

# Thermohydraulische studie van metaalschuim als alternatief voor louvered fins in warmtewisselaars

## Sven De Schampheleire

Promotor: prof. dr. ir. Michel De Paepe  
Begeleiders: Peter De Jaeger, Henk Huisseune

Masterproef ingediend tot het behalen van de academische graad van  
Master in de ingenieurswetenschappen: werktuigkunde-elektrotechniek

Vakgroep Mechanica van Stroming, Warmte en Verbranding  
Voorzitter: prof. dr. ir. Roger Sierens  
Faculteit Ingenieurswetenschappen en Architectuur  
Academiejaar 2010-2011





# Thermohydraulische studie van metaalschuim als alternatief voor louvered fins in warmtewisselaars

## Sven De Schampheleire

Promotor: prof. dr. ir. Michel De Paepe

Begeleiders: Peter De Jaeger, Henk Huisseune

Masterproef ingediend tot het behalen van de academische graad van  
Master in de ingenieurswetenschappen: werktuigkunde-elektrotechniek

Vakgroep Mechanica van Strooming, Warmte en Verbranding  
Voorzitter: prof. dr. ir. Roger Sierens  
Faculteit Ingenieurswetenschappen en Architectuur  
Academiejaar 2010-2011



## Woord vooraf...

Een thesisjaar is intensief, maar vooral erg leerzaam. Van bij de voorstelling van het onderwerp ben ik geïnteresseerd in metaalschuim. Ik dacht dat de heilige graal dit jaar gevonden ging worden en – als het *en passant* nog even kon – wou ik het met mijn eigen handen opgraven. Motivatie, dat is het sleutelwoord geworden van dit jaar. Succes moet daaruit volgen.

In de eerste plaats wens ik professor De Paepe te bedanken voor de opportuniteit om mijn thesis in deze vakgroep te mogen maken. Alles dat ik wou doen, is dankzij hem mogelijk gemaakt. Bedankt voor de overkoepelende begeleiding.

Een speciale plaats verdienen mijn twee begeleiders: Peter De Jaeger en Henk Huisseune, waar ik steeds bij terecht kon met al mijn vragen. Jullie waren steeds bereid om te helpen en me blijvende motivatie en inspiratie te geven om deze thesis tot een goed einde te brengen. Bedankt Peter voor de persoonlijke rondleidingen bij Bekaert en voor al die dingen die je eigenlijk niet had moeten doen. Dank ook aan Marnix Van Belleghem om me de ‘gevaarlijke’ hotwire uit te leggen. En bedankt Christophe T’joen voor de vele mails over en weer tussen Gent en Delft over mijn problemen om een juiste vin efficiëntie te berekenen.

Natuurlijk was deze thesis niet mogelijk geweest zonder technische ondersteuning. Hierbij wil ik Patrick De Pue bedanken. Evenals Robert Gillis, steun en toeverlaat in moeilijke tijden. Ik heb van jullie veel praktische dingen geleerd (het leerpotentieel was dan ook groot) en natuurlijk ook een pak levenswijsheid in de rugzak kunnen meenemen.

Evenzeer gaat mijn dank uit naar de twee opdrachtgevers: Bekaert en Daikin. Dankzij jullie support was er zoveel meer mogelijk en is deze thesis betrekkelijker nauwkeuriger gemaakt. Expliciet bedankt aan Bekaert voor het metaalschuim en de expertise voor gaten te boren in zo delicaat materiaal en bedankt aan Daikin om ter beschikking stellen van een *state of the art* warmtewisselaar en het mogelijk te maken om mijn nieuwe metaalschuim warmtewisselaar te expanderen. Dit laatste was niet evident, dus een oprechte dankjewel aan mijn contactpersoon bij Daikin: Kris Vandevelde.

Bedankt Robert Reynders voor de steun tijdens de thesis en de aangename samenwerking. Bedankt Brenda Van Eylen en Simon Rogge voor de gezellige noot in het labo.

Tenslotte veel dank aan mijn ouders, die het hebben mogelijk gemaakt om 5 jaar te kunnen studeren, misschien had ik wel willen studeren aan de Universiteit van het Leven, maar dit is iets veiliger! Veel dank ook aan Niels en Glen De Schampheleire voor de (filosofische?) correctie van deze thesis.

Uiteraard kan ik niet alle vrienden vermelden die morele support hebben geleverd om deze thesis mogelijk te maken. Ik noem er een paar, deze lijst is echter geen beperking: bedankt Maarten Van De Ginste, Louis Sileghem, Brecht Jacobs, Wim Van Steenkiste, Boris Libeert en zoveel mensen meer...

## Toelating tot bruikleen

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

*The author give the permission to use this master dissertation for consultation and to copy parts of it for personal use. In the case of any other use, the limitations of the copyright have to be respected, in particular with regard to the obligation to state expressly the source when quoting results from this master dissertation.*

Gent, juni 2011

De auteur

Sven De Schampheleire

# Thermohydraulische studie van metaalschuim als alternatief voor louvered fins in warmtewisselaars

Sven De Schampheleire

Promotor: prof. dr. ir. Michel De Paepe

Begeleiders: Peter De Jaeger, Henk Huisseune

Masterproef ingediend tot het behalen van de academische graad van  
Master in de ingenieurswetenschappen: werktuigkunde-elektrotechniek

Vakgroep Mechanica van Strooming, Warmte en Verbranding

Voorzitter: prof. dr. ir. Roger Sierens

Faculteit Ingenieurswetenschappen en Architectuur

Academiejaar 2010-2011

## **Samenvatting**

Een HVAC installatie neemt ongeveer 30% van de totale energieconsumptie voor zijn rekening bij particuliere huishoudens. Volgens verschillende recente studies is hier enorm veel potentieel om energie te besparen. De belangrijkste mogelijkheid om een HVAC installatie te optimaliseren is sleutelen aan de warmtewisselaar. Één mogelijke manier om dit te doen, is gebruik maken van een nieuw vinmateriaal: metaalschuim. Deze thesis is een vergelijkende studie van metaalschuim als alternatief voor louvered fins (de huidige *state of the art*). Om deze vergelijking mogelijk te maken dient een efficiënte proefstand ontworpen te worden. Om beide vinmaterialen te vergelijken wordt een performantiefactor geïntroduceerd, evenredig met de uitwendige weerstand en de frictiefactor (de twee belangrijkste kengetallen van de warmtewisselaar). De onderzochte warmtewisselaar is niet uniform vandaar dat er een nieuw captatiemodel is toegepast voor de uitgaande lucht. Dit captatiemodel is gecontroleerd geweest door een thermografische camera. Het resultaat is dat louvered fins over alle luchtsnelheden (1 tot 3m/s) een betere performantie vertonen in vergelijking met 10 PPI metaalschuim. Het performantieverschil stijgt met de luchtsnelheid. Dit is te verklaren door het kleine hoeveelheid warmtegeleidend oppervlak en doordat het metaalschuim minder goed thermisch contact heeft met de koperen buizen. Het prototype van de metaalschuim warmtewisselaar kan met deze thesis geoptimaliseerd worden.

## **Trefwoorden**

Vergelijking warmtewisselaars, louvered fins, metaalschuim, experimenteel, uitwendige weerstand, frictiefactor

# A THERMOHYDRAULIC ANALYSIS OF METAL FOAM AS ALTERNATIVE FOR LOUVERED FINS IN HEAT EXCHANGERS

Sven De Schamphelleire, Peter De Jaeger, Henk Huisseune, Michel De Paepe  
 Department of Flow, Heat and Combustion Mechanics  
 Ghent University  
 Sint-Pietersnieuwstraat 41 – B9000 Gent – Belgium  
 E-mail: Sven.DeSchamphelleire@UGent.be

## ABSTRACT

The purpose is to compare two *identical* HVAC fin-and-tube heat exchangers. The first heat exchanger has louvered fins and the second one has fins made of metal foam. Heat transfer and pressure drop measurements were preformed in a wind tunnel with the typical air velocities for HVAC applications (1 to 3 m/s).

The two heat exchangers are non uniform: there are some tubes which do not transport any fluid, causing a non uniform air temperature field downstream the heat exchanger. Therefore an area-mean vertical temperature reading has been developed, with the aid of a infra red camera.

The comparison between both heat exchangers is made with a well-chosen Performance Evaluation Criterion (PEC:  $\frac{1}{R_{u^*} f}$ ), which is plotted against the air velocity. The result indicates that for a 10 PPI metal foam, the current louvered fin heat exchanger performs better (according to the used PEC).

## INTRODUCTION

Over the years the overall energy consumption has been growing continuously. A public study of McKinsey shows that the greatest opportunities are to be found in residential HVAC consumers [1]. A HVAC installation constitutes 30% of the total energy consumption of an ordinary family. The most important part in a HVAC installation is the heat exchanger. Optimizing the efficiency of a heat exchanger is of great importance for coping with our future energy requirements

The purpose of this paper is to compare two heat exchangers of exactly the same dimensions comprising conventional louvered fins and open-cell metal foam. A Performance Evaluation Criterion (PEC) is defined to do so.

Since 15 years, intense research has been done towards the properties of metal foam. Metal foam has a low density, high stiffness, high possibility to absorb energy, high thermal conductivity, high resistance to thermal shocks/high temperatures/humidity, good mixing properties due to the tortuous flow paths through the metal foam *struts* and a high specific surface area. This shows the potential of metal foam in a compact heat exchanger. Nevertheless there is a big disadvantage: pressure drop, which is quadratic instead of the former linear equation of Darcy.

Dai et al. [2] have made a comparison of two heat exchangers: a flat tube, serpentine louvered fin heat exchanger configuration has been selected from literature and is compared with a plate and fin metal foam heat exchanger for HVAC application. Both heat exchangers have been compared according to their thermohydraulic aspects, volume, weight and cost, while changing the length, mass flow water and air,

inlet temperature water and air. No hard conclusions could be drawn.

There are many proposed performance factors. Kim et al. [3] have compared a conventional louvered fin with a plate-fin metal foam heat exchanger. As a result the friction factor of the louvered fin heat exchanger was lower. Kim plotted the compactness of both heat exchangers by comparing the *volume goodness factor*. Depending on the power consumption either the louvered fins are better (lower end), or the metal foams perform better (higher end).

T'joen [4] uses  $\frac{j}{j_{ref}} \cdot \frac{f_{ref}}{f}$  as performance factor. This is an *area goodness factor*.

## TEST MATERIAL

In the test section two different heat exchangers are tested subsequently. The first heat exchanger, delivered by Daikin, has a cross-sectional area of 256 x 426 and a thickness of 24mm. The second heat exchanger has identical dimensions. Bekaert delivered the metal foam and drilled the holes for the tubes. Daikin expanded the tubes in the metal foam. The two heat exchangers are non-uniform, some tubes do not transport water. Those tubes are not drilled in the metal foam version. The thermal contact between the copper tubes and the metal foam is not excellent, because of the limited thickness of the heat exchangers. The chosen metal foam has 10 PPI and a porosity of 94%. It was impossible to use 20 PPI because the maximum thickness of 20 PPI foam of Bekaert is 20mm.



Fig. 1. Two identical heat exchangers: metal foam (at the top), louvered fins (below)

## EXPERIMENTAL SET-UP AND PROCEDURE

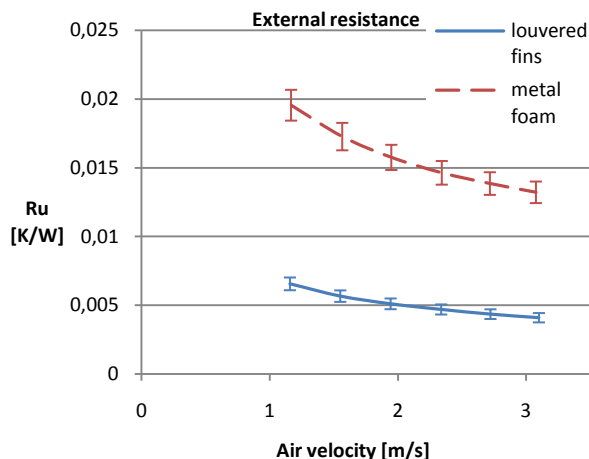
The experimental set-up consists of an open air wind tunnel and a closed hot water cycle. The hot water is flowing in the tubes and has a temperature of 70°C (proportional controlled). The test section is considered as a black box. Only the out- and incoming mass flows and temperature are captured. The outgoing air temperature is difficult to capture, because of the non-uniformity of the heat exchangers. With the aid of an infra red camera, constant horizontal temperature gradients are observed. Therefore nine thermocouples are placed vertically and equidistant. Area-averaged temperatures are calculated.

The heat transfer is considered in the external resistance. It is not possible to measure the heat transferring area with a non-destructive method and acceptable errors. Thus  $h * A$  is taken as a whole. The pressure drop is reported as friction factor (Kays and London  $f = \frac{A_c}{A_o} \cdot \frac{2 \Delta P}{G_c^2 \rho_{atm}}$ ). The total resistance is calculated with  $\epsilon$ -NTU and LMTD method [5]. The heat balance closes in 3%.  $Q_{average}$  and its errors are calculated with the procedure described by Park [6]. The PEC is defined as  $\frac{1}{R_u * f}$ , which represents the thermal conductivity on the pressure drop.

