

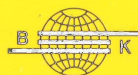
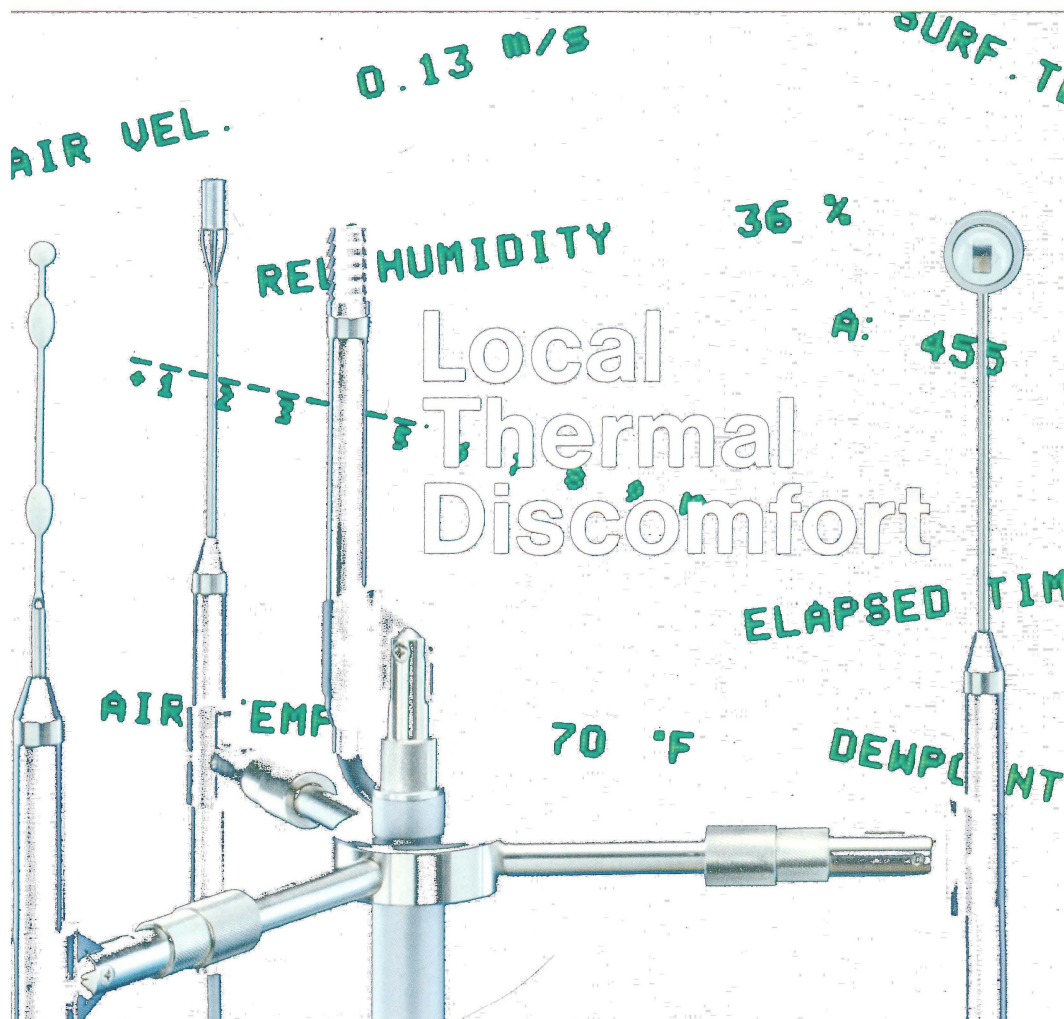
Deutsche Ausgabe

Nr. 1 — 1985

erscheint vierteljährlich

Technical Review

To Advance Techniques in Acoustical, Electrical and Mechanical Measurement



Brüel & Kjær

FRÜHER ERSCHIENEN

in englischer Sprache

- 4-1984 Methods for the Calculation of Contrast
Proper Use of Weighting Functions for Impact Testing
Computer Data Acquisition from B & K Digital Frequency Analyzers 2131 / 2134 using their Memory as a Buffer
- 3-1984 The Hilbert Transform
Microphone System for Extremely Low Sound Levels
Averaging Times of Level Recorder 2317
- 2-1984 Dual Channel FFT Analysis (Part II)
- 1-1984 Dual Channel FFT Analysis (Part I)
- 4-1983 Sound Level Meters – The Atlantic Divide
Design principles for Integrating Sound Level Meters
- 3-1983 Fourier Analysis of Surface Roughness
- 2-1983 System Analysis and Time Delay Spectrometry (Part II)
- 1-1983 System Analysis and Time Delay Spectrometry (Part I)
- 4-1982 Sound Intensity (Part II Instrumentation and Applications)
Flutter Compensation of Tape Recorded Signals for Narrow Band Analysis
- 3-1982 Sound Intensity (Part I Theory).
- 2-1982 Thermal Comfort.
- 1-1982 Human Body Vibration Exposure and its Measurement.
- 4-1981 Low Frequency Calibration of Acoustical Measurement Systems.
Calibration and Standards. Vibration and Shock Measurements.
- 3-1981 Cepstrum Analysis.
- 2-1981 Acoustic Emission Source Location in Theory and in Practice.
- 1-1981 The Fundamentals of Industrial Balancing Machines and their Applications.
- 4-1980 Selection and Use of Microphones for Engine and Aircraft Noise Measurements.
- 3-1980 Power Based Measurements of Sound Insulation.
Acoustical Measurement of Auditory Tube Opening.
- 2-1980 Zoom-FFT.
- 1-1980 Luminance Contrast Measurement.
- 4-1979 Prepolarized Condenser Microphones for Measurement Purposes.
Impulse Analysis using a Real-Time Digital Filter Analyzer.
- 3-1979 The Rationale of Dynamic Balancing by Vibration Measurements.
Interfacing Level Recorder Type 2306 to a Digital Computer.
- 2-1979 Acoustic Emission.
- 1-1979 The Discrete Fourier Transform and FFT Analyzers.
- 4-1978 Reverberation Process at Low Frequencies.

(Fortsetzung auf Umschlagseite 3)

TECHNICAL REVIEW

Nr. 1 — 1985

Inhalt

Örtliche thermische Unbehaglichkeit von Bjarne W. Olesen	3
Neuigkeiten aus unserem Werk	48

ÖRTLICHE THERMISCHE UNBEHAGLICHKEIT

von

Bjarne W. Olesen, (Ph.D.)

ZUSAMMENFASSUNG

Die Hauptaufgabe der meisten Heizungen und Klimaanlage ist es, ein für den Aufenthalt von Menschen behagliches Raumklima zu schaffen. Für die Auslegung und Beurteilung von Räumen/Arbeitsplätzen ist es daher notwendig, internationale Normen und Richtlinien zu schaffen, die quantitativ die Anforderungen an das Raumklima festlegen.

Eine dieser Forderungen ist bekanntermaßen, daß sich Personen in thermischer Neutralität befinden, wie es sich mit der Komfort-Gleichung vorhersagen läßt. Dies läßt sich mit Hilfe der PMV/PPD-Indizes beschreiben und beurteilen, die sechs Parameter berücksichtigen: Aktivität, Kleidung, Lufttemperatur, mittlere Strahlungstemperatur, Luftgeschwindigkeit und Feuchte.

Eine weitere Forderung ist, daß an keiner Stelle des Körpers örtliches Unbehagen auftritt. Örtliches Unbehagen kann verschiedene Ursachen haben, z.B.: Asymmetrische Strahlungstemperaturverteilung, örtliche Kühlung durch Konvektion (Zug), vertikale Lufttemperatur-Gradienten, oder Kontakt mit zu warmen oder zu kalten Fußböden. In dieser Abhandlung werden die genannten Ursachen für thermisches Unbehagen behandelt und Grenzwerte für die verschiedenen Parameter angegeben.

ABSTRACT

The main purpose of most heating and air-conditioning systems is to provide an acceptable thermal environment for human beings. For the design and evaluation of a building/workplace, it is therefore essential to establish international standards which quantitatively specify requirements for acceptable thermal environments.

It is well known that one of the requirements to be fulfilled is that a person be in thermal neutrality as predicted by the comfort equation. This is described and evaluated by the PMV-PPD indices, which take into account the six parameters: activity, clothing, air temperature, mean radiant temperature, air velocity and humidity.

A further requirement is that no local thermal discomfort exists at any part of the human body. Such local discomfort may be caused, for example, by asymmetric thermal radiation, by local convective cooling (draught), by vertical air temperature gradients or by contact with warm or cold floors. Each of these causes of local thermal discomfort will be dealt with in the paper and limits for avoiding such discomfort will be presented.

SOMMAIRE

Le but de la plupart des systèmes de chauffage et de conditionnement d'air est de créer un environnement thermique acceptable pour les hommes. Il est par conséquent essentiel, pour concevoir et évaluer des locaux d'habitation et de travail, d'établir des normes internationales spécifiant quantitativement les conditions nécessaires pour un environnement thermique acceptable.

Il est bien connu que l'une des conditions à remplir, d'après l'équation de confort, est que la personne soit en neutralité thermique. Cette condition est traduite et évaluée par les indices PMV et PPD qui tiennent compte de six paramètres: activité, habillement, température de l'air, température moyenne de rayonnement, vitesse de l'air et humidité.

De plus, il faut qu'aucune partie du corps ne soit en état d'inconfort thermique. Un inconfort local peut par exemple être causé par une asymétrie de rayonnement thermique, un refroidissement local par convection (courant d'air), un gradient vertical de la température de l'air ou par contact avec un plancher chaud ou froid. Cet article traite de chacune de ces causes d'inconfort thermique local et présente des limites pour éviter de tels inconforts.

1. Einführung

In den modernen Industriestaaten verbringen die Menschen den größeren Teil ihres Lebens innerhalb geschlossener Räume. Ein Großteil der Menschen in den Städten lebt 23 von 24 Stunden am Tag in einem künstlichen Klima - zu Hause, am Arbeitsplatz, in Transportmitteln auf dem Weg zur Arbeit.

Dies hat zu einem wachsenden Verständnis für die Umgebungsbedingungen und zu intensiveren Bemühungen geführt, die Voraussetzungen für ein den Menschen angenehmes Raumklima zu erforschen, um aus den Ergebnissen allgemein gültige Richtlinien und Anforderungen für das Raumklima aufzustellen.

Diese Anforderungen sind nun in der neuen ISO 7730 „Moderate thermal environments - Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort“ [1] (Moderate thermische Umgebungen - Bestimmung des PMV- und PPD-Index und Spezifikation der Bedingungen für thermischen Komfort) zusammengefaßt und veröffentlicht worden.

Ähnliche Anforderungen wurden auch in dem amerikanischen Standard ASHRAE 55-81 [2] und in den NKB-Richtlinien [3] aufgenommen.

Gleichzeitig zeigen die häufiger werdenden Klagen über unbefriedigendes Raumklima am Arbeitsplatz an, daß immer mehr Menschen

kritischer gegenüber den Umgebungsbedingungen werden, unter denen sie gezwungen sind zu leben. Die Mehrzahl der Klagen betreffen davon die klimatischen Bedingungen an Arbeitsplätzen in geschlossenen Räumen (in Büro- und Industriegebäuden, Kaufhäusern, Schulen usw.), wo der Mensch gezwungen ist seine Zeit zu verbringen, ohne selbst einen nennenswerten Einfluß darauf ausüben zu können. Felduntersuchungen haben ergeben, daß viele dieser Klagen auf eine unbefriedigende thermische Umgebung zurückzuführen sind.

Ungefähr $\frac{1}{3}$ des Weltenergiebedarfs wird in Heizungs- und Klimaanlage verbraucht, damit sich die Menschen thermisch wohl fühlen. Es ist deshalb kein Wunder, daß die Bemühungen zur Energieeinsparung zu einem erhöhten Interesse an den Bedingungen für das menschliche Wohlbefinden geführt haben, um die Reaktion der Menschen auf die unterschiedlichen Einsparungsmaßnahmen abschätzen zu können.

Die Hauptaufgabe der meisten Heizungs- und Klimaanlage ist es, ein für den Aufenthalt von Menschen behagliches Raumklima zu schaffen.

Für den Entwurf und den Betrieb solcher Anlagen sowie für die wärmetechnische Planung von Gebäuden ist es deshalb notwendig, allgemein gültige Richtlinien und Normen zu erarbeiten, die quantitativ die Anforderungen für thermischen Komfort festlegen. Wärmekomfort oder thermische Behaglichkeit ist definiert als „der Zustand, bei dem ein Mensch mit seiner thermischen Umgebung zufrieden ist“ (ISO 7730 [1], ASHRAE 55-81 [2]). Eine der Forderungen für Zufriedenheit ist, daß sich der ganze Mensch in thermischer Neutralität befindet, d.h. er wünscht weder eine höhere noch eine niedrigere Umgebungstemperatur. Die thermische Neutralität hängt von folgenden Faktoren ab.

Persönliche Faktoren:

Aktivitätspegel, M (met, W/m^2)

Wärmeisolation der Kleidung, I_{cl} (clo, $\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$)

Umgebungsfaktoren:

Lufttemperatur, t_a

mittlere Strahlungstemperatur, $\bar{t}_r$

Luftgeschwindigkeit, v_a

Luftfeuchte, p_a (Dampfdruck)

Der Wärmeeffekt der Kleidung, Aktivität und die Umgebungsfaktoren sind sehr intensiv untersucht und erforscht worden (Fanger [4], Nevins et al. [7], McNall et al. [8], Gagge et al. [5]). Alle Kombinationen von Parametern, die thermische Neutralität ergeben, lassen sich mit Hilfe der von Fanger [4] aufgestellten „Komfort-Gleichung“ und den entsprechenden Komfort-Diagrammen voraussagen. Diese Methode wird auch in ISO 7730 vorgeschlagen in Verbindung mit PMV/PPD-Indizes, welche den Einfluß der thermischen Umgebung auf den ganzen menschlichen Körper beschreiben. Die Entwicklung und Anwendung des PMV-Index wurde bereits in einer früheren Ausgabe der Technical Review behandelt [9].

Ein PMV-Wert = 0 entspricht thermischer Neutralität. In ISO 7730 sind jedoch die empfohlenen Grenzwerte für eine thermische Umgebung mit $-0,5 < \text{PMV} < 0,5$ angegeben. Bei Einhaltung dieser Grenzbedingung ist zu erwarten, daß nur weniger als 10% aller Menschen in diesem Raumklima unzufrieden sein werden ($\text{PPD} < 10\%$).

Die thermische Neutralität, wie sie mit der Komfort-Gleichung vorhergesagt und mit den PMV/PPD-Indizes beschrieben werden kann, ist jedoch nur eine der Voraussetzungen für Wärmekomfort.

Eine Person kann sich zwar insgesamt thermisch neutral fühlen, aber thermisches Wohlbefinden ist trotzdem nicht vorhanden, weil ein Teil des Körpers warm und der andere kalt ist. Deshalb ist eine weitere wichtige Forderung, daß an keiner Stelle des Körpers örtliches Wärme- oder Kälte-Unbehagen auftritt. Solches örtliches Unbehagen kann verschiedene Ursachen haben, z.B. asymmetrische Strahlungstemperatur-Verteilung, örtliche Kühlung durch Konvektion (Zugluft), Kontakt mit zu warmen oder zu kalten Fußböden oder vertikale Temperaturgradienten. Jede dieser Ursachen wird nachfolgend ausführlich behandelt, und Grenzwerte zur Vermeidung von örtlichem Unbehagen werden angegeben. Ebenso werden empfohlene Meßverfahren und deren Genauigkeit beschrieben.

