程中的主要得热项。生物学家按人体活动所需要的 O_2 量和排出的 CO_2 量来确定人体产生的热量。表 2-3 为 ASHRAE Standard 55—2002 中给出的一些典型活动强度下的新陈代谢率。对于一般的人体活动,机械效率 η 可以取零。

(2) 人体散热量 人体散热量主要由辐射、对流、导热 3 种显热散热方式和蒸发构成。其中,辐射散热量约占总散热量的 40%,对流散热量约占总散热量的 40%。对流散热量大部分是通过皮肤表面散发的,部分通过衣服表面散发到环境中。人体辐射散热和对流散热均可正可负。

通过水分蒸发散热是人体调节体温的有效手段。蒸发散热约占总散热量的 20%。其由两部分组成:一部分是呼吸造成的蒸发热损失;另一部分是皮肤蒸发水分造成的蒸发热损失。其中呼吸造成的蒸发热损失远远小于皮肤蒸发水分造成的蒸发热损失。

① 皮肤表面水分扩散蒸发散热量 E_d 人体的一部分热量通过皮肤表面直接蒸发到空气中去,这种情况称为隐形出汗,也称为皮肤扩散,所造成的潜热损失用 E_d 表示,计算公式见式 (2-18)。皮肤扩散潜热损失 E_d 大约为人体新陈代谢率的 5%。

$$E_d = 3.054(0.256t_{sk} - 3.37 - p_a) \quad (2-18)$$

式中 p_a ——环境空气中水蒸气分压力, kPa;

t_{sk} ——人体平均皮肤温度, 见式 (2-10), $^{\circ}C$ 。

② 呼吸潜热散热量 E_{re} 由呼吸排出的气体比舒适环境中的吸入气体中含有较多的热量和水分,因此,呼吸导致潜在的热损失 E_{re} , 其计算式如下。

$$E_{re} = 0.0173M(5.867 - p_a) \quad (2-19)$$

③ 呼吸显热散热量 C_{re} 呼吸不仅从人体带走水分造成潜热损失,同时由于环境空气的温度与人体温度不一致,吸入的空气经呼吸道被加热,也会造成显热损失,其计算式如下。

$$C_{re} = 0.0014M(34 - t_a) \quad (2-20)$$

式中 t_a ——环境空气温度, $^{\circ}C$ 。

④ 由皮肤表面到服装外表面的传热损失 K 通过服装从皮肤表面到服装外表面的显热传递是相当复杂的,在人体与服装之间、服装与服装之间、服装纤维之间的空隙内都含有空气层,服装织物本身有热阻。因此,此传热过程是包含了导热、对流、辐射 3 种传热方式在内的复杂过程。为了反映服装的这一综合特性,这里将用到服装的基本热阻 I_{cl} (clo) 的概念, I_{cl} 包含了上述提到的各种空气层及纤维本身的热阻。这样通过服装的传热量 K 可用下式表示。

$$K = \frac{t_{sk} - t_{cl}}{0.155I_{cl}} \quad (2-21)$$

式中 t_{cl} ——着装人体服装外表面平均温度, $^{\circ}C$;

I_{cl} ——服装基本热阻, clo。

⑤ 辐射热损失 R 人体与环境壁面的辐射换热在传热学中已做过介绍。辐射热损失 R 可用下式表示。

$$R = 3.9 \times 10^{-8} f_{cl} (T_{cl}^4 - T_{mrt}^4) \quad (2-22)$$

式中 f_{cl} ——服装的面积系数见式 (2-3)。

⑥ 对流热损失 C 人体与环境的对流热交换 C 可用牛顿换热公式计算。

$$C = f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) \quad (2-23)$$

$$h_c = \begin{cases} 2.38(t_{cl} - t_a)^{0.25} \\ 12.1\sqrt{v} \end{cases} \quad (2-24)$$

式中 h_c ——对流换热系数, 取式 (2-24) 中的最大值, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

v ——空气流速, m/s 。

(3) 人体热平衡方程 将式 (2-18) ~ 式 (2-23) 代入式 (2-17) 可得到人体热平衡方程式。

$$\begin{aligned} M(1 - \eta) - 3.054(0.256t_{sk} - 3.37 - p_a) - E_{sw} - 0.0173M(5.867 - p_a) - 0.0014M(34 - t_a) \\ = \frac{t_{sk} - t_{cl}}{0.155I_{cl}} \\ = 3.9 \times 10^{-8} f_{cl} (T_{cl}^4 - T_{mrt}^4) + f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) \end{aligned} \quad (2-25)$$

满足此热平衡方程式意味着人体的产热量等于散热量, 即蓄热量 $S=0$; 于是, 体温不会升高或降低, 人体可以处于较好的生存状态。但这并不表明满足此方程的各种条件的任意组合就都可以评价为热舒适条件。

2.4.2.2 人体热舒适方程

ASHRAE Standard 55—2002 的热舒适定义为对热环境表示满意的意识状态, 热舒适需要人的主观评价。即人体通过自身的热平衡条件和感觉到的环境状况并综合起来获得是否舒适的感觉。舒适的感觉是人在生理和心理上对热环境都感到满意的意识状态。

人在某一环境中感到热舒适的第一个条件是人体必须处于热平衡状态。人体为了维持恒定的体温, 就必须满足人体热平衡方程式中蓄热量 S 为零。否则, 人体将蓄热或失热, 体温将升高或下降, 这种状态肯定是远离热舒适的。因此, 热舒适的第一个前提条件就是没有蓄热的热平衡, 这样人体热平衡方程式可整理如下。

$$f(M, I_{cl}, t_a, t_{mrt}, p_a, v, t_{sk}, E_{sw}) = 0 \quad (2-26)$$

由于人体自身的热调节系统是相当有效的, 通过水分蒸发散热等人体调节体温的有效手段, 人可以在上述 8 个变量的很广泛的范围内维持 $S=0$, 但这时可能远离热舒适。即人体处于热平衡状态只是满足人体热舒适的必要条件, 而不是充分条件。

从式 (2-26) 也可以看出, 对于活动量及着装一定的人, 在一定热环境中, 可以造成一定的生理反应, 以维持热平衡。而这一反应主要可通过 t_{sk} 和 E_{sw} 的适当组合来实现, 即保持一定的皮肤温度及出汗量。因此, Fanger 进一步认为, 如果人处于热舒适状态下, 那么人体表面的平均温度 t_{sk} 及人体实际的汗液蒸发热损失 E_{sw} 应保持在较小的范围内, 并且两者都是新陈代谢率 M 的函数。即热舒适的第二个前提条件就是皮肤平均温度应具有与舒适相适应的水平; 第三个基本条件是人体应具有最佳的排汗率。用公式表示如下。

$$a < t_{sk} < b \quad (2-27)$$

$$c < E_{sw} < d \quad (2-28)$$

式中 a, b, c, d ——分别为皮肤平均温度 (t_{sk}) 和汗液蒸发热损失 (E_{sw}) 的界限值。

上述两式只适用于稳态热环境。

将式 (2-10) 和式 (2-11) 代入式 (2-25), 即可得到著名的热舒适方程式 (Fanger, 1967), 见式 (2-29)。

$$\begin{aligned}
& M(1-\eta) - 3.054(5.765 - 0.007H - p_a) - 0.42(H - 58.15) - \\
& 0.0173M(5.867 - p_a) - 0.0014M(34 - t_a) \\
& = \frac{35.7 - 0.0275H - t_{cl}}{0.155I_{cl}} \\
& = 3.9 \times 10^{-8} f_{cl}(T_{cl}^4 - T_{mrt}^4) + f_{cl}h_c(t_{cl} - t_a) \quad (2-29)
\end{aligned}$$

由式 (2-29) 左侧等号两边的两项可得出 t_{cl} 的计算公式, 见式 (2-30)。由式 (2-29) 右侧等号两边的两项可得出式 (2-31)。

$$t_{cl} = 35.7 - 0.0275H - 0.155I_{cl}[M(1-\eta) - 3.054(5.765 - 0.007H - p_a) - 0.42(H - 58.15) - 0.0173M(5.867 - p_a) - 0.0014M(34 - t_a)] \quad (2-30)$$

$$t_{cl} = 35.7 - 0.0275H - 0.155I_{cl}[3.9 \times 10^{-8} f_{cl}(T_{cl}^4 - T_{mrt}^4) + f_{cl}h_c(t_{cl} - t_a)] \quad (2-31)$$

式中 中间过渡变量:

t_{cl} ——着装人体表面平均温度, $t_{cl} = T_{cl} - 273.15$, $^{\circ}\text{C}$;

h_c ——对流换热系数, 见式 (2-24), $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$;

H ——人体净得热, $H = M(1-\eta)$, W/m^2 ;

个人变量:

M ——人体新陈代谢率, W/m^2 ;

η ——人的机械效率, %;

I_{cl} ——服装的基本热阻, clo;

f_{cl} ——服装的面积系数, 见式 (2-4), %;

环境变量:

v ——空气流速, m/s ;

t_a ——空气温度, $^{\circ}\text{C}$;

p_a ——空气中水蒸气分压力, 见式 (2-32), kPa ;

t_{mrt} ——环境的平均辐射温度, $t_{mrt} = T_{mrt} - 273.15$, $^{\circ}\text{C}$ 。

$$p_a = \phi_a \times \exp[16.6536 - 4030.183/(t_a + 235)] \quad (2-32)$$

式 (2-26) 可以简化成如下形式。

$$f(M, I_{cl}, t_a, t_{mrt}, p_a, v) = 0 \quad (2-33)$$

式 (2-33) 说明, 热舒适方程式中有两类参数: 环境变量和个人变量。当人的活动量 M 和着装情况 I_{cl} 一定时, 可以通过环境变量 t_a 、 t_{mrt} 、 p_a 和 v 的合理组合得到一个热舒适环境。即热舒适方程反映了人体处于热平衡状态时, 影响人体热感觉的 6 个变量 M 、 I_{cl} 、 t_a 、 t_{mrt} 、 p_a 和 v 之间的定量关系。

2.4.2.3 PMV-PPD 指标

Fanger 的热舒适方程只给出了创造热舒适环境的变量组合形式, 不能预测在任意微气候环境下的人体热感觉。能否根据上述 6 个变量 M 、 I_{cl} 、 t_a 、 t_{mrt} 、 p_a 和 v 对人体热感觉进行预测呢? 为此必须建立用热感觉标度表示的人体热感觉和以上 6 个变量之间的联系。当热舒适方程满足时, 人们希望大多数人的平均热感觉投票值为零, 即热中性。如何从热舒适方程推导出用物理量表示的人体热感觉投票值呢?

人体能够通过血管收缩或舒张、汗液分泌或发抖等进行自身调节, 在较大的环境变化范围内维持热平衡。偏离热舒适条件越远、不舒适程度越大, 环境给人体的调节机能造成

的负荷就越重。因此假设在一定活动量下的人体热感觉是人体热负荷的函数。人体热负荷的定义是：在一定活动量下，为了保持皮肤平均温度 t_{sk} 及皮肤蒸发散热量 E_{sw} 在舒适范围内，人体内的产热与对环境的散热之差值，记作 $L(W/m^2)$ 。根据定义，单位人体表面积的热负荷可以用数学公式表达如下^[2]。

$$L = M(1 - \eta) - 3.054(5.765 - 0.007H - p_a) - 0.42(H - 58.15) - 0.0173M(5.867 - p_a) - 0.0014M(34 - t_a) - 3.9 \times 10^{-8} f_{cl}(T_{cl}^4 - T_{mrt}^4) - f_{cl}h_c(t_{cl} - t_a) \quad (2-34)$$

由式 (2-34) 可以看到，若 $L=0$ ，则满足热舒适条件，此时的式 (2-34) 就是热舒适方程式 (2-29)。在热舒适条件下，人体热负荷应该为零。否则，人体会通过改变皮肤平均温度和出汗散热以维持人体热平衡。因此，热负荷是作用于人体的生理应力。而一定活动水平的人体热感觉应与这种应力有关。故假设在一定活动量下的人体热感觉是人体热负荷与活动量的函数，如下所示。

$$Y = f(L, M) \quad (2-35)$$

1970 年 Fanger 对 McNall 等在堪萨斯州立大学所进行的实验得出的 4 种新陈代谢率下的热感觉数据进行曲线回归分析，得到曲线方程 (2-36)^[2]。

$$Y = (0.303e^{-0.036M} + 0.0275)L \quad (2-36)$$

将式 (2-34) 代入到式 (2-36) 中的 L 项，得到了至今被广泛使用的热舒适评价指标——预测平均投票数 (PMV)。其计算见式 (2-37)^[2]。

$$PMV = (0.303e^{-0.036M} + 0.0275)[M(1 - \eta) - 3.054(5.765 - 0.007H - p_a) - 0.42(H - 58.15) - 0.0173M(5.867 - p_a) - 0.0014M(34 - t_a) - 3.9 \times 10^{-8} f_{cl}(T_{cl}^4 - T_{mrt}^4) - f_{cl}h_c(t_{cl} - t_a)] \quad (2-37)$$

ASHRAE 热感觉七级分级法的指标值从冷到热依次为 1~7，PMV 指标值在此基础上减去 4，变成了-3~+3 的指标值，以 0 代表热中性（即热舒适），小于 0 的指标值表示冷感觉，大于 0 的指标值对应于热感觉，两种指标分级法见表 2-8。PMV 指标与有效温度等环境指标有所不同，它给出的指标值不是某种当量温度值，而是以 ASHRAE 热感觉分级法确定的人群对热环境的平均投票值。PMV 包括了人体新陈代谢率 M 、服装热阻 I_{cl} 、空气流速 v 、空气温度 t_a 、环境平均辐射温度 t_{mrt} 和空气中水蒸气分压力 p_a 在内的综合指标，即该指标综合了人体变量和环境变量 6 个影响人体热舒适的因素，是迄今为止最全面的评价热环境的指标，显然它的适用范围更广。

表 2-8 ASHRAE 与 PMV 指标值

ASHRAE 热感觉分级	ASHRAE 指标值	PMV 指标值	ASHRAE 热感觉分级	ASHRAE 指标值	PMV 指标值
热	7	3	稍凉	3	-1
暖和	6	2	凉	2	-2
稍暖	5	1	冷	1	-3
中性(舒适)	4	0			

PMV 指标代表了同一环境下绝大多数人的热感觉，即用 PMV 指标可以预测一定变量组合环境下的人体热感觉。但还不能完善地评价热环境，或者说，难以确切地说明某一特定的 PMV 值究竟意味着什么。例如，当 PMV 等于 -0.3 时，介于中性和稍凉之间，这样的环境能接受吗？由于 PMV 指标是对 1396 名受试者通过实验得出的平均热感觉投

票值, 如果每个人的热感觉没有差别, 即人体是“平均人”, 则上述热环境是可以接受的, 且人人都感觉舒适, 对其所处的热环境都无抱怨。但事实上, 每个人都是不同的个体, 人的热感觉是有差别的, 即使一群人处于同样的热环境条件下, 其热感觉也不同。人们会更关注对热环境感到不满意的人群, 因为他们会对热环境抱怨。因此给出一个对热环境感到不满意的百分数指标似乎更有实际意义。对热环境不满意的定义为热感觉投票值为-2、-3、+2、+3的人。通过统计分析, Fanger 又提出了预测不满意百分数 (PPD) 指标, 见式 (2-38)^[2]。

$$PPD = 100 - 95e^{-(0.03353PMV^4 + 0.2179PMV^2)} \quad (2-38)$$

图 2-18 给出了 PMV 与 PPD 的关系曲线。由图 2-18 可见, 当 $PMV=0$ 时, PPD 为 5%。说明即使室内热环境处于热中性状态, 仍然有 5% 的人感到不满意。即不可能创造一个让所有的人都感到满意的环境。因此, ISO 7730 标准推荐以 PPD 不大于 10% 作为设计依据, 即允许有 10% 的人对热环境感觉不满意, 此时对应的 $PMV = -0.5 \sim +0.5$ 。

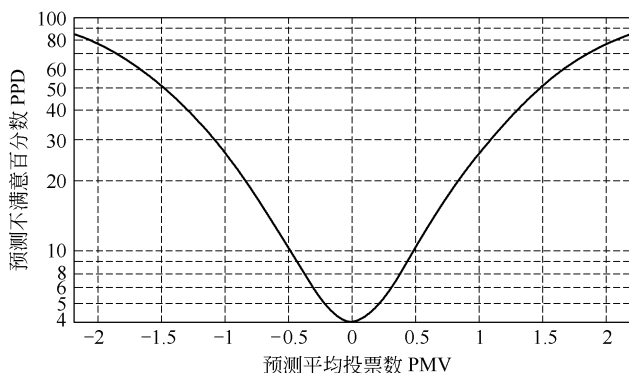


图 2-18 PMV 与 PPD 的关系曲线^[2]

PMV-PPD 指标是在热舒适方程的基础上通过对 1396 名美国及丹麦受试者的热感觉进行统计分析建立起来的一种环境评价指标, 由于有大量的实验数据, 因此得到了世界的公认。在 ISO Standard 7730 和 ASHRAE Standard 55—2002 中都以 PMV 和 PPD 指标对热环境进行描述和评价。

Fanger 还对影响人体热舒适的其他因素如年龄、性别、种族和健康水平等做了进一步的研究, 认为人体热舒适不受上述因素影响。但已有人对此表示怀疑。

上述研究成果是以白种人为试验对象得出的。这些国家的气候条件、人民的消费水准、生活习惯和饮食结构等都与中国人有着很大的差别。Fanger 教授曾将他 128 名丹麦大学生进行的实验结果与 Nevins 等人对 1600 名美国大学生进行的实验结果相比较, 并没有发现两个种族之间具有显著的热反应差别。Tao 在美国堪萨斯州立大学对抵美不久的中国大学生和美国大学生进行的对比实验表明, 在生理反应上, 两个种族之间的差别是: 中国受试者对较热的环境有较大的承受能力, 而对较冷环境的承受能力不及美国受试者。

需要注意的是, $-2.0 < PMV < +2.0$ 是比较可信的, 如果超出此范围, 必须谨慎使用, 尤其在 $PMV > 2.0$ 的热区域, 由于蒸发散热量的增加, 可能有明显的误差。

用 PMV 指标可以对室内的热舒适性进行预测和评价; 根据 M 、 I_{cl} 、 t_{mrt} 确定适宜的 t_a 、 p_a 、 v ; 用热舒适传感器进行空调房间的室内环境控制。丹麦技术大学热阻实验室依据 Fanger 教授热舒适理论已经研制出热舒适仪, 可以模拟人体散热机理并且直接测定环

境的 PMV 和 PPD 值,使用这一仪器可使环境检测和评价大为方便。

2.4.3 卡他冷却能力、当量温度和主观温度

2.4.3.1 卡他冷却能力

卡他冷却能力 (kata cooling power) 是 1914 年由 Hill 最早提出的,该指标以大温包温度计的热损失量为基础。卡他温度计综合了平均辐射温度、空气温度和空气流速的影响。20 世纪 30 年代进行的大量实验经常采用卡他温度计。卡他温度计对风速十分敏感,因此不能很好地预测人体热感觉,但它却成为一种十分有用的风速仪,迄今仍为人们所使用。利用以下公式可以将卡他冷却能力转化为空气温度。

$$t_a = 36.5 - 5H / (1 + 2\sqrt{v}) \quad (2-39)$$

式中 t_a ——空气温度,等于平均辐射温度,℃;

v ——空气流速, m/s;

H ——卡他冷却能力, $\text{mcal}^\bullet / (\text{cm}^2 \cdot \text{s})$ 。

教室活动的卡他冷却能力为 8,相当于空气温度为 14℃。

2.4.3.2 当量温度

1929 年 Dufton 研制了一种拟人器 (eupatheostat),该装置能在空气温度、热辐射、空气流速变化的条件下保持室温恒定。拟人器由一个直径为 190mm、高度为 550mm 的垂直圆柱体构成,其尺寸的选定考虑了辐射与对流的比值与人体类似。圆柱体由其内部的加热器加热,使拟人器表面散热量为 $55\text{W}/\text{m}^2$ 。如果其表面温度为 24℃,则继电器动作,故可用来控制室内采暖系统。

1932 年 Dufton 提出了当量温度 (equivalent temperature) 指标。其定义为:“在一个均匀的封闭体中的温度,在该环境中,一个处于静止空气中、温度为 24℃ 的黑体的散热量与在实际环境中的散热量相同。”当量温度是用拟人器进行测量的,通过调节输入圆柱体内的功率,使铜圆柱体维持 24℃ 的恒定温度。通过合适的标定,测量输入的功率就可以直接读出当量温度。根据这一定义,当量温度不可能超过 24℃,且由于着装人体表面温度并不恒定,所以,将前面的定义进行了以下修改,即“一个均匀的封闭体的温度,在该环境中,一个直径为 190mm、高度为 550mm 的黑色圆柱体的散热量与在实际环境中的散热量相同。”圆柱体表面所维持的温度是圆柱体散热量的精确函数,并且这一温度在任何均匀封闭空间内都比 37.8℃ 要低一个数值,这个数值为 37.8℃ 和封闭环境的温度之差的 2/3。

由于拟人器相当笨重,因此限制了它的应用。Bedford (1931) 用卡他温度计、Mark I 型拟人器等几种仪器对工厂的热环境进行了现场测量和问卷调查,通过回归分析,得到了当量温度 t_{eq} 的解析表达式,见式 (2-40)。

$$t_{\text{eq}} = 0.522t_a + 0.478t_r - 0.21\sqrt{v}(37.8 - t_a) \quad (2-40)$$

式中 t_r ——环境平均辐射温度,℃。

由于现场调查时空气流速都比较低,因此上述回归公式仅适用于低风速的条件。当量温度为英国采暖和通风工程师协会 (IHVE) 的指导手册所采用。由于它未包含湿度项,因此限定在 25℃ 以下温度使用。

^① 1cal=4.1840J,余同。

2.4.3.3 主观温度

1976 年 McIntyre 提出了主观温度 (subjective temperature) 指标, 其定义为: “当空气温度与平均辐射温度相等, 空气流速为 0.1m/s 且相对湿度为 50% 的封闭空间环境温度, 在该环境中人体与在实际环境中的温暖感相同。”它意味着实际的活动量和衣着等人体变量与假想的环境中的均相同。其实质与标准有效温度一致。

该指标将人体变量和环境变量分开, 更便于实际应用。根据给定的新陈代谢率和服装热阻值就可以预测人体热感觉, 实际的主观温度就可以通过物理变量求出。对于许多活动量和服装条件的组合, 根据 Fanger 的热舒适方程可以求出舒适的温度。若使空气温度与平均辐射温度相等, 空气流速为 0.1m/s , 相对湿度为 50% , 则求出的温度即为主观温度。McIntyre 给出了主观温度 t_{sub} 的计算公式。

$$t_{\text{sub}} = 33.5 - 3I_{\text{cl}} - (0.08 + 0.05I_{\text{cl}})M \quad (2-41)$$

式中 I_{cl} ——服装热阻, clo;

M ——新陈代谢率, W/m^2 。

当服装热阻小于 1.5clo 、新陈代谢率小于 150W/m^2 时, 上式与 Fanger 的热舒适方程的误差小于 0.5°C 。式 (2-41) 虽然无理论依据, 但却提供了简单而准确的预测舒适温度的方法。上式适用于坐着工作、穿轻薄服装的人。

McIntyre 认为在气流速度较低 ($v < 0.15\text{m/s}$), 而温度又非常接近于舒适温度的条件下, 湿度对人体温暖感无明显影响, 主观温度仅是空气温度和平均辐射温度的函数。McIntyre 还通过大量的数据论证了在确定人体热感觉时, 空气温度比平均辐射温度更为重要, 并给出了主观温度的最佳表达式, 如下。

$$t_{\text{sub}} = 0.56t_a + 0.44t_r \quad (2-42)$$

式 (2-42) 适用于空气流速 v 小于 0.15m/s 的情况。当空气流速 v 不小于 0.15m/s 时, 可采用以下经验公式计算主观温度。

$$\begin{aligned} t_{\text{sub}} &= \frac{0.44t_r + 0.56[5 - \sqrt{10v(5 - t_a)}]}{0.44 + 0.56\sqrt{10v}} \\ &= \frac{t_g + 2.8(1 - \sqrt{10v})}{0.44 + 0.56\sqrt{10v}} \end{aligned} \quad (2-43)$$

式中 t_g ——黑球温度, $^\circ\text{C}$ 。

将式 (2-43) 计算出的主观温度与 Fanger 的热舒适方程的预测结果进行比较, 当 $0 < I_{\text{cl}} < 1.0$ 、 $0 < v < 1\text{m/s}$ 及新陈代谢率在 2met 时, 主观温度的误差一般小于 0.5°C 。

2.4.4 操作温度

操作温度 (operative temperature) 的定义为假想的黑体表面均匀一致的温度, 在该环境下人体与环境的对流和辐射换热量与其在真实的非均匀环境中的换热量一致。操作温度是综合考虑了空气温度 t_a 和平均辐射温度 $\bar{t}_r$ 对人体热感觉的影响而得出的合成温度。操作温度可由式 (2-44) 计算得出。

$$t_o = \frac{h_c t_a + h_r \bar{t}_r}{h_c + h_r} \quad (2-44)$$

式中 t_o ——操作温度, $^\circ\text{C}$;

h_c ——对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

h_r ——辐射换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 。

Missenard 曾证明了人在静止空气中辐射与对流换热系数之比为 $1:0.9$, 将这一结果代入式 (2-44) 中, 可得出式 (2-45)。

$$t_o = 0.47t_a + 0.53\bar{t}_r \tag{2-45}$$

式 (2-45) 说明: 当空气静止时, 辐射换热对人体的影响要大于对流换热对人体的影响。

当空气流动时, 对流换热系数增加, 对流换热对人体的影响加剧, 当对流换热系数与辐射换热系数相等时, 式 (2-45) 变成式 (2-46)。

$$t_o = 0.5t_a + 0.5\bar{t}_r \tag{2-46}$$

在大多数情况下, 室内空气流速都低于 $0.2m/s$ 或平均辐射温度与空气温度之差小于 $4^\circ C$ 。此时, 操作温度可近似按照式 (2-46) 计算, 即操作温度是空气温度和平均辐射温度的算术平均值^[1]。

当计算精度要求较高或用于其他环境 (如室内空气流速不低于 $0.2m/s$ 或平均辐射温度与空气温度之差不小于 $4^\circ C$) 时, 操作温度可按照下式计算^[1]。

$$t_o = xt_a + (1-x)\bar{t}_r \tag{2-47}$$

式中 x ——空气温度对人体热感觉影响的权重系数。

表 2-9 为较低风速下坐着的人体权重系数 x 的实验研究结果。可见, 权重系数皆大于 0.5 , 说明空气温度比平均辐射温度对人体热感觉的影响更重要。当人活动或空气流速加大时, 对流放热系数增加, 空气温度对人体热感觉的影响更为显著, 即相应地减少了平均辐射温度的效应。

表 2-9 权重系数 x 的实验研究结果

研 究 者	x	备 注	研 究 者	x	备 注
Bedford(1936)	0.55	现场调查	McIntyre 和 Griffiths(1972)	0.59	实验室研究
Koch(1962)	0.58	实验室研究	Fanger(1972)	0.52	热舒适方程
McNall 和 Schlegel(1968)	0.54	实验室研究	McIntyre(1976b)	0.56	主观温度

ASHRAE Standard 55—2002 中推荐: 当空气流速 $v<0.2m/s$ 时, 权重系数 $x=0.5$; 当 $0.2\leq v\leq 0.6m/s$ 时, 权重系数 $x=0.6$; 当 $0.6<v<1.0m/s$ 时, 权重系数 $x=0.7$ 。

2.4.5 热应力指标

二战期间, 由于军事上的需要, 一些学者对环境生理学进行了大量的研究, 由此产生了评价过热、过冷环境的指标。热应力对减少战斗力的重要影响已被人们所普遍接受。

建立热应力指标的目的在于把环境变量综合成一个单一的指数, 以便定量表示热环境对人体的作用应力。前面介绍的热舒适指标旨在预测热感觉或主观热舒适感。但在具有热失调危险的环境中, 用感觉作为生理应变的指标往往是不够的。

应力指数应具有以下作用, 即具有相同指数值的不同环境条件作用于某个人所产生的热应变均相同。例如, A 和 B 是两个不同的环境, A 环境空气温度高但相对湿度低, B 环境空气温度低但相对湿度高。如果两个环境具有相同的热应力指数值, 则对某个人应产生相同的热应变。

2.4.5.1 预测 4h 排汗量 (P4SR)

二战期间, 英国皇家海军舰队上的热环境异常恶劣, 引起了有关部门的高度重视, 并

开始对此进行调查研究。在此以前,英国海军一直沿用修正有效温度(corrected effective temperature, CET)指标。1944年, Bedford 提出 CET 的“可容忍的上限为 38.6℃”。随后的研究工作证实了 CET 有严重的缺陷,因为它未考虑新陈代谢率较高时及长时间的工作情况。

1947年 McArdle 提出了预测 4h 排汗量(predicted four hour sweat rate, P4SR)。其研究是基于适应环境的受试者排汗量的测量。P4SR 是一个热应力指数,其值等于适应环境的健康年轻人暴露在热环境中 4h 的排汗量。该指数综合了空气温度、平均辐射温度、空气流速、空气湿度、新陈代谢率及服装热阻等 6 个因素,是个实验性指标,可利用诺模图求出其指数值。

P4SR 被用来反映在某个 4h 班次中所经历的应变,因此该指标最适用于进行持续工作的场合。用该指数可以确定应力的允许强度,从而也就能定出在特殊工业或军事情况下可容忍的应力强度。McArdle 等(1974)建议取 4.5L 作为 P4SR 的值。在新加坡的研究表明当 P4SR 值低于 4.5L 时,没有一个适应环境的健康年轻人失去工作能力。但该指数不适用于非常炎热环境的评价。

由于该指数无解析式,只能用诺模图估算,费时费力,故难以将其推广应用于环境变量变化时的情况。

2.4.5.2 热应力指数(HSI)

1955年美国匹兹堡大学的 Belding 和 Hatch 提出了热应力指数(heat stress index, HSI)的概念。它是建立在假定皮肤温度为 35℃的热交换理论模型基础之上的一个导出指标,因此可以方便地用它来估算热环境变量发生变化时所产生的作用。该指数最初是以诺模图的形式给出的,只适用于裸体男子。Belding 和 Hatch(1955)给出了 HSI 的说明,见表 2-10。1963年 Hatch、Hertig 和 Belding 对其进行了传热系数、衣着等方面的修正。1972年 Belding 给出了 HSI 的计算方法,如下。

$$HSI = E_{\text{req}}/E_{\text{max}} \times 100 \quad (2-48)$$

式中 E_{req} ——人体所需要的排汗率, W/m^2 ;

E_{max} ——人体最大排汗率, W/m^2 。

热应力指数与皮肤湿润度的概念相同,规定热应力指数的上限值为 $390\text{W}/\text{m}^2$,相当于一个典型男子的排汗量为 1L/h。

表 2-10 对热应力指数的说明^[15]

HSI	暴露 8h 的生理和健康情况的描述
-20	轻度冷应变
0	没有热应变
10~30	轻度至中度的热应变。对体力工作几乎没有影响,但可能降低技术性工作的效率
40~60	严重的热应变,除非身体健壮,否则就免不了危及健康。需要适应环境的能力
70~90	非常严重的热应变。必须经体格检查以挑选工作人员。应保证摄入充足的水和盐分
100	适应环境的健康年轻人所能容忍的最大应变
大于 100	暴露时间受体内温度升高的限制

HSI 是一个简单从理论出发的导出指数,因此可以方便地用环境变量表示。其优点在于便于估算任何环境变量变化时的影响。

2.4.5.3 热应力指标(ITS)

1963年吉沃尼提出了热应力指标(index of thermal stress, ITS)。该指标综合了

P4SR 和 HSI 的优点，有解析表达式，便于计算。1976 年吉沃尼又将其推广应用到较广的环境条件中。

ITS 用排汗量度量环境应力对人体的影响，该指数可在很宽的环境变量和服装变量组合范围内对排汗量进行较好的预测。

2.4.5.4 湿球黑球温度计指数（WBGT）

二战期间，美国海军在军事训练中频繁发生热伤亡事故。为了减少热伤亡事故的发生，急需研究一个用来判断在热负荷较高时是否应对军事训练加以限制的指标，由此产生了湿球黑球温度计指数（wet-bulb globe thermometer index，WBGT）。1957 年 Yaglou 和 Minard 将修正后的 CET 用作热应力指数，由于 CET 的测量和计算比较繁琐，后来他们通过自然湿球温度（ $T_{\text{nw}}b$ ）、空气温度（ T_a ）、黑球温度（ T_g ）成功地导出了 CET 的近似值，即湿球黑球温度计指数。其定义式如下。

$$WBGT = 0.7T_{\text{nw}}b + 0.2T_a + 0.1T_g \tag{2-49}$$

1976 年，Gagge 和 Nishi 在低风速下直接测量了温度范围从 20~42℃ 的 42 种环境条件，并将实验结果回归成一条 WBGT 对于空气温度 T_a 和水蒸气分压力 p_a 的曲线，见式 (2-50)，该式适用于空气流速 v 不大于 0.15m/s 的情况。

$$WBGT = 0.567T_a + 0.261p_a + 3.38 \tag{2-50}$$

在分析了热伤亡事故记录后，Yaglou 提出了 WBGT 最大值，见表 2-11。当达到这些值时，不同训练小组应减少或停止训练。

表 2-11 Yaglou 提出的 WBGT 最大值^[15]

WBGT/℃	超过表中的 WBGT,受限制的军事训练
27	第一星期新兵训练限制在每天 3h,不作长途行军
29	暂停新兵训练;减少受过训练的人的训练。取消室外太阳底下的课程
31	停止所有体力训练活动
32.2	对适应环境的部队的活动加以限制,每天不超过 6h

工业中已经广泛采用 WBGT 指标测量炎热的工作环境，1972 年美国国家职业安全与卫生研究所（NIOSH）建议热应力阈值采用 WBGT 作为热应力指数。表 2-12 为美国工业卫生协会（AIHA）所推荐的以 WBGT 为单位的工业热暴露极限。WBGT 指数的优点是简单、易于测量和有效地减少了美国军事训练中的热伤亡事故。

表 2-12 AIHA 所推荐的工业热暴露极限^[15]

工 作 类 别	平均 $M/(W/m^2)$	对下列工作期间的最大 WBGT 值/℃				
		连续	3h	2h	1h	0.5h
轻(坐着)	65	32	34	36	38	42
中等(钳工)	130	30	32	33	35	38
重(间歇工作)	195	27	29	30	32	35

2.4.5.5 风冷却指数 WCI

在非常寒冷的气候中，影响人体热损失的主要因素是空气流速和空气温度。Siple 和 Passel（1945）提出了风冷却指数（wind chill index，WCI）。该指数综合了空气温度和空气流速对人体热感觉的影响，表示皮肤温度为 33℃ 时某一皮肤表面的冷却速率，如下^[15]。

$$WCI = (10.5 + 10\sqrt{v_a - v_a})(33 - t_a) \quad (2-51)$$

式中 v_a ——风速, m/s;

t_a ——环境空气温度, °C;

WCI——风冷却指数, kcal/(m²·h)。

表 2-13 把风冷却指数与人体的生理效应联系起来。表中描述热感觉的词由 Siple 提出, 适合于穿合适衣服的北极探险者, 因此不能认为表中的“凉”与 ASHRAE 热感觉 7 点标度中的“凉”是一致的。

表 2-13 风冷却指数与人体的生理效应^[15]

风冷却指数/[kcal/(m ² ·h)]	生 理 效 应	风冷却指数/[kcal/(m ² ·h)]	生 理 效 应
200	愉快	1200	剧冷
400	凉	1400	肌肉冻僵
800	冷	2500	不能忍受
1000	很冷		

注: 1cal=4.1804J。

因为服装的保温性越好, 风速的作用就越小。所以用该指数预测着装人体的热损失有严重的缺陷。因为身体的关键表面就是暴露于空气中的表面, 虽然风冷却指数不能令人满意地预测出人体总的冷却效应, 但却能很好地预测裸露皮肤的冷却效应。所以, 美国气象局用风冷却指数表示冬季气候条件的寒冷程度。

2.4.6 模糊综合评价

人体热感觉是人们对所处的热环境的主观心理反应, 它受环境变量和人体变量等多种因素的影响, 还与人的心情有关。衡量热感觉的词, 如“冷”、“暖”等没有一个明确的边界, 即人体热感觉属于一种心理模糊性事件。且由于人的个体间的差异, 即使在同一热环境条件下, 不同人的热感觉也可能不同。即使同一个人在同一种热环境条件下, 也会有不同的热感觉。即人体热感觉是一种模糊的随机量。若用传统的精确数学处理这类边界模糊的问题有可能使结果更不精确。而采用模糊数学理论处理这类边界不确定的问题, 可取得较好的结果。

2.4.6.1 模糊集合与模糊模式识别

定义 2.1 设在论域 U 上给定了映射 μ

$$\mu: U \rightarrow [0, 1]$$

则说 μ 确定了 U 上的一个模糊 (Fuzzy) 子集, 记为 A 。 μ 称为 A 的隶属函数, 也写作 μ_A 。 $\mu_A(u)$ 称为 u 关于 A 的隶属度。它表示 u 属于 A 的程度。将 Fuzzy 子集简称为 Fuzzy 集。

由该定义可见, 隶属函数是模糊集合理论的核心, 是用数学方法描述模糊性事件的关键。隶属函数的基本类型为折线形隶属函数 (如半矩形、矩形、三角形、半梯形、梯形) 和曲线形隶属函数 (如 S 形、柯西形、 k 次抛物线形、 Γ 形、岭形、正态分布形), 可根据实际问题选取。

建立在模糊集合理论基础上的模式识别方法, 称为模糊模式识别。模糊模式识别方法一般可分为 3 种: 最大隶属原则识别法、择近原则识别法和模糊聚类分析法。由于最大隶属原则识别法较简单、易于操作, 在诸多领域的模式识别问题中得到了应用, 故本节仅介

绍最大隶属原则识别法。

定义 2.2 (最大隶属原则) 设 $A_i \in f(U), (i = 1, 2, \dots, n), u \in U$, 若存在 i_0 , 使得 $A_{i_0}(u) = \max\{A_1(u), A_2(u), \dots, A_n(u)\}$, 则判定 u 属于 A_{i_0} 。

2.4.6.2 隶属函数的确定

用最大隶属原则进行模糊模式识别的关键是确定隶属函数。隶属函数的确定方法有多种, 可以通过模糊统计的方法来确定各特征变量与热感觉不同级别间的隶属函数。

将热感觉 7 个级别视为 7 个模糊子集, 记作 A 。以 1.0°C 为组距, 将每一温度组段视为一次模糊实验, u 为每组室温的中间值, n 为每组实验的受试者人数, 由式 (2-52) 可计算出每种实验工况下热感觉各级别的隶属度 (认为实验次数足够使隶属频率趋于稳定)。

$$u \text{ 对 } A \text{ 的隶属频率} = \frac{u \in A}{n} \quad (2-52)$$

随着 n 的增大, 隶属频率将趋于稳定, 称为隶属频率稳定性。频率稳定所在的那个数称为 u 对 A 的隶属度。

2.4.6.3 权系数的确定

在对各特征变量进行模糊综合评判时, 各特征变量相对重要度即权系数的确定至关重要, 它直接关系到评判结果是否准确。权系数的确定方法有专家评议法 (Delphi 法)、专家调查法和层次分析法中的判断矩阵分析法。

其中前两种方法要对热环境专家进行调查, 专家凭经验给出空气温度、平均辐射温度、空气流速和相对湿度 4 个特征变量的重要性系数, 并对其进行量化处理, 统计后即可得到体现专家主观认识的 4 个特征变量的权系数。这两种方法难免带有主观性、片面性, 这里主要介绍一下判断矩阵分析法。

(1) 判断矩阵 同一层次的各要素 (特征变量) 两两对比值可构成一个方阵, 称为判断矩阵。

设判断矩阵 $A = (a_{ij}), i, j = 1, 2, \dots, n$ 。

其中元素 a_{ij} 表示 i 元素与 j 元素相对重要度之比, 且有

$$a_{ij} = \frac{1}{a_{ji}} \quad a_{ij} = 1 \quad (2-53)$$

评价尺度一般规定用 1、3、5、7、9 分别表示 i 元素与 j 元素同等重要、比较重要、重要、很重要、极重要。也可根据情况取其他值。

(2) 相对重要度计算 对矩阵 A , 一定存在一向量 X , 使得

$$AX = \lambda X \quad (2-54)$$

式中 λ —— A 的特征值;

X —— A 的特征向量。

最大特征值所对应的特征向量经归一化后即为各要素的相对重要度, 即权重, 记作 W' 。因该方法计算较复杂, 且矩阵 A 是近似估计值, 故没必要精确计算。可采用求和法或求根法计算特征向量的近似值。用求和法可得到权向量。

2.4.6.4 模糊综合评判模型

根据前面的分析可知, 热感觉的评判因素集为: $U = \{u_1, u_2, u_3, u_4\}$ 。其中 u_1 为空气温度, u_2 为平均辐射温度, u_3 为空气流速, u_4 为相对湿度。

评价集为: $V = \{v_1, v_2, v_3, v_4, v_5, v_6, v_7\}$ 。其中 v_1 为-3, 冷; v_2 为-2, 凉; v_3 为-1, 稍凉; v_4 为 0, 热中性; v_5 为+1, 稍暖; v_6 为+2, 暖; v_7 为+3, 热。

权重集为: $W = \{w_1, w_2, w_3, w_4\}$ 。其中 w_1 、 w_2 、 w_3 、 w_4 分别为空气温度、平均辐射温度、空气流速和相对湿度的权系数。则模糊综合评判集 B 为

$$B = W' \otimes R = (w_1 \ w_2 \ w_3 \ w_4) \otimes \begin{pmatrix} r_{11} & r_{12} & r_{13} & r_{14} & r_{15} & r_{16} & r_{17} \\ r_{21} & r_{22} & r_{23} & r_{24} & r_{25} & r_{26} & r_{27} \\ r_{31} & r_{32} & r_{33} & r_{34} & r_{35} & r_{36} & r_{37} \\ r_{41} & r_{42} & r_{43} & r_{44} & r_{45} & r_{46} & r_{47} \end{pmatrix}$$

$$= (b_1 \ b_2 \ b_3 \ b_4 \ b_5 \ b_6 \ b_7) \quad (2-55)$$

式中 W' ——权系数矩阵 W 的转置矩阵;

$\otimes$ ——模糊运算符号;

R ——评判矩阵;

r_{ij} ——第 i 个评价因素到第 j 个评价指标的隶属度。

评判矩阵 R 亦称为模糊关系, 是各评价因素到评价集间的模糊映射。 r_{ij} 可由前面的隶属函数确定。

$\otimes$ 为广义模糊运算符号, 常用的模糊运算规则有 3 个: 第 I 型为 “ $\cdot$, $+$ ” 运算, 第 II 型为 “ $\wedge$, $\vee$ ” 运算, 第 III 型为 “ $\cdot$, $\vee$ ” 运算。

只有采用第 I 型模糊算子对, 才体现了所有评判指标的综合评判的作用, 而采用其他形式的模糊算子对, 都只考虑了一个评价指标的影响。故本节采用第 I 型模糊算子对, 式 (2-54) 中的元素 b_j 可由式 (2-56) 计算。

$$b_j = \sum_{i=1}^4 w_i r_{ij} \quad (2-56)$$

根据最大隶属原则, 模糊综合评判集 B 中的最大值所对应的评价级别即为该热环境的综合评判结果。利用模糊综合评判模型, 根据最大隶属原则, 即可实现人体热感觉分类决策的目的。

为了对不同热环境进行比较评价, 需给出热环境的定量评价指标——平均热感觉 (mean thermal sensation, MTS)。因为模糊综合评判集 B 中的元素是关于评价集 V 中各评价指标的隶属度, 经归一化后, 就是关于评价集 V 中各评价指标的权系数, 故模糊综合评判集 B 与评价集 V 的乘积即为该热环境的 MTS 值, 即如下。

$$MTS = BV = \sum_{j=1}^7 b_j v_j \quad (2-57)$$

2.5 热舒适标准

目前国际上流行的热舒适标准有 ISO Standard 7730 和 ASHRAE Standard 55——活动区的热环境条件, 在此主要介绍 ASHRAE 标准。该标准最早版本为 ASHRAE Standard 55—1974, 此后不断进行修订, 如 ASHRAE Standard 55—1981、ASHRAE Standard 55—1992 和 ASHRAE Standard 55—2002 草案。在最新标准 ASHRAE Standard 55—2002 (以下简称新标准) 中综合了自 ASHRAE Standard 55—1992 (以下简称旧标准) 颁

布以来的相关的研究和实验成果，增加了 PMV-PPD 计算模型，考虑了热舒适空间的不同分类和适应性的概念。新标准可用于建筑和其他活动区的空间环境以及暖通空调系统的设计、试运行和测试，还可用于热环境评价。因为不可能规定人体新陈代谢率，且人们的衣着量也是变化的，建筑的实际工作点可能不满足该标准的要求。

制定热舒适标准的目的是规定室内热环境变量和个人变量组合以便创造一个多数人可接受的热环境条件。在旧标准中规定了至少 90% 的人感到可接受的热环境条件。而在新标准中将室内气候可以控制的空间环境 (climate-controlled spaces) 分为 A、B、C 三个等级。其中 B 级为标准等级，规定了对热环境的不满意率低于 10%；A 级的不满意率低于 6%；C 级的不满意率低于 15%。而对自然调节的空间环境 (naturally conditioned spaces) 则给出了热接受率为 80% 和 90% 的两个热舒适区域。这一变化既反映了近十几年来人们对生存环境质量要求的不断提高，又体现了以人为本的热舒适环境控制的理念。

新标准的适用范围如下。①环境变量指温度、热辐射、湿度和空气流速；个人变量指活动量和衣着量。②标准中各项参数的规定应同时执行，因为室内环境中的人体热舒适是复杂的，且热舒适是人体对上述所有因素交互作用的反应。③标准规定的热环境条件适合于身体健康的成年人，且在室内停留时间不少于 15min。④该标准既未涉及非热环境因素如空气品质、噪声和照明对人体热舒适的影响，也未涉及其他物理的、化学的或者生物的空间污染物对人体舒适性或人体健康的影响。

新标准中保留了旧标准中的原有的一些定义，如热舒适、热环境、热感觉、吹风、不对称辐射温度、平均辐射温度、操作温度和湍流强度等；补充和完善了一些原有定义，如可接受的热环境、服装热阻、新陈代谢率和居住区等；增加了一些新概念，如适应性模型 (adaptive model)、吹风率、自然调节和可控制的空间、热中性、不满意率、预测平均投票数和预测不满意百分数、月平均室外温度、空气流速、平均空气流速和空气流速标准偏差等。这些变化反映了近十年来在热舒适领域的最新研究成果。如动态热环境研究中常用的与空气流速相关的一些概念；现场研究中体现人们对环境采取的行为适应性、生理适应性和心理适应性的新概念——适应性模型、自然调节和可控制的空间和月平均室外温度等。此外，最明显的变化还是增加了 Fanger 教授提出的预测平均投票数 PMV 和预测不满意百分数 PPD，这说明 PMV 和 PPD 指标不仅被编入欧洲广泛采用的 ISO Standard 7730 中，而且在美国的热舒适标准中首次被推荐使用。在对环境进行分类时采用的就是预测不满意百分数 PPD 指标。

新标准适用于人们活动的空间环境。具体应用该标准时必须明确规定所应用的空间或局部空间中的位置。且应规定人在该空间停留时间不能少于 15min。必须考虑人的活动量和衣着量。由于人的个体之间的差异，不可能创造一个让每个人都感到满意的热环境。如人们在同一环境下的活动量和衣着量不同，对环境条件的要求就有差别。

现场研究结果表明，在可以通过开关窗户进行自然调节的空间，人们的热舒适概念不同于空调环境。因为人们的热经历和对环境的可控制程度不同，从而导致人们对环境的心理期望值的变化。因此新标准在关于提供热舒适的条件中将环境空间分为可以控制的空间和自然调节的空间。其中前者采用新标准 2.5.1，后者采用新标准 2.5.2。而在旧标准中关于可接受的热环境条件是按照人们在室内的活动水平，分为在室内着典型服装从事静坐的轻体力活动和活动水平较高两部分。即新标准中增加了自然调节的空间环境热舒适条件的相关内容。

热舒适是人们对热环境表示满意的意识状态。由于人和人之间的生理和心理的差异，很难在同一环境条件下使每个人都满意。即每个人所要求的热舒适环境条件不同。因此必须通过数理统计方法来确定人的热舒适条件。新标准就是依据所搜集的大量的实验室研究和现场研究数据制定的。

当定义热舒适条件时，必须考虑 6 个主要因素，即新陈代谢率、服装热阻、空气温度、辐射温度、空气流速和湿度。上述 6 个变量可随时间变化。然而，新标准只适于稳态下的热舒适，而不适用于具有不同环境热暴露经历的人刚进入某一空间环境。这种热暴露对人体热舒适感觉的影响大约持续 1h。在确定热舒适条件时应考虑由于环境非均匀性造成的人体局部不舒适。

新标准主要适用于坐姿或接近坐姿活动水平、从事典型的办公室工作的受试者，也可用于活动水平适当提高的情况，但不能用于睡眠或在床上休息的条件，也不适用于儿童、残疾人和预先通知者。但新标准可能适用于教室环境。

2.5.1 可控制的活动空间可接受的热环境条件

新标准中将可控制的空间环境分为 3 个级别：A 级、B 级和 C 级。使用中必须明确热舒适级别。B 级为典型环境的热舒适标准，A 级标准比 B 级高，C 级则比 B 级低。

新标准中 ASHRAE 热感觉标度定义如下：热+3、暖+2、稍暖+1、中性 0、稍凉-1、凉-2 和冷-3，与 PMV 的 7 点标度相同。

如前所述，PPD 是由 PMV 导出的指标，用来预测不满意百分数，这里假设 PMV 值为+2、+3、-2、-3 的就表示对热环境不满意，且将 PPD 指标简化为以 PMV 为中性 (PMV=0) 对称的双曲函数。

可以根据 PPD 值对可控制的空间环境进行分类，见表 2-14。

表 2-14 一般舒适条件下可接受热环境的 3 个等级^[1]

热 舒 适 级 别	PPD	PMV 范围
A	<6	-0.2<PMV<+0.2
B	<10	-0.5<PMV<+0.5
C	<15	-0.7<PMV<+0.7

2.5.1.1 操作温度

对于给定的湿度、空气流速、新陈代谢率和服装热阻，就可以确定热舒适区。热舒适区被定义为：人们可接受的热环境条件的操作温度范围或者由空气温度和平均辐射温度的组合确定的范围。

新标准中给出了 80%的人可以接受的操作温度范围——热舒适区图。热舒适区图是基于 PMV-PPD 指标、考虑人体不满意率为 10%和局部不舒适引起的平均不满意率 10%得到的结果。热舒适区图适用于一些典型的室内环境 B 级（新陈代谢率为 1.0~1.3met，服装热阻为 0.5~1.0clo），空气流速不超过 0.2m/s。热舒适区图包括两个区域，一个是室外热环境下的典型服装热阻为 0.5clo 对应的区域，另一个是室外冷环境下的典型服装热阻为 1.0clo 对应的区域。服装热阻介于 0.5~1.0clo 之间的操作温度范围可用插图法得到。当空气流速大于 0.2m/s 时，可以适当提高舒适区中的操作温度的上限值。

当新陈代谢率不大于 1.2met、相对湿度为 50%、平均风速不超过 0.15m/s 时，旧标

准中给出了不满意率低于 10% 的热舒适温度范围为：冬季操作温度为 20~23.5℃，夏季操作温度为 23~26℃。旧标准适用于从事轻体力劳动、以坐姿为主的受试者，夏季服装热阻为 0.5clo，冬季服装热阻为 0.9clo。

新标准比旧标准对湿度的要求降低了，尤其是未规定湿度的下限值；对热环境的不满意率由旧标准的 10% 变为新标准的 10%~20%，因此新标准给出的热舒适区域更宽，适用范围更广。

当新陈代谢率为 1.0~2.0met，服装热阻不大于 1.5clo 时，可用 PMV 和 PPD 指标确定热舒适范围。当采用 PMV 模型计算热舒适范围时，空气流速不能大于 0.2m/s。如果空气流速大于 0.2m/s，则在一定条件下相应地提高热舒适的上限温度值。

2.5.1.2 湿度

系统设计时应该控制含湿率不超过 1.2%，对应的水蒸气分压力为 1.910kPa 或露点温度为 16.8℃。新标准中没有推荐湿度的下限值。然而，非热舒适因素如皮肤干燥、黏膜刺激、眼睛干燥和静电会降低较低湿度环境的可接受性。

2.5.1.3 提高空气流速

如果能控制空气流速，新标准允许采用提高空气流速的方法以提高舒适温度的上限值。其原则是空气流速和温度的组合所引起的人体皮肤散热损失相同。可以通过提高空气温度和平均辐射温度来提高操作温度。当平均辐射温度低而空气温度高时，提高空气流速以增加散热量的效果不明显。相反，当平均辐射温度高而空气温度低时，提高空气流速以增加散热量更有效。

当提高空气流速时，舒适区内空气温度和平均辐射温度的增加不应大于 3℃，而且，需要的风速不大于 0.8m/s。但是人们所偏爱的风速个体之间的差异较大，因此空气流速的提高最好能由人们直接控制且不超过 0.15m/s。提高空气流速所带来的好处取决于服装和活动量。活动量大时提高空气流速比静坐时提高空气流速更有效。人体着装少时提高空气流速效果较明显。

2.5.1.4 局部热不舒适

在确定可接受的热舒适条件时必须考虑是由头和脚之间的垂直空气温差、不对称辐射场、局部对流冷却（吹风）或直接与热或冷地板接触所造成的局部热不舒适的影响。

新标准适用于新陈代谢率为 1.0~1.3met、服装热阻为 0.5~0.7clo 的条件。随着新陈代谢率和服装热阻的增加，人体对热的敏感性下降，局部不舒适率降低。因此，新标准用于新陈代谢率大于 1.3met 和服装热阻大于 0.7clo 的情况时数据较保守。当人体处于中性偏冷时，人们对局部不舒适更敏感。反之，当人体处于中性偏热时，人们对局部不舒适的敏感程度下降。表 2-15 为不同环境级别下由于局部热不舒适造成的不满意率的极限值。

表 2-15 不同环境级别下由于局部热不舒适造成的不满意率^[1] %

级 别	吹风引起的热不舒适	垂直空气温差引起的热不舒适	热/冷地板或天棚引起的热不舒适	不对称辐射引起的热不舒适
A	<10	<3	<10	<5
B	<20	<5	<10	<5
C	<20	<10	<15	<10

(1) 不对称辐射温度 不对称辐射温度是相对方向的辐射温度之差。冷热表面和直射的太阳光都会造成人体周围辐射温度场的非均匀性。这种不对称性会引起局部热不舒适和

降低热环境的可接受性。通常人们对热天棚给人体造成的热不舒适比冷热垂直表面辐射的影响更敏感。表 2-16 为不同环境级别下允许的不对称辐射温度。

表 2-16 不同环境级别下允许的不对称辐射温度^[1] ℃

级 别	不 对 称 辐 射 温 度			
	热天棚	冷墙体	冷天棚	热墙体
A	<5	<10	<14	<23
B	<5	<10	<14	<23
C	<7	<13	<18	<35

(2) 吹风 吹风是由于空气流动所造成的人体所不希望的局部降温。空气流速除了影响人体与环境的显热和潜热交换速率以外,还影响人体皮肤的触觉感受。气流所造成的不舒适的感觉被称为“吹风感(draft)”。吹风感取决于空气流速、空气温度、湍流度、活动量和着衣量。当人体的皮肤裸露时,尤其是头部区域(包括头部、颈部和肩膀)和腿部区域(包括脚踝、脚和腿),对吹风会更加敏感。

在舒适的环境中局部空气流动会引起吹风感,冷辐射也会造成吹风感。在较凉的环境下,吹风会加剧人体的冷感觉,破坏人体的热平衡,因此“吹风感”相当于一种冷感觉。虽然在较暖的环境下,吹风不会破坏人体热平衡,但不适当的气流仍然会引起皮肤紧绷、眼睛干涩、被气流打扰、呼吸受阻甚至头晕的感觉。因此在较暖的环境下,“吹风感”是一种气流增大引起皮肤及黏膜蒸发量增加以及气流冲力产生的不愉快的感觉。吹风感是人们对环境抱怨的最常见的问题之一,但当人体处于“中性-热”状态时,吹风是令人感到愉快的。此外,寒冷时冷颤的出现也是使人感到不愉快的原因。

很难确定吹风感的舒适范围,因为人体对吹风感的敏感程度差别很大。另外,吹风速度、温度以及吹风的面积可能是变化的。一般 22℃ 的舒适温度下,空气流速应低于 0.2m/s。空气流速的允许值是随吹风温度变化的,即空气温度越高,允许的空气流速越大。

(3) 垂直空气温差 人体头部比脚部空气温度高的热力分层现象也会对人体造成局部热不舒适。图 2-19 给出了热不满意度与头足温差的关系曲线。

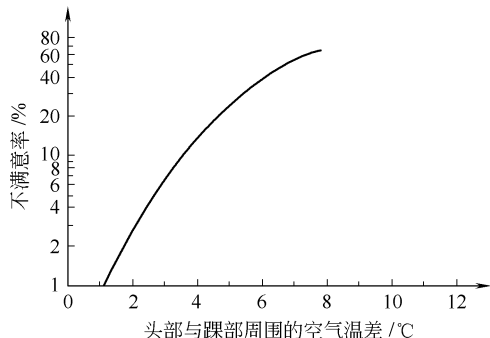


图 2-19 头足温差与不满意度之间的关系^[1]

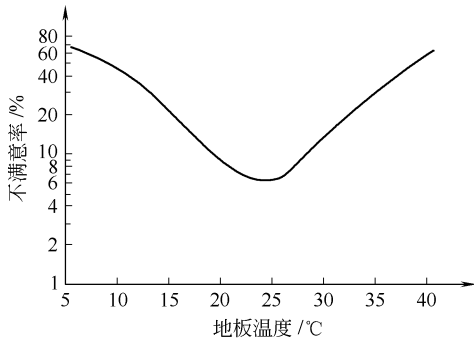


图 2-20 热不满意度与地板温度之间的关系曲线^[1]

新标准中规定了 A、B、C 不同类环境的头足垂直温差的允许值分别为 2℃、3℃ 和 4℃。

(4) 地板表面温度 当人直接与过热或者过冷的地板接触时，会感觉不舒适。地板的温度是影响人穿鞋时足部不舒适的最重要的因素。新标准适用于穿着质地较薄的室内鞋的人们。与旧标准不同的是，新标准未考虑不穿鞋的人们所要求的地板温度。表 2-17 给出了不同环境级别条件下允许的地板表面温度范围。图 2-20 给出了热不满意率与地板温度之间的关系曲线。

表 2-17 不同环境级别条件下允许的地板表面温度范围^[1]

级 别	地板表面温度范围/℃	级 别	地板表面温度范围/℃
A	19~29	C	17~31
B	19~29		

2.5.2 自然调节空间可接受的热环境条件

本节内容是新标准增加的部分。所谓可控制的自然调节的空间即指热环境条件主要由人通过开关窗户进行调节的空间。现场研究结果表明在这些空间中的受试者的热响应部分依赖于室外气候，可能不同于集中空调建筑内的人体热反应。这主要是由于人们不同的热经历、服装的变化、控制的实用性、人的心理期望值的变化。

本部分内容适用于无机械供冷系统的空间或无空调的机械通风房间，开关窗户是调节热环境条件的主要方式。空间可以使用供热系统，但当供热系统运行时可选择的方法不适用。可选择的方法指人们按照室内或者室外热环境条件增减衣服，适用于新陈代谢率为 1.0~1.3met。新标准中给出了基于热舒适适应性模型的室内操作温度的允许值范围——热舒适区图。图中给出了两个舒适区域，一个热接受率为 80%，另一个热接受率为 90%。图中数据取自全球热舒适数据库中 21000 个测试值，主要是在办公建筑中获得的。标准中未限制湿度和空气流速。

热舒适所要求的热环境条件可以按照新标准的 2.5.1 或 2.5.2 确定。在应用新标准时必须明确指出采用的是哪部分内容。且每部分中的要求都必须满足。如果采用 2.5.1 部分，必须指出环境的级别是 A、B 或 C。如果采用 2.5.2 部分，必须指出满意率是 80%或 90%。

2.5.3 热环境参数测试仪器

热环境参数测试仪器的测量范围、准确度和反应时间见表 2-18。

表 2-18 热环境参数测试仪器的测量范围、准确度和反应时间

参 数	测 量 范 围	准 确 度	反应时间(90%) ^①
空气温度	5~40℃	±0.2℃ $t_r - t_a \leq 10℃$ 时有效	反应时间必须满足应用要求 ^②
表面温度	0~50℃	±0.5℃	反应时间必须满足应用要求
平均辐射温度	5~40℃	预期精度±0.2℃,现代的设备 还很难达到	反应时间取决于测试方法,但测试必须在 10min 之内完成
空气流速	0.05~0.5m/s	±0.05m/s	反应时间应为 1/10s ^③
露点温度	1~26℃	±0.5℃	反应时间取决于测试方法,但测试必须在 10min 之内完成
不对称辐射温度	0~20℃	±1℃	反应时间应不超过 1min

① 反应时间 (90%) 是指逐渐改变的测量值达到最终结果的 90%。
② 对于不稳定状态的测量，反应时间必须很短以减小随机波动，并可能快速测量波峰与波峰之间的变化。
③ 测量吹风或湍流空气要求 0.2s 的反应时间，同时要求有 3min 的平均测量值。

2.5.3.1 空气温度

为了避免空气温度传感器受周围辐射热源（如太阳光、冷窗、墙、散热器等）的辐射而影响传感器的测温效果，应将传感器进行遮挡。可以采用以下方法减小误差：使用较小直径的传感器；使用装有通风装置的传感器；用具有高反射性的圆盘或圆筒屏蔽传感器，以防止辐射而又不影响传感器周围的空气流动。

常见的传感器有：玻璃温度计（酒精或水银）、电阻温度计（铂，电热调节器）、热电偶和金属温度计。

2.5.3.2 平均辐射温度

采用以下方法可以估算具有合理精度的平均辐射温度：干球温度计、计算有效辐射场、6个方向的辐射温度和测量表面温度和角系数。

测量平均辐射温度的常用设备有：干球温度计和双球辐射计。

2.5.3.3 空气流速

测量空气流速的设备应是全方位的或者经过精确定向能在任何测点测试真实的空气流速；优先选用全方位的风速仪。当使用加热的传感器测量低流速空气时，一定要考虑到传感器引起的自然对流。传感器必须能够快速探测出频率为1Hz的空气波动以评价湍流空气的影响。

测量低空气流速和湍流度的常用设备有：热线风速仪、加热的球体风速仪、加热式热阻风速仪、叶轮式风速仪和杯式风速仪。

2.5.3.4 操作温度

操作温度可以通过空气温度和平均辐射温度计算得出，故可以通过测试空气温度和平均辐射温度来确定操作温度。

操作温度也可以用直径在5~10cm的温度传感器直接测量，如干球温度计。因为黑球传感器会过高估计直接太阳辐射的影响，所以推荐使用灰色或粉色的传感器。

2.5.3.5 湿度

湿度可以用若干种方法来测量（露点、相对湿度、湿球、蒸汽压力），各参数之间可以通过表格或者焓湿图进行换算。

测量湿度的仪器有：干湿计、露点湿度计和电导干湿计或容积干湿计。

2.5.3.6 不对称辐射温度

用如下方法可以估算具有合理准确度的平面辐射温度：测量表面温度和角系数、定向辐射计或净辐射计。

测量不对称辐射温度的仪器有：净辐射计和定向辐射计。

2.5.3.7 表面温度

表面温度可以利用与物体表面相连接的传感器（接触式温度计）或红外线传感器测量。使用接触式温度计会改变物体表面与环境的热交换。当传热率较低时这个问题尤其严重。使用红外线传感器测量时会受到物体表面发射率的影响。

测量表面温度的仪器有：接触式传感器和红外线传感器。

2.6 实验室研究

热感觉与热舒适性研究有实验室研究和现场研究两种方法。实验室研究能够对环境变

量进行精确的测量和控制,并可单独研究某一个变量对人体热感觉与热舒适的影响。早期的热舒适性研究主要是在实验室内进行的。一些重要的热舒适性指标,如有效温度(ET)、预测平均投票数(PMV)等都是在实验室里获得的。因此,基于实验室研究得出的标准 ISO Standard 7730 和 ASHRAE Standard 55—2002 的科学性得到了世界的公认,并已得到了广泛的应用。

为了确定新的微气候标准,第一批研究热感觉的微气候实验室曾在美国、丹麦和荷兰建成。根据热感觉研究的需要,在匈牙利、意大利、法国和其他国家相继建成了一些微气候实验室。1998~2007 年丹麦政府陆续投入 1500 万美元建设新的微气候实验室。

2.6.1 堪萨斯州立大学的微气候实验室

2.6.1.1 实验室简介

堪萨斯州立大学(Kansas State University)是美国一所历史悠久的大学,尤其在室内热环境研究领域,其研究成果在美国独占鳌头。

1919 年美国采暖通风工程师协会(ASHVE)在匹兹堡建造了世界上第一个微气候实验室,后将该实验室搬到了堪萨斯州立大学。美国采暖、制冷和空调工程师协会(ASHRAE)投入巨额资金对 ASHRAE 微气候实验室进行改造,并于 1963 年成立了堪萨斯州立大学环境研究所,其实验室和办公室的占地面积为 6500 平方英尺(约 600m²)。研究所内共有 8 个美国一流的微气候实验室,皆由计算机控制,可以模拟各种热环境条件,如辐射采暖、动态温度环境等。微气候室还可以模拟从北极到沙漠和热带气候下的极端热环境条件。微气候室设有测量和记录热环境变量与人体生理变量的仪器和设备。

环境研究所是研究人体与环境热交互作用的多学科研究中心,是世界上少有的可以通过环境变量控制进行人体热舒适性研究的微气候室。在该微气候室主要从事热舒适、热应力、服装热阻和透湿性、室内环境工程以及相关领域的研究。

在该实验室通过对 1600 名受试者的实验研究,确定了室内热舒适要求的数据库,并先后制定了至今在美国乃至世界广泛使用的热舒适标准 ASHRAE Standard 55—1974、ASHRAE Standard 55—1981、ASHRAE Standard 55—1992 和 ASHRAE Standard 55—2002。

此外,在该实验中心还研究制定了工人在热工业环境下的热暴露极限;研究开发了各种服装、睡袋的热阻数据库;开发了作用于热防护服的热应力的评价方法;研究了极端冷或热环境下服装的评价;研究了通过各种织物的显热和潜热损失;确定了建筑与汽车内的

空调系统的有效性;测试了办公设备辐射与对流得热量;通过了建筑材料热湿传递的实验评价。

图 2-21 为 8 个微气候实验室中最大的实验室。该实验室被设计成两个小室,中间隔墙可以根据实验需要上下移动。实验室顶部设有模拟太阳辐射的吊灯,各面墙体温度都可调节和控制。为了使送风均匀,在墙壁均匀布置了许多小孔。

早期的实验研究主要是通过真人来进



图 2-21 最大的微气候实验室

行的。当人休息时，其生理变量如心率、直肠温度和皮肤温度都可以测出来。这需要花费大量的人力和财力。随着科技的发展，暖体假人（thermal manikin）的研制为实验室研究人体热舒适性提供了新的途径。利用暖体假人能够方便地进行人与环境传热、人体热舒适性以及服装热工性能的研究，并具有研究周期短、工作效率高的特点。因此运用暖体假人进行模拟、测试的研究手段已被广泛采用。目前已有出汗假人、变温假人以及能模拟体温调节的暖体假人。

该实验室有 2 个暖体假人，一个是用微机控制、测试睡袋热阻的暖体假人 Sam，另一个是能模仿人体行动的用微机控制的暖体假人 Fred，见图 2-22。该暖体假人身上布置了 200 多个感温元件，可以模拟人体各部分体温。暖体假人的四肢由 4 个小电机牵引，可以模拟人体运动，如走路等。目前在美国只有 3 个这样的暖体假人，另外两个在生产厂家。图 2-23 为模拟坐姿受试者的假人（wood stick）。

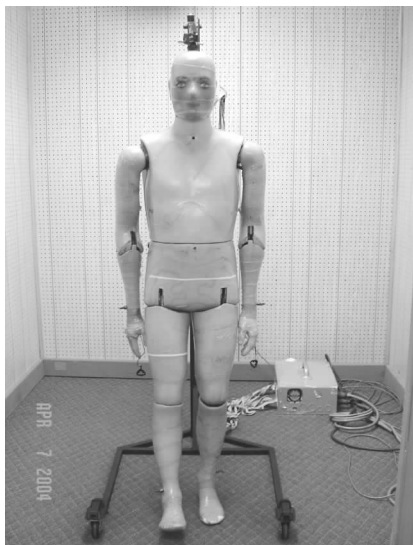


图 2-22 暖体假人 Fred



图 2-23 模拟坐姿受试者的假人

2. 6. 1. 2 实验室研究

1919 年在美国的匹兹堡建造实验室的主要目的就是研究湿度对人体热感觉、热舒适的影响。为了确定等舒适状况，实验室被设计成两个环境室。其中第一个房间内的温度、湿度值是固定的，第二个房间内的温度、湿度有一个初始值，以感觉比第一个房间稍冷些。然后让其湿球温度和干球温度缓慢上升，与此同时，让受试者在两个房间来回走动，同时记录他们的主观热感觉，然后绘出等舒适线。1923 年 Houghten 和 Yaglou 确定了包括温度、湿度两个变量的静止空气状态下半裸男子的等舒适线，并由此创立了对热环境研究具有深远影响的有效温度（ET）指标。3 名受试者共参加了 440 次实验。实验的空气温度范围是 $0\sim 69^{\circ}\text{C}$ 。

随后一些学者在微气候室进行了大量的实验研究，提出了许多有价值的指标，如修正有效温度（CET）、当量有效温度等。

Nevins 等（1966）对 720 名未经过培训的美国大学生进行了一系列的热感觉实验研究。受试者中男性和女性的人数均等。实验中受试者着标准服装（0.6clo）、静坐，从事轻体力活动如看书等。实验过程中环境变量可以精确地调节和控制。对于一定的温湿度等

环境参数组合条件下的每一组实验时间为 3h。由于该实验中使用了大量的受试者，基本上代表了北美的大学生群体，且与热舒适方程吻合得很好，故该实验结果成为热舒适标准制定的依据，并成为后人进行人体热感觉实验室研究对比的基础数据。

McNall 等 (1968) 在微气候室对静坐、低、中、高等 4 种活动水平下的新陈代谢率进行了深入细致的研究。受试者均为堪萨斯州立大学的学生，而且都是身体健康的自愿者。30 名男大学生和 30 名女大学生参加了静坐活动水平的实验，每人只能参加一次实验。每次实验需要 3h，5 名同一性别的受试者同时参加。10 名男性和 10 名女性受试者参加了其余 3 种活动水平下的实验。每个活动水平每人只能参加一次，这样每个受试者实际上参加了 3 种活动水平下的 3 个实验。

实验是于 1966 年 1 月~3 月和 11 月~12 月每天下午 1:00~4:00 或者晚上 6:00~9:00 进行的。实验过程中，受试者穿标准服装，对标准服装的热阻重新进行了测试，结果为 0.59clo。受试者先进入预备实验室，穿上标准服装，然后由护士测试其身高、体重、心率、口腔温度，并记录受试者的年龄。体温超过 37.2℃ 者不许参加实验。先向受试者介绍有关实验的目的和方法，参加静坐活动水平的受试者适应环境、熟悉实验步骤 10min，其余 3 种活动水平的受试者适应环境、熟悉实验步骤 20min。参加静坐活动水平的受试者进入实验房间后，就坐在桌子边，其余 3 种活动水平的受试者开始在步行机上走路。实验的第 1h，受试者熟悉实验仪器和设备。其中低等活动水平，受试者走路 5min，站立 20min；中等活动水平，受试者走路 5min，站立 10min；高等活动水平，受试者走路 5min，站立 5min。每 1h 的中间测试一次受试者的心率，且在步行期间前后由护士分别测试一次心率。因为 Nevins 和 McNall 已经在其他两个实验中得到了不同活动水平下的人体热感觉的大量数据，故本次实验过程中没有让受试者对热感觉进行投票，以防止实验中使用的测试新陈代谢率的设备可能对人体热感觉与热舒适产生的影响。4 种活动水平下的新陈代谢率通过测试受试者 8min 的耗氧量得到，且每隔 1h 测试一次。在步行机上走路期间和站立期间分别进行新陈代谢率测试。实验中还测试了受试者的汗液蒸发热损失。实验期间受试者可以喝水，但不许吃食物。在微气候室受试者可以阅读、学习或者轻声交谈。

静坐活动水平的实验采用了 3 种环境温度，即 18.9℃、22.2℃ 和 25.6℃，相对湿度为 50%。其余 3 种活动水平的实验是在热中性环境条件下进行的，低、中、高 3 种活动水平的空气温度分别为 22.2℃、18.9℃ 和 15.6℃，相对湿度皆为 45%。实验期间墙壁表面温度等于空气温度。空气流速为 0.127~0.178m/s (25~35fpm)，平均值为 0.15m/s (30fpm)。坐姿和站姿的受试者附近的空气流速大约为 0.15m/s，低、中、高 3 种活动水平下的受试者附近的空气流速分别为 0.23m/s、0.28m/s 和 0.34m/s。

1971 年 Rohles 和 Nevins 在微气候室内又进行了一次大规模的实验，受试者为 1600 名美国大学生。每次实验有 10 名受试者自愿参加，其中男、女大学生各 5 名。每个受试者只参加一次实验。实验中受试者着标准服装（在暖体假人上测得标准服装的热阻为 0.6clo）静坐，从事轻体力活动如看书等。在实验室适应环境 1h 后，每隔 0.5h 受试者按照 ASHRAE 标度报告一次热感觉。实验过程中微气候室的壁面温度和空气温度保持相等，空气流速小于 0.15m/s。采用 20 个温度和 8 个相对湿度进行环境变量组合，因此共进行了 160 次实验。由于该实验中使用了大量的受试者且对微气候室进行这样精细而量大的控制调节非常不容易，故该实验得出了非常重要的基础数据。

2.6.2 丹麦技术大学的微气候实验室

2.6.2.1 实验室简介

丹麦技术大学 (Technical University of Denmark) 的微气候实验室建于 1968 年。该实验室宽 2.8m、长 5.6m、高 2.8m。根据实验的要求,实验室的所有环境变量如空气温度、空气湿度、平均辐射温度和空气流速皆可以精确地调节和控制。其中平均辐射温度和空气温度可以分别进行控制,实验室内的不对称辐射温度和不对称辐射温度场可以模拟产生。采用数字化系统,微气候室内的所有参数可以自动记录。实验室地面以上 0.8m 处的平均照度为 150lx (原文 lux), 噪声水平 (sound level) 为 45dBA (A 代表 A 声级), 声压级 (sound pressure level) 为 63dB。采用高效过滤器和活性炭过滤器,微气候室内空气的含尘浓度和气味水平均能保持较低值。微气候室内空气的换气次数为 40 次/h。微气候室外还建有控制室、实验室、更衣室和预备实验室。

1998 年丹麦技术大学室内环境与能源国际研究中心成立, 丹麦政府自 1998~2007 年陆续投入 1500 万美元建设新的微气候实验室。室内环境与能源国际研究中心主要研究室内环境对人体舒适性、人体健康和劳动生产率的影响, 研究基础雄厚, 设备先进。在该中心的 3 个微气候实验室中可以对热舒适和室内空气环境进行广泛而深入的研究。其中, 一个微气候室主要用于热舒适实验研究, 另外两个重点研究人体对室内空气品质感知能力的实验研究。

同时, 该中心建有一个“现场研究实验室”, 可以在与实际建筑相似的工况下研究通风率、空气污染、空气湿度、热环境和声环境对人体的综合影响。这些设置减少了微气候室内由于人工控制的环境条件对受试者反应的心理影响。

两个相同的微气候室主要用来做空气品质相关的实验。例如, 测量建筑或暖通空调 (HVAC) 系统和部件中使用的材料情况。为了减少墙体或其他表面对气体和粒子的吸收, 微气候室墙体和里面的风道系统皆由不锈钢制成。

正是因为有两个相同的临近微气候室, 所以有可能研究不同环境参数的阶跃影响。两个微气候室中的空气品质、温度、湿度或噪声水平不一, 当受试者从一个微气候室走到另一个微气候室时, 可以表述他们对环境变化的瞬时反应。图 2-24 表示的是受试者暴露于不同微气候室内环境条件下 5h 内学习效率的研究实验。



图 2-24 微气候室内的受试者



图 2-25 受试者评价可感知的空气品质

在微气候室中，研究了不同的建筑材料对可感知的空气品质的影响。样本放置在一个玻璃箱中，材料周围充塞的是均匀气流。受试者根据来自玻璃箱的空气，按照可接受性和气味强度等标准评价可感知的空气品质，见图 2-25。

研究中心中的最大微气候室（5m×6m）主要用来做热舒适的相关实验。实验室中的空气温度和湿度的可控范围很大。另外，可以进行独立的局部送风。为了记录受试者在暴露环境中的主观和心理反应，受试者被暴露在特定的温度、湿度等环境条件中。通常，受试者在实验过程中可以读书或写字。

现在，3 个新的微气候室正在设计当中。这些微气候室将传统的微气候室的特点，即在一个盒状房间有可以控制的环境条件，与一个可见的真实的环境结合起来。新型的微气候室具有较大的灵活性，可以研究不同的通风方式（混合式、置换式和活塞式）在人体附近进行局部送风，并且在有很大范围的通风率和污染物负荷的条件下对人体热舒适、人体健康和生产率的影响。另外，一个用来研究气流流动的大厅经过改造，安装了 3 个独立的通风系统，用来对大厅及其内部设备进行送风的灵活性研究。

除了室内环境的实验室研究之外，还进行了现场测试研究，包括居民调查和空气品质、通风及热环境的实地测量。室内环境与能源国际研究中心的研究并不仅仅限于建筑，同时还扩展到汽车、火车和其他交通工具中的室内环境领域。

2.6.2.2 测量仪器设备

（1）暖体假人 研究中心拥有被广泛用于热舒适实验的暖体假人。暖体假人包括 16 个独立控制的部分。能够测得每个模块、每组模块或整个假人的显热损失和表面温度。

典型的暖体假人可以用来测量在与受试者暴露环境相似的实验条件下的热损失。还可以用来测量不同类型的服装、睡袋和其他物品的热阻，见图 2-26。



图 2-26 暖体假人

为了评价人体周围污染物的传播和分布情况，可以把一个呼吸装置与暖体假人相连。这个装置可以研究呼吸、由于假人表面与空气的温差引起的空气对流扰动以及空间气流的相互作用的影响。图 2-27 为用嘴呼吸的暖体假人，图 2-28 为用鼻子呼吸的暖体假人。

在最近的一个研究项目中，研究中心对不同欧洲国家的暖体假人进行了测试，见图 2-29。对不同的暖体假人的测量对比是该研究项目的重要组成部分，因为它有助于提出评价交通工具热环境的综合指标。



图 2-27 用嘴呼吸的暖体假人



图 2-28 用鼻子呼吸的暖体假人

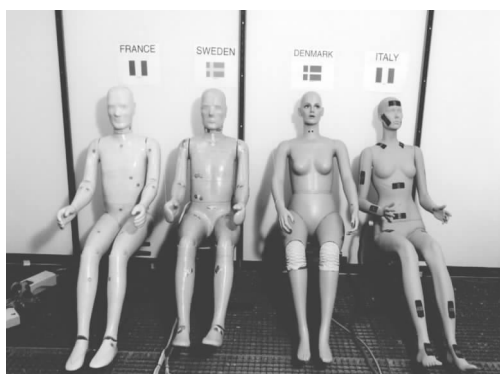


图 2-29 不同欧洲国家的暖体假人

(2) 激光多普勒风速仪 研究中心拥有先进的激光多普勒风速仪, 见图 2-30。可以对空间内的低风速进行精确测量, 并可测量人体周围空气的对流扰动。通过计算机控制的旋转机构, 可以精确测量记录暖体假人周围的风速场。



图 2-30 多普勒风速仪测量暖体假人周围的风速场

(3) 气体监控器 光声多种气体监控设备可以用于空间换气率的示踪气体测量, 从而确定通风系统的空气流动特性和空气中特定化合物的散发特性。另外, 研究中心还配备了专门用来测量空气中臭氧浓度的仪器。

(4) 热舒适测量仪 研究中心拥有影响人体热感觉和热舒适重要参数 (空气温度、辐射温度、空气流速和空气湿度) 的测量仪器和直接测量热舒适指标 (PMV 和 PPD) 的热

舒适仪, 该仪器综合了热环境参数、服装热阻和活动率。另外, 还配备了一个安有 16 个传感器用来测量空气流动特性的热线风速仪。

2.6.2.3 实验室研究

为了研究地理位置对人体热感觉的影响并与 Nevins 等在堪萨斯州立大学的实验结果进行对比, Fanger 教授对 128 名丹麦的大学生 (平均年龄 23 岁) 进行了实验研究。实验过程中微气候室的环境变量组合以及受试者着衣量、活动量均类似于 Nevins 对美国大学生的实验。

在实验期间微气候室的环境条件维持稳定状态。该实验采用了 4 个不同的温度条件: 21.1°C (70°F)、 23.3°C (74°F)、 25.6°C (78°F) 和 27.8°C (82°F)。平均辐射温度等于空气温度, 空气流速约为 0.1m/s 。相对湿度为 30% 和 70%。对以上参数进行组合后共得到 8 组实验条件。受试者着衣量为 0.6clo, 活动量为轻体力活动 (1.2met)。

为了研究年龄和性别对人体热感觉的影响, Fanger 教授对 128 名丹麦的大学生 (平均年龄 23 岁) 和 128 名老年人 (平均年龄 68 岁) 进行了暴露于同样的环境条件下的人体热感觉实验。不同年龄段的受试者中男性和女性都各占 50%。在同一环境变量组合条件下, 重复 4 次实验。每次实验 8 名受试者自愿参加, 即 8 名女大学生、8 名男大学生、8 名女性老年人和 8 名男性老年人。

每次实验时间为 3h, 即下午 2:00~5:00 或晚上 7:00~10:00 (同 Nevins 等人的实验)。32 组实验全部在 1968 年秋季进行。要求受试者在实验前一晚上睡眠正常, 而且做实验前大约 1h 饮食正常。受试者进入预备室以后, 测量其口腔温度, 对于口腔温度不超过 37.2°C 的受试者允许其参加实验。同时记录受试者的身高。受试者在预备室呆 30min 以适应环境、了解实验目的和热感觉投票方法。

受试者进入微气候室后可以坐着读书、学习或者从事轻体力活动。受试者可以轻声交谈, 但不允许交流热感觉情况。受试者每间隔 30min 进行一次热感觉投票, 热感觉投票采用 ASHRAE 7 点标度, 即 1 冷、2 凉、3 稍凉、4 中性、5 稍暖、6 暖、7 热。

在微气候室用精确的称对坐姿受试者的体重一共称量 2 次, 即在第 1 次热感觉投票后和第 6 次热感觉投票前各称量一次, 以便确定蒸发损失。受试者可以喝充足的水, 并记录每人的饮水量, 但不允许吃食物。

通过上述实验室研究, Fanger 教授得出了以下结论: ①在热舒适条件下, 丹麦大学生和美国大学生受试者的热感觉没有明显差异, 故热舒适方程可以适用于全球各个气候区, 包括温带气候区, 即人体热感觉不受地理位置的影响; ②在热舒适条件下, 大学生和老年人受试者的热感觉没有明显差异, 故热舒适方程可以适用于不同年龄的人群, 即人体热感觉不受年龄的影响; ③在热舒适条件下, 男性和女性受试者的热感觉没有明显差异, 故热舒适方程可以适用于不同性别的人群, 即人体热感觉不受性别的影响。

2.6.3 实验室研究方法

在微气候室人们主要研究 4 个环境变量 (空气温度、空气湿度、平均辐射温度和空气流速) 以及 2 个人体变量 (新陈代谢率和服装热阻) 对人体热感觉的影响。实验室研究的基本原则是: 当某一个参数变化, 而其余 5 个参数值给定时对人体热感觉的影响。

微气候室研究可以分为两类: 测量热工参数, 这些参数对于研究人体热感觉、确定热舒适标准以及进行热环境控制是非常重要的; 研究微气候室环境参数变化对从事一定活动

的受试者的热感觉的影响，其研究结果是确定热舒适标准以及进行热环境控制的重要依据。

微气候室研究方法可分为热工学研究、生理学研究和心理学研究。

2.6.3.1 实验室的热工学研究

在实验室的热工学研究过程中，微气候室内必须检查和记录下列参数：空气温度的空间分布、围护结构表面温度、空气的相对湿度、空气流速及其空间分布。

(1) 空气温度的空间分布 研究微气候室内空气温度的空间分布实际上是指确定微气候室内的空气温度场。

测点的数目在某种程度上取决于实验内容。当研究垂直的空气温度分布时，必须分别在距地面高度为 1~2cm、1~1.2m（与受试者的年龄和身体状态有关）、1.5m、2m 和顶棚下面等 5 处测点上进行测量（如果实验室的高度超过 3m 时，必须相应补充测点）。

由于顶棚或地板表面的温度以及供暖装置表面的温度对人体热感觉都会有直接的影响，在研究垂直的空气温度分布时，主要应该考虑的是进行垂直测量的位置数目，其与围护结构的表面温度有关。一般只需在房间中心指定的 5 个高度上进行测量。如果外表面中的一面被加热或冷却，则必须测出不同位置上的空气温度。当几个表面的温度都变化时，测定位置的数目必须增加。

在确定空气温度的水平分布时，围护结构的表面温度分布起主要作用。如果围护结构表面温度不变，只需在地板上、头部高度和顶棚下面 3 处水平方向的两条对角线上均匀布置的 4 个点进行测量。如果有一面墙被加热，如模拟太阳辐射作用时，那么也必须测出从该墙体到房间中心之间水平方向空气温度的变化。

因为必须在微气候室内的许多点上同时测量空气温度，所以只能采用多路检测仪表自动地进行测量，且应该连续记录温度，测试结果可以利用计算机直接进行处理。温度的测量一般采用热电偶或热敏电阻，感温元件应该布置在不妨碍实验研究的必要的位置上。

