

8. WARMTE- EN KOELBEHOEFTE

8.1 Berekeningsmethoden

De warmte- en koelbehoefte van ruimten is met "dynamische" of "stationaire" methoden te berekenen. Bij dynamische methoden wordt met behulp van wiskundige beschrijvingen van de eigenschappen van een ruimte - een fysisch model - nagegaan hoe die ruimte reageert op in de tijd variërende omstandigheden. Bij stationaire berekeningen veronderstelt men dat de omstandigheden constant zijn en brengt men de dynamische effecten in rekening door tabellen te gebruiken waarin die effecten zijn verwerkt. Meestal wordt de warmtebehoefte zo berekend. Voor de koelbehoefte worden steeds vaker dynamische methoden gebruikt. Tot nu toe zijn alleen stationaire methoden in NEN-normen vastgelegd.

Bij het architectonische ontwerpproces gaat het m.b.t. de klimaatregeling vooral om inzicht in de orde van grootte. Welke afmetingen krijgen de installaties en hoeveel ruimte is nodig voor inbouw van centrale installaties, distributie-installaties en eindapparaten? De benodigde inbouwruimte wordt primair bepaald door het toe te passen klimaatregelsysteem en dat systeem is weer afhankelijk van het verwarmings- en koelvermogen dat nodig is om de ruimten in het gebouw op de gewenste temperatuur te kunnen houden. De gebouwonwerper beperkt zich met de systeemkeuze meestal tot het detailniveau van een Voorlopig Ontwerp, waarbij globale berekeningen volstaan. De in NEN-normen beschreven stationaire methoden, zoals die door installatieontwerpers worden toegepast, zijn daarvoor te gedetailleerd. Wel vormden ze de basis voor de ontwikkeling van meer op het architectonische ontwerpdoel afgestemde globale berekeningen.

Met dynamische berekeningen is de invloed van het warmteaccumulerend vermogen van ruimten beter na te gaan dan met stationaire methoden. Dat geldt ook voor de invloed van de sterk wisselende meteorologische omstandigheden omdat bij dynamische berekeningen gebruik wordt gemaakt van reële waarden voor zonnestraling, wind en temperatuur. Omdat differentiaalvergelijkingen moeten worden opgelost - wat slechts numeriek kan - is voor dynamische berekeningen een computer nodig. Een goed voorbeeld van een voor dit doel bruikbaar computerprogramma is VA114 van de Vereniging tot Automatisch Berekenen van Installaties in gebouwen (VABI).

Bij het door TNO ontwikkelde VA114-programma moeten de geometrische en fysische eigenschappen van de ruimte, het verwarmings- en koelvermogen van de installatie, de gebruikstijden van de ruimte en de interne belasting door personen, verlichting en apparatuur als gegeven worden ingevoerd. Het programma berekent voor elk uur van een op te geven meteorologisch jaar de binnentemperatuur en het energiegebruik en geeft een overzicht van het aantal uren dat de binnentemperatuur in dat jaar een op te geven waarde over- of onderschrijft. Een berekening met het programma wordt om die reden ook wel "temperatuuroverschrijdings-berekening" of kortweg TO-berekening genoemd. Door "trial and error" is met het programma een koelvermogen te vinden waarvoor geldt dat in jaar x een binnentemperatuur y niet meer dan z uren wordt overschreden. In de beginperiode, toen deze methode in Nederland populair werd, nam men twee temperatuurgrenzen y_1 en y_2 die respectievelijk niet meer dan z_1 en z_2 uur mochten worden overschreden [20]. Later werd voorgesteld om één temperatuurgrens y te nemen en elk uur dat de berekende temperatuur deze grens overschrijft te vermenigvuldigen met een waarde die afhankelijk is van de mate waarin y wordt overschreden. Dit werd de "Gewogen Temperatuur Overschrijding" of GTO-berekening genoemd [23]. Recent is bedacht dat de waarde y afhankelijk is te stellen van de effectieve temperatuur van de buitenlucht in de periode voorafgaand aan het te berekenen tijdstip en van de aanwezigheid van te openen ramen, de ATG of "Adaptieve Temperatuur Grenswaarde" [44][53]. Koelvermogens die met TO-, GTO- en ATG-berekeningen zijn bepaald wijken onderling af van de vermogens die uit stationaire berekeningen volgen. De verschillen zijn te verklaren uit het gebruik van verschillende overschrijdingscriteria en verschillende meteorologische gegevens.

Een veel gestelde ontwerp vraag is: welke vorm, thermische eigenschappen en gebruik moet een gebouw krijgen om met natuurlijke koeling te kunnen volstaan. Beantwoording van deze vraag is met TO-berekeningen en varianten daarop mogelijk. Ook is met deze berekeningen na te gaan welk effect vorm, thermische eigenschappen en gebruik hebben op de energieconsumptie van het

gebouw. Evident is dat natuurlijke koeling eerder mogelijk is en het energiegebruik beperkter naarmate een milder meteorologisch jaar en hogere waarden voor y en z worden genomen. Helaas bestaat er anno 2004 geen consensus over deze waarden en het te gebruiken meteorologisch jaar om te kunnen spreken van een gebouw met een "redelijk comfort". Sommige ontwerpers koppelen - voor het voldoen aan een bepaalde gebouwprestatie - hoge y- en z-waarden aan het meteorologisch gemiddelde jaar 1964-1965. Voorspelbaar is dat gebouwen die niet meer dan deze prestatie kunnen leveren tijdens warmere jaren, zoals 1991 was, een groot deel van de tijd onbehaaglijk warm en door velen onaanvaardbaar gevonden zullen worden. Een bijkomend nadeel is dat niet is te controleren of een gebouw de berekende prestatie ook werkelijk levert. Zo is het bijna ondoenlijk om een jaar lang te meten en vervolgens onmogelijk om uit de meetgegevens af te leiden of in jaar x aan de criteria y en z wordt voldaan omdat ieder jaar, meteorologisch gezien, uniek is. De jaren verschillen niet alleen in het aantal uren dat luchttemperatuur, zonnestraling, windsnelheid en luchtvochtigheid bepaalde waarden hebben, ook het verloop van die waarden verschilt terwijl juist dat verloop een grote invloed heeft. Zo laat een periode van 4 dagen met een bepaalde hoge buitentemperatuur meer uren overschrijding en een hogere maximale binnentemperatuur zien dan twee perioden van 2 dagen met dezelfde buitentemperatuur.

Dynamische berekeningen zijn vooral geschikt om na te gaan welke invloed bouwkundige en installatietechnische ontwerpkeuzes hebben op het binnenklimaat en het energiegebruik. NEN 5067 biedt die mogelijkheden niet, wel is met deze norm op gestandaardiseerde wijze de koelbehoefte te berekenen die ontstaat na 5 warme dagen met 75% van de maximaal mogelijke intensiteit van de zonnestraling. Tijdens de ontwikkeling van de norm was er consensus over het redelijk comfortabele binnenklimaat dat ontstaat als een klimaatinstallatie aan deze prestatie beantwoordt. Betrekkelijk eenvoudig is te controleren of deze prestatie ook werkelijk wordt geleverd, namelijk door na te gaan of de vertrektemperatuur na 5 warme dagen aan de gestelde temperatuur-eis voldoet.

Het maken van dynamische berekeningen met programma's zoals VA-114 vraagt de kennis van een ervaren installatieontwerper en de routine van een regelmatige gebruiker van het programma. Daarom is dit programma niet direct geschikt voor gebruik door architecten en andere bouwkundige ontwerpers. Onderzocht is hoe VA114 inzetbaar is te maken zodat architecten hun ontwerp zelf *globaal* kunnen optimaliseren wat betreft comfort en energiegebruik. Voor dat doel is een interface ontwikkeld waarmee de voor het architectonisch ontwerp relevante parameters zijn te beïnvloeden [54]. Zie paragraaf 8.4 voor meer gegevens en een toelichting op het gebruik van "ORCA".

8.2 Warmtebehoefte

8.2.1 NEN 5066

De berekening van de warmtebehoefte van ruimten - door installatieontwerpers ook wel aangeduid met "transmissieberekening" - is in NEN 5066 [18] beschreven. Toen dit boek werd samengesteld lagen er wijzigingsvoorstellen. Voor de berekening van de warmtebehoefte in het beginstadium van het ontwerpproces is zowel de bestaande als de voorgestelde versie te gedetailleerd. Daarom is deze berekening vereenvoudigd tot de in de volgende paragraaf beschreven globale methode.

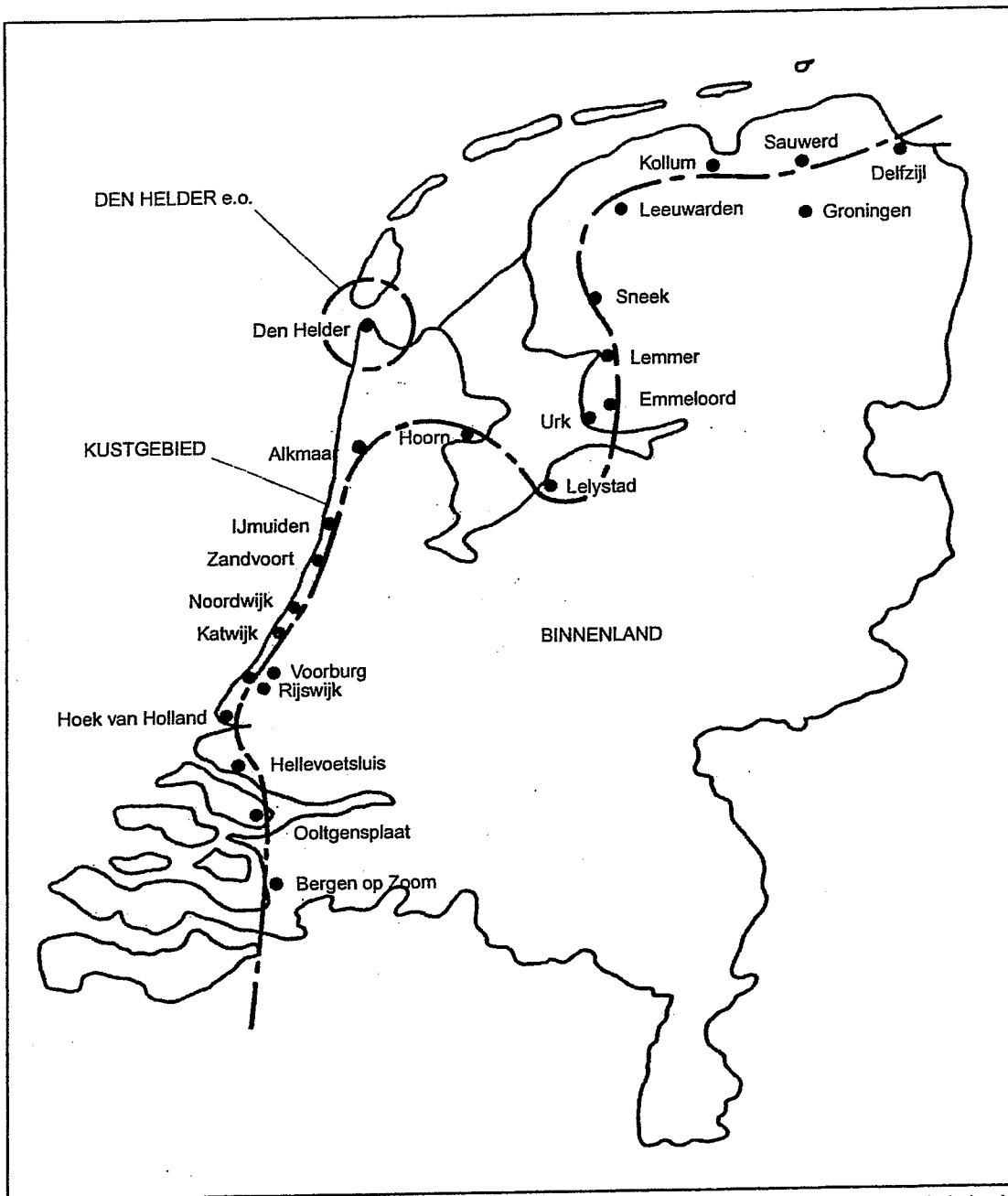
8.2.2 Globale warmtebehoefteberekening

De warmtebehoefte van een ruimte (Φ_w) wordt volgens NEN 5066 bepaald door het warmteverlies door transmissie (Φ_{tr}), natuurlijke ventilatie of infiltratie (Φ_v) en opwarmen van de ruimte na een nacht of weekeinde met een lagere ruimtetemperatuur (Φ_{opw}):

$$\Phi_w = \Phi_{tr} + \Phi_v + \Phi_{opw} \quad (W)$$

Het warmteverlies door transmissie is:

$$\Phi_{tr} = \Sigma (U \cdot A_e \cdot (\theta_i - \theta_e)) \quad (W)$$



Klimaatzones in Nederland - Figuur 8.1

waarin:

- U = warmtedoorgangscoefficiënt van wanden, vloeren e.d. = $1/R$ W/(m².K)
 R = warmteweerstand = $R_i + d_1/\lambda_1 + d_2/\lambda_2 + d_n/\lambda_n + \dots + R_{sp1} + R_{sp2} + R_{spn} + \dots + R_e$ (m².K)/W
 R_i = warmte-overgangswaarde aan binnenzijde $\approx 0,13$ (m².K)/W
 R_e = warmte-overgangswaarde aan buitenzijde $\approx 0,04$ (m².K)/W
 d = dikte van de lagen waaruit de wand of vloer is opgebouwd in m
 λ = warmtegeleidingscoëfficiënt in W/(mK), zie tabel 8.2
 R_{sp} = warmteweerstand van een spouw $\approx 0,17$ (m².K)/W
 A_e = oppervlakte van het vlak (buitenwerks) in m²
 θ_i = ontwerp-binnentemperatuur in °C
 θ_e = ontwerp-buitentemperatuur in °C

NEN 5066 geeft voor de ontwerp-binnentemperatuur richtwaarden, zie tabel 8.3. Het zijn minimale waarden. Tussen haakjes zijn meer gebruikelijke binnentemperaturen vermeld.

Als ontwerp-buitentemperatuur kan voor geheel Nederland -10 °C worden genomen. Lagere temperaturen doen zich slechts beperkt voor, tabel 8.4 illustreert dit.

NEN 5066 maakt voor het warmteverlies naar aangrenzende ruimten onderscheid tussen verwarmde en niet verwarmde ruimten. Voor niet verwarmde ruimten is de temperatuur op te lossen uit de warmtebalans voor die ruimte. Voor een globale warmtebehoefteberekening gaat dit te ver. Ter vereenvoudiging kunnen de volgende temperaturen worden aangehouden:

- verwarmde ruimte eigen woning/gebouw : ontwerp-temperatuur
- centraal verwarmde buurwoning : 15 °C
- centraal verwarmd buurgebouw : 15 °C
- onverwarmde zolder : 5 °C
- kruipruimte : 5 °C
- grond : 10 °C

Infiltratie is de onbedoelde luchtstroming via kieren en andere ondichtheden in de gebouwschil en is het gevolg van (wind)druk en temperatuurverschillen. Ventilatie is de luchtverversing die op natuurlijke wijze plaatsvindt via geopende ramen of roosters of op mechanische wijze met ventilatoren. Het warmteverlies dat het gevolg is van natuurlijke ventilatie of infiltratie (Φ_v) bedraagt:

$$\Phi_v = q_v \cdot \rho \cdot c \cdot (\theta_i - \theta_e) \quad (W)$$

waarin:

- q_v = lucht volumestroom in m³/s
 ρ = dichtheid van lucht $\approx 1,2$ kg/m³
 c = soortelijke warmte van lucht ≈ 1000 J/(kg.K)
 θ_i = ontwerp-binnentemperatuur in °C
 θ_e = ontwerp-buitentemperatuur in °C

Voor nieuwe WONINGEN, die qua luchtdoorlatendheid voldoen aan NEN 2687, is de volumestroom:

$$q_v = c_0 \cdot n \cdot V / 3600 \quad (m^3/s)$$

waarin:

- c_0 = omgevingsfactor (1,5 voor vrij gelegen laagbouw, anders 1,0)
 n = ventilatievoud ten gevolge van infiltratie in (m³.h)/m³ (=h⁻¹)
 V = volume van de ruimte in m³

De waarde voor n kan in tabel 8.5 worden opgezocht voor Binnenland, Kustgebied of Den Helder e.o., zie figuur 8.1.

