



Faculteit Ingenieurswetenschappen

Vakgroep

Mechanica van Stroming, Warmte en Verbranding

Voorzitter: Prof. dr. ir. R. Sierens

Bepaling van Vochtdistributies in een Klimaatkamer: Ontwerp en Bouw van een Experimentele Opstelling

door

Yves De Permentier en Ken Kerkhofs

Promotor: Prof. dr. ir. M. De Paepe

Co-promotor: Prof. dr. ir.-arch. A. Janssens

Begeleider: ir. H-J. Steeman

Scriptie ingediend tot het behalen van de graad van burgerlijk
werktuigkundig-elektrotechnisch ingenieur

Academiejaar 2006-2007

Voorwoord

HVAC is niet meer weg te denken uit de wereld van vandaag. Als we even stilstaan bij de betekenis van HVAC: Heating, Ventilation and Air Conditioning, is dat ook niet zo verwonderlijk. Zichzelf behoorlijk kunnen verwarmen behoort tot de basisbehoeften van de mens. Daar hoort eveneens de nood aan verse lucht en eventueel zelfs verfrissing toe. Het hoeft niet gezegd dat HVAC als dusdanig een zeer breed studiegebied beslaat met tal van mogelijkheden om nieuwe hedendaagse technologieën in te verwerken. Het vindt zijn toepassing in alle gebouwen en gebouwencomplexen die vandaag de dag de grond uit rijzen. De groeiende interesse in HVAC is trouwens evenmin verwonderlijk te noemen. Externe factoren zoals de toenemende aandacht voor het milieu, klimaatveranderingen, stijgen van energieprijzen enz... zijn daar zeker niet vreemd aan. Men zoekt voortdurend naar verbeteringen voor de huidige systemen en de nieuwe beschikbare technologieën zoals photovoltaïsche cellen kunnen hier zeker hun steentje bijdragen.

Nochtans hoeven deze verbeteringen niet hoog-technologisch te zijn: een beter begrip van de fysische systemen die van belang zijn bij HVAC-toepassingen is een minstens even grote stap in de goede richting. We zouden enorm tevreden zijn mochten we door dit werk een klein deel van die grote stap voor onze rekening zouden hebben genomen.

Dit werk is er niet alleen gekomen door onze interesse in de materie, er zijn nog tal van mensen die, elk op hun manier, hun steentje bijgedragen hebben om dit werk te maken tot wat het nu is. Mensen, die ons in de loop der jaren gesteund hebben en ons gemaakt hebben tot wie we nu zijn.

We zouden dan ook graag in de eerste plaats onze thesisbegeleider, Hendrik-Jan, willen bedanken voor de grote hoeveelheid tijd en energie die hij in ons en dit werk stopte. Tevens wensen we ook de promotor, prof. De Paepe, te bedanken voor zijn vertrouwen en de geboden kans. Ook het technisch personeel van dienst, Robert en Patrick, worden hartelijk bedankt voor het vele werk dat ze in de uitvoering van dit werk stopten. Last but not least verdient ook de taaljury dank en respect voor het in de gaten houden van de gebruikte spelling en grammatica, consistentie,... Jean-Paul, Marie-Jeanne, Vicky, Marlies: bedankt!

Mensen voor wie geen dank te veel kan zijn, zijn onze ouders. Zij hebben ons beiden in de loop der jaren alle kansen gegeven en ten volle gesteund in onze keuzes. Zij hebben ons de mogelijkheden gegeven om te staan waar we nu staan en hebben als dusdanig mee dit werk tot stand gebracht.

Verder willen we nog een aantal mensen bedanken die hier niet bij naam vermeld zijn maar toch op een of andere manier voor ons een uitlaatklep geweest zijn en ons gesteund hebben. Bedankt.

Yves De Permentier

Ken Kerkhofs

Toelating tot bruikleen

De auteurs en promotor geven de toelating deze scriptie voor consultatie beschikbaar te stellen en delen ervan te kopiëren voor persoonlijk gebruik. Elk ander gebruik valt onder de beperkingen van het auteursrecht, in het bijzonder met betrekking tot de verplichting uitdrukkelijk de bron te vermelden bij het aanhalen van resultaten uit deze scriptie.

The authors and promotor give the permission to use this thesis for consultation and to copy parts of it for personal use. Every other use is subject to the copyright laws, more specifically the source must be extensively specified when using from this thesis.

Gent, 4 Juni 2007

De promotor

De begeleider

De auteurs

Prof. dr. ir. M. De Paepe

Ir. H.J. Steeman

Yves De Permentier

Ken Kerkhofs

Bepaling van Vochtdistributies in een Klimaatkamer: Ontwerp en Bouw van een Experimentele Opstelling

door

Yves De Permentier en Ken Kerkhofs

Scriptie ingediend tot het behalen van de graad van
burgerlijk werktuigkundig-elektrotechnisch ingenieur

Academiejaar 2006-2007

Promotor: Prof. dr. ir. M. De Paepe
Co-promotor: Prof. dr. ir.-arch. A. Janssens
Begeleider: ir. H-J. Steeman
Faculteit Ingenieurswetenschappen
Universiteit Gent

Vakgroep Mechanica van Stroming, Warmte en Verbranding
Voorzitter: Prof. dr. ir. R. Sierens

Samenvatting

In de inleiding wordt het belang van modelleren van warmte- en massatransportprocessen in gebouwen uit de doeken gedaan.

Het hoofdstuk Literatuurstudie bespreekt de verschillende numerieke methoden die geïnterpreteerd moeten worden aan de hand van een experimentele opstelling. Er wordt ook een kort overzicht gegeven van enkele experimentele opstellingen die reeds bestaan.

Het derde hoofdstuk behandelt het ontwerp van de experimentele opstelling.

In hoofdstuk vier wordt het ontwerp van de klimagroep besproken.

Het vijfde hoofdstuk geeft uitleg bij de gebruikte regeling van het geheel.

De uitlezing van de meetsignalen en de verwerking ervan in LABVIEW wordt beschreven in hoofdstuk zes.

Hoofdstuk zeven beschrijft de uitgevoerde testen alsook de testen die nog nodig zijn vooraleer de definitieve ingebruikname van de proefopstelling.

De conclusie wordt gegeven in het achtste en laatste hoofdstuk.

In de bijlagen en op de CD-ROM vindt men informatie rond berekeningen, componentselectie, testresultaten, etc.

TREFWOORDEN : Vocht, Experimenteel, Klimagroep

DESIGN OF TEST CHAMBER FOR INVESTIGATION OF MOIST AIR-WALL INTERACTION

Y. De Permentier & K. Kerkhofs

Promotor: M. De Paepe Co-promotor: A. Janssens Supervisor: H.J. Steeman

INTRODUCTION

Within the framework of the FWO-project Mach3 and the international cooperation for ECBCS-Annex 41: Whole building Heat, Air and Moisture Response "Moist-Eng" (2003-2008), CFD-models are being developed for the description of coupled heat and moisture transport between the inside envelope and room air. The study of fluid flow in structures and around furniture plays an important part in this description. A numerical model is also developed to describe the dynamic exchange and storage of water in porous materials, also referred to as moisture buffering.

The convection coefficient for mass transfer is usually unknown in building simulation models. The standard procedure is using the analogy between heat and mass transport to calculate this coefficient. However, for most cases this analogy does not apply. Thus, an assessment system for new building simulation models is required. This new test facility will be used to stipulate how large the deviation between the standard convection coefficient and the actual measured coefficient really is, therefore providing an experimental basis for optimisation of the building simulation models in their development process.

Although several facilities have been designed and built to study and measure some parameters of building climatisation, no facility had been designed to study the interaction between moisture transport and flow field in the presence of walls and/or furniture. There has been an obvious need for an experimental chamber or setup that allows an in depth study of this interaction under controlled conditions. The objective of the test chamber described in this thesis is to address that need.

CLIMATE CHAMBER

The test chamber consists of two separate chambers, denoted as outer and inner chamber, respectively. The inner chamber is built upon two rails, which enables the researcher to separate the two chambers and modify them at any moment. The outer chamber is used to keep the ambient conditions of the inner chamber constant during the tests. The inside of each of the two chambers can also be adapted to any test circumstances thanks to the use of two isolated doors. The test chamber has following dimensions: height: 1,8 m, width: 1,8 m and depth: 2,1 m. The climate control unit is located in the same room, to the side of the outer chamber.

Technical Description

The wallpanels of the inner and outer chamber consist of 6 cm rigid high density polyurethane foam sprayed in between two skins of white polyester lacquered, galvanized steelplate, 0,63 mm in total thickness. The floorpanels consist of multiplex panels with phenol anti-slip surface reinforced with glass fibre. The permissible charge is 500 kg on 4 rubberized

wheels or 3000 kg/m² distributed load. The heat transfer coefficient is 0,366 W/m²K.

A robot arm is to be placed inside the inner chamber which can move in 2 directions and is to be controlled from a computer. This allows for measuring of multiple points on or near a wall specimen. The robot arm will be equipped with a hot-wire anemometer, a relative humidity sensor and a thermocouple. At the same time the difference in weight of a test specimen is to be continuously measured using a load cell to indicate its water absorption.

The climate control unit consists of four different devices, which can be found in this order along the direction of air flow:

1. a 76 m³/h recirculation fan which speed can be manually controlled to attain different flow regimes.
2. a 2 kW compact heat exchanger cooled with ethanol at -10°C. The ethanol pump which feeding this heat exchanger provides a constant flow of 8 kg/min. It is possible to replace this constant flow pump with a variable speed pump and thyristor control to adjust the heat exchange inside the heat exchanger. This would complicate the control strategy, but would save a considerable amount of energy. Either way, the heat exchanger serves two purposes: it dehumidifies and cools the air flow.
3. a 2 kW electric reheat coil for fine temperature control. The power provided to this coil can be regulated by use of a thyristor control.
4. a steam humidifier with a maximum steam flow of 2 kg/h. The humidifier uses a relative humidity setpoint and an internal PI controller to regulate the steam flow.

The data acquisition and control system consists of three separate units. The first unit is a Keithley 2700 multimeter combination which is able to scan differential analog input channels. The signals are read into the second unit, a personal computer running a modified control program. The third unit is a National Instruments data acquisition card with 8 analog output channels for control. The control system is written in Labview and optimised through commissioning and calibration tests, as described in this thesis. Measured parameters include: temperature, relative humidity and air flow rate. Temperature and relative humidity are controlled at any time by the climate control unit and measured separately for testing purposes inside the inner chamber. Air flow rate can be altered through the variable drive of the fan motor. A setpoint can be created for the fan drive through a potentiometer and the flow rate is then measured for this specific setpoint. The air flow enters the inner chamber at 1,5 m above the floor. The throw of the attained jet can reach the opposite side of the inner chamber. In future test modes the weight of a test specimen will also be registered as an indication of the water absorbed inside of it.

Wall tests

The facility is not designed to strictly conform to any given ISO or ASTM standard. It is designed to perform as a multipurpose research facility to study those aspects of building climatisation as described.

In the wall test setting, the environmental chamber will be used to study the influence of air velocity, temperature and humidity on the convection coefficient near walls in a room. In this case it is important to control the relative humidity and temperature in the room as well as the jet.

Furniture tests

In this particular test setting, the room can be furnished as wished. Each of its components can then be weighed to monitor moisture absorption. The robot arm will provide a sophisticated tool to measure temperature, relative humidity and air speed along any type of furniture.

COMMISSIONING AND CALIBRATION TESTS

Commissioning tests were performed in the first place to test the structural, thermal and moisture integrity of the facility and secondly to test the climate control unit performance under steady-state and dynamic thermal and moisture conditions. The tests were performed without any test specimens in the inner chamber.

The performance of the climate control unit in combination with the test chamber was assessed through multiple tests. A first condition, necessary for a proper functioning of the facility, was the possibility to set and maintain a certain temperature and relative humidity inside the inner chamber, given a desired air flow. PID parameters for the temperature control were optimised, along with PI parameters for the steam humidifier.

It was found that it was impossible to keep the jet at a constant relative humidity due to the control strategy and size of the steam humidifier. Therefore, the control strategy of the room was altered. The relative humidity of the room was controlled instead of the relative humidity of the jet.

A second performance test was needed to assess the dynamic performance of the climate control unit.

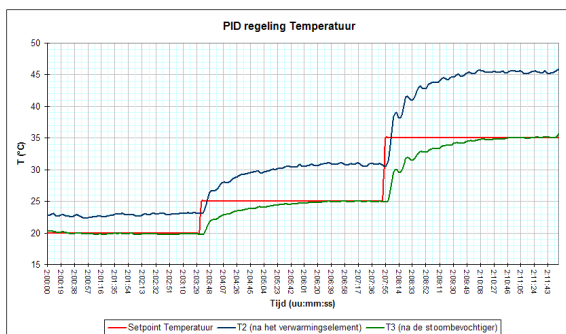


Figure 1: Step test in temperature profile.

In this case, a step of 5°C followed by a step of 10°C were introduced in the setpoint of temperature. (Figure 1) A test was also performed in which a step of 30% RH was introduced in the setpoint of relative humidity. (Figure 2)

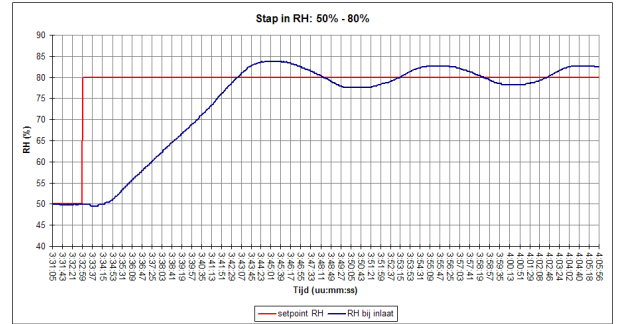


Figure 2: Step test in relative humidity profile.

This particular test allowed for a better design of the control unit. The relative humidity of the entire test chamber and the temperature of the jet without humidification seem well controllable. The response of the temperature of the jet on the humidification pattern however was intolerable, so a change of configuration was in place.

As seen in other test chambers [1], a buffer chamber usually provides enough mixture of the conditioned supply air to attain a stable relative humidity profile. This buffer chamber should then be placed between the steam humidifier and the chamber air inlet. The steam humidifier actually performs best when humidifying a room, as proven in the first test. The temperature control is also to be altered accordingly. Bringing a buffer chamber up to a certain temperature, can not be done with the airflow temperature control.

CONCLUSION

Although several facilities have been designed and built to study and measure some parameters of building climatisation, no facility had been designed to study the correlation between moisture transport and flow field. It is the objective of the recently designed and built test chamber, described in this thesis, to address the need for a facility that may be employed to experimentally study the correlation between moisture transport and flow field in a room, in the presence of walls and/or furniture.

The test chamber consists of two separate chambers, denoted as outer and inner chamber, respectively. The inside of each of the two chambers can be adapted to any test circumstances thanks to the use of two isolated doors.

In the wall test setting, the environmental chamber will be used to study the influence of air velocity, temperature and humidity on the convection coefficient near walls in a room. In this case it is important to control the relative humidity and temperature in the room as well as the jet.

In the furniture test setting, the room can be furnished as wished. Each of its components can then be weighed to monitor moisture absorption.

REFERENCES

[1] H. Yoshino, T. Mitamura, and K. Hasegawa. Small chamber test (thu test room) in the climate chamber. *IEA ANNEX 41 - Subtask 1 Common Exercise 2 (Whole Building Heat and Moisture Analysis)*, 2003.

Inhoudsopgave

Voorwoord	i
Toelating tot bruikleen	iii
Overzicht	iv
Extended abstract	v
Inhoudsopgave	vii
Gebruikte afkortingen en symbolen	xii
1 Inleiding	1
2 Literatuurstudie	4
2.1 Inleiding	4
2.2 Vochtbuffering in het binnenklimaat	6
2.2.1 Inleiding	6
2.2.2 Vochtbalans van een kamer	8
2.2.3 Numeriek modelleren	10
2.2.4 Experimentele validatie	11
2.3 Bepalen van de convectiecoëfficiënten	13
2.3.1 Inleiding	13
2.3.2 Modelleren van vocht in CFD	13
2.3.3 Grensvoorwaarden	14
2.3.4 Empirisch bepalen van de convectiecoëfficiënten	15

2.4	Klimaatkamers een overzicht	16
2.4.1	Verschillende toepassingen	16
2.4.2	De bestaande faciliteiten	17
	De testcel MINIBAT te Lyon	17
	THU testkamer in Akita (Japan)	18
	CBS Klimaatkamer in Montreal	19
	PASSYS Cell	21
2.4.3	Conclusie	23
3	Testkamer	25
3.1	Specificaties	25
3.1.1	Materialen	25
3.1.2	Flexibiliteit	26
3.1.3	Omliggende ruimte	27
3.2	Ontwerp	27
3.3	Meetinstrumenten in de kamer	28
3.3.1	Luchtvochtigheid	29
3.3.2	Luchttemperatuur	29
3.3.3	Luchtsnelheid nabij testspecimen	30
3.3.4	Vocht in materialen	30
3.3.5	Robotarm	31
4	Klimagroep	32
4.1	Specificaties	32
4.2	Ontwerp	33
4.2.1	Componenten	33
4.2.2	Bepaling luchtdebiet	33
4.2.3	Begroting vermogens	34
	Eenheid voor koeling	35
	Eenheid voor verwarming	37
	Bevochtiger	37
	De inblaasmond	38

4.2.4	Dimensionering en selectie	38
5	Regelkring	39
5.1	Doelstelling	39
5.2	Concept	39
5.3	Sensoren en uitlezing signalen	42
5.3.1	Temperatuur	42
5.3.2	Relatieve vochtigheid	43
5.3.3	Drukverhoging over ventilator	44
5.4	Mogelijke verbeteringen aan de regeling	44
5.4.1	Koeleenheid	44
5.4.2	Debietmeting	45
6	Uitlezen en verwerken van data	48
6.1	Configuratie	48
6.1.1	Uitsturing thyristorbrug	48
6.1.2	Uitlezen thermokoppels en RH sensor	49
6.1.3	Communicatie met de stoombevochtiger	50
6.2	De LABVIEW code	50
6.2.1	I/O assistant	51
6.2.2	Inlezen KEITHLEY	51
6.2.3	Software PID	52
6.2.4	Stuursignaal thyristor	52
6.2.5	To Excel	52
7	Testen voor calibratie, in dienst stellen en optimalisatie	54
7.1	Inleiding	54
7.2	Kalibratie van sensoren	55
7.2.1	Thermokoppels (type K)	55
7.2.2	RH-sensoren	55
7.3	Testen voor de instelling van de temperatuursregeling	56
7.3.1	Instellen vast werkingspunt	56

7.3.2	Stap in het werkingpunt	57
7.4	Testen voor instelling van Relatieve Vochtigheid	58
7.4.1	Instellen vast werkingpunt	58
7.4.2	Optimalisatie vochtigheidsregeling	60
7.4.3	Stap in het werkingpunt	61
7.5	Optimalisatie van de totale regeling	62
7.6	Voorstellen voor testen ter verbetering van de opstelling	64
7.6.1	Range	64
7.6.2	Tracer	65
7.6.3	Vochtproductie in de kamer	65
7.6.4	Vochtopname in de kamer	65
7.6.5	Sinusoidaal relatieve vochtigheidsprofiel	66
7.6.6	Opmeten karakteristieken kamer	66
8	Besluit en toekomstperspectieven	67
A	Specificaties van de geselecteerde componenten	69
A.1	Kryostaat	70
A.2	Ventilator	71
A.3	Weerstandsverwarming	72
A.4	RH sensoren	73
A.5	Snelheidsmeter	75
B	Kalibratie thermokoppels	76
C	Staptest in setpoint temperatuur	77
C.1	Laag debiet	78
C.2	Half debiet	78
C.3	Vol debiet	79
D	LABVIEW	80
D.1	String to Number	80
D.2	To Thyristor	81

<i>Inhoudsopgave</i>	xi
D.3 DAQ snel met RH	82
D.4 PID autotuning	85
E Ziechler - Nichols methode	87
F Foto's	91
Bibliografie	95

Gebruikte afkortingen en symbolen

A	Oppervlakte [m^2]
ACH	Air Changes per Hour [h^{-1}]
ACR	Air Change Rate [h^{-1}]
β	Gemiddelde Massaconvectiecoëfficiënt [$kg^2/m^2.s.J$]
b	Thermische Effusiviteit [$J/m^2.K.s^{1/2}$]
b_m	Vocht Effusiviteit [$kg/m^2.Pa.s^{1/2}$]
c_p	Specifieke Warmtecapaciteit bij Constante Druk [$J/kg.K$]
d	Effectieve Indringdiepte [m]
DAQ	Data Acquisition
e	Dissipatiesnelheid van Kinetische Energie [m^2/s^3]
$EMPD$	Effective Moisture Penetration Depth
F	Massaflux [kg/m^2]
f	Fanning Wrijvingsfactor [-]
GPIB	General Purpose Interface Bus
h	Enthalpie [kJ/kg]
h_m	Massaconvectiecoëfficiënt [m/s]
h_w	Warmteconvectiecoëfficiënt [$W/m^2.K$]
I	Turbulentie-Intensiteit [-]
I/O	Input/Output
k	Turbulente Kinetische Energie [m^2/s^2]
λ	Warmtegeleidingscoëfficiënt van een Materiaal [$W/m^2.K$]
L	Turbulente Lengteschaal [m]
Le	Lewisgetal [-]

$\dot{m}$	Massadebiet [kg/s]
$MBV_{practical}$	Practical Moisture Buffer Value [$kg/m^2.\%RH$]
MBV_{ideal}	Ideal Moisture Buffer Value [$kg/m^2.\%RH$]
P	Vermogen [W]
p	Partieeldruk [Pa]
PI(D)	Proportionele, Integrerende (en Differentiërende) regelaar
Q	Warmteflux [W/m^2]
Q_V	Volumedebiet [m^3/s]
ρ	Soortelijke massa [kg/m^3]
R	Weerstand [Ω]
RH	Relative Humidity, Relatieve Vochtigheid [%]
RTD	Resistance Temperature Detector
T	Temperatuur [K]
T_i	Integrerende Parameter van de Stoombevochtiger [s]
v	Snelheid [m/s]
VI	Virtual Instrument van LABVIEW
VOC	Volatile Organic Compound
X_p	Proportionele Parameter van de Stoombevochtiger [%]
y	Coördinaat van de Y-as

Hoofdstuk 1

Inleiding

Het meeste deel van onze tijd spenderen we binnenshuis. Of we nu op kantoor, in een leslokaal of thuis vertoeven, we bevinden ons 80 à 90 % van de tijd in een gebouw. Daarom is er reeds lange tijd bijzondere aandacht voor de prestatie van HVAC-systemen. HVAC staat voor Heating, Ventilation and Air Conditioning en is een zeer breed gegeven. Er bestaan tal van studiegebieden die op één of andere manier bijdragen tot een beter begrip van de hiervoor relevante fysische verschijnselen en een beter ontwerp van HVAC gerelateerde systemen. Aan de basis van HVAC-ontwerp zoals dat vandaag de dag gebeurt, vinden we de studie voor het modelleren van warmte- en massatransportprocessen in gebouwen en gebouwcomponenten. Die studie heeft tot hoofddoel het ontwerp van energiezuinige gebouwen met een comfortabel en gezond binnenklimaat gemakkelijker en nauwkeuriger maken.

De meeste studies omtrent thermisch comfort en de kwaliteit van binnenlucht stellen echter het effect van dit massatransport en dus van de relatieve vochtigheid van de lucht zeer gesimplificeerd voor. Sommige gaan zelfs zover dat ze het effect ervan totaal negeren. Nochtans is relatieve vochtigheid een belangrijke factor in het evalueren van comfort voor de bewoners. Bij een te hoge relatieve vochtigheid kan men bijvoorbeeld onmogelijk voldoende transpireren op huidniveau om af te koelen. De drukkende vochtigheid in tropische vakantiebestemmingen is daar een bekend voorbeeld van. Verder gedijen allerlei microbes in zulke omstandigheden en men kan opvallend veel last krijgen van rot en slechte geurtjes.

Bij een te lage relatieve vochtigheid daarentegen steken andere kwalen de kop op. Aantasting van de klieren door extreme droogte kan infecties van de luchtwegen veroorzaken. Ook treden vaker elektrostatische schokken op omdat de elektrische geleidbaarheid van de lucht rond kleding, tapijten ... in deze omstandigheden daalt. Deze en andere fenomenen zijn uitvoerig onderzocht door vrij recente experimentele studies [1, 2, 3]. De genoemde negatieve effecten zijn natuurlijk reeds honderden jaren bekend.

Naast het effect op het menselijke welbehagen zijn er ook nog andere gevolgen van een sterk variabele relatieve vochtigheid. Vocht vormt namelijk een direct risico voor de materialen in een ruimte. Sneller groeiende schimmels en ongewenste condens aan muren zijn maar enkele van de mogelijke problemen die een overvloed aan vocht met zich meebrengt en zo zijn er nog tientallen voorbeelden.

In het kader van het FWO-project Mach 3 en het internationale samenwerkingsverband ECBCS-Annex 41: Whole Building Heat, Air and Moisture Response worden nu modellen ontwikkeld in CFD programma's (Computational Fluid Dynamics) voor de beschrijving van vochttransport tussen wanden en lucht in een ruimte. Een bijkomend gebied van interesse in deze Annex is de studie van stromingen in structuren en rond meubilair. Er wordt namelijk eveneens een numeriek model ontwikkeld om de dynamische uitwisseling en opslag van vocht in poreuze materialen, ook wel vochtbuffering genoemd, te beschrijven. Dit model kan dan ingevoerd worden in een bestaand gebouwsimulatiemodel om vochtigheidsvariaties in meerdere lokalen te berekenen. De parameters voor deze twee soorten modellen moeten echter experimenteel bepaald worden.

Het doel van deze thesis was een experimentele opstelling te ontwerpen om de ontwikkelde CFD-modellen te valideren. Om de specificaties van de te bouwen opstelling nauwer vast te leggen was een beter begrip nodig van de modellering van vochtbuffering, wandinteractie en het gebruik van convectiecoëfficiënten. Deze begrippen worden nader onderzocht in een tweede hoofdstuk rond bestaande literatuur.

De volgende stap is dan het ontwerp en de bouw van een klimaatkamer met testsectie die voor deze experimenten ter beschikking kan worden gesteld. Dit alles wordt beschreven in het derde hoofdstuk.

In het verlengde hiervan ligt het ontwerp en de bouw van een klimagroep die de parameters zal moeten opleggen. Concreet betekent dit een modellering van de verschillende componenten die temperatuur, relatieve vochtigheid en luchtsnelheid in de kamer regelen. De ontwikkeling van de klimagroep wordt beschreven in het vierde hoofdstuk.

Het vijfde hoofdstuk handelt uitsluitend over de regeling van de klimagroep. Hierbij mag niet uit het oog worden verloren dat alle belangrijke parameters die de beschreven processen beïnvloeden gecontroleerd moeten worden of bekend zijn om een goede validatie mogelijk te maken. Het binnenklimaat moet lokaal kunnen opgemeten worden en de interactie met de wanden moet kunnen bestudeerd worden.

De dataverwerking zelf en het gebruikte computerprogramma voor de regeling worden apart

behandeld in hoofdstuk zes.

Om de opstelling te testen en verbeteringen aan te brengen werden een aantal testen uitgevoerd. Deze worden uitvoerig beschreven in hoofdstuk zeven. Tot slot worden er een aantal testen voorgesteld om de opstelling in de toekomst nog te optimaliseren.

Hoofdstuk 2

Literatuurstudie

2.1 Inleiding

De relatieve vochtigheid van de binnenlucht varieert natuurlijk in de tijd. Er zijn tal van factoren die elk een noemenswaardige invloed hebben op de relatieve vochtigheid in een ruimte. De meest voor de hand liggende zijn de verschillende luchtstromen die waterdamp in en uit de ruimte transporteren. Toch zijn er ook andere factoren zoals de aanwezigheid van levende wezens, interactie met materialen enz. Een zogenaamde waterdampbalans beschrijft de invloed van al deze factoren op de relatieve vochtigheid in die ruimte. Concreet bestaat zo'n waterdampbalans uit waterdampproductie door waterbronnen zoals mensen en planten, convectief transport door ventilatielucht en ten slotte waterdampinteractie met de bouwmaterialen en meubels. Deze waterdampinteractie met materialen kan men fysisch nog opdelen in drie subprocessen: een waterdamptransfer tussen lucht en oppervlak, een vochttransfer in het materiaal zelf en wateropslag in het materiaal. De drie processen zijn elk gelinkt aan elkaar en moeten als dusdanig samen gemodelleerd worden.

Om de transiënte waterdampbalans in een kamer juist te beschrijven zijn er verschillende numerieke modellen beschikbaar. Deze worden dan naargelang de toepassing gebruikt in gebouwensimulatiemodellen. Er zijn echter grote verschilpunten in hoe de bestaande gebouwensimulatiemodellen met deze waterdampbalans omspringen. Een eerste groep gebouwensimulatiemodellen vinden we terug in commerciële thermische gebouwensimulatiecodes zoals TRNSYS [4] en Energyplus [5]. In deze commerciële toepassingen focust men op de temperatuurfluctuaties en energievraag van individuele kamers. Daardoor is er slechts een simpel model voor vocht in geïnstalleerd. Ofwel gebruikt de ontwerper het Lumped Capacity Model waarin de vochtigheid in de kamer en in de materialen aan elkaar wordt gelijkgesteld zodat alles in één Single Room Moisture Capacity te modelleren is. Ofwel neemt men zijn toevlucht tot het Effective Moisture Penetration Depth Model. Hierbij wordt het verschil gemaakt

tussen de vochtigheid in de kamer en de vochtigheid van één representatief materiaal. Dat materiaal wordt dan voorgesteld als een equivalent volume dat representatief is voor de gemiddelde vochttransfer met de binnenlucht en de vochttopslag in de kamer. Dat equivalent volume kan in sommige pakketten (TRNSYS) nog opgesplitst worden in een oppervlaktelaag en een diepere laag.

Een tweede groep zijn de HAM-modellen voor gebouwensimulatie (HAM staat voor Heat, Air and Moisture). Deze zijn een combinatie van modellen voor thermische gebouwensimulatie met numerieke modellen voor warmte, lucht- en vochttransport in materialen. Doordat deze laatste het warmte- en massatransport in de lagen van de wanden precies kunnen beschrijven, zijn de HAM-modellen in staat om de waterdampuitwisseling tussen wanden en binnenlucht precies te beschrijven [6].

Een laatste groep zijn de zonale netwerken zoals in ESP-r. Hierin zijn het gebouw en zijn luchtinstallatie voorgesteld als een collectie van knopen die (delen van) kamers, omgevingscondities enz. voorstellen. De connecties zijn dan bijvoorbeeld ramen, deuren . . . In elke knoop wordt er enkel rekening gehouden in de massabalans met de massaflux t.g.v. van het drukverschil. Er zijn wel serieuze beperkingen voor het bepalen van comfort en binnenluchtkwaliteit. Doordat er geen momentumbalans is, is er ook geen beweging van lucht tussen ruimtes. Bovendien kan er door de lage resolutie (knopen) geen goede representatie van lokale warmtetransfers zijn [7].