除了有效的测量外，还必须利用自动记录仪经常记录不同的特征点（最多 2~3 个）的温度。

(2) 围护结构表面温度 围护结构表面温度的测量具有重要意义。辐射温度的测量精度在很大程度上取决于测点的数目及其位置的选择。一般在尺寸为 3m×3m 的表面上必须均匀布置 6 个测点进行测量。如果采用黑球温度计测辐射温度，测点数可以大大减少，其中一个布置在人的头部位置，其余的一般是布置在加热或冷却表面附近。同样辐射温度的测量和记录也应该是连续的，采用自动检测仪自动测量并记录数据。

微气候室的各个表面温度不仅可以调节，而且各个表面温度还应该大致相同。

(3) 相对湿度的测量 空气的相对湿度只需在房间中心点上测量，因房间的相对湿度差别很小。当房间为有组织地进气或排气时，也应该连续记录空气的相对湿度。

(4) 空气流速的测量 空气流速及其在空间的分布（空气流速场），一般是在预备实验室中确定。当已知微气候室的结构和空气分配系统时，考虑到不同的气流速度，可以预先确定出房间气流的速度场。受试者对气流速度分布的影响可利用人体模型进行计算。完成预备实验后，只需记录进气口和排气口处的气流速度，就可知道气流速度的分布了。进而可以确定考虑受试者影响的空气流速场。

2.6.3.2 实验室的生理学研究

人体热感觉的研究业已形成一门涉及建筑物理学、生理学、心理学、人类工效学、信

息科学等多学科交叉的边缘科学。研究热感觉问题时必须深入了解生理学和心理学的各种调查方法。生理学调查方法很多,本文仅给出一些基本的、使用广泛的方法。实验室的生理学研究一般由医生主持,但是工程师们也应该了解生理学研究的基本原理、目的及方法。

实验室的生理学研究可以分为三类:人体热平衡状态的研究方法、脑力劳动的研究方法和体力劳动能力的研究。

(1) 热平衡状态的研究方法 植物神经变化会引起血液循环的改变,这可以通过测量动脉压力检测出来。人体在紧张的交感神经支配下会使动脉压力和脉搏次数增加,副交感神经负担过重,会带来相反的影响。血压及脉搏次数在心理作用下尤其是激情作用下是可以改变的。此外,在热环境里,脉搏跳动加快。在微气候室内研究人体热平衡状态时,需要记录以下 5 个参数:皮肤温度、血压、脉搏、呼吸频率和散湿强度。

(2) 脑力劳动能力的研究方法 为了检查脑力劳动能力(大脑皮层的活动)应适当地进行下列生理学实验:测定反应时间、震颤程度、皮肤触觉敏感阈、皮肤的流电反应以及眼睛的光分辨能力阈等。

(3) 体力劳动能力的研究 在研究体力劳动能力时,除了测定热平衡外,还必须确定新陈代谢过程中的变化,以及由于加重体力负担而引起血液循环的变化。可以用脚踏车式测力计和仪表来连续记录 O_2 的需要量和 CO_2 的排出量。血液循环可以遥测。

2.6.3.3 实验室的心理学研究

心理学研究可以通过实验来进行。这类研究包括:对受试者主观热感觉的研究和对受试者举止的观察,如聚精会神能力、配合能力、考查记录能力等。

(1) 主观热感觉的研究 如前所述,由于人体热感觉无法直接测量,因此只能采用问卷调查的方式来了解受试者对微气候室环境的热感觉,即要求受试者按照 ASHRAE 7 级热感觉标度、Bedford 标度以及 McIntyre 的 Preference 标度来描述其热感觉,见表 2-1 和表 2-2。

(2) 对受试者举止的观察

① 记忆能力 记忆能力通过受试者逐个音节地朗读 15 个单词的方式进行。15 个单词中 8 个是表明具体概念的单词,其余则是表明抽象概念的单词。然后让受试者逐个写出他们记住的这些单词。根据受试者正确写出来的单词数目就可以确定记忆力。该实验可以采用速示器,该仪器按照一定时间间隔内的规定程序,在仪器的显示屏上显示出各种图像,比如字母、图形等。受试者应把在仪器屏幕上出现过的信号图像在纸上表示出来。

② 聚精会神能力 聚精会神能力通过受试者在毫无规律地填满各种字母、图像的表上找出并指明所要求的图像或符号。根据正确指出的图像或字母的数量可以判定脑力工作的效率及精力集中能力的大小。

③ 分散注意力的评价 分散注意力的评价是借助于研究神经功能的仪器进行的。首先是用于研究所要求的分散注意力的动作。在该仪器上有 100 只信号灯,每行 10 只,共有 10 行。在仪器上,在每行信号灯的横向和纵向都布置了按钮开关。接通电源时,点亮其中的一只信号灯。

受试者要同时按下横向和纵向的两个电钮来熄灭信号灯。正确地按电钮之后系统继续动作,按照程序另一只灯又亮起来。受试者应在 5min 内尽可能多地熄灭信号灯。可用计算机处理实验结果。该仪器还可以确定每分钟内的正确与错误的反应次数,也能确定整个

实验期间总的结果。

④ 确定热应力影响 通过控制室内环境参数和主观调查相结合的方式确定人体对热应力的反应。在连续测试的 3 天内的空气温度分别为 20°C 、 27°C 和 30°C ，相对湿度为 $30\%\sim 40\%$ ，空气流速小于 0.05m/s 。采用正交试验法安排设计实验，受试者为 50 名 9 岁的学生。受试者不知道实验的目的和内容。主观调查表包括穿戴、外部神态、精力集中程度、情绪和举止等。

结果表明：当室温升高时，学生们会不自觉地使身体处于比较自由、放松的姿态，以便增加身体的散热量和增大散热表面积。随着温度的升高，学生们的穿戴及外部神态皆相应发生变化。但注意力不集中、情绪和举止的变化与热应力没有直接的联系。

2.7 现场研究

目前国际上公认的评价和预测室内热环境热舒适的标准 ISO Standard 7730 和 ASHRAE Standard 55—2002 是以欧美等发达国家的大学生为研究对象，通过实验室研究建立的标准。这些标准适用于稳态、均匀的热环境。但是，实验室环境是人工模拟创造的，与人们所处的真实环境有较大的差别。受试者着标准服装，静坐于稳态、均匀的热环境中，而人们实际所处的环境大多是动态、不均匀的。受试者在陌生的环境中从事他们不熟悉的工作，影响了实验室研究的结果。实验中常让同一受试者连续感受几种工况，每种工况持续时间为 $8\sim 80\text{min}$ 不等，在某一工况下受试者对热舒适的主观评价肯定会受前一时刻人们所处的热环境的影响。受试者一般为西方发达国家的大学生，白种人。不同种族的人群由于生活习俗和文化背景不同、饮食结构和新陈代谢率不同，且不同性别及不同年龄的人群的新陈代谢率也有差异，由此造成同一热环境下人们热感觉的差异。因此，上述标准是否具有普遍性、能否推广应用于真实环境中，尚需现场研究加以验证。综上所述，热舒适性研究应该既有实验室研究，又不能忽略现场研究。

2.7.1 现场研究特点及适应性假说

2.7.1.1 现场研究的特点

所谓现场研究就是将人置身于真实环境中，通过对物理环境变量、人体生理参数进行测量，对人体热舒适性进行心理学调查与分析，进行热环境与人体热舒适性研究的实验方法。影响人体热舒适的因素除了上述环境变量和人体变量外，还有其他一些次要因素，如年龄、性别、人们所处的地理位置、民族习俗、人的心理作用等。而实验室研究无法排除一些因素的干扰，如人的心理因素。此外实验室研究不能模拟太阳辐射、围护结构蓄热性、室外风速等因素对热环境与人体热舒适性的影响，而现场研究可综合考虑以上所有对热环境与热舒适有影响的因素，因此现场研究结果可以验证、充实实验室研究结果。但现场研究由于受季节和室外气象条件的影响，往往需要人们耗费大量的时间，付出大量艰辛的劳动。因为不能按计划改变围护结构的表面温度和室外空气的温度，当研究冬季室内热环境时只能在供暖季节内进行测量与调查。此外，在温暖的冬季，不可能得到相应于室外温度为最低临界值时的数据。由于现场研究条件有很大的不确定性，因此对现场研究的数据应进行认真的评价和筛选。

2.7.1.2 适应性假说 (adaptation hypothesis)

迄今为止,一些发达国家的学者已进行了大量的热舒适现场研究。Humphreys (1976) 对 1975 年以前近 50 年中在世界各地所进行的 36 个现场调查结果进行了总结,得出了热中性温度与室内平均温度的回归方程,见式 (2-58),其相关系数为 0.96^[25]。

$$t_n = 2.56 + 0.83t_a \quad (2-58)$$

式中 t_n ——热中性温度,℃;

t_a ——室内平均温度,℃。

式 (2-58) 表明:人们的热中性温度与室内平均温度有很强的相关性,故 Humphreys 认为这与人对室内微气候环境的行为调节和生理适应性有关。由此, Humphreys 提出了“适应性假说”(adaptation hypothesis),即人们对环境温度的生理适应性会影响人体热中性温度。

人们对热环境的适应性很强,其中一组受试者的热中性温度为 17~32℃,远远超出了热舒适标准规定的温度范围。这可以由人的行为调节和生理适应性解释。因为这些现场调查主要是在办公室内进行的,人们在工作中并不穿标准服装,而是可以根据实际热环境状况随意增减衣服,其服装热阻的变化范围是 0.3~1.2clo,相应的温度变化调节范围约为 6℃。

由于室内微气候环境经常会受室外气候条件的影响,尤其是在自然调节的建筑内的人们,其近期内的热经历应该与其在室外环境的热暴露情况及室内环境参数有关。Humphreys (1976) 假设人们的热中性温度与室外气候条件有关。故 Humphreys 对室内热环境能否控制的建筑物进行了对比分析,给出了热中性温度与室外月平均温度的回归方程。对于自然调节的建筑 (free-running buildings),如室内既不采暖也不制冷,室外月平均温度与热中性温度之间有很高的相关性,其相关系数为 0.97,回归方程见式 (2-59)^[25]。

$$t_n = 11.9 + 0.534t_w \quad (2-59)$$

式中 t_n ——热中性温度,℃;

t_w ——室外月平均温度,℃。

而对于室内气候可控制的建筑 (climate-controlled buildings),其室外平均温度与热中性温度的相关性不大,其相关系数为 0.56。这说明自然调节建筑的室内微气候环境受到室外气候的影响较大;而可控制环境的建筑的室内微气候环境基本上不受室外气候的影响。式 (2-59) 进一步验证了 Humphreys 的“适应性假说”。

生活在自然环境中的人们的热中性温度与室外平均温度关系密切,这也进一步证明了人对气候的生理适应性和心理期望值。非自然调节建筑内的人员预先知道不能进行温度控制,故对热环境的心理期望值不高,人们通过调节着衣量等方法来适应热环境,故可以接受的热中性温度范围很大,对热环境的热接受率高于可控制环境的建筑内的受试者的。

尽管人们可以通过行为调节如增减衣服来尽可能地适应热环境,但并不意味着温度对热舒适性的影响很小。当人们在室内穿着较厚的衣服时,尽管其热感觉可以达到中性,但因人们的活动不便并不感到舒适。研究表明,生活在寒冷气候条件下的人们喜欢较高的温度;而在炎热条件下,人们更偏爱较低的温度。在过去的 30 年中,英国住宅内的空气平均温度升高了 3℃,中国严寒地区的室内空气温度在近 10 年内也增加了 2.6℃。这反映了随着科技的发展、社会的进步,人们更趋向于在室内穿比较轻薄的服装。

Auliciems (1983) 对 Humphreys 的回归结果进行了修改,将其中对小学生的现场调

查数据用 1975 年以后在澳大利亚的现场研究数据替代, 得出了热中性温度与室内平均温度以及室外月平均温度的回归关系式, 见式 (2-60)。

$$t_n = 9.22 + 0.48t_a + 0.14t_w \quad (2-60)$$

式中 t_n ——热中性温度, $^{\circ}\text{C}$;

t_a ——室内平均温度, $^{\circ}\text{C}$;

t_w ——室外月平均温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

Auliciems (1984) 还重新分析了 Humphreys 的统计数据, 给出了适用于办公建筑的热中性温度与室内平均温度的回归方程, 见式 (2-61)。

$$t_n = 5.41 + 0.73t_a \quad (2-61)$$

式中 t_n ——热中性温度, $^{\circ}\text{C}$;

t_a ——室内平均温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

人体并不是一个只与环境进行热交换的“热机”, 而是能随着气候、生活习惯、社会条件等的变化而主动适应环境。

Nicol 和 Auliciems (1993) 提出的适应性模型, 不仅考虑了人体与环境之间的热交换, 而且注意到了人体为了适应环境以获得理想的热舒适而采取的一系列行为调节活动。提出了人们的基本行为调节方式可引起对人体产热的修正、散热的修正、对热环境的修正和不同环境的选择。人体与环境之间的动态平衡关系取决于人体适应环境调节行为的实现, 而维持这种平衡关系的约束条件是气候、费用、生活习惯和社会需求。

Humphreys (1995) 讨论了人们的行为调节, 指出人们倾向于寻求舒适的条件, 如遮阳或日照、迎风或避风, 以及寻求调节他们的姿势、活动量和着衣量以获得舒适感。Humphreys 还进一步指出: 当热环境可以预测时, 人们更容易获得热舒适感。

因此, 现场研究中得到的人对环境的适应温度范围远远大于实验室研究得到的热舒适温度范围。

Dedear 和 Brager (1998) 对适应性模型做了进一步总结, 指出人对环境的适应性包括 3 个方面: 行为调节、生理适应和心理适应。

行为调节是人体有意识或无意识地调节人体产热和散热以保持人体热平衡。行为调节可以分为个人行为调节、技术调节和文化背景, 如增减衣服属个人行为调节, 开空调属于技术调节, 而午睡则属于个人的生活习惯。

生理适应是指由于人们暴露于热环境中而引起的生理反应的改变, 并导致人体再暴露于同一环境时人体对热应力作用的反应程度逐渐降低。生理适应性可以分为两代的遗传因素和人一生对气候、水土的适应。

心理适应是指由于过去的热经历与对环境的期望值而使人体热感受器所获得热感觉信息的改变和反应。因此, 个人的热舒适点会偏离恒温器设定的温度值。较低的心理期望值会使人们对重复的热暴露的热刺激的反应程度降低。

2.7.2 热感觉的现场研究方法

本节将对近 20 多年来在世界各国所进行的较典型的热舒适现场研究目的、方法、结果进行较详细的总结和分析。重点介绍美国的 ASHRAE 发起组织的 4 次大规模的热舒适现场研究。

2.7.2.1 现场研究的目的

现场研究的目的如下：①对不同气候区的典型建筑的室内热环境及人对热环境的主观热反应之间的关系进行广泛深入的研究，以丰富和发展热舒适现场研究数据库；②确定不同季节的人体热中性温度、人们所偏爱的温度以及 80% 可接受的热舒适温度范围，并与热舒适标准进行比较，验证基于实验室研究得出的热舒适标准是否适用于人们所处的真实热环境；③对现有的热舒适预测指标，如新有效温度、标准有效温度以及 PMV-PPD 指标等的有效性进行评价；④确定人体热反应与环境物理变量、生理因素、心理因素之间的关系；⑤调查服装、性别对人体热反应的影响；⑥对现场研究测试方法、仪器精度、评价热舒适的主观调查方法等不断地进行总结和完善，并制定出一套标准的热环境与热舒适评价体系。

2.7.2.2 样本选择

为了对现场调查结果进行统计分析，现场研究需采用大量的实验样本。通常选择典型办公建筑热环境中大量受试者作为实验样本。选择建筑的基本原则是：建筑所处的地理位置、气候条件、建筑的特点（建筑面积、年龄、内部格局和建筑构造类型等）。受试者的选择基于以下原则：自愿参加、大多数工作时间在办公桌前坐着从事轻体力活动、受试者平均分布于建筑不同的热环境分区、男女比例均衡、年龄分布范围大。

Dedear 和 Auliciems (1985) 对澳大利亚不同气候区的 3 个城市中的办公建筑进行了 6 个现场调查。在达尔文的干季和雨季 (build-up) 分别对 15 栋空调建筑进行了 2 个现场调查；在布里斯班对 10 栋建筑进行了 2 个现场调查（夏季），其中 5 栋为位于商业中心区的空调建筑，另外 5 栋为现代轻型结构建筑和旧式重型结构建筑的非空调建筑；在墨尔本的夏季对 7 栋建筑进行了 2 个现场调查，其中包括 4 栋空调建筑（3 栋位于商业中心区的高层轻型结构建筑，1 栋旧式非空调建筑改造的空调建筑）和 3 栋非空调建筑（1 栋高层轻型结构建筑，2 栋旧式建筑）。

1987 年 ASHRAE 首次发起组织了大规模的热舒适现场研究，目的是考察地中海气候区的人体热反应。Schiller 等 (1988, 1990) 分别在 1987 年的冬季 (1~4 月) 和夏季 (6~8 月) 对美国旧金山湾区的 10 栋办公建筑的热环境与热舒适性进行了现场调查。为了使选择的建筑能够代表旧金山湾区的现有办公建筑，这 10 栋建筑分别位于内地峡谷和沿海，其中 5 栋建筑位于旧金山的各区，另外 5 栋建筑分别位于内地气候区的 San Ramon、Walnut Creek、Palo Alto 和 Berkeley。这 10 栋建筑中有新式建筑，也有旧式建筑；有多层建筑，也有单层建筑；有密闭式格局，也有开敞式格局；围护结构有密闭性的，也有可以开启式的。共选择了 304 名受试者，对其工作地点进行了 2342 次详细的环境参数测量和主观调查。其中冬季对 264 名受试者进行了 1308 次访问；夏季对 221 名受试者进行了 1034 次访问。有 181 名受试者同时参加了冬季和夏季的 2 个现场调查。

在 1993 年的干季 (4~9 月) 和湿季 (10~3 月)，Dedear 和 Foutain (1994) 对澳大利亚汤斯威尔市的 12 栋空调办公建筑进行了 2 个热舒适现场调查。这是 ASHRAE 第二次组织的大规模的热舒适现场研究，目的是考察热带气候区的人体热反应。这 12 栋建筑是于 1928~1992 年期间建成的，层高为 3~13 层。建筑格局有开敞式的，有混合式的；空调系统有定风量系统和变风量系统。836 名自愿参加者提交了 1234 份主观调查表，其中干季访问了 628 名受试者，湿季访问了 606 名受试者。836 名自愿参加者中有 398 人参加了 2 个季节的现场调查。在这次调查中首次考虑了椅子的附加热阻的影响，即对于服装

热阻值附加 0.15clo 的椅子的热阻。

Howell 等 (1979, 1981) 对办公建筑、教室、图书馆等典型建筑中的 260 名受试者进行了现场调查, 其中男性为 128 名, 女性为 132 名, 年龄为 18~66 岁。

Fishman 和 Pimbert (1979) 对英国伦敦沃森大楼的办公室进行了长期的研究, 在一年内 26 名工作人员每 1h 给出其热反应值, 共收集了 28000 次热反应的数据。

Busch (1990) 对泰国曼谷 4 栋办公建筑中工作人员的热反应进行了调查, 这 4 栋楼皆位于商业中心区, 且都是近 10 年内建成的现代化建筑, 其中空调建筑和自然通风建筑各 2 栋。

ASHRAE 组织的第三次大规模的热舒适现场研究的目的是考察夏季炎热、冬季干冷的寒温带气候区内的人体热舒适状况。Donnini 和 Molina (1996) 在 1995 年的夏季 (6~8 月) 和冬季 (1~3 月) 分别进行了 2 次热舒适现场调查, 调查对象为加拿大魁北克南部的蒙特利尔等 8 个城市的 12 栋空调办公建筑及其中的 877 名受试者。其中夏季访问了 445 名受试者, 冬季访问了 432 名受试者。

1997 年 ASHRAE 组织了第四次大规模的热舒适现场研究, 其目的是考察热带沙漠气候区内的人体热反应状况。Cena 和 Dedear (1999) 对位于澳大利亚西部的卡尔古利市的 22 栋空调办公建筑的夏季和冬季的热环境进行了现场调查。在 1997 年冬季的 5~6 月和夏季的 12 月分别进行了 2 次现场调查, 其中冬季访问了 640 名受试者, 夏季访问了 589 名受试者。共调查了 935 名受试者, 得到了 1229 组环境参数和主观调查数据。935 名自愿参加者中有 294 人参加了 2 个季节的现场调查。

Xavier 和 Lamberts (2000) 调查了巴西南部的洛里亚诺波利斯市的一所高中的室内热环境, 该学校为自然通风建筑。108 名学生参加了调查, 在 1977 年 4~12 月的 4 个季节里对每名学生大约调查了 16 次, 一个月 2 次, 共得到了 1415 个样本。

Wong 等 (2001) 对新加坡 2 个住宅区的自然通风建筑室内热环境进行了现场测试, 收集了 257 份主观调查表, 其中男性 125 人, 女性 132 人。

夏一哉 (1999) 对北京市自然通风住宅夏季室内热环境进行了现场调查, 选择样本时考虑了楼层、朝向、自然通风情况、建筑物所处位置、男女比例等因素对室内热环境及人体热舒适的影响。

王昭俊 (2002) 对哈尔滨市 2 个住宅小区冬季住宅集中供热室内热环境与居民热舒适性进行了现场研究。由于采暖情况、户型、住宅外环境、房间位置、朝向、围护结构保温情况、居室布置情况、年龄、性别等因素可能对室内热环境及人体热反应有影响, 因此, 选择样本时尽量使上述因素在所选择的样本中分布均匀。

现将上述现场研究中样本选择统计结果列表汇总, 如表 2-19 所示。

2.7.2.3 调查表设计

现场调查时请受试者填写调查表并对室内热环境进行主观评价, 问卷调查内容一般包括如下几类。

(1) 背景调查 包括个人自然状况 (年龄、性别、身高、体重、健康状况、受教育程度、在当地生活时间、种族等)、对办公室环境的满意程度 (光照、噪声、家居布置、空间格局、房间装修等)、对环境的敏感程度、对工作的满意程度、室内使用空调情况、对热环境能否进行个性化调节与控制 (风扇、工位空调、恒温器等)。

(2) 着衣量和活动量调查 因为现场调查时无法直接测量新陈代谢率和服装热阻, 所

表 2-19 样本选择统计表^[22]

研究者	调查时间	调查地点	气候特点	建筑类型	样本数量	男性	年龄
Dedear 和 Auliciems	1984 年夏季	澳大利亚 达尔文 布里斯班 墨尔本	3 个气候区 热带季风气候 亚热带气候 温带气候	办公建筑 空调建筑 空调、非空调建筑 空调、非空调建筑	174/197	75/92	31/32
					211/201	110/105	29/26
					186/194	123/121	31/27
Schiller 等	1987 年冬季和夏季	美国 旧金山湾区	温带气候 地中海气候	办公建筑 空调、自然通风	264(1308)	117	(20~50)
					221(1034)		
					304(2342)		
Dedear 和 Foutain	1994 年干季和湿季	澳大利亚 汤斯威尔	热带气候 热、湿气候	办公建筑 空调建筑	干季 628	266	(17~64)
					湿季 606	248	(17~62)
					836(1234)	343	(17~64)
Busch	1988 年热季和湿季	泰国曼谷	热带气候 热、湿气候	办公建筑 空调、自然通风	1145	476	32
					(1146)		(18~75)
Donnini 等	1995 年冬季和夏季	加拿大 蒙特利尔等市	寒温带气候 冬季干冷 夏季炎热	办公建筑 机械通风建筑	夏季 445	223	(16~65)
					冬季 432	211	(22~64)
					877	438	41
Cena 和 Dedear	1997 年冬季和夏季	澳大利亚 卡尔古利	热带沙漠气候 热、干气候	办公建筑 空调建筑	冬季 640	326	(16~67)
					夏季 589	315	(17~66)
					935(1229)	486	35
dePaula 和 Lamberts	1997 年 4~12 月	巴西 洛里安诺波利斯	热带气候 热、湿气候	学校 自然通风建筑	108	86	17
					(1415)		
夏一哉	1998 年夏季	北京	温带气候 夏季炎热	住宅建筑 自然通风建筑	88	50	49 (16~82)
王昭俊	2000~2001 年冬季	哈尔滨	寒温带气候 冬季干冷	住宅建筑 连续供热	120	59	46.4 (14~80)

注：1. 第 6 列括弧外数据为受试者人数，括弧内数据为调查表份数。

2. 第 8 列括弧外数据为平均年龄，括弧内数据为年龄范围。

以应详细记录受试者的穿着和活动量情况，以便于统计。着衣量调查表上可以列出一些服装，请受试者直接在调查表上画勾。活动量调查包括体力活动、食物状况、饮用水及饮料特性（如热、冷、咖啡）、调查前 15min 是否吸烟等。再按照受试者填写的调查表进行估算。

（3）热感觉评价调查 目前热舒适研究中广泛采用 ASHRAE 热感觉标度评价人体热感觉。ASHRAE 7 点标度是人体热感觉与热舒适的主要评价方法。为了进行对比研究，也可以同时采用 Bedford 标度。ASHRAE 7 点标度和 Bedford 标度见表 2-1。ASHRAE 7 点标度是 7 个不同的刻度值，即用该标度表示的人体热感觉是不连续的，而实际上人体热感觉是一个渐变的过程，为了更确切地表述人体热感觉，ASHRAE 组织的现场研究中采用了连续的热感觉标度，即在热感觉投票值 -3~+3 之间受试者可以填写以 0.1 为增量的数值。

（4）热接受率调查 让受试者直接对热环境能否接受进行判断。为便于统计，将主观评价结果量化，令 1 表示能接受，0 表示不能接受。

（5）热期望度调查 McIntyre 提出的 Preference 标度是让受试者以投票的方式更直接地对热环境状态的满意程度进行判断。以 Preference 标度表示，-1 较暖、0 不变、+1

较凉, 见表 2-1。

(6) 热舒适性调查 受试者根据其所处环境的温度、湿度、空气流动特性等热环境因素以及光照等其他因素对环境的舒适性进行综合评价。采用热舒适 5 点指标: 0 舒适、1 稍不舒适、2 不舒适、3 很不舒适、4 不可忍受, 见表 2-2。

(7) 适应热环境的措施调查 如增减衣服、开窗、采用电加热器、加湿器、窗帘等。

2.7.2.4 数据采集

(1) 环境参数测量 一般调查期间对每栋建筑内受试者的工作地点的环境参数测试一周, 采取连续测试和间歇测试两种方式进行。同时进行主观调查, 在测试周内对每个自愿参加的受试者访问 5~7 次。环境变量包括空气干湿球温度、露点温度、水蒸气分压力、相对湿度、空气流速和不对称辐射温度、湍流度和照度等, 可用干湿球温度计、热线风速仪、黑球温度计和光度计等敏感元器件测量。连续测试时, 可采用自记式温湿度测试仪、热舒适测试仪(投票箱)等。

为了提高现场测量的精度, ASHRAE 组织的 4 次现场研究中都采用了移动式测试系统 (Schiller 等, 1988; Dedear 和 Foutain, 1994; Donnini 和 Molina, 1996; Cena 和 Dedear, 1999), 即装有传感器、计算机和室内气候分析仪等仪器和设备的可以移动的小车, 小车的前部位置上设置了一把椅子, 以模拟坐姿受试者的工作椅子的屏蔽效应。在椅子上部、下部安装了各种环境参数测试的敏感元件, 可以在受试者所处的工作地点不同高度上同时测量干湿球温度、露点温度、相对湿度、空气流速、不对称辐射温度和照度等参数。小车的后部位置放置计算机、室内气候分析仪等仪器。测量工作可在 5min 之内完成, 用计算程序可在 3min 之内给出热环境评价指标值, 如操作温度、平均辐射温度、新有效温度、标准有效温度、预测平均投票数 PMV、预测不满意百分数 PPD 等。此外, ASHRAE 组织的现场研究中还采用固定式测试系统, 用来连续监测建筑内有代表性工作区域的热环境参数。一般对每栋建筑连续测试一周, 以便与间歇测试结果进行对比。

ASHRAE Standard 55—2002 对办公建筑的测试要求如下: ①测试房间, 建筑中人们活动区内有代表性的点; ②一些典型的测点, 如外窗附近、散热器出入口、转角等处; ③测点位置, 一般距墙 0.6m (如果无法估计人们的活动区域, 则距墙 1.0m), 两内墙之间的中点以及房间的中心; ④湿度测量, 如果已知房间的湿度变化不大, 则仅在房间的中心测量, 否则须在需要的位置多点测量; ⑤温度变化测量, 在房间的中心; ⑥测试时的室外气象条件, 测试期间室内外温差不应低于设计温差的 50%, 从阴天到部分有云的天气。

(2) 参数测点布置 ISO Standard 7726 对环境物理参数的测定高度要求见表 2-20。

表 2-20 环境物理参数的测量位置

传感器位置	计算平均值的权系数				推荐高度/m	
	均匀环境		非均匀环境		坐着	站着
	舒适	热强度	舒适	热强度		
头部			1	1	1.1	1.7
腰部	1	1	1	2	0.6	1.1
脚踝			1	1	0.1	0.1

ASHRAE Standard 55—2002 中对地面以上测试的高度要求为: 对于坐姿受试者, 在距地面垂直高度为 0.1m、0.6m 和 1.1m 3 个测点上 (分别代表坐姿受试者的脚踝、腰部

和头部高度)分别测试空气温度和空气流速;操作温度或 PMV-PPD 值在 0.6m 处测量和计算。不对称辐射温差在 0.6m 处测量。

而对于站姿受试者,在距地面垂直高度为 0.1m、1.1m 和 1.7m 3 个测点上(分别代表站姿受试者的脚踝、腰部和头部高度)分别测试空气温度和空气流速;操作温度或 PMV-PPD 值在 1.1m 处测量和计算。不对称辐射温差在 1.1m 处测量。

如果只需要测量一处的湿度,在人员活动区的任何位置都可以测试。否则对于坐姿受试者,湿度要在 0.6m 处测量;而对于站姿受试者,湿度要在 1.1m 处测量。

(3) 主观调查数据 间歇测试时,对每栋建筑物测试一周。测试周内对每个受试者访问 5~7 次,每次访问时让受试者填写热感觉评价调查表、着衣量和活动量调查表。背景调查表仅第一次访问时填写。受试者填写主观调查表大约需要 3~10min。连续测试时,受试者每 1h 报告一次热反应值。

(4) 其他数据 办公室格局及小车所处地点描述、工作区照片、影响局部热舒适的设备(如风扇、电加热器、空调散流器、计算机设备等)、窗开启及可移动式遮阳情况、可见的热条件(如吹风、光照等)、受试者特殊的服装及其特殊的行为方式等。

2.7.3 数据处理

2.7.3.1 服装热阻

根据调查表中详细记录的受试者的着装情况,先估取单件服装的热阻值,然后叠加计算出每个受试者的总服装热阻值。

2.7.3.2 人体新陈代谢率

按照现场调查时受试者填写的活动量调查表,根据表 2-3 进行估取。

2.7.3.3 热舒适指标

在热舒适现场研究中,所采用的热舒适指标主要有空气温度(t_a)、操作温度(t_o)、新有效温度(ET^*),见表 2-21。采用不同的热舒适指标对同一环境进行评价,其结果是有差异的。那么,采用哪个热舒适指标更合理呢?

Dedear 和 Auliciems (1985) 在澳大利亚的现场研究中使用了空气温度作为热舒适指标。由于仅用空气温度过于简单,故在以后的热舒适现场研究中基本不用该指标。在此之后,ASHRAE 先后发起组织了 4 次大规模的热舒适现场研究,但除了 1987 年 Schiller (1988) 对美国旧金山湾区的现场调查中使用了新有效温度外,最近 3 次调查中均使用了操作温度作为热舒适指标(Dedear 和 Foutain, 1994; Donnini 和 Molina, 1996; Cena 和 Dedear, 1999)。参考文献 33 和 34 中也采用了操作温度。Dedear 和 Brager (1998) 曾指出:之所以用操作温度而不用新有效温度等复杂的指标,是因为前者计算简单且具有很好的相关性,这可能是因为热指标越复杂,其统计意义越小。并推荐全球热舒适数据库采用操作温度作为热舒适指标来计算热中性温度。

2.7.3.4 热感觉与热中性温度

在热舒适现场研究中,所采用的人体热感觉的表述方式有两种,即热感觉(thermal sensation, TS)和平均热感觉(mean thermal sensation, MTS),见表 2-21。前者为某一温度的人体热感觉,后者为某一温度区间的人体热感觉平均值。由于人的个体之间的差异,在同一温度下,不同人的热感觉不同,故变量 TS 和温度之间的线性相关系数较低,

说明用 TS 不能很好地预测人体热感觉。故国外学者都不采用 TS 预测人体热感觉。

表 2-21 现场研究结果统计表^[22]

研究者 (研究地点)	新陈代谢率 /met	服装热阻 /clo	热感觉预测模型	相关系数	热中性温度	PPD 最 小值/%	80%可接受 的温度/℃
					ET* (t _o)/℃		
Dedear 等 (达尔文) (布里斯班) (墨尔本)	1.2	0.41~0.52 0.37~0.53 0.46~0.62	—	—	24.2(24.1) 23.8(25.5) 22.6(21.3)	—	—
Schiller 等 (旧金山)	冬季 1.12 夏季 1.13 两季 1.12	冬季 0.58 夏季 0.52 两季 0.55	MTS=0.328ET* -7.20 MTS=0.308ET* -7.04 MTS=0.26ET* -5.83	— — 0.9274	冬季 22.0 夏季 22.6 两季 22.4	两季 12	20.5~24.0
Dedear 和 Fountain (汤斯威尔)	干季(77.3) 湿季(77.6) 两季 1.3	干季 0.54 (0.69) 湿季 0.44 (0.59)	MTS=0.522t _o -12.67	0.9849	24.4 (24.4)	干季 18 湿季 14 两季 18	22.5~24.5
Busch(曼谷)	1.1	0.53	—	—	27.4	—	—
Donnini 等 (蒙特利尔)	冬季 1.20 夏季 1.22	冬季 0.87 (1.06) 夏季 0.58 (0.73)	MTS=0.493t _o -11.69	0.9899	冬季 22.6 (23.1) 夏季 24.1 (24.0)	冬季 12 夏季 7	冬季 21.5~ 25.5 夏季 20.7~ 24.7
Cena 和 Dedear (卡尔古利)	冬季(76.5) 夏季(77.2) 1.3	冬季 0.69 (0.84) 夏季 0.49 (0.64)	冬季 MTS=0.21t _o -4.28 夏季 MTS=0.27t _o -6.29	0.8426 0.8888	冬季(20.3) 夏季(23.3)	—	—
DePaula 和 Lamberts (巴西)	1.2	0.61	MTS=0.2107t _o - 4.8689	—	(23.1)	24.3	20.7~25.5
夏一哉 (北京)	1.2	0.31	MTS=0.298ET* - 7.950	0.925	26.7	—	≤30.0
王昭俊 (哈尔滨)	1.2	1.37	MTS=0.302t _o - 6.506	0.8722	(21.5)	3	18.0~25.5

注：1. 第 2 列括号内数据新陈代谢率单位是 W/m²，括号外数据新陈代谢率单位是 met。
2. 第 3 列括号内服装热阻考虑了椅子热阻的附加值，约为 0.15clo。
3. MTS 为某一温度区间的人体热感觉平均值。
4. ET* 为新有效温度，t_o 为操作温度。
5. 第 2 行、第 6 列温度为干球温度，达尔文地区括号内数据为夏季热中性温度，括号外数据为冬季热中性温度；布里斯班及墨尔本地区括号内数据为非空调建筑热中性温度，括号外数据为空调建筑热中性温度。

Fanger 的 PMV 指标也是通过实验室研究得到的预测人体热感觉的平均投票值，为了将现场研究结果与 PMV 预测值进行对比，建议采用 MTS 来描述人体热感觉值。

一般采用温度频率法（Bin 法）对热舒适现场实测数据进行回归分析，可以得到人体平均热感觉 MTS 关于空气温度或操作温度或新有效温度的回归方程。Dedear 和 Brager (1998) 推荐全球热舒适数据库采用操作温度作为热舒适指标来计算热中性温度。因为空气温度过于简单，没有考虑其他因素对人体热感觉的影响；新有效温度又过于复杂，当样

本数量一定时，其统计意义不大；而操作温度不仅计算简单且具有很好的相关性。

将操作温度以 0.5°C 的间隔，分为若干个操作温度区间。以每一操作温度区间中心温度为自变量，以受试者在每一温度区间内填写的热感觉投票值的平均值 MTS 为因变量，通过线性回归分析得到以下关系式： $\text{MTS}=a+b\times t_o$ 。变量 MTS 和操作温度 (t_o) 之间的线性相关系数很高，说明用 MTS 可以很好地预测人体热感觉。令 $\text{MTS}=0$ ，即可计算出热中性温度。

2.7.3.5 热期望温度

人们所期望的温度的计算采用概率统计的方法，即在某一温度区间内（以 0.5°C 为组距），统计所期望的热环境比此刻较暖和较凉的人数占总人数的百分数，并将热期望与冷期望的百分比画在同一张图上，两条拟合的概率曲线的交点所对应的温度即为所期望的温度（Dedear 和 Brager, 1998）。

2.7.3.6 热接受率

热接受率调查有两种方法。一种为直接方法，即让受试者直接判断其所处的热环境是否可以接受；第二种方法为间接方法，即按调查表中受试者填写的热感觉投票值进行统计分析得出。投票值为 -1 、 0 、 $+1$ 的为可接受，投票值为 -3 、 -2 、 $+2$ 、 $+3$ 的为不能接受。计算在某一操作温度下投票值为可接受的人数占总投票人数的百分数，即为该温度下的可接受率。

2.7.3.7 预测不满意百分数

由人体平均热感觉的回归公式可求出与人体平均热感觉（MTS）相对应的操作温度值，统计在某一操作温度下热感觉投票值为 -3 、 -2 、 $+2$ 、 $+3$ 的人数占总人数的百分率，记为 PPD^* ，以 MTS 为横坐标，以 PPD^* 为纵坐标，可得到 PPD^* 与 MTS 关系的曲线图，该图与 Fanger 的预测不满意百分数和预测平均投票数即 PPD-PMV 曲线图相近。

2.7.4 现场研究结果

表 2-21 为现场研究结果汇总表。

对现场研究结果进行对比分析，可以得出以下几点结论。

① 夏季热期望温度比热中性温度低 $0.4\sim 1.1^{\circ}\text{C}$ ，冬季热期望温度比热中性温度高 $0.4\sim 1.9^{\circ}\text{C}$ ，说明在炎热季节人们更偏爱较低的温度，而在寒冷季节人们更偏爱较高的温度。

② 夏季的热中性温度比冬季的高，自然通风建筑中的热中性温度比空调建筑中的高，说明人们对热环境具有较强的生理适应性。

③ 女性的热中性温度比男性的热中性温度高约 $0.1\sim 1^{\circ}\text{C}$ ，因为女性的新陈代谢率低于男性的新陈代谢率，且女性的着衣量较男性的少。

④ 实测的 80% 可接受的上限温度超出了 ASHRAE 舒适温度范围约 $3\sim 4^{\circ}\text{C}$ ，这与人的生理适应性及心理期望值有关。

⑤ 中国人对热环境不满意率最小值为 3%，低于外国人对热环境不满意率最小值 7%~18%，说明人们对热环境的不满意率与其生活水平和经济承受能力有关。

⑥ 夏季的服装热阻值差别不大 ($0.31\sim 0.73\text{clo}$)，中国人夏季在室内的着衣量较少，其 80% 可接受的温度上限值较高；冬季的服装热阻值差别较多 ($0.58\sim 1.74\text{clo}$)，中国人

冬季在室内的着衣量较多,其 80% 可接受的温度下限值较低,说明中国人对热环境的生理适应性较强,心理期望值较低。

2.8 室内热环境评价指标应用举例

以 Fanger 的热舒适方程及热舒适评价指标 PMV-PPD 为依据,根据严寒地区居民的生活习惯、衣着情况,模拟计算冬季室内热舒适温度。并对照 ASHRAE Standard 55—2002 和中国现行《采暖通风与空气调节设计规范》GBJ 19—87,从改善居室热环境与建筑节能两方面,对规范中规定的冬季采暖室内计算温度进行分析探讨。

2.8.1 热舒适参数选择^[39]

计算热舒适指标 PMV-PPD 需先确定 6 个参数,即人体新陈代谢率 (M)、服装热阻 (I_{cl})、空气流速 (v)、环境平均辐射温度 (t_r)、空气温度 (t_a) 和空气相对湿度 (ϕ_a)。分别讨论如下。

(1) M 的取值 居民在室内一般静坐休息或从事轻体力活动,对应的人体新陈代谢率分别为 $M=58.15\text{W/m}^2$ (相当于静坐) 和 $M=69.78\text{W/m}^2$ (相当于从事轻体力活动),符合 ISO Standard 7730 规定的人体新陈代谢率 $M \leq 1.2\text{met}$ (72W/m^2)。

(2) I_{cl} 的取值 冬季居民在室内一般习惯于穿棉内衣、内裤、厚毛衣、厚毛裤、袜子、拖鞋,热阻较高。但随着生活条件的改善,人们在室内的着衣量将逐渐减少,这样在居室内从事一些轻体力活动较方便。且 ISO Standard 7730 规定冬季的服装热阻值为 $I_{cl}=1.0\text{clo}$,本节旨在用 ISO Standard 7730 中的热舒适指标 PMV-PPD 计算室内热舒适温度,故取服装的基本热阻 $I_{cl}=1.0\text{clo}$ 。

(3) v 的取值 冬季居民只是偶尔开窗通风换气,室内空气流速一般很低,故取 $v=0.1\text{m/s}$,在 ISO Standard 7730 规定的冬季室内风速 $v \leq 0.15\text{m/s}$ 范围内。

(4) t_r 的取值 为简化计算,近似认为围护结构内表面的平均辐射温度等于室内空气温度,即 $t_r=t_a$ 。

(5) t_a 的取值 本节旨在找出满足人体热舒适要求的空气温度和相对湿度范围,故认为空气温度参数为变量。为了与中国现行采暖设计规范规定的室内计算温度 ($16\sim 20^\circ\text{C}$) 相比较,设空气温度在 $16\sim 26^\circ\text{C}$ 范围内取值。因为空气温度是影响人体热感觉的主要指标,空气温度的微小变化即会引起热感觉较大的改变,故温度间隔取 1°C 。

(6) ϕ_a 的取值 认为相对湿度参数亦为变量。由于寒冷地区居室内的相对湿度较低,而 ISO Standard 7730 中并未规定相对湿度的界限,故设相对湿度在 $0\sim 100\%$ 范围内取值。因为在热舒适温度范围内相对湿度对人体的热感觉影响并不显著,故相对湿度的取值间隔较大,为 10% 。

2.8.2 模拟计算结果

由于热舒适指标计算需反复迭代求解,计算很繁琐,而本文又需对空气温度和相对湿度进行组合后反复循环计算,计算的工作量较大。采用计算机编程计算,可以方便、快捷、精确地计算出热舒适指标 PMV-PPD 值。

两种人体代谢率 (活动量) 下的 PMV-PPD 计算结果见表 2-22 和表 2-23。

表 2-22 PMV-PPD 计算表 ($M=58.15\text{W}/\text{m}^2$)^[39]

$\phi_a/\%$	$t_a/^\circ\text{C}$					
	21	22	23	24	25	26
0	−0.95	−0.70	−0.46	−0.21	0.04	0.28
	24.03	15.30	9.32	5.91	5.03	6.67
10	−0.88	−0.63	−0.38	−0.14	0.12	0.37
	21.49	13.35	8.03	5.38	5.31	7.87
20	−0.82	−0.56	−0.31	−0.06	0.20	0.46
	19.12	11.60	6.97	5.06	5.85	9.41
30	−0.75	−0.49	−0.23	−0.02	0.29	0.55
	16.93	10.06	6.14	5.01	6.69	11.28
40	−0.68	−0.42	−0.17	0.11	0.37	0.64
	14.81	8.73	5.57	5.23	7.82	13.48
50	−0.62	−0.35	−0.09	0.18	0.45	0.73
	13.01	7.60	5.17	5.68	9.25	16.17
60	−0.55	−0.28	−0.01	0.26	0.53	0.82
	11.40	6.68	5.00	6.40	10.97	19.08
70	−0.49	−0.26	0.06	0.34	0.62	0.91
	9.97	5.96	5.08	7.37	12.99	22.32
80	−0.42	−0.15	0.14	0.42	0.71	0.99
	8.73	5.46	5.39	8.60	15.44	25.88
90	−0.36	−0.08	0.21	0.49	0.79	1.08
	7.66	5.13	5.89	10.09	18.09	29.73
100	−0.29	−0.01	0.28	0.57	0.87	1.17
	6.78	5.00	6.64	11.85	21.04	33.86

注：上行数字为 PMV 值，下行数字为 PPD 值。

表 2-23 PMV-PPD 计算表 ($M=69.78\text{W}/\text{m}^2$)^[39]

$\phi_a/\%$	$t_a/^\circ\text{C}$						
	19	20	21	22	23	24	25
0	−0.80	−0.60	−0.41	−0.21	−0.01	0.19	0.39
	18.52	12.65	8.41	5.90	5.00	5.73	8.10
10	−0.75	−0.55	−0.35	−0.15	0.05	0.25	0.46
	16.91	11.31	7.55	5.46	5.06	6.33	9.34
20	−0.70	−0.50	−0.30	−0.09	0.12	0.32	0.53
	15.40	10.17	6.81	5.18	5.28	7.12	10.79
30	−0.65	−0.45	−0.24	−0.03	0.18	0.39	0.60
	13.99	9.15	6.20	5.02	5.64	8.09	12.54
40	−0.61	−0.39	−0.19	0.02	0.24	0.45	0.67
	12.69	8.24	5.71	5.01	6.17	9.24	14.43
50	−0.56	−0.34	−0.13	0.09	0.30	0.52	0.74
	11.49	7.44	5.37	5.15	6.87	10.59	16.54
60	−0.51	−0.29	−0.08	0.14	0.36	0.59	0.81
	10.33	6.76	5.12	5.42	7.72	12.20	18.86
70	−0.46	−0.24	−0.02	0.20	0.42	0.65	0.88
	9.35	6.19	5.01	5.84	8.74	13.94	21.39
80	−0.41	−0.19	0.04	0.26	0.49	0.72	0.95
	8.47	5.73	5.03	6.39	9.93	15.87	24.12
90	−0.36	−0.14	0.09	0.32	0.55	0.79	1.02
	7.69	5.40	5.17	7.10	11.28	17.99	27.05
100	−0.31	−0.09	0.15	0.38	0.61	0.85	1.09
	7.01	5.16	5.43	7.94	12.89	20.30	30.16

注：上行数字为 PMV 值，下行数字为 PPD 值。

由表 2-22 可见，使 $PPD \leq 10\%$ 的热舒适室内空气温度范围是 $21 \sim 26^{\circ}\text{C}$ ，相对湿度范围是 $0 \sim 100\%$ ，最佳室内参数为 $t_a = 23^{\circ}\text{C}$ ， $\phi_a = 60\%$ ；由表 2-23 可见，热舒适室内空气温度范围是 $19 \sim 25^{\circ}\text{C}$ ，相对湿度范围是 $0 \sim 100\%$ ，最佳室内参数为 $t_a = 23^{\circ}\text{C}$ ， $\phi_a = 0$ 。

一般相对湿度为 $20\% \sim 80\%$ 时人感觉较舒适，超出此范围人会感觉空气过于干燥或潮湿，且由于人在室内活动主要是静坐 ($M = 58.15\text{W}/\text{m}^2$) 和从事轻体力活动 ($M = 69.78\text{W}/\text{m}^2$)，在两种新陈代谢率下人体皆感觉舒适的室内环境才为热舒适环境，故满足严寒地区居民热舒适的冬季室内热环境参数为 t_a 为 $21 \sim 24^{\circ}\text{C}$ ， ϕ_a 为 $20\% \sim 80\%$ 。

由表 2-24 可见，当室内空气温度为 $16 \sim 20^{\circ}\text{C}$ 时，若 $M = 58.15\text{W}/\text{m}^2$ ，PPD 指标皆超过了 10% ，即人静坐时室内环境参数都不能达到人体热舒适性要求。其中最差的环境参数为 $t_a = 16^{\circ}\text{C}$ ， $\phi_a = 0$ ，此时 $PPD = 84.37\%$ 。当然， $\phi_a = 0$ 的情况几乎是不可能出现的，但是，在严寒地区冬季室内相对湿度一般都较低，即使相对湿度达到 50% ，所对应的 PPD 值仍高达 74.27% 。若 $M = 69.78\text{W}/\text{m}^2$ ，PPD 指标大多数也超过了 10% ，即人从事轻体力活动时室内环境参数大多数亦不能满足人体热舒适性要求；当环境参数为 $t_a = 16^{\circ}\text{C}$ 、 $\phi_a = 50\%$ 时，PPD 可达 35.26% 。

表 2-24 两种代谢率下的 PPD 值计算表^[39]

$\phi_a/\%$	$t_a/^{\circ}\text{C}$				
	16	17	18	19	20
0	84.37	73.57	60.57	47.52	34.95
	45.59	35.11	25.99	18.52	12.65
10	82.55	71.09	57.64	44.43	32.00
	43.46	33.04	24.11	16.91	11.31
20	80.63	68.54	54.69	41.39	29.18
	41.35	31.03	22.31	15.40	10.17
30	78.61	65.91	51.73	38.42	26.50
	39.28	29.09	20.59	13.99	9.15
40	76.48	63.23	48.79	35.54	23.96
	37.25	27.20	18.96	12.69	8.24
50	74.27	60.51	45.87	32.75	21.56
	35.26	25.39	17.42	11.49	7.44
60	71.97	57.75	43.00	30.06	19.33
	33.31	23.65	15.97	10.33	6.76
70	69.60	54.98	40.18	27.50	17.25
	31.42	21.98	14.60	9.35	6.19
80	67.16	52.21	37.42	25.05	15.33
	29.58	20.38	13.33	8.47	5.73
90	64.67	49.44	34.74	22.74	13.47
	27.80	18.86	12.16	7.69	5.40
100	62.14	46.70	32.15	20.56	11.91
	26.07	17.42	11.07	7.01	5.16

注：上行数字对应 $M = 58.15\text{W}/\text{m}^2$ ，下行数字对应 $M = 69.78\text{W}/\text{m}^2$ 。

上述结论是假设 $t_r = t_a$ 时得到的, 实际上严寒地区冬季外围护结构内表面的温度较低, 故 $t_r < t_a$, 且 t_r 随外围护结构、室外温度、人在房间所处位置的变化而变化。有人计算了人在普通房间 (具有一面外墙、一面外窗) 靠近外窗处从事轻体力活动 ($M = 69.78 \text{ W/m}^2$) 时的环境平均辐射温度 t_r 为 17°C , 所需的热舒适温度为 22°C 。当人在该房间的同位置静坐 ($M = 58.15 \text{ W/m}^2$) 时, 环境平均辐射温度仍为 17°C , 通过查 Fanger 的舒适线图可知热舒适温度 t_a 为 27°C , 即若考虑外围护结构内表面冷辐射对人体热舒适的影响, 为满足人体热舒适, 实际所需的室内空气温度应为 $22 \sim 27^\circ\text{C}$; 同理, 当室温为 $16 \sim 20^\circ\text{C}$ 时, 人们对热环境的不满意率 (PPD 值) 还应更高。

2.8.3 ASHRAE 舒适标准

1961 年 Nevins 指出热舒适温度标准从 1900 年的 $18 \sim 21^\circ\text{C}$ (干球温度) 平稳上升到 1960 年的 $24 \sim 26^\circ\text{C}$ 。舒适的有效温度 (ET) 从 1923 年的 18°C 上升到 1941 年的 20°C 。这种上升趋势可能是由于人们着装逐年变薄及生活方式、饮食习惯和热舒适期望值的改变引起的。ASHRAE Standard 55—1974 中热舒适温度范围是 $21.8 \sim 26.4^\circ\text{C}$; ASHRAE Standard 55—1981 中热舒适温度为 $22.2 \sim 25.6^\circ\text{C}$; ASHRAE Standard 55—1992 中冬季热舒适操作温度是 $20 \sim 23.5^\circ\text{C}$, 夏季是 $23 \sim 26^\circ\text{C}$; ASHRAE Standard 55—2002 中冬季热舒适操作温度是 $21 \sim 24^\circ\text{C}$, 夏季是 $24 \sim 27^\circ\text{C}$ 。由此可见, 近 20 年来, ASHRAE 标准中舒适温度范围变化不大。

2.8.4 讨论

从以上分析可见, 按欧洲普遍采用的国际标准 ISO Standard 7730 和美国目前使用的标准 ASHRAE Standard 55—2002, 满足人体热舒适的室内空气温度为 $21 \sim 24^\circ\text{C}$, 高于中国暖通设计规范中规定的室内计算温度 $16 \sim 20^\circ\text{C}$ 。在既强调建筑节能又提倡改善人居环境的今天, 究竟以哪个参数为基准呢? 作者的观点有如下几点。

① 热舒适温度平均值为 22°C , 室内计算温度平均值为 18°C , 两者之差为 4°C 。以哈尔滨市为例, 温度每降低 1°C , 可节约燃料 3.6%。采用规范中建议的室内计算温度 18°C , 比采用舒适温度 22°C 可节能 14.4%, 但 PPD 指标由 5.15% ($t_a = 22^\circ\text{C}$ 、 $\phi_a = 50\%$ 、 $M = 69.78 \text{ W/m}^2$) 提高到 45.87% ($t_a = 18^\circ\text{C}$ 、 $\phi_a = 50\%$ 、 $M = 58.15 \text{ W/m}^2$), 即这种建筑节能是以降低环境的热舒适性为代价的。这与当前正大力倡导的提高人居环境品质是极不相符的。

② 现行的《采暖通风与空气调节设计规范》GBJ 19—87 是于 1988 年颁布实施的, 与以前的标准《工业企业采暖通风和空气调节设计规范》TJ 19—75 中对室内计算温度的规定基本相同 (民用建筑主要房间室温宜为 $16 \sim 20^\circ\text{C}$), 说明近 20 多年来中国暖通设计规范中对“室内计算温度”一项基本未进行修正。由此可见, 中国至今尚缺少室内热环境的基础数据, 应加大该领域基础性研究的力度。随着中国人民生活水平的提高, 人们对居室热环境的要求也越来越高。现行暖通设计规范能否满足中国人民的热舒适性要求, 值得商榷。那么是否就该以欧美指标计算出的热舒适温度为基准呢?

③ PMV-PPD 指标是以欧美国家的青年人作为实验对象得出的预测室内热环境的评价指标, 对中国人未必适用, 原因如下。a. 中国人与欧洲人、美国人的饮食结构不同。欧洲人和美国人以蛋白质含量较高的肉蛋类为主, 而中国人的食物中碳水化合物含量较高,

故人体新陈代谢率不同。Tao 对中国留学生和美国大学生所做的对比实验已证明了美国人的新陈代谢率较高。b. 中国与欧洲、美国的地理位置不同, 气候迥异, 故建筑围护结构保温情况、人体着衣量皆不同。c. 中国人的生活习俗、文化背景与欧美等国家不同。d. 中国与欧美等发达国家的经济实力不同, 人民的生活水平、经济承受能力不同, 人们对热环境的生理适应性、心理期望值不同。中国是发展中国家, 目前的采暖、空调水平远低于欧美等发达国家的热舒适标准, 但人们已从生理上和心理上适应了当地的居住热环境, 这已得到了验证。欧洲人、美国人感觉热舒适的室内空气温度, 中国人可能会觉得偏高。因此, 当务之急是研究适于中国人生活水平、生活习惯的热舒适性指标。

④ 由于中国地域辽阔、气候类型多样, 应对不同地区的室内热环境分别进行研究。通过对严寒地区住宅室内热环境的调查、分析, 提出适于该地区居民生活水平、生活习惯的室内热环境热舒适标准, 为下一步制定或修改暖通设计规范提供理论依据。

随着生活水平的不断提高,人们对居住环境、办公环境的舒适性、美观性等要求越来越高,但随之而来,室内空气质量问题也日趋严重。大量新型建筑材料、装潢材料、新型涂料及黏结剂的采用,清洁剂、杀虫剂、除臭剂的广泛使用,使得室内空气中出现了成千上万种前所未有的挥发性化学污染物,如甲苯、甲醛、甲醇、三氯甲烷、三氯乙烯、苯及 NH_3 等,严重危害人体健康。

近20年来,应用空调系统的建筑越来越多。空调系统是为了给人们提供良好的室内空气环境,即一个为室内大多数人认可的舒适的热环境,同时也能够为室内人员提供新鲜宜人、激发活力并且不影响人体健康的高品质空气,以满足人体舒适和健康的需要。但空调系统在改善人们工作和生活环境的同时,却加剧了人类所面临的资源匮乏、环境污染和能源短缺等全球性问题。

1973年国际石油危机爆发后,为建筑节能,提高了建筑物的密闭性,相应地减少了空调新风量,但严重恶化了室内空气质量,并出现了多种与建筑有关的不适症状,称为病态建筑综合征(SBS)。

室内空气质量不佳不仅会使人们的身心健康和工作效率受到很大影响,同时也会引起病休和医疗费用增加等社会问题。

因此,人们越来越认识到解决室内空气质量问题的重要性与迫切性,室内空气质量问题已成为当前建筑环境领域内的一个研究热点。

本章将重点介绍目前国际上流行的室内空气质量标准和室内空气质量评价方法。

3.1 室内空气污染物来源及种类

83

3.1.1 室内空气污染物特性

半个世纪以来,人们终于认识到高品质的空气是室内人员健康的保障。涉及室内空气品质的健康问题的范围太大了,仅有一小部分污染物才被人们了解。而现代化的居室不断产生新的室内空气质量问题。相比之下,人类有效处理室内空气质量 and 解决病态建筑综合征的能力提高得太慢了。热环境可以靠人体调节作用去抵御,而对于室内长期低浓度污染,人类机体是没有抵御手段的,甚至对大部分污染物不具有感受能力。人们每天吸入10000L空气,同时不知不觉地、被动地、无奈地吸入这些污染物。人的健康受空气污染物损害往往要比冷、热、噪声等因素大得多。随着人们对环境要求的提高、自我保护意识的加强,对室内空气质量的要求也日益强烈。

室内空气污染物对人体健康的影响是很复杂的,一般具有以下几个特性。

(1) 影响范围大 室内空气污染不同于特定的工矿企业的环境污染,涉及的人群数量很大,几乎包括了整个年龄组。

(2) 接触时间长 人们在室内的时间超过了全天的80%,长期持续地暴露在室内空气污染的环境中,对人体的作用时间很长。

(3) 污染物浓度低 室内空气污染物一般不会超标,短期内人体不会有明显的表现。

(4) 污染物种类多 成千上万种空气污染物同时作用于人体,可发生复杂的作用,甚至可能是协同作用。

(5) 健康危害不清 这些低浓度室内空气污染的长期影响对人体作用机理及阈值计量

不清楚。

3.1.2 室内空气污染物的来源

室内空气污染物的来源主要有：人的活动、建筑材料及室内设施和室外大气污染。只有了解各种污染物的来源、产生和扩散机理以及进入室内的各种渠道，才能有针对性地采取有效措施。因此，掌握其各种来源是十分必要的。

3.1.2.1 室内人员的活动

人体呼吸过程中随呼气向空气中排放 CO_2 、水蒸气，使空气中的氧气含量降低。人们说话、咳嗽、打喷嚏时，随着唾液飞沫可以排出呼吸道黏膜表面的病原微生物；人的皮肤、衣物及卫生用品可散发出各种不良气体与碎屑；人活动时可以使地面、墙壁上的灰尘、微生物等散播到空气中。据调查，曾在人体的呼出气体中检测到三氯甲烷、乙醇、苯、四氯乙烯、乙苯等有毒气体，说明许多毒物可以经过呼气排泄到空气中，从而污染室内空气。此外，吸烟也会产生大量有害物质，污染室内空气。具体阐述如下。

(1) 二氧化碳 (CO_2) 人体在新陈代谢过程中吸入氧气，呼出二氧化碳。 CO_2 是人体产生的最多的污染物，约占人体呼出气体的 4%。人体呼出的 CO_2 量与吸入的氧气量的比值在 0.7~1 之间变化。因此，一个人的 CO_2 发生量与其新陈代谢率有关。一个成年人在安静状态下每小时呼出的 CO_2 约为 20L 左右，儿童约为成年人的一半。除 CO_2 外，人体呼出的气体中还含有很多其他的代谢废气和有害气体。

室内 CO_2 浓度的高低在相当程度上可以反映出室内有害气体的综合水平。由于人体所产生的 CO_2 量基本不变，且 CO_2 易于测量，因此常将其浓度作为室内通风量是否满足要求的一般指标。但近年来的研究表明，室内污染物还包括非人产生的污染物，这些污染物浓度较高时不仅使人感到不舒适，而且有些还直接影响到人体健康。因此，简单的以 CO_2 为指标的新风量控制标准有时难以满足人们对室内空气品质舒适性和健康性的要求。

(2) 一氧化碳 (CO) 室内最普遍的一氧化碳污染是人体自己引入的。吸烟者吸入的 CO 量肯定超过阈值。同时来自香烟的二次烟气，即两次喷烟之间香烟燃烧时所发出的烟气，其中所含的 CO 是室内 CO 的一个重要来源。

(3) 烟草的烟气 吸烟是室内吸烟人员造成的最普遍的室内空气污染。主要的影响当然还是吸烟者本人。在确定了吸烟和肺癌之间的关系之后，人们的注意力更多地转向了非吸烟者，即被动吸烟者。有的研究人员指出：在一定条件下，烟气对被动吸烟者的危害比吸烟者还大。吸烟者吸入的烟气通常称为主流烟气，而香烟燃烧发出的烟气称为二次烟气。表 3-1 列出了吸一支香烟产生的烟气中所包含的主要成分。可见，从香烟的烟气中可以向室内空气中释放大量的 CO、 CO_2 、 NO_x 等有害气体和丙烯醛、尼古丁以及多环芳烃等有害物。实际所产生的烟气量取决于烟草的种类、吸烟者吸入的烟量和空气的湿度。当空气的湿度较低时，香烟的发烟量和人体对烟气臭味的敏感性都有所增加。吸烟时还能放出大量的有机化合物。

同时香烟烟气更多的主观影响也是非常重要的，而且实际上是决定通风量最为敏感的因素。主要的影响是能见度差、令大多数人讨厌的气味和眼睛所受到的刺激。烟气对能见度的影响只发生在诸如体育馆之类需要较长视线的大空间中。臭味和刺激随所经受的时间的长短而具有不同的作用。嗅觉是可以适应的，因此人们察觉气味的能力随时间延长而减弱；另一方面，刺激造成的影响却随停留时间的增加而增强，一旦眼睛开始受到刺激，就

要把烟草烟雾视为最令人讨厌的影响了。

表 3-1 香烟烟气的典型组成成分

组 成 分	每支香烟的含量/mg		组 成 分	每支香烟的含量/mg	
	主流烟气	二次烟气		主流烟气	二次烟气
燃过的烟草	350	400	二氧化碳	60	80
全部颗粒	20	45	氧化氮	0.01	0.08
尼古丁	1	1.7	丙烯醛	0.08	—
一氧化碳	20	80	产生烟气的时间	20s	550s

(4) 气味 空气质量标准中一般采用污染物浓度阈值这一术语，但实际上人们往往根据室内气味的强烈程度来评价室内空气质量。在空调建筑中的人们会因为气味难闻而抱怨室内通风量不足。人们也常因为室内气味不好而开窗通风换气。但气味的强度既不易定量也不易测量。人的鼻子是极为灵敏的，即使某些物质的浓度低于最灵敏的仪器所能测量到的强度，人们仍能觉察出这些物质的存在。另一方面，对于气味强度的察觉不能只靠气味的浓度。因为人的嗅觉容易疲劳，嗅觉的觉察能力会随时间的推移而迅速下降。不同人对气味的敏感程度不同。一般女性比男性对气味更敏感，而且在整个月经周期女性对气味的敏感程度是变化的 (Moncrieff, 1967)。人们对气味的敏感程度随着环境温度的增高而降低，也随着湿度的增加而降低。

国外学者已进行了大量有关气味的描述与定量化的研究工作，1977 年美国 ASHRAE 协会对此进行了评述。早期的工作是在实验室研究中利用某个直接等级标度，从 (1) 限定的到 (5) 极强的 (Yaglou 等, 1936, 1937)。气味的可重复的标度可用于实际的建筑物中，其优点是其结果可在不同人之间进行比较。Berglund 和 Lindwall (1978) 给出了一种气味的校正指标 (master scale)，该指标是借助于 5 种吡啶浓度所确定的标度来测量气味的强度。使用这种标度需用很先进的仪器设备。

人体汗液蒸发、呼吸和体表的有机排泄物中微生物分解时发出的体臭、汗臭以及人体排泄的氨等也都是气味的发生源。洗得十分干净的人体也会散发出一种复杂的混合气味，当达到足够的浓度时，就会产生一种令人不愉快的气味。表 3-2 所示为 Yaglou 制定的臭气强度指标。该指标被许多国家所接受。

表 3-2 臭气强度指标

臭气强度指标	定 义	说 明	臭气强度指标	定 义	说 明
0	无	完全感觉不出	3	强	不快感
1/2	可感觉临界值	极微,经训练的人才嗅得出	4	很强	强烈的不快感
1	明确	一般人可感觉出,无不适感	5	极强	令人作呕
2	中	稍有不适			

Yaglou 等 (1935~1937 年) 的研究结果表明：人体所散发的气味量差别很大，而且与人们的卫生习惯有关。经常换衣服、洗澡的人，可以消除衣服上的异味和体臭。气味的强度与每个人所占的空间体积和通风量有着密切的关系。在经过一段长时间后，污染物的平衡浓度便与房间体积无关，而只与通风量和污染物的发生量有关。人体的气味是比较易变的，且随时间而衰减，在气味放出约 15min 后，气味强度即出现显著的降低。

有些人喜欢向室内洒香水,掩盖房间的臭味,但实际上并未消除污染源,反而又增加了新的污染,因为清洁的空气应该是无色、无味的。此外,室内烟草烟雾、厨房等都是气味的发生源。室内装饰物品、化妆品等也会产生令人不愉快的气味。

(5) 室内燃料燃烧或加热产物 燃料燃烧是室内空气污染的一个重要来源。燃烧产物依燃料的种类和燃烧条件而定。各种燃料、烟草、垃圾的燃烧产物以及烹调油烟,都是经过高温反应而产生的。如燃料、烟草等燃烧会产生 CO_2 、 SO_2 、 NO_x 等有害气体,以及多环芳烃等烃类和灰尘微粒。燃料不完全燃烧时会产生 CO 、甲醛。使用性能低劣的燃烧器具会产生大量的 CO 。

3.1.2.2 建筑材料及室内设施

除室内人的活动外,室内空气污染的来源还包括建筑材料、日化产品、家用电器等室内设施。

(1) 建筑材料 随着化学工业,特别是高分子化学工业的发展,建筑材料以及家具材料已发生了很大的变化。大量新化学物质引入建筑材料以及家具制作工艺,尤其是各种树脂、合成橡胶、塑料、矿物纤维及石棉等。

建筑材料如矿渣砖、瓦、水泥等可以释放出有害的放射核素、氡及其子体和其他衰变产物。氡是镭、钍等放射性元素的衰变产物。一般地下室氡的浓度高于地面上居室的浓度。有些建筑材料由于含镭量高,可使居室氡的浓度超过卫生标准。

一些新型建筑材料如胶合板、刨花板、各种塑料贴面等胶黏制品、绝缘、保温材料中,均可释放出甲醛。在一些预制标准件制造的活动房屋中,空气中的甲醛浓度可达 $3.55\text{mg}/\text{m}^3$ 。

建筑中广泛作为保温隔热、防火材料使用的石棉也是室内空气污染的来源之一。

(2) 日化产品 室内各种日化产品主要包括化妆品、空气消毒剂、杀虫剂等。由于各种化工产品的原材料中含有某些有害物质(如氡)或在生产过程中加入了某些挥发性有机化合物(如苯、甲醛),使得生产出来的成品中也含有这类物质。随着产品进入室内后,这些有害物质即可从化工产品中释放出来,污染室内空气。

(3) 家用电器和办公设备 一些家用电器和办公设备如电视机、微波炉、电磁炉、激光打印机等所带来的电磁波、静电干扰、紫外线辐射、噪声等会干扰室内环境。

(4) 暖通空调系统 暖通空调系统设计不合理会造成室内空气污染,如空调系统的温度、湿度参数设计不当、新风量不足、气流组织不合理而导致污染物在局部死角滞留、积累。暖通空调系统运行管理不善也会造成室内空气污染,如新风入口被污染、空气过滤器失效、空调系统冷却水中可能因军团菌存在而导致空气微生物污染等。

(5) 室内生物性污染 随着建筑物密闭程度的提高,室内通风变差,如果室内温度、湿度适宜,则极易滋生尘螨、真菌等微生物,并使生物性有机物(如生活污水、有机垃圾等)在微生物作用下产生多种有害气体,常见的有 CO_2 、 NH_3 、 H_2S 等。

3.1.2.3 室外大气污染

室外大气污染物主要来自工业废气、交通工具燃料废气、生活用燃料燃烧后产生的废气、生活有机垃圾以及其他有机物腐败产生的恶臭气体等。如锅炉燃烧产物中有大量的 SO_2 、 NO_x 、 CO_2 、 CO 、 H_2S 等有害气体;汽车排出的尾气中有 CO 、甲醛等污染物。目前,全世界每年约有 6 亿吨污染物排放到大气中,而且排放量还在逐年增加。大气中的污染物有一次污染物和二次污染物。前者是直接来源于污染源,如 SO_2 、 CO_2 、 CO 、 H_2S

等；后者则是由一次污染物在大气中与其他化学物质发生化学反应，或者在太阳辐射线作用下发生光化学反应而形成的新化合物，如 SO_3 、 NO_2 、 H_2SO_4 、 HNO_3 、醛、酮、过氧乙酰硝酸酯等。

近年来的大气污染物已经使大气中的臭氧层大量消耗，在北美、欧洲上空平流层臭氧含量已经下降了 3%，臭氧层出现了“空洞”；据估计今后臭氧将继续减少。太阳辐射中的许多短波射线会穿过大气层到达地面，对农作物、海洋生物以及人类必将产生深远影响。由于大气中的 CO_2 浓度不断升高，影响了地球吸收太阳辐射及向周围宇宙空间放散热量，即产生所谓的“温室效应”。从 1985 年至今，地球年平均气温已经上升了 $0.6 \sim 2.4^\circ\text{C}$ 。如果照这样发展下去，再过 50 年，全球气温将上升更多，这将对地球上的一切生物产生重大影响。

室外各种污染源排放的废气，对室内空气也有很大影响。尤其在夏季开窗季节，飘尘、有害气体以及其他有毒污染物均可通过门窗、孔隙或管道缝隙等途径进入室内。使室内的污染物浓度有时高于室外。有的建筑地基的地层中含有某些可逸出有害物质或挥发性有害物质，这些有害物可通过地基的缝隙逸入室内。如氡及其子体、某些农药、化工染料、汞等。质量不合格的生活用水中可能存在致病菌或化学污染物，如军团菌、苯、机油等，可随着水雾喷入室内空气中。此外，人为带进室内或从邻居家传来的污染物，也是外来污染之一。

3.1.3 室内空气污染物种类

室内空气污染物的种类很多，包括化学的、物理的和生物等的。广义上的污染物包括固体颗粒、微生物和有害气体。其中微生物多依附于固体颗粒或液滴传播，也可将污染物分为颗粒污染物和有害气体污染物，其中的颗粒污染物包括固体颗粒和微生物。

对于颗粒污染物，一次扬尘、二次扬尘是其产生的主要原因。目前人们主要采用避免扬尘、增强过滤、控制湿度等方式以及控制产生源等手段来避免这方面的污染。相对而言，气态污染物的研究要复杂得多。这方面的问题主要集中在两个方面：一是单个（或多种）污染物对人体的影响，二是污染物本身的产排特性。

目前人们普遍认为各种挥发性有机化合物（volatile organic compound, VOC）、甲醛、氨、二氧化碳等气体会对人体产生不良影响，但具体是何影响，许多方面还是未知。据测，室内的有害气体有 300 多种，将它们跟人体的不适感科学地结合起来是一项长期而艰巨的工作。另外，许多调查都显示，即使人们抱怨很频繁，但很多情况下并没有哪一种污染物单独超标。这是由于多种而不是单独某一种污染物的影响才导致了对室内空气质量的抱怨，但同时也使得人们对现有污染物浓度指标的科学性和全面性提出怀疑。

污染物的产排特性也是研究的一个难点和重点。建材、装饰材料会产生多少污染物、污染物间如何相互反应等问题是解决污染的关键。从传统上来讲，控制污染源是避免污染的最好方式，但对有害气体的污染控制很难采用这种方式。这就需要将污染物的产排特性弄清，以利于采用其他手段。

3.1.3.1 气体污染物

(1) 氡 (Rn) 室内的氡主要来自两方面。一是由于房屋的地基土壤内含有镭，一旦衰变成氡，即可通过地基或建筑物的缝隙、管道等处逸入室内；也可从下水道的破损处进入管内再逸入室内。二是从含镭的建筑材料中衰变而来。如石块、花岗岩、水泥等材料中

含有镭，一旦这些材料用于地基、墙壁、地面、屋顶等的建造，衰变出来的氡即可逸入室内。室内的氡若是来自地基土壤，则地下室和底层房间内的氡浓度总是高于层数高的房间，氡的浓度随层数的升高而降低。如果氡来自建筑材料，则与层高无关，而是靠近建筑材料处的氡浓度高，远离处氡浓度低，即氡浓度与建筑材料的距离有关。

影响氡的辐射强度的主要因素是建筑材料的辐射能力、所产生的氡扩散到室内空气中的比例、通风量以及氡的子体沉积在固体表面上的量。前两个因素决定了建筑材料中氡的释放量，后两项决定了氡在空气中的辐射能力。由于含氡的建筑材料是氡气的主要来源之一，因此，国外有关报道认为在建筑材料表面刷上涂料，能阻挡氡的逸出，使室内空气中的氡浓度降低，起到防护作用。

影响室内氡含量的因素除了污染源的释放量以外，室内密闭程度、空气交换率、大气压强高低、室内外温差等都是重要的影响因素。其中通风是影响室内氡含量的最重要的因素。在对不同地区和不同类型的 87 幢英国住宅进行现场调查后发现：由建筑结构发射到空气中的平均氡量为 $0.54\text{pCi}/(\text{L} \cdot \text{h})$ 。

氡的浓度用皮居里/升 (pCi/L) 表示， $1\text{pCi}/\text{L}=37\text{Bq}/\text{m}^3$ ， Bq 是放射性活度的法定计量单位贝可勒 (Becquerel) 的符号， 1Bq 等于放射性核在 1s 发生 1 次衰变，即 $1\text{Bq}=1\text{s}^{-1}$ 。氡子体浓度的常用单位是工作水平 (working level, WL)， $1\text{WL}=1.3 \times 10^5 \text{MeV}/\text{L}=2.08 \times 10^{-5} \text{J}/\text{m}^3$ ；此外还有工作水平月 (working level month, WLM)， 1WLM 相当于在 1WL 下暴露 1 个月 (170h)，则有： $1\text{J} \cdot \text{h}/\text{m}^3=282\text{WLM}$ ， $1\text{pCi}/\text{L}=0.25\text{WLM}/\text{年}$ 。与国际单位制并用的专用辐射量单位是雷姆，符号为 rem， $1\text{rem}=10^{-2} \text{J}/\text{kg}$ 。

(2) 甲醛 (HCHO) 甲醛是一种挥发性有机化合物，无色，具有强烈的刺激性气味。甲醛易溶于水、醇和醚。甲醛在常温下是气态，通常以水溶液形式出现。其 37% 的水溶液称为福尔马林，其沸点为 19°C ，故在室温时极易挥发。甲醛在空气中的年平均浓度大约是 $0.005 \sim 0.01 \text{mg}/\text{m}^3$ ，一般不超过 $0.03 \text{mg}/\text{m}^3$ 。

室内甲醛可来自室外的工业废气、汽车尾气、光化学烟雾等；室内来源主要有燃料和烟叶的不完全燃烧，以及建筑材料、装饰物品和生活用品等化工产品。

甲醛在工业上的用途主要是作为生产树脂的重要原料。这些树脂用作胶黏剂。各种人造板 (刨花板、纤维板、胶合板等) 中由于使用了胶黏剂，因而可含有甲醛。家具制作、墙面装饰和地面铺设都要使用胶黏剂。因此，凡是大量使用胶黏剂的环节，总会有甲醛释放。此外，某些化纤地毯、塑料地板砖、油漆涂料等也含有一定量的甲醛。

甲醛不仅大量存在于多种装饰物品中，也可来自建筑材料，如由脲醛树脂制成的泡沫树脂隔热材料。此外，甲醛还可来自化妆品、清洁剂、杀虫剂、消毒剂、防腐剂等多种化工轻工产品。

由于甲醛的室内来源很多，造成室内污染日益严重。20 世纪 70 年代以来，美国、荷兰、瑞典、丹麦等国均对此开展了大量调查研究。发现使用装饰物品的室内，甲醛浓度的峰值可达 $2.3 \text{mg}/\text{m}^3$ 以上。中国大型宾馆新装修后，其峰值可达 $0.85 \text{mg}/\text{m}^3$ 左右，使用一段时间后可降至 $0.08 \text{mg}/\text{m}^3$ 以下。一般住宅在新装修后的峰值约在 $0.2 \text{mg}/\text{m}^3$ 左右，个别可达 $0.87 \text{mg}/\text{m}^3$ ，使用一段时间后可降至 $0.04 \text{mg}/\text{m}^3$ 以下。甲醛在室内的浓度变化，主要与污染源的释放量和释放规律有关，也与使用期限、室内温度、湿度以及通风程度等因素有关。其中，温度和通风的影响最大，且随着温度的升高甲醛的挥发速度加快。

(3) 挥发性有机化合物 挥发性有机化合物 (VOC) 是指在室温下蒸气压大于

133.322Pa (1mmHg)，或在空气中的沸点低于 260℃的有机液体。根据沸点不同 VOC 可分为：易挥发性有机化合物，(very volatile organic compounds, VVOC)，其沸点为 50～100℃；挥发性有机化合物 (volatile organic compounds, VOC)，其沸点为 100～260℃；半挥发性有机化合物 (semi-volatile organic compounds, SVOC)，其沸点为 260～400℃；微粒有机物 (particulate organic matter, POM)，其沸点为 400℃以上。

室内的 VOC 是一类重要的空气污染物。室内 VOC 的数量可以多达数十种到上百种。由于它们种类多但浓度低，故一般总称为 VOC，并用总挥发性有机化合物 (total of volatile organic compounds, TVOC) 表示其总量。

挥发性有机物种类主要有：脂肪烃类、芳香烃类和氯化烃化合物；酮、醛、醇、多元醇类化合物；酯、酚、环氧类化合物；胺、腈类化合物；氯氟烃和含氢氯氟烃类等。

日常生活中常见的 VOC 有甲醛、甲醇、苯、甲苯、氯乙烯、丙酮、三氯甲烷和四氯化碳等。这类有机物广泛产生于石油化工、制药、印刷、制鞋、油漆涂料等行业；同时人们的日常生活中也随处可见，如家具与装修材料、油漆、汽车尾气、烹饪、取暖燃料的燃烧、吸烟产生的烟雾均是产生源。

室内的 VOC 主要来源于人们日常生活中所使用的各种化工产品、油漆、涂料、胶黏剂、阻燃剂、防水剂、防腐剂、防虫剂以及室内建材、装饰材料、家具等。几种典型的家庭用品和材料中 VOC 的释放量以及范围见表 3-3。

表 3-3 典型家庭用品和材料中 VOC 的释放量 μg/g

释放的化学物质	化 妆 品	除 臭 剂	胶 黏 剂	涂 料	纤 维 品	润 滑 剂	油 漆	胶 带
1,2-二氯乙烷	—	—	0.80	—	—	—	—	3.25
苯	—	—	0.90	0.60	—	0.20	0.90	0.69
四氯化碳	—	—	1.00	—	—	—	—	0.75
三氯甲烷	—	—	0.15	—	0.10	0.20	—	0.05
己基苯	—	—	—	—	—	—	527.80	0.20
1,8-萘二烯	—	0.40	—	—	—	—	—	—
甲基三氯甲烷	0.20	—	0.40	0.20	0.07	0.50	—	0.10
苯乙烯	1.10	0.15	0.17	5.20	—	12.54	33.50	0.10
四氯乙烯	0.70	—	0.60	—	0.30	0.10	—	0.08
三氯乙烯	1.9	—	0.30	0.09	0.03	0.10	—	0.09
样品数	5	9	98	22	30	23	4	66

(4) 气味 随着对室内空气品质要求的不断提高，目前已出现将微粒污染控制扩展到化学污染控制的趋势，即提出了所谓的“分子污染”。这不是指常规的工业污染，而特指低浓度污染。也就是说室内污染浓度一般不会超过权威机构制定的上限值，但是人们仍然可以普遍感受到。对于可感受的室内空气品质来说，分子污染主要涉及气味。分子污染引起的气味决定了所感受的空气新鲜度，影响了室内空气品质的可接受性。分子比微粒小 1000～10000 倍，它的物理和化学性质与微粒有很大的差异，分子污染通常以 10⁻⁹ 来计量。一个分子的质量很轻，几乎要比 1μm 的微粒轻 10¹⁰ 倍。这使得分子扩散速度的量级大大高于微粒，因此一个局部污染源会极快地污染整个空间。反之，为了控制局部污染，必须对付整个空间。这使得控制分子污染成为一个巨大的挑战。

住宅楼内的厨房、浴室、厕所等是分子污染——气味的主要发生源。人的生物散发

物,如 CO_2 、 CO 等,也是常规的分子污染源。直到现在,常采用 CO_2 敏感元件控制新风量。然而,在ASHRAE Standard 62—1999中明确指出: CO_2 仅仅是人的生物散发物的指标, CO_2 合格只说明人体发生的污染没有超标,而不能代表室内空气品质合格。现代化大楼最常见的分子污染是VOC。许多研究均证实,室内空气中VOC的浓度明显高于室外空气,甚至高于城市工业区或石化工业区。这说明在通常情况下VOC的污染主要来源于室内。如上所述各种家用化学品、建筑材料、装饰材料等,无疑是室内有机污染的重要来源,这也是近年来人们越来越关注的卫生问题。另一种分子污染是环境烟草烟雾,其发生量对室内人员的感受程度起决定性作用。在ASHRAE Standard 62—1989R中也明确表明:只要室内出现环境烟草烟雾,就不能达到可接受的室内空气品质。

3.1.3.2 悬浮颗粒物与微生物

(1) 悬浮颗粒物 空气中挟带的固体或液体颗粒称为悬浮颗粒物或气挟物。由于其粒径不同,大者可在短时间内沉降,小者可较长时间停留于空气中。其中直径小于 $10\mu\text{m}$ 者称为可吸入颗粒物。因其可吸入并停留于呼吸道中,故其对健康影响较大。公共场所及居室内的固体颗粒除由室外进入外,主要由人们在室内活动而产生,如行走尘、衣物灰尘及烟雾等,这些固体的颗粒物可吸附某些有害物质而进入人体产生危害。中国公共场所卫生标准中对旅店等行业规定的室内可吸入颗粒物的阈值为 $0.15\text{mg}/\text{m}^3$,商场为 $0.25\text{mg}/\text{m}^3$ 。

常用的可吸入颗粒物的检测方法有两种。一是大量采集空气样本后称重计量法。该方法由于采样时间长,仪器噪声大,在公共场所具体测定困难较多,不便普遍推广。另一种方法是使用粒子计数器,以粒子数多少来评价空气卫生质量的高低。当粒子数小于 100 个/ cm^3 时为清洁空气,粒子数大于 500 个/ cm^3 时为污染空气。

(2) 空气微生物 空气微生物亦称气挟微生物,大多附着于固体或液体的颗粒物上而悬浮于空气中,其中以咳嗽产生的飞沫等液体颗粒挟带的微生物最多。由于颗粒小、质量轻,在空气中滞留时间较长,故其对健康的影响最大。在呼吸道传染病流行时,影剧院、商场等公共场所尤为突出。在湿度大、通风不良、无日照的场所,空气中流感病毒可存活 4.5h ,而溶血性链球菌能存活数十日之久。

空气中微生物的存在及其危害,虽经现场采样检验和流行病学调查所确认,但定量监测在技术上仍有较多困难。在公共场所卫生监测中常以空气中细菌总数表征其清洁程度,目前国内仍多沿用平皿暴露沉降法采集空气细菌样本,其监测误差较大。近年来又有各种微生物采样器上市,其中以撞击式采样器为多见,监测精度有所提高。中国公共场所卫生标准中分别用上述两种方法对微生物的浓度标准做了规定。

由于季节不同,室内通风条件各异,一般情况下室内空气微生物也有差异,多为夏季少而冬季多,夜间少而白天多。在室内空气微生物监测时有下列问题值得重视。一是标准所列的两种监测方法的数值不可换算,也不能代替,两者之间无相关性。二是关于细菌总数的表示形式,有的文献用“个/ m^3 ”或“个/ m^2 ”表示,实际上现在通用的两种方法均系含菌颗粒在培养基上生成的菌落。一个颗粒可能含一个细菌,而更大可能是含有许多细菌,因此不应用“个”表示,而以“菌落”或“菌落形成单位(CFU)”表示更为确切。三是结果的判定方法,因为既然纳入了卫生标准,在实施监督时就要判定其是否合格,而微生物监测和实验误差较大,虽然标准中规定了上限值,而当稍微大于上限值时是否应判为不合格,需谨慎对待这个问题。

3.1.3.3 其他污染物

(1) 臭氧 (O_3) 臭氧是大气中正常存在的一种刺激性气体。在地球的上层大气圈中,受高强度的太阳紫外线作用在氧气上自然产生臭氧。人们的日常活动如汽车燃烧、电力产生等都会产生臭氧。此外一些家用电器如电视机、吹风机、刮胡刀、日光灯、负离子发生器等,办公设备如复印机、激光打印机等也会产生臭氧。

在较近地面处,因闪电产生的臭氧会使室外产生新鲜的空气味道。目前已有臭氧发生器等产品投放市场。

(2) 烹调油烟 烹调油烟是食用油加热后产生的油烟,也是一组混合性污染物,约有200余种成分。据分析,油烟的毒性与原油品种、加工精制技术、加热容器的材料种类和清洁程度、加热所用燃料种类等因素有关。