## RESULTS

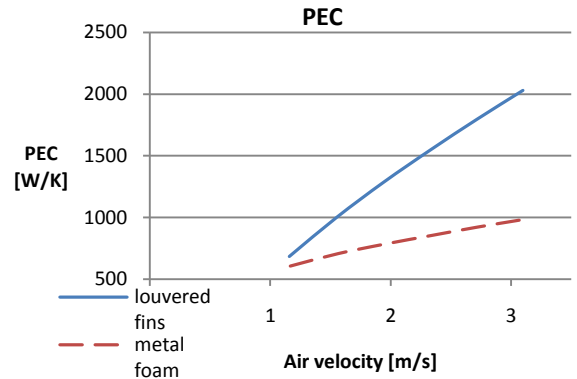
As conventionally used for HVAC applications, performance is expressed versus air velocity

The metal foam heat exchanger has a significant higher external resistance. It is expected that 10 PPI metal foam has less heat transferring possibilities, because of the smaller surface in comparison with the louvered fins (with a fin pitch of 1.4mm).



**Fig. 2.** External resistance ( $R_u$ ) in function of the air velocity at the test section

Although pressure drop is the biggest disadvantage of metal foam, the metal foam heat exchanger performs better in the case of friction factor. The trend of the metal foam friction factor is declining, but not as much as in the louvered fins. Therefore the performance of the louvered fins is much better at higher velocities:



**Fig. 3.** The not normalized performance factor in function of the air velocity at the test section

There is less difference in performance for lower velocities (11%). For 3 m/s the difference in performance is 52%.

## CONCLUSION

Despite the non-uniformity of the heat exchangers a comparison between the two is possible. The vertical temperature installation with area-mean temperature is an appropriate temperature measurement (heat balance closes in less than 3%),

The louvered fins have the best performance. There is less difference in performance for lower velocities. The trend for the friction factor for metal foams declines less than the trend for louvered fins. Also the percentual decline of  $R_u$  is less for metal foam. This could be expected, because the heat transferring surface of 10 PPI metal foam will be less than the heat transferring surface of louvered fins with a fin pitch of 1.4mm.

More research is necessary. The metal foam heat exchanger can be optimized by adding 5mm extra foam at the sides of the heat exchanger, therefore there will be an assured contact between the copper tubes and the struts. This will further increase the heat transfer. It would also be preferred to use 20 PPI foam, although there will be more pressure drop, the heat transferring surface will be bigger, causing a lower external resistance.

## REFERENCES

- [1] McKinsey. (2007). Curbing global energy demand growth: the energy productivity opportunity. pages: 48.
- [2] Z. Dai, et al., "A comparison of metal foam heat exchangers to compact multilouver designs for air-side heat transfer applications," presented at the International conference on Enhanced, Compact and Ultra-compact Heat Exchangers: From Microscale Phenomena to Industrial Applications, 2009.
- [3] S.Y. Kim, J.W. Paek and B.H. Kang, Flow and heat transfer correlations for porous fin in a plate-fin heat exchanger, *Journal of Heat transfer*, vol. 122, pp. 572-578, 2000.
- [4] C. T'Joens, et al., Thermo-hydraulic study of a single row heat exchanger consisting of metal foam covered round tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53, pp. 3262-3274, 2010.
- [5] M. De Paepe, "Thermische installaties," ed: Universiteit Gent. Vakgroep voor stroming, warmte en verbranding, Faculteit Ingenieurswetenschappen.
- [6] Y-G Park, Rational approaches for combining redundant, independent measurements to minimize combined experimental uncertainty, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 34, pp. 720-724, 2010.



## Inhoudsopgave

Inhoudsopgave.....	vi
Nomenclatuur .....	x
Hoofdstuk 1 Inleiding.....	1
1.1 Noodzaak voor efficiëntere HVAC .....	1
1.2 Materialen voor warmtewisselaars .....	3
1.3 Metaalschuim .....	4
1.3.1 Productieproces .....	5
1.3.2 Kenmerken .....	6
1.3.3 Kengetallen .....	7
1.3.4 Vereenvoudigde modellen.....	9
1.3.5 Toepassingen .....	12
1.4 Dimensieloze groepen .....	12
1.5 Doel .....	14
Hoofdstuk 2 Literatuurstudie.....	15
2.1 Drukval .....	15
2.1.1 Van Darcy tot Forchheimer .....	15
2.1.2 Ergun model.....	16
2.1.3 Afhankelijkheid van de drukval.....	18
A) Fluidum .....	18
B) Compressiefactor M .....	18
C) Porositeit en PPI.....	20
D) Permeabiliteit K en inertiefactor C.....	22
E) poriediameter .....	24
F) Tortuositeit $\chi$ .....	25
2.1.4 Spreiding in meetresultaten .....	26
2.2 Warmteoverdracht .....	30
2.2.1 Berekeningswijzen .....	30
2.2.2 Effectieve conductiviteit .....	32
2.2.3 Afhankelijkheid van de warmteoverdracht .....	34
A) Reynoldsgetal .....	34
B) Porositeit.....	35
C) PPI .....	36

D) Richardgetal.....	36
E) De schuimlengte .....	37
F) Straling .....	38
2.3 Performantie van metaalschuim.....	39
Hoofdstuk 3 De Proefstand.....	43
3.1 Overzicht .....	43
3.2 Het luchtzijdig circuit .....	44
3.2.1 De windtunnel.....	44
3.2.2 Ventilator .....	46
3.2.3 Meetflens .....	46
3.3 Het watercircuit .....	48
3.3.1 Tubipex leidingen .....	48
3.3.2 Geiser .....	49
3.3.3 Circulatiepomp.....	49
3.3.4 Accumulator .....	49
3.3.5 Driewegklep .....	50
3.3.6 Coriolisdebietmeter .....	50
3.3.7 Drukmeters .....	50
3.3.8 Ontluchters .....	50
3.3.9 Regeling met LabVIEW .....	50
3.3.9.1 Geiser .....	50
3.3.9.2 Circulatiepomp.....	51
3.3.9.3 Driewegklep .....	51
3.3.9.4 Globale regeling .....	51
3.4 De te testen warmtewisselaars.....	52
3.5 Meetstrategie .....	55
3.5.1 Vermogensbepaling .....	55
3.5.2 Metingen aan luchtzijde .....	55
3.5.2.1 Temperatuursinlezing .....	55
3.5.2.2 Debietsmeting.....	59
3.5.2.3 Drukvalmeting over warmtewisselaar .....	60
3.5.3 Metingen aan waterzijde .....	60
3.5.3.1 Temperatuursinlezing .....	60
3.5.3.2 Debietsmeting.....	60

3.5.4 Isolatie.....	61
3.6 Validatie proefstand.....	62
3.6.1 Controle snelheidsprofiel.....	62
3.6.2 Controle massadebiet .....	66
3.6.3 Controle warmtebalans .....	67
3.6.4 Voorwaarde voor steady state.....	67
3.6.5 Beperkingen proefstand .....	67
Hoofdstuk 4 Data reductie.....	68
4.1 Definitie performantiefactor.....	68
4.2 Berekeningswijze .....	68
4.3 Onzekerheidsanalyse .....	71
4.3.1 Inleiding.....	71
4.3.2 Enkelvoudige en meervoudige metingen .....	71
4.3.3 Errorpropagatie.....	72
4.3.4 Onzekerheid op de temperatuursuitlezing.....	72
4.3.5 Onzekerheden op de stoffeigenschappen .....	73
4.4 Metingen.....	74
Hoofdstuk 5 Analyse van de metingen .....	75
5.1 Metingen met <i>louvered fin</i> warmtewisselaar .....	75
5.1.1 Warmtebalans.....	75
5.1.2 Thermografische camera .....	75
5.1.3 Resultaten .....	79
5.1.3.1 Drukmeting .....	79
5.1.3.2 Uitwendige weerstand.....	81
5.1.3.3 PEC .....	84
5.1.4 Verificatie van de metingen .....	85
5.1.4.1 Frictiefactor.....	85
5.1.4.2 Colburnfactor: convectiecoëfficiënt en uitwendige weerstand .....	86
5.1.4.3 Bepaling van de vin-efficiëntie.....	86
5.1.4.4 Aanpassing van de vin-efficiëntie van Schmidt.....	87
5.1.4.5 Verificatie van $\eta * h$ .....	88
5.1.5 Dimensieloos maken van $Ru$ met <i>staggered tubes</i> .....	90
5.1.6 Stralingsinvloed.....	91
5.2 Metingen met metaalschuim warmtewisselaar .....	92

5.2.1 Warmtebalans.....	92
5.2.2 Thermografische camera .....	93
5.2.3 Resultaten .....	94
5.2.3.1 Drukmeting .....	94
5.2.3.2 uitwendige weerstand .....	96
5.2.3.3 PEC .....	97
5.2.4 Dimensieloos maken van <i>Ru</i> met <i>staggered tubes</i> .....	98
5.2.5 Stralingsinvloed.....	100
5.3 Vergelijkende studie tussen beide warmtewisselaars.....	100
5.3.1 Drukmeting .....	100
5.3.2 uitwendige weerstand .....	102
5.3.3 PEC .....	103
Hoofdstuk 6 Conclusie .....	105
Bijlage A Gebruikte apparatuur voor proefopstelling: waterzijde.....	106
Bijlage B Gebruikte apparatuur voor proefopstelling: luchtzijde .....	110
Bijlage C Afmetingen warmtewisselaar (Daikin).....	114
Bijlage D Kalibratie thermokoppels .....	117
Bijlage E Matlab file .....	123
Bijlage F LabVIEW.....	135
Bijlage G Afleiding voor plain fins uit correlatie.....	141
Bijlage H Afleiding voor <i>Ru, bundle</i> .....	145
Bibliografie .....	147

## Nomenclatuur

### Griekse symbolen

$\beta$	oppervlakedensiteit, [ $m^2/m^3$ ]
$\Delta$	verschil, [–]
$\delta$	onzekerheid op, [–]
$\delta_f$	vindikte, [ $m$ ]
$\varepsilon$	porositeit, [–]
$\eta$	vinefficiëntie, [–]
$\eta_0$	oppervlakte-efficiëntie, [–]
$\mu$	dynamische viscositeit, [ $Pa \cdot s$ ]
$\nu$	kinematische viscositeit, [ $m^2/s$ ]
$\rho$	densiteit, [ $kg/m^3$ ]
$\sigma$	standaardafwijking, [–]
$\chi$	tortuositeit, [–]

### Subscript

1	betrokken op inlaat
2	betrokken op uitlaat
atm	betrokken op de atmosfeer
best	betrokken volgens de best mogelijke aflezing
bulk	bij gemiddelde temperatuur van het fluïdum
f	betrokken op het metaalschuim
flens	betrokken met de meetflens (massadebiet lucht)
gem	gemiddelde
hot	warme zijde
hyd	hydraulisch
i	inwendig
in	betrokken op de inlaat
kar	karacteristiek
lucht	aan de luchtzijde
max	maximaal
MF	Metal Foam (metaalschuim)
min	minimaal
o	betrokken op de uitlaat
ref	referentie
s	solid (betrokken op vast materiaal)
schuim	betrokken op metaalschuim
solid	betrokken met een vol materiaal
totaal	betrokken op het volledige object
tube	betrokken op de buis
U	uitwendig
uit	betrokken op de uitlaat
water	aan de waterzijde

## Symbolen

$\dot{m}$	massadebiet, [ $kg/s$ ]
$A$	oppervlakte, [ $m^2$ ]
$A_c$	minimaal stromingsoppervlak, [ $m^2$ ]
$A_i$	inwendige oppervlakte, [ $m^2$ ]
$A_u$	uitwendige oppervlakte, [ $m^2$ ]
$A_s$	specifieke oppervlakte, [ $m^2$ ]
BCC	Body Centered Cubic
C	convectief
C	inertie-coëfficiënt, [–]
$C_{min}$	Minimale thermische capaciteit, [ $J/(W * K)$ ]
$c_p$	specifieke warmtecapaciteit, [ $J/kg/K$ ]
$d$	buisdiameter, [ $m$ ]
$d_f$	strutdiameter, [ $m$ ]
$d_p$	gemiddelde poriediameter, [ $m$ ]
$d_{par}$	partiële diameter, [ $m$ ]
$D_c$	vincollar uitwendige diameter, [ $m$ ]
$D_h$	hydraulische diameter, [ $m$ ]
E	elastisiteitsmodulus, [ $Pa$ ]
f	friectiefactor, [–]
$f_k$	kinetische friectiefactor, [–]
$F_p$	vin pitch
FCC	Face Centered Cubic
H	hoogte, [ $m$ ]
h	convectie coefficient, [ $W/(m^2 * K)$ ]
$h_u$	uitwendige convectiecoëfficiënt, [ $W/(m^2 * K)$ ]
j	colburn factor, [–]
k	conductief
K	permeabiliteit, [–]
$K_D$	permeabiliteit in Darcy regime, [–]
$K_F$	permeabiliteit in Forchheimer regime, [–]
K	thermische geleidbaarheid, [ $W/(m * K)$ ]
$k_{eff}$	effectieve conductiviteit, [ $W/(m * K)$ ]
$k_f$	warmtegeleidbaarheid van de fluïdum fase, [ $W/(m * K)$ ]
$k_s$	warmtegeleidbaarheid van de vaste fase, [ $W/(m * K)$ ]
L	lengte, [ $m$ ]
$L_{kar}$	karacteristieke lengte, [ $m$ ]
LMTD	Logarithmic Mean Temperature Difference
M	compressiefactor, [–]
m	massa, [ $kg$ ]
N	aantal metingen, [–]
$N_t$	aantal buizenrijen tov luchtzijde, [–]
NTU	number of Transfer Units, [–]
Nu	Nusseltgetal, [–]
p	druk, [ $Pa$ ]
$P_l$	longitudinale buis pitch
$P_t$	transversale buis pitch
PEC	Performance Evaluation Criterion
ppi	pores per inch
Pr	Prandtlgetal, [–]