De drie groepen gebouwensimulatiemodellen die hierboven zijn beschreven, zijn multi-zone modellen met één grote simplificatie: alle lucht in de kamer is goed gemengd. M.a.w. de condities (temperatuur, vochtigheid en druk) zijn dezelfde in de hele kamer. Daardoor is het niet mogelijk in één kamer variaties te bekijken van bijvoorbeeld de relatieve vochtigheid van de binnenlucht. Nochtans is die variatie zeker aanwezig en hangt ze af van het stromingsveld in de kamer.

Daarom is recent de ontwikkeling begonnen van een nieuwe generatie van gebouwensimulatiemodellen die de mogelijkheid hebben de variatie van vochtigheid in de binnenlucht van de kamer te voorspellen. Om dit te verwezenlijken, combineert men de modellen die waterdampuitwisseling tussen lucht en poreuze materialen beschrijven met CFD-codes (Computational Fluid Dynamics). [8]

CFD-modellering is tegenwoordig wijd verspreid voor de voorspelling van de luchtstroming in kamers en performantiebeoordeling van de luchtbehandelingsgroepen. In een CFD-model worden de Navier-Stokes vergelijkingen voor stromingen opgelost. Men bekomt dus een perfecte stromingsbeschrijving die zich leent tot een mogelijke koppeling met de vergelijkingen

voor warmte- en massatransport. Een goede overeenkomst tussen deze vorm van comfortberekening met CFD en experimenten werd reeds bewezen in [9]. In [9] werd namelijk de eerste stap gezet naar een aangepaste en verbeterde CFD-modellering van comfortberekeningen. In de code werd een model dat vochttransport door luchtstromingen incalculeert, bijgevoegd bij het bestaande numerieke model. Het snelheidsveld en het thermisch veld werden hiervoor gedetailleerd berekend.

Wil men echter CFD gebruiken om de vochtigheidsvariaties in een kamer te modelleren, moet men nog een aantal zaken aanpassen. Uit [10] blijkt namelijk dat de aanwezigheid van wanden evenzeer belangrijk is voor de vochtdistributie in een kamer. De wanden hebben klaarblijkelijk een grote impact op het binnenklimaat. Maar een juist model voor vochtuitwisseling tussen wanden en binnenklimaat om in te geven in de CFD simulatie ontbreekt. In Fluent, een bekend CFD programma, situeert het probleem zich concreet in de zogenaamde toegepaste transportvergelijking. In deze fase van het modelleringsproces zou de mogelijkheid moeten bestaan om de vochtuitwisseling met wanden in te geven in het programma. Wandens met massafluxen (zoals vochtuitwisseling) kunnen echter niet zomaar ingegeven worden als randvoorwaarden. Momenteel worden CFD-modellen ontwikkeld om een juiste beschrijving van vochttransport tussen wanden en lucht in een ruimte mogelijk te maken.

2.2 Vochtbuffering in het binnenklimaat

2.2.1 Inleiding

Het verband tussen relatieve vochtigheid en comfort is reeds bijna 100 jaar bekend. Nu nog wordt dit verband onderzocht (denk aan onderzoek naar invloed van huismijt, biologische groei, chemische emissies, hygrothermische berekeningen en ontwerp van klimaatssystemen en energiebehoeften). Reeds in de ontwerpfase van een gebouw is er dus al modellering nodig van het verloop van de relatieve vochtigheid.

Vochtbuffering is de mogelijkheid van een oppervlaktemateriaal in een binnenklimaat om de vochtvariaties van binnenlucht te dempen door absorptie en desorptie van waterdamp [11, 12]. Door variërende belastingen zijn er namelijk grote dagelijkse en seizoensschommelingen in vochtigheid van de binnenlucht. Om de extreme waarden, die samenhangen met allerlei lichamelijke ongemakken, te dempen gebruikt men hygroscopische materialen. Om een verdere regeling te voorzien van de relatieve vochtigheid kunnen ventilatie en bevochtigingsystemen geïntegreerd worden in het gebouwontwerp. Er is dus nood aan een dynamisch model dat die vochtigheid kan voorspellen en ons toelaat die systemen te dimensioneren. Er zijn echter twee grote obstakels.

De huidige gebouwsimulatiemodellen (TRNSYS e.a.) beperken zich veelal tot het berekenen van enkel thermische responsen. Sommigen hebben de mogelijkheid het verloop van de relatieve vochtigheid vereenvoudigd te berekenen. Zoals reeds vermeld zijn de drie grote processen die belangrijk zijn bij het bepalen van de relatieve vochtigheid vochtproductie, convectief damptransport door ventilatie en infiltratie en waterdampuitwisseling met materiaaloppervlakken en meubilair. Dit laatste proces wordt hygrische inertie of vochtbuffering genoemd. Deze wordt altijd fysisch vereenvoudigd ingecalculeerd. In werkelijkheid wisselt de binnenlucht waterdamp uit met meerdere poreuze oppervlakken. De thermische en hygrische eigenschappen van materialen variëren met hun vochtgehalte en vertonen hysteresis. Ook oppervlaktecondensatie speelt een rol, kortom er is een fysisch meer correct model nodig om de evolutie van de vochtigheid in een lokaal te bepalen [13].

Hoewel we over veel gegevens van materialen beschikken, zijn ze niet altijd bruikbaar in een bepaald lokaal want de inrichting speelt een grote rol. De rol van het meubilair in de totale vochtbufferingscapaciteit van een kamer is in [14] experimenteel en numeriek geëvalueerd. Stukken meubilair werden stap voor stap bijgevoegd in een testkamer met gegeven vocht productie/dissipatie hoeveelheid. De resultaten gaven duidelijk aan dat het effect van meubilair in een kamer moet meegerekend worden. De inrichting bestaat zelfs zeer dikwijls uit sterk hygroscopische materialen. De effectieve dikte van de poreuze laag die eigenlijk vocht uitwisselt met de lucht is functie van de periode van vochtigheidsvariatie, hetgeen de bepaling van één bepalende vochtcapaciteit bemoeilijkt. Er is dus nood aan een experimentele methode om de vochtcapaciteit van een lokaal te bepalen, en aan metingen in lokalen met verschillende aankleding en meubilering om ontwerpwaarden af te leiden.

Daarom is men aan de onderzoeksgroep Bouwfysica, Constructie en Klimaatbeheersing bezig een berekenings- en ontwerp methode te ontwikkelen voor het dynamisch verloop van de relatieve vochtigheid in gebouwen, waarmee de prestaties van gebouwen met vochtgestuurde klimatisatiesystemen kunnen geëvalueerd worden. Er moet dus een numeriek model ontwikkeld worden dat de dynamische uitwisseling en opslag van vocht in poreuze materialen beschrijft en dat geïntegreerd kan worden in een bestaand gebouwsimulatiemodel zoals TRNSYS om vochtigheidsvariaties in meerdere lokalen te berekenen.

Er is eveneens nood aan een experimentele methode om de hygrische respons van een lokaal en van zijn inrichting op een variabele vochtbelasting te bepalen. Deze methode moet dan eerst getest worden in een klimaatkamer in labo met de bedoeling de meetmethode onder gecontroleerde randvoorwaarden op punt te stellen. Ten slotte kan men dan datasets ontwikkelen ter bepaling van de waarde van de modelparameters om de vochtbuffering van de inrichting in rekening te brengen.

Het geïntegreerde gebouwsimulatie-vochtmodel zal worden ingezet bij het onderzoek naar klimatisatietoepassingen van gebouwen. Eén van de beoogde resultaten van dit onderzoek is een nieuwe methode uit te bouwen voor de dimensionering van bevochtigings- en ontvochtigingsinstallaties, rekening houdend met de te verwachten hygrische inertie (inertieklassen) in het te bevochtigen lokaal. De evaluatie van het gerealiseerde comfort en de energiebesparing in gebouwen met verdampingskoeling, zijn enkel mogelijk met een gecombineerd gebouwsimulatie-vochtmodel.

2.2.2 Vochtbalans van een kamer

Om de relatieve vochtigheid in een lokaal te voorspellen moet gelijktijdig de waterdampdruk en de temperatuur berekend worden. Om het verloop van de dampdruk te kennen, moet de niet-stationaire vochtbalans opgelost worden. Deze is bepaald door factoren zoals het buitenklimaat, de vochttoevoer, de vochtbuffering van oppervlaktematerialen in de kamer en meubilair, de ventilatiesnelheid, de mogelijke condensatie op koude oppervlakken en tenslotte de variatie van deze parameters in de tijd [11].

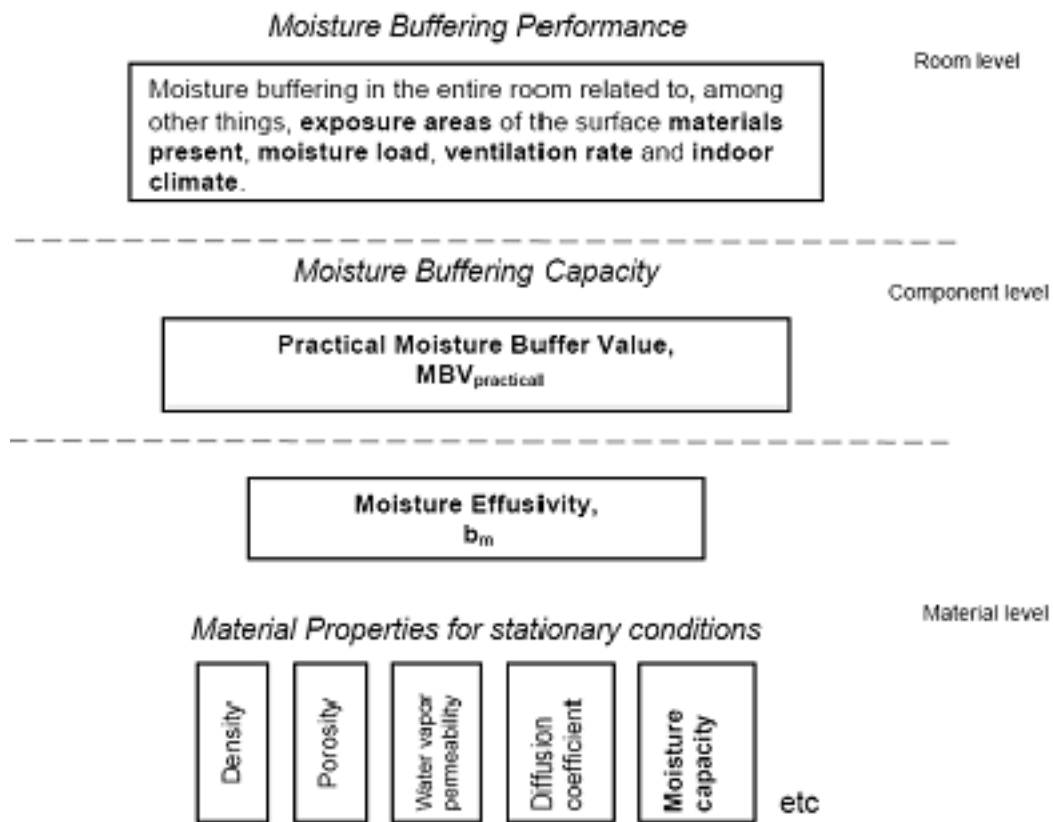
$$\begin{aligned} \text{Dampproductie} + \text{Massastromen t.g.v. ventilatie} = \\ \text{Opslag in lucht} + \text{Vochtuitwisseling met wandoppervlakken en inboedel} \end{aligned} \quad (2.1)$$

In [8] wordt de unsteady state vochtbalans voor de binnenlucht in een kamer, in functie van de partiële druk van de waterdamp volledig uitgeschreven. Ook de vergelijking voor ééndimensionale niet-stationaire diffusie en opslag van waterdamp in een poreus materiaal wordt aangehaald. Het is echter ook zonder deze vergelijkingen duidelijk dat men om deze balans op te lossen niet genoeg heeft aan de kennis van de vochtbuffercapaciteit van de materialen. Ook de contactoppervlakte, ventilatiesnelheid, de relatieve vochtigheid van binnen- en buitenlucht en de warmte- en massatransfercoëfficiënten aan elk oppervlak moeten gegeven zijn.

Ook kan men opmerken dat met toevoeging van hygroscopische materialen het enkel mogelijk is pieken in relatieve vochtigheid van de binnenlucht te dempen en niet de gemiddelde waarde ervan te veranderen. Dat doet de ventilatie. Het doel van ventilatie is namelijk verse luchttoevoer verzorgen, emissies van allerlei activiteiten, van bewoners en van materialen verwijderen samen met overbodig vocht, geur en schadelijke substanties.

De vochtbufferfenomenen in een kamer kunnen ook beschreven worden door het schema van Figuur 2.1 [11]. Dit is een schema dat definities voorstelt om vochtbuffering te beschrijven met

3 niveaus (materiaalniveau, systeemniveau en kamerniveau). Op het onderste niveau (materialen) zijn de kwantiteiten te bepalen zonder noemenswaardige invloed van het klimaat in de omgeving (grenslagen e.d.) Daarboven, op het systeemniveau, vindt men materiaalcombinaties zoals een homogeen materiaal met een grenslaag van lucht of composietmaterialen. Op het bovenste niveau (kamer) vindt men alle factoren die vochtbuffering in een kamer beïnvloeden: oppervlaktes, ventilatiesnelheden, binnenklimaat enz. De definities van de verschillende kwantiteiten zijn terug te vinden in [15], maar worden hieronder even aangehaald ter verduidelijking van de figuur.



Figuur 2.1: Schema van de vochtbufferfenomenen.

De $MBV_{practical}[kg/m^2 \cdot \%RH]$ is een voorbeeld van een parameter om de vochtbuffercapaciteit op component niveau te beschrijven. Deze parameter geeft de hoeveelheid water aan dat in en uit een materiaal getransporteerd wordt per eenheid van vrije oppervlakte, gedurende een bepaalde tijdsperiode, wanneer het onderworpen wordt aan variaties van relatieve vochtigheid in de omgevende lucht. Een andere theoretische mogelijkheid om de snelheid van vochtabsorptie in een materiaal bij een stap in oppervlaktevochtigheid te beschrijven is ge-

kend als de vocht effusiviteit $b_m[kg/m^2.Pa.s^{1/2}]$, naar analogie met de thermische effusiviteit, b . Een laatste manier is de MBV_{ideal} , die hier niet verder gebruikt wordt.

De vochtcapaciteit wordt gedefinieerd als de helling van de sorptie isotherm voor het gekozen RH interval. De absorptie en desorptie isothermen bestaan uit de hoeveelheid water in het materiaal in evenwichtstoestand voor elke relatieve vochtigheid en gedurende ofwel absorptie of desorptie. Door kortstondige variaties in relatieve vochtigheid is er echter een "scanning curve" die de sorptie-eigenschappen bepaalt. Deze ligt tussen de 2 isothermen en er is dus sprake van hysteresis. Daardoor zal ook de effectieve vochtcapaciteit van een materiaal dalen.

De waterdamp-permeability of de dampdiffusiecoëfficiënt drukt de massa waterdamp uit dat diffuseert door een materiaal per tijdseenheid en oppervlakte-eenheid onder een vochtgradiënt (watergehalte of dampdruk) . Er is een tijdseffect (veroudering en coating) dat moeilijk in te calculeren is.

Om deze kwantiteiten op te meten zijn dynamische meetmethoden nodig om de variaties in de tijd te begroten. Een klimaatcontrolesysteem in klimaatkamer is hiervan een voorbeeld, zoals ook de $MBV_{practical}$ opmeten door stapvariatie[15]. Een overzicht wordt gegeven in [11].

2.2.3 Numeriek modelleren

In de vereenvoudigde modellen die geïntegreerd zijn in thermische gebouwsimulatiepakketten (vb. TRNSYS) worden de unsteady state vochtbalans voor de binnenlucht in een kamer en de ééndimensionale niet-stationaire diffusievergelijking opgelost door de aanname dat enkel een dunne laag nabij het oppervlak van de wand vocht uitwisselt met de binnenlucht [8]. Men kan aantonen dat 95% van de vochtuitwisseling tussen wand en lucht plaatsgrijpt in een zone van drie keer de effectieve indringdiepte d nabij het wandoppervlak [13]. Als men dan nog uniforme hygrische condities die dezelfde zijn als aan het oppervlak veronderstelt, worden de vergelijkingen sterk vereenvoudigd. Er ontstaat één enkele differentiaalvergelijking. Voor de juiste vergelijking wordt verwezen naar [13]. Wat wel belangrijk is voor onze toepassing is dat ze doorgaans opgelost wordt door 3 benaderingen :

1. De vergelijking wordt toegepast op alle wanden. Er worden verder niet-isotherme randcondities verondersteld. (*EMPD- model*)
2. De vergelijking wordt toegepast op één laag die de eigenschappen bezit die representatief zijn voor de gemiddelde vochtbuffercapaciteit van alle wanden. Dit model gebruikt isotherme randvoorwaarden en constante vochtcapaciteit. (*Buffer Storage Humidity Model*)

3. De temperatuur en dampdruk van de poreuze laag worden hetzelfde ondersteld als die van de lokaallucht. (*Effective Capacitance Humidity Model*)

Om de nauwkeurigheid voor het oplossen van de vochtbalans te verhogen zijn er momenteel 2 ontwikkelingen aan de gang. Men kan thermische simulatiemodellen koppelen met modellen voor warmte, lucht en vochttransport in bouwcomponenten[6]. Bij deze zogenaamde HAM-modellen (Heat, Air, Moisture) wordt voortgebouwd op zogenaamde multizone simulatiemodellen. Multizone modellen hebben één belangrijke vereenvoudiging gemeen, namelijk de veronderstelling dat de binnenlucht per zone goed gemengd is zodat de randvoorwaarden (temperatuur, luchtvochtigheid en luchtdruk) dezelfde zijn voor de hele zone.

Men kan natuurlijk ook een heel andere weg inslaan en CFD-modellen (Computational Fluid Dynamics) combineren met modellen voor vochtbuffering [10]. Welke methode men ook kiest, het onderzoek moet zich sowieso toespitsen op het ontwikkelen van een numeriek vochtmodel dat de uitwisseling en opslag van vocht in poreuze materialen beschrijft en op de integratie van dit model als een aparte module in het bestaande gebouwsimulatiemodel.

Uiteindelijk moet het model toelaten om het verloop van volgende parameters te voorspellen: de relatieve vochtigheid in meerdere lokalen, het vochtgehalte van materialen die vocht uitwisselen met de binnenlucht, de bevochtigings- en ontvochtigingsstromen die nodig zijn om de relatieve vochtigheid te regelen volgens vaste instelwaarden en de energieverbruiken die hiermee gepaard gaan.

In de bestaande modellen wordt de uitwisseling van vocht tussen de binnenlucht enerzijds en het meubilair en de inrichting anderzijds niet in rekening gebracht. Het is echter niet realistisch om de geometrie en materialen van meubilair en inrichting in detail te kennen en dit binnen een aanvaardbaar tijdsbestek. Daarom is het gebruik van HAM-modellen voor de modellering van meubilair niet haalbaar wil men komen tot een aanpak die werkbaar is in de ontwerppraktijk.

2.2.4 Experimentele validatie

De meeste testen die tot op heden werden uitgevoerd, bevinden zich op het niveau van het materiaal. De NORDTEST testmethode [15] is er zo een voorbeeld van. Natuurlijk groeit al snel het besef dat deze testen niet voldoende zijn op kamerniveau of gebouwniveau. Daarom worden ook recent testen uitgevoerd op kamers en meubilair [14, 16, 12].

Om de modellen te testen die ontwikkeld worden om vochtbuffering door meubilair te beschrijven zijn er experimentele data nodig. Men kan daarvoor testen doen op een volledig

ingericht lokaal. Voor de validatie van het HAM-model zal gebruik gemaakt worden van experimentele data voor een lokaal zonder meubilair maar met verschillende materialen voor de binnenbekleding van de wanden. Op deze manier wordt een statistiek van meetgegevens uitgebouwd die de basis moet leggen voor de ontwikkeling van voor de ontwerper bruikbare ontwerpklassen van de hygrische inertie van gebouwen. Deze inertieklassen horende bij een bepaalde gebouwfunctie zullen één van de invoerparameters voor het vochtmodel zijn en moeten toelaten de modelparameters die de vochttopslag in meubilair en inboedel beschrijven te begroten [13].

Praktisch gezien kan het vochtbuffereffect van de materialen in een kamer gemeten worden als de reductie van variaties in relatieve vochtigheid vergeleken met de lege kamer. Indien we dus stap voor stap meubilair in een klimaatkamer brengen, vergelijken we dus het vochtbuffereffect van verschillende soorten meubilair. Een voorbeeld van dergelijke studie wordt gegeven door [16]. In [16] wordt het vochtbuffereffect van een stoel begroot door deze in een klimaatkamer te plaatsen en sensoren voor temperatuur en relatieve vochtigheid in de stoel te plaatsen. Om de metingen correct te starten moet men natuurlijk eerst de vochtbuffercapaciteit van de lege kamer meten. Er zijn ook nog andere praktische problemen en opmerkingen in aangekaart, zoals de volgende.

Bij metingen in de klimaatkamer mag men nooit het effect van een temperatuursverhoging waarnemen. Deze temperatuursverhoging gaat namelijk gepaard met een verhoging van saturatiedampdruk. Dus als in het experiment de relatieve vochtigheid aangepast wordt, moet de temperatuur constant blijven. De dampdruk is immers de drijvende kracht achter dampdiffusie en dus zullen de resultaten voor materiaalabsorptie sterk beïnvloed worden door de niet-isotherme condities. Bovendien heeft de plotse temperatuursverandering ook een effect op de sorptie isotherm. Die verandert met de temperatuur en dus verandert ook de relatieve vochtigheid voor evenwicht in het materiaal. Zolang de temperatuur constant blijft, omzeilt men dit effect.

Men mag ook nooit vergeten dat men eigenlijk 1-D transport meet. Daardoor moeten de randen en achterkanten van materialen afgedekt worden. Bovendien geeft dit een correctere kijk op de vrije oppervlakte. Ook dit praktisch afzegelen werd getest in [17] en de best bevonden methoden zijn PVC-tape, alu-tape, butyl strip en thermoplastische labo-film. Dit resultaat werd bekomen door de afschermmethoden te klasseren op basis van bewerkbaarheid, flexibiliteit en natuurlijk hygroscopiciteit. Als men gravimetrische methoden wilt gebruiken, kan die laatste eigenschap best zo minimaal mogelijk zijn.

2.3 Bepalen van de convectiecoëfficiënten

2.3.1 Inleiding

Een grote onbekende bij gebouwsimulatie is de convectiecoëfficiënt voor massatransfer. De kennis van deze coëfficiënt is uiterst belangrijk bij tal van toepassingen. In de inleiding werd reeds uitvoerig gesproken over vochttransfer met wanden en hoe die gesimuleerd worden in CFD-modellen. Als we vochttransfer fysisch bekijken, kunnen we duidelijk het belang zien van de convectiecoëfficiënt voor massatransport.

Convectief massatransport is het transport van stoffen tussen een grensoppervlak van een vast materiaal en een bewegend fluïdum of tussen twee niet-mixende beweegbare fluïda, gescheiden door een mobiele interface. In dit geval concentreren we ons op de eerste situatie. Het vast materiaal kan gemodelleerd worden als ondoordringbaar of doordringbaar. De transfer van massa wordt gestart door het concentratieverschil van een stof tussen het grensoppervlak en de gemiddelde concentratie in het fluïdum. De grootte van de massaflux die hierdoor ontstaat, wordt bepaald door dat verschil in concentratie en een andere factor. Die factor noemt men de individuele massatransfercoëfficiënt aangezien het hier gaat om transfer in één fase. Wil men de transfer over de verschillende fasen tegelijk beschrijven, spreekt men van een totale massatransfercoëfficiënt. De drijvende kracht is hier het verschil in partiële druk. Algemeen kan men zeggen dat de massatransfercoëfficiënt de koppeling van het fluïdum met de wand beschrijft.

De bepaling van deze coëfficiënt is echter niet simpel. Zowel de warmte- als massatransfercoëfficiënten zijn gerelateerd aan de eigenschappen van het fluïdum, de dynamische karakteristieken van het bewegend fluïdum en de geometrie van het gehele systeem. In eenvoudige gevallen wordt deze bepaald uit de analogie tussen warmte en massa transport volgens Newtons koelingswet, maar voor de meeste gevallen gaat deze analogie niet op. Het is de bedoeling om de nieuwe testopstelling te gebruiken om te bepalen hoe groot de afwijking is tussen de standaard convectiecoëfficiënt en werkelijk gemeten coëfficiënten.

2.3.2 Modelleren van vocht in CFD

Om de vochtdistributie te modelleren in de binnenlucht gebruikt men in [9] volgende algemeen aanvaarde veronderstellingen. Vochtige lucht wordt beschouwd als een mengsel van droge lucht en waterdamp. Verder bestaat er geen chemische interactie tussen deze twee constituenten en het mengsel wordt beschouwd als een ideaal gas. Dit heeft tot gevolg dat de waterdamp een scalair representeert dat getransporteerd wordt door de luchtstroom, maar haar eigenschappen hebben een effect op de stromingsvergelijkingen. Om dit effect te model-

leren wordt een extra convectie-diffusie vergelijking bijgevoegd in het stromingsmodel.

Om het vochttransport naar de wand te modelleren bestaan er echter verschillende strategieën. De eerste bestaat erin de transportvergelijking in de poreuze zones zo aan te passen dat de aangepaste "species vergelijking" toepasbaar is voor wanden. Een tweede mogelijkheid is de wand te modelleren als een stilstaand fluïdum met gepaste materiaaleigenschappen. Ofwel koppelt men de CFD simulatie aan een geavanceerd materiaalmodel. Tot slot kan men een simpel wandmodel toevoegen aan de CFD. Sla de waarde van de vochtconcentratie in de wand, berekend aan de grens van het rooster (grid), op en gebruik die waarde om de massaflux tussen wand en binnenklimaat te berekenen. De laatste optie is verder uitgewerkt in [10].

Om dit laatste model te testen kan men ten eerste vergelijken met "Lumped Parameter" modellen in TRNSYS. Men rekent bv. een concreet geval uit met convectiecoëfficiënten die door de CFD berekend werden. Maar het is normaal om standaard waarden voor convectiecoëfficiënten te gebruiken, dus zo'n geval wordt ook uitgerekend. Het verschil vloeit voort uit de definitie van de convectiecoëfficiënt β en uit de Lewis analogie met de massaconvectiecoëfficiënt h_m [10].

2.3.3 Grensvoorwaarden

Zoals reeds vermeld, hangt de nauwkeurigheid van de oplossing bekomen door CFD simulatie grotendeels af van de precisie van de randcondities en hoe deze in het model worden ingegeven. In [9] worden de randcondities voor temperatuur en turbulentie bepaald. Er moet met deze randcondities rekening worden gehouden in het ontwerp, zodat ze zeer belangrijk worden. Er zijn drie soorten. Ten eerste alles wat te maken heeft met de luchtinlaat. De inlaatsnelheid en temperatuur van de lucht worden direct ingegeven in de CFD randvoorwaarden. Turbulentieparameters worden berekend aan de hand van de turbulentie-intensiteit I en de lengteschaal L

Ten tweede wordt de uitlaat op dezelfde manier geconfigureerd om de longitudinale uitlaatsnelheid te bepalen d.m.v. een massabalans, wetende dat de transversale snelheid 0 geacht wordt bij vol ontwikkelde stroming. Ten slotte zijn er nog de randcondities aan de wanden. De traditionele no-slip condities ($k=0$ en $de/dy=0$) worden bevestigd evenals de oppervlaktetemperaturen die experimenteel bepaald moeten worden.

Bij de randvoorwaarden voor vocht wordt de massafractie waterdamp aan de inlaat gekend verondersteld door een meting van temperatuur en relatieve vochtigheid.

Opmerking :

Bij vacuüm drogen, hoge temperatuur drogen, stoom drogen enz. moeten de massa en thermische fluxen berekend worden uit empirische data. Voor deze toepassingen worden in [18] de randvoorwaarden rigoureus afgeleid m.b.v. de Navier-Stokes vergelijkingen. Zo kunnen de massa en thermische fluxen berekend worden.

2.3.4 Empirisch bepalen van de convectiecoëfficiënten

De warmteconvectiecoëfficiënt h_w is eenvoudig te bepalen uit zijn definitie :

$$Q = h_w \Delta T \quad (2.2)$$

Het volstaat de warmteflux Q te meten met een fluxmeter en de ΔT te berekenen aan de hand van de oppervlaktetemperatuur en een temperatuur verder van de wand.

De convectieve massaconvectiecoëfficiënt h_m kan natuurlijk bepaald worden uit de Lewis vgl :

$$h_w = h_m \rho c_p Le^{(2/3)} \quad (2.3)$$

Waarbij Le (het Lewis getal) ongeveer gelijk aan 1 is voor lucht.

Maar om experimenteel te meten, bepalen we de gemiddelde massaconvectiecoëfficiënt β uit zijn definitie:

$$F = \beta * \Delta p \quad (2.4)$$

De Δp is dan te halen uit de relatieve vochtigheid van de wand en de lucht terwijl de massaflux F volgt uit de gewichtsverandering van het te meten materiaal.

Dit zijn eigenlijk alle parameters die moeten gemeten worden ter bepaling van deze twee coëfficiënten. Maar aangezien we de coëfficiënten die bekomen worden uit de CFD berekening ook moeten toetsen aan deze experimentele, moeten alle condities die ingegeven moeten worden in de CFD ook gemeten worden. Als we deze voor de duidelijkheid op een rijtje zetten, krijgen we volgende lijst:

1. Gecontroleerde of gekende parameters :

- inlaattemperatuur
- inlaat relatieve vochtigheid
- inlaatbediet

- inlaat turbulentie intensiteit I
 - inlaat turbulente lengteschaal L
 - temperatuur in omliggende ruimte
 - druk voor uitlaatventilator
 - initiële condities in binnenklimaat van de kamer
 - initiële condities in de wanden
2. Gemeten parameters in de binnenlucht :
- Luchtsnelheid en richting
 - Temperatuur
 - Vochtigheid
3. Gemeten parameters in de materialen :
- Oppervlakte temperaturen en vochtgehalte
 - Warmteflux en massaflux aan het oppervlak
 - Vochtgehalte en temperatuur in de wand

Bij een correcte meting van al deze kwantiteiten, kan een perfecte vergelijking gemaakt worden tussen de reële en gesimuleerde convectiecoëfficiënten. Dit is dus de validatie van het ontwikkeld model in Fluent.

2.4 Klimaatkamers een overzicht

2.4.1 Verschillende toepassingen

Er zijn reeds verscheidene faciliteiten ontworpen en gebouwd om bepaalde parameters van de klimatisering van een gebouw te bestuderen en op te meten maar er worden in die faciliteiten telkens slechts een paar grootheden opgemeten zodat een totaalbeeld uitblijft. Het is in dit opzicht dat er nood is aan een klimaatkamer waarin alle parameters gecontroleerd en/of gemeten kunnen worden.

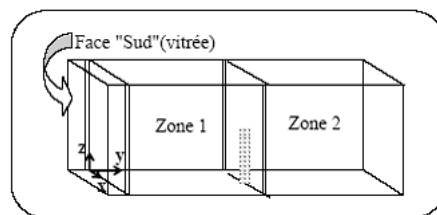
In wat volgt willen we dan ook een overzicht geven van de bestaande faciliteiten en hun tekortkomingen.