2. Asymmetrische Strahlungstemperatur-Verteilung

Asymmetrische oder unregelmäßige Strahlungstemperatur-Verteilung in einem Raum kann durch kalte Fenster, nicht isolierte Wände, kalte Produkte, kalte oder warme Maschinen, kalte oder warme Panele an Wänden oder an der Decke verursacht werden.

In Wohnhäusern, Bürogebäuden, Restaurants u.ä. sind die Gründe für örtliches Unbehagen im Winter meistens große Fenster oder geheizte Decken.

An industriellen Arbeitsplätzen gibt es eine Vielzahl möglicher Ursachen, z.B. kalte oder warme Einrichtungen, kalte oder warme Produkte, Hochtemperatur-Infrarotheizungen, Ventilatoren u.a.

Erst werden die Parameter eingeführt, die zur Beschreibung der asymmetrischen Strahlungstemperatur-Verteilung benutzt werden. Danach folgt die Erklärung der neuesten Erkenntnisse sowie der Richtlinien, die in Verbindung mit der asymmetrischen Verteilung der Strahlungstemperatur für das thermische Wohlbefinden von Bedeutung sind.

Strahlungstemperatur-Asymmetrie

Für die Beschreibung des asymmetrischen Strahlungsfeldes, ausgedrückt als „Strahlungstemperatur-Asymmetrie“, wurde der Parameter Δt_{pr} eingeführt. Er ist auch in ISO 7726 „Thermal environments – Instruments and methods for measuring physical quantities“ [10] enthalten. Darin ist die **Strahlungstemperatur-Asymmetrie**, Δt_{pr} definiert als die Differenz der Halbraum-Strahlungstemperatur in zwei entgegengesetzten Richtungen. Die **Halbraum-Strahlungstemperatur**, t_{pr} ist definiert als die einheitliche Oberflächentemperatur eines angenommenen Raumes, in dem die Einstrahlung auf einer Seite eines kleinen Flächenelements die gleiche ist wie in der nicht ausgeglichenen aktuellen Umgebung. Die Halbraum-Strahlungstemperatur ist ein Parameter, der die Strahlungstemperatur in einer Richtung beschreibt. Die mittlere Strahlungstemperatur $\bar{t}_r$ beschreibt die Strahlung von allen umgebenden Oberflächen, die den Wärmeaustausch zwischen menschlichem Körper und der Umgebung beeinflussen. Die mittlere Strahlungstemperatur ist deshalb in bezug auf den menschlichen Körper definiert (Fanger [4], ISO 7726 [10]) während die Halbraum-Strahlungstemperatur-Asymmetrie auf ein kleines Flächenelement bezogen ist, ISO 7726 [10], ASHRAE 55-81 [2].

Der Begriff der Halbraum-Strahlungstemperatur, welcher erstmals von McIntyre [11] eingeführt wurde, hängt von der Oberflächentemperatur der Raumbegrenzungen und einem Winkelverhältnis zwischen einem kleinen Flächenelement und den Umgebungs-Oberflächen ab. Da die meisten Baumaterialien einen hohen Emissionsgrad (ϵ) haben, ist es möglich, die Reflexionen außer Betracht zu lassen, d.h. anzunehmen, daß alle Oberflächen im Raum strahlungsmäßig schwarz seien.

Nach Aufteilung der Raum-Oberflächen in n ebene Teilflächen einheitlicher Temperatur kann die folgende Gleichung (1) zur Berechnung der Halbraum-Strahlungstemperatur, t_{pr} , benutzt werden:

$$T_{pr}^4 = T_1^4 \cdot F_{p-1} + T_2^4 \cdot F_{p-2} + \dots + T_n^4 F_{p-n} \quad (1)$$

Darin bedeuten:

T_{pr} = Halbraum-Strahlungstemperatur in K, $t_{pr} + 273^\circ\text{C}$

T_n = Oberflächentemperatur der Oberfläche n in K, $t_n + 273^\circ\text{C}$

F_{p-n} = Winkelverhältnis zwischen einem kleinen Flächenelement und der Oberfläche n

$$\sum F_{p-n} = 1$$

Da die Summe der Winkelverhältnisse gleich 1 ist, ersieht man, daß die vierte Potenz der Halbraum-Strahlungstemperatur gleich dem gewichteten Mittel der vierten Potenzen der Temperaturen sämtlicher Teilflächen ist.

Wenn nur relativ kleine Temperaturunterschiede zwischen den Oberflächen des Raumes vorhanden sind, kann Gleichung (1) durch eine einfache lineare Beziehung angenähert werden.

$$t_{pr} = t_1 F_{p-1} + t_2 F_{p-2} + \dots + t_n F_{p-n} \quad ^\circ\text{C} \quad (2)$$

wobei alle Temperaturen nun in $^\circ\text{C}$ angegeben sind. Mit anderen Worten, die Halbraum-Strahlungstemperatur wird berechnet als die mittlere Strahlungstemperatur aller Teiloberflächen gewichtet mit den zugehörigen Winkelverhältnissen.

Gleichung (2) wird immer einen etwas kleineren Wert für die Halbraum-Strahlungstemperatur ergeben als Gleichung (1), jedoch ist der Unterschied in vielen Fällen gering. Wenn z.B. die Hälfte der Umgebungsflächen ($F_{p-n} = 0,5$) eine um 10 K höhere Oberflächentemperatur hat als die andere Hälfte, so werden die nach Gleichung (1) und Gleichung (2) errechneten Werte nur um $0,2^\circ\text{C}$ voneinander abweichen. Wenn jedoch große Temperaturunterschiede zwischen den einzelnen Teiloberflächen eines Raumes vorhanden sind, kann der Fehler bei Anwendung von Gleichung (2) eine beachtenswerte Größe erreichen. Bei einem Temperaturunterschied von 100 K wird der nach Gleichung (2) berechnete Wert für die Halbraum-Strahlungstemperatur um ca. 10 K zu niedrig sein.

Die Strahlungstemperatur-Asymmetrie wird als Differenz aus den Halbraum-Strahlungstemperaturen der zwei gegenüberliegenden Seiten eines kleinen Flächenelements berechnet.

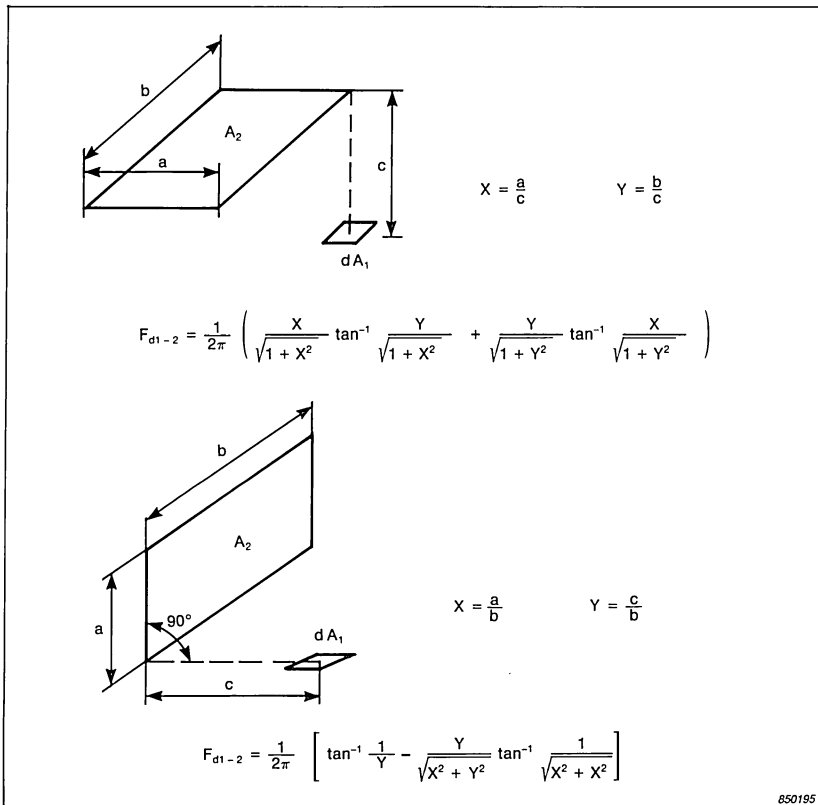


Abb. 1. Gleichungen zur Berechnung des Winkelverhältnisses für ein kleines Flächenelement relativ zu einer bestimmten Raumfläche

Das Winkelverhältnis F_{p-n} läßt sich dann mittels der Gleichungen in Abb.1 oder mit den Diagrammkurven in Abb.2 oder Abb.3 bestimmen, welche alle für rechtwinklige Oberflächen gelten. Mit Hilfe der Gleichungen (1) oder (2) ist es möglich, das Strahlungs-Temperaturfeld in einem typischen Raum zu beschreiben. Die beiden folgenden Beispiele basieren auf diesen Berechnungen.

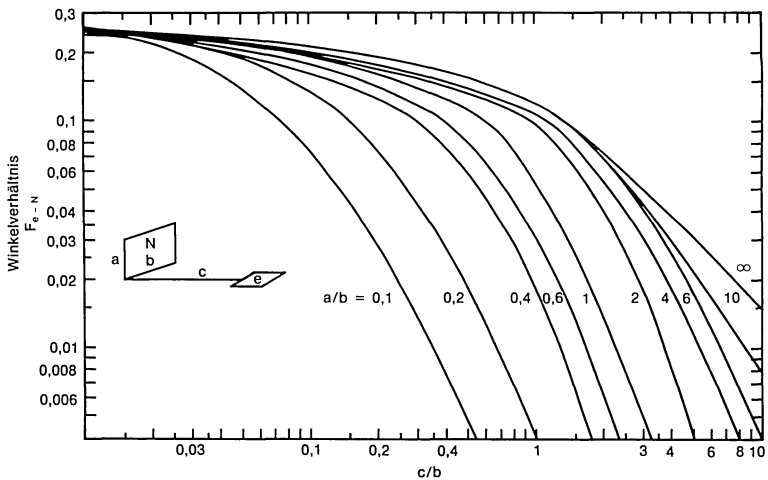


Abb. 2. Diagramm zur Ermittlung des Winkelverhältnisses für ein kleines Flächenelement senkrecht zu einer rechteckigen Oberfläche

Beispiel 1

Angenommen, in einem Raum mit einem isolierverglasten Fenster sind alle Oberflächentemperaturen gleich 20°C , ausgenommen das Fenster, wo nur 8°C vorhanden sind (bei einer angenommenen Außentemperatur von etwa -12°C). Der Raum wird mit Warmluft beheizt, und es sind keine anderen kalten oder warmen Oberflächen im Raum.

Wir wollen nun die Strahlungstemperatur-Asymmetrie bedingt durch ein kaltes Fenster für eine vor dem Fenster sitzende Person bestimmen (Abb.4). Nach ISO 7726 ist die Strahlungstemperatur-Asymmetrie für eine sitzende Person in 0,6m über dem Fußboden zu ermitteln.

Das Winkelverhältnis zwischen einem kleinen Flächenelement parallel zum Fenster in einem Abstand von 0,6m und 0,6m über dem Fußboden läßt sich aus Abb.3 zu $F_{\text{pFenster}} = 0,428$ entnehmen. Da alle anderen Oberflächen eine gleichmäßige Temperatur von 20°C haben und die Summe aller Winkelverhältnisse gleich 1 ist, wird die Halbraum-Strahlungstemperatur in Richtung zum Fenster nach Gleichung (2) berechnet.

$$t_{\text{pr}} = 0,428 \cdot 8^{\circ}\text{C} + (1-0,428) \cdot 20^{\circ}\text{C} = 14,9^{\circ}\text{C}$$

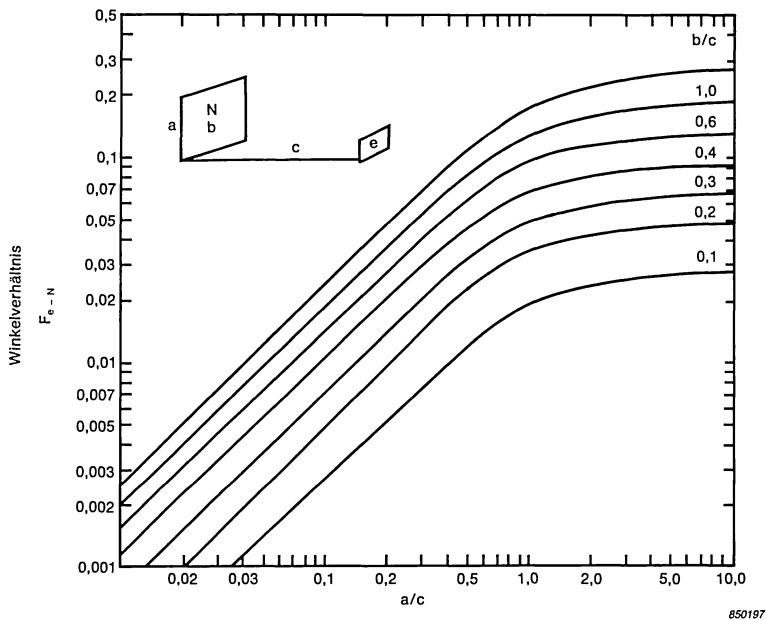


Abb. 3. Diagramm zur Ermittlung des Winkelverhältnisses für ein kleines Flächenelement parallel zu einer rechteckigen Oberfläche

Die Halbraum-Strahlungstemperatur in Richtung Rückwand ist 20°C , weil wir für alle Oberflächen in diesem Halbraum eine gleichmäßige Temperatur von 20°C angenommen haben.

Die Strahlungstemperatur-Asymmetrie (Δt_{pr}) ist gleich der Differenz zwischen den Halbraum-Strahlungstemperaturen in den zwei entgegengesetzten Richtungen.

$$\Delta t_{pr} = 20^\circ\text{C} - 14,9^\circ\text{C} = 5,1^\circ\text{C}$$

Beispiel 2

Nehmen wir nun einmal an, derselbe Raum hat eine geheizte Decke und eine Decken-Oberflächentemperatur von $28,5^\circ\text{C}$. Wie in Beispiel 1 wollen wir ebenfalls die Strahlungstemperatur-Asymmetrie für eine vor dem Fenster sitzende Person errechnen. Wir müssen nun das Winkelverhältnis für ein kleines Flächenelement senkrecht zur Decke ermitteln. Dies geschieht mit Hilfe der Diagrammkurven in Abb.2. Die Halbraum-Strah-

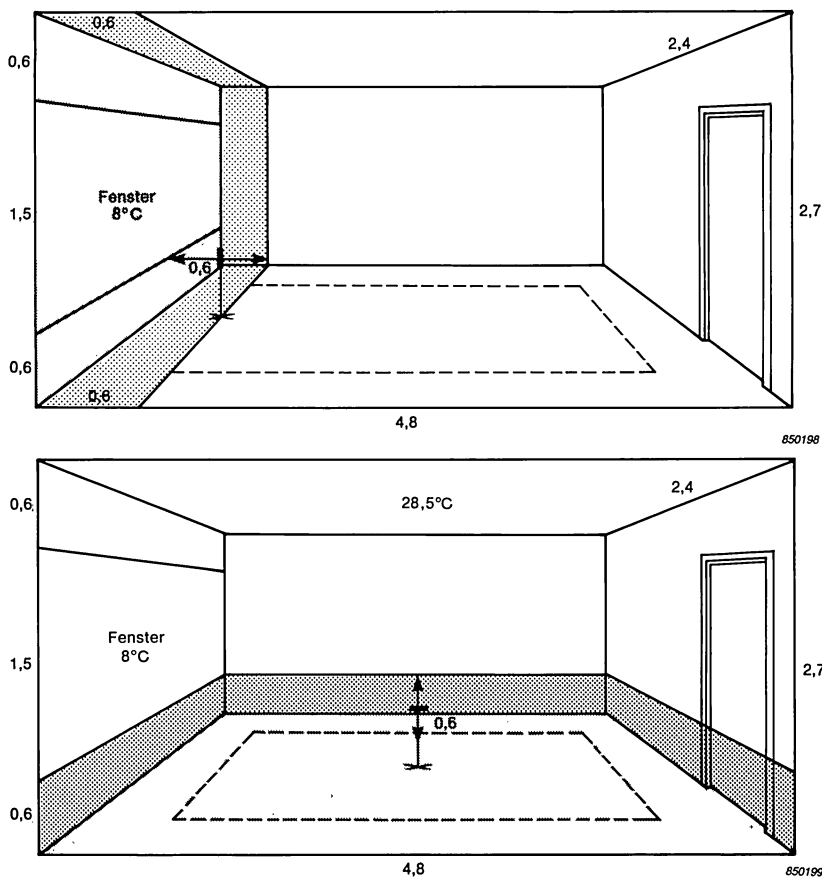


Abb. 4. Raum mit einem Fenster in der Außenwand. Alle Maße in m (Meter)

lungstemperatur in Richtung zum Fenster wird hier durch einen 0,6m breiten Deckenstreifen entlang der Außenwand beeinflusst. Das Winkelverhältnis für diesen Teil der Decke entspricht einem Wert von 0,015. Die Halbraum-Strahlungstemperatur in Richtung Fenster ergibt sich dann nach Gleichung (2).

$$t_{pr} = 0,428 \cdot 8^{\circ}\text{C} + 0,015 \cdot 28,5^{\circ}\text{C} + (1 - 0,428 - 0,015) \cdot 20^{\circ}\text{C} = 15,0^{\circ}\text{C}$$

Die Halbraum-Strahlungstemperatur in Richtung Rückwand ist ebenfalls durch die Decke beeinflusst, die nun eine andere Oberflächentemperatur (28,5°C) aufweist als die anderen Oberflächen dieses Halbraumes (20°C). Das Winkelverhältnis für diesen Teil der Decke ergibt sich zu 0,13.

