

ISBN: 594-22 X

Experimenteel onderzoek aan indirecte verdampings- koeling

*Experimental research on indirect
evaporative cooling*

H.J.M. Vollebregt
T. de Jong

imag-dlo



rapport 93-13
november 1993
prijs f 35,-

CENTRALE LANDBOUWCATALOGUS

0000 0935 5286

CIP-GEGEVENS KONINKLIJKE BIBLIOTHEEK, DEN HAAG

Vollebregt, H.J.M.

Experimenteel onderzoek aan indirecte verdampingskoeling / H.J.M. Vollebregt, T. de Jong. – Wageningen : IMAG-DLO. – Ill. (Rapport / Dienst Landbouwkundig Onderzoek, Instituut voor Mechanisatie, Arbeid en Gebouwen ; 93-13)

Met lit. opg. – Met samenvatting in het Engels.

ISBN 90-5406-061-1 geb.

NUGI 849

Trefw.: klimaatregeling ; kassen (koelen; verdampen; ventilatie).

© 1993

IMAG-DLO

Postbus 43 – 6700 AA Wageningen

Telefoon 08370-76300

Telefax 08370-25670

Alle rechten voorbehouden. Niets uit deze uitgave mag worden verveelvoudigd, opgeslagen in een geautomatiseerd gegevensbestand, of openbaar gemaakt, in enige vorm of op enige wijze, hetzij elektronisch, mechanisch, door fotokopieën, opnamen of enig andere manier zonder voorafgaande schriftelijke toestemming van de uitgever.

All rights reserved. No part of this publication may be reproduced, stored in a retrieval system of any nature, or transmitted, in any form or by any means, electronic, mechanical, photocopying, recording or otherwise, without the prior written permission of the publisher.

Abstract

Vollebregt, H.J.M. and T. de Jong (Institute of Agricultural Engineering, Wageningen, The Netherlands):

Experimenteel onderzoek aan indirecte verdampingskoeling (Experimental research on indirect evaporative cooling). Rapport 93-13, IMAG-DLO, Wageningen, 56 pp

Closed greenhouses have several benefits but, as natural ventilation is absent, need to be cooled and dehumidified by other means. For this purpose a prototype indirect evaporative cooler has been built and tested in a laboratory. The dependence of the heat transfer coefficients on air conditions and Reynolds number has been determined. The measured performance of the prototype cooler has been employed in a simulation model describing greenhouse climate. Simulation results indicate the possibility to maintain the temperature inside the greenhouse at normal levels. To control the relative humidity is more difficult and will require a very large indirect evaporative cooler.

Key words: condensation, cooling, evaporation, greenhouse, ventilation,

Voorwoord

In de sector glastuinbouw wordt gezocht naar produktiemethoden en technologie die het milieu minder vervuilen.

In dit kader wordt op IMAG-DLO technologisch onderzoek verricht naar gesloten kassen. Dit moet op termijn leiden tot een lagere uitstoot van schadelijke stoffen zoals kool-dioxide (CO₂) en pesticiden door de Nederlandse glastuinbouw.

Bij gesloten kassen valt de natuurlijke ventilatie weg. Daardoor worden bijzondere eisen gesteld aan de apparatuur voor het beheersen van het klimaat. Vooral in de zomer vormt het begrenzen van de maximale kastemperatuur een probleem.

Indirecte verdampingskoeling lijkt een veelbelovende methode om dit probleem op te lossen. In dit rapport wordt experimenteel werk aan een prototype indirecte verdampingskoeler beschreven. De praktische haalbaarheid van het klimatiseren van gesloten kassen kan mede op basis hiervan worden ingeschat. Dit onderzoek werd mede gefinancierd door NOVEM en het ministerie van LNV in het kader van het onderzoeksprogramma Gesloten Bedrijfsystemen.

Ir. A.A. Jongebreur
directeur

Inhoud

Samenvatting	7
1 Inleiding	9
2 Indirecte verdampingskoeling	10
2.1 Historisch en technisch overzicht	10
2.1.1 Geschiedenis	10
2.1.2 Techniek	10
2.1.3 Onderzoek	11
2.2 Toepassing in gesloten kas	11
2.2.1 Algemeen	11
2.2.2 Ontwerpeisen	12
2.3 Prototype	13
2.3.1 Bevochtigingstests	13
2.3.2 Ontwerp	14
2.3.2.1 Aspecten algemeen	14
2.3.2.2 Aspecten prototype	15
2.3.2.3 Uitvoering	15
2.3.2.4 Evaluatie	16
3 Materiaal en methode	20
3.1 Testopstelling	20
3.1.1 Inleiding	20
3.1.2 Luchtbehandelingskasten	20
3.1.3 Meetsysteem	21
3.2 Meetprocedure	22
3.3 Dataverwerking	22
3.4 Theorie	23
3.4.1 Mollier-diagram	23
3.4.2 Enthalpie	23
3.4.3 Voelbare en latente warmteoverdracht	24
3.4.4 Dimensieloze grootheden	25
3.4.5 Benodigd enthalpierendement	27
3.4.6 Foutenberekening	28
4 Resultaten	30
4.1 Dimensieloze grootheden	31
4.2 Rendementen	31
4.3 Praktijkgebruik	32
5 Discussie	38
5.1 Dimensieloze grootheden	38
5.1.1 Warmte- en stofoverdracht	38
5.1.2 Drukval	39

5.2	Rendementen	40
5.2.1	Invloed van luchtcondities	40
5.2.2	Invloed van debiet	40
5.3	Praktijkgebruik	41
5.3.1	Warmteoverdracht	41
5.3.2	Ventilatorenergie en waterverbruik	41
5.3.3	Werkpunt	41
5.4	Simulatie kasklimaat	42
5.5	Huidige situatie en mogelijke verbeteringen	43
6	Conclusies en aanbevelingen	45
6.1	Functioneren prototype	45
6.2	Indirecte verdampingskoeling voor gesloten kassen	45
	Summary	47
	Literatuur	49
	Symbolenlijst	51
	Appendices:	
A	Modellering prototype IVK voor DESSIM90	53
B	Overzicht IVK-experimenten uit literatuur	55

Samenvatting

In een gesloten kas vindt geen natuurlijke ventilatie plaats zodat de overschotten aan warmte en waterdamp in de kaslucht op een andere wijze afgevoerd moeten worden. In dit rapport wordt experimenteel onderzoek aan indirecte verdampingskoeling voor het koelen en ontvochtigen van gesloten kassen beschreven.

Een Indirecte VerdampingsKoeler (IVK) is een lucht-lucht warmtewisselaar waarin één luchtstroom adiabatisch wordt gekoeld en de andere indirect. Bij toepassing in een gesloten kas wordt buitenlucht adiabatisch gekoeld en kaslucht indirect. Het IVK-ontwerp dat in dit rapport wordt onderzocht komt overeen met IVK's uit de literatuur die toegepast worden voor comfort-koeling.

Een prototype IVK is gebouwd, gebruik makend van aluminium platen die ieder aan een zijde werden bevochtigd. De platen werden adiabatisch gekoeld door buitenlucht langs de bevochtigde zijde te blazen. De kaslucht werd indirect gekoeld door deze langs de andere, droge, zijde van de platen te blazen. Wanneer de plaattemperatuur lager was dan het dauwpunt van de kaslucht condenseerde er waterdamp aan de kasluchtzijde en ontvochtigde deze de lucht.

In een experimentele opstelling vonden tests aan de prototype IVK plaats. De opstelling bevatte twee luchtbehandelingskasten die luchtstromen genereerden (overeenkomend met kas- en buitenlucht) van gewenste temperatuur, vochtigheid en debiet.

Luchttemperaturen, -vochtigheden en -debieten, plaattemperaturen, waterdebiet en drukval over de IVK werden gemeten. Uit deze metingen volgden na berekeningen de grootheden als het rendement en de hoeveelheden onttrokken warmte. Metingen en berekeningen werden getoetst met behulp van de balansen voor massa, enthalpie en sensibele warmte.

De gemeten warmte- en stofoverdracht, uitgedrukt in de dimensieloze grootheden Nu en Sh , kwamen in grote lijnen overeen met de theorie die geldt voor turbulente stroming in een kanaal.

Onder de meest ongunstige condities (kaslucht 30 °C, 90 %RV; buitenlucht 28 °C, 60 % RV) bleek de prototype IVK in staat om voldoende warmte af te voeren. Een IVK van 4 m² plaatoppervlak per m² kas zou dan zijn werkpunt hebben bij een ventilatiedebiet van ongeveer 120 m³/m²h. Het volume van de IVK zou dan 1 m³ per 25 m² kas bedragen. De drukval over de IVK hing sterk van de lichtsnelheid af. Het enthalpierendement nam toe bij afnemende luchtdebieten en was maximaal 62%.

De prototype IVK is gesimuleerd in een computermodel van het kasklimaat (DESSIM90). Deze simulatie toonde aan dat een IVK van 3,24 m² plaat per m² kas bij een maximum ventilatiedebiet van 100 m³/m²h in staat is een gesloten kas te koelen. De maximale temperatuur die optrad bij het doorrekenen van een referentiejaar was 31,0 °C (in het geval van natuurlijke ventilatie was dit 31,8 °C). De kaslucht werd echter vochtiger; het aantal uren met een relatieve vochtigheid hoger dan 90% was 3130 (in het geval van natuurlijke ventilatie 2900).

Zelfs wanneer een IVK van 0,5 m² plaat per m² kas gebruikt wordt kan het kasklimaat in de hand gehouden worden. De maximale kasluchttemperatuur is dan 34,2 °C en gedurende 3530 uur is de relatieve vochtigheid hoger dan 90%. In deze situatie is het

benodigde nuttige ventilatorvermogen 4 W per m² kas.

Dit onderzoek heeft aangetoond dat het technisch mogelijk is om met indirecte verdampingskoeling een gesloten kas te koelen. Het ontvochtigen is moeilijker omdat de IVK bij hoge debieten relatief minder latente warmte afvoert. Indirecte verdampingskoeling kan een verbetering betekenen voor de klimaatbeheersing omdat het de mogelijkheid biedt de temperatuur onder een gewenst maximum te houden. Voordat de IVK in de praktijk gebruikt kan worden moeten een aantal problemen worden opgelost. Zo neemt de IVK veel ruimte in en verbruikt veel energie en water.

Het lijkt mogelijk om de prestaties van het huidige prototype te verbeteren. Het IVK volume kan worden gereduceerd door met een kleinere plaatafstand te werken. Het verlengen van de platen en het gebruiken van (bestaand) plaatmateriaal dat goed bevochtigbaar is zal het enthalpierendement verhogen. Met een meer aerodynamisch ontwerp kan de drukval over de IVK worden verlaagd.

1 Inleiding

De glastuinbouw verbruikt veel energie, vooral in de vorm van aardgas om de kassen te verwarmen. Ook belast de sector het milieu: onder andere door uitstoot van CO₂ en van gewasbeschermingsmiddelen. In verband met deze milieubelasting komt er steeds meer aandacht voor gesloten bedrijfssystemen waaruit geen ongecontroleerde uitstoot (of emissie) plaatsvindt. In dit kader wordt er onderzoek gedaan naar de mogelijkheden van gesloten kassen. Deze kassen zullen zonder luchtramen worden uitgevoerd om het ongecontroleerd ontsnappen van stoffen naar de atmosfeer tegen te gaan.

De gesloten kas zal op een aantal punten afwijken van een conventionele kas. Zo zal de constructie mogelijk eenvoudiger en beter lichtdoorlatend zijn. Ook biedt de gesloten kas betere mogelijkheden om biologische bestrijding toe te passen en het CO₂-niveau te beheersen. Door het weglaten van de luchtramen zal echter het gebruik van natuurlijke ventilatie om het kasklimaat te beheersen verdwijnen. Er zal dan een andere methode gebruikt moeten worden om het klimaat te beheersen. Enkele opties om dit probleem op te lossen werden in het project 'Ontwerp van klimaatbeheersings-apparatuur voor gesloten kassystemen' onderzocht¹.

In het kader van dit project is experimenteel onderzoek aan indirecte verdampingskoeling gedaan dat in dit rapport beschreven wordt. Een eerste doel van dit onderzoek was inzicht te krijgen in de technische eigenschappen van deze (voor Nederland nieuwe) koelmethode. Uiteindelijk was het doel om vast te stellen of indirecte verdampingskoeling te gebruiken is om het zomerklimaat in de gesloten kas te beheersen. Er moet dan warmte (afkomstig van zonnestraling) en waterdamp (door de gewasverdamping) uit de kaslucht worden afgevoerd. Het onderzoek is experimenteel van aard: er is een prototype indirecte verdampingskoeler (IVK) gebouwd en deze is doorgemeten in een voor dat doel gebouwde testopstelling. De hoeveelheden afgevoerde warmte en waterdamp zijn bepaald. Daaruit kon worden afgeleid wat het energieverbruik en de afmetingen van zo'n koeler bij toepassing in de praktijk zullen zijn. Ook kwamen gegevens over de prestaties van de IVK beschikbaar waarmee de effecten ervan op het kasklimaat in een computermodel gesimuleerd konden worden.

In dit rapport zal eerst, in hoofdstuk twee, een overzicht worden gegeven van de bestaande kennis over indirecte verdampingskoeling. Tevens wordt daar ingegaan op het ontwerp van de prototype IVK die voor dit onderzoek gebruikt is. In hoofdstuk drie worden meetopstelling en meetprocedure beschreven en de benodigde theorie behandeld. In hoofdstuk vier worden de resultaten gepresenteerd, die vervolgens in hoofdstuk vijf worden bediscussieerd. Tenslotte worden in hoofdstuk zes conclusies getrokken en aanbevelingen gedaan.

¹ Dit onderzoek werd mede gefinancierd door Novem en het Onderzoekprogramma Gesloten Bedrijfssystemen van het ministerie van LNV en werd uitgevoerd bij IMAG-DLO.

2 Indirecte verdampingskoeling

2.1 Historisch en technisch overzicht

2.1.1 Geschiedenis

Indirecte verdampingskoeling is een variant op de gewone verdampings- of adiabatische koeling. Daarbij verdampt water in de lucht waardoor de vochtigheid toeneemt en de temperatuur daalt. Een in de tuinbouw bekend voorbeeld hiervan is het 'fan-and-pad' systeem waarbij de ventilatielucht door een vochtig matras wordt geblazen. De koeltoren is een ander voorbeeld van adiabatische koeling.

Wanneer adiabatisch gekoelde lucht of water in een warmtewisselaar een tweede luchtstroom gaat koelen spreekt men van indirecte verdampingskoeling. Hierbij wordt deze tweede luchtstroom niet bevochtigd.

De geschiedenis van indirecte verdampingskoeling gaat terug tot het begin van deze eeuw en Watt (1986) geeft daarvan een uitgebreid overzicht. In 1929 werden in Arizona en Californië de eerste experimenten gedaan. Nadat Oscar Palmer als eerste indirecte verdampingskoelers (afgekort IVK's) ging produceren onder de naam 'Sno-Breeze' verschenen er binnen enkele jaren duizenden in huizen, kantoren, opslagplaatsen, winkels en hotels. Nog voor 1950 waren er al diverse uitvoeringsvormen van indirecte verdampingskoeling verschenen. Palmer produceerde een combinatie van een koeltoren met een warmtewisselende radiator. Anderen gebruikten platen-warmtewisselaars of warmtewielen.

Vervuiling en kalkaanslag waren vaak optredende problemen, veroorzaakt door de hoge concentratie mineralen in het water als gevolg van het verdampen. Omdat water in die streken erg schaars was kon het niet vaker worden ververst. Ook vervuiling door stof in de lucht ('stofstormen') maakte jaarlijks reinigen nodig. De apparaten waren erg duur, de 'Sno-Breeze' kostte bijvoorbeeld US\$ 2000 (onder andere omdat er koper in verwerkt was) plus US\$ 1000 per jaar aan onderhoud.

2.1.2 Technieken

Het gebruik van indirecte verdampingskoeling, al dan niet in combinatie met directe (gewone) verdampingskoeling beperkt zich tot toepassingen als comfortkoeling in streken waar een droog klimaat heerst. De tegenwoordig op de markt verkrijgbare IVK's zijn lucht-lucht warmtewisselaars. Men noemt daarbij de luchtstroom die adiabatisch gekoeld wordt de secundaire en de luchtstroom die indirect gekoeld wordt de primaire. Er zijn IVK-uitvoeringen met platen waarbij de bevochtiging aan de secundaire zijde plaatsvindt door het sproeien van water in de lucht of het verdelen van het water direct op het plaatoppervlak. Andere IVK's bestaan uit een verzameling buizen, bevochtigd aan de buitenzijde. De Amerikaanse Arvin MasterCool is een IVK die uit polystyreen platen bestaat. Het plaatoppervlak aan de secundaire zijde is zeer goed bevochtigbaar gemaakt door het electrostatisch aanbrengen van zeer korte fijne draadjes ('flocking'). Door de capillaire krachten vormt zich een waterfilm in plaats van straaltjes of druppels. Een voorbeeld van een IVK die uit een verzameling buizen is opgebouwd is de Vari-Cool. Terwijl

de te koelen primaire lucht door de polystyreen buizen stroomt, koelt de secundaire luchtstroom de bevochtigde buitenzijde. De buizen zijn omwonden met synthetische kous waarop een waterfilm gevormd wordt.

2.1.3 Onderzoek

Pas nadat er allerlei typen IVK's verschenen waren, werd er voor het eerst gericht onderzoek aan gedaan. Watt onderzocht in 1952 en 1953 een IVK gebaseerd op een platen-warmtewisselaar (Watt, 1986). Dit apparaat was in 1936 geïnstalleerd en werkte in 1952 nog steeds. Het had een warmtewisselend oppervlak van 1858 vierkante meter en een koelvermogen van 211 kW. Onderzoek bij het CSIRO in Australië door Pescod (1974, 1979) betrof onder andere nieuwe materialen. Daar werd een IVK ontwikkeld van PVC-platen voorzien van uitstulpingen. Deze hielden de platen op afstand van elkaar (enkele millimeters) en zorgden tevens voor een meer turbulente stroming waardoor de warmteoverdracht verbeterde. Bij een totaal plaatoppervlak van 182 vierkante meter verwachtte men een koelvermogen van 6,28 kW. De Australiërs MacLaine-Cross en Banks (1981) publiceerden een theoretische studie waarin het verband werd berekend tussen de IVK-prestaties in bevochtigde en droge toestand. Ook bestudeerden zij de invloed van de hoeveelheid bevochtigingswater op het functioneren. In India verrichtten Sukhwal *et al.* (1983) experimenteel onderzoek naar de invloed van de lucht- en waterdebieten op de prestaties. Ander experimenteel werk werd verricht in Bulgarije door Stoitchkov en Dimov (1985). Zij onderzochten de warmte- en stofoverdracht en drukval bij een IVK gemaakt van PVC-platen. Onderzoek in Zuid-Afrika door Erens en Dreyer (1993) betrof het ontwikkelen van een simulatiemodel om de prestaties van een IVK te berekenen. Het meeste IVK werk is gedaan voor toepassingen als comfortkoeling in warme, droge klimaten. Condensatie in de primaire luchtstroom van een IVK is, voor zover bekend, nog nergens anders in de literatuur beschreven. Wel is er onderzoek gedaan aan condenserende luchtstroom in andersoortige (water-lucht) warmtewisselaars. Guillory en McQuiston (1973), Helmer (1974) en Tree en Helmer (1976) onderzochten de condenserende luchtstroom tussen twee vlakke platen. Idem en Goldschmidt (1989) onderzochten de condenserende luchtstroom in een warmtewisselaar met gevinde buizen. De belangrijkste gegevens van de vermelde onderzoeken aan IVK en aan condenserende luchtstromen worden in appendix B vermeld. Behalve deze op de techniek gerichte onderzoeken zijn er ook publikaties die de economie van indirecte verdampingskoeling, soms in combinatie met directe verdampingskoeling, behandelen. Deze worden in dit rapport niet verder besproken. Een indirecte verdampingskoeler waarbij de luchtcondities zodanig zijn dat waterdamp condenseert blijkt nog niet eerder onderzocht te zijn. Dat is dan ook het belangrijkste nieuwe aspect in het huidige onderzoek.

