

MODELLEREN

van

WARMTE-, VOCHT-, LUCHT- EN LICHTSTROMEN

T.A.J. Schalkoort
TU-Delft Faculteit Bouwkunde
Afdeling Bouwtechnologie
Sector Binnenklimaat & Gebouwinstallaties

maart 2001

Inhoud	blz.
Voorwoord	3
Eenheden en symbolen	4
1. Ontwikkelingen en ideeën	5
2. Modelleren	
2.1 Doel	
2.2 Methode	6
2.3 Basiskennis	
3. Warmte-overdracht	7
3.1 Algemeen	
3.2 Warmtegeleiding	
3.3 Convectorie	
3.3.1 Dimensieloze getallen	
3.3.2 Natuurlijke convectorie	8
3.3.3 Warmte-overdrachtscoëfficiënten natuurlijke convectorie	9
3.3.4 Gedwongen convectorie	10
3.3.5 Warmte-overdrachtscoëfficiënten gedwongen convectorie	11
3.3.6 Gemengde convectorie	
3.4 Straling	
3.5 Gecombineerde warmte-overdracht	12
3.6 Lucht en water als medium voor warmtetransport	13
3.7 Warmtewisselaars	14
4. Vochtoverdracht	15
4.1 Verdamping en condensatie	
4.2 Diffusie	
4.3 Gecombineerd warmte- en vochttransport	16
4.4 Lucht als medium voor vochttransport	
4.5 Bevochtigen en drogen van lucht (Mollier-diagram)	
4.5.1 Samenhang tussen de verschillende grootheden	
4.5.2 Karakteriseren van de toestand van vochtige lucht	18
4.5.3 Toestandverandering van lucht	
5. Stroming van gassen en vloeistoffen	19
5.1 Drukverschillen	
5.2 Stroming door buizen	
5.3 Pompen en ventilatoren	20
6. Licht	22
6.1 Opmerking vooraf	
6.2 Warmte- en lichtdoorlatendheid van glas	
6.3 Dagverlichting	
6.3.1 Voldoende verlichting door daglicht	
6.3.2 Daglichtvoorzieningen aan de gevel	23
6.4 Uitzicht	24
6.4.1 Beleving van uitzicht	
6.4.2 Uitzicht kwalitatief en kwantitatief	
7. Voorbeelden	25
7.1 Ruimteverwarming met verwarmd glas	25
7.2 Luchtkoeling door aanzuigen onder een bouwdeel boven een vijver	28
7.3 Luchtkoeling door aanzuigen over een waterbak in een dubbele gevel	33
7.4 Luchtkoeling door aanzuigen via grondbuizen (aardtunnel-ventilatie)	36
7.5 Tweede huid façade	41
7.6 Klimaatgevel	46
7.7 Natuurlijke ventilatie	49
7.8 Comfortmodel van Fanger	54
8. Literatuur	58

Voorwoord

Dit stuk beschrijft hoe warmte-, vocht-, lucht- en lichtstromen kunnen worden gemodelleerd ten behoeve van het ontwerp en de dimensionering van bouwkundige klimaatregelende voorzieningen. Hiervoor worden theoretische grondslagen aangereikt en wordt de methode van modelleren toegelicht aan de hand van praktijkvoorbeelden.

Voor de samenstelling van dit stuk werd gebruik gemaakt van kennis zoals die te vinden is in handboeken van de American Society of Heating, Refrigeration en Airconditioning Engineers (ASHRAE) en de Nederlandse Technische Vereniging voor Installaties in gebouwen (TVVL). Deze handboeken geven vanuit dit vak- en wetenschapsgebied inzicht in de eigenschappen en het gedrag van gebouwen, installaties en mensen.

Het modelleren is een manier om de kennis van complexe processen toegankelijk en hanteerbaar te maken, met als doel het relatief eenvoudig kunnen nagaan van de effecten van ontwerpbeslissingen.

Het is uitermate belangrijk dat bouwkundigen een gevoel hebben voor de orde van grootte van de warmte-, vocht-, lucht- en lichtstromen in de klimaatregelende constructies die ze ontwerpen en inzicht hebben in de invloed die ze met hun vormgeving en materiaalkeuze op die stromen kunnen uitoefenen.

Het modelleren is een methode om dat gevoel en inzicht te ontwikkelen.

Dit stuk is in 2001 opgesteld door Bob Schalkoort maar in feite nooit gepubliceerd. Omdat het gebaseerd is op fysische uitgangspunten is het gewoon nog helemaal geldig.

Klimapedia, november 2022

Kees van der Linden
Peter van den Engel

Eenheden en symbolen

Benaming	Symbol	Eenheid
lengte	l	m
massa	m	kg
temperatuur	θ	°C
temperatuurverschil	$\Delta\theta$ (Δt)	K (°C)
luchttemperatuur	θ_l	°C
stralingstemperatuur	θ_r	°C
verzadigingstemperatuur	θ_s	°C
relatieve vochtigheid	φ (RV)	fractie (%)
(partiële) dampspanning	p_d	Pa
dampspanning bij verzadiging	p_s	Pa
enthalpie	h	kJ/kg
dampconcentratie / absolute vochtigheid	x	kg/kg
(statische) druk	p	Pa
vermogen	P	W
soortelijke massa, dichtheid	ρ	kg/m ³
warmtestroom	Φ	W
voelbare warmtestroom	Φ_{vb}	W
warmtestroom door verandering voelbare warmte-inhoud	$\Phi_{\Delta h, vb}$	W
latente warmtestroom	Φ_{la}	W
warmtestroom door verandering latente warmte-inhoud	$\Phi_{\Delta h, la}$	W
snelheid	v	m/s
luchtsnelheid	v_l	m/s
resulterende luchtsnelheid	v_{lr}	m/s
volume	V	m ³
warmtedoorgangscoefficiënt	U	W/(m ² .K)
warmteweerstand	R	m ² .K/W
warmte-overgangsweerstand van (index)	R_{index}	m ² .K/W
warmte-overdrachtscoëfficiënt voor convectie	α_c	W/(m ² .K)
warmte-overdrachtscoëfficiënt voor straling	α_r	W/(m ² .K)
gecombineerde warmte-overdrachtscoëfficiënt	α	W/(m ² .K)
soortelijke warmte	c	kJ/(kg.K)
volumestroom (debiet)	q_v	m ³ /s
stromingsweerstand / drukverlies	Δp	Pa
oppervlakte	A	m ²
(inwendige) diameter	D	m
versnelling van de zwaartekracht	g	m/s ²
hoogte	h	m
(gevel)breedte	b	m
(vertrek)diepte	d	m
metabolisme (metabole energie)	M	W/m ² (met) ¹⁾
metabole warmte	H	W/m ²
uitwendige lichaamsarbeid	w	W/m ²
warmteverlies door zweetverdamping	E_{sw}	W/m ²
warmteverlies door dampdiffusie via huid	E_{sk}	W/m ²
latent warmteverlies via ademhaling	E_{res}	W/m ²
voelbaar warmteverlies via ademhaling	H_{res}	W/m ²
huidtemperatuur	θ_{sk}	°C
warmte-isolatie van kleding	I_{cl}	m ² .K/W
effectieve kledingoppervlakte (voor straling)	f_{eff}	fractie
verhouding kledingoppervlakte/lichaamsoppervlakte	f_{cl}	fractie
stralingsconstante van Stefan Boltzmann	σ	W/(m ² .K ⁴)
emissiefactor voor straling	ε	fractie
oppervlaktemperatuur kleding	θ_{cl}	°C

1. ONTWIKKELINGEN EN IDEEËN

Bij het ontwerp van bouwkundige constructies wordt vaak gestreefd naar integratie van bouwkundige functies, zoals scheiden en dragen, en binnenklimaatregelende functies, zoals verwarmen, koelen en ventileren. Voorbeelden zijn gevelvarianten waarvan sommigen zich aanpassen of aanpasbaar zijn aan wisselende klimatologische omstandigheden of aan het gebruik van de ruimte. We spreken dan over "intelligente" gevels. De regeling van dergelijke gevels richt zich bij lage buitentemperaturen op het gebruik van zonnewarmte voor verwarming en bij hoge buitentemperaturen op het weren van zonnewarmte en/of op het voor een ander doel gebruiken van de overtollige warmte. Wat voor de regeling van het binnenklimaat aan verwarmingsvermogen of koelvermogen ontbreekt wordt met behulp van installatie-componenten, zoals warmtewisselaars, aan de constructie en vervolgens aan de ruimte toegevoerd. De regeling kan ook betrekking hebben op ventilatie of daglichttoetreding.

Over "intelligente" gevels bestaat een uitgebreide verzameling ideeën waaraan regelmatig nieuwe worden toegevoegd. Tot de uitgevoerde ideeën behoren verschillende klimaatgevels en tweede huid façades. Ontwikkelingen vinden onder meer plaats doordat glasfabrikanten nieuwe glassoorten produceren en gevelfabrikanten experimenteren met die glassoorten, vaak in combinatie met verschillende (nieuwe) zonweringssystemen. Hierdoor zijn inmiddels glassoorten ontstaan met lage U-waarden, zoals "hoog rendement" glas (HR, HR+, HR++ etc.), en glassoorten met een gunstige verhouding tussen lichtdoorlating (LTA) en zonnewarmtedoorlating (ZTA).

Vele ideeën ontstaan bij het bouwkunde-onderwijs. In Delft zijn Blok "Gebouw & Milieu" (2e jaar) en Module B2 van de afstudeerrichting Bouwtechnologie hiervan goede voorbeelden. De vraag die altijd op de ontwikkeling van een idee volgt is: "Kan dit?" of "Werkt dit?" De eerste vraag is snel beantwoord: Bijna alles wat je je kan voorstellen kan je maken, zeker als je het kan tekenen. Dat wil niet zeggen dat alles wat kan ook wenselijk is. Zo wordt wel voorgesteld om een ruimte te verwarmen met verwarmde ramen, bijvoorbeeld dubbel glas waarbij warm water door de spouw stroomt. Een voorziening die voorstelbaar is en, afgezien van praktische problemen, zoals hoge drukken op het glas en troebel water, ook nog werkt. Maar ook een voorziening die niet erg wenselijk is omdat veel warmte ongebruikt naar buiten stroomt. De vraag of iets werkt en of het zinvol is, is vaak moeilijker te beantwoorden. Een methode om een antwoord te krijgen is het fysisch modelleren van het idee.

2. MODELLEREN

2.1 Doel

Met fysisch modelleren - kortweg: modelleren - wordt bedoeld het beschrijven van de complexe werkelijkheid in wiskundige vergelijkingen. Afhankelijk van het ontwikkelingsstadium kan deze beschrijving meer of minder globaal zijn. Deze reader richt zich op het conceptstadium, zoals bij de ontwikkeling van een gevelconcept, waarbij het gaat om het vaststellen van de orde van grootte van warmte-, licht- en luchtstromen in de constructie en om de beïnvloeding van die stromen door een gerichte constructie- en materiaalkeuze. Het doel van het onderwijs is het ontwikkelen van een gevoel voor de orde van grootte. Hiervoor wordt gebruik gemaakt van de kennis van de fysica zoals die in de klimaatbeheersingstechniek wordt gebruikt.

NB Met fysisch modelleren wordt niet bedoeld het aanpassen van een ontwerpvoorbeeld aan de beperkte mogelijkheden van een computerprogramma.

2.2 Methode

Om de vraag te beantwoorden of een idee of een constructie werkt (zoals men denkt) moet het volgende worden gedaan:

- a. Verzamel gegevens over de omstandigheden waarin het idee of de constructie moet worden gebruikt: kwalitatieve gegevens betreffende materialen en materiaaleigenschappen en kwantitatieve gegevens betreffende afmetingen, hoeveelheden, aantallen e.d.
- b. Maak een voorstelling van hoe het werkt en beschrijf dit (schrijf het op). Dit is een belangrijke stap omdat opschrijven dwingt tot logisch ordenen. Het maken van een voorstelling begint met het nadenken over hoe warmte-, vocht-, lucht- en lichtstromen zich in de constructie bewegen.
- c. Stel - uitgaande van een stationaire situatie - warmtebalansen op en werk deze uit met behulp van bekende relaties (zie hoofdstuk 3 t/m 6). Hierdoor kunnen uitgebreide vergelijkingen ontstaan met zoveel onbekenden dat ze zich niet laten oplossen. Immers een wiskundig probleem is op te lossen als er ten minste evenveel vergelijkingen zijn als onbekenden. Een methode om een warmtebalans oplosbaar te maken is daarom het reduceren van de complexiteit. Dat kan door zoveel mogelijk de waarde van constanten in te vullen (tabellenwerk). Verder kan je variabelen constant veronderstellen door er een gemiddelde waarde aan toe te kennen. Dat is bij een (eerste) globale benadering toelaatbaar. Om een gemiddelde vast te kunnen stellen moet een maximale en minimale waarde bekend zijn voor de variabele in normale omstandigheden. Als de verschillen groot zijn is het verstandig om later na te gaan wat de invloed is van een wat hogere en een wat lagere waarde.

2.3 Basiskennis

Vaste stoffen, vloeistoffen en gassen bevatten, afhankelijk van hun temperatuur, een hoeveelheid energie in de vorm van bewegende deeltjes. Deze thermische energie (warmte) kan met andere stoffen worden gewisseld door geleiding, convectie en elektromagnetische straling. Volgens de eerste hoofdwet uit de thermodynamica gaat energie nooit verloren. Dat wil zeggen dat de som van de energiestromen altijd nul is. De tweede hoofdwet zegt dat energie van een hoog energieniveau naar een laag energieniveau stroomt. Dus warmte beweegt van lichamen of stoffen met een hoge temperatuur naar lichamen of stoffen met een lage temperatuur.

Elektromagnetische straling kan verschillende golflengten hebben. Licht (dat wat mensen zien en de wereld om ons heen - als gevolg van reflectie - zichtbaar maakt) is straling met golflengten tussen 380 en 780 nanometer ($1 \text{ nm} = 10^{-9} \text{ m}$). Warmtestraling (dat wat mensen als warmte voelen) bestaat uit kortgolvig infrarood (780-3000 nm) en langgolvig infrarood (3000-10000 nm). Kortgolvig infrarood wordt door lichamen uitgezonden met een hoge temperatuur, zoals de zon (6000 K) en gloeilampen (3000 K). Langgolvig infrarood wordt door alle lichamen uitgezonden als ze een temperatuur hebben hoger dan het absolute nulpunt ($-273 \text{ }^\circ\text{C}$). Kenmerkend voor kortgolvig infrarood is dat deze straling - net als licht - door gassen, water, glas en sommige kunststoffen voor een groot deel wordt doorgelaten. Andere niet-transparante of lichtdoorlatende stoffen absorberen deze straling, waardoor ze warm worden, langgolvig infrarood uitstralen en door middel van geleiding en convectie warmte met de omgeving wisselen.

3. WARMTE-OVERDRACHT

3.1 Algemeen

Warmte-overdracht vindt plaats door geleiding, convectie en straling. In de eerste helft van de vorige eeuw ontstonden door empirisch onderzoek reeds vergaande inzichten in deze complexe natuurkundige verschijnselen. Het leverde standaardwerken op zoals van Jakob [1] en McAdams [2]. Door verbetering van meettechnieken en de komst van computers, waardoor snelle en nauwkeurige analyses van meetresultaten mogelijk werden, namen in het tweede deel van de vorige eeuw de inzichten verder toe. Hierdoor is inmiddels nauwkeurig bekend hoe vloeistoffen en gassen stromen langs oppervlakken/lichamen met verschillende vormen en welke gevolgen dat heeft voor de druk en de temperatuur van die media en voor de temperatuur van die oppervlakken/lichamen. Toch laten verschillende onderzoekers enigszins verschillende resultaten zien. Dat is op zich niet zo problematisch. In de technische wetenschappen gaat het om het hanteerbaar maken van de complexe werkelijkheid en bij het modelleren om het op een verantwoorde manier vereenvoudigen van de werkelijkheid zodat verantwoorde uitspraken kunnen worden gedaan over de effecten van bepaalde ontwerpkeuzen. Veel werk op dit gebied werd gedaan door ASHRAE en z'n Work Committies [3]. Hiervan is in het volgende overzicht gebruik gemaakt, tenzij anders is aangegeven.

3.2 Warmtegeleiding

Warmte stroomt in stoffen en gassen van een hoger naar een lager temperatuurniveau. De warmtestroom is afhankelijk van de eigenschappen en de dikte van het medium en van het temperatuurverschil:

$$\Phi_{\text{gel}} = -A \cdot \lambda \cdot dT/dx \text{ (W)} \quad (1)$$

waarin:

A = oppervlakte (m^2)

λ = warmtegeleidingscoëfficiënt ($\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$)

dT/dx = temperatuurgradiënt (K/m)

Onder stationaire omstandigheden geldt voor een vlakke plaat van homogeen materiaal met een dikte d een lineair temperatuurverloop:

$$\Phi_{\text{gel}} = A \cdot \lambda/d \cdot (\theta_2 - \theta_1) \text{ (W)} \quad (2)$$

waarin:

θ_2 = temperatuur in punt 1 (K of $^{\circ}\text{C}$)

θ_1 = temperatuur in punt 2 (K of $^{\circ}\text{C}$)

3.3 Convectie

3.3.1 Dimensieloze getallen

Convectieve warmte-overdracht is een complex verschijnsel door natuurlijke of gedwongen convectie en door laminaire of turbulente stroming en verschillende mengvormen. Welk type convectie of stroming optreedt kan worden nagegaan met behulp van de dimensieloze getallen van Grashof (Gr), Prandtl (Pr), Rayleigh ($Ra = Gr \cdot Pr$) en Reynolds (Re).

Het dimensieloze getal van Nusselt (Nu) geeft inzicht in de verhouding tussen de warmte-overdracht met convectie en warmte-overdracht zonder convectie. Bij zuivere geleiding is $Nu = 1$. Is het getal van Nusselt bekend dan kan hieruit de warmte-overdrachtscoëfficiënt worden afgeleid:

$$Nu = \alpha_c \cdot d / \lambda \text{ (-)} \quad (3)$$

waarin:

- α_c = warmte-overdrachtscoëfficiënt (W/(m².K))
- d = karakteristieke afmeting (m)
- λ = warmtegeleidingscoëfficiënt (W/(m.K))

Het getal van Grashof heeft betrekking op natuurlijke convectie en geeft de verhouding weer van de invloed van de zwaartekracht en de invloed van de inwendige wrijving van het stromende medium:

$$Gr = L^3 \cdot g \cdot \gamma \cdot \Delta T / \nu^2 \quad (-) \quad (4)$$

waarin:

- g = versnelling van de zwaartekracht = 9,81 m/s²
- γ = kubieke uitzettingscoëfficiënt (1/K)
- ΔT = temperatuurverschil tussen vlak en langsstromend medium (K)
- ν = kinematische viscositeit (m²/s)
- L = karakteristieke afmeting (m) (*hoogte* voor verticale platen of buizen, *lengte* voor horizontale platen, *diameter* voor horizontale buizen en *0,5 x diameter* voor bollen)

Het getal van Prandtl heeft betrekking op zowel natuurlijke als gedwongen convectie en kenmerkt de fysische eigenschappen van het stromende medium:

$$Pr = \nu \cdot \rho \cdot c / \lambda \quad (-) \quad (5)$$

waarin:

- ν = snelheid medium (m/s)
- ρ = dichtheid medium (kg/m³)
- c = soortelijke warmte medium (J/(kg.K))
- λ = warmtegeleidingscoëfficiënt medium (W/m.K)

Het getal van Reynolds heeft betrekking op gedwongen convectie en kenmerkt het karakter van de stroming, die laminair of turbulent kan zijn of een mengvorm kan hebben:

$$Re = \nu \cdot D / \nu \quad (-) \quad (6)$$

waarin:

- ν = snelheid van het medium (m/s)
- D = kenmerkende diameter (m)
- ν = kinematische viscositeit (m²/s)

Omdat $\nu = \eta / \rho$ wordt het getal van Reynolds ook wel geschreven als:

$$Re = \rho \cdot \nu \cdot D / \eta \quad (-) \quad (7)$$

waarin:

- ρ = dichtheid (kg/m³)
- η = dynamische viscositeit (kg/(m.s))

3.3.2 Natuurlijke convectie

Bij natuurlijke convectie wordt het getal van Rayleigh gebruikt om na te gaan of de stroming laminair of turbulent is:

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (-) \quad (8)$$

Voor natuurlijke convectie geldt de algemene vergelijking:

$$Nu = a \cdot Ra^b \quad (-) \quad (9)$$

waarbij:

- a = constante
- b = 0,25 voor laminaire stroming
0,33 voor turbulente stroming

Voor natuurlijke convectie en *laminaire* stroming ($10^4 < Ra < 10^8$) langs een verticaal vlak geldt:

$$Nu = 0,56 Ra^{0,25} \quad (-) \quad (10)$$

Voor natuurlijke convectie en *turbulente* stroming ($10^8 < Ra < 10^{12}$) langs een verticaal vlak:

$$Nu = 0,13 Ra^{0,33} \quad (-) \quad (11)$$

Bij natuurlijke convectie en *turbulente* stroming ($10^8 < Ra < 10^9$) langs een horizontaal vlak:

$$Nu = 0,14 Ra^{0,33} \quad (-) \quad (12)$$

3.3.3 Warmte-overdrachtscoëfficiënten natuurlijke convectie

Bij de temperaturen die in gebouwen, gebouwconstructies en klimaatinstallaties voorkomen veranderen de natuurkundige eigenschappen van lucht slechts gering. Daarom wordt voor *lucht* vaak uitgegaan van de eigenschappen bij 21 °C. Hiervoor geldt:

$$Ra = 1,6 \cdot 10^6 \cdot L^3 \cdot \Delta T \quad (13)$$

Hieruit kunnen warmte-overdrachtscoëfficiënten worden afgeleid. Voor langs horizontale cilinders stromende lucht geldt (in $W/(m^2 \cdot K)$):

$$\alpha_c = 1,32 (\Delta T/L)^{0,25} \quad (\text{kleine cilinders, laminaire stroming}) \quad (14)$$

$$\alpha_c = 1,24 (\Delta T)^{0,33} \quad (\text{grote cilinders, turbulente stroming}) \quad (15)$$

Voor verticale vlakken:

$$\alpha_c = 1,42 (\Delta T/L)^{0,25} \quad (\text{kleine vlakken, laminaire stroming}) \quad (16)$$

$$\alpha_c = 1,31 (\Delta T)^{0,33} \quad (\text{grote vlakken, turbulente stroming})$$

Voor horizontale vlakken die aan de bovenzijde warmte afgeven of aan de onderzijde koelen:

$$\alpha_c = 1,32 (\Delta T/L)^{0,25} \quad (\text{kleine vlakken, laminaire stroming}) \quad (17)$$

$$\alpha_c = 1,52 (\Delta T)^{0,33} \quad (\text{grote vlakken, turbulente stroming}) \quad (18)$$

Voor horizontale vlakken die aan de onderzijde warmte afgeven of aan de bovenzijde koelen:

$$\alpha_c = 0,59 (\Delta T/L)^{0,25} \quad (19)$$

Volgens [4] is de luchtstroming langs ramen met een hoogte van 1 m en $\Delta T > 1K$ turbulent en geldt:

$$\alpha_c = 1,57 \cdot \Delta T^{0,33} \quad (20)$$

Volgens dezelfde bron geldt voor stroming van lucht langs warmere vloeren of koelere plafonds:

$$\alpha_c = 1,7 \cdot \Delta T^{0,33} \quad (21)$$

En voor stroming van lucht langs koelere vloeren of warmere plafonds:

$$\alpha_c = 0,8 \cdot \Delta T^{0,33} \quad (22)$$

Voor verticale buizen geldt volgens [4]:

$$\alpha_c = 1,7 \cdot \Delta T^{0,33} \quad (23)$$

En voor stroming van lucht langs horizontale buizen:

$$\alpha_c = 1,43 \cdot (\Delta T/D)^{0,33} \quad (24)$$

3.3.4 Gedwongen convectie

Van gedwongen convectie is sprake als luchtstroming gedwongen plaats vindt, bijvoorbeeld met een ventilator. Bij gedwongen convectie bepalen de getallen van Reynolds (Re) en Prandtl (Pr) het type stroming. Voor Re beneden een bepaalde grenswaarde is de stroming laminair. Boven een bepaalde andere waarde is de stroming turbulent. Tussen beide grenswaarden zit een overgangsgebied waarin de stroming een mengvorm heeft. Bij gedwongen convectie geldt de algemene vergelijking:

$$Nu = a \cdot Re^b \cdot Pr^c \quad (-) \quad (25)$$

Voor turbulente stroming in buizen ($Re > 10^4$) geldt, als voor ν wordt uitgegaan van de temperatuur van de hoofdstroom:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,80} \cdot Pr^{0,4} \quad (-) \quad (26)$$

Wordt voor ν_s uitgegaan van de temperatuur van het oppervlak, dan geldt:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{-0,20} \quad (-) \quad (27)$$

Volgens [4] geldt voor turbulente stroming in buizen ($Re > 10^4$):

$$Nu = 0,027 \cdot Re^{0,80} \cdot Pr^{0,33} \quad (-) \quad (28)$$

Voor laminaire stroming in buizen ($Re < 2300$) geldt:

$$Nu = 1,86 \cdot (Re \cdot Pr \cdot D/L)^{0,33} \cdot (\nu/\nu_s)^{0,14} \quad (-) \quad (29)$$

Hierin is ν/ν_s de verhouding tussen de viscositeit van het medium met de temperatuur van de hoofdstroom en de viscositeit van het medium met de temperatuur van het oppervlak. Als deze waarden dichtbij elkaar liggen nadert $(\nu/\nu_s)^{0,14}$ de waarde 1.