Die Halbraum-Strahlungstemperatur in Richtung Rückwand errechnet sich dann zu

$$t_{pr} = 0,13 \cdot 28,5^{\circ}\text{C} + (1-0,13) \cdot 20^{\circ}\text{C} = 21,1^{\circ}\text{C}$$

Damit beträgt die Strahlungstemperatur-Asymmetrie

$$\Delta t_{pr} = 21,1^{\circ}\text{C} - 15,0^{\circ}\text{C} = 6,1^{\circ}\text{C}$$

Mit einer geheizten Decke besteht auch eine Strahlungstemperatur-Asymmetrie relativ zu einer horizontalen Ebene. Die Asymmetrie wird für das Zentrum des Raumes relativ zu einem kleinen Flächenelement 0,6m über dem Fußboden mit Hilfe der Gleichungen in Abb.1 berechnet.

Die Halbraum-Strahlungstemperatur in Richtung zur Decke wird nach Gleichung (2) berechnet. Das Winkelverhältnis zwischen Decke und dem kleinen Flächenelement (0,419) wird aus den Kurven in Abb.3 gewonnen. Das Winkelverhältnis zwischen Fenster und dem kleinen Flächenelement (0,039) ist den Kurven in Abb.2 zu entnehmen.

$$t_{pr} = 0,039 \cdot 8^{\circ}\text{C} + 0,419 \cdot 28,5^{\circ}\text{C} + (1-0,039-0,419) \cdot 20^{\circ}\text{C} = 23,1^{\circ}\text{C}$$

In Richtung zum Fußboden haben alle Raumbooberflächen eine Temperatur von 20°C, d.h. die Halbraum-Strahlungstemperatur in Richtung Fußboden ist ebenfalls 20°C.

Die Strahlungstemperatur-Asymmetrie ist dann

$$\Delta t_{pr} = 23,1 - 20,0 = 3,1^{\circ}\text{C}$$

Diese Beispiele zeigen, wie die Strahlungstemperatur-Asymmetrie in einem Raum berechnet werden kann. Später werden wir erfahren, wie diese Parameter direkt gemessen werden können.

Örtliches thermisches Unbehagen infolge Strahlungstemperatur-Asymmetrie

Verschiedene Studienarbeiten über den Einfluß asymmetrischer Strahlungstemperatur-Verteilung auf das Wohlbefinden des Menschen sind bereits in der einschlägigen Fachliteratur veröffentlicht worden (McIntyre und Griffiths [12, 13, 14, 17], Chrenko [15], McNall und Biddison [16], Olesen et al. [18]). Alle diese Studien wurden mit sitzenden Personen durchgeführt. Alle Empfehlungen in den existierenden Standards (ISO 7730, ASHRAE 55-81) basieren auf Untersuchungen, die an der Technischen Universität von Dänemark durchgeführt und von Professor Fanger et al. [19, 20, 21, 22] veröffentlicht wurden. In den Standards sind nur Richtlinien bezüglich der Strahlungstemperatur-Asymmetrie in Räumen mit einer warmen Deckenoberfläche (geheizte Decke) und einer vertikalen kalten Oberfläche (Fenster) enthalten.

Um eine Beziehung zwischen der Strahlungstemperatur-Asymmetrie und der Empfindung von Unbehagen herauszufinden, wurde eine Serie von Experimenten mit Menschen in einer Klimakammer durchgeführt.

Die Personen wurden mit normaler Kleidung ($\sim 0,6$ clo) in sitzender Stellung einmal einer warmen Decke, zum anderen einer seitlichen, kalten vertikalen Oberfläche ausgesetzt. Während des Experiments wurde dann die Strahlungstemperatur-Asymmetrie vergrößert durch Erhöhen der Deckentemperatur oder Verringern der Fenstertemperatur. Alle anderen Oberflächen in der Klimakammer wurden auf Lufttemperatur gehalten. Eine Änderung der Temperatur an der warmen oder kalten Oberfläche beeinflusste auch die mittlere Strahlungstemperatur und damit das allgemeine Wärmeempfinden der Personen. Diese wurde jedoch durch Änderung der Lufttemperatur entsprechend den Wünschen der Testpersonen kompensiert. Auf diese Weise bestand für alle eine thermische Neutralität, die nur durch das Unbehagen infolge der erhöhten Strahlungstemperatur-Asymmetrie gestört wurde.

Die Testpersonen gaben ihr subjektives Urteil über ihr Wohlbefinden zu Protokoll, woraus dann eine Beziehung zwischen der Strahlungstemperatur-Asymmetrie und der Anzahl der Personen, die sich unbehaglich fühlten, abgeleitet werden konnte. Die Ergebnisse sind in Kurvenform für eine warme Deckenoberfläche in Abb.5 und für eine kalte vertikale Oberfläche in Abb.6 zu sehen. Hierbei ist allerdings zu beachten, daß diese prozentuale Anzahl thermisch Unzufriedener nichts zu tun hat mit dem PPD-Index, welcher eine Voraussage über den prozentualen Anteil der Menschen erlaubt, die mit einer gegebenen allgemeinen Wärme- oder Kältesituation unzufrieden sein werden.

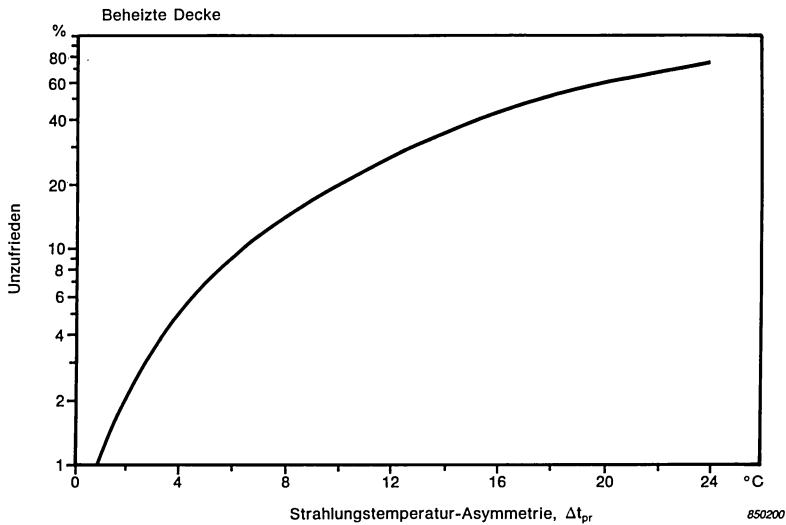


Abb. 5. Prozentuale Unzufriedenheit als Funktion der Strahlungstemperatur-Asymmetrie von einer geheizten Decke

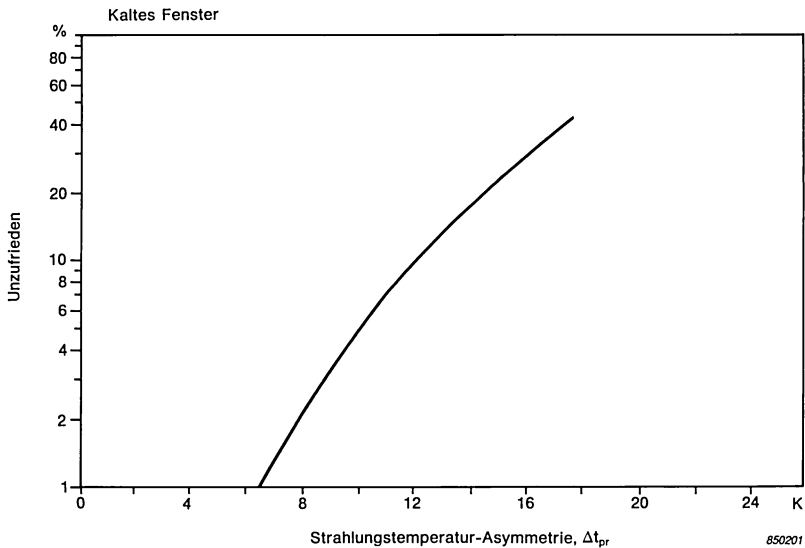


Abb. 6. Prozentuale Unzufriedenheit als Funktion der Strahlungstemperatur-Asymmetrie von einem kalten Fenster/Wand

In allen Experimenten waren die Testpersonen in einem für sie thermisch neutralen Klima, und der dabei ermittelte Prozentsatz Unzufriedener ist nur in Beziehung mit der örtlichen Strahlungstemperatur-Asymmetrie zu setzen. Es ist wichtig zu betonen, daß der Prozentsatz der Personen, die sich örtlich thermisch unbehaglich fühlen und der Prozentsatz der Personen, die sich unbehaglich fühlen, kalt oder warm (PPD-Wert), nicht addiert und gleich der Gesamtzahl thermisch Unzufriedener gesetzt werden kann.

In Abb.5 und Abb.6 läßt sich ersehen, daß Menschen empfindlicher gegenüber Strahlungstemperatur-Asymmetrie infolge einer warmen Deckenoberfläche sind als infolge einer kalten vertikalen Oberfläche (Fenster). Der Einfluß einer kalten Deckenoberfläche und einer warmen senkrechten Fläche wurde ebenfalls von Professor Fanger et al. [22] untersucht. Dabei stellte sich heraus, daß die Testpersonen sehr unempfindlich gegenüber einer solchen Form von Strahlungstemperatur-Asymmetrie waren. Deshalb wurde entschieden, dafür keinerlei Richtlinien oder Grenzwerte für die Strahlungstemperatur-Asymmetrie bedingt durch eine kalte Deckenoberfläche und einer warmen senkrechten Fläche einzuführen, weil dadurch in einer moderaten thermischen Umgebung praktisch keinerlei Probleme verursacht werden.

Die folgenden Empfehlungen wurden in ISO 7730, ASHRAE 55-81 und NKB-Richtlinien aufgenommen:

Die Strahlungstemperatur-Asymmetrie von Fenstern oder anderen vertikalen kalten Oberflächen soll kleiner als 10°C sein (bezogen auf eine kleine senkrechte Fläche in 0,6m über dem Fußboden).

Die Strahlungstemperatur-Asymmetrie von einer warmen (geheizten) Decke soll kleiner als 5°C sein (bezogen auf eine kleine horizontale Fläche in 0,6m über dem Fußboden).

Diese Empfehlungen gelten für Menschen mit leichter und überwiegend sitzender Tätigkeit. Es gibt bisher keine Resultate für Menschen mit anstrengenderen Tätigkeiten. Die Praxis zeigt jedoch, daß Menschen mit anstrengenden Tätigkeiten sehr unempfindlich gegenüber Strahlungstemperatur-Asymmetrie sind und deshalb auch größere Abweichungen akzeptieren.

Wie aus Abb.5 zu sehen, liegt die Grenze für thermische Unzufriedenheit infolge Strahlungstemperatur-Asymmetrie durch eine warme Deckenoberfläche bei ca. 7%, während die Grenze für eine kalte Oberfläche bei nur ca. 5% liegt.

Messung der Strahlungstemperatur-Asymmetrie

Wie bereits vorher beschrieben, kann die Strahlungstemperatur-Asymmetrie durch Messen aller Oberflächentemperaturen der Raumbegrenzungen und Berechnung der entsprechenden Winkelverhältnisse bestimmt werden. Dies ist jedoch häufig sehr zeitaufwendig und ungenau. Es ist deshalb zu empfehlen, eine Direktmessung zu machen. Das ist mit dem Raumklima-Analysator Typ 1213 möglich, der am Ende dieses Heftes näher beschrieben wird. Das Gerät enthält unter anderem einen speziellen Sensor mit zwei Wandlern, welche die Strahlungstemperaturen zweier sich gegenüberliegender Halbräume gleichzeitig messen. Die Differenz aus den beiden gemessenen Halbraum-Strahlungstemperaturen ist die Strahlungstemperatur-Asymmetrie, die auf dem Gerät angezeigt wird. Der Sensor basiert auf dem Prinzip eines reflektierenden Goldplättchens und einer wärmeabsorbierenden Scheibe (schwarz gestrichen), welche unterschiedlich durch die Strahlung der Umgebungs-Oberflächen beeinflusst werden. In ISO 7726 sind sowohl die Meßgenauigkeit als auch die Meßpunkte spezifiziert. Die empfohlenen Meßbereiche und Genauigkeitsgrenzen sind in Tabelle 1 angegeben. Soll der Einfluß der Strahlungstemperatur-Asymmetrie auf eine sitzende Person gemessen werden, so sollte der Sensor in Bauchhöhe, d.h. 0,6m über dem Fußboden und 1,1 m über dem Fußboden für eine stehende Person, positioniert werden.

Thermische Umgebung	Meßbereich °C	Genauigkeit		Bemerkungen
		Spezifiziert °C	Wünschenswert °C	
Moderat	0 – 20	± 1	$\pm 0,5$	Ansprechzeit so kurz wie möglich
Kalt und heiß	0 – 20 20 – 200	± 2 $\pm 0,1 \cdot \Delta t_{pr}$	± 1 $\pm 0,05 \cdot \Delta t_{pr}$	Ansprechzeit so kurz wie möglich

T00490D0

Tabelle 1. Meßbereiche und Genauigkeitstoleranzen für die Messung der Strahlungstemperatur-Asymmetrie

3. Zugluft

Zugluft ist definiert als unerwünschte örtliche Abkühlung des menschlichen Körpers durch Luftbewegung. Zugluft ist in der Praxis nicht nur ein ernstes Problem in vielen klimatisierten Gebäuden sondern auch in Autos, Eisenbahnzügen und Flugzeugen. Zugluft ist einer der zwei stärksten Umweltfaktoren an industriellen Arbeitsplätzen und der am meisten störende Faktor in Büros (Bolinder et al. [24], Arbejdsmiljøgrup-

pen [23]). Wenn Menschen Zugluft empfinden, resultiert dies meist in der Forderung nach höherer Lufttemperatur im Raum oder in dem Wunsch zum Abschalten der Klimaanlage.