Bij UTILITEITSGEBOUWEN met *natuurlijke ventilatie* wordt de volumestroom bepaald door de *ventilatie* of - als deze groter is - door de *infiltratie*. De volumestroom moet voldoende zijn voor luchtverversing, hiervoor noemt NEN 5066 0,01 m³/s per persoon (35 m³/h). Volgens huidige inzichten leidt dit tot een benauwde atmosfeer en is 0,014 m³/s per persoon (50 m³/h) beter. Is het aantal personen onbekend dan kan 1 persoon per 10 m² vloeroppervlakte worden genomen, wat neerkomt op een volumestroom van 0,0014 m³/s per m² vloeroppervlakte (5 m³/h per m² vloeroppervlakte).

Bij UTILITEITSGEBOUWEN met *mechanische ventilatie* wordt de volumestroom bepaald door de *infiltratie* als de lucht mechanisch wordt toegevoerd. De mechanisch toegevoerde lucht wordt dan elders verwarmd. Wordt de lucht alleen mechanisch afgevoerd en stroomt onverwarmde verse lucht direct van buiten naar binnen dan wordt de volumestroom bepaald door de mechanische *ventilatie* of - als deze groter is - door *infiltratie*. Ter vereenvoudiging wordt vaak aangenomen dat de volumestroom door ventilatie altijd de grootste is.

Voor gebouwen die voldoen aan de luchtdichtheidseisen uit NEN 5066, bijlage B (nieuwe gebouwen), is de volumestroom door infiltratie:

$$q_v = q_{vi} \cdot A_g \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

waarin:

$$q_{vi} = \text{luchtvolumestroom door infiltratie per m}^2 \text{ geveleppervlakte in m}^3/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$$

0,0009 m³/(s.m²) voor het binnenland (zie figuur 8.1),
0,0014 m³/(s.m²) voor het kustgebied en
0,0021 m³/(s.m²) voor Den Helder e.o.

$$A_g = \text{geveleppervlakte in m}^2$$

Volgens NEN 5066 is het warmteverlies door opwarmen van de ruimte - na een nacht of week-einde met een lagere temperatuur - afhankelijk van de mate en duur van de temperatuurverlaging en van de opwarmtijd. Ook de temperatuurregeling - per vertrek of centraal - heeft invloed op dit warmteverlies. Deze aspecten en de eigenschappen van het gebouw samen maken de berekening complex. Voor een globale berekening gaat dit te ver en kan beter een gemiddelde waarde worden genomen. PrEN 12831 [55] geeft aan dat een ruimte met een gemiddelde massa (SWM = 65 kg/m²) met een vermogen van 20 W/m² vloeroppervlakte in 1 uur ca. 2 °C is op te warmen. Met het zelfde verwarmingsvermogen is een zware ruimte (SWM = 80 kg/m²) in 2 uur ca. 2 °C op te warmen. Voor beide gevallen is dit aanvaardbaar, zodat het warmteverlies voor opwarmen van de ruimte als volgt is te berekenen:

$$\Phi_{opw} = A_{vi} \cdot 20 \quad (\text{W})$$

waarin:

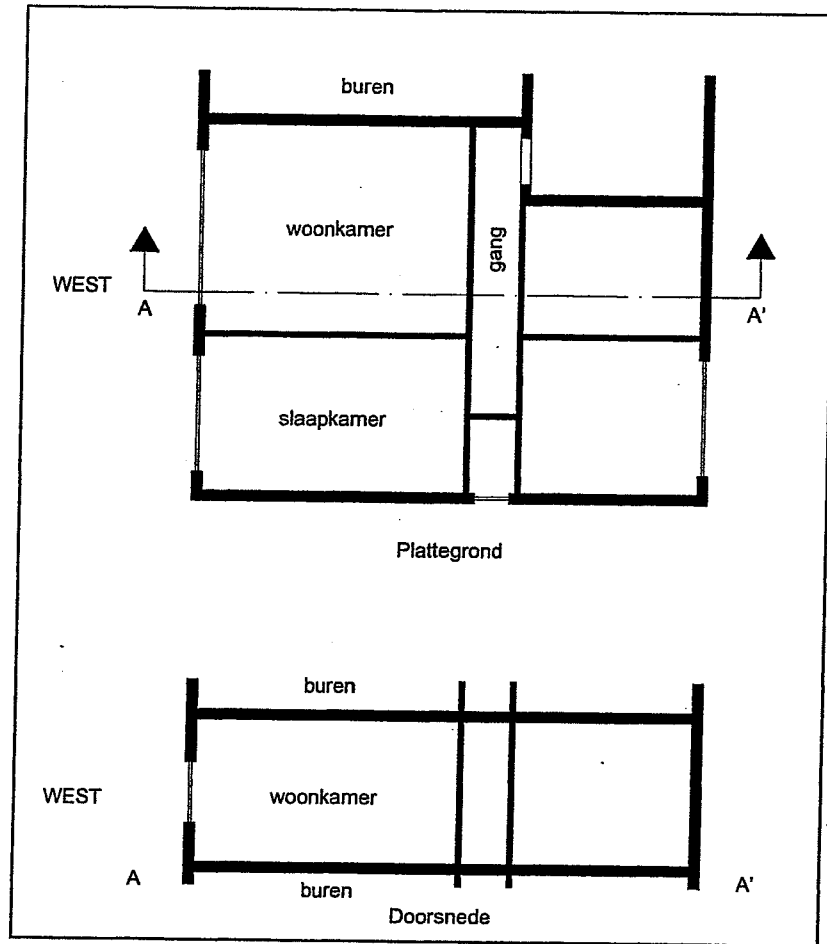
$$A_{vi} = \text{vloeroppervlakte in m}^2$$

De "Specifiek Werkzame Massa" van de ruimte (SWM) is te bepalen met:

$$\text{SWM} = \Sigma (f \cdot \rho \cdot d \cdot A_d) / \Sigma A_w \quad (\text{kg}/\text{m}^2)$$

waarin:

- f = reductiefactor voor isolerende deklagen (= 0,7 voor niet geventileerde verlaagde plafonds, verhoogde vloeren, lambriseringen e.d., anders 1,0 invullen)
- ρ = dichtheid van de wanden, vloeren en plafond in kg/m³
- d = werkzame dikte in m (= halve dikte van wand, vloer of plafond en maximaal 0,06 m)
- A_d = oppervlakte van wanden (*exclusief* ramen), vloer en plafond in m²
- A_w = oppervlakte van wanden (*inclusief* ramen), vloer en plafond in m²



Voorbeeld 1, woonkamer in flatgebouw - Figuur 8.2

NB. Anno 2004 is discussie gaande over de noodzaak van nacht- en weekeindverlaging. Door energiebesparende maatregelen is de warmtebehoefte van gebouwen sterk afgenomen waardoor het vermogen voor opwarmen een relatief groot deel van het totale verwarmingsvermogen is geworden. Daardoor is de gemiddelde belasting van ketels en warmtepompen afgenomen terwijl hun rendement juist bij hoge belastingen maximaal zijn. De vraag is of de besparing door nacht- en weekeindverlaging opweegt tegen het extra energiegebruik door het lagere gebruiksrendement. De zin van nacht- en weekeindverlaging wordt eveneens betwijfeld omdat na nacht- en weekeindverlaging koudeval langs binnenmuren ontstaat die niet door radiatoren e.d. wordt opgevangen. Een derde reden is dat duurzame lage-temperatuur verwarming beter toepasbaar is naarmate het maximale verwarmingsvermogen lager is terwijl nacht- en weekeindverlaging juist tot een hoger vermogen leidt.

Bijlage 7 geeft een samenvatting van de bij de globale warmtebehoefteberekening te gebruiken formules. Zie bijlage 9 voor een overzichtelijk invulformulier dat de kans op het maken van fouten beperkt.

8.2.3 Voorbeeld 1, warmtebehoefte woonkamer

Dit voorbeeld betreft een woonkamer op een tussenverdieping van een appartementengebouw in Rotterdam, zie figuur 8.2. Oriëntatie is West. Verdere gegevens:

Bruto hoogte (vloer tot vloer)	: 3,0 m
netto hoogte	: 2,8 m
gevel breedte	: 4,0 m
vertrekdiepte	: 5,0 m
raamhoogte	: 1,2 m
raambreedte	: 3,0 m
ontwerp-temperatuur	: 22 °C
temperatuur aangrenzende ruimte:	
- Noord (buren)	: 15 °C
- Zuid (slaapkamer)	: 20 °C
- Oost (gang)	: 18 °C
- boven (buren)	: 15 °C
- beneden (buren)	: 15 °C
infiltratie volgens tabel 8.5	: 1,5-voud = 84 m ³ /h

N.B. Volgens NEN 1087 moet de ventilatie van een woonkamer 1 l/(s.m²) (=72 m³/h) zijn, met een minimum van 21 l/s (= 75 m³/h) en een maximum van 42 l/s (= 150 m³/h). De infiltratie volgens tabel 8.5 valt binnen deze criteria, zodat bij de warmtebehoefteberekening geen rekening hoeft te worden gehouden met extra ventilatie.

Warmtedoorgangscoefficienten:

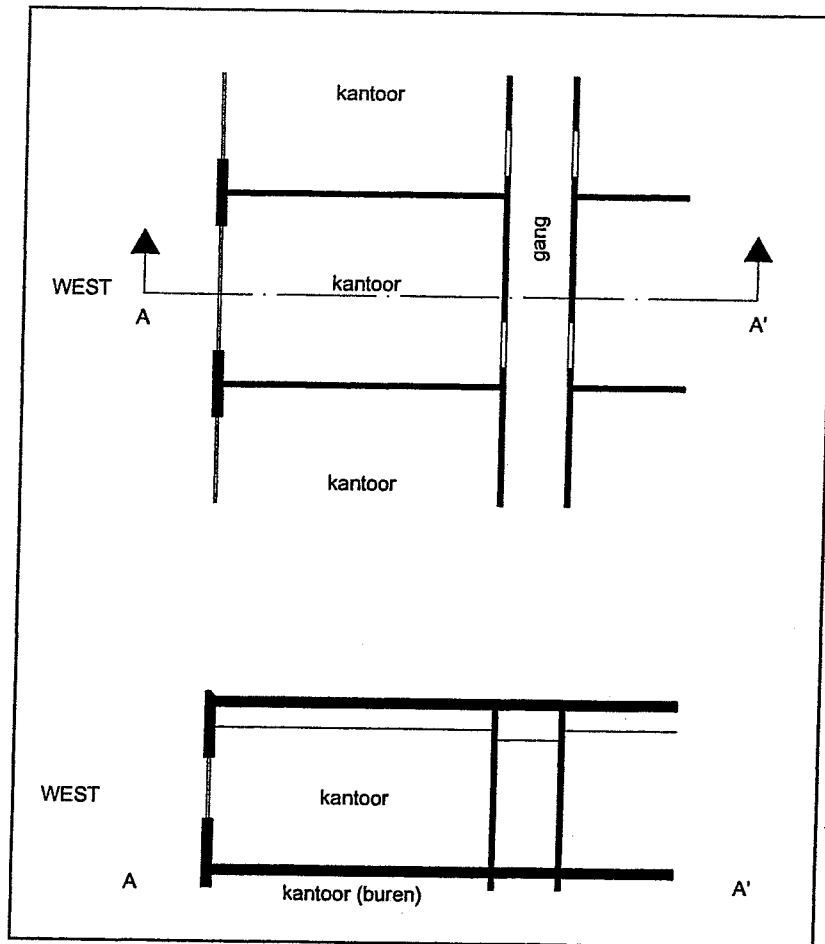
glas	: 3,2 W/(m ² .K)
borstwering	: 0,4
vloer	: 1,2
wand (buren)	: 1,5
binnenwand	: 2,0

Transmissieverlies:

raam	= U . A . (θ _i - θ _e) = 3,2 . 3,6 . 32	= 369 W
borstwering	= 0,4 . (3 . 4 - 3,6) . 32	= 108
vloer	= 1,2 . 4 . 5 . 7	= 168
plafond	= 1,2 . 4 . 5 . 7	= 168
wand buren	= 1,5 . 3 . 5 . 7	= 158
wand slaapkamer	= 2,0 . 3 . 5 . 2	= 60
wand gang	= 2,0 . 3 . 4 . 4	= 96
		Φ _t = 1127 W

Warmteverlies door infiltratie:

$$\Phi_v = n \cdot V \cdot \rho \cdot c \cdot (\theta_i - \theta_e) / 3600 = 1,5 \cdot 56 \cdot 1,2 \cdot 1000 \cdot 32 / 3600 = 896 \text{ W}$$



Voorbeeld 2, kantoorvertrek - Figuur 8.3

Warmteverlies door opwarmen:

$$\Phi_{\text{opw}} = A_{\text{vl}} \cdot 20 = 4 \cdot 5 \cdot 20 = 400 \text{ W}$$

De totale warmtebehoefte is daardoor:

$$\Phi_{\text{w}} = \Phi_{\text{lr}} + \Phi_{\text{v}} + \Phi_{\text{opw}} = 1127 + 869 + 400 = 2396 \text{ W}$$

En de specifieke warmtebehoefte:

$$\Phi_{\text{w,sp}} = \Phi_{\text{w}} / A_{\text{vl}} = 2396 / (5 \cdot 4) = 120 \text{ W/m}^2$$

Systemkeuze Volgens tabel 6.4 zijn verwarming met radiatoren of convectoren en luchtverwarming geschikt. Vloer- en plafondverwarming komen niet in aanmerking als hoofdverwarming.

8.2.4 Voorbeeld 2, warmtebehoefte mechanisch geventileerd kantoorvertrek

Dit voorbeeld betreft een op het westen liggend tussenvertrek op de bovenste laag van een mechanisch geventileerd kantoorgebouw te Wateringen, zie figuur 8.3. Verdere gegevens:

bruto hoogte (vloer tot vloer)	: 3,3 m
netto hoogte	: 2,7 m
gevel breedte	: 3,6 m
vertrekdiepte	: 5,4 m
glasoppervlakte (dubbel glas)	: 2,9 m ²
ontwerp-binnentemperatuur	: 22 °C
temperatuur aangrenzende ruimten:	
- noord + zuid (eigen kantoor)	: 22 °C
- oost (gang)	: 18 °C
- onder (buren, kantoor)	: 15 °C
infiltratie	: 0,0014 m ³ /m ² geveloppervlakte
U plafond (dak)	: 0,4 W/(m ² .K)
andere U-waarden	: zie voorbeeld 1.