(3) 军团菌属 军团菌属 (*Legionella*) 是革兰阴性杆菌,需氧菌,其最适宜培养温度为 35°C , pH 值为 $6.9\sim 7.0$ 。这种菌在自然界的抵抗力较强,广泛存在于土壤、水体中,也可存在于贮水槽、输水管道等供水系统中以及冷却塔、各种存水容器中。空气加湿器的水槽和吸氧装置的洗气瓶,如果不经常更换新鲜的清洁水,也生长这类细菌。这种菌可通过淋浴喷头、各种喷雾设备等途径,随水雾喷入室内空气中。

(4) 尘螨 尘螨普遍存在于人类居住和工作的环境中。尘螨宜在空气不流通的地方生存,气流大易死亡。近年来,某些高级住所或宾馆客房,由于使用空调或不注意勤开门窗,室内湿度及气流较为适宜尘螨滋生,尤其在床褥和纯毛地毯下面,滋生最多。

3.2 空气污染物对人体健康的影响

91

3.2.1 室内空气污染物对人体健康的影响

人的一生有80%以上的时间是在室内渡过的,尤其是老、幼、弱、病者在室内活动的时间更长。近期的一些调查研究结果表明,室内空气污染程度高于室外。故室内空气污染与人体健康的关系更为直接和密切。据相关资料统计显示,人类有70%的病症与室内环境有关,中国每年有12万人死于室内污染,90%以上的幼儿白血病患者都是住进新装修房一年内患病的。

3.2.1.1 室内空气致癌物污染

建筑材料释放的氡、吸烟排放的烟雾、燃料不完全燃烧释放的苯并芘等,都与呼吸道的发病有关。具体阐述如下。

(1) 氡 氡是一种惰性放射性气体,由镭衰变而成。它易扩散,能溶于水和脂肪。在体温条件下,极易进入人体组织。

氡靠发射 α 粒子而衰变,其衰变产物统称为氡的子体。氡的子体也会发射 α 粒子。 α 粒子的射程很短,一般不会影响人体健康。但如果氡或其子体被人体所吸入,那么放出的 α 粒子就可能伤害肺膜,从而导致肺癌。由于氡是惰性放射性气体,大多数被人体吸入的氡气随后又被排出体外,故不会危害人体健康。但是,氡的子体是具有化学活性的带电离子。这些氡的子体会依附于空气中的灰尘粒子上,而被人体吸入后可能会沉积于肺部。因此,氡的子体对人体所造成的危害要大于氡本身所产生的危害性。

Jacobi (1976) 对铀矿工人死亡率的流行病学研究结果表明:长期在放射性气体下暴

露所导致每百万人中的肺癌病人为 200 例。因此认为氡是导致肺癌的主要诱因之一，其潜伏期约为 15~40 年。Cliff (1978) 研究发现住宅中的氡的浓度一般都超过最大允许浓度。有关专家认为除吸烟以外，氡比其他任何物质都更能引起肺癌。美国估计每年约有 2 万例肺癌患者是与室内氡的暴露有关。

(2) 吸烟的烟气 从香烟的烟气中可以向室内空气中释放大量的 CO 、 CO_2 、 NO_x 等有害气体和丙烯醛、尼古丁以及多环芳烃等有害物。其中的多环芳烃是造成肺癌的主要污染物。

3.2.1.2 甲醛

甲醛具有较高毒性，已经被世界卫生组织 (WHO) 确定为致癌和致畸形物质，是公认的变态反应源，也是潜在的强致突变物之一。

甲醛对人体健康的影响主要是刺激作用，如嗅觉异常、刺激眼和呼吸道黏膜、过敏，产生变态反应如肺功能异常、肝功能异常和免疫功能异常等。甲醛的嗅觉阈为 $0.06 \sim 1.2 \text{mg}/\text{m}^3$ ，眼和上呼吸道刺激阈为 $0.01 \sim 1.9 \text{mg}/\text{m}^3$ 。1978~1979 年对美国威斯康星州的 100 幢住宅的调查结果：甲醛浓度为 $0.131 \sim 4.93 \text{mg}/\text{m}^3$ 。在 261 名居民中，经常出现眼红、眼痒、流泪、咽喉干燥发痒等症状。离开该住宅后，多数人的症状能消退。

长期接触低剂量甲醛可引起慢性呼吸道疾病，引起鼻咽癌、结肠癌、脑瘤、月经紊乱、细胞核基因突变、DNA 单链内交连和 DNA 与蛋白质交连及抑制 DNA 损伤的修复、妊娠综合征、新生儿染色体异常、白血病、青少年记忆力和智力下降。在所有接触者中，儿童和孕妇对甲醛尤为敏感，危害也就更大。当室内空气中的甲醛浓度达到 $0.06 \sim 0.07 \text{mg}/\text{m}^3$ 时，儿童就会发生轻微气喘。当室内空气中甲醛含量为 $0.1 \text{mg}/\text{m}^3$ 时，就有异味和不适感；达到 $0.5 \text{mg}/\text{m}^3$ 时，可刺激眼睛，引起流泪；达到 $0.6 \text{mg}/\text{m}^3$ 时，可引起咽喉不适或疼痛；浓度更高时，可引起恶心呕吐，咳嗽胸闷，气喘甚至肺水肿；达到 $30 \text{mg}/\text{m}^3$ 时，会立即致人死亡。

3.2.1.3 挥发性有机化合物

随着经济的发展和人民生活水平的提高，工业排放的挥发性有机废气和室内装修及家具散发出的有毒有害废气量也快速增加，严重地污染空气和危害人们的身体健康。VOC 被视为继粉尘之后的第二类量大、面广的气体污染物。

虽然室内 VOC 各自的浓度一般较低，但多种微量 VOC 的共同作用却不可低估。VOC 长期处于低剂量释放，对人体危害很大。其毒性能引起中枢神经系统、呼吸系统、生殖系统、循环系统和免疫系统功能异常，损伤 DNA，有致癌、致畸、致突变作用，是引发人们患病态建筑综合征 (SBS) 和建筑关联症 (building related illness, BRI) 等疾病的主要原因。

影响室内空气品质的 VOC 主要是沸点为 $50 \sim 100^\circ\text{C}$ 的易挥发性有机化合物 (VVOC) 和沸点为 $100 \sim 260^\circ\text{C}$ 的挥发性有机化合物 (VOC)。

由于 VOC 种类很多，难以检测和分类，世界卫生组织 (WHO) 在 1987 年给出了一个室内总 VOC (TVOC) 的含量不能超过 $300 \mu\text{g}/\text{m}^3$ 的上限值；将出台的中国民用建筑工程室内环境指标 TVOC 为 $500 \mu\text{g}/\text{m}^3$ 。

甲苯、二甲苯蒸气主要经呼吸道进入体内，液体也可经皮肤侵入。人体吸入高浓度甲苯、二甲苯后有中枢神经系统麻醉作用，并对黏膜有刺激作用。其轻度中毒的临床表现：头晕、头痛、恶心、呕吐、胸闷、憋气、四肢无力、黏膜刺激、意识模糊等；重度中毒的临床表现：在轻度中毒的基础上，出现躁动、抽搐或昏迷。长期吸入甲苯或二甲苯

可出现不同程度的神经衰弱综合征，并可有黏膜、皮肤刺激及炎症。

有些苯的氨基和硝基化合物对皮肤有刺激或致敏作用，如对苯二胺、二硝基氯苯、对亚硝基二甲基苯胺等可引起接触性皮炎和过敏性皮炎。而氨基和硝基苯衍生物 α -萘胺、 β -萘胺、联苯胺等是目前公认的致癌物质。三硝基甲苯、二硝基酚等可引起中毒性白内障，毒物经血液进入晶状体后，使晶状体发生浑浊。如人体接触高浓度的三硝基甲苯，可有明显的肝部损害，重者会造成肝硬化，还会引发再生障碍性贫血。

3.2.1.4 一氧化碳 (CO)

一氧化碳 (CO) 是无色、无臭、无味、无刺激性但有毒的气体。一氧化碳被人体吸入后，经肺泡进入血液循环，与血液中的血红蛋白 (Hb) 和血液外的其他某些含铁蛋白质 (如肌红蛋白、二价铁的细胞色素等) 形成可逆的结合。由于 CO 与血红蛋白的亲合力比氧与血红蛋白的亲合力大 200~300 倍，故当人体内有 CO 存在时，CO 就排挤了氧与血红蛋白的结合，而形成碳氧血红蛋白 (COHb)。而且碳氧血红蛋白的离解比氧合血红蛋白 (HbO₂) 慢 3600 倍，碳氧血红蛋白的存在还影响到氧合血红蛋白的正常离解，阻碍氧的释放和传递，导致低氧血症和组织缺氧。

当人体吸入 CO 时，可引起 CO 中毒。CO 急性中毒的临床表现可以分为三级。轻度中毒：患者出现剧烈的头痛、头昏、四肢无力、恶心、呕吐，可出现轻度至中度意识障碍，但无昏迷，血液中碳氧血红蛋白的浓度可以达到 10% 以上。中度中毒：除有轻度中毒的症状外，还出现意识障碍，表现为浅至中度昏迷，血液中碳氧血红蛋白的浓度可高于 30%。重度中毒：迅速出现意识障碍，严重者处于深昏迷或去大脑皮层状态，可并发脑水肿、休克或严重的心肌损害、肺水肿、呼吸衰竭、上消化道出血、脑局部损害等，血液中碳氧血红蛋白的浓度可高于 50%。人体长期接触 CO 能否引起慢性中毒，至今尚有争议。据调查，接触者可有神经衰弱综合征和植物神经功能障碍，血清胆固醇、脂蛋白、葡萄糖增高以及心电图异常。此外，CO 还与动脉粥样硬化、心肌梗死、心绞痛等病关系密切。调查资料显示：室内 CO 污染水平与居民血液中碳氧血红蛋白 COHb 含量成正相关，COHb 增加可以促进心肌缺氧的发展。

人体对 CO 的敏感性是有差异的。在老年人与年轻人中，以及在具有慢性呼吸器官疾病的人中其相互差别是很大的。表 3-4 为在不同的 CO 浓度下暴露 8h 后所出现的症状，表中同时给出了碳氧血红蛋白。中国旅店业卫生标准中规定：1~5 星级饭店、宾馆的 CO 的阈值为 0.0005%。

表 3-4 在不同的 CO 浓度下暴露 8h 所受的影响

CO 浓度/%	碳氧血红蛋白/%	症 状
0.005	0~10	无症状
0.01	10~20	前额有紧绷感, 轻微头痛
0.02	20~30	头痛且太阳穴跳动
0.03	30~40	严重头痛、晕眩、呕吐及虚脱
0.2	80~90	1h 内死亡

3.2.1.5 二氧化碳 (CO₂)

CO₂ 在低浓度下是无毒的。正常情况下室外空气中 CO₂ 含量为 0.03%~0.04%。当环境中 CO₂ 浓度达到 0.07%，且体内排出的其他气体也相应达到一定浓度时，少数气味敏感者将有所感觉；当 CO₂ 浓度达到 0.1% 时，则有较多的人感到不舒适；当 CO₂ 浓度再

增加,达到1%左右时,人体呼吸的深度略有增加;当 CO_2 浓度增加到2%时,人体呼吸量已达到30%;当 CO_2 浓度增加到3%时,人体呼吸的深度已增加1倍;当 CO_2 浓度增加到3%~5%时,由于人体呼吸作用的加强而引起人体不舒适和严重的头痛。若在5%的浓度下停留30min,人体就会产生中毒症状,并引起精神抑郁。人在10%的浓度下呆几分钟即会失去知觉。如果持续在1%的低浓度下停留数日就会产生酸中毒。在正常情况下,美国工业卫生协会所推荐的阈值为0.5%。

3.2.1.6 氨(NH_3)

NH_3 在常温常压下是一种无色、有强烈刺激性气味的气体。 NH_3 溶于水后呈碱性,人体可感觉的最低浓度为 $3.7\text{mg}/\text{m}^3$ 。

冬季施工过程中在混凝土中添加氨水作为防冻剂,防冻剂中 NH_3 的释放期较长,对人体造成的危害较大。装饰材料中的添加剂和增白剂中的 NH_3 的释放期较短,对人体造成的危害较小。因此应该禁止使用氨作防冻剂。

NH_3 对皮肤组织、上呼吸道有腐蚀作用,使人流泪、咳嗽、呼吸困难,严重时可发生呼吸窘迫综合征; NH_3 通过三叉神经末梢反射作用引起心脏停搏和呼吸停止;通过肺泡进入血液,破坏血红蛋白的运氧功能。

3.2.1.7 病原微生物

病原微生物污染对呼吸道传染病的传播有重要意义。如流行性感冒、麻疹、流行性腮腺炎、百日咳、猩红热及肺结核等,均可经空气传播。

3.2.1.8 其他污染物

(1) 臭氧 在大气中产生臭氧层是有益处的。上层大气中的臭氧层可阻挡会引起晒伤及皮肤癌的紫外线。但是臭氧具有毒性。臭氧对眼睛黏膜和肺组织都具有刺激作用,能破坏肺的表面活性物质,并能引起肺水肿、哮喘等。

人们对臭氧的敏感性差异很大。一般的嗅知浓度为 $0.01\sim 0.02\text{mg}/\text{L}$ 。当臭氧浓度达到 $1\text{mg}/\text{L}$ 时,即可引起人们呼吸加速、胸闷等症状。当臭氧浓度达到 $2.5\sim 5.0\text{mg}/\text{L}$ 时,会引起脉搏加速、疲倦、头疼。停留1h以上会引起肺气肿,以致死亡。

国家规定作业场所臭氧浓度为 $0.2\text{mg}/\text{m}^3$ 。

(2) 军团菌属 人一旦吸入军团菌,轻者在体内产生血清学反应,重者则引起军团菌病,简称军团病。

(3) 尘螨 尘螨可引起哮喘、过敏性鼻炎和过敏性皮炎等。尘螨能在室温 $20\sim 30^\circ\text{C}$ 环境中生存,其适宜湿度为75%~85%。由于尘螨蛹在不良气候条件下易死亡,因此只要加强室内通风换气,经常清扫滋生场所,尘螨即能得到控制。

3.2.1.9 高频电磁场和微波

高频电流通过电路时,其周围伴随着频率相同的交变电磁场。电磁场能量以波的形式在空间向四周发射的过程称为电磁辐射。电磁辐射的波谱很宽,量子能量在12电子伏特(eV)时,可引起物质产生电离,称为电离辐射,如X射线、 γ 射线等;量子能量在12eV以下时,不足以引起物质产生电离,统称为非电离辐射,包括紫外线、可见光、激光、红外线和射频辐射(无线电波),见表3-5。高频电磁场与微波统称为射频辐射或无线电波。

高频电流周围发生的交变电磁场可相对地划分为两个作用带:近区场(感应场)和远

表 3-5 电磁辐射谱

辐射类型	频率/Hz	波长/m
电离辐射	73.0×10^{15}	1.0×10^{-7}
非电离辐射		
紫外线	$7.5\times10^{14}\sim3.5\times10^{15}$	$3.8\times10^{-7}\sim1.0\times10^{-7}$
可见光	$4.0\times10^{14}\sim7.5\times10^{14}$	$7.6\times10^{-7}\sim3.8\times10^{-7}$
红外线	$3.0\times10^{11}\sim4.0\times10^{14}$	$1.0\times10^{-3}\sim7.6\times10^{-7}$
射频辐射		
微波		
毫米波	$3.0\times10^{10}\sim3.0\times10^{11}$	$1.0\times10^{-2}\sim1.0\times10^{-3}$
厘米波	$3.0\times10^9\sim3.0\times10^{10}$	$1.0\times10^{-1}\sim1.0\times10^{-2}$
分米波	$3.0\times10^8\sim3.0\times10^9$	$1.0\sim1.0\times10^{-1}$
高频电磁场		
超短波	$3.0\times10^7\sim3.0\times10^8$	$10.0\sim1.0$
短波	$1.5\times10^6\sim3.0\times10^7$	$2\times10^2\sim10.0$
中波	$5\times10^5\sim1.5\times10^6$	$6\times10^2\sim2\times10^2$
长波	$1\times10^5\sim5\times10^5$	$3\times10^3\sim6\times10^2$

区场（辐射场），两者以波长的 1/6 为界。在感应场内对人体的影响是电磁场在起作用。在此区内，电场和磁场强度不一定成比例关系，因而应该分别测量电场强度（V/m）和磁场强度（A/m）。在感应场中电场强度与辐射源的立方成反比，磁场强度与辐射源的平方成反比。在辐射场内人体受辐射波能的影响。

通常将波长 1mm~1m 的电磁波称为微波，其强度以功率密度表示，单位为 mW/cm² 或 μW/cm²。

高频电磁场和微波的主要生物学作用是致热效应，可能还具有非致热效应，目前对其作用机制尚不十分清楚。一般其生物学活性随波长变短而递增，但在微波波段以厘米波对人体造成的危害最大。场强越大，作用时间越长，对机体的影响就越严重。脉冲波比连续波影响严重。辐射强度随着与辐射源的距离加大而显著递减。

在高频电磁场的作用下，主要临床表现为神经衰弱综合征：头昏、头痛、乏力、白天嗜睡或夜间失眠、多梦、记忆力减退等。常伴有植物神经系统功能紊乱症状：手足多汗、口干、心动过缓、血压下降等，以副交感神经反应占优势为其特点。但在大强度作用的后期，有时可出现心动过速、血压波动及偏高、脑血流图检查有两侧波幅不对称及脑血管扩张等症状。还可导致女性月经紊乱，但未见影响生育功能。

在微波作用下，神经衰弱综合征比高频电磁场的作用明显，甚至会导致急剧的智力衰退、脱发等。脑电图可见慢波显著增加、脑血流减少。心电图可见窄性心动徐缓或窄性心律不齐等。长期接触大强度微波辐射会加速晶状体正常老化的过程，甚至引发白内障。

可以采用屏蔽辐射源，如用铝铜等金属板或网包围辐射源，以吸收和反射电磁场能量；或者通过戴防护眼镜和帽、穿防护衣等措施进行个人防护。此外，通过远距离操作或采取医疗预防措施也可有效进行预防。

中国高频辐射卫生标准 GB 10437—89 规定，作业场所超高频辐射一天 8h 暴露的容许接触限值：连续波为 0.05mW/cm²（14V/m），脉冲波为 0.025mW/cm²（10V/m）。

微波辐射卫生标准 GB 10436—89 规定，作业场所微波辐射的容许接触限值：连续波，平均功率密度 50μW/cm²，日接触剂量 400μW·h/cm²；脉冲波非固定辐射，平均功率密度 50μW/cm²，日接触剂量 400μW·h/cm²；脉冲波固定辐射，平均功率密度 25μW/cm²，日接触剂量 200μW·h/cm²。

3.2.2 大气污染物对人体健康的影响

大气污染物可对人体健康直接产生危害。迄今为止,因大气污染而产生的公害事件已发生数十起。如1954年的伦敦烟雾事件,在短短的一周内造成上千人死亡,主要污染物为采暖煤烟与浓雾结合,烟尘达 $4.5\text{mg}/\text{m}^3$, SO_2 也严重超标,达 $3.8\text{mg}/\text{m}^3$;在1930年的马斯河谷烟雾事件中,因为含硫矿石冶炼厂、炼焦厂等排出的 SO_2 等有害气体蓄积在大气中,造成数千人上呼吸道感染;在美国洛杉矶(1943年)和日本东京(1964年和1970年)发生的光化学烟雾事件中,数千人得红眼病、喉咙痛、气喘、咳嗽及上呼吸道感染,主要原因就是汽车排出的大量废气在日光作用下形成光化学烟雾。流行病学调查显示,肺癌发病率及死亡率都与大气污染水平有关系。大城市居民肺癌发病率比中小城市高,城市肺癌发病率比农村高。上海、沈阳等大城市中居民肺癌死亡率与大气中飘尘和苯并芘的浓度呈密切相关。大气污染与肺癌的因果关系有必要深入研究。工业排放的“三苯”废气能引起肝脏损伤,晚期可发展为再生障碍性贫血,甚至发展成为白血病,而且影响胚胎的生长发育。另外,部分VOC易燃易爆,威胁企业的安全生产;部分VOC对大气臭氧层具有破坏作用,威胁人类的生存环境。

大气污染物可通过通风空调系统、门窗孔洞或缝隙自然渗透而进入室内,从而影响室内人员的身体健康。下面简述大气中几种常见污染物对人体健康的损害。

3.2.2.1 二氧化硫(SO_2)

SO_2 是一种具有刺激性、腐蚀性的气体。易溶于水,在潮湿或有雾的空气中,与水结合形成 H_2SO_3 ,继而氧化成 H_2SO_4 ,其刺激和腐蚀作用加强。当 SO_2 被吸入后,几乎全部被上呼吸道和支气管黏膜上的含水黏液所吸收并形成 H_2SO_3 ,所以 SO_2 主要作用于上呼吸道。 SO_2 刺激上呼吸道平滑肌内的末梢神经感受器而产生反射性收缩,使呼吸道管腔变窄,通气阻力增大,分泌物增多,甚至形成局部炎症或腐蚀性坏死。人体长期吸入浓度为 $10\text{mg}/\text{m}^3$ 的 SO_2 ,呼吸道的黏膜分泌功能和纤毛运动受到抑制,引起慢性支气管炎、慢性鼻炎;浓度为 $20\text{mg}/\text{m}^3$ 以上时,可引起眼结膜炎、急性支气管炎;浓度为 $100\text{mg}/\text{m}^3$ 时,每日吸入8h,可使肺组织受损;浓度为 $400\sim 500\text{mg}/\text{m}^3$ 时,可立即危及生命。亚硫酸气溶胶可进入肺的深部,引起慢性支气管炎、支气管哮喘和肺气肿,这些疾病统称为慢性呼吸道阻塞性疾病。

SO_2 与烟气共存时,可产生联合作用,其毒作用比 SO_2 单独存在时的危害作用大。 SO_2 吸附在含有三氯化铁等金属氧化物飘尘上,可被催化形成硫酸雾,其刺激作用比 SO_2 大10倍。吸附 SO_2 的飘尘被认为是一种变态反应原,能引起支气管哮喘,如日本的四日市哮喘病即为其例。 SO_2 与苯并芘联合作用时,可能对后者有促癌作用。

SO_2 进入大气中遇水溶解而形成 H_2SO_3 和 H_2SO_4 ,随雨水降落而成酸雨,可使水质酸化,导致湖泊的水生生态系统发生变化,影响浮游生物、鱼类的繁殖。酸雨还可危害大片森林、植被,使土壤酸化,农作物产量降低。酸雨还可腐蚀、石刻建筑物等,中国辽宁、北京、上海、重庆等地都曾出现过不同程度的酸雨。

中国卫生标准规定居住区大气中 SO_2 一次最高容许浓度为 $0.50\text{mg}/\text{m}^3$,日平均最高容许浓度为 $0.15\text{mg}/\text{m}^3$ 。

3.2.2.2 氮氧化物(NO_x)

氮氧化物是 NO 、 NO_2 、 N_2O_5 等的总称。煤油、重油燃烧时产生 NO , NO 在空气中

易被氧化为 NO_2 ，大气中的氮氧化物多以 NO_2 的形式存在。 NO 无刺激性，被氧化为 NO_2 后才产生刺激作用。 NO_2 的生物活性大，毒性为 NO 的 4~5 倍，急性吸入可引起肺水肿而致死；慢性毒作用可引起肺水肿。

氮氧化物主要作用于呼吸道深部细支气管及肺泡。因其在水中溶解度小，故对上呼吸道和眼睛黏膜的刺激作用较小。进入深部呼吸道的氮氧化物能缓慢地溶解于肺泡表面的液体中，逐渐形成亚硝酸和硝酸，对肺组织产生剧烈的刺激与腐蚀作用，使肺毛细血管通透性增加，导致肺水肿。亚硝酸根进入血液后，可引起高铁血红蛋白症和血管扩张，使组织缺氧，出现紫绀、呼吸困难、血压下降及中枢神经损害。中毒症状依氮氧化物的种类、浓度、暴露时间而不同。一般以 NO_2 为主时，以肺部损害明显；若以 NO 为主时，以中枢神经损害明显。 NO_2 与支气管哮喘的发病也有一定的关系，其慢性毒作用主要表现为神经衰弱症候群。

氮氧化物还可与烃类化合物在紫外线作用下发生光化学反应，形成光化学烟雾。经光化学反应形成的二次污染物，如 O_3 、甲醛、丙烯醛、过氧乙酰硝酸酯等光化学氧化剂。光化学烟雾对人体最突出的危害是刺激眼睛和上呼吸道黏膜，引起眼睛红肿和喉炎。甲醛又是一种带有刺激性的致敏物，能造成上呼吸道刺激及变态反应性疾病。臭氧对呼吸道以至肺泡都有刺激作用，可发生肺水肿；对眼睛黏膜也有轻度刺激作用。

中国卫生标准规定居住区大气中 NO_2 一次最高容许浓度为 $0.15\text{mg}/\text{m}^3$ 。

3.2.2.3 飘尘

飘尘即悬浮在空气中的颗粒物，飘尘的粒径小于 $10\mu\text{m}$ 能长时间悬浮于空气中，经呼吸道进入人体的颗粒物称为可吸入颗粒物 (inhalable particulates, IP)。不同粒径的可吸入尘粒滞留在呼吸道的部位也不同。大于 $5\mu\text{m}$ 的尘粒多滞留在上呼吸道；小于 $5\mu\text{m}$ 的尘粒多滞留在细支气管和肺泡。滞留在上呼吸道的粉尘对黏膜产生刺激和腐蚀作用，常发生慢性鼻咽炎、慢性支气管炎；滞留在细支气管和肺泡内的粉尘，可与 NO_2 协同作用，损伤肺泡和黏膜，引起支气管和肺部炎症。长期持续作用，可诱发慢性阻塞性肺部疾患，出现继发感染，可导致严重后果。

飘尘的成分复杂，可含有石棉、苯并芘等致癌性强的化合物，还可以含有许多金属氧化物，后者具有催化作用，能促进尘粒吸附的 SO_2 、氮氧化物等氧化成为硫酸雾或硝酸雾。据调查，飘尘浓度为 $100\mu\text{g}/\text{m}^3$ 时，儿童呼吸道感染率增加；随飘尘浓度的增加，呼吸道疾病死亡率也增高。飘尘有时也可能吸附病原体，传播呼吸道疾病。

中国卫生标准规定居住区大气中飘尘一次最高容许浓度为 $0.50\text{mg}/\text{m}^3$ ，日平均最高容许浓度为 $0.15\text{mg}/\text{m}^3$ 。

3.2.3 室内空气质量恶化在各类建筑中对人体健康的危害

3.2.3.1 居住建筑

东欧、西欧和日本都研究了居住建筑有害物的发生及其散发规律。他们多是选择公寓式住宅为研究对象进行测定分析。罗马尼亚在两种房屋中做了氡的对比测定，在单独的房屋中年平均浓度为 $45\sim 2000\text{Bq}/\text{m}^3$ ，在集体公寓年平均 $30\sim 240\text{Bq}/\text{m}^3$ ，浓度超过室外的 5~18 倍。日本分别在公寓中测定了甲醛和 VOC 的散发规律和浓度，在无人住的房子里甲醛浓度为 216×10^{-9} ，在有人住的房子里甲醛浓度是 118×10^{-9} （该值低是由于通风）。其值均高于世界卫生组织的规定。随着房屋使用年限的增加，散发浓度衰减，冬季浓度低

于夏季。TVOC (VOC 的总量) 测定综合值也高于世界卫生组织的规定。需要指出的是, 大部分公寓住房房间空气污染都是来自建筑本身围护结构、装饰材料和固定的全室地毯以及宠物, 后者的情况在比较发达国家的住宅中相当普遍。住宅对儿童过敏和哮喘的威胁很大。

国外住宅公寓中, 室内多铺有全室性地毯, 用胶黏剂将地板固定在贴地一侧的水泥上, 易于蓄积灰尘, 地毯下滋生尘螨, 能引发哮喘。此外, 国外多养宠物, 极易传播各类疾病。瑞典现已建议人们在室内不养宠物, 采用活动地毯等。目的就是为预防儿童患过敏症。

美国加州大学环境健康学科的 K. R. Smith 曾对包括中国在内的发展中国家的民居环境进行了调查分析, 认为世界上最大的空气污染是这些国家民居中采用木柴、薪柴和煤在灶坑和火炉中不完全燃烧发出的烟气, 其中所含一氧化碳、碳氢化合物、苯及可吸入颗粒物, 对健康影响巨大, 死亡率占全球 6%。美国环保局 (Environmental Protection Agency, EPA)、美国塔尔萨大学环境研究所 S. R. Shaughnessy 等人与中国卫生部合作在中国甘肃调查了 25 座窑洞建筑的室内空气品质, 从室内炊灶和火炕中散发的烟气中所含碳氢化合物、氢、苯以及丁二烯, 均是致癌物质, 其浓度可达 $10\text{mg}/\text{m}^3$, 相当于健康标准的 10~100 倍。在 9 个居室中可吸入颗粒物 PM_{10} (指粒径小于 $10\mu\text{m}$ 的微尘) 的浓度为 $1200\text{mg}/\text{m}^3$, 室外 PM_{10} 是 $177\text{mg}/\text{m}^3$ 。而美国环保局规定的 PM_{10} 年平均值为 $50\text{mg}/\text{m}^3$, 24h 平均值为 $150\text{mg}/\text{m}^3$ 。故认为中国不少的乡村区域存在肺癌危险。

3.2.3.2 学校

美国伯克利加州大学劳伦斯实验室、明尼苏达大学对学校室内空气品质对人体健康的影响进行了许多研究, 认为教室内新风量不足, CO_2 浓度值过高, 有的超过 0.25%。VOC、可吸入颗粒物和细菌也污染了室内空气。美国国家职业安全与卫生研究所 (National Institute for Occupational Safety and Health, NIOSH) 对上千所学校 (中、小学为主) 调查评估的 77 份报告中有 49 份列出了一个以上与病态建筑综合征有关的建筑因素, 其中主要是室内污染源问题、通风相关问题、建筑围护结构以及暖通空调系统疏于维护和管理问题, 造成 IAQ 的恶化, 导致普遍存在于学校的过敏和哮喘等症状。

过敏症患者在美国有 5000 万人, 哮喘患者有 3000 万人。在瑞典, 每 10 个在学儿童就有 4 个过敏患者。哮喘与过敏是紧密联系的, 美国人很多是在儿童时期就患哮喘, 在学校因慢性病请假者中, 哮喘为首位。瑞典报名参军人员中许多由于哮喘而被拒绝入伍或参军后又退伍。德国统一前, 原东德哮喘者远低于原西德, 而统一后二者拉平了。说明社会经济文化背景与此有关。

3.2.3.3 公共建筑

在公共建筑与办公建筑中, 普遍存在的症状是头痛、胸闷、神经衰弱与恶心, 特别是眼炎和鼻炎等。这些症状大部分起因于过敏。这类建筑中主要是围护结构表面装修材料和办公用具 (计算机、复印机等) 散发的 VOC 蒸气、 NO_x 和 CO_x , 甲醛与细菌以及可吸入颗粒物和其他悬浮微粒等污染了空气, 使室内的有机物浓度比室外高几倍。至于肺病、肺炎主要是由潮湿所引发, 这与建筑外壳漏水使室内受潮有关, 室内常处于相对湿度为 70% 以上时即可滋生细菌。此外空气处理设备湿表面或积水容器中也容易滋生细菌、真菌和生物污染物, 这些污染物是不易消散和稀释的, 致使室内污染程度有时可高出允许上限的 2~5 倍, 尽管室内空气中的污染物浓度一般较低, 但这些污染物种类很多, 人体长期与

这些污染物接触导致许多人患病。美国在 1994~1996 年间在 16 个城市中随机抽取了 41 幢公共或私人办公楼，进行了 VOC 的检测。在其有机化合物中有 50 种不同的物质，其中乙醇、丙酮和 2-丙烷 3 种最大平均浓度为 $79\text{mg}/\text{m}^3$ 、 $48\text{mg}/\text{m}^3$ 和 $30\text{mg}/\text{m}^3$ ，各自最大浓度为 $300\text{mg}/\text{m}^3$ 、 $240\text{mg}/\text{m}^3$ 和 $570\text{mg}/\text{m}^3$ 。日本在不同城市 8 幢办公楼中选取 16 个房间测量 VOC 的结果是：单项 VOC 值低于世界卫生组织（WHO）规定的 $300\text{mg}/\text{m}^3$ 。而综合值 TVOC 在很多情况下大于 $300\text{mg}/\text{m}^3$ 。发现在日间 14:00 和 19:00 出现最高值，可达 $800\text{mg}/\text{m}^3$ 和 $850\text{mg}/\text{m}^3$ ，而在夜间则在 $400\text{mg}/\text{m}^3$ 以下。节假日较平稳，在 $400\text{mg}/\text{m}^3$ 左右，说明有工作人员在内时也散发了有害物质。

3.3 室内空气质量与工作效率

据世界卫生组织（WHO）统计，在发展中国家，每天有 5000 人由于呼吸受污染的空气而死亡。而室内空气污染主要由于烹饪时没有良好的排风、进风，或者使用了木头和肥料作为燃料。

在发达地区，哮喘病正严重威胁着人们的身体健康，已成为主要的公共健康问题之一。在很多工业化国家，有 50% 的小学生受到哮喘和过敏症的侵扰，这一数字在过去的 20 年里增长了 1 倍。丹麦技术大学所做的最新调查表明这些症状与不良的室内空气质量有关，即与家庭内使用塑料材料所散发的邻苯二甲酸盐及室内通风不良有直接关系。

在办公室中，有 20%~60% 的人患有所谓的病态建筑综合征，表现为头疼、乏力和各种黏膜的刺激。即使满足通风标准，仍然有 10%~60% 的人认为室内空气质量不能接受。丹麦技术大学的研究表明较差的室内空气质量易引发病态建筑综合征，从而导致人们工作效率的降低。

3.3.1 哮喘和 IAQ

在工业化国家，哮喘和过敏症患者在过去的 20 年里增加了 1 倍。由此造成的医疗费用、病休等问题已成为当今公共健康的重大问题之一。在许多工业国家，近一半学生遭受了这些疾病的困扰，并因此而被迫缺课休假。

Fanger 教授领导的室内环境和能源国际研究中心的研究者们认为工业国家住宅室内空气品质的恶化是哮喘和过敏症的罪魁祸首。室内空气质量下降的部分原因是当今世界范围内的综合节能的趋势；另一部分原因是能源价格上涨，使得住宅建筑密闭性提高并且通风率减少，因此很多住宅建筑的换气率达到历史上的最低点。引起住宅室内空气质量恶化的其他因素是大量新的材料，尤其是大量聚合物的使用以及电子产品的日益普及，使得大量的污染物散发到室内。在孩子的房间里情况尤为严重，由于使用了塑料制品、地毯等材料后，孩子更易患过敏症与哮喘病。

室内环境和能源国际研究中心正领导着世界上最大规模的有关哮喘症与室内空气质量的关系研究。研究人员调查了斯堪的纳维亚（Scandinavian）地区的 11000 个儿童所在的 400 个家庭（包括患有哮喘病的儿童所在的 200 个家庭和健康儿童所在的 200 个家庭）的室内化学、物理、生物以及医学上的处理措施。这些建筑皆位于室外空气质量良好的区域，从而排除了室外环境的影响。研究结果表明，较低的通风率会极大地增加患过敏症的危险，孩子患过敏症与住宅室内平均换气次数的关系见图 3-1。其中每个柱形图代表约 90

个家庭。由图 3-1 可见，当通风率增加到 4 倍时，过敏症减少了一半。

哮喘病跟聚氯乙烯（孩子房间里的塑料制品）中散发的邻苯二甲酸盐有很大的关联。图 3-2 表示了哮喘病与邻苯二甲酸盐浓度的关系。可见，邻苯二甲酸盐浓度从 0.3mg/g 灰尘增加到 2.1mg/g 灰尘时，即邻苯二甲酸盐浓度增加到 7 倍，哮喘病的相对发病率增加到 3 倍。因此将家庭内的室内空气品质提高到 4~7 倍，会明显减少哮喘和过敏症的发病率。

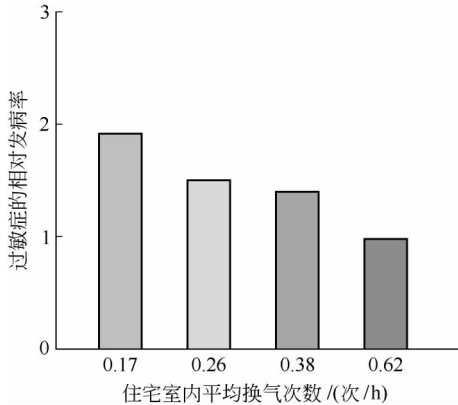


图 3-1 孩子患过敏症与住宅室内平均换气次数的关系^[42]

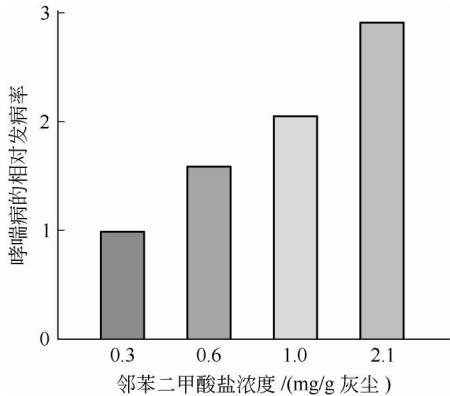


图 3-2 哮喘病与邻苯二甲酸盐浓度的关系^[42]

3.3.2 室内空气品质影响工作效率

最近一系列的研究结果表明，室内空气品质对办公室工作人员的工作效率有重要影响。其中一项研究是在现场实验室——一个控制良好的办公室内进行的，通过有无附加污染源来建立两种不同空气品质的室内环境。污染源为使用了一段时间的地毯，并且污染源对于受试者是不可见的，即采用了单盲法。这两种情况分别对应于欧洲室内环境设计指南规定的低污染建筑和非低污染建筑。

同一组受试者在模拟现场实验室两种空气品质环境中分别做了 4.5h 的打字工作，通风率皆为 10L/(s·人)，且其他环境因素均相同，测试发现无污染源时受试者的工作效率比有污染源时的工作效率提高了 6.5%，并且出错较少，病态建筑综合征症状也较少。图 3-3 为室内污染源与打字速度的关系。在瑞典所做的重复性实验研究的结果与该项研究结果是一致的。

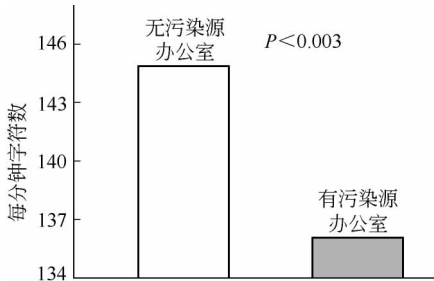


图 3-3 室内污染源与打字速度的关系^[42]

在丹麦的现场实验室内研究了具有同样污染源的 3 种不同通风率 [3L/(s·人)、10L/(s·人) 和 30L/(s·人)] 的情况下的工作效率。结果表明，随着通风率增加工作效

率明显提高。

上述研究包括 7 个实验条件和 90 名受试者，研究表明高品质的空气对提高工作效率有明显的正面影响。

在另一项单盲法研究中采用类似的方法，附加的空气污染源为使用了 3 个月的个人电脑（personal computers, PC）。有电脑时工作效率降低了 9%，同时人们对室内空气品质的不满意率增加了 2 倍。接着对使用阴极射线管（cathode-ray tube, CRT）显示器和液晶（thin-film transistor, TFT）显示器对工作效率的影响做了对比实验研究，结果与前面的类似，也证明了使用 TFT 显示器对室内空气污染较轻。

高品质的室内空气对工作效率的正面影响，最近在单盲法现场研究中得到了验证。

室内环境和能源国际研究中心的科学家们采用盲点法每天在模拟现场环境的实验室中改变室内空气品质，受试者从事典型的办公工作。接着，在真实的现场——话务中心，每周改变室内空气品质，话务中心的研究中工作效率可以精确地测量。其中一个现场实验是将使用了 6 个月的旧过滤器更换为新过滤器，研究使用新旧两种过滤器接线员的工作效率。图 3-4 为平均谈话时间与新旧过滤器的关系。可见，采用新过滤器后，平均谈话时间缩短了 9%，工作效率明显提高。另一个现场实验是采用新过滤器后，将通风量从 $2.5\text{L}/(\text{s} \cdot \text{人})$ 提高到 $25\text{L}/(\text{s} \cdot \text{人})$ ，研究不同通风量下接线员的工作效率。图 3-5 为平均谈话时间与通风量的关系。可见，通风量提高 10 倍后，平均谈话时间缩短了 6%。此外又对提高通风量但都采用旧过滤器的情况做了对比研究，结果表明此时提高通风量，对提高工作效率影响不明显，这说明暖通空调系统中过滤器是严重的污染源。在新加坡所做的重复性实验研究结果与此项研究结果类似。

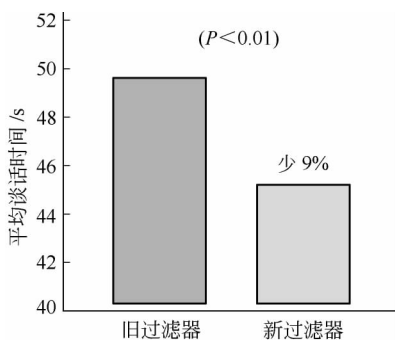


图 3-4 平均谈话时间与
新旧过滤器的关系

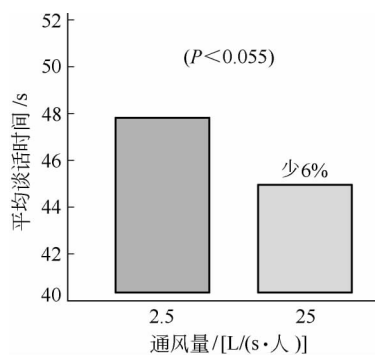


图 3-5 平均谈话时间
与通风量的关系

图 3-6 为打字速度与室外新风量的关系。由此可见，提高新风量可以提高打字速度。图 3-7 为工作效率与通风量的关系曲线。这种工作效率的增加应与调节室内环境的成本相比较，在发达国家的办公楼中，这一成本一般不到人工成本的 1%。因此，这应该是改善室内空气品质强有力的经济动机。

上述单盲法研究结果表明，改善的室内空气质量可以明显提高工作效率。在许多现有的办公建筑中将室内空气质量提高到 5 倍，工作效率约提高 5%~10%。

对学校的研究表明，将通风量从 $5\text{L}/(\text{s} \cdot \text{人})$ 提高到 $10\text{L}/(\text{s} \cdot \text{人})$ ，即室内空气质量提高到 2 倍，学习效率提高了 15%。

Fisk 和 Rosenfeld 在文献资料调查的基础上曾估计了在美国因不良室内空气质量引起

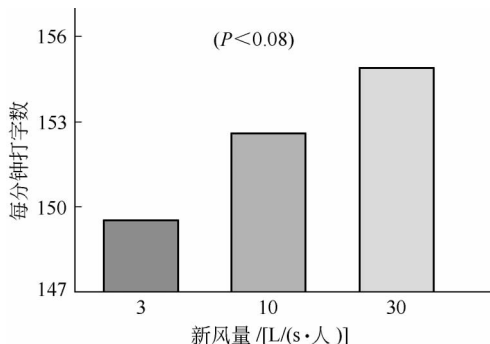
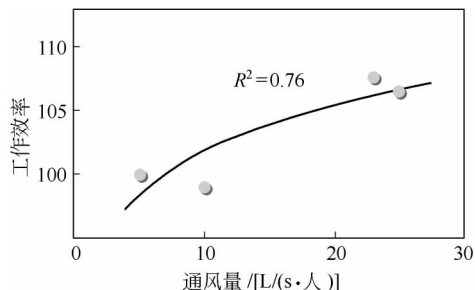


图 3-6 打字速度与室外新风量的关系

图 3-7 工作效率与通风量的关系曲线^[42]

的疾病、病休和无效生产而造成的经济损失，Seppnen 对北欧做了类似的估计。这两项研究的结论都是所估计的经济损失高于运行暖通空调（HVAC）系统的成本。不良室内空气质量对生产率的负面影响资料是新的，而热不舒适度对生产率的负面影响现在有了更多的数据。如 Wyon 对热不舒适和生产率的关系做了深入的研究。

通过实验室和现场的对比实验，研究者发现高品质的室内空气质量会极大提高人们的工作效率并能减少病态建筑综合征的产生。采用现行最低标准的规定而建立的室内空气中，人们的工作效率会降低大约 5%~10%，这样的损失应包括在今后的建筑全生命周期分析中。由于工作效率的降低所造成的损失大大超过了商业建筑运行的其他费用。研究表明为保证较高的室内空气质量所需的投资比采用现行最低标准拥有较高的回收率，而且不需要额外消耗更多的能源。

3.4 室内空气质量评价

室内空气质量评价是人们认识室内环境的一种科学方法，是随着人们对室内环境重要性认识的不断加深而提出的新概念。由于室内空气质量涉及多学科的知识，它的评价应由建筑技术、建筑设备工程、医学、环境监测、卫生学、社会心理学等多学科的研究人员来共同完成。当前，室内空气质量评价一般采用量化监测和主观调查相结合的方法进行。其中，量化监测是指直接测量室内污染物浓度来客观了解、评价室内空气质量，称为客观评价。而主观评价是指利用人的感觉器官进行描述与评判工作。即采用数量化的手段对室内环境诸要素进行分析，综合主、客观评价对空气质量进行定量的描述。人类要确定室内空气对生存和发展的适宜性，就必须进行室内空气质量的评价。

室内空气质量评价的目的在于：①掌握室内空气质量状况，以预测室内空气质量的变化趋势；②评价室内空气污染对人体健康的影响以及室内人员的接受程度，为制定室内空气质量标准提供依据；③了解污染源（如建材、涂料）与室内空气质量状况的关系，为建筑设计、卫生防疫和控制污染提供依据。

如何评价长期低浓度污染一直是困惑人们的大问题。首先是定性问题，所谓定性是确定污染物的特性，或者说是对人体损伤、损坏或干扰的特性。可分为短期性和长期性。短期性后果比较容易观察，因此定性也比较容易。长期性损坏的定性就困难得多，尤其像对人这样复杂的生物系统来说，由于太多的因素在系统中不断地运转，很难明确地把因果关系分离出来。长期性后果有时很难判定是干扰、损坏或损伤。吸烟就是一个非常典型的例

子。吸烟对人体的作用似乎很明显，但是科学家们经过几代人的研究努力，现在只把其中的部分影响总结出来。有些干扰性污染物，从毒性来讲似乎对人没有损坏能力。污染物对人的干扰（如敏感、反感、烦恼和厌恶等）往往会在人的心理上和精神上造成影响，导致植物神经紊乱、免疫功能减退，甚至引起病理反应，在实质上造成的损坏很难估计。

例如，臭气与香味对人的嗅觉是相同的，长期作用同样会使人的呼吸道黏膜表面黏液分泌增加，黏液层变厚、变稠，使纤毛运动受阻，甚至纤毛部分消失。从而导致呼吸道抵抗力减弱，诱发呼吸道各种炎症。另一方面气味的心理效应是很强的，对人的情绪、感觉（喜恶）、表现（行为）、（注意）集中力及鉴赏力都有很大影响。气味会引起人们反感、震惊、头痛、头发脱落甚至发生神经症。臭味并不一定对人有害，人的鼻子太灵敏了，如果在每 10^{12} 个空气分子中加入一个香草精分子，人就可以闻到气味。人一闻到臭味就会想方设法去避免它，造成的损伤机遇小。而由于人们对香味的好感，不断地接触并加大其浓度，随着对气味的适应，造成浓度不断加大的趋势已持续了几代人，国外已有关于香水对人体嗅觉系统损伤的报道。

所谓定量是确定相应的污染物浓度，对于长期低浓度的污染，如果只局限于人们健康上的影响就很难定量。有人曾对数栋楼进行过测定，尽管室内人员抱怨频繁，室内污染物几乎没有一个超标的。因此有必要确定一种新概念，加大主观评价的力度，即所谓的社会认可度。既然室内污染物远远低于健康上的要求，而应该同时采用主观评价和客观评价两种方法对典型室内空气品质进行评价。主观评价的重复能力并非必然低于生理反应的重复能力。在许多情况下，特别是涉及建筑内部环境时，主观反应往往较某些客观的评价更具有重要意义。因此，主观评价规范化、标准化是目前最迫切的任务。由此得到社会认可程度（由主观评价得出）来确定相应的污染物浓度（由客观评价得出）更为合理。这是国外采用的较为先进的评价方法。

为了描述和定量分析上述污染物对室内空气的污染程度，制定有关污染物允许浓度指标是十分必要的。这些指标也是客观评价室内空气质量的主要依据。

3.4.1 室内空气质量客观评价

客观评价就是直接用室内污染物指标来评价室内空气质量，即选择具有代表性的污染物作为评价指标，全面、公正地反映室内空气质量状况。由于各国的国情不同，室内污染特点不一样。人种、文化传统与民族特性的不同，造成对室内环境的反应和接受程度上的差异，选取的评价指标理应有所不同。此外，还要求这些作为评价指标的污染物长期存在且稳定，容易测到，且测试成本低廉。

一般国际上通常选用 CO_2 、CO、甲醛、可吸入颗粒物、 NO_x 、 SO_2 、室内细菌总数、温度、相对湿度、风速、照度以及噪声共 12 个指标来定量地反映室内环境质量。这些指标可根据具体对象适当增减。客观评价还需要测定背景指标，这是为了排除热环境、视觉环境、听觉环境以及人体工作活动环境因素的干扰。

CO_2 在以人作为主要污染物的场合中可以作为评价指标，也可作为反映室内通风情况的评价指标。甲醛浓度是评价建筑材料挥发性有机化合物（VOC）对室内空气污染的主要指标。另外因室内细菌总数也反映了室内人员密度、活动强度和通风状况，故室内细菌总数也作为室内空气细菌学的评价指标。

3.4.1.1 室内空气污染物的检测评价方法

首先对室内空气污染物进行采样,采样目的主要是能准确检测出室内空气污染物的种类和浓度,因为室内空气污染物具有种类繁多、组成复杂、浓度低、受环境条件影响变化大等特点。目前能直接测定污染物浓度的专用仪器较少,大多数污染物需要将空气样品收集起来,再用一定的分析方法测定其污染物浓度,然后分析这些污染物浓度与室内空气品质的相关性。各个室内空气品质的指标的具体测定方法参见《室内空气质量标准》GB/T 18883—2002。其次,污染物浓度检测出来以后,对照《室内空气质量标准》,做出检测报告,得出室内环境是否达标的结论。这种方法直观,从检测报告中可以看出室内污染物的分布情况和超标倍数。

3.4.1.2 模糊评价方法

室内空气品质“好”与“坏”是一个模糊概念,因此室内空气品质等级的划分界限是模糊的。采用模糊数学方法研究室内空气品质问题,可以根据室内空气品质隶属于不同等级程度的大小,即隶属度确定室内空气品质的优劣。一般是将影响室内空气品质的主要指标定为下面7种:CO₂、CO、可吸入颗粒物、菌落数、甲醛、NO₂、SO₂。室内空气品质的模糊评价就是利用模糊数学的处理方法,综合考虑影响对象总体性能的各个指标,通过引入隶属函数,同时考虑各指标在影响对象中的重要程度,即权重系数,经过模糊变换得到每一个被评价对象的隶属度,从而判定室内空气品质的优劣。模糊评价方法需要建立各因素对每一级别的隶属函数,过程较繁。而且复合过程的基本运算规则是取最小值和取最大值,强调了权值的作用,丢失的信息较多,突出了严重污染物的影响,但忽视了各种污染因子的综合效应。可以采用第2.4.6章节中的第I型模糊算子对,考虑各影响因素的综合作用。

3.4.1.3 灰色理论评价方法

灰色系统理论是20世纪80年代初由中国学者邓聚龙教授创立的一门系统科学新学科。它以“部分信息已知,部分信息未知”的小样本,“贫信息”不确定性系统为研究对象,主要通过对部分已知信息的生成、开发,提取有价值的信息,实现对系统规律的正确描述和有效控制。根据灰色系统理论,可用时间序列来表示系统行为特征量和各影响因素的发展。灰色系统理论中的灰色关联分析的基本思想是根据序列曲线的相似程度来判断其联系是否紧密,曲线越接近,形状越相似,相应序列之间的关联就越大,反之就越小。序列曲线的相似程度用灰色关联度来衡量。

灰色关联分析方法简单方便,实测得到的所有数据对评价结果均有影响,充分利用了获得的信息。根据灰色关联矩阵提供的丰富信息,不仅可确定样本的级别,而且能反映处于同一级别样本之间空气品质的差异,评价结果直观可靠。但是这种方法没有与人体对室内空气品质的主观感受相联系,不够全面。

3.4.1.4 暖体假人评价方法

从已有的大量研究中发现,通风气流、体表对流气流以及呼出气流之间的相互关系对人体热舒适性以及可接受的室内空气品质有很大影响。国外有专家用会呼吸的暖体假人(见第2章)对室内空气品质进行评价,这种方法是通过模拟人的呼吸系统,并用一些仪器对人体所感知、所呼吸的空气品质进行综合评价。这种人体模型由16个部分组成,其中,人工肺由4个系统组成:空气传输系统、空气加湿系统、示踪气体系统以及控制呼出

空气温度系统。

4 个系统的构造如图 3-8 所示, 空气传输系统模拟人体肺部的通风 (约为 13L/min), 由两个泵和两个阀组成, 从而控制呼吸量, 并通过两个相连的数字计时器控制肺的呼吸频率。空气加湿系统则由一个小型泵和一个加湿器组成, 泵驱使水经过加湿器并得以加热蒸发。接着, 热湿空气经过示踪气体系统并与示踪气体混合, 压力阀和流量控制器将瓶中的示踪气体释放。在呼吸过程中, 人体产生 CO_2 气体, 该气体量取决于人体质量和活动程度。

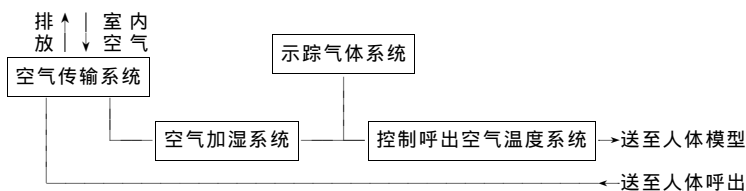


图 3-8 人工肺功能示意^[44]

在实验中, 采用了 CO_2 和 NO_2 的混合气体, 两种气体的密度相同, 相互间不发生化学反应, 比例为 9 : 1。该混合物浓度与静坐的人排放的气体中 CO_2 浓度相同。最后这种混合气体通过人工肺与暖体假人相连的柔性管排向室内。这种暖体假人评价方法成本和技术水平较高, 模拟条件要求苛刻, 在国内一般很难实现, 适用性差。

3.4.1.5 其他客观评价方法

应用计算流体动力学 (CFD) 对室内空气质量进行评价是利用室内空气流动的质量、动量和能量守恒原理, 采用合适的揣测模型, 给出适当的边界条件和初始条件, 用 CFD 方法求出室内各点的气流速度、温度和相对湿度; 并根据室内各点的发热量及壁面处的边界条件, 考虑墙面间的相互辐射以及空气间的对流换热, 得到室内各点的辐射温度, 综合人体的着衣量和活动量, 求得室内各点的热舒适指标 PMV。同时利用室内空气的流动形式和扩散特性, 得到室内各点的空气年龄, 从而判断送风到达室内各点的时间长短, 评估室内空气的新鲜度。这种方法要求具有很高的技术水平以及计算机能力。

有学者认为用“大气质量评价法”更为合理, 大气质量评价法即对大量的测试数据首先进行统计分析, 求得有代表性的统计值, 然后对照客观评价准则, 做出室内空气质量的评价。该评价方法包括以下几个指数。

(1) 算术叠加指数 P

$$P = \sum \frac{C_i}{S_i} \quad (3-1)$$

式中 P ——各污染物分指数的叠加值;

C_i ——各污染物浓度;

S_i ——污染物标准上限值。

(2) 算术平均指数 Q

$$Q = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{C_i}{S_i} \quad (3-2)$$

式中 Q ——各污染物分指数的算术平均值;

n ——污染物种类。

(3) 综合指数 I

$$I = \sqrt{\left(\max\left|\frac{C_1}{S_1}, \frac{C_2}{S_2}, \dots, \frac{C_n}{S_n}\right|\right)\left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{C_i}{S_i}\right)}$$

(3-3)

式中 I——兼顾污染物最高分指数和平均分指数。

以上各分指数可以较为全面地反映出室内的平均污染水平和各种污染物之间的污染程度上的差异，并可由此确定室内空气中的主要污染物。三项指数能够明确地反映出各个建筑物之间的差异。

其次是室内空气品质等级评价问题，这要与人体健康受环境污染影响的程度相联系，并考虑到不同等级的环境质量引起的环境效应（主要考虑主观评价）。中国将环境质量分为五级，等级划分基准见表 3-6。

表 3-6 环境质量分级基准

分 级	特 点
清洁	适宜于人类生活
未污染	各环境要素的污染物均不超标,人类生活正常
轻污染	至少有一个环境要素的污染物超标,除了敏感者外,一般不会发生急慢性中毒
中污染	一般有 2~3 个环境要素的污染物超标,人群健康明显受害,敏感者受害严重
重污染	一般有 3~4 个环境要素的污染物超标,人群健康受害严重,敏感者可能死亡

由于室内环境中的污染物浓度很低，短期内对人体健康不会有明显作用，因此可以根据环境质量综合指数，将室内空气品质分为五级，见表 3-7。即认为分指数及综合指数在 0.5 以下是清洁环境，可获得室内人员最大的接受率。如达到 1 可认为是轻污染，达到 2 以上则判为重污染。由此可判断出室内空气品质的等级。

表 3-7 室内空气品质的等级

综合指数	室内空气品质的等级	等级评语	综合指数	室内空气品质的等级	等级评语
≤0.49	I	清洁	1.50~1.99	IV	中污染
0.50~0.99	II	未污染	≥2.00	V	重污染
1.00~1.49	III	轻污染			

3.4.2 室内空气品质主观评价

仅凭对室内空气品质的客观评价还不能全面、公正地反映室内空气品质的状况，因为人的个体间的差异，即使在相同的室内环境中，人们也会因所处的精神状态、工作压力、性别等因素不同而产生不同的反应。因此，还需结合主观评价。此外，有些污染物浓度目前还不能用客观评价确定其是否可接受，只能靠主观评价其可接受性。

主观评价主要是通过对室内人员的询问及问卷调查得到的，即利用人体的感觉器官对环境进行描述与评判工作。现代化建筑内的设施以及全空调的环境，室内人员常并未真正意识到室内空气品质有问题，也未觉察到自己会接触到室内空气中的有害物，更不会认识到对健康的不利影响。因此要了解环境污染物在低浓度下长期对人群的影响，需对有关人群进行早期检测，这些主要靠主观评价。长期以来人们就利用自身的感觉器官进行评价和判别工作。一般都依靠器官敏感及经验丰富的专家，如 Fanger 教授就是采用这种方法。

这种方法的弊病是：①担任评价人员的专家往往不易召集；②由于专家人数少，如果评价结果差异太大，难以得到较为公正的统计结果；③人的感觉状态和环境条件的变化经常影响感官分析的结果；④人具有感情倾向和利益冲突，会使评价结果出现倾向性；⑤专家对空气品

质的评价与普通室内人员有差异；⑥专家的选择与培养以及评价的组织耗时长、费用大。

主观评价主要有两方面的工作，一是表达对环境因素的感觉，二是表达环境对人体健康的影响。室内人员对室内环境接受的程度属于评判性评价，对室内空气品质感受的程度则属于描述性评价。

主观调查可分为对室内人员的“定群”调查和对外来人员的“对比”调查。由于人的个体之间的差别以及人体对环境的生理适应性，室内人员和外来人员的主观评价会有所不同，但依据科学制定的主观评价标准格式对室内空气品质进行定量的描述，并进行数理统计与分析，能合理有效地纠正误差带来的影响，并在一定程度上反映室内环境的现状。

感觉刺激的影响能根据自我感觉症状和不适感的程度而定。自我感觉的表达是很模糊的，为防止人员采用各自的评价基准和尺度而引起一些不必要的误差，需要一定的训练。对伴随着的不同反应程度进行分级评估，则比较确定。因此，在实践中，有必要为受试者制定一种用数值表示不同反应程度的标准。

一般人能够不混淆地处理的感觉量级不超过 7 个，所以主观评价的等级标度往往根据不同的对象分为 5 个或 7 个。如评价室内热环境常采用 7 级标度，评价室内空气品质常采用 5 级标度。一般采用等级均分法（method of graded dichotomies），这将易于检验，有可能仅用内在的数据来验证某个等级标度并得出各个等级的心理学宽度。在心理学测试中，可靠性十分重要。它是指一个测验在相同的情况下产生同样答案的可信程度。

一般采用问卷调查的方法。问卷调查中关于主观评价的内容一般包括以下几点：①职业状况，如工作满意程度、工作压力、工作环境等；②病态建筑综合征状况，如困倦、头痛、眼睛发红、流鼻涕、嗓子疼、恶心、头晕、皮肤瘙痒、过敏等。

为了能提取最大的信息量以及取得最大的可靠度，主观评价还包括背景调查（background questionnaire）。背景调查可分为两部分，即个人资料调查和排他性调查。个人资料调查包括年龄、性别、是否抽烟、是否有过敏史等。排他性调查包括温度、湿度、灯光、噪声、吹风感、异味、灰尘、静电和电脑使用情况调查，是为了排除热环境、视觉环境、听觉环境和人体功效活动环境对主观评价的影响。例如，室内有人头痛，就要排除因照明、噪声和操作电脑引起的因素，并得到本人的认可，才能确定是由室内空气品质所引起的。当背景指标的测试结果在舒适的范围内时，评价指标数据才有效。

另外要提高评价质量以及可比程度，主观评价规范化和标准化是目前最迫切的任务。

由于室内大多数空气污染物可能会引起气味，有的具有不可接受的强度或难以容忍的特性，有的能刺激眼睛、鼻子或咽喉，有的会引起过敏反应，这需要室内人员以自己的感受来表述环境对健康的影响。这同样也需要室内人员能够以相同的感受量级来表达对各自的工作环境的感受，以公正地、客观地确定这类症状的普遍程度。标准的主观评价调查表提供了这种可能性。

一般引用国际通用的主观评价调查表并结合个人背景资料，主要包括：在室者和来访者对室内空气不接受率、对不舒适空气的感受程度、在室者受环境影响而出现的症状及其程度。然后，室内空气品质专家通过相关视觉调查做出判断，最后综合分析得出结论，同时根据要求，提出仲裁、咨询或整改对策。

几种主观评价方法简介如下。

3.4.2.1 嗅觉评价方法

为了研究的方便，Fanger 教授定义了两个新的单位，采用人的嗅觉器官来评价室内

空气品质。定义一个标准人的污染物散发量作为污染源强度单位，称为 1olf。标准人是指处于热舒适状态静坐的成年人，平均每天洗澡 0.7 次，每天更换内衣，年龄为 18~30 岁，体表面积 1.7m²，职业为白领阶层或大学生。在 10L/s 未污染空气通风的前提下，一个标准人引起的空气污染定义为 1decipol，即 1decipol=0.1olf (L/s)。运用室内空气品质指标，即室内空气品质预测不满意百分数 (predicted dissatisfied air quality, PDA) 来评价室内空气品质。其计算公式如下。

$$PDA = \exp(5.98 - \sqrt[4]{112/C}) \tag{3-4}$$

$$C = C_0 + 10G/Q \tag{3-5}$$

式中 C——室内空气品质的感知值，decipol；
C₀——室外空气品质的感知值，decipol；
G——室内空气及通风系统的污染物源强，olf；
Q——新风量，L/s。

PDA 与 IAQ 的关系见图 3-9。从图 3-9 中可见，在低污染浓度尤其是在 5decipol 以下时，室内空气品质的微小恶化也会导致 PDA 的急剧增大，当空气品质为 5decipol 以下时，PDA 竟达 45%左右，即约一半的人不满意。由于目前室内空气品质的感知值还无法直接用仪器进行测量得到，所以 Fanger 教授提供了一些污染源强度数据作为参考：室内人员（人员密度 1 人/10m²）的生理污染为 0.1olf/m²，每 20%的人吸烟增加 0.1olf/m²，现有建筑物的材料和通风系统平均为 0.4olf/m²，低污染建筑为 0.1olf/m²。

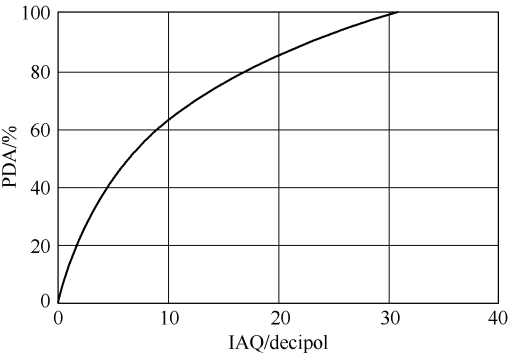


图 3-9 PDA 与 IAQ 的关系^[44]

可以认为该室内环境的空气品质是可以接受的，否则就认为室内空气品质是不可接受的。

这种嗅觉评价方法简单，历时较短，但由于完全依据人体的主观感觉进行评价，评价标准较为模糊，具有很大的局限性，不能全面正确地评价室内空气品质，同时这种评价方法不能用于无气味的污染物，如 CO 和氡等。

3.4.2.2 应用分贝概念的评价方法

捷克布拉格技术大学的 Jokl 提出采用分贝 (decibel) 概念来评价室内空气质量。分贝是声音强度单位，将人对声音的感觉与刺激强度之间的定量关系用对数函数式来表达，这同样可用于对建筑物室内空气质量中异味强度和感觉的评价方法。Jokl 用一种新的 dB (odor) 单位衡量对室内总挥发性有机化合物 (TVOC) 以及 CO₂ 的浓度改变引起的人体感觉变化，从而评价室内空气品质优劣。具体描述如下。

(1) 介绍“室内空气品质”概念 室内空气品质受环境所有成分的影响，这些环境成

分称为微环境构成,即取决于温度、湿度、气味、有毒材料浓度、气溶胶数量以及空气中微生物量、辐射气体静电产生的污染物、空气中正负离子数量等。它们各自的影响取决于刺激物级别。仅考虑空气质量,即室内空气化学成分,如无明显室内污染源,愉快的或不愉快的气味则是居住者对环境接受与否的主要指标,而当存在明显污染源时,水蒸气、CO 及有害成分通过它们各自的指标进行评估。

(2) 选取指标评价室内气味浓度 选取 CO₂、总挥发性有机化合物 (TVOC) 指标评价室内气味浓度。长期以来,气味浓度都是基于 CO₂ 浓度及其限值 1800mg/m³ 进行评估,因为 CO₂ 是最重要的活性因子,它的浓度与人类的新陈代谢率成比例。实际上,通过 CO₂ 浓度来控制新风量能取得很好的效果。同时,还将 TVOC 作为评价指标,这是因为,尽管 CO₂ 是对于久居室内者的可接受空气品质的指示剂,但很多时候不适合,它不能代表空气污染物的产生源,如建筑材料和设备都会产生 VOC。人类可通过嗅觉器官感知 TVOC,人类对室内 TVOC 的反应分为急性感知,急性、亚急性皮肤或黏膜发炎,亚急性或轻微压力反应等。该方法是一种综合的方法,并运用火焰电离检测仪测量得到 TVOC 浓度范围:舒适范围为小于 200μg/m³,多重因素污染范围为 200~300μg/m³,不适范围为 300~25000μg/m³,有毒范围为大于 25000μg/m³。

一个健康人被感知的最微弱的声音声压为 20μPa,20μPa 的压力变化使得耳鼓偏移量少于一个氢分子直径。耳鼓能忍受的声压大于其 100 万倍。这样,当测量高噪声时,很难得到过程值,为避免此情况发生,可采用另外一个单位衡量,即对数函数分贝值。根据韦伯-费希纳定律: $R=k\lg S$,即反应与刺激量的对数成正比。分贝不是一个绝对单位,它反映了测量值与参考值之间的相对比值的大小,如声压级公式。

$$L_p = 20 \lg \frac{p}{p_0} \quad (3-6)$$

式中 L_p ——SPL,即声压级,dB;

p ——声压,RMS 值,瞬时测量值的算术平方根,μPa;

p_0 ——听觉阈值对应的声压值,对于空气 $p_0=20\mu\text{Pa}$ 。

参考值对应的 SPL 为 0dB,这样 $20\sim 1\times 10^8\mu\text{Pa}$ 可变为 $0\sim 134\text{dB}$ 。

有两点需要明确:①CO₂ 与 TVOC 浓度范围;②气味浓度可接受百分数类似噪声的对数函数,见图 3-10。

同时,对于每个准则,以下两点也是必需的:①最小阈值,即能被检测到的最微弱的气味;②最大阈值,选择有毒初始值作为气味的最大阈值。

根据 Yaglou 的理论,对于一个健康人体,嗅觉器官感知的最小阈值为 1,对应的不满意百分数 PDA 为 5.8%。CO₂ 的最小阈值为 875mg/m³ (485ppm) 时,不满意率为 5.8%。其最大限值即

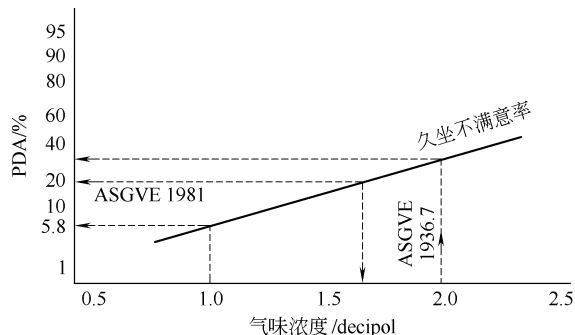


图 3-10 个体不满意率与气味浓度的关系^[44]

短期污染极值就是有毒的初始值,其值为 27000mg/m³ (15000ppm)。这是基于英国健康与安全执行部门 HSE 颁布的住宅污染限值 1990 中的指标规定 EH40/90 中的数据。这样气味浓度公式如下。

$$L_{\text{odour}(\text{CO}_2)} = \text{alg} \frac{p_i(\text{CO}_2)}{485} \quad (3-7)$$

$$L_{\text{odour}(\text{CO}_2)} = \text{alg} \frac{p_i(\text{CO}_2)}{875} \quad (3-8)$$

式中 $L_{\text{odour}(\text{CO}_2)}$ —— CO_2 气味浓度的分贝值, dCd;

a —— 系数, 由式 $\text{alg}(15000/485) = 135$ 得出 $a = 90$, 或由式 $\text{alg}(27000/875) = 135$ 得出 $a = 90$;

$p_i(\text{CO}_2)$ —— CO_2 气味浓度, 对式 (3-7)、式 (3-8) 中单位分别为 ppm^①、 mg/m^3 。

CO_2 最合适值对应的 $\text{PDA} = 20\%$, 较好值对应的 $\text{PDA} = 10\%$, 最差值即可接受允许值对应的 $\text{PDA} = 30\%$, 对于不适应与适应人群, 这些值有所不同。在居民健康标准与研究中提到的长期允许值可在病态建筑综合征建筑中得到, 短期允许值则是对于不适应和适应人群的有毒初始值。对于最低感知值, 适应人群与非适应人群是相同的。对于不适应人群, 最合适值 ($\text{PDA} = 20\%$) 与允许值 ($\text{PDA} = 30\%$) 分别为 $1830\text{mg}/\text{m}^3$ (1015ppm) 和 $2830\text{mg}/\text{m}^3$ (1570ppm), 即 29dCd 和 46dCd 。

TVOC 的最小阈值为 $50\mu\text{g}/\text{m}^3$, 此时不满意率为 5.8% 。短期污染极值即有毒的初始值为 $25000\mu\text{g}/\text{m}^3$, 该值是 Molhave 估计得到的。可得到以下方程。

$$L_{\text{odour}(\text{TVOC})} = \text{alg} \frac{p_i(\text{VOC})}{50} \quad (3-9)$$

式中 $L_{\text{odour}(\text{TVOC})}$ —— TVOC 气味浓度的分贝值, dTv;

a —— 系数, 由 $\text{alg}(25000/50) = 135$ 得出 $a = 50$;

$p_i(\text{TVOC})$ —— TVOC 气味浓度, $\mu\text{g}/\text{m}^3$ 。

对于不适应人群, 最合适值 ($\text{PDA} = 20\%$) 与允许值 ($\text{PDA} = 30\%$) 分别为 $200\mu\text{g}/\text{m}^3$ 和 $360\mu\text{g}/\text{m}^3$, 即 30dTv 和 43dTv 。

气味浓度的嗅觉评价方法存在许多优势, 如下所述。

① 与浓度单位相比, 新单位能更好地概算气味浓度的可接受率, 这是因为人类嗅觉器官反应表现为对数变化, 并与分贝值相对应。

② 通过比较 dCd 和 dTv 值, 可确定 CO_2 和 TVOC 哪个污染更严重。

③ dCd 和 dTv 可通过 CO_2 和 TVOC 的测量得到。

④ 可评价室内空气品质优劣和通风性能。

⑤ 可确定适应人群、不适人群、哮喘患者以及过敏人群的允许限值及最佳值等。

⑥ 可确定长期允许值、短期允许值以及 SBS 限值等。

⑦ 可确定不同室外空气条件下的最小通风量。

⑧ 这种方法还具有普遍性, 可适用于其他环境成分分析, 正确评价室内空气品质与健康的关系。

3.4.2.3 其他主观评价方法

(1) 线性可视模拟比例尺 (linear visual analogous rating scales, LVARs) 方法 它是一类定量测量人体感觉器官对外界环境因素反应强度的测量手段或方法, 近几年来常被

① 根据国外标准, 在 1atm (101325Pa), 温度为 25°C 的情况下有: $1\text{ppm} = \frac{M}{24.45}\text{mg}/\text{m}^3$, M 为污染物的相对分子质量。

国际学者用于评价因室内装饰材料产生的甲醛及挥发性有机化合物的污染，是一类较为灵敏的人体健康指标。

(2) 德国的 VDI 方法 它是采用一种嗅觉计测试室内空气品质，采用挥发性丙酮作为指示剂，丙酮浓度值与污染浓度值相对应。

(3) 视觉调查评价方法 它是通过向居住者问询的方式进行，一般采用问卷调查表收集信息，而后室内空气品质专家对实地进行简单的视觉勘测和调查，最后做出综合评价，并提出解决措施与方案。调查评价方法主要依靠居住者自身反映，以及专家在现场的视觉考察而得出结论。但由于个人素质与敏感程度有差异，居住者和专家的主观判断在这种评价方法中占主导，评价结论也有局限。

(4) 简单识别方法 由于居室是人主要的生活环境，室内空气品质的好坏直接关系到人的舒适和健康状况，所以某些健康状况可作为室内空气品质问题的指示器，特别是这些症状如果是在迁入新居，或者是重新装修的房子，或者在家里使用了杀虫剂产品后出现的。如果认为某种疾病可能与家居环境有关，可以找当地的医生或者有关的健康部门进行咨询，看看这些症状是否是由于室内空气污染引起的。如果出现的某种症状随着人离开房间而减弱或消失，随着人返回房间而又出现，应该可以判断，室内空气污染是产生这种症状最直接、最有可能的原因。

另一种判断居室是否已经出现或者可能会出现空气品质问题的方法，是识别潜在的室内空气污染源。尽管这些污染源的存在并不一定意味着就会出现室内空气品质问题，但知道潜在污染源种类和数量，却是评价室内空气品质的重要步骤。

还有一种判断室内空气品质的方法，可通过看一看人的生活方式和活动情况。因为人类的活动也是室内空气污染的来源之一。最后，找一找居室内通风不良的征兆，如窗户或墙体上潮湿、空气有异味或发臭、放书或鞋子的地方发霉等。为了辨别家里的气味，可到室外呆一会儿，然后再进入室内，看看两者是否有明显的差别。室内空气品质的主观评价方法主要是以人的感觉器官作为评价工具和手段，因为人长期处于建筑物内，直接感受室内的环境状况，最能反映室内空气品质的优劣。这种方法简单方便，无需专业仪器测量，但是往往会不够全面，具有一定的局限性。

3.4.3 室内环境品质的综合评价

大量研究证明，引起病态建筑综合征的并非某一种室内污染物的单独作用，也并非完全由室内空气中的污染物所致，而是多种因素的综合作用，包括不良的室内空气品质、水系统结露或泄漏造成微生物的繁衍、长久地坐在电脑前接受到大剂量辐射等生理上的因素，也包括工作压力、工作满意度、人事关系等心理上的因素。由此可见，仅用室内空气品质这一概念不能完全解释与多种综合原因相联系的病态建筑综合征，因而国外学者引进了室内环境品质（indoor environment quality, IEQ）的概念。

由美国国家职业安全与卫生研究所提出的室内环境品质概念比室内空气品质的内涵更广，它是指室内空气品质、舒适度、噪声、照明、社会心理压力、工作压力、工作区背景等因素对室内人员生理和心理上的单独和综合的作用。实际上，上述提到的中国发布和实施的“公共场所卫生标准”，也包括了室内环境品质方面的标准。

室内环境品质对人的影响分为直接影响和间接影响。直接影响指环境的直接因素对人体健康与舒适的直接作用。如室内良好的照明，特别是利用自然光可以促进人们的健康；

人们喜欢的室内布局和色彩可以缓解工作时的紧张情绪；室内适宜的温度、湿度和清新的空气能提高工作效率等。间接影响指间接因素促使缓解对人员产生的积极或消极作用。如情绪稳定时适宜的环境使人精神振奋，萎靡不振时不适宜的环境使人更加烦躁不安等。由此可见，提高室内环境品质，可以增加室内人员的舒适度及健康保障，避免病态建筑综合征，从心理和生理两方面提高人员对环境的满意率。因此，在评价和分析一栋建筑物时，应考虑使用室内环境品质这一概念。

室内环境品质涉及的因素有热舒适、室内空气品质、噪声、照明等。因此，室内环境品质的评价应为综合评价。可采用的方法为：①多级指标评价法；②层次分析法。

国外常用的综合评价方法多采用问卷调查与现场测试相结合的形式。问卷调查的内容一般包括：①周围环境状况，如温度、湿度、灯光、噪声、吹风感、异味、灰尘、静电等；②职业状况，如工作满意程度、工作压力、工作环境等；③病态建筑综合征状况，如困倦、头痛、眼睛发红、流鼻涕、嗓子疼、恶心、头晕、皮肤瘙痒、过敏等；④个人资料，如性别、年龄、是否吸烟、是否有过敏史等。现场测量内容一般包括： CO_2 、VOC、微生物、悬浮颗粒、温度、相对湿度以及暖通空调系统运行维护情况等。

3.5 室内空气品质标准

3.5.1 室内空气品质的定义

室内空气品质 (indoor air quality, IAQ) 定义在近 20 年中经历了许多变化。最初，人们把室内空气品质几乎完全等同于一系列污染物浓度的指标。近年来，人们认识到这种纯客观的定义已不能完全涵盖室内空气品质的内容，于是对室内空气品质的定义进行了不断的更新。

在 1989 年国际室内空气品质讨论会上，Fanger 教授提出：品质反映了满足人们要求的程度，如果人们对空气满意，就是高品质；反之，就是低品质。

英国特许建筑设备工程师协会 (Chartered Institute of Building Services Engineers, CIBSE) 认为：如果少于 50% 的室内人员感觉有异味，少于 20% 的人感觉不舒服，少于 10% 的人感觉黏膜刺激，并且少于 5% 的人在不到 2% 的时间内感觉烦躁，则可认为此时的室内空气品质是可接受的。该定义与舒适有关，并未考虑对人体健康有潜在危险却无异味的物质，如氡等。

以上两种定义的共同点是都将室内空气品质完全变成了人们的主观感受。

ASHRAE 颁布的标准 ASHRAE Standard 62—1989 (以下简称旧标准)《满足可接受室内空气品质的通风》中将“良好的室内空气品质”定义为：空气中没有已知的污染物达到公认的权威机构所确定的有害浓度指标，并且处于这种空气中的绝大多数人 ($\geq 80\%$) 对此没有表示不满意。这一定义把室内空气品质的客观评价和主观评价结合起来，体现了人们认识上的飞跃。

不久，该组织在修订版 ASHRAE Standard 62—1989R 中，又提出了“可接受的室内空气品质” (acceptable indoor air quality) 和“感受到的可接受的室内空气品质” (acceptable perceived indoor air quality) 等概念。“可接受的室内空气品质”的定义如下：空调空间中绝大多数人没有对室内空气表示不满意，并且空气中没有已知的污染物达到了可能

对人体健康产生严重威胁的浓度。“感受到的可接受的室内空气质量”定义如下：空调空间中绝大多数人没有因为气味或刺激性而表示不满。它是达到可接受的室内空气品质的必要而非充分条件。由于有些气体，如氨、一氧化碳等没有气味，对人也没有刺激作用，不会被人感受到，但却对人危害很大，因而仅用感受到的室内空气质量是不够的，必须同时引入可接受的室内空气质量。

在新版本 ASHRAE Standard 62—1999 中《满足可接受室内空气品质的通风》对“可接受的室内空气质量”的定义为：空气中没有已知的污染物达到公认的权威机构所确定的有害浓度指标，并且处于这种空气中的绝大多数人（ $\geq 80\%$ ）对此没有表示不满意。这一定义同 ASHRAE Standard 62—1989 中“良好室内空气质量”的定义。这一定义将客观评价和主观评价结合起来，根据新标准中给出的室内污染物指标限值，通过对室内各种污染物进行现场测定，即可进行客观评价，同时结合人们的主观感受即可完成主观评价。与 ASHRAE Standard 62—1989R 中“感受到的可接受的室内空气质量”定义相比，新标准中“可接受的室内空气质量”的定义的可操作性强，且相对于其他定义，比较科学和全面。故新标准中未给出“感受到的可接受的室内空气质量”的定义。

3.5.2 阈值

室内空气中有多种污染物，且这些低浓度的污染物对人体健康的影响是深远的。因此，必须确定有关污染物在室内空气中的允许浓度标准。一般用阈值（threshold limit values, TLV）来表示污染物的允许浓度。

所谓阈值就是空气中传播的物质的最大浓度，在该浓度下日复一日地停留在这种环境中的所有工作人员几乎均无有害影响。因为人们的敏感性的差异，即使是浓度处在阈值以下，也会有少数人由于某种物质的存在而感到不舒适。

阈值一般有以下 3 种定义。①时间加权平均阈值。它表示正常的 8h 工作日或 35h 工作周的时间加权平均浓度值，长期处于该浓度下的所有工作人员几乎均无有害影响。②短期暴露极限阈值。它表示工作人员暴露时间为 15min 以内的最大允许浓度。③最高限度阈值。它表示即使是瞬间也不应超过的浓度。

短期暴露极限阈值和最高极限阈值特别适用于短时间的工业暴露。而本章所涉及的允许浓度标准值均系指时间加权平均阈值。

3.5.3 ASHRAE 通风标准

3.5.3.1 ASHRAE 通风标准简介

ASHRAE 颁布的第一个通风标准是 ASHRAE Standard 62—1973《自然和机械通风标准》。该标准指出通风是为了人体要求，并规定和推荐了为保证人体健康和安全的通风空气量。为了满足不同空间可接受的室内空气质量，该标准中给出了室外空气流率的最小值和推荐值。

1981 年 ASHRAE 颁布了通风标准的修订版 ASHRAE Standard 62—1981《满足可接受的室内空气品质的通风》。在这一标准中推荐了吸烟区和非吸烟区的最小通风率，并介绍了可以提高室内空气质量的方法，提倡将创新、节能的通风方法应用于工程实践中。这些可以选择的方式没有严格限制最小新风量，故工程师们可以根据实际需要而设计新风量，以保证室内空气污染物低于标准推荐值。但是在该标准的应用中设计者容易混淆

吸烟区和非吸烟区的不同通风率，推荐的甲醛的最大浓度也令人质疑。

ASHRAE Standard 62—1989 中重新规定了最小新风率和人体可接受的室内空气品质，以减少对人体健康潜在的不利影响。保留了 ASHRAE Standard 62—1981 中通风设计的两种方法，即通风率法（ventilation rate procedure）和室内空气品质法（indoor air quality procedure），以利于满足可接受的室内空气品质和减少能源消耗。ASHRAE Standard 62—1989 除吸烟室外，不区分吸烟空间与不吸烟空间。

修订案 ASHRAE Standard 62—1989R 与原标准 ASHRAE Standard 62—1989 的主要差别是确定新风量时不仅考虑稀释人员部分（people component）污染所需的新风，而且考虑稀释建筑部分（building component）污染所需的新风，并考虑到污染物危害作用具有叠加效应，将二者加在一起。虽然修订案比原标准多考虑了建筑污染部分，但不吸烟假定和以适应者为基准却使得人员密集空间的最小新风量要求远远低于 ASHRAE Standard 62—1989 的推荐值。

1999 年 ASHRAE 颁布了新标准 ASHRAE Standard 62—1999（以下简称新标准），并做了以下修改。①删除了有关热舒适要求的部分内容，考虑已有热舒适标准 ASHRAE Standard 55。即在执行新标准时，认为已经满足热舒适标准中空气温度和湿度的要求。也就是说所有的通风空间即使自然通风空间和非空调空间也都应该安装了供热、供冷、加湿和减湿系统。当满足热舒适的温度和湿度条件时，通常会提高空气品质的可接受程度，但也有例外。②在新标准的适用范围中增加了注释内容。提示人们会由于某些原因导致不满足可接受的室内空气品质标准。因为室内环境对人体舒适与健康的影响是很复杂的，至今尚有些问题不清楚，不可能一次就制定出一个使同一环境中所有的人都可接受的室内空气品质标准。③删除了“适当吸烟时建议的通风量”部分内容。因为很多权威机构如美国环保局、世界卫生组织、美国医学会、美国肺病协会、美国国家职业安全与卫生研究所等都明确了吸烟对人体健康的危害性，故新标准中的通风量是以不吸烟为基础的。④删除了关于“CO₂ 浓度被广泛用于室内空气品质的指示剂”的描述，以免使人误以为 CO₂ 浓度是室内空气品质的综合指标。

3.5.3.2 通风新标准 ASHRAE Standard 62—1999

制定新标准的目的是规定最小通风率和人体可接受的室内空气品质，以减少对人体健康潜在的不利的影响。

新标准的适用范围如下。①所有室内或封闭空间内的活动区的人群，包括住宅的厨房和浴室、游泳池等。②本标准考虑了会影响空气品质的化学污染、物理污染和生物污染，不包括热舒适方面的要求。③由于以下原因即使满足新标准可能也不能满足大多数人对整栋建筑的室内空气品质的可接受性要求：室内空气中污染源和污染物的多样性；许多其他影响人体可感知和可接受的空气品质因素，如空气温度、湿度、噪声、光和心理压力等；人群的敏感性范围。