Q	vermogen, [W]
R	gasconstante van lucht, 287 [J/(kg * K)]
$Re_c$	Kritisch Reynoldsgetal, [–]
$R_i$	inwendige thermische weerstand (waterzijde), [K/W]
$R_{th}$	thermische weerstand, [K/W]
$R_{tot}$	totale thermische weerstand, [K/W]
$R_u$	uitwendige thermische weerstand (waterzijde), [K/W]
Re	Reynoldsgetal, [–]
T	temperatuur, [°C]
U	warmteoverdrachtscoefficient, [W/(m <sup>2</sup> * K)]
V	volume, [m <sup>3</sup> ]
v	snelheid, [m/s]
W	breedte, [m]

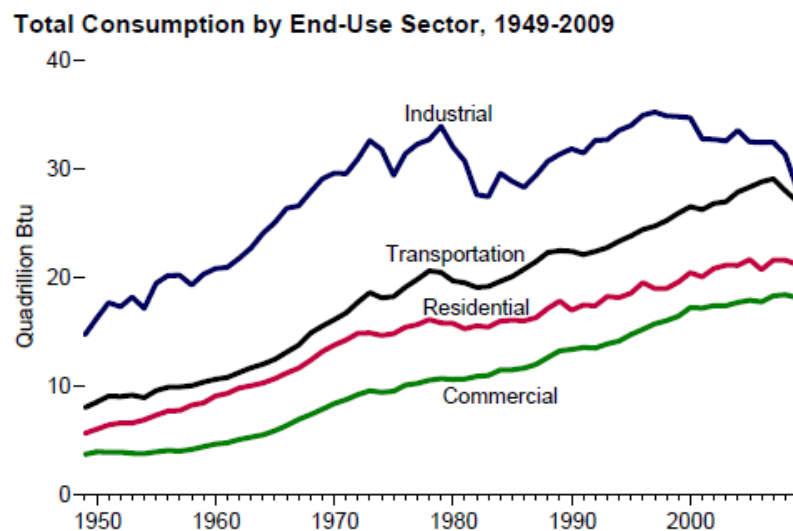
# Hoofdstuk 1

## Inleiding

### 1.1 Noodzaak voor efficiëntere HVAC

Als de energieconsumptiegrafiek bekeken wordt in functie van de tijd, dan worden er alleen maar stijgende lijnen opgemerkt. De totale bevolkingspopulatie is voortdurend aan het groeien en vooral in de niet-westelijke landen is er een stijgende vraag naar luxe en voldoende comfort, waardoor ook de *extra* groei die voorspeld wordt in bepaalde prognoses niet veel goeds belooft.

Hoe kan er voor getracht worden om deze stijgende vraag naar energie te vertragen (verlagen zal waarschijnlijk niet gaan)? Het is hiervoor interessant om even te kijken naar de totale consumptie per sector (zie Figuur 1). De industriële sector speelt hierin de belangrijkste rol, maar na 2005 is er een daling vast te stellen in de energieconsumptie van zowel de transport als de industriële sector. Dit is het gevolg van de scherpe overheidswetgevingen (CO<sub>2</sub>-uitstoot boetes).



Figuur 1 - Energieconsumptie per sector (1 Btu = 1055 J)

Door de blijvende energietoename is er een groeiende (rest)warmteproductie/dissipatie, waardoor er een blijvende groei zal zijn naar efficiëntere warmterecuperatietoestellen: *warmtewisselaars*.

Dit staat ook in verband met HVAC. HVAC staat voor *Heating Ventilation en Airconditioning*, er zal ook hier steeds moeten gezocht worden naar efficiëntere warmteoverdracht. Hierbij kan er in de eerste plaats gedacht worden aan het optimaliseren van bestaande technieken. Een studie van McKinsey ziet hier bijvoorbeeld veel toekomst in [1]. Zij zien in het optimaliseren van HVAC-installaties de grootste opportuniteiten (zie Figuur 2). Bij de residentiële gebruiker verbruikt een HVAC-installatie ongeveer 30% van de totale energieconsumptie van een gezin. Het is dus interessant om te kijken hoe de warmteoverdracht bij zo'n installatie verbeterd kan worden. In de eerste plaats wordt er gekeken naar de warmtewisselaar in de HVAC-installatie, zoals in deze thesis.



### LARGE ENERGY-EFFICIENCY OPPORTUNITIES EXIST IN DEVELOPED COUNTRIES

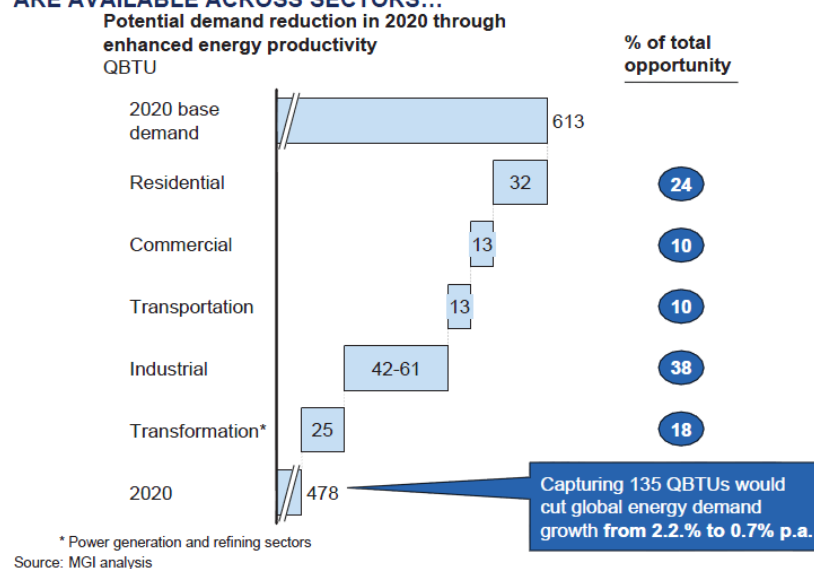
	% of opportunity	IRR	Description
<b>Heating and cooling package</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 50 (new builds)</li> <li>• 25 (replacement)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• ~10</li> <li>• ~10</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Based only on current technology</li> <li>• Shell improvement assumed only for new buildings</li> </ul>
<b>Lighting</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 65</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 100+</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Compact fluorescent lighting</li> </ul>
<b>Water heating</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 65</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 11</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• High-efficiency electric water heater</li> <li>• Solar water heater</li> </ul>
<b>Major appliances</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 40-60*</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• N/A (may be ∞)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Increasing appliance efficiency standards at 2–3% per year</li> </ul>
<b>Small appliance standby</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 40</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• N/A (may be ∞)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Reduce standby power requirements of televisions, set-top boxes, etc.</li> </ul>

\* Based on future improvements.  
Source: EIA; literature search; MGI analysis

**Figuur 2 - Studie McKinsey: mogelijke energiebesparingen - IRR = Internal Rate of Return [1]**

De studie van McKinsey ziet de grootste opportuniteit in de residentiële sector (zie Figuur 3). Voorbeelden van optimalisatie zijn hier: betere isolatie gebruiken, efficiëntere huishoudtoestellen, zonneboilers plaatsen, efficiëntere verlichting...

### LARGE OPPORTUNITIES FOR IMPROVING ENERGY PRODUCTIVITY ARE AVAILABLE ACROSS SECTORS...



**Figuur 3 - Studie McKinsey: mogelijke energiebesparingen per sector [1]**

Naast hernieuwbare energie en optimalisatie kunnen ook nieuwe technieken/materialen gebruikt worden in HVAC-installaties. In deze thesis wordt er onderzocht of er met metaalschuim, als nieuw high-tech materiaal, efficiënter warmte kan gewisseld worden.

## 1.2 Materialen voor warmtewisselaars

Er bestaan zeer veel verschillende types warmtewisselaars die allen kunnen geclassificeerd worden volgens overdrachtsproces, constructie, stromingsrichting, warmteoverdrachtsmechanisme en oppervlaktecompactheid [2]. De bekendste types zijn waarschijnlijk de dubbele buis-, trommel-pijp-, plaat-,buis-vin- en de plaat-vinwarmtewisselaar.

In de literatuur zijn er veel verschillende soorten materialen voor warmtewisselaars. Er zijn twee redenen waarom ze ooit gebruikt werden (worden):

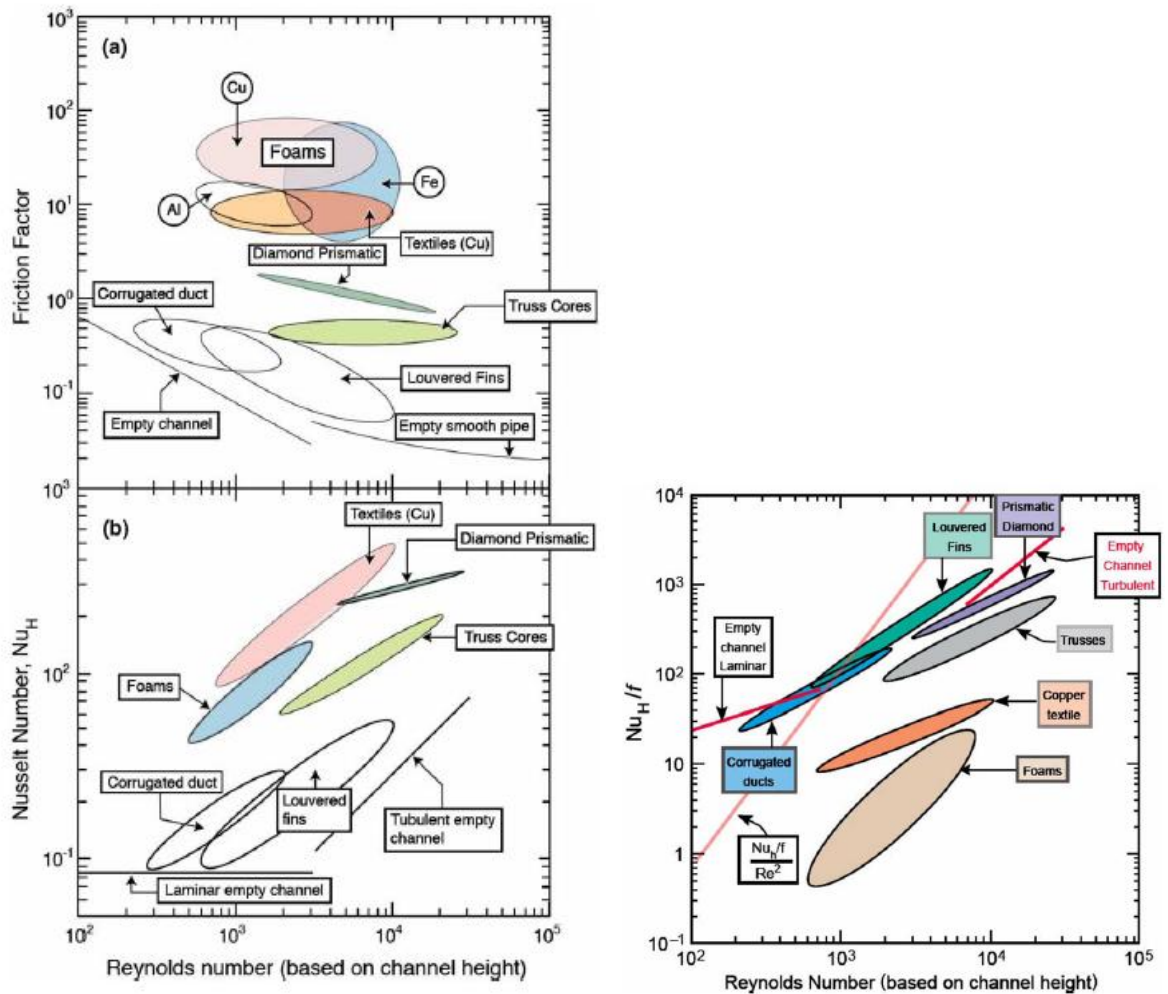
- De beschikbare technologie: er was maar een beperkte *materialenrange* gekend of het was fysisch nog onmogelijk om bepaalde materialen te maken.
- De specifieke toepassing waarin de warmtewisselaar wordt gebruikt. Exotische toepassingen vragen exotischer materialen.