2.4.2 De bestaande faciliteiten

De testcel MINIBAT te Lyon

Deze faciliteit is een verwezenlijking van het Laboratoire CETHIL- Equipe Thermique du Batiment de l'INSA de Lyon [19]. Het is een kamer die reeds voor allerlei proeven gebruikt is en meest recent gebruikt wordt ter verificatie van een CFD model voor vochttransport alsook voor een studie van het condensatieverschijnsel op wanden.

De MINIBAT testcel stelt een kamer op ware grootte voor en bestaat uit 2 delen gescheiden door een deur. Voor het experiment waarin het stromingsveld bepaald wordt, wordt enkel de eerste kamer gebruikt. De scheiding van de 2 kamers gebeurt door simpelweg een deur te sluiten tussen de 2 kamers. In de eerste kamer wordt dan lucht ingeblazen waarvan enkel de temperatuur en het debiet gecontroleerd worden. De relatieve vochtigheid bij de inlaat wordt wel gemeten maar kan niet geregeld worden. Een schets van de proefopstelling wordt gegeven in Figuur 2.2 ter verduidelijking.

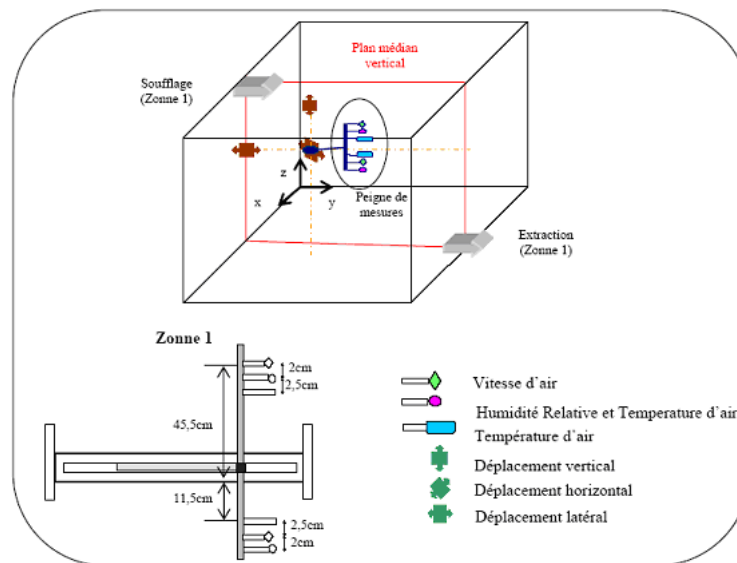


Figuur 2.2: Schets van de proefopstelling te Lyon.

Een zijde van de eerste kamer bestaat uit een glazen wand zodat hier een buitenklimaat kan gesimuleerd worden. Tegenover de glazen wand staat namelijk een kamer waarvan de temperatuur geregeld wordt en er staan ook lampen om eventueel zonlicht te simuleren. Het simuleren van een buitenklimaat wordt echter niet gedaan binnen het experiment rond het stromingsbeeld: er wordt enkel een constante temperatuur opgelegd.

Binnenin de kamer wordt het stromingsbeeld opgemeten ter verificatie van een CFD model. De metingen omvatten snelheid, temperatuur en relatieve vochtigheid en worden gedaan via een soort robotarm die 3D kan bewegen in de kamer. (zie Figuur 2.3)

Tenslotte is de kamer ook nog uitgerust met 2 bevochtigers. Deze dienen zuiver om een bepaalde hoeveelheid vocht in de kamer te brengen niet om de vochtigheid van de ingeblazen lucht te regelen. Het inbrengen van vocht is nodig voor het tweede deel van het experiment namelijk het opmeten van een condensatieverschijnsel op de wanden.



Figuur 2.3: Detail van de robotarm.

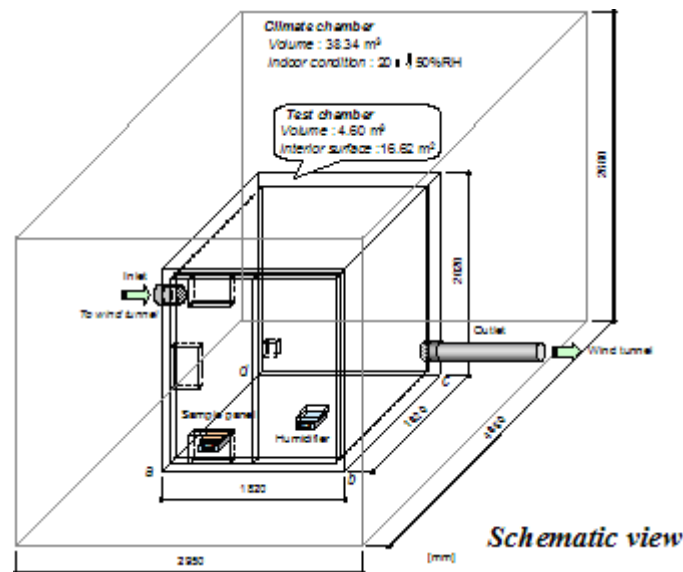
THU testkamer in Akita (Japan)

Deze testkamer is gebouwd om met betrekking tot ventilatie en vochtbuffering CFD modellen te verifiëren. De testkamer bevindt zich in een klimaatkamer met afmetingen (B x H x L): 2.950m x 2.680m x 4.850m. In deze klimaatkamer is het mogelijk de temperatuur en de relatieve vochtigheid te regelen met respectievelijke bereiken 10 °C tot 40 °C en 30% RH tot 90% RH. Zie Figuur 2.4 voor een verduidelijking van de opstelling. De condities in de klimaatkamer worden gedurende de testen echter constant gehouden op 20°C en 50% RH [20].

De testkamer heeft volgende buitenafmetingen: 1.82m x 1.81m x 2.02 m. Als vochtbufferend materiaal worden gipsplaten gebruikt (dikte 12.5mm) en om te vermijden dat er vocht en lucht uit de testsectie zouden ontsnappen heeft men ze omsloten met aluminium platen. Verder heeft men de testsectie aan de buitenzijde geïsoleerd met 100 mm polystyreen. De in- en uitlaat voor de ventilatie bevinden zich respectievelijk onder- en bovenaan en zijn gemaakt uit ronde buizen in 2 tegenover elkaar liggende wanden.

Als experiment wordt er vocht in de kamer gebracht via elektrische weerstanden die water verdampen uit een bakje dat zich op een weegschaal bevindt. Volgende cyclus wordt onderhouden: 24 uur rust, 6 uur bevochtigen, 12 uur ontvochtigen. Het luchtdebiet is de enige parameter die gevarieerd wordt bij de ventilatie. Er wordt aangezogen rechtstreeks uit de klimaatkamer en terug in een windtunnel uitgeblazen. Temperatuur en luchtvochtigheid zouden dus constant moeten blijven voor de inblaas op 20°C en 50% RH. Aan de inlaat van de

testsectie worden temperatuur snelheid en relatieve vochtigheid gemeten. In de rest van de kamer zijn er een paar vaste meetpunten waar de temperatuur en relatieve luchtvochtigheid gemeten worden, luchtsnelheden worden hier niet gemeten. Verder worden ook testen uitgevoerd op gyproc platen. Deze platen dienen dan als vochtbufferend materiaal. Op die manier wordt in de kamer de interactie met een vochtbufferend materiaal wel opgemeten maar het gedrag van dit materiaal wordt in de huidige testconfiguratie niet bestudeert aangezien het vochtgehalte van de platen niet gemeten wordt.

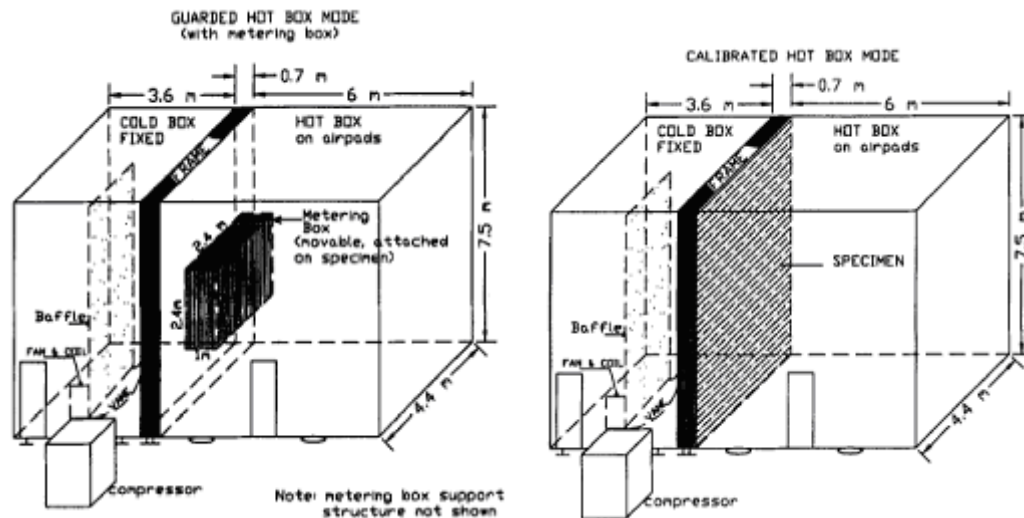


Figuur 2.4: De testkamer in Japan.

CBS Klimaatkamer in Montreal

Aan het "Department of Building, Civil and Environmental Engineering" van de Concordia universiteit te Montreal staat een klimaatkamer met dimensies (B x H x L) 4.4m x 7.5m x 10.3m [21]. Deze faciliteit is ontworpen als een veelzijdige testruimte voor gebouwen enveloppe systemen op ware grootte. Het concept is er gekomen door de nood aan een testkamer die de gebouwschil experimenteel kan bestuderen als een systeem waarin warmte, luchtstroming en vocht interageren.

De klimaatkamer bevindt zich in een ruimte met een hoogte van 10m, die geklimatiseerd is. De klimaatkamer zelf is opgebouwd uit 2 delen (hotbox en coldbox) maar ze kan ook in als een geheel gebruikt worden. In de hotbox-coldbox configuratie kan een testsectie aangebracht worden tussen de 2 delen. Er kan dan zowel een calibrated hotbox test als een guarded hotbox test uitgevoerd worden. (Figuur 2.5 zorgt voor een verduidelijking van de configuraties) Figuur 2.6 geeft een overzicht van de haalbare parameters voor de klimatisatie (Temperatuur-



Figuur 2.5: De testkamer in canada in guarded hotbox (links) en calibrated hotbox (rechts) configuratie.

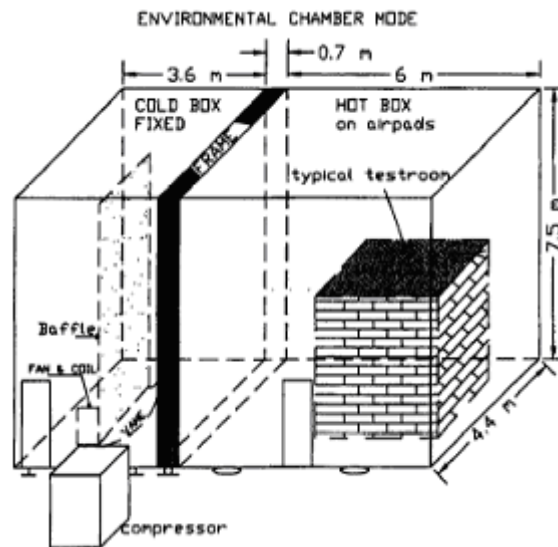
en vochtigheidsgrenzen in zowel cold- als hotbox) en de testsectie.

Cold Box	Specimen	Hot Box
Reproduce any outdoor temperature profile between $-40^{\circ}\text{C} \sim 50^{\circ}\text{C}$.	Specimen up to $4\text{m} \times 7\text{m}$.	Temperature can be set to desirable profiles between $5^{\circ}\text{C} \sim 50^{\circ}\text{C}$.
Simulate static pressures up-to $\pm 30\text{ Pa}$	Metering box can be attached to the indoor surface at different vertical locations to measure heat flux	Relative humidity can be set between $30 \sim 95\% \text{ RH}$. Differential pressure can be up-to $\pm 300\text{ Pa}$

Figuur 2.6: Tabel met de eigenschappen van de regeling en meetsectie.

Zoals reeds eerder vermeld, is het ook mogelijk de kamer als een grote klimaatkamer te gebruiken. Er wordt dan een testkamer geplaatst in de hotbox die dan niet meer door een wand gescheiden is van de coldbox. Een illustratie van deze configuratie wordt gegeven in Figuur 2.7. In de configuratie als een grote klimaatkamer worden dus volledige testkamers blootgesteld aan variërende thermische en hygrische condities, een overzicht van de haalbare grenswaarden wordt gegeven in Figuur 2.8.

De testen in de configuratie als een grote klimaatkamer hebben als doel transiënte en periodieke weerscondities te simuleren. De testen hebben 3 hoofdojectieven : een eerste objectief is het bepalen van tijdsconstanten, transfer functies en thermische capaciteit voor een vastgelegde zone. Verder kunnen ook energie - efficiënte controle strategieën ontwikkeld worden die een voldoende hoog thermisch comfort verzekeren. Ten laatste kunnen ook verschillende



Figuur 2.7: De testkamer in canada in de configuratie als 1 grote klimaatkamer.

Climatic chamber	
i.	large continuous space (20' long, 13.6' wide and 23.5' high)
ii.	produce any temperature profile between -40° C ~ 50° C, humidity levels can be setup up-to 95%
iii.	future expansion to include solar simulator, rain penetration, etc

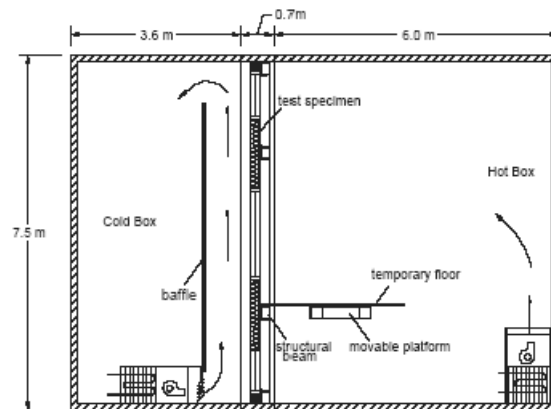
Figuur 2.8: De haalbare grenswaarden voor de configuratie als 1 grote klimaatkamer.

dakstructuren getest worden bij gecontroleerde binnen- (in de testkamer) en buitencondities. (in de klimaatkamer) Er wordt bij deze testen dus vooral gekeken naar de interactie tussen een buiten en binnenklimaat. Testen binnenin de testkamer blijven beperkt tot bijvoorbeeld studie van de emissie van VOC's van bouwmaterialen.

Een uitbreiding van de testmogelijkheden is ook bekend waar het stromingsbeeld wordt opgemeten in de buurt van de testwand. (de kamer bevindt zich dan in calibrated hotbox methode en er is een meetplatform aanwezig tegen de testwand: zie Figuur 2.9 voor meer detail)

PASSYS Cell

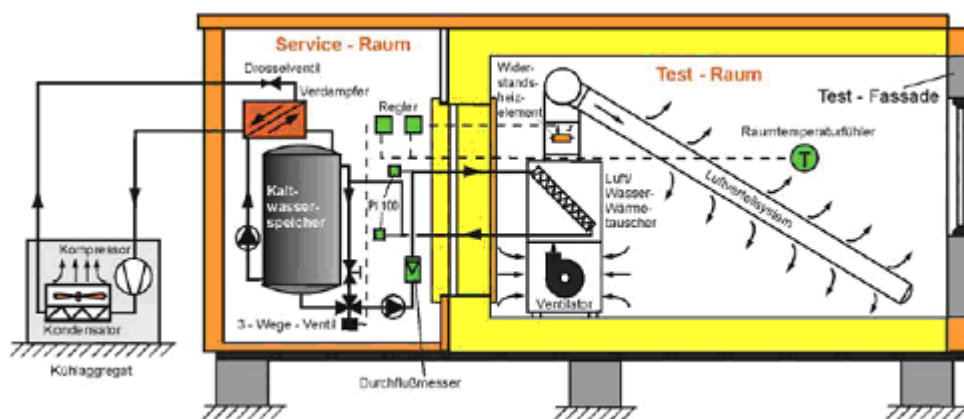
In het kader van het Europese project "Passive Solar System and Component Testing" (PASSYS) is een testkamer ontwikkeld om onderzoek te doen naar zonne-energie [22]. Men heeft op heel wat plaatsen in europa een dergelijke testcel gebouwd. (14 testkamers in 11 Euro-



Figuur 2.9: De testkamer in Canada in de configuratie waarin het stromingsbeeld tegen de wand opgemeten wordt.

pese landen [23]) De testcellen worden tegenwoordig ook gebruikt voor onderzoek buiten het initiële project.

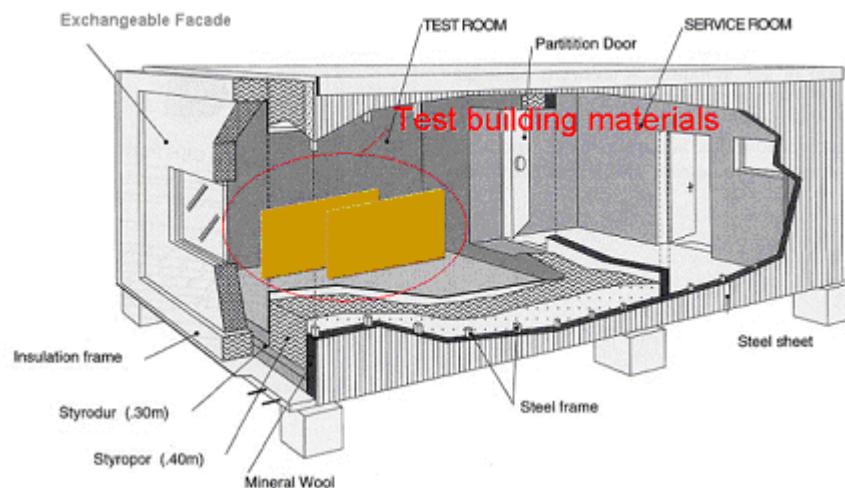
De PASSYS Cell bestaat uit een lucht- en vochtdichte testkamer die tevens zeer goed geïsoleerd is (40cm tot 50cm polystyreen en minerale wol) met daarnaast een dienruimte waarin de instrumentatie staat voor de klimatisatie van de testkamer. De testkamer heeft een oppervlakte van 13.8 m^2 en een hoogte van 2.75 m wat resulteert in een totaal volume van 38.0 m^3 . Plafond, vloer en 3 muren zijn bekleed met staalplaat zowel aan de buitenzijde als binnenzijde, 1 muur is verwisselbaar. Een schets van de kamer is te vinden in Figuur 2.10 .



Figuur 2.10: Algemene schets van een PASSYS cell.

Het originele PASSYS concept is dat er een energiebalans opgesteld wordt over het de hele testkamer om op die manier de eigenschappen van de testwand te kunnen bepalen. Er worden

echter ook andere testen verricht in de PASSYS testkamers. Een voorbeeld hiervan is een test voor vochtabsorptie van en vochtbuffering door bouwmaterialen uitgevoerd in de Technische Universiteit Denemarken. Voor deze proef werd de verwisselbare testwand opgebouwd uit baksteen, minerale wol, houten platen en aan de binnenzijde bedekt met een folie van polyethyleen om een volledig vocht- en luchtdichte testkamer te verkrijgen. Gedurende de test worden specimens van bouwmaterialen opgehangen en gewogen via een load cell. (zie Figuur 2.11)



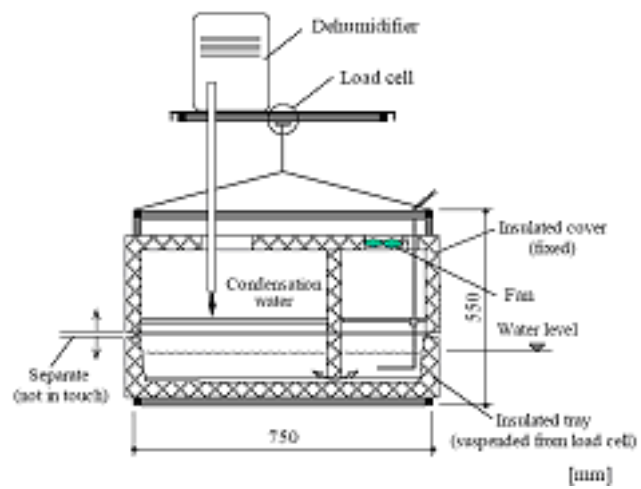
Figuur 2.11: Een PASSYS cel in gebruik voor een test naar vochtbuffering en vochtabsorptie.

Vocht wordt in de kamer gebracht door water te verdampen uit een reservoir met een elektrische weerstand. Met een ontvochtiger kan dan weer het vochtgehalte van de kamer naar beneden gehaald worden. De ontvochtiger debiteert zijn condensaat in hetzelfde reservoir waaruit het water verdampt wordt. Op Figuur 2.12 wordt dit principe weergegeven.

Er is dus gekozen om niet de relatieve vochtigheid van de kamer te controleren maar wel de hoeveelheid vocht die er in de kamer gebracht wordt. De resulterende relatieve vochtigheid wordt wel gemeten. (capacitieve vochtmeting) Verder is de kamer uitgerust met temperatuursensors (zowel lucht- als wandtemperaturen kunnen gemeten worden), het vermogen van de klimagroep wordt opgemeten en de warmteflux wordt gemeten over de wanden.

2.4.3 Conclusie

Het is duidelijk dat er reeds verscheidene inspanningen geleverd worden om de invloed van vocht op bouwmaterialen te bepalen. De samenhang tussen vochttransport en stromingsveld is echter in geen enkel van de beschreven testen onderzocht. Het is hierdoor dat er een nood is aan een testkamer die beide zaken simultaan kan onderzoeken. Het doel van dit project



Figuur 2.12: De methode voor de regeling van het vochtgehalte.

is dus een kamer te maken die zowel de vochtabsorptie bepaald van bouwmaterialen als het stromingsveld rond die materialen. Verder zal de testkamer ook in staat zijn gebruikt te worden bij het onderzoek naar vochtbuffering.

Hoofdstuk 3

Testkamer

In dit hoofdstuk is het de bedoeling de lezer duidelijk te maken in welke verschillende stappen het ontwerp van de testkamer tot stand gekomen is. Er volgt eerst een gedeelte specificaties waarin beschreven wordt aan welke parameters voldaan moet zijn en waarin dan ook kort beschreven wordt welke verschillende opties er bekeken zijn. Daarna volgt het gedeelte ontwerp waarin de opties besproken worden die uiteindelijk gekozen zijn.

3.1 Specificaties

Zoals reeds gebleken is uit de studie van de experimentele bepaling van de convectiecoëfficiënten aan wanden, is het noodzakelijk alle parameters die de massa- en temperatuursuitwisseling beïnvloeden te meten of controleren. De gecontroleerde parameters worden ingesteld in wat we de klimagroep zullen noemen. We maken vanaf nu het onderscheid in ontwerp tussen de testkamer zelf en de klimagroep.

3.1.1 Materialen

Bij het ontwerp van de testsectie komt heel wat kijken. De testsectie moet om te beginnen vrij zijn van invloed van de condities buiten de testsectie om betrouwbare testresultaten te bekomen. Met deze condities bedoelen we temperatuur en relatieve vochtigheid. Er mag dan ook geen lucht van buitenaf binnendringen in de testsectie om verschillende redenen. Ten eerste willen we een bepaald instelbaar aantal ACH (Air Changes per Hour) opdringen. Ten tweede is het duidelijk dat met de indringing van lucht onvermijdelijk een temperatuursverandering en relatieve vochtigheidsverandering gepaard gaat. Een dergelijke verandering van deze parameters is zeer moeilijk te modelleren en een dergelijke situatie moet dus zeker vermeden worden.

Om de lucht- en vochtdichtheid van de testsectie te garanderen zijn er verschillende mogelijkheden. Er kan bijvoorbeeld een damp scherm geplaatst worden. (zie ook THU testkamer Japan, paragraaf 2.4.2 pagina 18) Er bestaan verschillende materialen die in aanmerking komen om een damp scherm te vormen: aluminium, butymin De wanden van de testsectie kunnen dan in combinatie met dichtingen aan de hand van siliconen in zekere mate lucht- en vochtdicht gemaakt worden. Bij de constructie van de kamer moet er ook opgelet worden dat er geen koudebruggen ontstaan door de structuurmaterialen. Metalen schroeven en nagels bijvoorbeeld hebben een grote warmtegeleidingscoëfficiënt en er moet voorkomen worden dat er aldus een directe verbinding ontstaat tussen de testsectie en de buitenomgeving.

Het is echter niet voldoende de testsectie lucht- en vochtdicht te maken. De sectie mag ook geen invloed ondervinden van temperatuurschommelingen buiten de sectie. Het moet namelijk mogelijk zijn de kamer op een gewenste temperatuur te regelen. Hiervoor moet de kamer dus geïsoleerd worden. Ook hiervoor zijn weer verschillende materialen beschikbaar waarvan Rockwool het bekendste is.

Bij de keuze van de structuurmaterialen mag men bovendien niet uit het oog verliezen dat we in een vochtige omgeving werken. Hout wordt bijvoorbeeld gemakkelijk aangetast door vocht en is dus uitgesloten, tenzij gemakkelijk vervanging kan voorzien worden.

Welke materialen men kiest voor de testsectie hangt ook af van de mate waarin deze de meting kunnen beïnvloeden. Men mag niet vergeten dat als we de vochtbuffering van een testmateriaal in de kamer willen bestuderen, de rest van de kamer inert moet zijn voor dit verschijnsel. Aangezien dit niet altijd perfect mogelijk is, moeten de materialen van de testsectie zo inert mogelijk zijn en hun eigenschappen nauwkeurig opgemeten worden. Zo kunnen we uit de data onderscheiden welke fenomenen eigen zijn aan het testmateriaal en welke aan de wandmaterialen rond het testmateriaal.

3.1.2 Flexibiliteit

De testsectie zelf moet zo flexibel mogelijk ontworpen worden. D.w.z. dat latere aanpassingen zonder problemen moeten kunnen gebeuren. Daarom moet de sectie gemakkelijk toegankelijk zijn. Plaatsing van testmaterialen en sensoren moet zo snel en efficiënt mogelijk gemaakt worden. Dit maakt de sectie inzetbaar binnen verschillende onderzoeksdomeinen. De testsectie kan worden gebruikt voor verschillende testen zowel binnen als buiten de vakgroep Mechanica van Stroming, Warmte en Verbranding. Er zal namelijk zowel onderzoek in gebeuren naar convectiecoëfficiënten (in het kader van het doctoraatsonderzoek van Hendrik-Jan Steeman) als naar vochtbuffering. (in het kader van het doctoraatsonderzoek van Marijke Steeman) Beide toepassingen vergen andere opstellingen.

3.1.3 Omliggende ruimte

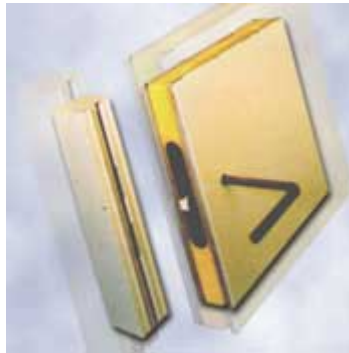
Om een juiste meting van temperatuur en vochtigheid in de testsectie toe te laten, moeten de temperatuur en de vochtigheid in de omliggende ruimte zo stabiel mogelijk zijn. Idealiter blijven deze zelfs constant doorheen de metingen. Dit zou echter de klimatisatie vragen van de hele kamer waarin de testsectie zich bevindt, in dit geval de kelder van het Technicum aan de Sint -Pietersnieuwstraat. Aangezien dit een zware investering zou vormen, werd uitgekeken naar een andere oplossing. De voorwaarde voor het te kunnen controleren van de omgevingscondities komt voort uit de wens de verliezen van de testsectie naar de omgeving te kunnen modelleren of in rekening te brengen. Het is niet wenselijk dat de temperatuur in de testsectie beïnvloed wordt door bijvoorbeeld invallende zonnestraling of een temperatuursverschil in de kelder tussen dag en nacht. Als de kamer ongevoelig is aan de invloeden van buitenaf laat dit een betere modellering toe van de CFD simulatie. De voorwaarde is echter niet strikt noodzakelijk voor een juiste meting. Er moet enkel in de klimagroep rekening worden rekening met een constant verlies of toename van vochtigheid en temperatuur doorheen de wanden. Deze zijn wel in de mate van het mogelijk geïsoleerd, maar een verlies zal altijd optreden en daar moet rekening mee gehouden worden.

3.2 Ontwerp

De voorwaarden voor vocht- en luchtdichtheid en het isoleren van de testsectie zijn het meest bepalend voor de gebruikte materialen in de wanden van de testkamer. We kozen ervoor om de testkamer op te bouwen uit ISOCAB panelen. Deze panelen voldoen aan al de voorwaarden en worden vaak gebruikt in koelcellen. Deze wandpanelen bestaan uit 2 staalplaten van 0,63 mm dik, gelakt met witte polyester en gegalaniseerd. Daartussen is 6 cm stijf polyurethaan van hoge densiteit gespoten. De vloerpanelen bestaan uit multiplexplaten met een anti-sliplaag van fenol en versterkt met glasvezels. De toegestane belasting is 500 kg op 4 rubberen wielen of 3000 kg/m^2 verdeelde belasting. De warmtegeleidingscoëfficiënt λ is 0,366 W/m^2K . Een detail van een dergelijk ISOCAB paneel is terug te vinden in Figuur 3.1.

Om eenvoudig aanpassingen mogelijk te maken, is het wenselijk dat een mens de kamer kan betreden. Daarom wordt er een deur voorzien in de kamer. Deze deur is weer een type van ISOCAB dat de juiste dichtingen voor dit soort toepassingen bezit. De kamer in opbouw ziet er dan uit als in Figuur 3.2.

Er is gekozen om de testfaciliteit in de kelder van het Technicumgebouw in de Sint -Pietersnieuwstraat te plaatsen. Deze ruimte is beschikbaar en de testkamer zal hier ook kunnen blijven staan. Om een beeld te krijgen van de temperatuurschommelingen en de variatie van de relatieve vochtigheid in de kelder wordt een HOB0-logger gedurende enkele dagen in de kelder geplaatst. De metingen van de HOB0-logger vertonen echter drastische schommelingen in



Figuur 3.1: Detail van een ISOCAB paneel.

temperatuur en vooral in luchtvochtigheid. De nabijheid van een verwarmingsinstallatie voor het Technicum is hier zeker niet vreemd aan.

Om toch een stabiele omgeving voor de testsectie te creëren wordt ervoor gekozen een tweede grotere klimaatkamer rond de eerste te bouwen naar het voorbeeld van de MINIBAT te Lyon. (paragraaf 2.4.2, pagina 17) Evenals de testkamer bestellen we deze bij ISOCAB met bijhorende deur. Een duidelijk beeld krijgt men in Figuur 3.3. Om latere aanpassingen aan sensoren en blaasinrichtingen van de kleine kamer mogelijk te maken, wordt een railsysteem geplaatst (zie Figuur 3.2). Hierdoor kan de kleine kamer volledig uit de grote kamer rollen. De afmetingen van de twee kamers worden mede hierdoor beperkt.