Transmissieverlies:

Raam	= U . A . (θ _i - θ _e) = 3,2 . 2,9 . 32	= 297 W
borstwering	= 0,4 . (3,3 . 3,6 - 2,9) . 32	= 115
vloer	= 1,2 . 3,6 . 5,4 . 7	= 163
plafond	= 0,4 . 3,6 . 5,4 . 32	= 249
wand gang	= 2,0 . 3,3 . 3,6 . 4	= 95
		$\Phi_{\text{lr}} = 919 \text{ W}$

Warmteverlies door infiltratie:

$$\Phi_{\text{v}} = q_{\text{vi}} \cdot A_{\text{g}} \cdot \rho \cdot c \cdot (\theta_{\text{i}} - \theta_{\text{e}}) = 0,0014 \cdot 3,3 \cdot 3,6 \cdot 1,2 \cdot 1000 \cdot 32 = 639 \text{ W}$$

Warmteverlies door opwarmen:

$$\Phi_{\text{opw}} = A_{\text{vl}} \cdot 20 = 3,6 \cdot 5,4 \cdot 20 = 389 \text{ W}$$

De totale warmtebehoefte is hierdoor:

$$\Phi_{\text{w}} = \Phi_{\text{lr}} + \Phi_{\text{v}} + \Phi_{\text{opw}} = 919 + 639 + 389 = 1947 \text{ W}$$

En de specifieke warmtebehoefte:

$$\Phi_{\text{w,sp}} = \Phi_{\text{w}} / A_{\text{vl}} = 1947 / (3,6 \cdot 5,4) = 100 \text{ W/m}^2$$

Systemkeuze Volgens tabel 6.4 is verwarming met radiatoren of convectoren, wat betreft het vermogen, een verantwoorde keuze. Luchtverwarming kan ook en heeft als voordeel de combinatie met mechanische ventilatie. In dat geval moet de luchttoevoer worden afgestemd op het verwarmingsvermogen en de wijze van luchttoevoer. Vloer- en plafondverwarming komen niet in aanmerking als hoofdverwarming.

Bij hoge toevoer, bijvoorbeeld via roosters in het plafond, mag het temperatuurverschil ($\Delta\theta$) niet meer zijn dan 20 °C (zie paragraaf 4.2.4) zodat:

$$q_{\text{v,plaf}} = \Phi_{\text{w}} / (\rho \cdot c \cdot \Delta\theta) = 1947 / (1,2 \cdot 1000 \cdot 20) = 0,081 \text{ m}^3/\text{s} = 292 \text{ m}^3/\text{h}$$

Bij lage luchttoevoer via vloerroosters is een temperatuurverschil mogelijk van 40°C:
 $q_{v, vloer} = \Phi_w / (\rho \cdot c \cdot \Delta\theta) = 1947 / (1,2 \cdot 1000 \cdot 40) = 0,04 \text{ m}^3/\text{s} = 146 \text{ m}^3/\text{h}$

Ter controle: deze luchthoeveelheid is bij benadering voldoende voor drie personen zodat via luchtverwarming voldoende luchtverversing kan plaatsvinden.

Vaak past men in mechanisch geventileerde gebouwen radiatoren toe als basisverwarming. Buiten gebruikstijd is dan geen ventilatie nodig. Vanwege de compensatie van koudestraling en het opvangen van koudeval heeft de combinatie met radiatoren - mits die onder de ramen zijn geplaatst - zelfs de voorkeur.

Invloed percentage en type glas Om de invloed op de warmtebehoefte na te gaan van andere glaspercentages en andere beglazing, zijn voor het kantoorvertrek uit dit voorbeeld eveneens berekeningen gemaakt met 60 en 90% glas en met HR-glas. Dit leidt tot de volgende resultaten.

glaspercentage	dubbel glas U = 3,2 W/(m ² .K)			HR-glas U = 1,8 W/(m ² .K)		
	30	60	90	30	60	90
$\Phi_{tr, raam}$	297	594	891	167	334	501 W
$\Phi_{tr, borstwering}$	115	78	41	115	78	41
$\Phi_{tr, vloer}$	163	163	163	163	163	163
$\Phi_{tr, plafond}$	249	249	249	249	249	249
$\Phi_{tr, gang}$	95	95	95	95	95	95
$\Phi_{ventilatie}$	639	639	639	639	639	639
$\Phi_{opwarmen}$	389	389	389	389	389	389
Φ_w	1947	2207	2467	1817	1947	2077 W
$\Phi_{w, sp}$	100	114	127	93	100	107 W/m ²

Systeemkeuze Uit dit overzicht blijkt dat verdubbeling van het glaspercentage resulteert in 14% meer warmtebehoefte en dat HR-glas deze toename volledig kan compenseren. Verder blijkt dat bij toepassing van 30% HR-glas vloerverwarming als hoofdverwarming tot de mogelijkheden behoort.

8.2.5 Voorbeeld 3, warmtebehoefte natuurlijk geventileerd kantoorvertrek

De gegevens zijn gelijk aan voorbeeld 2, behoudens de ventilatie, die op natuurlijke wijze via ramen plaatsvindt en voldoende moet zijn voor 2 personen: $2 \cdot 0,014 = 0,028 \text{ m}^3/\text{s} (= 100 \text{ m}^3/\text{h})$.

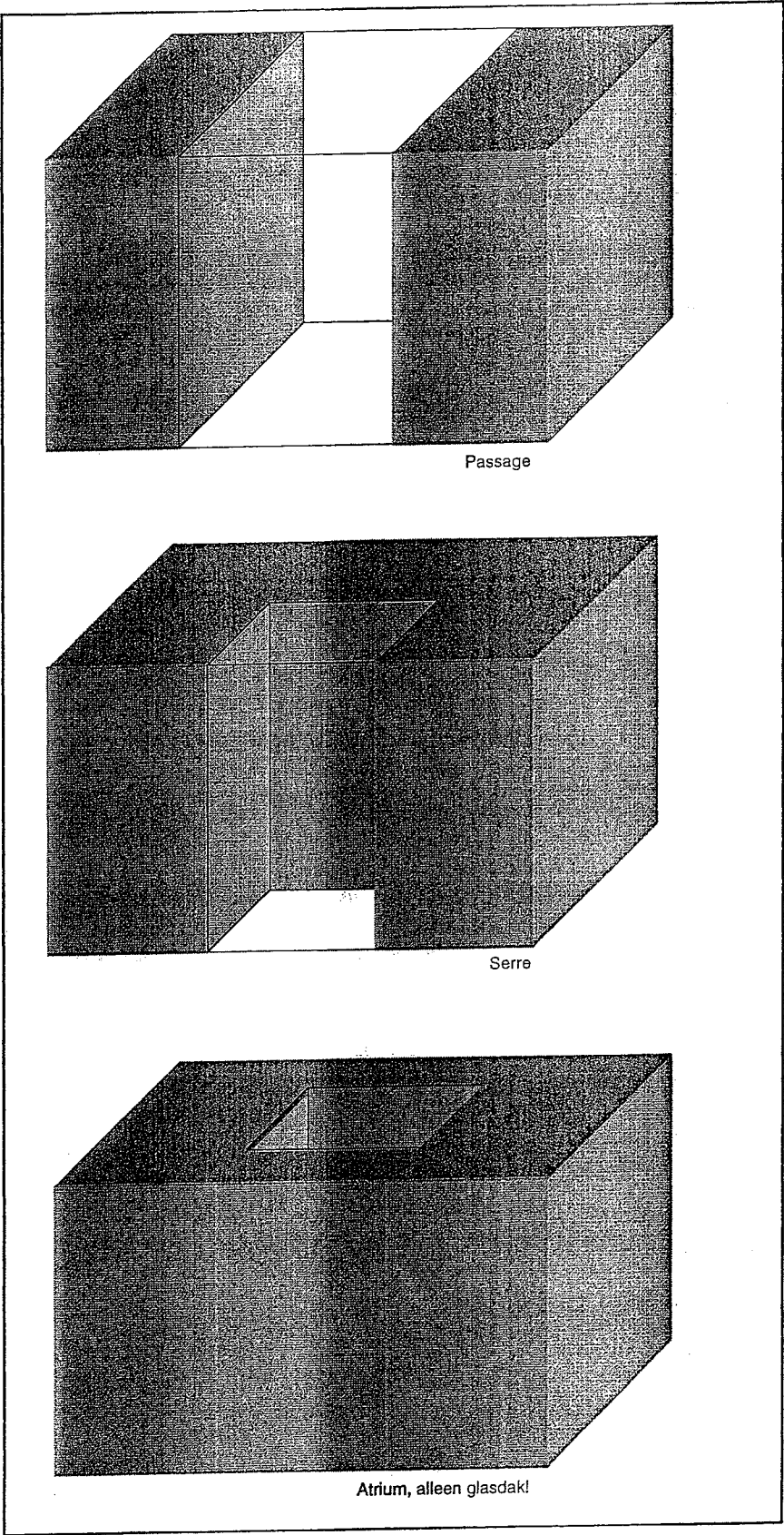
Transmissieverlies en warmteverlies door opwarming:
 gelijk aan voorbeeld 2: $\Phi_{tr} + \Phi_{opw} = 919 + 389 = 1308 \text{ W}$

Warmteverlies door natuurlijke ventilatie:
 $\Phi_v = q_v \cdot \rho \cdot c \cdot (\theta_i - \theta_e) = 0,028 \cdot 1,2 \cdot 1000 \cdot 32 = 1075 \text{ W}$

De totale warmtebehoefte (Φ_w) is daardoor:
 $\Phi_w = 919 + 389 + 1075 = 2383 \text{ W}$

En de specifieke warmtebehoefte:
 $\Phi_{w, sp} = \Phi_w / A_{vl} = 2383 / (3,6 \times 5,4) = 123 \text{ W/m}^2$

Systeemkeuze Volgens tabel 6.4 is verwarming met radiatoren of convectoren, wat betreft het vermogen, een verantwoorde keuze. Dat geldt ook voor luchtverwarming. Vloer- en plafondverwarming komen niet in aanmerking als hoofdverwarming.



Passage

Serre

Atrium, alleen glasdak!

Voorbeeld 4, atrium – Figuur 8.4

8.2.6 Voorbeeld 4, warmtebehoefte atrium

Het atrium wordt gebruikt als verkeersruimte/wachtruimte in een raadhuis, zie figuur 8.4c. Het atriumdak is 90% transparant. De niet-transparante delen bestaan uit profielen met koudebrug-isolatie. In eerste instantie wordt voor de berekening enkel glas genomen. De berekening wordt herhaald met dubbel glas en extra isolerend HR⁺ glas. Verdere gegevens:

afmetingen atrium	: lengte x breedte x hoogte = 20 x 10 x 20 m
bezetting	: 30 personen
ventilatie	: 50 m ³ /h per persoon
ontwerp-binnentemperatuur	: 18 °C atrium 20 °C aangrenzende ruimten 0 °C kruipruimte
ontwerp-buitentemperatuur	: -10 °C
infiltratie	: 0,5-voud (geschat)

Warmtedoorgangscoefficienten:

enkel glas	: 6,0 W/(m ² .K)
dubbel glas	: 3,2
HR ⁺ glas	: 1,5
profielen	: 1,0
vloer	: 0,5
wand (gemiddeld)	: 3,0

Transmissieverlies:

glas = U . A . (θ _i - θ _e)	= 6,0 . 0,9 . 200 . 28	= 30240 W
profielen	= 1,0 . 0,1 . 200 . 28	= 560
vloer	= 0,5 . 200 . 18	= 1800
wanden	= 3,0 . (2.20.10+2.20.20) . (-2)	= <u>-7200</u>
		Φ _{tr} = 25400 W

Infiltratie:

$$q_v = n \cdot V / 3600 = 0,5 \cdot 4000 / 3600 = 0,56 \text{ m}^3/\text{s}$$

Ventilatie (30 personen à 50 m³/h):

$$q_v = 30 \cdot 50 / 3600 = 1500 / 3600 = 0,42 \text{ m}^3/\text{s}$$

Infiltratie is hier maatgevend met als warmteverlies:

$$\Phi_v = q_v \cdot \rho \cdot c \cdot (\theta_i - \theta_e) = 0,56 \cdot 1,2 \cdot 1000 \cdot 28 = 18816 \text{ W}$$

Warmteverlies door opwarmen:

$$\Phi_{opw} = A_{vl} \cdot 20 = 200 \cdot 20 = 4000 \text{ W}$$

De totale warmtebehoefte is daardoor:

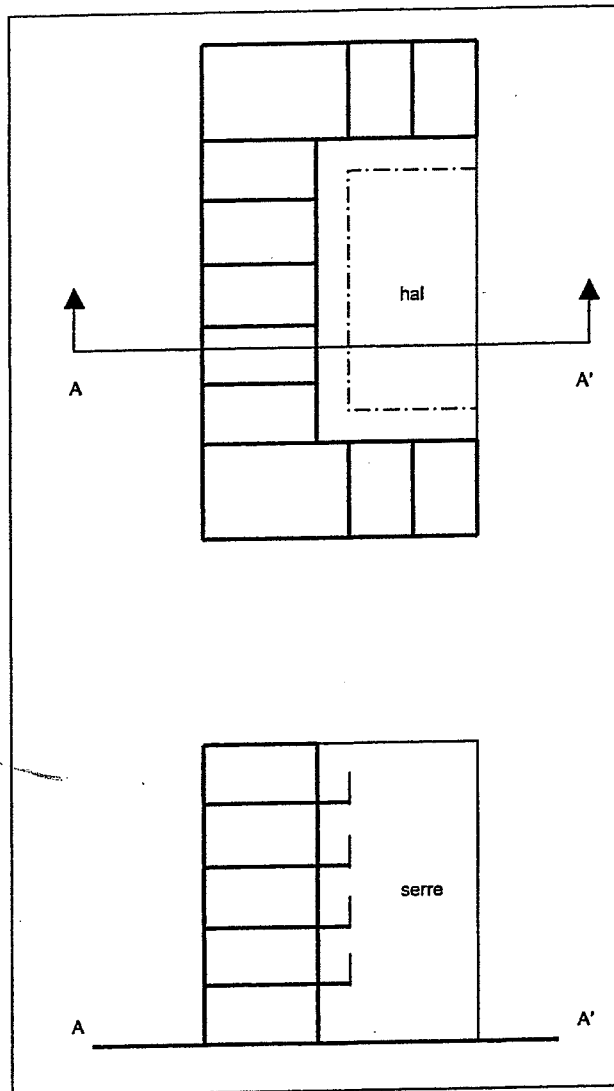
$$\Phi_w = \Phi_{tr} + \Phi_v + \Phi_{opw} = 25400 + 18816 + 4000 = 48216 \text{ W}$$

En de specifieke warmtebehoefte:

$$\Phi_{w,sp} = \Phi_w / A_{vl} = 48216 / 200 = 241 \text{ W/m}^2$$

Systeemkeuze De energieprestatie-eisen uit het Bouwbesluit sluiten verwarming van een thermisch zo slecht geïsoleerd atrium als in dit voorbeeld uit. Dat neemt niet weg dat verwarming technisch wel mogelijk is, bijvoorbeeld met hoog geplaatste stralingspanelen of met een combinatie van stralingspanelen en radiatoren of convectoren. Luchtverwarming kan ook. Met de volgende berekeningen wordt de vraag beantwoord of met deze systemen voldoende verwarmingsvermogen is te realiseren.

Stralingspanelen die met water van 90 °C worden gevoed hebben een vermogen van ca. 700 W/m², zodat 48216 / 700 = 69 m² aan panelen nodig is. Een groot deel van het transparante dak (200 m²) zou hierdoor worden bedekt, hetgeen een niet erg reële oplossing lijkt.