Een interessante inleidende vergelijking wordt gemaakt door Lu et al. [3]. Zij maakten een vergelijking tussen de verschillende methodes (op basis van experimentele en numerieke resultaten) om een kanaalwand te koelen (zie Figuur 4). Er wordt duidelijk opgemerkt dat er geen eenduidig antwoord bestaat welk materiaal er nu dient genomen te worden. Het hangt af van de applicatie.

De frictiefactor is een maat voor drukval. Indien er dus geen specifieke eisen zijn voor de drukval en wanneer er zoveel mogelijk warmteoverdracht dient verwezenlijkt te worden, moet vooral het Nusseltgetal zo hoog mogelijk liggen. De auteurs zien dus onmiddellijk dat prismatische *cores*, spanten en schuimen de beste technologie hiervoor zijn.

Wanneer men de warmteoverdracht per eenheid  $\Delta T$  en drukval zo laag mogelijk wil, dan moet men  $\frac{Nu}{fRe^2}$  maximaliseren. De beste materialen voor deze beperking zijn dan *louvered fins*, gegolfde buizen en lege kanalen (zie Figuur 4 rechts). Echter, indien de constructie nog moet voldoen aan niet te verwaarlozen buiglasten dan mag er niet meer gekozen worden voor deze materialen en zijn prismatische *cores* of spanten een betere oplossing.

Het is bijna onmogelijk om *het* perfecte materiaal te kiezen voor een bepaalde applicatie, er zullen altijd trade-off's moeten gemaakt worden.



Figuur 4 - Frictie/Nusselt versus Reynolds per materiaal - Nusselt op frictie versus Reynolds per materiaal [3]

Uit de figuren valt af te leiden dat metaalschuim een groot potentieel heeft als warmteoverdragend medium. Al wordt ook onmiddellijk het grote nadeel van het materiaal duidelijk: de drukval.

### 1.3 Metaalschuim

Stroming door poreuze media werd al bestudeerd in 1856, vanaf de publicatie van de experimenten van Darcy. Oorspronkelijk beschreef de Darcy-wet de drukval over een poreus medium in functie van de snelheid en permeabiliteit. Later werd deze dan gecorrigeerd voor temperatuursvariaties en gelinkt met de viscositeit van het fluïdum. Er werden voornamelijk sferische media besproken. Een groot deel van deze studies werd samengevat door Kaviany in 1995. De *range* van porositeiten in dit werk ligt tussen de 30 en 60%. De tot dan toe bestudeerde configuratie wordt *a bed of packed spheres* [4] genoemd.

Alhoewel er al redelijk veel onderzoek werd gedaan naar poreuze media, was er over metaalschuim voorlopig nog maar weinig geweten. Pas sinds 15 jaar wordt er enig onderzoek naar het materiaal verricht [5]. Dit komt omdat metaalschuim eigenlijk niet te vergelijken valt met bv. zandkorrels of balletjes. Metaalschuim is een niet-sferisch, extreem poreus medium. De porositeit van dit medium kan oplopen tot 98%.

De warmteoverdracht voor poreuze media is, over de volledige range van porositeiten, een stuk beter. De fluïdum deeltjes worden beter vermengd door botsing en opbreking van de grenslagen met de bolletjes (of bij metaalschuim: de *struts*). Een extra voordeel van metaalschuim t.o.v. gewone poreuze media (<60% porositeit) is de holtes die het bevat achter elke *strut*. Hierdoor krijgt de stroming tijd om efficiënt te mengen, waardoor er een nog betere warmteoverdracht zal plaatsvinden.

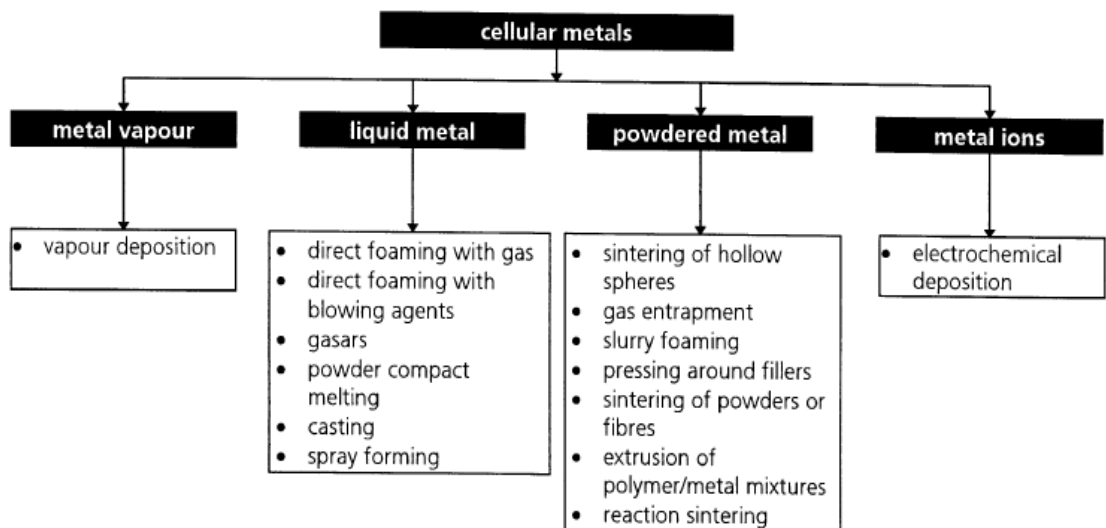
Metaalschuim wordt onderverdeeld in twee categorieën [6]:

- Open of gesloten metaalschuim
- Willekeurig georiënteerde of geordende/periodieke structuur

### 1.3.1 Productieproces

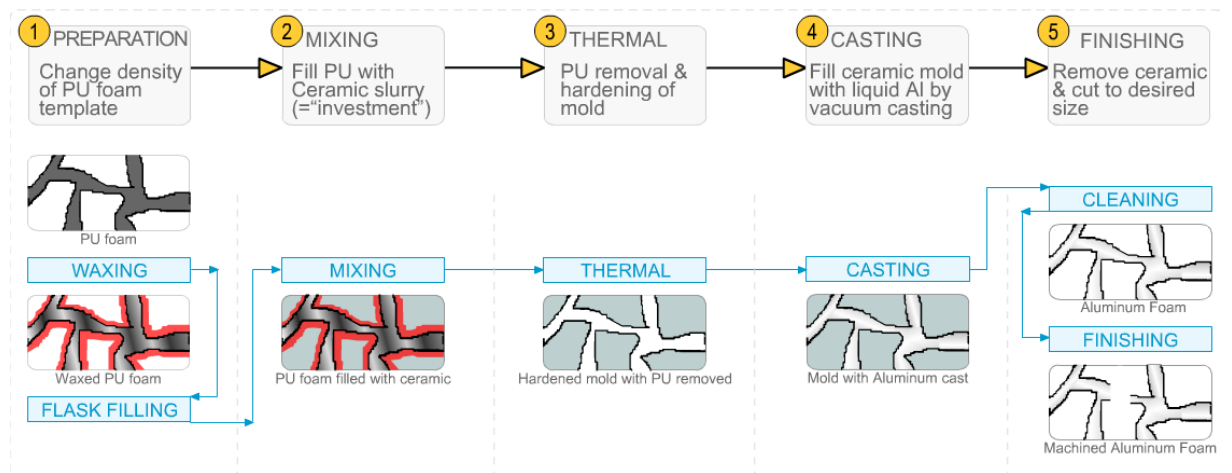
Er worden verschillende metalen gebruikt om metaalschuim te maken, bijvoorbeeld: aluminium (en zijn legeringen), koper, nikkel, brons, staal enz.

De volgende figuur geeft een overzicht van de verschillende productiemogelijkheden:



Figuur 5 - Overzicht productiemogelijkheden voor metaalschuim

Deze thesis is in samenwerking met Bekaert. Het productie van dit metaalschuim verloopt in vijf stappen, volgens het verloren was-model. In de eerste stap loopt het polyurethaanschuim door een bad met vloeibare wax, met als bedoeling een homogene waxlaag te creëren die de densiteit doet stijgen. In de tweede fase wordt het polyurethaanschuim gevuld met keramisch materiaal. Erna vindt de warmtebehandeling plaats met als bedoeling de verwijdering van het polyurethaanschuim, de wax en het harden van het keramische materiaal. Dan wordt er vacuüm gegoten (vullen met aluminium) en tenslotte wordt het keramische materiaal verwijderd samen met de resterende slabs met behulp van een waterjet.



**Figuur 6 - Productieproces metaalschuim Bekaert**

Bekaert is naast ERG (Materials and Aerospace Corporation) en M-Pore de enige fabrikant die vol metaalschuim maakt, dit wil zeggen: waarbij de struts opgevuld zijn met metaal. Bij de meeste fabrikanten wordt er gewerkt met holle struts (via het metallisch sinteren [5]). Dit fabricageproces is eenvoudiger en het schuim goedkoper, maar zorgt wel voor een kleinere conductiviteit doorheen het schuim.

Andere fabrikanten van metaalschuim zijn: RMF (Recemat Metallic Foams), Porvair, Alulight, Mitsubishi Materials... RMF maakt schuim via elektrochemisch proces [7].

### 1.3.2 Kenmerken

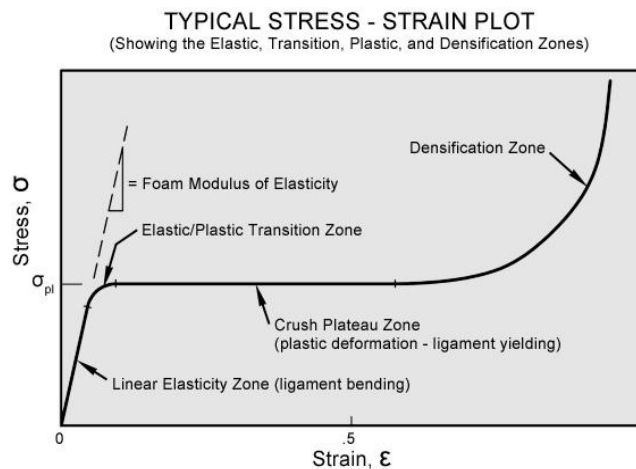
Metaalschuim heeft vele fysische en mechanische eigenschappen. In wat volgt worden een paar kenmerken opgenoemd. Deze lijst is evenwel geenszins compleet:

- Lage dichtheid (en dus laag gewicht) door hoge porositeit
- Hoge stijfheid
- Hoge energieabsorptie (zie Figuur 7: zeer grote oppervlakte onder de curve i.v.m. trek-rek diagram van aluminium)
- Hoge effectieve thermische conductiviteit, gecombineerd met hoge permeabiliteit
- Hoge specifieke oppervlakte (tot  $10000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ )
- Nogal wat vormvrijheid bij het productieproces
- Hoge weerstand voor thermische schokken, slijtage, hoge temperatuur, vochtigheid enz.
- Zeer goede mixing van het fluïdum
- Zeer goede geluidsdempende effecten (door efficiënte opbreking van de geluidsgolven door de *struts*)

Grote verschillen met de trek-rek curve van aluminium volgen uit volgende in acht nemingen (empirische formules volgens ERG):

- $E_{\text{schuim}} = E_{\text{solid}} * \varepsilon^2$
- $Treksterkte_{\text{schuim}} = 0.58 * Treksterkte_{\text{solid}} * \varepsilon^{3/2}$

Waardoor de richtingscoëfficiënt kleiner wordt dan bij aluminium (verkleining van de elasticiteitsmodulus) en er dus meer energieabsorptie mogelijk is. De treksterkte wordt ook behoorlijk lager.

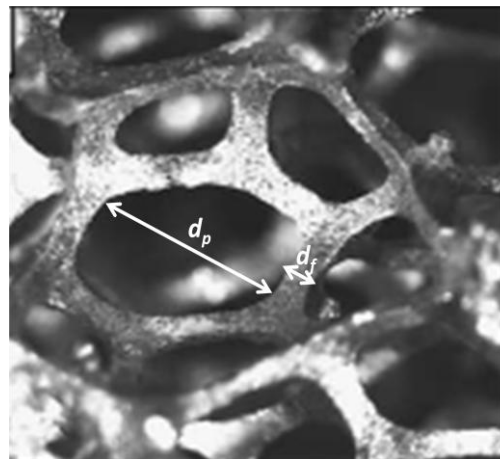


**Figuur 7 - Typisch trek-rek grafiek van metaalschuim**

### 1.3.3 Kengetallen

In de eerste plaats worden twee geometrische parameters besproken die via een microscoop kunnen opgemeten worden:

- $d_p$ : poriediameter, dit is de gemiddelde diameter van een porie
- $d_f$ : strutdiameter, dit is de *equivalente* diameter van een beentje aan het metaalschuim (zie Figuur 8). In realiteit is deze doorsnede - afhankelijk van de porositeit - eerder driehoekig, zodat de diameter gekozen wordt van een cilinder met gelijke doorsnede



**Figuur 8 - Aanduiding  $d_p$  /  $d_f$**

Het opmeten van deze geometrische parameters gebeurt meestal met een optische microscoop of met een SEM (Scanning Electronic Microscope), dewelke een zeer grote nauwkeurigheid hebben. Deze methoden zijn echter wel destructief. Een niet-destructieve methode is  $\mu CT$  [8]. Via deze scan worden er drie dimensionale beelden verzameld van het metaalschuim, met de bedoeling om daaruit de kenmerkende afmetingen (en periodieke celstructuur) te reconstrueren.