2.2 Toepassing in gesloten kas

2.2.1 Algemeen

Er zijn drie hoofdredenen om indirecte verdampingskoeling te beschouwen als optie voor het koelen van een gesloten kas:

- Kosten. Indirecte verdampingskoeling is goedkoper dan mechanische koeling (Knies, 1992), hoewel het waarschijnlijk duurder is dan directe verdampingskoeling of een gewone warmtewisselaar;
- Ontvochtiging. Indirecte verdampingskoeling is waarschijnlijk in staat de kaslucht te ontvochtigen terwijl gewone verdampingskoeling de lucht juist bevochtigt;
- Prestaties. Indirecte verdampingskoeling onttrekt naar verwachting meer warmte (per vierkante meter koeloppervlak) aan de kaslucht dan een gewone droge warmtewisselaar (De Jong *et al.*, 1992). Er zal ongeveer evenveel warmte onttrokken worden als bij directe verdampingskoeling gebeurt.

De configuratie van een indirecte verdampingskoeler in een gesloten kas is in figuur 2.1 schematisch weergegeven. Bij toepassing van IVK in een gesloten kas bestaat de primaire (te koelen) luchtstroom uit kaslucht. De secundaire (adiabatisch gekoelde) luchtstroom is buitenlucht. De afgekoelde kaslucht wordt teruggevoerd in de kas waarvoor een luchtverdelingssysteem nodig is. De buitenlucht wordt teruggevoerd naar buiten. De IVK kan uitgevoerd worden als een grote eenheid centraal in de kas of een aantal kleinere eenheden, decentraal verspreid in de kas. Knies (1992) berekende dat de decentrale variant goedkoper is.

Gezien de hoge luchtvochtigheid zal naar verwachting waterdamp uit de kaslucht in de IVK condenseren. De kaslucht wordt dus niet alleen gekoeld maar ook ontvochtigd. Dit ontvochtigen is belangrijk omdat er continu vocht in de kaslucht wordt toegevoerd als gevolg van gewasverdamping. Dit vocht zal, in een gesloten bedrijfssysteem, uit de lucht verwijderd moeten worden.

2.2.2 Ontwerpeisen

De IVK zal aan een aantal eisen, de ontwerpeisen, moeten voldoen om het in een gesloten kas te kunnen gebruiken. De zogenaamde ontwerpcondities representeren de meest ongunstige omstandigheden waaronder de IVK nog moet kunnen werken. Voor de kaslucht is de ontwerpconditie 30 °C en 90 %RV. Dit moet worden gezien als de maximale temperatuur en relatieve vochtigheid die we in de kas toe willen laten. Voor de buitenlucht is de ontwerpconditie 28 °C en 60 %RV. De natte-boltemperatuur die hierbij hoort, 22 °C, is een maximum dat in Nederland hooguit enkele uren per jaar voorkomt. Dit is gebaseerd op weergegevens per uur van het KNMI meetstation te de Bilt uit de jaren 1951 t/m 1960, 1989 en 1990.

De hoeveelheid warmte die onder deze omstandigheden afgevoerd moet worden wordt bepaald door de instraling I van de zon en transmissie τ van het kasdek. Voor de instraling wordt een waarde van 880 W/m², dat is een maximum voor Nederland, aangehouden. Voor de transmissie van het kasdek, waarin ook rekening is gehouden met de constructie die licht onderschept wordt $\tau = 0,68$ aangenomen. Deze waarde geldt voor de huidige generatie kassen. De af te voeren hoeveelheid is het produkt van zoninstraling en transmissie en wordt ongeveer 600 W/m².

De ingestraalde warmte wordt in de kas voor een deel omgezet in latente warmte omdat het gewas water verdampt. Een vuistregel is dat 1/3 deel van de ingestraalde warmte in voelbare warmte en 2/3 deel in latente warmte wordt omgezet. De IVK zal de warmte ook in deze verhouding aan de lucht moeten onttrekken om zowel de temperatuur als de luchtvochtigheid in de kas te handhaven.

De IVK kan ook geëvalueerd worden aan de hand van de prestaties over een heel jaar.

Dit kan met het DESSIM90 simulatiemodel voor het kasklimaat dat op IMAG-DLO ontwikkeld is (Breuer en Van de Braak, 1994a). De weergegevens die daarbij gebruikt worden representeren een 'gemiddeld' jaar en zijn gebaseerd op metingen uit de periode 1971-1980. Dit 'gemiddelde' jaar wordt aangeduid als het SEL referentiejaar (Breuer et al., 1991).

Het ventilatiedebiet is de hoeveelheid ververste lucht per uur per vierkante meter kas. De eis die gesteld wordt is dat dit debiet maximaal $100 \text{ m}^3/\text{m}^2\text{h}$ mag zijn. Dit is in overeenstemming met ventilatiedebieten die in de praktijk voorkomen (Van de Braak en Breuer, 1991).

2.3 Prototype

Bij het ontwerp van de prototype-IVK is van twee principes uitgegaan:

- kruisstroom configuratie. De IVK wordt opgebouwd uit platen waarlangs de kaslucht horizontaal en de buitenlucht verticaal stroomt. Met deze configuratie is het eenvoudiger om de luchtstromen gescheiden te houden dan bij een tegenstroom configuratie;
- plaatbevochtiging. Het bevochtigingswater verdampt vanaf de platen en niet (zoals het geval is bij vernevelen) in de lucht. Het thermisch contact met de platen is daardoor beter en dit zal naar verwachting ook de prestaties ten goede komen.

2.3.1 Bevochtigingstests

Om een goed werkende IVK te krijgen is het belangrijk dat het plaatoppervlak aan de secundaire zijde goed bevochtigd wordt. Watt (1986) noemt incomplete bevochtiging een probleem dat de prestaties van een IVK vermindert. Daarom is aan het begin van dit onderzoek gezocht naar een geschikte bevochtigingsmethode. Achtereenvolgens worden daarvan nu de theoretische achtergronden, testresultaten en uiteindelijke keuze besproken.

De fysische verschijnselen die bij het bevochtigen van een IVK-plaat een rol spelen zijn oppervlaktespanning, capillaire werking en stroming. Oppervlaktespanning manifesteert zich op het grensvlak tussen twee media, in dit geval water en lucht. Watermoleculen die zich aan het oppervlak bevinden worden door de omringende watermoleculen aangetrokken (cohesie); dit is er de oorzaak van dat water druppels vormt. Wanneer er een derde medium, in dit geval het plaatmateriaal, in het spel komt bepalen de onderlinge oppervlaktespanningen de hoek waaronder de druppel de plaat raakt (de contacthoek). Op een hydrofoob (waterafstotend) materiaal zullen druppels de vorm van bolletjes hebben, terwijl ze op een hydrofiel (waterminnend) materiaal veel platter worden. Capillaire werking treedt op in buisjes wanneer deze dun genoeg zijn. Afhankelijk van de diameter van het buisje en de oppervlaktespanning klimt water daarin omhoog. Dit effect treedt ook op in weefsels waar de capillaire werking optreedt in de ruimte tussen de vezels. De capillaire werking hangt dus af van de structuur van het materiaal. Wanneer een hygroscopisch materiaal op een plaats bevochtigd wordt zal het water zich vanzelf binnen het materiaal gaan verspreiden.

Tenslotte hebben de stromingseigenschappen een belangrijke invloed op de bevochti-

ging van een plaat. Zo kan de luchtstroming langs een bevochtigde plaat druppels wegblazen of golfjes veroorzaken op een waterfilm. Het debiet van het bevochtigingswater en de wrijvingsweerstand met de plaat beïnvloeden de dikte van de waterfilm en de snelheid waarmee deze naar beneden stroomt.

Het doel van de uitgevoerde bevochtigingstests was het vinden van een methode om een plaatmateriaal over het gehele oppervlak door een waterfilm te bevochtigen. Om deze tests uit te voeren is een kleine opstelling gebouwd die in figuur 2.2 is weergegeven. Om de luchtstroom in de IVK te simuleren is er een ventilator gebruikt waarbij de maximale luchtsnelheid 5 m/s was.

De volgende zes bevochtigingsmethoden zijn getest:

- aluminium plaat die ontvet is;
- aluminium plaat die ingewreven is met zeep;
- kunststof plaat die voorzien is van opgeruwde coating;
- aluminium plaat die voorzien is van kunststof- of metaalgaas;
- kunststof plaat die voorzien is van verticale groeven;
- aluminium plaat die voorzien is van katoendoek.

Op de ontvette aluminium plaat vormden zich waterstralen die in druppels overgingen. Op de met zeep ingewreven plaat waren de stralen platter en breder door de lagere oppervlaktespanning. Ook op de plaat met opgeruwde coating is de oppervlaktespanning lager. Maar omdat bij de eerste drie alternatieven geen sprake is van hygroscopie ontstaan er droge plaatsen op de plaat. Bij de platen met gaas vormen zich brede stralen tussen de plaat en het gaas. Het is zelfs mogelijk om het gehele oppervlak van de plaat te bevochtigen maar dan moeten de stralen met de hand uitgewreven worden. Bij de plaat met verticale groeven is de bevochtiging egaal. Het vereiste bevochtigingsdebiet ligt hier echter hoog.

De methode met de beste resultaten bleek het aanbrengen van katoendoek op de plaat te zijn. Door het doek uit te koken verdwijnen de van nature aanwezige oliën en wordt het zeer hygroscopisch. Uiteindelijk werd het water verdeeld door een slangetje van 4 millimeter diameter met gaatjes van 0,7 millimeter op een onderlinge afstand van ongeveer 8 centimeter te gebruiken.

2.3.2 Ontwerp

2.3.2.1 Aspecten algemeen

Bij het ontwerpen van een IVK zijn diverse aspecten, zoals de eigenschappen van de componenten en het functioneren van het apparaat van belang. Uitgaand van een vlakke-platen IVK in kruisstroom configuratie gaat het om de volgende eigenschappen:

- mechanische eigenschappen van het plaatmateriaal. De bewerkbaarheid van het materiaal (boren, lassen, lijmen) is van belang bij het bouwen van een IVK. De sterkte en soortelijke massa zijn van invloed op hoe de IVK geconstrueerd moet worden. De IVK moet luchtdicht zijn, dus naden waar de plaat aan andere constructiedelen gemonteerd wordt moeten worden afgedicht;
- gebruikseigenschappen. Door stof uit de lucht en door het neerslaan van mineralen uit het water (de in hoofdstuk 2.1 genoemde verkalking) vervuult het plaatoppervlak. De oplossingen voor dit probleem hebben hun prijs: filteren van de lucht kost extra venti-

- latorenergie en meer bevochtigingswater spuien verhoogt het waterverbruik;
- milieutechnische eigenschappen. Zowel bij de produktie als tijdens het gebruik van de IVK moet gelet worden op het gebruik van energie en milieu-onvriendelijke stoffen. Verder zijn duurzaamheid en eventueel hergebruik (van de onderdelen) van belang.
- kosten. Voor aankoop en onderhoud van de IVK en kosten van water en elektriciteit;
- prestaties. De prestaties (bijvoorbeeld het rendement) hangen af van de bevochtiging van de platen en de warmteoverdracht (die op zijn beurt weer van de stroming afhangt);
- thermische eigenschappen van het plaatmateriaal. De warmtegeleidingscoëfficiënt is meestal niet zo belangrijk omdat deze te verwaarlozen is ten opzichte van de warmteoverdrachtscoëfficiënten tussen lucht en plaat.
- afmetingen.

2.3.2.2 Aspecten prototype

Voor de prototype IVK in het huidige onderzoek zijn de eisen aangepast omdat het niet ging om het ontwikkelen van een produktierijp apparaat. Op de gebruiks- en milieu-eigenschappen is daarom minder acht geslagen. Wel was er bij het ontwerp van het prototype sprake van aanvullende eisen: eenvoud, flexibiliteit en toegankelijkheid.

Met eenvoud wordt bedoeld dat voor iedere functie (zoals warmtewisselend oppervlak, bevochtiging, afstandhouder) een apart onderdeel wordt gebruikt. Zo had het de voorkeur om het water te verdelen met een aparte slang, boven het gebruiken van in de plaat geïntegreerde kanaaltjes. Bij disfunctioneren van een onderdeel hoeft dan niet het hele apparaat opnieuw gemaakt te worden maar kan met het vervangen van dat onderdeel volstaan worden.

Flexibiliteit betekent dat de opbouw van de IVK zonder al te veel moeite te wijzigen is. Omdat de afmetingen en plaatafstanden het functioneren beïnvloeden is het goed om deze in de experimenten te kunnen veranderen.

De toegankelijkheid is nodig omdat er in en om de IVK geëxperimenteerd wordt en de meetsensoren gemakkelijk bereikbaar moeten zijn.

2.3.2.3 Uitvoering

De kern van de prototype IVK wordt gevormd door platen, voorzien van katoendoek, die worden bevochtigd door een slangetje dat het water verdeelt (Zie figuur 2.3). Verder wordt uitgegaan van een kruisstroom-configuratie waarbij de buitenlucht verticaal van boven naar beneden, en de kaslucht in horizontale richting stroomt.

De opbouw van de IVK wordt getoond in figuur 2.4. Omdat polycarbonaat onder invloed van het bevochtigingswater bleek krom te trekken, is gekozen voor aluminium platen (met afmetingen van 50 bij 50 centimeter en een dikte van 0,5 millimeter). Als afstandhouder tussen de platen is gekozen voor zacht PVC strips van 5 millimeter dik. Omdat dit materiaal enigszins samendrukbaar is kan het ook als afdichting werken. Voor het op afstand houden van de platen aan de kant waar de lucht de IVK in- en uitgaat zijn kunststof busjes gebruikt (ook 5 millimeter hoog). Het wijzigen van de plaatafstand werd mogelijk door het aantal busjes en afstandhouders tussen de platen aan te passen; dit kon dus in stappen van 5 millimeter.

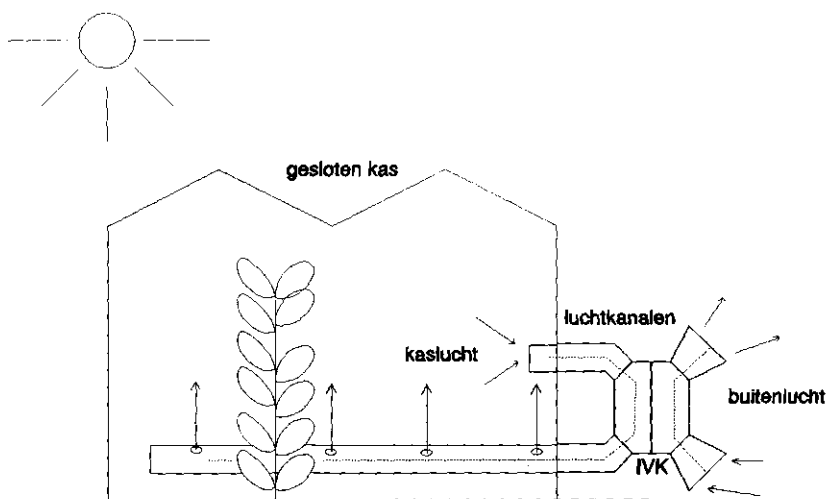
De platen en strips zijn voorzien van corresponderende gaten. Draadeinden door deze gaten houden een aantal platen, het platenpakket, bijeen. De buitenste aluminium platen, de sluitplaten, zijn 2 millimeter dik. Daarop komt tenslotte een frame van stalen hoekprofielen dat de IVK stevigheid geeft en tevens mogelijkheden biedt om de luchtkanalen te bevestigen.

De IVK rust op een frame, gemaakt van stalen kokerbalk (zie figuur 2.5). Op de vier toegangen tot de IVK (kas- en buitenlucht, in en uit) zijn meetramen bevestigd, vervaardigd uit stalen U-profielen. In deze meetramen zijn rekjes geplaatst om temperatuur- en vochtigheidssensoren te bevestigen. Er zijn aansluitpijpjes in gemaakt om de luchtdruk te kunnen meten en om het bevochtigingswater door te voeren. De naden tussen IVK, frame en meetramen zijn gedicht met compri-band. Aan de andere zijde van de meetramen worden de verloopstukken naar de luchttoevoerslangen bevestigd.

2.3.2.4 Evaluatie

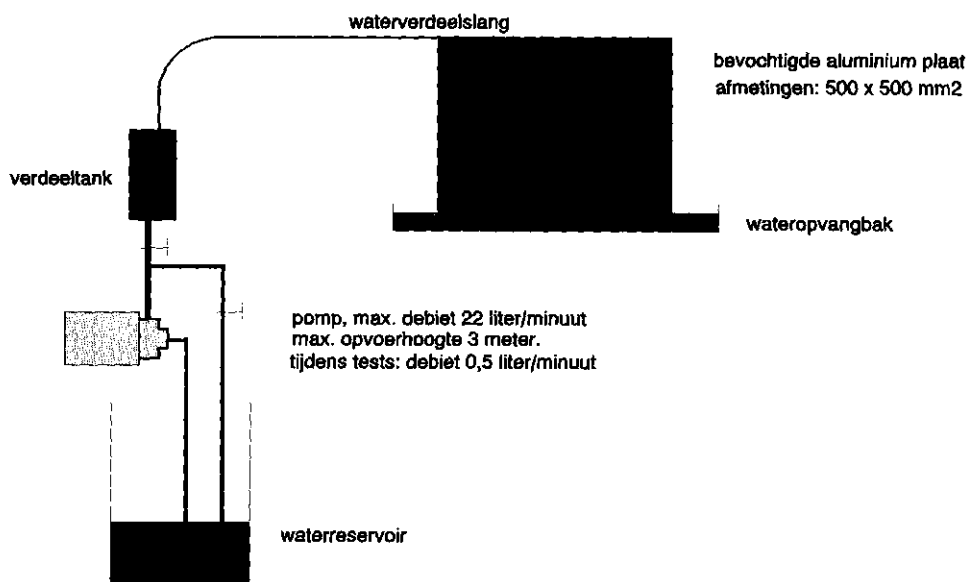
Vooruitlopend op de resultaten kan het volgende over het functioneren van het prototype gezegd worden. De opstelling is in totaal 140 uur in bedrijf geweest, tijdens allerlei metingen. Daarvan was de IVK naar schatting tussen de 70 en 80% van de tijd bevochtigd. Het bevochtigingswater werd gespuid: voor iedere liter water (gewoon leidingwater) die werd rondgepompt werden er enkele deciliter gebruikt water afgevoerd en vervangen door vers water. Na de metingen is er geen zichtbare of merkbare vervuiling of verkalking opgetreden; noch aan de buiten-, noch aan de kasluchtkant.