新标准中保留了 ASHRAE Standard 62—1989 的定义和通风设计的两种方法——通风率法和室内空气品质法，并对暖通空调系统和设备提出了明确的要求。

室内空气品质与许多因素有关，如室外空气品质、封闭空间的设计、通风系统的设计、系统的运行与管理方式、污染源的位置与强度等。新标准涉及通风系统的设计，因为它受以上所有因素的影响。因此良好的通风系统的设计可以提供可接受的室内空气品质。

室内空气所含的已知的污染物浓度不应超过危害人体健康和不舒适的限值。这些污染

物包括各种气体、水蒸气、微生物、烟尘和其他微粒。这些污染物可能存在于由室外引入室内的空气、室内人员的活动、家具、建筑材料、表面涂料以及空气处理设备中。这些有害物质中含有毒性、放射性，能使人体感染各种疾病、患过敏症、感觉刺激、热不舒适和产生讨厌的气味。

下面详细介绍新标准中的两种通风设计方法——通风率法和室内空气品质法。

(1) 通风率法 通风率法即向空间提供一定质量的通风量以获得可接受的室内空气品质的方法。该方法主要参照标准（表 3-8～表 3-13）并根据可接受的室内空气品质的定义进行评价。

通风率法提供了一种获得可接受的室内空气品质的途径。该方法给出了空间所必需的通风率和各种空气处理的方式。通风率是基于生理考虑、主观评价和职业判断而得出的，见表 3-8。

表 3-8 用于通风的室外空气要求^[7]

应 用	估计最大值 /(人/100m ²)	室外空气要求		备 注
		L/(s·人)	L/(s·m ²)	
商业设施(办公室、商场、旅馆、体育馆)				
商业洗衣房	10	13		干洗过程中可能要求更多的空气
商业干洗店	30	15		
自助餐厅、快餐店	100	10		
酒吧	100	15		
厨房(烹调)	20	8		厨房附近的空气应该充足,并提供排风率 不小于 7.5L/(s·m ²)
封闭式停车场			7.5	必须考虑工作地点和机器运行时的浓度。 可用污染物控制元件控制通风
旅馆、宿舍等卧室			15L/(s·房间)	
旅馆、宿舍等起居室			15L/(s·房间)	
旅馆、宿舍等浴室			18L/(s·房间)	间歇使用时的安装容量
旅馆、宿舍等休息室	30	8		
旅馆、宿舍等会议室	50	10		
办公空间	7	10		一些办公设备可能要求局部排风
办公接待区	60	8		
办公会议室	50	10		
公共休息室		25		
吸烟室	70	30		
化妆室			2.5	局部机械排风,建议不用循环空气
电梯间			5.0	由流动空气正常提供
理发店	25	8		
美容店	25	13		
服装店、家具店			1.50	
宠物店			5.00	
药店	8	8		
超市	8	8		
体育或娱乐场所观众区	150	8		当内燃机运行时,通风率可能会增加
游戏室	70	13		

续表

应 用	估计最大值 /(人/100m ²)	室外空气要求		备 注
		L/(s·人)	L/(s·m ²)	
商业设施(办公室、商场、旅馆、体育馆)				
体育馆冰上区域			2.50	
游泳池			2.50	为控制湿度可能需要较高值
体操房	30	10		
保龄球馆	70	13		
剧院舞台、演播室	70	8		为减少特殊舞台影响(如干冰蒸气、雾等) 必须特殊通风
剧院观众席	150	8		
剧院休息室	150	10		
交通工具候车室	100	8		交通工具内通风可能需要特殊考虑
站台	100	8		
交通工具内	150	8		
机 构 设 施				
教室	50	8		
实验室	30	10		要求特殊的污染物控制系统
音乐教室	50	8		
图书馆	20	8		
医院病房	10	13		特殊要求、规范或按压力关系可以确定最小通风率和渗风效率。产生污染物的方法可能要求较高的通风率
手术室	20	15		
理疗间	20	8		
住宅设施(私人住宅,单层或多层)				
应 用	室外要求(假设室外空气品质可接受)		备 注	
起居室	0.35次换气率/h,但不小于7.5L/(s·人)		通风一般可以通过自然通风和渗风得到保证。密闭的住宅可能会因为燃料燃烧设备而加强通风。人员负荷是基于床的数量,第一张床2人,以后每加一张床,加1人	
厨房	间歇通风时,50L/s;连续通风或开窗时,12L/s		安装机械排风的容量。气候条件可能会影响通风系统的选择	
浴室、卫生间	间歇通风时,25L/s;连续通风或开窗时,10L/s		安装机械排风的容量	

注:表中未列出对工业建筑室外空气的通风率要求,工业建筑的通风率可由工业通风标准确定。

表 3-9 美国环保局(EPA)公布的国家一级室外大气质量标准^[7]

污 染 物	长 期			短 期		
	平均浓度 /(μg/m ³)	平均浓度 /ppm	时 间	平均浓度 /(μg/m ³)	平均浓度 /ppm	时 间
SO ₂	80	0.03	1 年	365 ^①	0.14 ^①	24h
可吸入颗粒物(PM10)	50 ^②	—	1 年	150 ^①	—	24h
CO				40000 ^①	35 ^①	1h
CO				10000 ^①	9 ^①	8h
氧化剂(O ₃)				235	0.12	1h
NO ₂	100	0.055	1 年			
铅	1.5	—	3 个月			

① 每年不超过一次。

② 算术平均值。

表 3-10 美国常见的室内空气污染物标准^[7]

污 染 物	室 内 标 准	室 外 标 准	工 业 工 作 区 标 准
石棉	消费产品安全协会已禁止在壁炉和某些服装中使用；EPA 条例禁止在学校或保温材料中使用	各州空气质量极限： CT 0.0010 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, 8h； MA 0.0001 个纤维/ m^3 , 24h； NC 0.0100 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, 24h； NY 5.0000 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, 1 年； VA 2.0000 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, 24h	0.2 个纤维/ cm^3 , 8h, TWA
CO		各州空气质量极限： CT10000 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, 8h； NV1.3100mg/ m^3 , 8h	55mg/ m^3 , 8h, TWA
甲醛	国家标准：室内暴露 0.4mg/ m^3	各州空气质量极限： CT 12.00 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, 8h； IL 0.0150 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, 1 年； IN 18.00 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, 8h； MA 0.20 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, 24h； NC 300.00 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, 15min； NV 0.0710mg/ m^3 , 8h； NY 2.0000 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, 1 年； VA 12.000 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, 24h	1mg/ m^3 , 8h, TWA-PEL； 2mg/ m^3 , 15min, STEL
铅	CPSC 已禁止在消费品中使用	国家大气质量一级和二级标准： 最大值 15 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ 。 各州空气质量极限： CT 1.500 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, 8h； IL 0.500 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, 24h； MA 0.680 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, 24h； NV 0.004mg/ m^3 , 8h； VA 2.500 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, 24h	50 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, 8h, TWA
NO ₂		各州空气质量极限： CT 120.0 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, 8h； NV 143.0 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, 8h	顶棚 9mg/ m^3
O ₃	FDA 禁止某些释放量超过 0.1mg/ m^3 的设备（杀菌剂、除臭剂）在人体活动空间如家庭、办公室或医院使用	国家大气质量一级和二级标准： 每小时平均最大值 235 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ 。 各州空气质量极限： CT 235.0 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, 1h； NV 5.0 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, 8h	0.2mg/ m^3 , 8h
可吸入颗粒物		国家大气质量一级标准： 年几何平均 75 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ ，最大值 260 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, 24h。 国家大气质量二级标准： 年几何平均 60 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ ，最大值 150 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, 24h	
氡		25mrem/年，人体； 75mrem/年，鉴定器官	1.0WL 最大值 4.0WLM
SO ₂		国家大气质量二级标准： 1300 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, 3h。 各州空气质量极限： CT 860.0 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, 8h； NV 119.0 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, 8h； TN 1.200 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, 1 年	13mg/ m^3 , 8h, TWA

注：1. TWA（time weighted average concentration）是时间加权平均浓度。
2. PEL（permissible exposure limit）是允许暴露极限。
3. STEL（short-term exposure limit）是短期暴露极限。
4. WL（working level）是工作水平。
5. WLM（working level month）是工作水平月。
6. rem 是雷姆，mrem 是毫雷姆，1rem=10mSv。
7. 表中美国各州名称：CT（Connecticut）—康涅狄格州；MA（Massachusetts）—马萨诸塞州；NC（North Carolina）—北卡罗来纳州；NY（New York）—纽约州；VA（Virginia）—弗吉尼亚州；NV（Nevada）—内华达州；IL（Illinois）—伊利诺伊州；IN（Indiana）—印第安纳州；TN（Tennessee）—田纳西州。

表 3-11 美国常见的室内空气污染物指南^[7]

污 染 物	室 内 标 准	室 外 标 准	工业工作区标准
石棉			0.2 ~ 2.0 个纤维/cm ³ , 8h, TLV-TWA
CO			55mg/m ³ , 8h, TLV-TWA; 440mg/m ³ , 15min, STEL
强力杀虫剂	NAS推荐:最大值5μg/m ³		
甲醛			1.5mg/m ³ , 8h, TLV-TWA; 3mg/m ³ , 15min, STEL。 NAS 推荐载人宇宙飞船: 1.0mg/m ³ , 60min; 0.1mg/m ³ , 90 天; 0.1mg/m ³ , 6m。 海军大气控制标准: 3.0mg/m ³ , 1h; 1.0mg/m ³ , 24h; 0.5mg/m ³ , 90 天
铅尘和烟			0.15mg/m ³ , 8h, TLV-TWA
NO ₂			6mg/m ³ , 8h, TLV-TWA; 10mg/m ³ , 15min, STEL。 NAS 推荐载人宇宙飞船: 4mg/m ³ , 60min; 1.0mg/m ³ , 90 天; 1.0mg/m ³ , 6m
O ₃			0.2mg/m ³ , 8h, TLV-TWA; 0.6mg/m ³ , 15min, STEL
氡	EPA1986 年推荐: 家庭≤4pCi/L。 几年内 4~20pCi/L 应采取 措施; 20~200pCi/L 几 月内应减少; ≥200pCi/L 几周内减少		
SO ₂			5mg/m ³ , 8h, TLV-TWA; 10mg/m ³ , 15min, STEL。 NAS 推荐载人宇宙飞船: 13mg/m ³ , 60min; 3mg/m ³ , 90 天; 3mg/m ³ , 6m

注：1. STEL（short-term exposure limit）是短期暴露极限。
2. TLV（threshold limit values）是阈值。
3. TWA（time weighted average concentration）是时间加权平均浓度。

如果室外空气中的污染物不满足以上标准，就需要对空气中的污染物进行处理。空气净化系统适用于去除颗粒污染物和气体污染物。一般只要室外空气中的污染物浓度满足以上标准，且保证室内人员活动区所要求的通风率，室内空气品质就认为是可以接受的。如果室内有特殊污染源，则应该在污染源附近尽快排除，即所谓的控制污染源。

表 3-8 所列的要求的通风率适用于各种室内空间。在多数情况下，室内所产生的污染物假设与空间中的人数成正比。如果人员密度与表 3-8 中的推荐值不同，应按每人所需要的通风率计算。因为通风是为了排除人体生理排泄物、颗粒污染物、气味和其他污染物。

人体新陈代谢过程中会产生 CO_2 、水蒸气和包括微生物等在内的各种污染物。如果利用通风可以使室内 CO_2 浓度不超过 $1800\text{mg}/\text{m}^3$ ，就能满足人体生理需求，从而满足气味舒适标准。

家具等产生的污染物与人体无关，故应按照表 3-8 中的单位面积通风率计算。

表 3-8 是按照 100% 全新风计算的，如果室内回风经过空气净化系统处理可以满足标准中的污染物指标要求，采用部分回风可以减少新风量。循环风量可由空气净化系统的效率确定。

通风的有效性 (ventilation effectiveness) 用于控制污染物浓度的室外空气，可以用来稀释或消除污染源产生的污染物。表 3-8 规定的通风率是基于人员活动区空气充分混合的假设制定的，此时通风的有效性接近 100%。通风的有效性的定义是：室外空气被送到空间内人员活动区的部分。利用活塞流可以提高通风的有效性。如果通风的气流流经污染源，并将污染物卷吸到排风口，则排风口处的污染物浓度将大于完全混合情况下的污染物浓度。活塞流的通风有效性就比完全混合流的通风有效性高。

当空间内人员变化时，可以通过调节风阀或开启/关闭风机系统来改变通风量以稀释室内污染物，使其达标，从而保证室内空气品质。但是这种调节会滞后。也可以提前进行调节，这取决于人员变化情况和污染源。当污染物只和人员或其活动有关时，应该尽量避免出现短期的危害人体健康的情况。此时应该在人员未进入活动区以前将污染物排走，以确保人员入室后室内空气品质达标。当污染物产生于室内或空调系统，与人员及其活动无关时，应该提前送新风，以保证在人员进入室内时，室内空气品质是可以接受的。

(2) 室内空气品质法 室内空气品质法即通过控制空间内已知的、标准中列出的污染物以获得可接受的室内空气品质的方法。

室内空气品质法提供了可以选择的性能方法以获得可接受的室内空气品质。该方法采用一种或多种规定限制某种室内污染物的可接受的浓度，但未给出通风率和空气处理方式。

室内空气品质法比通风率法所确定的通风量要低，但是如果某种特殊的污染源存在，将会导致由室内空气品质法所确定的通风量增加。故空间使用、污染物或运行条件一旦发生变化，就需要对系统的设计进行重新评价并采取相应的措施。

通风率法只是间接处理、控制室内污染物，而室内空气品质法是通过限制所有已知污染物浓度达到可接受的水平而直接控制室内污染物的方法。该方法需要客观评价和主观评价。

客观评价：表 3-8 给出了室外空气可接受的污染物水平。这一标准同样适用于相同暴露时间的室内污染物。其他污染物水平见表 3-9~表 3-13。还有些污染物未在上述表中列出，而这些污染物对人体健康的危害已经逐渐被人们所认识。要精确、定量地对这些污染物进行处理是很困难的。故在某种程度上，必须结合主观评价。

主观评价：各种室内污染物会引起某些不可接受的气味、特征或刺激人的眼睛、鼻子和喉咙。在不用客观方式来评价这些污染物的可接受性时，可接受性的正确判断必须通过主观评价来完成。

利用空气净化系统处理循环空气中的污染物也是室内空气品质法的一种有效方式。

3.5.4 其他国家的室内空气质量标准

与此同时，其他国家也制定了一些建筑物通风标准，并不断进行修订。表 3-12 是加

拿大的住宅室内空气品质标准。表 3-13 是世界卫生组织（WHO）的室内空气污染物标准。

表 3-12 加拿大住宅室内空气品质指南^[7]

污 染 物	可接受的暴露范围	
	短 期	长 期
醛类(总和)	$\sum C_i/D_i^{\textcircled{1}}$	—
CO ₂	—	<6300mg/m ³
CO	<12mg/m ³ , 8h <27.5mg/m ³ , 1h	—
甲醛	见醛类	行动水平 ^③ 120μg/m ³ 目标水平 60μg/m ³
NO ₂	<480μg/m ³ , 1h	<100μg/m ³
O ₃	<240μg/m ³ , 1h	—
可吸入颗粒物	<100μg/m ³ , 1h	<40μg/m ³
SO ₂	<1000μg/m ³ , 5min	<50μg/m ³
水蒸气	夏季: 30%~80% 冬季: 30%~55%	—
其他可见低浓度污染物 ^②	最小暴露值	最小暴露值

① $C_i=120\mu\text{g}/\text{m}^3$ （甲醛 formaldehyde）； $50\mu\text{g}/\text{m}^3$ （丙烯醛 acrolein）； $9000\mu\text{g}/\text{m}^3$ （乙醛 acetaldehyde）； D_i 为分别对应的各种醛在 5min 期间的浓度。

② 其他污染物包括：生物代谢物（biological agents）、氯化烃（chlorinated hydrocarbons）、空气中的悬浮微粒（product aerosols）、纤维材料（fibrous materials）、铅（lead）、多核烃（polycyclic hydrocarbons, PHA）和烟草（tobacco smoke）。

③ 行动水平（action level），即达到此水平建议采取干预行动以降低室内甲醛浓度。

各国的通风量标准比较见表 3-14、表 3-15。

芬兰室内空气质量与室内气候协会和有关高校、研究所提出了《公寓建筑良好的室内气候标准》，并已作为业主、设计者、施工者、设备厂家和材料供应商所遵循的依据。日本近几年提出室内 CO₂ 浓度标准为 0.1%。俄罗斯评价居室内空气清洁程度的数据是：在夏季，当细菌总数小于 1500 个/m³，为清洁空气，大于 2500 个/m³，为污染空气；在冬季，当细菌总数小于 4500 个/m³，为清洁空气，大于 7000 个/m³，为污染空气。

3.5.5 中国的室内空气质量标准

我国于 2002 年 12 月 18 日发布了《室内空气质量标准》，并于 2003 年 3 月 1 日开始实施。该标准规定：室内空气应无毒、无害、无异常臭味。室内空气质量标准见表 3-16，其中：①室内空气质量参数（indoor air quality parameter）指室内空气中与人体健康有关的物理、化学、生物和放射性参数；②可吸入颗粒物（particles with diameters of 10μm or less, PM10）指悬浮在空气中，空气动力学当量直径小于或等于 10μm 的颗粒物；③总挥发性有机化合物（total volatile organic compounds, TVOC），利用 TenaxGC 或 TenaxTA 采样，非极性色谱柱（极性指数小于 10）进行分析，保留时间在正己烷和正十六烷之间的挥发性有机化合物；④标准状态（normal state）指温度为 273K、压力为 101.325kPa 时的干物质状态。

表 3-13 世界卫生组织（WHO）室内空气污染物标准^[7]

污 染 物	报告的浓度	极 限 浓 度	关注的浓度	备 注
烟草中可吸入颗粒物	0.05~0.7	<0.1	>0.15	日本标准 0.15
烟草中 CO	1~1.5	<2	>5	被动吸烟者眼部刺激
烟草中硝基二甲胺 (nitros-dimethylamine)	$(1\sim50)\times10^{-6}$	—	—	
NO ₂	0.05~1	<0.19	>0.32	
CO	1~100	2% COHb <11	3% COHb >30	99.9%
氡及其子体	10~3000Bq/m ³	0	70Bq/m ³	瑞典标准
甲醛	0.05~2	<0.06	>0.12	长期、短期
SO ₂	0.02~1	<0.5	>1.35	短期
CO ₂	600~9000	<1800	>12000	日本标准 1800
O ₃	0.04~0.4	0.05	0.08	
石棉	<10 个纤维/m ³	0	10 ⁵ 个纤维/m ³	长期
矿物纤维	<10 个纤维/m ³	—	—	皮肤刺激
二氯甲烷 (methylene chloride)	0.005~1	—	350 260	TLV NIOSH 推荐
三氯甲烷 (trichloromethane)	0.0001~0.02	—	270 135	TLV NIOSH 推荐
四氯硅烷 (tetrachloroethane)	0.002~0.05	—	335	TLV
1, 4-二 氯 化 苯 (1, 4-dichlorobenzene)	0.005~0.1	—	450	TLV
苯 (benzene)	0.01~0.04	致癌	致癌	
甲苯 (toluene)	0.015~0.07	—	375	TLV
中压-二甲苯 (m. p. -xylene)	0.01~0.05	—	435	TLV
<i>n</i> -壬烷 (<i>n</i> -nonane)	0.001~0.03	—	1050	ILO(1980)
<i>n</i> -癸烷 (<i>n</i> -decane)	0.002~0.04	—	—	
柠檬油精 (limonene)	0.01~0.1	—	560	TLV 松节油

注：1. 除表中注明的浓度单位外，其他单位均为 mg/m³。

2. TLV（threshold limit values）为阈值极限的缩写。这些值是由美国工业卫生协会作为职业暴露极限提出的，如果用于非职业的人群则应视为短期暴露的上限值。

3. NIOSH（National Institute for Occupational Safety and Health）是美国国家职业安全与卫生研究所的缩写。

4. ILO（International Labor Organization）是国际劳动组织的缩写。

表 3-14 必需的最小通风量^[47]

房 间	标 准	等级	按人数 $R_P/[L/(s \cdot 人)]$	按 建 筑 物			与面积相关 $R_{SB}/[L/(s \cdot m^2)]$
				低污染	R_B	非低污染	
单 独 办 公 室	PrENV1752(96)	A	10	1.0		2.0	
		B	7	0.7		1.4	
		C	4	0.4		0.8	
	DIN 1946(94)		11				1.11
	ASHRAE62(rev. 96)		3.0		0.35		0.66
	ASHRAE62-89		10				
	NKR-61		3.5				0.7
	CIBSE-Guide A(rev. 93)		8				
高 档 办 公 室	PrENV1752(96)	A	10	1.0		2.0	
		B	7	0.7		1.4	
		C	4	0.4		0.8	
	DIN 1946(94)		16.6				1.67
	ASHRAE62(rev. 96)		3.0		0.35		0.65
	ASHRAE62-89		10				
	NKR-61		3.5				0.7
	CIBSE-Guide A(rev. 93)		8				
会 议 室	PrENV1752(96)	A	10	1.0		2.0	
		B	7	0.7		1.4	
		C	4	0.4		0.8	
	DIN 1946(94)		5.6				2.7~5.6
	ASHRAE62(rev. 96)		2.5		0.35		1.6
	ASHRAE62-89		10				
	NKR-61		3.5				0.7
	CIBSE-Guide A(rev. 93)		8				
教 室	PrENV1752(96)	A	10	1.0		2.0	
		B	7	0.7		1.4	
		C	4	0.4		0.8	
	DIN 1946(94)		8.3				4.2
	ASHRAE62(rev. 96)		3.0		0.55		1.8
	ASHRAE62-89		8				
	NKR-61		3.5				0.7
	CIBSE-Guide A(rev. 93)		8				

表 3-15 吸烟者与不吸烟者所需要的通风量^[47]

标 准	等 级	需要的通风量/[L/(s · 人)]			
		无吸烟者	20%吸烟者	40%吸烟者	100%吸烟者
PeENV1752(96)	A	10	20	30	30
	B	7	14	21	21
	C	4	8	12	12
ASHRAE62-89R	适应	3	6	17	25
	不适应	5	8	25	33
ASHRAE62-89		10	10	10	10
NKB-61(91)		7	20	20	20
CIBSE-GuideA(new93)		8	16	24	43

表 3-16 室内空气质量标准

序 号	参 数 类 别	参 数	单 位	标 准 值	备 注	
1	物理性	温度	℃	22~28	夏季空调	
				16~24	冬季采暖	
2		相对湿度	%	40~80	夏季空调	
				30~60	冬季采暖	
3		空气流速	m/s	0.3	夏季空调	
				0.2	冬季采暖	
4		新风量	m ³ /(h·人)	300		
5		化学性	二氧化硫(SO ₂)	mg/m ³	0.50	1h 均值
6			二氧化氮(NO ₂)	mg/m ³	0.24	1h 均值
7			一氧化碳(CO)	mg/m ³	10	1h 均值
8	二氧化碳(CO ₂)		‰	0.10	日平均值	
9	氨(NH ₃)		mg/m ³	0.20	1h 均值	
10	臭氧(O ₃)		mg/m ³	0.16	1h 均值	
11	甲醛(HCHO)		mg/m ³	0.10	1h 均值	
12	苯(C ₆ H ₆)		mg/m ³	0.11	1h 均值	
13	甲苯(C ₇ H ₈)		mg/m ³	0.20	1h 均值	
14	二甲苯(C ₈ H ₁₀)		mg/m ³	0.20	1h 均值	
15	苯并[<i>a</i>]芘 B(a)P		mg/m ³	1.0	日平均值	
16	可吸入颗粒物(PM10)		mg/m ³	0.15	日平均值	
17	总挥发性有机化合物(TVOC)		mg/m ³	0.60	8h 均值	
18	生物性	菌落总数	CFU/m ³	2500	依据仪器定	
19	放射性	氡(²²² Rn)	Bq/m ³	400	年平均值 (行动水平)	

注：1. 新风量要求≥标准值，除温度、相对湿度外的其他参数要求≤标准值。

2. 行动水平即达到此水平建议采取干预行动以降低室内氡浓度。

现行的国家标准《公共场所卫生标准》、《工业企业设计卫生标准》和一些单项标准对室内空气品质的参数也都有规定，其中包括新风量的指标。

《旅店业卫生标准》(GB 9663—1996) 中规定，三星級以上的飯店、賓館，CO₂ 浓度不超过 0.07%，可吸入颗粒物不超过 0.15mg/m³，空气细菌总数不超过 1000CFU/m³。

《室内空气中臭氧卫生标准》规定，室内空气中臭氧量 1h 内平均最高允许浓度为 0.1mg/m³。

在 2001 年出版的标准《采暖通风与空气调节设计规范》(GBJ 19—87) 中为加强对室内空气品质的控制，已将原来的“室内计算参数”一节改为“室内空气质量”，还增加了以下两项内容。

① 室内空气必须无毒、无害、无异味，符合室内空气质量卫生标准。对舒适性空调的要求如下。

室内空气中可吸入颗粒物的浓度应符合《室内空气中可吸入颗粒物卫生标准》(GB

17095—1997) 的规定, 不应大于 0.15mg/m³。

室内空气中的 CO₂ 浓度, 可根据房间的卫生要求取 0.1%~0.15%。

室内空气中其他污染物的浓度和细菌总数应符合《室内空气中细菌总数卫生标准》(GB 17093)、《室内空气氮氧化物卫生标准》(GB 17096)、《室内空气中二氧化硫卫生标准》(GB 17097)、《居室空气中甲醛的卫生标准》(GB 16127) 和《公共场所卫生标准》(GB 9963) 的规定。

② 空调系统的新风量, 应符合以下规定。

民用建筑舒适性空调系统的新风量, 应参照《公共场所卫生标准》(GB 9963) 和《旅游旅馆建筑热工与空气调节节能设计标准》(GB 50189) 的参数规定, 并宜根据室内吸烟和其他由于室内装修等产生的污染物浓度, 增加用于稀释的新风量。

生产厂房应按补偿排风, 保持室内正压或保证每人不小于 30m³/h 的新风量。

《采暖通风与空气调节设计规范》(GBJ 19—87, 2001 年版) 规定: 舒适性空调的换气次数不得低于 5 次/h。并对民用建筑规定了满足人体卫生最低要求的新风量指标——最小新风量选用标准, 见表 3-17。

表 3-17 最小新风量选用标准

房 间 名 称	每人最小新风量/[m ³ /(h·人)]	吸 烟 情 况
影剧院、博物馆、体育馆、商店	8	无
办公室、图书馆、会议室、餐厅、舞厅	17	无
医院门诊和普通病房	17	无
旅馆客房	30	少量

《全国民用建筑工程设计技术措施——暖通空调动力》(2003 年版) 规定的新风量标准比较适用于民用建筑空调系统设计, 部分功能房间的新风量推荐值见表 3-18。表 3-18 中还列出了《采暖通风与空气调节设计规范》(GBJ 19—87, 2001 年版) 中部分新风量最小值, 以便于比较。

表 3-18 新风量标准推荐值

建筑物类型	吸 烟 情 况	新风量/[m ³ /(h·人)]		采暖通风规范最小 新风量/[m ³ /(h·人)]
		适 当	最 小	
商店、影剧院	无	25	20	8
舞厅	少量	33	20	17
一般办公室	无	25	20	17
会议室	无	35	30	17
体育馆	少量	25	20	8
医院病房	无	40	35	17
旅馆客房	少量	50	30	30

3.5.6 室内空气污染物的测试方法

主要室内空气污染物的测试方法如下。

3.5.6.1 CO 和 CO₂ 的检测方法

检测 CO 和 CO₂ 常用的方法: 不分光红外法。

3.5.6.2 甲醛的检测方法

目前检测甲醛的方法有实验室检测方法和现场检测方法两类。

实验室检测的标准方法有：分光光度法、酰丙酮分光光度法、气相色谱和液相色谱法。

目前现场检测多使用基于恒电位电解法原理的便携式甲醛测定仪。

3.5.6.3 挥发性有机化合物（VOC）的检测方法

室内空气中 VOC 的检测标准方法主要以气相色谱法为主，还有现场检测使用的配有光离子化检测器（PID）的 VOC 测定仪测定法。

3.5.6.4 可吸入颗粒物的测定方法

室内空气中可吸入颗粒物的测定方法：撞击式称重法。

3.5.6.5 氨的检测方法

测定公共场所中氨的标准方法有：靛酚蓝分光光度法、钠氏试剂分光光度法、离子选择电极法、次氯酸钠-水杨酸分光光度法。

也可使用电化学原理的便携式氨测试仪现场检测氨，但是能满足室内空气中低浓度氨测量准确度的仪器还较少。

3.5.6.6 臭氧的检测方法

监测环境中的臭氧浓度的标准方法有：紫外光度法、靛蓝二磺酸钠分光光度法、化学发光法。

3.5.6.7 氡气的检测方法

由于氡在衰变过程中产生一系列不同能量和不同半衰期的 α 射线、 β 射线或 γ 射线，因此可以通过多种途径探测到它们。

目前常用于氡气测量的方法有：固体核径迹探测法、活性炭盒法、驻极体环境氡探测器、热释光测量法、闪烁瓶测量方法、连续测氡仪、液体闪烁法等。

3.6 改善室内空气质量措施

室内空气污染问题已被认为是继“煤烟型污染”、“光化学烟雾型”污染之后的第三代空气污染问题。由于室内空气质量问题所导致的病态建筑综合征（SBS）使得人们的身心健康与工作效率受到很大影响，由此所引起的社会工作效率降低和病休、医疗费用等社会问题也已受到了广泛的关注。室内空气质量是衡量室内环境好坏的重要指标，因此，改善室内空气质量是目前亟待解决的问题。

3.6.1 通风策略

新风量大小是空调设计规范中有关室内空气质量考虑最多的一个问题，在空调发展的不同阶段，相应的通风标准也不同。表 3-19 为根据劳动强度确定的必要新风量，表 3-20 为按照人体气味确定的换气量。

传统观念认为，新风是为了清除人所产生的生物污染，所以房间最小新风量仅由每人最小新风量指标确定。以单人办公室为例，ASHRAE Standard 62—1989 中为 $36\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ 。随着科技的发展，现代建筑中装璜材料、家具、用品、通风空调系统本身均为污染源，并且其气味强度远远超过人所产生的。因此，在 ASHRAE Standard 62—1989R 中，认为用以确定新风量的污染物来自人员和室内气体污染源两个方面，故房间最小新风量由

表 3-19 劳动强度和必要新风量的关系^[47]

CO ₂ 发生量 /[m ³ /(h·人)]	新陈代谢率 /met	劳动强度	需要新风量/[m ³ /(h·人)]		
			CO ₂ 允许浓度 0.10%	CO ₂ 允许浓度 0.15%	CO ₂ 允许浓度 0.20%
0.013	0.0	安静时	18.6	10.8	7.6
0.022	0.8	极轻作业	31.4	18.3	12.9
0.030	1.5	轻作业	43.0	25.0	17.6
0.046	3.0	中等作业	65.7	38.3	27.1
0.074	5.5	重作业	106	61.7	43.7

表 3-20 换气量和人体气味的关系^[47]

CO ₂ 浓度/%	换气量/[m ³ /(h·人)]	人体气味强度	不舒服比例/%
0.25	8.5	3.2	100
0.13	20	2.0	75
0.1	30	1.3	30
0.084	40	1.1	25
0.073	54	1.0	15

每人最小新风量指标 R_P ，与每 1m² 地板所需最小新风量指标 R_B 之和确定。以单人办公室为例，ASHRAE Standard 62—1989R 中为 $R_P=10.8\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{人})$ ， $R_B=1.26\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ ，最小新风量=人数 $\times R_P$ +地板面积 $\times R_B$ 。这体现了人们观念的进步，同时也说明传统的空调系统设计会导致新风不足。

另外，随着室内负荷及换气效率的变化，为了减少能耗，空调运行中的室内送风量也会相应发生变化，但为了满足人的舒适健康而确定的设计新风量（design ventilation rate，DVR）不应该发生太大变化。ASHRAE Standard 62—1989R 中有关变风量控制的内容明确指出，在整个变风量运行中，新风量要始终保证在设计新风量的 90% 以上。

新风清洁程度近来也受到人们的关注，这主要源于近年来室外环境逐步变化，空气污染严重，新风的质量下降。因此，有关新风处理的讨论也不断出现，国内有些学者提出了新风三级过滤的设想。所谓新风三级过滤，就是将传统新风机组中只含粗效过滤器的状况变为新风机组中除含粗效过滤器外，还包含中效甚至亚高效过滤器的设计模式。这种设计的最大优点是极大地降低了由新风带入室内的尘菌浓度，同时在一定程度上延长了系统部件的寿命。

需要指出的是，目前新风过滤主要考虑室外颗粒污染物及附着其上的微生物的去除，而室内空气品质涉及的除室外污染外，更多是室内微生物污染和气态污染的影响。因此新风三级过滤对 IAQ 问题解决的作用到底有多大，新风过滤器是否应该考虑其他室外污染物如汽车尾气、SO₂ 的过滤等问题，仍然有待进一步的讨论。

室内空气污染物有时是特定的某些种类，有时是多种并存；各种污染物的释放特性也不一样，有的容易排除，有的释放缓慢，难以排除（如氡及其子体）；有的呈游离状态，有的存在于固定的污染源中（如墙体、地板、家具、洁具）。情况复杂多变。

针对室内污染的复杂性，加强通风换气、用室外新鲜空气来稀释室内空气污染物，是最方便快捷地降低室内污染物浓度的方法。在进行通风时，可以采用以下策略：选择合适的最小通风量以节约能耗；整个建筑物内保持正压；选择合适的送风速度和气流组织形式以提高通风效率；选合适的系统对空气进行加湿和去湿。

尽管控制病源通常是减少疾病传播最有效的办法，但在实际场合除非有明显症状，否则很难发现已感染人员。此时，提供一定量具有稀释作用的送风就尤为重要。通风可以稀释带菌粒子，从而减少疾病通过带菌粒子的传播。一般认为 $7.5\text{L}/(\text{s} \cdot \text{人})$ 是通风量的一个合理的最小值，也就是说每个空间的通风量折算成每人的通风量后应大于 $7.5\text{L}/(\text{s} \cdot \text{人})$ 。若不足，则必须用有效过滤后的回风补足。

3.6.2 控制污染源^[42]

控制建筑内 [包括暖通空调 (HVAC) 系统] 污染源产生和室外污染物侵入是改善室内空气品质的根本途径。需要特别关注的污染源有三类：过滤器、建筑材料 (包括地毯) 和个人电脑 (PC)。

过滤器是最严重的污染源，随着通风量的增加，过滤器上的污染物会大量扩散到室内，故通过过滤器的空气品质并未得到提高。这就是在机械通风或空调房间虽然提高了通风量，但是室内空气品质并未得到改善，甚至比自然通风更差的原因，因此暖通空调系统中的过滤器应该经常更换。

第二类污染源是建筑材料，应避免使用散发邻苯二甲酸盐 (phthalates)，尤其是 DEHP 的材料，建议不使用地毯。如果使用地毯及其他材料，其所含的污染物应比标准中规定的限值低很多。如目前国外标准中规定建筑地板中允许污染物浓度为 $0.1\text{olf}/\text{m}^2$ ，应降低到 $0.02\text{olf}/\text{m}^2$ 。但有些建筑材料能吸附污染物，可以大大改善室内空气品质。

第三类污染源是 CRT 显示器的电脑，应尽可能使用低污染的 TFT 显示器的电脑。通过控制污染源，现有的办公室的室内空气品质可以提高到 4 倍。

对室内空气中的污染物进行清洁过滤处理是提高室内空气品质的很有潜力的方法，可以减少通风量。采用多种处理空气的方法，如吸附和光催化法，可降低污染物浓度，使室内空气品质提高到 5 倍。

此外还应监控室外的空气状况，超标时能及时处理和控制在；同时应隔离复印室等污染源并对其做一定处理，避免建筑内交叉污染。避免使用杀虫剂、空气清新剂等化学物品。

建筑设计的有关人员要相互配合，应在建筑设计方案阶段就考虑到室内空气品质问题，如合理布置建筑物的位置和选择材料，选择合理的自然通风方式以提高房间的通风换气效果，尽量选择低挥发性有机气体的材料，控制暖通空调系统和建筑围护结构湿度以减少微生物的生长等。

3.6.3 个性化环境控制^[42]

在很多通风的房间中，如果提供的室外空气是 $10\text{L}/(\text{s} \cdot \text{人})$ ，其中只有 $0.1\text{L}/(\text{s} \cdot \text{人})$ ，即 1% 的空气被人吸入，而且这 1% 的空气有可能在被人吸入前已经被生物排出物、建筑材料、电脑和其他污染源所污染，所以通风系统应该考虑为室内每个人提供未受室内污染源污染的清洁空气。将少量的高品质的空气送到每个人的呼吸区，而不是将大量不新鲜的空气送到整个房间。这种新的送风理念是由 Fanger 教授首先提出的，并将其称为个性化送风 (personalized ventilation, PV)。这是对传统暖通空调系统的挑战。

在办公室里，个性化送风可通过每个人极易控制的可移动送风口来实现。在理想条件下，个性化送风可以使每个人吸入来自射流核心、未与室内污染空气相混合的清洁空气。个性化送风的风速和紊流度要低，以免使人有吹风感。为了使每个人对室内空气环境都满

意, 个性化送风应该让每个人都能很容易地调节送风量和送风温度。采用个性化送风可以使通风效率提高到 10 倍以上。

在很多人共用同一空间的建筑物中, 利用个性化送风很难使每一个人都感到舒适。因为人的个体间的差异, 不同的人所偏好的温度可能不同。传统的处理方法是寻求在某一最佳温度上的妥协, 使感到不舒适的人尽可能少。显然如果每个人都能控制自己的局部环境会提高热接受率。带个别热控制的系统可以使在同一空间内的每个人都能够控制自己的局部环境, 这样每个人都对其所处的环境感到满意。

在传统的通风空气混合方式的房间内, 空气温度保持在一个适当较低的水平是有利的, 这个温度相当于任何一个在此空间的人所喜欢的最低温度, 如 20°C 或 21°C , 以提供合适的冷却的吸入空气。所有其他人员可能将要求少量的额外局部加热措施, 由他们自己控制以达到所喜欢的工作温度。这些小股的热流应由辐射或传导来提供, 这样空气始终保持凉爽以利呼吸。出于对冷吹风感的考虑, 应避免以空气流动实现个别热控制。

如果利用个性化送风原则, 首要的是应为个别热控制建立一单独的系统。个性化送风系统的观念是提供呼吸的清洁空气, 而个别热控制系统的任务是为人体提供适中的全身热舒适。个别热控制系统也可通过辐射或传导发挥作用, 而且重要的是它不能干扰个性化送风系统向呼吸区提供的清洁空气的高度敏感的气流。

在丹麦技术大学进行的综合性研究说明, 感知的空气品质受到人体吸入空气的湿度和温度的影响。人们喜欢较为干燥和凉爽的空气。

很明显人们喜欢每次呼吸空气时呼吸道有一种冷却的感觉, 这引起令人愉快的新鲜感。如果没有适当的冷却, 便会感到空气不新鲜, 闷热而不能接受。如果人们吸入空气的冷却能力低, 则呼吸道特别是鼻腔黏膜的对流和蒸发冷却作用不足。这种适当冷却的缺乏与感知空气的不良品质密切相关。

Fanger 等人的研究表明: 空气温度降低 $2\sim 3^{\circ}\text{C}$, 例如从 $23\sim 24^{\circ}\text{C}$ 降低到 21°C , 可以将可感知的室内空气品质提高到 2 倍。适当降低温度和湿度对改善室内空气品质有利, 可以减少病态建筑综合征的发生, 可以使室内空气品质提高到 2 倍。因此应该为人们提供冷却和干燥的空气。

综上所述, 通过控制污染源、用清洁空气、个性化送风、降低空气温度和湿度可以使室内空气品质提高到 400 倍。而人们并不需要这么高品质的空气, 故可以适当减少通风量。

3.6.4 纳米光催化氧化法处理 VOC

3.6.4.1 国内外研究现状

利用纳米光催化材料去除室内 VOC 是近年来兴起的一项新技术。该项技术具有以下优点: ①对有机物的氧化无选择性, 可降解多种有机物; ②反应条件温和, 可以在常温常压下操作; ③可以将有机污染物分解为 CO_2 和 H_2O 等无机小分子无机物, 净化效果彻底, 无二次污染; ④纳米 TiO_2 光催化剂化学性质稳定, 氧化还原性强, 成本低, 不存在吸附饱和现象, 使用寿命长, 能耗低, 操作简便。故应用纳米光催化技术可以开发出绿色环保型产品, 因而日益受到人们的重视。

目前在多相光催化研究中所使用的催化剂大都是 n 型半导体氧化物, 主要有 TiO_2 、 ZnO 等, 其中 TiO_2 的化学性质、光学性质都十分稳定, 且无毒廉价, 因此是目前研究得

最多的光催化剂。

研究表明：利用纳米 TiO_2 作为光催化剂，在波长小于 387nm 的光的照射下， TiO_2 的价带电子会被激发到导带，从而形成电子-空穴对。光生空穴具有极强的得电子能力，可以将其表面吸附的 OH^- 和 H_2O 分子氧化成羟基自由基，可以将烷、烯、酮、醛、卤代烃等挥发性有机化合物氧化，并最终降解为 CO_2 、 H_2O 和无机物，因而纳米 TiO_2 在处理有机废气方面显示了良好的应用前景。此外，纳米 TiO_2 光催化材料还具有杀菌消毒的功能，在严重急性呼吸道综合征（SARS）刚刚肆虐的今天，纳米 TiO_2 光催化净化室内空气的应用技术尤其受到人们的青睐。

为了提高纳米 TiO_2 的光催化活性，人们在纳米材料的尺寸、晶型结构及构成比、纳米材料与基体材料的结合方式等方面做了很多的研究，如抑制电子与空穴的复合、延伸激发波长的范围、提高光催化材料的稳定性等。国内外一些学者对纳米 TiO_2 进行了改性研究，如掺杂 Fe^{3+} 、将贵金属沉积于半导体表面、将半导体光敏化等。

由于纳米 TiO_2 为超细粉末，如何将其固化是工程应用中必须解决的问题，也是目前光催化技术不能推广应用、只能停留于实验室研究阶段的主要原因之一。

在日本，已有多家公司生产出多种用于改善室内空气品质的实用产品，如空气净化器、蜂窝过滤体等。在国内，中国科学院化学研究所对此做了详细的研究，开发了适合于中国的室内空气净化产品。国内已有人将掺杂 Fe^{3+} 的纳米 TiO_2 制成了薄膜，将纳米 TiO_2 与活性炭结合制成了空气净化网。

由于室内 VOC 光催化氧化过程通常需要在大气流量和光照辐射下完成，因此光催化氧化技术的大规模应用亟待解决的主要技术问题除了纳米 TiO_2 催化剂的固定化外，还需设计出结构合理、高效、可长期稳定运行的反应器。目前，国内外一些学者已开发了空气净化器、光催化反应器等产品。如日本研制了空气净化除臭机和对低浓度的 NO_x 进行分解的空气净化器。北京工业大学设计了一种蜂窝状结构的空气净化器。

由于纳米 TiO_2 光催化剂的氧化速率与污染物的初始浓度有关，污染物的初始浓度越高，纳米 TiO_2 光催化剂的氧化速率一般也越高，而室内 VOC 浓度一般较低，故现有的空气净化器用于去除室内低浓度的 VOC 的效率不高。

现有的光催化反应器的光源可分为紫外光和太阳能。由于紫外灯的寿命不长，故紫外光催化反应器多用于实验室研究。太阳能光催化反应器不仅使用寿命长而且还节约常规能源，开发利用了清洁环保型能源。但太阳能的采集比较困难，因为纳米 TiO_2 光催化剂的光吸收波长范围窄，主要在紫外区，利用太阳光的比例较低，仅占 4%~6%。此外，还受天气的影响，给设备的连续运转带来不便。故至今尚未见到有关太阳能光催化反应器的报道。

目前的研究成果多是用纳米 TiO_2 光催化剂降解单一成分的污染物，如甲醛等挥发性有机化合物，而室内含有多种低浓度的污染物，因此有必要研究开发一种去除室内 VOC 的综合效果最佳的空气净化器。

综上所述，目前这项技术在空调领域广泛应用中仍存在如下问题：①利用太阳光的比例低、反应速度慢；②需要建立一个综合反应模型来反映对氧化速率的总体效果；③对其在空气处理设备方面的应用研究很少，离广泛应用还有一段很大的距离。虽然问题存在，但挥发性有机化合物在 TiO_2 的光催化作用下可以降解成 CO_2 和 H_2O ，没有其他中间产物，因而用于改善日益恶化的室内空气质量问题，不失为一种很好的解决办法，依此开发

新型的空气处理净化设备, 具有广阔的应用前景。

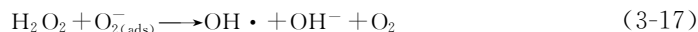
3.6.4.2 纳米光催化氧化的反应机理^[48]

目前研究最多的光催化剂半导体材料为金属氧化物和硫化化合物, 如 TiO_2 、 ZnO 、 CdS 、 SnO_2 等。半导体材料之所以能作为催化剂, 是由其自身的光电特性所决定的。通常半导体材料的能带结构是由一个充满电子的低能价带和一个空的高能导带构成的, 它们之间有禁带分开。当用能量等于或大于禁带宽度的光照射在半导体时, 其价带上的电子 (e^-) 被激发, 跃过禁带而进入导带, 同时在价带上产生相应的空穴 (h^+)。就半导体 TiO_2 而言, 在波长小于 387nm 的光照射下, TiO_2 的价带电子会被激发到导带, 从而形成空穴-电子对, 进而参与氧化还原反应, 氧化或还原吸附在催化剂表面上的有机物。光致空穴有很强的得电子能力, 可夺取 TiO_2 颗粒表面有机物或溶剂中的电子而被氧化; 同时电子受体则可通过接受表面的电子而被还原。

对于气固相光催化氧化过程, 较为公认的看法是电子传给表面氧, 形成 O_2^- 或 O^- , 同时空穴被表面氢氧根离子或水捕获, 形成羟基自由基。在气态光催化体系中, OH^- 、水分子和有机物本身都可以充当光致空穴的俘获剂。反应如下。



光致电子的俘获剂主要是吸附于 TiO_2 表面的氧, 它可以和光致电子结合, 从而抑制电子与空穴的复合, 同时它也是氧化剂, 可以氧化已经基化的反应物, 是表面羟基的另一来源。



其中 h^+ 代表空穴, e^- 代表电子, 下标 ads 代表表面吸附物。上述机理已被一些实验所证实。如氧的吸附量随表面羟基自由基浓度的增加而增加, 而在完全干燥的表面上不发生氧吸附。由氢氧根离子捕获空穴防止了电子与空穴的复合, 因此是氧通过接受电子而发生化学吸附。

从整体上看, 有机气相光催化氧化过程的反应机理研究还是开展得不够充分, 有许多问题有待于进一步讨论。如水合和非水合的 TiO_2 表面上反应物吸附性能及紫外光照射的影响, 反应中间产物的种类和性质, 产物的吸附、脱附性能等。然而已有的实验结果都能证明, TiO_2 催化剂表面羟基自由基在反应中起着十分重要的作用。

3.6.4.3 活性炭-纳米 TiO_2 光催化技术

光催化氧化虽然具有上述特点, 但不能直接应用在空调系统中。因为室内空气中挥发性污染物的一个显著特点是其种类多, 浓度低。当污染物浓度较低时, 光催化降解速度较慢, 而且会生成许多有害的中间产物, 影响净化效果。活性炭虽然对气体有极强的吸附能力, 但由于再生过程麻烦, 限制了其使用。

如果将光催化技术与活性炭吸附技术结合在一起,就能充分利用它们各自的优势,提高净化效果。现已研制出活性炭-纳米 TiO_2 复合光催化空气净化网,该光催化空气净化网是由支承体、活性炭和 TiO_2 光催化剂组成的具有直通孔的多层结构的蜂窝状整体式净化网。其最内层是用耐水牛皮纸构成的六角蜂窝状支承体,作为光和被净化气体的直通孔道,在支承体上黏结活性炭形成吸附层,光催化剂附着在活性炭粉末颗粒上形成最外层的光催化剂层。

这种净化网独特的结构及复合方式使其具有以下特点:①由于光催化剂 TiO_2 处于最外层,使得紫外光在没有遮挡的情况下直接作用在 TiO_2 光催化剂上,实现了较高的光利用率;②借助活性炭的吸附作用,对空气中极低浓度污染物进行快速的吸附净化和表面富集,加快了光催化降解的反应速率,抑制了中间产物的释放,提高了污染物完全氧化的速率;③ TiO_2 的光催化作用促使被活性炭吸附的污染物向 TiO_2 表面迁移,从而实现了活性炭的原位再生。

活性炭-纳米 TiO_2 空气过滤器综合了光催化技术和活性炭吸附技术的优点,具有净化效率高、气流阻力小、可以原位再生等特点,弥补了现有空气净化手段的不足,具有重要的实用价值。目前,这一技术已经相当成熟,具备了在空调系统中广泛应用的条件。随着这一技术的应用,将显著提高室内空气中挥发性有机化合物的净化效果,从而可大大改善室内空气质量。

3.6.5 系统设计和运行

改进空调系统的设计和运行是提高室内空气品质的保证。

在通风设计方面,设计人员应正确选择最小新风量和换气次数。由于建筑内的窗户会影响围护结构的气密性、建筑的压力分布和气体平衡等,因此,应充分考虑建筑内窗户的影响,维持建筑内合理的压力分布,保证室内合理的通风换气效果。同时,可用 CO_2 监测器控制通风量,在满足通风需要的同时降低能耗等。应尽量避免排风系统排出的污染物、凝结水、微生物等造成的二次污染,应合理设计排风口和进风口的位置,以避免补风的污染。

在设备选择上,新风和回风的过滤器是其中重点。新风三级过滤的设想可能在今后的某些具体空调设计中变为现实,而回风管道上具有 VOC 吸附效果的活性炭过滤器也会逐渐被设计人员接受。另外,噪声问题也应该引起重视,应合理选择风机、消声器等设备。

在系统运行时,要有专人负责维护。应连续监测控制建筑通风系统、室内温度和湿度及污染物指标,定期对系统进行检测与调试等,使系统的运行能保证室内的设计效果。新风过滤器和活性炭过滤器都要定期检查,根据情况进行清洗、更换或再生;对于有凝结水产生的换热器和通风设备等,应在系统停止工作时保持通风直至凝结水干燥,以免滋生微生物。为此,应对系统运行和维护人员进行系统、全面的培训。此外,还应制定与空气温度、湿度、污染物浓度变化相对应的控制策略。

3.7 室内空气质量评价应用举例

试用灰色系统理论建立室内空气质量灰色非本征预测模型。并利用灰色非本征模型模拟室内二氧化碳随时间变化的特性。

3.7.1 模型的建立

在工程上,一般采用室内空气污染物质量平衡方程来计算室内污染物浓度。对于图 3-11 所示的系统,可建立如下方程。

$$V \frac{dC_i}{dt} = k(Q+q)C_0 - k(Q+q)C_i + S - R \quad (3-19)$$

式中 Q ——通风空调系统新风量, m^3/h ;
 q ——渗透风量, m^3/h ;
 C_0 ——新风中污染物浓度, 10^{-6} ;
 C_i ——室内空气污染物浓度, 10^{-6} ;
 V ——房间体积, m^3 ;
 S ——室内空气污染物散发率, m^3/h ;
 R ——室内污染物的沉降率, m^3/h ;
 k ——混合系数。

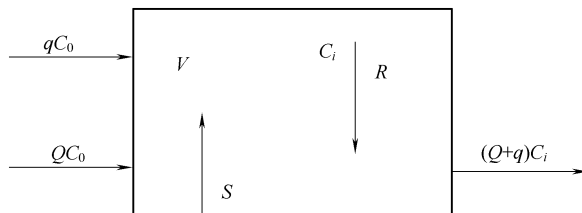


图 3-11 室内污染物扩散模型^[49]

q 取决于室外的风速、温度、房间窗户类型、房间高度等,是一个不确定参数,因此用灰数 $\otimes q$ 表示。 C_0 对于室内污染物浓度的变化来说是相对稳定的,但它实际上也是波动变化的,与当地的大气污染程度以及污染物的种类等因素有关,也是一个灰数 $\otimes C_0$ 。另外, R 和 S 与污染物本身的性质及污染源有关,也是不确定参数,分别用 $\otimes R$ 、 $\otimes S$ 表示,故式(3-19)可改写为下式。

$$V \frac{dC_i}{dt} = (Q + \otimes q)(\otimes C_0 - C_i)k + \otimes S - \otimes R \quad (3-20)$$

式(3-20)即为室内空气品质的灰色非本征模型。因 C_i 是由灰参数计算得出的,故也为灰参数。

这些灰参数均为区间灰参数,它们既有上界也有下界,计为 $\otimes \in [a\bar{a}]$ 。可凭着先验信息或某种手段,找到一个白数作为其“代表”的灰数。这个白数为相应灰参数的白化值,计为 $\bar{\otimes}$ 。将式(3-20)积分可得下式。

$$C_i = \left[\frac{k\otimes C_0(Q + \otimes q) + \otimes S - \otimes R}{k(Q + \otimes q)} \right] \times [1 - e^{-\frac{k}{V}(Q + \otimes q)t}] + C_S e^{-\frac{k}{V}(Q + \otimes q)t} \quad (3-21)$$

式中 C_S ——室内空气污染物初始浓度, 10^{-6} 。

3.7.2 灰色非本征方程模拟和灰参数优化

用灰色非本征模型模拟在自然渗透($Q=0$)的条件下室内空气中 CO_2 的浓度变化。 CO_2 不能用一般的过滤器去除,而且在室内无沉降($R=0$)。故式(3-21)简写为

$$C_i = \left[\frac{k \otimes C_0 \otimes q + \otimes S}{k \otimes q} \right] \times [1 - e^{-\frac{k}{V} \otimes q t}] + C_S e^{-\frac{k}{V} \otimes q t} \quad (3-22)$$

令 $\frac{k}{V} \otimes q = \otimes n$, 式 (3-22) 可改写为

$$C_i = \left[\frac{k \otimes C_0 \otimes n V + \otimes S}{k \otimes n V} \right] \times [1 - e^{-\otimes n t}] + C_S e^{-\otimes n t} \quad (3-23)$$

式中 n ——换气次数, HR^{-1} 。

n 一般为 0.5~1.25, 其分布规律近似于瑞利分布, 重心 $a=0.86$ 。考虑到年代和地域差别, 取 0.6 的修正系数, 得到灰参数 $\otimes n$ 的上界值 $\bar{\otimes}(n)=0.3$, 下界值 $\underline{\otimes}(n)=0.75$, 白化值 $\bar{\otimes}(n)$ 为 0.516。

3.7.2.1 室内无污染源时 CO_2 浓度变化特性

当室内无污染源 (即室内无人) 时, 室内污染物发散率 $\otimes S=0$ 。式 (3-23) 可写为下式。

$$C_i = \otimes C_0 [1 - e^{-\otimes n t}] + C_S e^{-\otimes n t} \quad (3-24)$$

根据灰数运算法则, 对某一被测房间 (体积为 118m^3 , $C_S=1420 \times 10^{-6}$) 计算和测试了 8h 内的室内 CO_2 浓度变化过程, 计算与测试结果如图 3-12 所示, 从图 3-12 可以看出, 实际测量值在上界、下界之间变化, 且与计算结果十分接近。

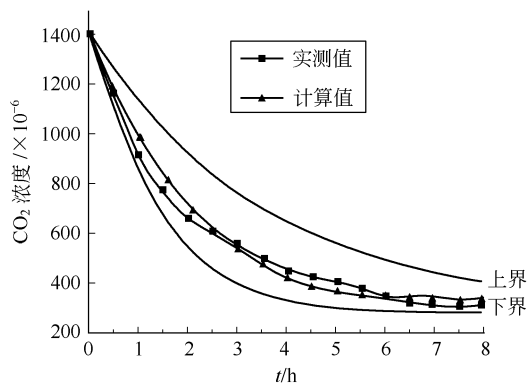


图 3-12 室内无污染源时的 CO_2 浓度变化曲线^[49]

3.7.2.2 室内有污染源时 CO_2 浓度变化特性

当室内有污染源 (即室内有人), 且无人抽烟, 也无燃烧装置时, 室内的 CO_2 可认为是人体的新陈代谢作用所产生的。设每人产生的 CO_2 为 $\otimes s$, 室内 CO_2 发散率 $\otimes S = N \otimes s$, N 为室内人数。人体的 CO_2 产生量可由人体的耗氧量计算得出, 而人体的耗氧量则与人的活动量和杜波依斯人体表面积有关。每人的 CO_2 产生量可由下式得出。

$$V_{\text{CO}_2} = R V_{\text{O}_2} \quad (3-25)$$

式中 V_{CO_2} —— CO_2 产生量, L/s ;

R ——呼吸商, 一般取为 0.83;

V_{O_2} ——耗氧率, L/s 。

V_{O_2} 可由下式计算得出。

$$V_{\text{O}_2} = \frac{0.00276 A_D M}{0.23R + 0.77} \quad (3-26)$$

式中 M ——人体新陈代谢率, 人在不同活动强度下的新陈代谢率参见第 2 章, met ;

A_D ——杜波依斯人体表面积, m^2 。

A_D 可由下式计算得出。

$$A_D = 0.203 H^{0.725} W^{0.425} \tag{3-27}$$

式中 H ——人的身高, m ;

W ——人的体重, kg 。

利用上述公式, 根据中国人种的特点, 计算得出每人 CO_2 的产生量为 11.4808 (女, 1.55m, 40kg, 1met)~38.5334L/h (男, 1.85m, 100kg, 2met)。灰参数 $\otimes S$ 的上界值 $\otimes = 38.5334L/h$, 下界值 $\otimes = 11.4808L/h$ 。中国女子身高多为 1.60m 左右, 体重多为 50kg 左右, 在办公室内的新陈代谢率一般为 1.2met, 故其 CO_2 产生量为 15.5002L/h; 男子身高多为 1.70m, 体重为 65kg, 在办公室内的新陈代谢率也为 1.2met, 其 CO_2 产生量为 18.1072L/h。取男女比例为 1:1, 故灰参数 $\otimes S$ 的优化白化值为 $\overline{\otimes}(S)$ 为 16.8L/h。

计算与测试结果如图 3-13 所示。测试开始时房间内 CO_2 的初始浓度 $C_S = 405 \times 10^{-6}$, 被测对象为 3 名大学生 (两女一男)。

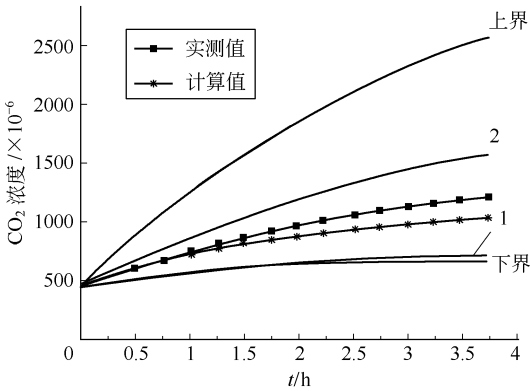


图 3-13 室内有污染源时的 CO_2 浓度变化曲线^[49]

从图 3-13 可看出, 实际测量值在灰区间内波动。另外, 还可看出 CO_2 的产生率对灰区间的影响是很大的。图 3-13 中, 由曲线 1、曲线 2 所组成的灰区间, 是当房间为办公用房, 人员新陈代谢率一般为 1~1.2met, 人员的身高一般在 1.55~1.80m 之间, 体重在 45~80kg 之间时, 计算得出的灰区间。它比由上界和下界所构成的灰区间几乎缩小了一半。总之, 人们所知道的信息越多, 则越能精确地定位灰区间。实际测量值与灰色非本征方程模拟的最优化白化值计算的结果十分接近。

要获得满意的室内空气品质，提供给室内足够的新风量或通风换气量以排除室内污染物是最基本的方法。通风气流排除室内污染物的效果主要取决于两个方面：其一，室内污染物的释放情况，包括污染源位置、释放强度和污染物特性；其二，室内气流组织形式，即室内的通风方式。对于以保障室内人员不受室内污染物危害为目的的通风，其通风效果的好坏取决于通风气流是否能有效地排除人员活动区内的污染物，从而为室内人员提供良好的空气质量。

根据影响人体热舒适性的因素，要获得满意的室内热湿环境，可以通过设置冷热辐射板以提高或降低环境的平均辐射温度；通过向室内送入适当温度、湿度和速度的空气以使室内空气的这 3 项参数满足要求。与改善室内空气品质的通风一样，通风气流排除室内余热、余湿的效果依然是其源的释放情况和室内气流组织形式。

4.1 室内通风的气流组织基本形式

按照室内气流形式的不同，室内通风有混合式通风和置换式通风之分。房间的气流分布对其空气的温度、湿度、洁净度和气流速度是否处于合理的数值范围内起着很大的作用，并将影响到空调系统的初投资与能耗。无论是混合式通风还是置换式通风，影响室内气流分布的主要因素有：①送风口的几何形状和位置；②送风风速；③送风温差；④排风口位置。

采用混合式通风时，新鲜清洁的空气通常由房间顶部送入室内，与室内空气充分混合，稀释室内污染物（包括余热、余湿），最后由房间顶部（或底部）排出室外。整个室内气流充分混合，室内各处温湿度和污染物浓度均匀一致。

采用置换通风时，新鲜清洁的空气直接从房间底部送入人员活动区。由于送风温度低于室内空气温度，送风在重力作用下先蔓延至整个地板表面，进而在后继送风的推动和室内热源产生的热气流的卷吸提升作用下由下至上流动，形成室内空气运动的主导气流，最后在房间顶部排出室外。整个室内气流分层流动，在垂直方向上形成温度梯度和浓度梯度。

混合通风以稀释为原理，而置换通风以置换为原理，两者在设计目标、气流动力、气流分布特性、技术措施、通风效果等方面存在一系列的差别，具体比较见表 4-1。

表 4-1 两种通风方式的比较

比 较 项 目	通 风 方 式	
	混 合 通 风	置 换 通 风
设计目标	全室环境均一	工作区环境满足要求
通风动力	机械通风为主	羽流浮力为主
通风机理	气流强烈掺混	气流扩散、浮力提升
送风特性	大温差高风速	小温差低风速
	上送下回	下侧送上回
	风口紊流系数大	送风紊流度小
	风口掺混性好	风口扩散性好
流态	回流区为紊流区	送风区为层流区
温度/浓度分布	上下均匀	温度/浓度分层
通风负荷	消除全室负荷	消除工作区负荷
空气品质	空气品质接近于回风	空气品质接近于送风

混合通风与置换通风的全室温度分布和污染物浓度分布是不同的。如果两种通风方式下的排风口处污染物浓度相同，则由于置换通风室内气流分层流动，在垂直方向形成温度梯度和浓度梯度，因此，人体附近微小环境的温度值低于排风温度，人体呼吸区的污染物浓度低于排风浓度。也就是说，以全室为对象，两者消除余热和排污的能力相同，而以人员活动区为对象，则置换通风的能力优于混合通风。

由此，两者在通风动力、气流分布以及技术措施等方面产生了一系列的差别。

① 混合通风是以稀释原理为基础，气流在室内充分混合，紊流度大，风速较高。置换通风系统的气流运动是以空气密度差形成的浮力为动力，气流组织类似活塞流，紊流度低，风速低。这一点对房间的热舒适性有重要影响，将在后面详细讨论。

② 置换通风房间气流分为下部单向流动区和上部混合区，与人的舒适性直接相关的是下部单向流动区，因此只需考虑使该区满足设计要求即可；而混合通风房间只有一个混合区，设计时要以整个房间为研究对象，计算负荷大。在办公建筑等房间中，置换通风在去除余热方面的优势并不十分明显。但在如工业建筑一类的高大房间中，置换通风可以减少相当多的通风量。

③ 由于置换通风房间在垂直方向上存在梯度，包括温度梯度和污染物浓度梯度。温度梯度造成了房间底部温度低而上部温度高，形成了脚寒头暖的现象，与人的正常生理规律相悖，因此在设计时要保证头脚温差不超过人体所容许的程度。污染物浓度梯度则表示新风先经过人体，为人员提供较好的空气品质，对室内环境非常有利。

④ 在相同的设计温度下，置换通风的送排风温度一般要比混合通风高 $2\sim 3^{\circ}\text{C}$ 。两种通风系统的管道走向和尺寸非常相似，设备尺寸也差不多，主要的差别在于送风口和接近送风口处的管道。除了置换通风送风口的投资一般更大外，两种系统的投资费用上差别也不是很显著。

两种通风气流组织的优缺点分析见表 4-2。

表 4-2 混合通风与置换通风气流组织的优缺点

通风方式	优 点	缺 点
混合通风	因为送风射流能有效地与室内空气混合，所以允许采用大温差送风，处理冷负荷的能力大；全室温度均匀；由于送风口附近截面具有相对较大的压降，所以容易布置流动测点	工作区紊流强度高，有吹风感的风险；送冷风时，工作区平均速度高；送热风时，工作区平均速度低，可能会发生气流短路；室内空气充分混合，利用送风稀释房间的污染物浓度，通风效率较低
置换通风	工作区紊流强度低，减小了吹风感的风险；送风直接进入工作区，该区的污染物浓度较低，可获得更高的通风效率；送风温度较高，从全年来看，可使用自然冷却的时间更长，节能潜力大	较大的垂直温差可能会引起不舒适感；为了避免垂直温差大的问题，处理冷负荷能力有限，如果与冷却顶板联合使用，初投资比较高；流动测点不易布置

4.2 混合式通风

混合式通风是传统的气流组织形式，房间气流组织计算的任务是选择气流分布方式，确定送风口的形式、尺寸、数量等，目的是要使工作区的温度与速度分布均匀，满足设计要求，并排除室内产生的污染物。对室内气流分布影响最大的是送风的射流，由于送风温度与房间温度的不同，一般空调房间的送风属于非等温送风；又由于房间的尺寸有限，使送风气流受到了限制，故属于非自由送风；在送风过程中，由于风口之间的距离不会太

远, 送风气流通常会有重合, 此因素会对轴心速度产生影响, 因此也应予以考虑。

混合通风依靠由房间顶部(或底部)送入房间的高速气流与室内空气充分混合, 稀释室内污染物(包括余热、余湿), 最后由房间顶部(或底部)排出室外。整个室内气流充分混合, 室内各处的温度和污染物浓度均匀一致。

混合通风的设计方法可以采用基于分析模型的设计方法和基于 CFD 模拟的设计方法。到目前为止, 分析模型的方法在混合通风系统的设计中应用最为广泛, 原因是它简单方便。而 CFD 模拟的方法可以应用在大型空间的系统设计上。混合式通风的原理与设计已在本科教材中进行了详细的介绍, 本书不再赘述。

4.3 置换式通风

置换式通风通常指的是利用下送上回的送风方式实现通风的一种新气流组织形式, 它是将新鲜空气直接送入工作区, 并在地板上形成一层较薄的空气湖。空气湖是由较凉的新鲜空气扩散而成的, 因室内的热源(人员及设备)产生向上的对流气流, 新鲜空气随其向房间上部流动而形成室内空气运动的主导气流。排风口设置在房间的顶部, 污染空气由此排出。送风口送入室内的新鲜空气温度通常低于室内工作区的温度, 较凉的空气由于密度大而下沉到地表面。置换通风的送风速率为 $0.2 \sim 0.5 \text{ m/s}$ 左右, 送风的动量很低, 以致对室内主导气流无任何实际的影响。较凉的新鲜空气犹如倒水般地扩散到整个室内地面并形成空气湖, 热源引起的热对流气流使室内产生垂直的温度梯度。在这种情况下, 排风的空气温度高于室内工作温度。由此可见, 置换通风的主导气流由室内热源所控制。置换通风的流态如图 4-1 所示。

139

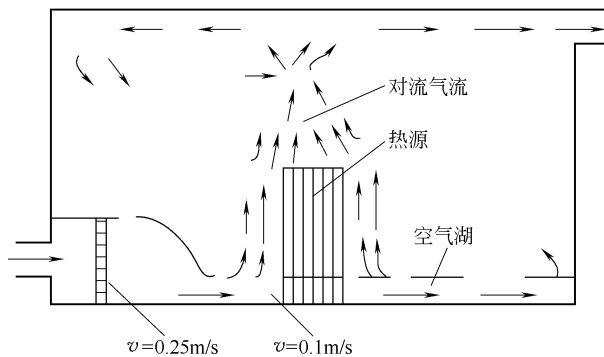


图 4-1 置换通风的流态

置换通风是下送上回的送风方式, 但它与混合通风的下送上回方式不同, 并不是任何一种下送风装置都能实现, 也不是对任何地域的任何建筑都适用。要实现置换通风, 设计中必须满足低速、低温差、低位送风和高位排风, 即所谓的“三低一高”条件, 送风气流在地面形成稳定的冷空气层, 空气靠热浮升力上升, 使人没有吹风感。送风温度低于室内温度, 低温空气才能沉降在地面上, 同时保证满足热舒适性要求, 不具备以上条件的, 只是一般的下送风方式, 而非置换通风。

1978 年, 置换通风第一次应用在德国柏林的一个焊接车间, 结果是车间内的空气品质得到了明显的改善, 并且节约能量。此后, 北欧地区有越来越多的工业厂房采用置换通

风来达到节能和提高室内空气品质的目的。

进入 20 世纪 80 年代以后,为了改善办公楼等商业建筑中的空气品质问题,在这类建筑中也开始应用置换通风。德国、瑞士、法国等研究人员通过试验测试和理论分析,对置换通风的诸多方面,特别是空气品质和热舒适性方面进行了详细的研究,在此基础上将其安装在办公室和会议室中,同时配合相应的空气处理设备和控制手段进行调节,取得了理想的效果,不仅提高了室内空气品质,还能提高热舒适性。

20 世纪 90 年代初,日本和美国出于改善室内空气品质的目的,也开始研究这种通风形式,结合各自建筑的实际条件开展相应的试验与数值模拟,扩展了置换通风的应用范围,并进一步完善了各项技术。

中国也于 20 世纪 90 年代初,在引入北欧置换通风技术的基础上结合国情开展了这方面的研究与开发工作,并应用于一些工程中,既获得了较高的空气品质,也达到了节能的效果。

4.3.1 置换通风原理

置换通风是利用空气密度差而在室内形成由下而上的通风气流。新鲜空气以极低的流速从置换送风口流出,送风温度通常比室内设计温度低 $2\sim 4^{\circ}\text{C}$,送风的密度大于室内空气的密度,在重力作用下送风下沉到地面并蔓延到全室,地板上形成一薄薄的冷空气层,称之为空气湖。空气湖中的新鲜空气受热源上升气流的卷吸作用、后续新风的推动作用及排风口的抽吸作用而缓慢上升,形成类似活塞流的向上单向流动,因此室内热而污浊的空气被后续的新鲜空气抬升到房间顶部并被设置在上部的排风口所排出。

采用置换通风时,室内存在垂直方向的温度梯度和热力分层现象。室内热源产生的热对流气流(热烟羽)在浮力作用下上升,烟羽沿程不断卷吸周围空气并流向顶部而形成室内主导气流。根据连续性原理,在任意高度处的上升气流量和下降气流量之差等于送风量。因此当顶部烟羽流量大于送风量(排风量)时,室内垂直方向上存在一个分界面,在该界面处烟羽流量正好等于送风量。在该界面以下,烟羽外部空气以较低的速度向上流动,室内气流类似于垂直单向流,房间下部区域的空气不断被送入室内的新鲜空气置换,其品质较高,称为单向流动清洁区;而在该界面之上由于烟羽流量大于排风量,使得气流在屋顶周围聚集掺混,形成类似混合流的气流流型,因此该区内空气较浑浊,称为紊流混合区。由此可见,只要选择合适的送风量来保证热力分层界面位于室内人员活动区之上,就可以保证人员活动区内良好的空气品质。置换通风热力分层情况如图 4-2 所示。

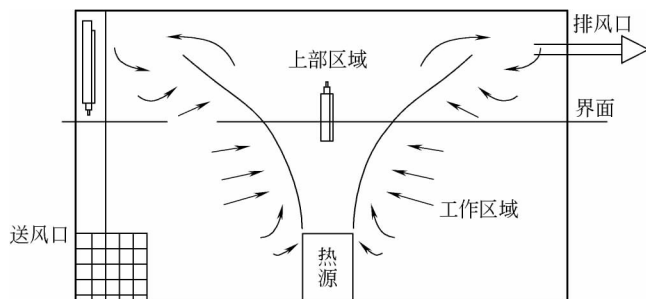


图 4-2 置换通风的热力分层

在置换通风条件下,下部区域空气凉爽而清洁,只要保证分层高度(地面到界面的高度)在人员工作区以上,就可以确保工作区优良的空气品质,而上部区域可以超过工作区

的容许浓度，而该区域不属于人员停留区，故对人体无妨。

空气温度场和污染物浓度场在上下两个区域表现出明显的不同特性，单向流动区存在一个明显的垂直温度梯度和浓度梯度，而紊流混合区温度场和浓度场则比较均匀，接近排风的温度和污染物浓度。

然而，即使在单向流动区，温度梯度和污染物浓度梯度也是很小的，整个区域内各种场均匀分布。在两区之间有一个过渡区，其高度虽然很小，但是温度梯度和污染物梯度却很大，空气的主要温升过程在此区内实现，被称为温跃层。根据这种分层的特点，只要保证温跃层在工作区以上，就可以为工作区提供较好的空气品质。空气在上升的过程中品质越来越差，最后从设置在天花板上或房间顶部的排风口排出。

4.3.2 置换通风系统参数

与传统的混合通风相比，置换通风更好地利用了空气热轻冷重的自然特性和污染物自身的浮升特性，通过自然对流运动达到空气调节的目的。另外，置换通风的层状特点使其将余热和污染物锁定于人的头顶之上，使人的停留区保持了最好的空气品质和适宜的热环境。在置换通风的设计中，要充分体现和利用其特性，并使设计满足人体卫生学的要求。

在确定通风方案之前，必须根据设计条件、设计目标等，从节能、热环境、空气品质的角度综合考虑设计对象适用的通风方案（混合通风或置换通风）。置换通风能够提供更好的空气品质，节能方面也有一定的优势，但采用置换通风需要考虑以下因素。

① 污染源与热源应共存，因置换通风的主导气流由室内热源控制，两源共存才能使污染物随热气流同时上升而排除。

② 室内冷负荷不应过大（如以 $120\text{W}/\text{m}^2$ 为界），否则，需要联合使用冷却顶板，但这样会加大初投资。

③ 房间高度不能过低（如以 2.4m 为界），过低则不能利用置换通风的机理，形成稳定的温度和污染物浓度分层，优势也就无从谈起。

置换通风的设计方法也可以采用基于分析模型的设计方法和基于 CFD 模拟的设计方法。本章将介绍一种基于分析模型的设计方法，它与混合通风的方法有所不同。

4.3.2.1 温度梯度 Δt

置换通风房间内工作区的温度梯度 Δt_n 是影响人体热舒适的重要因素。离地面 0.1m 的高度是人体脚踝的位置，而脚踝是人体暴露于空气中的敏感部位。该处的空气温度 $t_{0.1}$ 不应引起人体的不舒适感。房间工作区的温度 t_n 往往取决于离地面 1.1m 高度处的温度（对坐姿人员如办公、会议、讲课、观剧等）。根据 ISO 7730 标准，人员停留区垂直温度梯度应小于 $3^\circ\text{C}/\text{m}$ 。表 4-3 给出了德国某公司提供的数据。

表 4-3 室内温度 t_n 及工作区温度梯度

活动方式	散热量/W	$t_n/^\circ\text{C}$	$(t_{1.1}-t_{0.1})/^\circ\text{C}$
静坐	120	22	≤ 2.0
站姿			
轻度劳动	150	19	≤ 2.5
中度劳动	190	17	≤ 3.0
重劳动	270	15	≤ 3.5

采用置换通风的房间，依据室内的温度分布，通常分为 3 个区：底部区、人员停留区

和上部区；对于高大空间，人员停留区和上部区之间会出现一个中间区。

以房间高为 3m 的办公室为例，置换通风时室内的温度梯度由 3 部分组成。即以送风温度 t_s 送风后的底部区温升 $\Delta t_{0,1} = t_{0,1} - t_s$ ；人员停留区温升 $\Delta t_n = t_{1,1} - t_{0,1}$ ；以排风温度 t_p 排风的室内上部区温升 $\Delta t_p = t_p - t_{1,1}$ 。室内送排风温差 $\Delta t = t_p - t_s$ ，该值表示送风吸收室内全部的热量。

底部区温升 $\Delta t_{0,1}$ 的形成，是由于从送风口流出的低温空气在地面流淌的过程中，被地面加热使温度有所升高；空气接触到人体热源后，随高度的增加，温度逐步上升直至头部（以头部附近的温度代表室内温度），而形成人员停留区温升 Δt_n ；从人体头部到排风口的上部区温升 Δt_p ，此区域温度梯度可能由于其他次要热源的分布而各不相同。

某置换通风房间内的上述温度梯度如图 4-3 所示。

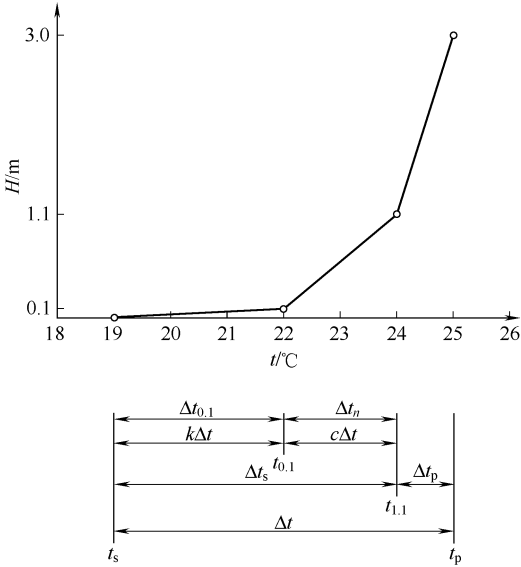


图 4-3 房间垂直温度梯度

从图 4-3 可以看出，该通风房间底部区、人员停留区、上部区的温度梯度依次递减，底部区的高差仅为 0.1m，温度梯度却高达 3°C ，而上部区高差尽管为 1.9m，温度梯度却仅为 1°C 。

4.3.2.2 冷负荷 Q

同混合通风一样，使用规范所建议的冷负荷计算方法计算出建筑冷负荷。但由于置换通风系统中的温度呈分层特性，它的设计思路主要是控制工作区的环境，消除工作区的冷负荷，所以需要考虑冷负荷在各区之间的分配。设计时需将工作区人员以及设备的冷负荷 Q_1 （此处不计入人体潜热，因为置换通风中促成温度分层的实际因素是显热，人体呼出的水蒸气按污染物计算）、工作区以上照明冷负荷 Q_2 、建筑围护结构与太阳辐射冷负荷 Q_3 分别计算并汇总，当然，尚需计算房间总冷负荷 Q 。

4.3.2.3 送风量 G

房间的送风量需要从以下两个方面考虑。

(1) 消除冷负荷所需的送风量 G_1 置换通风与混合通风在设计目标上存在着本质的差别，前者是以人为本，而后者是以建筑空间为本。传统的混合通风方式以室内的平均温

度或平均浓度作为设计的目标。置换通风系统创造了室内热分层,为了保证人体的热舒适性,消除人员停留区冷负荷,保证该区域的热环境是置换通风设计的目标。在确定了室内设计温度和人员停留区温度梯度后,所需的送风量 G_1 按式 (4-1) 计算。

$$G_1 = \frac{3600Q_y}{c_p \Delta t} \quad (4-1)$$

式中 G_1 ——消除冷负荷所需总送风量, kg/h;

Q_y ——人员停留区的综合显热冷负荷, 根据实验或经验确定, kW;

c_p ——空气定压比热容, $1.01 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$;

Δt ——人员停留区允许温差值, $^\circ\text{C}$ 。

Q_y 值很难确定, 对于一般高度的办公类建筑房间, 可用式 (4-2) 进行计算。

$$Q_y = \alpha_1 Q_1 + \alpha_2 Q_2 + \alpha_3 Q_3 \quad (4-2)$$

式中 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ ——分别为 0.295、0.132 和 0.185, 代表相应冷负荷 Q_1 、 Q_2 和 Q_3 进入工作区的比例。

上述冷负荷进入工作区的比例值是根据办公类建筑得出的经验常数, 其他建筑需根据其特点加以确定。

(2) 满足空气品质所需的新风量 G_2 由 ASHRAE 标准 62—1989R 可以确定用以保证室内可接受空气质量所需的新风量 G_r , 这一风量是建立在通风效率 (本章后面将做详细介绍) 等于 1 的混合通风的基础上, 而置换通风的通风效率更高。对于达到相同的室内空气品质, 置换通风系统所需的新风量更少, 从而置换通风新风量 G_2 表述为式 (4-3)。

$$G_2 = G_r / \eta \quad (4-3)$$

式中 G_2 ——满足空气品质所需的新风量, kg/h;

G_r ——混合通风满足空气品质所需的新风量, kg/h;

η ——置换通风呼吸区的通风效率。

室内坐姿人员的呼吸带距地面高度为 1.1m, 站姿人员的呼吸带距地面的高度为 1.7m。用卫生学的观点评价通风效果的话, 应是以接近地面的工作区内空气品质的优劣来衡量。

利用式 (4-4) 可以计算出置换通风呼吸区的通风效率。

$$\eta = 2.83(1 - e^{-n/3})(Q_1 + 0.45Q_2 + 0.63Q_3)/Q \quad (4-4)$$

式中 n ——换气次数, 次/h。

虽然上面的模型是针对坐姿的人建立的, 但同样也适用于站姿的人。人体所吸入的空气来自于更低高度的空气层。因为人体周围的热羽流将新鲜的空气从下面带到呼吸区, 所以站着的人呼吸的空气可能接近于坐着的人呼吸区的空气品质, 因此该模型对于人处于站立姿势的大多数停留区也适用。

在混合通风的热平衡计算中, 仅把热源的发热量作为计算参数而忽略了热源产生的上升气流。置换通风是依靠热源产生的上升气流 (烟羽) 来主导房间内的气流流向。热源产生的热上升气流如图 4-2 所示。站姿人员产生的热上升气流如图 4-4 所示。

置换通风中分层高度是一个重要的设计参数, 所以在室内送风量计算完成之后必须进行校核, 以确定分层高度是否位于人的呼吸区之上。这可以利用表 4-4 中给出的设计分层高度上的羽流流量 (以羽流计算理论得到) 进行校核, 如果大于送风量, 则表明送风量不

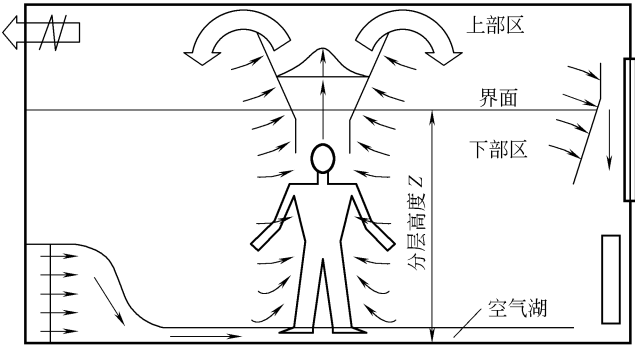


图 4-4 站姿人员产生的上升气流

足，分层高度位于设计值之下，需要重新调整送风量；否则表示满足要求，可以继续下一步计算。

表 4-4 热源引起的上升气流流量

热 源 形 式		有效能量折算/W	在离地面 1.1m 处的 空气流量/(m³/h)	在离地面 1.8m 处的 空气流量/(m³/h)
人员	坐或站			
	轻度或中度劳动	100~120	80~100	180~210
办公设备	台灯	600	40	100
	计算机/传真机	300	100	200
	投影仪	300	100	200
	台式复印机/打印机	400	120	250
	落地式复印机	1000	200	400
	散热器	400	40	100
机器设备	约 1m 直径,1m 高	2000		600
	约 1m 直径,2m 高	4000		800
	约 2m 直径,1m 高	6000		900
	约 2m 直径,2m 高	8000		1000

4.3.2.4 送风温度 t_s

房间内各区的空气温升均可根据其相应的冷负荷按式（4-5）计算。

$$\Delta t = \frac{3600Q}{c_p G} \tag{4-5}$$

根据室内设计温度（1.1m 处），通过选定人员停留区垂直温度梯度，可得出工作停留区与底部区分界处的温度，再根据式（4-5）可以进一步计算出送排风温度，并能做出垂直温度的分布曲线。

由于冷负荷进入各区的比值很难确定，送风温度也可由式（4-6）计算。

$$t_s = t_{1.1} - \Delta t_n \left(\frac{1-k}{c} - 1 \right) \tag{4-6}$$
$$c = \frac{\Delta t_n}{\Delta t} = \frac{t_{1.1} - t_{0.1}}{t_p - t_s}; \quad k = \frac{\Delta t_{0.1}}{\Delta t} = \frac{t_{0.1} - t_s}{t_p - t_s}$$

式中 c ——停留区温升系数；

k ——底部区温升系数。

停留区温升系数 c 也可根据房间用途确定。表 4-5 列出各种房间的 c 值。

表 4-5 各种房间停留区的温升系数

停留区的温升 $c = \frac{\Delta t_n}{\Delta t}$	地表面部分的冷负荷比例/%	房 间 用 途
0.16	0~20	天花板附近照明的场合:博物馆、摄影棚
0.25	20~60	办公室
0.33	60~100	置换诱导场合
0.4	60~100	高负荷办公室、冷却顶棚、会议室

底部区温升系数 k 可根据房间的用途及单位面积送风量确定。表 4-6 列出了各种房间的 k 值。

表 4-6 各种房间地面区的温升系数

地面区温升系数 $k = \frac{\Delta t_{0.1}}{\Delta t}$	房间单位面积送风量/[$\text{m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$]	房间用途及送风情况
0.5	5~10	仅送最小新风量
0.33	15~20	使用诱导式置换通风器的房间
0.20	>25	会议室

4.3.2.5 室内污染物浓度和湿度

对于以人员为主要污染源的环境,通常以 CO_2 浓度作为控制和评价污染物浓度的指标。根据国家卫生标准 GB/T 17094—1997 规定,室内空气中 CO_2 的日平均最高容许浓度应小于 0.1% ($2\text{g}/\text{m}^3$)。