Deze vorige kengetallen worden ook wel de *microscopische kengetallen* genoemd.

Drukval en warmteoverdracht worden eenvoudiger beschreven door te werken met *macroscopische kengetallen*:

- permeabiliteit  $K$ : is een materiaaleigenschap die beschrijft in welke mate een vaste stof een andere stof doorlaat. Deze grootheid wordt meestal uitgedrukt in  $m^2$ . Alhoewel er soms ook  $mD$  wordt gebruikt: milli-Darcy (de wet van Darcy beschrijft de stroming door stoffen en permeabiliteit is natuurlijk hiervan afgeleid).  $1 mD$  staat voor  $10^{-12} m^2$
- inertiecoëfficiënt  $C$ : is de mate van weerstand dat een fluïdum ondervindt bij het doorstromen van een materiaal. De eenheid ervan is  $1/m$
- porositeit  $\varepsilon$ : is een maat voor hoeveel poriën het materiaal bevat. Deze grootheid wordt berekend door de verhouding te nemen van het volume ingenomen door het fluïdum t.o.v. het totale volume ingenomen door metaalschuim en fluïdum (volledige blok metaalschuim). Deze formule wordt hieronder verder uitgewerkt i.f.v. massa en massadichtheid:

$$\varepsilon = \frac{V_{totaal} - V_{metaalschuim}}{V_{totaal}} = 1 - \frac{\frac{m_{metaalschuim}}{\rho_{metaalschuim}}}{V_{totaal}} \quad (1.1)$$

De  $m_{metaalschuim}$  kan gewoon opgemeten worden. De massadichtheid is gekend.

- specifieke oppervlakte  $A_s$ : deze is voor metaalschuim helemaal niet zo eenvoudig te berekenen, maar niettemin van groot belang. Deze grootheid kan achteraf (via experimentele metingen) berekend worden. In de literatuur werd er wel al onderzoek gedaan achter correlaties om  $A_s$  voor experimenten te kennen. De specifieke oppervlakte zal bepalen hoeveel warmteoverdracht er mogelijk is.

Merk op dat permeabiliteit en inertiecoëfficiënt stromingsparameters zijn, terwijl porositeit een structurele parameter is. Deze kengetallen zijn veel moeilijker op te meten. Ze beschrijven niet te min (ook) het volledige metaalschuim.

Verder worden er in deze thesis nog een paar andere typische grootheden gebruikt:

- PPI: *Pores Per linear Inch*. Dit is de grootheid die producenten altijd opgeven. De waarden liggen meestal tussen de 10 en 40 PPI. Alhoewel er kan gegaan worden tot 100 PPI. Deze grootheid kan niet eenduidig bepaald worden: bij metaalschuim kan er in 3 dimensies gekozen worden waar de inch gemeten wordt. Bij gevolg wordt deze grootheid - alhoewel telkenmale opgegeven - niet meer opgemeten en gewoon 'op het zicht' bepaald. PPI wordt ook vaak porie dichtheid genoemd. In Figuur 9 kunnen de duidelijke verschillen in PPI waargenomen worden.
- Voor de volledigheid wordt ook het bestaan vermeld van de compressiefactor  $M$ . Metaalschuim kan gecomprimeerd worden, hierdoor zal de dichtheid stijgen (porositeit dalen) en wordt er een grotere sterkte bekomen. Omdat meer materiaal op elkaar zit, zal er dus ook meer warmteoverdracht plaats hebben, weliswaar met grotere drukval. Op deze manier kan het ook beter gebraseerd worden.



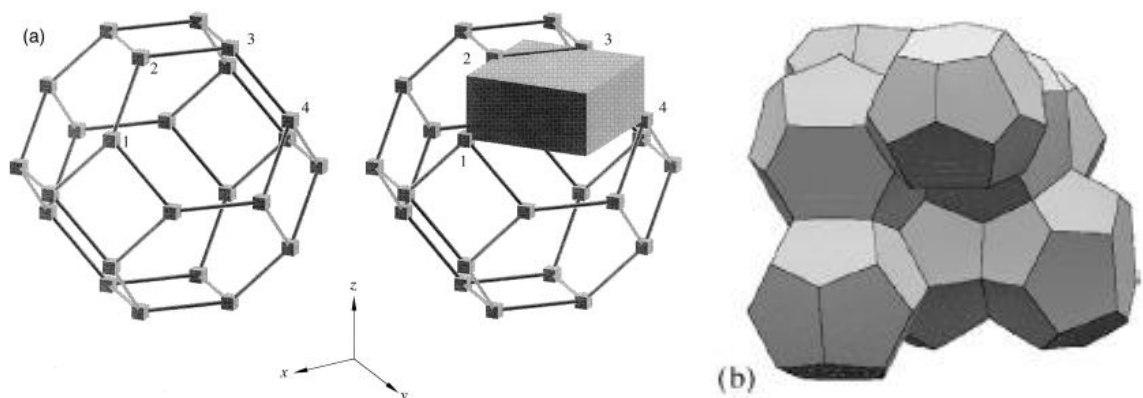
Figuur 9 - Metaalschuim met verschillende porie densiteit

### 1.3.4 Vereenvoudigde modellen

Zoals al wel is opgevallen hebben metaalschuimen als nadeel dat ze zeer moeilijk te berekenen zijn. Ze zijn dus zeer moeilijk analytisch te manipuleren. De specifieke oppervlakte bijvoorbeeld is a priori niet gekend. Er kan niet op voorhand gezegd worden hoe sterk de menging zal zijn bij een bepaalde porositeit.

De structuur van metaalschuim zal dus sowieso vereenvoudigd moeten worden (indien de rekentijd moet beperkt worden). In de literatuur worden er verschillende modellen gebruikt om metaalschuim te modelleren. Lord Kelvin [9] heeft geponeerd dat de optimale oppervlakte voor de vormgeving van een gegeven volume een *tetrakaidecahedron* is omwille van zijn minimale oppervlakte energie. Het is bijgevolg een goede benadering van de natuurlijke vorm die het schuim aanneemt. Deze vorm vervult de Plateau-voorwaarden voor schuimmembranen en wordt ondermeer gebruikt door Boomsma voor zijn berekening van de effectieve conductiviteit [10]. Het is opgebouwd uit zes vierkanten en acht zeshoeken.

Langs de andere kant (*na* Lord Kelvin) vonden Weaire en Phelan dat een andere optimale (minimale) vorm een combinatie is van 6 tetrakaidecahedra en 2 niet-regelmatige dodecahedra. Deze vorm zou een oppervlakte energie hebben die 0.3% lager is dan het Lord Kelvin model (zie Figuur 10). Dit model wordt het WP-model genoemd en wordt regelmatig in de literatuur gebruikt.



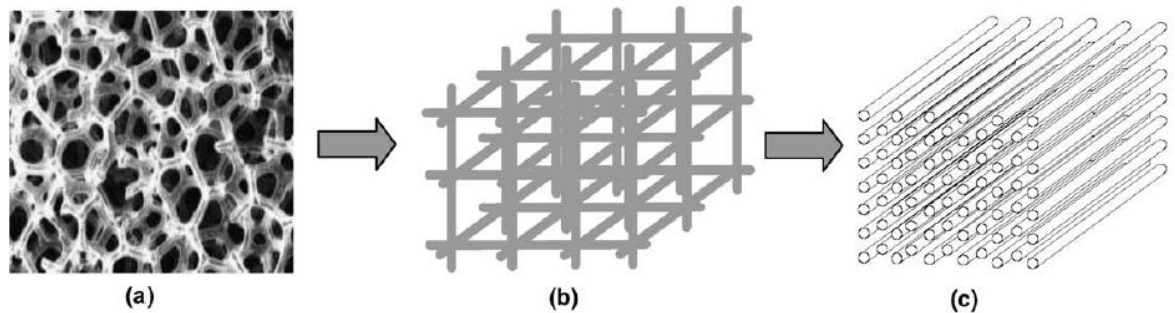
Figuur 10 - Vereenvoudigde modellen: Tetrakaidecahedron (links) - WP model (rechts) [9]



Edouard et al. [11] hebben nog andere modellen opgemerkt in de literatuur zoals een dodecahedron en een polyhedra model. Er wordt ook onderscheid gemaakt in de vorm aan het uiteinde van de beentjes. Soms worden die knopen voorgesteld als vierkantjes (zoals bij Figuur 10), soms als cirkels.

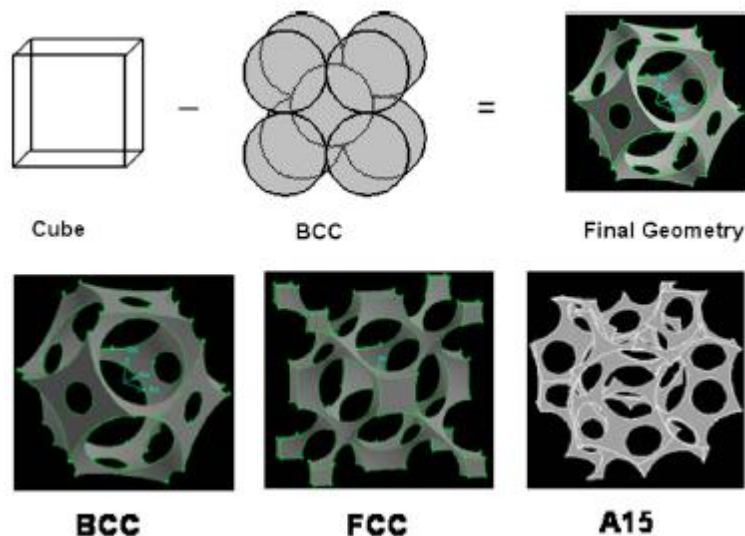
Ghosh [12] heeft voor zijn warmteoverdrachtsberekeningen gebruik gemaakt van een kubische eenheidscel (zie Figuur 11b).

Dukhan et al. [13] hebben gewerkt met een *bank of cylinders*. Wat nog een grotere vereenvoudiging is t.o.v. de kubische cel representatie.



**Figuur 11 - Vereenvoudigde modellen: kubische eenheidscel (b) - bank of cilinders (c) [13]**

Andere mogelijkheden zijn BCC, FCC of A15 eenheidscellen. De modellen zien er dan als volgt uit:

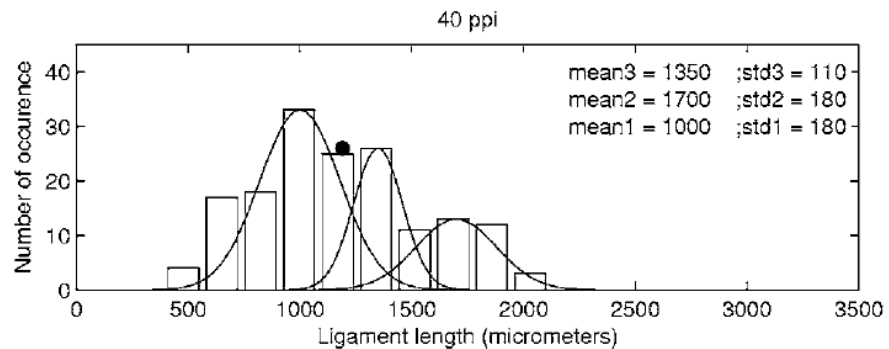


**Figuur 12 - Vereenvoudigde modellen: BCC - FCC en A15 eenheidscel [14]**

Krishnan et al. [14] hebben bestudeerd welke van deze drie modellen het best de experimenten benadert. Opmerkelijk is dat deze studie gebeurd is zonder dat er een geometrische parameter achteraf moest ingevuld worden om aan de experimentele waarden te voldoen (in tegenstelling tot andere studies). De frictiefactor alsook het Nusselt getal worden vrij goed voorspeld door alle drie de modellen voor porositeiten > 89%. Enkel het BCC en het A15 modellen voorspellen de thermische conductiviteit op een juiste manier. De auteurs besluiten met de grote noodzaak naar experimentele resultaten voor porositeiten lager dan 89%, dus eigenlijk in het tussengebied (60-89 %). Verder merken de auteurs op dat de effectieve thermische conductiviteit sterk afhankelijk is van de

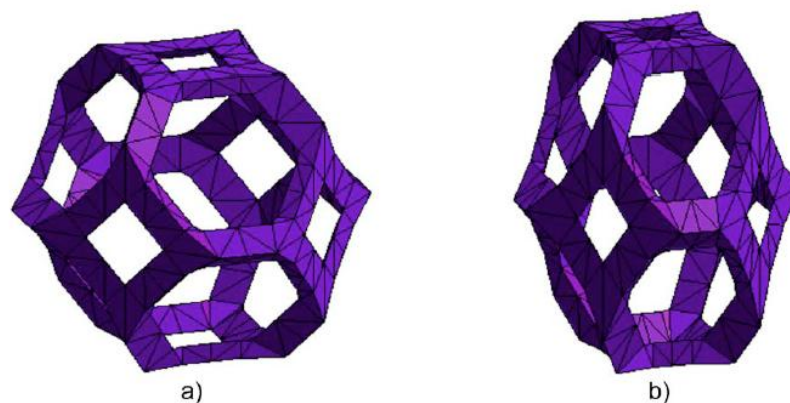
weerstand aan de ligamenten van het metaalschuim. Indien de conductiviteit op een accurate manier wil beschreven worden, dan zal nog meer onderzoek moeten gebeuren naar de oppervlakte/lengthe verhouding van de dwarsdoorsnede van het ligament.