Das folgende Kapitel beschreibt die neuesten Untersuchungen über Zugluft und wie gemessen werden soll.

Örtliches Unbehagen infolge Zugluft

In mehreren Situationen wurde der Wärmeverlust des ganzen menschlichen Körpers infolge Konvektion als Funktion der Luftgeschwindigkeit untersucht. Dies ist eine wichtige Voraussetzung, um einen Wärmeausgleich für den menschlichen Körper herstellen und das Wärmeempfinden des ganzen Körpers vorhersagen zu können (Fanger [4]). Aber eine solche Information ist nur von begrenztem Wert für die Vorhersage eines örtlichen Unbehagens als Folge von Zugluft. Eine Person kann sich sehr

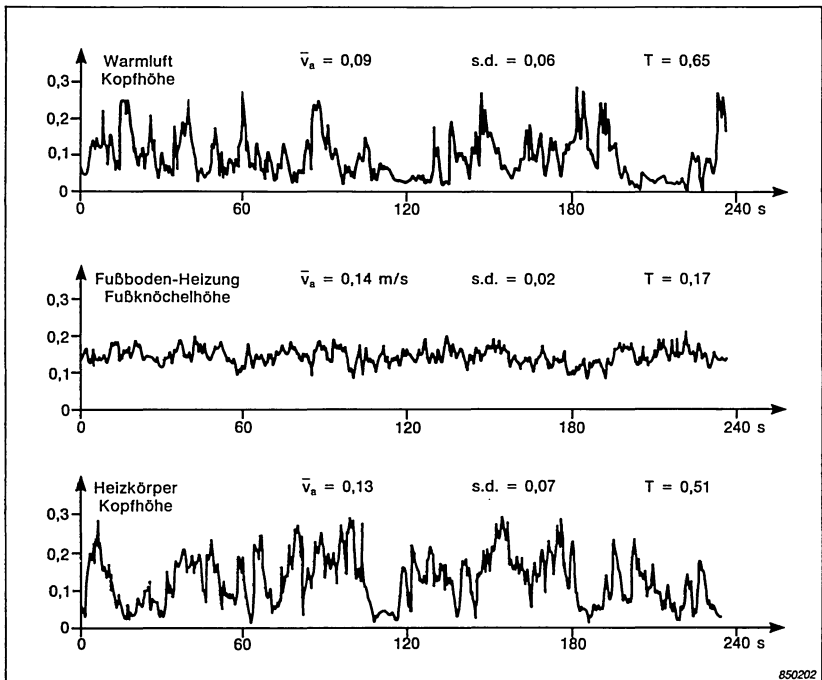


Abb. 7. Aktuelle Luftgeschwindigkeiten, in einem Raum gemessen, in dem unterschiedliche Heizsysteme installiert waren

wohl insgesamt thermisch neutral fühlen, bis eine unerwünschte Abkühlung eines Körperteils infolge Zugluft diese thermische Neutralität stört.

Es gibt bisher nur einige wenige spezielle Studien über Zugluft. Houghton [28] machte Untersuchungen mit zehn männlichen Testpersonen, die er einem Luftstrom mit konstanten Luftgeschwindigkeiten auf den Rücken, in den Nacken und auf die Fußgelenke (Knöchelbereich) aussetzte. McIntyre [29] benutzte eine ähnliche Methode, wobei er die Kopfregion der Testpersonen einem Luftstrom mit verschiedenen konstanten Luftgeschwindigkeiten aussetzte. Aber in klimatisierten Räumen schwankt die Luftgeschwindigkeit und ist niemals konstant. Abb.7 zeigt Beispiele gemessener Luftgeschwindigkeiten. Im Falle einer Fußbodenbeheizung wird die Luftgeschwindigkeit in Fußbodennähe durch nach unten fallende kalte Luft oder Luftinfiltration von einem Fenster beeinflusst. Die Änderungen sind, wie zu sehen, sehr klein. Eine andere Messung stammt von einem Raum, der durch einen Heizkörper unter dem Fenster beheizt wurde. Die Luftgeschwindigkeit wurde in Kopfhöhe einer nahe beim Fenster sitzenden Person gemessen. Hier sind die Schwankungen der Luftgeschwindigkeit viel größer. Die Ursache dafür ist eine sehr turbulente Mischung aus vom Fenster nach unten fallender

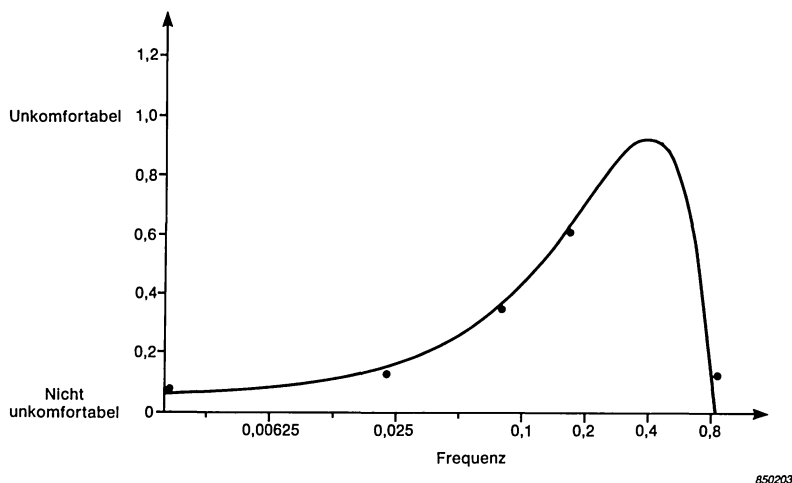


Abb. 8. Mittelwerte des Unbehaglichkeitsgrades von 16 Testpersonen, die einem Luftstrom mit schwankender Luftgeschwindigkeit ausgesetzt waren, als Funktion der Änderungsfrequenz. Mittlere Luftgeschwindigkeit: 0,3 m/s

kalter Zugluft und aufsteigender Warmluft vom Heizkörper. Fanger und Pedersen [30] setzten ihre Testpersonen einem periodisch schwankenden Luftstrom aus, der auf den Rücken, den Nacken oder den Fußknöchelbereich gerichtet war. Dabei hat sich gezeigt, daß ein schwankender Luftstrom mehr Unbehaglichkeit erzeugt als ein konstanter Luftstrom. Abb.8 zeigt das Empfinden thermischer Unbehaglichkeit als Folge von Zugluft mit schwankender Luftgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Änderungsfrequenz.

In realen Räumen werden die sich dort aufhaltenden Menschen keiner genau definierten, periodisch schwankenden Luftgeschwindigkeit ausgesetzt. Die Schwankungen in der Praxis sind vielmehr stochastischer Natur. In einer Feldstudie, die von Thorshauge [31] in Kopenhagen durchgeführt wurde, ist die Luftgeschwindigkeit in 12 typisch klimatisierten Räumen bestimmt worden. Die Geschwindigkeitsschwankungen in der Aufenthaltszone konnten durch die Standardabweichung der Luftgeschwindigkeit beschrieben werden (Abb.9). Bei diesen Untersuchungen hat sich außerdem ergeben, daß nur eine Meßdauer von höchstens 3 Minuten erforderlich ist, um eine repräsentative mittlere Luftgeschwindigkeit und entsprechende Standardabweichung abschätzen zu können.

An der Technischen Hochschule von Dänemark wurde kürzlich eine Studie von Christensen et al. [32, 55] durchgeführt mit dem Zweck, die Forschungsbasis festzulegen, die erforderlich ist, um die Reaktion von Menschen auf Luftgeschwindigkeitsschwankungen vorhersagen zu können, wie sie in der Praxis vorkommen. Ein wichtiges Ziel dieser Studie war es, den prozentualen Anteil der Menschen festzustellen, die Zugluft empfinden, wenn sie einem Luftstrom mit gegebener Luftgeschwindigkeit ausgesetzt sind.

Es wurde entschieden, 100 Personen wechselnden Luftgeschwindigkeiten auszusetzen, wobei steigende mittlere Geschwindigkeiten bis zu 0,4 m/s zur Anwendung kamen. Jede Testperson wurde dann über drei Experimente bei Lufttemperaturen von 20, 23 und 26°C beobachtet. Ziel war es, die Testperson insgesamt bei allen Temperaturen nur durch Modifikation der Kleidung thermisch neutral zu halten. Eine derartige Anpassung der Kleidung geschieht wahrscheinlich in den meisten Fällen auch in der Praxis. Es war wesentlich, daß die Testperson im „Experimentierraum“ Luftgeschwindigkeitsschwankungen ausgesetzt war, die für klimatisierte Räume typisch sind, wie von Thorshauge [31] festgestellt. Abb.9 zeigt, daß die Luftgeschwindigkeitsschwankungen im Experimentierraum sehr gut mit den im Feldversuch gemessenen übereinstimmten. Seit in einer früheren Studie [30] festgestellt worden war, daß der Mensch am emp-

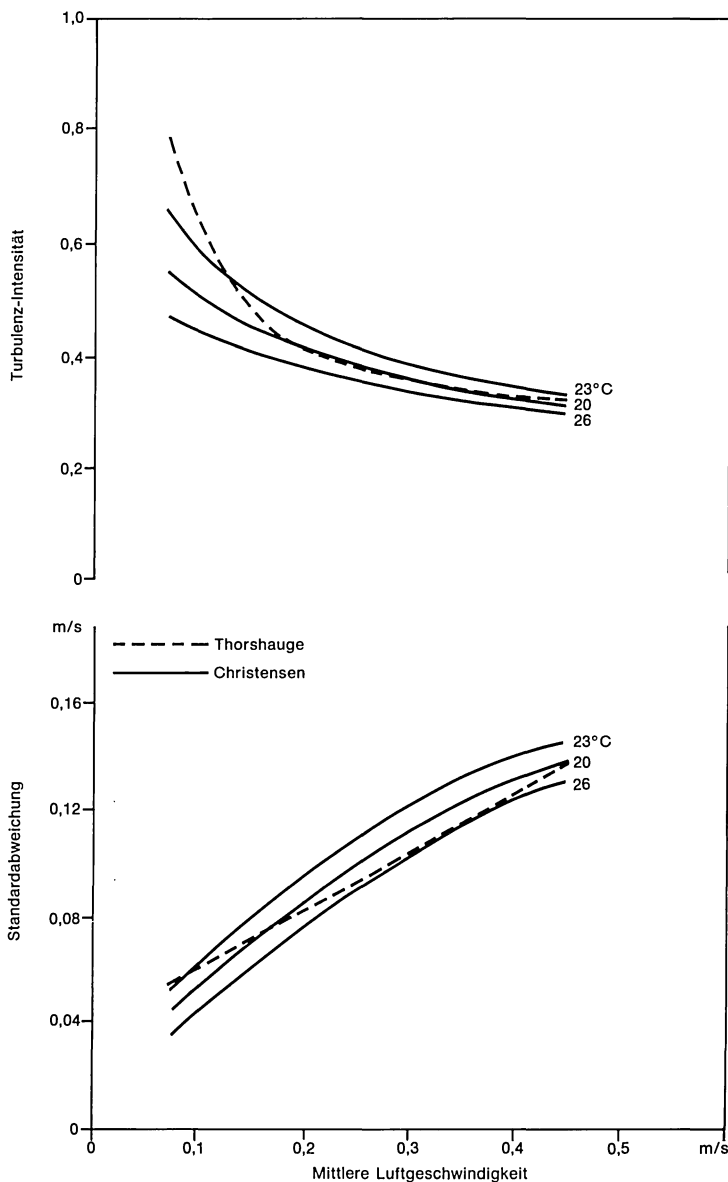
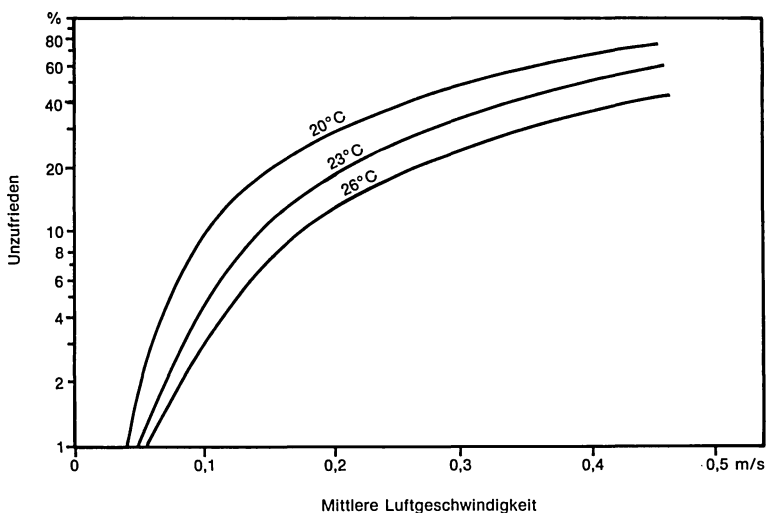


Abb. 9. Beziehung zwischen mittlerer Luftgeschwindigkeit und Turbulenzintensität für die im Feldversuch gemessenen Werte und für die bei den Untersuchungen mit Personen benutzten Luftgeschwindigkeiten

findlichsten gegen Luftgeschwindigkeiten ist, die von hinten kommen, wurde die Hauptflußrichtung im Experimentierraum ebenfalls von hinten auf die Testperson ausgerichtet.

Abb.10 zeigt den prozentualen Anteil der Testpersonen, die Zugluft in der Kopfregion verspürten, als Funktion der mittleren Luftgeschwindigkeit im Nacken an. Die Kopfregion umfaßt Kopf, Nacken, Schultern und Rücken. Es zeigte sich außerdem, daß die Lufttemperatur einen beachtlichen Einfluß auf den prozentualen Anteil der Unzufriedenen hatte. Es konnten keine nennenswerten Unterschiede zwischen männlichen und weiblichen Testpersonen hinsichtlich der Reaktion auf Zugluft festgestellt werden.

Wie bereits erwähnt, wurden die Versuche mit unterschiedlicher Bekleidung der Testpersonen durchgeführt, um die thermische Neutralität der Testpersonen bei allen drei angewendeten Lufttemperaturen aufrecht zu erhalten. Sie trugen normale Sommer- und Winterbekleidung, d.h. daß nur die Kopfregion, die Hände und in einigen Fällen die Unterarme und die Fußknöchel unbedeckt waren. Unter diesen unbedeckten Körperpartien stellte sich die Kopfregion als am empfindlichsten heraus. Die Daten in Abb.10 sind deshalb nur für Personen anwendbar, die normale Hauskleidung tragen und leichte, hauptsächlich sitzende Tätigkeiten ausüben. Personen mit anstrengenderen Tätigkeiten sind nicht so empfindlich



850205

Abb. 10. Prozentuale Unzufriedenheit als Funktion der mittleren Luftgeschwindigkeit

gegen Zugluft. Es gibt auch bis jetzt noch keine experimentell ermittelten Daten für Personen mit höheren Aktivitäten.

In den existierenden Standards werden Grenzwerte für die mittlere Luftgeschwindigkeit empfohlen. Diese Grenzwertkurven zeigt Abb.11. ISO 7730, ASHRAE 55–81 und die NKB-Richtlinien haben diesen Grenzwerten zugestimmt, sie sind jedoch in zwei Jahreszeit-abhängige Forderungen aufgeteilt:

Leichte, überwiegend sitzende Tätigkeiten während des Winters (Heizperiode), d.h. Wirktemperatur zwischen 20 und 24°C

Mittlere Luftgeschwindigkeit, v_a kleiner als 0,15 m/s

Leichte, überwiegend sitzende Tätigkeiten während des Sommers (Kühlungsperiode), d.h. Wirktemperatur zwischen 23 und 26°C

Mittlere Luftgeschwindigkeit, v_a kleiner als 0,25 m/s

Bei höheren Luftgeschwindigkeiten kann sich ein Gewinn durch den Kühlungseffekt einer erhöhten Luftgeschwindigkeit ergeben. Dafür wurde in ASHRAE 55–81 eine erweiterte Sommerzone eingeführt, die Luftgeschwindigkeiten bis zu 0,8 m/s erlaubt (siehe Abb.11).