由房间内部 CO_2 污染物的质量平衡关系,送风中的 CO_2 质量流量+人员散发的 CO_2 质量=排风中的 CO_2 质量流量,可得为保证室内 CO_2 浓度满足卫生标准的通风量,其计算公式见式 (4-7)。

$$L = \frac{3600X}{Y_2 - Y_0} \quad (4-7)$$

式中 L ——通风量, m^3/h ;

X ——室内 CO_2 散发量, g/s ;

Y_2 ——排风 CO_2 浓度, g/m^3 ;

Y_0 ——送风 CO_2 浓度, g/m^3 。

根据新风中所含有的 CO_2 质量、人员散发的 CO_2 质量及新风比例,可求得送风中和排风口处 CO_2 质量和浓度 C_c ,再根据通风效率模型,求得呼吸区附近 CO_2 浓度 C_k 。将 C_k 与卫生标准比较,大则说明新风量不足,需要加大新风比。

置换通风把人员呼出的水蒸气看成污染物,因此可以采用与前面 CO_2 相同的计算方法得到送回风状态参数,既 X 取室内散湿量, Y_2 取排风的含湿量,而 Y_0 取送风的含湿量。进而评价所研究区域的湿度情况。

4.3.2.6 送风口特性

送风口的构造、外形以及尺寸的选择主要基于房间的设计参数,如送风量、送风温度等。

置换通风中人的脚踝部最可能有吹风感,为了确保其附近空气状态满足舒适性标准,通常在设计中选取较低的送风口风速。另外,地板附近的垂直温度分布依赖于送风口的性能,如果使用的送风口并不是专门为低速送风方式设计的,那么在地板附近可能会形成冷空气层,虽然这并不是该系统实际的限制条件,但设计者必须保证选择使用正确的送风口

装置。

因置换通风的送风速度低,故送风口面积一般较大,设计时需要与建筑师紧密联系来确定其与建筑的结合,以不影响美观为宜。

在选择送风口位置的同时,应考虑热负荷的位置。较大的空气量送入发热量大的物体附近可以减少余热在工作区的传播,从而提高余热排除效率。

置换通风的送风口称为置换通风器,其布置应考虑下列原则。

- ① 置换通风器附近不应有大的障碍物,距离至少 0.9m 远。
- ② 置换通风器宜靠外墙或外窗布置。
- ③ 圆柱形置换通风器可布置在房间中部。
- ④ 冷负荷高时,宜布置多个置换通风器。
- ⑤ 置换通风器布置应与室内空间协调。

为了减少管道的需要量,可以把所有的送风口沿一面墙布置,而如果将送风口布置在不同的墙上,则可能增加置换通风系统所能提供的冷负荷。

在负荷比较大的房间(如负荷大于 $40\sim 50\text{W}/\text{m}^2$ 的商业建筑,劳动级别为轻劳动,或大于 $80\text{W}/\text{m}^2$ 的工业建筑,劳动级别为中等以上劳动),可以考虑诱导型送风口。在相同的冷负荷下,诱导型送风口可以使管道尺寸减小。

置换通风器的选型,其面风速应符合下列条件。

- ① 工业建筑的面风速 v 取 $0.5\text{m}/\text{s}$;
- ② 高级办公室的面风速 v 取 $0.2\text{m}/\text{s}$ 。

一般根据送风量和面风速 $v=0.2\sim 0.5\text{m}/\text{s}$ 确定置换通风器的数量。

排风口(或回风口)应该安装在天花板附近。如果排风口(或回风口)安装在主要热源的正上方,余热和污染物的排除效率可能会更高。

4.3.2.7 冬季的应用

由于置换通风系统以浮力动力为基础和很低的送风速度,使得送入的热空气直接到达顶板附近,难以在地面上方扩散,所以通常不能用来供热。如果用一个送风口在地板附近送热风,则需要较高的送风速度,此时,房间的空气温度相当均匀,类似于混合通风的情形。

建筑物的外区可能在冬季时需要供热,此时必须安装独立的供热系统来抵消外墙和窗户的热负荷,这种供热系统可以是散热器或风机盘管机组等。系统的供热能力应该略大于外墙和窗户的设计热负荷,以确保其墙壁和窗周围是向上运动的热气流,这样的气流组织对室内的空气品质有利。供热设备应该安装在地板面上,尽量靠近外墙或外窗的位置。如果使用的是风机盘管机组,则其出风的方向应该向上。冬季时如果建筑物的内区需要供冷,则仍可采用置换通风系统。

4.3.2.8 高大建筑中的应用

高大建筑(如体育馆、剧院等)设计方法及基本步骤与一般商用建筑类似,但上述计算式中各种冷负荷进入工作区的比例值是根据办公类建筑得出的经验常数,是否适用于高大建筑还有待进一步的研究和实验测试。本类建筑设计需要在前述方法的基础上,对送排风温度及送风量的计算进行调整。

4.3.3 置换通风与冷却顶板系统

当室内冷负荷较大时,仅依靠置换通风难以满足要求。这是因为出于舒适性的考虑,

送风速度、温度以及送风量等都受到了限制，于是单靠置换通风所能提供的冷量有限。冷负荷越大，送风量就相应的越多，由此可能导致置换通风的分层流动转化为混合流动，破坏了良好的气流组织。而且，送风量的增大需要更大的送风口、管道系统和空气处理器，结果造成能耗以及投资成本的增加。希望既不破坏置换通风良好的气流组织、保证舒适度，又能提高空调系统的制冷能力，目前使用最普遍的方法就是将冷却顶板和置换通风结合（CC/DV）使用。冷却顶板可以负担显热冷负荷，从而使空气系统的送风量减小，另外由于冷却顶板的热辐射作用，还可以削减置换通风带来的垂直温度梯度，使人有更佳的冷热感觉。

增加了冷却顶板后的置换通风系统仍然保留有原系统的特点，许多结论依然适用，但毕竟有一些新的特点。

4.3.3.1 冷却顶板

冷却顶板是一种特殊的既可通过空气又可通过水来冷却房间的方法，可以分为许多类型，如冷却横梁、冷却台板和格栅式冷床等，使用最广泛的是安装在吊顶上的水冷辐射冷却顶板（如图 4-5 所示）。顶板的表面由水来冷却，塑料或金属管安装在吊顶上，靠近冷却表面，使得表面温度均匀分布，低于房间空气温度，但比露点温度要高。

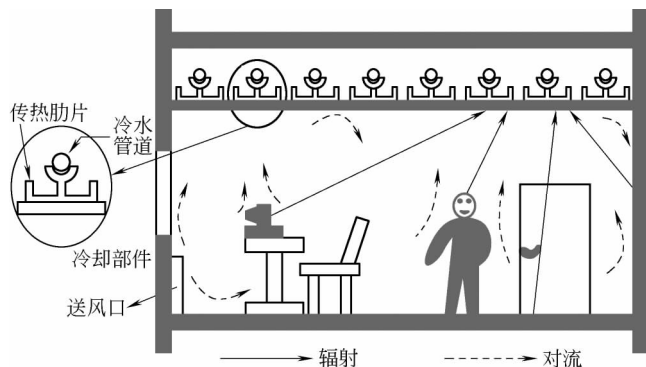


图 4-5 置换通风与冷却顶板系统

冷却顶板表面温度可以通过调节供水温度及水量来调节，从而调节了供冷量。冷却顶板的传热有两种形式，即辐射和自然对流。两者的传热比例取决于顶板的物理特性以及顶板附近的空气流动方式，据此可以分为两种类型：封闭式和开放式。对于封闭式辐射板式，传热比例大约为 1:1，而开放式对流板式，对流传热的比例则要大一些，制冷量也较大。

冷却顶板水管可以制作成一体，直接形成一体式顶板单元，或者通过传热片把水管和金属顶板联结起来，形成联结式吊顶单元，另外水管也可以毛细管的形式镶嵌在顶板内，组装成一片安装单元。

在同样的供水温度下，由于其结构不同，传热效果也不同，不同型式的冷却顶板表面温度是不一样的。对于一体式冷却顶板，当供水温度为 15℃ 时，其平均表面温度约为 17.4℃，而联结式在同样的 15℃ 供水温度下，其平均表面温度要比前者高 3℃。

4.3.3.2 置换通风与冷却顶板系统

冷却顶板与置换通风系统之间相互影响，设计一个高能效、同时能满足热舒适性和室内空气品质要求的组合系统，比单独设计冷却顶板系统或置换通风系统更困难，设计这种

组合系统时需要注意一些问题。

(1) 冷负荷的比例分配 由前面分析可知,随着负荷中冷却顶板所占比例的增大及辐射传热的增加,垂直温度分布会趋于均匀,垂直温差变小,从而可以提高热舒适性。但同时工作区污染物浓度也会增加,室内空气品质会下降,这是因为当冷却顶板所占供冷比例增大时,由于冷辐射传热量的增加而导致墙面温度的显著下降,并出现和室内空气的明显温差,其表面可能会形成下降的冷气流。有实验表明,当冷却顶板负担的室内冷负荷比例占到 60% 时,沿墙壁下沉的冷气流和从冷却顶板下沉的空气开始影响工作区气流流型,随着此值的增大,下沉的冷气流会一直到地板,从而破坏了置换通风的气流组织,室内的分层置换流将转化为混合流动,使工作区的空气产生强烈混合,降低工作区的空气品质。所以在进行 CC/DV 系统设计时,冷却顶板负担的室内冷负荷不宜过大,确定合适的冷负荷比例非常重要。在保证工作区空气品质的前提下,应尽量提高工作区舒适性指标,增大冷却顶板的供冷量,减少通风系统的动力损耗。

国外大量的实验研究和工程应用表明,冷却顶板制冷量所占总冷量份额的上限一般定为 50%~55% 是比较合适的。

(2) 最大冷负荷 当室内冷负荷为 $50\text{W}/\text{m}^2$ 时,CC/DV 系统提供了很好的热舒适性,因此最大冷负荷可以更高。一般来说,冷负荷越大,置换通风消除的冷负荷占的比例也应越大,虽然这将增加送风量和风机能耗。

(3) 房间高度 在房间比较高的地方如前庭、音乐厅以及各种工业建筑中,置换通风系统运行得更好。但是,对于 CC/DV 系统来说,当房间高度从 2.5m 增加到 5.0m 时,呼吸区的温度梯度几乎不变。室内空气品质也有同样的特点。对于不同的房间高度,冷却顶板消除的冷负荷也几乎相同。由于灯光系统的对流换热,近天花板处的空气平均温度更高。

(4) 室内湿度与结露问题 热湿源(如人员)周围的热羽流将湿空气携带进入顶板附近的区域,造成该区域空气的含湿量较高。但冷却顶板只能除去显热负荷,无法除去湿负荷,因此可能会产生结露,这是系统设计中不容忽视的重要问题之一。

为避免结露,应通过调节水系统或空气系统的相应措施,使顶板的供水温度高于周围空气露点温度,出于此种考虑,供水温度一般为 16°C 左右。如果送入房间的空气相对湿度较高,则应对其进行除湿处理。

4.3.4 置换式通风案例

下面将通过两个例子详细给出置换通风系统设计和分析的过程,一个是普通层高的办公建筑,另一个是高大空间的体育馆建筑。设计结果将与混合通风系统做相应的比较分析。

4.3.4.1 办公建筑

该办公建筑以图 4-6 所示的一间典型的办公室(人、顶灯和计算机均以长方体示意)为例。该办公室位于上海,室外计算参数为:夏季空调干球温度 34°C ,夏季空调湿球温度 28.2°C ,新风的 CO_2 浓度 $0.786\text{g}/\text{m}^3$ 。

室内设计参数为夏季温度 24°C ,相对湿度 55%。室内有 2 个人,湿负荷为 $100\text{g}/(\text{h}\cdot\text{人})$,主要污染物 CO_2 的散发量为 $33\text{g}/(\text{h}\cdot\text{人})$ 。房间以及室内物体的尺寸和发热量详见表 4-7。该设计同时也对混合通风方式进行了计算,各参数与置换通风大致相同,以期与之对照比较。

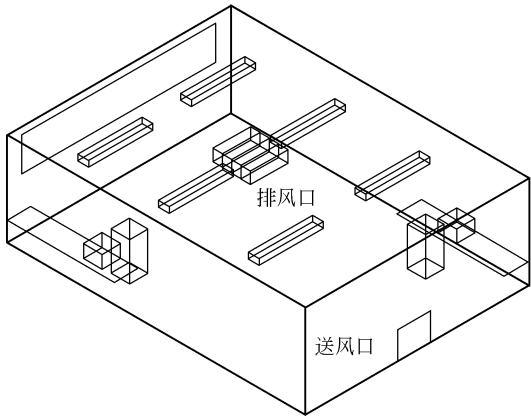


图 4-6 办公室的布局示意

表 4-7 房间及其内部物体的尺寸和发热量

名 称	尺 寸	热 量	名 称	尺 寸	热 量
房间	5m×4m×3m		计算机	0.4m×0.4m×0.4m	300W
外窗	1.16m×3.65m	200W	灯(共 6 盏)	0.2m×0.15m×1.2m	60W
人(2 个)	0.4m×1.1m×0.35m	100W	桌子(2)	2.0m×0.05m×0.5m	0

(1) 设计冷负荷 计算出办公室的冷负荷，将其分类列于表 4-8。

表 4-8 办公室冷负荷

项 目	热 量	项 目	热 量
工作区人员以及设备的冷负荷(Q_1)	800W	总冷负荷(Q)	1360W
工作区以上照明冷负荷(Q_2)	360W	冷负荷指标	68W/m ²
建筑围护结构以及太阳辐射冷负荷(Q_3)	200W		

(2) 送风量 选择坐姿人员的头脚 (0.1~1.1m) 的设计温差 Δt 为 2℃，代入式 (4-1)，可得满足热舒适性条件的最小送风量为 480m³/h。

根据卫生标准，保证室内可接受的空气品质所需的新风量，一般取为 30m³/(h·人)。由呼吸区通风效率模型方程式 (4-4) 计算得到 $\eta=2.1$ ，所以可计算出置换通风新风量为 29m³/h。

为了简化计算，直接利用表 4-4 进行分层高度的校核，由计算可知地面以上 1.1m 处的总羽流流量约为 400m³/h。小于 480m³/h，表明分层高度位于人员呼吸区之上，所以送风量满足要求。

(3) 送风温度 由已知的设计参数可知房间的设计温度 t_d 为 24℃，结合头脚温差 Δt 为 2℃，得地面以上 0.1m 处温度为 22℃。再由式 (4-5) 计算得送风温度 $t_s=20℃$ ，同时可由能量平衡方程得出系统的排风温度 $t_p=28.5℃$ 。

(4) 室内污染物浓度和湿度 现以 CO₂ 浓度作为评价污染物浓度的指标，室内人员 CO₂ 的散发量为 66g/h，新风中的 CO₂ 浓度为 0.786g/m³，根据质量平衡关系，可得到送风中 CO₂ 浓度为 2.92g/m³，排风口处 CO₂ 浓度为 3.06g/m³。再由通风效率模型，求得呼吸区 CO₂ 浓度为 2.99g/m³。

根据室内空气中 CO₂ 卫生标准 GB/T 17094—1997 规定，对于人长期停留的地方，

室内日平均最高容许浓度应小于 0.1%（2g/m³）。由此可以看出上面计算出的人员呼吸区 CO₂ 浓度不符合卫生标准，所以应在总送风量不变的基础上增大新风比，再重新进行计算。

经重新计算后，现新风比为 15%，流量为 72m³/h，则人均新风量为 36m³/h，最后计算出此时送风中 CO₂ 浓度为 1.56g/m³，排风口处 CO₂ 浓度为 1.70g/m³，呼吸区附近 CO₂ 浓度为 1.63g/m³。

置换通风把人员呼出的水蒸气也看成污染物，因此可以采用与前面 CO₂ 相同的计算方法，惟一不同的是此时的已知条件是呼吸区空气的相对湿度为 55%（含湿量为 10.2g/kg），据此采用前面的模型可得出结果，具体计算过程省略。最终计算得到送风的相对湿度为 68.8%，排风的相对湿度为 42.7%。

假定送风口的面风速为 0.2m/s，则由送风量可得房间的总送风面积为 0.66m²。送风口的个数定为 1 个，那么该送风口的面积就是 0.66m²。送风口位置的布置可在前面所述的原则下进行设计。当然送风口的面风速也可以在规定的范围内选择其他的值，只要满足设计均可。

最后，将以上计算结果汇总整理后列于表 4-9。

表 4-9 设计计算结果汇总

项 目	计算结果	项 目	计算结果
送风量	480m³/h	呼吸区 CO ₂ 浓度	1.63g/m³
送风温度	20℃	新风比	15%
送风湿度	68.8%	人均新风量	36m³/h
送风温差	4℃	送风口面积	0.66m²
排风温度	28.5℃		

(5) 空气品质分析 对于此办公室，如果采用混合通风方式，按照设计规范进行设计计算（属于常规气流组织设计，在此省略），送排风温差选为 8℃，可以得到房间所需的送风量为 508m³/h。假设新风比也为 15%，那么据此可以计算出房间 CO₂ 浓度为 1.65g/m³。

由此可以看出，虽然置换通风系统的送风量比混合通风系统小，人均新风量也比混合通风的小，但得到的呼吸区 CO₂ 浓度仍然更低，即该置换通风的空气品质更好，这表明了置换通风系统的使用可以获得更好的空气品质。

4.3.4.2 体育馆建筑

该体育馆建筑为圆形多功能比赛场馆，比赛大厅面积约 10000m²，最多可容纳 18000 人。比赛场高约 30m，直径近 60m。原有空调系统为全空气集中式系统，通风方式为混合通风，气流组织为观众席部分采用上部喷口高速侧送、座椅下孔板回风方式，比赛场地由顶送静压箱送风。现通风方式改为置换通风。

室内设计参数为夏季温度 27℃，相对湿度 55%；冬季温度 16℃，相对湿度 50%。该办公室位于上海，室外计算参数为：夏季空调干球温度 34℃，夏季空调湿球温度 28.2℃，冬季空调干球温度 3℃。新风的 CO₂ 浓度 0.786g/m³。

(1) 空调系统方案 置换通风系统仍采用全空气系统。气流组织为在阶梯形看台下方利用原有的水泥预制板设置送风静压箱，阶梯侧面开送风口，见图 4-7。比赛场四周沿墙布置送风箱侧送，风口均安装金属丝网，用于过滤均流，回风口设在近屋面处，是典型的下送上回方式。

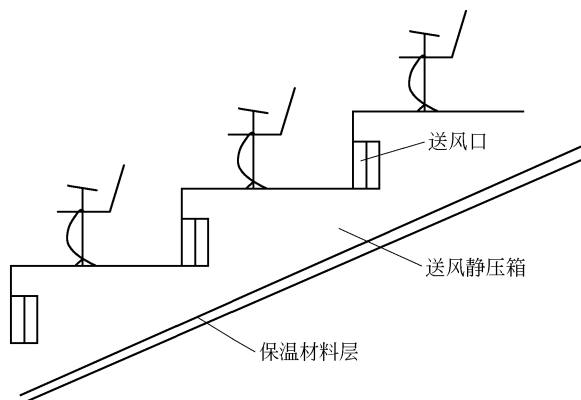


图 4-7 置换通风风口布置示意

(2) 冷(热)负荷 本例主要对置换通风与混合通风做设计比较,故只涉及比赛大厅的空调系统,对运动员休息室、贵宾室等场所未予考虑,对相邻的走廊(观众休息室)按非空调房间乘温差修正系数进行负荷估算。比赛时,观众 12000 人(极轻度劳动),运动员 10 人(重度劳动);演出时,观众 8000 人。分别按冷负荷系数法与供暖计算方法求出夏季、冬季负荷。由于比赛大厅灯光照明与人体散热量较大,全年都有余热。夏季最大冷负荷为 2408kW,出现在下午 5:00 左右,此处未计入新风负荷,因为置换通风的排风状态还需通过进一步的计算确定,故新风负荷仍未知。混合通风新风负荷约 1781kW [新风量按 $15\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{人})$ 计],总负荷为 4189kW,单位面积平均值 $405\text{W}/\text{m}^2$ 。冬季余热 1225kW,单位面积平均值 $118\text{W}/\text{m}^2$ 。

混合通风按暖通空调设计规范规定的最大送风温差、人均送风量、新风量、换气次数等进行计算,该部分与常规空调系统设计相同。

置换通风空间分区与余热计算见表 4-10。

表 4-10 分区余热计算

分 区	高度/m	余 热 量 来 源	余热量/kW
底部区	<0.05	50%灯光负荷	110
人员停留区	$0.05\sim 2.25$	人员显热负荷	727
中间区	$2.25\sim 3.0$	围护结构负荷	33
上部区	>3.0	50%灯光负荷	685

(3) 送风量 根据 ISO 7730 标准,人员停留区垂直温度梯度应小于 $3^\circ\text{C}/\text{m}$,从夏季人体衣着情况与舒适性方面考虑,确定温度梯度为 $2^\circ\text{C}/\text{m}$,则在人员停留区允许温升为 4.4°C 。

按式(4-1)确定最小送风量,可求得 $G_1 = 589123\text{kg}/\text{h}$,相应的体积风量 $L_1 = 499680\text{m}^3/\text{h}$,人均送风量 $41.6\text{m}^3/\text{h}$ 。按人均 $42\text{m}^3/\text{h}$ 取,则 $G_1 = 594711\text{kg}/\text{h}$, $L_1 = 504420\text{m}^3/\text{h}$ 。

(4) 送风温度 人员停留区控制点离地 1m 处的温度,按 $\Delta t = 3600Q_y/c_p G$ 计算各分区余热造成的空气温升:底部区 0.66°C ;人员停留区 4.36°C ;中间区 0.2°C ;上部区 4.12°C 。

人员停留区温度梯度为 $1.98^\circ\text{C}/\text{m}$,根据 1m 处要求温度值确定底部区与人员停留区

交界处的温度，求得该值为 24.1℃；同理求得送风温度、排风温度分别为 23.4℃、32.8℃。温度分布曲线见图 4-8。

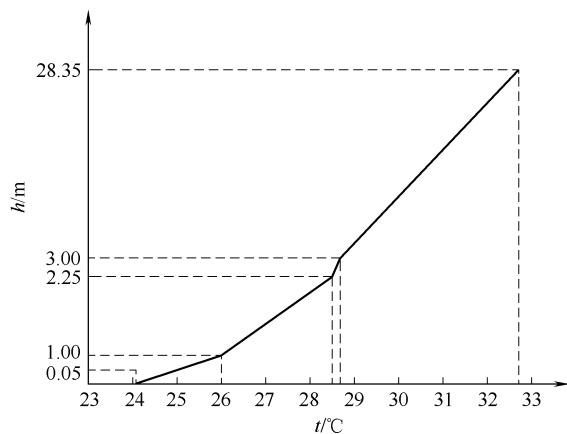


图 4-8 置换通风夏季温度分布曲线

(5) CO₂ 浓度与相对湿度 置换通风把人体呼出的水蒸气看成污染物，故可采用与 CO₂ 相同的计算公式。为简化计算，假设 CO₂ 与水蒸气浓度在室内随高度呈线性分布。

① CO₂ 浓度 室内 CO₂ 散发量合计 183.7g/s，新风 CO₂ 浓度按 0.786g/m³ 计算，根据式 (4-7)，可以求得 Y₂ = 4.447g/m³，Y₀ = 3.136g/m³，CO₂ 垂直浓度梯度为 0.046g/m。故在人员停留区离地 1m 处的 CO₂ 浓度为 3.182g/m³。

② 相对湿度 由前面的计算得出的温度分布曲线，可在焓湿图（本科教材《暖通空调》附录中有该图）上定量描出对应的状态点，但实际上该曲线的确切位置还未确定，它仍可沿等温线方向平移，分别对应不同的湿度值。按离地 1m 处设计要求湿度值与湿度随高度变化呈线性分布的假设，即可计算出置换通风的送风、排风状态点。在风量已知的情况下，由计算公式 (4-7)，可求出送风、排风的含湿量差为 2.33g/kg，相应的水蒸气浓度梯度值为 0.082g/(kg·m)。根据设计状态点 t = 26℃、φ = 55%，由焓湿图得含湿量值为 11.6g/kg，按照假设很容易地算出送风、排风含湿量值分别为 11.5g/kg 与 13.84g/kg。根据温度值和含湿量值可以得到各点的焓值 h。至此，可以把温度分布曲线完全定位到焓湿图上，如图 4-9 所示。

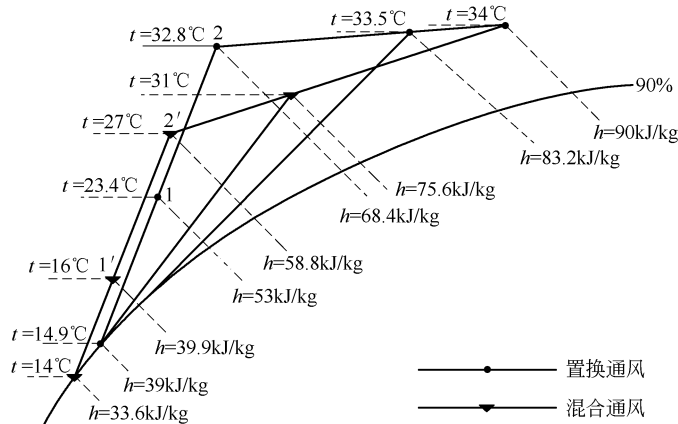


图 4-9 夏季空调方案焓湿图

在图 4-9 中, 线段 1—2 与 1'—2' 的 ϵ 值相同, 因为置换通风与混合通风要排除的室内余热、余湿量是一样的。但两条线段又是有本质区别的, 线段 1'—2' 表示的是混合通风的过程线, 而线段 1—2 表示的并非置换通风过程线, 因为室内的 d 值不是均匀一致的, 线上只有 1、2 这两个端点才有实际意义, 它们分别对应送风状态、排风状态。

置换通风在确定了排风状态后, 根据每人 $15\text{m}^3/\text{h}$ 的新风, 可计算出新风负荷, 最后得到置换通风总负荷 $Q=3825\text{kW}$ 。夏季空调计算主要结果汇总于表 4-11 中。

表 4-11 夏季空调计算汇总

项 目	置换通风	混合通风	项 目	置换通风	混合通风
总风量/ (m^3/h)	504420	379078	送风温度/ $^{\circ}\text{C}$	23.4	16
表冷器处理风量/ (m^3/h)	273259	342242	排风温度/ $^{\circ}\text{C}$	32.8	27
人均风量/ (m^3/h)	42	31.6	1m 处 CO_2 浓度/ (mg/m^3)	3182	4459
人均送风量/ (m^3/h)	15	15			

(6) 置换通风送风口与送风速度 置换通风采用下送上回方式, 若送风速度太大, 足部会有吹风感, 带来舒适性问题。一般的推荐标准是: 送风温度 20°C 时, 足部风速不大于 $0.15\text{m}/\text{s}$; 送风温度 24°C 时, 足部风速不大于 $0.20\text{m}/\text{s}$ 。按夏季校核出风口速度, 夏季送风温度 23.4°C , 足部风速不大于 $0.20\text{m}/\text{s}$ 。

(7) 通风效果比较

① 空气品质 在空气品质方面, 由表 4-11 可以看出, 置换通风具有混合通风无可比拟的优点。两种系统的新风量是一样的, 但置换通风在人员停留区的 CO_2 浓度都比混合通风低得多。

② 节能性 夏季置换通风冷负荷为 3824kW , 混合通风为 4189kW , 差别不大。负荷值不同的原因是置换通风排风温度高于混合通风, 则单位排风量从室内带走的余热量大于混合通风, 所以对于相同的新风量、排风量, 置换通风的新风负荷会小一些。负荷值相差不大的原因有以下两点。

a. 在计算室内负荷时, 置换通风与混合通风按相同的公式、数据计算, 但实际上前者由于具有温度分层特性, 室内空间温度并不恒定于设计值 27°C , 而是随高度增大而升高, 所以对于大部分围护结构造成的冷负荷仍按恒定的室内外温差计算是不合理的, 这将导致结果偏大 (如排风处温度为 32.8°C , 温差仅 1.2°C)。

b. 由于表冷器在处理空气时状态控制上的局限性, 置换通风仍需把空气处理到机器露点。两个系统在送风温度上相差近 8°C , 而在机器露点上却只差了不到 1°C , 这使得“置换通风可以使用比混合通风温度高的冷冻水, 提高制冷机效率”未能实现。若能找到其他途径处理空气至送风状态点, 置换通风在节能方面的优越性就更能凸显出来。

本例中的置换通风显示出的优势主要是在空气品质方面, 节能方面的优势并不明显, 这与设计对象有一定关系。体育馆人员密度大, 负荷大, 为满足舒适性要求 (垂直温度梯度的限制), 所需风量非常大, 超过了混合通风。本书选取的上海体育馆本身具有一定特殊性, 其人员密度达 $1.16\text{人}/\text{m}^2$, 大大超过一般的估算值 $0.4\text{人}/\text{m}^2$ 。现对夏季工况重新计算, 若其他条件不变, 观众人数减少一半, 混合通风风量由 $380000\text{m}^3/\text{h}$ 减至 $320000\text{m}^3/\text{h}$, 置换通风风量则由 $500000\text{m}^3/\text{h}$ 减至 $280000\text{m}^3/\text{h}$ 。若人数继续减少, 置换通风所需风量与混合通风的差值还将进一步扩大。由此可见, 对人员密度小的场合, 置换通风比混合通风具有更大的优势。

4.4 自然通风

中国是能源相对贫乏的国家，而建筑能耗在整个国民经济总能耗中占 25% 左右，其中高大空间建筑占有的比例不可小视。作为一种有效的被动式制冷手段，自然通风利用可再生能源，最大限度地降低了不可再生能源的消耗，是建筑节能领域中最“廉价”的技术措施之一。

二次世界大战后空调技术的诞生及其不断完善、智能建筑的出现等，促生了密封建筑的要求，使得自然通风技术研究进展缓慢。由于早期的自然通风研究主要是针对高温厂房和车间的排热、去湿和排污染物的要求，再加上数学方法的限制，其研究手段侧重于特定条件下的现场实验以及相似分析。

随着可持续发展战略的提出和实施，再加上空调能耗的剧增，发展生态建筑、绿色建筑已是大势所趋，因而自然通风受到了越来越广泛的重视。自然通风在自然能源利用过程中，几乎不产生一般能源消费带来的废弃物等，不破坏自然生态系统，实现了与生态环境的良好互动，且有利于人们的身体健康，满足了人们心理上亲近自然、回归自然的需求。

一般来说，自然通风可向室内提供新鲜、清洁的自然空气，稀释污染物浓度，提高人体舒适感。室内热环境和 IAQ 的改善都在很大程度上取决于新风量的大小及室内通风状况，特别地，自然风的 $1/f$ 频率特性对人体的影响是目前任何机械或人工系统无法取代的，另外，自然通风对于改善高温车间工人的劳动条件也有着十分重要的意义。

4.4.1 自然通风的分类

不同的建筑、不同的驱动力以及不同的室内气流运动形式，构成了不同特点的自然通风。根据目前国内外学者所做研究，可进行以下分类。

① 按照研究的建筑空间对象不同，分为单空间自然通风 (single-zone space)、多空间自然通风 (multiple spaces) 以及建筑楼栋自然通风 (multi-zone building)。

② 按照室内气流形式不同，分为置换式自然通风 (displacement) 和混合式自然通风 (mixed)。

③ 按照开口不同，分为单开口自然通风 (single sided/large opening/window) 和多开口自然通风 (multiple openings)。其中单开口形式又分为水平单开口和垂直单开口两种。

④ 按照驱动力不同，分为单独风压作用式穿堂式自然通风 (cross)、单独热压作用式自然通风 (buoyancy-driven) 和热压风压共同作用式自然通风 (combined buoyancy and wind-driven)、开口界面质扩散换气 (dispersion)、机械辅助复合式自然通风 (hybrid) 等。

由于自然通风应用于高大空间建筑和办公/居住类建筑的不同要求，目前国内外学者的研究主要分为两个方面：一个是小空间单开口式以及建筑楼栋多开口式的自然通风，另一个是高大单空间置换式自然通风。

4.4.2 单空间建筑自然通风

20 世纪 50~60 年代，前苏联从大量实验入手，建立了一套沿用至今的针对工业厂房

的置换式自然通风设计方法,但它没有从理论上深入,因此在确定排风温度、有效热系数、温度梯度等关键要素时其方法是经验性的。

近些年由于空调能耗的剧增以及世界范围内“绿色建筑”运动的掀起,自然通风的利用前景广阔,其研究手段也层出不穷,有以宏观机理与特性为研究对象的室内区域模型,也有以微观机理与特性为研究对象的 CFD 模型。本章介绍室内区域模型,微观机理的 CFD 研究将在第 6 章介绍。

室内区域模型的基本思想是将单个室内空间划分为一些有限的宏观区域,认为区域内的相关参数(如温度、浓度等)相等或取其平均值,区域间存在热质交换,通过建立质量和能量守恒方程来研究空间内的温度分布以及流动情况。相比本科教材中单一的通风量预测模型和气流预测模型要先进得多,它可以得到一定程度的分布参数解,然而与 CFD 模拟比较又是相对“集总”的。这类模型实际上是一种基于质量和热量以及表面热平衡的简易模型,可以是一维、二维或三维的,能够得到自然、混合对流情况下房间内的空气温度、速度、质量流量、热舒适等问题。目前,室内区域模型种类很多,解决自然通风的有较为简单的一维到二维的模型,针对一般通风房间的有二维到三维的 Zonal 模型,应用于大空间建筑的有 BLOCK 模型。本书介绍简单一维模型。

根据单室火灾烟气流动的区域模型,将其热分层理论引入到单室空间自然通风中,将原先自然通风的求解由最简单的“入口-室内-出口”模式发展成室内一维二区分布的模式。这类模型主要应用于住宅和学校类小空间建筑,不考虑围护结构传热,一般将室内划分成上下两个区域,有 2 个或 4 个(考虑顶棚和地面的温度)温度节点。包括原先最简单的无热分层模型在内,其自然通风二区一维计算模型可划分为如图 4-10 所示的 4 种类型。前两个是自然通风的基础模型:无热分层单区水模型[图 4-10 (a)]和热分层二区水模型[图 4-10 (b)]。在此基础上,又发展了热分层二区无梯度空气模型[图 4-10 (c)]和热分层二区线性梯度空气模型[图 4-10 (d)]。所谓的水模型是指忽略辐射热交换,不考虑表面温度与空气温度差别的模型,是上述具有实际意义的二区“空气模型”的基础。

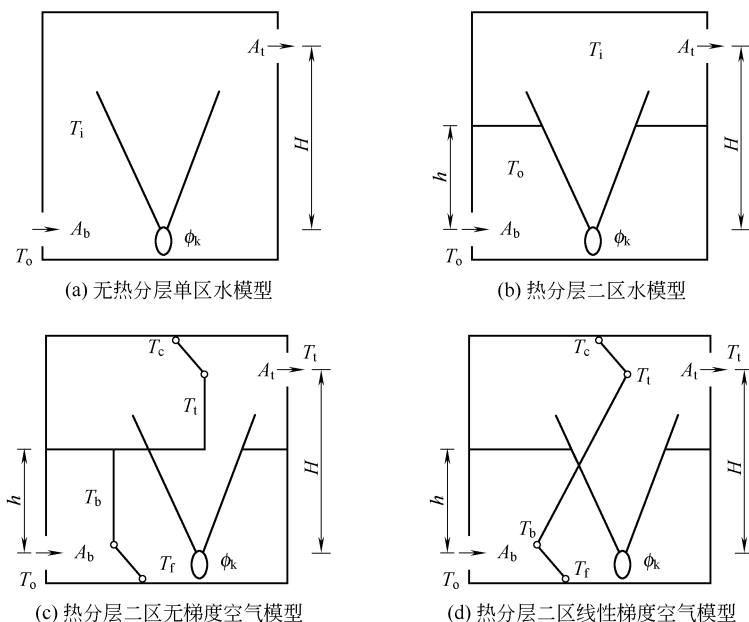


图 4-10 自然通风小空间的简单一维计算模型示意

4.4.2.1 无热分层单区水模型

在无热分层单区水模型中,如图 4-10 (a),室内空气温度被假设为完全均匀,因此,室内只有 1 个温度节点,且由于室内热源与围护结构绝热的作用,室内温度始终高于室外空气温度。这样,可以得到通风量计算式 (4-8)。

$$Q = C_d \sqrt{\frac{2A_t^2 A_b^2}{A_t^2 + A_b^2} \times \frac{\rho_i - \rho_o}{\rho_o} g H} \quad (4-8)$$

式中 A_b 、 A_t ——底部和顶部自然通风开口面积, m^2 ;

ρ_i 、 ρ_o ——室内和室外空气密度, kg/m^3 ;

H ——建筑空间高度, m 。

定义自然通风空间的有效面积 (假设进出口流量系数相等) A^* 如式 (4-9)。

$$A^* = \sqrt{2A_t^2 A_b^2 / (A_t^2 + A_b^2)} \quad (4-9)$$

引入理想气体状态方程 (忽略压强作用), 可将通风量计算式简化为式 (4-10)。

$$Q = C_d A^* \sqrt{\frac{T_i - T_o}{T_o} g H} \quad (4-10)$$

式中 T_i 、 T_o ——分别为室内和室外空气绝对温度, K 。

根据通风条件下能量平衡方程 $\phi_k = \rho_o c_p q (T_i - T_o)$ 和室内热源羽流公式 (4-11), 可以最终得到洁净区高度 h (由于温度均匀, h 用来表示污染物不扩散的高度, 而非热分层高度) 的表达式 (4-12)。

$$q(z) = 0.006 \phi_k^{1/3} z^{5/3} \quad (4-11)$$

$$\frac{C_d A^*}{H^2} = \beta^{3/2} \sqrt{\left(\frac{h}{H}\right)^5} \quad (4-12)$$

式中 ϕ_k ——热源强度, W ;

β ——常数, 根据单点热源羽流, 可以表达为 $\beta = 1.16 \pi \alpha_t^{4/3} (1/\pi)^{1/3}$, 其中羽流卷吸系数 $\alpha_t = 0.118$ 。

4.4.2.2 热分层二区水模型

在热分层二区水模型中,如图 4-10 (b), 通风量计算式与式 (4-10) 略有不同, 因为仍然不考虑辐射热交换和表面对流换热, 室内下部区温度仍等于室外空气温度, 所以通风量计算式为式 (4-13)。

$$Q = C_d A^* \sqrt{\frac{T_i - T_o}{T_o} g (H - h)} \quad (4-13)$$

类似地, 将能量平衡方程和热源羽流公式代入上式, 热分层高度 (也可仍理解为洁净区高度) H 的表达式为式 (4-14)。

$$\frac{C_d A^*}{H^2} = \beta^{3/2} \sqrt{\frac{h^5}{1 - h/H}} \quad (4-14)$$

4.4.2.3 热分层二区无梯度空气模型

以上两种模型可视为自然通风最简单的计算方法, 用以描述自然通风的基本概念。在此基础上, 用简化的方法引入顶棚和地面对室内空气以及相互之间的热交换, 不必引入两个表面温度, 可得到一个如图 4-10 (c) 所示的二区含 2 个温度节点的空气模型。其下部和上部两个区的温度分别近似为地面附近和顶棚附近空气的温度, 即式 (4-15)~式 (4-17)。

$$T_t = \frac{\phi_k}{\rho_o c_p Q} + T_o \quad (4-15)$$

$$T_b = \lambda(T_t - T_o) + T_o \quad (4-16)$$

$$\lambda = \left[\frac{Q_{o0} c_p}{A_f} (h_{c,f}^{-1} + h_{c,c}^{-1} + h_{r,cf}^{-1}) + 1 \right]^{-1} \quad (4-17)$$

式中 $h_{c,c}$ 、 $h_{c,f}$ 、 $h_{r,cf}$ ——地面、顶棚对流换热系数以及顶棚对地面辐射换热系数，W/($m^2 \cdot K$)；

T_b 、 T_t ——近地和近顶棚空气绝对温度，K；

A_f ——地面或顶棚面积， m^2 ；

λ ——温度系数。

从而，得到通风量和热分层高度计算式分别为式 (4-18)、式 (4-19)。

$$Q = C_d A^* \sqrt{\frac{T_b - T_o}{T_o} g h + \frac{T_t - T_o}{T_o} g (H - h)} \quad (4-18)$$

$$\frac{C_d A^*}{H^2} = \beta^{3/2} \sqrt{\frac{h^5}{1 - (1 - \lambda) h / H}} \quad (4-19)$$

分析可知，当 $\lambda=0$ 时，二区空气模型变成二区水模型，而当 $\lambda=1$ 时，则成为无热分层的水模型。

4.4.2.4 热分层二区线性梯度空气模型

如果进一步将上述空气模型中的地面和顶棚温度与空气温度区分开来（但仍不必引入地面和顶棚两个表面温度），并考虑室内温度的线性梯度假设，则还可以得到更加复杂的如图 4-10 (d) 所示的空气模型。此时，温度为 T_b 和 T_t 的两点之间的高差无法确定，可以认为近似等于 H ；两点的温度仍可由式 (4-15) 和式 (4-16) 计算。通风量计算式为式 (4-20)。

$$Q = C_d A^* \sqrt{\int_0^H \frac{T_z - T_o}{T_o} g dz} \quad (4-20)$$

由于室内温度呈线性分布，所以上式可以转化为式 (4-21)。

$$Q = C_d A^* \sqrt{\int_0^H \frac{T_b + z(T_t - T_b)/H - T_o}{T_o} g dz} \quad (4-21)$$

最后可得式 (4-22)。

$$Q = C_d A^* \sqrt{\frac{1}{2} g H \frac{T_b - T_o}{T_o} + \frac{1}{2} g H \frac{T_t - T_o}{T_o}} \quad (4-22)$$

可见，此时通风量和热分层高度的计算不耦合，只需根据线性温度梯度环境中点源羽流流量计算式 (4-23) 和式 (4-24)，令 $dT/dz = (T_t - T_b)/H$ 和羽流流量在 $z=h$ 处等于通风量，就可以算出热分层高度。

$$z_1 = 2.86 z \phi_k^{-1/4} \left(\frac{d\phi}{dz} \right)^{3/8} \quad (4-23)$$

$$m_1 = 0.004 + 0.039 z_1 + 0.380 z_1^2 - 0.062 z_1^3 \quad (4-24)$$

4.4.2.5 自然通风一维模型的应用

下面对一个 $H=6m$ 的含内热源绝热建筑的自然通风进行计算与分析。计算条件为： $T_o=293.15K$ ， $\phi_k=500W$ ， $C_d=0.6$ 。计算结果如图 4-11 所示。其中图 4-11 (a) 所示为无因次热分层高度（对于模型一，为洁净区高度）随无因次开口面积的变化情况；而图

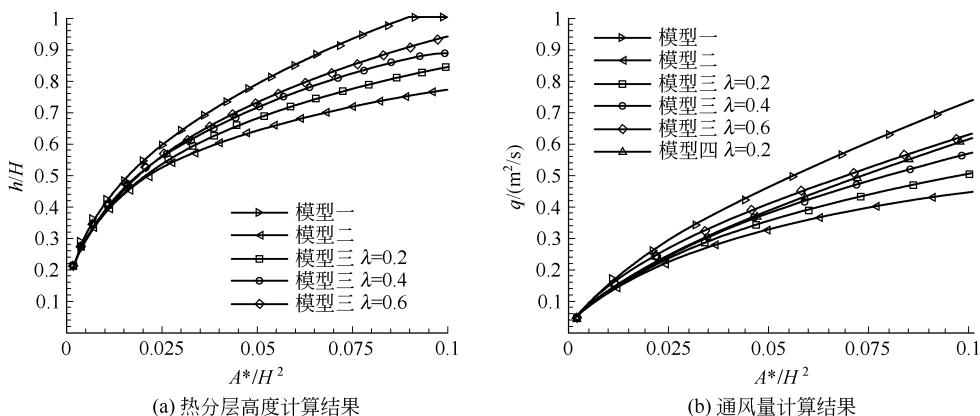


图 4-11 自然通风一维模型计算结果

4-11 (b) 为通风量随无因次开口面积的变化情况。从图中可以看出, 自然通风的开口面积趋向于零时, 各模型的计算结果趋于一致; 而当开口面积增大时, 各模型的差别越来越大。对于模型一 (无热分层单区水模型), 当 $A^*/H^2 = 0.1$ 时, 由于预测的通风量很大 (达到 $0.72m^3/s$), 洁净区高度几乎达到整个建筑高度。对于模型二, 当 $A^*/H^2 = 0.1$ 时, 由于下部区温度与室外相同, 使得高度 $h = 4.6m$ 以下空间没有驱动任何的通风量, 通风量预测结果偏小 (达到 $0.42m^3/s$)。置换通风的 λ 值一般是在 0.4 左右, 自然置换通风也可取类似的值。从图中看出, 模型三和模型四的预测结果介于模型一和模型二之间, 从理论上说, 由于抛弃了下部区温度等于室外温度的假设, 所以更加合理。

上述各二区模型所描述的室内温度分布和空气流动的原理与置换通风基本一致, 即在热源羽流的作用下, 空间下部区域形成单向流动的置换区域, 室外新风补充羽流的发展, 上部区域则形成羽流扩散后的混合区, 温度较高、污染物浓度较大, 中间热分层高度处羽流流量和自然通风量达到平衡。因此, 该类模型可以直接应用于机械式置换通风的建筑空间。读者可以根据研究或应用的需要, 对模型进行简单改造。

需要指出的是, 对于自然通风, 上述简单一维模型都没有考虑围护结构传导和垂直壁面对流辐射热交换的作用, 对于空气温度分布, 最多也只引入了线性温度梯度的假设, 因此, 在实际应用中会出现一定偏差。

室内区域模型主要是基于 CFD 在建筑环境中应用的不成熟、实验系统的代价昂贵以及宏观模型的粗糙, 而提出来的一种相对折中的办法。虽然目前 CFD 应用技术的发展蒸蒸日上 (即便如此, CFD 仍很难直接用于含建筑动态传热与能耗问题的气流预测), 但由于区域模型所固有的简单、省时等优点, 使得其仍将具有较大的应用空间。另一方面, 由于室内区域模型的提出也是基于建筑物多区网络通风无法描述室内空气参数分布而发展出来的一种方法, 所以它若能被嵌入到多区模型中, 则无疑将使建筑物通风的预测更加可靠, 并且能获得某些房间内满足一定精确度的空气参数分布情况。

需要指出的是, 室内区域模型的建立有两个基本前提: 一是室内的射流等驱动流动必须可以由现有的经验或半经验公式予以描述; 二是使用区域模型需对室内空气流动有充分的认识和把握。这在很大程度上限制了室内区域模型的应用。有必要进一步借助实验或 CFD 模拟研究来丰富区域模型的流动元素 (更加复杂的驱动流和驱动流的相互作用等), 将其在不同室内环境的应用进行概括和分类。

4.4.3 楼栋建筑自然通风

楼栋建筑自然通风的计算采用多区网络的通风模型，其基本思想是将建筑看成一个网络系统（图 4-12），网络的节点代表建筑外部或建筑内部的各个区域（zone），各节点间的连接线代表通风在各区域间的流动关系。连接线上的阻抗标志着通风过程中经过缝隙、门窗及通风口等的阻力损失。下面以世界著名的 COMIS 计算软件为例简单介绍多区网络的通风模型的计算方法。

COMIS (conjunction of multizone infiltration specialists) 是于 1989~1990 年由 9 个国家的十余名通风模拟专家在美国加州大学伯克利分校共同开发的计算模型。它的项目来源于世界能源组织 (IEA) 的大型国际科研合作项目 Annex23。项目的主要目的是通过多区网络的通风模型 COMIS 的开发验证来研究建筑内部通风和污染物输移的机理。由于其国际化的背景，COMIS 在开发过程中吸收了当时各国关于通风计算的最新理论，更重要的是除了模型之间的比较外，在不同国家进行了长期的实验验证工作，因此很快成为这一领域内最具代表性、应用最广泛的计算模型。到目前为止已有超过 15 个国家的 200 多家科研单位在利用该模型从事通风方面的模拟计算工作。

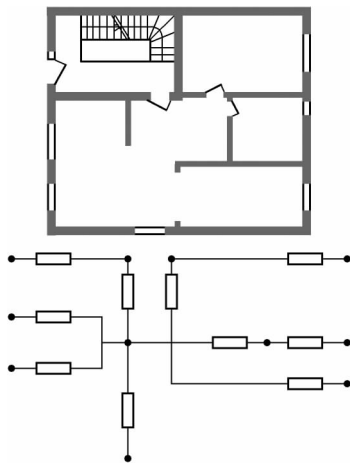


图 4-12 多区网络通风模型的概念示意

4.4.3.1 缝隙或通风口的通风

通过建筑缝隙或通风口的风量计算方法在 COMIS 中用式 (4-25) 表述。

$$Q = C_Q (\Delta p)^n \quad (4-25)$$

式中 Q ——通风量， m^3/s ；

C_Q ——流量系数， $\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa}^n)$ ；

Δp ——缝隙或通风口两侧的压差， Pa ；

n ——特征系数。

上式是通风量的计算基本式，它比较简单明了，但严格地说并不完全准确。主要原因在于它忽略了空气特性的影响。上式中的 C_Q 和 n 大多数通过测定并进行回归分析得出的，实验条件下的空气温湿度与计算条件可能存在较大的差别，这必然影响风量的计算精度。COMIS 采用式 (4-26) 进行修正。

$$Q = K_Q C_Q (\Delta p)^n \quad (4-26)$$

式中 K_Q ——温度修正系数，它是特征系数 n 和实际状态与基准状态的空气温度差的函数。

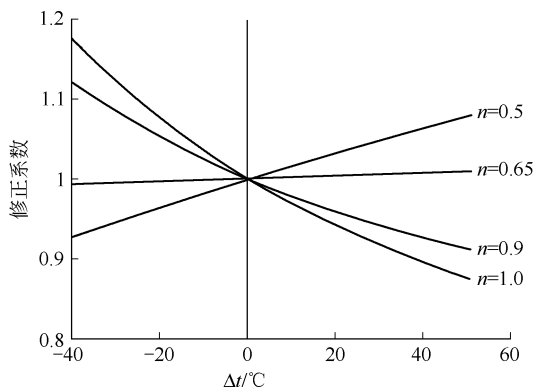
K_Q 计算式如下。

$$K_Q = \left(\frac{T}{T_0} \right)^n \left(\frac{T_0 - 136}{T - 136} \right)^{2n-1} \quad (4-27)$$

式中 T_0 ——基准绝对温度， $T_0 = 293.15\text{K}$ ；

T ——实际状态的绝对温度， K 。

由图 4-13 可以看出， K_Q 大致在 0.88~1.18 之间变化。当特征系数 n 小于 0.65 时， K_Q 与温度差成正比；而当特征系数 n 大于 0.65 时， K_Q 与温度差成反比。

图 4-13 温度修正系数 (K_Q)

4.4.3.2 大开口通风

通过门窗这样的大开口的空气流动与通过缝隙的空气流动完全不同。后者的流动可以认为在断面上流速是均匀的，流动方向是单一的；而前者，特别是垂直大开口，由于开口断面上温度梯度的存在，其空气流动会存在明显的断面流量分布，流动方向可能出现双向甚至演变为多向流动。在 COMIS 的相关计算中，首先提出以下假设。

- ① 空气为无黏性、不可压缩流体。
- ② 开口两侧空气密度在垂直方向上呈线性分布。
- ③ 流动状态为稳态，紊动的影响可换算成一个当量压差表示，并且也呈线性分布。
- ④ 开口的有效面积可以用一个简单的系数表示。

图 4-14 给出了大开口空气流动计算的示意图。根据上述假设③，开口两侧任意高度 z 处的空气密度为式 (4-28)。

$$\rho_i(z) = \rho_{0i} + b_i z \quad (4-28)$$

式中 $\rho_i(z)$ ——开口的第 i 侧 (图 4-14 中 $i=1, 2$) 任意高度 z 处的空气密度, kg/m^3 ;
 ρ_{0i} ——开口的第 i 侧 (图 4-14 中 $i=1, 2$) 基准高度 0 处的空气密度, 图 4-14 中基准高度 0 设在开口底部, kg/m^3 ;
 b_i ——开口的第 i 侧 (图 4-14 中 $i=1, 2$) 空气密度沿铅直方向的变化系数, $\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{m})$ 。

另外, 紊动作用的影响可用式 (4-29) 表示。

$$\Delta p_t(z) = p_{t0} + b_t z \quad (4-29)$$

式中 $\Delta p_t(z)$ ——任意高度 z 处的紊动作用形成的压差, Pa ;

p_{t0} ——基准高度 0 处紊动作用形成的压差, 图 4-14 中基准高度 0 设在开口底部, Pa ;

b_t ——空气紊动作用沿铅直方向的变化系数, Pa/m 。

根据伯努利方程, 任意高度 z 上开口两侧压差计算式为 (4-30)。

$$p_1(z) - p_2(z) = (p_{01} - p_{02}) - g \left[\left(\rho_{01} z + \frac{b_1}{2} z^2 \right) - \left(\rho_{02} z + \frac{b_2}{2} z^2 \right) \right] + (p_{t0} + b_t z) \quad (4-30)$$

此时任意高度 z 上的风速 $v(z)$ 计算式为 (4-31)。

$$v(z) = \left[2 \left(\frac{p_1(z) - p_2(z)}{\rho} \right) \right]^{1/2} \quad (4-31)$$

由于风速为未知, C_d 需要进行试算。

4.5 室内气流分布的性能评价及预测

室内空气品质恶化, 产生病态症状问题在很多情况下是由通风不当引起的, 原因是室内产生的污染物不能及时排除及空气流通不畅。通风问题一般包括两方面: 新风量不足和室内空气分布不合理。但提高新风量往往伴随着空调通风系统初投资与运行费用的增加, 因此, 改善室内空气品质的一个有效措施就是采取良好的通风系统形式对建筑进行通风, 将污染物浓度降低到人体健康允许范围内。所以通风系统自身通风效果的好坏和去除室内污染物的能力就显得非常重要, 这就涉及了通风房间气流分布问题, 因此, 有学者提出从通风气流分布的角度来评价室内空气品质。目前人们对通风系统通风效果的评价仅仅局限于从整体上评价对房间的热负荷和污染物的去除效果, 其常用评价指标有通风效率、换气效率、排污效率和温度效率。

4.5.1 气流分布的性能评价指标

4.5.1.1 空气龄

(1) 空气龄 所谓空气龄, 从表面意义上讲是空气在室内被测点上的停留时间。而实际意义是指旧空气被新空气所代替的速度。空气质点的空气龄是指空气质点自进入房间起至到达房间某点所经历的时间; 房间内局部的 (某一测点上的) 空气龄说明该点陈旧空气被新鲜空气取代的速度; 房间平均的空气龄是全屋各点局部平均空气龄的平均值。

最新鲜的空气应该是在送风口的入口处, 空气刚进入室内时, 空气龄为零。此处空气停留时间最短 (趋近于零), 陈旧空气被新鲜空气取代的速度最快。而最陈旧的空气有可能在室内的任何位置, 这要视室内气流分布的情况而定。最陈旧的空气应该出现在气流的死角。此处空气停留时间最长, 陈旧空气被新鲜空气取代的速度最慢。

因为换气效率用工作区某点空气被更新的有效性作为气流分布的评价指标, 所以使用空气龄作为指标参数。该方法是用示踪气体 (SF_6 、 N_2O 、 CO_2 等) 标识室内空气。已知标识后的初始浓度 $C(0)$, 新鲜空气的送入使房间内示踪气体的浓度随之下落, 由此可测得室内示踪气体浓度随通风时间而衰减的变化规律, 进而得到空气龄。

(2) 测量方法 将示踪气体在室内、风道中释放, 这种气体随空气流动、扩散, 其在空气中的浓度变化 (浓度衰减、浓度提高) 反映了室内 (管道) 空气与周围空气的混合状况。根据这一原理, 使用仪器进行测量计算, 从而得出如风量、空气扩散情况、室内空气与周围换气量等结果。示踪气体测量仪器有气体浓度检测仪、示踪气体、释放头、采样头。

示踪气体跟踪法原理简单, 操作方便, 且有相当的精度, 有其他测量方法无法代替的优点, 非常适用于实验室研究和工程现场测量工作。

在室内释放一定量的示踪气体, 尽可能搅拌均匀。根据需要, 在不同的地点进行采样检测, 测量其浓度的衰减过程。以初始的浓度为 100%, 随时间浓度下降。浓度 (百分数) 与时间的关系曲线, 与坐标轴所围成的面积, 就是反映该点的空气新鲜程度的时间值。这种方法适用于不知道空气气流分布情况, 也不知道空气入口和出口的自然通风房间空气龄的测量。定义空气龄为曲线下面积与初始浓度之比, 则其表达式为式 (4-38) 和式 (4-39)。

$$\text{某一点的空气龄:} \quad \tau_i = \frac{\int_0^{\infty} C(\tau) d\tau}{C(0)} \quad (4-38)$$

$$\text{全室平均:} \quad \bar{\tau} = \frac{\int_0^{\infty} \tau C_P(\tau) d\tau}{\int_0^{\infty} C_P(\tau) d\tau} \quad (4-39)$$

式中 $C(0)$ —— i 点示踪气体初始浓度, m^3/m^3 ;

$C(\tau)$ —— i 点示踪气体瞬时浓度, m^3/m^3 ;

C_P ——排风口处示踪气体的瞬时浓度, m^3/m^3 。

采用这样的方法进行测量计算, 浓度随时间的变化曲线在初期并非沿指数关系下降。达到一定时间以后, 才按指数规律下降。因此, 在实际测量时, 当能够确定浓度开始按照指数规律变化时, 即可以停止测量工作。

需要说明的是, 房间的送风和气流组织有 3 种典型的方式。一种是所谓的活塞流 (置换通风提供), 空气入口处的空气最新鲜, 出口处最为陈旧, 这种方式的房间平均空气龄为出口处的 $1/2$; 另一种是完全混合流 (混合通风提供), 此时室内平均浓度就等于出口处的浓度。这两种情况都是极端的, 而介于这两种情况之间的是非完全混合流, 同样, 这种流动的空气入口处的空气最新鲜, 而出口处的空气龄要高于房间平均空气龄, 在气流的死角处, 空气最为陈旧。

(3) 示踪气体的选用 根据示踪气体测量方法的使用场所和使用特点, 对示踪气体有如下的要求。

- ① 无毒无腐蚀性, 不易燃、易爆。
- ② 不与周围空气和物质发生化学反应。
- ③ 能够被方便地检查出来, 检测手段简单、费用低而且有较高的测量精度。
- ④ 密度与空气接近 (密度差小, 就不会产生示踪气体与空气的分层现象)。

表 4-12 所示的是几种示踪气体的性质。

表 4-12 示踪气体的性质

气 体 名 称	化 学 式	与空气的密度比	空气中最大浓度/ $\times 10^{-6}$
氧化氮	N_2O	1.53	640
二氧化碳	CO_2	1.53	640
氟化硫	SF_6	5.11	83
氟里昂	CF_2Cl_2	4.18	107
	CF_3Br	5.13	83
	CClF_3	5.31	80

表 4-12 中的“空气中最大浓度”指的是在该浓度以下示踪气体的存在不会对原空气流场产生过大的影响。高于该浓度时, 示踪气体将破坏空气本身的状态, 所测量的结果与实际情况有所不同。目前, 以 SF_6 的使用最为普遍。在中国, 二氧化碳气体的测量技术和二氧化碳的价格都很适宜, 与空气的密度差也小, 选用二氧化碳作为示踪气体也比较多。但二氧化碳在空气中的背景浓度较高, 给测量工作本身带来了一定的复杂性。因此, 在测量工作中, 应该注意对其背景浓度的测量。氟里昂的价格较高, 检测仪器并不是很普遍, 尤其是氟里昂的使用, 逐渐在国内外受到限制, 因此氟里昂不是很好的示踪气体选择对象。另外, 研制开发用于示踪气体检测的专用仪器, 对于这种测量方法的使用推广非常

重要。

4.5.1.2 换气效率

换气效率是衡量换气效果优劣的一个指标，是气流自身的特性参数，与污染物无关。换气效率用空气龄定义，见式（4-40）。

$$\epsilon = \frac{\tau_n}{2\tau} \times 100\% \quad (4-40)$$

其中 τ_n 是名义时间常数的定义式，由式（4-41）给出。

$$\tau_n = \frac{V}{G} = \frac{1}{n} \quad (4-41)$$

式中 V ——房间体积， m^3 ；

G ——通风量， m^3/h ；

n ——换气次数，次/h。

换气效率为可能最短的空气龄与平均空气龄之比。显然，换气效率 $\epsilon = 100\%$ 只有在理想的活塞流时才有可能，全面孔板送风接近这种条件。4种主要通风方式的换气效率如图4-15所示。图4-15（a）表示活塞通风，图4-15（b）表示置换通风，图4-15（c）表示混合通风，图4-15（d）表示侧送通风。在工程中活塞通风极为少见，通风空调工程中常用的是传统的混合通风，置换通风的换气效率可接近于活塞通风，因此该通风方式具有很强的生命力。

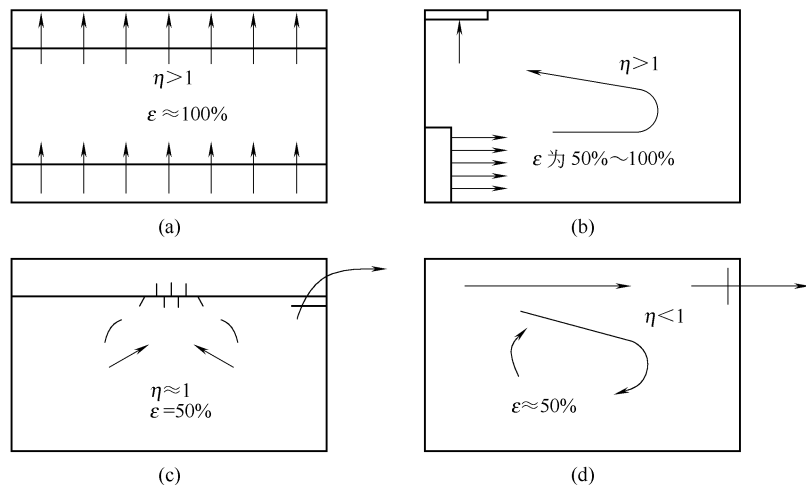


图 4-15 4种主要通风方式的 ϵ 值和 η 值

4.5.1.3 排污效率

排污效率是反映通风对污染物排除能力的指标（即通风效率，当以排除室内污染物为目标时称为排污效率）。对相同的污染物发生量与送风量，能维持较低的稳态室内浓度，或较快地把室内的原始浓度降下来的气流组织，其排污效率就高。排污效率除了与气流组织有关，即与换气效率有关外，还与污染物的特点如污染源的位置、污染物的密度等有关。排污效率用污染物浓度定义，见式（4-42）。

$$\epsilon = \frac{C_P - C_S}{C_O - C_S} \quad (4-42)$$

式中 C_P ——排风口污染物浓度， mg/m^3 ；

C_s ——送风口污染物浓度, mg/m^3 ;
 C_o ——人员活动区污染物浓度, mg/m^3 。

为了定量分析不同气流组织形式下的排污效率, 可以采用如图 4-16 所示的双层模型。该模型将整个房间分为上下两个控制区: 上部区和人员活动区, 并假定每个区域内气流是充分混合的, 其浓度分别记为 C_f 和 C_j , 两个区域之间空气的掺混情况用混合系数 β 表示。如前所述, 排污效率不仅取决于室内的气流组织形式, 还与室内污染物的释放地点和特性有关。

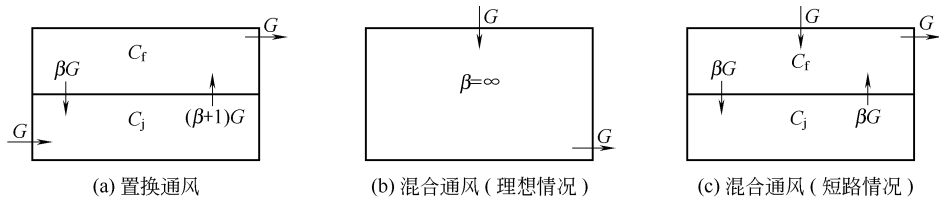


图 4-16 双层模型示意

因此对污染物在上部区均匀释放、全室均匀释放、人员活动区均匀释放 3 种释放形式分别加以分析。根据室内污染物的质量平衡关系, 可以得到两种通风方式的稳态排污效率和瞬态排污效率, 见表 4-13。

表 4-13 两种通风方式的稳态和瞬态排污效率

通 风 方 式	稳 态 排 污 效 率			瞬态排污效率
	上部区均匀释放	全室均匀释放	人员活动区均匀释放	
置换通风	$\frac{1+\beta}{\beta}$	$\frac{2(1+\beta)}{2\beta+1}$	1	$\sqrt{\frac{1+\beta}{\beta}}$
混合通风(理想)	1	1	1	1
混合通风(短路)	1	$\frac{2\beta}{\beta+1}$	$\frac{\beta}{1+\beta}$	$\frac{2\beta}{1+\sqrt{1+4\beta^2}}$

注: 1. 稳态, 室内污染物连续释放, 室内连续稳定通风。
2. 瞬态, 室内污染物处于某一均匀初始浓度, 连续通风, 污染物浓度随之下降。

设计良好的置换通风系统, 其室内热力分层高度维持在人员活动区上方。根据以上对置换通风气流分布特性的讨论, 此时在人员活动区内气流为单向向上流, $\beta=0$ 。随污染物释放位置不同, 稳态排污效率为 $1\sim\infty$ 。由于人员呼吸区高度 (坐姿 1.1m, 站姿 1.7m) 接近房间中部, 因此较为合理的假设是将人体释放视为介于活动区内均匀释放和全室均匀释放之间, 此时对应的排污效率为 $1\sim2$ 。若认为 CO_2 为全室均匀释放, 则对应的排污效率为 2。此时, 在相同的送风参数和室内污染物散发情况下, 采用置换通风, 人员呼吸区污染物浓度为混合通风的 80%。

当为理想充分混合时, 全室污染物浓度始终一致, 排污效率为 1。当发生短路时 ($0\leq\beta\leq1$), 随污染物释放位置不同, 其稳态排污效率为 $0\sim1$; 在最优情况下 ($\beta=1$), 污染源在上部区、全室、人员活动区释放时对应的排污效率分别为 1.00、0.67 和 0.50。可见当以人员活动区为控制目标时, 置换通风的排污能力总优于混合式通风。

排污效率从整体上反映一个通风系统新风的有效利用情况, 是对通风系统布置的评价, 依赖于送回风口的布置、送风口的送风特性和房间设备布置等因素。换气效率表示一个房间中的空气被新鲜空气替代的快慢, 是评价一个房间空气新鲜度的重要指标。

换气效率不能明显包含室内污染排除情况,而排污效率却能反映一个通风系统的排污能力。有较好的换气效率并不意味着有令人满意的排污效率。排污效率与换气效率并不一定是一致的。只有当污染物在室内均匀布置时,且假设污染气流对房间气流速度没有影响时,计算出的换气效率和排污效率的值才是一致的。有文献指出换气效率在 50% 以上时,一般都有较好的排污效率,但换气效率小于 50% 时不一定排污效率也很低。有可能空气和污染物都发生短路,即污染物直接从污染源流向排风口。因此,尽管气流有短路,换气效率低,但排污效果并不差。

对于一个具体的房间,测试实际的污染物浓度当然比记录换气效率更有实际意义。然而在许多情况下,无法预知污染物的情况,因此,用换气效率对排污效果进行大概的预测还是比较有意义的。另外,在一个实际系统排污不好时,通过测定换气效率寻找症结所在很有效。差的排污效率很可能是由比较差的气流组织造成的,因此,通过测试换气效率可判定是否是气流组织的问题。

4.5.1.4 排热效率

排热效率是反映通风对室内余热排除能力的指标(即通风效率,当以排除室内余热为目标时称为排热效率)。

如果把式(4-42)中的污染物浓度改成温度,则排污效率变成了排热效率,评价的是通风系统的排热能力,见式(4-43)。

$$E_T = \frac{T_P - T_O}{T_S - T_O} \quad (4-43)$$

式中 T_P ——排风口温度,℃;

T_S ——室内平均温度,℃;

T_O ——送风温度,℃。

一般情况下,排风口的污染物浓度和排风温度总是大于或等于工作区平均污染物浓度和室内平均温度,所以排污效率和排热效率总是大于或等于 1,而且其值越大通风效果越好。如果送风气流进入房间后向排风口推动房间空气和污染物,即为置换通风活塞流,此时排风口的温度或污染物浓度将远大于其他送风方式下排风口的温度或污染物浓度,即此种情况下温度效率或排污效率最高。实际中的置换通风排污效率或排热效率通常在 1~2 之间,也有的高达 4 左右。

4.5.2 通风系统室内气流分布预测

通风气流分布预测是在送风口的几何形状和位置、送风口风速、送风温差和排风口位置等条件都已知的情况下,得到室内气流分布及温度分布、浓度分布等特性,从而对所研究的建筑的室内热环境、空气品质和通风效率进行分析和评价。

目前在暖通空调工程中,预测室内空气分布所采用的方法主要有 4 种:射流公式(混合通风)、区域模型法(Zonal model)、模型实验法和 CFD 模拟法。

用于气流分布预测的射流公式大多是半经验公式,即从理论上推导出公式的基本形式,再通过实验得到公式中系数的取值规律(通常整理成表格或曲线)。经过大量的工程实践检验,证明这些半经验公式是简便快捷的。但通过它们只能得到空间气流分布的总体形式,具体分布情况是模糊的。

区域模型法的基本思想是将空间划分为一些有限的宏观区域(如 $6 \times 2 \times 10$),认为区

域内的相关参数（如温度、浓度等）相等，而区域间存在热质交换，通过建立质量和能量守恒方程并充分考虑了区域间压差和流动的关系来研究空间内的温度分布以及流动情况。对不同的区域划分法，学者提出了不同的模型如：Block model、Zonal model 等。利用简易模型建立的三维模型能够预测自然通风、混合通风情况下房间内的空气温度、速度、质量流量、热舒适、壁面导热以及有向流动等问题。但其模拟得到的结果实际上还是一种相对精确的集总结果。

模型实验是借助相似理论，在等比例或缩小比例的模型中通过测量手段对室内空气的分布做出预测。模型实验不需依赖经验理论，是最为可靠的方法，但也是最昂贵、周期最长的方法。因为搭建实验模型耗资很大，如有的文献中指出单个实验通常耗资 3000～20000 美元，而对于不同工况条件，可能还需要多个实验，耗资更多。

CFD 模拟方法的基本思想是将空间上连续的计算区域划分为许多子区域，确定每个区域上的节点，即生成网格，其网格数要远远大于简易模型法划分的区域，然后将描述问题的控制方程离散为各个节点上的非线性代数方程组。在单值性条件的约束下，迭代求解离散所得的代数方程组。最后得到计算区域的详细信息如温度、速度、浓度等。这种手段能获得室内空气分布的详细信息，并且通过计算机设置能容易地模拟各种工况条件。

采用基于区域模型的预测方法属于宏观预测，相当于校核计算；采用基于 CFD 模拟的预测方法属于微观预测，是目前较为热门的预测方法。

总的来说，CFD 方法耗时比射流法、区域模型法为长，也较昂贵。但相比模型实验而言，CFD 方法在时间、代价上都是较经济的。由于 CFD 方法能获得流场的详细信息，因此如果预测的准确性能够保证，那么 CFD 方法是最理想的室内空气分布预测手段。但采用 CFD 直接进行工程设计，对于实际建筑来说，有的工程在目前计算机条件下，耗时很大，甚至难以实现。若设计者对各种设置条件没有经验时，还需多次进行试算，设计周期较长，而此时分析模型法则较为实用。

CFD 具有成本低、速度快、资料完备且可模拟各种不同的工况等独特的优点，故其逐渐受到人们的青睐。由表 4-14 给出的 4 种室内空气分布预测方法的对比可见，就目前的 3 种理论预测室内空气分布的方法而言，CFD 方法确实具有无可比拟的优点，且由于当前计算机技术的发展，CFD 方法的计算周期和成本完全可以为工程应用所接受。尽管 CFD 方法还存在可靠性和对实际问题的可算性等问题，但这些问题正逐步得到发展和解决。因此，CFD 方法可应用于对室内空气分布情况进行模拟和预测，从而得到房间内速度、温度、湿度以及有害物浓度等物理量的详细分布情况。近几年来，用 CFD 方法进行预测的比例越来越高。

表 4-14 4 种暖通空调房间空气分布的预测方法比较

预测方法 比较项目	射流公式	Zonal model	CFD 模型	模型实验
房间形状复杂程度	简单	较复杂	基本不限	基本不限
对经验参数的依赖性	几乎完全	很依赖	一些	不依赖
预测成本	最低	较低	较昂贵	最高
预测周期	最短	较短	较长	最长
结果的完备性	简略	简略	最详细	较详细
结果的可靠性	差	差	较好	最好
适用性	机械通风,且与实际射流条件有关	机械和自然通风,一定条件	机械和自然通风	机械和自然通风

利用计算方法对建筑通风系统进行分析评价，对于最终形成良好的、节能的建筑环境具有重要的意义。与现场实测相比，除了节省大量的人力物力外，由于可在前期设计阶段进行，对于正确合理地提出设计方案有很大的帮助。通风的计算解析主要应达到以下目的。

- ① 选择合适的通风系统。如果考虑自然通风，需要判断仅靠热压和风压作用能否保证必要的通风量；如果考虑机械式通风系统，需要确定尽可能节省通风能耗的方案。
- ② 确定通风系统的大小或尺寸，如自然通风的通风口，机械式通风系统的风机和风道等。
- ③ 预测或评价建筑物整体、各房间以及具体的通风口的风量。
- ④ 预测或评价建筑内部的气流分布。

不同的计算方法其计算内容和计算精度等各有不同，主要可分为宏观计算模型和微观计算模型两大类。它们的特点归纳为表 4-15。由表 4-15 可见，宏观计算模型比较适用于设计的初始阶段，由于时间和计算资源的限制，首先通过对建筑内部各参数进行大概的计算预测，确定基本的设计思路；而微观计算模型比较适用于设计的后期阶段，即对于可能出现通风问题的区域进行更细致的解析，从而对风口的大小与布置以及通风通路定出更合理的方案。需要指出的是，由于内容的相关性，列举的大多数计算方法除了通风问题外，还可以同时进行热湿环境、空气品质等的预测工作。

表 4-15 各计算方法概要

模型分类	宏 观 计 算 模 型					微观计算模型
	理论分析与半经验模型	室内区域模型	建筑物多区网络通风模型	多区通风-热耦合模型	多区-室内耦合模型	CFD 或 NHT 模型
目的	流动要素,如通风口、羽流、边界流等的解析计算	单室内的气流、温度以及污染物分布等	建筑物渗风、通风和污染物扩散的预测以及 IAQ 评价等	通过通风与热的耦合计算优化建筑与通风系统的性能	建筑物多区参数与单室分布参数的同步预测	单室气流、温度详细分布以及舒适性和 IAQ 预测
计算内容	气流宏观分布、冷热负荷、温度值	单室气流、温度、污染物分布	各房间的渗风与通风量以及污染物浓度	建筑冷热负荷、能耗及通风量以及通风策略与优化	各房间通风量与单室内各参数	详细的气流、温度和污染物浓度分布
模型软件	半经验公式	POMA、BLOCK、SPARK 等	COMIS、CONTAM、MIX 等	TRNSYS+COMIS、Tas-Flows 等	COMIS+CFD、COwZ 等	FLUENT、PHOENICS、STREAM 等
计算资源	计算器或个人机	个人机	个人机	个人机或工作站	个人机或工作站	个人机或大型机
计算时间	数分钟	数分钟至 1h	数小时	数小时至数十小时	数小时至数十小时	10~100h

4.5.3 室内气流分布评价和预测案例

该气流分布评价和预测案例为置换通风的实验室试验。

(1) 实验装置和实验方法 置换通风实验台由一个测试室（见图 4-17）、相互独立的热风系统和冷风系统、送风温度自动控制系统及温度和速度自动检测系统组成，整个实验台被安置在一个 12m×8m×4m 的恒温恒湿大厅内。测试室的长×宽×高为 3.5m×2.5m×2.75m，四壁为玻璃，可根据实验的需要在外侧壁面添加不同的保温材料从而获得要求的

墙壁传热系数,同时,透明的四壁也便于进行太阳辐射对置换通风影响的研究。在测试室内墙壁的底部垂直安置了一个 $3.2\text{m} \times 0.56\text{m}$ 的铁皮孔板送风口(有效面积为 75%),后面连接静压箱以保证均匀送风;在测试室的地板上开有热风送入口($0.18\text{m} \times 0.18\text{m}$),用于模拟热源的蒸腾气流;在天花板的中心处,开有一个 $0.18\text{m} \times 0.18\text{m}$ 的排风口。

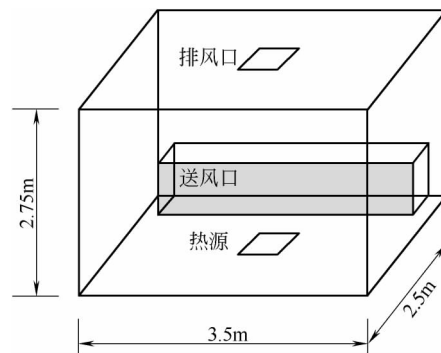


图 4-17 测试室图示

该预测主要侧重于置换通风系统的温度场和速度场,测量参数是温度和空气流动速度。实验台装备了激光测速仪,它可同时获得三维速度分量,测温元件为热电偶,它与测速仪一起安放在带滑轨的可三维移动的支架上。支架上的移动完全由计算机自动控制,只要在程序中输入测点信息,系统就可按要求的测点自动检测,并将数据直接读入计算机。

(2) 实验条件 单一热源的 4 个实验的条件列于表 4-16 中。

表 4-16 实验条件

项 目	实验 1	实验 2	实验 3	实验 4
冷风送入速度/(m/s)	0.03	0.03	0.03	0.03
冷风送入量/(m^3/h)	184	184	184	184
冷风温度/ $^{\circ}\text{C}$	20.9	21.2	21.2	21.2
热风送入速度/(m/s)	0.86	0.86	0.86	0.86
热风送入量/(m^3/h)	100	100	100	100
热风温度/ $^{\circ}\text{C}$	39.4	40	43.9	44.2
测试室外温度/ $^{\circ}\text{C}$	17	23.6	17	23.5
测试室墙壁传热系数/[$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$]	0.38	0.38	0.72	0.72

(3) 室内环境预测分析 为了研究置换通风环境温度的均匀性,实验围绕热源选择了 4 个代表性地点 A、B、C 和 D (见图 4-18),分别测试了这 4 个地点的垂直方向的温度梯度,现仅将实验 3 的结果给出于图 4-19 中。结果说明,尽管 A、B、C 和 D 的水平位置不同,但它们垂直方向的温度梯度是基本相同的,特别是 A 和 B, A 距送风口最近,而 B 最远,且在热源的背后,然而垂直温度梯度无明显区别。这说明热源并没有阻挡住送入的冷空气在房间中的弥漫,也没有影响整个空间的气流流动和变化方式,从而表明:热源不影响整个房间水平方向温度的均匀性,热源或污染源无横向扩散。

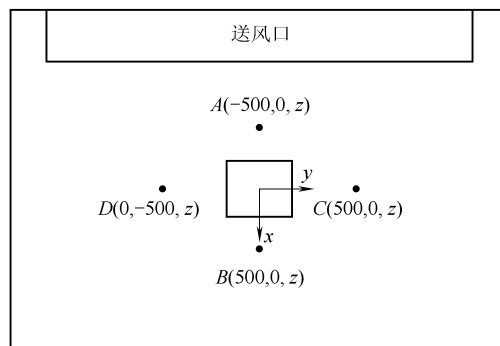


图 4-18 测点水平位置

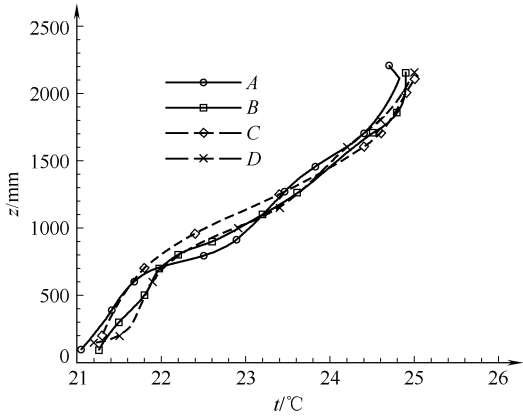


图 4-19 4 测点垂直方向温度曲线

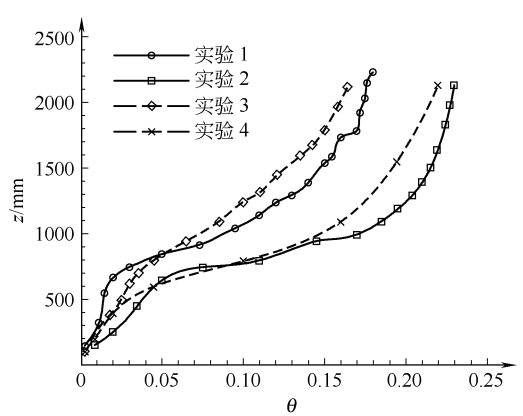


图 4-20 实验 1~实验 4 无因次温度曲线的比较

围护结构热损失对置换通风系统的影响实验 1~实验 4 在墙壁的传热系数和外环境的温度等方面各不相同，图 4-20 展示了 4 个实验条件下同一地点垂直方向的温度变化曲线。为了去除其他因素的影响，引入无量纲温度 θ ，其定义见式 (4-44)。

$$\theta = \frac{t - t_s}{t_h - t_s} \tag{4-44}$$

式中 t ——测点温度， $^{\circ}\text{C}$ ；
 t_s ——冷风送入温度， $^{\circ}\text{C}$ ；
 t_h ——热风送入温度， $^{\circ}\text{C}$ 。

4 个实验中，实验 3 的墙壁传热系数最大，而且内外环境温差最大，从而围护结构热损失最大，其余依次为实验 1、实验 4、实验 2。图 4-20 说明，围护结构热损失的大小，不影响置换通风的分层特性，也不影响温跃层的高度，而仅仅影响室内空气的温度值。比较实验 1 和实验 3（或实验 2 和实验 4）的无量纲温度变化曲线可以看到，墙壁传热系数造成的影响主要存在于房间的上部区域。而比较实验 1 和实验 2（或实验 3 和实验 4）的无量纲温度变化曲线则可发现，外部环境温度不仅影响了上部区域的温度梯度，而且影响了下部区域的温度梯度，它使下部区域的温度梯度增大，这是因为外部环境温度的不同，造成了墙壁内表面温度的不同，从而对室内空气产生了全面的影响。可见在置换通风系统中，壁面温度是温度场的重要影响因素之一。

洁净室是应用空气洁净技术进行污染控制的房间。空气洁净技术是中国电子行业率先根据国际“污染控制技术”思想引进的新兴技术，它是把洁净室及其相关环境中的污染物质控制到规定要求，从而创造洁净空气环境的专门技术。目前，空气洁净技术已应用到电子、航天、航空、医药、化工、纺织、轻工、环保、精密机械等行业。其中，电子工业和制药工业是与洁净室关系最密切的两个行业。

为遵循国家对药品生产企业实施强制性 GMP 认证的制度，这几年中国 5000 多家药厂不同程度地进行了技术改造。近年来，洁净技术在医药行业异军突起，虽然起步晚，但发展迅速。作为洁净技术分支的医药洁净技术，是洁净技术的发展和延伸，自然继承着工业洁净技术共性的一面，同时也体现了医药行业的特殊要求。

环境的空气洁净度通常以空气中所含污染物质的大小和数量来表示，这里提及的污染物质是指对产品质量直接造成不良影响的物质，它在各行各业都有特定的对象。如今，空气中的微粒在众多工业洁净厂房中都作为需要控制的污染物质。

依据控制污染物质的种类，洁净室可分为两大类。

工业洁净室——以控制非生物微粒的污染为主要任务。主要用于电子、机械、精密仪器、宇航等行业。

生物洁净室——以控制生物微粒的污染为主要任务。主要用于医药、医疗、食品等行业。

两类洁净室的主要差别就在于生物洁净室的环境控制还包括生物粒子。

依据所要求空气中的微粒浓度，洁净室可分为以下 3 类。

① 一般净化 对室内空气中的微粒浓度无具体要求，对新风进行一般净化处理，保持空气清洁即可。

② 中等净化 对室内空气中的微粒浓度有一定指标要求，通常提出质量浓度指标。对此类房间，一般除使用粗效过滤器之外，还应使用中效过滤器。

③ 超净净化 对室内空气中的微粒浓度有严格要求，通常是工艺上的要求，由于尘粒对工艺的危害程度与尘粒的大小和数量有关，因此要提出颗粒计数浓度指标。此时，需要粗、中、高三级过滤器。

5.1 洁净室的洁净度标准

空气洁净度是指洁净空气中含尘量多少的程度（即含尘浓度），含尘浓度多则洁净度低，含尘浓度少则洁净度高。空气洁净度标准或等级就是以含尘浓度来划分的。空气洁净室主要的控制对象为两个：一是可能造成损害的最小微粒直径，二是空气中可能造成损害的微粒数量。

美国联邦标准 FS-209 第一个科学地依据悬浮微粒粒径和浓度的关系在双对数坐标上以直线分布规律来划分洁净度级别。提出了以 $0.5\mu\text{m}$ 为中心的基准粒子，很好地解决了大多数工艺控制需要确定的问题：可能造成损害的最小微粒粒径及其可能导致危害的最大微粒浓度。它的定级也十分明了，用其上限浓度值命名其级别数。容易理解，便于记忆，使用方便。鉴于这些特点，世界上各主要工业国都以此为蓝本建立起本国标准。但是美国标准的过去版本都是英制，直接用英制单位（ pc/ft^3 ）表示一定粒径微粒的上限浓度值，给其他国家的使用者带来了极大的不便。直至德国提出了将上限浓度值转换成以 10 为底

的幂，用它的指数直接表示级别的方法，才真正完成了公制转换。美国直到 FS-209E 才以 $0.5\mu\text{m}$ 为基准粒子完成了公制转换。

5.1.1 国际标准

1993 年国际标准化组织（ISO）委托美国国家标准研究所和美国环境科学技术研究所建立 ISO/TC 209 技术委员会以编写洁净室的国际标准，ISO 关于洁净室的标准及部分标准草案见表 5-1。