Met rookproeven is geconstateerd dat sommige naden niet geheel luchtdicht waren afgesloten. De hoeveelheid lucht die vanuit de IVK naar buiten lekte was echter gering ten opzichte van het totale luchtdebiet door de IVK. Ook was er sprake van lek van water uit de IVK in een hoeveelheid die klein was ten opzichte van de hoeveelheden condensend en verdampend water, enkele druppels per minuut. Dit lekwater veroorzaakte wel wat corrosie aan het frame waar de IVK op rustte. Ook bleek uit controlemetingen van de waterhoeveelheden dat er condenswater van de kasluchtzijde naar de buitenluchtzijde lekte. Dit heeft geen merkbare invloed op de metingen gehad.



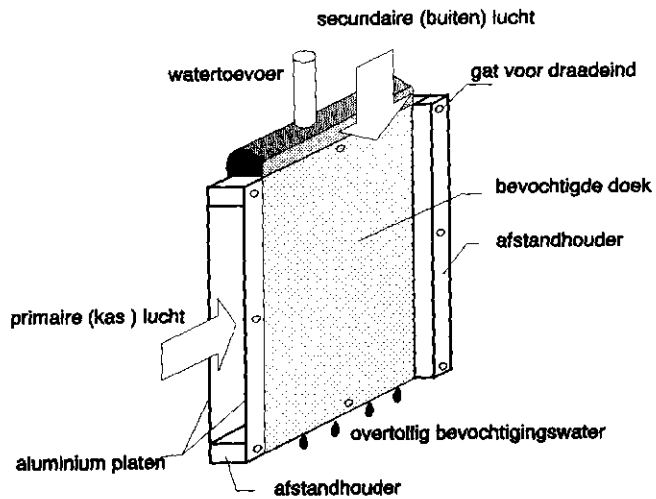
Figuur 2.1 Schematische weergave van een gesloten kas met indirecte verdampingskoeler en luchtkanalen.

Figure 2.1 Schematic of a closed greenhouse with indirect evaporative cooler (IVK) and airflows.



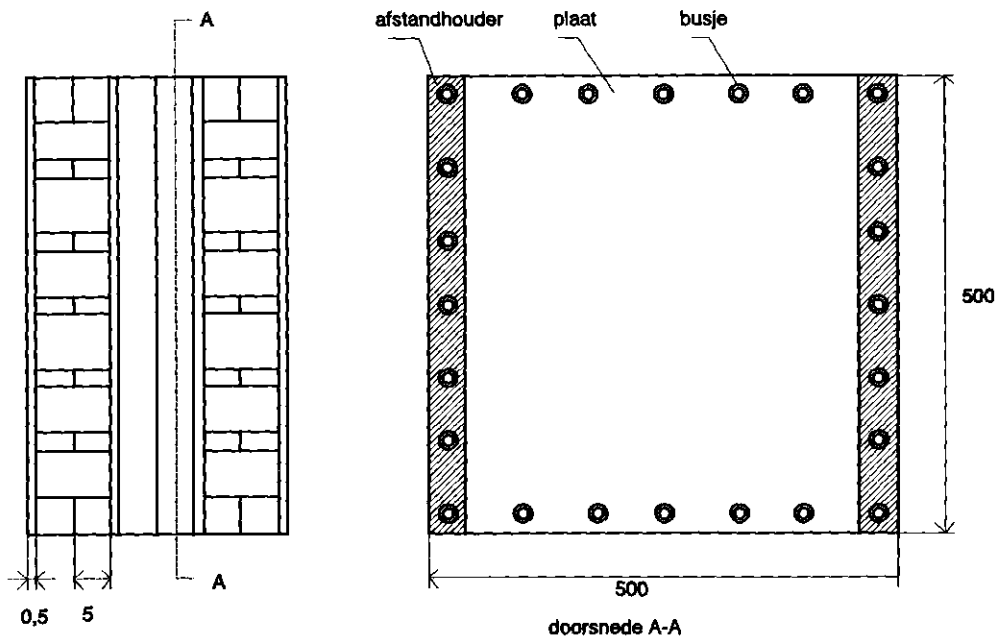
Figuur 2.2 Schematische weergave van de testopstelling om diverse bevochtigingsmethoden van plaatmateriaal te testen.

Figure 2.2 Schematic of the set-up to test several methods to wet plate-materials.



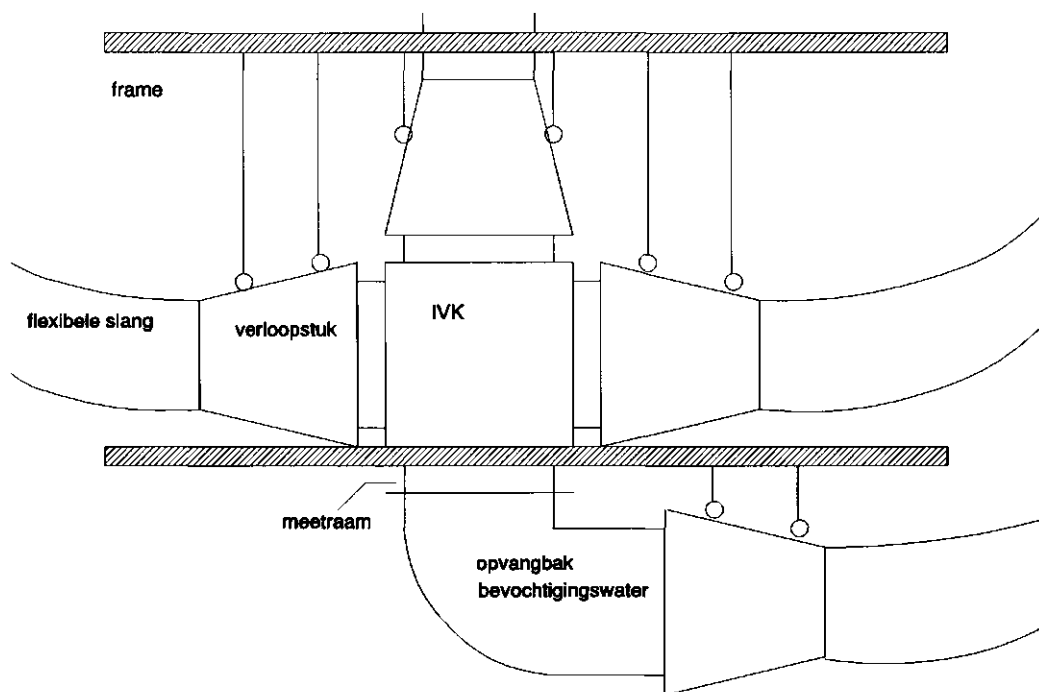
Figuur 2.3 Detail van het ontwerp van de prototype IVK. Twee van de zestien parallelle platen worden getoond.

Figure 2.3 Design-detail of the prototype indirect evaporative cooler. Two out of the sixteen parallel plates are shown.



Figuur 2.4 Zij-aanzicht en doorsnede van de prototype IVK (maten in millimeter).

Figure 2.4 Sideview and section of the prototype indirect evaporative cooler (measures in millimeter).



Figuur 2.5 De prototype IVK en de aangesloten luchtkanalen in de testopstelling.

Figure 2.5 Prototype indirect evaporative cooler in the test facility.

3 Materiaal en methode

3.1 Testopstelling

3.1.1 Inleiding

Om de prototype IVK te kunnen testen bij verschillende condities van primaire- en secundaire lucht werd een laboratoriumopstelling gebouwd. Deze testopstelling (schematisch getoond in figuur 3.2) genereerde twee luchtstromen (buiten- en kaslucht) van instelbare temperatuur en luchtvochtigheid. Het luchtdebiet kon gevarieerd worden tot een maximum van 4000 m³/h per luchtstroom.

De testopstelling was voorzien van een meetsysteem voor luchttemperatuur, relatieve vochtigheid, luchtdebiet, drukverschil, plaattemperatuur en waterhoeveelheid. Na data-verwerking volgden uit deze meetgegevens de prestaties van de IVK zoals de warmte- en stofoverdrachtscoëfficiënten, het rendement en de invloed daarop van het luchtdebiet en de afstand tussen de IVK-platen.

Behalve voor de huidige toepassing is deze testopstelling ook geschikt voor het testen en doormeten van soortgelijke apparatuur, zoals componenten van airconditioning installaties.

3.1.2 Luchtbehandelingskasten

In de testopstelling werd door twee luchtbehandelingskasten (LBK's; apparatuur die gebruikt wordt in airconditioning installaties in kantoorgebouwen) kas- en buitenlucht gegenereerd. De kern van deze LBK's werd gevormd door achtereenvolgens een luchtverwarmer, een bevochtiger en nog een verwarmer. Het regelen van de gewenste luchtcondities gebeurde door een regelaar die relatieve vochtigheid en temperatuur van de lucht aan de uitgang van de LBK mat en op basis daarvan de beide verwarmers aanstuurde. De variaties in de luchtcondities waren ongeveer 1 °C en 3 %RV boven en onder het setpoint. De periode van de schommelingen lag tussen de 10 en 30 minuten en was van luchtcondities en debiet afhankelijk.

Vanaf de LBK's stroomde de lucht via flexibele slangen naar de IVK. Daarna werd de lucht naverwarmd en uiteindelijk afgeblazen of terug naar de LBK-inlaat gevoerd. Aan de uitgang van de LBK voor de kaslucht bestond de mogelijkheid om de lucht via een bypass-leiding direkt terug naar de ingang te voeren. Dit werd gebruikt wanneer er zeer warme en vochtige lucht nodig was, maar het beperkte het maximale luchtdebiet. Enkele gegevens van de LBK's worden in tabel 3.1 vermeld.

Tabel 3.1 Prestaties van de luchtbehandelingskasten in de testopstelling.

Table 3.1 Performance data of the test-facility.

maximaal debiet Q waarbij gemeten is	1200 m ³ /h
ingestelde temperaturen buitenlucht	25 - 34 °C
ingestelde relatieve vochtigheden buitenlucht	20 - 62 %RV
meest vochtige kaslucht bij Q=750 m ³ /h	30 °C; 90 %RV
meest vochtige kaslucht bij Q=210 m ³ /h	31 °C; 90 %RV of 35 °C; 60 %RV

3.1.3 Meetsysteem

Figuur 3.1 toont een blokschema van het meetsysteem. De signalen van de meetsensoren werden bemonsterd en opgeslagen door twee dataloggers. Het meetsysteem werd door middel van een softwarepakket op een PC aangestuurd.

In figuur 3.2 is aangegeven op welke posities de meetsensoren geplaatst waren. De temperaturen (van lucht en plaat) werden met type-K thermokoppels gemeten. Alle koppels (30 stuks) waren aangesloten op een logger die in een thermisch geïsoleerde kist geplaatst was. Een ijking bij TFDL-DLO heeft de toe te passen temperatuurcorrectie (afhankelijk van het kanaal tussen 0,26 en 1,16 °C) opgeleverd. De precisie in het meten van temperaturen was $\pm 0,15$ °C voor absolute- en $\pm 0,10$ °C voor verschiltemperaturen. De luchttemperaturen werden gemeten vlak voor de ingang van de IVK (ingangstemperaturen) en in de flexibele slang achter de IVK, voor de naverwarmers (uitgangstemperatuur). Dit laatste gebeurde omdat de luchttemperatuur vlak achter de IVK niet homogeen was, maar verderop in de flexibele slang (door menging) wel. De thermokoppels voor de plaattemperatuur waren bevestigd tussen de plaat en de katoendoek. De posities van de thermokoppels zijn in afbeelding 3.3 weergegeven.

Om de debieten van kas- en buitenlucht te meten zijn turbinerad-anemometers geplaatst in de kanalen achter de IVK. Een ijking bij TFDL-DLO heeft het verband tussen luchtsnelheid en omwentelingsfrequentie opgeleverd. Om een nauwkeurige debietmeting te verkrijgen is het snelheidsprofiel in de debietmeetbuis met een Pitotbuis doorgemeten. Dit heeft geresulteerd in relaties tussen luchtdebiet en de omwentelingsfrequentie van de anemometer.

Drukommvormers werden gebruikt om de dynamische druk van de Pitotbuizen en het drukverschil over de IVK te meten. De opgegeven nauwkeurigheid van de omvormers was $\pm 0,25\%$ (volle schaal) in druk wat overeenkwam met $\pm 0,5\%$ in luchtsnelheid. Deze precisie werd bevestigd na controle van de drukommvormers met een micromanometer. Het bevochtigingsdebiet werd gemeten met een vloeistofmeter met een bereik van 0,15-4,5 l/min en een precisie van 10%.

De relatieve vochtigheden werden gemeten met RV-sensoren. De precisie was afhankelijk van de temperatuur en bedroeg 1 tot 3 %RV. De precisie van de RV-meting had grote invloed op de precisie van de totale meting. Daarom zijn de sensoren in de testopstelling gecontroleerd en werd er een correctie berekend. Dit gebeurde door te meten in gevallen zonder condensatie of verdamping. De absolute vochtigheden van de in- en uitgaande lucht waren dan gelijk. Het verschil tussen de gemeten RV en de werkelijke RV (de RV die hoorde bij de absolute vochtigheid) leverde de correctie op. Deze correctie was verschillend voor de vier RV-sensoren en bedroeg maximaal ongeveer 1% RV.

Een indicatie van de luchttemperatuur in de opstellingsruimte werd verkregen door het aflezen van een elektronische thermometer voor huishoudelijk gebruik. De barometerdruk tenslotte werd afgelezen op een terminal van het IMAG-DLO weerstation.

In de berekeningen (die verder in hoofdstuk 3.3 zullen worden beschreven) zijn correcties toegepast om systematische fouten in de eindresultaten te voorkomen. Eén correctie heeft betrekking op de lek van warmte door de flexibele slangen. Na het verlaten van de IVK stroomde de lucht door enkele meters slang alvorens temperatuur en relatieve vochtigheid gemeten werden. Hoewel de slang geïsoleerd was verdween er een hoeveelheid warmte naar de omgeving die niet verwaarloosd mocht worden. De temperatuurcorrectie kwam uit tussen 0 en 1 °C (afhankelijk van debiet en halluchttemperatuur). Een andere correctie houdt verband met het feit dat in de IVK waterdamp in de lucht kwam (door verdampen van het bevochtigingswater). De hoeveelheden (in kg/s) in- en uitgaande lucht waren daarom niet aan elkaar gelijk. Omdat de debietmeting de uitgaande luchthoeveelheid opleverde was er een correctie op de ingaande hoeveelheid nodig die opgenomen was in de verdere dataverwerking.

Om de betrouwbaarheid van de testopstelling als geheel te testen is gecontroleerd of de metingen aan de behoudswetten voldeden. Bij metingen aan een IVK in normaal bedrijf, dus met verdamping en condensatie, (en meetprocedure en dataverwerking als verderop beschreven) werd aan de behoudswet voor enthalpie voldaan. Hierbij werd niet alleen rekening gehouden met de enthalpie van beide luchtstromen, maar ook die van het bevochtigings- en condenswater. Een testmeting met 'droge' IVK, dus zonder verdamping of condensatie, bevestigde dat ook de voelbare warmtestromen goed werden gemeten. Ook de waterbalans, toegepast op water in zowel vloeibare als dampvorm, bleek te kloppen. Hierbij werd echter wel vastgesteld dat een deel van het condenswater terecht komt in de afvoer van het bevochtigingswater.

De algehele eindconclusie is dat de metingen betrouwbaar zijn. De meetfouten kunnen worden berekend met de in hoofdstuk 3.4 gegeven foutentheorie.

3.2 Meetprocedure

Een meting werd pas gestart wanneer de luchtcondities zich gestabiliseerd hadden, wat enkele tientallen minuten kon duren. Tijdens de meting werden gedurende opeenvolgende tijdsintervallen van 30 seconden van iedere te meten grootte samples genomen en daarna gemiddeld en opgeslagen. Omdat de luchtcondities varieerden moest er gedurende minimaal één periode gemeten worden. In de praktijk lag de meettijd tussen de 10 en 30 minuten en was vooral afhankelijk van het debiet. Deze meettijd werd op basis van het volgen van de luchtcondities en de variaties daarin bepaald.

De luchtcondities zijn ingesteld afhankelijk van het specifieke doel van de meting (zie hoofdstuk 4).

3.3 Dataverwerking

Om tot eindresultaten te komen werden de gemeten gegevens gemiddeld, gecontro-

leerd, omgerekend, gecorrigeerd en tenslotte gebruikt in de eindberekeningen. De dataloggers sampelden continu de meetsignalen, middelden deze gedurende perioden van 30 seconden en sloegen deze waarden op. Na afloop van de meting werden deze meetgegevens met een PC ingelezen. De verdere dataverwerking gebeurde in een spreadsheet. De data werd eerst gecontroleerd om te zien of er gedurende minimaal een periode van de schommelingen in de luchtcondities gemeten was. Daarna werden de meetgegevens nogmaals gemiddeld zodat gemiddelden over de totale meettijd overbleven.

Vervolgens werd de meetgegevens omgerekend naar fysische grootheden. Deze omrekeningen werden gebaseerd op de calibraties en ijkingen die in hoofdstuk 3.1 zijn beschreven.

Daarna werden de fysische grootheden gecorrigeerd, zoals dit in hoofdstuk 3.1 is beschreven. Tenslotte vond de berekening van de eindresultaten plaats volgens de formules uit hoofdstuk 3.4.

3.4 Theorie

3.4.1 Mollierdiagram

In het Mollierdiagram worden eigenschappen van vochtige lucht (zoals enthalpie, dichtheid, relatieve vochtigheid) gegeven als functie van de temperatuur T [°C] en de absolute vochtigheid x [kg/kg]. Om uit de metingen van de droge-boltemperatuur en de relatieve vochtigheid de luchteigenschappen te berekenen is gebruik gemaakt van de set formules samengesteld en beschreven door Ham (1984).

Er zijn vaste waarden voor de kinematische viscositeit ν [m²/s] en warmtegeleidingscoëfficiënt λ [W/mK] van lucht gebruikt. Theoretisch onderzoek van Kusada (1965) wijst uit dat voor relatieve vochtigheden tussen 0 en 100 %RV deze waarden met maximaal 0,4 % veranderen. De afhankelijkheid van de temperatuur is groter: 0,6 %/K voor ν en 0,3 %/K voor λ .

3.4.2 Enthalpie

De enthalpie h [J/kg] is de energie-inhoud van lucht en bestaat uit een deel sensibele warmte, evenredig met de temperatuur T , en een deel latente warmte, evenredig met de absolute luchtvochtigheid x :

$$h = C_{pl} T + C_{pl} x T + r x \quad (3.1)$$

Hierin is C_{pl} [J/kgK] de warmtecapaciteit van droge lucht, C_{pw} [J/kgK] de soortelijke warmte van waterdamp en r [J/kg] de verdampingswarmte van water.

Thermodynamisch gezien is de IVK een open systeem. Volgens de eerste hoofdwet van de thermodynamica blijft de totale hoeveelheid enthalpie in de IVK behouden indien aan drie voorwaarden voldaan wordt:

- de IVK wisselt geen warmte uit met de omgeving (is goed geïsoleerd);
- er wordt geen arbeid verricht op de lucht in de IVK;
- de potentiële en kinetische energie van de lucht veranderen niet.