Tot nu toe zijn er alleen nog maar isotrope structuren/modellen besproken. Perrot et al. [8] tonen echter aan dat metaalschuim eerder een orthotroop model vormt. Dit bewijzen de auteurs door op vier verschillende schuimen  $\mu CT$  scans uit te voeren, met de bekomen resultaten wordt er een 3D model gevormd en wordt bv. de ligamentlengthe opgemeten. Als resultaat wordt volgende figuur bekomen (Figuur 13):



**Figuur 13 - Verdeling van de verschillende opgemeten ligament lengtes voor een 40 PPI-schuim [8]**

Hieruit blijkt dat de lengte van de ligamenten drie verschillende distributies vertonen. Dit wil zeggen dat eerder een ellipsvormig model zal bekomen worden (orthotroop) dan een isotroop model, zoals de tetrakaidecahedron (zie Figuur 14).



**Figuur 14 - Verschil tussen een isotroop (tetrakaidecahedron) en orthotroop model [8]**

Het orthotrope model beschrijft ook beter de experimentele resultaten [8].

### 1.3.5 Toepassingen

In de literatuur worden tal van toepassingen met metaalschuim opgenoemd, wat duidt op de potentie van het materiaal. Om specifiek te zijn worden er hieronder 3 frappante toepassingen uitgehaald.

Hsieh et al. [15] hebben onderzoek verricht naar *heat sinks*. Ze onderzochten zes aluminiumschuimen (porositeit: 0.87 - 0.96, PPI: 10 - 40) en hebben vooral gekeken naar de invloed van de porositeit, PPI, lichtsnelheid en het fenomeen van - het al dan niet hebben - van een thermisch onevenwicht. Zo is gebleken dat de warmteoverdracht zal stijgen bij stijging van PPI en porositeit. Stijging van PPI en porositeit zal ook het effect van thermisch onevenwicht verminderen. De onderzochte configuratie betrof een opstelling van een *heat sink* om processoren te koelen. Waarschijnlijk zijn *heat sinks* de eerste grootschalige toepassing van metaalschuim.

De Jaeger [16] heeft een nieuwe waterkoeling ontwikkeld voor een raceauto. De auteur heeft zich de vrijheid genomen om de volledige koeler te herontwerpen totdat deze optimaal was voor metaalschuim (W vorm). Zo kon het warmtewisselend oppervlak veel groter worden, met evenwel een penalisatie van 20%, veroorzaakt door de veranderende invalshoek van de luchtstroming. Dit alles had een 50% stijging van de warmteoverdracht als resultaat. De auteur maakt als kanttekening dat het oorspronkelijke design met louvered fins nu ook zou moeten geoptimaliseerd worden vooralleer definitieve conclusies te trekken.

Een andere toepassing wordt gebruikt door TAL (Technical Architectural Lighting) in LED-verlichting. Deze Light Emitting Diodes dissiperen natuurlijk veel warmte, waardoor efficiënte koeling noodzakelijk is. TAL gebruikt hiervoor metaalschuim van Bekaert, hierdoor wordt de levensduur opgetrokken tot 50000 uren [17].

Verder worden er in de literatuur tal van andere toepassingsgebieden aangehaald voor metaalschuim (met en zonder succes) [18]: cryogene toepassingen, multifunctionele warmtewisselaars, verbrandingskamers, bekledingen voor gebouwen, petroleum reservoirs, luchtgekoelde condensatoren, warmtepijpen, geluidsabsorbers enz.

### 1.4 Dimensieloze groepen

Om de warmteoverdracht uit te drukken los van de proefstelling wordt er gebruik gemaakt van dimensieloze groepen. Op deze manier kan er een betere vergelijking gemaakt worden tussen verschillende warmtewisselaars, met verschillende stromingspatronen en/of werkingsfluida.

- Het Reynoldsgetal  $Re$  is het belangrijkste getal uit de stromingsleer. Het is de verhouding van de inertiekrachten op de visieuze krachten.

$$Re = \frac{\rho v L_{kar}}{\mu} \quad (1.2)$$

Bij deze formule dient er evenwel een kanttekening gemaakt te worden.  $L_{kar}$  staat hier voor een karakteristieke lengte (waarbij de inwendige stroming doorgaans gerefereerd wordt op de binnendiameter en de uitwendige stroming op de buitendiameter). In de literatuur wordt er echter gebruik gemaakt van verschillende definities van het Reynoldsgetal [19]. In de meest wijdverspreide definitie wordt gebruik gemaakt van  $d_p$  als karakteristieke lengte. Deze diameter is relatief gemakkelijk op te meten, het lijkt dus een goede beschrijving. Ook  $d_f$  of  $d_{hyd}$  (de hydraulische

diameter van het kanaal met metaalschuim) kan gebruikt worden als karakteristieke lengte. Alhoewel  $d_f$  moeilijk te meten is [16], wordt het ook aangeraden als karakteristieke lengte aangezien  $d_f$  belangrijk is voor het opbreken van de wervels. De typische ruimte waar deze wervels zich kunnen ontwikkelen is  $d_p$ , met als vuistregel  $d_p \approx 10d_f$ .

Vaak wordt ook  $\sqrt{K}$  of  $\frac{\sqrt{K}}{\epsilon}$  gebruikt. Deze bevatten immers informatie over het viciuze deel van de stroming.  $K$  heeft eigenlijk enkel betekenis bij lage Reynoldsgetallen (in de wet van Darcy). Bij hogere Reynoldsgetallen wordt de permeabiliteit moedwillig snelheidsafhankelijk gemaakt. Juist daarom wordt het niet aangeraden om  $\sqrt{K}$  te gebruiken als karakteristieke lengte, deze definities zijn dus enkel bruikbaar voor Darcy-stroming (lage Reynolds).

Andere auteurs gebruiken dan weer  $K * C$  als karakteristieke lengte, maar deze kan niet gebruikt worden om kwalitatief iets te zeggen over de structurele beïnvloeding van het metaalschuim op de stromingsparameters.

- Het Prandtlgetal is de verhouding van de kinematische viscositeit op de thermische diffusiviteit. Het Prandtlgetal is enkel afhankelijk van de stroming en niet van een karakteristieke lengte

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (1.3)$$

- Het Nusseltgetal is de verhouding van de convectieve tot de conductieve warmteoverdracht. Voor gedwongen convectie is het Nusseltgetal een functie van  $Re$  en  $Pr$

$$Nu = \frac{h L_{kar}}{k} \quad (1.4)$$

- De Colburn j-factor combineert deze 3 getallen. Men kan deze eventueel gebruiken in een performatiefactor (later meer hierover), aangezien deze factor onafhankelijk is van  $L_{kar}$

$$j = \frac{Nu}{Re Pr^{\frac{1}{3}}} \quad (1.5)$$

- Het Richardson-getal is algemeen de verhouding van potentiële tot kinetische energie. In convectieve warmteproblemen drukt deze de verhouding van natuurlijke op gedwongen convectie uit ( $\beta$  staat voor de thermische expansie coëfficiënt).

$$Ri = \frac{g \beta (T_{hot} - T_{ref}) L_{kar}}{\nu^2} \quad (1.6)$$

- Het getal van Peclet is de verhouding van convectieve op conductieve warmteoverdracht

$$Pe = Re * Pr = \frac{LV}{\alpha} = \frac{LV \rho c_p}{k} \quad (1.7)$$

## 1.5 Doel

Het doel van de thesis bestaat erin de thermohydraulische aspecten te onderzoeken in een Daikintoepassing. Daikin onderzoekt of metaalschuim toepassing kan vinden in één van hun warmtewisselaars. Het is de bedoeling om de prestatie van de huidige *cross-flow* warmtewisselaar met *adapted inclined louvered fins* te vergelijken met diezelfde warmtewisselaar met vinnen van metaalschuim. Hiervoor dient er een gepaste prestatiefactor gedefinieerd te worden. De prestaties worden achterhaald langs experimentele weg.

In de eerste fase van de thesis zal de prestatie van de warmtewisselaar met *louvered fins* opgemeten worden. Hiervoor moet een geschikte proefopstelling gemaakt worden en dient er rekening gehouden te worden met het toepassingsgebied van Daikin: de warmtewisselaar wordt getest met luchtsnelheden tussen 1 en 3 m/s.

De berekeningen zullen gedaan worden via de  $\varepsilon - NTU$  methode en worden gecontroleerd met de de *LMTD*-methode. De warmtewisselaar wordt beschouwd als een black box (*lumped model*).

In de tweede fase wordt de metaalschuim warmtewisselaar onderzocht. In het metaalschuim zullen er gaten gemaakt worden en vervolgens worden de buizen via een expansieproces vastgezet. Het metaalschuim wordt ons aangereikt door Bekaert.

Het uiteindelijke doel om is beide warmtewisselaar te vergelijken t.o.v. een goed gekozen prestatiefactor. Deze prestatiefactor dient zeker warmteoverdracht en drukval in rekening te brengen. Op deze manier kan er een mooie vergelijking gemaakt worden tussen de twee soorten vinnen en een besluit geformuleerd worden voor Daikin en Bekaert.

Om het geheel te onderbouwen wordt er een uitgebreide literatuurstudie gemaakt rond metaalschuim (in warmtewisselaars).

Aangezien er nog weinig tot geen publicaties zijn over metaalschuim als vinnen op buizen is deze thesis waardevol.

## Hoofdstuk 2

### Literatuurstudie

In de literatuur zijn er drie grote categorieën waar er onderzoek in gebeurd is of nog onderzoek naar verricht wordt [18]:

- correlaties gebaseerd op de micro-eigenschappen van metaalschuim
- correlaties gespecialiseerd voor metaalschuim tube warmtewisselaars
- correlaties gespecialiseerd voor metaalschuim channel warmtewisselaars

Er werd over alle drie de categorieën artikelen gelezen. In wat volgt wordt de essentie aangehaald.

#### 2.1 Drukval

Allereerst is het essentieel om te wijzen op het belang van drukval. De grootte van deze drukval zal in grote mate de optimalisatie bepalen van de warmtewisselaar, met name de begroting van de ventilator. Het zal dus in grote mate de energie-input bepalen.

##### 2.1.1 Van Darcy tot Forchheimer

Zoals reeds eerder aangehaald beschreef Darcy als eerste poreuze media (1856): *a bed of packed spheres*. De auteur beschreef de drukval als een lineaire functie van de snelheid en permeabiliteit. Dit staat nu bekend als de wet van Darcy:

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{\mu}{K} v_{darcy} \quad (2.1)$$

Ondertussen hebben talloze wetenschappers verbeteringen aangebracht aan de oorspronkelijke publicatie [4]. Zo heeft Hazen in 1893 het effect van temperatuurvariatie in rekening gebracht. Die variaties zijn door Krüger in 1918 gelinkt aan de viscositeit. De toevoeging van de kwadratische term (experimenteel onderzoek toonde aan dat die noodzakelijk was) werd geponeerd door Dupuit.

Ten onrechte werd de kwadratische formule toegeschreven aan Forchheimer (omwille van het vele onderzoek dat hij verricht heeft op poreuze materialen), alhoewel ze ook vaak de Hazen-Dupuit-Darcy vergelijking wordt genoemd.

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{\mu}{K} v_{darcy} + \rho C v_{darcy}^2 \quad (2.2)$$

$v_{darcy}$  wordt berekend door het volumetrisch debiet te delen door de crosssectie.

Deze twee drukval vergelijkingen dienen wel naast elkaar gebruikt te worden. Wanneer de drukval de Darcy-vergelijking volgt, dan wordt er gezegd dat de stroming in Darcy-regime verkeerd. Bij hogere snelheden komt de Forchheimer vergelijking beter overeen met de experimentele resultaten.

Wanneer het Darcy regime wordt verlaten, is redelijk onduidelijk. Het artikel van Dukhan [20] haalt du Plessus en Woudberg aan. Zij vonden een kritisch Reynoldsgetal waarop de stroming overgaat naar kwadratisch regime:

$$Re_c = \frac{50.8 \varepsilon (1-\varepsilon)^{1/3}}{c_d [1-(1-\varepsilon)^{1/3}]} \quad (2.3)$$

Waarbij  $c_d = 1.9$  en het Reynoldsgetal gebaseerd is op  $d_p$ . Deze formule kan gebruikt worden voor  $1 < Re_c < 10$  (grenslaagvorming begint bij  $Re_c$ , ervoor zit men in Darcy-regime).