表 5-1 关于洁净室的国际标准

标 准 号	颁布日期	名 称
ISO 14644-1	1999 年	洁净室与受控洁净环境——第一部分：空气洁净度分级
ISO 14644-2	2000 年	洁净室与受控洁净环境——第二部分：关于实验与监测的规定
ISO 14644-3	尚未颁布	洁净室与受控洁净环境——第三部分：试验方法
ISO 14644-4	2001 年	洁净室与受控洁净环境——第四部分：设计、结构与初始运行
ISO 14644-5	尚未颁布	洁净室与受控洁净环境——第五部分：运行
ISO 14644-6	尚未颁布	洁净室与受控洁净环境——第六部分：术语
ISO 14644-7	尚未颁布	洁净室与受控洁净环境——第七部分：分离的局部空间（洁净送风口、传递箱、分隔区、微环境系统）
ISO 14698-1	尚未颁布	洁净室与受控洁净环境—生物污染控制——第一部分：基本要求
ISO 14698-2	尚未颁布	洁净室与受控洁净环境—生物污染控制——第二部分：生物污染数据的评估与解释
ISO 14698-3	尚未颁布	洁净室与受控洁净环境—生物污染控制——第三部分：表面生物污染物的清除或消毒过程的效率测量

国际标准 ISO 14644 部分内容现已颁布。标准之一（洁净室与受控洁净环境——第一部分：空气洁净度分级）给出了洁净室的洁净度等级标准，见表 5-2。

表 5-2 ISO 14644-1 标准之空气洁净度分级

ISO 14644 分级	最高浓度极限/(pc/m ³)						近似对应 传统规格
	0.1 μm	0.2 μm	0.3 μm	0.5 μm	1.0 μm	5.0 μm	
ISO 1 级	10	2					
ISO 2 级	100	24	10	4			
ISO 3 级	1000	237	102	35	8		1 级
ISO 4 级	10000	2370	1020	352	83		10 级
ISO 5 级	100000	23700	10200	3520	832	29	100 级
ISO 6 级	1000000	237000	102000	35200	8320	293	1000 级
ISO 7 级				352000	83200	2930	10000 级
ISO 8 级				3520000	832000	29300	100000 级
ISO 9 级				35200000	8320000	293000	

如同 FS-209 标准历来的版本一样，ISO 14644-1 标准的洁净度级别名称 N 也意味着一定粒径微粒的允许上限浓度（pc/m³），但将参照粒径由 $0.5\mu\text{m}$ 改为 $0.1\mu\text{m}$ ，它采用 $0.1\mu\text{m}$ 上限浓度 10^N 的形式。用 N 表示级别，从 1 级到 9 级，共 9 级，级差为 1。FS-209E 的级别从 M1 到 M7 共 13 级，级差为 0.5（本科教材《暖通空调》）。两者相比，ISO 14644-1 的级别覆盖的微粒的浓度范围要比 FS-209 更为广泛。ISO 1 级对被考虑粒径为 $0.1\mu\text{m}$ 时，其大于或等于 $0.1\mu\text{m}$ 粒径最大浓度限值，即被滤粒径下粒子累计分布最大

浓度值，为 10pc/m³，而 M1 级则为 350pc/m³，可见 ISO 等级就更适应对洁净度控制要求更严的发展需要。

由于 FS-209 的英制洁净度等级已为大家所熟悉，改用其他标准的等级必然需要有一种方便的对应关系。ISO 的 3 级、4 级、5 级、6 级、7 级、8 级分别与英制的 1 级、10 级、100 级、1000 级、10000 级、100000 级相当，即在被考虑粒径 $D=0.5\mu\text{m}$ 时，其大于或等于 $0.5\mu\text{m}$ 粒子的最大浓度限值是不同的。尽管两者的定级都是根据悬浮微粒直线分布规律，但 FS-209E 标准级别线的斜率（累计分布指数）为 2.2，而 ISO 14644-1 标准是以 $0.5\mu\text{m}$ 的上限浓度为出发点，然后依据直线规律来制定同一级别其他粒径的上限浓度的，ISO 14644-1 标准在双对数坐标上直线的斜率为 2.08。

因为 ISO 的相关等级参数都是整数，若斜率仍采用 FS-209E 的 2.2，则与英制等级对应的 ISO 等级序数就不是整数了，因此问题不在于 2.08 还是 2.2 更符合实际，而在于方便合适，因为大气中悬浮粒子累计分布指数的经验值一般都在 2~2.3 间。

由于两标准确定的斜率值不一样，ISO 与 FS-209 英制等级相对应的等级，除被考虑粒径 $D=0.5\mu\text{m}$ 外，其他各被考虑粒径下的累积分布最大浓度限值便不同，如在 $D\leq 0.5\mu\text{m}$ 时，其累积分布最大浓度限值，ISO 有关等级比相当的英制等级为小，而在 $D\geq 0.5\mu\text{m}$ 时，则较大。因为大气中，悬浮粒子累积分布浓度（ N ）与各被考虑粒径（ D ）的关系由式（5-1）表示。

$$\frac{N_1}{N_2}=\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^n$$

(5-1)

制药行业关于药品质量保证和药品生产管理的规范，是以确保药品生产保持一致性、符合质量标准、适用于其使用目的为宗旨的。药品生产管理规范（GMP）所制定的条款主要是针对消灭药品生产的隐患——交叉污染和混药。制药工程国际协会（International Society of Pharmaceutical Engineering, ISPE）则制定了用于不同类型药品的制药系统与洁净厂房的规范。从系统设计的角度考虑制药工艺生产过程中所遇到的问题，从而保证药品的质量。

ISPE 规范根据操作时不同工艺的活动情况以确定不同洁净区的净化级别，将无菌试剂的生产和最终药品划分为 100000、10000 和 100 三个净化等级。表 5-3 为 ISPE 规范中的净化等级划分。

表 5-3 ISPE 规范中的净化级别

各工序的洁净室	无 菌 工 艺		末 端 除 菌	
	环 境	产品/容器 /暴露区域	环 境	产品/容器 /暴露区域
原料配料	100000 级	局部保护	100000 级	100000 级
混合过滤送料	100000 级	10000 级	100000 级	100000 级
过滤	10000 级	100 级	100000 级	100 级
组件的初洗	药品	药品	药品	药品
最终清洗	100000 级	100000 级	药品	100000 级
消毒(有荷载)	100000 级	100000 级	药品	100000 级
消毒(无荷载)	10000 级	100 级	100000 级	100 级
灌封	10000 级	100 级	100000 级	100 级
运送	10000 级	100 级		

注：表中的“药品”是指不使用时（静态）为 100000 级。

特定的情况下，表 5-3 中的数据要做一些修正。例如，若原材料经过消毒灭菌和过滤除菌，则装药和混合室就需要 100 级净化，环境为 10000 级。当微生物生存的可能性高时，净化级别需要更严格，如在无菌试剂生产工艺的混合和过滤送料时，就要求净化级别必须高于 10000 级。

5.1.2 中国国家标准

5.1.2.1 工业洁净厂房空气洁净度标准

中国工业洁净厂房空气洁净度标准 GB 50073—2001 等同采用国际标准 ISO 14644-1（即表 5-2）。与中国的旧规范相比，它的特点是：控制粒径由 2 种增加到 6 种；控制级别由 4 个增加到 9 个。另外，允许采用整数间的中间级别。

各种要求粒径 D 的粒子最大允许浓度 C_n 由式（5-2）确定。

$$C_n=10^N\left(\frac{0.1}{D}\right)^{2.08} \tag{5-2}$$

式中 C_n ——大于或等于要求粒径的粒子最大允许浓度， C_n 是以四舍五入至相近的整数，有效位数不超过 3 位， pc/m^3 ；
 N ——洁净度等级，数字不超出 9，洁净度等级整数之间的中间数可以按 0.1 为最小允许递增量；
 D ——要求的粒径，其值为 $0.1\sim5.0\mu\text{m}$ ；
0.1——常数， μm 。

5.1.2.2 医药工业洁净厂房空气洁净度标准

中国的医药工业仍沿用老的洁净度等级规定，医药工业洁净厂房空气洁净度标准 GMP—97 是针对医药工业生产环境制定的标准，见表 5-4。

表 5-4 医药工业洁净厂房空气洁净度等级

空气洁净等级	含 尘 浓 度		含 菌 浓 度	
	尘粒粒径 / μm	尘粒数 / (pc/m^3)	沉降菌 ($\varphi 90\text{cm}$ 碟 0.5h)	浮游菌 / (pc/m^3)
100 级	≥ 0.5 ≥ 5	≤ 3500 0	≤ 1	≤ 5
10000 级	≥ 0.5 ≥ 5	≤ 350000 ≤ 2000	≤ 3	≤ 100
100000 级	≥ 0.5 ≥ 5	≤ 3500000 ≤ 20000	≤ 10	≤ 500
大于 100000 (相当于 300000 级)	≥ 0.5 ≥ 5	≤ 10000000 ≤ 61800		

注：1. 大于 100000 级的参数是参考美国联邦标准洁净室和洁净区内空气浮游粒子洁净等级。
2. 空气洁净度的测试以静态条件为依据，测试方法应符合国家医药管理工业洁净室和洁净区悬浮粒子的测试方法中有关规定。
3. 对于空气洁净度为 100 级的洁净室，室内大于等于 $5\mu\text{m}$ 尘粒的计数，应进行多次采样，当其多次出现时，方可认为该测试数值是可靠的。

5.1.2.3 医院洁净手术室设计标准

手术室人员及物品的接触感染、病人自身感染、手术室空气污染，是造成切口感染的三大来源。长期以来，手术前用化学和紫外线照射消毒，以达到手术室初始静态无菌状

态。但在手术过程中，病员、医生、护士身体散发的细菌扩散后污染了空气，使消毒后初始无菌的状态被破坏，这是造成患者感染的重要途径。因此，需要对手术室空气洁净度进行控制。医院洁净手术室设计标准见表 5-5。

表 5-5 医院洁净手术室设计标准

级 别	洁 净 度 等 级		菌 浓 度 / (个 / 皿)		室内噪声 /dB	相 关 手 术
	手术区	周边区	手术区	周边区		
特别洁净手术室	100	1000	0.2	0.4	52	关节置换手术、器官移植手术、脑外科、心脏外科、眼科等无菌手术
标准洁净手术室	1000	10000	0.75	1.5	50	脑外科、整形外科、泌尿外科、肝胆胰外科、骨外科、取卵移植手术、普外科无菌手术
一般洁净手术室	10000	100000	2	4	50	普外科手术、妇产科手术
准洁净手术室	300000		5		50	肛肠外科手术、污染类手术

5.1.2.4 电子计算机机房空气质量标准

电子计算机机房在开机时，机房内的室内环境参数应符合表 5-6 及其说明的规定。

表 5-6 电子计算机机房内的温湿度表

项 目	A 级		B 级 (全年)
	夏 季	冬 季	
温度	(23±2)℃	(20±2)℃	18~28℃
相对湿度	45%~65%		40%~70%
温度变化率	<5℃/h, 并不得结露		<10℃/h, 并不得结露

注：1. 主机房内的空气含尘浓度，在静态条件下测试，每升空气可大于或等于 0.5μm 的尘粒数，应少于 18000 粒。

2. 主机房必须维持一定的正压，主机房与其他房间、走廊间的压差不应小于 4.9Pa，与室外静压差不应小于 9.8Pa。

3. 空调系统的新风量应取下列三项中的最大值：①室内总送风量的 5%；②按工作人员每人 40m³/h；③维护室内正压所需风量。

4. 主机房的空调送风系统，应设初效、中效两级空气过滤，中效空气过滤器计数效率应大于 80%，末级过滤装置宜设在正压端或送风口。

规定洁净度时应该对应洁净室的状态：空态（新建，空屋子）、静态（设备激化，无人员）、动态（正常工作）。中国工业洁净厂房空气洁净度标准规定为“空气洁净度等级所处的状态（动态、静态、空态）应与业主协商确定”。即具体工程所说的“洁净度”指的是何种状态，要由用户与设计、供货等方面协议确定并明文规定。

要求洁净室内的每一个区域或每一点都符合规定是不可能的，也没有必要。一般可认为离地 0.8~1.5m 高的区域为工作区，只要在此区域满足要求即可。

5.2 洁净室的工作原理

暖通空调（HVAC）系统的主要目的是控制空气中的污染物浓度，使之保持在允许的范围内。因此，首先要了解污染物的来源和控制方式。

对于洁净室而言，控制微粒污染主要通过以下几种途径。

（1）控制污染源，减少污染发生量 这主要涉及发生污染的设备的设置和管理 and 进入洁净室的人与物的净化，这些都不是洁净室自身所起的作用，本章不准备涉及。

(2) 迅速有效地排除室内已经发生的污染 这主要涉及室内的气流组织，也是主要体现洁净室功能的关键，是本章和以后有关章节要讨论的内容。

(3) 有效地阻止室外的污染侵入（或有效地防止室内污染逸至室外） 这主要涉及室内的压力，也是本章要着重阐明的内容之一。

表 5-7 是药品生产过程中污染物的来源及控制方式。

表 5-7 污染物来源及控制方式

污染物的内部来源	控 制 方 式
HVAC 系统	防止经过 HEPA 过滤器(最终达到 10000 级或更高级别)处理的循环空气再污染,采用效率足够高的预过滤器以延长 HEPA 过滤器的使用寿命
生产过程	设计有利于消除设备产生尘粒的气流方式;提供 HEPA 的规格和回风设备,避免污染物产生区的局部乱流,控制热源所产生的干扰
操作者(通常是污染物的主要来源)	通过适当的衣着和空气吹淋加以控制,但不能消除。如果要消除操作人员可能对药品的污染,就必须采用隔离技术
进入的设备元件、原料	原料、元件、仪器经消毒处理
非控制区的毗邻区	控制房间压力,保持通过洁净室小孔和门的漏风与新风的平衡控制洁净室与较低洁净级别的环境之间的正压差,防止过滤器被阻塞以致送风量不足,以维持正压

洁净室的气流流型主要分为 3 类：单向流、非单向流和混合气流。单向流是指沿单一方向呈平行流线，并且横断面上风速一致的气流；非单向流是指不符合单向流定义的气

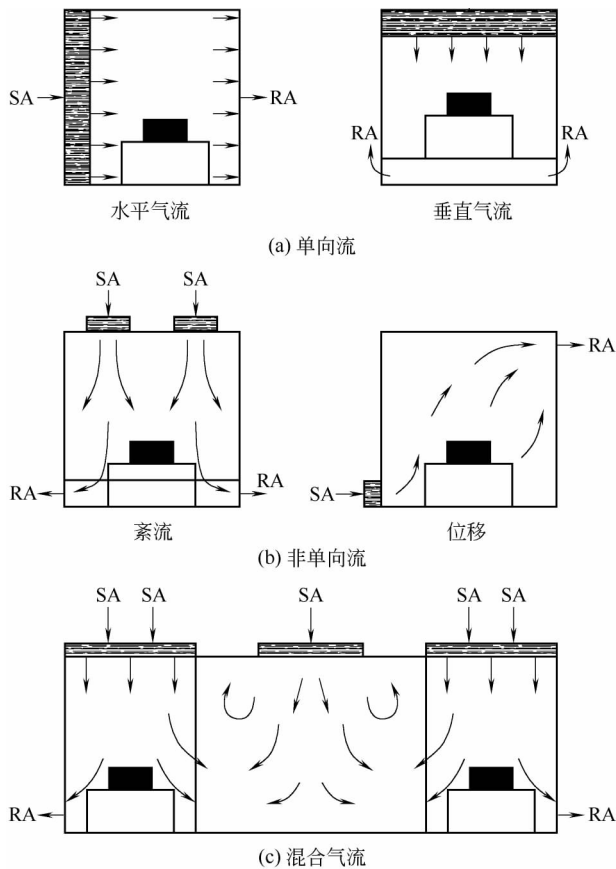


图 5-1 洁净室的 3 种气流流型示意

SA—送风；RA—回风

流；混合气流是由单向流和非单向流组合的气流。图 5-1 是 3 种洁净室的气流流型示意。

就洁净室的气流状态而言，其流动一般均处于湍流状态。非单向流洁净室与单向流洁净室并不是以层流、湍流状态来划分的（在层流状态时，虽可得到真正意义上的单向流，但在实际工程中因 Re 太小几乎不能实现），而是以流场（以流线是否为平行或近似平行的直线来判定，对湍流来讲，流线是否为平行或近似平行的直线是一种统计意义上的概念）是否均匀来划分的。当洁净室气流处于均匀或渐变流状态时，洁净室可称为单向流洁净室；当洁净室气流处于急变或突变流状态时，洁净室可称为非单向流洁净室。

不论是非单向流洁净室，还是单向流洁净室，其内部的气流运动总是受洁净室几何形状、送风气流及其相关参数（送风口几何与结构特征参数、送风气流参数等）、回风口的几何与结构特征参数及送风口、回风口在洁净室内壁上的布局及敷设方式等因素的制约，这些因素的任何改变或不同的参数组合，都会得到洁净室内的不同气流组织形式。在不同的气流组织形式及送风、回风参数条件下，室内污染物所散发的颗粒物在气流运动的作用下会产生不同的运动，亦使洁净室有不同的净化效果。

5.2.1 非单向流洁净室

5.2.1.1 非单向流洁净室的气流组织

非单向流流型曾称为乱流流型，非单向流是一种不均匀气流分布方式，其速度、方向在洁净室内不同地点是不同的，这是洁净室中使用最为普遍的气流组织形式。非单向流洁净室是把从污染源散发出来的尘、菌污染物在室内扩散作为前提，用经过高效过滤器处理的洁净空气将污染物冲淡稀释，从而保持室内所需的空气洁净度等级。因此，非单向流洁净室所需要的换气次数将随着要求的洁净度和室内的污染物扩散情况不同而差别很大。

非单向流洁净室的气流组织形式依据高效过滤器及回风口的安装方式不同而分为下列几类：顶送侧下回；侧送侧下回；顶送顶回。其中以顶送侧下回的气流组织形式是较为常用的形式。图 5-2 所示为几类常见的非单向流的气流流型。

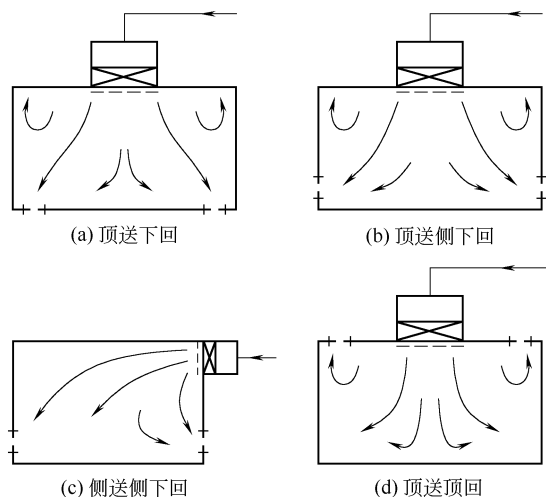


图 5-2 非单向洁净室常见的气流流型

在带扩散孔板风口顶送下侧回的非单向流洁净室中，经高效过滤器的洁净空气由扩散板送出，工作区气流分布比较均匀，其空气洁净度明显优于周围，而周围区域由于送风进

入室内后不断卷入室内污染空气, 洁净度较差; 在相邻送风口之间或洁净室四角、边沿等送风气流不能覆盖的部位洁净度会更差些。所以在布置顶送风口时, 为使洁净室内各处洁净度尽可能的均匀, 在总送风量一定的条件下适当多设送风口或均匀布置送风口, 尽可能地让相邻送风口气流在工作区高度上衔接, 确保工作区要求的洁净度。有时为了满足生产工艺关键部位的空气洁净度等级, 在不影响洁净室顶板、灯具布置或不太损害整体美观的情况下, 可按工艺设备布置调整送风口位置, 采用不均匀布置的方式。若采用高效过滤器风口顶送时, 送风气流扩散角小, 送风速度较大, 会直接吹到地面, 使工作区气流分布不均匀, 所以这种送风方式的单个送风口的送风量不宜大, 需用多个送风口弥补气流不均的现象。回风口气流呈汇流状态, 它对整个房间的气流流型影响较小, 回风口的布置只要适当均布, 数量不宜过少, 一般回风口的间距在 $6\sim 12\text{m}$ 范围内。洁净室宽度大于 6m 时宜双侧布置回风口。

单侧上送、对侧下回或单侧上送、同侧下回的非单向流洁净室, 这类气流流型虽可降低建筑层高, 也可简化管道系统, 但工作区高度可能会处于回流、涡流区, 一般只适用于房间宽度小于 6m 的 $8\sim 9$ 级的洁净室。顶送顶回的非单向流洁净室一般用于回风口不便在侧墙下部布置时采用的气流流型, 将顶部回风口设置在洁净室的边、角部位或对洁净度不敏感的工艺设备上方, 一些洁净工程实践说明这种气流流型能确保工作区所需的一定洁净度要求, 其效果常优于侧送侧下回气流流型。

根据非单向流洁净室的作用原理, 如果希望获得全室的较低含尘浓度, 而不仅仅是在送风口下方有较低含尘浓度, 那么就要求干净空气从风口送出之后能充分发挥其作用, 在下送到工作区之前能使更大的范围得到稀释。因此, 有扩散板的高效过滤器效果好。

5.2.1.2 非单向流洁净室原理

在非单向流洁净室的这些气流组织形式中, 不可能形成流线为平行直线的流动。因为非单向流洁净室的主要特点是从入流到出流之间气流的流通断面是变化的, 洁净室断面比送风口断面大得多, 因而不能在全室断面或者在全室工作区断面形成匀速气流。所以送风口以后的流线彼此有很大或者越来越大的夹角, 曲率半径很小, 气流在室内不可能以单一方向流动, 将会彼此撞击, 有回流、旋涡产生。这就决定了非单向流洁净室的流态实质是: 急变流, 紊流, 稳定流。正因为此, 洁净室不仅有流层之间因紊流流动而发生的掺混, 而且还有全室范围内的大的回流、旋涡所发生的掺混。

所以, 概括地说, 非单向流洁净室的作用原理是: 当一股干净气流从送风口送入室内时, 迅速向四周扩散、混合, 同时把差不多同样数量的气流从回风口排走。这股干净气流稀释着室内污染的空气, 把原来含尘浓度很高的室内空气冲淡了, 一直达到平衡。所以气流扩散得越快, 越均匀, 那么稀释的效果当然越好。所以非单向流洁净室的原理就是稀释作用。

根据非单向流洁净室的工作原理, 它可以达到的洁净度一般为 $\text{ISO } 6\sim\text{ISO } 9(1000\sim 10000)$ 级, 如果设计合理, 部分情况下可达 $\text{ISO } 5(100)$ 级。非单向流洁净室在净化工程中最为常见, 应用于许多领域。其室内的换气次数一般在 $10\sim 60$ 次/h 之间 (在不考虑维持室内的温度、湿度的情况下), 室内换气次数越多, 一般来说, 所得洁净度也越高。工业上采用的洁净室绝大多数为非单向流洁净室, 原因是它具有初投资和运行费低、改建扩建容易等优点, 因此, 只要能够满足要求, 应尽量采用非单向流洁净室。但非单向流洁净室无法满足室内达到较严的空气洁净度等级的要求, 当洁净度要求很高时, 就需采用工作原理完全不同的另一类洁净室——单向流洁净室。

5.2.2 单向流洁净室

单向流流型是高级别洁净室（ISO 1 级～ISO 5 级）应用最广泛的一种气流流型。其气流是从室内的送风一侧平稳地流向其相对应的回风一侧，是一种“置换式”运动。因此，单向流洁净室的特点主要表现为：将污染源散发出的尘、菌污染物在未向室内扩散之前就被压出室外；洁净空气对污染源起到隔离作用，隔断尘、菌污染物向室内扩散。单向流洁净室分为垂直单向流和水平单向流两大类。

5.2.2.1 单向流洁净室的气流组织

（1）垂直单向流洁净室 垂直单向流的形式为顶棚满布高效过滤器送风，全地板格栅回风或侧下回风。高效空气过滤器（或超高效空气过滤器）布置在顶棚上，空气经架空地板回至循环风机，从而形成上送下回的垂直单向流流型。当房间宽度小于等于 6m 时，也可以在侧墙下部设回风口，形成上送侧下回的气流流型，这种方式基本上也属于垂直单向流流型。

图 5-3 所示为典型的垂直单向流的气流流型——顶棚满布高效过滤器送风，全地板格栅回风，洁净空气由上而下地垂直平行流经工作活动区，携带尘和菌的污染空气穿过格栅地板，经回风静压箱进入回风管。

这种洁净室的优点是：可获得均匀向下的单向气流，因而自净能力强，能够达到最高的洁净度级别。室内空气相互污染少，被工作活动区污染的空气可很快排出，防止微粒扩散，地面不会积尘，微粒二次飞扬极少；室内任何地方都达到所要求的洁净度等级，室内工艺设备可任意布置；自净能力强，可简化人身净化设施，如可不设吹淋室；工作人员只穿长的上衣式工作服；灯具可以明装。

这种洁净室的缺点是：顶棚结构较复杂，造价和维护费用高，高效过滤器堵漏维修较困难。

将全地板格栅回风改为侧墙下部设回风口回风，可形成一种较简易的垂直单向流洁净室，室内气流不能都是平行气流。这种形式的垂直单向流洁净室是以满足洁净室内工艺生产区对洁净度的要求为前提的。

（2）水平单向流洁净室 水平单向流的形式为一面侧墙满布高效过滤器送风口送风，相对侧墙满布回风格栅回风。送入的洁净空气沿水平方向均匀流向回风墙。图 5-4 所示为

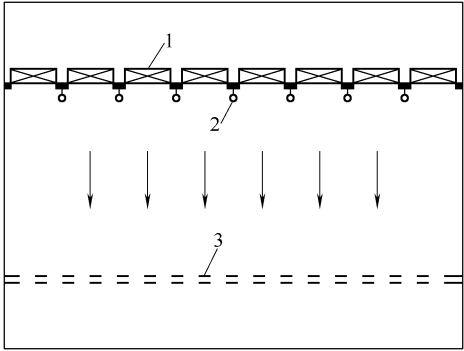


图 5-3 典型的垂直单向流洁净室示意
1—高效过滤器；2—照明灯具；3—格栅地板



图 5-4 典型的水平单向流洁净室

1—送风静压小室；2—高效过滤器；3—格栅；4—回风静压小室；5—新风

典型的水平单向流的气流流型。这种典型的水平单向流洁净室的特点是：所需建筑层高不太高，便于布置灯具，高效过滤器安装和更换比较容易，但需洁净室两端长度较长。室内空气环境的特点是：沿气流方向的空气洁净度不同，下风侧空气会受到上风侧设备和人员产生的污染物的影响。

单向流气流流型设计的重要特性之一是要确保生产工艺的关键部位的气流流型尽可能不受到干扰。但实际工程应用中，在单向流洁净室内不可避免地存在着各种类型的物理障碍，如生产工艺设备、人员的移动和产品的传输等，为防止在洁净室内对污染敏感的工作活动区周围产生空气紊流，应采用必要的技术措施避免气流干扰和不同工作台之间产生交叉污染。

单向流洁净室能够保证室内达到严格的洁净度要求，但单向流洁净室的换气次数也高达 200~600 次/h，是非单向流洁净室的 10~20 倍，因此它的造价和运行费用要远高于非单向流洁净室。单向流方式一般用于空气洁净度等级为 ISO 1 级~ISO 5 级的洁净室。

在医药生产、医院、电子、大规模集成电路等工程中单向流洁净室已得到日益广泛的应用，特别是某些关键场合或工序、设备，如医院的手术室、大规模集成电路的光刻工序、注射用药品生产的灌装设备等。

5.2.2.2 单向流洁净室的原理

(1) 基本原理 从上述各种单向流洁净室可以看到，在洁净室内，从送风口到回风口，气流流经的断面几乎没有什么变化，加上送风静压箱和高效过滤器的均压均流作用，使得全室断面上的流速比较均匀，而且至少在工作区内流线平行，没有涡流。

在单向流洁净室内，干净气流不是一股或几股，而是充满全室断面，所以这种洁净室不是靠掺混作用，而是靠推出作用将室内脏空气沿整个断面排至室外，从而达到净化室内空气的目的。

(2) 主要特点

- ① 全室断面上的流速比较均匀。
- ② 至少在工作区内流线平行。流线平行指时均流线彼此平行。
- ③ 至少在工作区内没有涡流。

5.2.2.3 单向流洁净室的下限风速

(1) 单向流洁净室气流速度的作用 影响单向流洁净室造价的主要原因是大风量。单向流洁净室的风量以换气次数来说，往往达到 200~600 次/h，而风量大则又是因为截面风速大的关系。因此，希望洁净室截面风速尽可能得小，即找到其下限风速。讨论单向流洁净室的下限风速，将通过分析气流速度在这种洁净室中应起的作用来判断。

单向流洁净室中气流速度的作用有以下 4 个方面。

- ① 污染气流多方位散布。
- ② 污染气流与送风气流同向。
- ③ 污染气流与送风气流逆向。
- ④ 全室被污染。

(2) 控制多方位污染 多方位污染主要是指从孔洞等尘源向多方位散发出的污染和人员活动向四周的发尘。因此，对于尘源，需要采用大于污染气流速度的室内风速；对于人体，风速达 0.22m/s 时，在距人体 0.3m 处，污染浓度已降低到 ISO 5(100) 级以下。

(3) 控制同向污染 根据前面的分析，若 1.8m 高度位置散发的尘粒，希望不会超过

该人的工作范围而进入相邻工作人员的范围（人体正中至两边的最大距离为 0.5m），以至造成污染，则送风速度应不小于 0.3m/s。

(4) 控制逆向污染

① 垂直单向流洁净室 垂直单向流洁净室的主要逆向污染是从热源上升的气流，因此，其必要的送风速度应根据热源参数确定。

② 水平单向流洁净室 水平单向流洁净室的主要逆向污染是人行走引起的二次气流，因此，其必要的送风速度应根据二次气流的流速确定。

(5) 满足合适的自净时间 在全室被污染的情况下，要能以合适的时间，迅速地使室内空气自净，这就与洁净室气流的流速有很大关系。气流速度大，自净能力强，自净时间短，但不经济。研究发现，气流速度大约在 0.25m/s 以后，自净时间基本趋于一致，达 1min 左右，再提高速度，缩短自净时间的作用已不明显。

(6) 综合分析 上面讨论的几方面控制污染所需的风速相差不大，综合分析，将下限风速分别划出三档。下限风速建议值见表 5-8。

表 5-8 下限风速建议值

洁 净 室	下限风速 /(m/s)	条 件	《医药工业洁净厂房 设计规范》值/(m/s)
垂直单向流	0.12	平时无人或很少有人进出,无明显热源	不小于 0.25
	0.3	无明显热源的一般情况	
水平单向流	不大于 0.5	有人、有明显热源,如 0.5 仍不行,则宜控制热源尺寸和加以隔热	不小于 0.5
	0.3	平时无人或很少有人进出	
	0.35	一般情况	
	不大于 0.5	要求更高或人员进出频繁的情况	

5.2.3 混合流洁净室

混合流洁净室是将非单向流流型和单向流流型在同一洁净室内组合使用。单向流洁净室的设备费和运行费都很高，但在某些实际洁净室工程中往往只是部分区域有严格的洁净度要求，而不是整个洁净室（区）。混合流洁净室的特点是在需要空气洁净度严格的部位采用单向流流型，其他则为非单向流流型。这样既满足了使用要求，也节省了设备投资和运行费用。混合流洁净室的一般形式为整个洁净室为非单向流洁净室，在需要空气洁净度严格的区域上方采用单向流流型的洁净措施，使该区域得到满足要求的单向流流型洁净区，以防止周边相对较差的空气环境影响局部的高洁净度。

5.3 洁净室空调系统的设计

5.3.1 空调系统的形式

洁净室用的净化空调系统与一般空调系统相比，所控制的参数除室内的温度、湿度之外，还要控制房间的洁净度和压力等参数，因此，净化空调系统的空气处理过程除热、湿处理外，还必须对空气进行过滤。有的高级别的洁净室为了有效、节能地对送入洁净室的空气进行处理，采用集中新风处理，仅新风处理系统便设有多级过滤，当有严格要求需去除分子污染物时，还应设置各类化学过滤器。

净化空调系统一般可分为集中式和分散式两种类型。集中式净化空调系统是净化空调设备（如加热器、冷却器、加湿器、粗中效过滤器、风机等）集中设置在空调机房内，用风管将洁净空气送给各个洁净室。分散式净化空调系统是在一般的空调环境或低级别洁净环境中，设置净化设备或净化空调设备，如净化单元、空气自净器、层流罩、洁净工作台等。

5.3.1.1 集中式系统

集中式净化空调多采用单风机系统或双风机系统。单风机净化空调系统的基本形式如图 5-5 所示，系统自循环，新风仅补充正压。新风可设 1 级、2 级或 3 级过滤；送风可设 2 级或 3 级过滤；回风可不设过滤或 1 级过滤。单风机系统的最大优点是空调机房占用面积小，但相对于双风机系统而言，其风机的压头大，噪声、振动大。采用双风机可分担系统的阻力，此外，在药厂等的生物洁净室需进行定期灭菌消毒，采用双风机系统在新风、排风管道设计合理时，调整相应的阀门，使系统按直流系统运行，便可迅速带走洁净室内残留的刺激性气体，图 5-6 为双风机系统示意，系统有回风也有排风，共用一套管道（也可分别设置管道）。新风可设 1 级、2 级或 3 级过滤；送风可设 2 级或 3 级过滤；回风可不设过滤或 1 级、2 级过滤；排风可不设过滤或 1 级、2 级过滤。

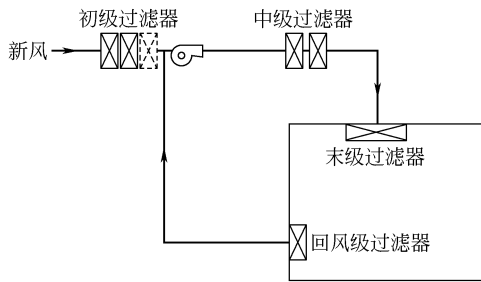


图 5-5 单风机净化空调系统

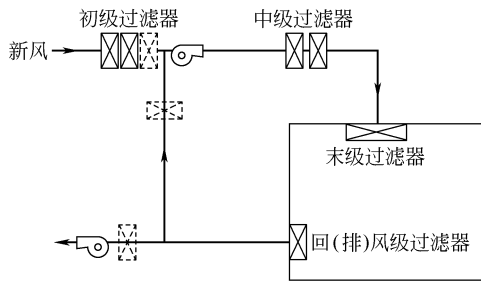


图 5-6 双风机净化空调系统

在净化空调系统中，通常空气调节所需风量远远小于净化所需风量，因此洁净室的回风绝大部分只需经过过滤就可再循环使用，而无需回至空调机组进行热、湿处理。为节省投资和运行费，可将空调和净化分开，空调处理风量用小风机，净化处理风量用大风机，然后将两台风机再串联起来构成风机串联的送风系统。其示意如图 5-7 所示。

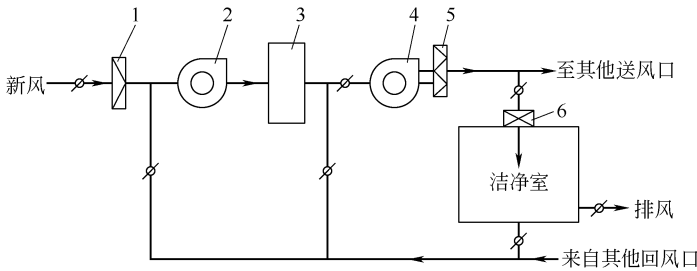


图 5-7 风机串联净化空调系统示意

1—粗效过滤器；2—温湿处理风机；3—温湿度处理室；
4—净化循环总风机；5—中效过滤器；6—高效过滤器

当一个空调机房内布置有多套净化空调系统时，可将几套系统并联，并联系统可公用

一套新风机组。并联系统运行管理比较灵活，几台空调设备还可以互为备用以便检修。其示意如图 5-8 所示。

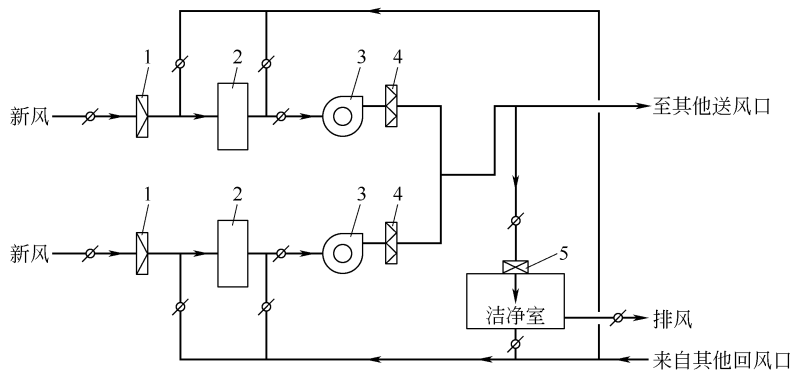


图 5-8 风机并联净化空调系统示意

1—粗效过滤器；2—温湿度处理室；3—风机；4—中效过滤器；5—高效过滤器

设有值班风机的净化空调系统也是风机并联的一种形式。所谓值班风机，就是系统主风机并联一个小风机。小风机的风量一般按维持洁净室正压和送风管路漏损所需空气量选取，风压按在此风量运行时送风管路的阻力确定。非工作时间，主风机停止运行而值班风机投入运行，使洁净室维持正压状态，室内洁净度不至于发生明显变化。

5.3.1.2 分散式系统

在集中空调的环境中设置局部净化装置（空气自净器、层流罩洁净工作台、洁净小室等）构成分散式送风的净化空调系统，也可称为半集中式净化空调系统，其示意见图 5-9。

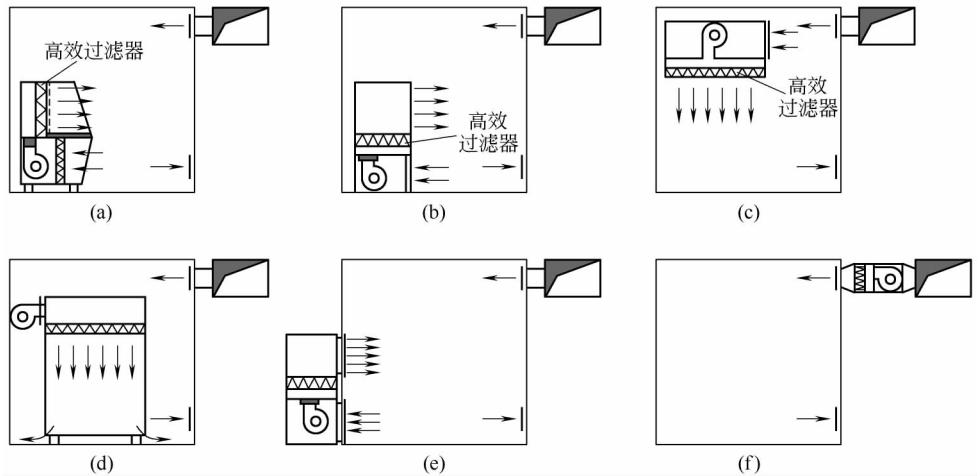


图 5-9 分散式送风的净化空调系统（一）

(a) 室内设置净化工作台；(b) 室内设置空气自净器；(c) 室内设置层流罩；(d) 室内设置洁净小室；
(e) 走廊或套间设置空气自净器；(f) 送风增设高效过滤器送风机组

在分散式柜式空调送风的环境中设置局部净化装置（高效过滤器送风口、高效过滤器风机机组、洁净小室等）构成分散式送风的净化空调系统。其示意见图 5-10。

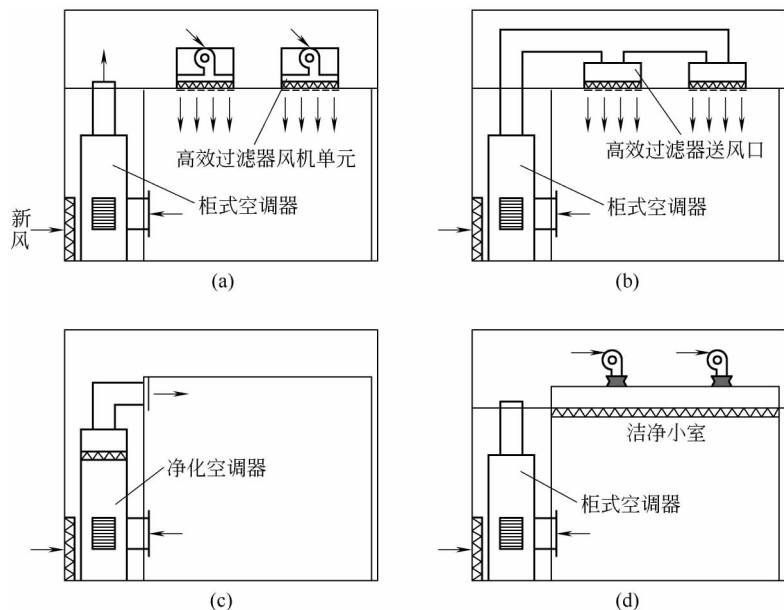


图 5-10 分散式送风的净化空调系统 (二)

(a) 柜式空调器与高效过滤器风机机组；(b) 柜式空调器与高效过滤器送风口；

(c) 柜式净化空调器；(d) 柜式空调器与洁净小室

5.3.1.3 新风处理系统

当有多个净化空调系统同时运行时，可以用新风集中处理后再分别供给各个净化空调系统的方式。因为净化空调系统新风比一般不会很高，每个系统均设新风预处理段，就不如集中处理更节省设备投资和空调机房面积，并且还可以按产品生产要求，在新风处理系统将室外新鲜空气中的化学污染物去除。由于新风是洁净室的主要污染源之一，新风处理不好，会降低表冷器的传热系数和高效过滤器的使用寿命。因此对新风进行多级过滤处理是很有必要的。目前常用的是新风三级过滤，即新风经粗效过滤、中效过滤、亚高效过滤处理。有些地方新风还需经过水喷淋或化学过滤器处理。

5.3.1.4 回风处理系统

(1) 集中送风方式 这种方式一般是采用数台大型新风处理机组和净化循环机组集中设置在空调机房内，空调机房可位于洁净室的侧面或顶部。经过温度、湿度处理和过滤后的空气由离心风机加压后通过风道送入送风静压箱，再经由高效过滤器或超高效过滤器过滤后送入洁净室。回风经格栅地板系统，流入回风静压箱再回到净化循环系统，如此反复循环运行。

(2) 隧道洁净室送风方式 这种送风方式一般把洁净室划分为生产核心区和维护区。生产核心区要求高的洁净度和严格的温度、湿度控制，设在单向流送风区内；维护区要求较低，设置生产辅助设备或无洁净要求的生产设备等。生产区为送风区，维护区为回风区，构成空气循环系统。一般隧道式送风是由多台循环空气系统组成的，所以其中一台循环机组出现故障不会影响其他区域的生产环境洁净度，并且各个循环系统可根据产品需要进行分区调整控制。

(3) 风机过滤单元送风方式 这是在洁净室的吊顶上安装多台风机过滤单元机组

(fan filter unit, FFU), 构成净化循环机组, 不需要配置净化循环空调机房, 送风静压箱为负压。空气由 FFU 送到洁净室, 从回风静压箱经两侧夹道回至送风静压箱, 根据洁净室的温度调节需要, 一般在回风夹道设干式表冷器。新风处理机可集中设在空调机房内, 处理后新风直接送入送风静压箱。因送风静压箱为负压, 有利于高效过滤器顶棚的密封。但由于 FFU 机组台数较多, 在满布率较高时, 一般投资较大, 运行费用亦多, 有的噪声较大, 选用时需要注意。

(4) 模块式风机单元送风方式 它是由送风机安装在高效过滤器 (HEPA) 或超高效过滤器 (ULPA) 之上, 1 台送风机可配数台高效过滤器的空气循环系统, 这种模块式风机单元循环系统是无风管道方式, 空气输送速度较低, 送风机和过滤器维修较方便, 能量消耗较少。

(5) 微环境/开放式洁净室的送风方式 这种方式是为了确保生产环境要求极为严格的半导体芯片生产的关键工序或设备的微环境控制达到高洁净度等级, 而其周围的开放式大面积洁净环境仅保持在相对较低的洁净度等级, 微环境内控制洁净度为严格的单向流洁净环境, 而开放式洁净室为单向流或混合流洁净室。这种方式的能量消耗较少, 工艺布置灵活性好。建设投资和运行费用都可以降低。

5.3.1.5 排风系统

(1) 洁净室的局部排风 洁净厂房内的各种产品生产过程中不可避免地将会有各类粉尘、有害气体、有害物质的排出, 防止它们在洁净室内发散、污染的有效方法是将在有害物质在产生的设备处采取局部排风方式排至室外。为此, 在《洁净厂房设计规范》(GB 50073—2001) 中规定: 洁净室内产生粉尘和有害气体的工艺设备, 应设局部排风装置。根据各类工艺设备产生的粉尘、有害气体、有害物质的不同性质、不同浓度等因素设置局部排风装置。

洁净室的排风系统设计, 是为了防止在洁净室的净化空调系统停止运行时, 室外空气倒灌流入室内, 引起污染和积尘。工程中常用的防倒灌措施是设置中效过滤器, 这种方式结构简单、维护方便。

洁净室应根据生产工艺要求设置事故排风系统。事故排风系统应设自动和手动控制开关, 手动控制开关应分别设在洁净室及洁净室外便于操作的地点。一般对于有可能散放有害气体或易燃易爆气体的洁净室 (区) 应设事故排风装置。

(2) 排风装置的分类及处理设备 在微电子用洁净室和药品生产用洁净室中, 常在产品生产过程中使用或产生各种酸性和碱性物质; 在致敏性药物、有毒性药物生产过程中还会有相应的有害物质排出或泄漏入洁净室内, 为此对于上述产品生产用洁净室内可能排出各种有害物质、气体或粉尘的生产工艺设备或工序设置局部排风装置或全室排风装置, 按生产工艺过程排出的废气的类型可将排风装置 (系统) 大体划分为下列几种类型。

① 一般排风系统 这是指在生产辅助用室、生活用室所设置的排风系统, 这种情况下不需要进行特殊处理即可直接排入大气。

② 有机气体排风系统 在产品生产中使用的有机物质、溶剂作为原辅材料或清洗剂时, 都将会在相关的场所或设备处散发有机物质、溶剂的气体, 对这类场所或设备均应设置排风装置。在一般情况下, 有机排风系统中的有机气体浓度是很低的, 若能达到国家标准规定的大气排放标准时可直接排入大气, 不需设置废气处理装置。当排风系统中有机气体浓度超过规定时, 应设有机气体处理装置, 经过处理达标后才能排入大气。

③ 酸性气体排风系统 在产品生产中的湿法化学腐蚀、酸液清洗、实验室内均有酸性气体排出，在这类酸性气体的排风系统通常设置湿式洗气吸收塔，处理后排入大气。

④ 碱性气体排风系统 在排风系统气体中含有碱性物质或在排气中混入碱性化学试剂，与酸性气体排风系统类似，通常采用湿式洗气吸收塔处理后排入大气。近年来，由于大气排放标准越来越严格，需对含有碱性物质（或酸性物质）浓度较低的排气也进行净化处理才能达到排放标准，为此可采用专用吸附剂对碱性排气（或酸性排气）进行处理，达标后才能排入大气。

⑤ 热气体排风系统 对生产过程中的各种炉子、高温灭菌设备等均有热气排出的系统，采用热回收等方式进行处理，若排气量较小或不便进行处理，由于排气温度较高，有时可在采取必要的隔热措施后直接排入大气。

⑥ 含粉尘的排风系统 鉴于产品品种不同、生产工艺过程不同，排气中的粉尘性质、浓度等均各不相同，应根据其排气中的粉尘性质、浓度选用各类除尘装置，一般采用布袋除尘器。对于某些含尘浓度很高的排风系统根据工程具体情况有时尚需设置预除尘装置，将部分粉尘去除后再送入前述的除尘装置，这样做才能满足大气排放标准的要求，从而稳定、经济地运行。

⑦ 特殊气体排气系统 在半导体集成电路生产中常需使用一些特殊气体，其中许多特殊气体均属于易燃易爆或有毒甚至剧毒或有腐蚀性的气体，对于这类排气系统首先应按特殊气体的品种、性质划分排气系统，必须防止在排气系统中产生化学反应；其次应选用专用的废气处理装置，达到排放标准后排入大气。

⑧ 药品生产中有毒、有害的排风系统 在生产或分装青霉素等强致敏性药物、某些团体药物以及高活性、有毒药物的房间的排风口，应安装高效过滤器，使这些药物引起的污染危险降低至最低限度。并且此类排风系统排入大气的排风口与其他药品生产用净化空调系统的新风进风口应相隔一定距离。

5.3.2 空调系统风量

洁净室的送风量计算不同于一般的空调房间。因为经过滤处理送入洁净室内的清洁空气除了要承担保证室内的温度、湿度的送风量外，还需要排除、稀释室内的污染物，以维持室内的空气洁净度，维持室内的空气洁净度等级所需的风量（即洁净送风量）。

5.3.2.1 空调系统送风量

洁净室所需要的空调系统送风量由 4 方面决定：①为控制室内空气洁净度所需要的送风量；②根据热湿负荷计算和稀释有害气体所需的送风量；③按换气次数规定的送风量；④消除室内有毒、有害物质所需排风量的补充风量。

非单向流洁净室的净化原理是利用送入清洁空气稀释冲淡室内的污染物，从而达到所要求的空气洁净度等级。如果考虑室内微粒是均匀分布，则稳定状态下的含尘浓度计算见式（5-3）。

$$C = \frac{g + Mn(1-r)(1-\eta_n)}{n[1-r(1-\eta_r)]} \quad (5-3)$$

式中 C ——非单向流洁净室稳定状态下的含尘浓度， pc/m^3 ；

g ——洁净室内单位体积发尘量， $\text{pc}/(\text{m}^3 \cdot \text{h})$ ；

M ——室外空气含尘浓度， pc/m^3 ；

- n ——换气次数，1/h；
- r ——回风比，%；
- η_n ——新风通路上过滤器的总效率，%；
- η_r ——回风通路上过滤器的总效率，%。

将式（5-3）变换，得到稀释室内粉尘的送风量计算式（5-4）。

$$L_c = GC[1 - r(1 - \eta_r)] - GM(1 - r)(1 - \eta_n)$$
 (5-4)

- 式中 L_c ——送风量， m^3/h ；
 G ——洁净室内总发生量， $pc/(m^3 \cdot h)$ 。

单向流洁净室的洁净送风量是按照与气流垂直方向的洁净室断面及气流的平均速度进行计算，见式（5-5）。

$$L_c = 3600Fv$$
 (5-5)

- 式中 L_c ——单向流洁净室洁净送风量， m^3/h ；
 v ——断面平均风速， m/s ；
 F ——垂直气流方向的洁净室断面积， m^2 。

单向流洁净室的洁净送风量与断面气流平均风速直接有关，断面气流平均风速的取值大小将直接关系到净化空调系统的初投资和运行费用，以及洁净室内的空气洁净度。在国内外有关标准中对断面风速都有规定，前面提到了在不同情况下的风速下限值。《洁净厂房设计规范》中明确了不同级别的单向流洁净室洁净送风量计算所需的断面气流平均风速。各有关标准规定的高级别洁净室断面气流平均风速见表 5-9。

表 5-9 洁净室的断面平均风速 m/s

空气洁净度等级	GB 50073—2001	ISO/DIS 14644-4	EU • GMP(1997)
1~4 级	0.3~0.5	0.3~0.5	—
5 级	0.2~0.5	0.2~0.5	0.45
6 级	—	0.1~0.3	—

非单向流洁净室内消除余热、余湿的送风量可按式（5-6）和式（5-7）计算。

$$L_q = \frac{3600Q}{\rho \Delta i}$$
 (5-6)

- 式中 L_q ——消除室内余热的送风量， m^3/h ；
 Q ——洁净室的总热负荷， kW ；
 ρ ——空气密度， kg/m^3 ；
 Δi ——送风焓差， kJ/kg 。

$$L_w = \frac{1000W}{\rho \Delta d}$$
 (5-7)

- 式中 L_w ——消除室内余湿的送风量， m^3/h ；
 W ——夏季洁净室的最大总湿负荷， kg/h ；
 Δd ——送风含湿量差， g/kg 。

稀释有害气体所需的送风量可按式（5-8）计算。

$$L_x = \frac{X}{y_n - y_o}$$
 (5-8)

- 式中 X ——室内有害物散发量， kg/h ；

y_n ——室内有害物浓度， kg/m^3 ；
 y_o ——送风所带有的有害物浓度， kg/m^3 。

实际洁净室工程设计中经常采用经验换气次数确定送风量。在各国的洁净室标准中，相同级别的非单向流洁净室的经验换气次数并不相同。中国《洁净厂房设计规范》（GB 50073—2001）中明确规定了不同级别的非单向流洁净室洁净送风量计算所需的经验换气次数，见表 5-10。

表 5-10 洁净室的换气次数

空气洁净度等级	GB 50073—2001 ^{①②}	ISO/DIS 14644-4	医药洁净厂房设计规范(1997)
6 级(1000 级)	50~60	25~56	
7 级(10000 级)	15~25	11~25	≥ 25
8 级(100000 级)	10~15	3.5~7	≥ 15
9 级(1000000 级)	10~15	3.5~7	$\geq 12^{\text{③}}$

- ① 换气次数适用于层高小于 4.0m 的洁净室。
② 室内人员少、热源小时，宜采用下限值。
③ 大于 100000 级的洁净室不小于 12 次。

洁净室送风量还需考虑消除室内有毒、有害物质所需排风量的补充风量，最终的送风量应是各项计算得到的最大者。

5.3.2.2 空调系统新风量

洁净室所需要的空调系统新风量由 3 方面决定：①满足工作人员健康要求所需的新风量；②维持洁净室静压差所需新风量；③补充各排风系统的排风所需新风量。

为确保作业人员的健康，在国家颁布的有关标准规范中均有新鲜空气量的规定，在《洁净厂房设计规范》中规定：每人每小时的新鲜空气量不小于 40m^3 。有学者建议，对一个净化空调系统供给多个房间时，其最不利房间的二氧化碳浓度不高于仅供一个房间时的二氧化碳浓度，即经过分析比较认为可采用以二氧化碳浓度为代表的浓度不超过规定值计算所需的新风量。但由于各类产品生产过程的劳动强度不同，人体在不同状态下呼出的二氧化碳量差异较大，所以若采用以二氧化碳浓度为代表计算新风量，尚需进行进一步研究。但在洁净室中，该项通常会小于后两项。

为了维持洁净室的静压差（正压），需要向洁净室送入室外空气，详细叙述见 5.3.2.3。

为确保洁净厂房的安全生产和防止生产过程的交叉污染，必须采取技术措施，将洁净室空气中所含有的污染物质控制在允许浓度范围以下。工程上一般采用两种方式：①对某些工艺生产设备设置局部排风系统，抽吸排除各种有毒有害物质；②如果室内空气中的平均有毒有害物质浓度可能超过相关标准规定的允许浓度，必须设置全室排风系统，将室内空气中的有毒有害物质浓度降低至允许浓度以下。为了保持洁净空调系统的空气平衡，应补充与排气量（包括局部排风、全室排风）相同或略多于排风量的新风量。

综上所述，净化空调系统的新风量应为该系统范围内各排风系统的排风量的总和再加上维持洁净室（保持正压）静压差的压差风量或减去维持洁净室（保持负压）静压差的压差风量。

5.3.2.3 静压差

为了维持洁净室的洁净度，并免受邻室的污染或污染邻室，在洁净室内维持某一个高

于邻室或低于邻室的空气压力是十分必要的。洁净室对相邻环境维持一个正的静压差（简称正压）是最常见的情况，在工业洁净室和一般生物洁净室都这样做。只有特殊的生物洁净室才需要维持负的静压差（简称负压）。

当不同空气洁净度等级或产品生产工艺性质不同的房间之间按规定维持一定的静压差时，相邻洁净室（区）之间，如果静压差过大或因建造原因带来的缝隙，将会造成不应该出现的空气泄漏，严重时会使洁净室内的气流紊乱，所以洁净室（区）之间的静压差应保持在一定的范围之内。

中国《洁净厂房设计规范》中对洁净室的压差控制有如下的规定：洁净室与周围的空间必须维持一定的压差，并按生产工艺要求决定维持正压差或负压差。不同等级的洁净室以及洁净区与非洁净区之间的压差应不小于 5Pa，洁净区与室外的压差应不小于 10Pa。《药品生产质量管理规范》中对青霉素等特殊药物生产室内要保持正压，与相邻房间或区域之间要保持相对负压。

国内外洁净室压差风量的确定，多数是采用房间换气次数估算的，也可以采用缝隙法来计算泄漏风量，两者相比，缝隙法比估算法较为合理和精确。采用缝隙法计算洁净室压差风量时可按式（5-9）进行。

$$L_p = \alpha \sum l_p \times m \quad (5-9)$$

式中 L_p ——维持洁净室压差值所需的压差风量，L/h；

α ——根据围护结构气密性确定的安全系数，一般可取 1.1~1.2；

l_p ——当洁净室为某一压差值时，其围护结构单位长度缝隙的渗漏风量，L/(h·m)；

m ——洁净室围护结构的缝隙长度，m。

当采用换气次数法时，也可采用经验数据进行估算，即当洁净室的压差值为 5Pa 时，压差风量相应的换气次数为 1~2 次/h，当压差值为 10Pa 时，相应的换气次数为 2~4 次/h。因为洁净室压差风量的大小是与洁净室围护结构的气密性及维持的压差值有关，所以在选取换气次数时，对于气密性差的房间可以取上限，气密性好的房间可以取下限。

洁净室的压差控制可以通过下面几种方式实现：回风口控制、余压阀控制、差压变送器控制等。

回风口控制是通过调节回风口上的百叶或阻尼层改变其阻力来调整回风量，以实现控制洁净室压差的目的。

差压变送器控制是用差压变送器检测室内压力，自动控制必要的新风量。

房间压力可能随高效过滤器的送风阻力而改变，ISPE 规范建议这种情况下应安装一个定流量装置，使通过高效过滤器的气流量保持稳定，或安装两套高效过滤器，分别装在机组和末端，以便缓冲高效过滤器积尘对全系统阻力的影响。当然这会增加系统的投资，应根据实际情况来考虑。

5.3.3 洁净空调系统的特殊设备

5.3.3.1 空气吹淋室和气闸室

(1) 空气吹淋室 空气吹淋室是人身或物料用净化设备，它是利用高速（>25m/s）的洁净气流吹落并清除拟进入洁净室的人身体或物料表面上附着粒子的小室。由于进出吹淋室的门是不同时开启的，可以兼起气闸作用，防止外部空气进入洁净室，并使洁净室维持正压状态；吹淋室除了有一定净化效果外，它作为人员进入洁净区的一个分界，还具有

警示作用，有利于规范洁净室人员在洁净室内的活动。

空气吹淋室按结构分为小室式和通道式（或通过式）两类。小室式吹淋过程是间

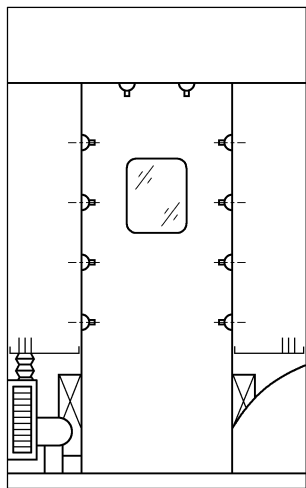


图 5-11 单人吹淋室示意

歇的，通道式吹淋过程是连续的。洁净厂房内常采用“单人”或“双人”小室式吹淋室，在《洁净厂房设计规范》（GB 50073—2001）中规定：“单人吹淋室按最大班人数每 30 人设一台。当最大班使用人数超过 30 人时可将两台或多台单人吹浴室并联布置。”但小室式吹淋室设置的数量不能过多，一般人员吹淋的时间约为 30s，当需通过吹淋室的人数很多时，可考虑设置通道式吹淋室。

吹淋速度一般在 $25 \sim 35 \text{ m/s}$ 之间，吹淋温度在 $30 \sim 35^\circ\text{C}$ 之间，并设自动控制和无风断电保护装置。图 5-11 为单人吹淋室示意。

(2) 气闸室 气闸室是设置在洁净室出入口或不同空气洁净度等级房间之间，用于阻隔室外或邻室污染气流和压差控制而设置的缓冲间。气闸室具有两扇不能同时开启的门，其目的是隔断两个不同洁净环境的空气，防止污染空气进入洁净区，还可防止交叉污染。在开启第一道门时，由于空气的流动，可能使洁净级别较高的房间受到一些污染。为了尽快地稀释污染物，减小开启第二道门的间隔时间，设计时应考虑提高气闸室的换气次数。

5.3.3.2 洁净工作台与生物学安全柜

(1) 洁净工作台 洁净工作台是一种设置在洁净室内或一般室内，可根据产品生产要求或其他用途要求，在操作台上保持高洁净度的局部净化设备。主要由预过滤器、高效过滤器、风机机组、静压箱、外壳、台面和配套的电器元器件组成。

对洁净工作台进行分类，从气流形式上通常分为水平单向流和垂直单向流；从气流在循环角度上分为直流式和循环式；按用途分类，可分为通用型和专用型等。因洁净工作台内产生的污染物不会排向室内，这类工作台使用广泛，但不宜用于要求操作者不能遮挡作业面的场所。在实际使用中，根据用途的不同，可按使用单位的要求设计制作各种类型的专用洁净工作台，如化学处理用洁净工作台、实验室用洁净工作台，此类工作台通常采用垂直单向流方式。

(2) 生物学安全柜 生物学安全柜是一种特殊类型洁净工作台，是专为进行有生物学危险的操作用的，其作用主要是保护操作人员避免受到操作对象的生物危害。生物安全柜的隔离对象主要有：一般病原体、癌病毒和重组基因中的活性物质等。有一类生物安全柜除了向工作区域供给洁净空气外，同时还将从工作区域排出的污染空气由高效过滤器进行除菌处理后排出，所以对于洁净生产环境或实验室环境以及操作人员都能起到保护作用，因此这类生物安全柜得到了较广泛的应用。

5.3.3.3 层流罩

层流罩是垂直单向流的局部洁净送风装置，局部区域的空气洁净度可达 ISO 5 级（100 级）或更高级别的洁净环境，洁净度的高低取决于高效过滤器的性能。层流罩按结构分为有风机和无风机、前回风型和后回风型；按安装方式分为立式和吊装式。其基本组成有外壳、预过滤器、风机（有风机的）、高效过滤器、静压箱和配套电器、自控装置等，

图 5-12 为有风机单向流（层流）罩示意，它的进风一般取自洁净厂房内，亦可取自技术夹层，但其构造将会有所不同，设计时应予以注意。

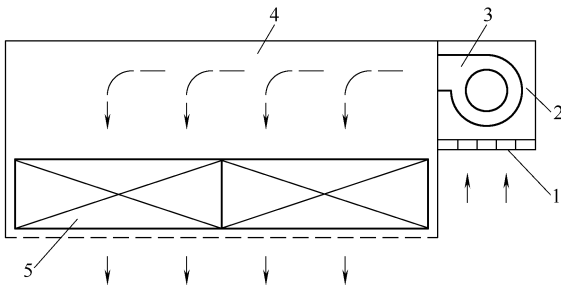


图 5-12 有风机层流罩示意

1—预过滤器；2—负压箱；3—风机；4—静压箱；5—高效过滤器

5.3.3.4 余压阀

余压阀是为了维持一定的室内静压而设置的部件，它是一个单向开启的风量调节装置。余压阀对静压急剧变化的情况有很好的适应性，一般宜设置在静压差不同的洁净室之间下风侧的外墙上，不应设在明显影响下游侧室内气流的场所。

余压阀控制是通过调节其平衡压块，从而改变余压阀的开度来实现室内正压控制的。按静压差来调整开启度，用砝码的位置来平衡风压。通过余压阀的风量一般在 $5\sim 20\text{m}^3/\text{mm}$ 之间，维持压差在 $5\sim 40\text{Pa}$ 之间。系统流程如图 5-13 所示。

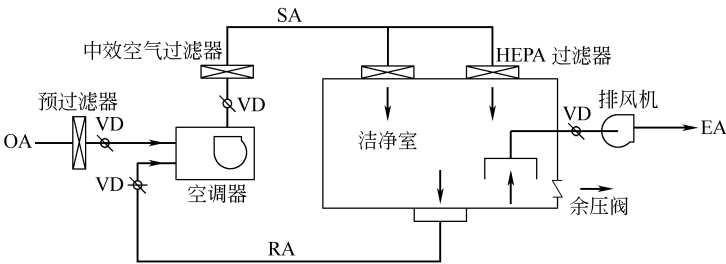


图 5-13 余压阀控制正压

OA—新风；SA—送风；RA—回风；EA—排气；VD—风阀

5.4 洁净室的预测与评价

如何选择合适的洁净室类型及气流组织型式，涉及洁净室净化效果的评价，一般地讲，可以有两大途径。一条途径是根据实验或现场实测，另一种途径是凭借计算机方法对洁净室气流运动进行仿真或模拟研究。

5.4.1 CFD 方法预测

空气洁净及其模拟与预测是 CFD 技术应用的重要领域之一。与空气洁净相关的主要是洁净室流型及气流组织型式，特别是对于超净洁净室而言，在设计时用 CFD 进行分析和预测非常必要。

前面已经谈到了非单向流洁净室与单向流洁净室及其不同型式的气流组织方式，对这

些气流组织方式进行分析、模拟与预测时，大多依靠理论解析和模型试验或经验两大类方法来完成。

在以往选择或确定洁净室内某种具体流型及气流组织方案时，通常是依靠现场经验、模型试验及简单的理论分析来完成的，这是一种传统的优化方法，其一般过程可表示为图 5-14。在这种方案优选过程中，往往需要进行方案选择、优化，这一工作一般是靠经验来完成，因此难免导致方案可靠性的降低，从而引起设计失败。

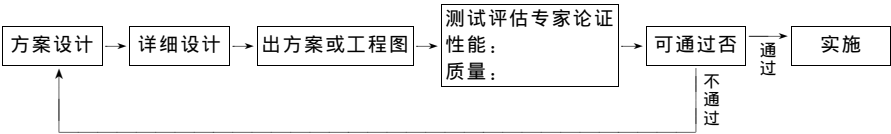


图 5-14 传统的方案设计过程

计算流体力学即 CFD 的应用则改变了传统的设计过程，人们不必对描述洁净室气流状态的控制方程进行过多的简化，而借助于计算机通过运用 CFD 方法来得到洁净环境状态的细节。它可以进行洁净室内空气流动状态的模拟与预测，是一种相对完善的确定性数值方法。

由于 CFD 的应用可以相对准确地给出流体流动的细节，如速度场、压力场、温度场或颗粒浓度场，因而可很容易地从对流场的分析中发现工程设计中的问题，并更容易得到某些规律性的知识。这样，工程的设计与优化很少依赖经验或试验，试验（或经验）的目的变为验证工程设计过程的合理性。所以确定洁净室气流组织方案时的现代优化过程应如图 5-15 结构。

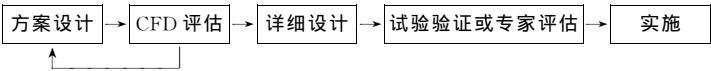


图 5-15 现代优化设计过程

在这一过程中，“试验验证或专家评估”的环节与传统设计过程的相应环节“测试评估或专家论证”的工作量相比大为减少，因为传统设计过程中“测试评估”所包含的试验往往是探究性试验，需要有大量的“试验样本”，才能从这些“试验样本”中找到规律。而现代设计过程中，“试验样本”这一环节中的大量工作已通过 CFD 工作完成，即通过 CFD 工作形成大的“虚拟试验样本”，只需极少或无需实际的试验样本即可检验 CFD 方法的可靠性、正确性，因此工作量大为减少。

在图 5-15 所示的设计过程中，方案设计在整个设计循环中占有很大的比例，特别是方案设计阶段的 CFD 分析占有相当重要的地位。方案的筛选是以科学性的分析为基础，因而比较容易保证设计成功，而且它将传统设计的大循环过程转变为方案设计带有预测性质的校验循环（验证循环），当设计已经基本达到设计要求时再转入通常的详细设计，大大减少了设计过程的中间环节。

5.4.2 现场测试评价

洁净室的评价主要是指对洁净室或洁净区域的空气洁净度等级等进行测定，生物洁净室还应进行浮游菌、沉降菌的评价。测定时，要首先明确洁净室或洁净区域的状态。空态或静态评价适合于评价工程的质量；而洁净室动态评价则说明在实际运行中，洁净空调系

统对室内空气环境的控制能力。

5.4.2.1 洁净度的测定

(1) 采样点与采样量 ISO 标准只规定用式 (5-10) 计算需要的最少采样点。

$$N_L=(A_m)^{0.5} \tag{5-10}$$

式中 N_L ——规定的最少采样点，个；

A_m ——洁净室的面积， m^2 。

由此可见，ISO 标准要求的最少采样点是随着洁净室的面积的平方根而变化的，它与洁净室的洁净度无关。ISO 标准允许任何一个采样点采样一次，但最少采样数为 3 次。

在水平单向流时，面积 A 可以看作是与气流方向垂直的空氣的截面积，采样点应均匀分布于整个洁净室或洁净区内，并位于工作区的高度（距地坪 0.8m 的水平面），或评价部门特指的位置。

每个采样点的每次采样量应该根据 GB 50073—2001 规定，见表 5-11。在指定的空气洁净度等级下被考虑粒径的最大浓度限值时，在每个采样点要采集能保证检测出至少 20 个粒子的空气量，每个采样点的每次采样量 V_s 用式 (5-11) 确定。

表 5-11 最少采样点数目

面积 / m^2	洁 净 度 级 别		
	100(5)	10000(7)	100000(8)
<10	2~3	2	2
$\geq 10 \sim < 20$	4	2	2
$\geq 20 \sim < 40$	8	2	2
$\geq 40 \sim < 100$	16	4	2
$\geq 100 \sim < 200$	40	10	3
$\geq 200 \sim < 400$	80	20	6
$\geq 400 \sim < 1000$	160	40	13
$\geq 1000 \sim < 2000$	400	100	32
2000	800	200	63

$$V_s=\frac{20}{C_{n \cdot m}} \times 1000 \tag{5-11}$$

式中 V_s ——每个采样点的每次采样量，L；

$C_{n \cdot m}$ ——被测洁净室空气洁净度等级被考虑粒径的最大浓度限值， pc/m^3 ；

20——在规定被测粒径粒子的空气洁净度等级限值时，可检测到的粒子数， pc 。

但 V_s 必须大于等于 2L，采样时间最少为 1min。

对于任一洁净室（区）的采样次数至少应为 3 次。当洁净室（区）仅有一个采样点时，则该点至少采样 3 次。对于单向流洁净室，采样口应对着气流方向；对于非单向流洁净室，采样口宜朝上。采样口处的采样速度均应尽可能接近室内气流速度。

(2) 评价

① 采样点的平均粒子浓度见式 (5-12)。

$$A=(C_1+C_2+\cdots+C_N)/N \tag{5-12}$$

式中 A ——某一采样点的平均粒子浓度， pc/m^3 ；

C_i ——某一采样点的粒子浓度（ $i=1, 2, 3, \cdots, N$ ）， pc/m^3 ；

N ——某一采样点上的采样次数，次。

② 平均值的均值见式 (5-13)。

$$M=(A_1+A_2+\cdots+A_L)/L \tag{5-13}$$

式中 M ——平均值的均值，即洁净室的平均粒子浓度， pc/m^3 ；

A_i ——某一采样点的平均粒子浓度 ($i=1, 2, 3, \cdots, L$)， pc/m^3 ；

L ——某一洁净室内的总采样点数，个。

③ 标准误差计算见式 (5-14)。

$$SE=\sqrt{\frac{(A_1-M)^2+(A_2-M)^2+\cdots+(A_L-M)^2}{L(L-1)}} \tag{5-14}$$

式中 SE ——平均值均值的标准误差， pc/m^3 。

④ 置信上限计算见式 (5-15)。

$$UCL=M+t\times SE \tag{5-15}$$

式中 UCL ——平均值均值的 95%置信上限， pc/m^3 ；

t ——95%置信上限的 t 分布系数，见表 5-12。

表 5-12 95%置信上限的 t 分布系数

采样点 L	2	3	4	5	6	7	8	9	>9
t	6.31	2.92	2.35	2.13	2.02	1.94	1.90	1.86	—

注：当采样点数多于 9 点时，不需要计算 UCL 。

评价的依据条件如下。

① 每个采样点的平均粒子浓度必须低于或等于规定的级别界限，即 A_i 不大于级别界限。

② 全部采样点的粒子浓度平均值均值的 95%置信上限必须低于或等于规定的级别界限，即 UCL 不大于级别界限。

如果在各个采样点测得的粒子平均浓度 A_i 小于等于级别界限，且室内平均浓度统计值 95%置信上限小于等于级别界限，则该洁净室或洁净区即被认为是达到了规定的空气洁净度等级。

如果是由于测量差错或异常低的粒子浓度，而产生单个的、非随机性的“界外值”，影响 95%置信上限的计算结果不能满足规定的空气洁净度等级，在符合条件的情况下，可以把该“界外值”排除，但最多只有一个测量值排除在外。

5.4.2.2 浮游菌与沉降菌测定

空气中悬浮微生物的测定有多种，但其测定的基本过程都是经过捕集、培养、计数的过程。目前普遍采用的是浮游菌和沉降菌的测试方法。

浮游菌测试方法是通过收集悬浮在空气中的生物性粒子于培养基平皿，经若干时间在适宜的生长条件下让其繁殖到可见的菌落后进行计数，以此来判定洁净环境内单位体积空气中的活微生物数。

沉降菌测试方法是通过自然沉降原理收集在空气中的生物粒子于培养基平皿中，经若干时间，在适宜的条件下让其繁殖到可见的菌落进行计数，以平板培养皿中的菌落数来判定洁净环境内的活微生物数。

(1) 采样点与采样量

① 浮游菌测试 浮游菌测定时，工作区测点位置距地面 0.8～1.5m（略高于工作面），根据需要可在关键设备或关键工作活动范围处增加测点。采样点的布置应力求均匀，避免采样点在某局部区域过于集中，而某局部区域过于稀疏。浮游菌测试的最少采样点数分为监测（动态）和验证（空态或静态）两种情况，见表 5-13。

表 5-13 浮游菌最少采样点数

面积/m ²	空气洁净度等级					
	100 级		10000 级		100000 级	
	验 证	监 测	验 证	监 测	验 证	监 测
≤10	2～3	1	2	1	2	—
≥10～20	4	2	2	1	2	—
≥20～40	8	3	2	1	2	—
≥40～100	16	4	4	1	2	—
≥100～200	40	—	10	—	3	—
≥200～400	80	—	20	—	6	—
400	160	—	40	—	13	—

注：1. 表中面积，对单向流洁净室（包括层流工作台）指的是送风口表面积，对非单向流洁净室指的是房间面积。

2. 日常监测的采样点数由生产工艺的关键操作点来确定。

② 沉降菌测试 沉降菌测试时工作区测点位置距地面 0.8～1.5m（略高于工作面），根据需要可在关键设备或关键工作活动范围处增加测点。采样点的布置应力求均匀，避免采样点在某局部区域过于集中，而某局部区域过于稀疏。沉降菌测试的最少采样点数可按表 5-14 确定。

表 5-14 沉降菌测试最少采样点数

面积/m ²	空气洁净度等级		
	100 级	10000 级	100000 级
≤10	2～3	2	2
≥10～20	4	2	2
≥20～40	8	2	2
≥40～100	16	4	2
≥100～200	40	10	3
≥200～400	80	20	6
≥400～1000	160	40	13
≥1000～2000	400	100	32
2000	800	200	63

注：表中面积，对于单向流洁净室是指送风口面积，对于非单向流洁净室是指房间的面积。

对沉降菌法不仅要满足最少采样总数，还宜满足最少培养皿数，见表 5-15。

表 5-15 沉降菌测试最少培养皿数

空气洁净度等级	φ90mm 培养皿数 (以沉降 0.5h 计)	空气洁净度等级	φ90mm 培养皿数 (以沉降 0.5h 计)
高于 100 级	44	10000 级	2
100 级	14	100000 级	2
1000 级	5		

浮游菌测试法的最小采样量应按不同空气洁净度等级确定，见表 5-16。

表 5-16 浮游菌测试的最小采样量

空气洁净度等级	采样量/(L/次)	
	日常监测	环境验证
100 级	600	1000
10000 级	400	500
100000 级	50	100

(2) 评价

① 浮游菌测试 一般被测房间（或洁净工作台）的浮游菌平均浓度按式（5-16）计算。

$$C=\frac{P_s}{V_s}$$

(5-16)

式中 C——被测房间（或洁净工作台）的浮游菌平均浓度，CFU/m³；

P_s——被测房间的总菌落数，CFU；

V_s——总的采样量，m³。

评价的依据条件如下。

- a. 每个测点的浮游菌平均浓度必须低于所选定的评定标准。
- b. 若某测点的浮游菌平均浓度超过评定标准，则必须对此区域先进行消毒，然后重新采样两次，测试结果均须合格。

国内外有关浮游菌测定的标准见表 5-17。

表 5-17 国内外有关浮游菌测定的标准

空气洁净度等级	欧洲共同体(EU)GMP(1997) 微生物最大允许数 /(CFU/m ³)	世界卫生组织(WHO)GMP(1992) 微生物的最大允许数 /(CFU/m ³)	中国 1998 年版 GMP 活微生物数 /(CFU/m ³)
A(100 级)	<1	<1	—
B(100 级)	10	5	≤5
C(10000 级)	100	100	≤100
D(100000 级)	200	500	≤500
300000 级	—	—	≤1000

② 沉降菌测试 洁净室（区）的平均菌落数按式（5-17）计算。

$$\overline{M}=\frac{M_1+M_2+\cdots+M_n}{n}$$

(5-17)

式中 $\overline{M}$ ——被测洁净室（区）的沉降菌的平均菌落数，CFU；

M₁——1 号培养皿的菌落数，CFU；

M_n——n 号培养皿的菌落数，CFU；

n——培养皿总数，个。

评价的依据条件如下。

- a. 洁净室内的平均菌落数必须低于所选定的评定标准。
- b. 若某洁净室内的平均菌落数超过评定标准，则必须对此区域先进行消毒，然后重新采样两次，测试结果均须合格。

表 5-18 是国内外有关沉降菌测定的标准。

表 5-18 国内外有关沉降菌测定的标准

空气洁净度等级	欧洲共同体(EU)GMP(1997) ($\phi 90\text{mm}$)/(CFU/4h)	日本制药协会 ($\phi 90\text{mm}$)/(CFU/h)	中国 1998 年版 GMP ($\phi 90\text{mm}$)/(CFU/h)
A(100 级)	<1	—	—
B(100 级)	5	1	1
C(10000 级)	50	5	3
D(100000 级)	100	20	10
300000 级			15

5.5 洁净室 HVAC 系统用过滤器

空气过滤是空气洁净技术的主要手段，是创造空气洁净环境不可缺少的设备。

5.5.1 洁净室粉尘的来源

5.5.1.1 大气尘

现代概念的大气尘是包含固态微粒和液态微粒的多分散气溶胶，是专指大气中的悬浮微粒，粒径小于 $10\mu\text{m}$ 。这种大气尘被称作可吸入颗粒物或叫作飘尘，以区别于在较短时间内即沉降到地面的落尘。空气洁净技术中大气尘的概念同时包括固态微粒和液态微粒。

中国《大气环境质量标准》中所称的总悬浮微粒（TSP），则是既包括 $10\mu\text{m}$ 以下的悬浮微粒，又包括 $10\sim 100\mu\text{m}$ 的沉降微粒。

大气尘的主要组成为无机性非金属微粒、金属微粒和有机性微粒。大气尘中的无机性微粒主要有矿物的碎屑、煤粉、炭黑和金属。大气尘除了具有一般尘粒所有的危害作用之外，金属微粒所产生的危害更大，如轻金属钠对半导体器件十分有害，大气尘中重金属的影响更广泛。大气尘中属于自然界的有机性微粒主要有植物花粉、纤维，动物毛、皮屑和排泄物等。

这里需重点提一下花粉。花粉在发生季节，其发生量是很多的，所以在洁净厂房的环境绿化方面，对于树种应有一定的要求，要选择绿化效果快、产生花粉少和不产生花絮的树种。

实际上，大气尘中的各种颗粒、微粒、微生物都不是单独存在的，它们都因其来源不同、排入大气后的流动状态不同、气象条件不同、凝聚是否发生等影响因子而变化，所以大气尘的组成将会随着排放源、所在地方的地形地貌、季节气象条件等的变化有差异或有很大的差异。

另外，大气中的微生物是无所不在的物种，它悬浮于空气中，可形成各种各样的微生物气溶胶。微生物的种类达数十万种。空气中的微生物主要来源于土壤、江河湖海、动物、植物和人体。大气中微生物的多少是空气质量的重要标志之一。近年来国内外较为重视空气微生物及其污染问题的研究，这对洁净厂房中防止微生物污染采取必要技术措施是十分有利的。

5.5.1.2 室内尘

洁净室内的尘源主要来自工作人员的产尘、建筑围护结构的产尘和生产设备及产品生产过程的产尘。室内工作人员的发尘量与工作人员的动作、洁净工作服的材料和形式及房间内的人员数有关。作业人员的发尘量见表 5-19。

表 5-19 工作人员的发尘量 ($\geq 0.5\mu\text{m}$ 颗粒数) pc/min

序 号	人 员 动 作	普 通 工 作 服	洁 净 工 作 服	
			分 套 型	全 套 型
1	立	339000	113000	5580
2	坐	302000	112000	7420
3	臂上下运动	2980000	298000	18600
4	上体前屈	2240000	538000	24200
5	臂自由运动	2240000	298000	20600
6	头部运动	631000	151000	11000
7	上体转动	850000	266000	14900
8	屈身	3120000	605000	37400
9	踏步	2800000	861000	44600
10	步行	2920000	1010000	56000

建筑围护结构、设施的产尘情况，与建造洁净室所采用的建筑材料、施工安装方法有关，表 5-20 是洁净室建筑表面的发尘量。

表 5-20 洁净室建筑表面发尘量 ($\geq 0.5\mu\text{m}$ 颗粒物) pc/min

序 号	建筑表面发尘量	序 号	建筑表面发尘量
1	$(0.8\sim 1)\times 10^4$	3	0.77×10^4
2	$(0.3\sim 0.9)\times 10^4$	4	4.5×10^4

对于生物洁净室，包括制药工业，往往更关注人体的散发菌量。室内空气中的微生物主要附着在微粒上和由人体鼻腔和口腔喷出的飞沫中。

5.5.1.3 粉尘粒径分布

在自然界，空气中的微小粉尘因布朗运动相互碰撞而聚成大颗粒，大颗粒粉尘又因重力而沉降，碰撞不那么频繁、又不容易沉降的粉尘相对稳定地悬浮在大气中。室外空气中，按颗粒数量计，99%的粉尘粒径小于 $1\mu\text{m}$ ；若按质量计，占总质量 50%~95%的粉尘小于 $10\mu\text{m}$ ，见图 5-16。

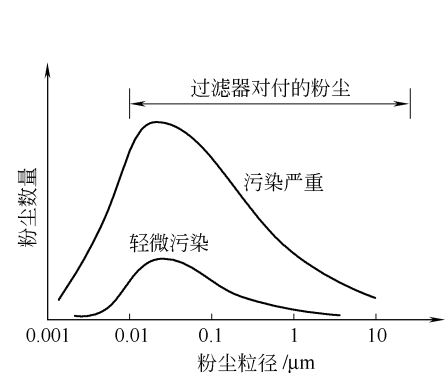


图 5-16 自然界粉尘粒径分布

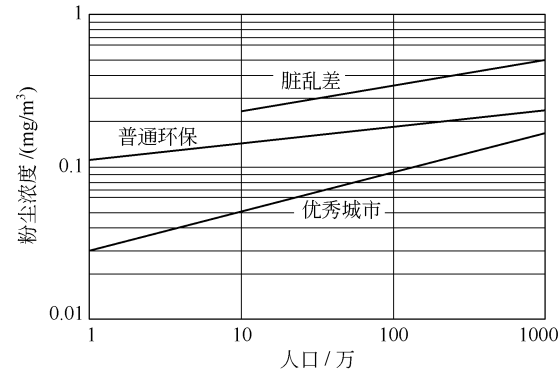


图 5-17 人口对空气含尘浓度的影响

5.5.1.4 粉尘浓度的差异

城市空气污染主要源于人的活动。城市人口的多少直接影响市区空气的含尘浓度。粗略地讲，城市越大，污染越严重，见图 5-17。

由于采暖和气候干燥，北方城市冬季的大气含尘量明显高于其他季节。而在雨天，由于雨水的洗涤，空气中的粉尘浓度低于其他季节。海浪和海水蒸发产生微小盐粒（氯化钠），使得沿海地区的盐雾浓度高。典型环境粉尘计数浓度见表 5-21。

表 5-21 典型环境粉尘计数浓度

场 所	浓度/(pc/L)	场 所	浓度/(pc/L)
香烟燃烟	100 亿	乡村	100 万
高速公路	10 亿	海洋	10 万
城市	1 亿	北极	1 万
乡间小路	1000 万		

多数情况下，室内粉尘颗粒浓度和质量浓度都比室外高，且室内的粉尘颗粒更小。从健康角度考虑，室内环境会比室外恶劣。

城市空气的微生物浓度并不比乡村高，但城市中对人体有害的空气微生物浓度高。

5.5.2 空气过滤机理

5.5.2.1 拦截

在纤维层内纤维错综排列，形成无数网络。当某一尺寸的微粒沿着气流流线刚好运动到纤维表面附近时，假使从流线到纤维表面的距离等于或小于微粒半径，微粒就在纤维表面被拦截而沉积下来，这种作用称为拦截效应。筛子效应也属于拦截效应。但是，拦截效应或筛子效应不是纤维过滤器中过滤微粒的惟一的或者主要的效应，更不能将纤维过滤器像筛子一样看待。通常筛子仅能筛去大于其孔径的微粒，而在纤维过滤器中，并不是所有小于纤维网格网眼的微粒都能穿透过去，最容易穿透的仅是某一定粒径的微粒。微粒也并不都是在纤维层表面被筛分——沉积，实际情况是，在纤维过滤器内微粒一般都深入到纤维层内，所以说在纤维过滤器的过滤过程中，微粒的被捕集还有其他各种效应起作用。