Voorbeeld 5, serre - Figuur 8.5

Luchtverwarming is mogelijk met hoge invoer, bijvoorbeeld met nozzles, en een naar beneden gerichte luchtstroom. Het temperatuurverschil kan in dat geval maximaal 40 °C zijn. De luchthoeveelheid is dan:

$$q_{v, \Delta\theta=40^\circ\text{C}} = \Phi_w / (\rho \cdot c \cdot \Delta\theta) = 48216 / (1,2 \cdot 1000 \cdot 40) = 1,0 \text{ m}^3/\text{s} \text{ (3600 m}^3/\text{h)}$$

Dit komt neer op een ventilatievoud van:

$$n_{\Delta\theta=40^\circ\text{C}} = q_v / V = 3600 / (20 \cdot 10 \cdot 20) = 0,9 \text{ h}^{-1} \text{ (reële optie, afgezien van het Bouwbesluit)}$$

Invloed dubbel glas en HR⁺ glas

Het transmissieverlies via een atriumdak dat is voorzien van dubbel glas bedraagt:

$$U \cdot A \cdot (\theta_i - \theta_e) = 3,2 \cdot 0,9 \cdot 200 \cdot 28 = 16128 \text{ W}$$

Bij toepassing van HR⁺ glas is dit:

$$U \cdot A \cdot (\theta_i - \theta_e) = 1,5 \cdot 0,9 \cdot 200 \cdot 28 = 7560 \text{ W}$$

De overige warmteverliesposten blijven gelijk. Dit resulteert in het volgende overzicht.

	<i>enkel glas</i>	<i>dubbel glas</i>	<i>HR⁺ glas</i>
U-waarde glas	: 6,0	3,2	1,5 W/(m ² K)
totale warmtebehoefte atrium Φ_w	: 48216	34104	25536 W
specifieke warmtebehoefte $\Phi_{w,sp}$: 241	170	128 W/m ²
oppervlakte panelen bij stralingsverwarming	: 69	49	36 m ²
luchthoeveelheid bij luchtverwarming	: 1,0	0,7	0,5 m ³ /s
ventilatievoud bij luchtverwarming	: 0,9	0,6	0,5 h ⁻¹

Systeemkeuze Bij toepassing van HR⁺ glas is stralingsverwarming een reële optie. Bij luchtverwarming moet het ventilatievoud minimaal 2 h⁻¹ zijn om grote temperatuurgradiënten te voorkomen. Hierdoor moet in alle gevallen de warme lucht met een geringer temperatuurverschil worden toegevoerd dan de in de berekeningen aangenomen waarde van 40 °C.

8.2.7 Voorbeeld 5, warmtebehoefte serre

De serre vormt de entree van een kantoorgebouw in Alkmaar waarin zich een afgeschermd informatiebalie en een zitje voor wachtende bezoekers bevindt, zie figuur 8.5. Het serredak is 90% transparant. De gesloten delen van het dak bestaan uit profielen met koudebrugisolatie. De serre heeft een volledig transparante "structural glazing" gevel. In eerste instantie wordt een berekening gemaakt voor enkel glas. De berekening wordt herhaald voor extra isolerend HR⁺⁺ glas. Verdere gegevens:

afmetingen serre	: lengte x breedte x hoogte = 20 x 10 x 20 m
bezetting	: 30 personen
ventilatie	: 50 m ³ /h per persoon
binnentemperatuur	: 15 °C (aangrenzende ruimte 20 °C, kruipruimte 0 °C)
buitentemperatuur	: -10 °C

Warmtedoorgangscoefficienten:

enkel glas	: 6,0 W/(m ² .K)
HR ⁺⁺ glas	: 1,3
profielen	: 1,0
vloer	: 0,5
binnengevel (gemiddeld)	: 3,0

Transmissieverlies:

dak glas	= U · A · (θ _i - θ _e) = 6,0 · 0,9 · 200 · 25	= 27000 W
dak profielen	= 1,0 · 0,1 · 200 · 25	= 500
serregevel	= 6,0 · 400 · 25	= 60000
vloer	= 0,5 · 200 · 15	= 1500
binnengevel	= 3,0 · (2 · 20 · 10 + 20 · 20) · (-5)	= -12000
	Φ_{tr}	= 77000 W

Warmteverlies door natuurlijke ventilatie:

$$\Phi_v = q_v \cdot \rho \cdot c \cdot (\theta_i - \theta_e) = 30 \cdot 50 \cdot 1,2 \cdot 1000 \cdot 25 / 3600 = 12500 \text{ W}$$

Warmteverlies door infiltratie:

$$\Phi_v = q_{vi} \cdot A_g \cdot \rho \cdot c \cdot (\theta_i - \theta_e) = 0,0014 \cdot 400 \cdot 1,2 \cdot 1000 \cdot 25 = 16800 \text{ W (maatgevend)}$$

Warmteverlies door opwarmen:

$$\Phi_{opw} = A_{vi} \cdot 20 = 200 \cdot 20 = 4000 \text{ W}$$

De totale warmtebehoefte is daardoor:

$$\Phi_w = \Phi_{lr} + \Phi_v + \Phi_{opw} = 77000 + 16800 + 4000 = 97800 \text{ W}$$

En de specifieke warmtebehoefte:

$$\Phi_{w,sp} = \Phi_w / A_{vi} = 97800 / 200 = 489 \text{ W/m}^2$$

Systeemkeuze Hoewel de energieprestatie-eisen uit het Bouwbesluit verwarming van een thermisch zo slecht geïsoleerde serre uitsluiten is het technisch wel mogelijk, bijvoorbeeld met hoog geplaatste stralingspanelen, eventueel in combinatie met radiatoren of convectoren. Luchtverwarming kan ook.

Stralingspanelen die met water van 90 °C worden gevoed hebben een vermogen van 700 W/m², zodat bij stralingsverwarming 97800 / 700 = 140 m² aan panelen nodig is waardoor het transparante dak grotendeels wordt afgedekt. Stralingsverwarming is daardoor geen reële oplossing.

Luchtverwarming kan door warme lucht, bijvoorbeeld met nozzles, hoog in de ruimte met een naar beneden gerichte luchtstroom toe te voeren. Het temperatuurverschil kan in dat geval maximaal 40 °C zijn, de hoeveelheid toe te voeren lucht is dan:

$$q_{v, \Delta t=40^\circ\text{C}} = \Phi_w / (\rho \cdot c \cdot \Delta\theta) = 97800 / (1,2 \cdot 1000 \cdot 40) = 2,0 \text{ m}^3/\text{s} \text{ (7200 m}^3/\text{h)}$$

Dit komt neer op een ventilatievoud van:

$$n_{\Delta t=40^\circ\text{C}} = q_v / V = 7200 / (20 \cdot 10 \cdot 20) = 1,8 \text{ h}^{-1}$$

Om grote temperatuurgradiënten te voorkomen is het beter om ten minste een 2-voudige luchthoeveelheid toe te voeren (temperatuurverschil is dan iets lager dan 40 °C). Om deze luchthoeveelheid (2.4000 = 8000 m³/h) te kunnen toevoeren is volgens tabel 9.2 en 9.3 een luchtkanaal nodig met een diameter van 630 mm of een rechthoekige doorsnede van 300/1200 mm.

Invloed extra isolerend glas op systeemkeuze

Worden dak en gevel uitgevoerd in extra isolerend HR⁺⁺ glas dan volgen hieruit de volgende verschillen.

	enkel glas	HR⁺⁺ glas
U-waarde glas	: 6,0	1,3 W/(m ² K)
totale warmtebehoefte serre Φ_w	: 97800	8850 W
specifieke warmtebehoefte $\Phi_{w,sp}$: 489	44 W/m ²
oppervlakte stralingspanelen	: 140	13 m ²
luchthoeveelheid bij luchtverwarming	: 2,0	0,18 m ³ /s
ventilatievoud bij luchtverwarming	: 1,8 --> 2,0	0,17 --> 2,0 h ⁻¹
diameter kanaal bij luchtverwarming	: 630	630 mm

Hieruit blijkt dat bij toepassing van HR⁺⁺ glas slechts 6,5% van het dak wordt afgedekt met stralingspanelen waardoor stralingsverwarming een aantrekkelijke optie is. Met luchtverwarming verandert er, afgezien van het energiegebruik, niets omdat - ter voorkoming van grote temperatuurgradiënten - er een gelijke hoeveelheid lucht moet worden verplaatst (2-voud). Daardoor ook zal de installatie bij HR⁺⁺ glas net zo groot zijn als bij enkel glas.

8.3 Koelbehoefte (koellast)

8.3.1 **NEN 5067 en ISSO-8**

Voor berekening van de koelbehoefte van ruimten - door installatieontwerpers meestal aangeduid met "koellast" - zijn verschillende methoden met verschillende nauwkeurigheden beschikbaar. De Nederlandse norm op dit gebied is NEN 5067 [56]. Deze berekening werd door installatieontwerpers evenwel te ingewikkeld gevonden waarna een vereenvoudigde versie verscheen ISSO-8 [57]. Ook deze is voor het beginstadium van het ontwerpproces nog te gedetailleerd en daarom verder vereenvoudigd.

8.3.2 **Globale koelbehoefteberekening**

De "globale koelbehoefte" wordt hier gedefinieerd als de koelbehoefte van een ruimte berekend op het tijdstip met de hoogste warmtebelasting. Dit tijdstip verschilt per oriëntatie, zie tabel 8.11.

De koelbehoefte (Φ_k) wordt volgens ISSO-8 bepaald door:

$$\Phi_k = \Phi_i + \Phi_e \quad (W)$$

waarin:

Φ_i = interne warmtebelasting in W

Φ_e = externe warmtebelasting in W

De interne warmtebelasting is:

$$\Phi_i = \Phi_p + \Phi_l + \Phi_a \quad (W)$$

waarin:

Φ_p = warmtebelasting door personen in W

Φ_l = warmtebelasting door verlichting in W

Φ_a = warmtebelasting door apparatuur in W

De warmtebelasting door personen bedraagt:

$$\Phi_p = p \cdot q_p \quad (W)$$

waarin:

p = aantal personen in de ruimte

q_p = warmteafgifte per persoon in W, zie tabel 8.6

De warmtebelasting door verlichting is volgens ISSO-8:

$$\Phi_l = l_1 \cdot l_2 \cdot N_l \quad (W)$$

waarin:

l_1 = reductiefactor in verband met afzuiging via armaturen

l_2 = vereffeningsfactor in verband met de accumulatie van verlichtingswarmte

N_l = geïnstalleerd verlichtingsvermogen inclusief voorschakelapparatuur in W

Deze warmtebelasting is, uitgaande van gemiddelde waarden voor l_1 en l_2 , te vereenvoudigen tot:

$$\Phi_l = q_l \cdot A_v \quad (W)$$

waarin:

q_l = convectieve warmteafgifte verlichting per m^2 vloeroppervlakte, zie tabel 8.7

A_v = vloeroppervlakte van de ruimte in m^2

De warmtebelasting door apparatuur is volgens ISSO-8:

$$\Phi_a = N \cdot a_1 \cdot a_2 \quad (W)$$

waarin:

- N = nominaal aansluitvermogen in W
 a₁ = benuttingsgraad
 a₂ = gelijktijdigheidsfactor

Worden voor a₁ en a₂ gemiddelde waarden ingevuld en wordt het aansluitvermogen betrokken op de vloeroppervlakte van de ruimte dan ontstaat de vereenvoudigde vergelijking:

$$\Phi_a = q_a \cdot A_{v1} \quad (W)$$

waarin:

- q_a = convectieve warmteafgifte apparatuur in W/m² vloeroppervlakte, zie tabel 8.8
 A_{v1} = vloeroppervlakte van de ruimte in m²

Vaak is in het beginstadium van het ontwerp geen interne warmtebelasting aan te geven omdat personele bezetting, type verlichting en gebruikte apparatuur nog niet bekend zijn of omdat de opdrachtgever een flexibel gebouw wil. Voor kantoorgebouwen zijn dan de volgende belastingklassen te gebruiken:

"laag"	: 20 W/m ² vloeroppervlakte
"gemiddeld"	: 35 W/m ² „
"hoog"	: 50 W/m ² „
"markt" (verhuur)	: 40 W/m ² „

De externe warmtebelasting (Φ_e) wordt bepaald door:

$$\Phi_e = \Phi_{z,gl} + \Phi_{tr,gl} + \Phi_{z,w} + \Phi_{inf} \quad (W)$$

waarin:

- Φ_{z,gl} = warmtebelasting door zoninstraling via de beglazing van gevel en dak
 Φ_{tr,gl} = warmtebelasting door transmissie via het glas
 Φ_{z,w} = warmtebelasting door zonbelasting van gesloten buitenwanden en het dak
 Φ_{inf} = warmtebelasting door infiltratie

De warmtebelasting door zoninstraling via de beglazing is volgens ISSO-8:

$$\Phi_{z,gl} = z \cdot A_{gl} \cdot ZTA [q_{z,gl}(0) + \{q_{z,gl}(100) - q_{z,gl}(0)\} \cdot SWM / 100] \quad (W)$$

waarin:

- z = zonweringsfactor luifel
 A_{gl} = glasoppervlakte in m²
 ZTA = zontoetredingsfactor zonwering/beglazing
 q_{z,gl(100)} = koellast door zonbelasting via ramen bij ZTA = 1 en SWM = 100 kg/m²
 q_{z,gl(0)} = koellast door zonbelasting via ramen bij ZTA = 1 en SWM = 0 kg/m²

Wordt [q_{z,gl(0)} + {q_{z,gl(100)} - q_{z,gl(0)}} · SWM / 100] vervangen door q_{conv}, dan ontstaat:

$$\Phi_{z,gl} = z \cdot A_{gl} \cdot ZTA \cdot q_{conv} \quad (W)$$

waarin:

- z = zonweringsfactor luifel, zie tabel 8.9
 A_{gl} = glasoppervlakte in m²
 ZTA = zontoetredingsfactor beglazing/zonwering, zie tabel 8.10
 q_{conv} = convectieve warmte door zonnestraling via glas in W/m², zie tabel 8.11

NB. De "convectieve warmte door zonnestraling" (q_{conv}) is de zonnewarmte die via ramen in de ruimte komt en - na door de zon te zijn beschenen - door binnenzonwering, vloeren, wanden en meubilair convectief wordt afgegeven. De warmteafgifte is positief zolang wanden en vloeren warmer zijn dan de lucht in de ruimte. Afkoeling duurt vele uren en soms dagen. Daardoor verandert q_{conv} en is deze maximaal op het in tabel 8.11 aangegeven tijdstip. Het verloop gedurende dag is uit tabel 8.13 af te leiden.

De warmtebelasting door transmissie via het glas is:

$$\Phi_{tr,gl} = U \cdot A_{gl} \cdot (\theta_e - \theta_i) \quad (W)$$

waarin:

U = warmtedoorgangscoefficiënt in $W/(m^2 \cdot K)$

A_{gl} = glasoppervlakte in m^2

θ_e = ontwerp-buitemtemperatuur in $^{\circ}C$ (meestal $28^{\circ}C$).

θ_i = ontwerp-binnentemperatuur in $^{\circ}C$

Een deel van de op buitenwanden en daken vallende zonnestraling wordt geabsorbeerd. Een deel van die warmte wordt direct aan de buitenlucht afgestaan, het andere deel stroomt door geleiding via de constructie naar binnen. Deze warmtestroom varieert en kan zelfs negatief zijn. Bij de globale koelbehoefteberekening wordt de warmtestroom berekend voor het moment waarop de externe warmtebelasting het grootst is. De warmtebelasting door transmissie laat zich dan als volgt bepalen:

$$\Phi_{z,w} = a \cdot A_{wi} \cdot q_w \quad (W)$$

waarin:

a = absorptiecoëfficiënt voor zonnestraling

A_{wi} = inwendige oppervlakte van de buitenwand (of het dak) in m^2

q_w = warmtestroom via wanden en daken in W/m^2 , zie tabel 8.12

De absorptiecoëfficiënt van gepolijste metalen is minimaal 0,05 en van verweerd beton maximaal 0,95. De geabsorbeerde zonnewarmte die door geleiding via wanden en daken tot de ruimte doordringt is ten opzichte van de andere belastingen gering zodat geen grote fout gemaakt als met een gemiddelde coëfficiënt van 0,7 wordt gerekend. $\Phi_{z,w}$ wordt - om dezelfde reden - ook wel verwaarloosd.