De grootte van de kamer wordt enigszins beperkt door de locatie van de testfaciliteit. Een plattegrond vindt men in Figuur 3.4. Daarop is te zien dat er optimaal gebruik gemaakt wordt van de ruimte in de kelder. De 2 kamers kunnen zoals eerder vermeld volledig uit elkaar gerold worden om aanpassingen in beiden mogelijk te maken. De kleine kamer heeft binnenafmetingen: breedte 1,8 m, diepte 2,1 m en hoogte 1,8 m. Testmaterialen die in de kamer moeten komen zijn uiteraard beperkt in grootte door deze inwendige afmetingen.

3.3 Meetinstrumenten in de kamer

Het is de bedoeling om testen uit te voeren waarbij verschillende parameters opgemeten worden in de kamer. De meetapparatuur voor deze testen is nog niet geïnstalleerd in de huidige toestand van de kamer. In wat volgt wordt wel kort beschreven wat de bedoeling op lange termijn is.



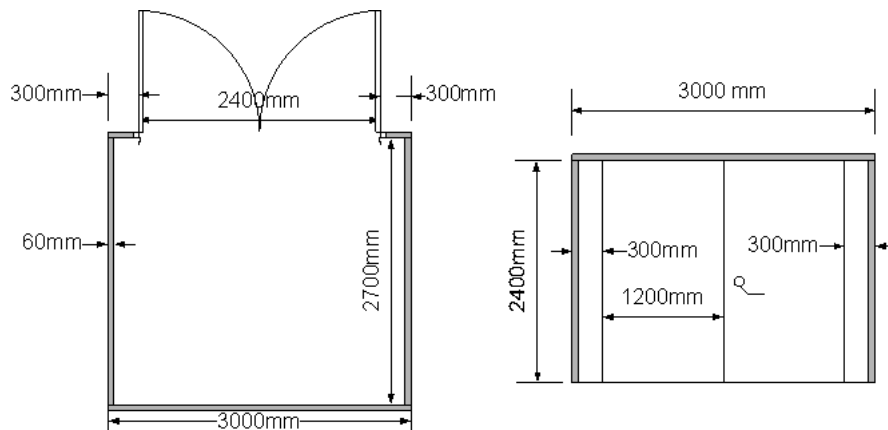
Figuur 3.2: De testkamer in opbouw met het railsysteem.

3.3.1 Luchtvochtigheid

Om de relatieve vochtigheid te meten van lucht dichtbij de testspecimen zal een relatieve vochtigheidssensor in de kamer geplaatst worden. Dit type heeft een sensorkop die met een draad verbonden is met de verwerkingseenheid. Dit laat een verplaatsing van de sensorkop, waar dus de eigenlijke meting gebeurt, toe ten opzichte van de vaste eenheid. Deze configuratie is noodzakelijk aangezien we in de kamer met een robotarm de sensoren dicht bij de testspecimen willen bewegen.

3.3.2 Luchttemperatuur

Om de temperatuur te meten van lucht dichtbij de testspecimen zal een thermokoppel van het K type in de kamer geplaatst worden. Een bespreking van dit type sensor is te vinden onder het deel klimagroep bij sensoren en uitlezing signalen.



Figuur 3.3: Plan van de buitenste kamer.

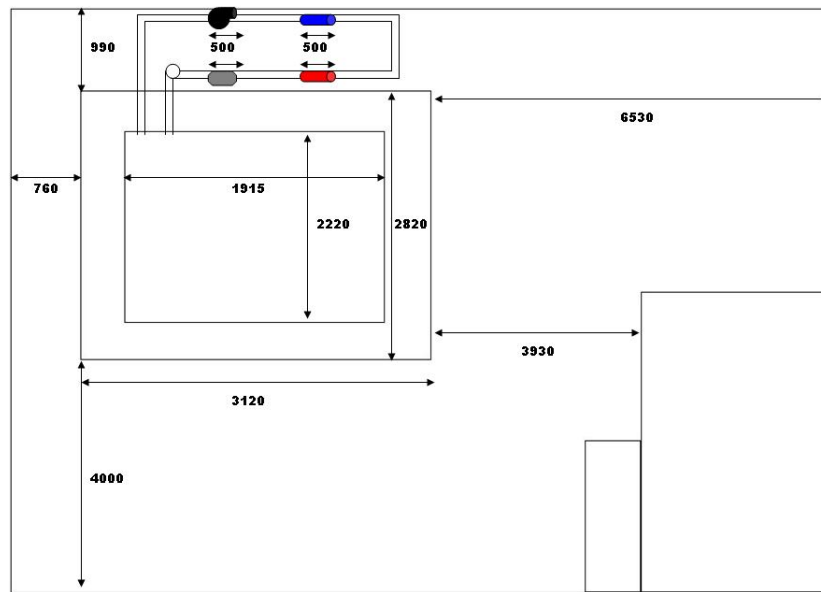
3.3.3 Luchtsnelheid nabij testspecimen

Naast de reeds besproken parameters in de kamer moet ook de richting van de stroming en de luchtsnelheid gemeten worden nabij de testspecimen. Dit zal gebeuren aan de hand van een warme draad anemometer aangekocht bij DANTEC Dynamics.

3.3.4 Vocht in materialen

Naast de parameters in de binnenlucht zijn er ook een aantal parameters in het testmateriaal zelf die gemeten moeten worden. De relatieve vochtigheid en temperatuur inwendig in een materiaal meten is echter niet eenvoudig zoals uiteengezet. De temperatuur kan men nog altijd meten met een thermokoppel, maar de hoeveelheid vocht in het materiaal meten is minder evident. Om het vocht in de testmaterialen te meten zou gebruik gemaakt kunnen worden van een load cel. Met een load cell is het mogelijk het gewicht van een specimen te registreren. Men hangt dan het materiaal dat men wil testen op in verbinding met deze load cell. De gewichtstoename in functie van de tijd vertaalt zich dan exact in de hoeveelheid opgenomen vocht.

De nauwkeurigheid van deze load cellen hangt sterk af van het maximale gewicht dat ze moeten kunnen meten. Hoe lager dit gewicht, des te nauwkeuriger de meting is. De gewichtstoename in een testspecimen ten gevolge van vocht opname is in de orde van milligram, zodat het testspecimen niet te zwaar mag uitgevoerd worden.



Figuur 3.4: Grondplan van de beschikbare ruimte in het technicum.

3.3.5 Robotarm

De temperatuur, de lichtsnelheid, de richting van stroming en de relatieve luchtvochtigheid van de binnenlucht moeten kunnen gemeten worden in elk punt van de kamer. Er is m.a.w. een automatisch verplaatsingssysteem nodig zoals beschreven in paragraaf 2.4.2 voor de kamer in Lyon. Hiervoor zal een robotarm met twee bewegingsrichtingen aangekocht worden bij DANTEC Dynamics. Bij de robotarm zal een programma geleverd worden dat de motoren in de arm aanstuurt. Zo kan de arm automatisch bewegen over een vooraf geprogrammeerd traject langs de testspecimen. Hierbij moet rekening worden gehouden dat er zich na een verplaatsing een overgangsverschijnsel in de metingen voordoet. De metingen zullen dan ook telkens met een vertraging uitgevoerd worden. Dit is analoog aan het principe gebruikt in de kamer te Lyon.

Hoofdstuk 4

Klimagroep

In dit hoofdstuk is het de bedoeling de lezer duidelijk te maken in welke verschillende stappen het ontwerp van de klimagroep tot stand gekomen is. Er volgt eerst een gedeelte specificaties waarin beschreven wordt aan welke parameters voldaan moet zijn en waarin dan ook kort beschreven wordt welke verschillende opties er bekeken zijn. Daarna volgt het gedeelte ontwerp waarin de opties besproken worden die uiteindelijk gekozen zijn.

4.1 Specificaties

Het is de bedoeling dat we zowel de temperatuur als de relatieve vochtigheid regelen van de lucht die ingeblazen wordt in de testsectie. Ook het luchtdebiet moet regelbaar zijn. Om dit te bekomen, hebben we een klimagroep nodig en een debietmeting waarmee we het ingeblazen debiet kunnen meten. Op basis daarvan kan de hele testsectie geregeld worden, mits er meting gebeurt van de temperatuur en de luchtvochtigheid in de sectie zelf, hetgeen natuurlijk zeker het geval is.

Het debiet wordt bepaald door het aantal ACH (Air Changes per Hour) dat in de zone van meting gewenst is. De specificaties waaraan de klimagroep moet voldoen staan in onderstaande Tabel 4.1.

	<i>MIN</i>	<i>MAX</i>
RH (%)	10	80
T (°C)	0	30

Tabel 4.1: Specificaties klimagroep.

De lucht zal de testsectie binnenkomen via een inblaasmond, zodat er een jet gevormd wordt. De geometrie van de inblaasmond en de luchtsnelheid zullen samen de karakteristieken van deze jet bepalen. Zo zal bijvoorbeeld de worp van de jet de hele kamer moeten kunnen overbruggen. Het is belangrijk dat de parameters van de jet [24] in zekere mate ingesteld kunnen worden omdat het de bedoeling is de interactie van de jet met het testmateriaal op te meten.

4.2 Ontwerp

4.2.1 Componenten

De klimagroep bestaat essentieel uit 4 delen : de ventilator, de koelgroep de elektrische weerstands verwarming en de bevochtiger. Daarnaast is ook nog ontwerp nodig van de inblaasmond voor de jet en het extractierooster. Om de componenten niet te groot te maken, bouwen we een gesloten kring. (Zie hiervoor Figuur 5.2) De lucht die geconditioneerd moet worden is dan de lucht die initieel in de kamer zit en niet, zoals bij een open kring, de buitenlucht. Deze kan namelijk extreme waarden aannemen, hetgeen in zekere mate zijn weerslag heeft in de begroting van de componenten. Bij laag debiet wordt onze regelcapaciteit hierdoor sterk verminderd.

Het ontwerp van de klimagroep is in volgende stappen gegaan:

- Bepaling van het luchtdebiet
- Begroting vermogens
- Dimensionering van de verschillende componenten
- Selectie aan de hand van de beschikbaarheid

4.2.2 Bepaling luchtdebiet

De ACR (Air Change Rate) moet aanpasbaar zijn tussen 0 en 10 ACH. Bij toepassingen in de airconditioning wordt typisch gewerkt met een ACR van 1,5 à 2 ACH. Er is dus een ventilator nodig die, gebaseerd op de grootte van de testkamer ($6,8m^3$), een maximaal debiet kan leveren van $68m^3/h$. Bovendien moet het toerental van deze ventilator regelbaar zijn om het debiet te kunnen laten variëren. De ventilator moet ook voldoende drukverhoging verwezenlijken om de drukverliezen van alle componenten in de kring te compenseren.

Om deze ladingsverliezen niet te hoog te laten oplopen hebben we de leidingen van het circuit zo begroot dat de snelheid in de leidingen ongeveer 2 m/s bedraagt. Op deze manier bekomen we leidingen met 100 mm diameter en een snelheid in de leidingen van 2,4 m/s. Uitzondering hierop vormt het gedeelte na de stoombevochtiger, vlak voor de inlaat. Hier is de buisdiameter 50 mm. Dit verviervoudigt de snelheid in de buis, hetgeen een snelheidsbereik van 0 tot 9,6 m/s tot gevolg heeft. Bij een eerste ontwerp wordt de drukval begroot op ongeveer 160 Pa [25].

Het is niet evident om een ventilator te vinden die bij het lage debiet van $68\text{m}^3/\text{h}$ ook nog een redelijke drukverhoging realiseert. Uiteindelijk is er bij de constructeur RUCON toch een ventilator gevonden die aan de parameters voldeed. De geselecteerde ventilator kan bij $76\text{m}^3/\text{h}$ een druk van 199 Pa leveren.

Eenmaal het circuit voor de klimagroep volledig gekend was wat betreft de lengte van de buizen, het aantal bochten en het effect van de verschillende elementen en sensoren hebben we de drukval herberekend. (Zie CD-ROM) Deze keer begroten we de drukval op ongeveer 110 Pa. Aan de hand van deze berekening kan men ook zien welke hindernissen de grootste drukval veroorzaken. De grootste drukval is de statische drukval in een gedeelte van het circuit waar de leidingdiameter slechts 50 mm bedraagt. Deze drukval bedraagt ongeveer 65 Pa. Vervolgens levert de bocht die gemaakt wordt in het gedeelte met leidingdiameter 50 mm ook nog een ladingsverlies van 27 Pa. Het is duidelijk dat deze 2 factoren bepalend zijn voor de drukval in het circuit.

Voor een duidelijk beeld van de leidingen wordt verwezen naar het fotoboek in bijlage F. Er is gekozen voor PVC buizen van 100 mm doorsnede. Deze buizen zijn voor de moment nog niet geïsoleerd maar dit moet in de toekomst uiteraard nog gebeuren. De PVC buizen zijn eenvoudig te monteren en wijzigingen zijn eenvoudig aan te brengen. Op de plaatsen waar een relatieve vochtigheidsmeting moet gebeuren, is een T-stuk voorzien. De plaats van deze metingen werd bepaald door de regelstrategie, zoals uitgelegd zal worden in het deel rond regeling.

4.2.3 Begroting vermogens

Een luchtbehandelingsgroep is dus essentieel opgebouwd uit 4 onderdelen:

- Ventilator
- Eenheid voor koeling van de lucht
- Eenheid voor verwarming van de lucht

- Bevochtiger

We kunnen met het gegeven luchtdebiet voor elk van deze onderdelen begroten wat het maximale en minimale vermogen is dat zij moeten kunnen leveren. Voor de volledige berekening wordt verwezen naar de CD-ROM. Een korte bespreking van alle componenten (behalve de ventilator want die is eerder al besproken) volgt hierna.

Eenheid voor koeling

De koeleenheid staat niet enkel in voor het afkoelen van de lucht maar moet ook zorgen voor de ontvochtiging van de lucht. Als ontvochtiging van de binnenlucht gewenst is, moet de installatie kunnen koelen tot op het dauwpunt dat overeenstemt met een bepaalde absolute luchtvochtigheid. Op deze manier is het mogelijk de parameters vast te leggen voor de koeleenheid. In het extreme geval zal de eenheid lucht moeten kunnen koelen van 30 °C tot 0 °C voor het maximale luchtdebiet van $68\text{m}^3/\text{h}$. Aan de hand van deze gegevens kan dan het benodigde vermogen (in kW) berekend worden bij maximum debiet.

$$P = \dot{m}_{air,in}(\Delta h_{air}) + \dot{m}_{vapour,in}(h_{vapour,in}) - \dot{m}_{vapour,out}(h_{vapour,out}) - \Delta \dot{m}_{vapour}(h_{water}) \quad (4.1)$$

Het vermogen kunnen we begroten op 2kW onder deze extreme condities. Als koelvloeistof wordt geopteerd voor ethanol. Deze komt de warmtewisselaar binnen op een constante temperatuur van -10°C. De koelvloeistof wordt op deze constante temperatuur gehouden aan de hand van een kryostaat. De kryostaat bestaat essentieel uit 2 delen: een reservoir met vloeistof op constante temperatuur en een koelgroep om het reservoir te koelen. Uit het reservoir wordt dan de ethanol op een temperatuur van -10°C aangezogen om door de koeleenheid gestuurd te worden. Alle informatie over de kryostaat is ter beschikking in de vakgroep en ter illustratie is in bijlage A.1 een schema van de werking opgenomen.

De kryostaat heeft een eigen circulatiepomp die het koelmiddel rondpompt op een constant debiet van 8 l/min. De pomp van de kryostaat heeft een constante snelheid en die kan niet geregeld worden. Het is natuurlijk mogelijk deze pomp te vervangen door een ethanolpomp met externe frequentiesturing. Hiervoor kan geopteerd worden indien blijkt dat de regeling van de klimagroep niet voldoet aan nieuwe opgelegde specificaties. Een frequentiegestuurde pomp kan de regeling complexer maken, maar vermindert de energieverliezen die eigen zijn aan de bestaande regeling zoals later beschreven. Bovendien kan ze de regeling mogelijks nog sneller doen verlopen.

Om de warmtewisselaar te selecteren werden verschillende mogelijkheden onderzocht. De meest eenvoudige soort warmtewisselaar voor deze toepassing is een rechte buis die in de

luchtleiding gebracht wordt. De ethanol stroomt dan in tegenstroom door deze binnenste buis. Een eerste berekening in de Excel file (CD-ROM) laat echter zien dat de benodigde warmtewisselende oppervlakte en de bijhorende buislengte onmogelijk groot zijn in dit geval. Een tweede mogelijkheid bestaat er dan in de buis longitudinaal gevind uit te voeren. Zoals kan opgemerkt worden uit de excel file verkleint deze aanpassing de buislengte gevoelig naar 88 m, eveneens geen optie. Een derde mogelijkheid is de buis op te rollen tot een spiraal in de leiding. Een berekening van de benodigde lengte van de spiraal (Excel op CD-ROM) laat al snel zien dat dit eveneens geen optimale oplossing is. Een lengte van om en bij de 3,5 m zou dan nodig zijn.

Binnen de groep Toegepaste Thermodynamica en Warmte Overdracht van de vakgroep Mechanica van Stroming, Warmte en Verbranding zijn echter ook metingen gebeurd van convectiecoëfficiënten en Fanning-wrijvingsfactoren in een compacte warmtewisselaar van Daikin. Aangezien we alle gegevens van deze warmtewisselaar ter onzer beschikking hadden, berekenden we de vereiste contactoppervlakte indien we een compacte warmtewisselaar gebruikten. Dit bleek een zeer gepaste mogelijkheid te zijn en er werd uitgekeken naar een compacte warmtewisselaar. De fabrikant herrekende de warmtewisselaar met de gegevens eigen aan hun type warmtewisselaar. Bij de bestelling werden onze gegevens ter informatie vergeleken met de gegevens van de fabrikant en een redelijke overeenkomst werd vastgesteld.

De warmtewisselaar wordt geplaatst na de ventilator als we de stromingsrichting van de lucht volgen. Het is daarmee het eerste element in de klimagroep die een effect heeft op de temperatuur en de relatieve vochtigheid van de lucht (eventuele zeer kleine en irrelevante temperatuursverhoging rond de ventilator niet te na gesproken). De volgorde van de verschillende elementen van de klimagroep wordt bepaald door de regelstrategie, zoals later besproken.

Aangezien de buizen van de klimagroep een ronde doorsnede hebben en de warmtewisselaar een vierkante doorsnede, wordt een overgangsstuk voorzien voor en na de warmtewisselaar. Dit gaat gepaard met bijkomende drukverliezen die ook in de berekening van de totale drukverliezen vervat zijn.

Onder aan de warmtewisselaar wordt een vergaarbak voorzien waar condensaat kan worden afgevoerd in een onderstaand reservoir. Dit reservoir zorgt voor een waterslot zodat geen lucht uit de kring kan ontsnappen.

Een laatste aandachtspunt waar rekening mee moest worden gehouden in de begroting van de warmtewisselaar was ijsvorming. Omdat bij de koeling de waterdamp in de te conditioneren luchtstroom in contact komt met de onder 0°C gekoelde wand van de warmtewisselaar bestaat er namelijk een reëel gevaar voor ijsvorming. Als het ijs zich vormt in het luchtkanaal ver-

nauwt de doorgang van de lucht door de warmtewisselaar en verkleint de warmtewisselende oppervlakte. De beoogde condities kunnen dan mogelijks niet bereikt worden.

Bij de ingebruikname van de installatie werd echter vastgesteld dat de ijsvorming zich vooral concentreert aan de buitenkant van de warmtewisselaar. Een eerste test van de installatie bestond erin de ventilator op minimum debiet en de kryostaat op vol vermogen aan te schakelen. Na een halve dag in deze werkingstoestand, werd er enkel ijsvorming vastgesteld aan de kunststof leiding van de kryostaat naar de warmtewisselaar en op de koperen geleidingsbuizen aan de buitenkant van de warmtewisselaar. Om het inwendig deel te inspecteren werd het overgangsdeel na de warmtewisselaar losgeschroefd. Er werd geen slechts beperkte ijsvorming vastgesteld en er werden geen maatregelen getroffen met betrekking tot de-icing.

Eenheid voor verwarming

Op analoge manier als voor de koeleenheid kan het verwarmingselement begroot worden. De basisvergelijking is als volgt:

$$P = \dot{m}_{air}(\Delta h) \quad (4.2)$$

Het verschil in enthalpie volgt uit het psychrometrisch diagramma. Voor het verwarmingselement moeten we er rekening mee houden dat de lucht maximaal 40 graden moet opwarmen wat dan een vermogen van ongeveer 2 kW eist. Er werd geopteerd voor een elektrische weerstandsverwarming die het ons eenvoudigweg mogelijk maakt door middel van een thyristorsturing de geleverde spanning en dus het vermogen te regelen. Een weerstandsdraad, geplooid en op maat gemaakt van het luchtkanaal wordt daarvoor aangekocht. Contact van het weerstandselement met water moet ten allen tijde vermeden worden. Daarom wordt mogelijk condensaat via een buis weggeleid naar hetzelfde reservoir als bij de vergaarbak voor condensaat bij de koeleenheid dat wederom ook dienst doet als waterslot. Merk op dat door eerst te koelen naar een lagere temperatuur dan gewenst maar op het dauwpunt en daarna te verwarmen naar de gewenste temperatuur, elke temperatuur in het gewenst gebied kan bereikt worden. Het enige dat nog ontbreekt voor een volledige klimaatregeling is een bevochtiger.

Bevochtiger

Als type wordt gekozen voor een stoombevochtiging. Stoombevochtigers zijn compact, gemakkelijk in gebruik en eenvoudig te regelen. Het maximum stoomdebiet wordt begroot op 2 kg/h. Dit volstaat reeds om bij het maximale luchtdebiet een bevochtiging tot 100 % te vrijwaren. Een type bevochtiger dat dergelijke stoomdebieten levert behoort tot de kleinste in zijn reeks. Er is uitgekeken naar de mogelijkheid een interne regelaar te bekomen. Naast

een interne PI-regeling kan de geselecteerde stoombevochtiger ook een externe regeling aan en een aan/af regeling, hetgeen de mogelijkheden verruimt.

De inblaasmond

De hoogte van de inblaasmond werd vastgesteld op 1,5 m boven de vloer van de binnenste kamer. De extractie gebeurt enkele cm boven de grond. Zowel de inblaasmond als de lucht-extractie bevinden zich in de achterste wand van de kamer, recht tegenover de deur. De inblaasmond bestaat momenteel uit het uiteinde van de luchtleiding afkomstig van de klimagroep. Zoals reeds vermeld is dit een buis met ronde doorsnede van 50 mm. Een verdere aanpassing zal noodzakelijk zijn, maar dit hangt sterk van de toepassing af. Om de kamer in een bepaalde werkingsconditie te brengen volstaat deze configuratie wel. Om een perfect gedimensioneerde jet in een bepaalde richting te verkrijgen, is aanpassing nodig. Er zijn tal van mogelijkheden.

De meest belovende mogelijkheid is een flexibele slang te monteren op het uiteinde van de buis. Aan het uiteinde van de slang kan dan nog een gepaste mond ontworpen worden. Dit laat toe de inblaasmond te verplaatsen doorheen de kamer. De invloed van verschillende inblaashoogtes en inblaashoeken kan zo bepaald worden.

De extractievoorziening is momenteel eveneens de buis die rechtstreeks naar de klimagroep leidt. De ronde sectie van 100 mm kan op analoge manier als de inblaasmond aangepast worden.

4.2.4 Dimensionering en selectie

De details van de dimensioneringsberekeningen zijn terug te vinden op de CD-ROM. Voor de selectie van de componenten steunden we vooral op onze eigen berekeningen. Aan de hand van de bekomen specificaties werd op internet gezocht naar fabrikanten en leveranciers. Ook aan de vakgroep zelf werd nagevraagd wie met welke leverancier ervaring had. Er werd telkens een aanvraag voor offerte gedaan bij verschillende leveranciers. Op basis van de prijs en de levertermijn die ons werd voorgesteld, werd vervolgens een bestelling geplaatst. De documentatie van de geselecteerde componenten is eveneens te vinden op de CD-ROM.

Hoofdstuk 5

Regelkring

5.1 Doelstelling

De regelkring heeft als doelstelling de temperatuur en de relatieve vochtigheid in te stellen van de lucht die ingeblazen wordt in de testkamer. Dit is nodig aangezien de inlaatcondities perfect gekend moeten zijn voor de verschillende testen die in de testkamer zullen uitgevoerd worden. De inlaatcondities zullen ook de karakteristieken bepalen van de jet die gevormd wordt na het inblaasmondstuk in de kamer. Aangezien de klimagroep aangesloten is via een gesloten kring, is het essentieel dat de inlaatcondities niet beïnvloed worden door de condities in de testkamer. Als de relatieve vochtigheid bijvoorbeeld stijgt in de testkamer (door een extra vochtbron te plaatsen) zal de door de ventilator aangezogen lucht ook een stijging zien in relatieve vochtigheid. De regeling moet dan ook zo geconcipieerd zijn dat deze wijziging in relatieve vochtigheid aan de inlaat van de klimagroep geen invloed heeft op de inlaatcondities in de kamer. Gelijkaardige voorwaarden gelden uiteraard voor een verandering in temperatuur.

5.2 Concept

Zoals reeds besproken bestaat de regelkring uit 4 elementen: een ventilator, een koelgroep, een weerstandsverwarming en een stoombevochtiger. De ventilator en de koelgroep kunnen niet aangestuurd worden via de computer. Wel is het voor beide elementen mogelijk manueel een werkingspunt in te stellen. De ventilator is regelbaar in debiet via een potentiometer: verlaging van het toerental is op deze manier mogelijk. De koelgroep is ook beperkt regelbaar op manuele wijze. Twee parameters kunnen aan de zijde van de kryostaat gewijzigd worden: debiet van de circulatiepomp voor de ethanol en de temperatuur van de ethanol. Aangezien deze regelingen te wensen over laten en niet goed controleerbaar zijn, wordt geopteerd om het

ethanoldebiet constant te houden op 8 l/min. Zoals vroeger reeds uitgelegd is het mogelijk de pomp later te vervangen door een variabel debietspomp met externe frequentiesturing. De temperatuur van het ethanol wordt dan weer op -10°C gehouden aangezien de koelgroep hierop gedimensioneerd is. Aan de condities na de koelgroep kan dus niets geregeld worden via de computer. Enkel via de weerstandsverwarming en de stoombevochtiger is het mogelijk een werkingpunt in te stellen via de computer. De voedingsspanning van de weerstandsverwarming wordt geleverd via een thyristorbrug die aangestuurd wordt vanuit LABVIEW. De thyristorbrug kan de spanning variëren tussen 0 en 220 V. Op die manier wordt dus het vermogen van weerstandselement gevarieerd tussen 0 en 2kW. De thyristorbrug krijgt een analoge stuurspanning (2,3 - 5 V) vanuit een NI 6722 kaart die gekoppeld is aan de computer. Een LABVIEW programma bepaalt de stuurspanning die naar de thyristorbrug gestuurd moet worden. De regeling gebeurt via het PID principe. (zie Figuur 5.1)

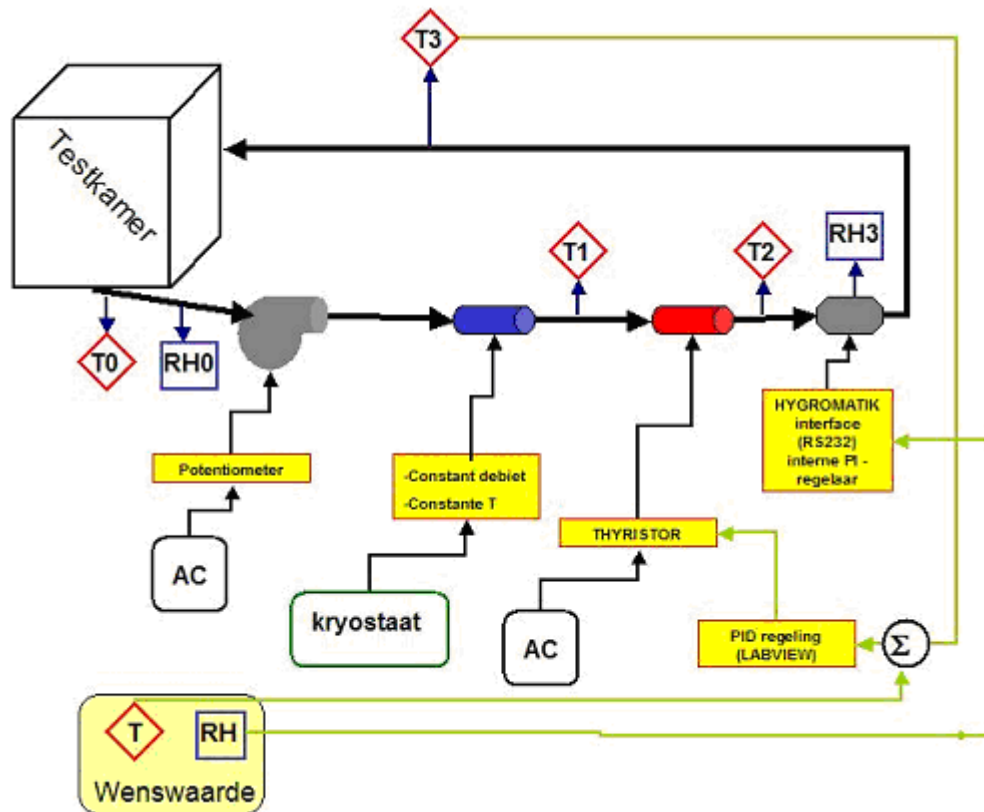


Figuur 5.1: Schematisch overzicht PID regeling.

Het is dus de bedoeling de temperatuur (proces variabele, PV) in te stellen op een bepaalde waarde (setpoint, SP) en dit door het vermogen te regelen van de weerstandsverwarming. (PROCES) De uitsturing gebeurt dus via een waarde die gegenereerd wordt vanuit een PID-regelaar. Deze PID regelaar vergelijkt de gewenste temperatuur met de gemeten temperatuur door beiden van elkaar af te trekken (Error, E) en bepaalt hieruit de stuurspanning. De PID is softwarematig geïmplementeerd in het LABVIEW programma. Details omtrent dit programma zijn terug te vinden onder het gedeelte LABVIEW. De PID constanten zijn op iteratieve wijze bekomen met behulp van het PID autotuning algoritme van LABVIEW.

Een tweede parameter die geregeld kan worden vanuit de computer is de relatieve vochtigheid. De sturing ervan is mogelijk via een RS232 interface met de controller van HYGROMATIK. Vanuit de computer kan een wenswaarde ingegeven worden voor de relatieve vochtigheid. De controller zal dan zelf de nodige acties ondernemen om het stoomdebiet te sturen naar een wenswaarde waardoor de ingestelde relatieve vochtigheid bereikt wordt. De regeling binnen de controller gebeurt via het PI type. De PI constanten van de controller kunnen in beperkte mate geprogrammeerd worden en dit is nodig om het proces stabiel te krijgen. De resolutie waarin deze constanten geprogrammeerd kunnen worden is echter zeer beperkt: versterking (X_p) regelbaar tussen 0 en 100 % met een resolutie van 1 % en integratieconstante (T_i) regel-

baar tussen 0 en 255 seconden met een resolutie van 1 seconde. Een iteratief proces is opnieuw nodig om deze PI constanten te bepalen en te optimaliseren. Er kan bij deze optimalisatie wel geen gebruik gemaakt worden van het PID autotuning algoritme van LABVIEW. Een principeschets van de volledige regeling is te zien in Figuur 5.2.