De eerste hoofdwet in formulevorm:

$$(\sum Q \rho h)_i = (\sum Q \rho h)_u \quad (3.2)$$

Hierin is Q [m^3/s] het debiet en ρ [kg/m^3] de dichtheid.

Behalve de kas- of buitenlucht kunnen ook het bevochtigings- en condenswater enthalpie opnemen of afstaan in de IVK. De hoeveelheid enthalpie die in de IVK wordt opgenomen of afgestaan (door een lucht- of waterstroom) noemen we de enthalpiestroom q_h [W]. De benaming enthalpiestroom komt uit de airconditioningwereld; in feite is hier sprake van een gewone warmtestroom. De enthalpiestromen worden gedefinieerd volgens:

$$\begin{aligned} \text{kaslucht: } q_{hk} &= Q_k (\rho_{ku} h_{ku} - \rho_{ki} h_{ki}) \\ \text{buitenlucht: } q_{hb} &= Q_b (\rho_{bu} h_{bu} - \rho_{bi} h_{bi}) \\ \text{bevochtigingswater: } q_{hw} &= (Q_{wi} - Q_{\text{verdampt}}) \rho_w c_p T_{wu} - Q_{wi} \rho_w c_p T_{wi} \\ \text{condenswater: } q_{hc} &= Q_c \rho_w c_p T_{cu} \end{aligned} \quad (3.3)$$

De definitie is zó dat $q_h > 0$ wanneer er warmte wordt opgenomen.

De wet van enthalpiebehoud kan dan ook geschreven worden als:

$$q_{hk} + q_{hb} + q_{hw} + q_{hc} = 0 \quad (3.4)$$

De hoeveelheden gecondenseerd (Q_c) en verdampt (Q_v) water worden uit de gemeten luchtcondities berekend met:

$$\begin{aligned} Q_c &= Q_k (\rho_{ki} x_{ki} - \rho_{ku} x_{ku}) / \rho_w \\ Q_v &= Q_b (\rho_{bu} x_{bu} - \rho_{bi} x_{bi}) / \rho_w \end{aligned} \quad (3.5)$$

Het enthalpierendement η_H [-] is een maat voor het functioneren van de IVK. Het is de verhouding van de hoeveelheid uit de kaslucht verwijderde enthalpie en de maximaal mogelijk te verwijderen hoeveelheid:

$$\eta_H = \frac{(Q\rho)_k (h_{ki} - h_{ku})}{(Q\rho)_{\min} (h_{ki} - h_{bi})} \quad (3.6)$$

Hierin is het produkt $Q\rho$ de massastroom; onderschrift k staat voor kaslucht en $\min$ voor de laagste massastroom (kas- of buitenlucht). Bij het opstellen van deze formule is geen rekening gehouden met de enthalpie-opname door het condenswater.

3.4.3 Voelbare en latente warmteoverdracht

In de IVK wordt warmte overgedragen van de kaslucht via de plaat naar de buitenlucht. Om de overdracht van enthalpie te beschrijven moet dit worden uitgesplitst in overdracht van voelbare en latente warmte. De voelbare warmtestroom q_s [W] en de latente warmtestroom q_l [W] die de lucht in de IVK opneemt of afstaat volgen uit de metingen volgens:

$$\begin{aligned} \text{voelbaar: } q_s &= Q (\rho_i (C_{pi} + C_{pw} x_i) T_i - \rho_u (C_{pu} + C_{pw} x_u) T_u), \\ \text{latent: } q_l &= Qr (\rho_u x_u - \rho_i x_i). \end{aligned} \quad (3.7)$$

De warmte-overdracht van lucht naar plaat wordt gekarakteriseerd door de warmte-overdrachtscoëfficiënt α [W/m²K]; de stofoverdracht door de stofoverdrachtscoëfficiënt k [m/s]:

$$\begin{aligned} \text{warmteoverdracht: } \alpha &= \frac{q_s}{A (\Delta T)_{gem}} \\ \text{stofoverdracht: } k &= \frac{q_s}{A p r (\Delta x)_{gem}} \end{aligned} \quad (3.8)$$

Het temperatuurverschil $(\Delta T)_{gem}$ en het absolute-vochtigheidsverschil $(\Delta x)_{gem}$ worden berekend volgens:

$$\begin{aligned} (\Delta T)_{gem} &= (T_{lucht})_{gem} - (T_{plaat})_{gem} = \frac{T_{li} + T_{lu}}{2} - \frac{(T_{p1} + T_{p2} + T_{p3})/3 + T_{p4} + T_{p5} + T_{p6}}{4} \\ (\Delta x)_{gem} &= (x_{lucht})_{gem} - (x_{plaat})_{gem} = \frac{x_{li} + x_{lu}}{2} - \frac{(x_{p1} + x_{p2} + x_{p3})/3 + x_{p4} + x_{p5} + x_{p6}}{4} \end{aligned} \quad (3.9)$$

Hierin zijn T_{p1} tot en met T_{p6} de gemeten plaattemperaturen; De absolute vochtigheid van verzadigde lucht bij deze plaattemperaturen is x_{p1} tot en met x_{p6} . De middeling vindt op deze manier plaats omdat thermokoppels 1, 2 en 3 dicht bij elkaar geplaatst zijn. Omdat aluminium een hoge warmtegeleiding heeft wordt het temperatuurverschil tussen beide zijden van de plaat verwaarloosd.

3.4.4 Dimensieloze getallen

De warmte- en stofoverdracht hangen af van de soort stroming en de afmetingen en vorm van de IVK. Om verschillende metingen of apparaten onderling te vergelijken worden deze eigenschappen door dimensieloze getallen weergegeven. De bepalende grootheden voor de 'aard' van de stroming zijn de gemiddelde stroomsnelheid U [m/s] en de hydraulische diameter D [m], die in dit geval nagenoeg gelijk is aan de dubbele plaat-afstand: $D = 2s$. Het Reynoldsgetal Re is het dimensieloze getal dat de stroming karakteriseert:

$$Re = \frac{UD}{\nu} \quad (3.10)$$

In het geval van stroming tussen vlakke platen vindt theoretisch de overgang van laminaire naar turbulente stroming plaats bij $Re = 2300$.

Het Nusseltgetal Nu geeft de verhouding van het totale voelbare warmtetransport en het

voelbare warmtetransport door geleiding alleen. Analooq daaraan geeft het Sherwoodgetal Sh de verhouding van totaal stoftransport ten opzichte van dat door diffusie:

$$Nu = \frac{\alpha D}{\lambda} \quad , \quad (3.11)$$

$$Sh = \frac{kD}{D_{wl}}$$

waarin D_{wl} [m^2/s] de diffusiecoefficient van waterdamp in lucht is.

Nu en Sh kunnen, gebruikmakend van de theorie van warmte- en stofoverdracht, beschreven worden als functie van de stroming (Re) en de geometrie (D en L). De stroming in de IVK is om diverse redenen turbulent: het Reynoldsgetal ligt in veel gevallen boven de 2300, de aanstroming is in alle gevallen turbulent (omdat Re daar altijd > 6500) en de intrede in de IVK is een plotselinge contractie van rechthoekige vorm (waarachter turbulentie bevorderende wervels ontstaan). Uit berekening van de afmetingen van de stromingsgrenslagen langs de wanden in de IVK blijkt dat rekening gehouden moet worden met intrede effecten. Het snelheidsprofiel in de IVK mag dus niet als volledig ontwikkeld beschouwd worden.

Een relatie uit de theorie die voor deze stroming geldt is de Colburn-vergelijking (Colburn, 1933) met een modificatie voor het intrede-effect:

$$Nu = \left(1 + \frac{6D}{L}\right) 0,023 Re^{0,8} Pr^{1/3} \quad , \quad (3.12)$$

$$Sh = \left(1 + \frac{6D}{L}\right) 0,023 Re^{0,8} Sc^{1/3} \quad .$$

De Colburn-vergelijking is in principe geldig voor $10\,000 < Re < 100\,000$ en $L/D > 60$. Door de intrede-modificatie $(1 + 6D/L)$ te gebruiken (Kays en Perkins, 1973) mag verwacht worden dat deze toegepast kan worden voor de huidige configuratie.

Ook de drukval ΔP [Pa], het verschil in luchtdruk voor en achter de IVK, is van stroming en afmetingen afhankelijk. Het gerelateerde dimensieloze getal is de Fanning friction factor f :

$$f = \frac{\Delta P D}{2 \rho U^2 L} \quad (3.13)$$

waarin L [m] de plaatlengte (in de stromingsrichting) is. De drukval kan zowel door wrijvings- als door vormweerstand worden veroorzaakt. De wrijving langs de wanden veroorzaakt een $f_{wrijving}$ waarvoor volgens Kays en Perkins (1973) voor $Re > 6000$ gebruikt kan worden:

$$f_{wrijving} = 0,085 Re^{-0,25} \quad (3.14)$$

Vormweerstand manifesteert zich in het geval dat na het uitstromen uit een vernauwing de druk niet terugkomt op de waarde voor de vernauwing (zich niet opbouwt). Vlak na het uitstromen heeft de druk nog de waarde die ook in de vernauwing zelf heerst. De wet van Bernoulli wordt gebruikt om de drukken voor en in de vernauwing (in dit geval een vernauwing met een factor twee) met elkaar te vergelijken:

$$p_{in} + \frac{1}{2} \rho V^2 = p_{ivk} + \frac{1}{2} \rho (2V)^2 \quad (3.15)$$

Gesteld dat $p_{uit} = p_{ivk}$ en de drukval $\Delta p = p_{in} - p_{uit}$ dan wordt de vormweerstand f_{vorm} :

$$f_{vorm} = \frac{3D}{4L} \quad (3.16)$$

3.4.5 Benodigd enthalpierendement

Bij de evaluatie van het prototype moeten de gemeten prestaties worden vergeleken met wat er in de praktijk geëist wordt. Hierbij wordt er van uitgegaan dat de IVK dient om de ingestraalde zonnewarmte af te voeren. Andere eisen die aan het ventileren gesteld worden zoals ventileren 's nachts of 's winters met vooral vochtafvoer als doel worden hier niet beschouwd. De totale hoeveelheid af te voeren warmte per vierkante meter kas P_{koei} [W/m^2] wordt bepaald door de hoeveelheid door de zon ingestraalde energie I [W/m^2] en de totale transmissie τ [-] die aangeeft welk deel van de energie in de kas terechtkomt (het andere deel wordt gereflecteerd door kasdek en constructiematerialen):

$$P_{koei} = I \tau \quad (3.17)$$

Merk op dat er geen rekening gehouden is met de hoeveelheid warmte die de kas verliest door uitstraling en door geleiding en convectie door gevels en dek.

Het ventilatiedebiet Q_v [m^3/m^2s] is de hoeveelheid geventileerde lucht per vierkante meter kas en bepaalt samen met de luchtcondities de eis aan het enthalpierendement volgens:

$$\begin{aligned} P_{koei} &= Q_v \rho (h_{ki} - h_{ku}) \\ &= Q_v \rho \eta_H (h_{ki} - h_{bi}) \end{aligned} \quad (3.18)$$

Waaruit het benodigde rendement als functie van het ventilatiedebiet volgt:

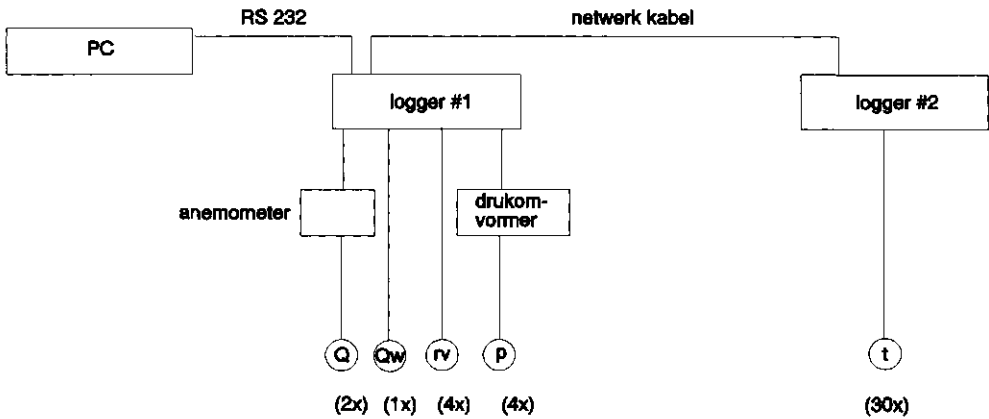
$$\eta_H = \frac{I \tau}{Q_v \rho (h_{ki} - h_{bi})} \quad (3.19)$$

De te gebruiken waarden voor h_{ki} , h_{bi} , I en τ volgen uit de ontwerpeisen, beschreven in hoofdstuk 2.2.2.

3.4.6 Foutenberekening

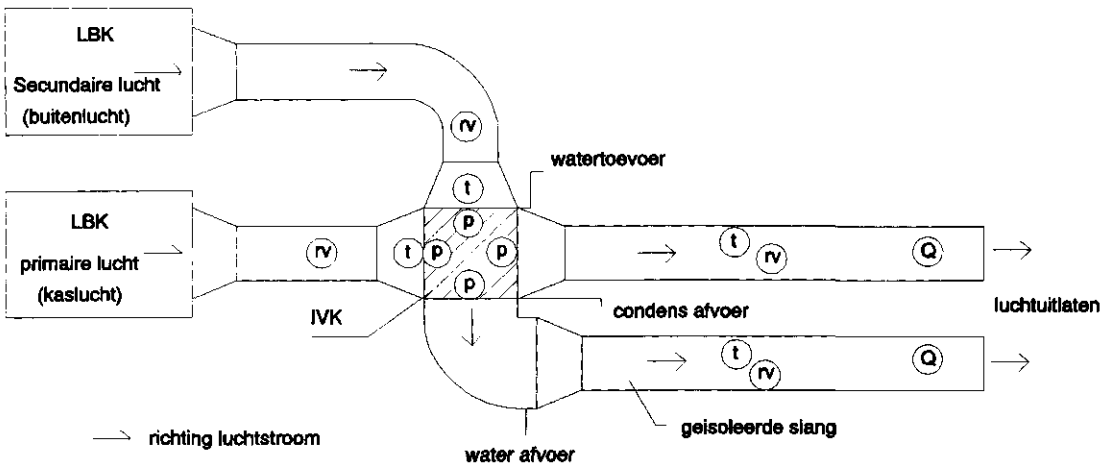
De foutenberekeningen in dit rapport zijn als volgt uitgevoerd: wanneer een grootte f berekend wordt uit gemeten grootheden a , b en c die elk een onnauwkeurigheid δa , δb en δc hebben, wordt de onnauwkeurigheid in f , δf :

$$\delta f = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial a} \delta a\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial b} \delta b\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial c} \delta c\right)^2} \quad (3.20)$$



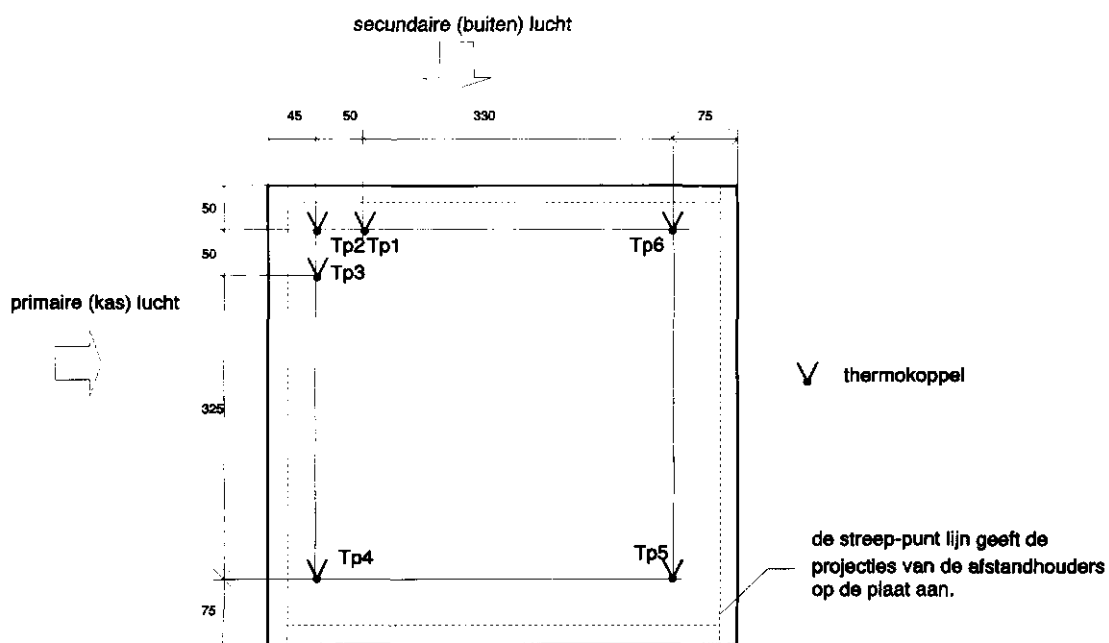
Figuur 3.1 Blokschema van het meetsysteem in de testopstelling. Meetsensoren zijn gecodeerd volgens: t-temperatuur, rv-relatieve vochtigheid, p-drukverschil en Q-debiet.

Figure 3.1 Block-scheme of the measurement system; sensors are coded according to: t-temperature, rv-relative humidity, p-pressure difference, Q-flow rate.



Figuur 3.2 Schematische weergave van de opstelling voor het doormeten van de prototype IVK. Zie figuur 3.1. voor de codering van de meetsensoren.

Figure 3.2 Schematic of the test-facility to test the prototype indirect evaporative cooler. The coding of the sensors is stated in figure 3.1.



Figuur 3.3 Posities en nummering van de thermokoppels om temperaturen op een van de IVK platen te meten.

Figure 3.3 Positions and numbering of thermocouples to measure temperatures on one of the indirect evaporative cooler plates.

4 Resultaten

De resultaten die in dit hoofdstuk gepresenteerd worden zijn in drieën onderverdeeld. In hoofdstuk 4.1 worden de aspecten gepresenteerd die het gedrag van de prototype IVK in detail beschrijven, zoals dimensieloze overdrachtsrelaties voor warmte en stof. Deze zijn van belang omdat ze eventuele verbeteringen van de IVK aan kunnen geven. De rendementen die in hoofdstuk 4.2 worden gepresenteerd, kunnen worden gebruikt om de prototype IVK te modelleren in een computermodel of het ventilatiedebiet bij praktijktoepassing te berekenen. De resultaten in 4.3 zoals de afgevoerde warmte en drukval, geven concrete informatie over de technische prestaties van het prototype.

Er zijn enkele meetseries verkregen bij verschillende luchtcondities. Deze meetseries (in het vervolg kortweg met 'meting' aangeduid) hebben voor de duidelijkheid een eigen naam gekregen.

Tabel 4.1 Hoeveelheden, temperaturen en relatieve luchtvochtigheden van kas- en buitenlucht tijdens de metingen.