Volgens [4] geldt voor laminaire stroming in buizen ($Re < 2300$):

$$Nu = 3,66 \quad (-) \quad (30)$$

Voor een aangestroomd vlak oppervlak is volgens [4] de karakteristieke afmeting de afstand tussen het aanstroompunt en het beschouwde punt. Voor laminaire stroming ($Re < 3 \cdot 10^5$) geldt dan:

$$Nu = 0,332 \cdot Re^{0,50} \cdot Pr^{0,33} \quad (-) \quad (31)$$

Voor gedwongen stroming van *lucht* dwars op buizen geldt (voor de warmte-overdracht aan het buitenoppervlak):

$$Nu = 0,32 + 0,43 Re^{0,52} \quad (-) \quad (0,1 < Re < 1000) \quad (32)$$

$$Nu = 0,24 \cdot Re^{0,6} \quad (-) \quad (1000 < Re < 50000) \quad (33)$$

3.3.5 Warmte-overdrachtscoëfficiënten gedwongen convectie

Uit de Nusselt-vergelijkingen kunnen warmte-overdrachtscoëfficiënten worden afgeleid. Voor turbulent stromende **lucht** in buizen geldt:

$$\alpha_c = 3,031 \cdot c \cdot v^{0,8} / D^{0,2} \text{ (W/(m}^2\text{.K))} \quad (34)$$

Voor turbulent stromend **water** in buizen:

$$\alpha_c = 1057 \cdot (1,352 + 0,0198 \cdot \theta) \cdot v^{0,8} / D^{0,2} \text{ (W/(m}^2\text{.K))} \quad (35)$$

Voor **lucht** gelden de volgende benaderingen bij gedwongen stroming langs verticale vlakken:

$$\alpha_c = 7,2 \cdot v^{0,78} \text{ (W/(m}^2\text{.K))} \quad (5 < v < 30 \text{ m/s}) \quad (36)$$

$$\alpha_c = 5,62 + 3,9 \cdot v \text{ (W/(m}^2\text{.K))} \quad (v < 5 \text{ m/s}) \quad (37)$$

3.3.6 Gemengde convectie

Bij gedwongen convectie is er, hoe beperkt ook, altijd enige invloed door natuurlijke convectie. De invloeden kunnen elkaar versterken of beperken. Als globale regel geldt volgens [4] dat:

- natuurlijke convectie overheerst als $Re \ll Gr^{0,5}$
- gedwongen convectie overheerst als $Re > Gr^{0,5}$

3.4 Straling

Een lichaam zendt per m^2 oppervlak een energiestroom uit van:

$$\Phi = \epsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \text{ (W)} \quad (38)$$

waarin:

- ϵ = emissiecoëfficiënt van het oppervlak (-)
- σ = constante van Stefan-Boltzman = $5,67 \cdot 10^{-8}$ W/(m^2 .K)
- T = oppervlaktetemperatuur (K)

Voor de warmte-uitwisseling tussen twee stralende vlakken geldt:

$$\Phi_{2 \rightarrow 1} = \psi_{2 \rightarrow 1} \cdot A_2 \cdot \epsilon_2 \cdot \sigma \cdot (T_2^4 - T_1^4) \text{ (W)} \quad (39)$$

waarin:

- $\psi_{2 \rightarrow 1}$ = uitwisselingsfactor (-)
- A_2 = oppervlakte vlak 2 (m^2)
- ϵ_2 = emissiecoëfficiënt (-)
- σ = constante van Stefan-Boltzman (W/(m^2 .K))
- T_2 = temperatuur vlak 2 (K)
- T_1 = temperatuur vlak 2 (K)

De uitwisselingsfactor kan worden bepaald met behulp van de vorm- of zichtfactor. De vorm- of zichtfactor kan worden berekend of afgeleid met behulp van grafieken. In de praktijk wordt dit weinig gedaan. Een uitzondering doet zich voor bij de bepaling van stralingsasymmetrie en bij de beschrijving van dynamische simulatiemodellen, waaraan hoge eisen worden gesteld wat betreft de nauwkeurigheid van de voorspellingen. Bij het dimensioneren van klimaatregelende voorzieningen wordt, naar analogie met convectieve warmte-overdracht, meestal gebruik gemaakt van de warmte-overdrachtsfactor voor straling. Deze vereenvoudiging is toelaatbaar als de temperatuurverschillen van de oppervlakken waarmee warmte wordt gewisseld relatief klein zijn en de gemiddelde temperatuur van die oppervlakken niet veel verschilt van de temperatuur van het beschouwde oppervlak. Hiervan is bij klimaatregeling in gebruikelijke omstandigheden (ruimteverwarming in winterbedrijf en ruimtekoeling in zomerbedrijf) meestal sprake.

3.5 Gecombineerde warmte-overdracht

Vaak wordt voor het dimensioneren van klimaatregelende voorzieningen gerekend met gecombineerde warmte-overdrachtscoëfficiënten voor convectie en straling. Een voorbeeld is de warmteverliesberekening volgens NEN 5066. Het warmteverlies via buitenwanden wordt berekend met:

$$\Phi_{\text{tot}} = U \cdot A \cdot (\theta_i - \theta_e) \quad (\text{W}) \quad (40)$$

waarin:

- U = warmtedoorgangscoefficiënt van wanden, vloeren e.d. = $1/R$ ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$)
- R = warmteweerstand = $R_i + d_1/\lambda_1 + d_2/\lambda_2 + d_n/\lambda_n + \dots + R_{\text{sp}1} + R_{\text{sp}2} + R_{\text{sp}n} + \dots + R_e$ ($\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$)
- R_i = warmte-overgangswaerstand aan binnenzijde (meestal 0,13) ($\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$)
- R_e = warmte-overgangswaerstand aan buitenzijde (meestal 0,04) ($\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$)
- d = dikte van de lagen waaruit de wand of vloer is opgebouwd (m)
- λ = warmtegeleidingscoëfficiënt in ($\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$)
- R_{sp} = warmteweerstand van een spouw (meestal 0,17) ($\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$)
- A = oppervlakte van het vlak (m^2)
- θ_i = temperatuur aan binnenzijde van de constructie ($^\circ\text{C}$)
- θ_e = temperatuur aan buitenzijde van de constructie ($^\circ\text{C}$)

De warmte-overdracht voor straling α_s bedraagt buiten gemiddeld ongeveer $5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$. Voor de convectieve warmte-overdracht wordt vaak gerekend met:

$$\alpha = 5,62 + 3,9 v_w \quad (\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (\text{voor } v_w < 5 \text{ m/s}) \quad (41)$$

waarin:

- v_w = windsnelheid (m/s)

Hieruit is af te leiden welke windsnelheid NEN 5066 bij de warmteverliesberekening hanteert:

$$v_w = (\alpha - \alpha_s - 5,62) / 3,9 = (1 / 0,04 - 5 - 5,62) / 3,9 = 3,7 \text{ m/s}$$

In werkelijkheid wordt met hogere windsnelheden rekening gehouden, namelijk door de warmtedoorgangscoefficiënt te vermenigvuldigen met een factor e :

$$e = 1 / (1 - 0,04 \cdot U) \quad (-) \quad (42)$$

Wordt de invloed van deze factor verdeeld over buiten- en binnenzijde dan zijn de warmte-overdrachtscoëfficiënten respectievelijk:

$$\begin{aligned} \alpha_s &= 33,3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (R_e = 0,03 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}) \\ \alpha_i &= 10,0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (R_i = 0,10 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}) \end{aligned}$$

Voor de windsnelheid geldt in dat geval:

$$v_w = (\alpha - \alpha_s - 5,62) / 3,9 = (1 / 0,03 - 5 - 5,62) / 3,9 = 5,8 \text{ m/s}$$

Binnenshuis wordt de convectieve warmte-overdracht hoofdzakelijk bepaald door natuurlijke convectie. De warmte-overdrachtscoëfficiënt hiervoor is ongeveer $3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$. De warmte-overdrachtscoëfficiënt voor straling binnen is, uitgaande van $\epsilon = 0,9$, ongeveer $4,7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$. Dit geldt voor de meeste materialen en betrekkelijk geringe temperatuurverschillen. Voor het globaal dimensioneren kunnen als eerste benadering voor de gecombineerde warmte-overdrachtscoëfficiënten de waarden uit tabel 1 worden genomen. Bestaan de oppervlakken uit metalen of zijn ze voorzien van aluminiumverf dan moeten lagere waarden worden genomen, zie tabel 2.

Tabel 1 Gecombineerde warmte-overdracht- en warmteweerstandscoefficiënt

soort oppervlak	α W/(m ² .K)	R m ² .KW
radiator	10	0,10
warme vloer	10	0,10
koele vloer	7	0,143
warm plafond	7	0,143
koel plafond	8	0,125
warme wand	10	0,10
koele wand	10	0,10

Tabel 2 Emissie-coëfficiënt voor straling van verschillende materialen

materiaal	emissie-coëfficiënt	totale afgifte ¹⁾
staal		
- onbewerkt	0,80	0,92
- verzinkt nieuw	0,08	0,43
- verzinkt verweerd	0,26	0,55
- gelakt/gemoffeld	0,92	1,00
aluminium		
- onbewerkt	0,07	0,42
- gepolijst	0,05	0,41
- geanodiseerd, glanzend	0,10	0,44
- „ „ , mat	0,60	0,78
verf		
- aluminiumverf	0,35	0,61
- moffellak	0,92	1,00
stuc, gips, marmer, beton	0,94	1,01

¹⁾ ten opzichte van moffellak

3.6 Lucht en water als medium voor warmtetransport

Met gassen en vloeistoffen, zoals lucht en water, kan warmte worden verplaatst. De hoeveelheid te verplaatsen warmte is afhankelijk van de massa van de lucht- of waterstroom, de soortelijke warmte en het temperatuurverschil:

$$\Phi = q_v \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta\theta \quad (\text{W}) \quad (43)$$

waarin:

- q_v = volumestroom (m³/s)
- ρ = soortelijke massa (kg/m³)
- c = soortelijke warmte (J/(kg.K))
- $\Delta\theta$ = temperatuurverschil (K)

Het product ($\rho \cdot c$) wordt de warmtecapaciteit van het medium genoemd. De warmtecapaciteit van lucht is ongeveer $1,2 \cdot 1000 = 1200 \text{ J/m}^3$, van water ongeveer $1000 \cdot 4200 = 4200000 \text{ J/m}^3$. De warmtecapaciteit van water is dus 3500 maal groter dan van lucht.

Het verschil in warmte-inhoud (Δh), betrokken op de massa van de lucht is:

$$\Delta h = c \cdot \Delta\theta = \Phi / (q_v \cdot \rho) \quad (\text{J/g of KJ/kg}) \quad (44)$$

3.7 Warmtewisselaars

Convectoren en ribbenbuizen alsmede verwarmings- en koelbatterijen, zoals die in luchtbehandelingskasten, inductieapparaten en ventilatorconvectoren (fan coil units) worden toegepast, zorgen voor warmte-uitwisseling tussen het water dat er doorheen stroomt en de lucht die er aan de buitenkant langs stroomt. Deze warmte-overdracht is vrijwel geheel convectief. Bij convectoren en ribbenbuizen door vrije convectie, bij verwarmings- en koelbatterijen door gedwongen convectie omdat de luchtstroming met een ventilator in stand wordt gehouden. Radiatoren wisselen, naast vrije convectie, ook warmte door middel van straling. Bij enkelvoudige paneelradiatoren is de straling ongeveer de helft van het totaal, bij 2-plaats paneelconvectoren ongeveer 20%.

Er bestaan ook warmtewisselaars waarmee warmte tussen twee luchtstromen wordt uitgewisseld, zoals bij apparaten voor warmterugwinning. Hiermee wordt van buiten aangezogen verse buitenlucht verwarmd met de warmte die aan de afvoerlucht wordt onttrokken. Tussen beide luchtstromen bevindt zich een dunne wand van metaal of glas. Ook met deze apparaten wordt de warmte convectief overgedragen en, omdat de luchtstroming met een ventilator in stand wordt gehouden, is de convectie gedwongen.

Veel vragen die bij de B2 worden gesteld hebben betrekking op warmtewisselaars die in een gevelconstructie worden opgenomen. Vaak hebben deze warmtewisselaars bij het ontwerp al hun dimensies gekregen, bijvoorbeeld omdat men buizen door gevel laat lopen of omdat de lucht door een spouw wordt geleid. Ook wordt wel gevraagd naar het koelende effect van het langs een wateroppervlak of door een reservoir leiden van een luchtstroom. Om dergelijke vragen te kunnen beantwoorden moet er gemodelleerd worden en gerekend.

Een convector is een buis met aan de buitenzijde dunnen metalen plaatjes die lamellen worden genoemd. Door de lamellen is de buitenoppervlakte 20 tot 30 maal groter dan de binnenoppervlakte van de buis. Zo'n grote buitenoppervlakte is nodig om een effectieve warmte-overdracht te bereiken. De warmte-overdrachtscoëfficiënt tussen de buis en het water (2300 - 6500 W/(m².K)) is namelijk vele malen groter dan de warmte-overdrachtscoëfficiënt tussen de buis en de langsstromende lucht. Hoewel de lamellen de warmte goed geleiden is de temperatuur niet overal gelijk. Bij een convector die gebruikt wordt voor verwarming ligt de buistemperatuur door de hoge warmte-overdrachtscoëfficiënt aan de binnenzijde dichtbij die van het warme water. De uiteinden van de lamellen zijn koeler. Dit effect wordt in rekening gebracht door een ca. 30% lagere warmte-overdrachtscoëfficiënt te nemen dan de theoretische waarde:

Tabel 3 warmte-overdrachtscoëfficiënt
convectoren, natuurlijke convectie

ΔT K	α_c W/(m ² .K)
2	1,4
5	1,9
10	2,4
20	2,9
50	4,0
100	5,0

Bij gedwongen convectie, zoals bij verwarmings- en koelbatterijen in luchtbehandelingskasten en ventilator-convectoren, kan voor de warmte-overdrachtscoëfficiënt worden uitgegaan van:

$$\alpha_c = 12,0 \text{ W/(m}^2\text{.K)} \quad (45)$$

4. VOCHTOVERDRACHT

4.1 Verdamping en condensatie

Condensatie, dat wil zeggen de vorming van druppeltjes water (bijvoorbeeld op een oppervlak), vindt plaats als de waterdampdruk van de omringende lucht hoger is dan de verzadigingsdampdruk van lucht bij de heersende temperatuur, bijvoorbeeld van een koud oppervlak. Bij condensatie komt verdampingswarmte vrij. De temperatuur waarbij condensatie optreedt, en dus verdampingswarmte vrijkomt, wordt wel "dauwpunt" of "dauwpunttemperatuur" genoemd.

Verdamping vindt plaats als de waterdampdruk van een wateroppervlak hoger is dan de waterdampdruk van de omgevingslucht. De waterdampdruk van een wateroppervlak (per definitie de verzadigingsdampdruk) wordt bepaald door de temperatuur van het vlak. Bij verdamping wordt warmte aan de omgeving onttrokken. Ter vereenvoudiging wordt vaak aangenomen dat bij verdamping van een wateroppervlak de massa van het water zo groot is en de warmtegeleidingscoëfficiënt van water zoveel groter is dan van lucht dat de verdampingswarmte geheel aan de watermassa wordt onttrokken. Bij de verdamping van waterdruppels in lucht (door verneveling) ligt dit anders en wordt ook warmte aan de lucht onttrokken. Zie paragraaf 4.5.

4.2 Diffusie

Net als bij andere fysische transportverschijnselen verplaatst waterdamp zich van een hoge dampspanning naar een lage dampspanning. We noemen dit proces diffusie. Het damptransport kan worden betrokken op het verschil in dampspanning of het verschil in dampconcentratie. Bij het modelleren vochtstromen wordt meestal uitgegaan van de dampconcentratie, bijvoorbeeld tussen een wateroppervlak en de omringende lucht:

$$\Phi_{\text{damp}} = A \cdot \beta \cdot (x_w - x_l) \quad (\text{kg/s}) \quad (46)$$

waarin:

- A = wateroppervlakte (m²)
- β = dampoverdrachtscoëfficiënt (kg/m².K)
- x_w = dampconcentratie bij wateroppervlak (g/kg)
- x_l = dampconcentratie omgevingslucht (g/kg)

Volgens Lewis bestaat er een relatie tussen de dampoverdracht en convectieve warmteoverdracht:

$$\beta = L_c \cdot \alpha_c \quad (47)$$

waarin:

- L_c = Lewisconstante = 2,34 m³.K/g (betrokken op dampconcentratie in g water per m³ lucht)
2,8 K.kg/g (betrokken op dampconcentratie in g water per kg lucht)
0,017 K/Pa (betrokken op dampdruk in Pa)
- α_c = convectieve warmte-overdrachtscoëfficiënt (W/m².K)

Bij het modelleren van gecombineerde warmte- en vochtstromen wordt de vochtstroom meestal als warmtestroom weergegeven. Dit wordt de **latente** warmtestroom genoemd. Het latente warmtetransport tussen een wateroppervlak en de omgevende lucht kan daardoor worden geschreven als:

$$\Phi_{\text{la}} = A \cdot L_c \cdot \alpha_c \cdot (x_w - x_l) \quad (\text{W}) \quad (48)$$

*NB Met **latente** warmte wordt de verdampingswarmte bedoeld die door water is opgenomen om in dampvorm te kunnen overgaan. De warmte die aan lichamen en stoffen wordt toegevoerd waardoor de temperatuur van die stoffen stijgt wordt **voelbare** warmte genoemd. Latente warmte heeft geen invloed op de temperatuur van de stof.*

4.3 Gecombineerd warmte- en vochttransport

Bij gecombineerd transport van warmte en vocht beïnvloeden warmte- en stofstromen elkaar wat weer invloed heeft op de temperatuur. Wordt bijvoorbeeld warme lucht in contact gebracht met een koel oppervlak (van een lichaam met veel massa), door de lucht langs het oppervlak te laten stromen, dan koelt de lucht af, evenredig met het temperatuurverschil en de warmte-overdrachtscoëfficiënt. Als de temperatuur van het oppervlak zo laag is dat waterdamp uit de lucht op het oppervlak kan condenseren (stoftransport) dan komt verdampingswarmte vrij waardoor de temperatuur van de lucht relatief minder laag wordt dan in het geval er geen condensatie optreedt. Dit verschijnsel is het best toe te lichten aan de hand van het Mollier-diagram voor vochtige lucht. Zie paragraaf 4.5.

4.4 Lucht als transportmedium voor vocht (waterdamp)

Lucht kan een hoeveelheid waterdamp bevatten, afhankelijk van de temperatuur en de luchtdruk. Bij het modelleren van vochtoverdracht wordt de luchtdruk meestal constant verondersteld. Lucht kan bij -7 °C maximaal 2 g en bij 28 °C maximaal 24 g waterdamp per kg droge lucht bevatten. Dit zijn de verzadigingsconcentraties bij die temperaturen. Buitenlucht bevat in Nederland maximaal 16 g waterdamp per kg droge lucht. Bij een buitentemperatuur van 28 °C bevat de lucht echter zelden meer dan 14,3 g per kg droge lucht. Zoals in paragraaf 4.2 is aangegeven wordt bij het modelleren van vochtstromen meestal uitgegaan van de dampconcentratie en bij het modelleren van gecombineerde warmte- en vochtstromen wordt het vochttransport meestal weergegeven als latente warmtestroom:

$$\Phi_{\Delta h} = q_v \cdot \rho \cdot r \cdot (x_1 - x_2) \quad (\text{W}) \quad (49)$$

waarin:

- q_v = volumestroom (m^3/s)
- ρ = soortelijke massa van lucht (kg/m^3)
- r = verdampingswarmte (J/g of kJ/kg)
- x_1 = begin dampconcentratie (g/kg)
- x_2 = eind dampconcentratie (g/kg)

Het verschil in latente warmte-inhoud, betrokken op de massa van de lucht is:

$$\Delta h = r \cdot (x_1 - x_2) = \Phi_{\Delta h} / (q_v \cdot \rho) \quad (\text{J}/\text{g} \text{ of } \text{kJ}/\text{kg}) \quad (50)$$

4.5 Bevochtigen en drogen van lucht (Mollier-diagram)

4.5.1 Samenhang tussen de verschillende grootheden

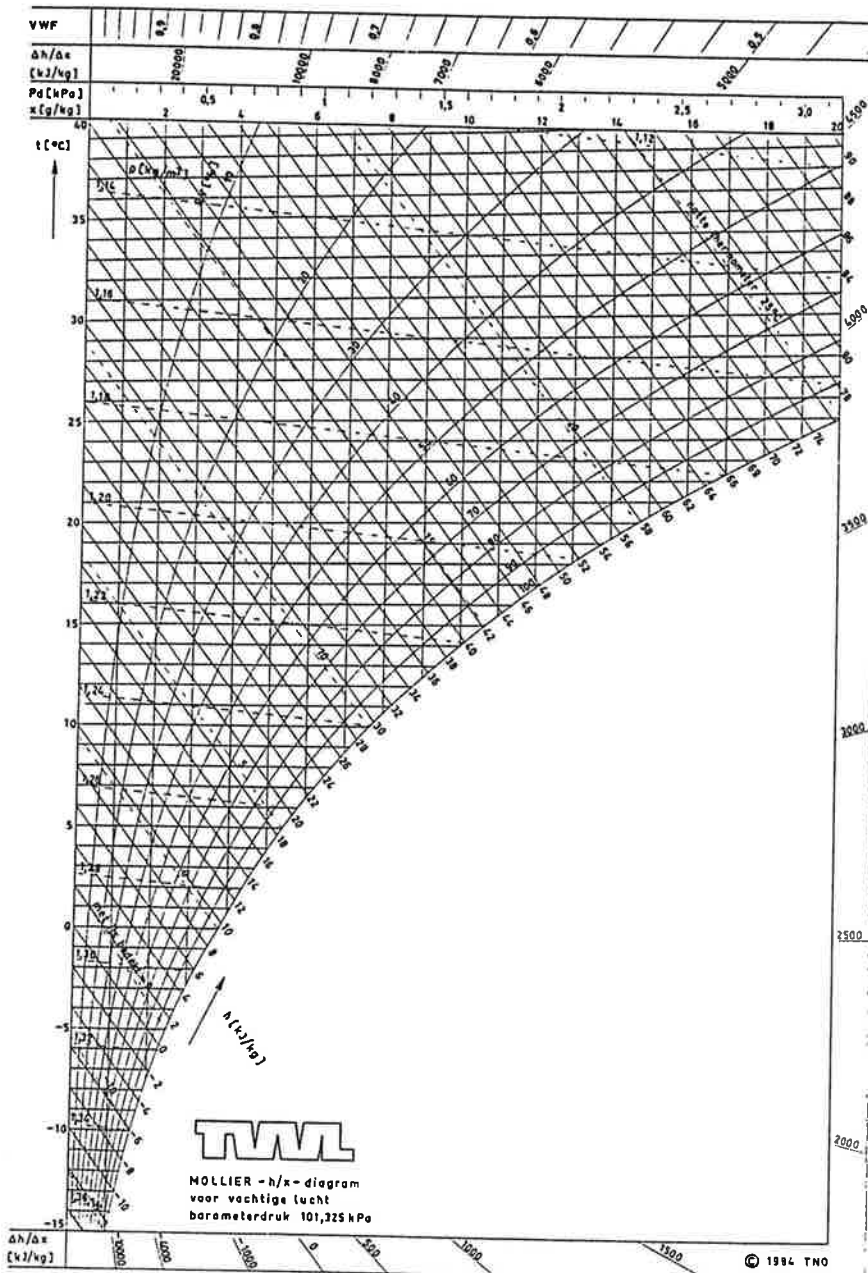
Wat er gebeurt als lucht wordt bevochtigd of gedroogd kan het best worden toegelicht aan de hand van het Mollier-diagram voor vochtige lucht, zie figuur 1. Dit diagram geeft de samenhang weer tussen de absolute vochtigheid (x) en de enthalpie (h). Per definitie is de enthalpie (warmte-inhoud) van droge lucht bij 0 °C gelijk aan $0\text{ kJ}/\text{kg}$.