De warmtebelasting door infiltratie is:

$$\Phi_{inf} = q_{inf} \cdot \rho \cdot c \cdot (\theta_e - \theta_i) \quad (W)$$

waarin:

q_{inf} = volumestroom buitenlucht door infiltratie in m^3/s

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

c = soortelijke warmte van lucht $\approx 1000 \text{ J}/(\text{kg} \cdot K)$

θ_e = ontwerp-buitemtemperatuur in $^{\circ}C$

θ_i = ontwerp-binnentemperatuur in $^{\circ}C$

Bij een globale koelbehoefteberekening kan worden uitgegaan van 0,2 à 0,3-voudige infiltratie, zodat:

$$q_{inf} = 0,2 \text{ à } 0,3 \cdot V / 3600 \quad (m^3/s)$$

waarin:

V = volume van de ruimte in m^3

Bijlage 8 geeft een samenvatting van de bij de globale koelbehoefteberekening te gebruiken formules. Zie bijlage 10 voor een overzichtelijk invulformulier dat de kans op het maken van fouten beperkt.

8.3.3 Invloed warmteaccumulatie

Bij de koelbehoefteberekening wordt aangenomen dat een deel van de via de ramen toetredende zonnearmte en een deel van de door lampen en apparatuur afgegeven warmte door straling aan de bouwmasa wordt afgegeven en dat de rest convectief door de ruimtelucht wordt opgenomen. Verder wordt aangenomen dat de warmte van personen geheel door de ruimtelucht wordt opgenomen. Bij ruimten met een beperkte bezetting is deze benadering bruikbaar. Wordt de koelbehoefte grotendeels door de warmteafgifte van personen bepaald, zoals bij theaters, dan kan deze benadering tot niet realistische hoge waarden leiden omdat de warmte van personen voor een deel direct (via straling) en indirect (via convectie) door wanden, vloeren en plafond wordt opgenomen. Overdimensionering van de koelinstallatie is te voorkomen door de warmtestroom door accumulatie als negatieve warmtebelasting in rekening te brengen.

$$\Phi_{acc} = \alpha \cdot A_w (\theta_{opp} - \theta_i) \quad (W)$$

waarin:

- α = warmteoverdrachtscoëfficiënt $\approx 5,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
- A_w = gezamenlijke oppervlakte accumulerende delen van vloer, wanden en plafond in m^2
- θ_{opp} = gemiddelde oppervlaktetemperatuur van vloer, wanden en plafond in $^{\circ}\text{C}$
- θ_i = temperatuur van de ruimte in $^{\circ}\text{C}$

De totale hoeveelheid warmte die tijdens het ruimtegebruik wordt geaccumuleerd is afhankelijk van de warmtecapaciteit van de bouwmasa. De maximaal mogelijke warmteaccumulatie is:

$$\Phi_{acc, max} = SWM \cdot A_w \cdot c (\theta_1 - \theta_2) / dt \quad (W)$$

waarin:

- SWM = specifiek werkzame massa in kg/m^2
- A_w = gezamenlijke binnenoppervlakte van vloer, wanden en plafond in m^2
- c = soortelijke warmte van de massa (ca. $840 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$ voor steenachtige materialen)
- θ_1 = gemiddelde temperatuur van de massa bij aanvang gebruik in $^{\circ}\text{C}$
- θ_2 = gemiddelde temperatuur van de massa bij einde gebruik in $^{\circ}\text{C}$
- dt = gebruiksduur in s

Wordt aangenomen dat de temperatuur van de wanden homogeen is en dat de aanvangtemperatuur (θ_1) en eindtemperatuur (θ_2) respectievelijk 22 en 24 $^{\circ}\text{C}$ is, dan is de gemiddelde temperatuur 23 $^{\circ}\text{C}$. Bij deze aanname - die dient om de orde van grootte van de accumulatie te bepalen - kan verder worden uitgegaan van een gemiddelde ruimtetemperatuur (θ_i) van 24 $^{\circ}\text{C}$ en een gemiddeld temperatuurverschil ($\theta_{opp} - \theta_i$) over de gebruikstijd van ongeveer -1 $^{\circ}\text{C}$. Zie verder voorbeeld 9.

8.3.4 Vertrekken met ramen in meer dan één gevel

Bij hoekvertrekken is, als de ramen in beide gevels ongeveer gelijk zijn, te volstaan met een koelbehoefteberekening voor het tijdstip van het maximum van de oriëntatie met het hoogste maximum (zie tabel 8.11). Voor hoekvertrekken met verschillende ramen, vertrekken met ramen in meer dan twee gevels of ramen in gevel en dak, moeten meer tijdstippen worden berekend. De hoogste waarde is de koelbehoefte. Omdat de convectieve zonnearmte (q_{conv}) op verschillende tijdstippen verschillend is moet de waarde uit tabel 8.11 worden gecorrigeerd met een factor f_d (zie tabel 8.13). Zie voor verdere toelichting de rekenvoorbeelden 7 (hoekvertrek) en 8 (kantoortuin).

8.3.5 Invloed van schaduw

Balkons en overstekende gebouwdelen zijn, voor zover ze boven ramen zitten, bij de globale koelbehoefteberekening als luifel te beschouwen. De in NEN 5067 beschreven methode om schaduw door diepliggende ramen, uitstekende gebouwdelen en gebouwen in de omgeving in rekening te brengen is voor een globale berekening te omslachtig. Om te voorkomen dat de berekening tot een niet realistisch koelvermogen leidt, moet de convectieve zonnearmte (q_{conv}) worden gecorrigeerd. Voor ramen die de hele dag geen zon krijgen kan de waarde voor Noord worden genomen. Voor ramen met gedeeltelijke schaduw kan een waarde worden genomen tussen die van de betreffende oriëntatie en Noord. Het is een kwestie van schatten waarbij een bezonningsdiagram kan helpen.

8.3.6 Ventilatieopeningen bij natuurlijke koeling

Ruimten zijn op natuurlijke wijze te koelen door ze via raamopeningen te ventileren. Anders dan bij mechanische koeling is het niet mogelijk om een bepaalde temperatuur te handhaven. Wel is op deze manier de toename van de vertrektemperatuur - ten opzichte van de buitentemperatuur - te beperken. Voor verblijfsruimten wordt vaak een toename van 3°C toegestaan en voor serres, passages en andere verkeersruimten 5°C. Omdat koele buitenlucht in de ruimte naar beneden stroomt is de temperatuuropenaamte onderin de ruimte - waar zich de leefzone bevindt - minder hoog dan de genoemde waarden. De voor natuurlijke koeling benodigde luchthoeveelheid is:

$$q_v = \Phi_k / (\rho \cdot c \cdot \Delta\theta) \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

waarin:

Φ_k = koelbehoefte in W

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

c = soortelijke warmte van lucht $\approx 1000 \text{ J/(kg.K)}$

$\Delta\theta$ = maximale temperatuurverschil tussen binnen en buiten in °C

Voor het effectief ventileren van ruimten zijn toevoer- en afvoeropeningen nodig. Bij verticale openingen stroomt koele buitenlucht aan de onderzijde naar binnen en opgewarmde lucht aan de bovenzijde naar buiten. Voor het bepalen van de benodigde oppervlakte van de openingen is een indicatieve methode te gebruiken die is afgeleid uit metingen bij natuurlijk geventileerde industriële ruimten. Hier werden in de ventilatieopeningen luchtsnelheden gemeten tussen 0,5 - 1,5 m/s, de laagste waarden bij ruimten tot ca. 3,0 m en de hoogste waarden bij ruimten van 9 m en hoger. Op grond hiervan kan als benadering bij atria, serres en passages met een snelheid van 1,0 m/s gerekend. Bij ruimten van 3,0 m en lager is het beter om een snelheid van 0,5 m/s of 0,4 m/s te nemen. Heeft de ruimte aparte toevoer- en afvoeropeningen op verschillende hoogten dan moeten die openingen elk een oppervlakte hebben van:

$$A = q_v / v \quad (\text{m}^2)$$

De benodigde oppervlakte voor de toevoer- en afvoeropeningen samen wordt dan bij benadering:

$$A_{\text{tot}} = 2 \cdot q_v / v \quad (\text{m}^2)$$

Bij toevoer en afvoer via dezelfde openingen moet de oppervlakte 1,2 tot 1,4 maal zo groot worden genomen. Een betere benadering is mogelijk met het in [45] afgeleide model:

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

waarin:

$A_{\text{o,tot}}$ = netto gezamenlijke oppervlakte voor toevoer- en afvoeropeningen in m^2

y = situeringsfactor ventilatieopening (dimensieloos)

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 openingen op verschillende hoogte (en gelijke oppervlakte toevoer en afvoer)

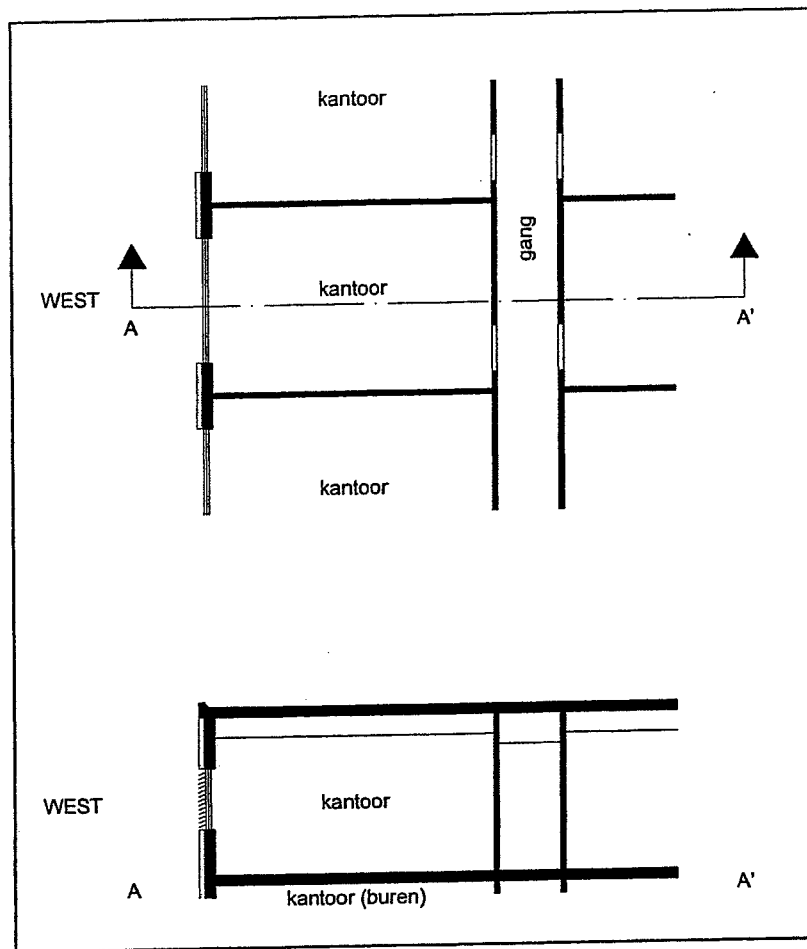
Φ_k = koelbehoefte in W

$\Delta\theta$ = maximale verschil tussen binnen- en buitentemperatuur in °C

h = de hoogte van de ventilatieopening boven de vloer in m

Is de gezamenlijke netto oppervlakte van de ventilatieopeningen bekend, dan is het maximale temperatuurverschil tussen binnen en buiten (temperatuuropenaamte van de lucht) te berekenen:

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



Voorbeeld 6, kantoorvertrek - Figuur 8.6

8.3.7 Voorbeeld 6, koelbehoefte kantoorvertrek

Voor dit voorbeeld wordt een tussenvertrek op de bovenste laag van een kantoorgebouw genomen, zie figuur 8.6. Het betreft een gebouw met vrij veel massa (SWM=80 kg/m²). De borstwering heeft een massa van 300 kg/m². Het dak bestaat uit beton met verlaagd plafond. De oriëntatie van het vertrek is West. Verdere gegevens zijn:

netto hoogte	: 2,7 m
gevel breedte	: 3,6 m
vertrekdiepte	: 5,4 m
glasoppervlakte	: 2,9 m ² (30% van inw. geveloppervlakte)
glassoort	: dubbel glas
zonwering	: buitenzonwering (jaloezieën)
bezetting	: 2 personen, 100% aanwezig
verlichting	: TL-verlichting met luchtafvoer
apparatuur	: 1 PC/persoon
ontwerp-binnentemperatuur	: 25 °C
ontwerp-buitentemperatuur	: 28 °C
infiltratie	: 0,3-voud

Omdat de oriëntatie West is, treedt de maximale belasting op om ongeveer 16 uur zonnetijd (zie tabel 8.11). Om de invloed van het type zonwering en grotere ramen na te gaan worden de berekeningen herhaald voor binnenzonwering en glaspercentages van 60 en 90%. De koelbehoefte bij 30 % glas en ZTA = 0,15 is:

$$\begin{aligned}
 \Phi_{z,gl} &= z \cdot A_{gl} \cdot ZTA \cdot q_{conv} = 1 \cdot 2,9 \cdot 0,15 \cdot 340 &= 148 \text{ W} \\
 \Phi_{lr,gl} &= U \cdot A_{gl} \cdot (\theta_e - \theta_i) = 3,0 \cdot 2,9 \cdot (28 - 25) &= 26 \\
 \Phi_{z,w, borstw} &= a \cdot A_{wi} \cdot q_w = 0,7 \cdot (2,7 \cdot 3,6 - 2,9) \cdot 1,9 &= 11 \\
 \Phi_{z,w, dek} &= 0,7 \cdot 3,6 \cdot 5,4 \cdot (-3,9) &= -53 \\
 \Phi_{inf} &= 0,3 \cdot 3,6 \cdot 2,7 \cdot 5,4 \cdot 1,2 \cdot 1000 \cdot (28-25) / 3600 &= 16 \\
 \Phi_p &= 2 \cdot 80 &= 160 \\
 \Phi_l &= 5 \cdot 3,6 \cdot 5,4 &= 97 \\
 \Phi_a &= 2 \cdot 100 &= 200 \\
 \Phi_k &= 605 \text{ W}
 \end{aligned}$$

De specifieke koelbehoefte is:

$$\Phi_{k,sp} = \Phi_k / A_{vi} = 605 / (3,6 \times 5,4) = 31 \text{ W/m}^2$$

Systeemkeuze bij mechanische koeling Uit tabel 6.5 blijkt dat voor deze specifieke koelbehoefte een VAV-systeem een geschikte keuze is, omdat dit systeem ten minste een even groot specifiek koelvermogen kan leveren. Uit deze tabel is verder af te leiden dat voor een ruimtehoogte van 2,7 m met een VAV-systeem een ventilatievoud van ruim 4 nodig is. Deze uitkomst is als volgt te verifiëren.