Figuur 5.2: Schematisch overzicht volledige regeling.

Ter verduidelijking:



Figuur 5.3: Detail van de verschillende componenten in de regelkring.

5.3 Sensoren en uitlezing signalen

In de gebruikte regelkring worden 6 signalen uitgelezen: 2 signalen voor relatieve vochtigheid en 4 signalen voor temperatuur.

5.3.1 Temperatuur

Er worden 4 temperaturen opgemeten: T0 tot T3. De meting van de temperatuur gebeurt aan de hand van thermokoppels type K. De plaatsing van de thermokoppels is verduidelijkt in de figuur die een overzicht geeft van de totale regelkring. De juiste positie werd in de eerste plaats bepaald door onze regelstrategie. In de tweede plaats bestaat er ook een nood aan het controleren van de invloed van de verschillende componenten in de klimagroep.

Het principe van een thermokoppel is als volgt. Draden van twee verschillende metalen of metaallegeringen worden aan elkaar verbonden door ineensmelting. Wanneer er tussen beide contactpunten een temperatuurverschil bestaat, zal er een potentiaalverschil ontstaan, waarvan de sterkte afhankelijk is van het temperatuurverschil. Meettechnisch is het gebruik echter niet eenvoudig vanwege het uiterst kleine signaal, verouderingsverschijnselen en verstoringen van het warmteveld.

Om de signalen uit de thermokoppels in te lezen is gewerkt met een voltmeter scanner combinatie van KEITHLEY (2700 reeks) die op zijn beurt communiceert met de computer en de LABVIEW software. Om een juiste absolute waarde van de temperatuur in te lezen in de regeling is een bijkomende temperatuursmeting nodig aan de klemmen van de connector rail vanwaar de thermokoppels verbonden worden aan de KEITHLEY. Dit gebeurt met een 4-wire Resistance Temperature Detector of 4-wire RTD van het PT100 type. Dit zijn eigenlijk temperatuursgevoelige weerstanden. De weerstandswaarde van een RTD verandert bijna lineair wanneer de omgevingstemperatuur wijzigt. Er is dus een precieze relatie tussen de temperatuur en de weerstand. Deze relatie wordt onder de vorm van volgende wiskundige vergelijking weergegeven:

$$R_T = R_0 [1 + aT - bT^2 - cT^3 (T - 100)] \quad (5.1)$$

Waarin :

- R_T weerstand bij temperatuur T (°C)
- R_0 weerstand bij 0 °C
- a , b en c vaste coëfficiënten volgens IEC751 standaard

Om de temperatuur te halen uit een gemeten weerstandswaarde is inversie van deze relatie nodig, hetgeen softwarematig gebeurt.

5.3.2 Relatieve vochtigheid

De uitlezing van de relatieve vochtigheid gebeurt aan de hand van 2 sensoren. Details van beide sensoren zijn te vinden in bijlage. Zoals duidelijk is uit de overzichtsfiguur wordt de relatieve vochtigheid opgemeten op 2 plaatsen: juist na het extractierooster en ook nog tussen de stoombevochtiger en de inblaasmond.

De sensor geplaatst juist na het extractierooster is de minst nauwkeurige sensor: $\pm 2,5\%$ RH (zie bijlage ??). De sensor heeft ook slechts in een beperkte range een lineaire karakteristiek. Bij een relatieve vochtigheid lager dan 40% is de meting van deze sensor niet betrouwbaar aangezien de fout dan zeer groot wordt. Dit heeft echter geen belangrijke gevolgen voor de regeling van de klimagroep of voor testresultaten. De sensor moet slechts dienen als indicatie voor de relatieve vochtigheid van de aangezogen lucht.

De plaatsing vóór de ventilator werd ingegeven door een praktische overweging. Er bevindt zich in die regio namelijk een bocht waarin de vrij lange sensor kan ingepast worden. De bocht wordt vervangen door een T-stuk met op één arm een flens met de sensor in.

De tweede sensor bevindt zich tussen de stoombevochtiger en de inblaasmond. Er is rekening gehouden met de nabijheid van de stoombevochtiger en er werd een stuk buis tussen de sensor en de bevochtiger vrijgehouden om een goede menging van stoom en lucht te verkrijgen alvorens het mengsel de sensor bereikt. De sensor werd ook hier geplaatst door middel van een flens in één arm van een T-stuk.

Deze sensor heeft een hogere nauwkeurigheid dan de eerste sensor: $\pm 2\%$ RH (zie ??). Deze sensor speelt dan ook een meer cruciale rol in de regeling alsook voor de experimenten. De regeling van de relatieve vochtigheid gebeurt, zoals hierboven beschreven, volgens het PI principe en de meetwaarde die vergeleken wordt met het setpoint voor de relatieve vochtigheid komt van deze sensor waardoor een nauwkeurige uitlezing uiteraard zeer belangrijk wordt. Voor de experimenten moet de relatieve vochtigheid van de lucht die in de testkamer wordt ingeblazen zo exact mogelijk gekend zijn. Het is dus ook voor de experimenten belangrijk dat deze sensor zo nauwkeurig mogelijk is.

Beide metingen worden ingelezen in de computer en worden verwerkt in het LABVIEW programma. Het signaal van de sensor na het extractierooster is een 0 tot 10 V signaal en het wordt uitgelezen via de voltmeter scanner combinatie van KEITHLEY die ook gebruikt

wordt om de thermokoppels uit te lezen. In LABVIEW wordt deze uitgelezen spanning dan omgezet in een relatieve vochtigheid. De sensor tussen de stoombevochtiger en de inblaasmond is gekoppeld aan de stoombevochtiger van HYGROMATIK en kan rechtstreeks uitgelezen worden via de RS232 interface. Dit signaal vergt dus geen verdere conversie in LABVIEW aangezien de controller dit signaal zelf verwerkt. De sensor levert wel een 4 tot 20 mA signaal en dit vergt een offsetinstelling die wel manueel moest gebeuren in de HYGROMATIK interface.

5.3.3 Drukverhoging over ventilator

Om de geleverde drukverhoging over de ventilator te kunnen controleren, zijn er twee nipples voorzien waar de buisjes van een mobiele digitale drukmeter in passen. Deze worden afgedicht als de mobiele drukmeter niet gebruikt wordt.

5.4 Mogelijke verbeteringen aan de regeling

5.4.1 Koeleenheid

De regelstrategie die in de vorige paragrafen beschreven wordt is zeker niet de meest economische. Dit komt voornamelijk doordat de koeling steeds op vol vermogen gebeurt. Een verbetering op dit vlak is zeker mogelijk door dit vermogen regelbaar te maken. Dit kan op 2 manieren verwezenlijkt worden: het debiet van het koelmiddel aanpassen of de temperatuur van het koelmiddel wijzigen. Een variabele temperatuurregeling van het koelmiddel implementeren is van deze 2 de minst evidente methode. De regeling zou dan traag gebeuren gezien de werking van de kryostaat. Ook is een interface met de kryostaat op deze manier niet mogelijk. Een variabele debietregeling voor het koelmiddel is dan weer wel een realistisch alternatief. Hiervoor moet enkel een de circulatiepomp voor de kryostaat vervangen worden door een pomp met een variabel toerental. Er zijn verschillende mogelijkheden in dat opzicht. Een eerste optie is het gebruik van een slangenpomp. Deze zou dan een zeer nauwkeurige regeling geven van het debiet en tegelijkertijd een geïntegreerde interface ter communicatie met de computer. Deze toestellen zijn echter zeer duur en dus niet geschikt om toe te passen als eenvoudige circulatiepomp. Een tweede optie is het gebruik van een combinatie pomp met thyristorsturing. Het probleem bij deze oplossing zijn de veiligheidsnormen rond het gebruik van ethanol. Een derde mogelijkheid om het debiet te regelen is het gebruik van een driewegklep. Bij deze oplossing levert de pomp van de kryostaat een constant debiet maar via de driewegklep wordt slechts een deel van het totale debiet door de warmtewisselaar gestuurd. Driewegkleppen voor ethanol zijn echter niet beschikbaar waardoor deze oplossing ook vervalst.

Een investering om de koelgroep economischer te maken is zeker nuttig maar binnen deze thesis is het onmogelijk gebleken om dit te verwezenlijken. Het dient dus duidelijk te zijn dat de klimagroep niet ontworpen is met het oog op een commercieel inzetbare eenheid. Bij het ontwerp is enkel in rekening gebracht dat de lucht te conditioneren moet zijn binnen bepaalde opgegeven parameters.

5.4.2 Debietmeting

Voor de uiteindelijke experimenten in de kamer is een debietmeting onontbeerlijk. Binnen deze thesis behoort een debietmeting echter nog niet tot de mogelijkheden. Het toestel om deze meting uiteindelijk uit te kunnen voeren is echter wel geselecteerd en besteld maar door een lange levertermijn was het binnen deze thesis nog niet inzetbaar.

Bij de selectie moest gelet worden op de zeer strenge specificaties. Een grote nauwkeurigheid is nodig bij een extreem laag debiet gezien het werkingsgebied van de proefstand. Tezelfdertijd mag het toestel dat de debietmeting uitvoert geen grote drukval veroorzaken aangezien de ventilator slechts een drukverhoging van 200 Pa kan leveren. Deze twee beperkingen maken de selectie van een geschikt toestel voor de debietmeting zeer moeilijk. De lucht die circuleert staat ook op atmosferedruk en niet op een hogere procesdruk die nodig is voor sommige meettoestellen.

Het massadebiet dat door een bepaalde doorsnede stroomt, kan men op twee manieren bepalen. Een eerste manier is het aanschaffen van een massaflowmeter. Deze bestaan in verschillende uitvoeringsvormen voor verschillende toepassingen van lage tot zeer hoge debieten. Het meetprincipe verschilt van type tot type. Er bestaan o.a. Coriolis massaflowmeters, ultrasone flowmeters en vortex massaflowmeters. Elk van deze flowmeters bleek echter niet gepast te zijn voor onze toepassing wegens de hoge drukval over de meter. De ventilator die reeds geselecteerd was, werd dan onbruikbaar. Bovendien was het niet zeker dat er een ventilator bestond die zo een hoge druk bij zo een klein debiet kon leveren.

De tweede, goedkopere manier bestaat erin het volumedebiet te bepalen aan de hand van volgende vergelijking:

$$Q_V = vA \quad (5.2)$$

Waarin :

- Q_V volumedebiet (m^3/s)
- v = snelheid waarmee het medium zich verplaatst (m/s)

- A = binnenoppervlakte van de doorsnede van de leiding (m^2)

Door het volumedebiet te delen door een gekende soortelijke massa bekomen we eveneens het massadebiet.

$$\dot{m}_{air} = Q_V \rho \quad (5.3)$$

Waarin :

- $\dot{m}_{air}$ massadebiet (kg/s)
- Q_V volumedebiet (m^3/s)
- ρ = soortelijke massa van het medium (kg/m^3)

Er ontstaat dus bij deze tweede methode de nood aan een snelheidsmeting. Er wordt gekozen voor een warme draad snelheidsmeting omwille van de eenvoud, lage kost en hoge nauwkeurigheid. Meetflenzen, pitotbuizen en MAF sensoren (gebruikt in automobielwereld) zorgden eveneens voor een te hoge drukval in de leidingen. Het meetprincipe is eenvoudig: een keramische draad wordt opgewarmd tot een bepaalde temperatuur. Door contact met de lucht die rond deze draad stroomt, koelt de draad af. De temperatuursvermindering staat in direct verband met de luchtsnelheid.

Zoals geweten is de snelheid in een buis niet overal uniform. Aangezien de stroming in de buis laminair is door de lage luchtsnelheid en de voldoende grote sectie veronderstellen we dat de stroming in de buis een parabolisch snelheidsprofiel aanneemt. Om het snelheidsprofiel op te meten volstaat het dus om de snelheid te kennen aan de top van het parabolisch profiel. Zo kan dan een snelheidsprofiel berekend worden dat door integratie aanleiding geeft tot een juist volumedebiet.

De snelheid moet dus in het midden van de sectie gemeten worden. Als de snelheidsmeter niet exact in het midden gepositioneerd wordt, treedt er een fout op in de bepaling van het parabolisch profiel. Om het effect van een foute positionering van de snelheidsmeting in de buis te begroten, wordt een berekening gemaakt van de nauwkeurigheid van het bekomen volumedebiet (zie Excel op de CD-ROM). Het effect op de nauwkeurigheid van de volumedebietmeting blijft binnen de 2 % grens als we de sensor zo kunnen plaatsen dat de kop waar de meting gebeurt niet meer dan 3 mm van zijn ideale positie afwijkt. Door middel van een metalen flens waar de sensor in kan vastgeschroefd worden, kan de positie vastgelegd worden tot op 1 mm nauwkeurig.

Na selectie werd de snelheidsmeter aangekocht bij Acin Instrumentatie. Het betreft hier het type AVT-55 van Alnor. De nauwkeurigheid is $\pm 2\%$ van de meetwaarde $+ 0.5\%$ van de maximale waarde in het geselecteerde meetbereik voor een temperatuur van 18°C tot 28°C (zie handleiding op CD-ROM). Om de nauwkeurigheid te verhogen is het dus belangrijk het meetbereik zo goed mogelijk in te stellen. Daarom werd gekozen voor een meetbereik van 0 tot 10 m/s en de buis waar de meting gebeurt, werd vernauwd tot 50 mm doorsnede. Deze vernauwing werd ook gerekend als drukverlies voor de ventilator.

Hoofdstuk 6

Uitlezen en verwerken van data

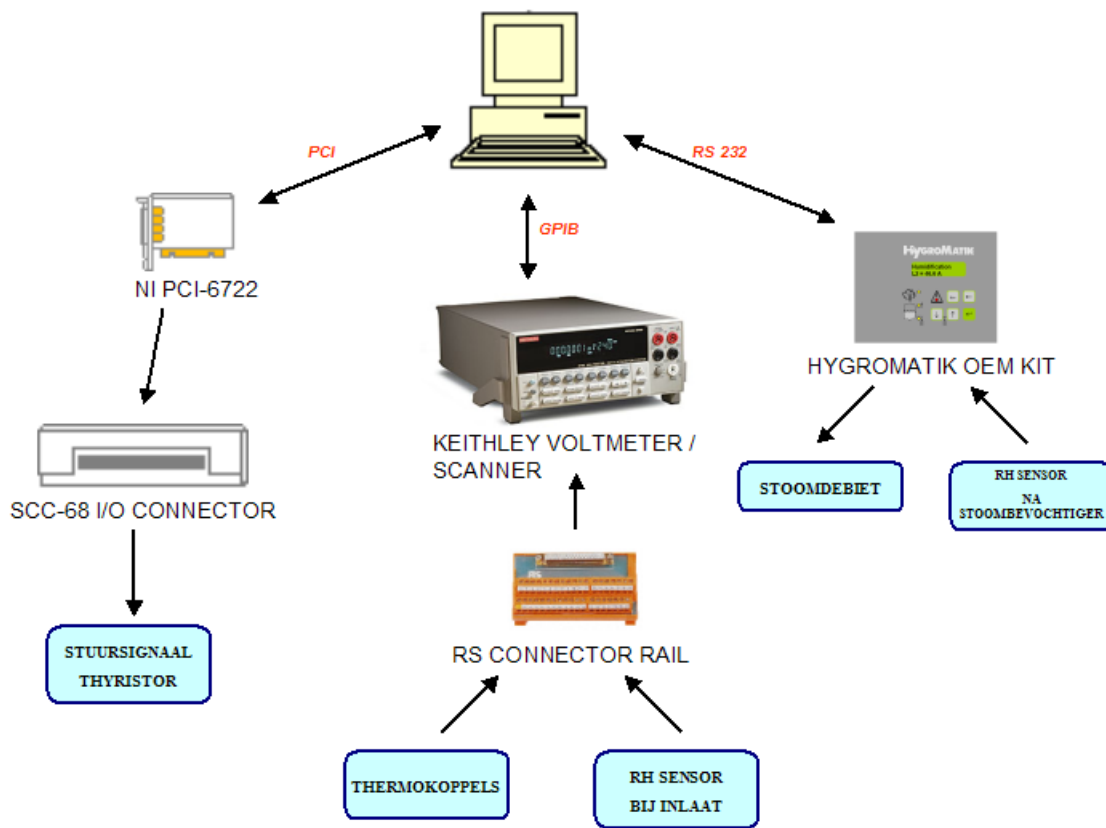
6.1 Configuratie

In de opstelling worden verschillende sensoren gebruikt die verschillende signalen genereren. Elk van deze signalen moet uitgelezen worden in de computer en gerelateerd worden aan fysische data zoals temperatuur en relatieve vochtigheid. Er moeten echter ook signalen uitgestuurd worden vanuit de computer. Het uitlezen en het uitsturen van signalen gebeurt vanuit een LABVIEW programma. De configuratie van dit alles wordt duidelijk in Figuur 6.1: De configuratie wordt uitgelegd door de verschillende onderdelen kort te bespreken.

6.1.1 Uitsturing thyristorbrug

De spanning over de weerstand van de verwarmingseenheid is variabel dankzij een thyristorsturing. Het stuursignaal dat naar de thyristorbrug gaat wordt berekend door een software PID regeling geprogrammeerd in LABVIEW. LABVIEW stuurt een digitaal signaal naar de NI PCI-6722 kaart. Deze stuurt op zijn beurt een analoog signaal naar het NI SCC-68 I/O connector block. Vanuit dit connector block vertrekt een analoog signaal als stuursignaal naar de thyristorbrug.

De NI PCI-6722 kaart heeft de mogelijkheid om 8 analoge output signalen te creëren. (-10 tot 10 V analoge output) In de huidige configuratie wordt slechts 1 output signaal gebruikt, namelijk het stuursignaal voor de thyristorbrug. Er is dus nog mogelijkheid tot uitbreiding: zo zou bijvoorbeeld een sturing van het toerental van de ventilator mogelijk gemaakt kunnen worden. Ook een latere sturing van de robotarm wordt hiermee in het achterhoofd gehouden.



Figuur 6.1: Configuratie van de meetapparatuur.

6.1.2 Uitlezen thermokoppels en RH sensor

Voor de uitlezing van meetsignalen is gekozen voor een KEITHLEY voltmeter / scanner combinatie omdat een gelijkaardige configuratie van National Instruments problemen geeft met betrekking tot storingssignalen op de meting. Bij de NI configuratie is het namelijk mogelijk dat er kringstromen ontstaan door een voor deze toepassing ongunstige aarding. Door gebruik te maken van de KEITHLEY voltmeter / scanner combinatie wordt een grotere betrouwbaarheid van het meetsignaal bekomen.

Om de temperatuur te kunnen meten wordt zoals reeds besproken (Hoofdstuk 5, pagina 42) een combinatie gebruikt van een absolute temperatuursmeting met een PT100 4-wire RTD en een relatieve temperatuursmeting met K-type thermokoppels. Zowel de 4-wire RTD als de thermokoppels worden verbonden met een connector rail van RS components waarbij de aansluiting zo gemaakt wordt dat een differentiële meting van het signaal mogelijk wordt. De connector rail is verbonden met het backpanel van de KEITHLEY voltmeter / scanner

combinatie en deze is op zijn beurt verbonden met de computer via een GPIB interface.

De uitgang van de RH sensor bij de inlaat van de klimagroep wordt ook verbonden met de connector rail van RS components op dezelfde manier als de thermokoppels en de 4-wire RTD. Het signaal komt vervolgens ook binnen in het backpanel van de KEITHLEY voltmeter / scanner combinatie waarna het via de GPIB interface binnengestuurd wordt in de computer.

6.1.3 Communicatie met de stoombevochtiger

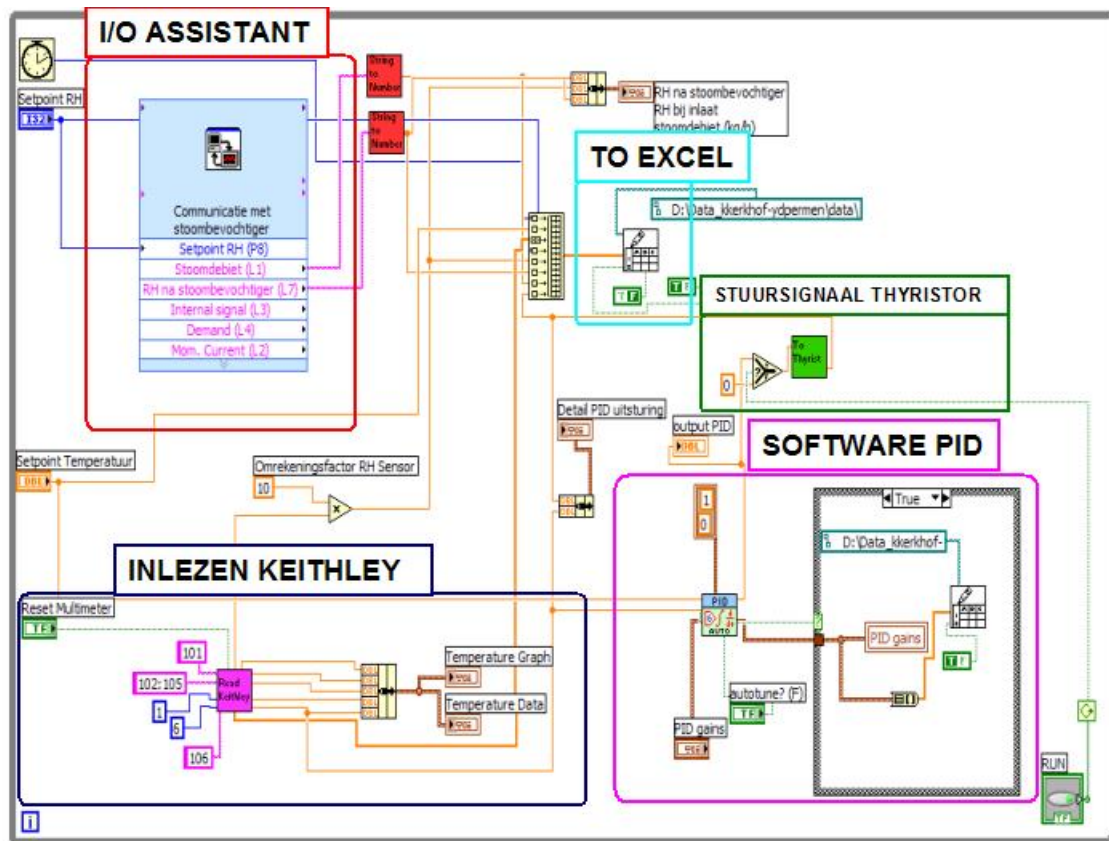
De RS 232 interface maakt de communicatie met de stoombevochtiger heel gemakkelijk. Communicatie via een RS 232 interface kan gemakkelijk getest worden via Hyperterminal. Parameters die ingesteld moeten worden zijn baudrate etc Binnen LABVIEW bestaat er echter een voorgescheven programmaatje (de Express VI "I/O assistant", zie verder) die de communicatie met externe apparaten mogelijk maakt vanuit LABVIEW. In de handleiding van de HYGROMATIK stoombevochtiger zijn er verschillende Write en Read commando's beschikbaar om respectievelijk informatie weg te schrijven of uit te lezen. Zo is het bijvoorbeeld mogelijk een setpoint op te geven voor de relatieve vochtigheid en is het ook mogelijk de opgemeten relatieve vochtigheid na de stoombevochtiger uit te lezen. Verder kunnen ook nog verschillende andere parameters uitgelezen worden waarvan er twee zeer nuttig zijn: het stoomdebiet dat de bevochtiger levert en de interne vraag naar stoom. Er dient opgemerkt te worden dat bij een write naar de stoombevochtiger deze een confirmatiesignaal terugstuurt. Hierdoor moet de verbinding na de uitsturing van het signaal geopend worden voor ontvangst van een ander signaal. Dit gebeurt door een zogenaamde Query en Parse.

6.2 De LABVIEW code

Nadat de signalen ingelezen zijn in de computer is het nodig om al deze gegevens te verwerken in software en het meest voor de hand liggende programma om deze software te schrijven is LABVIEW van National Instruments. Voor een gedetailleerde beschrijving van de werking van LABVIEW wordt verwezen naar de webstek van National Instruments ([26]) en de Labview Help files. Hierna wordt een bondig overzicht gegeven van de gebruikte software voor deze proefstand.

De verschillende programma's geschreven met LABVIEW worden VI's genoemd. (Virtual Instrument) Er wordt voor deze proefstand gewerkt met 1 hoofdprogramma (hoofd VI) dat opgebouwd is uit verschillende deelprogramma's. (sub VI's) In LABVIEW zijn ook nog enkele voorgeprogrammeerde sub VI's beschikbaar: de express VI's. De bedoeling van de hoofd VI is dat de sturing van de regelkring mogelijk gemaakt wordt en dat enkele parameters uitgelezen

worden. Een en ander wordt duidelijk gemaakt in Figuur 6.2.



Figuur 6.2: Overzicht van het LABVIEW blokdiagram.

6.2.1 I/O assistant

De I/O Assistant is een Express VI die de communicatie regelt met de stoombevochtiger. De signalen die uit deze VI komen moeten wel nog een bewerking ondergaan eer ze bruikbaar zijn in de rest van het hoofdprogramma. Deze bewerking gebeurt via de zelfgeschreven sub VI "String to Number". Het signaal dat uit de stoombevochtiger komt is namelijk een String format en dit moet nog omgezet worden naar een getal. In de bijlage D wordt dieper op de structuur van alle sub VI's ingegaan.

6.2.2 Inlezen KEITHLEY

De signalen die binnenkomen in de computer via de GPIB interface van de KEITHLEY voltmeter / scanner combinatie worden in LABVIEW verwerkt met de zelfgeschreven sub VI

"Read Keithley". Het was nodig deze VI zelf te schrijven omdat in LABVIEW geen kant en klare oplossing (onder de vorm van een express VI) beschikbaar is om te communiceren met een apparaat van KEITHLEY. De sub VI "Read Keithley" herhaalt in feite telkens opnieuw een sequentie:

1. Inlezen meetsignaal van de eerste RH sensor.
2. Inlezen temperatuur via PT100 4-wire RTD.
3. Inlezen temperaturen 4 thermokoppels.

6.2.3 Software PID

Het gedeelte software PID van het hoofdprogramma staat in voor de regeling van de temperatuur. Er wordt opnieuw gebruik gemaakt van een express VI: PID AUTO. Via deze Express VI is het mogelijk het PID algoritme te implementeren op een proces variabele en een setpoint. Speciaal aan deze VI is de mogelijkheid om een auto-tuning algoritme te gebruiken om de PID parameters te optimaliseren. Zoals later uitgelegd in het Hoofdstuk 7, wordt deze sectie nog aangepast om in een betere regeling te voorzien. Voor meer informatie wordt naar de CD-ROM verwezen.

Vooraleer het auto-tuning proces kan beginnen moeten er wel PID parameters gezocht worden waarbij het systeem stabiel blijft. Dit gebeurt via de Ziegler-Nichols open loop methode. Eens de stabiele PID parameters gevonden zijn, gebeurt de auto-tuning intern via het setpoint relay algoritme.

6.2.4 Stuursignaal thyristor

Aan de hand van de geoptimaliseerde PID parameters wordt dan door de PID Express VI een waarde gegenereerd tussen 0 en 100%. Deze waarde dient als input voor de zelfgeschreven sub VI "To Thyristor". Deze sub VI verwerkt de procentuele waarde die uit de PID express VI komt tot een DC spanningssignaal tussen 2,3 en 5 V. Dit signaal moet dan nog uitgestuurd worden naar de thyristorbrug. Deze communicatie gebeurt via de express VI "DAQ assistant" speciaal ontworpen voor communicatie met DAQ kaarten van National Instruments.

6.2.5 To Excel

Dit is een express VI die ervoor zorgt dat alle opgemeten data weggeschreven wordt in een excel bestand zodat de verkregen data dan verder verwerkt kunnen worden. Er is voor gezorgd dat volgende waarden geregistreerd worden in het excel bestand:

- Een timer-waarde zodat alle gegevens uitgezet kunnen worden t.o.v. een tijdsas
- Het setpoint voor de temperatuur
- De 4 opgemeten temperaturen
- Het setpoint voor de relatieve vochtigheid
- De relatieve vochtigheid bij aanzuiging uit testsectie
- De relatieve vochtigheid bij inlaat van de testsectie
- ...

Het is duidelijk dat ook andere signalen geregistreerd kunnen worden in het Excel bestand. De laatst genoemde zijn echter de meest relevante.

Hoofdstuk 7

Testen voor calibratie, in dienst stellen en optimalisatie

7.1 Inleiding

Bij een opstelling waarvan de regelkring gebaseerd is op gemeten waarden is het een absolute noodzaak alle sensoren zorgvuldig te kalibreren zodat ze hun opgegeven en gewenste meetnauwkeurigheid bereiken. Naast deze kalibratietesten, moet echter een hele reeks testen worden uitgevoerd om zowel de structurele, thermische als vochtigheidsintegriteit van de faciliteit te onderzoeken. Verder zullen ook de prestaties van de klimagroep opgemeten moeten worden. Het is belangrijk al deze facetten in stationaire en in dynamische thermische en vochtigheidsomstandigheden te controleren. Er wordt voor gekozen na de kalibratie eerst een reeks testen uit te voeren op de temperatuursregeling en wel om twee redenen: ten eerste kon de temperatuursregeling als eerste in gebruik genomen worden en getest worden terwijl de opbouw van de stoombevochtiger nog bezig was. Ten tweede zal de temperatuursregeling ook de temperatuursschommelingen die veroorzaakt worden door de bevochtiger moeten uitregelen.

De prestaties van de klimagroep in combinatie met de klimaatkamer worden beoordeeld door meerdere types van tests. Een eerste en belangrijke voorwaarde voor het goed functioneren van de eenheid is de mogelijkheid om een bepaalde temperatuur en relatieve vochtigheid in de binnenkamer te handhaven. Dit moet bovendien bij elk haalbaar debiet mogelijk zijn.

Bij de testen voor de temperatuursregeling dient opgemerkt te worden dat de relatieve vochtigheid niet ingesteld wordt. Het reservoir van de stoombevochtiger wordt geleegd, zodat er geen stoom kan geproduceerd worden.

7.2 Kalibratie van sensoren

7.2.1 Thermokoppels (type K)

De nauwkeurigheid van de thermokoppels is afhankelijk van talrijke factoren. Een mogelijke fout kan zich voordoen bij het uitlezen van het thermokoppel. Hiertoe verbindt men namelijk één uiteinde aan de connector, die een eigen temperatuur heeft. Om deze fout uit te sluiten meten we de temperatuur van de connector dus extern met een PT100 (Hoofdstuk 5, pagina 42).