De enthalpie van vochtige lucht is:

$$h = c_{pl} \cdot \theta + c_{pw} \cdot x \cdot \theta + x \cdot r \quad (\text{kJ}/\text{kg}) \quad (51)$$

waarin:

- c_{pl} = soortelijke warmte van lucht bij constante druk ($\text{kJ}/(\text{kgK})$)
- c_{pw} = soortelijke warmte van waterdamp bij constante druk ($\text{kJ}/(\text{kgK})$)
- r = verdampingswarmte van water (kJ/kg)
- x = absolute vochtigheid (g/kg)
- θ = droge luchttemperatuur ("droge bol") (°C)



Figuur 1 Mollier-diagram voor vochtige lucht

De partiele dampspanning bij verzadiging is:

$$p_s = \exp(23,561 - 4030,18 / (\theta + 235)) \text{ (Pa)} \quad (55)$$

De partiele dampspanning kan op een schaal bovenaan het diagram worden afgelezen.

De soortelijke massa van vochtige lucht bedraagt:

$$\rho = 273 (1,273B - 0,48 \cdot p_d) / (101325 \cdot (\theta + 273)) \text{ (kg/m}^3\text{)} \quad (56)$$

De absolute vochtigheid is:

$$x = 622 \cdot p_d / (B - p_d) \text{ (g/kg)} \quad (52)$$

waarin:

p_d = partiele spanning waterdamp
 B = atmosferische druk (Pa)

De absolute vochtigheid (x) is in het Mollier-diagram op de horizontale as uitgezet (schaal bevindt zich aan de bovenzijde). Anders dan gebruikelijk is de enthalpie (h) niet op de verticale as uitgezet, maar op een as die een hoek met die as maakt. Hierdoor wordt het diagram uit elkaar getrokken en is het beter af te lezen. De enthalpie is bij de onderste gebogen lijn af te lezen.

De relatieve vochtigheid is:

$$\phi = p_d / p_s \text{ (fractie)} \quad (53)$$

in procenten:

$$RV = 100 \cdot p_d / p_s \text{ (%)} \quad (54)$$

waarin:

p_d = partiele spanning waterdamp
 p_s = partiele spanning waterdamp bij verzadiging (Pa)

De gebogen lijnen in het Mollier-diagram zijn de lijnen van gelijke relatieve vochtigheid. De onderste lijn is de verzadigingslijn ($RV=100\%$). Hoeveel waterdamp de lucht kan bevatten is afhankelijk van de luchtdruk. Het Mollier-diagram geldt voor een barometerdruk van 101325 Pa.

De dauwpunttemperatuur is de temperatuur waarbij condensatie gaat optreden als lucht wordt afgekoeld, zonder dat vocht wordt toe- of afgevoerd. De dauwpunt temperatuur (of "dauwpunt") wordt berekend met:

$$\theta_{dp} = 4030,18 / (23,561 - \ln p_d) - 235 \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (57)$$

De dauwpunttemperatuur wordt gevonden op het snijpunt van de verticale lijn van de absolute vochtigheid (x) en de lijn $RV = 100\%$.

De in het Mollier-diagram aangegeven "natte thermometer" (of "natte bol") is de psychrometrische natte luchttemperatuur (θ_n). De waarde wordt gevonden door vanuit het beschouwde punt in het diagram (dat de conditie van de lucht karakteriseert) een lijn te trekken evenwijdig aan de gestippelde "natte thermometer"-lijnen. Op het snijpunt met de verzadigingslijn ($RV = 100\%$) is de waarde af te lezen op de schaal van de droge luchttemperatuur (verticale as). Voorbeeld: lucht met een droge luchttemperatuur van 20°C en RV van 60% heeft een natte luchttemperatuur van bijna 14°C .

4.5.2 Karakteriseren van de toestand van de lucht (conditie van de lucht)

De toestand van vochtige lucht kan worden gekarakteriseerd met twee grootheden uit het Mollier-diagram, bijvoorbeeld met een droge luchttemperatuur $\theta = 20^\circ\text{C}$ en een relatieve vochtigheid van 60% . De conditie van deze lucht wordt gekarakteriseerd door:

$$\begin{aligned} \theta_n &= 20^\circ\text{C} \text{ en } x = 8,8 \text{ g/kg} \\ \theta_n &= 20^\circ\text{C} \text{ en } \theta_n = 15,2^\circ\text{C} \\ \theta_n &= 20^\circ\text{C} \text{ en } h = 42,5 \text{ kJ/kg} \\ \theta_n &= 20^\circ\text{C} \text{ en } \theta_{dp} = 12,0^\circ\text{C} \\ \theta_n &= 20^\circ\text{C} \text{ en } p_d = 1400 \text{ Pa} \end{aligned}$$

4.5.3 Toestandverandering

Het verwarmen van lucht met $\theta = 20^\circ\text{C}$ en $RV = 60\%$ naar een temperatuur van $\theta = 32^\circ\text{C}$, zonder daarbij vocht toe- of af te voeren, geeft een toestandsverandering in het Mollier-diagram die verticaal langs de lijn $x = 8,8 \text{ g/kg}$ loopt. Bij 32°C is de relatieve vochtigheid $RV = 30\%$

Het koelen van lucht met $\theta = 20^\circ\text{C}$ en $RV = 60\%$ naar een temperatuur van $\theta = 10^\circ\text{C}$, zonder vocht toe- of af te voeren, geeft een toestandverandering die langs de lijn $x = 8,8 \text{ g/kg}$ verticaal naar beneden loopt tot het dauwpunt $\theta_{dp} = 12,0^\circ\text{C}$ is bereikt. Daarna daalt de temperatuur langs de lijn $RV = 100\%$ bij gelijktijdige condensatie van waterdamp. Bij $\theta = 10^\circ\text{C}$ is de absolute vochtigheid afgenomen tot $7,6 \text{ g/kg}$.

Het bevochtigen door middel van het vernevelen van water verloopt bij benadering langs de lijnen met gelijke natte luchttemperatuur (θ_n). Het bevochtigen van lucht met (niet natte) verzadigde stoom verloopt bij benadering langs de lijnen van gelijke droge luchttemperatuur (θ).

Bij gelijktijdig toe- of afvoeren van warmte en vocht kan voor het bepalen van de nieuwe toestand de $\Delta h/\Delta x$ -randschaal worden gebruikt.

Bij het mengen van gelijke hoeveelheden lucht van verschillende temperatuur en vochtigheid kan de toestand van het mengsel worden gevonden door in het Mollier-diagram de karakteristieke punten door een rechte lijn met elkaar te verbinden. Het midden van die lijn karakteriseert de toestand van het mengsel. Bij het mengen van ongelijke hoeveelheden lucht kan de mengtoestand worden gevonden door de verbindingslijn verhoudingsgewijs te verdelen.

5. STROMING VAN LUCHT EN WATER

5.1 Drukverschillen

Lucht en water, in het algemeen vloeistoffen en gassen, verplaatsen zich onder invloed van een drukverschil. Drukverschillen kunnen een natuurlijke oorsprong hebben, bijvoorbeeld bij water de druk door een hoogteverschil. Een kolom water oefent een druk Δp uit van:

$$\Delta p = \rho \cdot g \cdot h \quad (\text{Pa}) \quad (58)$$

Waarin:

ρ = soortelijke massa (of dichtheid) (kg/m^3)

g = versnelling van de zwaartekracht (m/s^2)

h = hoogte (m)

Volgens Bernoulli kan een drukverschil worden omgezet in een stromingssnelheid (v):

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho \cdot v^2 \quad (\text{Pa}) \quad (59)$$

Bij verwarming worden lucht en water lichter. Een kolom warme lucht weegt daardoor minder dan een kolom koude lucht van gelijke hoogte. Het drukverschil is:

$$\Delta p = \rho_{\theta_1} \cdot g \cdot h - \rho_{\theta_2} \cdot g \cdot h \quad (\text{Pa}) \quad (60)$$

waarin:

ρ_{θ_1} = dichtheid bij temperatuur θ_1

Dit drukverschil kan volgens Bernoulli worden omgezet in een snelheid:

$$\rho_{\theta_1} \cdot g \cdot h - \rho_{\theta_2} \cdot g \cdot h = \frac{1}{2} \rho \cdot v^2 \quad (61)$$

5.2 Stroming door buizen

De stroming van lucht en water in buizen kan worden beschreven met de vergelijking van Bernoulli:

$$p + \frac{1}{2} \rho \cdot v^2 + \rho \cdot g \cdot h_z = \text{constant} \quad (62)$$

waarin:

p = statische druk (Pa)

ρ = soortelijke massa (dichtheid) stromende medium (kg/m^3)

v = stroomsnelheid van het medium (m/s)

g = versnelling van de zwaartekracht (m/s^2)

h_z = hoogte boven een gekozen referentieniveau (m)

De drie termen in deze vergelijking worden respectievelijk "statische druk", "dynamische druk" en "gravitatiedruk" genoemd.

Bij de stroming door buizen ondervindt lucht of water weerstand door wrijving. Het drukverlies als gevolg van deze wrijving bedraagt voor rechte buizen:

$$\Delta p = \lambda \cdot L/d \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot v^2 \quad (\text{Pa}) \quad (63)$$

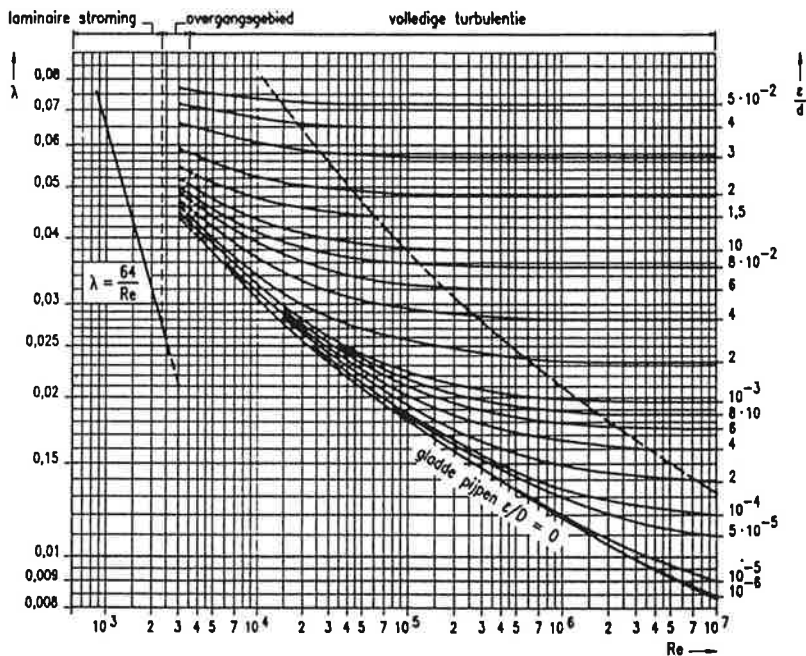
waarin:

λ = weerstandsfactor (-) (niet verwarren met warmtegeleidingscoëfficiënt)

L = lengte van de buis (m)

d = inwendige diameter van de buis (m)

De weerstandsfactor wordt bepaald door het karakter van de stroming die laminair of turbulent kan zijn. Het getal van Reynolds (zie paragraaf 3.3.1) geeft aan welk karakter de stroming heeft. In waterleidingen en luchtkanalen is de stroming laminair bij $Re < 2300$ en turbulent bij $Re > 3500$. Tussen beide waarden kan de stroming laminair of turbulent zijn of een mengvorm hebben. Zie figuur 2, het diagram van Moody.



Figuur 2 Diagram van Moody

Op de horizontale as van het diagram is de waarde voor Re uitgezet, op de verticale as de weerstandsfactor λ_w . De schuine lijn links in het diagram geeft de relatie weer voor laminaire stroming. Rechts in het diagram zijn lijnen getekend voor verschillende verhoudingen van wandruwheid (k) en de inwendige diameter (d). De onderste van deze lijnen geldt voor volkomen gladde buizen ($k/d = 0$). Door de lijnen met verschillende waarden voor k/d is een schuine streepjeslijn getekend die de grens markeert voor hydraulisch ruwe buizen. Het gebied onder deze lijn is het overgangsgedebied tussen hydraulisch ruwe en hydraulisch gladde buizen.

Voor laminaire stroming geldt:

$$\lambda_w = 64 / Re \quad (-) \quad (64)$$

Bij hydraulisch ruwe buizen overheerst de wandruwheid:

$$1/\sqrt{\lambda_w} = 2 \log (d/k) + 1,14 \quad (-) \quad (65)$$

In het overgangsgedebied tussen hydraulisch ruwe en gladde buizen hangt de weerstandsfactor af van de wandruwheid en van het getal van Reynolds en moet door middel van iteratie worden bepaald:

$$1/\sqrt{\lambda_w} = -2 \log ((2,51 / Re \sqrt{\lambda_w}) + k / (3,71 \cdot d)) \quad (-) \quad (66)$$

Meestal worden voor het bepalen van de weerstand nomogrammen gebruikt. Zie het Blauwe Boek [5].

Het drukverlies in leidingsystemen wordt mede bepaald door verliezen in bochten e.d. Het plaatselijke drukverlies (door turbulenties als gevolg van richtingverandering, versnelling en vertraging) wordt betrokken op de dynamische druk:

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot v^2 \text{ (Pa)} \quad (67)$$

waarin:

ζ = weerstandscoefficiënt voor plaatselijke weerstanden (-) (zie tabel 4)

Het totale drukverlies in leidingen en kanalen is bepalend voor de druk die een pomp of een ventilator moet kunnen leveren bij de gevraagde water- of luchthoeveelheid per tijdseenheid (debiet):

$$\Delta p = \Sigma (\lambda \cdot L/d \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot v^2) + \Sigma (\zeta \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot v^2) \text{ (Pa)} \quad (68)$$

In de praktijk worden plaatselijke weerstanden vaak uitgedrukt in een aantal meter rechte leiding of recht kanaal (equivalente lengte). Ook wordt wel een toeslag gegeven op de weerstand van rechte leidingen en kanalen. De toeslag wordt gebaseerd op de weerstandsbepaling van een representatief deel van een leiding- of kanaalsysteem. De toeslag voor verwarmingsleidingen, koelleidingen en luchtkanalen ligt meestal tussen 30 en 50%.

5.3 Pompen en ventilatoren

Bij vergelijking van systemen, bijvoorbeeld het energiegebruik van natuurlijke ventilatie en mechanische ventilatie, moet ook het opgenomen elektrische vermogen van pompen en ventilatoren in de vergelijking worden betrokken. Het opgenomen vermogen wordt bepaald door:

voor vloeistoffen:

$$P = q \cdot \rho \cdot g \cdot h \cdot \Delta p / (\eta_m \cdot \eta_e) \quad (69a)$$

voor lucht en vloeistoffen:

$$P = q \cdot \Delta p / (\eta_m \cdot \eta_e) \quad (69b)$$

waarin:

q = hoeveelheid te verplaatsen lucht of water (m³/s)

ρ = soortelijkemassavanhete verplaatsen medium (kg/m³)

g = versnelling van de zwaartekracht = 9,81 m/s²

h = opvoerhoogte pomp (m)

Δp = druk die de pomp of ventilator bij het gegeven debiet moet leveren (Pa)

η_m = mechanisch rendement van de pomp of de ventilatorrendement (-)

η_e = rendement van de elektromotor die de pomp of de ventilator aandrijft (-)

Het mechanisch rendement van pompen en ventilatoren is niet constant en afhankelijk van het punt van de debiet/druk-karakteristiek waarop de pomp of ventilator zijn werk doet. Vaak is dat werkpunt variabel, bijvoorbeeld omdat het debiet variabel is, zoals bij een VAV-systeem. Ook het hoogteverschil h dat moet worden overbrugd telt uiteraard mee, met name bij vloeistoffen.

In de praktijk wordt vaak gerekend met een totaal rendement ($\eta_m \cdot \eta_e$) tussen 0,50 en 0,70.

6. LICHT

6.1 Opmerking vooraf

Dit hoofdstuk gaat over de stappen die aan de modelontwikkeling voorafgaan, namelijk het verzamelen van kwalitatieve en kwantitatieve gegevens en het maken van een voorstelling van hoe het werkt. Deze reader beschrijft dit omdat blijkt dat ontwerpers vaak moeite hebben om vanuit de abstracte fysica een voorstelling te maken van hoe een ruimte door daglicht wordt verlicht. Verder geeft dit hoofdstuk aan waar het bij het gevelontwerp, in relatie tot daglicht en uitzicht, feitelijk en in hoofdzaak om gaat.

6.2 Warmte- en lichtdoorlatendheid van glas

Glas laat relatief meer zonlicht door dan zonnearmte. Dit blijkt uit de LTA- en ZTA-waarde van enkel blank glas. Deze is respectievelijk ongeveer 0,9 en 0,82 (-). Bij oudere zonwerende glassoorten (bruin of grijs gekleurd warmte-absorberend glas) was de LTA-waarde vaak lager dan de ZTA-waarde. Moderne zonwerende glassoorten hebben aanzienlijk gunstiger eigenschappen. Deze zijn te danken aan dunne laagjes metaal die op het glas zijn gedampt (spouwzijde) en een speciale gasvulling in de spouw. De metalen laagjes reflecteren de zonnestraling selectief. Dat wil zeggen ze laten relatief meer licht door en reflecteren meer infraroodstraling. De speciale gasvulling isoleert beter dan droge lucht en beperkt de interne circulatie in de spouw. Hierdoor is de isolatiewaarde van moderne zonwerende glassoorten ook gunstige en vergelijkbaar met HR+ glas. Vaak wordt gevraagd welke LTA- en ZTA-waarde combinaties van glassoorten hebben. Een redelijke benadering is het vermenigvuldigen van de LTA-waarden. Bijvoorbeeld voor twee lagen blank glas is de LTA-waarde: $0,9 \times 0,9 = 0,81$. Dit klopt redelijk. De ZTA-waarde van de combinatie is: $0,85 \times 0,85 = 0,72$. Ook dit benadert de werkelijkheid.

6.3 Dagverlichting

6.3.1 Voldoende daglicht

De hoeveelheid daglicht wordt vaak uitgedrukt in de daglichtfactor. Deze factor is gedefinieerd als de verhouding tussen de horizontale verlichtingssterkte in een beschouwd punt en de horizontale verlichtingssterkte in het open veld bij een onbelemmerde en gelijkmatig bedekte hemel. Een werkruimte als geheel wordt voldoende door daglicht verlicht beschouwd als de daglichtfactor in het midden van de ruimte ten minste 0,9% is. Een werkplek is voldoende door daglicht verlicht als de daglichtfactor minimaal 5% is. Zelfs in "donkere tijden" leidt deze hoeveelheid daglicht niet tot onvrede. Als minimum voor de werkplek wordt 3% genoemd. Een daglichtfactor minder dan 3% is voor permanente werkplekken onvoldoende.

In het algemeen is een ruimte als geheel voldoende door daglicht verlicht (daglichtfactor 0,9%) als ten minste 30% van het oppervlak van ten minste één buitengevel uit helder glas bestaat. Dit geldt voor ruimten met een afmeting van maximaal 8 x 8 meter. Werkplekken worden in de regel voldoende door daglicht verlicht (daglichtfactor 5%) als ze zich op een afstand van niet meer dan één à anderhalf maal de raamhoogte vanaf een raam bevinden. Een daglichtfactor van 3% vindt men op een afstand van anderhalf tot twee maal de raamhoogte. In de tabel 5 is een overzicht gegeven van de verlichtingssterkte in lux die correspondeert met genoemde daglichtfactoren. Deze gegevens moeten worden beschouwd tegen de achtergrond van de verlichtingseisen zoals die volgens NEN 3087 aan de kunstverlichting van ruimten moeten worden gesteld (zie tabel 6).

Tabel 5 Verlichtingssterkte door daglicht

Open veld lux	% vd tijd (9 - 17 uur)	DF = 5% lux	DF = 3% lux	DF = 0,9% lux
12000	60	600	360	108
10000	70	500	300	90
7000	80	350	210	63
3000	90	150	90	27

Tabel 6 Verlichtingseisen volgens NEN 3087

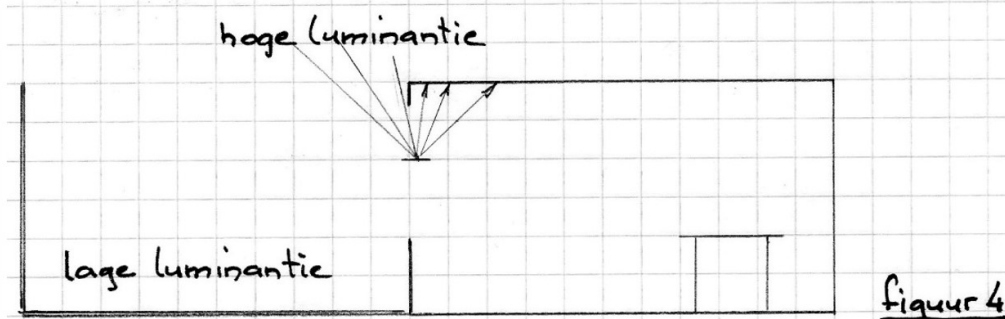
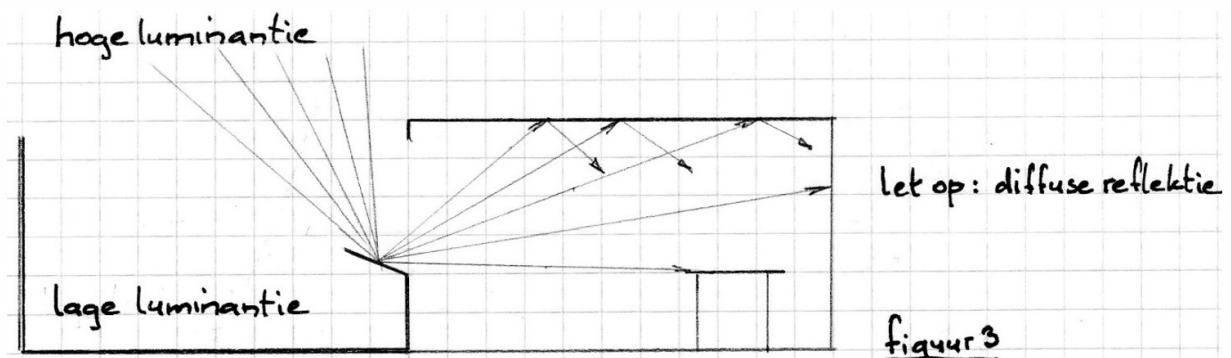
oriëntatieverlichting	15 - 200 lux
werkplekverlichting	200 - 800 lux

6.3.2 Daglichtvoorzieningen aan de gevel

Bij de ontwikkeling van gevelconcepten zijn er vaak hooggespannen verwachtingen van voorzieningen die ervoor moeten zorgen dat daglicht dieper in de ruimte doordringt. Vroeger werden voor dit doel hoge ruimten gebouwd die van hoge ramen waren voorzien. Voorbeelden zijn te vinden bij de statige herenhuisen uit voorgaande eeuwen met woonlagen van 4 m en hoger. Tegenwoordig zijn standaard kantoorruimten 2,7 m en woningen vaak niet meer dan 2,4 m hoog. Dat heeft consequenties voor de hoogte van de ramen en de dagverlichting.