Table 4.1 Flow-rates, temperatures and relative humidities of greenhouse- and outside air during measurements.

naam meting	kaslucht			buitenlucht		
	Q (m ³ /s)	T (°C)	RV (%)	Q (m ³ /s)	T (°C)	RV (%)
<i>ontwerpcondities</i>	0,027 - 0,25	31	86	0,023 - 0,26	29	60
<i>droog</i>	0,025 - 0,28	34	19	0,023 - 0,3	26	32
<i>sensibel</i>	0,025 - 0,31	31	35	0,023 - 0,31	30	33
<i>latent</i>	0,025 - 0,28	30	80	0,022 - 0,30	25	45
<i>diverse condities</i>	0,06	30 - 35	42 - 83	0,06	25 - 34	20 - 62

Per meting wordt nu kort uiteengezet wat het doel was en hoe de desbetreffende luchtcondities werden gekozen.

ontwerpcondities. Bij deze meting hadden de luchtstromen, zoals de naam al suggereert, ongeveer de ontwerpcondities. Net als bij de meeste andere metingen werd het luchtdebiet gevarieerd.

droog. Dit was de enige meting waarbij de IVK niet werd bevochtigd en er dus geen water aan de buitenluchtzijde verdampde. Omdat de kaslucht droog was condenseerde er geen waterdamp aan die zijde. Door deze meting met de andere metingen te vergelijken kan de invloed van condensatie en verdamping op de warmteoverdracht worden vastgesteld.

– *sensibel.* Bij deze meting was het temperatuurverschil tussen lucht en plaat hoog, zowel voor de kas- als de buitenlucht. De sensibele warmteoverdracht kon daarbij goed bepaald worden.

– *latent.* Bij deze meting was de kaslucht vochtig en de plaattemperatuur laag (door de koude, droge buitenlucht). Hier kon de stofoverdracht die hoort bij condensatie van de kaslucht goed worden bepaald.

- *diverse condities*. Hier waren de luchtdebieten constant maar wisselden de luchtcondities zodat de invloed hiervan op overdrachten en rendementen vastgesteld kon worden.

Hoewel sommige metingen maar één doel hadden (bijvoorbeeld het bepalen van de latente warmte-overdracht) bleken de gegevens voldoende nauwkeurig om ook andere grootheden te bepalen.

De afstand tussen de IVK-platen was bij alle metingen 10 mm voor de kasluchtstroom en 9 mm (door de dikte van het doek) voor de buitenluchtstroom. De hydraulische diameters waren dus respectievelijk 20 mm en 18 mm.

4.1 Dimensieloze grootheden

Warmte- en stofoverdracht worden uitgedrukt in respectievelijk Nu en Sh , gedefinieerd volgens vergelijking (3.11). De meetresultaten zijn te zien in figuren 4.1 en 4.2. Omdat de metingen redelijk nauwkeurig bleken (zie de foutenstreepjes) zijn de gegevens van metingen *ontwerpcondities*, *sensibel*, *latent* en *droog* gebruikt. In de grafieken is geen onderscheid gemaakt naar meting, wel naar kas- of buitenlucht. Bij de stofoverdracht zijn ook de situaties zonder verdamping of condensatie (droog) aangegeven. Verder is de theoretische relatie volgens de Colburn vergelijking (3.12) aangegeven.

De drukval wordt gekarakteriseerd door de Fanning friction factor, gedefinieerd volgens vergelijking (3.13) en te zien in afbeelding 4.3. Ook hier zijn de gegevens van metingen *ontwerpcondities*, *sensibel*, *latent* en *droog* gebruikt en is alleen onderscheid naar kas- en buitenlucht gemaakt. De theoretische f is gebaseerd op de som van vorm- en wrijvingsweerstand volgens vergelijkingen (3.14) en (3.16).

4.2 Rendementen

Het verband tussen het enthalpierendement van de prototype IVK en de luchtcondities blijkt uit figuur 4.4. Het enthalpierendement is gedefinieerd volgens vergelijking (3.6). De gegevens komen uit meting *diverse condities*, dus bij een constant luchtdebiet. Het enthalpierendement is uitgezet tegen het temperatuurverschil $T_p - T_{\text{dauw},k}$ waarbij $T_{\text{dauw},k}$ de dauwpunttemperatuur van de kaslucht is. Wanneer de plaattemperatuur lager is dan het dauwpunt van de kaslucht zal er waterdamp condenseren.

In de gevallen waar condensatie optreedt blijkt het enthalpierendement te variëren tussen ongeveer 0,34 en 0,41. Wanneer er geen condensatie optreedt wordt er een veel hoger enthalpierendement gemeten: hoger dan 0,6.

Figuur 4.5 laat zien hoe het enthalpierendement van het debiet, hier gerepresenteerd door Re , afhangt. Hier is Re het gemiddelde van de waarden in de kas- en buitenlucht, die overigens ongeveer gelijk waren. Het enthalpierendement blijkt af te nemen wanneer Re toeneemt. Verder is te zien dat de rendementen van meting *ontwerpcondities* bij lage Re wat hoger zijn. Tenslotte is er met behulp van de kleinste kwadraten methode een regressiecurve berekend die luidt:

$$\eta_H = 0,137 + \frac{371}{Re} \quad (800 < Re < 9500) \quad (4.1a)$$

Voor $Re < 800$ zijn geen meetgegevens, daarom is aangenomen dat het enthalpierendement constant blijft:

$$\eta_H = 0,62 \quad (0 < Re < 800) \quad (4.1b)$$

Dit is een conservatieve schatting, in werkelijkheid zal het rendement blijven stijgen wanneer Re daalt.

4.3 Praktijkgebruik

In figuren 4.6 en 4.7 zijn de hoeveelheden sensibele en latente warmte weergegeven die in de IVK aan de kaslucht werden onttrokken. In figuur 4.6 voor meting *ontwerpcondities* en in grafiek 4.7 voor meting *latent*. Meting *latent* geeft hogere warmtestromen te zien omdat daar grotere verschillen in temperatuur en vochtigheid tussen de luchtstromen heersen. In beide metingen nemen de warmtestromen toe met het debiet.

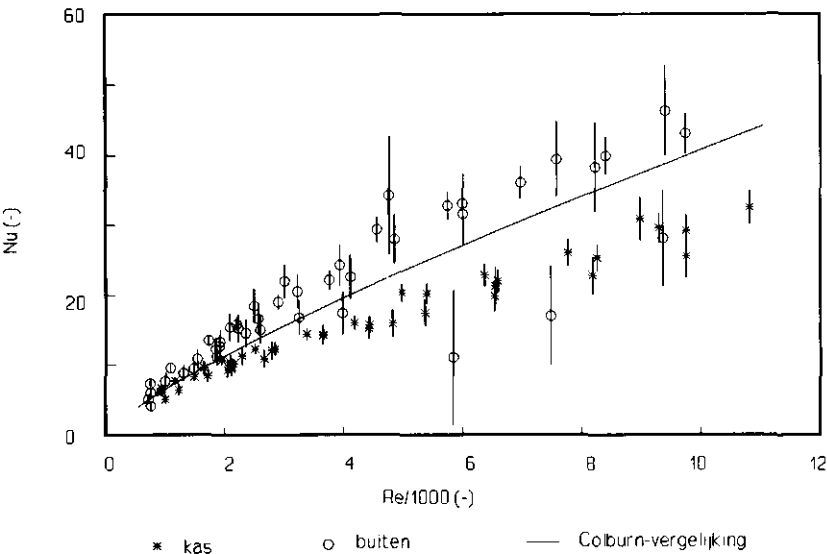
De drukval over de IVK wordt in grafiek 4.8 als functie van het debiet gegeven, uitgesplitst naar kas- en buitenluchtstroom. De gegevens komen uit meting *latent*, de drukval bij de andere metingen was praktisch dezelfde (voor niet te lage Re ; zie grafiek 4.3). Grafiek 4.9 tenslotte geeft aan waar het werkpunt van de IVK zal komen te liggen. Ten eerste zijn de benodigde enthalpierendementen afhankelijk van het ventilatiedebiet aangegeven bij drie verschillende weergegevens. Deze curves (a, b en c) zijn gebaseerd op formule 3.19. Een van de curves is gebaseerd op de ontwerpcondities. De twee andere curves zijn gebaseerd op de meest ongunstige condities die in het SEL jaar werden gevonden (hoge instraling I en buitenluchtenthalpie h_b). Ten tweede is het door de prototype IVK geleverde enthalpierendement aangegeven, gebaseerd op vergelijkingen 4.1. Er zijn twee curves (k en l) weergegeven die gelden voor twee mogelijke afmetingen van de IVK: twee of vier vierkante meter warmtewisselend oppervlak per vierkante meter kas. Het werkpunt wordt gevonden door het snijpunt van een lijn die, afhankelijk van het weer, de eis aan het enthalpierendement weergeeft en een lijn die het door de IVK geleverde enthalpierendement weergeeft. Omdat de prototype IVK een plaatoppervlak van $3,24 \text{ m}^2$ heeft is de relatie tussen het debiet door de IVK (Q_{IVK}) en het ventilatie-debiet:

$$\frac{Q_{IVK}}{3,24} = \frac{Q_v}{A_{plaat} \cdot A_{kas}} \quad (4.2)$$

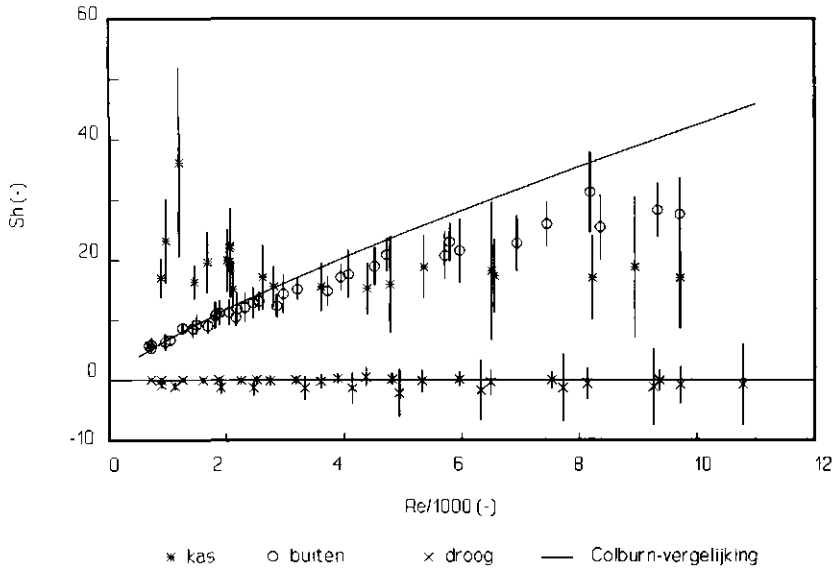
In tabel 4.2 tenslotte zijn gegevens van meting *ontwerpcondities* verzameld: debiet, warmtestromen, ventilatorvermogen en waterverbruik. De gegevens gelden voor de hele IVK, dus met een warmtewisselend oppervlak van $3,24 \text{ m}^2$. Het ventilatorvermogen is het totaal benodigde nuttige vermogen, berekend volgens: $P_{vent} = (Q\Delta P)_{kas} + (Q\Delta P)_{buiten}$. Het ventilatorvermogen zal in de praktijk, afhankelijk van het ventilatorrendement, enkele tientallen procenten hoger liggen. De hoeveelheid verdampt water betreft het bevochtigingswater.

Tabel 4.2. Prestaties van de prototype IVK bij meting ontwerpcondities.
Table 4.2. Performance of the prototype indirect evaporative cooler during measurement ontwerpcondities.

gemiddeld debiet (m³/s)	warmtestromen kaslucht (W)		ventilator vermogen (W)	verdampt water (liter/uur)
	sensibel	latent		
0,025	74	331	0,1	0,36
0,032	84	325	0,2	0,44
0,047	131	464	0,4	0,76
0,058	155	521	0,7	0,79
0,074	184	503	1,5	1,03
0,13	284	548	8,5	1,58
0,19	373	589	26	2,07
0,26	682	908	70	3,26

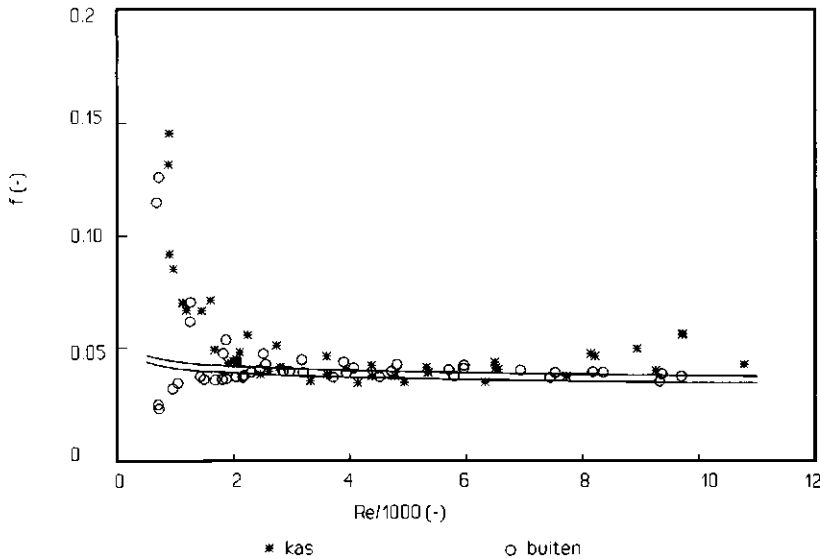


Figuur 4.1 Sensibel warmtetransport in prototype IVK gerepresenteerd door Nu als functie van Re. Meetgegevens voor kas- en buitenlucht en theoretische lijn volgens Colburn-vergelijking.
Figure 4.1 Transport of sensible heat in the prototype indirect evaporative cooler, represented by Nu as a function of Re. Data for greenhouse air (kas) and outside air (buiten).



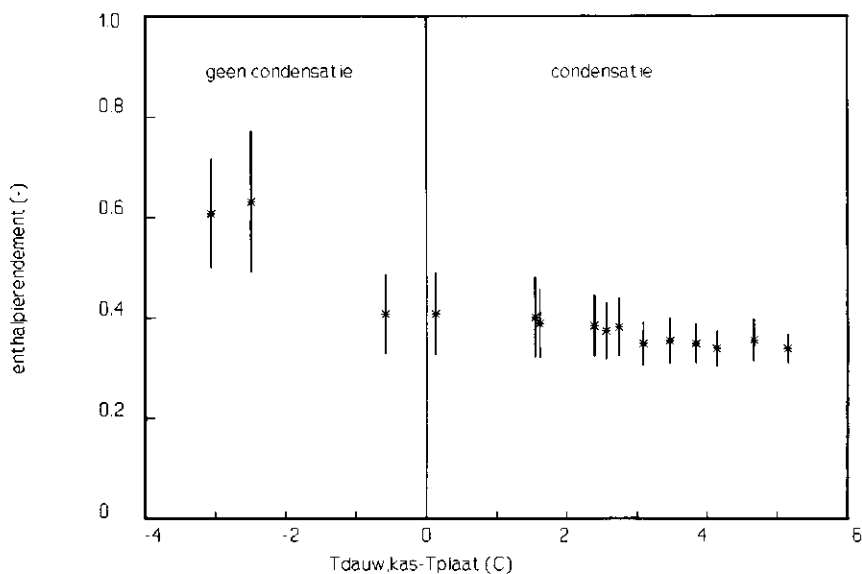
Figuur 4.2 Latent warmtetransport in prototype IVK gerepresenteerd door Sh als functie van Re . Gegevens van kaslucht (condensatie), buitenlucht (verdamping) en droog (geen verdamping of condensatie) en theoretische lijn volgens Colburn-vergelijking.

Figure 4.2 Transport of latent heat in the prototype indirect evaporative cooler, represented by Sh as a function of Re . Data shows condensation (kas), evaporation (buiten) and cases where latent heat transport is absent (droog).



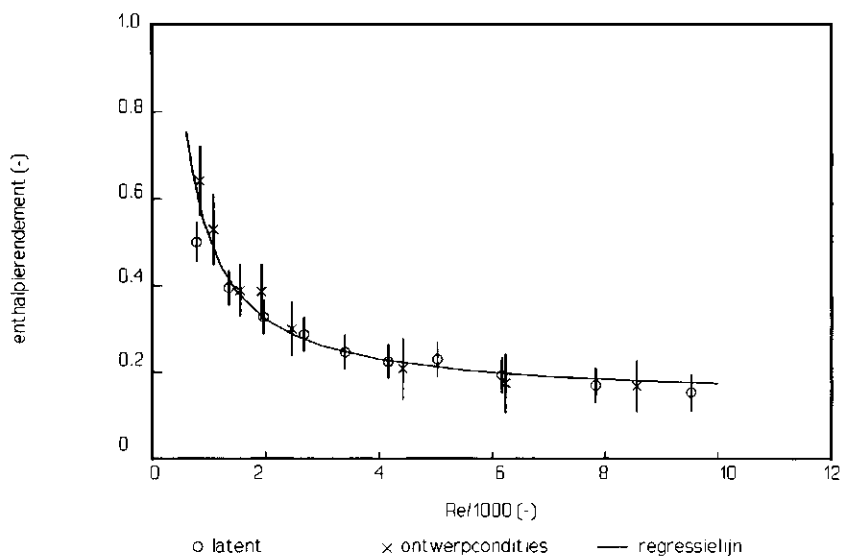
Figuur 4.3 Drukval over prototype IVK gerepresenteerd door f als functie van Re . De onnauwkeurigheid in f loopt van $\pm 0,4$ bij lage Re tot $\pm 0,002$ bij hoge Re . De lijnen representeren de theorie volgens vergelijkingen (3.14) plus (3.16).

Figure 4.3 Pressure-drop over the prototype indirect evaporative cooler represented by the Fanning friction factor f as a function of Re . The imprecision in f is between $\pm 0,4$ at low Re and $\pm 0,002$ at high Re . Also shown are theoretical lines for both air flows.



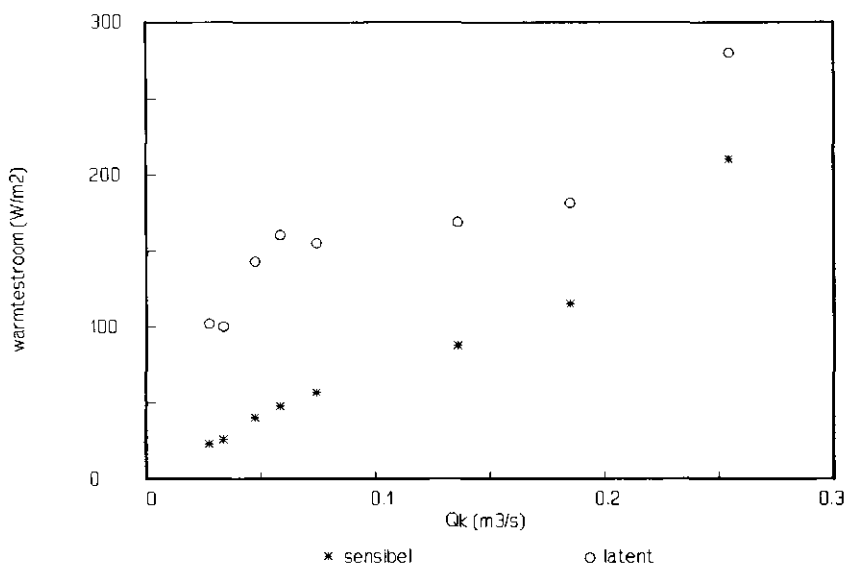
Figuur 4.4 Enthalpierendement van de prototype IVK als functie van het verschil tussen het dauwpunt van de kaslucht en de plaattemperatuur. Gegevens van meting diverse condities.