Die in der deutschen Norm DIN 1946 [33] angegebenen Grenzwerte sind ebenfalls Abb.11 zu entnehmen. Diese Grenzwerte liegen im gleichen Bereich wie die zwei Grenzwerte in ISO 7730. Es scheint jedoch etwas widersprüchlich, zwei unterschiedliche Grenzwerte für den Temperaturbereich von 23 bis 24°C anzugeben, wie dies in ISO, ASHRAE und NKB der Fall ist.

Abb.11 enthält auch die Ergebnisse der vorhin beschriebenen Untersuchungen als Linien unterschiedlich gestufter prozentualer Anteile Unzufriedener. Die in DIN 1946 angegebenen Grenzwerte sind in guter Übereinstimmung mit der Linie für 20% Unzufriedener. Die Grenzwerte der anderen Standards resultieren in Anteilen zwischen 10% und 25% Unzufriedener. Es ist wichtig zu betonen, daß die dabei zugrunde liegende Luftgeschwindigkeit auf einem über 3 min gemittelten Wert basiert, so daß die maximale Luftgeschwindigkeit sehr viel höher als die angegebenen Grenzwerte sein kann. Bei den Versuchen fiel auf, daß gerade bei sehr geringen Luftgeschwindigkeiten (0,1 bis 0,2 m/s) ein

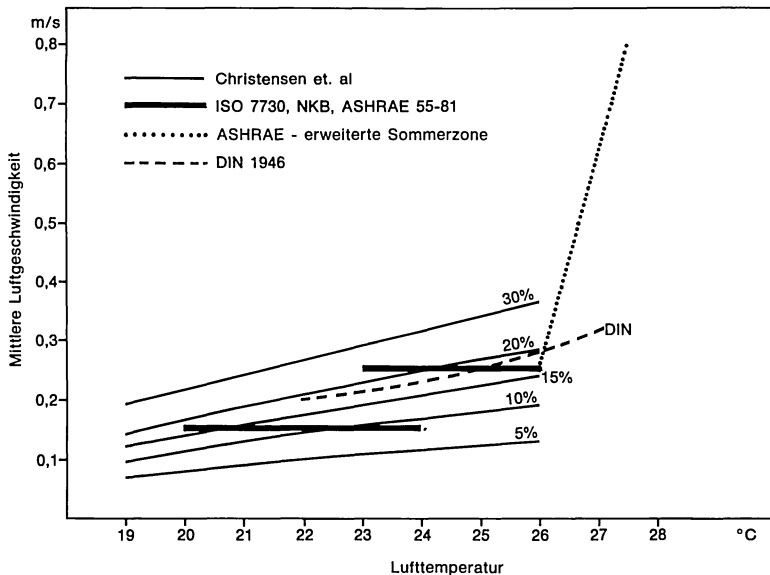


Abb. 11. Vergleich empfohlener Grenzwerte für Luftgeschwindigkeiten aus den existierenden Standards (ISO, DIN, ASHRAE, NKB) mit den Untersuchungsergebnissen von Christensen et al. [32]

überraschend hoher Anteil Unzufriedener festzustellen war, was nur durch den Effekt der Luftgeschwindigkeitsschwankungen erklärt werden kann.

Der Grund dafür, warum ein unruhiger Luftstrom störender als ein gleichmäßiger ist, kann in den durch die Luftgeschwindigkeitsfluktuationen hervorgerufenen Temperaturänderungen der Haut liegen. Nach Hensel [34] löst die Wechselrate der Hauttemperatur Signale zum Gehirn aus. Diese unerwünschten Warnsignale könnten vielleicht als Erklärung für örtliche Unbehaglichkeitsempfindung infolge schwankender Luftgeschwindigkeiten (Zugluft) gelten.

Diese Theorie wurde näher durch Madsen [35, 36, 37] untersucht. Er simulierte die menschliche Haut einschließlich der Temperatursensoren mit einem elektronischen Analog-Rechner [35]. In dem elektrischen Modell wird die Temperatur durch die Spannung simuliert, der Wärmefluß durch den Strom. Die Wärmespeicherefähigkeit (thermische Kapazität) entspricht einer elektrischen Kapazität und der Wärmewiderstand einem

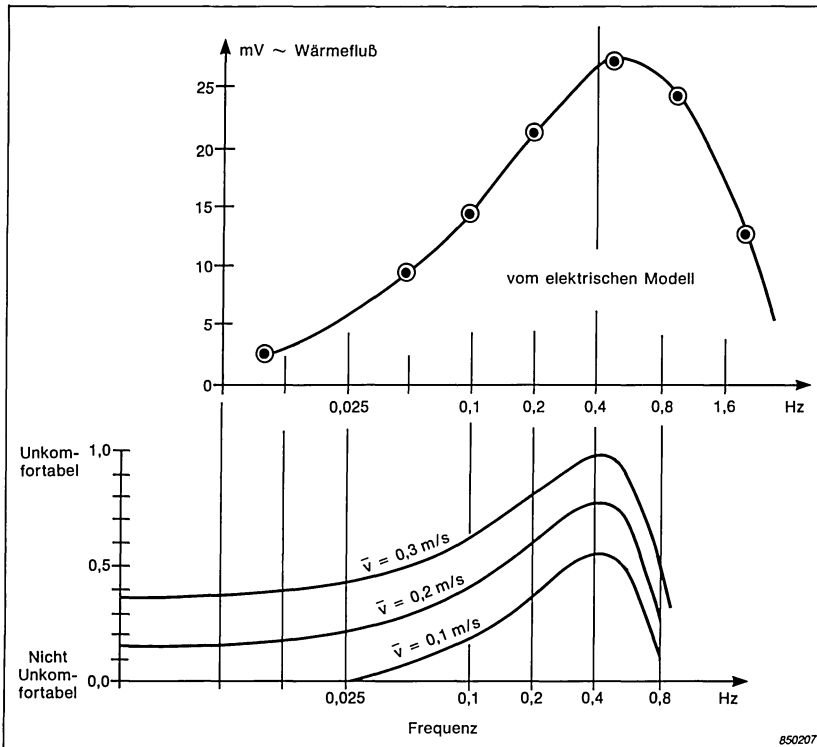


Abb. 12. Vergleich zwischen dem von den Wärmerezeptoren bewirkten maximalen Wärmestrom in der Haut und den Untersuchungsergebnissen von Fanger und Pedersen [30] über das Empfinden von Zugluft bei unterschiedlicher Schwankungsfrequenz der Luftbewegungen

elektrischen Widerstand. Im elektrischen Modell wird der maximale Wärmefluß durch die Rezeptoren bestimmt, wenn die Haut durch eine Reihe sinusförmiger Geschwindigkeitsänderungen mit konstanter Amplitude aber unterschiedlicher Frequenz angeregt wird. In Abb.12 sind die Ergebnisse von Fanger und Pedersen [30] zusammen mit den vom elektrischen Modell gewonnenen Ergebnissen zu sehen. Die Form der Kurven ist weitgehend identisch, alle haben ein Maximum bei ungefähr 0,5 Hz. Dieses Resultat bestätigt die Theorie, daß eine örtliche Abkühlung am Körper Unbehaglichkeit erzeugt, wenn der Wärmefluß durch die Haut einen bestimmten Grenzwert übersteigt. Mit anderen Worten, die

Temperatur-Rezeptoren senden so viele Impulse zum Gehirn, daß sie Unbehaglichkeit verursachen. Die gleiche Theorie und das elektrische Modell wurde auch bei beschriebenen Untersuchungen von Christensen et al. [32] über die Auswirkungen von Zugluft infolge schwankender Luftgeschwindigkeit benutzt. Mit Hilfe des elektrischen Modells wurde die gleichmäßige Luftgeschwindigkeit (konstante Spannung) ermittelt, die den gleichen Wärmefluß ergeben würde, wie er durch die Temperatur-Rezeptoren der Haut durch eine natürlich fluktuierende Luftgeschwindigkeit erzeugt werden würde. Während der Untersuchungen mit Testpersonen waren diese Geschwindigkeiten als Spannungssignal mittels Magnetbandgerät aufgezeichnet worden.

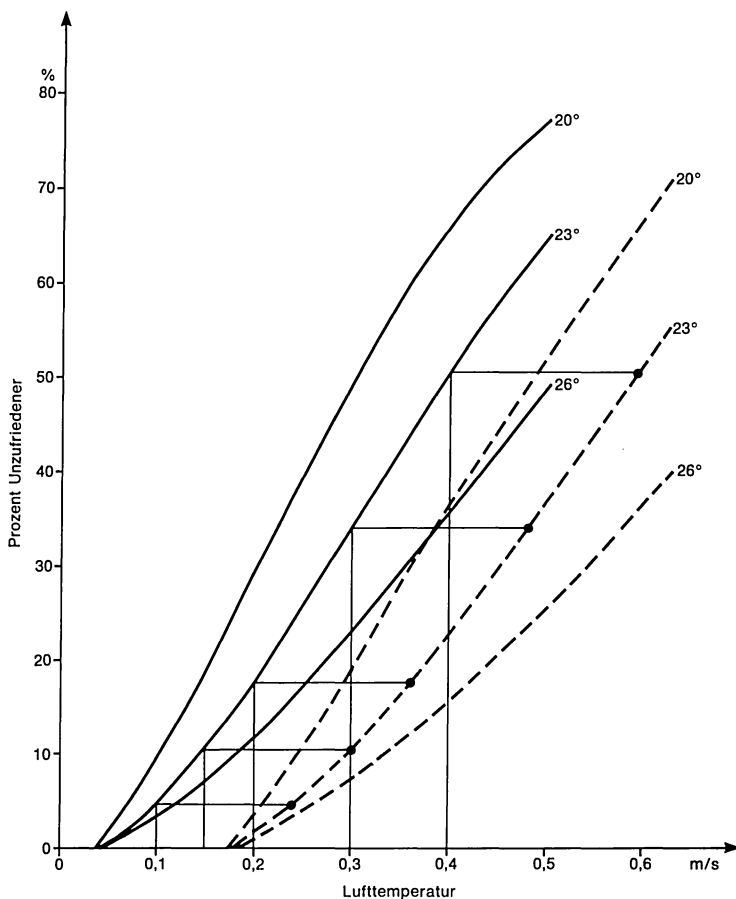
In Tabelle 2 sind die Mittelwerte für fünf verschiedene fluktuierende Luftgeschwindigkeiten, die bei den Personentests benutzt wurden sowie die über das elektrische Modell ermittelten äquivalenten konstanten Luftgeschwindigkeiten aufgeführt, die den gleichen Wärmefluß in der Haut erzeugen würden. Abb.13 zeigt die Korrelation zwischen mittlerer Luftgeschwindigkeit und prozentuaalem Anteil unzufriedener Personen für drei verschiedene Lufttemperaturen. In der gleichen Abbildung sind auch die im elektrischen Modell ermittelten konstanten Luftgeschwindigkeiten illustriert, die - wenn die Hypothese richtig ist - den gleichen prozentualen Anteil unzufriedener Personen ergeben würde. Die Resultate des Personentests (Abb.13) zeigen, daß eine mittlere Luftgeschwindigkeit von 0,15m/s bei 23°C einen Anteil von etwa 10% unzufriedener Personen ergibt. Die gleiche Zahl wird erreicht, wenn Menschen statt dessen einem gleichmäßigen Luftstrom mit 0,3m/s ausgesetzt werden.

Diese Theorie ist sehr interessant und kann evtl. eine Methode zur Berechnung der Unbehaglichkeit als Folge von Zugluft mit schwankender Luftgeschwindigkeit sein. In den existierenden Normen und Richtlinien basieren die empfohlenen Grenzwerte alle auf einer mittleren Luftgeschwindigkeit. Vor einigen Jahren jedoch wurde in einem Entwurf zu der

Aktuelle mittlere Luftgeschwindigkeit m/s	Äquivalente konstante Luftgeschwindigkeit m/s
0,10	0,24
0,15	0,30
0,22	0,36
0,29	0,45
0,40	0,60

T00655D0

Tabelle 2. Aktuelle mittlere Luftgeschwindigkeiten und äquivalente konstante Luftgeschwindigkeiten



850208

Abb. 13. Korrelation zwischen mittlerer Luftgeschwindigkeit und prozentualer Unzufriedenheit bei drei verschiedenen Temperaturen. Die durchgezogenen Kurven stammen von Christensen et al. [32]. Die gestrichelten Kurven stellen die gleichmäßige Luftgeschwindigkeit dar, welche den gleichen prozentualen Anteil Unzufriedener ergeben würde. Die beiden Kurven für 23°C sind auch in Tabelle 2 aufgelistet

neuen DIN 1946 vorgeschlagen, die Grenzwerte für Zugluft durch die Angabe der mittleren Luftgeschwindigkeit plus einer Standardabweichung festzusetzen. Damit wären die Luftgeschwindigkeitsschwankungen

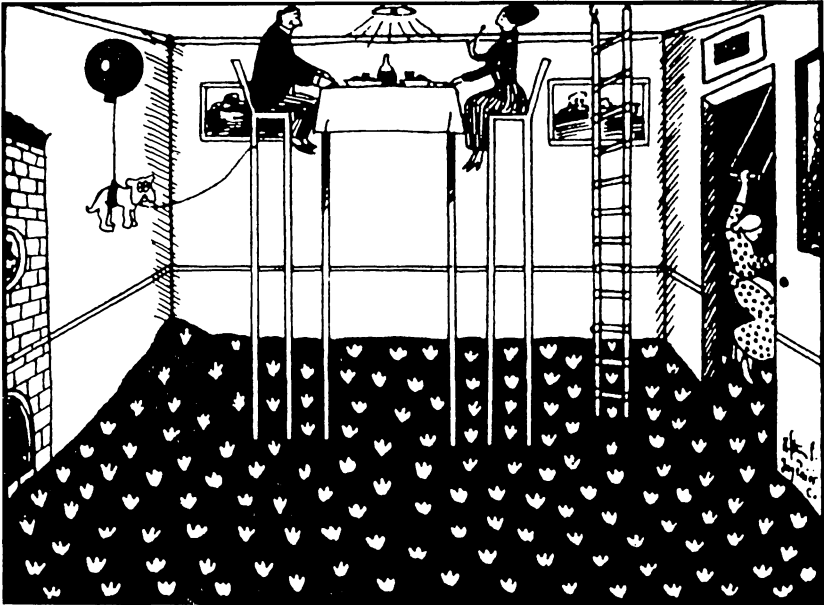
durch die Standardabweichung in gewisser Weise berücksichtigt worden. Dieser Vorschlag wurde jedoch nicht akzeptiert. Es besteht aber eine Notwendigkeit für weitere Studien über Zugluft und insbesondere darüber, wie der Einfluß der Luftgeschwindigkeitsfluktuation für die Praxis quantifiziert werden soll. Bisher ist nur in ISO 7726 eine Empfehlung enthalten, auch die Standardabweichung zu messen und als Maß für die Fluktuation zu benutzen.