De hooggespannen verwachtingen over genoemde voorzieningen zijn deels het gevolg van overdreven verhalen in architectuurbladen maar ook omdat ontwerpers bij daglicht vaak aan direct zonlicht denken. Daglicht is diffuus. Dat wil zeggen dat daglicht niet, zoals zonlicht, door een spiegel wordt gereflecteerd. Fantasievolle pijltjes op tekeningen suggereren vaak anders. Onderzoek naar daglicht met een zonnemulator is daarom zinloos. Alleen in de daglichtkamer kunnen de effecten van voorzieningen worden nagegaan. Om dat te kunnen moet een maquette worden gebouwd en om een maquette te bouwen moeten er ideeën zijn.

Voor het ontwikkelen van ideeën is het zinvol om in een ruimte (bijvoorbeeld een kabinet van Bouwkunde) te gaan staan en naar buiten te kijken. Waar komt het daglicht vandaan? De heldere hemelkoepel is de lichtbron. De grond en de bomen hebben een veel lagere luminantie. Als je, uitgaande van gelijke raamafmetingen, diep in de ruimte meer daglicht wil hebben, bijvoorbeeld op een tafel, dan moet er onder andere meer licht door het plafond boven de tafel worden gereflecteerd. Het plafond reflecteert meer daglicht door het wit te verven. Maar waar komt het licht vandaan dat het witte plafond moet reflecteren. Ga op de tafel staan met je hoofd vlak onder het plafond en kijk naar buiten. Je ziet weinig van de hemelkoepel en veel van de donkere bodem en de donkere bomen. Hoe kan je daarin verandering in brengen? Door het donkere maaiveld en de bomen te vervangen door een lichter vlak. Hoe doe je dat? De omgeving wit schilderen is wat overdreven. Realistischer is het om een licht diffuus reflecterend vlak te nemen, bijvoorbeeld een brede witte plank die je voor de gevel aanbrengt, zie figuur 3. Je moet de plank zo aanbrengen dat deze het uitzicht niet belemmert. Bij de belemmering moet je ook denken aan de lichttoetreding van de ruimte beneden je.



Vaak zie je als idee een horizontale plank in het vlak van de gevel op 1,5 a 2 m hoogte, zie figuur 4. Wat doet zo'n plank? Als het een spiegel is, kijk je - staande op de tafel achterin de ruimte - tegen de zijkant en zie je een iets lichter plafond dichtbij het raam. Het helpt niet om het plafond achter in de ruimte beter aan te lichten. Je kunt de spiegel enigszins naar binnen kantelen. Dan zie, je staande op de tafel, het plafond van de ruimte in plaats van de heldere hemelkoepel. Dat helpt dus ook niet. Ondertussen belemmert de plank de daglichttoetreding. Het meest in het deel van de ruimte dichtbij de gevel. Maar ook achterin de ruimte, terwijl het daarom ging. Als de plank diffuus wit is verandert er t.o.v. een spiegel weinig, behoudens als je de plank een beetje kantelt. Dan toont het vlak vanaf je kijkpositie bovenop de tafel iets helderder. De vraag is of dit opweegt tegen het verlies van daglicht door de belemmering van de plank. Metingen in de daglichtkamer laten zien dat dergelijke lichtvoorzieningen in het vlak van de gevel niet tot meer licht achterin de ruimte leiden. Wel tot minder licht voorin de ruimte waardoor, en dit is wellicht het enige voordeel, de verlichting van de ruimte gelijkmatiger is. Metingen met een plank laag voor de gevel (zie vorige alinea) kunnen niet in de daglichtkamer worden uitgevoerd omdat de invloed van de donkere bodem en de donkere bomen niet worden gesimuleerd. Gezien wat je met je gezonde verstand kunt beredeneren is het niet verwonderlijk dat onderzoek naar daglichtvoorzieningen weinig of geen effect aantoon [6].

6.4 Uitzicht

6.4.1 Beleving van uitzicht

Uitzicht bevordert het gevoel van ruimtelijkheid (1e element). De begrenzing van de ruimte valt bij het raam als het ware weg, waardoor mensen zich minder snel opgesloten voelen. De ervaren ruimtelijkheid neemt toe naarmate eventuele bebouwing waarop wordt uitgekeken zich op grotere afstand van het raam bevindt. Andere elementen die de kwaliteit van het uitzicht bepalen zijn: het kunnen waarnemen van het weer (2e element), van beweging, zoals mensen en verkeer (3e element) en van natuurlijke elementen, zoals groen en bomen (4e element). Het uitzicht zou ten minste drie van de vier hier genoemde elementen moeten bevatten. In kwantitatieve zin is sprake van voldoende uitzicht als ten minste één buitengevel, gezien vanaf de binnenzijde, voor ten minste 20% van de oppervlakte en ten minste 55% van de breedte uit ramen bestaat. De lichtopeningen moeten het mogelijk maken dat bij een normale zithouding de horizon en delen van de voorgrond en de hemel zichtbaar zijn. Dit is in de regel het geval als de onderste glaslijn niet hoger ligt dan 0,9 meter en de bovenste glaslijn niet lager ligt dan 2,1 meter boven de vloer. Een ruimte met voldoende daglicht (zie 6.4) geeft doorgaans een goed uitzicht, zolang de werkplekken zich maar in de gevelzone bevinden.

6.4.2 Uitzicht kwalitatief en kwantitatief

Elementen die de *kwaliteit* van het uitzicht bepalen zijn:

4. bevorderen van gevoel van ruimtelijkheid (> 20 meter)
5. waarnemen weer en weersveranderingen
6. waarnemen van beweging (mensen, verkeer)
7. waarnemen natuurlijke elementen.

"Voldoende" kwaliteit: ten minste 3 van de 4 elementen

Kwantiteit van uitzicht:

- a. 20 - 40% transparantie van het oppervlak van een gevel
- b. > 55% transparantie van de breedte van die gevel
- c. onderste glaslijn < 0,9 m + vloer i.v.m. zichtbaarheid voorgrond en horizon
- d. bovenste glaslijn > 2,1 m + vloer ,, ,, horizon en hemel

7. VOORBEELDEN

7.1 Ruimteverwarming met verwarmd glas

Omschrijving en gegevens

Het betreft een gevel met dubbel glas waartussen warm water stroomt, met als doel het verwarmen van de ruimte. Voor de warmtebehoefte en verdere gegevens wordt uitgegaan van een voorbeeld uit het blauwe boek "KLIMAATINSTALLATIES - Integratie van gebouw en installaties", namelijk een mechanisch geventileerd kantoorvertrek:

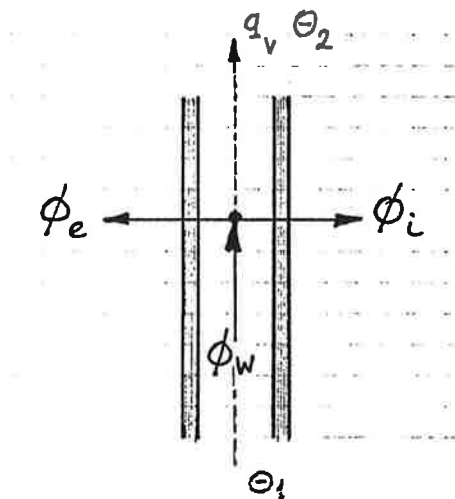
warmteverlies van de ruimte	: 921 W.
warmteverlies via het raam	: 309 W
raamoppervlakte	: 2,9 m ²
spouw	: 15 mm
dikte van de ruit	: 8 mm
hoogte van het raam	: 1,2 m
breedte van het raam	: 2,4 m
ruimtetemperatuur	: 20 °C
buitentemperatuur	: -7 °C

Als de ruimte via het glasoppervlak wordt verwarmd, moet de warmtestroom tussen de spouw en de ruimte gelijk zijn aan het berekende totale warmteverlies minus het warmteverlies van het raam:

$$\Phi_i = 921 - 309 = 612 \text{ W}$$

Warmtebalans

De aan de spouw toegevoerde warmte is gelijk aan het warmteverlies naar buiten en naar binnen.



Zodat als warmtebalans kan worden geschreven:

$$\Phi_w - \Phi_i - \Phi_e = 0$$

waarin:

Φ_w = verschil in warmte-inhoud van de aan de spouw toegevoerde waterstroom (W)

Φ_i = warmtestroom tussen het warme water in de spouw en de ruimte (W)

Φ_e = warmtestroom tussen het warme water in de spouw en de buitenomgeving (W)

Het verschil in warmte-inhoud van het water tussen toevoer en afvoer is:

$$\Phi_w = q_w \cdot \rho \cdot c \cdot (\theta_1 - \theta_2)$$

waarin:

- q_w = hoeveelheid aan de spouw toegevoerd water (m^3/s)
 ρ = soortelijke massa water = 1000 kg/m^3
 c = soortelijke warmte water = 4200 J/(kg.K)
 θ_1 = toevoertemperatuur water ($^{\circ}\text{C}$)
 θ_2 = afvoertemperatuur water ($^{\circ}\text{C}$)

De warmtestroom tussen het warme water in de spouw en de ruimte is:

$$\Phi_i = U_i \cdot A \cdot (\theta_{\text{gem}} - \theta_i)$$

waarin:

- U_i = warmtedoorgangscoefficiënt binnenspouwblad ($\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})$)
 A = glasoppervlakte (m^2)
 θ_{gem} = gemiddelde watertemperatuur ($^{\circ}\text{C}$)
 θ_i = ruimtetemperatuur ($^{\circ}\text{C}$)

De warmtestroom tussen het warme water in de spouw en de buitenomgeving is:

$$\Phi_e = U_e \cdot A \cdot (\theta_{\text{gem}} - \theta_e)$$

waarin:

- U_e = warmtedoorgangscoefficiënt buitenspouwblad ($\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})$)
 A = glasoppervlakte (m^2)
 θ_{gem} = gemiddelde watertemperatuur ($^{\circ}\text{C}$)
 θ_e = buitentemperatuur ($^{\circ}\text{C}$)

De uitgebreide warmtebalans kan nu worden uitgebreid tot:

$$\Phi_w - \Phi_i - \Phi_e = q_w \cdot \rho \cdot c \cdot (\theta_1 - \theta_2) - U_i \cdot A \cdot (\theta_{\text{gem}} - \theta_i) - U_e \cdot A \cdot (\theta_{\text{gem}} - \theta_e) = 0$$

Hieruit kan, als het temperatuurverschil van het warme water ($\theta_1 - \theta_2$) bekend is, de toe te voeren hoeveelheid water worden opgelost. Echter, eerst moeten de verschillende constanten worden bepaald.

De warmtedoorgangscoefficiënt van het binnenspouwblad is:

$$U_i = 1 / R_{(i)} = 1 / (R_i + d/\lambda + R_s) \quad \text{W}/(\text{m}^2.\text{K})$$

waarin:

- $R_{(i)}$ = warmteweerstand binnenspouwblad ($\text{m}^2.\text{K}/\text{W}$)
 R_i = warmte-overgangswaerstand aan ruimtezijde ($\text{m}^2.\text{K}/\text{W}$)
 R_{sp} = warmte-overgangswaerstand in de spouw ($\text{m}^2.\text{K}/\text{W}$)
 d = dikte van het glas = $0,008 \text{ m}$
 λ = warmtegeleidingscoëfficiënt van het glas = $0,8 \text{ W}/(\text{m.K})$

De gecombineerde warmte-overgangswaerstand aan de ruimtezijde is, vanwege de hoge temperatuur van het glas, lager dan de waarde volgens NEN 5066. Om de juiste waarde te vinden wordt in eerste instantie deze waarde $R_i = 0,13 \text{ m}^2.\text{K}/\text{W}$ ingevuld. Hieruit volgt een oppervlaktemperatuur van het glas:

$$\theta_{\text{raam,i}} = \Phi_i / ((1 / R_i) \cdot A) + \theta_i = 612 / ((1 / 0,13) \cdot 2,9) + 20 = 47,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

En een temperatuurverschil tussen de ruimte en het glasoppervlak aan de ruimte zijde van:

$$\theta_{\text{raam,i}} - \theta_i = 47,4 - 20 = 27,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Vervolgens kan de convectieve warmte-overdrachtscoëfficiënt worden afgeleid met:

$$\alpha_c = 1,31 \Delta T^{0,33} = 1,31 \cdot 27,4^{0,33} = 3,9 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Wordt voor straling uitgegaan van $\alpha_{r,i} = 4,7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, dan is de nieuwe gecombineerde warmte-overdrachtscoëfficiënt:

$$\alpha_i = 4,7 + 3,9 = 8,6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

En de warmte-overgangswaerstand:

$$R_i = 1 / \alpha_i = 1 / 8,6 = 0,116 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$$

Om de convectieve warmte-overdrachtscoëfficiënt in de spouw te bepalen moet eerst, met behulp van het getal van Reynolds, worden nagegaan of de convectie laminair of turbulent is:

$$Re = v \cdot D / \nu$$

waarin:

v = watersnelheid in spouw (onbekend, gezien doorsnede spouw laag, bijv. 0,01 m/s)

D = hydraulische diameter van de spouw = 2 x spouw = 0,03 m

ν = kinematische viscositeit water = $5,56 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ (bij geschatte watertemperatuur van 50 °C)

$$Re = 0,01 \cdot 0,03 / 5,56 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s} = 540$$

Omdat $Re < 2300$ is de stroming laminair. Voor Nusselt geldt dan:

$$Nu = 1,86 \cdot (Re \cdot Pr \cdot D/L)^{0,33} \cdot (\nu/\nu_s)^{0,14}$$

hierin zijn:

$Pr = 3,57$ (volgens tabel 7, voor water van 50°C)

$\nu = 5,56 \text{ m}^2/\text{s}$ (volgens tabel 7, voor water van 50°C)

$\nu_s = 6,10 \text{ m}^2/\text{s}$ (volgens tabel 7, voor water van 45°C)

$L = 1,2 \text{ m}$

$$Nu = 1,86 \cdot (540 \cdot 3,57 \cdot 0,03/1,2)^{0,33} \cdot (6,1 / 5,56)^{0,14} = 6,77$$

$$\alpha_{sp} = Nu \cdot \lambda / D = 6,77 \cdot 0,6 / 0,03 = 135,5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

$$R_{sp} = 1 / \alpha_{sp} = 1 / 135,5 = 0,00738 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$$

De warmtedoorgangscoefficiënt van het binnenspouwblad is daardoor:

$$U_i = 1 / R_{(i)} = 1 / (R_i + d/\lambda + R_s) = 1 / (0,116 + 0,008 / 0,8 + 0,00738) = 7,5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

En de gemiddelde watertemperatuur:

$$\theta_{gem} = \Phi_i / (U_i \cdot A) + \theta_1 = 612 / (7,5 \cdot 2,9) + 20 = 48,1 \text{ °C}$$

De warmtedoorgangscoefficiënt van het buitenspouwblad is:

$$U_e = 1 / R_{(e)} = 1 / (R_e + d/\lambda + R_s) \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

waarin:

$R_{(e)}$ = warmteweerstand buitenspouwblad ($m^2.K/W$)

R_e = warmte-overgangswaarde aan buitenzijde ($m^2.K/W$)

R_{sp} = warmte-overgangswaarde in de spouw ($m^2.K/W$)

d = dikte van het glas = 0,008 m

λ = warmtegeleidingscoëfficiënt van het glas = 0,8 W/(m.K)

Aan de buitenzijde is, onder invloed van wind, sprake van gedwongen convectie. Voor het bepalen van de warmte-overgangswaarde is geen andere formule bekend dan de formule die ook bij NEN 5066 werd gebruikt en is gebaseerd op een windsnelheid 3,7 m/s. Voor de gecombineerde warmte-overgangswaarde die hieruit volgt is $R_e = 0,004 m^2.K/W$. Voor de warmte-overgangswaarde in de spouw kan de eerder gevonden waarde $R_{sp} = 0,00738 m^2.K/W$ worden gebruikt, zodat:

$$U_e = 1 / (0,04 + 0,008 / 0,8 + 0,00738) = 17,4 W/(m^2.K)$$

De voor de constanten gevonden waarden kunnen worden ingevuld in de uitgebreide warmtebalans. Wordt voor temperatuurverschil van het water ($\theta_1 - \theta_2$) = 5 °C genomen dan volgt hieruit de hoeveelheid water:

$$q_w = (U_i \cdot A \cdot (\theta_{gem} - \theta_i) + U_e \cdot A \cdot (\theta_{gem} - \theta_e)) / (\rho \cdot c \cdot (\theta_1 - \theta_2)) \quad m^3/s$$

$$= (7,5 \cdot 2,9 \cdot (48,1 - 20) + 17,4 \cdot 2,9 \cdot (48,1 - (-7))) / (1000 \cdot 4200 \cdot 5) = 0,00016 m^3/s$$

Wordt het water aan de onderzijde - goed in de breedte verdeeld - toegevoerd en op dezelfde manier aan de bovenzijde afgevoerd dan is de watersnelheid in de spouw:

$$v_w = q_w / A_{sp} = 1,6 \cdot 10^{-4} / (1,2 \cdot 0,015) = 0,009 m/s$$

De warmtestroom naar buiten is:

$$\Phi_e = U_e \cdot A \cdot (\theta_{gem} - \theta_i) = 17,4 \cdot 2,9 \cdot (48,1 - (-7)) = 2780 W$$

Het deel van de totale hoeveelheid aan de spouw toegevoerde warmte dat naar buiten stroomt is:

$$\Phi_e / (\Phi_e + \Phi_i) \cdot 100 \% = 2780 / (2780 + 612) \cdot 100 = 82 \%$$

Dat betekent dat slechts 18% van de warmte nuttig wordt gebruikt. Wordt de warmte die anders via dubbel isolatieglas naar buiten stroomt in deze berekening meegenomen (309 W) dan is de verhouding 73 en 27%.

7.2 Luchtkoeling door aanzuigen onder een bouwdeel boven een vijver

Omschrijving van het model

Als lucht over een wateroppervlakte strijkt vindt voelbare en latente warmteoverdracht plaats. De massa van het water is in vergelijking met de massa van de lucht zo groot dat voor de afleiding van het model de temperatuur van het water constant mag worden verondersteld. Dat wil zeggen dat de voelbare en latente warmtestroom elkaar niet beïnvloeden en dus aparte balansen kunnen worden opgesteld. De temperatuur en de dampconcentratie van de lucht verandert onder invloed van de warmte- en vochtoverdracht. De vraag die met het te ontwikkelen model moet worden beantwoord is hoe groot het koelende effect is van het aanzuigen van lucht over een wateroppervlak.

Gegevens

Voor het bepalen van het koelvermogen van het systeem wordt uitgegaan van een buitentemperatuur van 28 °C en een relatieve vochtigheid van 60%. De temperatuur van oppervlaktewater, bijvoorbeeld een vijver, is afhankelijk van de diepte van het water, de mate waarin het water door de zon wordt beschenen en de

mate waarin het water in contact staat met ander oppervlaktewater en/of grondwater. Door de zon beschenen ondiep grondwater kan een temperatuur bereiken vergelijkbaar met de luchttemperatuur. Niet door de zon beschenen ondiep oppervlaktewater krijgt een oppervlaktetemperatuur die niet hoger is dan de heersende gemiddelde natte luchttemperatuur overdag. Bij 28 °C is dat ongeveer 20 °C. De grondwatertemperatuur is ongeveer 10 °C. Dat is ook de temperatuur van oppervlaktewater op grotere diepte. Een en ander betekent dat op een zomerse dag bij een buitentemperatuur van 28°C de oppervlaktetemperatuur van het water ergens tussen 10 en 28 °C ligt. Het gelijk stellen van deze temperatuur aan de natte luchttemperatuur is een redelijke benadering.

Als voorbeeld wordt uitgegaan van het gebouw van Bouwkunde met daarin 2500 personen. Per persoon wordt 50 m³/h verse lucht toegevoerd. De toe te voeren hoeveelheid buitenlucht is dan:

$$q_v = 2500 \cdot 50 / 3600 = 34,7 \text{ m}^3/\text{s}$$

Stel dat deze hoeveelheid onder een bouwdeel, zo groot als de bibliotheek, wordt aangezogen en de afstand tussen dit bouwdeel en het water 2 m is. De vloeroppervlakte van dit bouwdeel is:

$$A = l \times b = 20 \times 16 = 320 \text{ m}^2.$$

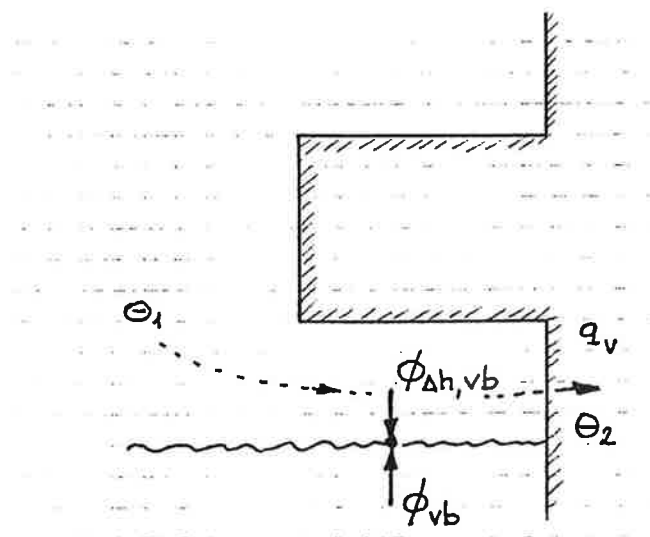
Ter vereenvoudiging wordt voor het bepalen van de orde van grootte van de luchtsnelheid aangenomen dat de lucht vanaf de kop van het bouwdeel gelijkmatig in langsricting naar de kern van het gebouw stroomt. De luchtsnelheid is dan:

$$v = q_v / A = 34,7 / (16 \cdot 2) = 1,08 \text{ m/s}$$

NB In werkelijkheid zal de lucht ook vanaf de zijkanten van het bouwdeel toestromen (lucht kiest de weg van de minste weerstand), waardoor een deel van de lucht minder lang in contact is met het wateroppervlak dan werd aangenomen. Daardoor zal het koelend effect minder zal zijn dan uit het vereenvoudigde model blijkt. De orde van grootte zal echter de werkelijkheid benaderen.

Warmtebalans

De voelbare warmte die tussen de lucht en het water wordt gewisseld is gelijk aan de verandering van de voelbare warmte-inhoud van de lucht.