Figure 4.4 Enthalpy-efficiency of the prototype indirect evaporative cooler as a function of the difference between the dewpoint of the greenhouse air and the plate-temperature. Data from measurement diverse condities.



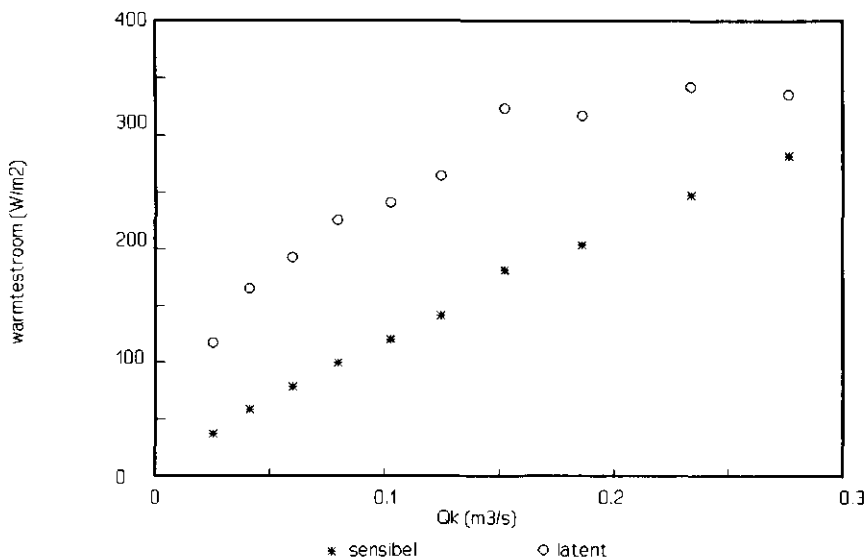
Figuur 4.5 Enthalpierendement van de prototype IVK als functie van het debiet (gerepresenteerd door Re). De getrokken lijn is een fit op de meetgegevens van *latent* en *ontwerpcondities*.

Figure 4.5 Enthalpy-efficiency of the prototype indirect evaporative cooler as a function of Re. The curve is a fit to the data of measurements *latent* and *ontwerpcondities*.



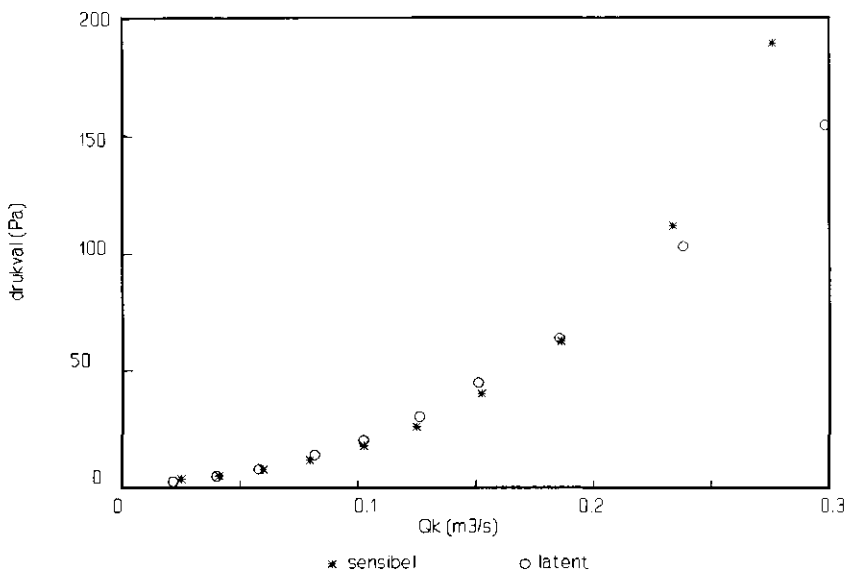
Figuur 4.6 Sensibele en latente warmte (onttrokken aan de kaslucht) in de prototype IVK als functie van het kasluchtdebiet. Gegevens van meting *ontwerpcondities*.

Figure 4.6 Sensible and latent heat (removed from the greenhouse air) in the prototype indirect evaporative cooler as a function of the greenhouse air flow rate. Data from measurement *ontwerpcondities*.

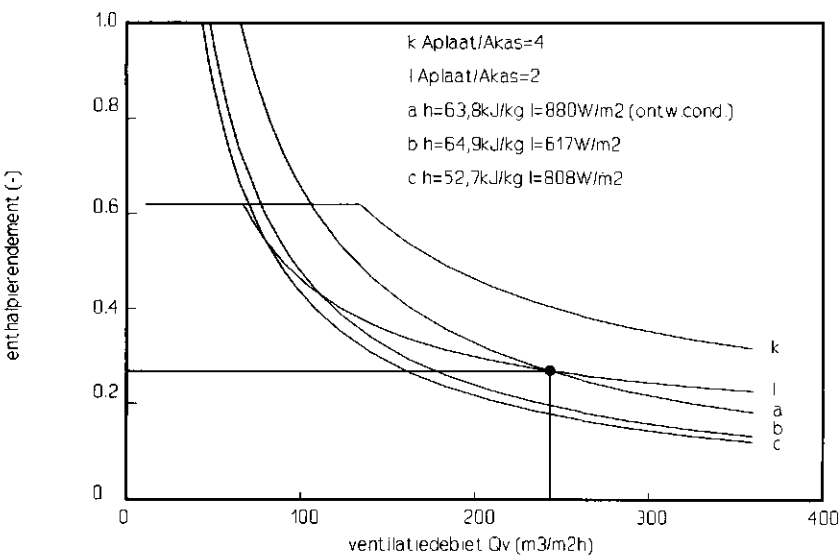


Figuur 4.7 Sensibele en latente warmte (onttrokken aan de kaslucht) in de prototype IVK als functie van het kasluchtdebiet. Gegevens van meting *latent*.

Figure 4.7 Sensible and latent heat (removed from the greenhouse air) in the prototype indirect evaporative cooler as a function of the greenhouse air flow rate. Data from measurement *latent*.



Figuur 4.8 Drukval over prototype IVK voor kas- en buitenlucht. Gegevens van meting *latent*.
Figure 4.8 Pressure-drop over the prototype indirect evaporative cooler for greenhouse (kas) and outside (buiten) air. Data from measurement *latent*.



Figuur 4.9 Werkpunt van prototype IVK in gesloten kas. Lijnen *k* en *l*: het door de IVK geleverd (gemeten) rendement. Lijnen *a*, *b* en *c*: het benodigde rendement afhankelijk van de enthalpie van de buitenlucht en de ingestraalde warmte.
Figure 4.9 Working-point of the prototype indirect evaporative cooler in a closed greenhouse. Curves *k* and *l*: The enthalpy-efficiency (measured) that is delivered by the prototype. Curves *a*, *b* and *c*: the needed efficiency, dependent of the weather conditions (outside air enthalpy and solar radiation).

5 Discussie

5.1 Dimensieloze grootheden

5.1.1 Warmte- en stofoverdracht

De meetresultaten van warmte- en stofoverdracht waren in grote lijnen consistent en met de theorie in overeenstemming. De warmteoverdracht, uitgedrukt in het Nusseltgetal, bleek onafhankelijk van de luchtcondities en het al dan niet optreden van condensatie of verdamping (figuur 4.1). Het gemiddelde Nusseltgetal (van kas- en buitenlucht) kwam ongeveer overeen met de theorie volgens de Colburn-vergelijking. De stofoverdracht, uitgedrukt in het Sherwoodgetal in figuur 4.2, was ook onafhankelijk van de luchtcondities. In de gevallen zonder verdamping of condensatie waren de gemeten Sh volgens verwachting nul.

Er waren ook onverwachte resultaten: Nu_k was significant lager dan Nu_b . Zowel Sh_k als Sh_b waren (voor hogere Re) lager dan de theorie en Sh_k lag bij lage Re erg hoog (zowel ten opzichte van de theoretische verwachting als t.o.v. Sh_b). Voor deze discrepanties worden nu drie verklaringen besproken.

Bevochtiging. Na sommige metingen werd de IVK geopend om de bevochtiging te controleren en eventuele condensvorming vast te stellen. Hierbij werd waargenomen dat er gradaties in de bevochtiging waren. Op sommige plaatsen werd een echte waterfilm op het doek gevormd, op andere plaatsen was de doek minder nat tot zelfs droog. Aan de kasluchtzijde van de platen werd vastgesteld dat er kleine gebieden op het oppervlak waren waar geen waterdamp condenseerde. Deze gebieden kwamen overeen met de plaatsen waar de plaat aan de andere zijde droog was. Deze droge gebieden waren klein en kwamen weinig voor; hun oppervlak ten opzichte van het totale plaatoppervlak werd op 1 % geschat. Omdat bij een plaat met droge gebieden het effectieve verdampende oppervlak kleiner is zullen Sh_k en Sh_b lager uitvallen dan verwacht.

Een ander effect dat Sh_b lager kan doen uitvallen is het gegeven dat de verzadigde dampspanning boven capillairen lager ligt dan boven een vlak wateroppervlak. Hiervan was mogelijk sprake boven het minder natte deel van het katoendoek (zeker niet boven het deel waar zich een waterfilm had gevormd). Het gevolg van de verlaagde dampdruk is dat de drijvende kracht voor verdamping (het verschil tussen de verzadigde dampdruk bij de plaat en de dampdruk in de lucht) lager is waardoor Sh_b werd onderschat.

Plaattemperatuur. Op de metingen van de plaattemperatuur was geen controle (zoals een energiebalans) mogelijk. Daarom moeten deze metingen kritisch beschouwd worden. Op de meting en dataverwerking van de plaattemperaturen zijn de volgende factoren mogelijk van invloed geweest:

- de verdeling van de plaattemperaturen is niet lineair terwijl er wel lineair gemiddeld werd;
 - de plaat wordt mogelijk onvolledig bevochtigd bij de thermokoppels;
 - de aanwezigheid van de koppels beïnvloedt plaatselijk de warmteoverdracht;
 - de plaat waarop de temperaturen werden gemeten was misschien niet representatief.
- Om het uiteindelijke effect van deze factoren te beoordelen is een analyse gemaakt van

de invloed van de plaattemperatuur op de meetresultaten.

Het toepassen van het logaritmisch gemiddeld temperatuurverschil leverde geen resultaten op die beter met de verwachting overeenkwamen: het verschil tussen Nu_b en Nu_k werd zelfs groter. Ook werd een andere plaattemperatuur gepostuleerd. Bij $Re=4700$ werd een verhouding $Nu_b/Nu_k=1,61$ gemeten. Wanneer een plaattemperatuur van 3°C hoger wordt aangenomen blijkt Nu_b/Nu_k nog 1,49. Deze verhouding zou 1 moeten zijn; de discrepantie blijkt niet te verklaren met een onjuist gemeten plaattemperatuur. Tenslotte is een analyse gemaakt waarbij de plaattemperatuur onbekend werd verondersteld. Door te postuleren dat Nu bepaald kon worden volgens de Colburn-vergelijking was de warmteoverdracht te berekenen. Door niet de gemeten plaattemperaturen maar wel de overige meetgegevens te gebruiken werd de bijbehorende plaattemperatuur berekend, zowel voor de kas- als voor de buitenluchtzijde. De gemeten plaattemperatuur bleek voor meting *sensibel* te liggen tussen de berekende plaattemperaturen aan kas- en buitenluchtzijde. Het verschil tussen de berekende plaattemperaturen aan beide plaat-zijden was 1,5 tot $2,7^\circ\text{C}$; oplopend met Re . Dit suggereerde de aanwezigheid van een warmteweerstand in de plaat met katoendoek. Gebruik makend van het genoemde temperatuurverschil en de totale warmtestroom door de plaat (de enthalpiestroom van kas- naar buitenlucht) werd gevonden: $\alpha_{\text{PLAAT}} = 50..160 \text{ W/m}^2\text{K}$. Deze warmteweerstand zou door een laagje lucht van 0,2 tot 0,5 mm dikte veroorzaakt kunnen zijn. Ook meting *droog* levert op deze manier een warmteweerstand van de plaat op die met een dergelijk luchtlaagje te verklaren is. Het is denkbaar dat zo'n luchtlaagje zich bevonden heeft tussen de aluminium plaat en de bevochtigde katoendoek, in de vorm van luchtbelletjes.

Wandruwheid. Het katoendoek aan de buitenluchtzijde kan de turbulentie in de stroming en daarmee de warmteoverdracht aan die kant hebben verhoogd. Dit is een verklaring die een hoge Nu_b ten opzichte van Nu_k ondersteunt.

Samenvattend kunnen meerdere oorzaken een rol gespeeld hebben in de uiteindelijke meetresultaten voor stof- en warmteoverdracht:

- de plaat was niet geheel bevochtigd en mogelijk heerste er een lagere verzadigde dampdruk boven de capillairen in het katoendoek;
- de plaat had een extra warmteweerstand, mogelijk veroorzaakt door luchtbelletjes;
- door de aanwezigheid van het katoendoek op de plaat was deze ruwer aan de buitenluchtzijde.

Het aannemen van een logaritmisch temperatuurprofiel en het postuleren van een andere plaattemperatuur geven geen betere resultaten.

5.1.2 Drukval

De gemeten drukval, uitgedrukt in de Fanning friction factor f , kwam overeen met de verwachting. Behalve met de wrijvingsweerstand moest ook met de vormweerstand rekening worden gehouden. De wrijvingsweerstand telt voor ongeveer 20% en de vormweerstand voor 80% mee in de theoretische f . De vormweerstand is theoretisch onafhankelijk van Re , wat door de metingen (voor $Re > 3000$) werd bevestigd.

De verwachting is dat de drukval in de buitenluchtkanalen iets hoger is als gevolg van de kleinere hydraulische diameter. Door de spreiding in de meetresultaten was hier geen

uitsluitseel over te krijgen. In de gemeten drukval in de buitenluchtstroom was geen onderscheid te zien tussen gevallen waarin de plaat wel of niet bevochtigd werd. Bij de drukval in de kasluchtstroom was geen onderscheid tussen de gevallen waarin wél en de gevallen waarin géén condens werd gevormd op de plaat.

Het meest opmerkelijke gedrag werd waargenomen voor lage Re (< 3000). In dat gebied werden zowel lage als relatief hele hoge waarden voor f gemeten. Wel moet worden opgemerkt dat de relatieve meetfout bij deze lage Re groot was.

5.2 Rendementen

5.2.1 Invloed van luchtcondities

In figuur 4.4 is te zien in hoeverre het enthalpierendement afhangt van de luchtcondities, die hier gekarakteriseerd worden door het verschil in temperatuur tussen het dauwpunt van de kaslucht en de plaat. In situaties zonder condensatie van de kaslucht was het enthalpierendement duidelijk hoger dan in situaties met condensatie. De oorzaak hiervoor is dat het enthalpierendement niet goed gedefinieerd is voor situaties zonder condensatie. Om dit te begrijpen moet beschouwd worden wat er met kaslucht gebeurt die droog genoeg is. Deze kan (maximaal) afkoelen tot de natte-boltemperatuur van de buitenlucht zonder dat deze verzadigd raakt. De enthalpie van de uitstromende kaslucht is dan lager dan de enthalpie van de buitenlucht omdat de absolute vochtigheid lager is. Het enthalpierendement is in dat geval zelfs groter dan 1.

Omdat in de huidige toepassing van de IVK wordt gewerkt met warme, vochtige kaslucht en koudere, drogere buitenlucht wordt er in het vervolg van uitgegaan dat er altijd condensatie op zal treden, en daarom het enthalpierendement wel een bruikbare grootheid is.

In de gevallen dat er condensatie optrad bleek het enthalpierendement als functie van het temperatuurverschil een licht dalende trend te vertonen. Dit kan te maken hebben gehad met een toename van het deel van het oppervlak waarop condensatie plaatsvond. De daling in het enthalpierendement was echter klein ten opzichte van de meetnauwkeurigheid.

5.2.2 Invloed van debiet

Figuur 4.5 geeft het enthalpierendement als functie van het debiet voor twee metingen. De meting met het kleinste temperatuurverschil (*ontwerpcondities*) had wat hogere enthalpierendementen, in overeenstemming met de trend in afbeelding 4.4. Het enthalpierendement daalde sterk met toenemende Re . Hoewel enerzijds de sensible (Nu) en latente (Sh) warmteoverdrachten toenamen, stegen de hoeveelheden lucht relatief sterker. De aan de lucht onttrokken warmte in J/kg daalde daardoor.

Uit de metingen bleek dat het debiet een veel grotere invloed op het enthalpijrendement had dan de luchtcondities.

5.3 Praktijkgebruik

5.3.1 Warmteoverdracht

De hoeveelheden sensibele en latente warmte die per vierkante meter plaat werden overgedragen zijn voor twee metingen weergegeven in figuren 4.6 en 4.7. Merk op dat het hier dezelfde data betreft als in de grafieken van Nu en Sh tegen Re. De latente warmtestroom lag tussen de 50 en 100 Watt hoger dan de sensibele. Ook bij de laagste debieten was de warmtestroom aanzienlijk: ongeveer 150 Watt latent en 50 Watt sensibel. De verhouding tussen overgedragen latente en sensibele warmte bleek van het debiet af te hangen.

Uit meting *ontwerpcondities* bleek dat tot aan een debiet door de IVK van $0,13 \text{ m}^3/\text{s}$ de verhouding tussen latente en sensibele warmte hoger was dan 2:1. Boven dit debiet werd de afgevoerde hoeveelheid latente warmte relatief lager. Omdat de verhouding volgens de vuistregel 2:1 moet zijn zal bij hoge debieten de IVK niet genoeg vocht uit de lucht onttrekken met als gevolg dat de relatieve vochtigheid van de kaslucht stijgt.

5.3.2 Ventilatorenergie en waterverbruik

Tabel 4.2 laat zien dat het benodigde ventilatorvermogen voor de prototype IVK sterk toenam met het debiet. Merk op dat dit het nuttig vermogen was. Daarom zal het elektriciteitsverbruik van de ventilatoren, afhankelijk van het ventilatorrendement, hoger liggen. Wordt dit rendement (conservatief) op 50% gesteld dan kan het elektriciteitsverbruik berekend worden. Uit figuur 4.9 blijkt het werkpunt onder *ontwerpcondities* bij ongeveer $242 \text{ m}^3/\text{m}^2\text{uur}$ ($0,067 \text{ m}^3/\text{m}^2\text{s}$) te liggen. De IVK heeft dan een oppervlak van 2 m^2 plaat per m^2 kas; het debiet door de IVK is dan $0,11 \text{ m}^3/\text{s}$ (formule 4.2). Uit de metingen blijkt (bij een debiet van $0,13 \text{ m}^3/\text{s}$) dat het ventilatorvermogen 10,6 Watt per vierkante meter kas wordt. Dit is, vergeleken met de hoeveelheden warmte die afgevoerd worden (honderden Watts), niet veel.

De hoeveelheid verdampt water wordt ongeveer $2 \text{ l}/\text{m}^2\text{h}$ (als de hoeveelheid spuiwater gelijk wordt gekozen aan de hoeveelheid verdampt water). Ter vergelijking: de hoeveelheid water die het gewas verdampt kan per dag drie tot vijf l/m^2 bedragen.