Messung der Luftgeschwindigkeit

Die Messung der Luftgeschwindigkeit ist äußerst schwierig und es gibt nur wenige Meßgeräte, mit denen man sehr geringe Luftgeschwindigkeiten exakt messen kann. Wie aus dem vorigen Kapitel zu erkennen war, besteht ein Bedürfnis nach Meßgeräten, welche noch Luftgeschwindigkeiten von nur 0,05 m/s und Geschwindigkeitsänderungen von 1 Hz genau messen und auf der Basis einer 3 Minuten-Messung einen mittleren Luftgeschwindigkeitswert und die entsprechende Standardabweichung ausgeben. In ISO 7726 sind diese Anforderungen spezifiziert und hier in Tabelle 3 wiedergegeben. Eine weitere Forderung besagt, daß der Sensor eine Kugelcharakteristik haben soll, d.h. die Messung der Luftgeschwindigkeit soll korrekt sein unabhängig von der Richtung relativ zum Sensor (mit Ausnahme eines kleinen Winkels um den Befestigungspunkt des Sensors). Wenn man beispielsweise einen heißen Draht als Sensor benutzt, ist es sehr wichtig, diesen Draht senkrecht zum Luftstrom zu halten. Dies kann insbesondere für niedrige Luftgeschwindigkeiten sehr schwierig sein, weil die Richtung des Luftstroms häufig wechseln kann. Dies trifft auch für Flügelrad-Anemometer zu und in gleicher Weise auch für einen geheizten Thermistor.

Alle für moderate thermische Umgebungen aufgestellten Forderungen werden von dem Raumklima-Analysator Typ 1213 in Verbindung mit dem dazugehörigen Luftgeschwindigkeitssensor erfüllt.

Da die Kopfregion sowie der Fußknöchelbereich die am meisten gegen Zugluft empfindlichen Körperpartien sind, soll die Luftgeschwindigkeit auch in den entsprechenden Abständen vom Boden gemessen werden, d.h. in 0,1 m und 1,1 m über dem Fußboden für sitzende Personen bzw. 0,1 m und 1,7 m über dem Fußboden für stehende Personen (ISO 7726 [10], ASHRAE 55–81 [2]). Gleichzeitig soll die Lufttemperatur gemessen werden (siehe später). Für die Berechnung des thermischen Komforts des ganzen Menschen (PMV-/PPD-Indizes) ist es jedoch erforderlich, die Luftgeschwindigkeit in Bauchhöhe zu messen, d.h. 0,6 m über dem Fußboden für sitzende bzw. 1,1 m über dem Fußboden für stehende Personen.



850209

Abb. 14.

Die Kohlen-Kurzgeschichte 1917

Durch den Aufenthalt unter der Decke können wir jetzt die Wärme voll für uns nutzen – und am Fußboden haben wir Kartoffeln angepflanzt R. Storm.P.

McNair [42, 43], Eriksson [44]). Die Kurve in Abb.16 ist das Resultat einer Untersuchung von Olesen et al. [41]. Sie setzten Testpersonen einzeln in eine Klimakammer und veränderten individuell die vertikale Temperaturdifferenz der Luft zwischen Fußknöchelbereich und Kopf. Während der Untersuchungen waren die Personen im Raum thermisch neutral, da sie die Lufttemperatur in der Klimakammer jederzeit ihren Wünschen anpassen konnten. Die vertikale Temperaturdifferenz während des Tests wurde jedoch konstant gehalten. Die Testpersonen gaben ihre subjektiven Reaktionen hinsichtlich ihres jeweiligen Wärmeempfindens zu Protokoll. Die Kurve in Abb.16 zeigt das Untersuchungsergebnis als Prozentwert der Unzufriedenheit in Abhängigkeit von der vertikalen Lufttemperaturdifferenz zwischen Kopf (1,1 m über Fußboden) und Fußknöchelbereich (0,1 m über Fußboden).

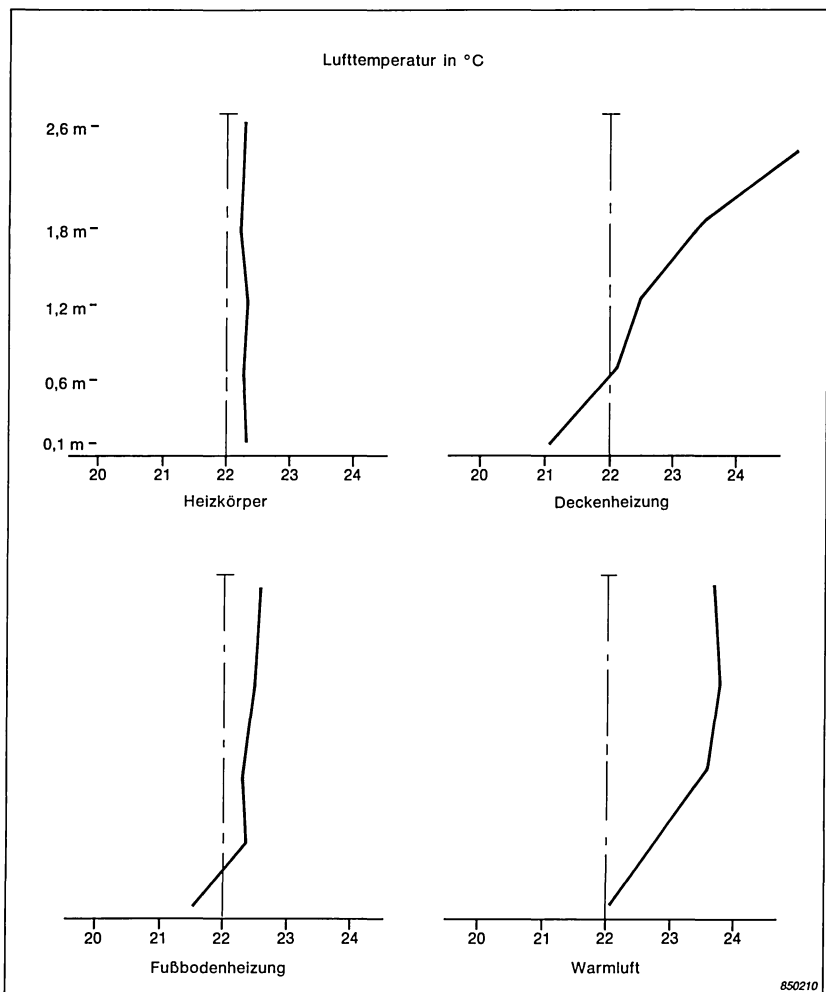


Abb. 15. Vertikale Lufttemperaturen aus Untersuchungen mit unterschiedlichen Heizungssystemen

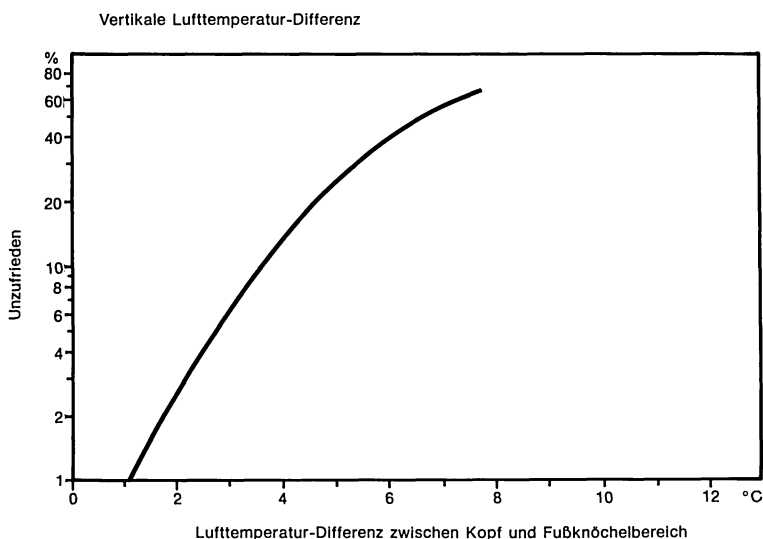
In ISO 7730, ASHRAE 55-81 und NKB werden folgende Grenzwerte empfohlen:

Für leichte, überwiegend sitzende Tätigkeiten soll die vertikale Lufttemperaturdifferenz zwischen 1,1 m und 0,1 m über dem Fußboden (Kopf- und Fußknöchelhöhe) weniger als 3°C betragen.

Dieser Grenzwert von 3°C gilt nur für Menschen mit überwiegend sitzender Tätigkeit. Nach der Kurve in Abb.16 werden sich bei Einhaltung dieser Grenzbedingung voraussichtlich nur etwa 5% der Menschen in diesem Raum unbehaglich fühlen.

Dieser Wert darf wiederum nicht mit dem PPD-Index für den Wärmekomfort verwechselt werden. Personen mit höherer Aktivität sind im allgemeinen weniger empfindlich und können größere Lufttemperaturdifferenzen tolerieren. Es liegen allerdings bisher noch keine experimentell ermittelten Daten für höhere Aktivitäten vor.

Die Ergebnisse von Untersuchungen mit Testpersonen und der in den Standards empfohlene Grenzwert sind nur für von den Fußknöcheln bis zum Kopf ansteigenden Temperaturen gültig. Der umgekehrte Fall, wo die Temperatur in Kopfhöhe niedriger ist als in Bodennähe, wird von den im Raum befindlichen Personen unkritischer empfunden. Eriksson [44] konnte nachweisen, daß seine Testpersonen weit größere Temperaturdifferenzen tolerierten, wenn der Kopf kühler war. Dies ist auch von Fanger et al. [22] in den Untersuchungen über die Strahlungstemperatur-Asymmetrie in einem Raum mit gekühlter Decke bestätigt worden.



850211

Abb. 16. Prozentuale Unzufriedenheit als Funktion der vertikalen Lufttemperatur-Differenz zwischen Kopf und Fußknöchelbereich

Messung der vertikalen Lufttemperaturdifferenzen

Die Lufttemperatur sollte zu diesem Zweck in Kopf- und Fußknöchelhöhe gemessen werden, d.h. 1,1 m und 0,1 m über dem Fußboden für sitzende Personen bzw. 1,7 m und 0,1 m über dem Fußboden für stehende Personen.

Bei der Messung der Lufttemperatur in einem Raum ist es sehr wichtig, den Einfluß der Wärmestrahlung durch warme oder kalte Oberflächen des Raumes weitgehend auszuschalten. Eine Verringerung dieses Einflusses kann man erreichen, indem man einen kleinen Sensor verwendet, der mit einem reflektierenden Schirm umgeben ist, welcher die Strahlungswärme abweist aber die Luft quer zum Sensor hindurchläßt. In Umgebungen mit sehr starker Wärmestrahlung (Stahlproduktionsstätten, Glasfabriken u.ä.) kann es notwendig sein, die Luftgeschwindigkeit um den Sensor zu erhöhen, um damit einen Wärmeausgleich durch Wärmeübertragung zu erreichen.

Meßbereich und -genauigkeit für die Lufttemperaturmessungen sind in ISO 7726 spezifiziert und in Tabelle 4 wiedergegeben. Hier ist auch ein Wert für die Wärmeabschirmung des Strahlungsschildes angegeben. Der Lufttemperatur-Sensor der mit dem Raumklima-Analysator Typ 1213 geliefert wird, erfüllt diese Anforderungen. Zwei Sensoren lassen sich an den Raumklima-Analysator anschließen, so daß die Lufttemperatur gleichzeitig in zwei Ebenen gemessen werden kann.

Thermische Umgebung	Meßbereich °C	Genauigkeit		Bemerkungen
		Spezifiziert °C	Wünschenswert °C	
Moderat	10 – 30	$\pm 0,5$	$\pm 0,2$	Die Genauigkeit soll gelten für $ t_a - \bar{t}_r \leq 10^\circ\text{C}$ Ansprechzeit so kurz wie möglich
Kalt und heiß	-40 – 0 0 – 50 50 – 120	$\pm (0,5 + 0,01 t_a)$ $\pm 0,5$ $\pm (0,5 + 0,04 (t_a - 50))$	<u>Spezifiziert</u> 2	Die Genauigkeit soll gelten für $ t_a - \bar{t}_r \leq 20^\circ\text{C}$ Ansprechzeit so kurz wie möglich

T00489D0

Tabelle 4. Meßbereiche und Genauigkeitstoleranzen für Lufttemperatur-Meßgeräte

5. Warme oder kalte Fußböden

Aufgrund des direkten Kontaktes zwischen Füßen und Fußboden entsteht sehr häufig für die Menschen in einem Raum örtliches thermisches Unbehagen an den Füßen, wenn die Fußbodentemperatur zu hoch oder zu niedrig ist.

Außerdem hat die Fußbodentemperatur einen großen Einfluß auf die mittlere Strahlungstemperatur eines Raumes. Die Fußbodentemperatur eines Raumes wird auch durch die Bauweise des Gebäudes beeinflusst, d.h. von der Isolation des Fußbodens, ob er über dem Keller, direkt auf der Erde oder über einem anderen Raum liegt, ob Fußbodenheizung angewendet wird oder nicht usw. Deshalb ist es sehr wichtig zu wissen, welche Fußbodentemperaturen noch akzeptabel sind. Wenn beispielsweise in einem Raum, in dem sich Menschen aufhalten, der Fußboden kalt ist und sich deshalb bei diesen an den Füßen Kälteunbehagen einstellt, so wird die allgemeine Reaktion darin bestehen, die Raumtemperatur zu erhöhen. Das bedeutet einen höheren Energieverbrauch in der Heizperiode.

Örtliches thermisches Unbehagen infolge eines zu warmen oder zu kalten Fußbodens

Über den Einfluß der Fußbodentemperatur auf das Wohlbefinden der Füße sind eine Vielzahl von Untersuchungen in der einschlägigen Fachliteratur veröffentlicht worden (Nevins et al. [45, 46, 47], Olesen [48, 49], Frantz [50], Cammerer [51], Schüle [52, 53], Missenard [54]).

Die wohl umfassendsten Untersuchungen wurden von Olesen [48, 49] durchgeführt. Aufgrund seiner eigenen Experimente und einer Re-Analyse der Daten von Nevins et al. [45, 46, 47] kam er zu folgenden Ergebnissen:

Für Fußböden, die von **Menschen mit nackten Füßen** begangen werden (z.B. Schwimmhallen, Turnhallen, Bade- und Ankleideräume, Schlafzimmer) ist das Fußbodenmaterial von besonderer Bedeutung. Ausgehend von der Wärmeübertragungs-Theorie fand Olesen [48] bei seinen Experimenten optimale Fußbodentemperaturen. Er empfiehlt die in Tabelle 5 für verschiedene typische Fußbodenmaterialien angegebenen Temperaturspannen. Bei einer Aufenthaltsdauer von 10 Minuten mit optimaler Fußbodentemperatur werden sich voraussichtlich nur etwa 10% der Personen thermisch unbehaglich fühlen, und weniger als 15% sind zu erwarten, wenn die Fußbodentemperatur innerhalb der angegebenen Intervallgrenzen gehalten wird. Zur Energieeinsparung sollte ein Fußbodenbelag aus einem Material mit geringem Wärmeübertragungswert

Fußboden- material	Optimale Fußboden- temperatur für		Empfohlene Temperatur- spannen
	1 min Aufenthalt °C	10 min Aufenthalt °C	
Textilien (Matten)	21	24,5	21 – 28
Kork	24	26	23 – 28
Fichtenholz	25	26	22,5 – 28
Eichenholz	26	26	24,5 – 28
PVC-Platten mit Filz- unterlage auf Beton	28	27	25,5 – 28
Hart-Linoleum auf Holz	28	26	24 – 28
5 mm Mosaik auf Gasbeton	29	27	26 – 28,5
Beton	28,5	27	26 – 28,5
Marmor	30	29	28 – 29,5

T0066100

Tabelle 5. Optimale Fußbodentemperatur für den barfußigen Aufenthalt von Personen

(Kork, Holz, Teppich), oder aber Fußbodenheizung gewählt werden, um den Wunsch nach höherer Raumtemperatur wegen kalter Füße gar nicht erst aufkommen zu lassen. Auch in Kindergärten, wo die Kinder oft direkt auf dem Fußboden spielen, wäre eine Berücksichtigung dieser Empfehlungen zu begrüßen.