De warmtebalans kan worden geschreven als:

$$\Phi_{vb} = \Phi_{\Delta h, vb}$$

waarin:

Φ_{vb} = voelbare warmte die tussen de lucht en het water wordt gewisseld (W)

$\Phi_{\Delta h, vb}$ = verandering voelbare warmte-inhoud luchtstroom (W)

De voelbare warmte die tussen de lucht en het water wordt gewisseld bedraagt:

$$\Phi_{vb} = \alpha_c \cdot A \cdot (\theta_{gem} - \theta_w) \quad W$$

hierin is:

α_c = convectieve warmte-overdracht tussen wateroppervlak en lucht (W/(m².K))

A = oppervlakte waarmee de lucht in contact komt = 2 · 320 = 640 m²

θ_{gem} = gemiddelde droge luchttemperatuur (°C)

θ_w = oppervlaktemperatuur water = 20 °C

De gemiddelde (droge) luchttemperatuur is:

$$\theta_{gem} = (\theta_1 + \theta_2) / 2 \quad ^\circ C$$

waarin:

θ_1 = begintemperatuur van de lucht = $\theta_e = 28 \text{ } ^\circ C$

θ_2 = eindtemperatuur van de lucht (°C)

Zodat:

$$\Phi_{vb} = \alpha_c \cdot A \cdot ((\theta_1 + \theta_2) / 2 - \theta_w) \quad W$$

De verandering van de voelbare warmte-inhoud van de luchtstroom is:

$$\Phi_{\Delta h, vb} = q_v \cdot \rho \cdot c \cdot (\theta_1 - \theta_2) \quad W$$

waarin:

q_v = luchtstroom (m³/s)

ρ = soortelijke massa van de lucht (kg/m³)

c = soortelijke warmte van lucht (J/(kg.K))

De warmtebalans kan nu worden uitgebreid tot:

$$\alpha_c \cdot A \cdot ((\theta_1 + \theta_2) / 2 - \theta_w) = q_v \cdot \rho \cdot c \cdot (\theta_1 - \theta_2)$$

Hieruit kan, als de begintemperatuur van de lucht bekend is (= buitentemperatuur) de eindtemperatuur worden opgelost:

$$\theta_2 = ((q_v \cdot \rho \cdot c - \alpha_c \cdot A / 2) \cdot \theta_1 + \alpha_c \cdot A \cdot \theta_w) / (\alpha_c \cdot A / 2 + q_v \cdot \rho \cdot c)$$

Bekend zijn:

$q_v = 34,7 \text{ m}^3/\text{s}$

$\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$

$c = 1000 \text{ J}/(\text{kg.K})$

$\theta_1 = 28 \text{ } ^\circ C$

$\theta_w = 20 \text{ } ^\circ C$

Voor het bepalen van de convectieve warmte-overdrachtscoëfficiënt moet deze situatie worden opgevat als stroming tussen twee vlakke platen die zich op een afstand van 2 m van elkaar bevinden. Dat wil zeggen dat de hydraulische diameter $D = 4$ m. Ter vereenvoudiging kan worden aangenomen dat de temperatuur van de onderkant van het bouwdeel gelijk is aan de watertemperatuur (als gevolg van warmte-overdracht door straling). Dat betekent dat voor de oppervlakte kan worden uitgegaan van het dubbele van de wateroppervlakte, dus $A = 2 \cdot 320 = 640$ m². De convectieve warmte-overdrachtscoëfficiënt wordt als volgt bepaald:

$$Re = v \cdot D / \nu$$

hierin is:

$$D = \text{hydraulische diameter} = 2 \times \text{afstand tussen gebouwdeel en water} = 4 \text{ m}$$

$$\nu = 1,59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \text{ (lucht van } 28 \text{ }^\circ\text{C, zie tabel 7)}$$

$$Re = 1,08 \cdot 4 / (1,59 \cdot 10^{-5}) = 2,09 \cdot 10^5$$

Dat betekent dat de stroming laminair is ($Re > 10^4$) en dat voor Nusselt geldt:

$$Nu = 0,027 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33} = 0,027 \cdot (2,09 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot 0,71^{0,33} = 487$$

Met $\lambda = 0,026$ W/(m.K) volgt hieruit:

$$\alpha_c = Nu \cdot \lambda / D = 487 \cdot 0,026 / 4 = 3,17 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

De eindtemperatuur is:

$$\theta_2 = ((34,7 \cdot 1,2 \cdot 1000 - 3,17 \cdot 640/2) \cdot 28 + 3,17 \cdot 640 \cdot 20/2) / (3,17 \cdot 640/2 + 34,7 \cdot 1,2 \cdot 1000) = 27,62 \text{ }^\circ\text{C}$$

Dat wil zeggen dat een temperatuurdaling wordt bereikt van:

$$28 - 27,62 = 0,38 \text{ }^\circ\text{C}$$

Het voelbare koelvermogen dat met het aanzuigen lucht over het wateroppervlak wordt bereikt is:

$$\Phi_{\Delta h, vb} = q_v \cdot \rho \cdot c \cdot (\theta_1 - \theta_2) = 34,7 \cdot 1,2 \cdot 1000 \cdot (28 - 27,62) = 15823 \text{ W}$$

Latente warmtebalans

De latente warmte die tussen de lucht en het wateroppervlak wordt gewisseld is gelijk aan de verandering van de warmte-inhoud van de luchtstroom. De latente warmtebalans laat zich beschrijven als:

$$\Phi_{la} = \Phi_{\Delta h, la} \quad (\text{W})$$

waarin:

$$\Phi_{la} = \text{latente warmte die tussen de lucht en het water wordt gewisseld (W)}$$

$$\Phi_{\Delta h, la} = \text{verandering latente warmte-inhoud luchtstroom (W)}$$

De latente warmtestroom tussen het wateroppervlak en de lucht bedraagt:

$$\Phi_{la} = A \cdot L_c \cdot \alpha_c \cdot (x_{l, gem} - x_w) \quad \text{W}$$

waarin:

$$A = \text{wateroppervlakte (m}^2\text{)}$$

$$L_c = \text{Lewis-constante} = 2,8 \text{ K} \cdot \text{kg/g} \text{ (betrokken op dampconcentratie in g/kg)}$$

$$\alpha_c = \text{convectieve warmte-overdrachtscoëfficiënt (W/m}^2 \cdot \text{K)}$$

$$x_{l, gem} = \text{gemiddelde dampconcentratie lucht (g/kg)}$$

$$x_w = \text{dampconcentratie bij wateroppervlak (verzadigingsconcentratie) (g/kg)}$$

De gemiddelde dampconcentratie is:

$$x_{i, \text{gem}} = (x_1 + x_2) / 2$$

waarin:

x_1 = begin dampconcentratie = dampconcentratie buitenlucht (g/kg)

x_2 = eind concentratie (g/kg)

Zodat:

$$\Phi_{la} = A \cdot L_c \cdot \alpha_c \cdot ((x_1 + x_2) / 2 - x_w) \quad W$$

De verandering van de latente warmte-inhoud van de luchtstroom is:

$$\Phi_{\Delta h, la} = q_v \cdot \rho \cdot r \cdot (x_1 - x_2) \quad (W)$$

waarin:

q_v = volumestroom (m^3/s)

ρ = soortelijke massa van lucht (kg/m^3)

r = verdampingswarmte (J/g of KJ/kg)

De uitgebreide latente warmtebalans is:

$$A \cdot L_c \cdot \alpha_c \cdot ((x_1 + x_2) / 2 - x_w) = q_v \cdot \rho \cdot r \cdot (x_1 - x_2)$$

Hieruit kan de eind dampconcentratie worden opgelost:

$$x_2 = ((q_v \cdot \rho \cdot r - A \cdot L_c \cdot \alpha_c / 2) \cdot x_1 + A \cdot L_c \cdot \alpha_c \cdot x_w) / (A \cdot L_c \cdot \alpha_c / 2 + q_v \cdot \rho \cdot r)$$

bekend zijn:

$q_v = 34,7 \text{ m}^3/s$

$\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$

$r = 2450 \text{ kJ/kg}$

$A = 320 \text{ m}^2$

$L_c = 2,8 \text{ K.kg/g}$

$\alpha_c = 3,17 \text{ W/m}^2.K$

$x_1 = 14,2 \text{ g/kg}$ (voor lucht $28 \text{ }^\circ\text{C}$ en $RV = 60\%$)

$x_w = 14,7 \text{ g/kg}$ (verzadigingsconcentratie bij $20 \text{ }^\circ\text{C}$)

Hieruit volgt:

$$x_2 = 14,214 \text{ g/kg}$$

Het latente koelvermogen is:

$$\Phi_{\Delta h, la} = q_v \cdot \rho \cdot r \cdot (x_1 - x_2) = 34,7 \cdot 1,2 \cdot 2450 \cdot (14,2 - 14,214) = -1428 \text{ W}$$

De verandering van de latente warmte-inhoud van de lucht is:

$$\Delta h = \Phi_{\Delta h, la} / (q_v \cdot \rho) = -1428 / (34,7 \cdot 1,2) = 34 \text{ J/kg} = 0,034 \text{ kJ/kg}$$

Dit is in het Mollier-diagram nauwelijks aan te geven en - om die reden - feitelijk verwaarloosbaar. Dat betekent dat voor de afleiding van het model er geen grote fout wordt gemaakt als de latente warmte-overdracht tussen het water en de lucht buiten beschouwing wordt gelaten.

7.3 Luchtkoeling door aanzuigen over een waterbak in een gevel

Omschrijving van het model

Bij de B2 werd bedacht dat buitenlucht, alvorens deze aan een gebruikruimte wordt toegevoerd, kan worden gekoeld door deze lucht onderin de spouw van een klimaatgevel of tweede-huid-façade over een wateroppervlak te laten strijken. De temperatuur van het water (bijvoorbeeld in een bak) is afhankelijk van de temperatuur en de hoeveelheid water die wordt toegevoerd. Wordt alleen water toegevoerd om het waterniveau op peil te houden dan wordt de temperatuur van het water bij benadering net zo hoog als de temperatuur van de spouw. Bij zonbelasting enige tientallen graden boven de buitentemperatuur. De watermassa zou op een lage temperatuur kunnen worden gehouden met leidingwater (in de zomer maximaal 15°C), maar gebruik van leidingwater voor dit doel is uit milieu-overwegingen ongewenst. Beter is het om circulerend water te gebruiken dat met een koelmachine en een warmtewisselaar wordt gekoeld. Wel een beetje vreemd, omdat de lucht in de spouw ook - en veel effectiever - direct met een warmtewisselaar kan worden gekoeld. Dat neemt niet weg dat de koeling met een wateroppervlak in een gevel kan worden gemodelleerd.

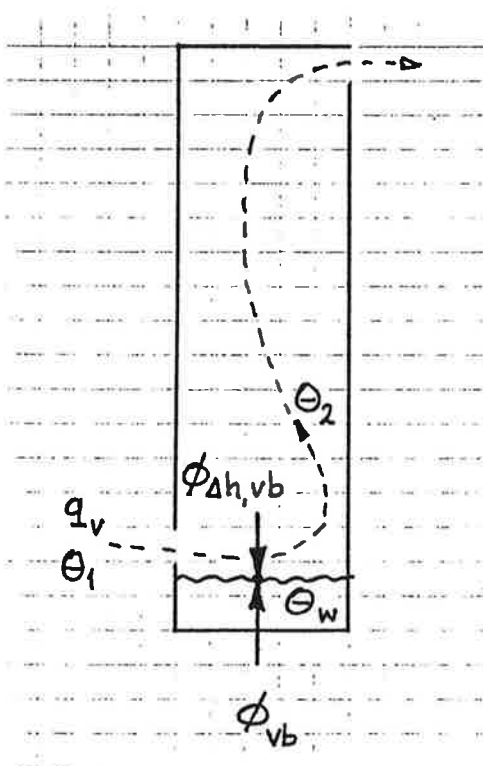
Als lucht over het wateroppervlak in de bak strijkt vindt vochtoverdracht plaats door verdamping van het wateroppervlak of, als de temperatuur van het water lager is dan de dauwpunttemperatuur van de lucht, vindt er condensatie plaats. Er wordt warmte afgegeven of onttrokken aan de watermassa. De temperatuur van het water is constant. De temperatuur en de dampconcentratie van de lucht verandert onder invloed van de warmte- en vochtoverdracht tussen het water en de lucht. De belangstelling gaat uit naar het koelvermogen van het principe.

Gegevens

Voor het bepalen van het koelvermogen van de waterbak wordt uitgegaan van een buitentemperatuur van 28 °C en een relatieve vochtigheid van 60%. Als voorbeeld wordt een standaardvertrek genomen met gevelbreedte van 3,6 m, een vrije hoogte van 2,7 m en diepte van 5,4 m. Het volume van de ruimte is 52 m³. De spouw in de gevel is 0,5 m diep, waardoor de waterbak, als die langs de hele gevel loopt, een wateroppervlakte heeft van 0,5 x 3,6 = 1,8 m². De ruimte wordt via de spouw "natuurlijk" geventileerd met buitenlucht. Het ventilatievoud is maximaal 10, omdat het anders gaat tochten in de ruimte. De luchtstroom bedraagt hierdoor 10 · 52 = 520 m³/h = 0,144 m³/s. De temperatuur van het water wordt met circulerend water gekoeld en constant op 15 °C gehouden.

Warmtebalans

De voelbare warmte die tussen de lucht en het water in de bak wordt gewisseld is gelijk aan de verandering van de voelbare warmte-inhoud van de lucht.



De warmtebalans kan worden geschreven als:

$$\Phi_{vb} = \Phi_{\Delta h, vb}$$

waarin:

Φ_{vb} = voelbare warmte die tussen de lucht en het wateroppervlak wordt gewisseld (W)

$\Phi_{\Delta h, vb}$ = verandering voelbare warmte-inhoud luchtstroom (W)

De voelbare warmte die door het wateroppervlak wordt opgenomen bedraagt:

$$\Phi_{vb} = \alpha_c \cdot A \cdot (\theta_{gem} - \theta_w) \text{ W}$$

hierin is:

α_c = convectieve warmte-overdracht tussen wateroppervlak en lucht (W/(m².K))

A = oppervlakte waarmee de lucht in contact komt = 1,8 m²

θ_{gem} = gemiddelde droge luchttemperatuur (°C)

θ_w = oppervlaktemperatuur water = 15 °C

De gemiddelde (droge) luchttemperatuur is:

$$\theta_{gem} = (\theta_1 + \theta_2) / 2 \text{ °C}$$

waarin:

θ_1 = begintemperatuur van de lucht = $\theta_e = 28 \text{ °C}$

θ_2 = eindtemperatuur van de lucht (°C)

De verandering van de voelbare warmte-inhoud van de luchtstroom is:

$$\Phi_{\Delta h, vb} = q_v \cdot \rho \cdot c \cdot (\theta_1 - \theta_2) \quad (\text{W})$$

waarin:

q_v = luchtstroom = 0,144 m³/s

ρ = soortelijke massa van de lucht = 1,2 kg/m³

c = soortelijke warmte van lucht = 1000 J/(kg.K)

De uitgebreide warmtebalans wordt hierdoor:

$$\alpha_c \cdot A \cdot ((\theta_1 + \theta_2) / 2 - \theta_w) = q_v \cdot \rho \cdot c \cdot (\theta_1 - \theta_2)$$

Hieruit is de eindtemperatuur op te lossen:

$$\theta_2 = ((q_v \cdot \rho \cdot c - \alpha_c \cdot A / 2) \cdot \theta_1 + \alpha_c \cdot A \cdot \theta_w) / (\alpha_c \cdot A / 2 + q_v \cdot \rho \cdot c)$$

Voor de convectieve warmte-overdrachtscoëfficiënt kan worden uitgegaan van luchtstroming langs een koele vloer. Hiervoor geldt:

$$\alpha_c = 0,8 \cdot \Delta T^{0,33} = 0,8 \cdot (28 - 15)^{0,33} = 1,73 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$$

Worden de bekende gegevens ingevuld in de vergelijking voor de eindtemperatuur dan volgt hieruit:

$$\theta_2 = 27,77 \text{ °C}$$

Dat wil zeggen dat met de waterbak een temperatuurdaling wordt bereikt van:

$$\Delta\theta = \theta_2 - \theta_1 = 28 - 27,77 = 0,23 \text{ °C}$$

Latente warmtebalans

De latente warmte die tussen de lucht en het wateroppervlak in de bak wordt gewisseld is gelijk aan de verandering van de warmte-inhoud van de luchtstroom. De latente warmtebalans:

$$\Phi_{la} = \Phi_{\Delta h, la} \quad (W)$$

waarin:

Φ_{la} = latente warmtestroom tussen het wateroppervlak en de lucht (W)

$\Phi_{\Delta h, la}$ = verandering latente warmte-inhoud luchtstroom (W)

De latente warmtestroom tussen het water en de lucht bedraagt:

$$\Phi_{la} = A \cdot L_c \cdot \alpha_c \cdot (x_w - x_{l, gem}) \quad (W)$$

waarin:

A = wateroppervlakte = 1,8 m²

L_c = Lewis-constante = 2,8 K.kg/g (betrokken op dampconcentratie in g/kg)

α_c = convectieve warmte-overdrachtscoëfficiënt = 1,73 W/m².K

x_w = dampconcentratie wateroppervlak (g/kg)

x_{l, gem} = gemiddelde dampconcentratie van de lucht (g/kg)

De gemiddelde dampconcentratie van de lucht is:

$$x_{l, gem} = (x_1 + x_2) / 2$$

waarin:

x₁ = begin dampconcentratie = dampconcentratie buitenlucht (g/kg)

x₂ = eind concentratie (g/kg)

Zodat:

$$\Phi_{la} = A \cdot L_c \cdot \alpha_c \cdot ((x_1 + x_2) / 2 - x_w) \quad W$$

De verandering van de latente warmte-inhoud van de luchtstroom is:

$$\Phi_{\Delta h, la} = q_v \cdot \rho \cdot r \cdot (x_1 - x_2) \quad (W)$$

waarin:

q_v = volumestroom (m³/s)

ρ = soortelijke massa van lucht (kg/m³)

r = verdampingswarmte (J/g of KJ/kg)

De uitgebreide latente warmtebalans is:

$$A \cdot L_c \cdot \alpha_c \cdot ((x_1 + x_2) / 2 - x_w) = q_v \cdot \rho \cdot r \cdot (x_1 - x_2)$$

Hieruit kan de eind dampconcentratie worden opgelost:

$$x_2 = ((q_v \cdot \rho \cdot r - A \cdot L_c \cdot \alpha_c / 2) \cdot x_1 + A \cdot L_c \cdot \alpha_c \cdot x_w) / (A \cdot L_c \cdot \alpha_c / 2 + q_v \cdot \rho \cdot r)$$

bekend zijn:

$$\begin{aligned} q_v &= 0,144 \text{ m}^3/\text{s} \\ \rho &= 1,2 \text{ kg/m}^3 \\ r &= 2450 \text{ kJ/kg} \\ A &= 1,8 \text{ m}^2 \\ L_c &= 2,8 \text{ K.kg/g} \\ \alpha_c &= 1,73 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K}) \\ x_1 &= 14,2 \text{ g/kg (voor lucht } 28 \text{ }^\circ\text{C en RV} = 60\%) \\ x_w &= 10,6 \text{ g/kg (verzadigingsconcentratie bij } 20 \text{ }^\circ\text{C)} \end{aligned}$$

Hieruit volgt:

$$x_2 = 13,98 \text{ g/kg}$$

Het latente koelvermogen is:

$$\Phi_{\Delta h,la} = q_v \cdot \rho \cdot r \cdot (x_1 - x_2) = 0,144 \cdot 1,2 \cdot 2450 \cdot (14,2 - 13,98) = 91,4 \text{ W}$$

De verandering van de latente warmte-inhoud van de lucht is:

$$\Delta h = \Phi_{\Delta h,la} / (q_v \cdot \rho) = 91,4 / (0,144 \cdot 1,2) = 529 \text{ J/kg} = 0,529 \text{ kJ/kg}$$

Met behulp van het Mollier-diagram is na te gaan welke luchtvochtigheid ontstaat. In het diagram is te zien dat een enthalpieverschil van 5 kJ/kg - bij gelijke temperatuur - overeenkomt met een verschil van ca. 8 % RV. Dat wil zeggen de lucht ongeveer 0,8 % RV droger wordt. Hieruit kan worden geconcludeerd voor de afleiding van het model er geen grote fout wordt gemaakt als de latente warmte-overdracht tussen het water en de lucht buiten beschouwing wordt gelaten.

NB Naast convectie vindt er, tussen het wateroppervlak en de oppervlakken in de spouw, ook warmte-overdracht plaats door straling. Hiervoor kan bij benadering $\alpha_r = 5 \text{ W}/\text{m}^2.\text{K}$ worden genomen. Het koelend effect hiervan op de lucht is indirect. Hoe groot het effect is hangt af van de temperatuur van de oppervlakken in de spouw en die temperatuur is weer afhankelijk van de zonbelasting en de hoeveelheid lucht die door de spouw stroomt. Om hierin inzicht te krijgen moet een warmtebalans van de gevel als geheel worden opgesteld en het geheel dus uitgebreid worden gemodelleerd. In paragraaf 7.5 is een model afgeleid voor een tweede huid façade. Dit model kan worden uitgebreid door aan de warmtebalans een term voor de koeling van het wateroppervlak door middel van straling toe te voegen.

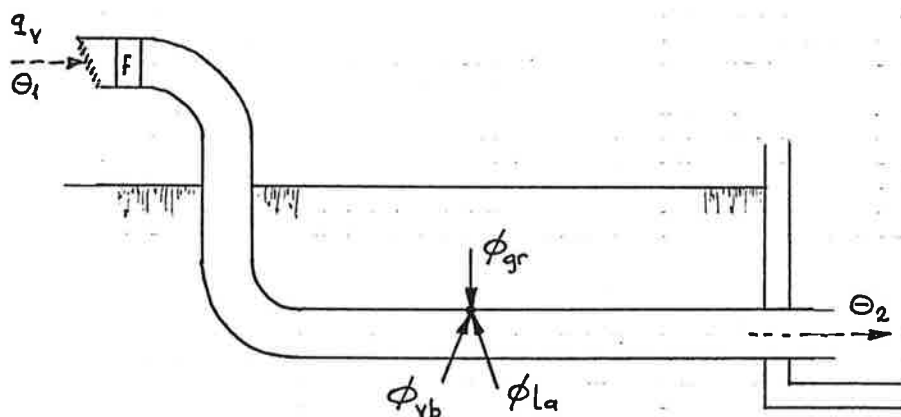
7.4 Koelen door lucht aan te zuigen via grondbuizen (aardtunnelventilatie)

Omschrijving en gegevens

De temperatuur van de grond op een diepte van 1 m beneden het maaiveld wordt nauwelijks beïnvloed door de temperatuur boven het maaiveld en is ongeveer 10 °C. Door buitenlucht aan te zuigen via buizen die op een diepte van 1 a 2 m liggen wordt de lucht bij hoge buitentemperaturen via de buiswand gekoeld (voelbare warmte) en bij lage buitentemperaturen verwarmd. Bij hoge luchttemperaturen wordt de lucht ook gedroogd (latente warmte) omdat een deel van de waterdamp uit de lucht op het relatief koude inwendige buisoppervlak condenseert. De temperatuur van de grond wordt door deze beide warmtestromen beïnvloed, waardoor het koel- en verwarmingseffect na verloop van tijd afneemt. De snelheid waarmee dat gebeurt is mede afhankelijk van de aanwezigheid en de beweging van grondwater. Stromend grondwater zorgt voor een meer constante grondtemperatuur. Voor de ontwikkeling van het globale fysische model wordt geschat dat gemiddelde, enigszins vochtige grond, door de warmte-overdracht via de buizen in zomer en winter een temperatuur krijgt van 12°C respectievelijk 8°C. De belangstelling gaat uit naar het koelvermogen van het systeem waarbij de lucht 5 °C wordt afgekoeld.

Warmtebalans

Anders dan bij de twee voorgaande systemen beïnvloeden de voelbare en latente warmtestromen elkaar omdat de warmte-opname door de grond niet oneindig groot is en wordt beperkt door de warmteverstand van de buiswand en de grond.