Het is natuurlijk niet zo dat de overgang abrupt gebeurt. Er dient dus nog een derde regime gedefinieerd te worden: het transitieregime. In deze transitiezone wordt de *vormdrag*-coëfficiënt geleidelijk aan groter.

Het is niet zo eenvoudig om de kengetallen K en C te berekenen. Er zijn een aantal mogelijkheden, te vinden in o.a. [21]:

- Het quotiënt  $\frac{\Delta p}{LV}$  kan uitgezet worden in functie van de Darcy snelheid:

$$\frac{\Delta p}{LV} = A + B * V \quad (2.4)$$

Hierbij kunnen A en B gewoon afgelezen worden uit de grafiek. K en C worden dan berekend door te vergelijken met de Forchheimer-vergelijking.

- Gebruik een uniforme eenheidscel, zo kan alles numeriek uitgerekend worden. Deze werkwijze werkt enkel als het schuim niet gecompriëerd is.
- Dukhan heeft verder in het artikel zelf correlaties opgesteld voor K en C i.f.v. de porositeit en enkele empirische constanten:

$$K = a_1 \exp(b_1 \varepsilon) \quad (2.5)$$

$$C = a_2 \varepsilon + b_2 \quad (2.6)$$

De empirische constanten staan opgegeven in tabellen. De correlatie van de permeabiliteit vertoont goede overeenkomsten. De correlatie voor C faalt voor één van de twee vergelijkende datasets.

- Bonnet et al. [19] hebben aangetoond dat K en C respectievelijk proportioneel zijn met  $d_p^2$  en  $d_p^{-1}$ , als en slechts als de porie groot genoeg is.
- Gebruik een Ergun-model (welke K en C beschrijft als functie van de porositeit)

### 2.1.2 Ergun model

Het Ergun model is een volledig alternatief voor de Forchheimer vergelijking. De drukval door poreuze media wordt beschreven in functie van de porositeit ( $\varepsilon$ ) en een geometrische lengteschaal ( $d_{par}$ ) [22]:

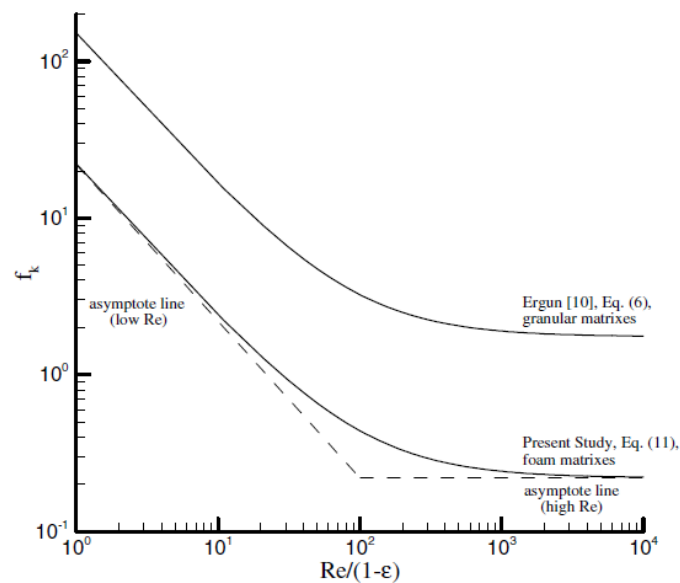
$$\frac{\Delta p}{L} = 150 * \frac{(1-\varepsilon)^2 \mu}{\varepsilon^3 d_{par}^2} V + 1.75 * \frac{(1-\varepsilon) \rho}{\varepsilon^3 d_{par}} V^2 \quad (2.7)$$

De kinetische frictiefactor (een veelgebruikte schaling voor de drukval) wordt gedefinieerd als volgt:

$$f_k = \left( \frac{\varepsilon^3}{1-\varepsilon} \right) \frac{\left( \frac{\Delta p}{L} \right) \left( \frac{1}{\sigma} \right)}{\rho V^2} \quad (2.8)$$

Oorspronkelijk werd deze vergelijking opgesteld voor *a bed of packed spheres*. Hierbij werd de drukval (frictiefactor) een stuk hoger bevonden dan bij hoog poreuze materialen omwille van hun grotere natte oppervlakte (zie Figuur 15). De  $d_{par}$  werd dan gelijkgesteld aan de diameter van de equivalente cirkel.

In het geval van metaalschuim is dit niet zo triviaal. De microstructuur van het metaalschuim wordt bepaald door de porositeit, celgrootte, celvorm, de vormgeving van de ligamenten en hoe groot deze ligamenten zijn (lengte en diameter). Dit geeft veel moeilijkheden omdat deze best zo accuraat mogelijk geschreven worden, maar ook omdat er dient geweten te worden welke invloed deze (elk apart) hebben op de drukval.



**Figuur 15 - Frictiefactor versus Ergun coëfficiënt: vergelijking *bed of packed spheres* versus metaalschuim [22]**

Dukhan et al.[22] hebben een redering gevonden voor de bepaling van  $d_{par}$ . De eerste term in de rechterkolom van Ergun-drukval vergelijking stelt de vicieuze drag voor, terwijl de tweede term de *vormdrag* voorstelt. De eerste term moet dus afhankelijk zijn van de oppervlakte (waarop er aldus afschuivingkrachten werkzaam zijn). De oppervlakte van een cirkel is evenredig met het kwadraat van de diameter, dit verklaart waarom  $d_{par}$  gekwadrateerd wordt in het Ergun model. Vandaar dat Dukhan  $d_{par}$  gelijk neemt aan het omgekeerde van de oppervlaktedensiteit  $\sigma$ . De oppervlaktedensiteit is een puur structurele parameter en kan gemeten worden. Dit is één oplossing. Als lengteschaal kan er ook nog  $\sqrt{K}$  gebruikt worden (maar zoals gezegd, wordt dit niet aangeraden, want  $K$  is niet enkel afhankelijk van de structuur en is afhankelijk gemaakt van de snelheid bij hogere Reynoldsgetallen) of gewoon  $d_p$ .

Edouard et al. [11] beredeneren dat van  $d_p$ ,  $d_f$  en  $\varepsilon$  slechts 2 van de 3 onafhankelijk zijn. Op het eerste gezicht zou men dan of  $d_p$  of  $d_f$  kunnen gebruiken als karakteristieke lengte, maar uit het werk van deze auteurs blijkt dat als er wordt gewerkt met  $d_p$  als karakteristieke lengte dat de drukval volledig verkeerd wordt ingeschat. Met de standaard Ergun vergelijking raden de auteurs aan om met  $d_f$  te werken.

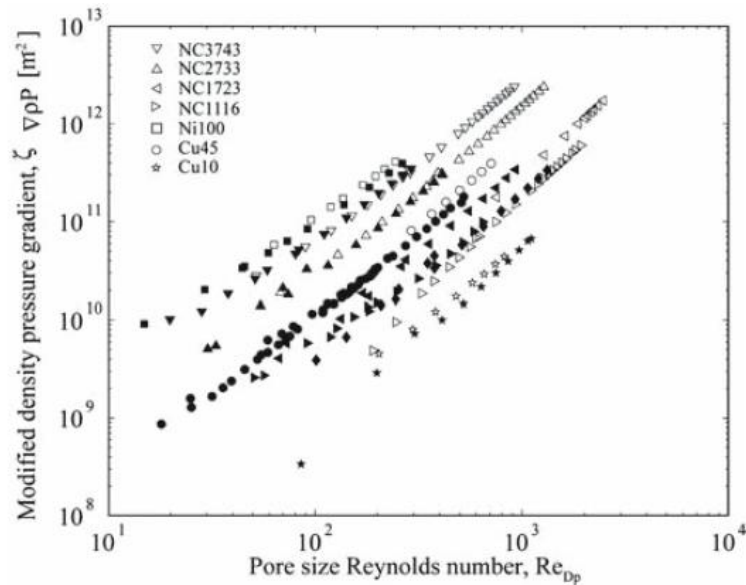


### 2.1.3 Afhankelijkheid van de drukval

Er zal geprobeerd worden om zoveel mogelijk afhankelijkheden (of juist onafhankelijkheden) op te noemen. Deze lijst is onvolledig en dient slechts beschouwd te worden als het belangrijkste overzicht.

#### A) *Fluidum*

Bonnet et al. [19] hebben voor verschillende soorten schuimen  $\xi_\alpha \frac{d\rho P}{dz}$  uitgezet t.o.v. het Reynoldsgetal.  $\xi_\alpha = -\frac{L}{\alpha \mu^2}$ , met  $\alpha = 1$  voor water en  $\alpha = 2$  voor lucht. In de grafiek stellen de zwartingekleurde figuren de resultaten met water als fluidum voor en de witgekleurde lucht.

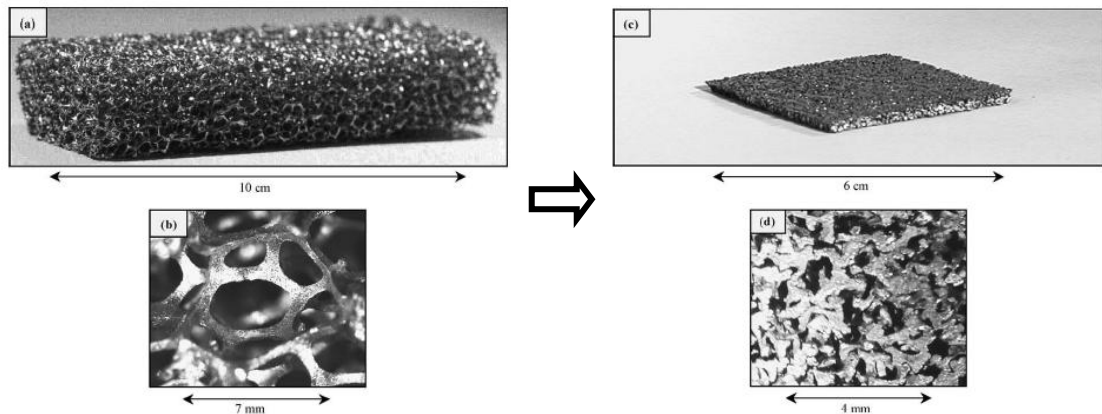


Figuur 16 - Afhankelijkheid van de drukval: Fluidum

Uit deze figuur wordt afgeleid dat het fluidum geen invloed heeft op de bepaling van de stromingsparameters. De auteur merkt op dat het soort fluidum wel effecten heeft voor de onzekerheid van  $K$  en  $C$  (*niet* op de grootte van beide kengetallen). Enkel *structurele* verschillen in de metaalschuimmatrix bepalen de stroomwet.

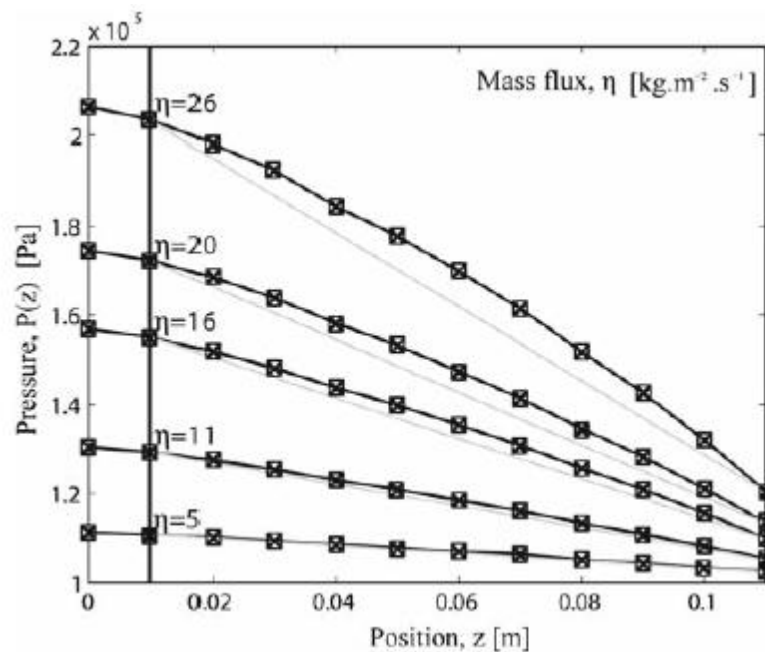
#### B) *Compressiefactor M*

Waarom het schuim gecomprimeerd wordt, is reeds eerder aangehaald. Het hoeft echter niet gezegd te worden dat met mate van compressie een grote invloed zal hebben op warmteoverdracht en drukval (zie Figuur 17 [4]). De celstructuur wordt immers radicaal gewijzigd.