Door de diverse aannames (beschreven in hoofdstuk 3.4.5) moeten deze getallen beschouwd worden als pessimistische schattingen van het maximale energie- en waterverbruik.

5.3.3 Werkpunt

Figuur 4.9 laat zien dat bij gebruik van een IVK met twee vierkante meter plaat per vierkante meter kas het ventilatiedebiet kan oplopen tot ongeveer $250 \text{ m}^3/\text{m}^2\text{h}$. Bij een IVK met 4 vierkante meter plaat per vierkante meter kas blijft het ventilatiedebiet beperkt tot ongeveer $120 \text{ m}^3/\text{m}^2\text{h}$. Dit hoge ventilatiedebiet zal zeer zelden optreden, maximaal enkele uren per jaar. Het ventilatiedebiet daalt aanzienlijk wanneer andere weerscondities gelden zoals ook uit de figuur blijkt. Verder gaat het hier om een pessimistische schatting: alle energie moet door de IVK afgevoerd worden terwijl er in werkelijkheid ook warmteafvoer is via dek, gevel en bodem. Tenslotte valt op dat dat het werkpunt ligt

bij een debiet dat lager is dan het laagste gemeten debiet. Voor deze debieten is een conservatieve schatting (constant enthalpierendement) gebruikt waardoor voor het prototype bij ontwerpcondities een te hoog ventilatiedebiet wordt ingeschat. Verder laat figuur 4.11 zien dat de plaats van het werkpunt erg gevoelig is voor de grootte van de koellast. Dit wordt veroorzaakt doordat de koellast- en prestatiecurves bijna parallel lopen. Het gevolg is dat bij een kleine verhoging van de koellast het debiet naar verhouding veel meer toeneemt. Dit betekent in feite dat de IVK niet in staat is om efficiënt te werken onder sterk variërende belastingen. Anders gezegd: een IVK die ontworpen wordt om ook de hoogste koellast aan te kunnen zal voor een groot deel van de tijd (wanneer de koellast minder is) onderbenut worden.

5.4 Simulatie kasklimaat

De prototype IVK is gemodelleerd in het computermodel DESSIM90 dat het kasklimaat gedurende een jaar simuleert. In dit computermodel wordt rekening gehouden met warmteverlies door dek en gevel en met de opwarming van kaslucht en bodem. De manier waarop de IVK werd gemodelleerd (met temperatuur- en vochtigheidsrendementen) wordt in Appendix A beschreven. Er zijn drie situaties vergeleken: natuurlijke ventilatie (de huidige praktijk), een IVK met 3,24 m² plaat per m² kas en een IVK met 0,5 m² plaat per m² kas. In de simulaties met IVK is een maximaal ventilatiedebiet van 100 m³/m²h aangehouden. In tabel 5.1 wordt een uittreksel van de rekenresultaten gegeven. Een uitgebreide beschrijving wordt gegeven door Breuer en Van de Braak (1993b).

Tabel 5.1 Resultaten van een computersimulatie met DESSIM90 waarbij een natuurlijk geventileerde kas vergeleken wordt met een gesloten kas die door een IVK wordt gekoeld. De tabel toont het aantal uren per jaar dat de temperatuur en relatieve vochtigheid boven de waarden volgens de ontwerpcondities liggen. (Ter vergelijking: een jaar telt 8760 uur.)

Table 5.1 Results of a computersimulation in which a naturally ventilated greenhouse is compared with a closed greenhouse with an indirect evaporative cooler. The table shows the number of hours per year that greenhouse temperature and humidity are above the values according to the design conditions. (For comparison: a year counts 8760 hours).

	maximale temperatuur kaslucht (°C)	aantal uur per jaar dat T > 30 °C	aantal uur per jaar dat RV > 90 %	aantal uur per jaar dat Q _v =100 m ³ /m ² h of hoger
natuurlijke ventilatie	31,8	29	2904	415
IVK van 3,24 m ² /m ²	31,0	15	3129	1010
IVK van 0,5 m ² /m ²	34,2	91	3528	1420

Het blijkt dat de kastemperatuur goed te beheersen is met indirecte verdampingskoeling. Bij gebruik van een IVK met $3,24 \text{ m}^2$ plaat per m^2 kas daalt de maximaal optredende temperatuur zelfs ten opzichte van de natuurlijk geventileerde kas. Wanneer een IVK met $0,5 \text{ m}^2$ plaat per m^2 kas gebruikt wordt treden er hogere temperaturen op. De totale periode dat de temperatuur boven de ontwerpconditie komt blijft echter tot 91 uur per jaar beperkt.

Het kasklimaat wordt duidelijk vochtiger, hoewel opgemerkt moet worden dat ook in een natuurlijk geventileerde kas de relatieve vochtigheid vaak (2900 uur per jaar) boven de ontwerpconditie komt. Het kasklimaat is het vochtigst wanneer de IVK van $0,5 \text{ m}^2/\text{m}^2$ wordt gebruikt. Dit komt doordat de kleine IVK vaker bij hogere debieten moet werken. Bij deze hoge debieten wordt de verhouding van latente en sensibele warmte, aan de kaslucht onttrokken, lager dan 2. Er wordt dan dus niet voldoende waterdamp uit de lucht gehaald zodat de relatieve vochtigheid toeneemt.

Bij een ventilatiedebiet van $100 \text{ m}^3/\text{m}^2\text{h}$ hoort, voor de IVK van $0,5 \text{ m}^2$ per m^2 kas, een IVK debiet van $648 \text{ m}^3/\text{h}$, of $0,18 \text{ m}^3/\text{s}$. Het benodigde nuttige ventilatorvermogen daarbij is ongeveer 4 W per vierkante meter kas.

De ventilatiedebieten die in deze simulaties zijn gevonden (maximaal $100 \text{ m}^3/\text{m}^2\text{h}$) zijn veel lager dan de ventilatiedebieten die in 5.3.3. werden gevonden. Ook werd in de computersimulaties met een kleiner plaatoppervlak van de IVK volstaan. Deze verschillen worden veroorzaakt doordat in het computermodel ook rekening gehouden wordt met andere processen die de kas koelen, zoals het warmteverlies door geleiding en straling door het kasdek. Tevens worden in de berekeningen met DESSIM90 niet de ontwerpcondities maar weergegevens uit het SEL referentiejaar gebruikt.

5.5 Huidige situatie en mogelijke verbeteringen

Op basis van de metingen en waarnemingen aan de IVK kan een beeld worden geschetst van de implementatie van een IVK volgens het huidige prototype in een gesloten kas.

Ook kunnen suggesties worden gedaan over mogelijke verbeteringen aan de IVK.

Bij toepassing van het huidige prototype zou een IVK van $3,24$ vierkante meter plaat per vierkante meter kas gebruikt kunnen worden. Gezien de plaatafstand van 1 centimeter wordt de inhoud van de IVK dan $0,0324 \text{ m}^3$ per m^2 kas. Een IVK met een inhoud van 1 m^3 zou dan een kasoppervlak van 31 m^2 kunnen koelen. De simulaties met DESSIM90 geven aan dat het kasklimaat ook met een IVK van $0,5 \text{ m}^2$ plaat per m^2 kas nog in de hand te houden is. Het IVK-volume wordt dan 1 m^3 voor 200 m^2 kas. Bij het IVK-volume komen dan ook nog de toe- en afvoerkanalen voor kas- en buitenlucht, een voorziening om het water op te vangen, ventilatoren voor kas- en buitenlucht en luchtverdeelkanalen in de kas. Dit zal een extra volume innemen dat enkele malen dat van de IVK zelf is.

De metingen suggereren dat verbeteringen aan de IVK kunnen leiden tot een hoger enthalpierendement, een kleiner volume, minder drukval en een lager energieverbruik. Onderwerpen die verbeterd kunnen worden zijn:

- de plaat kan beter (homogener) worden bevochtigd. Uit Watt (1986) blijkt dat er al materialen bestaan die voor gebruik in een IVK zijn ontwikkeld;
- de (veronderstelde) extra warmteweerstand in het plaatmateriaal kan worden verkleind. Ook dit probleem is waarschijnlijk opgelost bij ander IVK-plaatmateriaal;
- de drukval over de IVK kan worden verlaagd. Dit lijkt mogelijk door vooral de vorm-

weerstand aan te pakken, bijvoorbeeld door de kanalen te voorzien van minder abrupte, meer afgeronde contracties aan de in- en uitlaatzijde;

- de afstand tussen de platen kan worden geoptimaliseerd. Bij gelijkblijvend debiet zal verandering van de plaatafstand in theorie geen invloed hebben op Re . Omdat D/L verandert zullen Nu en Sh iets veranderen. De optimale plaatafstand is waarschijnlijk kleiner dan de huidige; plaatafstanden van enkele millimeters zijn gebruikelijk bij IVK's. Het voordeel van kleinere plaatafstanden ligt in het kleinere IVK-volume. De afmetingen van condensdruppels aan de kasluchtzijde zullen echter bij kleinere plaatafstanden een rol gaan spelen. Een nadeel is het toenemen van de drukval bij verkleinen van de plaatafstand. Zowel de vorm- als wrijvingsweerstand, zijn omgekeerd evenredig met D . Het benodigd ventilatorvermogen is omgekeerd evenredig met D^2 ;
- de plaatlengte (in de stromingsrichting) kan worden geoptimaliseerd. Verlengen van de platen heeft tot positief gevolg dat het rendement stijgt. Daarom zullen er minder platen nodig zijn en kan ook het ventilatiedebiet lager zijn. Nadeel is dat de drukval over de IVK hoger wordt;
- de warmte- en stofoverdracht kunnen misschien worden verhoogd. Dit is speculatief want in het algemeen wordt dit bereikt door de stroming turbulent(er) te maken. Maar de overeenkomst van de meetresultaten met de Colburn-vergelijking wijst er op dat de stroming al turbulent is. Daarom moet het zo gesteld worden: bij verandering van het ontwerp moet er voor gewaakt worden dat de stroming turbulent blijft.

6 Conclusies en aanbevelingen

6.1 Functioneren prototype

De prototype IVK heeft gedurende 140 uur, verspreid over vier maanden, gefunctioneerd. Hoewel de mate waarin de IVK platen bevochtigd werden van plaats tot plaats varieerde bleef slechts ongeveer 1% van het totale oppervlak helemaal droog. Er bleek condenswater, afkomstig van de kasluchtzijde, naar de buitenluchtzijde van de IVK te lekken maar dat hinderde de metingen niet. De aansluiting van de luchttoevoer op de IVK was zodanig dat de meetsensoren eenvoudig bereikbaar waren. Het in elkaar zetten van de prototype IVK was erg bewerkelijk.

De gemeten warmteoverdracht in het prototype komt globaal overeen met de voorspelling volgens de Colburn-vergelijking voor turbulente stroming in een kanaal met een zich ontwikkelend snelheidsprofiel. De warmteoverdracht tussen lucht en plaat blijkt in de buitenlucht hoger dan in de kaslucht. Hiervoor zijn twee mogelijke oorzaken gevonden. Ten eerste een meetfout als gevolg van de warmteweerstand van een luchtlaagje van enkele tienden millimeters dik dat zich tussen plaat en doek zou bevinden. Ten tweede de extra wandturbulentie aan de buitenluchtzijde door de ruwe katoendoek. De stofoverdracht aan de buitenluchtzijde (verdamping) is laag ten opzichte van de warmteoverdracht. Oorzaken hiervoor worden gezocht in de incomplete bevochtiging van de platen en in de capillaire eigenschappen van het katoendoek. De stofoverdracht aan de kasluchtzijde (condensatie) is hoog, vooral bij lage snelheden. Dit is grotendeels onverklaard gebleven. De drukval over zowel de kas- als de buitenluchtzijde van de IVK kan worden verklaard als de som van vorm- en wrijvingsweerstand.

Het is mogelijk om het huidige prototype te verbeteren. Er kan gebruik worden gemaakt van plaatmateriaal dat goed te bevochtigen is en al wordt toegepast in commerciële IVK's. Door de IVK in- en uitlaten af te ronden kan de drukval worden verminderd. De plaatafstand en afmetingen kunnen worden geoptimaliseerd, zodat de IVK een kleiner volume en een hoger rendement krijgt.

6.2 Indirecte verdampingskoeling voor gesloten kassen

De prototype IVK heeft een enthalpierendement van maximaal 62%. De prestaties van de prototype IVK zijn geëvalueerd bij ontwerpcondities en een af te voeren warmte van 600 W per vierkante meter kas. Wanneer de IVK 4 m² plaat per m² kas heeft is er een ventilatiedebiet van 120 m³/m²h nodig. Dit is hoog, de ontwerpeis ligt op een maximaal ventilatiedebiet van 100 m³/m²h. Het enthalpierendement van de prototype IVK neemt af bij toenemende debieten. Een kleine verhoging van de koellast heeft daarom een relatief grote verhoging van het ventilatiedebiet tot gevolg. Daardoor zal een IVK die voor de maximale koellast wordt ontworpen een groot deel van de tijd onderbenut worden. Simulaties met het kasklimaatmodel DESSIM90 leverden een betrouwbaarder beeld op waaruit blijkt dat bij een maximaal ventilatiedebiet van 100 m³/m²h het kasklimaat redelijk in de hand te houden is. Bij gebruik van een IVK met 0,5 m² per m² kas blijft de maximale temperatuur tot 34,2 °C beperkt, dat is 2,4 °C hoger dan bij natuurlijke ventilatie.

De tijdsduur dat de temperatuur hoger dan 30 °C wordt, blijft tot 91 uren per jaar beperkt. De relatieve vochtigheid van de kaslucht wordt hoger; het aantal uren dat deze hoger dan 90 % is, stijgt van 2904 naar 3528 uur per jaar. Dit komt doordat de IVK bij hoge debieten te weinig latente warmte ten opzichte van de sensibele warmte aan de kaslucht onttrekt. Het IVK-volume bedraagt 1 m³ per 200 vierkante meter kas en het benodigde nuttig ventilatorvermogen wordt 4 W per m² kas. Door de IVK groter te maken kan de relatieve vochtigheid van de kaslucht beperkt worden, maar de verbetering is relatief klein. Wanneer de IVK 3,24 m² plaat in plaats van 0,5 m² plaat per m² kas heeft zijn er nog steeds 3129 uren per jaar dat de relatieve vochtigheid hoger dan 90% is.

Hiermee is aangetoond dat het technisch mogelijk is om het klimaat in een gesloten kas te beheersen door middel van indirecte verdampingskoeling. Bij het beslissen over de invoering ervan zal men echter rekening moeten houden met de extra energiekosten, het vochtiger kasklimaat, en de hogere investeringen.

Summary

In a closed greenhouse there is (by definition) no direct exchange between greenhouse and outside air. So, natural ventilation cannot be used to remove the surplus of heat and moisture from the greenhouse air. Another method has to be found to cool and dehumidify it. Experimental research concerning the use of indirect evaporative cooling for this purpose is presented in this report.

An Indirect Evaporative Cooler (IEC) is an air-to-air heat exchanger in which one airflow is cooled adiabatically and the other indirectly. When used in a closed greenhouse, the outside air is cooled adiabatically, the greenhouse air indirectly. The IEC design investigated in this project is similar to IEC units for comfort cooling applications described in literature.

A prototype IEC was constructed of aluminum plates, each wetted on one side. Outside air is blown along the wetted sides of the plates, where it was cooled adiabatically. Greenhouse air was cooled indirectly as it flowed along the dry sides of the plates. When the plate temperature was below dew point, the greenhouse air was also dehumidified by condensation.

The prototype IEC was tested in an experimental facility. This consisted of two air conditioners to provide air streams (representing outside and greenhouse air) of desired temperature, humidity and flow rate. Air temperatures, humidities and flow rates, plate temperatures, water flow rate and pressure drop were measured. From these measurements quantities such as efficiency and the amounts of removed heat were calculated. Measurements and calculations were checked by applying mass, sensible energy and enthalpy balances.

The measured heat and mass exchange, expressed in the dimensionless quantities Nu and Sh , agreed with a theory describing turbulent flow in a channel.

Under the worst possible conditions (greenhouse air of 30 °C, 90 %RH; outside air of 28 °C, 60 %RH) the prototype IEC was able to remove a sufficient amount of heat from the greenhouse air. An IEC with 4 m² heat exchange surface per m² greenhouse will work at a ventilation flow rate of 120 m³/m²h. The volume of the prototype IEC would be 1 m³ per 25 m² greenhouse. The pressure drop over the IEC depended strongly on the flow rate. The enthalpy efficiency of the IEC was at most 62 %, being highest at a low air flow rate.

The prototype IEC was simulated in a greenhouse climate computer model (DESSIM90). This simulation showed that an IEC with 3.24 m² heat exchange surface per m² greenhouse with a maximum ventilation rate of 100 m³/m²h is able to cool a greenhouse sufficiently. The maximum temperature occurring in a reference year was 31.0 °C (in case of natural ventilation 31.8 °C). The greenhouse air became more humid; the number of hours per year that the relative humidity was over 90 %RH was 3130 (in case of natural ventilation 2900 hours per year).

Even an IEC with 0.5 m² heat exchange surface per m² greenhouse may be able to maintain an acceptable greenhouse climate. The maximum greenhouse air temperature will be 34.2 °C and the relative humidity will be above 90 %RH for 3530 hours per year. In this situation, the ventilation power needed will be 4 W per m² greenhouse.

This research has shown that a closed greenhouse can be cooled by indirect evaporative cooling under Dutch weather conditions. The dehumidification of greenhouse air is more difficult because the indirect evaporative cooler removes a relatively low amount of latent heat at high air flow rates. Indirect evaporative cooling can improve climate control as it may maintain the greenhouse air temperature below a desired maximum level. However, some problems have to be resolved before IEC can be used under real conditions: these problems refer to the amounts of energy and water it consumes and the volume it occupies.

It seems possible to improve the performance of the current prototype. By using a smaller plate spacing the IEC volume may be reduced. Lengthening the plates and using (existing) plate materials that are easily wettable will improve the enthalpy efficiency. By giving more attention to the aerodynamics of the design the pressure drop over the IEC can be lowered.