De stationair warmtebalans, met het inwendige buisoppervlak als knooppunt, is:

$$\Phi_{gr} + \Phi_{vb} + \Phi_{la} = 0$$

waarin:

Φ_{gr} = warmte die via buiswand aan de grond wordt overgedragen (W)

Φ_{vb} = voelbare warmte die tussen de lucht en het inwendige buisoppervlak wordt gewisseld (W)

Φ_{la} = latente warmte die tussen de lucht en het inwendige buisoppervlak wordt gewisseld (W)

De warmte die via de buiswand aan de grond wordt overgedragen is:

$$\Phi_{gr} = U' \cdot A \cdot (\theta_{bg} - \theta_g) \text{ W}$$

waarin:

U' = warmtedoorgangscoefficiënt buis (W/(m².K))

A = inwendige buisoppervlakte (m²)

θ_{bg} = gemiddelde temperatuur inwendig buisoppervlak (°C)

θ_g = grondtemperatuur (°C)

De voelbare warmte die tussen de lucht en het inwendige buisoppervlak wordt gewisseld is:

$$\Phi_{vb} = \alpha_c \cdot A \cdot (\theta_{bg} - \theta_{lg}) \text{ (W)}$$

waarin:

α_c = warmte-overdrachtscoëfficiënt buisoppervlak (W/m².K)

A = inwendige buisoppervlakte (m²)

θ_{bg} = gemiddelde temperatuur inwendig buisoppervlak (°C)

θ_{lg} = gemiddelde luchttemperatuur (°C)

De latente warmte die, bij condensatie, aan het inwendige buisoppervlak wordt overgedragen is:

$$\Phi_{la} = A \cdot L_c \cdot \alpha_c \cdot (x_{bg} - x_{lg})$$

waarin:

- A = inwendige buisoppervlak (m^2)
 L_c = Lewis-constante = 2,8 K.kg/g (betrokken op dampconcentratie in g/kg)
 α_c = convectieve warmte-overdrachtscoëfficiënt ($W/m^2.K$)
 x_{bg} = dampconcentratie buisoppervlak (g/kg)
 x_{lg} = gemiddelde dampconcentratie van de lucht (g/kg)

De warmtebalans kan nu worden uitgebreid tot:

$$\Phi_{gr} + \Phi_{vb} + \Phi_{ia} = U' \cdot A \cdot (\theta_{bg} - \theta_g) + \alpha_c \cdot A \cdot (\theta_{bg} - \theta_{lg}) + A \cdot L_c \cdot \alpha_c \cdot (x_{bg} - x_{lg}) = 0$$

Uit deze vergelijking kan de onbekende inwendige buisoppervlakte A niet worden opgelost, omdat deze in alle termen voorkomt. De vergelijking komt wel tot een oplossing als de voelbare warmte-uitwisseling tussen de lucht en de buiswand wordt vervangen door de verandering van de voelbare warmte-inhoud van de lucht, omdat:

$$\Phi_{vb} = \Phi_{\Delta h, vb} = q_v \cdot \rho \cdot c \cdot (\theta_2 - \theta_1)$$

De uitgebreide warmtebalans wordt dan:

$$\Phi_{gr} + \Phi_{\Delta h, vb} + \Phi_{ia} = U' \cdot A \cdot (\theta_{bg} - \theta_g) + q_v \cdot \rho \cdot c \cdot (\theta_2 - \theta_1) + A \cdot L_c \cdot \alpha_c \cdot (x_{bg} - x_{lg}) = 0$$

De warmtedoorgangscoefficiënt van de buis (tussen luchtstroom en de grond) is:

$$\begin{aligned}
 U &= 1/R \text{ (W/(m}^2.K\text{))} \\
 R &= R_i + d_1/\lambda_1 + d_2/\lambda_2 \text{ (m}^2.K/W\text{)} \\
 R_i &= \text{warmte-overgangsweerstand binnenzijde buis (m}^2.K/W\text{)} \\
 d_1 &= \text{dikte van de buiswand (m)} \\
 d_2 &= \text{dikte van de werkzame grondlaag (m)} \\
 \lambda_1 &= \text{warmtegeleidingscoëfficiënt buiswand (W/(mK))} \\
 \lambda_2 &= \text{warmtegeleidingscoëfficiënt grond (W/(m}^2.K\text{))}
 \end{aligned}$$

Voor de buis wordt uitgegaan van hard PVC met $d_{wand} = 0,008$ m en $\lambda = 0,16$ W/(m.K). Voor vochtige grond is $\lambda_{grond} = 2$ W/(m.K). Voor het bepalen van de dikte van de werkzame grondlaag kan een vergelijking worden gemaakt de werkzame laag van wanden (0,06 m). Als benadering kan deze worden gecorrigeerd voor het verschil in warmte-overdrachtscoëfficiënt van de grenslaag ($\alpha_{wand} = 7,7$ m².K/W) en voor het verschil in warmtedoorgangscoefficiënt van grond en steenachtige materialen ($\lambda_{steen} = 0,9$ W/(m.K)).

$$d_{grond} = \alpha_{c,buis} \cdot \lambda_{grond} \cdot 0,06 / (\alpha_{wand} \cdot \lambda_{steen})$$

Voor het bepalen van de warmte-overdrachtscoëfficiënt bij de buiswand moet eerst het karakter van de stroming worden bepaald. De luchtstroming is gedwongen. Het getal van Reynolds bepaalt of de stroming laminair is of turbulent:

$$Re = v \cdot D / \nu$$

waarin:

- v = luchtsnelheid in de buis, hiervoor wordt 2 m/s genomen
 D = diameter van de buis, bijvoorbeeld 0,25 m
 ν = $1,51 \cdot 10^{-5}$ m²/s (voor lucht van 20 °C)

$$Re = 2 \cdot 0,25 / 1,51 \cdot 10^{-5} = 3,32 \cdot 10^4 \text{ m}^2/\text{s}$$

$Re > 10^4$, zodat de stroming turbulent is en voor Nu geldt:

$$Nu = 0,027 \cdot Re^{0,80} \cdot Pr^{0,33}$$

Met $Pr = 0,71$ (voor lucht van 28 °C, zie tabel 7) volgt hieruit:

$$Nu = 0,027 \cdot (3,32 \cdot 10^4)^{0,80} \cdot 0,71^{0,33} = 99,8$$

De convectieve warmte-overdrachtscoëfficiënt is:

$$\alpha_{c,buis} = Nu \cdot \lambda / D = 99,8 \cdot 0,026 / 0,25 = 10,4 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

En de warmte-overgangswaerstand:

$$R_i = 1 / \alpha_{c,buis} = 1 / 10,4 = 0,096 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$$

NB Dit geldt voor een luchtsnelheid van 2 m/s en een buisdiameter van 0,25 m. Wordt een andere snelheid of diameter toegepast dan volgt hier een andere warmte-overdrachtscoëfficiënt uit. Verdubbeling van de snelheid geeft een $2^{0,8} = 1,74$ maal zo hoge Nu en α_c . R_i wordt dan $1/1,74 = 0,57$ maal zo groot. Verdubbeling van de diameter geeft een 1,74 maal zo hoge Nu, maar (omdat $\alpha = Nu \cdot \lambda / D$) een $1,74 / 2 = 0,87$ maal zo lage α_c .

De dikte van de werkzame grondlaag is:

$$d_{grond} = 10,4 \cdot 2 \cdot 0,06 / (7,7 \cdot 0,9) = 0,18 \text{ m}$$

De warmtewaerstand van de buiswand en de werkzame grondlaag samen is:

$$R' = d_1 / \lambda_1 + d_2 / \lambda_2 = 0,008 / 0,16 + 0,18 / 2,0 = 0,14 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$$

De warmtedoorgangscoefficiënt hiervan is:

$$U' = 1 / R' = 1 / 0,14 = 7,14 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

De inwendige buisoppervlakte is:

$$A = \pi \cdot D \cdot L$$

waarin:

D = inwendige diameter van de buis (m)

L = lengte van de buis (m)

De gemiddelde temperatuur van de buiswand is afhankelijk van de gemiddelde luchttemperatuur. Bij een buitentemperatuur van 28 °C en een temperatuurverlaging van 5 °C is $\theta_{i, gem} = 25,5$ °C

De gemiddelde buiswandtemperatuur is:

$$\theta_{bg} = \theta_{lg} - U \cdot (\theta_{lg} - \theta_g) / \alpha_{c,buis} = 25,5 - (4,24 \cdot (25,5 - 12)) / 10,4 = 20,0 \text{ °C}$$

De verzadigingsconcentratie bij 20,0 °C is 14,7 g/kg. De verzadigingsconcentratie van de buitenlucht is 14,2 g/kg. De condensatietemperatuur van de buitenlucht ("dauwpunt") is 19,5 °C. Dit betekent dat er, gemiddeld gezien geen condensatie optreedt. Echter in het begin van de buis is de wandtemperatuur:

$$\theta_{b,1} = 28 - (4,24 \cdot (28 - 12)) / 10,4 = 21,5 \text{ °C}$$

En aan het eind van de buis:

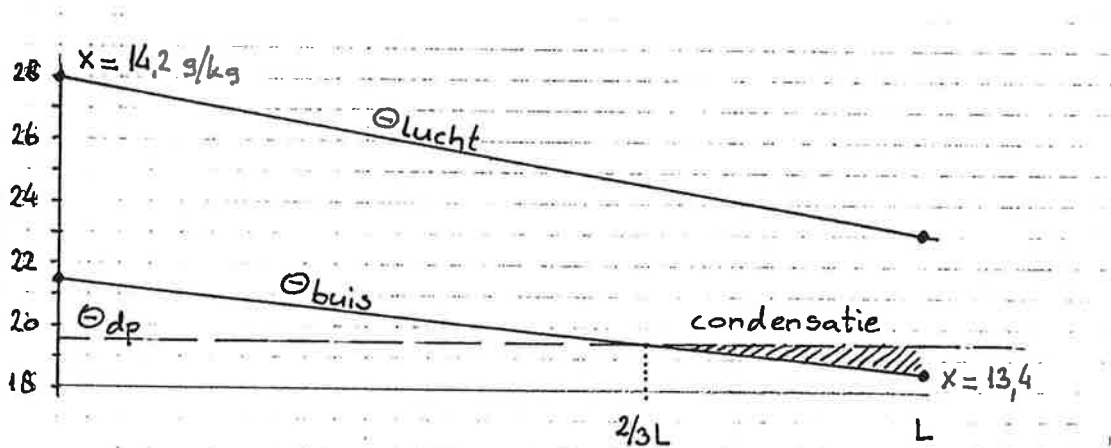
$$\theta_{b,2} = 23 - (4,24 \cdot (23 - 12)) / 10,4 = 18,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De verzadigingsconcentratie bij 18,5 °C is 13,4 g/kg. Als de buiswand over de gehele lengte 3,0 °C in temperatuur daalt, ligt het punt waar de temperatuur lager wordt dan 19,5 °C (gezien vanaf het begin van de buis) op:

$$(21,5 - 19,5) / 3,0 = 0,66 \cdot L$$

Dat betekent dat in het laatste deel van de buis, over een lengte van 0,34.L, condensatie optreedt. Het gemiddelde concentratieverschil in dit deel van de buis is de helft van het verschil aan het eind:

$$(x_{bg} - x_{lg}) = (x_b - x_l)_{gem} = (13,4 - 14,2) / 2 = -0,4 \text{ g/kg.}$$



De luchtstroom wordt bepaald door de lichtsnelheid en de doorsnedeoppervlakte van de buis:

$$q_v = v \cdot \pi/4 \cdot D^2 \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

Met behulp van deze gegevens kan de warmtebalans verder worden uitgebreid:

$$\Phi_{gr} + \Phi_{\Delta h, vb} + \Phi_{la} = U' \cdot \pi \cdot D \cdot L \cdot (\theta_{bg} - \theta_g) + q_v \cdot \rho \cdot c \cdot (\theta_2 - \theta_1) + 0,37 \cdot \pi \cdot D \cdot L \cdot L_c \cdot \alpha_{c, buis} \cdot (x_b - x_l)_{gem} = 0$$

Hieruit is de lengte van de buis op te lossen:

$$L = -q_v \cdot \rho \cdot c \cdot (\theta_2 - \theta_1) / (U' \cdot \pi \cdot D \cdot (\theta_{bg} - \theta_g) + 0,37 \cdot \pi \cdot D \cdot L_c \cdot \alpha_{c, buis} \cdot (x_b - x_l)_{gem}) = 14,2 \text{ m}$$

Het voelbare (koel)vermogen van de grondbuis is:

$$\Phi_{vb} = q_v \cdot \rho \cdot c \cdot (\theta_2 - \theta_1) = -2 \cdot \pi/4 \cdot 0,25^2 \cdot 1,2 \cdot 1000 \cdot (23 - 28) = -588 \text{ W}$$

Het latente (koel)vermogen is:

$$\Phi_{la} = 0,34 \cdot A \cdot L_c \cdot \alpha_{c, buis} \cdot (x_b - x_l)_{gem} = 0,34 \cdot \pi \cdot 0,25 \cdot 22,44 \cdot 2,8 \cdot 10,4 \cdot (-0,4) = -105 \text{ W}$$

Dat betekent dat de lucht droger wordt. De verandering van de latente warmte-inhoud van de lucht is:

$$\Delta h = \Phi_{la} / (q_v \cdot \rho) = -105 / (0,098 \cdot 1,18) = 905 \text{ J/kg} = -0,9 \text{ kJ/kg}$$

Uit het Motlier-diagram kan worden afgeleid dat een enthalpieverschil van 5 kJ/kg bij een temperatuur van 23 °C overeenkomt met ongeveer 10 % RV. Dat wil zeggen dat de lucht ongeveer 2 % RV droger wordt.

Het totale koelvermogen van de gemodelleerde grondbuis (voelbaar + latent) is:

$$\phi_{vb} + \phi_{la} = 588 + 105 = 693 \text{ W}$$

Ter vergelijking: het kleinste compacte kamerkoelapparaat levert een vermogen van 800 W. Een relatieve geringe koellast voor een kantoorvertrek is 30 W/m² (voelbaar). Met 588 W kan een kantoorvertrek van 20 m² worden gekoeld.

Om via de grondbuis 0,098 m³/s lucht te verplaatsen is een ventilator nodig. Die moet een druk leveren voldoende om de stromingsweerstand in de buis en de weerstand in bochten en filters (voor en na de buis) te overwinnen. De stromingsweerstand in de rechte buis is ongeveer 0,2 Palm. Voor de weerstand van bochten kan 30 % van de weerstand van de rechte buis worden genomen. De weerstand van een filter is 50 Pa. De totale weerstand is daardoor:

$$\Delta p = 1,3 \cdot 14,2 \cdot 0,2 + 100 = 104 \text{ Pa}$$

Het elektrische vermogen van de ventilator is:

$$P = q_v \cdot \Delta p / (\eta_m \cdot \eta_e) = 0,098 \cdot 104 / 0,7 = 14,6 \text{ W}$$

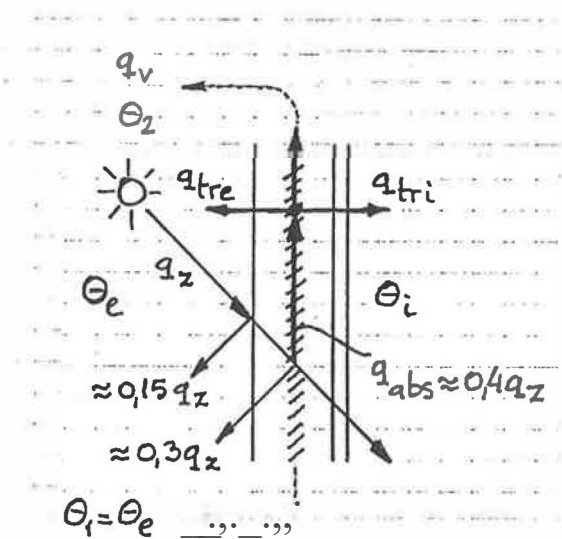
Voor een goede vergelijking moet het energiegebruik van beide systemen met elkaar worden vergeleken. Het elektrisch vermogen van een compact koelapparaat is ongeveer gelijk aan het koelvermogen. Dat betekent dat de grondbuis 588 - 15 = 573 W aan elektrisch vermogen bespaart.

7.5 Tweede-huid façade

Omschrijving

In tweede-huid façades ontstaat luchtstroming doordat de lucht in de spouw door zonnestraling en hemelstraling wordt verwarmd en daardoor lichter wordt dan de buitenlucht (schoorsteeneffect). De instroom- en uitstroomopeningen in het buitenspouwblad bepalen in belangrijke mate de weerstand die luchtstroming in de façade ondervindt en de temperatuur die in de spouw ontstaat. Om de instroom- en uitstroomopeningen ten behoeve van het Voorlopige Ontwerp globaal te kunnen dimensioneren wordt in deze bijlage een model afgeleid op basis van een vereenvoudigde warmtebalans en vereenvoudigde luchtstroming in de spouw (door de spouw als luchtkanaal op te vatten).

Warmtebalans



De vereenvoudigde stationaire warmtebalans per meter tweede-huid façade is:

$$q_{\text{abs}} - q_{\text{tre}} - q_{\text{tri}} - q_{\text{w}} = 0 \quad (\text{W/m}) \quad (1)$$

waarin:

- q_{abs} = in de spouw geabsorbeerde zonnewarmte (W/m)
- q_{tre} = transmissie tussen spouw en buitenomgeving (W/m)
- q_{tri} = transmissie tussen spouw en binnenruimte (W/m)
- q_{w} = met de luchtstroom afgevoerde warmte (W/m)

De in de spouw geabsorbeerde zonnewarmte bedraagt per meter façade ongeveer:

$$q_{\text{abs}} \approx 0,4 \cdot q_z \cdot f_t \cdot h \quad (\text{W/m}) \quad (2)$$

waarin:

- q_z = extern opvallende zonnestraling in W/m^2
- f_t = transparantie (oppervlakte transparant deel : oppervlakte gehele façade)
- h = hoogte van de spouw in m

De transmissie tussen de spouw en de buitenomgeving is per meter façade:

$$q_{\text{tre}} = u_e \cdot (\theta_s - \theta_e) / x \cdot h \quad (\text{W/m}) \quad (3)$$

waarin:

- u_e = warmte-doorgangscoefficiënt buitenspouwblad in $\text{W/m}^2\text{K}$
- θ_s = temperatuur bovenin de spouw in $^{\circ}\text{C}$
- θ_e = buitentemperatuur in $^{\circ}\text{C}$
- x = getal voor de gelijkmatigheid van de verticale temperatuurgradiënt in de spouw

Bij een gelijkmatige luchtstroming in de spouw en een gelijkmatige warmtewisseling tussen de spouw-lucht en de zonwering en tussen de spouw-lucht en het glas zou de verticale temperatuurgradiënt in de spouw bij benadering constant kunnen zijn en zou voor x de waarde 2 kunnen worden geschreven. In werkelijkheid is de luchtstroming in de spouw complexer en treedt er interne luchtcirculatie op. Zou de gradiënt in de spouw een vergelijkbaar beeld vertonen als in natuurlijk geventileerde en met radiatoren of convectoren verwarmde ruimten dan zou voor x een waarde kunnen worden geschreven tussen 2,5 en 3,7. Aangezien het globale model inzicht moet geven in de orde van grootte van de luchtstroming in een tweede-huid façade kan als benadering $x = 3$ worden genomen. Bij het berekeningsvoorbeeld wordt de invloed van de waarde van x nagegaan.

De transmissie tussen de spouw en de binnenruimte is per meter façade:

$$q_{\text{tri}} = u_i \cdot ((\theta_s + \theta_e) / x - \theta_i) \cdot h \quad (\text{W/m}) \quad (4)$$

waarin:

- u_i = warmte-doorgangscoefficiënt binnenspouwblad in $\text{W/m}^2\text{K}$
- θ_i = ruimtetemperatuur in $^{\circ}\text{C}$

Omdat de dimensionering van de instroom- en uitstroomopeningen betrekking heeft op de temperatuur-beheersing in de spouw bij hogere buitentemperaturen, wordt geen grote fout gemaakt door aan te nemen dat de binnen- en buitentemperatuur gelijk zijn. De totale transmissie per meter façade kan dan worden geschreven als:

$$q_{\text{tr}} = q_{\text{tre}} + q_{\text{tri}} = (u_e + u_i) \cdot \Delta\theta \cdot h / x \quad (\text{W/m}) \quad (5)$$

waarin:

$\Delta\theta$ = temperatuurverschil tussen instromende buitenlucht en uitstromende spouwlucht in °C

De met de luchtstroom afgevoerde warmte is gelijk aan de verandering van de voelbare warmte-inhoud van de luchtstroom. Deze bedraagt per meter façade:

$$q_w = q_v \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta\theta \quad (\text{W/m}) \quad (6)$$

waarin:

q_v = luchtstroom door de constructie/spouw in $\text{m}^3/(\text{s}\cdot\text{m})$

ρ = dichtheid van de lucht in kg/m^3

c = soortelijke warmte van de lucht in $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$

De luchtstroom door de spouw bedraagt per meter façade:

$$q_v = A \cdot v \quad (\text{m}^3/\text{s}\cdot\text{m}) \quad (7)$$

waarin:

A = doorsnede-oppervlakte van de spouw in m^2 per meter façade

v = snelheid van de lucht in de spouw in m/s

De luchtstroming komt tot stand door het drukverschil van een kolom "koude/zware" buitenlucht en een kolom "warme/lichte" spouwlucht. Uitgaande van de wet van Bernoulli geldt daarbij:

$$\rho_e \cdot g \cdot h - \rho_{gs} \cdot g \cdot h = \frac{1}{2} \rho \cdot v^2 \quad (\text{Pa}) \quad (8)$$

waarin:

ρ_e = soortelijke massa buitenlucht in kg/m^3

ρ_{gs} = gemiddelde soortelijke massa spouwlucht in kg/m^3

g = versnelling van de zwaartekracht = $9,81 \text{ m}/\text{s}^2$.

In deze vergelijking kunnen ρ_e en ρ_{gs} worden vervangen door ρ_0 aangezien:

$$\rho_t = \rho_0 \cdot 273 / (273 + \theta) \quad (\text{kg}/\text{m}^3) \quad (9)$$

waarin:

ρ_0 = soortelijke massa van lucht bij $0 \text{ }^\circ\text{C}$ (= $1,293 \text{ kg}/\text{m}^3$)

θ = beschouwde temperatuur in $^\circ\text{C}$

Geen grote fout wordt gemaakt door aan te nemen dat in een beperkt temperatuurtraject de verandering van de luchtdichtheid per $^\circ\text{C}$ constant is. Het drukverschil tussen een kolom "koude/zware" buitenlucht en een kolom "warme/lichte" spouwlucht kan dan, uitgaande van een met de hoogte lineair toenemende temperatuur in de spouw, worden geschreven als:

$$\Delta p = \rho_e \cdot g \cdot h - \rho_{gs} \cdot g \cdot h = d\rho/dT \cdot \Delta\theta \cdot g \cdot h/x \quad (\text{Pa}) \quad (10)$$

waarin:

$d\rho/dT$ = dichtheidsverandering van lucht $\approx 0,0037 \text{ kg}/(\text{m}^3\cdot\text{K})$ (tussen 25 en $45 \text{ }^\circ\text{C}$)

Vergelijking (8) wordt dan:

$$d\rho/dT \cdot \Delta\theta \cdot g \cdot h/x = \frac{1}{2} \rho \cdot v^2 \quad (\text{Pa}) \quad (11)$$

waarin:

ρ = gemiddelde luchtdichtheid $\approx 1,15 \text{ kg}/\text{m}^3$ (tussen 25 en $45 \text{ }^\circ\text{C}$)

Wordt in (11) $x = 3$ ingevuld en voor alle constanten de waarden zoals die eerder zijn aangegeven, dan kan hieruit de luchtsnelheid worden opgelost:

$$v = 0,145 \cdot \Delta\theta^{0,5} \cdot h^{0,5} \quad (\text{m/s}) \quad (12)$$

De luchtstroom in de spouw per meter façade (7) bedraagt dan:

$$q_v = 0,145 \cdot \Delta\theta^{0,5} \cdot h^{0,5} \cdot A \quad (\text{m}^3/\text{s.m}) \quad (13)$$

De luchtsnelheid uit (12) en de luchtstroom uit (13) zijn theoretische waarden. De werkelijke waarden zijn lager vanwege de weerstand die de luchtstroom in de façade ondervindt. De grootte van deze weerstand is te benaderen door de spouw als een luchtkanaal te beschouwen. Voor een luchtkanaal geldt:

$$\Delta p_s = \lambda \cdot l/d \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot v_s^2 \quad (\text{Pa}) \quad (14)$$

waarin:

- λ = weerstandsfactor (dimensieloos)
- l = lengte van het kanaal c.q. hoogte van de spouw in m
- d = inwendige (equivalente) diameter van de spouw in m
- v_s = luchtsnelheid in de spouw in m/s

Bij de kanaalweerstand moet nog de weerstand worden opgeteld die de lucht ondervindt in de instroom- en uitstroomopeningen en in andere delen van de façade waar de luchtstroom van richting moet veranderen of moet vertragen of versnellen. Voor deze plaatselijke weerstanden geldt:

$$\Delta p_p = \zeta \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot v_p^2 \quad (\text{Pa}) \quad (15)$$

waarin:

- ζ = weerstandscoefficiënt (dimensieloos)
- ρ = dichtheid van de lucht in kg/m^3
- v_p = plaatselijke luchtsnelheid in m/s

De totale stromingsweerstand van de constructie kan worden uitgedrukt in een verhoudingsgetal ten opzichte van de "dynamische" druk ($\frac{1}{2} \rho \cdot v^2$):

$$\Delta p_c = (\lambda \cdot l/d + \sum \zeta) \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot v^2 \quad (\text{Pa}) \quad (16)$$

Indien:

- de luchtsnelheid is betrokken op de instroom- en uitstroomopeningen,
- de oppervlakte van de instroom- en uitstroomopeningen gelijk zijn,
- in die openingen de hoogste luchtsnelheid optreedt en
- de luchtsnelheid in de spouw relatief laag is,

dan geldt bij benadering:

$$\lambda \cdot l/d + \sum \zeta \approx 2 \quad (-) \quad (17)$$

zodat:

$$\Delta p_c \approx \rho \cdot v_o^2 \quad (\text{Pa}) \quad (18)$$

waarin:

- v_o = luchtsnelheid in de instroom- en uitstroomopeningen

Deze luchtsnelheid verhoudt zich ten opzichte van de theoretische snelheid als:

$$\rho \cdot v_o^2 = \frac{1}{2} \rho \cdot v^2 \quad (19)$$

zodat:

$$v = 1,414 \cdot v_o \quad (\text{m/s}) \quad (20)$$

Deze snelheid ingevuld in vergelijking (12) geeft:

$$v_o = 0,1 \cdot \Delta\theta^{0,5} \cdot h^{0,5} \quad (\text{m/s}) \quad (21)$$

De luchtstroom per meter façade (13) wordt daardoor:

$$q_v = 0,1 \cdot \Delta\theta^{0,5} \cdot h^{0,5} \cdot A_o \quad (\text{m}^3/\text{s.m}) \quad (22)$$

en de met de luchtstroom afgevoerde warmte (6):

$$q_w = -0,1 \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta\theta^{1,5} \cdot h^{0,5} \cdot A_o \quad (\text{W/m}) \quad (23)$$

Met behulp van (2), (5) en (23) kan de warmtebalans (1) worden geschreven als:

$$0,4 \cdot q_z \cdot f_t \cdot h - (u_e + u_i) \cdot \Delta\theta \cdot h/3 - 0,1 \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta\theta^{1,5} \cdot h^{0,5} \cdot A_o = 0 \quad (24)$$

waarin:

q_z = de extern opvallende zonnestraling in W/m^2

f_t = transparantie (oppervlakte transparant deel : oppervlakte gehele façade)

h = verticale hoogte van de spouw in m

u_e = warmte-doorgangscoefficiënt buitenspouwblad in $\text{W/m}^2\text{K}$

u_i = warmte-doorgangscoefficiënt binnenspouwblad in $\text{W/m}^2\text{K}$

$\Delta\theta$ = temperatuurverschil tussen instromende en uitstromende lucht in $^\circ\text{C}$

ρ = dichtheid van de lucht $\approx 1,15 \text{ kg/m}^3$ (gemiddeld tussen 25 en 45 $^\circ\text{C}$)

c = soortelijke warmte van de lucht $\approx 1000 \text{ J/kgK}$

A_o = netto oppervlakte van instroom- of uitstroomopeningen in m^2 per meter façade

In (24) zijn $\Delta\theta$ en A_o de onbekenden. Met (24) is voor een gegeven temperatuurverschil (toename van de luchttemperatuur in de spouw) de benodigde minimale netto oppervlakte van de instroom- en de uitstroomopeningen per meter façade te berekenen:

$$A_o = \{0,4 \cdot q_z \cdot f_t \cdot h - (u_e + u_i) \cdot \Delta\theta \cdot h / 3\} / (115 \cdot \Delta\theta^{1,5} \cdot h^{0,5}) \quad (25)$$

Voor de berekening van de temperatuurtoename is de probeermethode de aangewezen weg.