5.5.2.2 惯性

由于在纤维过滤器内纤维排列复杂，当气流在纤维层内穿过时，其流线要屡经激烈的拐弯。当微粒质量较大或者速度较大，在流线拐弯时，微粒由于惯性来不及跟随流线绕过纤维，因而脱离流线而向纤维靠近，并碰撞在纤维表面而沉积下来。如果因惯性作用，微粒虽没有正面撞在拦截效应范围之内，则微粒的被截留就是靠这两种效应的共同作用了。

5.5.2.3 扩散

由于气体分子热运动对微粒的碰撞而产生了微粒的布朗运动，它对于粒径越小的微粒越显著。在常温下， $0.1\mu\text{m}$ 的微粒每秒钟扩散距离达 $17\mu\text{m}$ ，比纤维间距大几倍至几十倍，这就使微粒有更多的机会运动到纤维表面被沉积下来，对粒径大于 $0.3\mu\text{m}$ 的微粒，因其布朗运动减弱，一般不足以靠布朗运动使其离开气流流线碰撞到纤维上面去。

5.5.2.4 重力

微粒通过纤维层时，在重力作用下发生脱离气流流线的位移，也就是因重力沉降而沉积在纤维上。由于气流通过纤维过滤器特别是通过滤纸过滤器的时间远小于 1s ，因而对于粒径小于 $0.5\mu\text{m}$ 的微粒，当它还没有沉降到纤维上时已通过了纤维层，所以重力沉降完全可以忽略。

5.5.2.5 静电

由于种种原因，纤维或微粒都可能带上电荷，产生吸引微粒的静电效应。但除了有意

识的使纤维或微粒带电外，若是在纤维处理过程中因摩擦带上电荷，或因微粒感应而使纤维表面带电，这样的电荷不能长时间存在，且电场强度也很弱，产生的吸引力很小，可以忽略。

5.5.3 洁净空调系统中过滤器的作用和分类

中国于 1992 年和 1993 年分别颁布了空气过滤器（GB/T 14295—93）和高效空气过滤器（GB 13554—92）两个国家标准。将洁净空调系统中的过滤器分为 5 类，如表 5-22 所列。

表 5-22 过滤器的分类

类 别	额定风量下的效率 /%	20%额定风量下的 效率/%	额定风量下的 初阻力/Pa	备 注
粗效	粒径 $\geq 5\mu\text{m}$, $80 > \eta \geq 20$		≤ 50	效率为大气尘计数效率
中效	粒径 $\geq 1\mu\text{m}$, $70 > \eta \geq 20$		≤ 80	
高中效	粒径 $\geq 1\mu\text{m}$, $99 > \eta \geq 70$		≤ 100	
亚高效	粒径 $\geq 0.5\mu\text{m}$, $99.9 > \eta \geq 95$		≤ 120	
高效 A	≥ 99.9	—	≤ 190	A、B、C 三类效率为 钠焰法效率, D 类效率 为计数效率; C、D 类出厂要检漏
高效 B	≥ 99.99	≥ 99.99	≤ 220	
高效 C	≥ 99.999	≥ 99.999	≤ 250	
高效 D	粒径 $\geq 0.1\mu\text{m}$, $\eta \geq 99.999$	粒径 $\geq 0.1\mu\text{m}$, ≥ 99.999	≤ 280	

① 粗效过滤器 因主要用于第一级过滤器，故应该截留大微粒，主要是 $5\mu\text{m}$ 以上的悬浮性微粒和 $10\mu\text{m}$ 以上的沉降性微粒以及各种异物，防止其进入系统，所以粗效过滤器的效率以过滤 $5\mu\text{m}$ 为准。

② 中效过滤器 由于其前面已有预过滤器截留了大微粒，它又可作为一般系统的最后过滤器和高效过滤器的预过滤器，所以主要用以截留 $1\sim 10\mu\text{m}$ 的悬浮性微粒，它的效率即以过滤 $1\mu\text{m}$ 为准。

③ 高中效过滤器 可以用作一般净化程度的系统末端过滤器，也可以为了提高系统净化效果，更好的保护高效过滤器，而用作中间过滤器，所以主要用以截留 $1\sim 5\mu\text{m}$ 的悬浮性微粒，它的效率也以过滤 $1\mu\text{m}$ 为准。

④ 亚高效过滤器 既可以作为洁净室末端过滤器使用，达到一定的空气洁净度级别，也可以作为高效过滤器的预过滤器，进一步提高和确保送风洁净度，还可以作为新风的末级过滤，提高新风品质。所以和高效过滤器一样，主要用以截留 $1\mu\text{m}$ 以下的亚微米级的微粒，其效率即以过滤 $0.5\mu\text{m}$ 为准。

⑤ 高效过滤器（HEPA） 它是洁净室的最主要的末级过滤器，以实现 $0.5\mu\text{m}$ 的各洁净度级别为目的，但其效率习惯以过滤 $0.3\mu\text{m}$ 为准。如果进一步细分，若以实现 $0.1\mu\text{m}$ 的洁净度级别为目的，则效率就以过滤 $0.1\mu\text{m}$ 为准，习惯称为超高效过滤器（ULPA）。

5.5.4 过滤器的主要特性指标

评价任何过滤器，最重要的特性指标有四项：面速（或滤速）、效率、阻力、容尘量。

5.5.4.1 面速和滤速

在特定的过滤器结构条件下，统一反映面速和滤速的是过滤器的额定风量，在相同的截面积下，希望允许的额定风量越大越好，而在低于额定风量下运行，效率提高，阻力

降低。

面速是指过滤器断面上通过气流的速度，面速反映的是过滤器的风量通过能力和安装面积，面积越大，占地面积越小。因而面速是反映过滤器结构特性的重要参数。面速一般以 u 表示，即式 (5-18)。

$$u = \frac{Q}{3600F} \quad (5-18)$$

式中 u ——面速，m/s；

Q ——通风量，m³/h；

F ——过滤器断面面积，m²。

滤速是指滤料面积上通过气流的速度，所反映的是滤料的风量通过能力，特别是反映滤料的过滤性能。采用的滤速越低，一般来说将获得较高的效率；而过滤器允许的滤速越低，则说明其滤料性能越差，阻力也大。滤速一般以 v 表示，即式 (5-19)。

$$v = \frac{10^6 \times Q}{3600 \times 10^4 \times f} = 0.028 \frac{Q}{f} \quad (5-19)$$

式中 v ——滤速，cm/s；

f ——过滤器滤料断面面积，m²。

5.5.4.2 效率

当被过滤气体中的含尘浓度以计重浓度来表示，则效率为计重效率；以计数浓度来表示则为计数效率。在空气洁净技术中，最常用的表示方法是用过滤器进出口气流中的尘粒浓度表示的计数效率，见式 (5-20)。

(1) 效率

$$\eta = \frac{G_3}{G_1} = \frac{Q(N_1 - N_2)}{QN_1} = 1 - \frac{N_2}{N_1} \quad (5-20)$$

式中 η ——过滤器的过滤效率，%；

G_3 ——过滤器捕集到的粉尘数量，pc/s；

G_1 ——过滤器进口气流中的粉尘数量，pc/s；

Q ——通风量，m³/s；

N_1 ——过滤器进口气流中的含尘浓度，pc/L；

N_2 ——过滤器出口气流中的含尘浓度，pc/L。

(2) 穿透率 在过滤器的性能中，人们关心的不仅是过滤器捕集到多少微粒，还关注经过过滤器后仍然穿透多少微粒，常用效率的反义词穿透率来表示，习惯用 $K(\%)$ 表达穿透率，见式 (5-21)。

$$K = 1 - \eta \quad (5-21)$$

式中 K ——过滤器的穿透率，%。

(3) 串联效率 理论计算和实践证明，同类型过滤器串联，第一道以后的串联过滤器效率应该降低，因为经过第一道过滤器后微粒的分布发生了变化，由于对不同微粒的过滤作用不同，而引起后一道过滤器的对各种粒径的总效率略有下降。但是这种总效率降低是很小的，所以串联总效率 η 仍可用式 (5-22) 表达。

$$\eta = 1 - (1 - \eta_1)(1 - \eta_2) \cdots (1 - \eta_n) \quad (5-22)$$

高效过滤器串联使用时，其过滤效率降低很小的事实给人们的启示是：在要求洁净度

严格的洁净室中可以采用这种串联方式用于新风处理系统,在某些要求极低排放标准的排气系统中安装一道高效过滤器不能满足要求,可以采用两级以上串联的形式,这比提高一级高效过滤器的效率容易。而中效过滤器串联时,第二道过滤器的过滤效率几乎不变。

(4) 设计效率 在本科的通风课程内容中,除尘器有分级效率的概念,说明相同的除尘器对不同的粉尘而言,其效率是不同的。过滤器具有同样的性质。

国内外大多数洁净厂房设计者习惯用大于或等于 $0.5\mu\text{m}$ 微粒的控制及其数量的概念,而高效过滤器的出厂效率是以空气中 $0.3\mu\text{m}$ 的微粒数量来衡量的。因此,为洁净空调系统的设计选择过滤器时必须进行效率转换。转换时可使用经验公式 (5-23),该公式仅适用于 $0.3\mu\text{m}$ 级的高效过滤器,对于 $0.1\mu\text{m}$ 级高效过滤器等不能套用。

$$K_2 = \frac{K_1}{e^{(d/d_{0.3})^2}} \quad (5-23)$$

可将 0.5、0.6、0.8、1.0 带入式 (5-23) 进行计算,因中国将过滤器的出厂(鉴定)效率为 0.9991 的过滤器定义为高效过滤器,对此进行转换后有: $0.5\mu\text{m}$, $\eta=99.994\%$; $\gg 0.5\mu\text{m}$, $\eta=99.998\%$ 。

5.5.4.3 阻力

阻力是过滤器的一项重要指标,它包括过滤器的滤料阻力和结构阻力,均与通过其上的风速有关。

过滤器的滤料阻力可表示为以滤速为变量的表达式 (5-24)。

$$p_1 = Av \quad (5-24)$$

式中 p_1 ——过滤器的滤料阻力, Pa;

A ——滤料的结构系数。

过滤器的结构阻力可表示为以面速为变量的表达式 (5-25)。

$$p_2 = Bu^n \quad (5-25)$$

式中 p_2 ——过滤器的结构阻力, Pa;

B ——过滤器的结构阻力系数。

而过滤器的全阻力可表示为式 (5-26)。

$$p = Cv^m \quad (5-26)$$

式中 p ——过滤器的全阻力, Pa;

C ——过滤器的全阻力系数。

5.5.4.4 容尘量

各类过滤器容尘量是和使用寿命和更换周期有直接关系的指标。所谓容尘量是过滤器在运行中,过滤器的阻力因积尘的增加增长至终阻力时,在过滤器上积留的灰尘质量。过滤器的终阻力一般为初阻力的 1~2 倍,或者过滤器效率下降到初始效率的 85% 以下时(一般对于粗效过滤器、中效过滤器而言)过滤器上沉积的灰尘质量,作为该过滤器的容尘量。

当风量为 $1000\text{m}^3/\text{h}$ 时,一般折叠形无纺布过滤器的容尘量为 100g 左右,玻璃纤维过滤器为 250~300g 以下,高效过滤器为 400~500g 左右。同类过滤器若尺寸不同,容尘量也不同。过滤器的容尘量并不是与滤料面积成简单的正比关系,各过滤器的单位滤料面积容尘量都不相同。由于现在国内的过滤器制作厂家不能得到标准的试验用人工尘,而过

滤器试验用人工尘的不同来源和质量是影响过滤器容尘量测试准确性的主要因素，所以过滤器产品均未能提供容尘量指标。

容尘量：过滤器需更换时，其上所含有的粉尘量。

指标：过滤器终阻力为初阻力 2 倍，或效率为初始效率的 85%。

5.6 洁净室 HVAC 系统的节能

洁净室 HVAC 系统的能耗主要受以下因素影响：气流平均速度（换气次数）、空气输送系统阻力、空调参数、排风量、工艺设备发热量、HVAC 系统的设备效率。

以上因素除 HVAC 系统的设备效率外，都与工艺生产或对洁净室的使用要求密切相关。不同的工艺性质或使用要求时，洁净室的 HVAC 系统的能耗相差很大。洁净室的 HVAC 系统较一般建筑的 HVAC 系统的初投资更高，耗能更大，其中，又以电子集成电路（IC）工厂为甚。

洁净厂房通常具有洁净室面积大、工艺设备发热量大、工厂的空调参数要求严格的特点，因此造成 HVAC 系统的冷负荷大、系统的通风量大且所需机组的风压高。制药厂的洁净室多为 IS 7~IS 8 级，IS 5 级的比例较少，其换气次数平均在 20~30 次/h，较一般建筑的 HVAC 系统高很多。相比之下，电子厂洁净室的 HVAC 系统能耗更是大得惊人。

因此，在设计时应充分考虑 HVAC 系统的初投资和运行费用问题。设施与设备应尽量简单，以减少初投资。此外，优化换气效率、延长高效过滤器的使用寿命、设置回风系统（当不存在交叉污染时）或设置热回收系统，都可以起到节能和减少维护费的作用，从而减少运行费。洁净室 HVAC 系统的节能近 10 几年来引起了更多的关注，国外有人估计在 HEPA 过滤器、多孔地板阻力（减少 50%）以及风机效率的改善（提高 25%）这几方面带来的 HVAC 系统节能约在 1/10~1/8，其他如废热回收及运行控制系统方面的改进等方面的节能效果更大于以上数值。合理的节能措施随着洁净室的情况而异，主要受综合经济效果的影响，可以采用的节能措施主要如下所述。

5.6.1 减少空气循环量

洁净室空气循环量的减少对节能的作用很大，一直受到关注。措施之一是减少单向流或要求严格的洁净室（区）面积；措施之二是合理的降低洁净室平均气流速度（换气次数）。另外是洁净室围护结构的密闭性要好，并且正压控制不过高。

5.6.1.1 减少单向流洁净室（区）面积

将关键且要求严格的洁净加工区与周围要求不严的洁净室环境加以物理分隔，即所谓对关键洁净区采用“点”或“线”的保护而不采用“面”的保护，以减少单向流洁净室（区）面积。如在实验室、制药厂及很小规模的生产用户，可采用在非单向流洁净室内设置洁净工作台、洁净工作棚或层流罩等局部单向流洁净区。例如，把工艺设备的关键加工区与维护服务及维修区加以物理分隔，各置于不同等级的洁净室内，或把关键加工区设置于洁净室的层流罩下，并降低此洁净室的洁净度要求。

20 世纪 80 年代末以来，在微环境（隔离装置）中，进一步有效地隔离包括人在内的周围污染源对关键加工区的污染，并降低了开放式洁净室的洁净度要求；制药厂的无菌罐装及配料等采用隔离装置，已有报道认为与一般洁净室的方案比较，其投资可减少 10%~

30%，运行费用节省 40%~50%。

由于微环境及工艺设备的投资较大，IC 厂以往对采用微环境的与否，在综合经济效益上存在不同看法，如 20 世纪 90 年代中后期亚洲的 IC 厂采用较多，而美国则很少采用。以上各种对要求严格的洁净区面积进行减少的形式或方案，至今在技术上都还是适用的，要根据具体情况以取得好的综合经济效益而定，不仅决定于 HVAC 系统的有效节能效果，而是应合理的节能。

5.6.1.2 降低气流速度

由于高效过滤器效率及污染源控制水平的提高以及计算流体动力学技术的发展，数值模拟已应用于洁净室空气流组织（分布）的研究及设计。近些年来，经验及研究已认为可降低洁净室的气流速度（换气次数）。有关规定、导则等对气流速度（换气次数）的推荐值已有所减低。

IS 3 级洁净室过去用 ULPA100% 满布，现有经验已显示无此必要，几乎都采用 60% 满布；对于 IS 5 级，有些工厂 ULPA 的满布率已降至 25% 左右。对微环境已有倾向认为气流速度可降至 0.1~0.3m/s，因为微环境不同于一般洁净室，无操作人员，除污染源减少外，它不会造成气流的干扰。

5.6.2 减少空气系统的阻力

洁净室循环风量很大，应按具体情况慎重考虑合理地减少空气系统的阻力。所考虑的内容有以下几点。

- ① 风道采用低风速并注意平滑过滤等以减少阻力。
- ② 降低多孔地板的阻力。
- ③ 减少空气处理设备的阻力，可按额定风量的 70% 左右选用（一般投资增加不多，而节能效果较好）。
- ④ 合理选用 HEPA/ULPA 过滤器并降低其迎面风速。

高效过滤器的阻力是与风速成正比的，对要求严格的洁净室，室内发尘量较低，采用较低风速时，较高效率的过滤器对洁净室有明显好处。目前的设计中，对 IS 5 级的洁净室采用 ULPA 过滤器，其迎面风速一般在 0.38m/s 左右，控制过滤器的初阻力在 100Pa 以内。

过去循环空气阻力一般控制在 500Pa（HEPA 过滤器初阻力时）以内，目前倾向于控制在 165~300Pa（HEPA 过滤器初阻力时）以内。

5.6.3 合理选择空气循环系统

目前洁净室空气循环系统基本有 3 种形式。

- ① 风机过滤单元 FFU。
- ② 各自的空调器将空气处理至所要求的参数后直接用风管送风至各 HEPA 过滤器，对大型洁净室亦常用总风管送至有压静压箱。
- ③ 大型的轴流风机（安装在竖井内）有压静压箱送风。

节能是一方面的问题，综合经济效益又是关键的另一方面的问题。应当视具体的规模及要求而异，不能一概而论，应做具体分析。但一般而言，对小型的洁净室 FFU 系统往往有其综合优势。

5.6.4 合理确定空气处理的系统

洁净室空调参数的控制要求视其用途而异,有的要求很高,如 IC 生产。大多数洁净室循环风量远大于新风量,一般都可以实现二次回风,以避免冷热量的抵消,达到节能目的,因此应采用二次回风。二次回风流程中可以分为由新风全部承担冷热负荷及由新风及循环风分别承担冷热负荷两种方式,各应视具体情况合理采用,其总的冷热负荷都是相同的。对 IC 工厂的洁净室,因其室内显热冷负荷大,其中工艺设备发热占 75% 左右,热湿比接近 $+\infty$; 空气循环量又大,其送风温度与室内温度的温差很小,因此宜采用新风空调器和循环风干表冷器共同承担冷热负荷的节能流程,新风空调器以 5℃ 的冷冻水(冬天用热水)处理新风至合适的机器露点温度,且可常年恒定,而干表冷器可用 12℃ 左右的冷冻水处理循环风至设计要求的温度,这样可采用 12℃ 左右的冷水系统使冷水机组运行能耗比 5℃ 时节省 15%~18%,而且冷水机组的出力亦增加(一般可按冷水机组出水温度提高 1℃,能耗降约 2%,而出力增加约 3% 进行估计,但需视具体机组情况而定)。

5.6.5 合理控制排风系统的排风量

排风量的控制对有些洁净室节能意义较大,一些洁净室的生产工艺排风量较大,而且因为工艺设备更新快,一些设备的排风量不易精确确定,往往采用很保守的数据,运行时排风量波动亦大,因此需采用变风量排风机来实现节能,同时也解决了废气处理系统运行的节能,而且对洁净室新风处理系统的节能意义亦很大。

目前有的生产已在考虑采用露点快速反应调节系统,使工艺排气压力波动能精确调节到 $\pm 2\%$,而在过去蝶阀控制时为 $\pm 30\%$,这就可使最小安全排放水平由 30% 减少到 2% 的总风量去补偿低排风量的波动,为排风系统、废气系统的运行带来进一步的节能,并带来新风系统的运行节能。

5.6.6 合理实现空调系统风机的变速控制

洁净室空调系统的变速控制要求与一般空调系统是不同的。

洁净室循环风机风量很大,正常生产时要求风量恒定,在不工作的班次及节假日不生产时常采用值班风机方式以低风量运行,以达节能目的。随着变频技术的发展及变频系统价格的降低,洁净室空调系统风机采用变速控制亦日益推广,同时解决了不工作班次及正常工作班次运行的合理节能。洁净室循环风机的变速控制要以 HEPA 过滤器前后压差值来控制风机转速,以保持风量一定,使风机风压与过滤器的阻力变化相适应而节能;新风机组则以维持洁净室内正压值恒定,控制新风风机的转速,前提是排风量要有一定的变化,对排风量变化较大的洁净室会达到合理节能,尤其是如 IC 工厂的洁净室,新风机组常采用三级过滤,风压要求达 2000~2500Pa,其合理节能效果更明显。

目前有的洁净室已在考虑以洁净度监测来重新设定平均风速,可较快地直接发现产品质量是否由洁净度引起,并实现进一步的节能。

5.6.7 冷冻水系统的节能

洁净室的冷冻水系统与一般工业厂房的冷冻水系统在系统形式上大致相同,较大的系统可采用一次泵加二次泵,二次泵为变速泵的流程,其冷却塔风机可进行变速控制,以节

省运行电耗。

对某些大的洁净室而言,冷负荷很大,而且工艺设备发热所需的显热冷负荷占主要,如 IC 工厂需采用 5℃ 的水处理新风,12℃ 的水处理循环风,可考虑以下节能措施。

① 提高冷冻水进、回水温差,以减少泵的流量及管道直径,如将 5℃ 的冷冻水系统的进、回水温差提高至 8℃。

② 对不同的冷冻水供水水温要求(如 5℃ 及 12℃)已有采用各自的冷水机组系统或串联的冷水机组系统以实现 12℃ 出水,使冷水机组的能耗降低,一般对比 5℃ 的出水可节能 15%~20%。目前亦有用同一个并联的机组系统,而把 5℃ 的冷冻水与表冷器 17℃ 的回水混合调至 12℃ 供表冷器使用,这样就达不到以上的节能效果。

5.6.8 采用高效率的设备及考虑运行节能

洁净空调系统的冷冻水系统能耗一般较大,因此采用高效率的风机、水泵、冷水机组及电机等,显得更有节能及经济效益。

设计时应注意设备运行点能保持较高的效率,如对较大的水泵,必要时可进行叶轮的切割以取得较高的运行效率;对水泵还应注意性能曲线的选择,对于闭路系统以二通阀进行调节的,如冷冻水泵,应选用平坦型的,而对开放式系统的水泵,如冷却水泵,宜选用陆型的特性曲线。

5.6.9 废热的回收及利用

排风量较大的洁净室对排风热回收是有经济意义的,一般可回收总排风热量的 50%~60%。目前,较大的制药厂常使用固定板式对流显热回收装置,IC 厂有采用热管显热回收装置的。为避免交叉污染,洁净室排风/送风能量回收,一般用交叉污染为 0 的装置,但对非关键区域,采用转轮能量回收装置亦是可行的,它有大风量时体积紧凑、效率较高、单位风量投资少(3~5 元/m²)、回收年限短的特点。

某些洁净室冬天冷负荷较大,冷水机组仍需运行。冷水机组可考虑采用双冷凝器,进行废热回收,其中一个冷凝器可取得 45~50℃ 的热水。采用此系统的关键是要有稳定的并能利用低位热水的条件,IC 厂中往往具备这种条件,如大量的制取纯水的原水冬天需要蒸汽加热至 25~35℃,其节能效果很显著。一是节省了加热用蒸汽的能量,二是冷水机组的冷却水可采用温度比冷却塔循环水低的原水,既提高了冷水机组的 COP,又节省了冷却塔运行的能耗。

另外,若当地气温能保证冷却塔出水水温在 10℃ 左右能有一定的时间,则可考虑采用“免费制冷”,即冷水机组不运行,增设换热器,利用冷却水直接与冷冻水通过换热器换热。由于冷冻水出水温度可为 12℃,这在中国不少地区可取得较好的节能效果,此种“免费制冷”系统在控制安全可靠及运行方面是完全可行的。

6.1 计算流体动力学的发展背景

计算流体动力学 (computational fluid dynamics, CFD) 是利用数值计算方法通过计算机求解描述流体运动的数学方程, 揭示流体运动的内在规律的一门新兴学科。CFD 是多领域的交叉学科, 涉及的学科包括流体力学、偏微分方程的数学理论、数值方法和计算机科学等。CFD 目前在所有与流体相关的学科, 如物理学、天文学、气象学、海洋学、宇宙机械、机械、土木与建筑学、环境学、生物学等领域内得到了广泛的应用。在建筑设备、汽车、飞机、航天器、原子反应堆以及精密电子等重要的产业部门的产品开发、性能评估等方面做出了巨大的贡献, 成为当今最活跃的科研领域之一。

表 6-1 中列举了本书中提及的一些 CFD 发展进程中的重要事件和时间, 其中黑体文字部分为笔者认为 CFD 发展进程具有里程碑意义的事件。可以看出, 在计算机诞生之前, 流体力学的主要研究手段就是实验研究与理论分析, 内容上包括基本规律的发现和解析方法的提出。CFD 真正的发展是与计算机技术的发展同步的, 这是因为计算机的出现, 以及计算机表现出在速度、内存等方面的巨大潜力之后, 才有越来越多的学者通过离散算法、迭代方法等计算数学领域的研究活动, 使流体力学有了与计算机结合的可能, 为 CFD 的飞速发展奠定了基础。到了 20 世纪 70 年代, 以英国 Imperial College 的 Launder、Spalding、Jones、Rodi 等人为代表提出了一系列崭新的湍流计算模型, 特别值得一提的是 $k-\epsilon$ 二方程模型的提出, 为在工程领域中普及应用 CFD 起到了决定性的作用。

表 6-1 CFD 发展进程表

时 间	事 件
1755 年	无黏性流体动量方程(Euler)
1845 年	黏性流体动量方程(Navier,Stokes)
1877 年	涡黏性假定的提出(Boussinesq)
1883 年	层流与湍流流态的发现(Reynolds)
1895 年	湍流时均化处理方法的提出(Reynolds)
1910 年	偏微分方程近代数值解析法的提出(Richardson)
1925 年	混合长度理论的提出(Prantl)
1946 年	第一台计算机 ENIAC 的诞生(美国)
1947 年	Crank-Nicolson 格式的提出(Crank,Nicolson)
1954 年	逐次超松弛法(SOR 迭代法)的提出(Young)
1955 年	交替方向隐式迭代法(ADI 迭代法)的提出(Peaceman,Rachford)
1963 年	LES 的代表模型 Smagorinsky 模型的提出(Smagorinsky)
1965 年	计算机实验与数值模拟新概念的提出,CFD 成为独立学科的标志(Harlow,Fromm)
1972 年	MAC 法和交错网格的提出(Harlow,Welch)
	SIMPLE 算法的提出(Patankar,Spalding)
	一方程模型的提出(Launder,Spalding)
1974 年	低 $Re\ k-\epsilon$ 二方程模型的提出(Jones,Launder)
1975 年	$k-\epsilon$ 二方程模型的提出(Launder,Spalding)
1976 年	DSM 模型的提出(Launder,Reece,Rodi)
1979 年	ASM 模型的提出(Gibson,Launder)
	QUICK 格式的提出(Leonard)
1981 年	第一个商用 CFD 软件 Phoenix 问世(英国)

CFD 不同于实验研究与理论分析, 它具有独特的特点。

① CFD 能够解决实验研究与理论分析难以解决的问题 实验研究往往需要投入大量的人力物力, 需要开发精密的测量仪器, 即便如此, 实验依然存在着实验周期长、可重复性差的固有缺陷; 理论分析力求从理论上给出问题的解析解, 但对于描述为非线性偏微分方程的复杂的流动现象, 理论分析所需的数学工具尚不成熟。CFD 克服了这两者的困难。CFD 的所有条件都由数值形式给出, 可以严格控制并任意改变边界、初值以及其他条件, 不像实验条件经常受到外部波动的干扰; CFD 通过适当的离散手段可以较方便地求解流体力学偏微分方程组, 从而可以捕捉到复杂的流动现象。

② CFD 的局限性 CFD 对流动现象只能得到近似解, 关于其计算精度、误差分析、稳定性分析、收敛性证明等研究还很不完备; 离散化不仅在数量上影响计算精度, 而且在性质上改变了流动特征, 如引入数值黏性等虚假物理现象等; 另外虽然计算机性能得到了突飞猛进的发展, 但必须看到对于流动现象, 特别是高 Re 的流动现象, 现有的计算机, 无论容量还是速度都还远远不能满足高精度运算的需要, 人们现在利用的湍流计算模型在某种程度上还属于不得已的简化手段。

综上所述, CFD 为研究与流体相关的各学科领域提供了新的途径和广阔的前景, 同时它也有自身的局限, 必须与实验研究和理论分析有机结合, 才能达到研究的目的。

6.2 CFD 的理论基础

212

6.2.1 基本方程

6.2.1.1 湍流概述和流动基本方程

湍流流动是室内环境研究中最普遍的流动现象。自从 1883 年雷诺发现湍流流动现象以来, 百余年来关于湍流的严格定义和发生机理一直是流体力学界探讨的课题, 直到现在依然有很多基本问题有待解决。根据目前的理论, 湍流可以看成由无数不同尺度的涡构成, 这些涡随时进行着不规则运动。大尺度的涡不断从主流中获得能量, 在不断运动以及涡间的不断相互作用下, 分裂为小尺度的涡, 同时把能量传递到小尺度的涡中。最后在流体黏性的作用下, 小尺度的涡不断消失, 机械能转化为流体的热能。同时, 由于边界作用、扰动和速度梯度作用, 新的涡又不断产生。这种能量在涡间周而复始传递的过程(也称耗散过程)就是湍流流动的本质特征。

质量守恒定律和动量守恒定律是流体运动的基本规律。质量守恒定律表述为: 单位时间内流体微元控制体内质量的增加应等于同一时间间隔内流入该微元控制体的质量与流出该微元控制体的质量之差。对于不可压缩流体来说, 质量守恒定律的数学表达式如下。

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (6-1)$$

式(6-1)被称为连续性方程。动量守恒定律表述为: 微元控制体内流体的动量对时间的变化率应等于外界作用在该微元控制体上的各种力之和。各种力包括微元控制体上的压力、因分子黏性作用而产生的作用在微元控制体表面上的黏性应力, 还有微元控制体上的体积力, 如重力等。在 x , y , z 三个方向上动量守恒定律的数学表达式分别如下。

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(uu) + \frac{\partial}{\partial y}(uv) + \frac{\partial}{\partial z}(uw) = -\frac{1}{\rho} \times \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \nu \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) \right\} + \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \nu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) \right\} + \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \nu \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right) \right\} \quad (6-2)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(vu) + \frac{\partial}{\partial y}(vv) + \frac{\partial}{\partial z}(vw) = -\frac{1}{\rho} \times \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \nu \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right) \right\} + \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \nu \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right) \right\} + \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \nu \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right) \right\} \quad (6-3)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(wu) + \frac{\partial}{\partial y}(wv) + \frac{\partial}{\partial z}(ww) = -\frac{1}{\rho} \times \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \nu \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right) \right\} + \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \nu \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right) \right\} + \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \nu \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right) \right\} \quad (6-4)$$

式 (6-2)~式 (6-4) 被称为动量方程, 一般还被称为 Navier-Stokes 方程 (简称 N-S 方程)。连续性方程和 N-S 方程的详细推导参考流体力学的教科书。上述方程适用于湍流的瞬态流动。

6.2.1.2 湍流模型

上述 4 个方程中包括 4 个变量 u 、 v 、 w 、 p , 在理论上可以直接求解, 从而得出流场中的瞬态速度分布和压力分布, 把握流场的流动特性, 这就是直接数值模拟 (direct numerical simulation, DNS) 方法。DNS 没有对湍动流场做简化和近似处理, 如果能够获得解的话, 应该是最理想不过的计算方法。但是利用 DNS 时, 为了分辨湍流中详细的空间结构和变化剧烈的时间特性——主要指从大尺度涡到最小尺度涡之间的能量耗散现象, 就必须在对高度复杂的湍流流场使用很小的时间和空间步长进行计算。以实际的室内环境为例, 在 $3\text{m} \times 3\text{m} \times 3\text{m}$ 的室内湍流流场中最小的涡尺度, 按照室内平均风速推算大约在 0.3mm 左右。这意味着进行数值解析时该空间内需要设置达到 $(10^4)^3$ 以上的网格数。用这样的网格进行非稳态的流场计算, 大概需要 10^{20} 的浮点运算。如果用每秒 10^9 次浮点运算能力 (1Gflops) 的计算机计算的话, 总共需要 10^{11}s , 即大约 3000 年的运算时间。以现有的数 Gflops 的计算机运算能力考虑, DNS 方法能够求解的最大网格划分能力仅仅为 $250 \times 250 \times 250$ 左右。由此可以看出, 直接数值模拟方法因为对计算机的计算能力和内存空间要求太高, 除了极少数简单流动情况外, 到目前为止还无法应用于实际的工程计算。

在工程实际计算中, 往往不需要了解流场中的所有细节, 如果能够在保证相应精度的条件下, 掌握平均流场的状况, 或者比某一特定尺度大的涡的运动规律, 就可以认为达到了数值模拟的目的。根据以上观点, 出现了只考虑时均流场的湍流数学模型 (Reynolds 时均方程, 简称 RANS 模型), 以及将小尺度涡的运动通过筛滤法滤掉, 只描述大尺度涡的运动的湍流数学模型 (大涡模拟, 简称 LES 模型) 等。这些模型都是从流动基本方程出发并进行近似处理后得到的, 虽然在理论上都还存在着有待完善和改进之处, 但其精度和可行性已通过大量的实验得到了验证, 可以满足实际工程计算的需要。

(1) Reynolds 时均方程 前文已经说明, 由于湍流流场属于不规则变动的流场, 研究这种流场内物理量的瞬态值对于工程问题没有很大的意义, 更值得关注的应是各物理量的统计特性。按照 Reynolds 的平均概念, 湍流流动可以看作一个时均流场上叠加一个随机脉动流场, 这样用于描述流场特性的瞬态物理量 u 、 v 、 w 、 p 都可以进行如下的时均化

操作, 从而得到它们的时均值 U 、 V 、 W 、 P 。

$$\begin{aligned} U &= \langle u \rangle \\ V &= \langle v \rangle \\ W &= \langle w \rangle \\ P &= \langle p \rangle \end{aligned} \quad (6-5)$$

根据上式, 将各物理量瞬态值与时均值之差称为脉动值, 就可以表述为下式。

$$\begin{aligned} u' &= u - U \\ v' &= v - V \\ w' &= w - W \\ p' &= p - P \end{aligned} \quad (6-6)$$

根据定义可知, 脉动值的时均值应该为零, 即如下式。

$$\begin{aligned} \langle u' \rangle &= 0 \\ \langle v' \rangle &= 0 \\ \langle w' \rangle &= 0 \\ \langle p' \rangle &= 0 \end{aligned} \quad (6-7)$$

需要注意的是, 脉动值的乘积进行时均化操作后一般并不为零。

将式 (6-6) 转化后与式 (6-7) 一起代入式 (6-1)~式 (6-4), 整理后可得下式。

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z} = 0 \quad (6-8)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(UU) + \frac{\partial}{\partial y}(UV) + \frac{\partial}{\partial z}(UW) &= -\frac{1}{\rho} \times \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \nu \left(\frac{\partial U}{\partial x} \right) - \langle u'u' \rangle \right\} + \\ &\quad \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \nu \left(\frac{\partial U}{\partial y} \right) - \langle u'v' \rangle \right\} + \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \nu \left(\frac{\partial U}{\partial z} \right) - \langle u'w' \rangle \right\} \end{aligned} \quad (6-9)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(VU) + \frac{\partial}{\partial y}(VV) + \frac{\partial}{\partial z}(VW) &= -\frac{1}{\rho} \times \frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \nu \left(\frac{\partial V}{\partial x} \right) - \langle u'v' \rangle \right\} + \\ &\quad \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \nu \left(\frac{\partial V}{\partial y} \right) - \langle v'v' \rangle \right\} + \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \nu \left(\frac{\partial V}{\partial z} \right) - \langle v'w' \rangle \right\} \end{aligned} \quad (6-10)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial W}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(WU) + \frac{\partial}{\partial y}(WV) + \frac{\partial}{\partial z}(WW) &= -\frac{1}{\rho} \times \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \nu \left(\frac{\partial W}{\partial x} \right) - \langle u'w' \rangle \right\} + \\ &\quad \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \nu \left(\frac{\partial W}{\partial y} \right) - \langle v'w' \rangle \right\} + \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \nu \left(\frac{\partial W}{\partial z} \right) - \langle w'w' \rangle \right\} \end{aligned} \quad (6-11)$$

式 (6-9)~式 (6-11) 被称为时均形式的 Navier-Stokes 方程。比较原基本方程与时均操作后的方程可以发现, 连续性方程的形式没有改变, 而时均 N-S 方程的右端多出了 $-\langle u'u' \rangle$ 、 $-\langle u'v' \rangle$ 、 $-\langle u'w' \rangle$ 、 $-\langle v'v' \rangle$ 、 $-\langle v'w' \rangle$ 、 $-\langle w'w' \rangle$ 等速度脉动分量的关联项, 这些附加项代表由于湍流脉动作用引起的能量传递, 被称为 Reynolds 应力。由于 Reynolds 应力未知, 上述方程式 (6-8)~式 (6-11) 的未知变量个数大于方程数, 方程组不再封闭, 必须建立某种数学模型使其封闭, 这就是所谓的方程组封闭问题, 也是 RANS 模型计算湍流问题的核心内容。按照具体的建模方法又分为 $k-\epsilon$ 二方程模型、ASM 模型

(代数应力方程模型)、DSM 模型 (Reynolds 应力方程模型) 等不同的计算模型。

(2) k - ϵ 二方程模型 作为湍流的统计变量,除了上述的时均速度和压力、Reynolds 应力外,湍流动能 k 和耗散率 ϵ 也是非常重要的指标。湍流动能 k 的定义式如下。

$$k = \frac{1}{2}(\langle u'^2 \rangle + \langle v'^2 \rangle + \langle w'^2 \rangle) \quad (6-12)$$

耗散率 ϵ 表示由于流体黏性作用,单位时间内小尺度涡的机械能转化为热能,进而消散的速率。

利用湍流动能 k 和耗散率 ϵ , Launder、Spalding 等开发了 k - ϵ 二方程模型,该模型最初是为计算单纯的边界层流动而开发的,模型中的各常数值也是根据单纯边界层流动实验结果确定的。但是以后的研究表明,在不可压缩流体的湍流数值解析中,包括室内流场,该模型因为计算相对简单,同时保证了相对较高的计算精度,而得到最为广泛的应用。

Reynolds 应力可以用涡黏滞系数 ν_t 和平均流的变形率来近似表述,从而得到以下关系式。

$$-\langle u'u' \rangle = \nu_t \left(\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial U}{\partial x} \right) - \frac{2}{3}k \quad (6-13)$$

$$-\langle v'v' \rangle = \nu_t \left(\frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial y} \right) - \frac{2}{3}k \quad (6-14)$$

$$-\langle w'w' \rangle = \nu_t \left(\frac{\partial W}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial z} \right) - \frac{2}{3}k \quad (6-15)$$

$$-\langle u'v' \rangle = \nu_t \left(\frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x} \right) \quad (6-16)$$

$$-\langle v'w' \rangle = \nu_t \left(\frac{\partial V}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial y} \right) \quad (6-17)$$

$$-\langle u'w' \rangle = \nu_t \left(\frac{\partial W}{\partial x} + \frac{\partial U}{\partial z} \right) \quad (6-18)$$

按照 Boussinesq 近似,在密度变化不大的前提下,除重力项以外,其他各项(如惯性力项、黏滞力项等)可不考虑密度变化的影响。将式 (6-13)~式 (6-18) 代入式 (6-9)~式 (6-11) 并整理后,可得三维不等温 k - ϵ 二方程模型的数学表达式。

连续性方程如下,即式 (6-8)。

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z} = 0$$

x 方向的动量方程如下。

$$\begin{aligned} \frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(UU) + \frac{\partial}{\partial y}(UV) + \frac{\partial}{\partial z}(UW) = & -\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{P}{\rho} + \frac{2}{3}k \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \nu_t \left(\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial U}{\partial x} \right) \right\} + \\ & \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \nu_t \left(\frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x} \right) \right\} + \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \nu_t \left(\frac{\partial U}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial x} \right) \right\} \end{aligned} \quad (6-19)$$

y 方向的动量方程如下。

$$\begin{aligned} \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(VU) + \frac{\partial}{\partial y}(VV) + \frac{\partial}{\partial z}(VW) = & -\frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{P}{\rho} + \frac{2}{3}k \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \nu_t \left(\frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial U}{\partial y} \right) \right\} + \\ & \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \nu_t \left(\frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial y} \right) \right\} + \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \nu_t \left(\frac{\partial V}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial y} \right) \right\} \end{aligned} \quad (6-20)$$

z 方向的动量方程如下。

$$\begin{aligned} \frac{\partial W}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(WU) + \frac{\partial}{\partial y}(WV) + \frac{\partial}{\partial z}(WW) = & -\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{P}{\rho} + \frac{2}{3}k\right) + \frac{\partial}{\partial x}\left\{\nu_t\left(\frac{\partial W}{\partial x} + \frac{\partial U}{\partial z}\right)\right\} + \\ & \frac{\partial}{\partial y}\left\{\nu_t\left(\frac{\partial W}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial z}\right)\right\} + \frac{\partial}{\partial z}\left\{\nu_t\left(\frac{\partial W}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial z}\right)\right\} - g\beta\Delta\theta \end{aligned} \quad (6-21)$$

温度 θ 输送方程如下。

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\theta U) + \frac{\partial}{\partial y}(\theta V) + \frac{\partial}{\partial z}(\theta W) = \frac{\partial}{\partial x}\left\{\frac{\nu_t}{\sigma_\theta}\left(\frac{\partial \theta}{\partial x}\right)\right\} + \frac{\partial}{\partial y}\left\{\frac{\nu_t}{\sigma_\theta}\left(\frac{\partial \theta}{\partial y}\right)\right\} + \frac{\partial}{\partial z}\left\{\frac{\nu_t}{\sigma_\theta}\left(\frac{\partial \theta}{\partial z}\right)\right\} + H \quad (6-22)$$

式 (6-21) 中右端最后一项为温度差引起的浮力附加项, β 为体积膨胀率, 是流场特征温度 θ 的倒数 ($\beta=1/\theta$), 特征温度一般取流场的平均温度。式 (6-22) 中右端最后一项 H 为热源散热量。

需要说明的是, 由分子黏性引起的动量扩散在充分湍动的流场所起的作用要远小于湍动脉动引起的动量扩散, 所以在式 (6-19)~式 (6-21) 中忽略了式 (6-9)~式 (6-11) 中的分子黏性扩散项。另外, 式 (6-19)~式 (6-21) 中左端各项还可以整合为速度对时间的全微分, 即 Lagrange 系中流体微元控制体平均速度的时间变化率, 即流体微元控制体瞬态加速度。这样式 (6-19)~式 (6-21) 就表明 Lagrange 系瞬态加速度与作用在流体上的压力和 Reynolds 应力除以流体密度成比例。以式 (6-19) 为例, 得下式。

$$\begin{aligned} \frac{DU}{Dt} = \frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(UU) + \frac{\partial}{\partial y}(UV) + \frac{\partial}{\partial z}(UW) \\ = -\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{P}{\rho} + \frac{2}{3}k\right) + \frac{\partial}{\partial x}\left\{\nu_t\left(\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial U}{\partial x}\right)\right\} + \frac{\partial}{\partial y}\left\{\nu_t\left(\frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x}\right)\right\} + \frac{\partial}{\partial z}\left\{\nu_t\left(\frac{\partial U}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial x}\right)\right\} \end{aligned} \quad (6-23)$$

式 (6-23) 也可以放在 Euler 系中进行解释。在式 (6-19)~式 (6-21) 左端除第一项外, 其余三项又被称为对流项, 它表示湍动的对流输送效果。在动量方程中, 它是非线性项, 是形成流体特性的主要来源。

在 $k-\epsilon$ 二方程模型中, 涡黏滞系数 ν_t 通过湍动能 k 和耗散率 ϵ 来表示, 其关系式如下。

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (6-24)$$

式中 C_μ ——经验常数, 一般取 0.09。

这样求解涡黏滞系数又转变为求解湍动能 k 和耗散率 ϵ 。 k 和 ϵ 拥有各自的输送方程, 从而使方程式 (6-8)~式 (6-11) 封闭, 可以进行湍流流场的求解。 k 和 ϵ 输送方程的具体推导过程在本书中省略, 只给出最终结果。

$$\begin{aligned} \frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(kU) + \frac{\partial}{\partial y}(kV) + \frac{\partial}{\partial z}(kW) = \frac{\partial}{\partial x}\left\{\frac{\nu_t}{\sigma_k}\left(\frac{\partial k}{\partial x}\right)\right\} + \frac{\partial}{\partial y}\left\{\frac{\nu_t}{\sigma_k}\left(\frac{\partial k}{\partial y}\right)\right\} + \\ \frac{\partial}{\partial z}\left\{\frac{\nu_t}{\sigma_k}\left(\frac{\partial k}{\partial z}\right)\right\} + P_k + G_k - \epsilon \end{aligned} \quad (6-25)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\epsilon U) + \frac{\partial}{\partial y}(\epsilon V) + \frac{\partial}{\partial z}(\epsilon W) = \frac{\partial}{\partial x}\left\{\frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon}\left(\frac{\partial \epsilon}{\partial x}\right)\right\} + \frac{\partial}{\partial y}\left\{\frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon}\left(\frac{\partial \epsilon}{\partial y}\right)\right\} + \\ \frac{\partial}{\partial z}\left\{\frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon}\left(\frac{\partial \epsilon}{\partial z}\right)\right\} + \frac{\epsilon}{k}(C_1 P_k + C_3 G_k - C_2 \epsilon) \end{aligned} \quad (6-26)$$

上式中的 P_k 为平均速度梯度引起的湍动能 k 的产生项, G_k 为浮力作用引起的湍动

动能 k 的产生项。它们的定义式分别如下。

$$P_k = \nu_t \left\{ 2 \left(\frac{\partial U}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial V}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial W}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial U}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial x} + \frac{\partial U}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial z} \right)^2 \right\} \quad (6-27)$$

$$G_k = g\beta \frac{\nu_t}{P_r} \times \frac{\partial \theta}{\partial z} \quad (6-28)$$

式中 P_r ——湍流普朗特数，一般取 0.9。

式 (6-26) 中的 C_1 、 C_2 为经验常数，根据大量的实验验证工作，它们的取值已基本确定。

$$C_1 = 1.44 \quad (6-29)$$

$$C_2 = 1.92 \quad (6-30)$$

σ_θ 、 σ_k 、 σ_ϵ 为湍动动能 k 和耗散率 ϵ 所对应的常数。它们的取值如下。

$$\sigma_k = 1.0 \quad (6-31)$$

$$\sigma_\epsilon = 1.3 \quad (6-32)$$

$$\sigma_\theta = 0.9 \quad (6-33)$$

另外，式 (6-26) 中的经验常数 C_3 根据下式取值。

$$C_3 = 1.44 (G_k > 0)$$

$$C_3 = 0 (G_k < 0) \quad (6-34)$$

为了进一步讨论上述方程的物理意义，仔细观察式 (6-19)~式 (6-22)、式 (6-25)、式 (6-26)，会发现它们可以相同的表述形式，从而写成以下的通用形式。

$$\begin{aligned} \frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\phi U) + \frac{\partial}{\partial y}(\phi V) + \frac{\partial}{\partial z}(\phi W) &= \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \nu_\phi \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right) \right\} + \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \nu_\phi \left(\frac{\partial \phi}{\partial y} \right) \right\} + \\ &\quad \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \nu_\phi \left(\frac{\partial \phi}{\partial z} \right) \right\} + S_\phi \end{aligned} \quad (6-35)$$

式中 ϕ 、 ν_ϕ 、 S_ϕ ——分别代表 k - ϵ 二方程模型各方程中的对象物理量、扩散系数和源项。

对应于各方程中 ϕ 、 ν_ϕ 、 S_ϕ 的具体含义如表 6-2。

表 6-2 对应于 k - ϵ 二方程模型各方程的 ϕ 、 ν_ϕ 、 S_ϕ

方 程	物理量 ϕ	扩散系数 ν_ϕ	源 项 S_ϕ
连续[式(6-18)]	1	0	0
x -动量[式(6-19)]	U	ν_t	$-\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{P}{\rho} + \frac{2}{3}k \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \nu_t \left(\frac{\partial U}{\partial x} \right) \right\} + \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \nu_t \left(\frac{\partial V}{\partial x} \right) \right\} + \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \nu_t \left(\frac{\partial W}{\partial x} \right) \right\}$
y -动量[式(6-20)]	V	ν_t	$-\frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{P}{\rho} + \frac{2}{3}k \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \nu_t \left(\frac{\partial U}{\partial y} \right) \right\} + \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \nu_t \left(\frac{\partial V}{\partial y} \right) \right\} + \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \nu_t \left(\frac{\partial W}{\partial y} \right) \right\}$
z -动量[式(6-21)]	W	ν_t	$-\frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{P}{\rho} + \frac{2}{3}k \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \nu_t \left(\frac{\partial U}{\partial z} \right) \right\} + \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \nu_t \left(\frac{\partial V}{\partial z} \right) \right\} + \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \nu_t \left(\frac{\partial W}{\partial z} \right) \right\} - g\beta\Delta\theta$
能量[式(6-22)]	θ	ν_t/σ_θ	H
湍动动能[式(6-25)]	k	ν_t/σ_k	$P_k + G_k - \epsilon$
耗散率[式(6-26)]	ϵ	ν_t/σ_ϵ	$\frac{\epsilon}{k} (C_1 P_k + C_3 G_k - C_2 \epsilon)$

式 (6-35) 左端第一项为物理量对时间的微分项，第二项、第三项、第四项为物理量在 x 、 y 、 z 三个方向上的对流项，表示物理量在流场内由于流体流动而发生移动的效果，右端第一项、第二项、第三项为物理量在 x 、 y 、 z 三个方向上的扩散项，表示物理量在

流场内由于分子运动或湍动而向周围扩散的效果。第四项为物理量的产生项。由以上分析可以看出,流场内物理量的分布实际上就是通过边界条件流入流出流场的量和流场内部产生的量通过对流和扩散输送到在流场内各处的结果。因为对流项和扩散项与流场内物理量的总量无关,只起输送的作用,所以又被统称为输送项。

(3) ASM 模型与 DSM 模型 与 $k-\epsilon$ 二方程模型将 Reynolds 应力近似表述为涡黏滞系数 ν_t 的关系式不同,ASM 模型(代数应力方程模型)、DSM 模型(Reynolds 应力方程模型)直接从 N-S 方程中推导出 Reynolds 应力的输送方程,从而使方程式(6-8)~式(6-11)封闭,进行湍流流场的求解。由 N-S 方程中导出的 Reynolds 应力输送方程中包含有二阶或更高阶次的未知关联项,必须把它们降阶,然后处理成可以求解的变量表达式。ASM 模型将 Reynolds 应力的对流和扩散项的偏微分项近似看作湍动动能 k 的对流项与扩散项关系,从而将偏微分形式的 Reynolds 应力输送方程转化为代数方程形式,可以不求微分方程就得到 Reynolds 应力解。与之相反,DSM 模型是直接求解偏微分形式的 Reynolds 应力输送方程的计算方法。

由式(6-13)~式(6-18)可以看出,在 $k-\epsilon$ 二方程模型中,根据 Boussinesq 的涡黏性假定,Reynolds 应力与平均流的变形率呈线性关系且各向同性。但实际上 Reynolds 应力与变形率之间是非线性关系且往往各向异性。另外,Reynolds 应力既然反映力的关系,自然应该考虑作用在流体上的体积力,如离心力或浮力等对 Reynolds 应力的影响,但涡黏性假定中并没有相关的内容。这种理论上的缺陷导致 $k-\epsilon$ 二方程模型有其局限性。对于室内环境问题来说,在浮力效果明显的场合, $k-\epsilon$ 二方程模型的误差将会较大,这是选择 CFD 计算模型时需要认真考虑的。在这种情况下,ASM 模型或 DSM 模型可能会是更好的选择。但是 ASM 模型和 DSM 模型计算复杂、计算量大,理论上也有很多需要完善的地方,从目前看广泛用于工程实际当中尚有一定困难。

(4) 大涡模拟 除了 RANS 模型以外,前文中还提到的大涡模拟(LES)是另一类数值模拟方法。该模型的理论出发点是:湍动流场中动量、质量、能量及其他物理量的输送主要由大尺度涡决定,大尺度涡与所求解问题相关,由几何和边界条件决定,各个大尺度涡的结构是互不相同的;相反,小尺度涡几乎不受几何和边界条件的影响,与大尺度涡相比,更趋向于各向同性,其运动也具有共性。因此,可以向对象流场施加一种滤波函数,将流场内尺度比滤波函数的尺度小的涡滤掉,从而分解出表述大涡流动的输送方程。被滤掉的小涡对大涡运动的影响,则以附加应力项的形式引入大涡流场的输送方程中。该附加应力被称为亚格子尺度应力,而建立该应力项的模型被称为亚格子尺度应力模型(简称 SGS 模型)。SGS 模型的建立是大涡模拟的核心部分,目前有各种不同的提案,关于它们的有效性尚在探讨的阶段。

由于 LES 对大尺度涡的流动现象没有做任何简化处理,因此总的来说其精度比 RANS 模型要高,但同时计算量也要比 RANS 模型大得多。在现阶段 LES 还无法用于解决工程实际问题。但是伴随着计算机运算能力的飞速发展,在不远的将来,LES 很有可能成为室内环境预测的有力工具。

6.2.2 数值解法

6.2.2.1 离散方法

(1) 概述 在利用上述偏微分形式的控制方程对流场进行求解时,由于很难从数学上

获得精确解,故需要通过数值方法把连续的计算域划分为若干个子区域,并确定每个区域中的节点,从而将计算域转化为网格构成的有限离散点集,然后选取适当的数值方法把偏微分方程及其定解条件转化为网格节点上相应的代数方程组,通过求解该方程组,得到节点上的解。这就是 CFD 计算过程中的离散处理。如果网格划分足够细密的话,变量的离散分布解可以近似地代替精确解的连续数据。

除了对空间域进行离散化处理外,对于瞬态问题,在时间上也要进行离散化处理,即将求解时间段分解成若干时间步长。

根据应变变量在节点之间的分布假设及推导离散方程的方法不同,形成了有限差分法、有限元法、有限体积法等不同的离散化方法。

① 有限差分法 (finite difference method, FDM) 该方法是数值解法中最经典的方法。它将求解域划分为差分网格,然后利用 Taylor 展开,将偏微分方程转化为差分方程组。通过求解差分方程组以得到微分方程定解问题的数值近似解。该方法精度评价容易,便于高精度的离散化处理,所以需要高精度计算时一般采用该方法。对于边界条件复杂的场合适应性较差。

② 有限元法 (finite element method, FEM) 该方法将连续的求解域任意分为一系列适当形状的元体 (以二维情况为例,元体多为三角形或四边形),元体上取数点作为节点,通过元体中节点上的被求变量之值构造形状函数,然后根据加权余量法,将控制方程转化为所有单元上的有限元方程,求解该有限元方程组就得到了各节点上待求的变量值。该方法对不规则复杂边界条件适应性好,但计算速度一般比有限差分法和有限体积法慢。另外,该方法在结构力学领域等基础方程呈线性的场合应用更为普遍,在非线性强烈的湍流解析中应用尚为少见。

③ 有限体积法 (finite volume method, FVM) 该方法是近年来发展非常迅速的离散方法,其特点是保证区域内物理量的守恒性,离散方程系数的物理意义明确,已成为数值计算中应用最广泛的一种方法。下文中将较为详细地介绍这种方法。

(2) 有限体积法 有限体积法又称控制体积法,其基本思路是:将计算区域划分为一系列控制体积 (control volume),每个控制体积有一个节点作为代表。通过将控制方程对每个控制进行体积积分,从而得到离散方程。

图 6-1 显示了二维问题的有限体积计算网格。中央的有限体积用 C 标识,其左右上下的有限体积分别用 E、W、N、S 标识。控制体积内变量 ϕ 的取值一般选控制体积中心处的值为代表。

对中央的有限体积进行体积分,可得下式。

$$\int_V \frac{\partial \phi}{\partial t} dV + \int_V \frac{\partial}{\partial x} (\phi U) dV + \int_V \frac{\partial}{\partial y} (\phi V) dV = \int_V \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \nu_\phi \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right) \right\} dV + \int_V \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \nu_\phi \left(\frac{\partial \phi}{\partial y} \right) \right\} dV + \int_V S_\phi dV \quad (6-36)$$

式中 V 为控制体积的体积值,对于二维问题中可以表示为 $dx dy$,则式 (6-36) 又可写成下式。

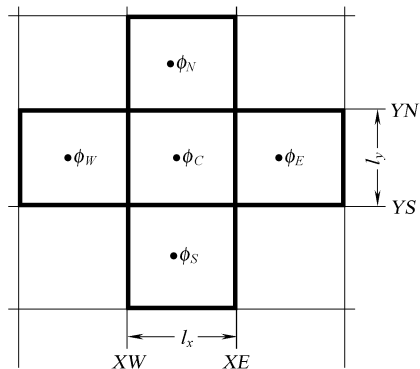


图 6-1 二维问题的有限体积

$$\int_V \frac{\partial \phi}{\partial t} dx dy + \int_V \frac{\partial}{\partial x} (\phi U) dx dy + \int_V \frac{\partial}{\partial y} (\phi V) dx dy =$$

$$\int_V \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \nu_\phi \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right) \right\} dx dy + \int_V \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \nu_\phi \left(\frac{\partial \phi}{\partial y} \right) \right\} dx dy + \int_V S_\phi dx dy \quad (6-37)$$

上式中对流项和扩散项的积分根据高斯积分定理转化为界面积分形式，从而得到下式。

$$\int_V \frac{\partial \phi}{\partial t} dx dy + \left[\int (\phi U) dy \Big|_{XE} - \int (\phi U) dy \Big|_{XW} \right] + \left[\int (\phi V) dx \Big|_{YN} - \int (\phi V) dx \Big|_{YS} \right] =$$

$$\left[\int \left\{ \nu_\phi \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right) \right\} dy \Big|_{XE} - \int \left\{ \nu_\phi \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right) \right\} dy \Big|_{XW} \right] + \left[\int \left\{ \nu_\phi \left(\frac{\partial \phi}{\partial y} \right) \right\} dx \Big|_{YN} - \int \left\{ \nu_\phi \left(\frac{\partial \phi}{\partial y} \right) \right\} dx \Big|_{YS} \right] + \int_V S_\phi dx dy \quad (6-38)$$

由于控制体积内各点物理量并不相等，上式中控制体积界面处的值需要通过插值的方法由节点的物理量值确定。当控制体积足够小时，可以采用最直接也是最简单的线性插值来计算界面物理量值（当控制体积相对较大时，为确保数值解析精度，需要采用高阶的插值方法）。这样，式（6-38）中各项被改写为下式。

$$\int_V \frac{\partial \phi}{\partial t} dx dy \cong \frac{\partial \phi_C}{\partial t} l_x l_y \quad (6-39)$$

$$\int (\phi U) dy \Big|_{XE} \cong U_E \frac{\phi_C + \phi_E}{2} l_y \quad (6-40)$$

$$\int (\phi U) dy \Big|_{XW} \cong U_W \frac{\phi_C + \phi_W}{2} l_y \quad (6-41)$$

$$\int (\phi V) dx \Big|_{YN} \cong V_N \frac{\phi_C + \phi_N}{2} l_x \quad (6-42)$$

$$\int (\phi V) dx \Big|_{YS} \cong V_S \frac{\phi_C + \phi_S}{2} l_x \quad (6-43)$$

$$\int \left\{ \nu_\phi \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right) \right\} dy \Big|_{XE} \cong \nu_{\phi,E} \frac{\phi_E - \phi_C}{l_x} l_y \quad (6-44)$$

$$\int \left\{ \nu_\phi \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right) \right\} dy \Big|_{XW} \cong \nu_{\phi,W} \frac{\phi_C - \phi_W}{l_x} l_y \quad (6-45)$$

$$\int \left\{ \nu_\phi \left(\frac{\partial \phi}{\partial y} \right) \right\} dx \Big|_{YN} \cong \nu_{\phi,N} \frac{\phi_N - \phi_C}{l_y} l_x \quad (6-46)$$

$$\int \left\{ \nu_\phi \left(\frac{\partial \phi}{\partial y} \right) \right\} dx \Big|_{YS} \cong \nu_{\phi,S} \frac{\phi_C - \phi_S}{l_y} l_x \quad (6-47)$$

$$\int_V S_\phi dx dy \cong S_\phi l_x l_y \quad (6-48)$$

以上的差分方法称为中心差格式。将式（6-39）～式（6-48）代入式（6-38）并整理后最终得到以下的离散化代数方程式。

$$\frac{\partial \phi_C}{\partial t} l_x l_y + \left(U_E \frac{\phi_C + \phi_E}{2} l_y - U_W \frac{\phi_C + \phi_W}{2} l_y \right) + \left(V_N \frac{\phi_C + \phi_N}{2} l_x - V_S \frac{\phi_C + \phi_S}{2} l_x \right) =$$

$$\left(\nu_{\phi,E} \frac{\phi_E - \phi_C}{l_x} l_y - \nu_{\phi,W} \frac{\phi_C - \phi_W}{l_x} l_y \right) + \left(\nu_{\phi,N} \frac{\phi_N - \phi_C}{l_y} l_x - \nu_{\phi,S} \frac{\phi_C - \phi_S}{l_y} l_x \right) + S_\phi l_x l_y \quad (6-49)$$

式（6-49）对计算区域内所有控制体积均成立。

(3) 对流项的迎风格式 在式 (6-35) 中, 对流项的数值处理是不可压缩流场求解的关键所在。虽然从形式上看, 对流项只是一阶导数, 但却远比二阶的扩散项要复杂得多。其主要原因在于对流作用强烈的方向相关性, 而在式 (6-49) 中采用的中心差分格式, 界面处的物理量同等程度地受到其两侧控制体积的影响, 这无疑与实际情况不符, 从而可能导致出现数值解振荡现象, 即相邻节点处物理量值反复交替出现正负, 从而无法获得稳定的数值解。为了克服中心差分引起的困难, 可以采用迎风格式 (upwind scheme) 来增加数值求解的稳定性。

迎风格式的定义是: 对于控制体积界面处的物理量计算式 (6-40)~式 (6-43) 中的中心差分部分, 如 $(\phi_C + \phi_E)/2$ 、 $(\phi_W + \phi_C)/2$ 等项中加入考虑流体流动方向的因素。如果是一阶迎风格式, 式 (6-40) 中界面 XE 处的物理量值 $(\phi_C + \phi_E)/2$ 修正如下。

$$\frac{\phi_E + \phi_C}{2} \rightarrow \phi_C (U_E > 0) \quad (6-50)$$

$$\frac{\phi_E + \phi_C}{2} \rightarrow \phi_E (U_E < 0) \quad (6-51)$$

同理, 界面 YN 处物理量值 $(\phi_C + \phi_N)/2$ 修正如下。

$$\frac{\phi_N + \phi_C}{2} \rightarrow \phi_C (V_N > 0) \quad (6-52)$$

$$\frac{\phi_N + \phi_C}{2} \rightarrow \phi_N (V_N < 0) \quad (6-53)$$

由于考虑了流向因素, 迎风格式在任何条件下均不会引起数值解的振荡, 永远可以得出在物理上是“合理”的解, 因此在相当长的一段时间内一阶迎风格式曾被广泛采用。但需要指出的是, 一阶迎风格式所生成的离散方程只考虑上游情况, 截差等级仅为一阶 (相当于向前或向后差分), 比上下游因素均考虑的中心差分的截差等级 (二阶) 要低, 因此虽然不会产生振荡, 但解的精度受到很大限制。因此除非网格划分十分细密的情况, 否则计算结果的误差较大。在同样的网格划分, 并且都不出现数值解振荡的情况下, 一阶迎风格式的计算精度不如中心差分格式。

为了克服一阶迎风格式精度偏低的问题, Lenoard 提出了 QUICK (quadratic upwind interpolation of convective kinematics) 格式。由于这种离散格式为二阶精度, 比一阶迎风格式的计算精度大为提高。但需要注意的是, 稳定性和精度往往是互相矛盾的。QUICK 格式提高了计算精度, 但由于加入了下游节点的物理量值, 对流的方向性必然受到破坏, 从而不能完全保证计算的稳定性。这种情况下, 又有人提出了将迎风差分格式与 QUICK 格式混合的改进格式以进一步提高计算的稳定性。由于详细的内容已超出本书的讨论范围, 感兴趣的读者可以参考相关文献。

(4) 时间积分 以上讨论了针对控制体积的空间积分, 对于非稳态问题, 还必须考虑时间积分问题。具体计算时, 将时间域分割为微小的时间段 Δt , 然后从初始值开始通过时间积分求解各时刻点的流场。将式 (6-49) 中的时间微分项与其他项分开表示, 可以简化为下式。

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} = S\phi \quad (6-54)$$

上式中 ϕ 与 $S\phi$ 是时间和地点的函数。可以很容易地获得上式的时间积分式。

$$\int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial \phi}{\partial t} dt = \phi(t + \Delta t) - \phi(t) = \int_t^{t+\Delta t} (S\phi) dt \quad (6-55)$$

上式可以改写为下式。

$$\phi(t + \Delta t) = \phi(t) + \int_t^{t+\Delta t} (S\phi) dt \quad (6-56)$$

如果 $S\phi$ 可以积分求解的话, 就能够由 t 时刻的 ϕ 值计算出 $t + \Delta t$ 时刻的 ϕ 值。如果时间段 Δt 足够小的话, $S\phi$ 可认为是不随时间改变的定值, 从而上式右端第二项可近似表示为下式。

$$\phi(t + \Delta t) = \phi(t) + S\phi \Delta t \quad (6-57)$$

根据 $S\phi$ 取值的不同提出了不同的时间积分方案, 如 $S\phi$ 取 t 时刻的值进行求解的向前格式, $S\phi$ 取 $t + \Delta t$ 时刻的值进行求解的向后格式, $S\phi$ 取 $t + \Delta t/2$ 时刻的值进行求解的 Crank-Nicolson 格式以及 Adams-Bashforth 格式等。以下以 Adams-Bashforth 格式和 Crank-Nicolson 格式为例说明时间差分的方法。

Adams-Bashforth 格式如下。

$$S\phi\left(t + \frac{1}{2}\Delta t\right) = \frac{1}{2}[3S\phi(t) - S\phi(t - \Delta t)] \quad (6-58)$$

Crank-Nicolson 格式如下。

$$S\phi\left(t + \frac{1}{2}\Delta t\right) = \frac{1}{2}[S\phi(t) + S\phi(t + \Delta t)] \quad (6-59)$$

可以看出, 对于向前格式、Adams-Bashforth 格式来说, 如果 t 时刻及其以前时刻点的流场内物理量值已知的话, 由式 (6-57) 就可以容易地计算出 $t + \Delta t$ 时刻的物理量值, 这种方法又被统称为显式格式 (explicit scheme)。与此相对应, 像向后格式、Crank-Nicolson 格式等时间离散格式, 由于方程左右两端均包括 $t + \Delta t$ 时刻的未知物理量值, 需要通过解耦的方法求解, 这种方法又被统称为隐式格式 (implicit scheme)。显式格式一般地说计算方法简单, 但为保证计算稳定性, 时间步长的大小取值受到限制, 这是采用显式格式时必须注意的问题。与此相反, 隐式格式计算相对复杂, 但它是无条件稳定的, 无论采取多大的时间步长, 也不会发生数值解振荡问题。事实上, 在流场数值解法中, 被广泛应用的 MAC 算法采用的就是显式格式, 而 SIMPLE 算法采用的是隐式格式。

6.2.2.2 流场数值计算方法

(1) 概述 在利用有限体积法等方法对流场的空间域和时间域进行离散化处理后, 就可以对离散后生成的离散方程组进行求解。流场的数值计算方法研究的就是如何求解离散方程组的问题。主要方法包括耦合式解法和分离式解法两大类。耦合式解法是同时求解离散方程组, 联立求出所有物理量 (U 、 V 、 W 、 P 等), 这种全域范围的求解要耗费大量的计算资源, 因此在工程数值计算中应用很少。与之相反, 分离式解法不直接求解联立方程组, 而是顺序地、逐个求解各物理量。在分离式解法中, 压力修正法的应用最为广泛。一个正确的压力场本来应该使随之计算得到的速度场满足连续性方程, 但是给定的压力场 (它可以是假定值, 或是上一次迭代计算所得到的结果) 得到的速度场未必能够满足连续性方程。而一旦在某个时刻点连续性条件出现不满足的话, 这种偏差将随着计算的进程越来越大, 最终导致整个计算失败。所以压力修正法的主要思路是: 根据连续性方程导出压力修正方程, 从而改进压力场, 保证改进后的压力场相对应的速度场能满足连续性方程。下文中将对压力修正法的一种——MAC 算法进行具体的介绍。除此以外, 近年来得到广泛应用的 SIMPLE 及其改进算法等其他算法, 感兴趣的读者可以参考其他文献。

(2) MAC 算法 MAC 算法是各种数值计算方法中最著名的一种, 在有限差分法和

有限体积法中得到了广泛的应用。MAC 算法采用的交错网格 (staggered grid) 如图 6-2 所示。所谓交互网格, 就是将标量 (如压力 P 、温度 θ 、湍动能 k 、耗散率 ε 等) 在网格的中心点上存储和计算, 而将 x 方向的速度分量 U 在与 x 轴垂直的界面中心点存储和计算、将 y 方向的速度分量 V 在与 y 轴垂直的界面中心点上存储和计算。如果网格中心坐标设为 (i, j) , 则 U 所在位置为 $(i + \frac{1}{2}l_x, j)$, V 所在位置为 $(i, j + \frac{1}{2}l_y)$, 这就意味着 U 、 V 的控制体积与 P 的控制体积分别在 x 和 y 方向上有半个网格步长的错位, 交错网格的命名由此而来。利用交错网格的目的是解决常规网格设置, 即速度与压力均存于同一网格节点的情况下, 无法检测出不合理压力场的问题。

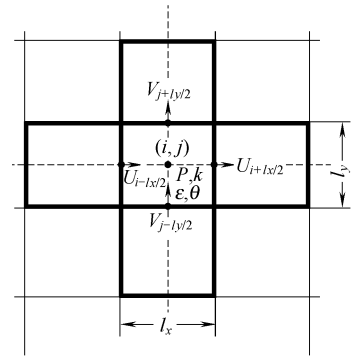


图 6-2 MAC 算法的网格设置

利用交错网格的目的是解决常规网格设置, 即速度与压力均存于同一网格节点的情况下, 无法检测出不合理压力场的问题。

将 U 、 V 的动量方程式 (6-19)、式 (6-20) 按照式 (6-57) 的形式进行时间积分, 可得以下公式。为简便起见, $t + \Delta t$ 时刻点用上角标 $n+1$ 、 t 时刻点用上角标 n 分别表示。

$$U^{n+1} = U^n + \Delta t \left\{ -\frac{\partial}{\partial x}(U^n U^n) - \frac{\partial}{\partial y}(U^n V^n) - \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{P^{n+1}}{\rho} + \frac{2}{3}k \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left[\nu_t \left(\frac{\partial U^n}{\partial x} + \frac{\partial U^n}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\nu_t \left(\frac{\partial U^n}{\partial y} + \frac{\partial V^n}{\partial x} \right) \right] \right\} \quad (6-60)$$

$$V^{n+1} = V^n + \Delta t \left\{ -\frac{\partial}{\partial x}(V^n U^n) - \frac{\partial}{\partial y}(V^n V^n) - \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{P^{n+1}}{\rho} + \frac{2}{3}k \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left[\nu_t \left(\frac{\partial V^n}{\partial x} + \frac{\partial U^n}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\nu_t \left(\frac{\partial V^n}{\partial y} + \frac{\partial V^n}{\partial y} \right) \right] \right\} \quad (6-61)$$

考虑 $n+1$ 时刻速度的连续性条件, 有下式。

$$\frac{\partial U^{n+1}}{\partial x} + \frac{\partial V^{n+1}}{\partial y} = 0 \quad (6-62)$$

将式 (6-60) 和式 (6-61) 分别对 x 和 y 作偏微分, 然后代入上式整理可得下式。

$$\begin{aligned} & \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right) \left(\frac{P^{n+1}}{\rho} + \frac{2}{3}k \right) = \frac{\partial U^n}{\partial x} + \frac{\partial V^n}{\partial y} + \\ & \Delta t \left\{ -\frac{\partial}{\partial x}(U^n U^n) - \frac{\partial}{\partial y}(U^n V^n) + \frac{\partial}{\partial x} \left[\nu_t \left(\frac{\partial U^n}{\partial x} + \frac{\partial U^n}{\partial x} \right) \right] + \right. \\ & \quad \left. \frac{\partial}{\partial y} \left[\nu_t \left(\frac{\partial U^n}{\partial y} + \frac{\partial V^n}{\partial x} \right) \right] - \frac{\partial}{\partial x}(V^n U^n) - \frac{\partial}{\partial y}(V^n V^n) + \right. \\ & \quad \left. \frac{\partial}{\partial x} \left[\nu_t \left(\frac{\partial V^n}{\partial x} + \frac{\partial U^n}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\nu_t \left(\frac{\partial V^n}{\partial y} + \frac{\partial V^n}{\partial y} \right) \right] \right\} \end{aligned} \quad (6-63)$$

上式被称为压力 Poisson 方程。它意味着可以利用 n 时刻的流场 (不一定满足连续性条件) 来计算出 $n+1$ 时刻的压力, 然后将之代入式 (6-60)、式 (6-61) 求出满足连续性条件的 $n+1$ 时刻的速度。对每个网格都可以建立这样的方程, 从而获得关于压力的代数方程组, 通过求解该代数方程组就可以计算出流场内各计算点的压力, 再求出速度等其他物理量。

(3) 代数方程组的迭代求解 求解 MAC 等算法建立的代数方程组的方法包括消元法和迭代法等。消元法是直接解法, 可以获得代数方程组的真实解, 但只适用于方程式较少

的情况,对于 CFD 解析这样少则上万,多则上百万的大型方程组求解,计算所需的时间和内存太大,一般不被采用。

迭代法是代数方程组求解的主导方法。它的主要原理是先假定初始值,然后通过一定的迭代通式计算出方程组各变量的近似解,再根据误差分析,反复进行迭代,从而对近似解不断进行修正并最终获得收敛解。迭代解法大体上包括以下几种。

① Jacobi 迭代法 该迭代方法中任一节点位置上变量的更新用上一次迭代中所获得的各变量值来计算,其迭代通式如下所示。该方法是最经典的迭代解法,但迭代速度很慢,一般较少采用。

$$\phi_i^{k+1} = \frac{1}{a_{ii}} \left(- \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^N a_{ij}^k + b_i^k \right) \quad (i, j = 1, 2, \dots, N) \quad (6-64)$$

式中 a 、 b ——分别为系数矩阵和常数项矩阵;

a_{ii} ——系数矩阵的对角线元素;

k ——迭代次数;

N ——变量数。

② Gauss-Seidel 迭代法 该迭代方法与 Jacobi 迭代法相似,只不过每一步迭代时都取其他变量的最新值,其迭代通式如下所示。

$$\phi_i^{k+1} = \frac{1}{a_{ii}} \left(- \sum_{j=1}^{i-1} a_{ij}^{k+1} - \sum_{j=i+1}^N a_{ij}^k + b_i^k \right) \quad (i, j = 1, 2, \dots, N) \quad (6-65)$$

与 Jacobi 迭代法相比,计算的存储量小,计算速度相对较快。

③ 逐次超松弛/亚松弛 (successive over relaxation/successive under relaxation, SOR/SUR) 迭代法 该迭代方法在 Jacobi 迭代法与 Gauss-Seidel 迭代法的基础上引入所谓的松弛因子来加速迭代。其迭代通式如下所示。

$$\phi_i^{k+1} = \phi_i^k + \alpha(\tilde{\phi}_i^{k+1} - \phi_i^k) \quad (0 \leq \alpha \leq 2) \quad (6-66)$$

当 $\alpha=1$ 时, SOR 迭代法的计算解就是 Jacobi 迭代或 Gauss-Seidel 迭代法的解。当 $\alpha>1$ 时为超松弛迭代, $\alpha<1$ 时为亚松弛迭代。SOR 迭代在计算中应用更多一些。对不同的问题,使迭代过程收敛最快的松弛因子被称为最佳松弛因子,一般根据经验和计算实践来确定。一般地说,网格划分越密,最佳松弛因子也越大。当所用松弛因子小于最佳值时,收敛过程是单调的而且随松弛因子的增加而收敛加快;而当所用松弛因子大于最佳值时,收敛过程是振荡式进行的。利用这个收敛特性有助于人们搜索最佳松弛因子。

④ 交替方向隐式 (alternating direction implicit, ADI) 迭代法 当采用显式格式进行时间积分时 [即式 (6-60)], 只对压力 Poisson 方程进行收敛计算即可。如果采用的是隐式格式进行时间积分,就不光是压力 Poisson 方程,每一时刻各控制方程都要建立联立方程组同时求解,这要耗费大量的计算时间和计算资源。为解决这一困难,ADI 迭代法先在某一方向(如 x 方向)上用隐式求解而使其他方向成为显式,然后再同理在其他方向上各自用隐式求解。这样可以把三维问题转换为 3 个串联的一维隐式格式问题,加快了运算速度。

除以上方法外,还可以通过多重网格等方法来促进代数方程迭代求解的收敛速度,感

感兴趣的读者可参考其他文献。

6.2.3 CFD 的计算精度与误差

室内环境的 CFD 数值计算的精度非常复杂，受到许多因素的影响，大体上包括以下几个方面：①网格密度；②各种湍流模型自身理论体系；③离散格式，主要指对流项离散格式引起的误差。下文将分别予以详细的讨论。

6.2.3.1 网格划分密度对计算精度的影响

(1) 网格划分算例 首先给出一个算例来直观地说明网格划分密度对计算结果产生的影响，然后再分析网格划分密度与误差之间的关系。图 6-3 为包括一个送风口和排风口的二维层流气流场。图 6-4 为不同 Re 和计算网格数下该流场的流线图。其中，送风气流的 Re 分为 10、100、200 三个等级，网格数分为 9×9 、 18×18 、 36×36 、 72×72 四个网格密度。

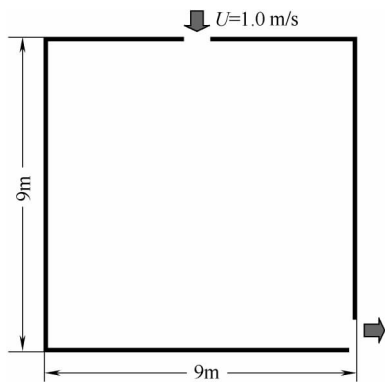


图 6-3 二维层流气流场

由结果可以看出，当 Re 为 10 时，除网格数 9×9 以外， 18×18 、 36×36 、 72×72 均没有显著的差别； Re 为 100 时，虽然除网格数 9×9 以外， 18×18 、 36×36 、 72×72 的结果也很相似，但仔细观察会发现排风口附近的流线存在着差异；而当 Re 达到 200 时，4 种网格密度的结果差异就非常明显。网格划分越密，得到的流场流线越平滑连续。这是由于网格划分越粗，控制方程离散生成的截差越大，相应计算结果的误差也越大。另外，在 Re 不同（代表对流效果与扩散效果的比）的条件下，网格划分的粗密对计算结果的影响是不同的。 Re 越大，扩散项的作用就越小，相应的对流项离散截差产生的数值振荡现象就越明显。

(2) 离散误差 前文已述，无论是采用有限差分法、有限元法还是有限体积法，如果离散时的离散间隔（网格密度）比实际流动现象中的最小尺度流动还小的话，就可以认为人们得到的解是精确解。当然人们也已认识到，获得这样小的离散间隔将大大增加计算量和计算时间。事实上由于人们只能采用相对较粗的离散间隔，所以有必要对离散过程产生的误差进行定量的评估。

从数学角度而言，离散误差可以分为两部分：①离散方程的截差，它表示离散方程计算解与离散方程精确解之间的差值；②离散数值解误差，它表示离散方程精确解与连续的微分方程精确解之间的差值。离散方程的截差与离散数值解误差有关，一般可以认为是流场内各点的离散数值解误差在对流和扩散的作用下反映到整个流场内的误差水平。

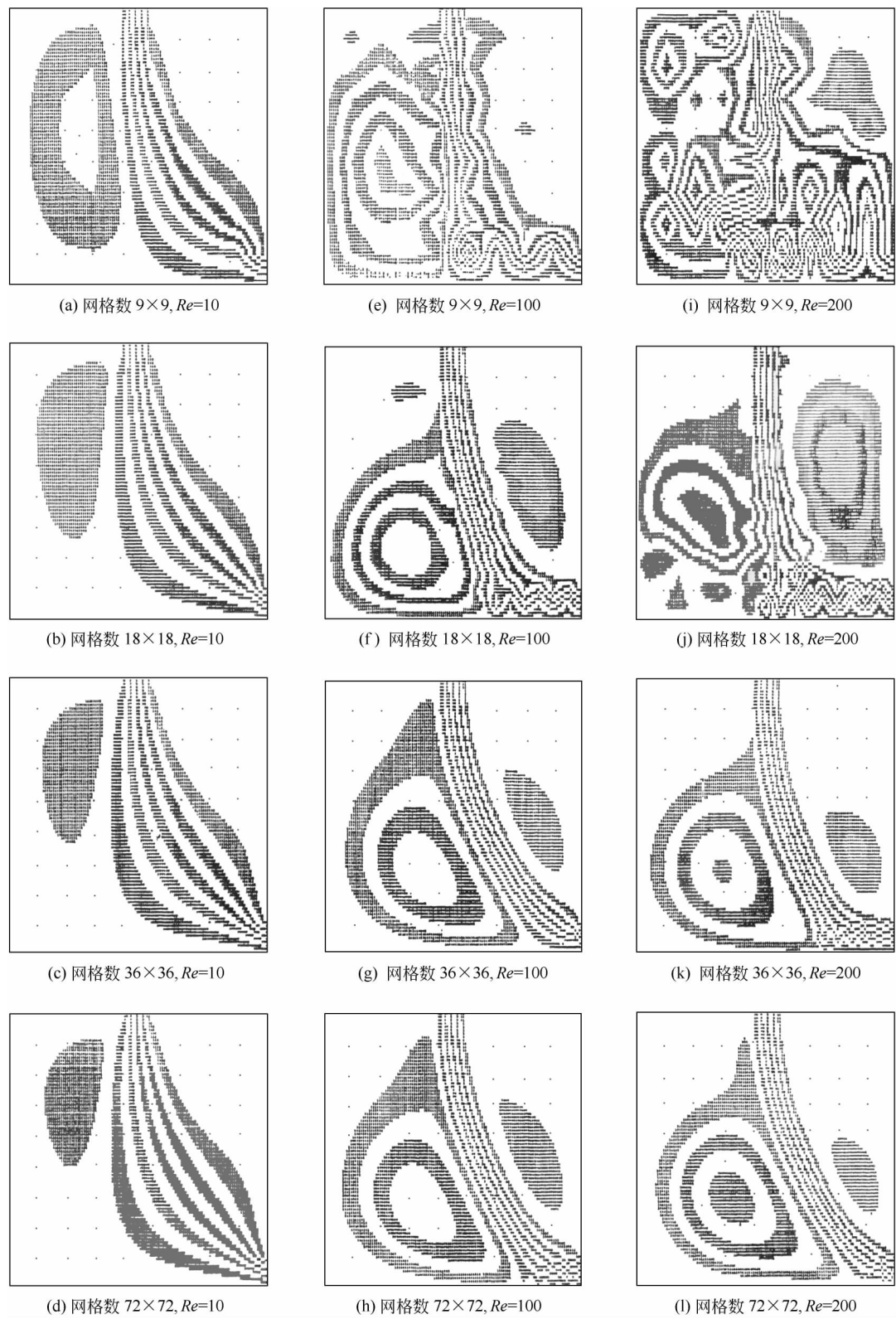


图 6-4 流场流线图示意

既然离散方程的计算解是离散方程精确解与离散方程的截差之和, 则流场内同一点, 由于网格密度不同导致的计算解之间的差异就可以看作是该网格密度变化而产生的离散方程的截差。如果人们可以对这种条件下的离散方程的截差进行量化分析的话, 在理论上就可以由某一较粗的网格密度推测出网格无限细密的情况, 即离散方程的精确解。

以一维问题为例来加以说明。设网格间隔为 l , 采用离散数值解误差为 p 阶精度的空间离散格式, 离散方程的截差为 $e(l, x)$, 物理量 ϕ 的计算解为 $\phi(l, x)$ 。 x 表示一维方向上某点的坐标值。如果该物理量的离散方程精确解用 $\phi(0, x)$ 表示, 则 $\phi(l, x)$ 在 $\phi(0, x)$ 附近关于 l 进行 Taylor 展开, $e(l, x)$ 可以表示为下式。

$$e(l, x) = \phi(0, x) - \phi(l, x) = l^p F(x) + l^q G(x) + \dots \quad (6-67)$$

式中 $F(x)$ 和 $G(x)$ ——分别为 Taylor 级数 l^p 和 $l^q (q > p)$ 的系数。

因此 $l^p F(x)$ 为 $\phi(l, x)$ 的主要误差项, 而 $l^q G(x)$ 为 $\phi(l, x)$ 的高阶误差项。

同理, 网格间隔为 $2l$ 时的离散方程的截差如下。

$$e(2l, x) = \phi(0, x) - \phi(2l, x) = 2^p l^p F(x) + 2^q l^q G(x) + \dots \quad (6-68)$$

人们希望可以用 $\phi(l, x)$ 和 $\phi(2l, x)$ 来推测出 $e(l, x)$, 设得到的推测值为 $e'(l, x)$ 。将式 (6-67) 与式 (6-68) 相减, 从而消去未知的 $\phi(0, x)$, 再进行整理, 得下式。

$$e'(l, x) = \frac{\phi(l, x) - \phi(2l, x)}{2^p - 1} = l^p F(x) + \frac{2^q - 1}{2^p - 1} l^q G(x) + \dots \quad (6-69)$$

比较式 (6-69) 和式 (6-67), 离散方程的截差的推测值与实际值的关系如下。

$$e'(l, x) = e(l, x) + O(h^q) \quad (6-70)$$

上式说明如果已知了网格间隔为 l 和 $2l$ 两种网格密度条件下的计算结果, 则离散方程的截差可以用 q 阶精度推测出。另外, 离散方程精确解的推测值 $\phi'(0, x)$ 可用下式计算。

$$\phi'(0, x) = \phi(l, x) + e'(l, x) \quad (6-71)$$

将得到的离散方程精确解推测值 $\phi'(0, x)$ 代入离散方程, 就可以计算出位置 x 处的离散数值解误差。微分形式的基本方程可以表示为以下的微分算子形式。

$$L[\phi(0, x)] - f = 0 \quad (6-72)$$

式中 L ——微分算子;

f ——已知函数。

如果式 (6-72) 成立, 则网格间隔为 l 的离散数值解误差 $\tau(l, x)$ 可用下式评价。

$$\tau(l, x) = L_h[\phi(0, x)] - f \quad (6-73)$$

式中 L_h ——网格间隔为 l 的离散化算子。

由式 (6-71) 可以得到离散数值解误差的推测值。

$$\tau'(l, x) = L_h[\phi'(0, x)] - f = L_h[\phi(l, x) + e'(l, x)] - f \quad (6-74)$$