De kalibratie gebeurt met een kalibratietoestel. Dit toestel genereert een constante instelbare temperatuur in een gedeelte dat voorzien is van cilindrische holtes van verschillende diameter. In de cilindrische holtes kunnen dan thermokoppels geplaatst worden die de door het toestel geleverde temperatuur aannemen. We plaatsen elk thermokoppel om beurten in de op constante temperatuur gehouden buis. Hierbij dient opgemerkt te worden dat de diepte en de diameter van de buis niet overeenstemt met de lengte en de diameter van een thermokoppel, hetgeen een bijkomende fout op de kalibratie kan veroorzaken. De kalibratie gebeurt bij 3 temperaturen in het gespecificeerde werkingsgebied: 0, 15 en 30°C. De bijhorende opgemeten waarden zijn te vinden in de bijlage B.1 en op de CD-ROM.

De gemeten waarden van elk thermokoppel wijken maximaal 0,5°C af van de ingestelde waarde. De thermokoppels wijken onderling maximaal 0,7°C af. In principe kan een bijkomende correctie op deze waarden op elk moment toegevoegd worden indien blijkt dat de precisie van de thermokoppels van belang kan zijn. In de regeling zoals hier voorgesteld wordt, is enkel de nauwkeurigheid van het laatste thermokoppel van belang, aangezien de temperatuursregeling op deze meetwaarde gebaseerd is. Op basis van de kalibratiegegevens wordt echter besloten ook op het laatste thermokoppel geen correctie uit te voeren. In de globale regeling van de kamer is deze component reeds het nauwkeurigst. Bovendien zijn andere zaken prioritair.

7.2.2 RH-sensoren

De beide RH sensors zijn nog niet gekalibreerd. Wel is een rudimentaire controle gebeurd waarbij de uitgelezen waarde vergeleken werd met die van een gekalibreerde draagbare RH sensor. Hieruit bleek dat de sensoren afdoende nauwkeurig waren voor de optimalisatieprocedure van regeling.

7.3 Testen voor de instelling van de temperatuursregeling

7.3.1 Instellen vast werkingpunt

Een eerste soort temperatuursprofiel dat aan de klimagroep wordt opgelegd, is het instellen van een waarde en op die constante temperatuur te blijven. Het al dan niet kunnen handhaven van een bepaalde temperatuur hangt af van de prestaties van de PID-regelaar van de weerstandsverwarming.

De parameters van de PID voor de weerstandsverwarming worden eerst met de hand ingesteld in LABVIEW. De P, I en D coëfficiënten zijn uiteraard niet gekend en moeten een initiële waarde krijgen. Daarvoor gebruiken we de Ziegler-Nichols methode (zie bijlage E). Deze methode volstaat om in een zeer trage, maar stabiele regeling te voorzien. Het LABVIEW programma wordt aangepast om een gemakkelijke overschakeling toe te laten tussen verschillende PID-parameters voor verschillende luchtdebieten. De regeling is zo altijd optimaal aangepast aan de bedrijfsomstandigheden.

Aangezien de bestelde snelheidsmeter nog niet toegekomen is, wordt met een mobiele snelheidsmeter de snelheid aan de uitlaat (sectie 50mm) gemeten. Dit geeft dan een louter indicatieve snelheid waaruit toch een idee kan gevormd worden van de snelheid die heerst in de buis. Een indicatie voor het debiet kan dan gevormd worden met vergelijking 5.2. Er wordt een onderscheid gemaakt tussen lage debieten (genomen op 2,1 m/s uitgangssnelheid), middelhoge debieten (genomen op 6,8 m/s uitgangssnelheid) en hoge debieten (genomen op 10,2 m/s uitgangssnelheid). Deze debieten komen overeen met een stand van de potentiometer van de ventilator. Naargelang de stand van deze potentiometer wordt manueel een debietselectie ingesteld op het controlpanel van de LABVIEW regeling, maar de debietselectie kan door een simpele aanpassing ook automatisch gebeuren op basis van de nog te installeren snelheidsmeting. Ook een verdere uitbreiding is mogelijk onder de vorm van meer debietsklassen met aparte PID-parameters. Er is ook een mogelijkheid de PID-tuning Wizard te laten lopen voor een bepaald werkingpunt. Die bepaalt dan de optimale PID-parameters voor de gebruiker.

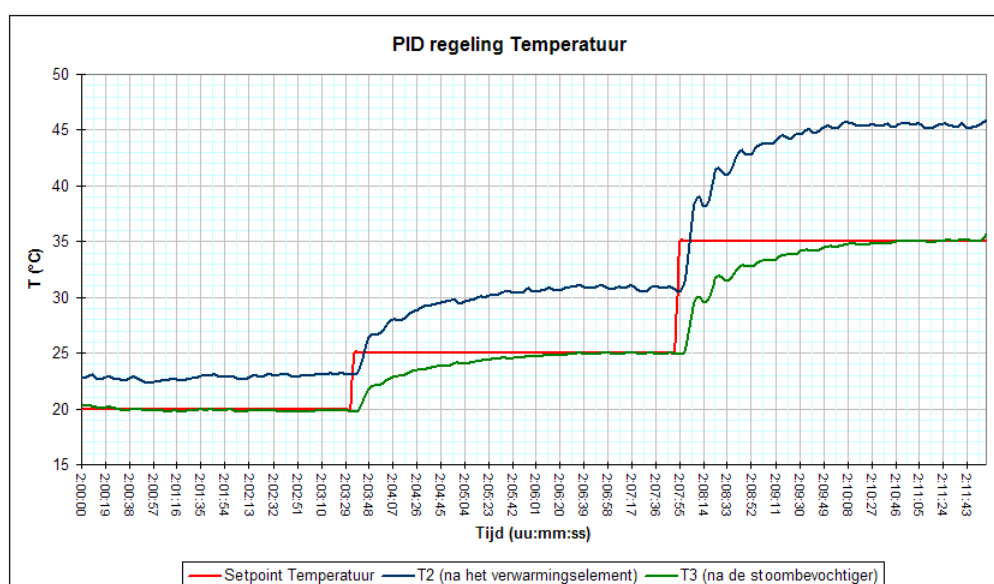
Het is zo dat de parameters die de Tuning Wizard voorstelt niet altijd optimaal zijn. Ze zullen in elk geval wel de ingestelde temperatuurswaarde kunnen behouden. Om echter op basis van de dynamische prestaties van de klimagroep de PID-parameters te kunnen beoordelen, dringt een staptest zich op. De ingestelde parameters werden dan ook vastgelegd zowel op basis van hun prestaties in deze test als ook op basis van de volgende beschreven test, de stap in werkingpunt. Ze zijn in onderstaande Tabel 7.1 weergegeven.

<i>Debiet</i>	<i>Laag</i>	<i>Middel</i>	<i>Hoog</i>
K_p (-)	0,0175	0,0097	0,012616
T_i (min)	1,6577	1,4766	0,951313
T_d (min)	0,3315	0,2953	0,190263

Tabel 7.1: De PID parameters voor elk debiet

7.3.2 Stap in het werkingpunt

Een tweede prestatietest die logischerwijze volgt op de instelling van het vast werkingpunt, is de staptest. Zoals reeds vermeld, helpt deze test het dynamisch gedrag van de klimatisatiegroep te beoordelen en indien nodig te verbeteren. In dit geval, wordt een stap geïntroduceerd in het gewenste werkingpunt van temperatuur.

**Figuur 7.1:** Stap in het setpoint van de temperatuur (5°C en 10°C).

Een typische temperatuursprofiel in de uitlaat van de klimagroep na een stap in setpoint van 5°C wordt getoond in Figuur 7.1. Er is geen overshoot te bemerken en men mag spreken van een kritisch gedempte regeling. De settling time bedraagt 3 min, hetgeen een redelijke snelheid inhoudt als men de thermische traagheid van de betrokken elementen in rekening neemt. Op dezelfde Figuur 7.1 is het temperatuursprofiel in de uitlaat van de klimagroep na een stap in setpoint van 10°C te zien. De staptesten bij hoog, midden en laag debiet zijn terug te vinden in de bijlage C).

Een stap in de omgekeerde richting wordt gekenmerkt door een zachte temperatuursdaling zonder undershoot.

7.4 Testen voor instelling van Relatieve Vochtigheid

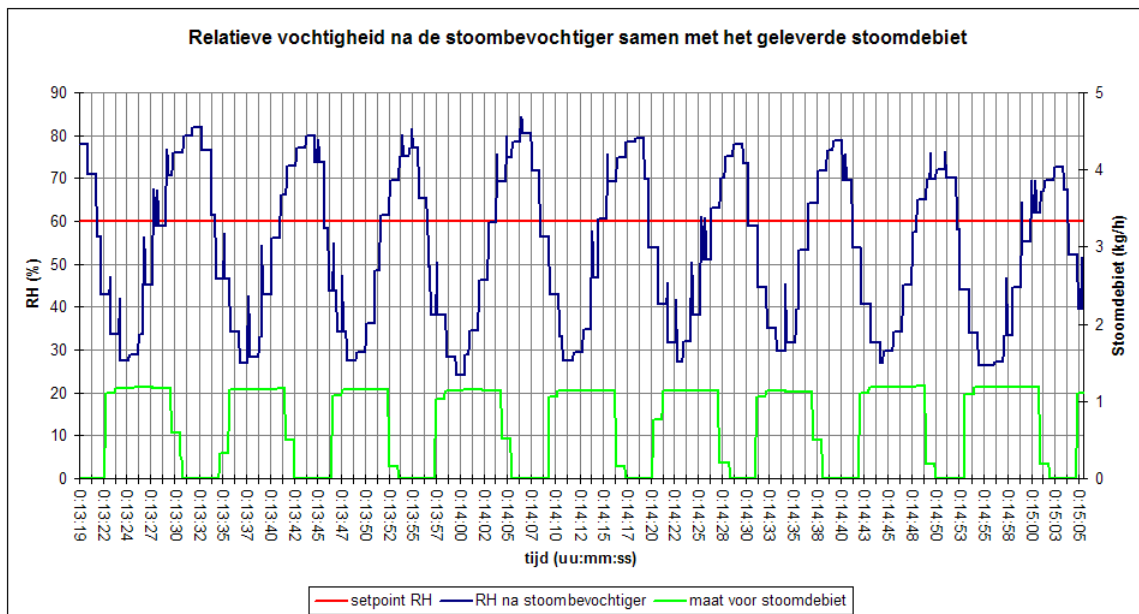
7.4.1 Instellen vast werkingpunt

Een constante relatieve vochtigheid vlak na de stoombevochtiger bekomen, blijkt een moeilijker probleem. De stoombevochtigers op de markt zijn dikwijls van een interne regeling voorzien. Deze regeling moet er dan voor zorgen dat een bepaalde relatieve vochtigheid in een lokaal constant blijft. De stoombevochtiger wordt dan in de luchttoevoer geplaatst. De meting van de relatieve vochtigheid gebeurt in deze opstelling 0,5 m na de lans van de stoombevochtiger. Dit geeft een goed beeld van de relatieve vochtigheid van de ingeblazen lucht. Het is dus normaal op termijn mogelijk de relatieve vochtigheid van de kamer te regelen door een regeling van de relatieve vochtigheid van de lucht die we inblazen.

Bij de aangekochte stoombevochtiger blijkt het echter onmogelijk te zijn een constante relatieve vochtigheid te bekomen in de buis. Als we de interne regeling van naderbij bekijken, merken we volgende punten op als we de stoombevochtiger proberen regelen met het RH signaal aan de uitlaat van de klimagroep:

- Een echte aan/uit regeling behoort niet tot de mogelijkheden. Er is een aparte schakelaar nodig en de aansluiting van de sensor dient aangepast te worden. Het setpoint voor de relatieve vochtigheid kan niet ingesteld worden.
- De PI regeling leest de ogenblikkelijke RH waarde in en genereert daarop een intern regelsignaal.
- De regeling heeft altijd een blokgolf in het stoomdebiet of in het beste geval een zaagtandkarakter tot gevolg.
- De invloed van de proportionele parameter X_p (regelbaar tussen 0% en 100%) op het geleverde stoomdebiet is als volgt:
 - X_p daalt: de dalende flank van de blokgolf wordt trager.
 - $X_p > 1\%$ geeft sowieso aanleiding tot een grillig piek profiel in de relatieve vochtigheid vlak na de stoombevochtiger dat zich in het slechtste geval uitstrekt tussen 90 % RH en 20 % RH omdat de stoombevochtiger een te groot stoomdebiet levert als de gemeten RH onder het RH setpoint gaat. De regeling valt dan eigenlijk terug op een snel schakelen tussen vol vermogen en nuldebiet. Een illustratie van dit gedrag is terug te vinden in Figuur 7.2.

- $X_p < 1\%$ resulteert in een zaagtand, hetgeen van alle profielen het gunstigst is.
- De integrerende actie met parameter T_i (te variëren tussen 0 en 255 sec) heeft geen merkbare invloed op de regeling. Enkel de top van de blokgolf verandert licht.
- De communicatie met de stoombevochtiger via de RS232 interface maakt het mogelijk ook de interne signalen gegenereerd door de stoombevochtiger uit te lezen. Een uitlezing van de interne vraag en het geleverde stoomdebiet toont aan dat er geen wezenlijk verband is tussen beiden.
- De vraag en de ogenblikkelijke stroom variëren omgekeerd evenredig met de gemeten relatieve vochtigheid. Er wordt dus stoom geproduceerd ook al ligt de gemeten relatieve vochtigheid boven de ingestelde relatieve vochtigheid.
- De grootte van de zaagtand/blokgolf in het stoomdebiet lijkt niet aanpasbaar als $X_p = 1\%$ is, anders is deze gelijk aan de vermogensbeperking maal maximaal stoomdebiet.



Figuur 7.2: Detail van het grillig verloop van de relatieve vochtigheid gemeten na de stoombevochtiger.

Het gevolg van deze eigenschappen is dat in de buis de relatieve vochtigheid na de stoombevochtiger sterk schommelt en niet op een constante waarde te regelen valt. Deze schommelingen van relatieve vochtigheid komen eigenlijk voort uit wolken stoom die de stoombevochtiger intermitterend uitstoot.

De opgemerkte eigenschappen zijn volledig te verklaren uit de werking van de stoombevochtiger. De stoombevochtiger produceert stoom door stroom te laten vloeien tussen elektroden die ondergedompeld zijn in water. Door deze stroom zal het water opwarmen tot het uiteindelijk kookt en er dus stoom geproduceerd wordt. De stroomwaarde (en dus ook de geleverde stoom) is afhankelijk van het niveau van het water. Als het water hoger staat, staan de elektroden meer onder water en vloeit er meer stroom en dus wordt er ook meer stoom geproduceerd. Doordat stoom geproduceerd wordt verdampt het water en als een zekere hoeveelheid water verdampt is, neemt de stoombevochtiger water bij om het waterniveau op peil te houden. Als water bijgenomen wordt, stijgt het waterniveau vrij plots en dit resulteert in een toename van de stroom en dus in de stoomproductie. De zaagtandvorm van het stoomdebiet is duidelijk het resultaat van de beschreven werking van de stoombevochtiger. De handleiding van de stoombevochtiger is terug te vinden op de CD-ROM.

Een belangrijke parameter die de goede werking van de stoombevochtiger zal beïnvloeden is de vermogenbeperking. Door in te stellen welke fractie (25% - 100%) van het maximale vermogen geleverd mag worden, zal het stoomdebiet dat de bevochtiger kan leveren beperkt worden. Aangezien kleinere versies voor de stoombevochtiger niet beschikbaar waren, zal de vermogenbeperking zeker ingesteld moeten worden op een waarde lager dan 100%.

Na verscheidene pogingen om de stoombevochtiger te regelen op het RH signaal na de stoombevochtiger werd besloten van deze regeling af te stappen.

7.4.2 Optimalisatie vochtigheidsregeling

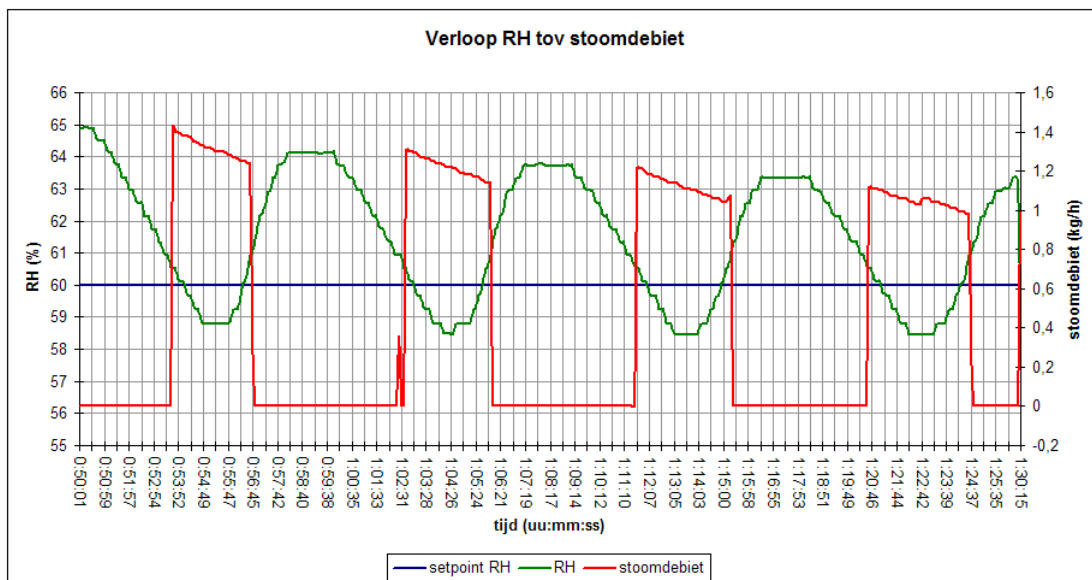
De regeling op de RH sensor na de stoombevochtiger werd dus verworpen en een aantal alternatieven werden bekeken:

1. Een regeling toepassen aan de hand van de vermogenbeperking: een constant stoomdebiet zal, indien het laag genoeg is, kunnen zorgen voor een constante relatieve vochtigheid in de buizen. Als het stoomdebiet echter te hoog is, zal de relatieve vochtigheid in de buizen wel oplopen tot 100%.
2. Afstappen van een regeling op de relatieve vochtigheid na de stoombevochtiger en regelen op de relatieve vochtigheid in de kamer.

De eerste optie werd uitgetest. Bij de vermogensbeperking op het laagste niveau (25%) en een maximaal luchtdebiet werd echter reeds een relatieve vochtigheid gemeten van 85%. De specificaties kunnen nooit gehaald worden. Een verdere verlaging van de vermogensbeperking is evenmin een oplossing, aangezien dit overvloedig condens zou opleveren in de toevoerleiding naar het luchtkanaal.

De tweede optie wordt dus verder uitgewerkt. De sensor bij inlaat wordt verbonden met de stoombevochtiger en wordt ook apart ingelezen met de KEITHLEY kaart. De sensor na de stoombevochtiger kan nog verbonden worden met de KEITHLEY kaart om een controle te hebben van de relatieve vochtigheid van de te conditioneren lucht.

Zoals hieronder in Figuur 7.3 te zien is, wordt nu wel een redelijk constante relatieve vochtigheid in de kamer gehaald. Bij deze figuur dient opgemerkt te worden dat de sensor bij inlaat een nauwkeurigheid van $\pm 2,5\%$ RH heeft. Bij een wissel van de 2 sensoren kan een nauwkeuriger uitlezing en betere regeling bekomen worden. Het bekomen profiel van het stoomdebiet staat in dezelfde Figuur 7.3 op een tweede as. Er is nu wel sprake van een totale uitschakeling van het stoomdebiet als de relatieve vochtigheid boven het setpoint komt en men kan zeggen dat de regeling hier zeer goed werk levert ($X_p = 50\%$, $T_i = 60s$).

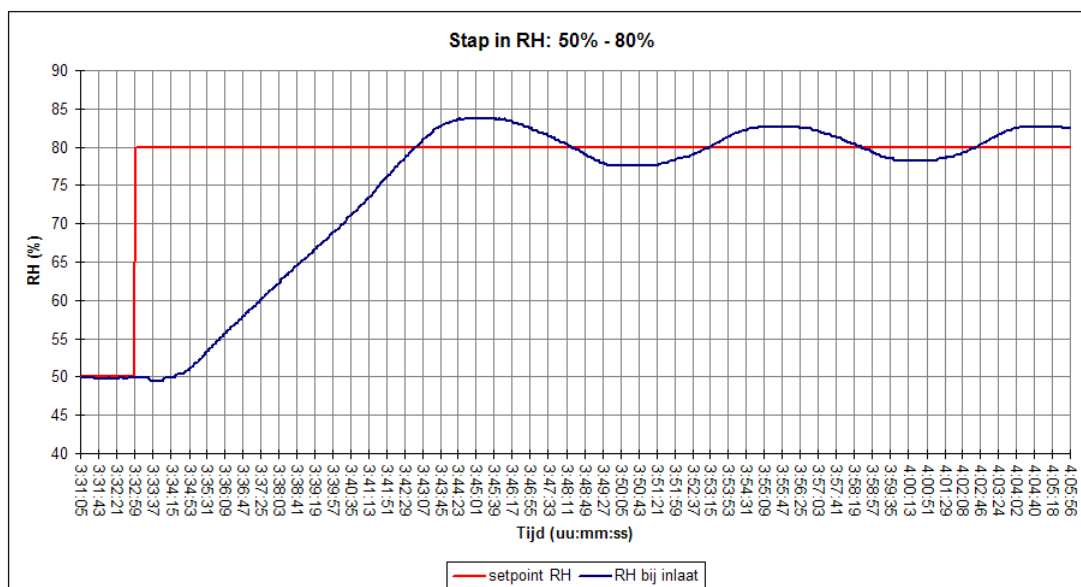


Figuur 7.3: Illustratie van het vrij constante verloop van de relatieve vochtigheid in de testkamer alsook het daarbij samengaan stoomdebiet.

7.4.3 Stap in het werkingpunt

Om de regeling te optimaliseren, moeten de parameters van de interne PI-regeling bepaald worden. Deze parameters worden lichtelijk anders bepaald dan bij de temperatuursregeling. Hier is de invloed van de T_i -parameter nog altijd onduidelijk en lijkt 60 seconden een goed compromis te zijn tussen 0 en 255 seconden. Bij een X_p vanaf 40% lijkt de overshoot binnen de grenzen te blijven en de settling time aanvaardbaar te worden. Bij een X_p lager dan 40% wordt de overshoot opzienbarend. Er wordt gekozen voor 60%. De overshoot beperkt zich

tot 4% RH bij een stap van 50% RH naar 80% RH, zoals te zien is op Figuur 7.4. De settling time is van de orde 10 min, aangezien de kamer voor een immense traagheid zorgt.



Figuur 7.4: Stap in het setpoint van de relatieve vochtigheid (50% RH naar 80% RH).

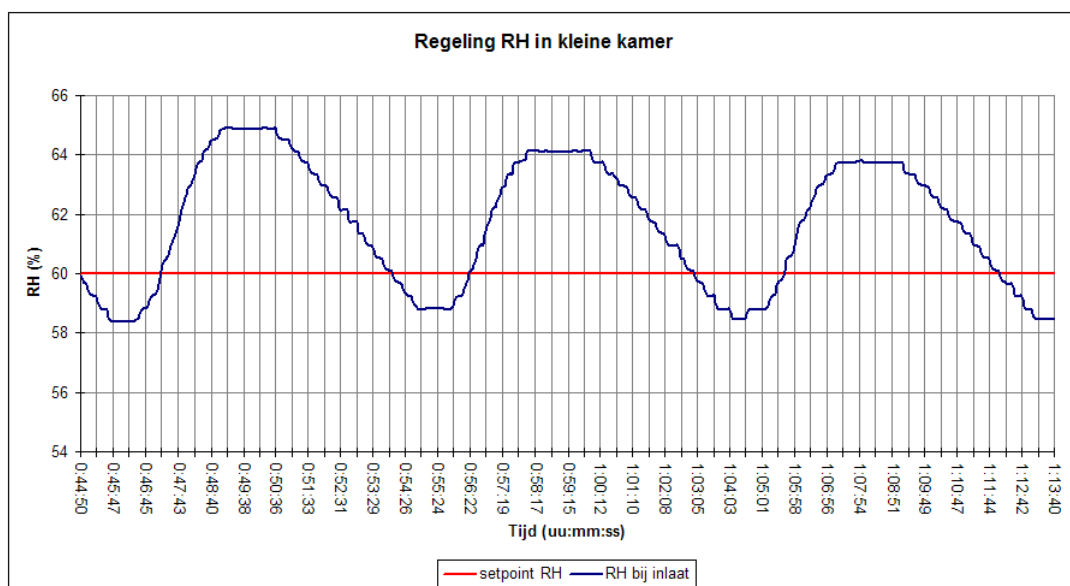
7.5 Optimalisatie van de totale regeling

In vele klimatisatietoepassingen, zoals de klimaatkamer in Japan (Zie paragraaf 2.4.2 op pagina 18), wordt een bufferkamer op gewenste temperatuur en luchtvochtigheid gehouden waaruit dan een hoeveelheid voorgeconditioneerde lucht getrokken wordt om een testkamer te voeden. Op dezelfde manier zal ook te werk moeten gegaan worden bij de huidige opstelling. Na de stoombevochtiger moet dus een bufferkamer komen. De jet wordt op dat moment gevoed uit dit buffervat en het zal dan mogelijk zijn de jet te regelen op temperatuur en relatieve vochtigheid zonder grote schommelingen.

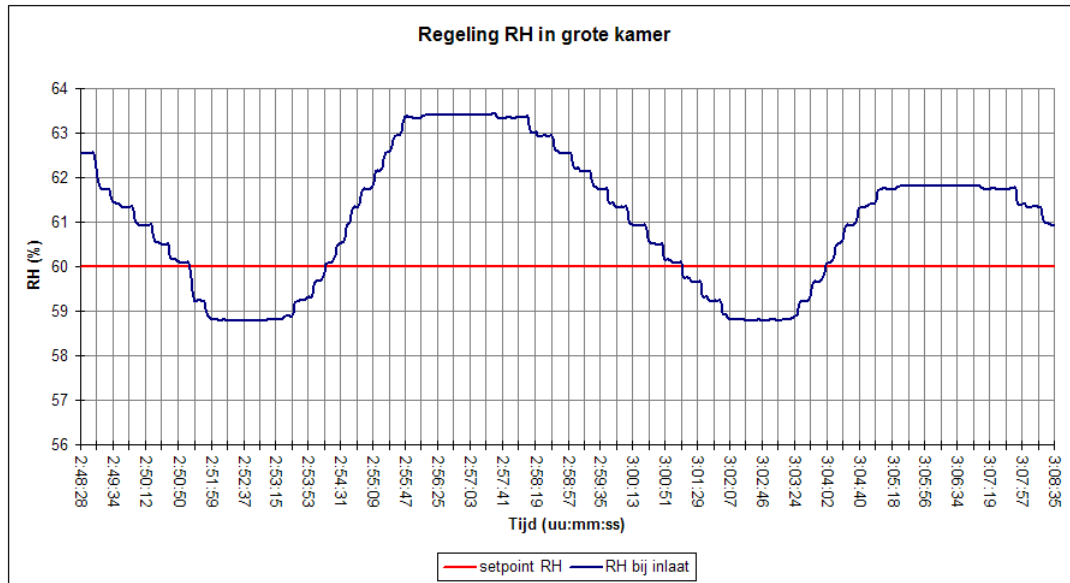
Om een idee te krijgen van de grootte van de bufferkamer, moeten er een aantal veronderstellingen en berekeningen gemaakt worden. Ten eerste is het zo dat de regeling van de stoombevochtiger een deel zal moeten aangepast worden. Hoe groter de ingestelde X_p , hoe sneller de regeling naar zijn setpoint kan gaan. De overshoot en de schommelingen in RH worden dan wel groter. De invloed van T_i laat zich enkel gelden op de top van een blokje in de blokgolf van het geleverde stoomdebiet. Deze heeft dan een lichtelijk andere vorm, hetgeen weinig tot geen invloed heeft op de regeling. De top is overigens altijd dalend omdat meer water verdampt uit het reservoir, zodat de elektrodes minder en minder onder water komen

te staan. De vermogensbeperking heeft dan weer wel een invloed. Deze bepaalt namelijk de hoogte van een blokje en daarmee de impuls die gegeven wordt aan de RH in de kamer. Is deze te groot, creëert men overshoot. Is deze te laag, wordt het setpoint mogelijks niet gehaald. Tot slot is er het fenomeen van de nastoming. Na afschakelen van de vraag wordt er nog een deel stoom in de buis gespoten dat in de toevoerleiding zat. Dit draagt bij tot de traagheid van het totale systeem.

De invloed van een volumeverandering van de te conditioneren ruimte is te zien op de Figuren 7.5 en 7.6. In eerste instantie wordt de regeling gebruikt om de testkamer te klimatiseren. (Figuur 7.5) In tweede instantie wordt de testkamer uit de grote kamer gerold en wordt de grote kamer geklimatiseerd (Figuur 7.6). Uit de figuren trekken we volgende conclusies: de schommelingen in RH worden niet groter. De toppiek blijft dezelfde waarde behouden (invloed vermogensbeperking). De onderste piek wordt iets kleiner (uitdemping door groter volume kamer). De frequentie van schommeling en blok golf daalt eveneens door het groter te conditioneren volume. Hieruit is af te leiden met welke fenomenen men te maken zal krijgen als de bufferkamer wordt geïnstalleerd.



Figuur 7.5: Verloop van de relatieve vochtigheid in de kleine kamer.



Figuur 7.6: Verloop van de relatieve vochtigheid in de grote kamer.

Vooraleer de grootte van de kamer te berekenen, kunnen we op basis van vorige proef een aantal verwachtingen neerschrijven. Kleiner volume betekent hogere pieken in relatieve vochtigheid en een hogere frequentie. Zolang deze pieken beperkt blijven tot 2% RH, kunnen we spreken van een goede buffering (rekening houdend met de maximale nauwkeurigheid van de sensoren). Deze pieken hangen samen met het geconditioneerde volume (traagheid), de vermogensbeperking en de PI-parameters. Het benodigde volume van het buffervat dient bepaald te worden. Het buffervat kan dan eventueel geïntegreerd worden in de klimagroep tussen de stoombevochtiger en de testkamer. De temperatuur wordt dan eveneens geregeld op de temperatuur in de bufferkamer. Wel dient in dit opzicht opgemerkt te worden dat de regeling van de temperatuur anders opgevat dient te worden. Er zal een verwarmingselement in het buffervat moeten komen met een PID regeling op de temperatuur van de lucht die het vat verlaat.

7.6 Voorstellen voor testen ter verbetering van de opstelling

7.6.1 Range

Er kan op worden gelet dat de gewenste waarden binnen de range van vooropgestelde haalbare waarden voor temperatuur en relatieve vochtigheid liggen. Zoniet zal de regeling nooit doen wat ervan verwacht wordt. Om dit te vermijden kan men in het bijhorende stuurprogramma een foutmelding doen verschijnen en de dichtst bijzijnde haalbare waarde instellen. Die

haalbare waarden moeten echter in praktijk worden getabelleerd.