Voorbeeld

$$q_z = 800 \text{ W/m}^2$$

$$f_t = 0,9$$

$$h = 3,0 \text{ m}$$

$$u_e = 7,1 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$u_i = 2,6 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\rho = 1,15 \text{ kg/m}^3$$

Voor een maximale temperatuuroename in de spouw van 10, 20, of 30 °C moeten de instroom- en uitstroomopeningen per meter façade elk de volgende doorsnede-oppervlakte hebben:

$\Delta\theta$	A_o/m gevel
10°C	0,122 m ²
20°C	0,038 m ²
30°C	0,018 m ²

Een temperatuurverhoging van 30°C leidt bij een ruimtetemperatuur van 25°C tot een spouwtemperatuur van 55°C. Dit kan tot glasbreuk en andere warmteschade aan de constructie leiden. Een temperatuurverhoging van 25°C moet als ontwerp-limiet worden gezien.

NB De warmte-doorgangscoefficiënt van beide spouwbladen wordt beïnvloed door de warmte-overgangswaarde in de spouw. Deze wijkt af van de warmte-overgangswaarde buiten en binnen en heeft een waarde tussen 0,07 en 0,13 (m²K)/W, afhankelijk van de luchtsnelheid in de spouw. Een gemiddelde van 0,10 (m²K)/W is een redelijke benadering. De warmtedoorgangscoefficiënt van enkel blank glas dat als buitenspouwblad dient is dan $U_g = 7,1$ W/(m²K). Voor dubbel blank glas dat als binnenspouwblad wordt gebruikt is $U_i = 2,6$ W/(m²K).

Invloed van niet-lineaire temperatuuroename in de spouw

Bij de afleiding van het model werd een met de hoogte in de spouw toenemende temperatuurgradiënt beschreven. Hiervoor werd een gelijkmatigheidsgetal van $x = 3$ aangenomen. Om de invloed na te gaan van een ander verloop van de gradiënt worden de berekeningen herhaald met $x = 2$ (constante temperatuurgradiënt) en $x = 3,7$.

Vergelijking (25) moet dan worden geschreven als:

$$A_o = \{0,4 \cdot q_z \cdot f_t \cdot h - (u_e + u_i) \cdot \Delta\theta \cdot h / 2\} / (145 \cdot \Delta\theta^{1,5} \cdot h^{0,5})$$

respectievelijk:

$$A_o = \{0,4 \cdot q_z \cdot f_t \cdot h - (u_e + u_i) \cdot \Delta\theta \cdot h / 3,7\} / (106 \cdot \Delta\theta^{1,5} \cdot h^{0,5})$$

De uitkomsten van het berekeningsvoorbeeld worden dan als volgt:

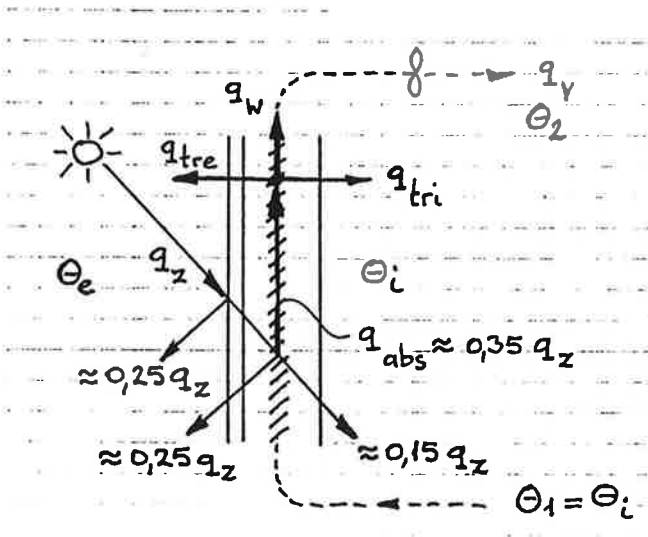
$\Delta\theta$	A_o/m gevel		
	$x = 2$	$x = 3$	$x = 3,7$
10°C	0,091	0,122	0,135 m ²
20°C	0,026	0,038	0,043 m ²
30°C	0,010	0,018	0,021 m ²

7.6 Klimaatgevel

Omschrijving

Bij klimaatgevels vindt de luchtstroming in de spouw plaats door mechanische afvoer van lucht uit de spouw, meestal aan de bovenzijde van de klimaatgevel. De luchtstroming bepaalt de temperatuur die in de spouw gaat ontstaan. Om de benodigde luchtstroom globaal te kunnen berekenen wordt een in deze bijlage een model afgeleid op basis van een vereenvoudigde warmtebalans en vereenvoudigde luchtstroming in de spouw (door de spouw als luchtkanaal op te vatten).

Warmtebalans



De vereenvoudigde stationaire warmtebalans per meter klimaatgevel is:

$$q_{abs} - q_{tre} - q_{tri} - q_w = 0 \quad (\text{W/m}) \quad (1)$$

waarin:

- q_{abs} = in de spouw geabsorbeerde zonnewarmte (W/m)
- q_{tre} = transmissie tussen spouw en buitenomgeving (W/m)
- q_{tri} = transmissie tussen spouw en binnenruimte (W/m)
- q_w = met de luchtstroom afgevoerde warmte (W/m)

De in de spouw geabsorbeerde zonnewarmte bedraagt per meter gevel ongeveer:

$$q_{abs} \approx 0,35 \cdot q_z \cdot f_t \cdot h \quad (\text{W/m}) \quad (2)$$

waarin:

- q_z = de extern opvallende zonnestraling in W/m^2
- f_t = transparantie (oppervlakte transparant deel : oppervlakte gehele gevel)
- h = hoogte van de spouw in m

De transmissie tussen spouw en buitenomgeving is per meter gevel:

$$q_{tre} = u_e \cdot (\theta_s - \theta_e) / x \cdot h \quad (\text{W/m}) \quad (3)$$

waarin:

- u_e = warmte-doorgangscoefficiënt buitenspouwblad in $\text{W/m}^2\text{K}$
- θ_s = temperatuur bovenin de spouw in $^\circ\text{C}$
- θ_e = buitentemperatuur in $^\circ\text{C}$
- x = getal voor de gelijkmatigheid van de verticale temperatuurgradiënt in de spouw

Bij een gelijkmatige luchtstroming in de spouw zou de temperatuurgradiënt bij benadering constant kunnen zijn ($x = 2$). In werkelijkheid is de stroming complexer, onder andere vanwege interne luchtcirculatie in de spouw. Wordt een vergelijking gemaakt met de luchtcirculatie in mechanisch geventileerde ruimten met radiatorverwarming en het verloop van temperatuurgradiënten die daarbij zijn waargenomen, dan kan voor x een waarde worden geschreven ergens tussen 2,2 en 3,1. Aangezien het globale stromingsmodel inzicht moet geven in de orde van grootte van de luchtstroming in een klimaatgevel kan als benadering $x = 2,6$ worden genomen.

De transmissie tussen de spouw en de binnenruimte is per meter gevel:

$$q_{tri} = u_i \cdot ((\theta_s + \theta_e) / 2,6 - \theta_i) \cdot h \quad (W/m) \quad (4)$$

waarin:

u_i = warmte-doorgangscoefficiënt binnenspouwblad in W/m^2K

θ_i = ruimtetemperatuur in $^{\circ}C$

Omdat de dimensionering van luchtstroom betrekking heeft op de temperatuurbeheersing in de spouw bij hogere buitentemperaturen, wordt geen grote fout gemaakt door aan te nemen dat de binnen- en buitentemperatuur gelijk zijn. De totale transmissie per meter gevel is dan:

$$q_{tr} = q_{tre} + q_{trb} = (u_e + u_i) \cdot \Delta\theta \cdot h / 2,6 \quad (W/m) \quad (5)$$

waarin:

$\Delta\theta$ = temperatuurverschil tussen instromende en uitstromende lucht in $^{\circ}C$

De met de luchtstroom afgevoerde warmte is gelijk aan de verandering van de voelbare warmte-inhoud van de luchtstroom. Deze bedraagt per meter gevel:

$$q_w = q_v \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta\theta \quad (W/m) \quad (6)$$

waarin:

q_v = luchtstroom door de spouw in m^3/s per meter gevel

ρ = dichtheid van de lucht in kg/m^3

c = soortelijke warmte van de lucht in J/kgK

Met behulp van (2), (5) en (6) is de warmtebalans per meter klimaatgevel (1) te herleiden tot:

$$0,35 \cdot q_z \cdot f_t \cdot h - (u_e + u_i) \cdot \Delta\theta \cdot h / 2,6 - q_v \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta\theta = 0 \quad (7)$$

waarin:

q_z = extern opvallende zonnestraling in W/m^2

f_t = transparantie (oppervlakte transparant deel : oppervlakte gehele gevel)

h = hoogte van de spouw in m

u_e = warmte-doorgangscoefficiënt buitenspouwblad in W/m^2K

u_i = warmte-doorgangscoefficiënt binnenspouwblad in W/m^2K

$\Delta\theta$ = temperatuurverschil tussen instromende en uitstromende lucht in $^{\circ}C$

q_v = luchtstroom door de spouw in m^3/s per meter gevel

ρ = dichtheid van de lucht $\approx 1,15 kg/m^3$ (gemiddeld tussen 25 en 45 $^{\circ}C$)

c = soortelijke warmte van de lucht $\approx 1000 J/kgK$

In (7) zijn $\Delta\theta$ en q_v de onbekenden. Is het temperatuurverschil (de toename van de luchttemperatuur in de spouw) gegeven dan is uit (7) de luchtstroom door de spouw per meter klimaatgevel af te leiden:

$$q_v = \{0,35 \cdot q_z \cdot f_t \cdot h - (u_e + u_i) \cdot \Delta\theta \cdot h / 2,6\} / (1150 \cdot \Delta\theta) \quad (8)$$

Andersom is, uitgaande van een gegeven luchtstroom per meter klimaatgevel, de maximale temperatuuroptename van de lucht in de spouw te berekenen:

$$\Delta\theta = 0,35 \cdot q_z \cdot f_t \cdot h / \{(u_e + u_i) \cdot \Delta\theta \cdot h / 2,6 + 1150 \cdot q_v\} \quad (9)$$

Voorbeeld

$$\begin{aligned}
 q_z &= 800 \text{ W/m}^2 \\
 f_t &= 0,9 \text{ -} \\
 h &= 3,0 \text{ m} \\
 u_e &= 3,4 \text{ W/(m}^2\text{K)} \\
 u_i &= 4,3 \text{ W/(m}^2\text{K)} \\
 \rho &= 1,15 \text{ kg/m}^3
 \end{aligned}$$

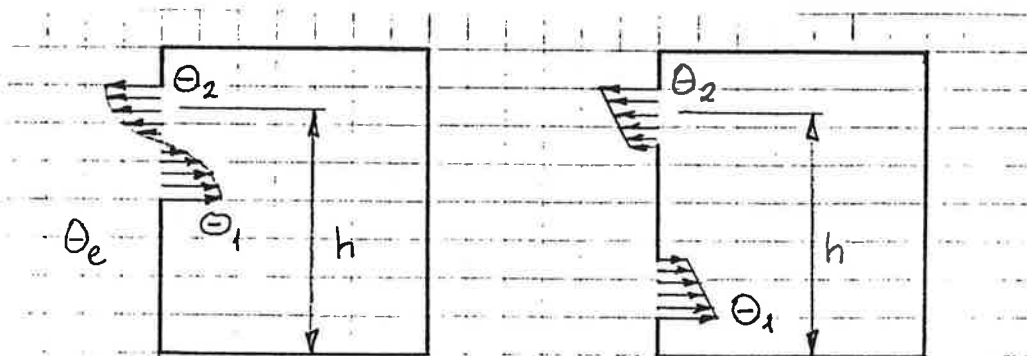
Voor een maximale temperatuuroename van 10, 20, of 30 °C, moet de luchtstroom per meter gevel respectievelijk de volgende waarde hebben:

$\Delta\theta$	q_v per meter
10°C	0,0557 m ³ /s = 200 m ³ /h
20°C	0,0228 m ³ /s = 82 m ³ /h
30°C	0,0119 m ³ /s = 43 m ³ /h

NB De warmte-doorgangscoefficiënt van beide spouwbladen wordt beïnvloed door de warmte-overgangsweerstand in de spouw. Deze wijkt af van de warmte-overgangscoefficiënt buiten en binnen en heeft een waarde tussen 0,07 en 0,13 (m²K)/W, afhankelijk van de lichtsnelheid in de spouw. Een gemiddelde van 0,10 (m²K)/W is een redelijke benadering. De warmtedoorgangscoefficiënt van dubbel blank glas dat als buitenspouwblad dient is dan $U_e = 3,4 \text{ W/(m}^2\text{K)}$. Voor enkel blank glas dat als binnenspouwblad wordt gebruikt is $U_i = 4,3 \text{ W/(m}^2\text{K)}$.

7.7 Natuurlijke ventilatie (natuurlijke koeling)**Omschrijving**

In natuurlijk geventileerde ruimten vindt luchtstroming plaats door winddruk en door temperatuurverschillen. De luchtstroming door winddruk is een onbetrouwbare parameter en wordt om die reden verwaarloosd. De luchtstroming door temperatuurverschillen wordt bepaald door het verschil in gewicht van een kolom relatief warme ruimtelucht en een kolom relatief koele buitenlucht (schoorsteeneffect). De ventilatie-openingen bepalen in belangrijke mate de weerstand die de luchtstroming ondervindt en de temperatuur die daardoor in de ruimte ontstaat. Om de ventilatie-openingen ten behoeve van natuurlijke koeling globaal te kunnen dimensioneren wordt in deze bijlage een model afgeleid op basis van een vereenvoudigde warmtebalans en vereenvoudigde luchtstroming in de ruimte (door de ruimte als luchtkanaal op te vatten).

Warmtebalans

De vereenvoudigde stationaire warmtebalans van een natuurlijk geventileerde ruimte is, uitgaande van een situatie met een warmte-overschot (koellast):

$$\Phi_k - q_w = 0 \quad (\text{W}) \quad (1)$$

waarin:

Φ_k = stationair berekende koellast in W (zie paragraaf 6.3)

q_w = met de luchtstroom afgevoerde warmte in W

De met de luchtstroom afgevoerde warmte is gelijk aan de verandering van de voelbare warmte-inhoud van de lucht. Deze bedraagt:

$$q_w = q_v \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta\theta \quad (\text{W}) \quad (2)$$

waarin:

q_v = luchtstroom door de ventilatie-openingen in m^3/s

ρ = dichtheid van de lucht in kg/m^3

c = soortelijke warmte van de lucht in J/kgK

$\Delta\theta$ = temperatuurverschil tussen instromende en uitstromende lucht in $^\circ\text{C}$

De luchtstroom door de ventilatie-openingen bedraagt:

$$q_v = A \cdot v \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (3)$$

waarin:

A = oppervlakte van de ventilatie-openingen in m^2

v = snelheid van de lucht in die openingen in m/s

Als door wind veroorzaakte statische en dynamische drukverschillen worden verwaarloosd, ontstaat luchtstroming in een natuurlijk geventileerde ruimten door het drukverschil van een kolom "koude/zware" buitenlucht en een kolom "warme/lichte" ruimtelucht. Daarbij geldt, uitgaande van de wet van Bernoulli:

$$\rho_e \cdot g \cdot h - \rho_{gr} \cdot g \cdot h = \frac{1}{2} \rho \cdot v^2 \quad (\text{Pa}) \quad (4)$$

waarin:

ρ_e = soortelijke massa buitenlucht in kg/m^3

ρ_{gr} = gemiddelde soortelijke massa ruimtelucht in kg/m^3

g = versnelling van de zwaartekracht = $9,81 \text{ m}/\text{s}^2$

In deze vergelijking kunnen ρ_e en ρ_{gr} worden vervangen door ρ_0 aangezien:

$$\rho_t = \rho_0 \cdot 273 / (273 + \theta) \quad (\text{kg}/\text{m}^3) \quad (5)$$

waarin:

ρ_0 = soortelijke massa van de lucht bij $0 \text{ }^\circ\text{C}$ ($=1.293 \text{ kg}/\text{m}^3$)

θ = beschouwde temperatuur in $^\circ\text{C}$

Geen grote fout wordt gemaakt door aan te nemen dat in een beperkt temperatuurtraject de verandering van de luchtdichtheid per $^\circ\text{C}$ constant is.

$$d\rho/dT = \text{dichtheidsverandering van lucht} \approx 0,004 \text{ kg}/\text{m}^3\text{K} \text{ (tussen } 20 \text{ en } 30 \text{ }^\circ\text{C})$$

Bij volledige menging zou de luchttemperatuur in de ruimte overal gelijk zijn. In werkelijkheid neemt de temperatuur toe met de hoogte in de ruimte. Vaak wordt aangenomen dat de temperatuur gelijkmatig toeneemt en de verticale temperatuurgradiënt dus constant is. In natuurlijk geventileerde ruimten neemt de gradiënt echter toe met de hoogte, afhankelijk van onder andere warmtebronnen in de ruimte. Om dit

verschijnsel in rekening te brengen wordt een factor x ingevoerd. Bij een constante temperatuurgradiënt geldt $x = 2$. Dat wil zeggen de gemiddelde ruimtetemperatuur is de som van de temperatuur van de toegevoerde lucht en de afgevoerde lucht gedeeld door 2. In ruimten met natuurlijke ventilatie en radiatorverwarming komen gemiddelde gradiënten voor waarvoor geldt $x = 2,5 - 3,7$. Bij ruimten waarin de lucht door de zon en apparatuur worden verwarmd kan $x = 2,8$ worden genomen. Het drukverschil tussen een kolom "koude/zware" buitenlucht en een kolom "warme/lichte" ruimtelucht kan worden geschreven als:

$$\Delta p = \rho_a \cdot g \cdot h - \rho_{gs} \cdot g \cdot h = d\rho/dT \cdot \Delta\theta \cdot g \cdot h / x \quad (\text{Pa}) \quad (6)$$

waarin:

x = getal voor de gelijkmatigheid van de verticale temperatuurgradiënt in de ruime

Vergelijking (4) wordt dan:

$$d\rho/dT \cdot \Delta\theta \cdot g \cdot h / x = \frac{1}{2} \rho \cdot v^2 \quad (\text{Pa}) \quad (7)$$

waarin:

ρ = gemiddelde luchtdichtheid $\approx 1,2 \text{ kg/m}^3$ (tussen 25 en 35°C)

Wordt in (7) $x = 2,8$ ingevuld en voor alle constante (en constant veronderstelde) de waarden zoals die eerder zijn aangegeven, dan kan hieruit de luchtsnelheid worden opgelost:

$$v = 0,15 \cdot \Delta\theta^{0,5} \cdot h^{0,5} \quad (\text{m/s}) \quad (8)$$

Deze snelheid ingevuld in (3) geeft de luchtstroom door de ventilatie-openingen:

$$q_v = 0,15 \cdot \Delta\theta^{0,5} \cdot h^{0,5} \cdot A \quad (\text{m}^3/\text{s}\cdot\text{m}) \quad (9)$$

De luchtsnelheid uit (8) en de luchtstroom uit (9) zijn theoretische waarden. De werkelijke waarden zijn lager vanwege de weerstand die de luchtstroom in de ruimte en de ventilatie-openingen ondervindt. De grootte van deze weerstand (ΔP) is te benaderen door de ruimte als luchtkanaal te beschouwen. Voor een luchtkanaal geldt:

$$\Delta p = \lambda \cdot l/d \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot v_s^2 \quad (\text{Pa}) \quad (10)$$

waarin:

λ = weerstandsfactor (dimensieloos)

l = lengte van het kanaal (afstand tussen toevoer en afvoeropening) in m

d = inwendige (equivalente) diameter van de ruimte in m

v_s = luchtsnelheid in de ruimte in m/s

Bij de kanaalweerstand moet nog de weerstand worden opgeteld die de lucht ondervindt in de ventilatie-openingen en in andere delen van de ruimte waar de luchtstroom van richting moet veranderen of moet vertragen of versnellen. Voor deze plaatselijke weerstanden geldt:

$$\Delta p_p = \zeta \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot v_p^2 \quad (\text{Pa}) \quad (11)$$

waarin:

ζ = weerstandscoefficiënt (dimensieloos)

ρ = dichtheid van de lucht in kg/m^3

v_p = plaatselijke luchtsnelheid in m/s

De totale stromingsweerstand kan worden uitgedrukt in een verhoudingsgetal ten opzichte van de "dynamische" druk ($\frac{1}{2}\rho \cdot v^2$):

$$\Delta p_{\text{tot}} = (\lambda \cdot l/d + \sum \zeta) \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot v^2 \quad (\text{Pa}) \quad (12)$$

In het geval dat:

- de luchtsnelheid is betrokken op de ventilatie-openingen,
- de oppervlakte van de instroomopeningen gelijk is aan de oppervlakte van de uitstroomopeningen,
- in die openingen de hoogste luchtsnelheid optreedt en
- de luchtsnelheid in de ruimte zelf relatief laag is,

geldt bij benadering:

$$\lambda \cdot l/d + \sum \zeta \approx 2 \quad (-) \quad (12)$$

zodat:

$$\Delta p_c = \rho \cdot v_o^2 \quad (\text{Pa}) \quad (13)$$

waarin:

v_o = luchtsnelheid in de instroom- en uitstroomopeningen

Deze luchtsnelheid verhoudt zich ten opzichte van de theoretische snelheid als:

$$\rho \cdot v_o^2 = \frac{1}{2} \rho \cdot v^2 \quad (14)$$

zodat:

$$v = 1,414 \cdot v_o \quad (\text{m/s}) \quad (15)$$

Deze snelheid ingevuld in vergelijking (8) geeft:

$$v_o = 0,11 \cdot \Delta\theta^{0,5} \cdot h^{0,5} \quad (\text{m/s}) \quad (16)$$

De luchtstroom door de ventilatie-opening(en) (9) wordt daardoor:

$$q_v = 0,11 \cdot \Delta\theta^{0,5} \cdot h^{0,5} \cdot A_o \quad (\text{m}^3/\text{s.m}) \quad (17)$$

Hiermee is de warmtebalans (1) te herleiden tot:

$$\Phi_k - 0,11 \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta\theta^{1,5} \cdot h^{0,5} \cdot A_o = 0 \quad (18)$$

waarin:

Φ_k = koellast van de ruimte in W

ρ = dichtheid van de lucht $\approx 1,2 \text{ kg/m}^3$

c = soortelijke warmte van de lucht $\approx 1000 \text{ J/kgK}$

$\Delta\theta$ = temperatuurverschil tussen instromende en uitstromende lucht in $^\circ\text{C}$

A_o = netto gezamenlijke oppervlakte van de ventilatie-openingen in m^2

In (18) zijn $\Delta\theta$ en A_o onbekenden. Is het temperatuurverschil gegeven, dan is de oppervlakte van de instroom- of uitstroomopeningen op te lossen. A_o heeft hierbij betrekking op de gezamenlijke oppervlakte van de kleinste van beide. Er wordt van uitgegaan dat de openingen bij windstil weer slechts één functie hebben, namelijk instroom of uitstroom. Vaak vindt via één opening zowel instroming als uitstroming plaats. Bijvoorbeeld bij windstil weer en warmte-overschot (koellast) stroomt via het bovenste deel van een opening warme lucht naar buiten. Via het onderste deel stroomt koelere buitenlucht naar binnen. Beide luchtstromen ontmoeten elkaar ergens in het midden van de opening. Op die plaats is de luchtsnelheid nul. De luchtsnelheid is het hoogst aan de uiterste boven- en onderzijde van de opening. De gemiddelde snelheid is ongeveer 0,7 x de hoogste snelheid. In situaties met meer openingen (op gelijke hoogte) stroomt via de ene opening vaak meer lucht naar binnen dan naar buiten terwijl het bij andere openingen net andersom is. Bij openingen die ver uit elkaar liggen en bij openingen in een dakvlak is dit effect het grootst. Het wordt veroorzaakt door drukverschillen op de gevel, windaanval en turbulenties.