Wordt de ruimte gekoeld met lucht van 17 °C ($\Delta\theta = 8$ °C, zie tabel 4.5), dan moet met dit systeem een hoeveelheid lucht worden toegevoerd van:

$$q_v = \Phi_k / (\rho \cdot c \cdot \Delta\theta) = 605 / (1,2 \cdot 1000 \cdot 8) = 0,063 \text{ m}^3/\text{s} = 227 \text{ m}^3/\text{h}$$

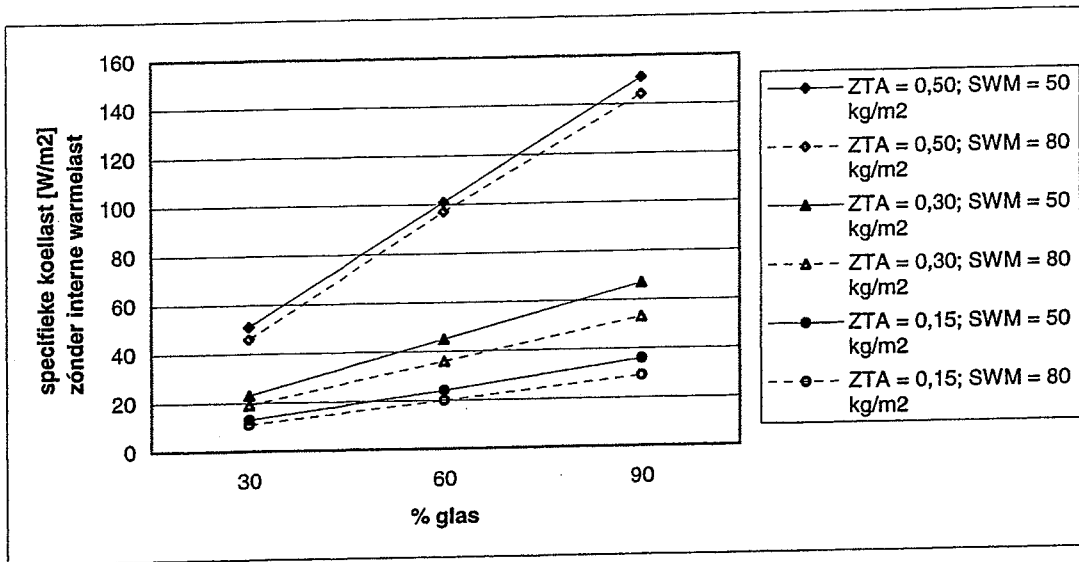
Dit komt overeen met een ventilatievoud van:

$$n = q_v / V = 227 / (3,6 \times 5,4 \times 2,7) = 4,3 \text{ h}^{-1}$$

Dit is goed. De praktijk laat zien dat bij luchtkoeling het ventilatievoud bij voorkeur niet beneden de 2 moet liggen om een slechte luchtverdeling - met te grote temperatuurverschillen in de "leefzone" - te voorkomen. Meer dan 10-voud geeft kans op tocht.

Natuurlijke ventilatie Zou de ruimte op natuurlijke wijze worden gekoeld, dan is de benodigde ventilatie en de oppervlakte van de raamopeningen te berekenen door uit te gaan van een temperatuurverhoging van 3 °C. Hieruit volgt een luchthoeveelheid van:

$$q_{v,nv} = \Phi_k / (\rho \cdot c \cdot \Delta\theta) = 605 / (1,2 \cdot 1000 \cdot 3) = 0,17 \text{ m}^3/\text{s}$$



Invloed zonwering - Figuur 8.7

Het daarbij behorende ventilatievoud is:

$$n_{nv} = q_{v,nv} \cdot 3600 / V = 0,17 \cdot 3600 / (3,6 \times 5,4 \times 2,7) = 11,6 \text{ h}^{-1}$$

Dit is voor verblijfsruimten te hoog en kan tot tochtklachten leiden. Zou toch worden besloten om deze ruimte natuurlijk te koelen dan zou, volgens de eerste benadering uit paragraaf 8.3.6 en uitgaande van raamopeningen op de zelfde hoogte in de gevel die zowel voor toevoer als afvoer dienen en uitgaande van een luchtsnelheid van 0,4 m/s, daarvoor een totale oppervlakte aan raamopeningen nodig zijn van:

$$A_{\text{tot}} = 1,4 \cdot 2 \cdot q_v / v = 1,4 \cdot 2 \cdot 0,17 / 0,4 = 1,2 \text{ m}^2$$

Een nauwkeuriger benadering is volgens paragraaf 8.3.6 mogelijk met:

$$A_{\text{v,tot}} = y \cdot \Phi_k / (130 \cdot \Delta\theta^{1,5} \cdot h^{0,5}) = 2,4 \cdot 605 / (130 \cdot 3^{1,5} \cdot 2,7^{0,5}) = 1,3 \text{ m}^2$$

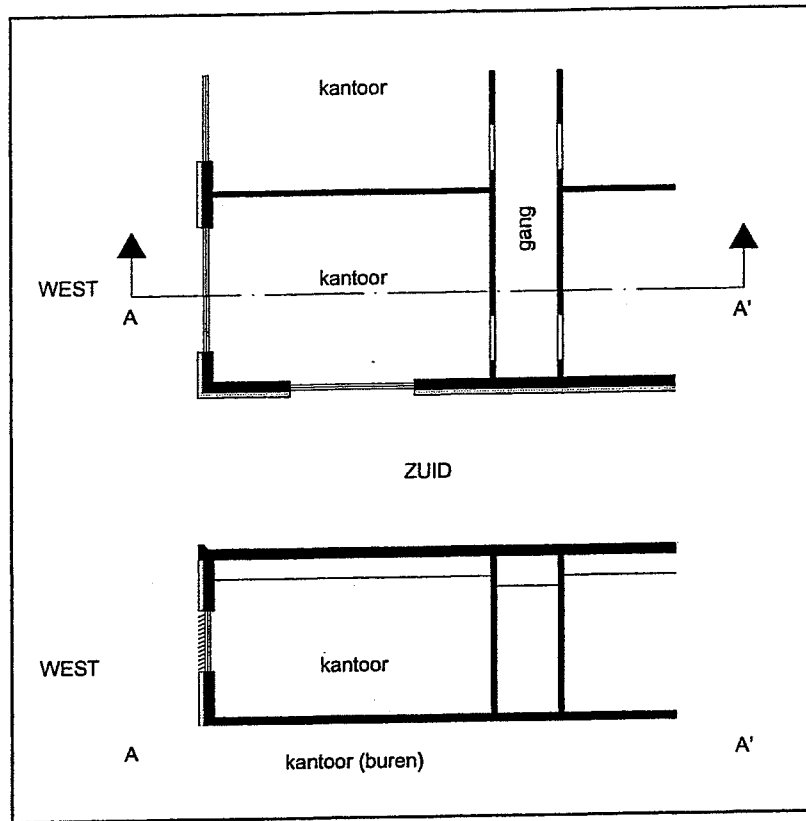
Invloed glaspercentage en type zonwering op koelbehoefte Bij andere glaspercentages en binnenzonwering vinden we koelbehoeften en ventilatievouden zoals in het volgende overzicht. Hieruit blijkt dat hoge glaspercentages in combinatie met binnenzonwering dramatische gevolgen heeft voor de koelbehoefte en daarmee voor de systeemkeuze, zeker als je bedenkt dat een ventilatievoud van meer dan 10 tot tochtklachten kan leiden.

glaspercentage --->	buitenzonwering ZTA = 0,15			binnenzonwering ZTA = 0,5		
	30	60	90	30	60	90
$\Phi_{z,gl}$	148	296	444	899	1798	2697 W
$\Phi_{tr,gl}$	26	52	78	26	52	78
$\Phi_{z,w}$ (borstw)	11	7	2	11	7	2
$\Phi_{z,w}$ (dak)	-53	-53	-53	-53	-53	-53
Φ_{inf}	16	16	16	16	16	16
Φ_p	160	160	160	160	160	160
Φ_l	97	97	97	97	97	97
Φ_a	200	200	200	200	200	200
Φ_k	605	775	944	1356	2255	3197 W
$\Phi_{k,sp}$	31	40	49	70	116	164 W/m ²
$n_{koeling}$ ($\Delta\theta=8^\circ\text{C}$)	4,3	5,5	6,7	9,7	16,1	22,9 h ⁻¹
n_{nv} ($\Delta\theta=3^\circ\text{C}$)	11,5	14,7	17,9	25,9	42,9	60,9 h ⁻¹

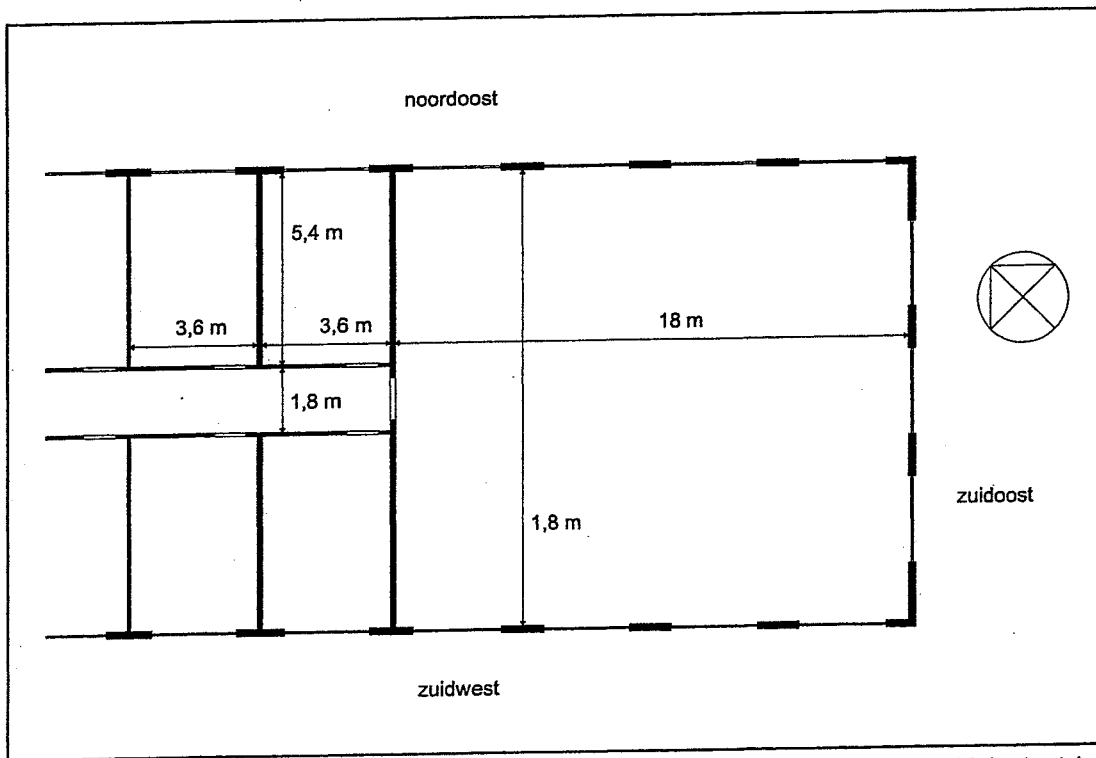
Invloed op systeemkeuze Uit het voorgaande overzicht en tabel 6.5 blijkt dat een VAV-systeem een verantwoorde keuze is, mits buitenzonwering wordt toegepast en het glaspercentage niet meer is dan ca. 60%. Bij toepassing van 90% glas is een inductie- of een ventilatorconvectorsysteem nodig. Ook voldoet de combinatie VAV + koelplafond. Verder blijkt uit tabel 6.5 dat bij 30% glas met binnenzonwering ten minste een inductie- of een ventilatorconvectorsysteem nodig is. Bij meer dan 30% glas en binnenzonwering is er geen systeem dat voor een comfortabel binnenklimaat kan zorgen.

Invloed glaspercentage, type zonwering, interne belasting en specifiek werkzame massa

De interne warmtebelasting is in dit voorbeeld totaal 23,5 W/m². Voor een kantoorgebouw dat de opdrachtgever zelf gaat gebruiken, kan dit een reële waarde zijn. Bij een kantoorgebouw voor "de markt" met onbekende bezetting of bedoeld voor flexibel gebruik wordt meestal met een interne belasting van 40 W/m² gerekend. Voor het kantoorvertrek uit het voorbeeld zijn meer berekeningen gemaakt met verschillende interne belastingen, glaspercentages, typen zonwering en specifiek werkzame massa's. De resultaten - uitgedrukt in specifieke koelbehoefte - staan in het volgende overzicht en zijn in figuur 8.7 grafisch weergegeven.



Voorbeeld 7, hoekvertrek - Figuur 8.8



Voorbeeld 8, kantoorruimte - Figuur 8.9

interne belasting W/m ²	SWM kg/m ²	glas% -->	buitenzonwering ZTA = 0,15			zonwerend glas ZTA = 0,3			binnenzonwering ZTA = 0,5		
			30	60	90	30	60	90	30	60	90
0	50		13	24	36	23	45	67	51	101	151 W/m ²
	80		11	20	29	19	36	53	46	97	144
20	50		33	44	56	43	65	87	71	121	171
	80		31	40	49	39	56	73	66	117	164
35	50		48	57	71	58	80	102	86	136	186
	80		46	55	64	54	71	88	81	132	179
50	50		63	74	86	73	95	117	101	151	201
	80		61	70	79	69	86	103	96	147	194

8.3.8 Voorbeeld 7, koelbehoefte hoekvertrek

Voor dit voorbeeld wordt het kantoorvertrek uit voorbeeld 6 genomen, met als verschil dat de zuidzijde een gevel is met een raam dat net zo groot is als het raam in de westgevel, zie figuur 8.8. Als berekeningstijdstip wordt daarom 16 uur zonnetijd genomen. De belasting via de zuidgevel is op dat moment:

$$\begin{aligned}\Phi_{z,gl} &= z \cdot A_{gl} \cdot ZTA \cdot q_{conv} \cdot f_d = 1 \cdot 2,9 \cdot 0,15 \cdot 310 \cdot 0,8 = 108 \text{ W} \\ \Phi_{lr,gl} &= U \cdot A_{gl} \cdot (\theta_e - \theta_i) = 3,0 \cdot 2,9 \cdot (28 - 25) = 26 \\ \Phi_{z,w} &= a \cdot A_{wi} \cdot q_w = 0,7 \cdot (2,7 \cdot 5,4 - 2,9) \cdot 1,6 = \frac{13}{145 \text{ W}}\end{aligned}$$