De waarden waarvoor een perfecte controle van temperatuur en relatieve vochtigheid mogelijk is voor luchtstromen die zich van 1 tot $68 \text{ m}^3/\text{h}$ uitstrekken kunnen perfect opgemeten worden eens de regeling van de stoombevochtiger op punt staat. Verder moet men in het achterhoofd houden dat een begroting van de verliezen in en rond de kamer in dit geval geen luxe is. De kamer zelf is ondoordringbaar voor water, maar er treedt altijd een miniem temperatuursverlies op dat weer moet gecompenseerd worden door de klimaatgroep. Dit verlies zorgt voor een extra verwarmingsvermogen dat slechts deels ingerekend was in het originele ontwerp. Een tweede en belangrijker verlies is dat in de klimagroep. De buizen zijn ongeïsoleerd gelaten om makkelijker last-minute aanpassingen aan de klimagroep mogelijk te maken. Deze isolatie moet echter vooraleer de andere testen beginnen geplaatst worden. Dit zal ook rechtstreeks effect hebben op de snelheid van de regeling en wellicht ook op de PID/PI parameters.

7.6.2 Tracer

Deze test moet worden uitgevoerd zonder enige testspecimens in de binnenste kamer. Om te testen dat de binnenkamer effectief luchtdicht is, kan een tracergas geïntroduceerd worden in de kamer. Hiervoor kan gebruik worden gemaakt van de apparatuur van de vakgroep gebouwfysica van de universiteit gent.

Vooraleer deze test uit te voeren moet een grondige check-up gebeuren van de afdichting aan de hand van silicone aan de binnenkant van de kamer. Deze afdichting is uiteraard cruciaal.

7.6.3 Vochtproductie in de kamer

Beide vorige beschreven tests worden uitgevoerd zonder testspecimens binnen in de binnenste kamer. Nochtans om een testspecimen te simuleren dat een aanzienlijke hoeveelheid vocht (en misschien hitte) vrijgeeft en om de regeling te verbeteren, is het aangewezen een vochtbron in de kamer te plaatsen. De regeling zou aan om het even welke soort vochtbron binnen de kamer het hoofd moeten kunnen bieden. De luchtvoorwaarden bij de uitlaat van de eenheid van de klimatisatiegroep (of de inlaat van de kamer) zouden constant moeten blijven.

7.6.4 Vochtopname in de kamer

Een gelijkaardige test kan ook worden uitgevoerd om de prestaties in de tegenovergestelde situatie te beoordelen. Tenslotte is één van de doelen van de kamer een vochtbufferend materiaal te testen. Een materiaal dat erom bekend staat hoogst hygroscopisch te zijn, kan in de binnenste kamer worden geplaatst. Ook in deze situatie zouden de temperatuur van de

inlaatlucht en de relatieve vochtigheid aan de inlaat idealiter moeten constant zijn.

7.6.5 Sinusoïdaal relatieve vochtigheidsprofiel

Ter uitbreiding kan ook een sinusoïdaal profiel voor de gewenste relatieve vochtigheid in de kamer opgelegd worden aan de klimatisatiegroep. Uiteindelijk is dit een benadering van de werkelijke variatie van relatieve vochtigheid bij een dag en nacht cyclus.

7.6.6 Opmeten karakteristieken kamer

Tot slot moeten de karakteristieken van de kamer nauwkeurig opgemeten worden. Dit kan echter alleen gebeuren als de regeling van de klimagroep op punt staat. Het dynamisch gedrag van de kamer opmeten is noodzakelijk om de invloed van de kamer uit testresultaten te filteren.

Hoofdstuk 8

Besluit en toekomstperspectieven

In dit werk wordt het ontwerp en de bouw van een testopstelling voor de modellering van vochtbuffering, de studie van de interactie tussen lucht en materialen en de bepaling van convectiecoëfficiënten besproken. De conceptuele werking werd beschreven en aangetoond met behulp van een aantal testen.

Dit werk vormt echter slechts het begin van een optimalisatieprocedure. Alvorens de testopstelling echt in gebruik te nemen, moeten er namelijk nog een aantal aanpassingen gebeuren. Het is zo dat na de eerste testen voor de regeling besloten werd dat een aanpassing aan het ontwerp onontbeerlijk was. De temperatuursregeling was goed tot zeer goed te noemen, maar de vochtigheidsregeling liet te wensen over. Te veel bleek af te hangen van de regelstrategie van de stoombevochtiger, die we overigens niet in de hand hadden. Een oplossing werd voorgesteld in het laatste hoofdstuk om de ervaren moeilijkheden op te lossen en in een goede regeling van de testopstelling te voorzien. Met de voorstelling van deze oplossing, een buffervat in de inlaat, komt een einde aan onze bijdrage in het totaal ontwerp. De uitwerking ervan was wegens tijdsgebrek onmogelijk.

Het is duidelijk dat na de plaatsing van het buffervat, de testen voor de werking moeten verder gezet worden. Er zijn nog een aantal testen beschreven in het laatste hoofdstuk die kunnen uitgevoerd worden om de regeling te testen, te optimaliseren en de karakteristieken ervan op te meten. Aan de constructie zelf zijn dan enkel nog de aanpassingen nodig die een specifieke toepassing vergt. In dit werk zijn dan een aantal voorstellen te vinden die kunnen helpen bij de praktische uitwerking van een dergelijke opstelling. Bij aanpassingen en verbeteringen kan altijd teruggegrepen worden naar de uitvoerige beschrijving van alle onderdelen, zoals die te vinden is in de tekst zelf of in de bijlagen. Er is getracht een zo goed mogelijke beschrijving te geven van de gevolgde denkplaatjes en de te bekampen moeilijkheden waar rekening mee moet

gehouden worden bij later gebruik.

We kunnen dan ook besluiten dat hier de basis gelegd is om verder onderzoek naar vochtbuffering, convectiecoëfficiënten en misschien ook nog andere fenomenen gemakkelijker te maken. De toepassingsmogelijkheden zijn echter zeer breed, zodat een aanpassing bij concreet onderzoek noodzakelijk blijft.

Bijlage A

Specificaties van de geselecteerde componenten

A.1 Kryostaat

Technische Beschreibung und Bedienungsanleitung der LAUDA Ultra-Kryostate "Ausführungsform 1967"

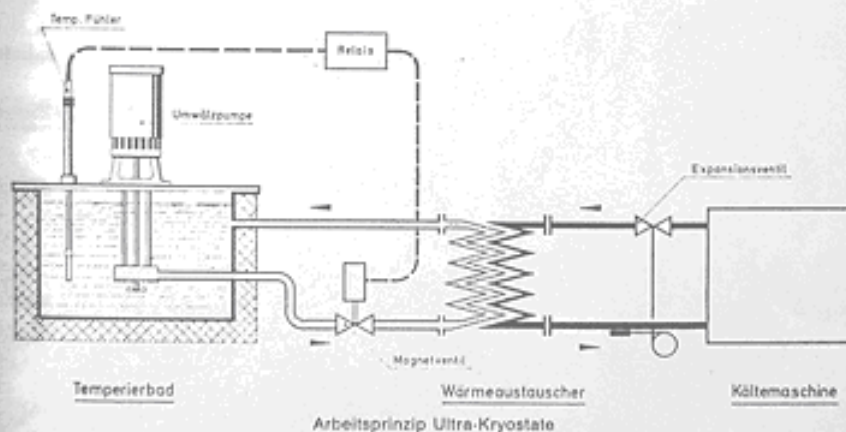
1. Technische Beschreibung

Ultra-Kryostate sind vollmaschinell arbeitende Kälte-Thermostate, die durch Anwendung des Kältespeicher-Verfahrens eine sehr hohe Regelgenauigkeit entwickeln. Sie werden vorzugsweise für Meß-, Prüf- und Kontrollaufgaben eingesetzt. Sowohl bei Kurzzeitversuchen als auch im Dauerbetrieb arbeiten Ultra-Kryostate rationell, ohne auf die Beschaffung von Kohlendioxideis etc. angewiesen zu sein.

Ultra-Kryostate haben sich in chemischen, physikalischen, biologischen, bakteriologischen und medizinischen Laboratorien hervorragend bewährt.

Arbeitsprinzip

Die im Unterteil des Gerätes eingebaute Kältemaschine kühlt im Dauerlauf auf einen fest einisolierten Gegenstrom-Wärmeaustauscher (Kältespeicher). Im Kältespeicher wird eine gewisse Menge Badflüssigkeit bei Tiefsttemperatur bevorratet.



Das Temperierbad ist in die Deckplatte eingelassen. Es wird rückseitig durch eine isolierende Kunststoffbrücke abgedeckt, auf der eine Umwälzpumpe, ein Heizkörper, ein Platin-Widerstandsthermometer, ein Kontrollthermometer sowie ein Nivea- und Übertemperatur-Schutzschalter montiert sind.

A.2 Ventilator

Summary Report

Date: 29/03/2000

Company:

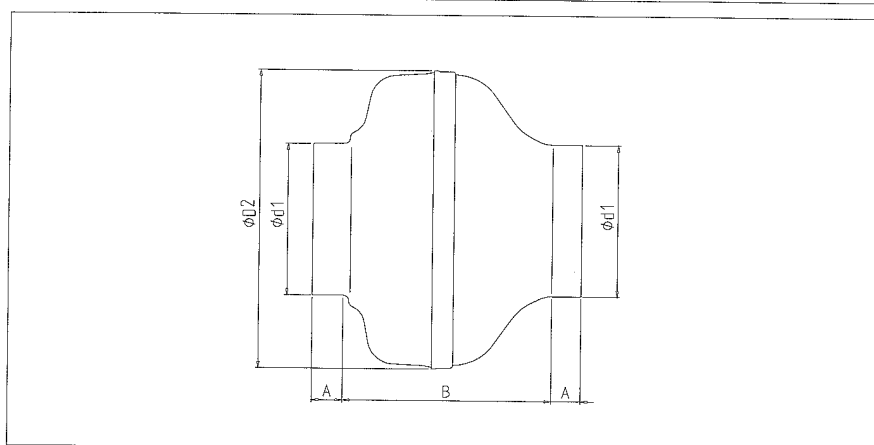
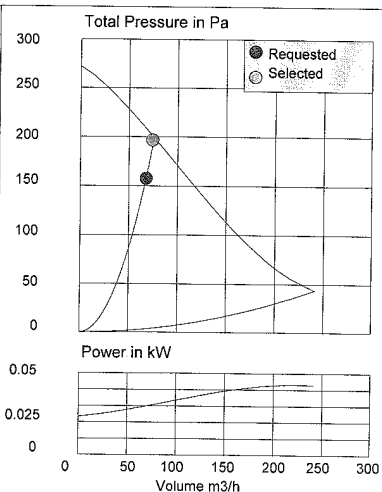
Attention:

Project:

Reference:

ÖSTBERG
THE FAN COMPANY

OSTBERG
AB C.A. ÖSTBERG
Industrigatan 2
S-774 35 AVESTA
SWEDEN
Phone: +46 226 860 00
Fax: +46 226 860 05

[illegible][illegible]

A.3 Weerstandsverwarming



kamenev s.p.r.l.
TOUTES APPLICATIONS ELECTRO-THERMIQUES

RESISTANCES FORMABLES A FROID TYPE RCF



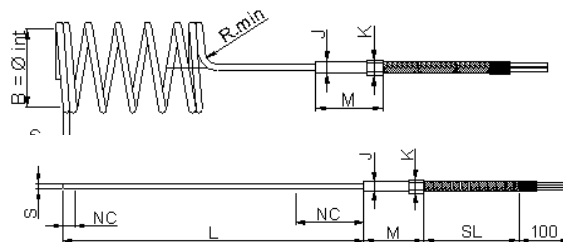
Les RCF sont des résistances formables à froid, linéaires de petites sections permettant une puissance élevée dans un volume restreint. Elles sont formées à la demande ou peuvent être livrées droites pour façonnage directement par le client.

Elles sont utilisées pour le chauffage de pièces et de buses dans l'industrie plastique et l'emballage, la chimie, le verre, l'estampage, fonderies, traitement du bois, ...

Tension : 240V maxi.

Intensité : 6,5 A maxi.

En option : Thermocouple J isolé PFA.



S : Section	rond	carré	rectangulaire
	○ 3.7	□ 3.3x3.3	□ 4.5x2.5
L : Longueur maxi	3000 mm	2000mm	2000mm
Non Chauffant coté connexion	150	100	65
Non Chauffant en extrémité	6	6	6
B = Ø int. minimum	16	14	14
R mini	8	7	7

TOLERANCES DIMENSIONNELLES

Diamètre: $\pm 0,1\text{mm}$

Longueur: $\pm 5\%$

Puissance: $\pm 10\%$

Rue de la Limite 8-10 4020 Liège
Tel : 04/341.45.25 Fax : 04/343.80.06

E-mail : kamenev@proximedia.be
<http://www.kamenev.be>

A.4 RH sensoren



Galltec Mess- und Regeltechnik GmbH
D-71145 Bondorf · Germany
Tel. +49 (0)7457-9453-0 · Fax +49 (0)7457-3758
E-Mail: sensoren@galltec.de · Internet: www.galltec.de

mela Sensortechnik GmbH
D-07987 Mohlsdorf (Thür) · Germany
Tel. +49(0)3661-62704-0 · Fax +49(0)3661-62704-20
E-mail: mela@melasensor.de · Internet: www.melasensor.de



Humidity sensors - FG80...

and combined

Humidity-temperature sensors - TFG80...

with "Polyga™" humidity measuring element for the measurement of relative air humidity and temperature
- for rooms and air channels.

Model overview

passive sensors

FG80H	Humidity Sensor with resistance output up to 10k ohms
TFG80H	Humidity-temperature Sensor with resistance output up to 10k ohms

active sensors

FG80J	Humidity Sensor 0(4)...20mA or 0...10V DC for U=15...30V DC
TFG80J	Humidity-temperature Sensor each 0(4)...20mA or 0...10V DC for U=15...30V DC
FG80AC	Humidity Sensor each 0(4)...20mA or 0...10V DC for U=24V AC
TFG80AC	Humidity-temperature Sensor each 0(4)...20mA or 0...10V DC for U=24V AC

Description of the sensor :

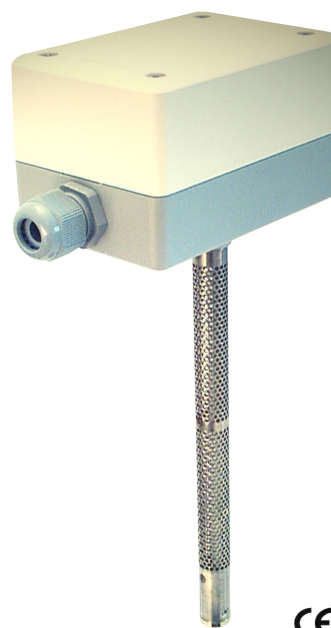
The "Polyga™" humidity measuring element consists of several synthetic fabric bands each with 90 individual fibres with a diameter of 3 µm each. In their untreated state, the synthetic fibres are not hygroscopic - their hygroscopic properties are acquired by means of a special process which allows the synthetic fibres to absorb moisture. The molecular structure of the individual fibres is arranged lengthways. When water is absorbed, the molecular chains alter, the outward result being a change in length. A loss of water has a converse effect on the fibre. If the fibre is in equilibrium with the air humidity, there is neither absorption nor a loss of water. The length at this point serves as a gauge for the relative humidity.

If the measuring element is exposed to an air humidity of 100%rh, a film of water forms on the surface of the element (dew point). The physical effect is one as if the measuring element had been immersed in water. The measuring element is saturated. An ideal fixed point is thus attained for adjusting or controlling the sensors. The measuring element is waterresistant. Once administered to the Galltec measuring element, the hygroscopic properties remain stable, the sensitivity remaining until it becomes destroyed by extraneous influences. Regeneration as with fine-measuring elements is not necessary, but does not cause any harm.

Design of the sensor

The expanding action (predominantly lengthways) of the fibres is picked up by means of an electronic sensing system and converted by integrated signal preprocessing into standardised signals **0...20mA or 4...20mA or 0...10V**.

This information is based on current knowledge and is intended to provide details of our products and their possible applications. It does not, therefore, act as a guarantee of specific properties of the products described or of their suitability for a particular application. It is our experience that the equipment may be used across a broad spectrum of applications under the most varied conditions and loads. We cannot appraise every individual case. Purchasers and/or users are responsible for checking the equipment for suitability for any particular application. Any existing industrial rights of protection must be observed. The perfect quality of our products is guaranteed under our General Conditions of Sale.
Issue : March 2001 FG80_E. This issue supersedes all previous technical leaflets.



FG80...
TFG80...

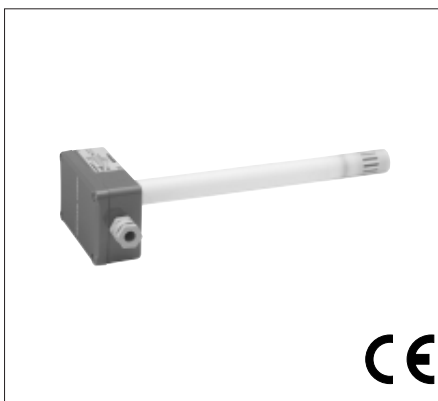
The fan-shaped measuring element, which faces outward from the housing, is protected by a perforated sensor tube. The sensors are designed for pressureless systems. The unit should be installed in a location where condensation cannot enter into the housing. A preferred position would be "sensor vertically down" or "sensor horizontal". In these positions, a cover plate with a 0.8 mm diameter hole will prevent water from entering.

The TFG80 range of sensors have built-in temperature sensors (mainly Pt100) for simultaneous measurement of temperature. Temperature readings are converted likewise into standardised signals **0...20mA or 4...20mA or 0...10V**.

GEFRAN

TRANSMICOR T232 Series low temperature

RELATIVE HUMIDITY TRANSMITTER DUCT VERSION



Main characteristics

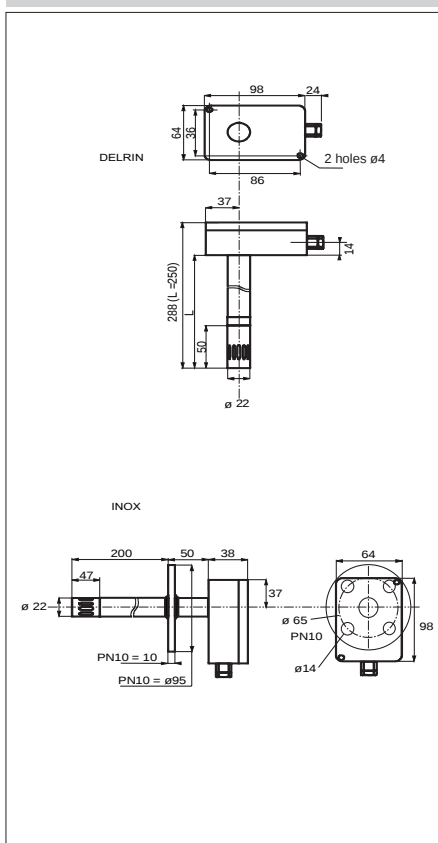
- Measuring range: 0...100%RH, -30...+70°C, 0...100°C
- Output signal: 4 ... 20mA (2 wires), Pt100 Ω 1/3 DIN
- Power supply: 10 ... 32Vdc
- Protection degree: IP65
- Interchangeable sensor module Hygrosmart
- Linearised humidity measurement
- Capacitive thin film humidity sensor
- Sensor response time: < 10 seconds
- CE conformity
- Drift < 2% RH/year

T232-BT relative humidity transmitters are equipped with the Hygrosmart relative humidity sensor/converter. This interchangeable module has miniaturized electronics and does not require recalibration.

TECHNICAL DATA

	Humidity	Temperature
Connections	2 wire	2 or 3 wires
Accuracy @ 23 °C	Hysteresis and non-linearity included ± 2 %RH (5...95 %RH) ± 2,5 %RH (< 5 %RH, > 95 %RH)	Pt100 Ω 1/3 DIN direct: ± 0,2 °C Current output: ±0,3 °C
Measuring range	0 ... 100 %rh	-30 ... +85 °C
Sensor response time	(90% of scale for a step change from 11% to 75 %RH)	/
Output signal	< 10 sec 4...20mA	4...20mA Pt100 Ω direct 1/3 DIN (3 wire)
Power supply: E	10...32 Vdc	
Impedance: R	$R < ((E - 9) / 0,02) \Omega$	
Consumption	20mA max.	
Operating range		
Probe	0 ... 100 %RH	-30 ... +85 °C
Housing	0 ... 100 %RH	-30 ... +70 °C
Storage	0 ... 100 %RH	-40 ... +70 °C
Housing		
Dimension	98*64*38	
Material	ABS	
Weight	150	
Stem		
Dimension	ø 22mm, L = 250 or 500mm	
Material	DELIN or AISI 316L	
Protection degree	IP65	
Electrical connections	Screw terminal, tightening capacity 1,5 mm² max.	

DIMENSIONS



A.5 Snelheidsmeter

HVAC and industrial
process instruments

21

[AVT 55, 65, and 75 Air Velocity Transducers

Alnor models AVT55, 65, and 75 Air Velocity Transducers provide the flexibility needed for air velocity measurements in research and development labs, manufacturing processes, and other applications. They are ideal for both temporary and permanent installations. The three models each incorporate a different sensor configuration and all are available in four probe lengths. The full-scale range, signal output, and time constant are user-selectable and can be easily changed to meet the needs of your application.



model #

AVT55-12*
AVT55-300 (metric)**
AVT55

AVT65-12*
AVT65-300 (metric)**
AVT65

AVT75-12*
AVT75-300 (metric)**
AVT75

specifications

	AVT55 and AVT65	AVT75
range	25–10,000 fpm (0.127–50.8 m/s), selectable	10-500 fpm (0.051–2.54 m/s), selectable
resolution	minimum 0.07% of selected full scale	minimum 0.07% of selected full scale
accuracy	±(2% of reading 64.4–82.4°F (18–28°C) + 0.5% of full scale of selected range)	±(3% of reading 68–78.8°F (20–26°C) + 0.5% of full scale of selected range)
instrument weight	1.6 lbs (0.73 kg)	1.6 lbs (0.73 kg)
power required	11–30 VDC or 18–28 VAC, 350 mA max.	11–30 VDC or 18–28 VAC, 350 mA max.

*Change last two digits to -03 for 3-inch probe.
Change last two digits to -06 for 6-inch probe.
Change last two digits to -09 for 9-inch probe.

**Change last three digits to -076 for 7.5 cm probe.
Change last three digits to -150 for 15.25 cm probe.
Change last three digits to -225 for 23 cm probe.

specifications are subject to change without notice.]

www.alnor.com

Bijlage B

Kalibratie thermokoppels

Kalibratie voor 30 °C			
T0 (°C)	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)
29,45	29,53	29,60	29,58
29,48	29,55	29,61	29,56
29,49	29,56	29,59	29,56
29,48	29,57	29,60	29,57
29,46	29,53	29,60	29,59
29,45	29,55	29,61	29,55
29,48	29,57	29,60	29,59
29,50	29,53	29,58	29,56
29,48	29,57	29,60	29,58
29,48	29,56	29,59	29,56
Gemiddelde afwijking t.o.v. 30 °C			
T0 (°C)	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)
0,53	0,45	0,40	0,43

Kalibratie voor 15 °C			
T0 (°C)	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)
14,62	14,57	14,74	14,69
14,61	14,56	14,73	14,71
14,63	14,59	14,71	14,70
14,61	14,56	14,73	14,71
14,60	14,58	14,71	14,70
14,63	14,58	14,70	14,70
14,60	14,58	14,73	14,69
14,60	14,57	14,71	14,71
14,61	14,58	14,74	14,72
14,59	14,57	14,71	14,69
Gemiddelde afwijking t.o.v. 15 °C			
T0 (°C)	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)
0,39	0,43	0,28	0,30

Kalibratie voor 0 °C			
T0 (°C)	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)
0,68	0,22	0,05	0,05
0,70	0,23	0,03	0,05
0,71	0,20	0,04	0,04
0,66	0,23	0,02	0,05
0,66	0,21	0,02	0,04
0,62	0,20	0,03	0,05
0,62	0,23	0,00	0,03
0,60	0,20	0,01	0,05
0,60	0,19	0,01	0,01
0,59	0,21	0,02	0,05
Gemiddelde afwijking t.o.v. 0 °C			
T0 (°C)	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)
0,64	0,21	0,02	0,04

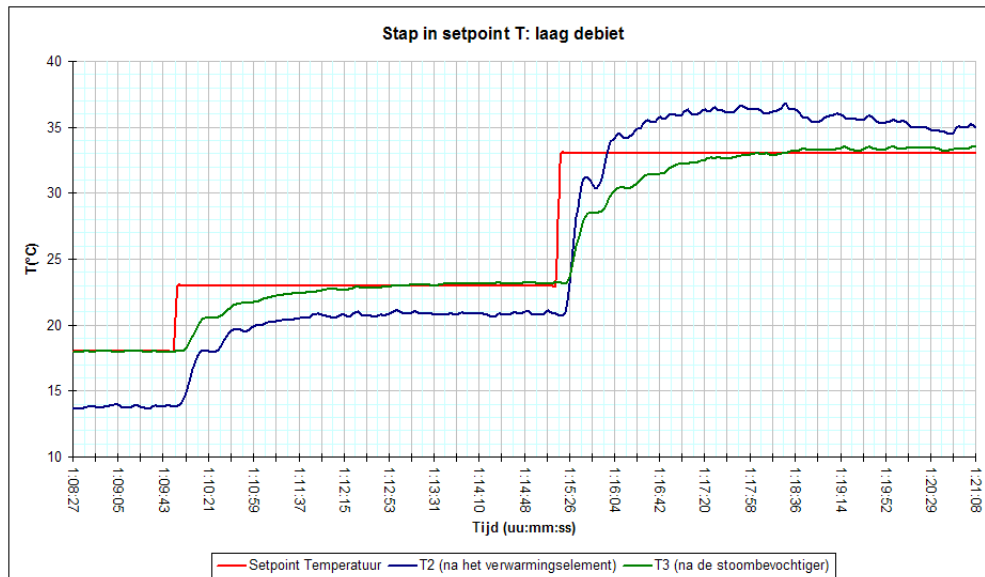
Figuur B.1: De resultaten van de kalibratietest op de thermokoppels.

Bijlage C

Staptest in setpoint temperatuur

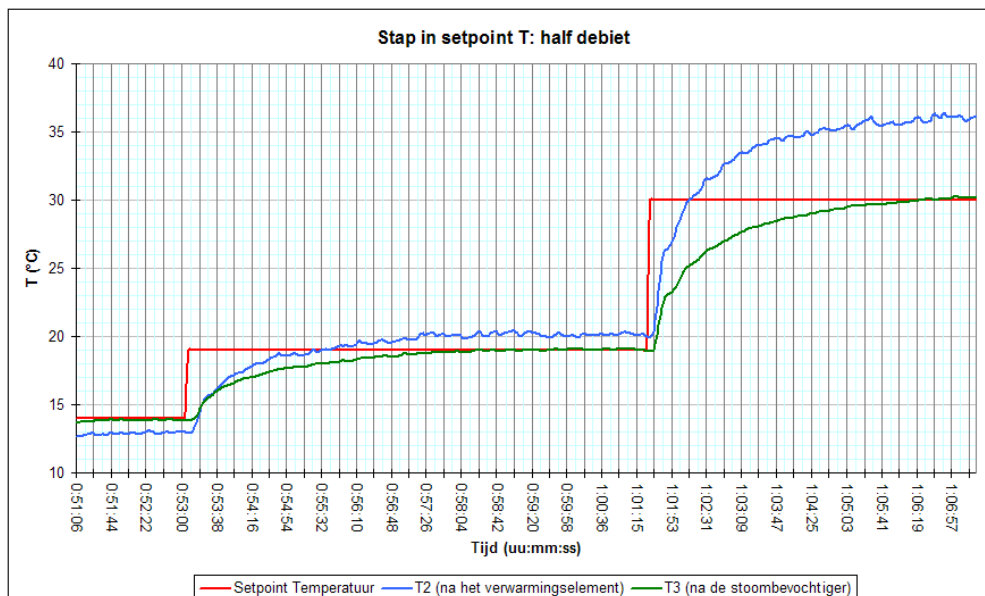
Er zijn 3 sets PID parameters bepaald voor de regeling van de weerstandsverwarming. Elke set geldt voor een bepaald debiet. Ter controle van deze PID parameters is telkens een staptest gedaan in het setpoint voor de temperatuur. Het resultaat van die testen is terug te vinden in volgende paragrafen. Uit de grafieken wordt duidelijk dat de ingestelde temperatuur gehaald wordt zonder overshoot en dit zowel voor een stap van ongeveer 5°C als 10°C. Op de grafieken wordt telkens T3 (temperatuur waarop geregeld wordt) en T2 (temperatuur direct na het verwarmingsselement) weergegeven.

C.1 Laag debiet



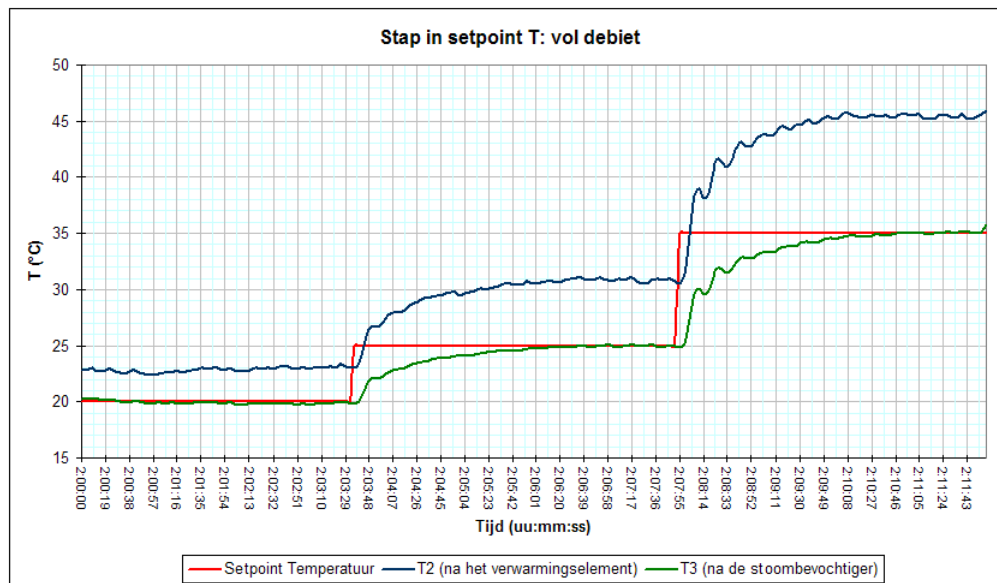
Figuur C.1: Staptest in het setpoint van de temperatuur: laag debiet.

C.2 Half debiet



Figuur C.2: Staptest in het setpoint van de temperatuur: half debiet.

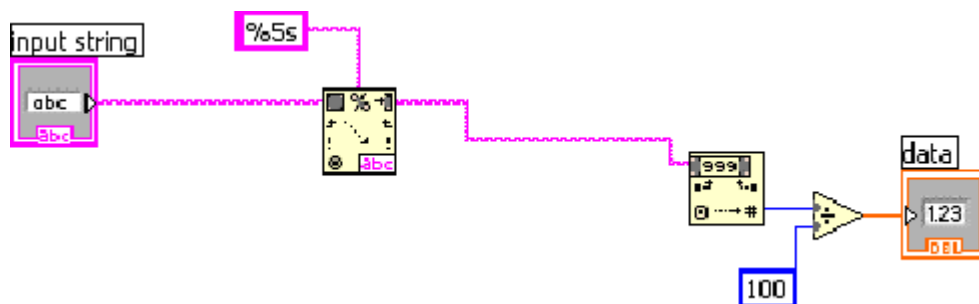
C.3 Vol debiet



Figuur C.3: Staptest in het setpoint van de temperatuur: vol debiet.