De benodigde oppervlakte aan ventilatie-openingen is:

$$A_{o,tot} = y \cdot A_o \quad (\text{m}^2) \quad (19)$$

hierin is:

- $A_{o,tot}$ = netto gezamenlijke oppervlakte van de ventilatie-openingen in m^2
 y = situeringsfactor (zie opmerking verderop)
 2,9 bij één enkele opening in verticale wand
 2,4 bij meer openingen in verticale buitenwand
 2,2 bij één enkele opening in dakvlak
 2,0 bij meer openingen op verschillende hoogte in verticale wand (en gelijke oppervlakte van instroom en uitstroomopeningen)

De gezamenlijke oppervlakte van de ventilatie-openingen is daardoor te berekenen met:

$$A_{o,tot} = y \cdot \Phi_k / (130 \cdot \Delta\theta^{1,5} \cdot h^{0,5}) \quad (\text{m}^2) \quad (20)$$

waarin:

- Φ_k = koellast in W
 $\Delta\theta$ = temperatuurverschil tussen instroom (buitentemperatuur) en uitstroom in $^{\circ}\text{C}$
 h = hoogte van de bovenste ventilatie-opening boven de vloer in m

Is de gezamenlijke oppervlakte van de ventilatie-openingen bekend dan is het temperatuurverschil tussen de instroom (buitentemperatuur) en uitstroom te berekenen:

$$\Delta\theta = \exp [2/3 \ln \{ \Phi_k \cdot y / (130 \cdot h^{0,5} \cdot A_{o,tot}) \}] \quad (21)$$

Voorbeeld 1

- ruimte l x b x h = 5,4 x 3,6 x 2,7 m
 Φ_k = 25 W/m² ----> 25 x 5,4 x 3,6 = 486 W
 $\Delta\theta$ = maximaal temperatuurverschil tussen buiten en binnen 3 $^{\circ}\text{C}$
 h = 2,0 m
 een raam, y = 2,9

Benodigde te openen raamoppervlakte:

$$A_{o,tot} = 2,9 \cdot 486 / (130 \cdot 3,0^{1,5} \cdot 2,0^{0,5}) = 1,47 \text{ m}^2$$

Voorbeeld 2

- ruimte l x b x h = 5,4 x 7,2 x 2,7 m
 Φ_k = 30 W/m² ----> 30 x 5,4 x 7,2 = 1166 W
 twee ramen A_o = 2,0 m²
 y = 2,4

Maximaal temperatuurverschil:

$$\Delta\theta = \exp [2/3 \ln \{ 1166 \cdot 2,4 / (130 \cdot 2,0^{0,5} \cdot 2,0) \}] = 3,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

NB De situeringsfactor y is afgeleid uit gegevens van onderzoek naar de ventilatie van scheikundepraktijklokalen, lashallen en verfspuiterijen. Luchtsnelheden in raamopeningen en deuren werden gemeten met een thermische anemometer. De luchtstroom werd gemeten met behulp van tracergas. De gegevens werden gecorrigeerd voor de invloed van wind. De resultaten gaven evenwel een flinke spreiding zien zodat de situeringsfactor als indicatie moet worden gezien.

7.8 Comfortmodel van Fanger (PMV en PPD)

In tegenstelling tot de voorgaande voorbeelden heeft model van Fanger geen betrekking op de energie- en luchtstromen in bouwkundige constructies. Het is evenwel een typisch voorbeeld van hoe een complex proces, de interactie tussen het menselijk lichaam en z'n omgeving, door het stationair te veronderstellen en te beperken tot de belangrijkste factoren, inzichtelijk en hanteerbaar is te maken. Het model is de basis van de comfortindices Predicted Mean Vote (PMV) en Predicted Percentage Dissatisfied (PPD). Beide indices zijn in normblad NEN-ISO 7730 beschreven en daarmee internationale standaard.

Warmtebalans

Het comfortmodel van Fanger [7] veronderstelt een stationaire situatie. Dat wil zeggen de interne warmteproductie van het lichaam is gelijk aan de warmte die het lichaam aan z'n omgeving verliest. Het lichaam is dus in evenwicht met z'n omgeving. Dat is de tevens de eerste voorwaarde voor thermisch comfort. Zou er geen evenwicht zijn dan zou het lichaam uiteindelijk oververhit of onderkoeld raken.

De warmtebalans wordt als volgt geschreven:

$$H - E_{dif} - E_{sw} - E_{res} - C_{res} = R + C$$

waarin:

- H = metabole warmte-ontwikkeling (stofwisseling)
- E_{dif} = latent warmteverlies door dampdiffusie via de huid
- E_{sw} = latent warmteverlies door zweetverdamping
- E_{res} = latent warmteverlies door ademhaling
- C_{res} = voelbaar warmteverlies door ademhaling
- R = warmteverlies door straling
- C = warmteverlies door convectie

De metabole warmte-ontwikkeling H is afhankelijk van het stofwisselingsniveau dat weer wordt bepaald door de mate van lichamelijke inspanning. De waarde kan worden afgeleid uit een meting van de zuurstofopname van een persoon of met behulp van tabellen en een analyse van de werkzaamheden.

Voorwaarden thermisch comfort

De eerste voorwaarde voor thermisch comfort is reeds genoemd, namelijk thermische balans tussen lichaam en omgeving. Een noodzakelijke voorwaarde, maar niet voldoende. De warmtebalans kan namelijk in omstandigheden worden gehandhaafd die verre van comfortabel zijn. Tweede voorwaarde voor thermisch comfort is dat de gemiddelde huidtemperatuur binnen bepaalde grenzen moet liggen. De gewaarwording van warmte of koude is namelijk sterk gerelateerd aan de huidtemperatuur (t_{sk}). Evenwel wordt bij zware lichamelijke inspanning een lagere huidtemperatuur geprefereerd dan bij rustig zitten. Zie figuur 5. Derde voorwaarde voor thermisch comfort is dat de zweetverdamping binnen bepaalde grenzen moet liggen, ook weer afhankelijk van de mate van lichamelijke inspanning. Zie figuur 6.

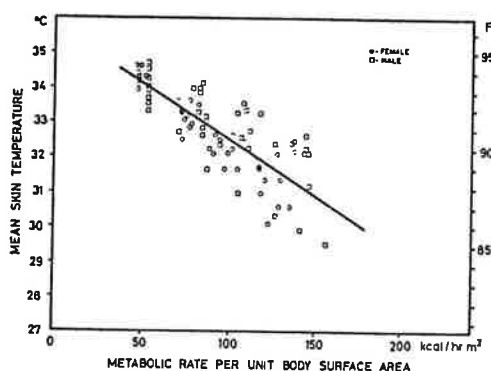


Fig. 5. Mean skin temperature as a function of the activity level for persons in thermal comfort. In order to maintain thermal comfort the ambient temperature was lower the higher the activity level.

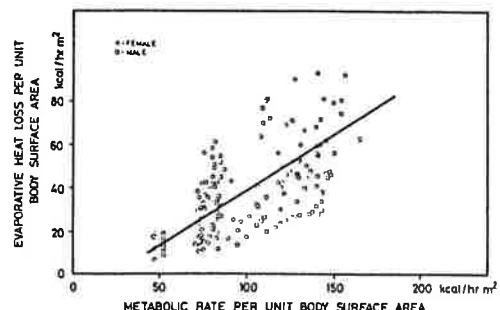


Fig. 6. Evaporative heat loss as a function of the activity level for persons in thermal comfort. In order to maintain comfort the ambient temperature was lower the higher the activity level.

Uit de puntenwolk van figuur 5 werd voor de comfortabele huidtemperatuur de volgende relatie afgeleid:

$$\theta_{sk} = 35,7 - 0,028 \cdot H \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Uit de puntenwolk van figuur 6 werd voor de comfortabele zweetverdamping de volgende relatie afgeleid:

$$E_{sw} = 0,42 \cdot (H - 58,15) \text{ (W/m}^2\text{)}$$

Uitwerking van de warmtebalans

Voor de uitwerking van de warmtebalans werd gebruik gemaakt van empirisch bepaalde relaties van verschillende onderzoekers [7]. Zo werd voor het latente warmteverlies door dampdiffusie via de huid gevonden:

$$E_{dif} = 3,05 \cdot 10^{-3} \cdot (5733 - 6,99 \cdot (M - W) - p_d) \text{ (W/m}^2\text{)}$$

waarin:

p_d = partiële dampspanning van waterdamp in de lucht (Pa)

M = metabolisme = $H + W$ (W/m²)

W = uitwendige arbeid (W/m²)

η = mechanisch rendement = W / M (-)

H = $M \cdot (1 - \eta)$ (W/m²)

M = $H / (1 - \eta)$ (W/m²)

Voor het latente warmteverlies via de ademhaling:

$$E_{res} = 1,7 \cdot 10^{-5} \cdot M \cdot (5867 - p_d) \text{ (W/m}^2\text{)}$$

Voor het voelbare warmteverlies via de ademhaling:

$$C_{res} = 0,0014 \cdot M \cdot (34 - \theta_i) \text{ (W/m}^2\text{)}$$

waarin:

θ_i = luchttemperatuur (°C)

Voor warmteverlies door straling:

$$R = f_{eff} \cdot f_{cl} \cdot \epsilon \cdot \sigma \cdot ((\theta_{cl} + 273)^4 - (\theta_r + 273)^4) \text{ (W/m}^2\text{)}$$

waarin:

ϵ = emissiefactor (voor gekleed lichaam: $\epsilon = 0,98$)

σ = constante van Stefan Boltzmann = $5,67 \cdot 10^{-8}$ (W/m²K⁴)

f_{eff} = factor voor effectief stralingsoppervlak = 0,71 (-)

f_{cl} = factor voor verhouding buitenoppervlak kleding en oppervlak lichaam (-)

θ_{cl} = oppervlaktemperatuur kleding (°C)

θ_r = gemiddelde stralingstemperatuur omgeving (°C)

Substitutie geeft:

$$R = 3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot ((\theta_{cl} + 273)^4 - (\theta_r + 273)^4) \text{ (W/m}^2\text{)}$$

Voor het warmteverlies door convectie geldt ten slotte:

$$C = f_{cl} \cdot \alpha_c \cdot (\theta_{cl} - \theta_i) \text{ (W/m}^2\text{)}$$

waarbij:

α_c = warmte-overdrachtscoëfficiënt voor convectie

Substitutie van de vergelijkingen in de warmtebalans geeft de **behaaglijkheidsvergelijking**:

$$\begin{aligned}
 & H - 3,05 \cdot 10^{-3} [5733 - 6,99 \cdot (M - W) - p_d] - 0,42 \cdot (H - 58) \\
 & - 1,7 \cdot 10^{-5} \cdot M \cdot (5867 - p_d) - 0,0014 \cdot M \cdot (34 - \theta_l) \\
 & = 3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot [(\theta_{cl} + 273)^4 - (\theta_r + 273)^4] + f_{cl} \cdot \alpha_c \cdot (\theta_{cl} - \theta_l)
 \end{aligned}$$

Predicted Mean Vote (PMV)

Het voldoen van de behaaglijkheidsvergelijking betekent dat de combinatie van klimaat, kleding en activiteit (waarvan de waarden werden ingevuld) comfortabel is. De vergelijking is niet bruikbaar om na te gaan hoe comfortabel of oncomfortabel een willekeurige combinatie is. Wel is het mogelijk gebleken om met behulp van de vergelijking een index af te leiden waarmee zo'n beoordeling mogelijk is. De getalwaarde van de index correspondeert met de zevenpunts-schaal van ASHRAE:

- 3 koud
- 2 koel
- 1 enigszins koel
- 0 neutraal
- +1 enigszins warm
- +2 warm
- +3 heet

Voor de afleiding van de PMV-index werd aangenomen dat thermisch comfort samenhangt met de mate waarin de functies die de warmtebalans effectueren worden belast. Als effectoren werden de huidtemperatuur (t_{sk}) en de zweetverdamping (E_{sw}) beschouwd. De mate waarin de waarde van deze effectoren afwijkt van hun comfortabele waarden is een maat voor onbehaaglijkheid. Die afwijking blijkt uit de onbalans van de behaaglijkheidsvergelijking als daarin waarden worden ingevuld van een niet comfortabele combinatie van klimaat, kleding en activiteit. Het gaat om een hypothetische onbalans omdat in de behaaglijkheidsvergelijking niet de werkelijke waarden voor de huidtemperatuur en de zweetsecretie zijn ingevuld maar de comfortabele waarden.

Voor het vinden van een relatie werden de onbalansen berekend uit reeksen experimenten van verschillende onderzoekers. Het betreft in totaal 1296 proefpersonen die op de genoemde zevenpuntsschaal hebben gescoord. Het verband kon met de volgende vergelijking worden weergegeven:

$$Y = (0,303 \cdot e^{-0,036M} + 0,028) \cdot Load$$

waarbij:

Y = de gemiddelde score op de zevenpuntsschaal

Load = de onbalans van de behaaglijkheidsvergelijking

Is de onbalans van de behaaglijkheidsvergelijking voor een combinatie van klimaat, kleding en activiteit bekend dan kan de waarde Y worden berekend. De uitkomst kan worden gezien als een waarde die de gemiddelde score op de zevenpuntsschaal voorspelt, door Fanger aangeduid met 'Predicted Mean Vote' (meestal vertaald met: voorspelde gemiddelde uitspraak), zodat:

$$\begin{aligned}
 PMV = & (0,303 e^{-0,036M} + 0,028) \cdot \{(M - W) - 3,05 \cdot 10^{-3} \cdot [5733 - 6,99 \cdot (M - W) - p_d] \\
 & - 0,42 \cdot [(M - W) - 58,15] - 1,7 \cdot 10^{-5} \cdot M \cdot (5867 - p_d) \\
 & - 0,0014 \cdot M \cdot (34 - \theta_l) - 3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot [(\theta_{cl} + 273)^4 - (\theta_r + 273)^4] - f_{cl} \cdot \alpha_c \cdot (\theta_{cl} - \theta_l)\}
 \end{aligned}$$

In deze vergelijking moet de kledingtemperatuur iteratief worden bepaald uit:

$$\theta_{cl} = 35,7 - 0,028 \cdot (M-W) - I_{cl} \cdot \{3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot [(\theta_{cl}+273)^4 - (\theta_r+273)^4] + f_{cl} \cdot \alpha_c \cdot (\theta_{cl}-\theta_i)\} \text{ (}^\circ\text{C)}$$

waarin:

$$I_{cl} = \text{isolatiewaarde van de kleding (clo)}$$

NB De eenheid clo (1 clo = 0,155 (m².K/W)) is gebaseerd op de warmteweerstand van winterkleding (ondergoed, overhemd, lange broek, colbert of trui, sokken en schoenen). De clo-waarde kan worden gemeten of geschat. Schatting vindt plaats aan de hand van tabellen. Deze geven de waarde voor combinaties en voor afzonderlijke kledingstukken die worden gesommeerd.

De convectieve warmte-overdrachtscoëfficiënt volgt uit:

$$\alpha_c = 2,38 \cdot (\theta_{cl} - \theta_i)^{0,25} \text{ (W/(m}^2\text{.K))}$$

Of, als de waarde hiervan groter is, uit:

$$\alpha_c = 12,1 \cdot \sqrt{v_{lr}} \text{ (W/(m}^2\text{.K))}$$

waarin:

$$v_{lr} = \text{resulterende luchtsnelheid (m/s)}$$

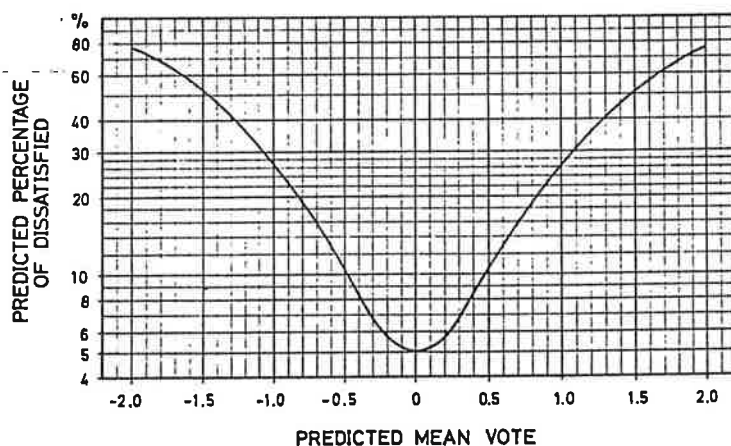
En de kledingfactor uit:

$$f_{cl} = 1,00 + 1,290 I_{cl} \text{ voor } I_{cl} < 0,078 \text{ (m}^2\text{.K/W)}$$

$$f_{cl} = 1,05 + 0,645 I_{cl} \text{ voor } I_{cl} > 0,078 \text{ (m}^2\text{.K/W)}$$

Predicted Percentage Dissatisfied (PPD)

De PMV-index voorspelt hoe een grote groep mensen zich gemiddeld uitsprekt over een bepaalde combinatie van klimaat, kleding en activiteit. Binnen de groep zijn, als gevolg van onderlinge verschillen, de uitspraken verschillend. Een groep kan individuen bevatten die een combinatie koud vinden terwijl anderen die combinatie als warm ervaren. Naast de PMV, als gemiddeld oordeel, is het minstens zo belangrijk om te weten hoe de individuen zich uitspreken. Bij verdere analyse van de gegevens uit de experimenten werden de individuen die een combinatie als koud (-3), koel (-2), warm (+2) of heet (+3) hadden beoordeeld als 'ontevreden' beschouwd. Als uitdrukking voor het percentage ontevreden werd het begrip Predicted Percentage Dissatisfied geïntroduceerd. De verdeling tussen ontevreden koud (-3 en -2) en ontevreden warm (+3 en +2) is in figuur 7 weergegeven.



De lijn in figuur 7 kan met de volgende polynoom worden benaderd.

$$PPD = 100 - 95 \cdot \exp -(0,03353 \cdot PMV^4 + 0,2179 \cdot PMV^2)$$

Het oplossen van de PMV-vergelijking is, mede vanwege de iteratieve bepaling van de kledingtemperatuur en de gegeven randvoorwaarden, alleen mogelijk met behulp van een computer. In de NEN-ISO 7730 [8] is hiervoor een programma opgenomen.

8. LITERATUUR

1. Jakob, M., "Heat Transfer", Vol. I en II, uitg. John Wiley and Sons, New York, 1949 en 1957.
2. McAdams, W.H., "Heat Transmission", 3rd ed. McGraw-Hill, New York, 1954.
3. ASHRAE Fundamentals
4. TVVL, "Handboek Installatietechniek", 1994
5. Schalkoort, T.A.J. "Klimaatinstallaties - Integratie van gebouw en installaties", dictaat
6. Velds, M., Dissertatie
7. Fanger, P.O., "Thermal Comfort - Analyses and Applications in Environmental Engineering", Mc.Graw-Hill 1972.
8. "Gematigde thermische binnencondities - Bepaling van de PMV- en de PPD-waarde en specificatie van de voorwaarden voor thermische behaaglijkheid", Nederlandse norm NEN-ISO 7730, Nederlands Normalisatie Instituut, Delft 1989.

Tabel 7 Eigenschappen van vaak toegepaste bouwmaterialen *)

materiaalsoort	warmtegeleidings- coëfficiënt λ W/(m.K)	soortelijke warmte c J/(kg.K)	soortelijke massa ρ kg/m ³
aluminium	240	900	2700
koper	400	380	8920
ijzer / staal	50	530	7800
beton	2,0	840	2500
glas	0,81	800	2500
baksteen	0,6 - 0,9	840	1600
gips	0,3 - 0,5	840	600 - 1400
kunststof	0,17	1470	900 - 1200
hout	0,17-0,23	1880	550-800
kurk	0,04	1760	120
minerale wol	0,04	840	35 - 200
kunststof schuim	0,035	1470	10 - 60

Tabel 8 Fysische eigenschappen van water

θ °C	λ W/mK	c 10 ³ J/kgK	ρ 10 ² kg/m ³	ν 10 ⁻⁷ m ² /s	η 10 ⁻⁴ kg/ms	γ 10 ⁻³ /K	Pr	Gr/L ³ . Δ T 10 ¹⁰ /m ³ K	Gr.Pr/L ³ . Δ T 10 ³ /m ³ K
0	0,55	4,22	10,0	17,9	17,9		13,7	-0,018	2,466
10	0,58	4,19	10,0	13,1	13,1		9,5	0,054	5,13
20	0,60	4,18	10,0	10,1	10,1	0,21	7,0	0,204	1,428
30	0,62	4,18	10,0	8,0	8,0		5,43	0,467	
40	0,63	4,18	9,9	6,6	6,5		4,34	0,88	
50	0,64	4,18	9,9	5,56	5,49		3,57	1,46	5,212
60	0,65	4,18	9,8	4,78	4,70		3,07	2,24	
70	0,66	4,19	9,8	4,16	4,07		2,56	3,34	
80	0,67	4,20	9,7	3,68	3,57		2,23	4,65	
90	0,68	4,20	9,6	3,28	3,17		1,97	6,37	
100	0,68	4,22	9,6	2,97	2,84		1,76	8,49	14,94

Tabel 9 Fysische eigenschappen van lucht

θ °C	λ 10 ⁻² W/mK	c 10 ³ J/kgK	ρ kg/m ³	ν 10 ⁻⁵ m ² /s	η 10 ⁻⁵ kg/ms	γ 10 ⁻³ /K	Pr	Gr/L ³ . Δ T 10 ¹⁰ /m ³ K	Gr.Pr/L ³ . Δ T 10 ³ /m ³ K
-20	2,25	1,005	1,40	1,16	1,61		0,72	2,90	2,09
-10	2,33	1,006	1,34	1,24	1,67		0,72	2,44	1,74
0	2,41	1,006	1,30	1,33	1,72		0,72	2,05	1,46
10	2,49	1,006	1,25	1,42	1,76		0,71	1,75	1,24
20	2,57	1,007	1,20	1,51	1,81		0,71	1,47	1,04
30	2,65	1,007	1,16	1,60	1,86		0,71	1,28	0,90
40	2,72	1,008	1,13	1,69	1,90		0,71	1,10	0,78
50	2,80	1,008	1,09	1,78	1,95		0,70	0,94	0,67
60	2,88	1,009	1,06	1,88	2,00		0,70	0,82	0,58
70	2,95	1,010	1,03	1,98	2,04		0,70	0,73	0,51
80	3,02	1,010	1,00	2,08	2,08		0,70	0,63	0,45
90	3,10	1,011	0,97	2,19	2,13		0,70	0,56	0,39
100	3,18	1,012	0,94	2,30	2,17		0,69	0,50	0,34