Für Fußböden in Wohnräumen, die von **Personen mit Schuhen** (normale Hausschuhe) begangen werden, ist das Bodenmaterial von geringerer Bedeutung. Olesen [49] fand bei seinen Untersuchungen und bei der Nachprüfung der Ergebnisse von Nevins [45, 46, 47] heraus, daß eine Fußbodentemperatur von 25°C für sitzende und 23°C für stehende und umhergehende Personen als optimal gelten kann. Nur etwa 6% der Testpersonen empfanden bei diesen Fußbodentemperaturen thermisches Unbehagen in den Füßen. Wenn man die aus den Experimenten gewonnenen Daten für sitzende und stehende Personen zusammen nimmt, läßt sich die in Abb.17 gezeigte Beziehung zwischen Fußbodentemperatur und wahrscheinlichem prozentualem Anteil Unzufriedener ableiten.

In allen Experimenten waren die Testpersonen im Zustand thermischer Neutralität, so daß der prozentuale Anteil Unzufriedener nur in Beziehung

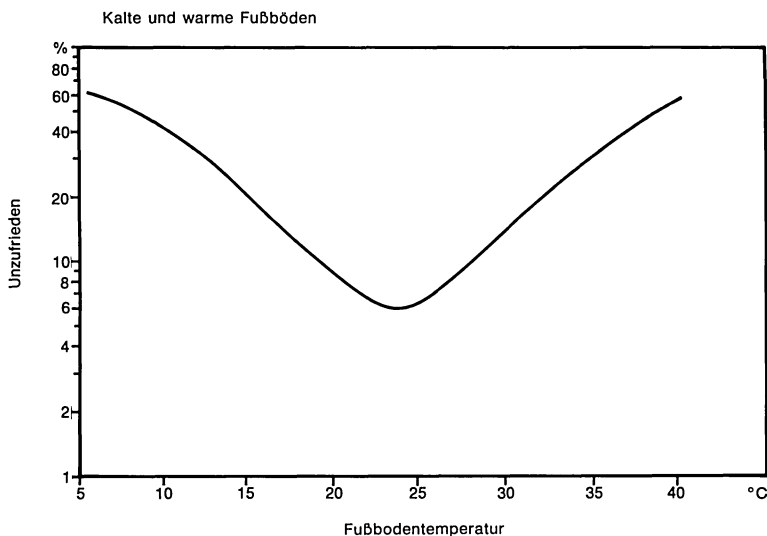
mit dem örtlichen Unbehagen wegen kalter oder zu warmer Füße gesetzt werden kann.

Bei den Testergebnissen wurde kein nennenswerter Unterschied zwischen männlichen und weiblichen Personen festgestellt, hinsichtlich der bevorzugten Fußbodentemperatur. Die optimale Fußbodentemperatur beträgt 24°C . Wenn man maximal 10% Unzufriedener akzeptiert, kann die Fußbodentemperatur zwischen $19,5^{\circ}\text{C}$ und 28°C schwanken.

In ISO 7730 und NKB sind die Anforderungen für die Fußbodentemperatur gleich:

Für leichte, überwiegend sitzende Tätigkeiten soll die Oberflächentemperatur des Fußbodens normalerweise zwischen 19°C und 26°C betragen. Fußbodenheizungen können jedoch für 29°C Oberflächentemperatur ausgelegt werden.

In ASHRAE 55–81 sind die Anforderungen etwas verändert: Die Fußboden-Oberflächentemperatur in Räumen, in denen sich Personen mit entsprechendem Schuhwerk aufhalten, soll zwischen 19°C und 29°C betragen. Entsprechend der Kurve in Abb.17 sind bei Einhaltung dieser



850212

Abb. 17. Prozentuale Unzufriedenheit als Funktion der Fußbodentemperatur

Temperaturgrenzen etwa 10% Unzufriedener zu erwarten. Der Grund für eine höhere Temperaturgrenze bei Fußbodenheizungen liegt in der Tatsache, daß diese Temperatur nur wenige Stunden am Tag im Winter bei den kältesten Außentemperaturen vorkommt.

Die empfohlenen Grenzwerte wollen keinesfalls die Verwendung von Fußbodenheizungs-Systemen verhindern. Bei einer Fußboden-Oberflächentemperatur von 29°C und einer Raumtemperatur von 20°C beträgt die Wärmeabgabe des Fußbodens in dem Raum ungefähr 100 W/m², was bei der heute üblichen Wärmeisolation und normalem Energieverbrauch ausreicht, ein Haus zufriedenstellend zu beheizen.

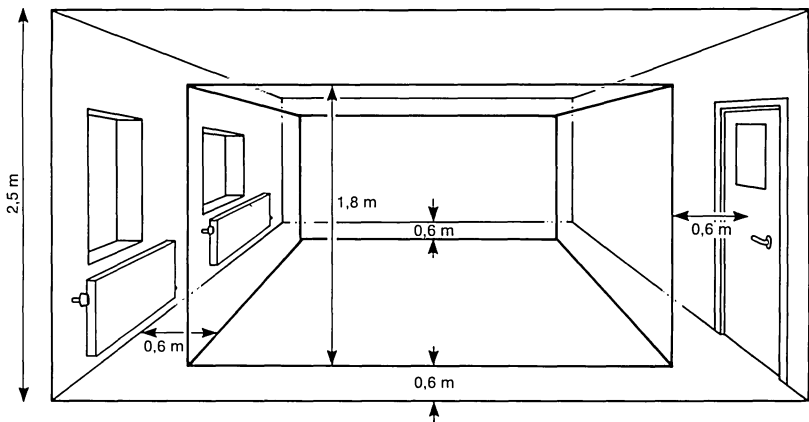
Messung der Fußboden-Oberflächentemperatur

Häufig ist die Oberflächentemperatur des Fußbodens nicht gleichmäßig, d.h. über dem Einspeisungspunkt einer Fußbodenheizung ist es wärmer als am Wasserrücklauf, und direkt über den Heizschlangen kann die Temperatur beachtlich höher sein als dazwischen. In ISO 7730 und ASHRAE 55–81 ist nicht definiert, was unter Fußboden-Oberflächentemperatur zu verstehen ist. In NKB ist die Fußboden-Oberflächentemperatur definiert als Mittelwert über einen m². Es wäre realistischer, den Mittelwert über eine Fläche von zwei Füßen, entsprechend 0,25 m × 0,30 m zu ermitteln. Das würde auch den Abstand zwischen den Heizschlangen erfassen, der normalerweise 0,15 m bis 0,30 m beträgt. Die mittlere Oberflächentemperatur ist dann durch Messungen an mehreren repräsentativen Punkten des Fußbodens festzustellen. Bei Böden ohne Fußbodenheizung ist die Fußboden-Oberflächentemperatur normalerweise gleichmäßiger.

Für den Raumklima-Analysator 1213 ist auch ein Sensor zur Kontaktmessung der Oberflächentemperatur lieferbar.

6. Definition der Aufenthaltszone

Alle Anforderungen für das Raumklima sind auf die Aufenthaltszone bezogen, d.h. dem Raumteil in einem Raum, wo sich Personen aufhalten (sitzen, stehen und umhergehen). Dieser läßt sich im industriellen Bereich unter Umständen sehr schwierig genau definieren. Hier besteht die allgemeine Ansicht, daß Anforderungen hinsichtlich des Wärmekomforts (PMV/PPD-Indizes) für den ganzen Menschen wie auch für örtliches Wärmeunbehagen am jeweiligen Arbeitsplatz erfüllt sein sollten. Das besagt, die Messungen sollen vorzugsweise mit dem Sensor am Platz der arbeitenden Person ausgeführt werden, jedoch wenn möglich, ohne diese. Für nicht industrielle Gebäude wie Wohn- oder Bürohäuser, Schu-



850213

Abb. 18. Aufenthaltszone

len und dergleichen, ist in ASHRAE 55–81 und den NKB-Richtlinien eine Aufenthaltszone angegeben und wie folgt definiert:

Eine Region innerhalb eines Raumes, in der sich normalerweise Personen aufhalten. Generell gesehen, ein Raum vom Fußboden bis 1,8 m über dem Fußboden mit einem Abstand von mehr als 0,6 m von den Wänden bzw. von den Heizkörpern oder der Klimaanlage.

Abb.18 zeigt eine Maßskizze dieser Spezifikationen.

7. Allgemeines thermisches Wohlbehagen – örtliches thermisches Wohlbehagen

Die Beziehung zwischen dem Einfluß der Umgebungstemperatur auf den ganzen menschlichen Körper und wie sich dies auf die örtliche Wärme- oder Kälteempfindung auswirkt, ist bis jetzt noch nicht untersucht worden. Weitere Untersuchungen sind nötig, um den kombinierten Einfluß herauszufinden, wenn mehrere Faktoren thermisches Unbehagen bewirken. Wenn es auch möglich ist, mit Hilfe der allgemeinen Komfort-Gleichung (PPD-Index) den wahrscheinlichen prozentualen Anteil Unzufriedener vorauszusagen, die unter gegebenen Umgebungsbedingungen thermisches Unbehagen verspüren und dies auch für jeden Parameter, der örtliches thermisches Unbehagen erzeugt (Strahlungstemperatur-Asymmetrie, Zugluft, vertikale Lufttemperatur-Differenz, warme oder kalte Fußböden), so ist es doch nicht möglich, den gesamten prozentua-

len Anteil Unzufriedener abzuschätzen. Der Zweck der in ISO 7730, ASHRAE 55-81 und NKB-Richtlinien festgelegten Anforderungen war es, Klimabedingungen in geschlossenen Räumen zu schaffen, die von mindestens 80% aller dort beschäftigten oder anderweitig sich dort aufhaltenden Menschen akzeptiert werden. Damit ist gemeint, daß es auch bei Einhalten der spezifizierten Anforderungen immer eine Anzahl von Menschen geben wird, die mit dem Raumklima nicht zufrieden sein werden. In jeder Gruppierung von Menschen sind immer einige Personen, die äußerst empfindlich bezüglich der thermischen Umgebung reagieren.

Alle Anforderungen, die in diesem Heft beschrieben wurden, basieren im Grunde genommen auf Personen, die sich in thermischer Neutralität befinden, d.h. $PMV \sim 0$. Es besteht auch kein Zweifel, daß eine Abweichung vom Zustand der thermischen Neutralität in den meisten Fällen eine Erhöhung des prozentualen Anteils der Menschen bewirkt, die örtliches thermisches Unbehagen empfinden. Deshalb ist es für die Abschätzung des Risikos für thermisches Unbehagen immer äußerst wichtig, zu messen und die Bedingungen für den allgemeinen Wärme- komfort zu berechnen (PMV-Index).

Sitzt beispielsweise eine Person nahe an einer großen Fensterfront, so wird sie Kälte von der Fensterseite her verspüren und damit örtliches thermisches Unbehagen infolge Strahlungstemperatur-Asymmetrie. Aber das ist nicht immer das eigentliche Problem. Es wird häufig so sein, daß die mittlere Strahlungstemperatur in der Nähe einer Fensterfront niedriger ist als im übrigen Raum. Das aber heißt, daß dort die Temperatur am Arbeitsplatz und somit auch der PMV-Index niedriger ist als an den anderen Arbeitsplätzen im Raum. Wenn nun die Heizung oder Klimaanlage über einen Thermostat geregelt wird, der sich irgendwo im Raum befindet, wird sich die Person an der Fensterfront permanent kalt fühlen ($PMV < 0$). Sie reagiert deshalb auch viel empfindlicher auf die asymmetrische Kältestrahlung vom Fenster. Wenn man stattdessen die Raumtemperatur über einen Thermostat steuert, der in der Nähe der am Fenster sitzenden Person angebracht ist, so wird sich diese Person sehr nahe an der thermischen Neutralität befinden und wahrscheinlich kein starkes örtliches thermisches Unbehagen infolge der Strahlungstemperatur-Asymmetrie verspüren.

Dasselbe gilt für alle anderen Faktoren, die örtliches thermisches Unbehagen verursachen. Eine Person, die sich generell warm fühlt, wird empfindlicher auf Wärmestrahlung von einer geheizten Decke reagieren oder schneller zu warme Füße von einer Fußbodenheizung bekommen. Eine Person, die sich generell kalt fühlt wird dagegen empfindlicher

gegen Zugluft sein als eine Person, die sich in thermischer Neutralität befindet oder eine Person, die sich generell warm fühlt.

Örtliches thermisches Unbehagen kann auch den Energieverbrauch beeinflussen. Wenn in einem Raum während des Winters örtliches thermisches Unbehagen auftritt, z.B. durch Luftzug, einen kalten Fußboden oder infolge Strahlungstemperatur-Asymmetrie durch ein großes Fenster, so wird von den im Raum arbeitenden Menschen eine höhere Raumtemperatur gefordert. Damit wird zwar das örtliche Kälteunbehagen vermindert aber gleichzeitig wird das Wärmegefühl des ganzen Menschen etwas größer. Jedoch, je höher die Raumtemperatur desto höher ist auch der Energieverbrauch ($\sim 5\text{--}15\%$ je $^{\circ}\text{C}$). Unter den Gesichtspunkten von Wärmekomfort und Energieverbrauch ist es somit wesentlich, daß ein Gebäude wie auch die Heizungs- oder Klimaanlage so entworfen und ausgelegt wird, daß örtliches Kälteunbehagen im Winter bei den dort arbeitenden Menschen gar nicht erst aufkommen kann. Während des Sommers gilt das gleiche für örtliches Wärmeunbehagen.

Andererseits kann örtliche Erwärmung (Kühlung) des Körpers während des Winters (Sommers) auch helfen, Energie zu sparen. Das tritt hauptsächlich auf Arbeitsbedingungen zu, wo Abweichungen vom optimalen Wärmekomfort akzeptabel sind.

Es ist klar, daß das Gefühl des örtlichen thermischen Unbehagens durch den allgemeinen Wärmekomfort für den ganzen Körper beeinflußt wird. Es ist jedoch bisher nicht möglich, diesen Einfluß quantitativ zu erfassen, deshalb sind weitere experimentelle Untersuchungen mit Testpersonen erforderlich.

Die vorliegenden Ausführungen zusammen mit den Ausführungen über Wärmekomfort (thermische Behaglichkeit), die in einer früheren Technical Review erschienen sind, liefern die Voraussetzungen und die Anforderungen zur Bewertung eines moderaten Raumklimas. Mit Hilfe des Wärmekomfort-Meßgerätes 1212 und dem Raumklima-Analysators 1213 ist es nun möglich auf einfache Weise alle dafür erforderlichen Messungen durchzuführen.

Literatur

- [1] ISO 7730
Moderate thermal environments - Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort, *International Standards Organization*, 1984 Geneva.
- [2] ASHRAE Standard
55–1981
“Thermal environmental conditions for human occupancy” (*Atlanta: ASHRAE*).
- [3] NKB
(*The Nordic Committee on Building Regulations*), “*Indoor Climate (Stockholm)*.” *Report No. 41, 1981*
- [4] FANGER, P.O., 1970,
“Thermal Comfort” (Copenhagen: *DANISH TECHNICAL PRESS*, Reprinted 1972 New York: *MCGRAW-HILL*, Reprinted 1982 Malabar, Florida: *ROBERT E. KRIEGER*).
- [5] GAGGE, A.P.,
STOLWIJK, J.A.J. &
NISHI, Y.
“An effective temperature scale based on a simple model of human physiological regulatory response.” *ASHRAE Trans.*, 77, 1, 1971.
- [6] MCNALL, P.E., Jr.,
JAAX, J., ROHLES, F.H.,
NEVINS, R.G. &
SPRINGER, W.
“Thermal comfort (thermally neutral) conditions for three levels of activity.” *ASHRAE Trans.*, 73, i, 1967
- [7] NEVINS, R.G.,
ROHLES, F.H.,
SPRINGER, W. &
FEYERHERM, A.M.
“Temperature-humidity chart for thermal comfort of seated persons.” *ASHRAE Trans.*, 72, 1, 1966
- [8] ROHLES, F.H., Jr.,
WOODS, J.E. &
NEVINS, R.G.
“The effects of air movement and temperature on the thermal sensations of sedentary man.” *ASHRAE Trans.*, 80, 1, 1974
- [9] OLESEN, B.W.
“Thermal Comfort.” *B & K Technical Review*, No. 2 – 1982.