Literatuur

- Batchelor, G.K., 1967. An introduction to fluid dynamics. University Press, Cambridge.
- Braak, N.J. van de en J.J.G. Breuer, 1991. Ventilatie in kassen. Rapport 91-14, IMAG-DLO, Wageningen, 21 pp
- Breuer, J.J.G., A.M. van Weele en A.H.C. van Paassen, 1991. Referentiejaar voor de Nederlandse glastuinbouw. Klimaatbeheersing, Vol. 20, no. 4, p. 110-113
- Breuer, J.J.G. en N.J. van de Braak, 1994a. Beschrijving van een statisch en een dynamisch simulatiemodel voor kassen. Rapport (nog niet verschenen), IMAG-DLO, Wageningen
- Breuer, J.J.G. en N.J. van de Braak, 1994b. Effect van grondbuizen en indirecte verdampingskoeling op de ventilatie in kassen. Rapport (nog niet verschenen), IMAG-DLO, Wageningen
- Chan, C.Y.L., 1973. Performance tests of model plate heat exchangers with wetted plates. Internal report no. 120, Commonwealth Scientific and Industrial Research Organisation, Division of mechanical engineering, Melbourne Australie, 13pp
- Colburn, A.P., 1933. Transactions of the American Society of Chemical Engineers, 29:174
- Erens, P.J. and A.A. Dreyer, 1993. Modelling of indirect evaporative air coolers. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 36, No. 1, p. 17-26
- Guillory, J.L. and F.C. McQuiston, 1973. An experimental investigation of air dehumidification in a parallel plate exchanger. ASHRAE Transactions, Volume 79, part 2, p. 146-151
- Ham, Ph.J., 1984. Mollier-h/x-diagrammen voor vochtige lucht, geconstrueerd door middel van de computer. Klimaatbeheersing, Vol. 13, no. 8, p. 269-273
- Helmer, W.A., 1974. Condensing water vapor-air flow in a parallel plate heat exchanger. Purdue University (PhD Thesis), 162 pp
- Idem, S.A. and V.W. Goldschmidt, [1989]. Performance of a condensing copper finned tube heat exchanger: effects of baffles. ASHRAE Transactions, [Vol. 95], p. 393-398
- Jong, T. de, N.J. van de Braak en G.P.A. Bot, 1992. Alternatieve koeler voor gesloten ruimten. Klimaatbeheersing, Vol. 21, no. 5, p. 123-128
- Kays, W.M. and H.C. Perkins, 1973. Forced Convection, Internal Flow in Ducts. In: Rohsenow, W.M. and J.P. Hartnett (eds.), Handbook of Heat Transfer. McGraw-Hill, New York, p. 7.1 - 7-193
- Knies, P., 1992. Beheersing kasklimaat in een gesloten bedrijfssysteem. Vakblad voor de bloemisterij, no. 2, p. 44-47
- Kusada, T., 1965. Calculation of the temperature of a flat-plate wet surface under adiabatic conditions with respect to the Lewis relation. In: Wexler, A. (ed.), Humidity and moisture: measurement and control in science and industry. Reinhold Publ. Corp., New York, p. 16-32
- MacLaine-Cross, I.L. and P.J. Banks, 1981. A general theory of wet surface heat exchangers and its application to regenerative evaporative cooling. The ASME Journal of heat transfer, Vol. 103, p. 579-585
- Pescod, D., 1974. Effect of turbulence promoters on the performance of plate heat exchangers. In: Afgan, N. and E.U. Schlunder (eds). Heat Exchangers: design and theory sourcebook. McGraw-Hill, New York, p. 601-615
- Pescod, D., 1979. A heat exchanger for energy saving in an air conditioning plant. ASHRAE Transactions, Vol. 85, part 2, p. 238-251

- Stoitchkov, N.J. and St. At. Dimov, 1985. Experimental Investigations of heat and mass transfer in plastic plate heat exchangers with indirect evaporative cooling. In: *Clima 2000*, 8th World Congress on heating, ventilating and air conditioning, Vol. 6, Kopenhagen, p. 531-536
- Sukhwai, R.N., D. Gupta and M.L. Mathur, 1983. The dry surface indirect evaporative cooling system: A performance study. In: *Proceedings XVIth International Congress of refrigeration*, Parijs, p. 273-278
- Tree, D.R. and W.A. Helmer, 1976. Experimental heat and mass transfer data for condensing flow in a parallelplate heat exchanger. *ASHRAE Transactions*, Vol. 82, p. 289-299
- Watt, J.R., 1986. *Evaporative Air Conditioning Handbook*. Chapman and Hall, New York, 455 pp
- Weast, R.C., 1977. *CRC Handbook of Chemistry and Physics*. CRC Press Inc., Cleveland Ohio.

Symbolenlijst

C_{pl}	soortelijke warmte droge lucht	(J/kgK)
C_{pw}	soortelijke warmte waterdamp	(J/kgK)
D	hydraulische diameter	(m)
D_{vl}	diffusiecoëfficiënt vochtige lucht	(m ² /s)
d	plaatdikte	(m)
h	enthalpie	(J/kg)
j	Colburn j-factor	(-)
k	stofoverdrachtscoëfficiënt	(m/s)
Nu	Nusseltgetal ($\alpha D/\lambda$)	(-)
Q	debiet	(m ³ /s)
Pr	Prandtlgetal	(-)
q	warmtestroom	(W)
Re	Reynoldsgetal (UD/ν)	(-)
r	verdampingswarmte	(J/kg)
Sc	Schmidtgetal	(-)
Sh	Sherwoodgetal (kD/D_{wl})	(-)
s	plaatafstand	(m)
T	temperatuur	(°C of K)
U	snelheid	(m/s)
x	absolute luchtvochtigheid	(kg/kg)
α	warmteoverdrachts coëfficiënt	(W/m ² K)
η	rendement	(-)
λ	warmtegeleidings coëfficiënt	(W/mK)
ν	kinematische viscositeit	(m ² /s)
ρ	dichtheid	(kg/m ³)

Indices

b	buitenluchtzijde
c	condens
d	damp
gem	gemiddeld
h	enthalpie
i	ingaaand (IVK in)
k	kasluchtzijde
l	latent of lucht
min	minimum
p	plaat
s	sensibel
u	uitgaand (IVK uit)
v	verdampt of verzadigd
w	water

Gebruikte getalswaarden van fysische grootheden

$$D_{vl} = 26,2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \text{ bij } 28 \text{ }^\circ\text{C}; \text{ Kusada (1965)}$$

$$h_{\text{water}} = (4,1811 \cdot T_{\text{water}} + 0,2814) \text{ kJ/kg}; \text{ Weast (1977)}$$

$$\text{Pr} = 0,71$$

$$\text{Sc} = 0,60$$

$$\lambda_{\text{lucht}} = 0,026 \text{ W/mK} \text{ bij } 28 \text{ }^\circ\text{C}; \text{ Batchelor (1967)}$$

$$\nu_{\text{lucht}} = 15,8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \text{ bij } 28 \text{ }^\circ\text{C}; \text{ Batchelor (1967)}$$

$$\rho_{\text{water}} = 998,2 \text{ kg/m}^3 \text{ bij } 20 \text{ }^\circ\text{C}; \text{ Batchelor (1967)}$$

Apendices

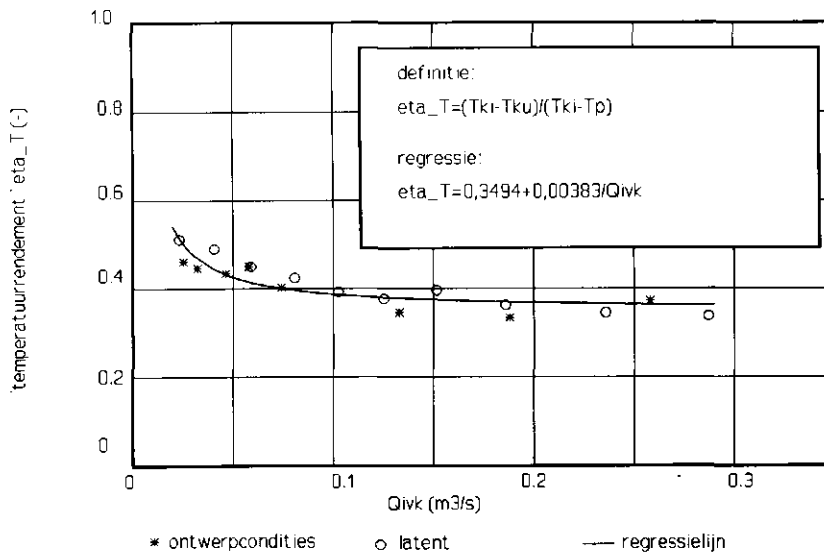
A Modellering prototype IVK voor DESSIM90

Om de IVK in een computermodel van het kasklimaat te kunnen modelleren moeten de warmte- en stofoverdracht apart worden beschreven. Daarom zijn 'rendementen' voor temperatuur en absolute vochtigheid gedefinieerd. De (pragmatische) definitie van deze rendementen was als volgt: Eerst werd een 'plaatenthalpie' gedefinieerd die het gemiddelde is van de kas- en buitenluchtenthalpie. Uitgaande van deze plaatenthalpie werden, gebruik makend van de vereenvoudigde formules in Ham (1984), de plaattemperatuur T_p en de absolute vochtigheid x_p van verzadigde lucht (bij temperatuur T_p) berekend. In de 'rendementen' werd de gemeten temperatuursdaling (of vochtigheidsdaling) van de lucht gedeeld door de 'maximaal haalbare' daling, namelijk tot plaattemperatuur T_p (of x_p):

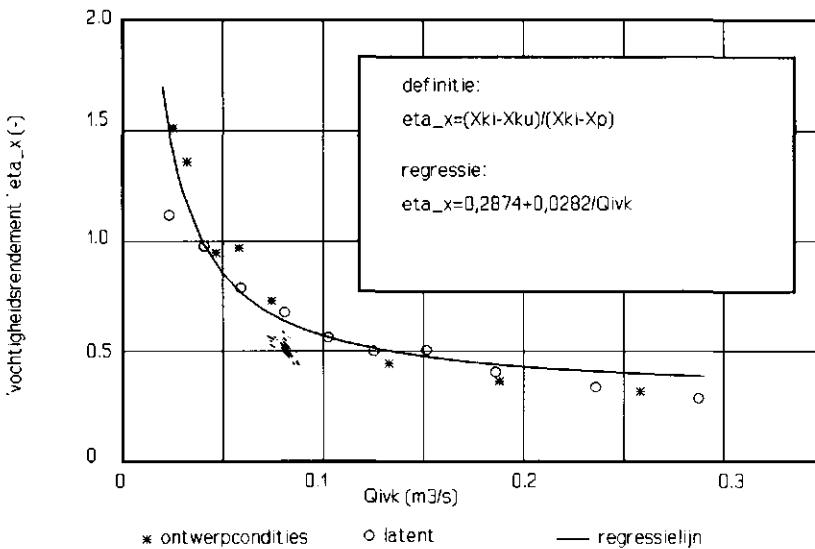
$$\begin{aligned}\eta_T &= \frac{T_{ki} - T_{ku}}{T_{ki} - T_p} \\ \eta_x &= \frac{x_{ki} - x_{ku}}{x_{ki} - x_p}\end{aligned}\tag{A.1}$$

Het bleek mogelijk te zijn om met deze 'rendementen' het gedrag van de IVK adequaat te beschrijven. Dit is te zien in afbeeldingen A.1 en A.2. De invloed van de luchtcondities op de rendementen was gering en de afhankelijkheid van het debiet was in eenvoudige regressierelaties te beschrijven:

$$\begin{aligned}\eta_T &= 0,349 + \frac{0,00383}{Q_{IVK}} \\ \eta_x &= 0,287 + \frac{0,0282}{Q_{IVK}}\end{aligned}\tag{A.2}$$



Figuur A.1 'Temperatuurrendement' van de prototype IVK als functie van het kasluchtdebiet.
Figure A.1 'Temperature-efficiency' of the prototype indirect evaporative cooler as a function of greenhouse air flow rate.



Figuur A.2 'Vochtigheidsrendement' van de prototype IVK als functie van het kasluchtdebiet.
Figure A.2 'Humidity-efficiency' of the prototype indirect evaporative cooler as a function of the greenhouse air flow rate.

B Overzicht IVK-experimenten uit literatuur

In deze bijlage worden meetresultaten betreffende warmte- en stofoverdracht bij verdamping en condensatie samengevat.

Tabel B.1 Karakteristieke parameters en overdrachtsgetallen volgens diverse onderzoekers. De gegevens moeten gezien worden als indicatie: sommigen zijn uit grafiek afgelezen of afgeleid uit andere data in artikel. Van iedere grootheid wordt de minimale en de maximale waarde vermeld.

Table B.1 Relevant parameters and quantities according to various researchers. Data are indications: some were read from graphs, others were calculated using other data.

	Chan (1973)	Guillory (1973)	Helmer (1974)	Pescod (1979)	Stoitch- kov et. al. (1985)	Idem et. al. (1989)	dit onderzoek	
							verdam- pende zijde	conden- serende zijde
Re	230	900	1800	100	235	550	710	900
	-	-	-	-	-	-	-	-
	1030	5500	18000	2000	2220	1600	9700	10780
L/D	63	19,2	24,8	56	35,7	-	27,8	25
	-	-	-	-	-	-	-	-
	67	-	-	93	50	-	-	-
Nu	-	-	-	-	2	-	3,8	4,7
	-	-	-	-	-	-	-	-
	-	-	-	-	20	-	46,0	32,3
Sh	-	-	-	-	2	-	5,3	15,1
	-	-	-	-	-	-	-	-
	-	-	-	-	15	-	31,4	23,2
f	0,065	0,02	0,009	0,02	0,06	-	0,023	0,034
	-	-	-	-	-	-	-	-
	0,79	0,08	0,03	0,6	0,20	-	0,13	0,15
j _s	-	0,01	0,0035	0,018	-	0,009	-	0,0037
	-	-	-	-	-	-	-	-
	-	0,015	0,0065	0,07	-	0,012	-	0,067
j _h	-	0,005	0,0032	-	-	0,0037	-	0,0025
	-	-	-	-	-	-	-	-
	-	0,018	0,0068	-	-	0,009	-	0,015
j _h	-	0,005	0,0038	-	-	-	-	0,0031
	-	-	-	-	-	-	-	-
	-	0,019	0,007	-	-	-	-	0,019

In plaats van Nu en Sh maakt een deel van de onderzoekers gebruik van de Colburn j-factors j_s , j_l en j_h die gedefinieerd zijn volgens:

$$\text{sensibel: } j_s = \left(\frac{\alpha}{\rho U C_p} \right) Pr^{2/3}$$

$$\text{latent: } j_l = \left(\frac{k}{U} \right) Sc^{2/3} \quad (\text{B.1a t/m B.1c})$$

$$\text{enthalpie: } j_h = \left(\frac{\alpha_h}{\rho U} \right) Pr^{2/3}$$

Hierin is α_h de enthalpie-overdrachtscoëfficiënt (in $\text{kg/m}^2\text{s}$).

Bijzonderheden:

Chan (1973) onderzocht de IVK waarover ook Pescod (1979) publiceerde. Deze IVK bestond uit parallelle platen van PVC of polystyreen van 0,25 mm dik, 227 mm lang en 193 mm breed. De plaatafstanden waren 3,4 en 3,6 mm. Er vond geen condensatie uit de primaire lucht plaats. De luchtsnelheid was 1 tot 4,4 m/s. Er werden verschillende oppervlaktebehandelingen van de platen uitgetoetst.

Guillory en McQuiston (1973) onderzochten ontvochtiging van lucht in een watergekoeld lamellenblok van roestvrij staal. De afmetingen (afgelezen uit figuur) waren bij benadering: plaatlengte 3 inch (7,6 cm), breedte 6 inch (15,2 cm), plaatafstand 5/32 inch (4 mm). De resultaten hebben betrekking op condensatie. Guillory maakt en vindt onderscheid tussen 'natte' en 'droge' data.

Helmer (1974) beschouwde de condenserende luchtstroom tussen twee verticale parallelle aluminium platen van 25 inch (63,5 cm) lang en 7,5 inch (19 cm) breed. De plaatafstand was 0,5 inch (12,7 mm). De luchtsnelheid was 200-1500 feet/min (1-7,6 m/s). Helmer onderzocht ook lokale overdrachten en drukval.

Pescod (1979) onderzocht een IVK als beschreven onder Chan (1973). De plaatlengte was 0,2 m en plaatafstanden waren 2,16 tot 3,56 mm. De luchtsnelheden waren van 0,3 tot 4 m/s. Er vond geen condensatie van de primaire lucht plaats.

Stoitchkov en Dimov (1985) onderzochten warmte- en stofoverdracht aan het verdampende oppervlak van een parallelle platen IVK. De drukval f is aan beide zijden van de IVK gemeten. De IVK bestond uit PVC platen van 0,2 mm dik en 250 bij 250 mm groot. Plaatafstanden waren 2,5, 3 en 3,5 mm. Er vond geen condensatie van de primaire lucht plaats. De luchtsnelheid bedroeg tussen 0,5 en 6,7 m/s.

Idem en Goldschmidt (1989) onderzochten de condenserende luchtstroom in een koperen gevinde buizen water-lucht warmtewisselaar. De afmetingen waren: buisdiameter 19 mm, vinhoogte 10mm en er waren 270 vinnen per meter; de buisafstand was 40 mm.

Verschenen rapporten

- 93-1 Huis in 't Veld, J.W.H., Kroodsmā W. en S. van Westreenen – Vermindering ammoniakemissie uit een ligboxenstal door spoelen van de roosters.
Wageningen, IMAG-DLO rapport, 24 pp., f 25,00
- 93-2 Elzing, A. en D. Swierstra. – Ammoniakemissiemetingen in een modelsysteem van een varkensstal; de invloed van vloerbevuilding en het vloertype.
Wageningen, IMAG-DLO rapport, 24 pp., f 25,00
- 93-3 Elzing, A. en W. Kroodsmā – De relatie tussen ammoniakemissie en stikstofconcentratie in de urine van melkvee.
Wageningen, IMAG-DLO rapport, 24 pp., f 25,00
- 93-5 Dieën, J.H. van – Functional load of the low back.
Wageningen, IMAG-DLO rapport, 150 pp., f 40,00
- 93-6 Boer, W.J. de – Box Jenkins tijdreeksanalyse, toegepast op de resultaten van ammoniakemissiemetingen in een rundveestal.
Wageningen, IMAG-DLO rapport, 32 pp., f 30,00
- 93-7 Hoeksma, P., Scholtens, R. en A.J. van den Berg – Een milieuvriendelijk bedrijfs-systeem voor de varkenshouderij.
Wageningen, IMAG-DLO rapport, 26 pp., f 30,00
- 93-8 Smits, M.C.J., Kroodsmā, W., Swierstra, D. en W.J. de Boer – Opzet van het onderzoek inzake beperking van de ammoniakemissie in de Milieu-onderzoekstal.
Wageningen, IMAG-DLO-rapport, 32 pp., f 35,00
- 93-9 Drost, H. en D. van der Drift – Vergelijkend arbeidshygiënisch onderzoek in twee huisvestingssystemen voor leghennen. Onderzoek naar omgevingscomponenten en ODTS-symptomen.
Wageningen, IMAG-DLO rapport, 54 pp., f 40,00
- 93-10 Uenk, G.H., Demmers, T.G.M. en M.G. Hissink – Luchtsamenstelling onder de overkapping van mestilo's vóór en na het mixen van de mest.
Wageningen, IMAG-DLO rapport, 22 pp., f 25,00
- 93-11 Aarnink, A.J.A., Houwers, H.W.J., Ouwerkerk, E.N.J. van en P.B. Hangelbroek – Vooronderzoek naar een milieu- en welzijnsvriendelijk huisvestingssysteem voor vleesvarkens. Mestscheiding, vloerkoeling en grote groepen dieren.
Wageningen, IMAG-DLO rapport, 41 pp., f 40,00
- 93-12 Kasper, G.J. – Literatuuronderzoek naar het droogproces van gemaaid gras en de invloed van technische factoren hierop.
Wageningen, IMAG-DLO rapport, 34 pp. f 30,00

De rapporten kunt u **schriftelijk** bestellen door overmaking van het genoemde bedrag op Postbanknummer 3514771 ten name van IMAG-DLO te Wageningen, onder vermelding van het rapportnummer.

Reports must be ordered by transferring the appropriate amount (in Dutch Guilders) to the IMAG-DLO account, no. 3514771, at the Postbank, Wageningen, quoting the relevant report number(s)