De totale koelbehoefte van de ruimte wordt daardoor:

$$\Phi_k = 605 + 145 = 750 \text{ W}$$

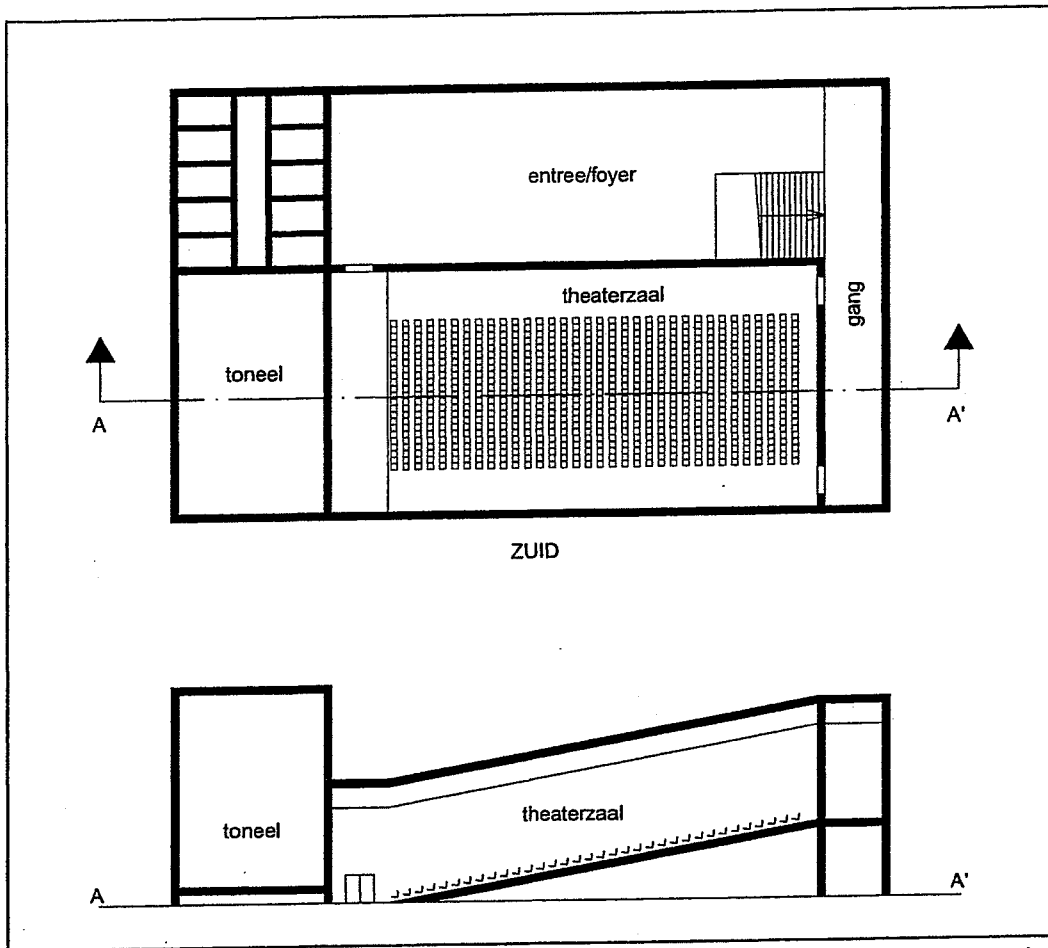
En de specifieke koelbehoefte:

$$\Phi_{k,sp} = \Phi_k / A_{vi} = 750 / (3,6 \times 5,4) = 39 \text{ W/m}^2$$

8.3.9 Voorbeeld 8, Koelbehoefte kantoorruimte met ramen op 3 oriëntaties

Dit voorbeeld betreft een ruimte op de bovenste laag van een kantoorgebouw, zie figuur 8.9. De ruimte heeft, mede door de vele ramen, een geringe Specifiek Werkende Massa (SWM=50 kg/m²). Het gesloten gedeelte van de buitenmuur heeft een massa van 200 kg/m². Het dak is van beton met daaronder een verlaagd plafond. De geveloriëntaties zijn NO, ZO en ZW. Aan de NW-zijde grenst de kantoorruimte aan een verkeersruimte. Verdere gegevens zijn:

netto hoogte	: 2,7 m
lengte NO-gevel	: 18,0 m
„ ZO-gevel	: 12,6 m
„ ZW-gevel	: 18,0 m
glasoppervlakte NO	: 9,0 m ²
„ ZO	: 12,0 m ²
„ ZW	: 18,0 m ²
beglazing	: speciaal zonwerend glas ZTA=0,37 U=1,8 W/(m ² K)
bezetting	: 18 personen
verlichting	: "TL"-verlichting (luchtafvoer via armaturen)
apparatuur	: 18 PC's en 3 printers
ontwerp-binnentemperatuur	: 25 °C
ontwerp-buitentemperatuur	: 28 °C
infiltratie	: 0,3-voud



Voorbeeld 9, theaterzaal - Figuur 8.10

Omdat er ramen op verschillende oriëntaties zitten moet de koelbehoefte voor meerdere tijdstippen worden berekend. De "constante" delen van de koelbehoefte zijn bij elkaar genomen:

$$\begin{aligned}
 \Phi_{tr,gl, \text{gevel}} &= U \cdot A_{gl} \cdot (\theta_e - \theta_i) = 1,8 \cdot (9+12+18) \cdot (28-25) = 211 \\
 \Phi_{z,w, \text{gevel NO}} &= a \cdot A_{wi} \cdot q_w = 0,7 \cdot (18,0 \cdot 2,7 - 9) \cdot (-1,1) = -30 \\
 \Phi_{z,w, \text{gevel ZO}} &= 0,7 \cdot (12,6 \cdot 2,7 - 12) \cdot 1,6 = 25 \\
 \Phi_{z,w, \text{gevel ZW}} &= 0,7 \cdot (18,0 \cdot 2,7 - 18) \cdot 6,8 = 146 \\
 \Phi_{z,w, \text{dak}} &= 0,7 \cdot 18,0 \cdot 12,6 \cdot (-3,9) = -619 \\
 \Phi_{inf} &= 0,3 \cdot 18 \cdot 12,6 \cdot 2,7 \cdot 1,2 \cdot 1000 \cdot (28-25) / 3600 = 184 \\
 \Phi_p &= 18 \cdot 80 = 1440 \\
 \Phi_l &= 5 \cdot 18 \cdot 12,6 = 1134 \\
 \Phi_a &= (18 \cdot 100 + 3 \cdot 100) = 2100 \\
 \Phi_{k, \text{vast}} &= 4591 \text{ W}
 \end{aligned}$$

De variabele delen van de koelbehoefte zijn:

$$\begin{aligned}
 \Phi_{z,gl, \text{NO}} &= z \cdot A_{gl} \cdot ZTA \cdot q_{conv} \cdot f_d = 1 \cdot 9 \cdot 0,37 \cdot 330 \cdot f_d = 1099 \cdot f_d \\
 \Phi_{z,gl, \text{ZO}} &= 1 \cdot 12 \cdot 0,37 \cdot 450 \cdot f_d = 1998 \cdot f_d \\
 \Phi_{z,gl, \text{ZW}} &= 1 \cdot 18 \cdot 0,37 \cdot 450 \cdot f_d = 2997 \cdot f_d
 \end{aligned}$$

Met de f_d -waarden uit tabel 8.13 leidt dit voor verschillende tijdstippen tot het volgende overzicht:

	8 uur	9 uur	10 uur	13 uur	16 uur
$\Phi_{z,gl, \text{NO}} = 1099 \cdot f_d$	1099	989	879	659	549
$\Phi_{z,gl, \text{ZO}} = 1998 \cdot f_d$	1399	1798	1998	1598	1199
$\Phi_{z,gl, \text{ZW}} = 2997 \cdot f_d$	899	899	1199	2098	2997
$\Phi_{k, \text{variabel}}$	3397	3686	4076	4355	4745
$\Phi_{k, \text{constant}}$	4591	4591	4591	4591	4591
$\Phi_{k, \text{totaal}}$	7988	8277	8667	8946	9336 W

De maximale koelbehoefte is 9336 W. De maximale specifieke koelbehoefte wordt daardoor:

$$\Phi_{k,sp} = \Phi_k / A_{vi} = 9336 / (18 \times 12,6) = 41 \text{ W/m}^2$$

Systeemkeuze Uit tabel 6.5 blijkt dat een VAV-systeem een geschikte keuze is en dat voor een ruimtehoopte van 2,7 m een ventilatievoud van bijna 6 nodig is. Deze uitkomst is als volgt te verifiëren. Bij koeling met lucht van 17 °C ($\Delta\theta = 8$ °C, zie tabel 4.5) moet met dit systeem een hoeveelheid lucht worden toegevoerd van:

$$q_v = \Phi_k / (\rho \cdot c \cdot \Delta\theta) = 9336 / (1,2 \cdot 1000 \cdot 8) = 0,97 \text{ m}^3/\text{s} = 3500 \text{ m}^3/\text{h}$$

Dit komt neer op een ventilatievoud van:

$$n = q_v / V = 3500 / (18 \times 12,6 \times 2,7) = 5,7 \text{ h}^{-1}$$

De praktijk laat zien dat bij luchtcooling het ventilatievoud meer dan 2 moet zijn om een slechte luchtverdeling en grote temperatuurverschillen in de "leefzone" te voorkomen. Meer dan 10-voud geeft kans op tocht. De berekende 5,7-voud voldoet dus.

8.3.10 Voorbeeld 9, koelbehoefte theaterzaal

Dit voorbeeld betreft een middelzwaar gebouwde theaterzaal zonder ramen, zie figuur 8.10. De SWM is 70 kg/m². Eén lange wand is een buitenwand met zuid-oriëntatie en een massa van 200 kg/m². De andere lange wand grenst aan de entree/foyer. Een korte wand grenst aan een brede gang, de andere aan het toneelgebouw. Verondersteld wordt dat de temperatuur in de foyer, de gang en het toneelgebouw gelijk zijn aan de temperatuur in de zaal. Het dak, de wanden en de vloer zijn van beton. De belendende bebouwing is ongeveer even hoog als de zaal en werpt daardoor geen schaduw op het dak. De verlichting is in een verlaagd plafond aangebracht. Het Programma van Eisen geeft aan dat de zaal overdag langere tijd gebruikt moet kunnen worden. Het toneelgebouw heeft zijn eigen klimaatinstallatie.

Verdere gegevens:	
netto hoogte	: 8,0 m
zaalbreedte	: 20,0 m
zaaldiepte	: 40,0 m
bezetting	: maximaal 600 personen
verlichting	: halogeenspots 30 W/m ² , 20% v.d. tijd in gebruik
apparatuur	: geen
ontwerp-binnentemperatuur	: 25 °C
ontwerp-buitentemperatuur	: 28 °C
infiltratie	: nihil
maximale gebruiksduur	: 4 uur

Hoewel een lange buitenwand op het zuiden ligt, zal de maximale koelbehoefte op een ander tijdstip vallen dan het tijdstip dat tabel 8.11 vermeldt (13 uur zonnetijd). Omdat in die gevel geen ramen zitten overheerst de interne belasting waardoor het tijdstip van de maximale koelbehoefte niet te bepalen is. De maximale koelbehoefte is:

$$\begin{aligned}
 \Phi_{z,w} \text{ (wand)} &= A_{wi} \cdot q_w = 0,7 \cdot 40 \cdot 8 \cdot 4,0 = 627 \text{ W} \\
 \Phi_{z,w} \text{ (dak)} &= 0,7 \cdot 40 \cdot 20 \cdot (-3,9) = -2184 \\
 \Phi_p &= 600 \cdot 80 = 48000 \\
 \Phi_i &= 0,2 \cdot 30 \cdot 20 \cdot 40 = 4800 \\
 \Phi_k &= \underline{51243 \text{ W}}
 \end{aligned}$$

En de specifieke koelbehoefte:

$$\Phi_{k,sp} = \Phi_k / A_{vi} = 51243 / (20 \times 40) = 64 \text{ W/m}^2$$

Systeemkeuze Uit tabel 6.5 blijkt dat een CAV-systeem een verantwoorde keuze is. Echter bij theaterzalen past men meestal een vorm van verdringingsventilatie toe waarbij de lucht laag, via de fauteuilpoten of via roosters onder de fauteuils, wordt toegevoerd (zie paragraaf 6.6.9.). De toevoertemperatuur mag in dat geval niet meer dan 4 °C onder de zaaltemperatuur liggen. De temperatuur mag boven hoofdhoogte toenemen tot boven de gewenste temperatuur, tenzij de zaal een balkon heeft. In dit voorbeeld is er geen balkon. Bij de berekening van de luchthoeveelheid mag daarom worden uitgegaan van een temperatuurverhoging van 4 °C in de leefzone en 4 °C in de ruimte daarboven, totaal dus 8 °C (dit is een aanneme!). De toe te voeren luchthoeveelheid wordt daardoor:

$$q_v = \Phi_k \cdot 3600 / (\rho \cdot c \cdot \Delta\theta) = 51243 / (1,2 \cdot 1000 \cdot 8) = 5,3 \text{ m}^3/\text{s} = 19216 \text{ m}^3/\text{h}$$

Dit komt overeen met een ventilatievoud van:

$$n = q_v / V = 19216 / (40 \cdot 20 \cdot 8) = 3,0 \text{ h}^{-1}$$

Invloed warmteaccumulatie op systeemkeuze In de berekening is de warmteaccumulatie van wanden en vloer buiten beschouwing gelaten. Dit zou anders moeten, zie paragraaf 8.3.3. Omdat het dak en een lange wand aan de buitenlucht grenzen kan worden aangenomen dat de massa hiervan niet meedoet in de accumulatie. De accumulerende oppervlakte is daardoor:

$$A_w = 40 \cdot 20 + (40 + 20 + 20) \cdot 8 = 1440 \text{ m}^2$$

Wordt aangenomen dat de oppervlaktetemperatuur van de vloer en de wanden gedurende de gebruiksperiode gemiddeld 1 °C lager ligt dan de luchttemperatuur in de zaal, dan is de warmtebelasting als gevolg van warmteaccumulatie:

$$\Phi_{acc} = \alpha \cdot A_w (\theta_{opp} - \theta_i) = 5,5 \cdot 1440 \cdot (-1) = -7920 \text{ W}$$

Bij een gebruiksduur van maximaal 4 uur (dt = 14400 s) en een temperatuurverhoging van de massa van 1 °C ($\theta_1 - \theta_2 = -1$ °C) is de maximaal mogelijke warmteaccumulatie:

$$\Phi_{acc, max} = SWM \cdot A_w \cdot c (\theta_1 - \theta_2) / dt = 70 (2 \cdot 40 \cdot 20 + (40 + 20 + 20) \cdot 8) \cdot 840 \cdot (-1) / 14400 = -9147 \text{ W}$$

Deze waarde ligt hoger dan de berekende Φ_{acc} , zodat mag worden verondersteld dat de berekende Φ_{acc} reëel is. De koelbehoefte wordt dan:

$$\Phi_k = 51243 - 7920 = 43403 \text{ W}$$

En de toe te voeren luchthoeveelheid:

$$q_v = \Phi_k \cdot 3600 / (\rho \cdot c \cdot \Delta t) = 43403 / (1,2 \cdot 1000 \cdot 8) = 4,5 \text{ m}^3/\text{s} = 16276 \text{ m}^3/\text{h}$$

Dit komt overeen met een ventilatievoud van:

$$n = q_v / V = 16276 / (40 \cdot 20 \cdot 8) = 2,5 \text{ h}^{-1}$$

Voor luchtverversing is ten minste nodig:

$$600 \cdot 30 = 18000 \text{ m}^3/\text{h}$$

Dit komt neer op:

$$n = 18000 / (40 \cdot 20 \cdot 8) = 2,8 \text{ h}^{-1}$$

De luchthoeveelheid die nodig is om de zaal te koelen is onvoldoende om de lucht te verversen, zodat de luchtverversing in dit geval maatgevend is. Het in rekening brengen van de warmte-accumulatie heeft geen invloed op de systeemkeuze, immers dat systeem ligt op grond van ervaringen min of meer vast. Wel blijkt, gezien het voorgaande, dat minder gekoelde lucht behoeft te worden toegevoerd.

8.3.11 Voorbeeld 10, koelbehoefte atrium

Het atrium vormt de verkeersruimte/wachruimte van een raadhuis, zie figuur 8.4. De transparantie van het atriumdak is 90%. Verdere gegevens:

lengte x breedte x hoogte	: 20 x 10 x 20 m
dak	: enkel glas ($U=6,0 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$), geen zonwering ($ZTA=0,85$), massa verwaarloosbaar
binnengevel	: lichte wanden, wanddikte 0,08 m, $\rho = 1200 \text{ kg}/\text{m}^3$ (gemiddeld)
vloer	: beton, vloerdikte 0,25 m, $\rho = 2000 \text{ kg}/\text{m}^3$
bezetting	: 40 personen (80 W/persoon)
verlichting	: 10 W/m ²
apparatuur	: geen
ontwerp-binnentemperatuur	: 25 °C
ontwerp-buitemperatuur	: 28 °C
infiltratie	: 0,2-voud

De specifiek werkzame massa van het atrium is:

$$SWM = \Sigma A \cdot d \cdot \rho / \Sigma A = (2 \cdot 20 \cdot 10 + 2 \cdot 20 \cdot 20) \cdot 0,04 \cdot 1200 + 20 \cdot 10 \cdot 0,06 \cdot 2000 / (2 \cdot 20 \cdot 20 + 4 \cdot 20 \cdot 10) = 51 \text{ kg}/\text{m}^2$$

De ruimte valt daardoor in de categorie "lichte bouw".