- [10] ISO 7726 "Thermal environments - Specifications relating to appliances and methods for measuring physical characteristics of the environment", 1985 Geneva
- [11] MCINTYRE, D.A. "The thermal Radiation Field". *Building Science*, 9:247–262, 1974
- [12] MCINTYRE, D.A. & GRIFFITHS, I.D. "The Effects of Uniform and Asymmetric Thermal Radiation on Comfort". Proc. of the 6th International Congress of Climatistics" , *CLIMA 2000*, Milan, March 1975
- [13] MCINTYRE, D.A. "Overhead Radiation and Comfort". *The Building Services Engineer*, 44:226–232, 1976
- [14] MCINTYRE, D.A. & GRIFFITHS, I.D. "Subjective response to radiant and convective environments." *Environmental Research*, 5, 4, pp. 471–482, 1972
- [15] CHRENKO, F.A. "Heated ceilings and comfort." *Journal of the Inst. of Heating and Ventilating Engineers*, 20:375–396, and 21:145–154, 1953.
- [16] McNALL, Jr., P.E. & BIDDISON, R.E. "Thermal and comfort sensations of sedentary persons exposed to asymmetric radiant fields." *ASHRAE Trans.*, 76, Part 1, 1970.
- [17] GRIFFITHS, I.S. & McIntYRE, D.A. "Subjective response to overhead thermal radiation." *Human Factors*, 16, (3), pp. 415–422, 1974
- [18] OLESEN, S., FANGER, P.O., JENSEN, P.B. & NIELSEN, O.J. "Comfort Limits for Man Exposed to Asymmetric Thermal Radiation". Proc. of CIB Symposium on Thermal Comfort, Building Research Station, London, 1972
- [19] FANGER, P.O., BÁNHIDI, L., OLESEN, B.W. & LANGKILDE, G. "Comfort limits for heated ceilings", *ASHRAE Trans.*, 86, 1980

- [20] FANGER, P.O. "Thermal comfort requirements." For presentation at the meeting: Les applications du thermoconditionnement à la thermique du bâtiment", Lyon, 9–11 May, 1983
- [21] FANGER, P.O. "The philosophy behind a comfort standard." Proc. of *INDOOR AIR '84*, August 20–24, 1984, Stockholm, Sweden
- [22] FANGER, P.O.,
IPSEN, B.M.,
LANGKILDE, G.,
OLESEN, B. W.,
CHRISTIANSEN, N.K. &
TANABE, S. "Comfort Limits for Asymmetric Thermal Radiation". *Energy and Buildings*, Vol.8, No.3, 1985
- [23] ARBEJDSMILJØGRUP-
PEN AF 1972 *Arbejdsmiljøundersøgelses rapport No. 2*, (Copenhagen) (in Danish)
- [24] BOLINDER, E.,
MAGNUSSON, E., &
NYREN, E., 1970 "Risker i jobbet: LO-enkäten." LO-medlemmarnas uppfattning om arbetsplatsens hälsorisker (Stockholm: *PRISMA*) (in Swedish).
- [25] OLESEN, S,
BASSING, J.J. &
FANGER, P.O. "Physiological comfort conditions at sixteen combinations of activity, clothing, air velocity and ambient temperature." *ASHRAE Trans.*, 78, 2:199–206, 1972
- [26] OSTERGAARD, J.,
FANGER, P.O.,
OLESEN, S. &
MADSEN, T.L. "The effect of man's comfort of a uniform air flow different directions." *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Transactions*, 80, 2, 142–157, 1974.
- [27] BURTON, D.R.,
ROBESON, K.A. &
NEVINS, R.G. "The effect of temperature on preferred air velocity for sedentary subjects dressed in shorts." *ASHRAE Trans.*, 2:157–168, 1975
- [28] HOUGHTEN, F.C. "Draft temperatures and velocities in relation to skin temperature and feeling of

- warmth". *ASHRAE Trans.*, 1938 vol. 289, 289
- [29] McINTYRE, D.A. "The effect of air movement on thermal comfort and sensation." In *Indoor Climate* (Edited by P.O. Fanger and O. Valbjørn) (*Danish Building Research Institute*, Copenhagen), 541–560
- [30] FANGER, P.O., PEDERSEN, C.J.K. "Discomfort due to air velocities in spaces." In Proc. of the Meeting of Commission B1, B2, E1 of the *International Institute of Refrigeration*, 4.
- [31] THORSHAUGE, J. "Air velocity fluctuations in the occupied zone of ventilated spaces." *ASHRAE Trans.*, 1982, 88, 2.
- [32] CHRISTENSEN, N.K., ALBRECHTSEN, O., FANGER, P.O. & TRZECIAKIEWICZ "Air movement and draught." Proc. of *INDOOR Air '84*, August 20–24, 1984, Stockholm, Sweden.
- [33] DIN 1946 Teil 2 "Raumluftechnik Gesundheitstechnische Anforderungen" (VDI-Lüftungsregeln) *Deutsches Institut für Normung*, Berlin, 1983.
- [34] HENSEL, H. "Thermoreception and Temperature Regulation", *ACADEMIC PRESS*, London, 1981.
- [35] MADSEN, TH. LUND "Limits for draught and asymmetric radiation in relation to human thermal well-being." Proc. of *the meeting of Commissions B1, B2, E1 of the IIR*, Belgrade, 1977.
- [36] MADSEN, TH. LUND "Definition and measurement of local thermal discomfort parameters." *ASHRAE Trans.*, 86, 1, 1980

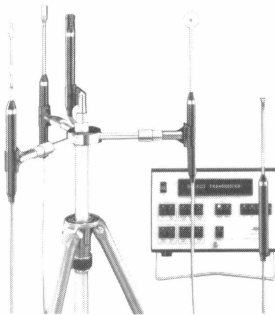
- [37] MADSEN, T.L. "Why low air velocities may cause thermal discomfort ?" In Proc. of the 3rd International Conference on Indoor Air-Quality and Climate *Indoor Air*, 5, 331–336 (SWEDISH COUNCIL FOR BUILDING RESEARCH, Stockholm).
- [38] OLESEN, B.W. & KJERULF-JENSEN "Energy consumption in a room heated by different methods." CIB Proc. of the Second International CIB Symposium on Energy Conservation in the Built Environment, Session 3, *Danish Building Research Institute*, Copenhagen 1979, pp. 19–30.
- [39] OLESEN, B.W. & THORSHAUGE, J. "Differences in comfort sensations in spaces heated by different methods: Danish experiments. In P.O. Fanger and O. Valbjørn (eds.): *INDOOR CLIMATE, Danish Building Research Institute*, Copenhagen 1979, pp. 645–676.
- [40] OLESEN, B.W. & MORTENSEN, E., THORSHAUGE, J. & BERG-MUNCH, B. "Thermal comfort in a room heated by different methods. *ASHRAE Trans.*, 86, 1:34–48, 1980.
- [41] OLESEN, B.W., SCHØLER, M. & FANGER, P.O. "Vertical Air Temperature Differences and Comfort". In P.O. Fanger and O. Valbjørn (Eds.): *INDOOR CLIMATE, Danish Building Research Institute*, Copenhagen 1979, pp. 561–579.
- [42] McNAIR, H.P. "A preliminary study of the subjective effects of vertical air temperature gradients." *British Gas Corporation*, Report No. WH/T/R & D/73/94, London, 1973.
- [43] McNAIR, H.P. & FISHMAN, D.S. "A further study of the subjective effects of vertical air temperature gradients. *British Gas Corporation*, Report No. WH/T/R & D/74/2, London, 1974.

- [44] ERIKSSON, H.A. "Heating and ventilating of tractor cabs. Presented at the 1975 Winter Meeting, *American Society of Agricultural Engineers*, Chicago, Dec. 1975.
- [45] NEVINS, R.G.,
MICHAELS, K.B. &
FEYERHERM, A.M. "The effect of floor surface temperature on comfort." Part I: College age males. *ASHRAE trans.*, 70, 1964.
- [46] NEVINS, R.G. &
FEYERHERM, A.M. "Effect of floor surface temperature on comfort. Part IV: Cold floors. *ASHRAE Trans.*, 73, 2, 1967.
- [47] NEVINS, R.G.,
MICHAELS, K.B. &
FEYERHERM, A.M. "The effect of floor surface temperature on comfort." Part II: College age females. *ASHRAE Trans.*, 70, 1974.
- [48] OLESEN, B.W. "Thermal Comfort Requirements for Floors Occupied by People with Bare Feet", *ASHRAE Trans.*, Vol.83, Part 2, 1977.
- [49] OLESEN, B.W. "Thermal Comfort Requirements for Floors", Proc. of the meeting of Commissions B1, B2, E1 of the IIR, Belgrade 1977/4, pp. 337-343.
- [50] FRANK, W. "Fusswärmeuntersuchungen am bekleideten Fuss". *Ges. Ing.* 80: 193-201, 1959
- [51] CAMMERER, J.S. &
SCHÜLE, W. "Erprobung verschiedener Messmethoden zur Bestimmung der Wärmeableitung von Fussböden. *Ges. Ing.* 81 (1960) s. 1-8
- [52] SCHÜLE, W. &
MONROE, L.J. "Automatische Messeinrichtungen zur Bestimmung der Wärmeableitung von Fussböden. *Ges. Ing.* 92: 164-166, 1971

- [53] SCHÜLE, W. "Untersuchungen über die Hauttemperatur des Fusses stehen auf verschiedenartigen Fussböden. *Gesundheits-Ingenieur*, 75:380, 1954
- [54] MISSENARD, A. "Chauffage par rayonnement température limite du Sol". *Chaleur et Industrie*, 155:37, 1955
- [55] FANGER, P.O & CHRISTENSEN, N.K. "Perception of draught in ventilated spaces". *Ergonomics*, 1986 (in press)

Neuigkeiten aus unserem Werk

Raumklima-Analysator Typ 1213



Der Raumklima-Analysator 1213 ist ein handliches, einfach zu bedienendes, tragbares Gerät zur Messung und Berechnung aller wichtigen Parameter, welche das Raumklima beeinflussen und die damit verbundenen Auswirkungen auf den Menschen. Alle Messungen mit Typ 1213 entsprechen den Anforderungen nach ISO 7726. Die Ergebnisse werden auf einem übersichtlichen Anzeigefeld für 20 alphanumerische Zeichen ausgegeben, außerdem werden Fehlermeldungen bei falscher Bedienung, Hinweise u.ä. zur interaktiven Kommunikation mit der Bedienungsperson angezeigt.

Fünf verschiedene Sensoren erlauben in Verbindung mit dem Raumklima-Analysator die Messung von Lufttemperatur, Oberflächentemperatur, Luftfeuchte, Strahlungstemperatur-Asymmetrie (doppelseitig) und Luftgeschwindigkeit. Die Meßergebnisse lassen sich entweder in Echtzeit direkt anzeigen oder für spätere Aufzeichnung auf einem Pegel- oder XY-Schreiber intern speichern. Bis zu 60 Messungen können von jedem Parameter gespeichert werden, wobei sich die Meßdauer über 1, 6, 24 oder 120 Stunden wählen läßt. Die Meßergebnisse werden automatisch,

jeweils der eingestellten Meßdauer entsprechend gespeichert, so daß keinerlei weitere Bedienung des Analysators erforderlich ist.

Zusätzlich zur Messung der genannten Basisparameter lassen sich mit dem Raumklima-Analysator 1213 noch weitere Größen ermitteln und zur Anzeige bringen wie:

- 3 Minuten-Mittelwert und die Standardabweichung der Luftgeschwindigkeit
- Die Strahlungstemperatur als:
 1. Halbraum-Strahlungstemperatur gleichzeitig in zwei entgegengesetzten Richtungen
 2. Strahlungstemperatur-Asymmetrie
 3. Leistung der einfallenden Strahlung
- Luftfeuchte als:
 1. Taupunkt
 2. Partialdruck des Wasserdampfs
 3. Relative Luftfeuchte

Der Raumklima-Analysator Typ 1213 ist in zwei verschiedenen Ausstattungsvarianten erhältlich. Als separate Einheit mit Standardzubehör, jedoch ohne Sensoren. Dies erlaubt es dem Anwender, sich seine komplette Ausrüstung nach seinen derzeitigen Bedürfnissen zusammenzustellen und gegebenenfalls zu einem späteren Zeitpunkt einem erweiterten Aufgabenbereich anzupassen. Folgende Sensoren sind erhältlich:

- Lufttemperatur-Sensor MM0034
- Oberflächentemperatur-Sensor MM0035
- Strahlungstemperatur-Sensorpaar MM0036
- Luftfeuchte-Sensor MM0037
- Luftgeschwindigkeits-Sensor MM0038

Alternativ kann die komplette Ausrüstung als „Raumklima-Analysier-System Typ 3532“ bestellt werden. Dieses besteht aus Typ 1213 mit Standardzubehör, je einem der fünf verschiedenen Sensoren und einem Sternarm zur Befestigung der Sensoren. Alles zusammen ist in einem robusten Tragekoffer untergebracht.

FRÜHER ERSCHIENEN

(Fortsetzung von Umschlagseite 2)

- 3-1978 The Enigma of Sound Power Measurements at Low Frequencies.
- 2-1978 The Application of the Narrow Band Spectrum Analyzer Type 2031 to the Analysis of Transient and Cyclic Phenomena.
Measurement of Effective Bandwidth of Filters.
- 1-1978 Digital Filters and FFT Technique in Real-time Analysis.
- 4-1977 General Accuracy of Sound Level Meter Measurements.
Low Impedance Microphone Calibrator and its Advantages.
- 3-1977 Condenser Microphones used as Sound Sources.
- 2-1977 Automated Measurements of Reverberation Time using the Digital Frequency Analyzer Type 2131.
Measurement of Elastic Modulus and Loss Factor of PVC at High Frequencies.
- 1-1977 Digital Filters in Acoustic Analysis Systems.
An Objective Comparison of Analog and Digital Methods of Real Time Frequency Analysis.
- 4-1976 An Easy and Accurate Method of Sound Power Measurements.
Measurement of Sound Absorption of rooms using a Reference Sound Source.

WEITERFÜHRENDE TECHNISCHE LITERATUR

Brüel & Kjær hält verschiedene technische Veröffentlichungen bereit, die Sie von Ihrem örtlichen Repräsentanten beziehen können. Zur Zeit sind folgende Schriften erhältlich:

Mechanical Vibration and Shock Measurements, zweite Auflage
(Englisch)

Acoustic Noise Measurements, dritte Auflage (Englisch)

Architectural Acoustics (Englisch)

Dehnungsmessungen (Deutsch, Englisch)

Frequency Analysis (Englisch)

Elektroakustische Messungen (Deutsch, Englisch, Französisch,
Spanisch)

Jahreskatalog (in verschiedenen Sprachen)

Datenblätter (Deutsch, Englisch, Französisch, Russisch)

Darüberhinaus sind die oben genannten „Technical Reviews“ erhältlich.
Auch ältere Ausgaben sind noch teilweise lieferbar.



BV 0021-11

Brüel & Kjær

DK-2850 NÆRUM, DENMARK · Telephone: + 45 2 80 05 00 · Telex: 37316 bruks dk