下面给出离散误差分析的算例。图 6-5 为一个三维房间。送风口和排风口分别设在顶棚和墙壁四角。

网格划分方法如图 6-6 所示, 共分为 3 种网格密度, 它们之间大体上是 2 倍的关系, 可以利用这 3 种网格条件下的计算结果来推测离散方程的精确解, 并进行离散误差的分析。空间离散采用二阶中心差分格式 ($p=2$)。由图 6-7 可以看出, 伴随着网格密度的越来越细密, 精确解与离散计算解之间的差异逐渐减小。网格密度为 3 的情况下, 这种差异已经非常小了。另外, 由图 6-7 (c)、(d) 还可以看出沿送风方向和地面附近的离散方程的截差和离散数值解误差较大, 从而分析出该计算中送风口附近和地面附近的网格划分还

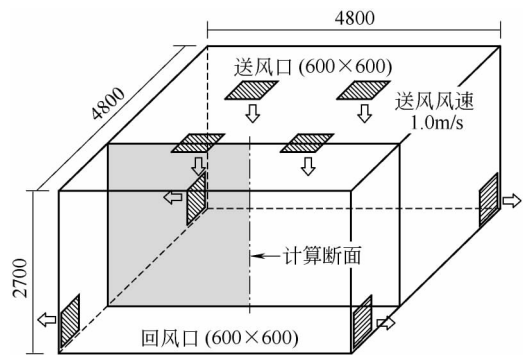


图 6-5 计算对象房间 (单位:mm)

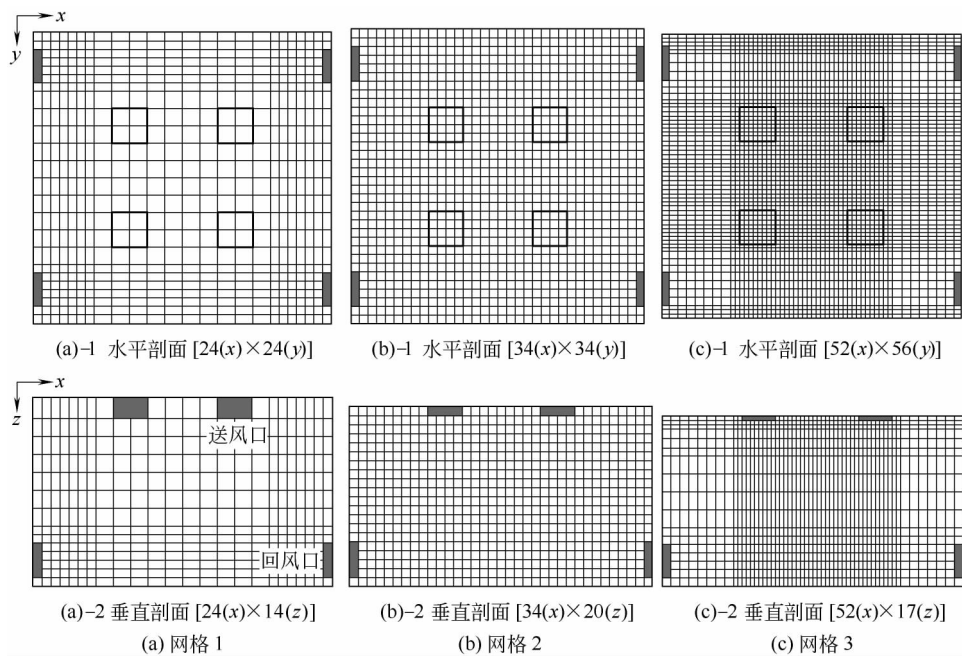


图 6-6 网格划分

需进一步细密。

6.2.3.2 湍流模型对计算精度的影响

前文中提到的 RANS 系列以及 LES 等湍流模型拥有各自的理论体系，它们对流动现象都不是完全忠实的表述，而是或多或少地采取了不同的近似和简化手法，因此面对同样的计算问题它们的计算结果也不会完全相同，精度也就不会完全一样。表 6-3 对本书中介绍的几种主要湍流模型进行了定型的性能评价。可以看出，目前在工程实际中应用最广泛的 $k-\epsilon$ 二方程模型最适用于单纯的管道流等流动现象，但对于冲击流动等更复杂的流动现象，就会因计算的湍动能 k 的生产项过大而导致误差。另一方面，由于大涡模拟对大尺度的涡运动没有进行任何的模式化处理，与时间平均后又进行了各种模式化处理的 RANS 系列模型，如 $k-\epsilon$ 二方程模型、ASM、DSM 模型等相比，一般说结果的精度更高，对各类流动问题的适用性更强。但与此同时，LES 的计算负荷也远大于其他模型，大致是 $k-\epsilon$ 二方程模型的 10 倍以上。

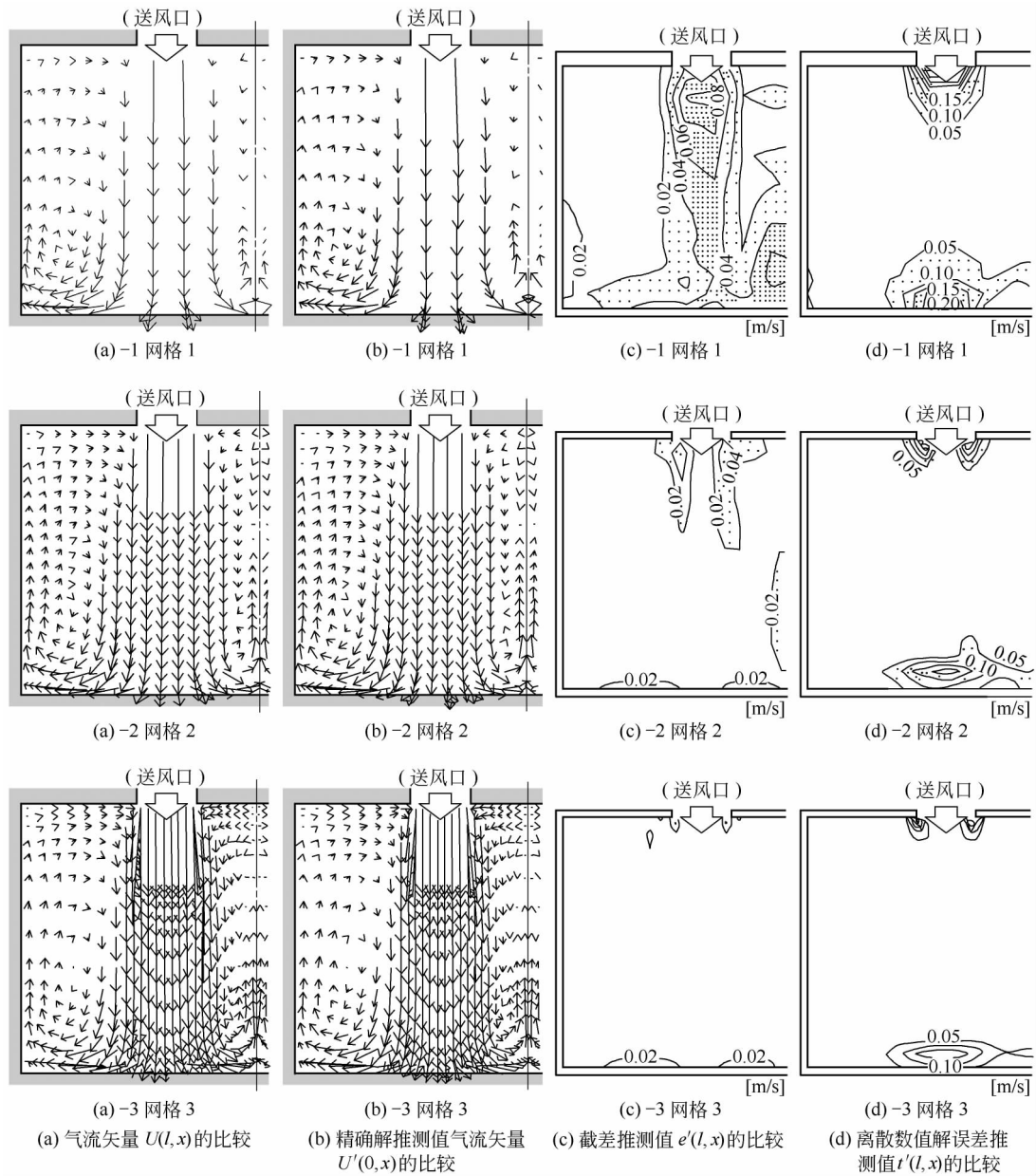


图 6-7 计算与离散误差结果

表 6-3 湍流模型对计算结果的影响

流 场	$k-\epsilon$ 二方程模型	ASM、DSM 模型	LES 模型
管道流	○	○	○
建筑绕流	×(△)	×(△)	○
射流、热羽流	×(△)	△	○
冲击射流	×	×(△)	○
等温室内气流场	△	△	○
温度成层的室内气流场	×(△)	△	○

注：○ 精度好；△ 精度一般；× 精度差。

下面讨论最常用的 $k-\epsilon$ 二方程模型在室内环境研究的适用性问题。先看 RANS 系列模

型的基本方程式 (6-8)~式 (6-11), 其中连续性方程没有做任何的模式化处理, 动量方程中的对流项、压力梯度项以及分子黏性产生的扩散项也没有做任何的模式化处理, 模式化处理的部分就在于 Reynolds 应力项上。由于分子黏性扩散项与其他各项相比很小, 一般可以忽略不计, 则如果动量方程中是对流项和压力梯度项的作用为主的话, 就可以认为 RANS 系列模型中 Reynolds 应力的模式化处理对最终计算精度的影响不大。研究表明, 对于室内空间这样的封闭环境, 虽然室内气流场非常复杂, 但大多数都可看作强制对流条件下空气在室内充分循环和混合的情况, 一般对流项和压力梯度项都要比 Reynolds 应力项大 (大致在 20:1 的关系), 所以 Reynolds 应力不会对流场内各物理量的分布造成大的影响。换句话说, 即使模式化处理后的 Reynolds 应力与实际情况之间存在一些差异, 也不会使计算结果产生大的误差。综上所述, 虽然相对而言 $k-\epsilon$ 二方程模型是精度较低的计算模型, 但对于以定性研究为目的的室内环境问题来说已经足够用了。不过需要说明的是, 室内气流场不完全是充分湍动的流动状态, 特别是在壁面附近, 湍动动能 k 被强烈衰减, 分子黏性作用比其他区域显著很多。如果研究的问题与这些区域相关, 如壁面附近的热传质, 就要考虑采用精度更高的计算模型。

6.2.3.3 离散格式对计算精度的影响

虽然从本质上说, 离散方程的解所产生的各种误差都是由离散化引起的, 而当网格间隔无限趋近于零时, 各种误差都会自然消失, 但问题是实际操作中做到这一点并不容易。网格划分越密, 计算量越大, 需要的计算容量越多, 计算时间越长, 而对于很多工程实际问题来说, 太高的精度并没有很大意义。所以现实的做法是只要能够确认计算结果大体上不再依赖网格数就可以了 (此时的解被称为网格独立的解)。在网格细密程度受到局限的情况下, 选择合适的离散格式就非常重要。

如前文所述, 对于室内流场中各物理量的传输来说, 对流项所起的作用要远大于湍动产生的扩散项, 这意味着如果同样的计算精度, 对流项对 CFD 模拟造成的误差要远大于扩散项。另一方面, 与扩散项总是使计算朝着稳定性方向发展不同, 对流项往往不能保证计算的稳定性。利用离散扰动分析可以发现, 扩散项通过扩散作用使扰动在流场内均匀传递而得以衰减, 而对流项则将扰动原封保存并输送到其他区域。因此人们所讨论的离散格式对计算精度的影响主要是针对对流项。

首先说明差分格式截差的含义。对图 6-8 所示的一维网格, 将函数 $\phi(x)$ 在网格 $i+1$ 处对网格 i 作 Taylor 展开, 可得式 (6-75)。

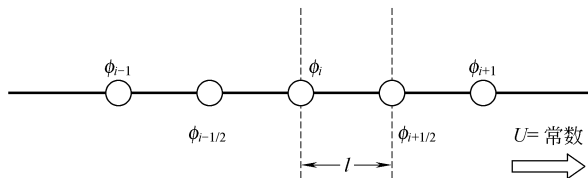


图 6-8 一维网格系统示意

$$\phi_{i+1} = \phi_i + \left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_i l + \left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2}\right)_i \frac{l^2}{2!} + \dots \quad (6-75)$$

对式 (6-75) 形式进行转换, 可得下式。

$$\left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_i = \frac{\phi_{i+1} - \phi_i}{l} - \left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2}\right)_i \frac{l}{2} + \dots = \frac{\phi_{i+1} - \phi_i}{l} + O(l) \quad (6-76)$$

上式右端的 $O(l)$ 代替了二阶及更高阶导数项之和, 被称为截差。同理, 如果将函数 $\phi(x)$ 在网格 $i+1$ 、 $i-1$ 处对网格 i 作 Taylor 展开, 可得式 (6-77)。

$$\left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_i = \frac{\phi_{i+1} - \phi_{i-1}}{2l} - \left(\frac{\partial^3 \phi}{\partial x^3}\right)_i \frac{l^2}{6} + \dots = \frac{\phi_{i+1} - \phi_{i-1}}{l} + O(l^2) \quad (6-77)$$

仔细观察上式, 并与式 (6-37)、式 (6-38)、式 (6-44)、式 (6-45) 等对照可以看出, 式 (6-77) 实际上就是对流项的中心差分与其截差。由于截差是网格间隔 l 二次方的函数, 该形式的中心差分又被称为二阶精度的中心差分。顺便说, 式 (6-76) 可以看作对流项的一阶精度的向前差分。很明显二阶精度的中心差分的精度要大于一阶精度的向前差分。

对流项差分格式的误差可以分为两类。截差的首项为偶数阶空间导数的被称为耗散误差 (dissipative error), 它对小尺度涡的高波数成分起衰减作用, 将数值计算结果在空间内扩散, 从而使结果分布均匀化。虽然说耗散误差可以使计算更趋稳定, 但如果附加了过多的数值黏性 (即后文所述假扩散), 就会改变流体本来的特性, 使计算结果出现很大偏差。另一种为截差的首项为奇数阶空间导数的, 被称为弥散误差 (dispersive error), 它使小尺度涡的高波数成分产生相位移, 从而引起空间上的数值振荡, 造成计算的不稳定。由于无法将这两种误差同时消除, 人们只能在数值黏性和计算稳定性之间寻求平衡点, 从而建立比较实用的离散格式。表 6-4 给出了目前为止常用的对流项差分格式及其截差 (底部划线部分)。

表 6-4 对流项的主要差分格式及其截差

差分格式	表达式及截差
二阶精度 中心差分	$-U \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_i \cong -U_i \frac{\phi_{i+1} - \phi_{i-1}}{2l} = -U_i \left[\left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_i + \frac{l^2}{6} \left(\frac{\partial^3 \phi}{\partial x^3} \right)_i + \dots \right]$
一阶精度 迎风差分	$\begin{aligned} -U \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_i &\cong -U_i \frac{\phi_{i+1} - \phi_{i-1}}{2l} + U_i \left(\frac{\phi_{i+1} - 2\phi_i + \phi_{i-1}}{2l} \right) \\ &= -U_i \left[\left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_i + \frac{l^2}{6} \left(\frac{\partial^3 \phi}{\partial x^3} \right)_i + \dots - \frac{1}{2} \frac{ U_i }{U_i} \left\{ \left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} \right)_i + \frac{l^3}{12} \left(\frac{\partial^4 \phi}{\partial x^4} \right)_i + \dots \right\} \right] \end{aligned}$
二阶精度 迎风差分	$\begin{aligned} -U \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_i &\cong -U_i \frac{-\phi_{i+2} + 4\phi_{i+1} - 4\phi_{i-1} + \phi_{i-2}}{4l} + U_i \left(\frac{\phi_{i+2} - 4\phi_{i+1} + 6\phi_i - 4\phi_{i-1} + \phi_{i-2}}{4l} \right) \\ &= -U_i \left[\left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_i - \frac{l^2}{3} \left(\frac{\partial^3 \phi}{\partial x^3} \right)_i + \dots + \frac{1}{4} \frac{ U_i }{U_i} \left\{ \left(\frac{\partial^4 \phi}{\partial x^4} \right)_i l^3 + \frac{l^5}{6} \left(\frac{\partial^6 \phi}{\partial x^6} \right)_i + \dots \right\} \right] \end{aligned}$
QUICK 差分	$\begin{aligned} (U\phi)_{i+1/2} &\cong U_i \frac{-\phi_{i+2} + 9\phi_{i+1} + 9\phi_i - \phi_{i-1}}{16} + U_{i+1/2} \left(\frac{\phi_{i+2} - 3\phi_{i+1} + 3\phi_i - \phi_{i-1}}{16} \right) \\ &= U_{i+1/2} \left[\phi_{i+1/2} - \frac{3l^4}{128} \left(\frac{\partial^4 \phi}{\partial x^4} \right)_{i+1/2} + \dots + \frac{1}{16} \frac{ U_{i+1/2} }{U_{i+1/2}} \left\{ \left(\frac{\partial^3 \phi}{\partial x^3} \right)_{i+1/2} l^3 + \frac{l^5}{8} \left(\frac{\partial^5 \phi}{\partial x^5} \right)_{i+1/2} + \dots \right\} \right] \\ - \left(\frac{\partial U \phi}{\partial x} \right)_i &\cong \frac{-(U\phi)_{i+1/2} + (U\phi)_{i-1/2}}{l} \\ &= -U_{i+1/2} \frac{-\phi_{i+2} + 9\phi_{i+1} + 9\phi_i - \phi_{i-1}}{16l} - U_{i+1/2} \left(\frac{\phi_{i+2} - 3\phi_{i+1} + 3\phi_i - \phi_{i-1}}{16l} \right) \\ &\quad + U_{i+1/2} \frac{-\phi_{i+1} + 9\phi_i + 9\phi_{i-1} - \phi_{i-2}}{16l} - U_{i+1/2} \left(\frac{\phi_{i+1} - 3\phi_i + 3\phi_{i-1} - \phi_{i-2}}{16l} \right) \\ &= -U_{i+1/2} \left[\left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_i + \frac{l^2}{24} \left(\frac{\partial^3 \phi}{\partial x^3} \right)_{i+1/2} + \dots + \frac{1}{16} \frac{ U_{i+1/2} }{U_{i+1/2}} \left\{ \left(\frac{\partial^4 \phi}{\partial x^4} \right)_{i+1/2} l^3 + \frac{l^5}{6} \left(\frac{\partial^6 \phi}{\partial x^6} \right)_{i+1/2} + \dots \right\} \right] \end{aligned}$

在表 6-4 中，中心差分格式的截差首项是奇数阶空间导数，这说明不包含数值黏性作用，但弥散误差的存在将造成计算的稳定性较差。而迎风差分格式则可以看作中心差分与数值黏性相加的结果。由于耗散误差的影响，迎风差分格式的计算稳定性一般较好，但一阶精度迎风差分格式的数值黏性项过大，容易产生假扩散（false diffusion），这是需要注意的。所谓假扩散是指一阶导数项的离散格式截差首项包含有二阶导数，这相当于数值计算结果中的扩散作用被人为放大，从而引起较大的数值误差。在有些文献中这种作用也被称为引入了人工黏性或数值黏性，它们基本上说明的都是同样的问题。相对而言，二阶精度迎风差分格式更好一些。QUICK 格式本质上属于迎风格式系列，但数值黏性部分被巧妙地抑制，稳定性与计算精度的平衡把握得较好，在目前的 RANS 系列模型中应用最为广泛，但在 LES 或 DNS 中应用较少，主要原因还是数值黏性。顺便提一句，像 LES 或 DNS 这样模型自身精度很高的情况，一般要用到 5 阶精度以上的迎风差分，以保证离散格式的精度。

对于室内环境问题，一般动量方程中的对流项用中心差分格式或 QUICK 格式，温度、湍动动能 k 、耗散率 ϵ 的输送方程中的对流项用一阶精度迎风差分格式或 QUICK 格式。当流动方向上物理量的变化梯度很大时，采用中心差分格式或 QUICK 格式可能会由于弥散误差而造成计算不稳定，此时建议利用迎风差分格式，虽然误差可能增大，但可以达到计算进行的目的。

6.3 CFD 在室内环境研究中的应用

6.3.1 应用背景

CFD 在室内环境领域的应用，除了前文中提到的计算机技术的发展外，与室内环境学科自身的发展需求是分不开的。以换气次数或必要通风量（详见第 5 章）为例，它们都是室内通风性能评价的重要指标，但它们都建立在室内瞬态完全混合的前提下。这就产生以下问题：虽然向室内提供了足够的通风换气量，但由于污染源的位置、气流组织方式的不同等原因，其实际效果可能相差很大。图 6-9 给出了不同通风方式下供热/制冷时的通风效率 E_v 。很明显，不同的空调状况、通风方式，通风效率差异很大。按照完全混合计算出的必要通风量可能要么不足，使污染物不易排出；要么过量，造成能源的浪费。

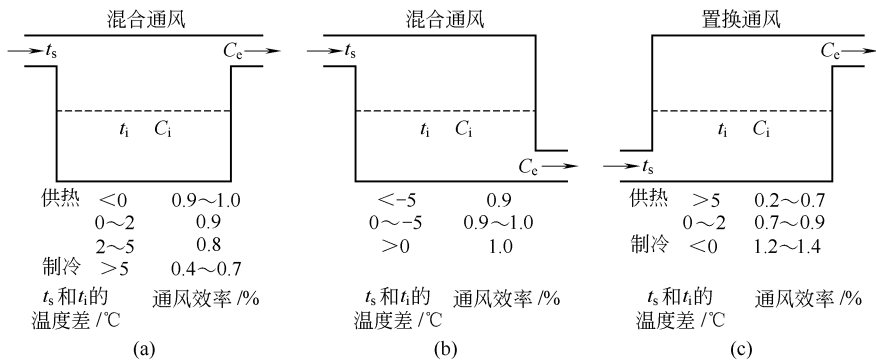


图 6-9 不同通风方式下供热/制冷时的通风效率

$$E_v = \frac{C_e}{C_i} \quad (6-78)$$

式中 E_v ——定义为排风空气中污染物浓度 C_e 与人体呼吸区域内空气中污染物浓度 C_i 之比。

如今环保与节能已成为室内环境的两大主题，如何提供更舒适、更安全的室内环境空间，如何合理运用气流组织，在保证室内环境的同时，尽可能多地减少能耗是摆在室内环境领域的迫切任务。传统的工程设计方法过于简略，显然不可能满足要求，而 CFD 可以为人们提供更精确的信息。这正是进入 20 世纪 90 年代后 CFD 在室内环境领域得到长足发展的直接原因。

6.3.2 计算概要

在利用 CFD 进行室内环境问题研究时，除了深入理解掌握 CFD 的基本理论外，还要结合室内环境问题的特点，才能使计算结果既可保持较高的精度，又突出了研究重点，达到节省运算时间和计算资源的目的。

室内环境问题非常复杂，究其原因有以下几个方面。

(1) 外扰的复杂性 虽然绝大多数室内环境可以看作封闭的空间，但并不是说室内环境是孤立的。恰恰相反，室内环境受到室外因素的强烈作用，如风速、风向、温度、日射等。这些因素随时间而波动，随方位而改变。如何准确地把握这些室外因素的特点并反映在 CFD 计算中非常重要。

(2) 室内气流的复杂性 室内环境中气流的影响因子很多。除了风口外，还有位置、形状不好确定的门窗缝隙等。除了建筑隔断外，所有的家具、办公设备等室内物品实际上都是气流场中的障碍物。另外，包括人员在内，很多物品还同时起着热质输送的作用。如何准确地把握这些室内气流的特点并反映在 CFD 计算中也非常重要。

为了解决以上问题，先要明确一个前提，就是除特定的需要高精度计算的场所外，对于一般的室内环境来说，由于温湿度和气流的控制本来就不是非常严格，这样 CFD 计算应该以定性的研究为主要目的。换句话说，如果通过 CFD 计算可以使人们大体上掌握室内气流和各物理量的分布特性就算达到目的了，没有必要在细节和计算精度上花费太多的时间与精力，占用本来就不很够用的计算资源。因此，对于外扰问题，除了自然通风等特定研究对象外，室外条件一般均可看作稳态，CFD 计算也以稳态计算为主；对于室内气流问题，也要结合研究对象，选择最有代表性的室内物品，其他的可大胆简化，这样既节省了计算量，又增加了计算稳定性。

下文中将首先结合室内环境的特点讨论 CFD 的各输入条件，然后给出室内环境研究中的一些典型应用算例，以供读者参考。

6.3.2.1 初始条件和边界条件

以室内环境研究中最常用的 $k-\epsilon$ 二方程模型进行说明。ASM 和 DSM 模型等其他的 RANS 系列计算模型的边界条件设定大致相同。对于式 (6-35) (意义见表 6-2) 来说，如果确定了求解域 (包括求解空间域与时间域)，并给出适当的边界条件和初始条件的话，就可以求出流场和温度场等未知物理量的分布情况。初始条件和边界条件的正确给出对 CFD 求解意义重大。如果给定的初始条件和边界条件不足或不对，很可能造成无法求解，或即使可以求解也不能保证结果的正确性。

(1) 初始条件 初始条件是指求解时间域的开始时刻所求解的物理量的空间分布规律。对于稳态流动问题,只要初始条件在合理的范围内,则不管初始值是否相同,理论上都应该获得同样的结果。因此,对于稳态流动问题,初始条件不是必要条件。对于流场比较复杂,不好事先预测的情况,可以在全域内设初始条件为零。

(2) 边界条件 边界条件是指在求解空间域的边界上所求解的物理量或其一阶导数随位置及时间变化的规律。需要补充的是,人们还经常会遇到求解域内部能量或动量产生源问题,如室内的散热源或搅拌风机等,这些条件属于一类特殊的边界条件。

边界条件可以表述为比控制方程 [如式 (6-35)] 低一阶的微分方程形式,如下所示。

$$C_1 \frac{\partial \phi}{\partial N} + C_2 \phi + C_3 = 0 \quad (6-79)$$

上式中 $C_1=0$ 时的边界条件即第一类边界条件,又称 Dirichlet 边界条件。直接给出边界处的速度、湍动动能 k 、耗散率 ϵ 都属于这类边界条件。这种边界条件由于约束力强,如果可以保证正确性的话,将有助于计算的稳定。 $C_2=0$ 时的边界条件即第二类边界条件,又称 Neumann 边界条件。给出边界处的速度、湍动动能 k 、耗散率 ϵ 沿边界法线方向的梯度变化都属于这类边界条件。这种边界条件约束力较弱,计算的稳定性不如 Dirichlet 边界条件。 C_1 、 C_2 都不为零时的边界条件为第三类边界条件,这是混合型的边界条件。

室内环境顾名思义,主要是指由固体墙壁包围的室内空间的环境,所以人们讨论的求解空间域自然就应该是墙壁围成的范围,而墙壁就成了求解空间域的边界。通过给出墙壁处的气流或热特性等来确定边界条件。具体划分的话,室内环境 CFD 计算的边界条件可以分为流入口、流出口、自由边界以及壁面边界四类,将在下面分别说明。

① 流入口 对室内环境问题来说,流入口的边界条件一般是代入假定或已知的风速分布,即采用 Dirichlet 边界条件。利用 Neumann 边界条件的较少。

② 流出口 在室内环境问题中,流出口对流场的影响一般没有流入口大,所以边界条件的设定比较自由,大多数场合可以设各物理量的梯度(如压力)为零,即 Neumann 边界条件。当然,像流入口那样代入假定或已知的物理量分布,即采用 Dirichlet 边界条件也可以。但需要指出的是,这样设定可能会造成数值振荡,使计算缺乏稳定性。为解决这一问题,可以有意识地采取迎风差分等耗散误差大的离散格式来避免。

③ 自由边界 自由边界是指既不属于流入流出,也不属于固体壁面,原本也属于流场而被人为分割形成的边界。如室内与室外环境同时考虑的情况,室外侧的边界条件。自由边界的边界条件一般是给出边界法线方向的物理量梯度为零,即 Neumann 边界条件。为解决 Neumann 边界条件计算不稳定的问题,可以采取边界法线方向上的速度分量为零,而其他速度分量的梯度为零的混合式边界条件。

④ 壁面边界 首先分析近壁区域的流动特点。在近壁区域由于受到壁面的强烈抑制作用,使该区域的湍流 Re 相对较低,物理量变化梯度很大。近壁区域又大致可分为以下 3 个部分(如图 6-10 所示)。

a. 黏性底层。该层紧贴壁面,黏性力在动量、热量和物质交换中起主要作用, $\nu \gg \nu_t$, 流动几乎为层流,平行于壁面的速度分量沿壁面法线方向呈线性分布。

b. 过渡层。该区域内黏性力与湍动切应力作用相当, $\nu \sim \nu_t$, 流动状态复杂,难以用一个公式表述。

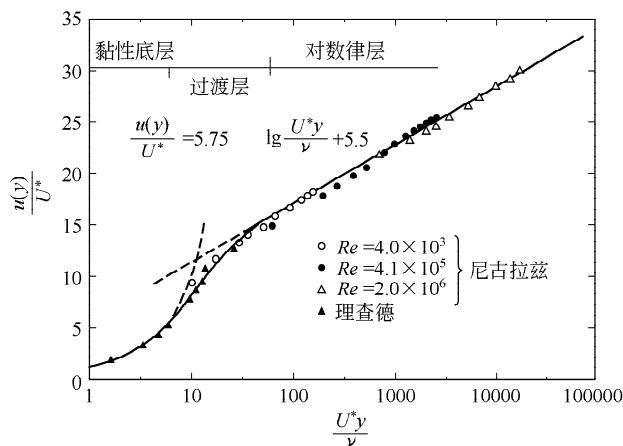


图 6-10 近壁区域的流动特性划分

c. 对数律层。该区域与充分湍动的核心区（主流区）相接，黏性力作用不明显，湍流切应力占主要地位，平行于壁面的速度分量沿壁面法线方向呈对数分布。

固体壁面边界条件的设定在 CFD 计算中必须仔细对待，这不光是因为近壁区域对整个流场的湍动现象非常重要，而且现有的网格划分很难捕捉到近壁区域内的流动特性。以一般的房间为例，黏性底层的厚度大致为 0.1mm 的数量级，而最小的网格间隔也就在厘米数量级上。所以，必须考虑某种简化的计算方法，能够在较为宏观的层面上将近壁区域内的流动特性反映出来。壁面函数法（wall function method）就是有代表性的解决方法。该方法的基本思路是：核心区内的流动使用湍流模型，如 $k-\epsilon$ 二方程模型求解，近壁区域内不直接求解，而通过半经验公式将壁面上的物理量与核心区内的求解物理量联系起来。这样做就可以避免对近壁区域进行过密的网格划分，只要距壁面第一节点落在对数律层即可。壁面函数法也有各种不同的形式，最常用的是对数律法。该方法定义近壁节点 p 处的壁面切应力和耗散率计算如下。

$$U^* = C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} \quad (6-80)$$

$$y_p^+ = \frac{\Delta y_p U^*}{\nu} \quad (6-81)$$

$$U_p = \frac{\tau_w / \rho}{U^*} \times \frac{1}{\kappa} \ln(E y_p^+) \quad (6-82)$$

$$\epsilon_p = \frac{C_\mu^{3/4} k_p^{3/2}}{\kappa \Delta y_p} \quad (6-83)$$

$$T^+ = \frac{\Delta T_p \rho C_p C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{q_w} \quad (6-84)$$

式 (6-80) 中的 U^* 为壁面摩擦速度，按下式计算。

$$U^* = \sqrt{\frac{\tau_p}{\rho}} \quad (6-85)$$

式 (6-82)、式 (6-83) 可看作壁面切线方向速度和耗散率的边界条件，而壁面法线方向速度的边界条件一般设为零。对数律法中，湍动动能 k 的边界条件可以设其沿壁面法线方向的梯度为零，或简单地认为在近壁区域内，湍动动能与耗散率大体相等，从而用式 (6-83) 算出。

对数律法计算效率高,工程实用性强,对室内环境所探讨的各类问题基本都能适用。但要说明的是,以上叙述主要针对光滑壁面,如果壁面粗糙度较大,将会对近壁区域的湍动生成有很大影响。这种情况下就要考虑采用低 $Re\ k-\epsilon$ 二方程模型等专门针对近壁区域的计算模型。

6.3.2.2 网格划分

(1) 网格类型 CFD 计算所使用的网格可分为以下两大类:①结构网格(structured grid);②非结构网格(unstructured grid)。结构网格的特点是节点排列有序、相邻节点间关系明确;非结构网格则节点位置无法用固定的法则予以有序的命名,表现出随机性。结构网格生成过程简单,对于大多数几何形状规则的室内环境来说比较适合。但如果求解对象为复杂形状的表面,则采用非结构网格更为合适。当然,非结构网格的数据处理方式比结构网格更为复杂,会对计算时间有一定的影响。

由于直角坐标系的网格划分简单方便,除了上述非结构网格和结构网格中的曲线形式外,也可以用阶梯形网格来逼近复杂形状的边界。要注意的是这么做网格必须细化,否则锯齿状粗糙表面将与真实表面存在较大误差,对计算结果产生影响。

(2) 网格生成 对于室内环境问题来说,如果是三维空间的话,一个方向上的网格数一般在 30~50 之间,最多不超过 100,这样总网格数大约在数万至 100 万之间。必须将这有限的网格进行合理的分配,以取得更好的计算效果。下面列举几点注意事项,以供参考。

① 网格划分要注意疏密适当,不要平均分配。在需要着重探讨的区域或对流场形成可能影响较大的区域重点分配网格,其他区域可适当粗划。

② 由于流入流出口对室内气流场的重要作用,在网格生成时要尽可能准确地反映流入流出口的形状和位置。但实际操作中如果某一方向上开口数较多,形状比较复杂时,将很难保证必要的网格数。如果人们关注的不是流入流出气流本身的流动特性,而是整个气流场的气流、温度分布的话,就可以采取一定程度的简化,如圆形开口改为相同面积的方形开口,大小相同的开口可以适当合并等措施。另外,需要注意的是,流入口附近的气流流速梯度很大,在这一区域需要更细密的网格布置,否则将会产生较大误差。

③ 墙壁、地面、顶棚一般均可作为光滑表面处理,凸凹不必考虑。在近壁区域(到对数律层外边界)范围内的网格划分数应该保证 10 以上,如果不好细划的话,起码也要保证 4 个,否则近壁区域内的流速分布和黏性作用将不可能体现出来。

④ 加热物体对室内气流场、温度场的影响主要由换热系数以及物体所在位置决定,物体本身可以简化成比较简单的形状,局部的细节可以忽略。

6.3.2.3 CFD 商用软件的应用

过去 CFD 主要是由不同科研机关的科研人员根据自身需要自主编写源程序进行计算。因为这些程序一般不考虑对外公开,程序的可读性差,操作界面不友好,也缺乏足够有效的验证。自从最早的 CFD 商用软件 Phoenix 于 1981 年问世以来,到目前为止已产生了 CFX、STAR-CD、FLUENT、CRADLE 等多个知名软件。商用软件的优点非常突出。

① 功能比较全面,适用性强,可以解决各种工程问题。

② 具有易于用户操作的前后处理系统,很多繁琐的工作,如网格划分,可以快速完成。

③ 允许用户利用自定义系统实现互动式操作，灵活性强。

④ 可与多种计算机、操作系统实现兼容。

正因为以上优点，CFD 商用软件在工程界发挥着越来越大的作用，对于更好地利用 CFD 这个强有力的计算工具来研究室内环境的机理、提出改善室内环境的对策都有巨大的帮助。近年来，利用 CFD 商用软件进行的科研活动也日益增多。

在利用商用软件进行 CFD 计算时要注意以下几个问题。

① 认真阅读使用手册 事实上虽然有多种 CFD 商用软件，但最核心的湍流模型部分、离散部分等差异不大，独特的地方大都在前后处理部分，特别要对网格生成与处理、边界条件的定义、用户接口以及图形处理等方面仔细研究，否则由于认识理解上的偏差很容易造成计算错误。

② 掌握 CFD 基本原理和室内环境规律 现在的 CFD 商用软件由于界面设置越来越友好，输入文件中存在大量的缺省值设定，使得 CFD 计算变得很容易，即使是初学者也很容易操作。另外，为了让计算得以顺利进行，商用软件往往在收敛判断等方面进行了特殊处理，使得实际上明显矛盾的计算条件也被允许执行并产生貌似正确的“结果”。这种“傻瓜型”的 CFD 计算特别值得人们注意。解决的办法是，必须掌握一定的 CFD 原理，对输入文件中各项内容要有起码的了解。对采用何种湍流模型、离散格式，它们的优缺点是什么要有起码的认识。最重要的是，要结合室内环境学的相关知识，对于计算结果从物理概念上认真分析，不能盲目相信，不能计算完就完事大吉。只有反复演练、不断学习，才能真正达到 CFD 计算的目的。

6.3.3 计算例

6.3.3.1 空调系统的应用

以低温送风系统为例说明 CFD 在空调系统中的应用。低温送风系统是指送风温度在 $4\sim 10^{\circ}\text{C}$ 之间，低于常规空调系统的送风系统。与常规空调系统相比，低温送风系统具有降低机械系统费用、降低楼层高度要求、减少风机电耗与电力要求、提高空调系统供冷能力等优点。但与此同时，低温送风系统也存在着一些问题，如冷风可能造成工作区人员的热不适、房间内相对湿度偏低等问题，但最主要的问题是低温空气流经散流器等末端装置时可能引起的结露现象，而结露将造成霉菌的繁殖，并对设备的使用寿命造成影响。由于受到送风状态与散流器形状的影响，风口附近的气流场非常复杂，另外结露量本身也很难采用实验方法进行测量，因此尝试利用 CFD 对低温送风条件下不同工况、不同形式的散流器内部结露问题进行数值模拟，为找到解决该问题的方法提供依据。

图 6-11 为计算用圆形散流器。由于左右对称，实际计算时只考虑散流器一半。流场

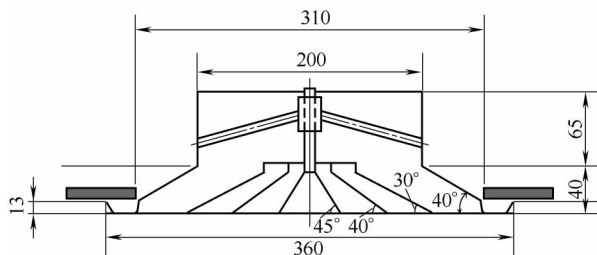


图 6-11 散流器形式 (单位:mm)

为二维。该计算采用标准 $k-\epsilon$ 二方程模型。流入口采用 Dirichlet 边界条件，给出湍动动能 k 与耗散率 ϵ ，送风温度设为 8°C ，远端边界处（2.2m，约 11 倍的颈部直径）设为速度梯度为零的 Neumann 边界条件，同时给定室内温度和相对湿度分别为 24°C 和 40% 。气流场计算利用商用 CFD 软件 Phoenics，同时与作者自编的计算结露量的计算模型耦合。结露量 L_w 的计算式如下。

$$L_w = 9.54 \times 10^{-3} (C_{\infty} - C_w) \times V_{\infty}^{0.6} \tag{6-86}$$

图 6-12 为网格划分。由于散流器内部结构复杂，网格采用适体坐标系（body-fitted coordinates, BFC）的方法，即通过计算手段创造一种坐标系，其各坐标轴恰好与被计算物体边界相适应。总网格数为 966。各物理量绝对残差设为 10^{-3} ，流场所需迭代步数为 15000，温度场与浓度场为 9000 左右。在 CPU200MHz、内存 128MB 的个人机上运算耗时约 6h。

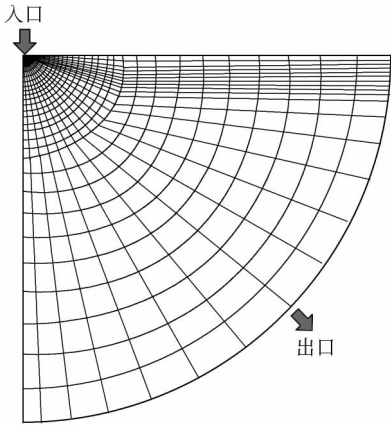


图 6-12 网格划分

图 6-13 为散流器附近流速矢量的 CFD 计算结果与实测结果的比较。虽然计算涡的尺寸比实测稍大，但整体上流场的分布是一致的。

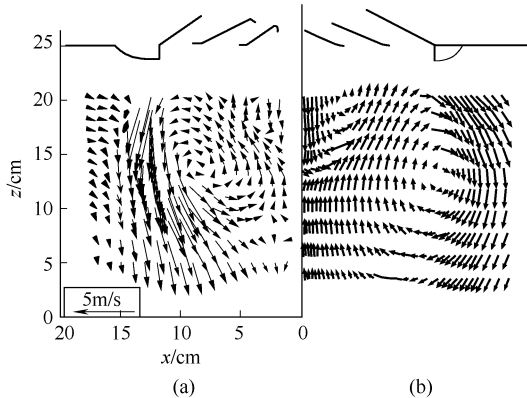


图 6-13 CFD 计算与实验的比较
(a) 计算；(b) 实验

图 6-14 为不同工况下散流器内温度与速度矢量分布。引入 TDS（露点温度-表面温度）指标以表示结露发生的可能性，即当露点温度高于表面温度时将发生结露。图 6-14

中工况 (a)、(b)、(c) 的内侧叶片处因为冷风直接通过, 发生结露的可能性很大, TDS 值均大于零, 而且 TDS 值随冷风量增加而增加, 分别为 0.16℃、0.8℃和 1.02℃。对于图 6-14 中工况 (d), 由于中间叶片开孔使冷空气与室内空气在内侧混合而降低了露点温度, 因此内侧叶片处的 TDS 值除了叶片底部外基本上为负。对于图 6-14 中工况 (e), 由于没有外缘, 冷空气直接从散流器流出, 没有室内空气的诱导作用, TDS 值基本上为负。

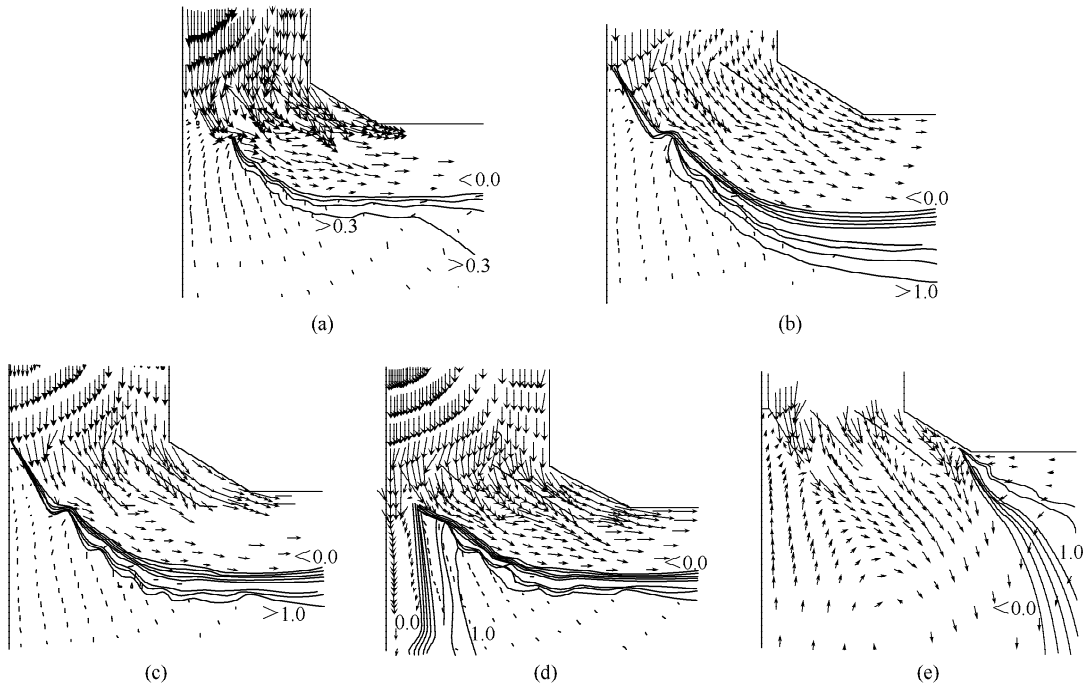


图 6-14 温度 TDS (℃) 与速度 (m/s) 矢量分布

(a) 风量 85m³/h; (b) 风量 170m³/h; (c) 风量 255m³/h; (d) 风量 255m³/h, 中间叶片开孔 10mm; (e) 风量 255m³/h, 叶片无外缘

图 6-15 给出了不同风量下的叶片结露量。送风量越大结露量越大。

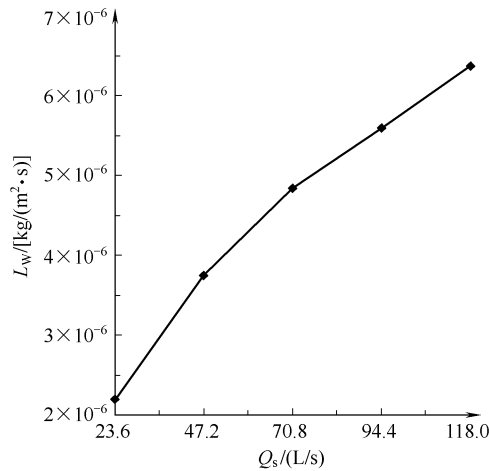


图 6-15 结露量与送风量的关系

6.3.3.2 人体与室内环境

在第2章中对室内热环境与人体热舒适进行了学习。人体通过对流、辐射和汗液蒸发等方式与室内环境进行着复杂的热量交换，影响着室内局部的温湿度和气流分布；同时室内环境各参数作用于人体，形成人的舒适性感觉。人体具有复杂的形状，从室内环境的尺度看体积不应该忽略。相对应的，室内环境并不是均匀场，不同的空调、采暖和通风方式在室内形成不同的风速与温湿度分布。虽然利用传统的热舒适指标人们可以得到人体整体的舒适性，但这在实际上是不够的。研究已表明，虽然整体上处于热中性状态，但局部的温度或风速变化会使人感觉不舒适。利用CFD有助于人们更详细地了解人体热舒适情况及人体周围微气候的特性。

(1) 人体与室内环境间的热交换 图6-16为CFD计算对象，包括房间与站立的人体。室内气流组织为下送上回方式，换气次数大约为3.7次/h。人体假设为裸体，代谢率设为1.7met。进行该数值模拟时，首先利用Gagge的二节点模型进行人体的动态热平衡计算，然后与室内气流、热湿、辐射等要素进行耦合解析，解析框图如图6-17所示。由于人体表面在本研究中的重要性以及人体表面形状的复杂性，利用壁面函数法的经典 $k-\epsilon$ 二方程模型很难满足计算精度要求，该CFD的气流计算部分采用Launder-Sharma的低 Re $k-\epsilon$ 二方程模型。房间流入口采用给定风速的Dirichlet边界条件，流出口为速度梯度为零的Neumann边界条件。所有壁面为断热断湿，流速计算时利用对数律法。

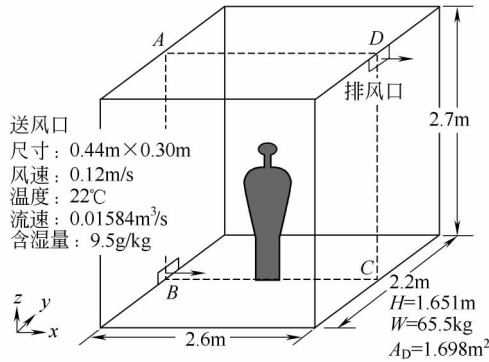


图 6-16 CFD 计算对象

由于人体表面形状复杂，其边界不可能与现有的各种坐标系统相符，本研究中采用适体坐标系 (body-fitted coordinates, BFC) 的方法。另外，人体表面附近进行了更细密的网格划分 (如图6-18所示)，从表面开始第一网格节点的无量纲距离为3.3 (=5.3mm)。该计算总网格数为163008。利用8Gflops的工作站进行稳态计算，共用约100h。

图6-19为房间中央垂直断面处的气流分布。由于人体自身的散热作用，从脚部一直到头顶部形成了上升气流，由于室内风速不大，上升气流基本保持垂直，最大风速出现在头部顶端，约为0.23m/s。图6-20给出了人体与各壁面之间的换热情况。由图可见，在人体散热部分中占比例最大的是辐射放热，为65.1W，其次为对流和潜热部分。辐射放热量中的一半被地面吸收，这说明地面对人体冷热感觉的影响最大。图6-21为人体表面各部位的换热特性。人体平均对流换热量为30W/m²左右，但脚部附近由于送风的影响，温度边界层没有发展充分，对流换热比其他部位大很多，达到80W/m²。人体平均辐射换热量为38W/m²左右，但脚部由于对流换热量大，表面温度偏低，所以辐射换热量减

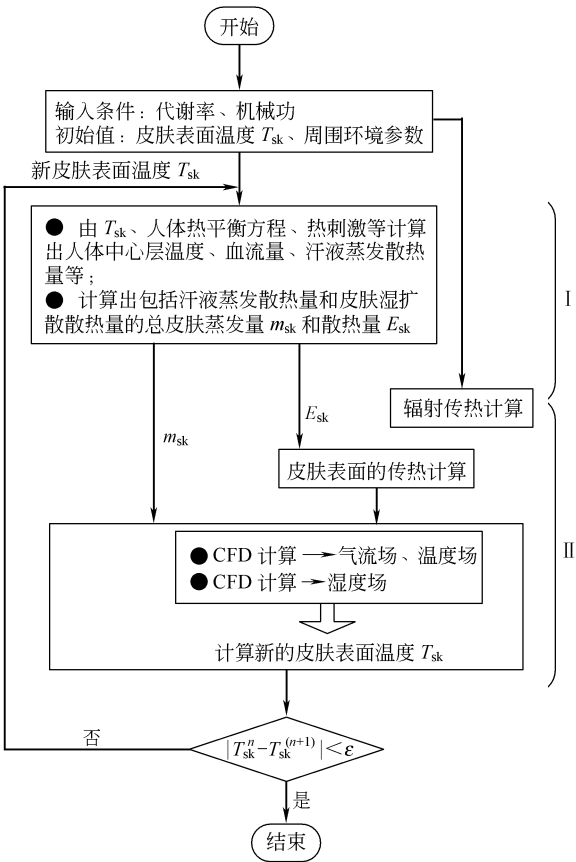


图 6-17 人体与室内环境耦合解析框图

I—人体内部热移动模拟；II—人体表面与周围环境间换热的耦合模拟

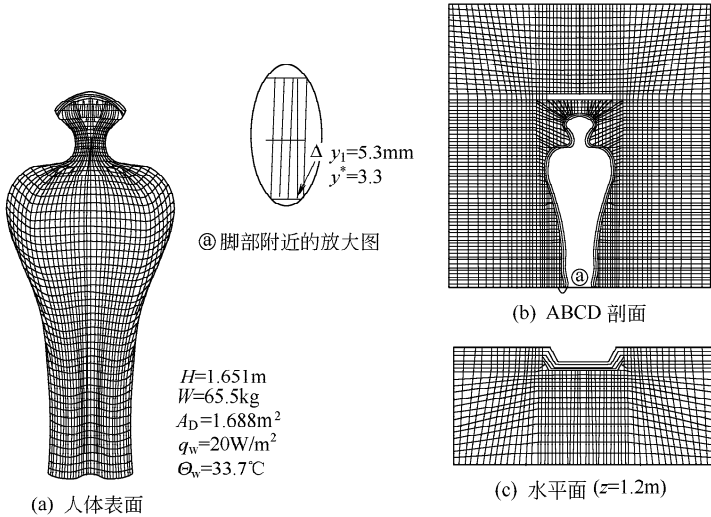


图 6-18 网格划分

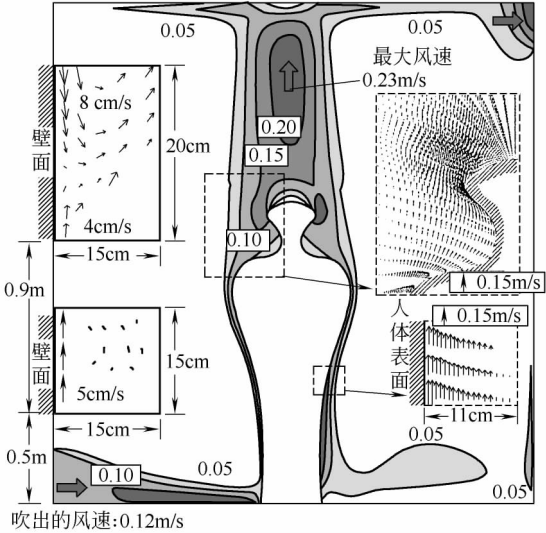


图 6-19 人体周围气流分布

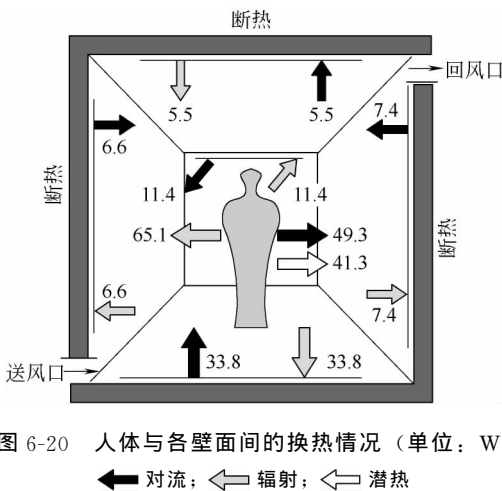


图 6-20 人体与各壁面间的换热情况 (单位: W)
— 对流; ◯ 辐射; ◐ 潜热

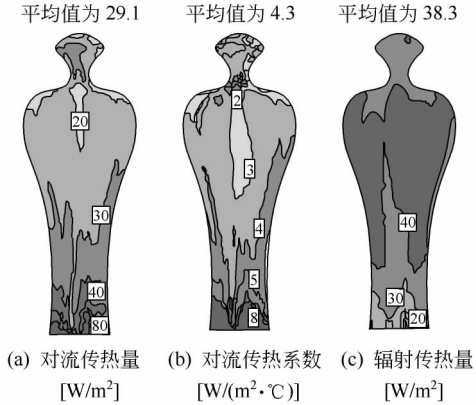


图 6-21 人体表面各部位的换热特性

少, 只有 20 W/m^2 。

为验证计算结果, CFD 分别与真实人体以及加热铜人实验进行了比较。头部上方的风速分布的比较结果如图 6-22 所示。虽然风速值相互之间存在若干差异, 但整体上分布规律吻合得非常好。

(2) 人体吸气范围 图 6-23 为 CFD 计算对象, 包括房间与人体。人体考虑了站立和仰卧两种常用姿势。室内气流组织方式与人体设定均与上节内容相同。吸气量设为 14.4 L/min , 嘴部的开口面积为 3.4 cm^2 。该 CFD 计算采用标准 $k-\epsilon$ 二方程模型。流入口采用给定风速的 Dirichlet 边界条件, 流出口为速度梯度为零的 Neumann 边界条件。所有壁面为断热断湿, 流速计算利用对数律法。人体表面的对流换热量以常数形式加入计算域。由于人体表面形状复杂, 本研究中采用适体坐标系。站立姿势时总网格数为 157841, 仰卧时为 142347。

图 6-24、图 6-25 分别给出了站立和仰卧时人体和嘴部附近的气流分布。可以看出,

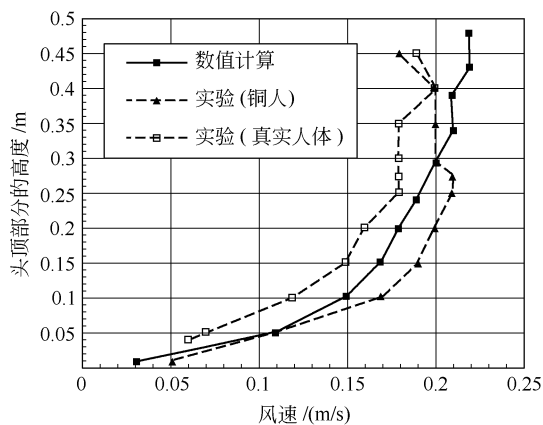


图 6-22 CFD 计算与实验结果的比较

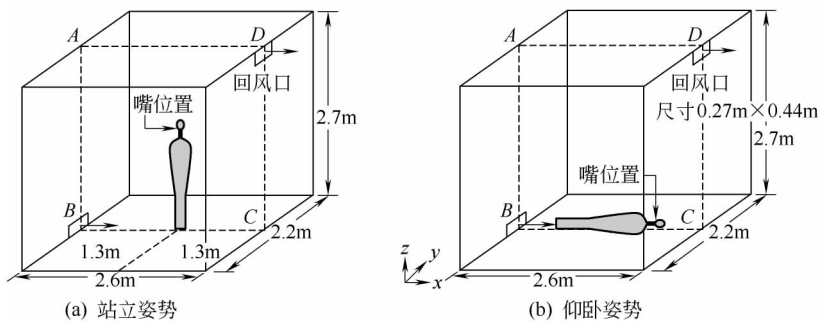


图 6-23 CFD 计算对象

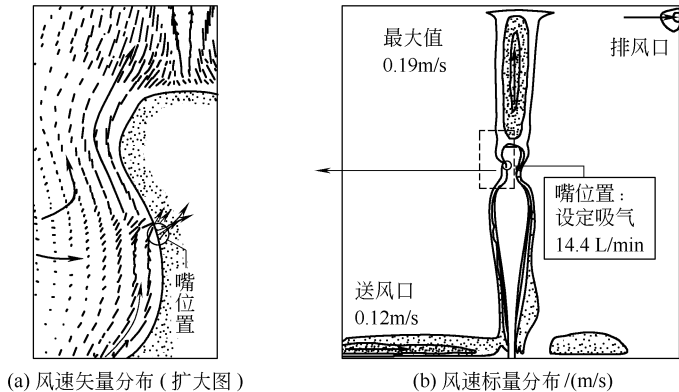


图 6-24 站立时人体附近的气流分布

站立时人体吸入的空气主要来源于上升流；而仰卧时从头部到胸部产生上升气流，人体吸入的空气主要来源于头部前方的回旋气流。

图 6-26 给出了人体吸入的建材释放污染物总量中，来自于各壁面的比例。可以看出，站立时由地面被吸入的污染物占吸入总量的一半以上，这个比例在仰卧时增至 $3/4$ 左右；而顶棚则由于气流流向的原因基本上被直接排出房间，没有被人体吸入，其他侧壁所起的作用基本相同。

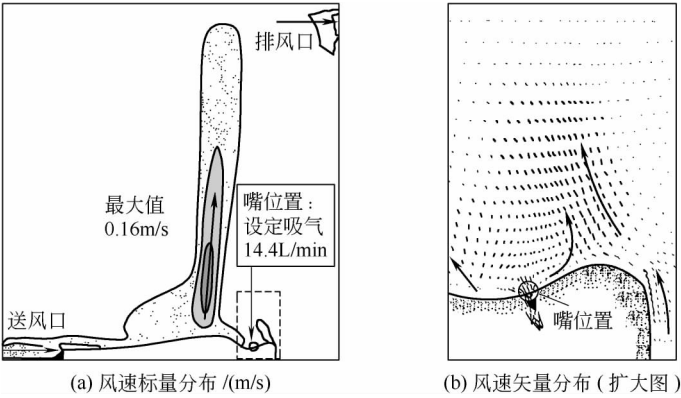


图 6-25 仰卧时人体附近的气流分布

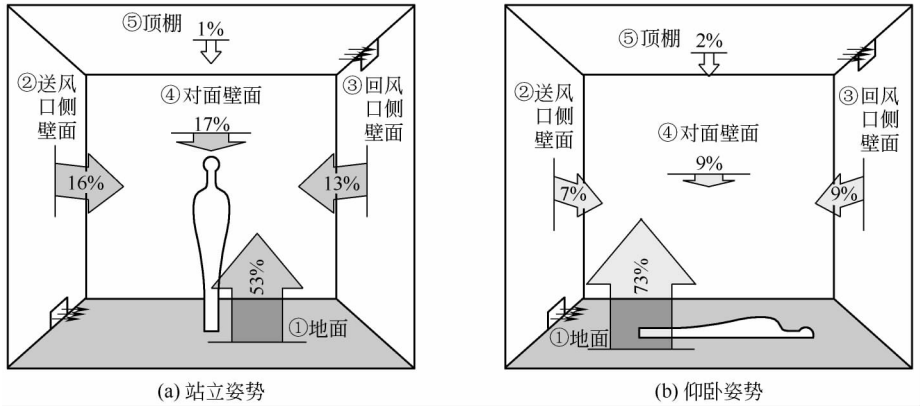


图 6-26 人体吸气中来自各壁面污染源的比例

6.3.3.3 室内环境污染

在第 3 章中对室内空气品质及其对人体健康的影响进行了学习。其中由建筑装饰装修材料释放甲醛和挥发性有机化合物 (VOC) 造成的室内化学物质污染问题近年来格外引人关注。室内化学物质污染问题受到建材的吸放特性、室内热湿状况、气流场分布等多种因素的影响,包含着复杂的物理化学机理,传统的方法很难帮助人们对这个问题进行深层次的研究,而利用 CFD 模拟恰恰是非常好的预测手段。

图 6-27 为 CFD 计算房间,按二维空间考虑。地面为含有 VOC 的一种建材——合成

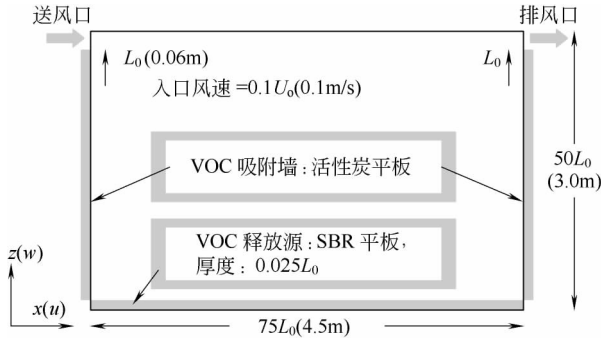


图 6-27 CFD 计算对象

橡胶（SBR），厚度 1.5mm。左右壁面设有活性炭吸附材料。室内气流组织为上送上排方式，换气次数大约为 1.6 次/h。计算时 VOC 在建材内部的传输以及向室内空气的扩散模型如表 6-5 所示。由于地面附近 VOC 浓度梯度很大且对 VOC 向室内的扩散速度有很大影响，利用壁面函数法的经典 $k-\epsilon$ 二方程模型很难满足计算精度要求，该 CFD 的气流计算部分采用低 $Re\ k-\epsilon$ 二方程模型中的一种，MKC 模型。流入口采用给定风速的 Dirichlet 边界条件，流出口为速度梯度为零的 Neumann 边界条件。所有壁面为断热断湿，流速计算利用对数律法。

表 6-5 VOC 等化学物质的扩散计算模型

序号	计算模型	表 达 式
(1)	空气中的化学物质对流与扩散方程(与 $k-\epsilon$ 二方程模型连立求解)	$\rho_{\text{air}} \frac{\partial C}{\partial t} + \rho_{\text{air}} \frac{\partial (u_j C)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(D_a + \frac{\nu_t}{\sigma} \right) \frac{\partial C}{\partial x_j} \right]$
(2)	建材中的化学物质传输方程	$\begin{aligned} k \rho_{\text{air}} \frac{\partial C}{\partial t} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda_c \frac{\partial C}{\partial x_j} \right) - \text{adv} \\ \rho_{\text{sol}} \frac{\partial C_{\text{ad}}}{\partial t} &= \text{adv} \\ \text{adv} &= -\alpha S (C_{\text{eq}} - C) \end{aligned}$
(3)	等温吸附方程	$C_{\text{ad}} = f(C_{\text{eq}})$
(4)	内部扩散型建材的传输方程 [由(2)推导出]	$\begin{aligned} \rho_{\text{air}} \frac{\partial C}{\partial t} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho_{\text{air}} D_c \frac{\partial C}{\partial x_j} \right) \\ D_c &= \lambda_c / \left(k_{\text{sol}} \rho_{\text{air}} + \rho_{\text{sol}} \frac{\partial f}{\partial C} \right) \end{aligned}$
(5)	内部扩散型建材表面与室内空气之间在分界面的传输方程	$-\rho_{\text{air}} D_c \frac{\partial C}{\partial x} \Big _{\text{B}^+} = -\lambda_c \frac{\partial C}{\partial x} \Big _{\text{B}^-}$
(6)	吸附效果显著的建材在分界面的传输方程	$\begin{aligned} 0 &= \lambda_c \frac{\partial C}{\partial x} \Big _{\text{B}^-} dS - \text{adv} \times dV (\text{空气侧}) \\ \rho_{\text{sol}} \frac{\partial C_{\text{ad}}}{\partial t} dV &= \text{adv} \times dV (\text{建材侧}) \\ -\lambda_c \frac{\partial C}{\partial x} \Big _{\text{B}^-} &= -\text{adv} \times \frac{dV}{dS} = -\text{ads} = -\left(\rho_{\text{sol}} \frac{\partial C_{\text{ad}}}{\partial t} \right) \frac{dV}{dS} = -\rho'_{\text{sol}} \frac{\partial C_{\text{ad}}}{\partial t} \end{aligned}$
(7)	各种等温吸附模型	a. Henry 型等温吸附方程 $C_{\text{ad}} = k_H C_{\text{eq}} = k_H C _{\text{B}^-}$ $\text{ads} = \rho'_{\text{sol}} \frac{\partial C_{\text{ad}}}{\partial t} = \rho'_{\text{sol}} k_H \frac{\partial C}{\partial t}$ b. Langmuir 型等温吸附方程 $C_{\text{ad}} = \frac{C_{\text{ad}0} k_L C}{1 + k_L C}$ $\text{ads} = \rho'_{\text{sol}} \frac{\partial C_{\text{ad}}}{\partial t} = \frac{\rho'_{\text{sol}} C_{\text{ad}0} k_L}{(1 + k_L C)^2} \times \frac{\partial C}{\partial t}$ c. Polanyi DR 型等温吸附方程 $C_{\text{ad}} = C_{\text{ad}0} \times \exp[-k_P (T/V_m) \times \ln(C_{\text{sat}}/C)^2]$ $\lambda \frac{\partial C}{\partial x} \Big _{\text{B}^-} = \text{ads} = \frac{2\rho'_{\text{sol}} \times k_P (T/V_m)^2 \times C_{\text{ad}0}}{C _{\text{B}^-}} \times \ln\left(\frac{C}{C _{\text{B}^-}}\right) \times \exp\left[-k_P (T/V_m)^2 \ln\left(\frac{C}{C _{\text{B}^-}}\right)^2\right] \times \frac{\partial C _{\text{B}^-}}{\partial t}$

地面附近进行了细密的网格划分（图 6-28），室内空气部分的网格数为 $68(x) \times 64(z)$ ，而 1.5mm 厚的建材内部的网格数就达到了 $68(x) \times 41(z)$ ，其中与空气侧边界处的第一网格间隔为 $6.0 \times 10^{-3} \text{ mm}$ 。计算为非稳态计算，计算时间为 24h。

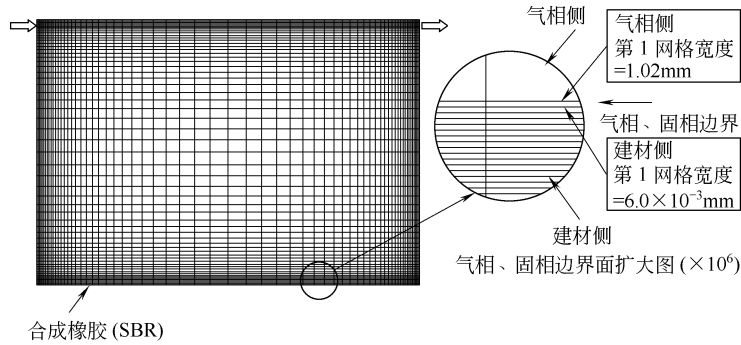


图 6-28 网格划分

图 6-29 给出了气流场的计算结果。由图 6-29 (a) 可以看到整体上气流为顺时针方向的大循环流动。而图 6-29 (b)、(c) 则比较了实测与计算结果。内容分别为中央垂直断面的水平方向速度 u 分布以及中央水平断面的垂直方向速度 w 分布。可以看出，两者之间吻合得很好。

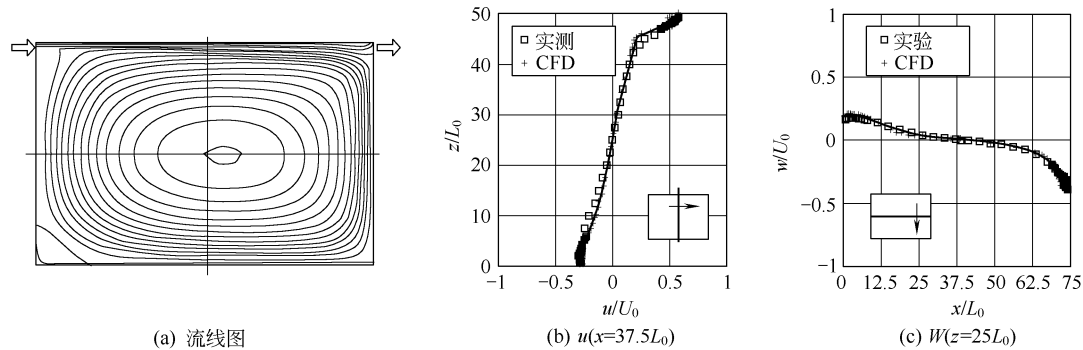


图 6-29 室内流场的计算结果及与实验的比较

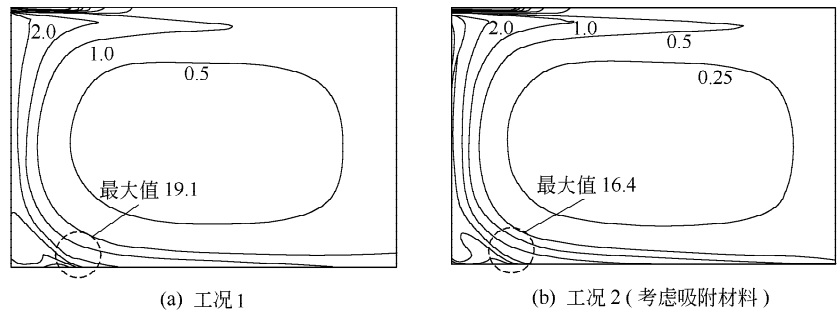


图 6-30 VOC 的无量纲浓度分布

$\left(\frac{C}{C_0} \times 10^{-6}, C, C_0 \right.$ 分别为室内任意点污染物浓度和初始浓度 $\left. \right)$

图 6-30 为计算时间 1h 时的室内 VOC 无量纲浓度的分布计算结果。图 6-30 (a) 中没有设置吸附材料, 而图 6-30 (b) 中设置了图 6-27 中的吸附材料。可以看出, 浓度分布受到气流场形状的强烈影响, 地面附近的污染物浓度比其他区域高几十倍, 而当采用吸附材料后, 污染物在室内的扩散得到一定程度的抑制。另外, 由于污染物分布不同, 吸附材料放置在不同位置效果也会存在差异。可以利用 CFD 计算来确定合适的设置位置, 从而获得最优的去除效果。

本章符号表

ads	吸附速度	$[\text{kg}_{(\text{VOC})} / (\text{m}^2 \cdot \text{s})]$
C_1, C_2, C_3, C_μ	经验常数	
C_{ad}	吸附量	$(\text{kg}_{(\text{VOC})} / \text{kg}_{(\text{建材})})$
$C_{\text{ad}0}$	饱和吸附量	$(\text{kg}_{(\text{VOC})} / \text{kg}_{(\text{建材})})$
C_e	排风空气中污染物浓度	$(\text{kg}_{(\text{污染物})} / \text{kg}_{(\text{空气})})$
C_{eq}	与 C_{ad} 达到平衡的建材内化学物质气相浓度	$(\text{kg}_{(\text{VOC})} / \text{kg}_{(\text{空气})})$
C_i	人体呼吸区域内空气中污染物浓度	$(\text{kg}_{(\text{污染物})} / \text{kg}_{(\text{空气})})$
c_p	空气定压比热容	$[\text{J} / (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})]$
C_{sat}	建材内化学物质饱和气相浓度	$(\text{kg}_{(\text{VOC})} / \text{kg}_{(\text{空气})})$
C_w, C_∞	散流器表面和主流空气中的含湿量	(kg / m^3)
D_a	空气中化学物质扩散系数	(m^2 / s)
D_C	考虑吸附解析的化学物质综合扩散系数	(m^2 / s)
E	常数, 光滑壁面	$E=9.0$
E_v	通风效率	
g	重力加速度	(m / s^2)
G_k	浮力引起的湍动能 k 的产生项	$(\text{m}^2 / \text{s}^3)$
H	热源散热量	(W)
k	湍动能	$(\text{m}^2 / \text{s}^2)$
k_{sol}	建材孔隙率	
k_H	Henry 常数, 与温度相关	
k_L	Langmuir 常数, 表示为吸附速度与解析速度之比	
k_P	Polanyi DR 常数	
k_p	近壁节点 p 处的湍动能	$(\text{m}^2 / \text{s}^3)$
p	瞬态压力	(Pa)
p'	脉动压力	(Pa)
P	时均压力	(Pa)
P_k	平均速度梯度引起的湍动能 k 的产生项	$(\text{m}^2 / \text{s}^3)$
q_w	壁面的热流通量	(W / m^2)
$t, \Delta t$	时间和时间步长	(s)
t_i, t_s	人体呼吸区域以及送风空气的温度	$(^\circ\text{C})$
u, v, w	x, y, z 三个方向上的瞬态速度分量	(m / s)
u', v', w'	x, y, z 三个方向上的脉动速度分量	(m / s)
$-\langle u'u' \rangle, -\langle u'v' \rangle, -\langle u'w' \rangle, -\langle v'v' \rangle, -\langle v'w' \rangle, -\langle w'w' \rangle$	Reynolds 应力	$(\text{m}^2 / \text{s}^2)$
U, V, W	x, y, z 三个方向上的时均速度分量	(m / s)
U_p	近壁节点 p 处切线方向的时均速度分量	(m / s)
V_m	摩尔体积	$(\text{m}^3 / \text{mol})$
V_∞	主流空气的流速	(m / s)
α	吸附平衡时的传质率	$\left[\frac{\text{kg}_{(\text{VOC})}}{\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot (\text{kg}_{(\text{VOC})} / \text{kg}_{(\text{空气})})} \right]$
β	体积膨胀率	$(1 / \text{K})$
ϵ	耗散率	$(\text{m}^2 / \text{s}^2)$
ϵ_p	近壁节点 p 处耗散率	$(\text{m}^2 / \text{s}^2)$
Δy_p	从壁面至 U_p 的距离	(m)

- ΔT_p 壁表面与近壁节点 p 处的温度差 (°C)
- θ 温度 (°C)
- κ 卡门常数, $\kappa=0.4$
- λ_C 对应浓度梯度的建材的传质系数 $\left[\frac{\text{kg}_{(\text{VOC})}}{\text{m} \cdot \text{s} \cdot (\text{kg}_{(\text{VOC})}/\text{kg}_{(\text{空气})})} \right]$
- ν 运动黏滞系数 (m^2/s)
- ν_t 涡黏滞系数 (m^2/s)
- ρ 密度 (kg/m^3)
- ρ_{air} 空气密度 (kg/m^3)
- ρ_{sol} 建材密度 (kg/m^3)
- ρ'_{sol} 建材的面密度 ($\text{kg}_{(\text{VOC})}/\text{m}^3$)
- $\sigma_\kappa, \sigma_\epsilon, \sigma_\theta$ 经验常数
- τ_w 壁面切应力 (Pa)
- ϕ 通用变量

参 考 文 献

- 1 ASHRAE Standard 55—2002. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. , 2002
- 2 Fanger P O. Thermal Comfort. Copenhagen: Danish Technical Press, 1970
- 3 ISO Standard 7730. Moderate Thermal Environment-Determination of the PMV and PPD Indices and Specification of the Conditions for Thermal Comfort. Geneva: International Standard Organization, 1984
- 4 龙惟定. 试论我国暖通空调业的可持续发展. 暖通空调, 1999, 29 (3): 25~30
- 5 王昭俊, 王刚, 廉乐明. 室内热环境研究历史与现状. 哈尔滨建筑大学学报, 2000, 33 (6): 97~101
- 6 Spengler J D, Samet J M, McCarthy J F. Indoor Air Quality Handbook. Publisher: McGRAM-Hill, 2000
- 7 ASHRAE Standard 62—1999. Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. , 1999
- 8 韩华, 徐文华, 范存养. 国外新风量标准设计指标的发展 (1)——关于 ASHRAE 标准 62—1989 的修订. 暖通空调, 2000, 30 (5): 15~19
- 9 韩华, 徐文华, 范存养. 国外新风量标准设计指标的发展 (2)——ASHRAE 标准与欧洲几个新风量标准的比较. 暖通空调, 2000, 30 (6): 23~26
- 10 白玮, 龙惟定. 影响生产率的因素——室内环境品质. 暖通空调, 1999, 29 (2): 34~37
- 11 谢洪. 洁净室国际标准 ISO 14644. 建筑热能通风空调, 2000, 19 (1): 26~28
- 12 严德隆. ISO 14644—1 洁净室空气洁净度等级标准的特点. 洁净与空调技术, 2003, 34 (2): 8~11
- 13 ASHRAE Standard 55—1992. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. , 1992
- 14 ISO 7726. Thermal Environments-Specifications Relating to Appliances and Methods for Measuring Physical Characteristics of the Environment. Geneva: International Standard Organization, 1985
- 15 McIntyre D A. Indoor Climate. London: Applied Science Published LTD, 1980
- 16 ASHRAE Fundamentals. Chapter 8. 1985
- 17 金招芬, 朱颖心. 建筑环境学. 北京: 中国建筑工业出版社, 2001
- 18 赵荣义. 关于“热舒适”的讨论. 暖通空调, 2000, 30 (3): 25~26
- 19 王昭俊. 关于“热感觉”与“热舒适”的讨论. 建筑热能通风空调, 2005, 24 (2): 93~94, 102
- 20 王昭俊. 严寒地区居室热环境与热舒适性研究: [博士学位论文]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2002
- 21 王昭俊, 廉乐明. 严寒地区居室热环境模糊综合评价. 哈尔滨工业大学学报, 2004, 36 (6): 752~755
- 22 王昭俊. 现场研究中热舒适指标的选取问题. 暖通空调, 2004, 34 (12): 39~42
- 23 Gagge A P. A Standard Predictive Index of Human Response to the Thermal Environment. ASHRAE Trans, 1986, 92 (2): 709~731
- 24 McNall P E, Nevins R G, Ryan P W, et al. Metabolic Rates at Four Activity Levels and Their Relationship to Thermal Comfort. ASHRAE Trans, 1968, 74 (1): IV. 3. 1~IV. 3. 20
- 25 Humphreys M A. Field Studies of Thermal Comfort Compared and Applied. Building Services Engineer, 1976, 44: 5~27
- 26 Dedear R J, Aluliciems A. Validation of the Predicted Mean Vote Model of Thermal Comfort in Six Australian Field Studies. ASHRAE Trans, 1985, 91 (2B): 452~468
- 27 Schiller G E, Arens E A, Bauman F S, et al. A Field Study of Thermal Environment in Office Buildings. ASHRAE Trans, 1988, 94 (2): 280~308
- 28 Schiller G E. A Comparison of Measured and Predicted Comfort in Office Buildings. ASHRAE Trans, 1990, 96 (1): 609~622
- 29 Dedear R J, Fountain M E. Field Experiments on Occupant Comfort and Office Thermal Environments in a Hot-Humid Climate. ASHRAE Trans, 1994, 100 (2): 457~475
- 30 Busch J F. Thermal Responses to the THAI Office Environment. ASHRAE Trans, 1990, 96 (1): 859~872
- 31 Donnini G, Molina J, Martello C, et al. Field Study of Occupant Comfort and Office Thermal Environments in a Cold Climate. ASHRAE Trans, 1996, 102 (2): 795~802
- 32 Cena K, Dedear R J. Field Study of Occupant Comfort and Office Thermal Environments in a Hot, Arid Climate. ASHRAE Trans, 1999, 105 (2): 204~217
- 33 De Paula Xavier A A, Lamberts R. Indices of Thermal Comfort Developed from Field Survey in Brazil. ASHRAE Trans, 2000, 106 (1): 45~58

- 34 Dedear R J, Brager G S. Developing an Adaptive Model of Thermal Comfort and Preference. ASHRAE Trans, 1998, 104 (1): 145~167
- 35 夏一哉, 赵荣义, 江亿. 北京市住宅环境热舒适研究. 暖通空调, 1999, 29 (2): 1~5
- 36 王昭俊, 方修睦, 廉乐明. 哈尔滨市冬季居民热舒适现场研究. 哈尔滨工业大学学报, 2002, 34 (4): 500~504
- 37 Wang Zhaojun, Wang Gang, Lian Leming. A Field Study of the Thermal Environment in Residential Buildings in Harbin. ASHRAE Transactions, 2003, 109 (2): 350~355
- 38 王昭俊. 哈尔滨市住宅环境热舒适测试结果分析. 建筑热能通风空调, 2004, 23 (3): 5~8
- 39 王昭俊, 张志强, 廉乐明. 热舒适评价指标及冬季室内计算温度探讨. 暖通空调, 2002, 32 (2): 26~28
- 40 ASHRAE Standard 62—1989. Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1989
- 41 Fanger P O. Indoor air more important for human health than outdoor air. BRIDGING from technology to society. Publisher: Technical University of Denmark, 2004
- 42 Fanger P O. What is IAQ? . Proceedings of the 10th International Conference on Indoor Air Quality and Climate. Beijing. 2005. 1~8
- 43 李先庭, 杨建荣, 王欣. 室内空气品质研究现状与发展. 暖通空调, 2000, 30 (3): 36~40
- 44 刘建龙, 张国强, 丽丽娜. 室内空气品质评价方法综述. 制冷空调与电力机械, 2004, 25 (2): 24~32
- 45 沈晋明. 室内污染物与空气品质评价. 通风除尘, 1995, (4): 10~13
- 46 沈晋明. 室内空气品质的评价. 暖通空调, 1997, 27 (4): 22~25
- 47 戴自祝, 邵强. 建筑物需要的新风量. 中国卫生工程学, 2001, 10 (2): 52~56
- 48 陈胜. 掺铁二氧化钛的制备及光催化降解汽油气和甲醛的研究: [硕士学位论文]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2003
- 49 李念平, 杨志昂, 文伟等. 室内空气品质的灰色非本征预测模型. 湖南大学学报, 2003, 30 (3): 78~80, 91
- 50 王翔朴. 卫生学. 北京: 人民卫生出版社, 1998
- 51 李强民. 置换通风原理、设计及应用. 暖通空调, 2000, 30 (5): 41~46
- 52 李强民, 邓伟鹏. 排除人员活动区内人体释放污染物的有效通风方式——置换通风. 暖通空调, 2004, 34 (2): 1~4
- 53 李晓山. 置换通风系统在中国的应用问题研究: [硕士学位论文]. 上海: 东华大学, 2003
- 54 刘红敏, 连之伟, 周湘江等. 通风系统的气流组织评价指标及分析. 流体机械, 2003, 31 (1): 17~19
- 55 倪波. 置换通风的实验研究. 暖通空调, 2000, 30 (5): 2~4
- 56 岑鸣, 倪波. 上海体育馆置换通风系统设计研究. 暖通空调, 2000, 30 (5): 5~8
- 57 涂光备, 凌继红, 杨洁等. 制药工业的洁净与空调. 北京: 中国建筑工业出版社, 1999
- 58 那艳玲, 涂光备, 邢金城等. ISPE 规范和制药行业洁净室. 暖通空调, 2003, 33 (6): 51~53
- 59 严德隆. 洁净室 HVAC 系统节能及其进展. 洁净与空调技术, 2004, 44 (4): 19~22
- 60 龚光彩, 王先蓉, 任承钦等. 洁净室流型及气流组织与 CFD 方法. 洁净与空调技术, 2000, 29 (1): 27~30
- 61 蔡杰. 空气过滤 ABC. 北京: 中国建筑工业出版社, 2002
- 62 陈霖新等编著. 洁净厂房的设计与施工. 北京: 化学工业出版社, 2003
- 63 村上周三. CFDによる建築・都市の環境設計工学. 東京: 東京大学出版会, 2000
- 64 加藤信介. 数值流体力学 CFDの室内環境への応用 (シリーズ1-7). 空気調和・衛生工学, 1997
- 65 傅德薰, 马延文. 计算流体力学. 北京: 高等教育出版社, 2002
- 66 王福军. 计算流体力学分析. 北京: 清华大学出版社, 2004
- 67 陶文铨. 数值传热学. 西安: 西安交通大学出版社, 2001
- 68 Hu S C, Barber J M, Chuah Y K. A CFD Study for Cold Distribution Systems. ASHRAE Translation, 1999, 105 (1): 614~628

内 容 提 要

室内热环境和室内空气品质不仅影响人体舒适性，而且还影响人体健康与工作效率。本书主要介绍了室内热湿环境、病态建筑综合征的概念；人体热舒适及室内空气品质的影响因素；室内热环境和室内空气品质与工作效率的关系；置换式机械通风、自然通风和洁净室的工作原理；介绍了主要研究方法，如室内热环境的实验室研究和现场研究方法，洁净室的实验室研究方法；介绍了室内热环境和室内空气品质的主要评价方法和评价指标；目前国际上流行的评价标准，如热舒适标准、室内空气品质标准、洁净度标准；介绍了计算流体动力学，即 CFD 在室内环境研究中的应用，如仿真研究室内温度场、速度场、浓度场等；介绍了洁净室空调系统的优化与节能问题；阐述了改善室内环境品质的综合措施，如污染源的控制、新风量的确定、个性化环境控制、二氧化钛光催化氧化法处理室内空气污染物的新技术等。

本书可作为供热、供燃气、通风及空调工程等专业研究生教材使用，还可供相关学科的研究人员参考使用。