LABVIEW

Om een bewerkbaar getal te bekomen, zetten we dit om naar een decimaal getal (een Number). Dit gebeurt zoals te zien is op de figuur via een scan en omzetting naar number waarna gedeeld wordt door honderd om de 2 laatste X'en effectief decimalen te maken.



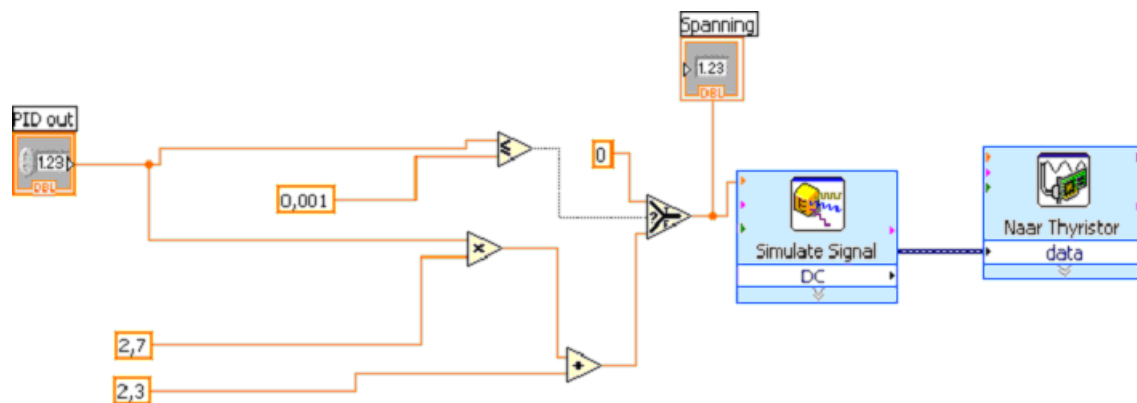
Figuur D.1: Detail van het blokdiagram voor de sub VI "String to Number".

De SubVI kan gebruikt worden bij omzetting naar Relatieve vochtigheid, maar is evengoed toepasbaar voor andere parameters van de stoombevochtiger aangezien zij allemaal in het-

zelfde formaat uitgelezen worden.

D.2 To Thyristor

Om een component te regelen gebruiken we dus PID's uit Labview. Zoals geweten komt uit een PID van Labview standaard een waarde van binnen een op te geven range. De range is een parameter eigen aan het PID Autuning blokje dat wij ook gebruiken. Om percentages te bekomen moet deze range ingesteld staan op 0 tot 1, maar daarover later meer in de paragraaf over PID's. De waarde die men zo bekamt is evenwel intern in de PID omzetbaar in "Engineering Units", zoals bijvoorbeeld een bepaald voltage. Wij hebben echter gekozen deze omzetting zelf te schrijven in een aparte SubVI die dan ook direct een signaal genereert dat dan direct naar het te regelen toestel kan gestuurd worden. De waarde die de PID genereert is nl. geen stuursignaal.



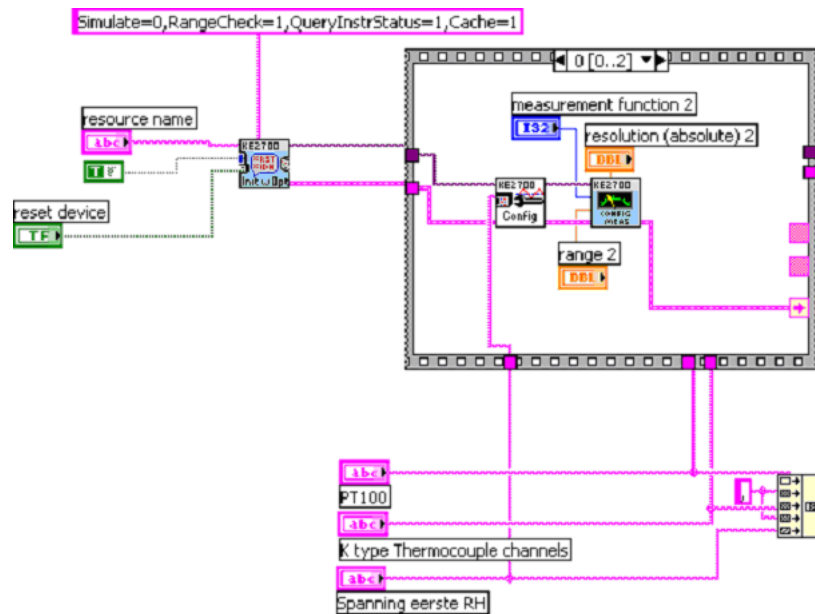
Figuur D.2: Detail van het blokdiagram voor de sub VI "To Thyristor".

De omzetting, het genereren van het signaal en de sturing naar die bepaald component gebeuren in de SubVI To Thyristor. Eerst wordt gekeken of het signaal van de PID niet onder de 0,1% ligt. Is dit wel het geval, wordt een nul geschreven naar de signaal generator. Is dit niet het geval wordt een omzetting gedaan naar de voltage range waarmee het bepaalde toestel gestuurd moet worden. In het geval van de weerstandsverwarmer is dit 2,3 tot 5 V (0 tot 100%). De uitkomst is het exact voltage dat aan de weerstand moet geleverd worden. Dit wordt geleverd aan een Express VI die signalen genereert, in dit geval een DC signaal. De uitgang hiervan wordt gekoppeld aan de DAQ Assistant die in contact staat met de NI DAQ regelkaart. De DAQ Assistant moet enkel nog geconfigureerd worden om Voltage uit te sturen naar een instelbaar klemmenpaar.

D.3 DAQ snel met RH

Deze SubVI zorgt voor het uitlezen van de Keithley multimeter en DAQ kaart. De SubVI is perfect aanpasbaar om ook andere signalen in te lezen. Voorlopig is hij zo geconfigureerd dat hij de PT100 uitleest, de 4 Thermokoppels en één RH sensor (de andere wordt ingelezen via de stoombevochtiger en een RS232 ingang).

Het eerste blokje in de sequentie die hieronder te zien is, is de initialisatie van de Multimeter/DAQ. Deze is gekozen "With Options" zoals Reset van het device (handig bij vastlopen). Een tweede fase in de sequentie is een Stacked Sequence structuur. Deze structuur zorgt ervoor dat de verschillende frames die hieraan worden gevoegd, in een vaste volgorde worden uitgevoerd. Dit helpt de snelheid van de multimeter te verhogen, aangezien dezelfde soorten signalen in één frame kunnen worden beschreven.

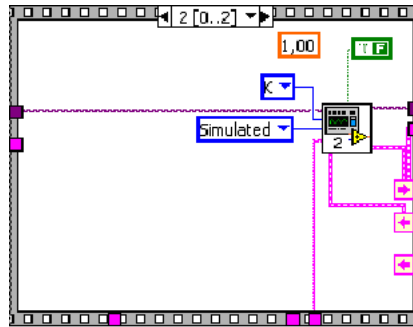


Figuur D.3: Detail van het blokdiagram voor de sub VI "Read Keithley".

In de frames worden de verschillende kanalen die uitgelezen moeten worden geconfigureerd door een zogenaamde Setup. Als er later meer kanalen van dezelfde soort (K-thermokoppels, RH sensoren ...) moeten uitgelezen worden, zijn deze samen te voegen bij een bestaande frame of er kan een nieuwe frame in de structuur aangemaakt worden als het gaat om een nog niet uitgelezen soort signaal. De soorten signalen waarover sprake kunnen gedefinieerd worden door middel van voorgeconfigureerde Setup SubVI's.

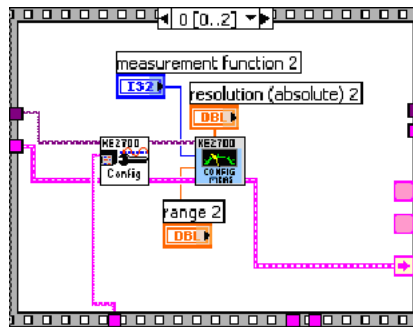
Het is nl zo dat de Keithley multimeter niet direct temperaturen en relatieve vochtigheden

weggelaten aangezien een SubVI is die niet meer ondersteund wordt in Labview 8.0.



Figuur D.5: Detail van de case voor de uitlezing van het K-type thermokoppel.

Een laatste case verzorgt de uitlezing van de RH sensor. Dit is een standaard uitlezing van een voltage in Labview en moet dus in 2 stappen geconfigureerd worden. Eerst een configuratie van de kanalen, dan een configuratie van de meting. De eigenlijke omzetting naar RH gebeurt in de hoofdregeling zelf.

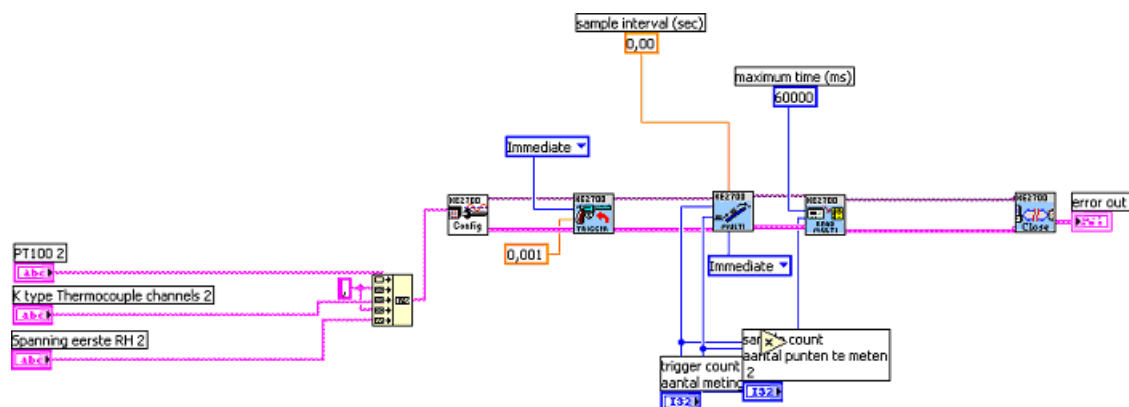


Figuur D.6: Detail van de case voor de uitlezing van het spanningssignaal van de RH sensor.

Merk op dat in de sequentie telkens een Instrument Handle en een Error doorgegeven worden. De Error wordt gewoon doorgegeven tussen de verschillende frames door een Sequence Local (blokje met pijltje op rand van case). Dit is sequentieel, d.w.z. de error komt in de eerste frame binnen, wordt tussen de frames doorgegeven en gaat na de laatste frame buiten de Stacked Sequence structuur. De ingang van de Instrument Handle daarentegen wordt aan elke frame doorgegeven, maar de Instrument Handle out wordt maar 1 keer verbonden met de blokjes na de Stacked Sequence structuur.

De volgende vijf fasen zijn dezelfde in elke Read-VI voor meerdere kanalen. Eerst worden alle kanalen ingegeven. Dan wordt een Trigger ingesteld. Vervolgens worden de eigenschappen van een Multi-Point Measurement ingesteld in het Configure Multi-Point blokje. (trigger count=

totaal aantal metingen of kanalen, sample count=aantal punten te meten per kanaal). Dit hangt nauw samen met het Read Multi-Point blokje dat hierop volgt. Dit leest de effectieve waarden uit van de multimeter volgens de parameters ingesteld in het voorgaande blokje en steekt deze in een array. Tot slot wordt de I/O sessie gesloten en alle parameters weggegooid.



Figuur D.7: Detail van de laatste stappen in de sub VI "Read Keithley".

De uitgelezen waarden bevinden zich nu in de Reading Array. Deze wordt geïndexeerd om de verschillende waarden apart uit de Read-VI te halen. De temperaturen worden ook nog een apart in een array gestoken. Dit om latere bewerkingen op de waarden gemakkelijker te laten verlopen.

Er is bewust gekozen telkens de Initialisatie en Sluiten-procedure te doorlopen bij elke while-loop van de regeling. Men moet rekening houden met de traagheid van het systeem zodat een ultra-snelle inlezing van waarden en berekening van parameters niet noodzakelijk is. Bovendien moet ook de communicatie met de stoombevochtiger dan anders verlopen of deze communicatie blijft een beperkende factor. Het is niet zeker of dat wel lukt. Bovendien blijft de Read-VI die op onze manier ontstaan is overzichtelijk voor latere aanpassingen. Optimalisatie van snelheid moet zeker mogelijk zijn, maar het is niet zeker of dit de moeite loont gegeven de traagheid van het systeem.

D.4 PID autotuning

Alle informatie hierover is te vinden in de Labview Help. Om toch gemakkelijker te werken, geven we hier enkele bevindingen. Een eerste opvallend deel van de PID-sectie is de aanhangende case structuur. Deze zorgt ervoor dat de parameters die de tuning loop uitkomt niet weggegooid worden. Ze worden bewaard in de lokale variabele PID Gains en ook weggeschreven in een Excel file.



De output range wordt ingesteld op 0 tot 1 zodat we percentages bekomen. De Autotuning Wizard die de gebruiker door het tuning proces leidt, kan gestart worden met een druk op de Autotuning knop.

Bijlage E

Ziechler - Nichols methode

You can set the component to use the value you have supplied to the `pidAttrDeltaT` attribute by setting `pidAttrUseInternalTimer` to 0. Use the `pidAttrDeltaT` attribute for fast loops, including instances in which you use acquisition hardware to time the controller input.

Tuning Controllers Manually

The following controller tuning procedures are based on the work of Ziegler and Nichols, the developers of the Quarter-Decay Ratio tuning techniques derived from a combination of theory and empirical observations (Corripio 1990). Experiment with these techniques and the process control simulation examples to compare them. For different processes, one method might be easier or more accurate than another. For example, some techniques that work best when used with online controllers cannot stand the large upsets described here. To perform these tests, set up your control strategy with the PV, SP, and output displayed on a large strip chart with the axes showing the values versus time. Refer to the *Closed-Loop (Ultimate Gain) Tuning Procedure* and *Open-Loop (Step Test) Tuning Procedure* sections for more information about disturbing the loop and determining the response from the graph. Refer to *Tuning of Industrial Control Systems* as listed in Appendix A, [References](#), for more information about these procedures.

Closed-Loop (Ultimate Gain) Tuning Procedure

Although the closed-loop (ultimate gain) tuning procedure is very accurate, you must put your process in steady-state oscillation and observe the PV on a strip chart. Complete the following steps to perform the closed-loop tuning procedure.

1. Set both the derivative time and the integral time on your PID controller to 0.
2. With the controller in automatic mode, carefully increase the proportional gain (K_c) in small increments. Make a small change in the SP to disturb the loop after each increment. As you increase K_c , the value of the PV should begin to oscillate. Keep making changes until the oscillation is sustained, neither growing nor decaying over time.
3. Record the controller proportional band (PB_u) as a percent, where $PB_u = 100/K_c$.
4. Record the period of oscillation (T_u) in minutes.
5. Multiply the measured values by the factors shown in Table 3-1 and enter the new tuning parameters into your controller. Table 3-1 provides the proper values for a quarter-decay ratio. If you want less overshoot, increase the gain (K_c).



Note Proportional gain (K_c) is related to proportional band (PB) as follows: $K_c = 100/PB$.

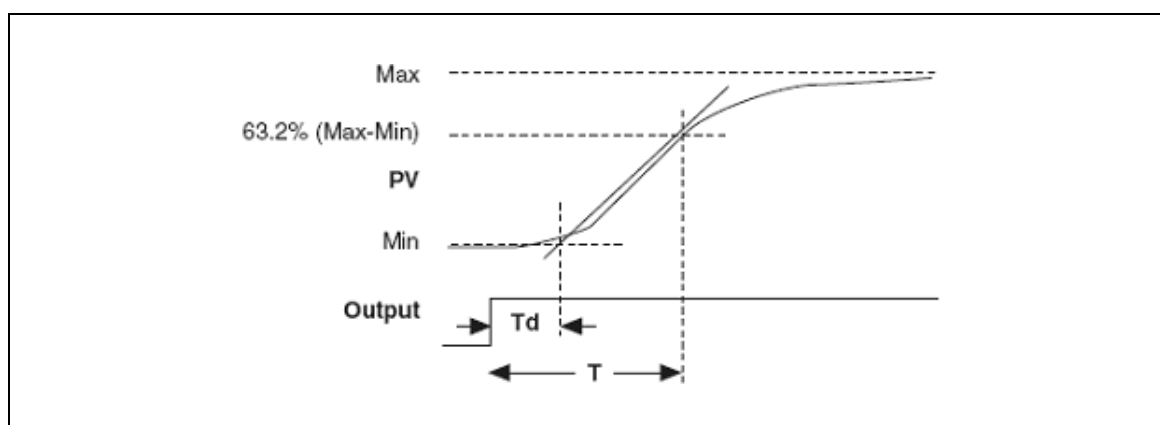
Table 3-1. Factors for Determining Tuning Parameter Values (Closed Loop)

Controller	PB (Percent)	Reset (Minutes)	Rate (Minutes)
P	$2.00 PB_u$	—	—
PI	$2.22 PB_u$	$0.83 T_u$	—
PID	$1.67 PB_u$	$0.50 T_u$	$0.125 T_u$

Open-Loop (Step Test) Tuning Procedure

The open-loop (step test) tuning procedure assumes that you can model any process as a first-order lag and a pure deadtime. This method requires more analysis than the closed-loop tuning procedure, but the process does not need to reach sustained oscillation. Therefore, the open-loop tuning procedure might be quicker and more reliable for many processes. Observe the output and the PV on a strip chart that shows time on the x-axis. Complete the following steps to perform the open-loop tuning procedure.

1. Put the controller in manual mode, set the output to a nominal operating value, and allow the PV to settle completely. Record the PV and output values.
2. Make a step change in the output. Record the new output value.
3. Wait for the PV to settle. From the chart, determine the values as derived from the sample displayed in Figure 3-1. The variables represent the following values:
 - T_d —Deadtime, in minutes
 - T —Time constant, in minutes
 - K —Process gain = change in PV/change in output

**Figure 3-1.** Output and Process Variable Strip Chart

4. Multiply the measured values by the factors shown in Table 3-2 and enter the new tuning parameters into your controller. Table 3-2 provides the proper values for a quarter-decay ratio. If you want less overshoot, reduce the gain (K_c).

Table 3-2. Factors for Determining Tuning Parameter Values (Open Loop)

Controller	PB (Percent)	Reset (Minutes)	Rate (Minutes)
P	100 (KT_d/T)	—	—
PI	110 (KT_d/T)	$3.33 T_d$	—
PID	80 (KT_d/T)	$2.00 T_d$	$0.50 T_d$

Using the PID Library

The following sections describe how to use the PID Library to implement a control strategy.

PID Controller

The PID controller requires several inputs, including SP, PID gains, timer interval (in case the internal timer is not used), PV, and output range. PID gains include proportional gain, integral time, and derivative time. The following steps provide an overview of typical PID controller use.

1. Provide the PID gains to `PidCreate` to create a PID controller. `PidCreate` returns a handle that you can use to identify the PID controller in subsequent function calls.
2. Use `PidSetAttribute` to set the PID controller attributes such as SP, time interval, minimum and maximum controller output values, and so on.
3. Provide the PV to the controller in a loop and use `PidNextOutput` to obtain the controller output, which is again applied on the system.
4. Once the control loop ends, call `PidDiscard` to discard the PID controller and free its resources.

You can call `PidSetAttribute` with the `pidAttrOutputMin` and `pidAttrOutputMax` attributes to specify the range of the controller output. The default range is -100 to 100 , which corresponds to values specified in terms of percentage of full scale. However, you can change this range so that the controller gain relates engineering units to engineering units instead of percentage to percentage. The PID controller coerces the controller output to the specified range. In addition, the PID controller implements integrator anti-windup when the controller output is saturated at the specified minimum or maximum values. Refer to Chapter 2, [PID Algorithms](#), for more information about anti-windup.

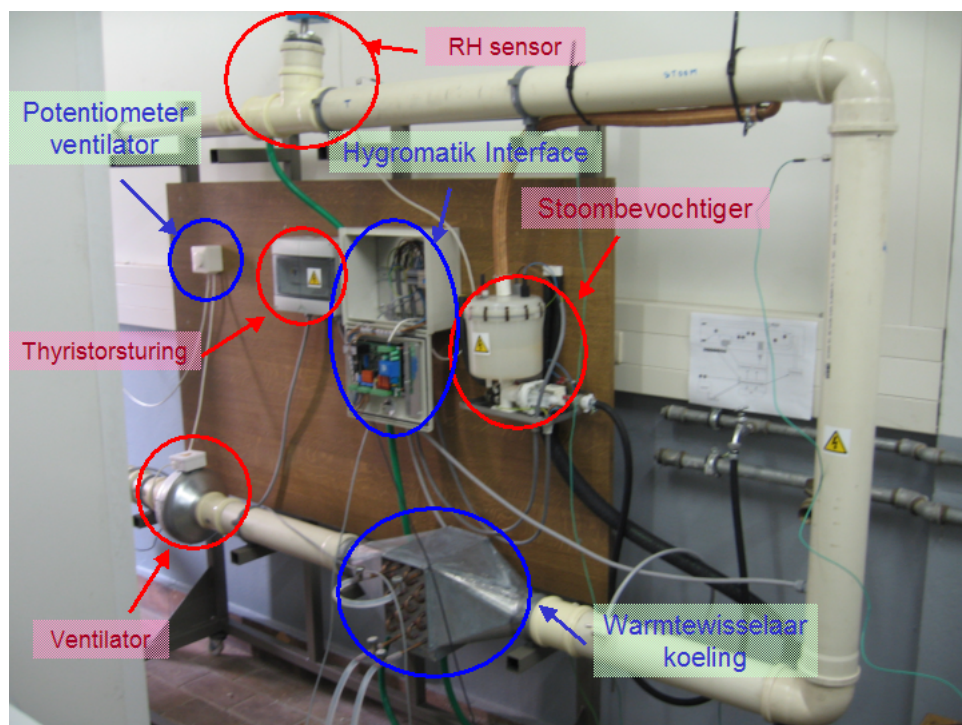
Bijlage F

Foto's

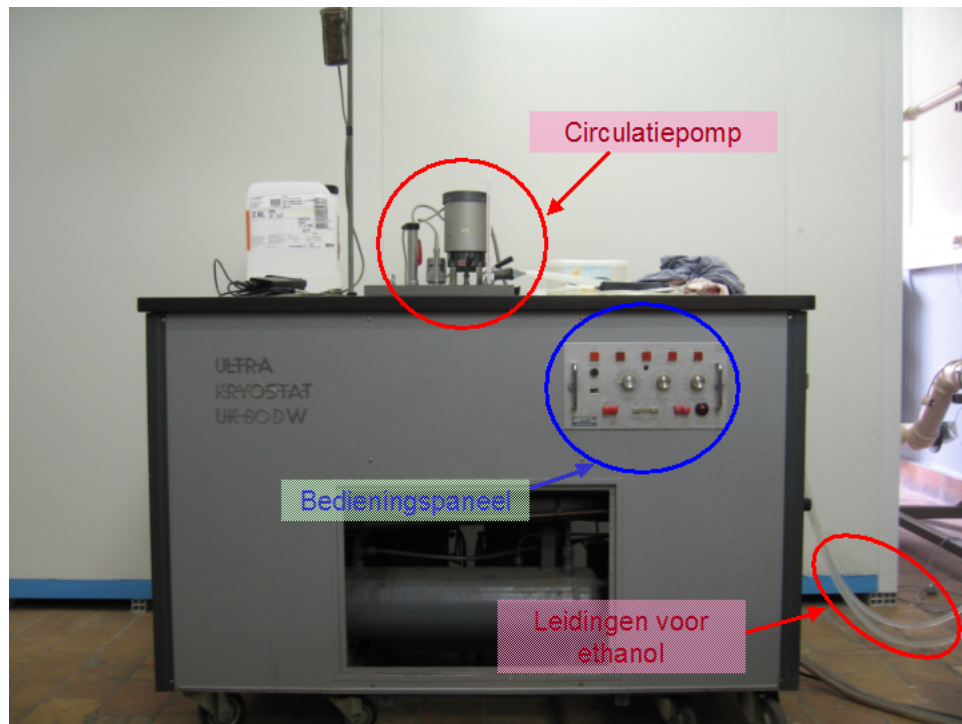
Enkele foto's om een beter beeld te krijgen van de proefstand.



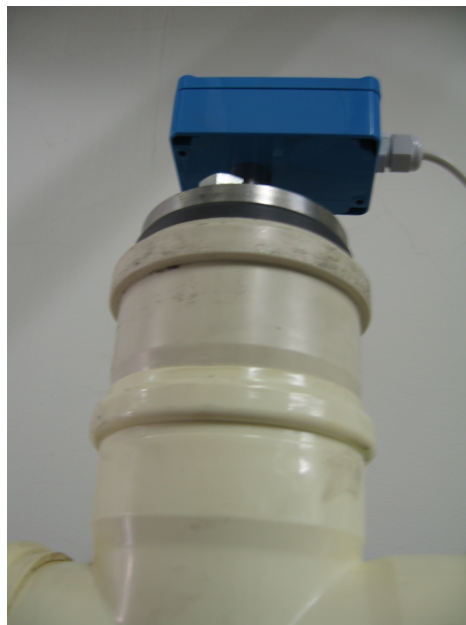
Figuur F.1: De kamer en het railsysteem.



Figuur F.2: Overzicht klimagroep met de verschillende componenten.



Figuur F.3: De kryostaat.



Figuur F.4: RH sensor na stoombevochtiger.



Figuur F.5: RH sensor voor bij aanzuiging.

Bibliografie

- [1] L. Fang, G. Clausen, and P. O. Fanger. Impact of temperature and humidity on the perception of indoor air quality. *Indoor Air-International Journal of Indoor Air Quality and Climate*, 8(2):80–90, 1998.
- [2] J. Toftum, A. S. Jorgensen, and P. O. Fanger. Upper limits for indoor air humidity to avoid uncomfortably humid skin. *Energy and Buildings*, 28(1):1–13, 1998.
- [3] J. Toftum, A. S. Jorgensen, and P. O. Fanger. Upper limits of air humidity for preventing warm respiratory discomfort. *Energy and Buildings*, 28(1):15–23, 1998.
- [4] CTBS TESS. SEL, TRANSSOLAR. *Trnsys 16: A Transient System Simulation Programme*. Madison, USA, 2004.
- [5] Energyplus. Engineering reference. <http://www.eere.energy.gov/buildings/energyplus>, 2005.
- [6] H. M. Kunzel, A. Holm, D. Zirkelbach, and A. N. Karagiozis. Simulation of indoor temperature and humidity conditions including hygrothermal interactions with the building envelope. *Solar Energy*, 78(4):554–561, 2005.
- [7] M. Bartak, I. Beausoleil-Morrison, J. A. Clarke, J. Denev, F. Drkal, M. Lain, I. A. Macdonald, A. Melikov, Z. Popiolek, and P. Stankov. Integrating cfd and building simulation. *Building and Environment*, 37(8-9):865–871, 2002.
- [8] A. Janssens and M. De Paepe. Effect of moisture inertia models on the predicted indoor humidity in a room. *Proceedings of the 26th AIVC Conference*, 2005.
- [9] C. Teodosiu, R. Hohota, G. Rusaouen, and M. Woloszyn. Numerical prediction of indoor air humidity and its effect on indoor environment. *Building and Environment*, 38(5):655–664, 2003.
- [10] HJ. Steeman, C. T’Joen, A. Willockx, M. De Paepe, and A. Janssens. Cfd modelling of ham transport in buildings : Boundary conditions. *Submitted to the 3th International Building Physics Conference, Montréal*, 2006.

- [11] K. Svennberg. *Moisture buffering in the indoor environment*. Doctoral thesis, Lund University, 2006.
- [12] C. J. Simonson, M. Salonvaara, and T. Ojanen. The effect of structures on indoor humidity - possibility to improve comfort and perceived air quality. *Indoor Air*, 12(4):243–251, 2002.
- [13] M Steeman. Hygrische inertie van gebouwen : Modelleren en experimentele bepaling. *IWT aanvraag specialisatiebeurs*, 2006.
- [14] K. Svennberg, L. Hedegaard, and C. Rode. Moisture buffer performance of a fully furnished room. In *9th International Conference on Performance of the Exterior Envelopes of Whole Buildings*, Clearwater Beach, FL, USA, 2004. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc. (<http://www.ashrae.org>).
- [15] C. Rode, R. Peuhkuri, L.H. Mortensen, K. Hansen Kielsgaard, B. Time, A. Gustavsen, T. Ojanen, J. Ahonen, K. Svennberg, L-E. Harderup, and J. Arfvidsson. Moisture buffering of building materials. Technical report, Technical University of Denmark, 2005.
- [16] K. Svennberg, J. Claesson, and K. Hansen Kielsgaard. Moisture uptake in a chair seat as a response to daily rh variations in the indoor air. climatic chamber measurements and calculations. *Submitted to Journal of Building Physics*, 2006.
- [17] K. Svennberg and I. Segerholm. Performance of edge sealing systems used in moisture transport experiments. In *3rd International Conference in Building Physics*, Building Physics, Montreal, Canada, 2006. Taylor & Francis, London.
- [18] A. Erriguible, P. Bernada, F. Couture, and M. A. Roques. Modeling of heat and mass transfer at the boundary between a porous medium and its surroundings. *Drying Technology*, 23(3):455–472, 2005.
- [19] R.S. Hohota. *Modelisation de l'Humidité dans un Code CFD (Basses Vitesses en Grande Cavité) Comparaison avec l'Experimental*. PhD thesis, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2003.
- [20] H. Yoshino, T. Mitamura, and K. Hasegawa. Small chamber test (thu test room) in the climate chamber. *IEA ANNEX 41 - Subtask 1 Common Exercise 2 (Whole Building Heat and Moisture Analysis)*, 2003.
- [21] P. Fazio, A.K. Athienitis, C. Marsh, and J. Rao. Environmental chamber for investigation of building envelope performance. *Journal of Architectural Engineering*, pages 97–102, 1997.
- [22] C. Rode, T. Mitamura, J. Schultz, and T. Padfield. Session 14 : Effects of moisture 1. *Test Cell Measurements of Moisture Buffer Effects*, 2004.

- [23] P. A. Strachan, Kokogiannakis G., and Macdonald I. A. Encapsulation of validation tests in the esp-r simulation program. *Proceedings of the 9th International IBPSA Conference*, pages 1177–1184, 2005.
- [24] ASHRAE Handbook Fundamentals (SI). Hoofdstuk 33: Space air diffusion. <http://www.ashrae.org>, pages 33.1–33.17, 2005.
- [25] ASHRAE Handbook Fundamentals (SI). Hoofdstuk 35: Duct design. <http://www.ashrae.org>, pages 35.1–35.27, 2005.
- [26] National Instruments. Labview. <http://www.ni.com/labview/>, 2007.