Door het horizontale glasoppervlak treedt de maximale belasting op om ongeveer 13 uur zonnetijd (zie tabel 8.11). De koelbehoefte van het atrium is dan:

$$\begin{aligned} \Phi_{z,gl} &= z \cdot A_{gl} \cdot ZTA \cdot q_{conv} &= 1.200 \cdot 0,85 \cdot 590 &= 100340 \text{ W} \\ \Phi_{tr,gl} &= U \cdot A_{gl} \cdot (\theta_a - \theta_i) &= 6,0 \cdot 200 \cdot (28 - 25) &= 3600 \\ \Phi_{inf} &= n \cdot V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta\theta / 3600 &= 0,2 \cdot 20 \cdot 10 \cdot 20 \cdot 1,2 \cdot 1000 \cdot (28 - 25) / 3600 &= 800 \\ \Phi_p &= 40 \cdot 80 &= 3200 \\ \Phi_l &= 10 \cdot 20 \cdot 10 &= 2000 \\ \Phi_k &= 109940 \text{ W} \end{aligned}$$

En de specifieke koelbehoefte:

$$\Phi_{k,sp} = \Phi_k / A_{vl} = 109940 / (20 \times 10) = 550 \text{ W}/\text{m}^2$$

Systeemkeuze bij mechanische koeling Uit tabel 6.5 blijkt dat voor ruimten van 4 m en hoger alleen "zuivere verdringing" aan deze specifieke koellast kan voldoen. De voetnoot vermeldt echter dat dit systeem alleen wordt toegepast bij bijzondere ruimten, zoals voor de fabricage van micro-elektronische componenten. Voor een atrium met de aangegeven functie is het geen reële optie. Wel voorstelbaar is een systeem waarbij gekoelde lucht met een hoge snelheid via nozzles* wordt ingeblazen. Wordt hierbij een temperatuurverschil van 10 °C genomen dan is de toe te voeren luchthoeveelheid:

$$q_{v, \Delta\theta=10^\circ\text{C}} = 109940 / (1200 \cdot 10) = 9,2 \text{ m}^3/\text{s} (32982 \text{ m}^3/\text{h})$$

En het ventilatievoud:

$$n_{\Delta\theta=10^\circ\text{C}} = 32982 / (20 \cdot 10 \cdot 20) = 8,2 \text{ h}^{-1}$$

Voor een ruimte voor langdurig verblijf - waarvoor als vuistregel $2 < n < 10$ geldt - is dit goed, voor een verkeersruimte/wachtruimte is het meer dan goed.

Vindt de koeling volledig met lucht plaats, dan moeten de toe- en afvoerkanalen een diameter hebben van **1250 mm**, of een rechthoekige doorsnede van **800/1600 mm** (zie tabel 9.2 en 9.3). Gezien het grote ventilatievoud kan het gunstiger zijn om een "lucht/water"-systeem toe te passen zoals ventilatorconvectoren. Of dat hier ook zo is, is niet direct te zeggen omdat zo'n systeemkeuze tot gevolg heeft dat een aantal zeer grote apparaten in het atrium komen. Echter ook voor een "volledig lucht"-systeem is veel installatieruimte nodig. De opstelling van de luchtbehandelingskast vraagt een ruimte met een oppervlakte **90 m²** en een hoogte van **4,0 m** (zie tabel 7.9).

Natuurlijke ventilatie In de Nederlandse situatie is het gebruikelijker om atria op natuurlijke wijze te koelen. Het klimaat in het atrium wordt als "aanvaardbaar" beschouwd als de temperatuur maximaal 5°C hoger wordt dan de buitentemperatuur. De benodigde luchthoeveelheid is dan:

$$q_{v, \Delta\theta=5^\circ\text{C}} = 109940 / (1200 \cdot 5) = 18,3 \text{ m}^3/\text{s} \text{ (65964 m}^3/\text{h)}$$

En het ventilatievoud:

$$n_{\Delta\theta=5^\circ\text{C}} = 65964 / (20 \cdot 10 \cdot 20) = 16,5 \text{ h}^{-1}$$

Voor een ruimte voor langdurig verblijf zou dit ventilatievoud onaanvaardbaar hoog zijn. Voor een verkeersruimte/wachtruimte is het acceptabel, mits voorzieningen zijn getroffen om te voorkomen dat mensen op de tocht komen te zitten.

De luchtsnelheid in ventilatieopeningen ligt meestal tussen 0,5 en 1,5 m/s. Als vuistregel wordt vaak 1,0 m/s genomen. Toevoer- en afvoeropeningen kunnen worden gecombineerd tot één opening in het dakvlak. Deze opening moet dan - uitgaande van een luchtsnelheid van 1 m/s - bij benadering een totale oppervlakte hebben van ten minste:

$$A_{\text{tot}} = 1,2 \cdot 2 \cdot q_v / v = 2,4 \cdot 18,3 / 1 = 43,9 \text{ m}^2$$

Een betere benadering is mogelijk met behulp van het in [45] afgeleide model (zie paragraaf 8.3.6) waarbij voor de situeringsfactor y de waarde 2,2 kan worden genomen:

$$A_{\text{b,tot}} = y \cdot \Phi_k / (130 \cdot \Delta\theta^{1,5} \cdot h^{0,5}) = 2,2 \cdot 109940 / (130 \cdot 5^{1,5} \cdot 20^{0,5}) = 37,2 \text{ m}^2$$

8.3.12 Voorbeeld 11, koelbehoefte serre

De serre in dit voorbeeld vormt de entree van een kantoorgebouw met daarin een afgeschermd informatiebalië en een zitje voor wachtende bezoekers, zie figuur 8.5. De transparantie van het serredak is 90%. De serregevel is geheel transparant ("structural glazing"). Verdere gegevens:

lengte x breedte x hoogte	: 20 x 10 x 20 m
oriëntatie gevel	: ZO
gevel en dak	: enkel glas ($U=6,0 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, geen zonwering ($ZTA=0,85$) massa verwaarloosbaar
binnengevel	: 50% glas, massa verwaarloosbaar 50% steenachtig materiaal, wanddikte 0,12 m, $\rho = 1200 \text{ kg}/\text{m}^3$
vloer	: beton, vloerdikte 0,25 m, $\rho = 2000 \text{ kg}/\text{m}^3$
bezetting	: 40 personen (80 W/persoon)
verlichting	: 10 W/m ²
apparatuur	: geen
ontwerp-buitentemperatuur	: 28°C
ontwerp-binnentemperatuur	: 25°C bij mechanische koeling $t_b + 5^\circ\text{C}$ bij natuurlijke koeling met buitenlucht
infiltratie	: 0,3-voud

In eerste instantie wordt uitgegaan van enkel glas zonder zonwering ($ZTA = 0,85$). De berekening wordt herhaald voor isolerend/zonwerend glas ($ZTA = 0,38$). Om te weten welke tabelwaarden bij de berekening moeten worden gebruikt moet eerst de specifiek werkzame massa bekend zijn:
 $SWM = \Sigma A \cdot d \cdot \rho / \Sigma A = (2 \cdot 0,5 \cdot 20 + 0,5 \cdot 20 \cdot 20 + 20 \cdot 10) \cdot 0,06 \cdot 2000 / (2 \cdot 20 \cdot 20 + 4 \cdot 20 \cdot 10) = 45 \text{ kg/m}^2$

De ruimte valt daardoor in de categorie "lichte bouw". Omdat de serre een ZO-oriëntatie heeft mag worden aangenomen dat de maximale belasting om 10 uur zonnetijd optreedt (zie tabel 8.11). De koelbehoefte is op dat moment:

$$\begin{aligned} \Phi_{z,gl,gevel} &= z \cdot A_{gl} \cdot ZTA \cdot q_{conv} \cdot f_d = 1.400 \cdot 0,85 \cdot 450 \cdot 1 &= 153000 \text{ W} \\ \Phi_{z,gl,dak} &= z \cdot A_{gl} \cdot ZTA \cdot q_{conv} \cdot f_d = 1.200 \cdot 0,85 \cdot 590 \cdot 0,8 &= 80240 \\ \Phi_{tr,gl} &= U \cdot A_{gl} \cdot (\theta_e - \theta_i) = 6,0 \cdot (400 + 200) \cdot (28 - 25) &= 10800 \\ \Phi_{inf} &= n \cdot V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta\theta / 3600 = 0,3 \cdot 20 \cdot 10 \cdot 20 \cdot 1,2 \cdot 1000 \cdot (28 - 25) / 3600 &= 1200 \\ \Phi_p &= 40 \cdot 80 &= 3200 \\ \Phi_l &= 10 \cdot 20 \cdot 10 &= 2000 \\ \Phi_k &= 250440 \text{ W} \end{aligned}$$

En de specifieke koelbehoefte:

$$\Phi_{k,sp} = \Phi_k / A_{vl} = 250440 / (20 \times 10) = 1252 \text{ W/m}^2$$

Dit zijn voor mechanische koeling onwaarschijnlijk hoge waarden! In de Nederlandse situatie is het ook niet gebruikelijk om serres op deze manier te koelen, zie paragraaf 6.6.5. Zou mechanische koeling worden toegepast dan zou dit tot het volgende leiden.

Systeemkeuze bij mechanische koeling Uit tabel 6.5 blijkt dat bij een specifieke koelbehoefte van 1252 W/m^2 en een hoogte van 4 m en hoger alleen "zuivere verdringing" in aanmerking komt en de gekoelde lucht in dat geval met een geringe snelheid via een geheel geperforeerd vlak (plafond, vloer of wand) moet worden toegevoerd en de gebruikte lucht via het tegenoverliggende vlak (ook geperforeerd) weer moet worden afgevoerd. Dit is voor een serre geen reële optie, temeer omdat de serregevel het beoogde stromingspatroon ernstig zou verstoren. Voorstelbaar is dat gekoelde lucht met een hoge snelheid, bijvoorbeeld via nozzles, wordt toegevoerd. Wordt een temperatuurverschil van 10°C gekozen dan is de toe te voeren luchthoeveelheid:

$$q_{v, \Delta\theta=12^\circ\text{C}} = 250440 / (1200 \cdot 10) = 20,9 \text{ m}^3/\text{s} \quad (75132 \text{ m}^3/\text{h})$$

En het ventilatievoud:

$$n_{\Delta\theta=12^\circ\text{C}} = 75132 / (20 \cdot 10 \cdot 20) = 18,8 \text{ h}^{-1}$$

Voor een ruimte voor langdurig verblijf - waarvoor als vuistregel $2 < n < 10$ geldt - zou dit ventilatievoud veel te hoog zijn, voor een verkeersruimte/wachtruimte is het acceptabel.

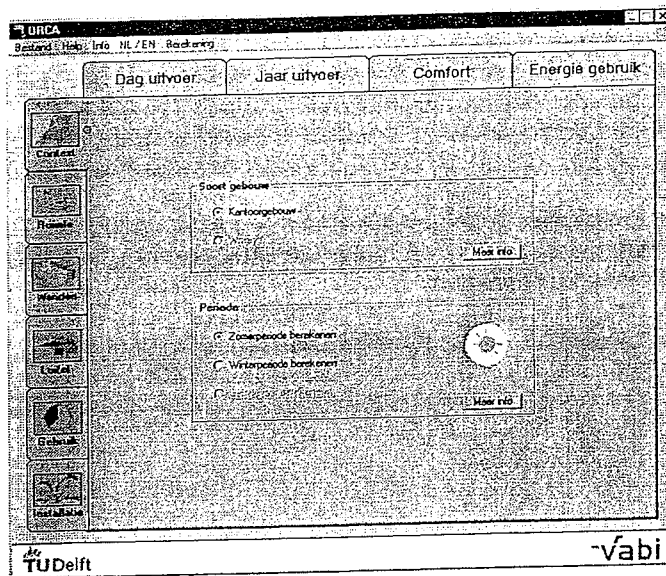
Voor de toevoer en afvoer van de berekende luchthoeveelheid zijn luchtkanalen nodig met een diameter van **1600 mm (I)** of met een rechthoekige doorsnede van **800/3200 mm** (zie tabel 9.2 en 9.3). Gezien het grote ventilatievoud zou het gunstiger kunnen zijn om een "lucht/water"-systeem toe te passen, zoals met ventilatorconvectoren. Of dat bij dit voorbeeld gunstiger is, is niet direct te zeggen, omdat voor dat systeem een aantal zeer grote en zeer opvallende apparaten in de serre zou moeten worden aangebracht.

Natuurlijke ventilatie In de Nederlandse situatie is het gebruikelijker maar ook realistischer om zonbelaste serres op natuurlijke wijze te koelen. Het klimaat in de serre wordt in dat geval "aanvaardbaar" gevonden als de ruimtetemperatuur maximaal 5°C hoger wordt dan de buitentemperatuur. De benodigde luchthoeveelheid is dan:

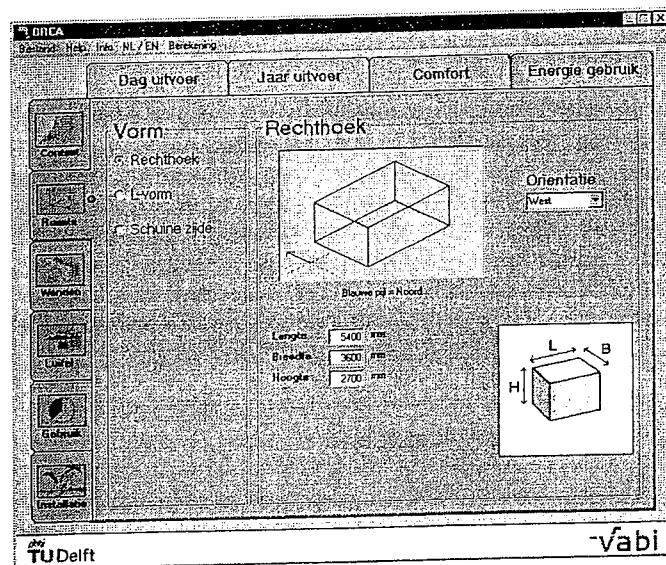
$$q_{v, \Delta\theta=5^\circ\text{C}} = 250440 / (1200 \cdot 5) = 41,7 \text{ m}^3/\text{s} \quad (150264 \text{ m}^3/\text{h})$$

En het ventilatievoud:

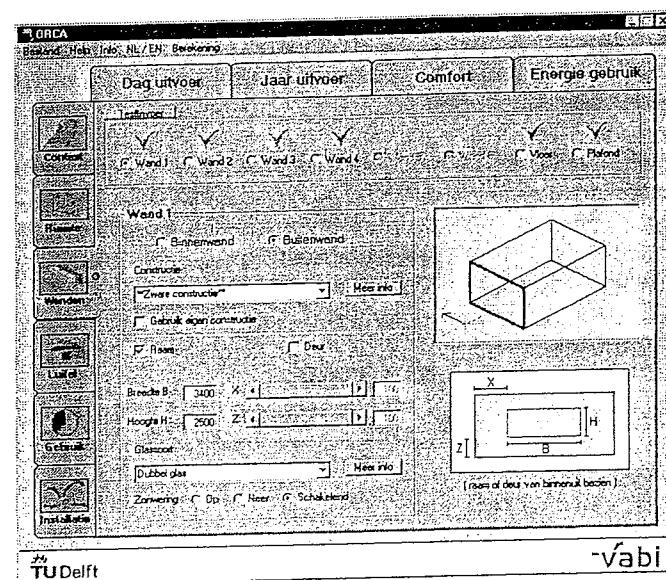
$$n_{\Delta\theta=5^\circ\text{C}} = 150264 / (20 \cdot 10 \cdot 20) = 37,6 \text{ h}^{-1}$$



ORCA, invoerscherm "Context" - Figuur 8.11



ORCA, invoerscherm "Ruimte" - Figuur 8.12



ORCA, invoerscherm "Wanden" - Figuur 8.13