Figuur 17 - Effect van comprimeren op celstructuur [4]

De compressiefactor zal dus een invloed hebben op de permeabiliteit en op de inertiefactor. Dit veroorzaakt ondermeer een niet-lineair effect van de druk i.f.v. de positie [19]:



Figuur 18 - Afhankelijkheid van de druk: Compressiefactor [19]

Hoe hoger de druk, hoe meer kromming er verkregen wordt. De specifieke invloed op het vergroten van de compressiefactor  $M$  in functie van de snelheid bijvoorbeeld, zal straks kunnen waargenomen worden. De porositeit is afhankelijk van de compressiefactor door volgende formule:

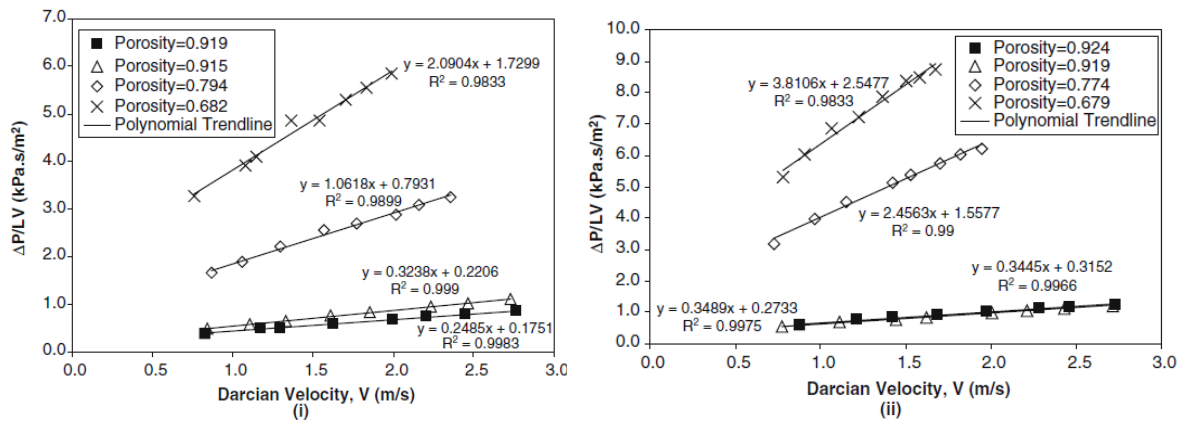
$$\varepsilon_{compressed} = 1 - M(1 - \varepsilon_{uncompressed}) \quad (2.9)$$

Er moet dus met aandacht gekeken worden naar compressie. In een voorgaande thesis [23] bijvoorbeeld wordt het effect nagegaan van metaalschuim dat geplooid wordt rond buizen. Er bleek dat er afhankelijk van de schuimhoogte (tussen 4 en 8 mm) een compressiefactor kan ontstaan tussen resp. 1.22 en 1.05. De constructiewijze bij deze thesis is evenwel anders, toch moet erop gelet worden dat de manier waarop er gaten aangebracht worden in het schuim geen (grote) lokale compressie veroorzaakt.

### C) Porositeit en PPI

In deze thesis zullen deze twee, net zoals dat in de meeste literatuur gebeurt, samen behandelen worden.

Dukhan [21] heeft in totaal 9 commercieel beschikbare schuimen getest. In zijn opstelling wordt het metaalschuim in een kanaal geschoven en wordt dit schuim aangestroomd met uniforme lucht. De resultaten worden geplott in functie van de snelheid:



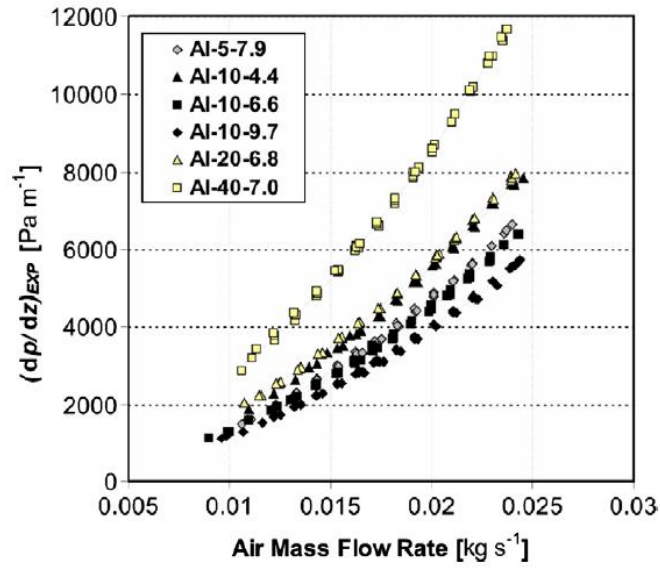
Figuur 19 - Resultaat drukval: 10 PPI (links) - 20 PPI (rechts) [21]

De afhankelijkheden hieruit zijn:

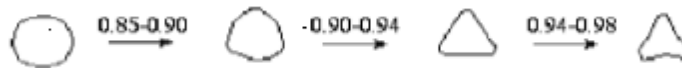
- als de snelheid stijgt, stijgt de drukval
- als de porositeit daalt, stijgt de drukval
- als de PPI stijgt, stijgt de drukval

Bij hogere porositeit ( $\varepsilon > 90\%$ ) heeft een verandering in porositeit een kleinere invloed bij 20 PPI schuim. Dukhan heeft ook nog een schuim van 40 PPI getest, deze heeft een nog hogere drukval. Dit kan uitgelegd worden door het feit dat de oppervlaktedensiteit  $\sigma$  veel groter is een voor 40 PPI schuim, dan voor een 10 PPI schuim.

Mancin et al. [24] hebben 6 metaalschuimen getest. Ze kwamen tot een verrassend resultaat. Zoals te zien is in Figuur 20 hebben de drie 10 PPI metaalschuimen bij laag massadebiet quasi dezelfde drukval. Bij hoger massadebiet blijkt dat het schuim met de hoogste porositeit (Al-10-4.4; porositeit: 0.956) een hogere drukval heeft, dan het schuim met de kleinste porositeit (Al-10-9.7; porositeit: 0.903). Een significant verschil van 30%. De auteurs beweren dit ook in hun conferentiepapier [25]. Dit lijkt vreemd omdat Mancin eigenlijk hierdoor beweert dat er met minder materiaal meer drukval is. De auteurs proberen dit verschil uit te leggen door te kijken naar de vorm van de ligamenten. Door de porositeit te laten stijgen, daalt de hoeveelheid vast materiaal en dus ook de ligament dikte. De dwarssectie van het ligament zal dan veranderen van circulair naar driehoekig (zie Figuur 21). Deze verandering in dwarssectie kan verantwoordelijk zijn voor een extra *vorm drag* die meer en meer in belang toeneemt als het massadebiet toeneemt. Of deze analyse correct is, valt te betwijfelen (cfr. wat in de literatuur algemeen wordt aangenomen).

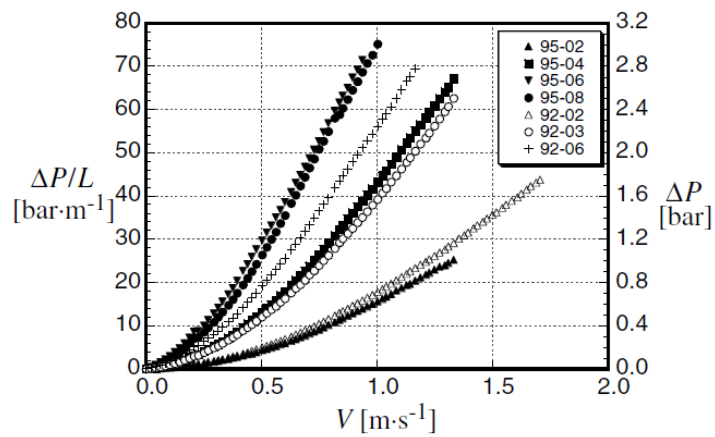


Figuur 20 - Afhankelijkheid van porositeit (10 PPI vergelijking) [24]



Figuur 21 - Afhankelijk van de porositeit: verschillende doorsneden van de ligamenten [26]

Als laatste wordt de compressiefactor nog eens aangeraakt [4]. De experimenten worden hier uitgevoerd met water. De auteurs besluiten dat comprimeren de drukval significant verhoogt en het dus niet toepasbaar maken voor luchttoepassingen.



Figuur 22 - Link met compressiefactor [4]

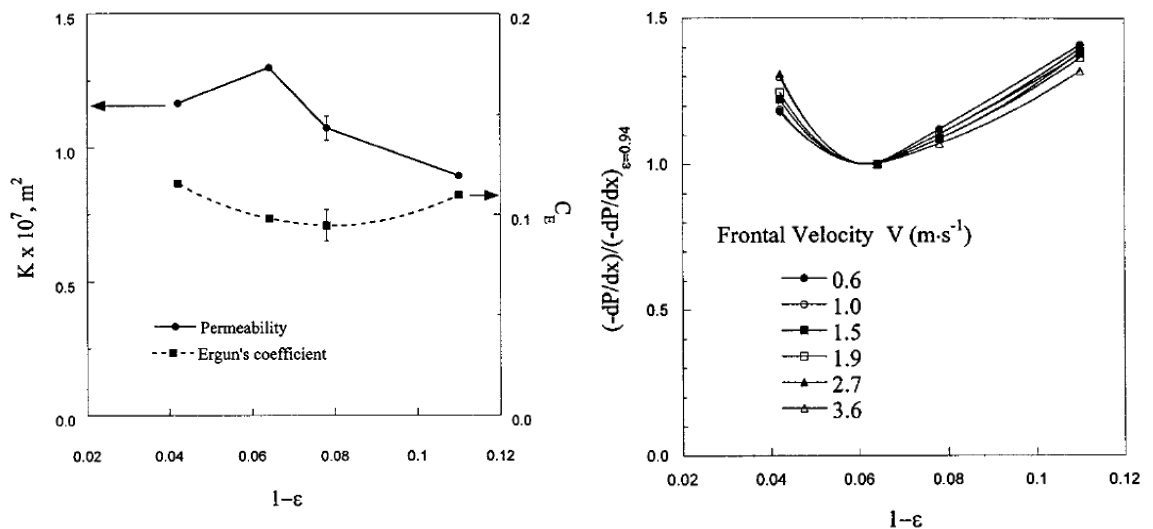
### D) Permeabiliteit $K$ en inertiefactor $C$

Permeabiliteit en inertiefactor hebben rechtstreeks invloed op de drukval, via de algemeen aanvaarde formule van Forchheimer.

Hiervoor werd al beschreven hoe  $K$  en  $C$  kunnen bepaald worden (direct en indirect via backcalculating). Er werd ook reeds genoteerd dat  $K$  en  $C$  afhankelijk zijn van de porositeit [18]. Invloeden op de porositeit hebben dus invloed op  $K$  en  $C$ , en dus op de drukval.

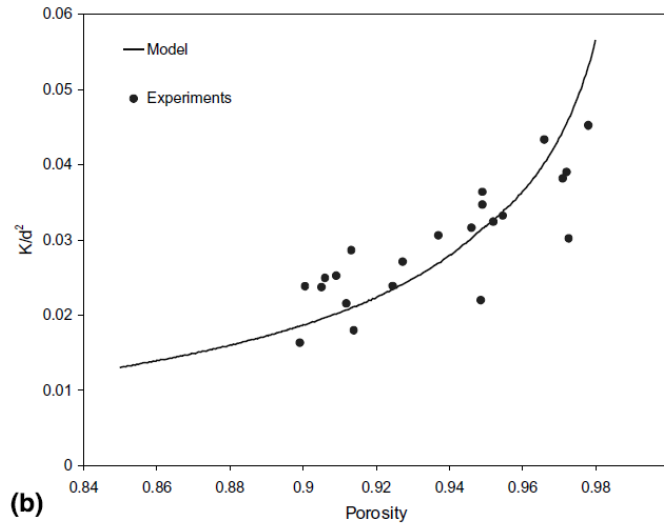
Zo vinden Paek et al. [27] dat de permeabiliteit inderdaad een verloop vertoont in functie van de porositeit en dat het zelfs een maxima vertoont voor  $\varepsilon = 94\%$ . Dit houdt in dat de drukval daar een minima zal vertonen (zie Figuur 23,  $C_E$  in de figuur staat voor de Ergun coëfficiënt in de formule  $-\frac{dp}{dx} = \frac{\mu}{K} v + \frac{\rho C_E}{\sqrt{K}} v^2$ ).

Kim et al. [28] noteren ook al dat voor een 20 PPI schuim de permeabiliteit evenredig is met  $(1 - \varepsilon)^2$  en een piek toont voor  $\varepsilon = 94\%$ .



Figuur 23 - Permeabiliteit i.f.v. porositeit (links) - relatie met drukval (rechts) [27]

Dit is raar in vergelijking met wat er verteld is geweest bij het puntje over porositeit en PPI. Bhattacharya et al. [26] merken deze rariteit ook op. De auteurs merken echter op dat Paek et al. hiervoor geen analyse of fysische verklaringen hebben gegeven. Bhattacharya et al. hebben de permeabiliteit  $K$  berekend via beschreven vergelijkingen van Du Plessis ( $\frac{K}{d^2} = \frac{\varepsilon^2}{36\chi(\chi-1)}$ ) en vinden een *stijgende* trendlijn (zie Figuur 24).  $K$  zou moeten stijgen met de porositeit en in het ultieme geval dat  $\varepsilon = 1$  zou  $K \approx \infty$ , aangezien er dan gewoon geen metaalschuim meer is.

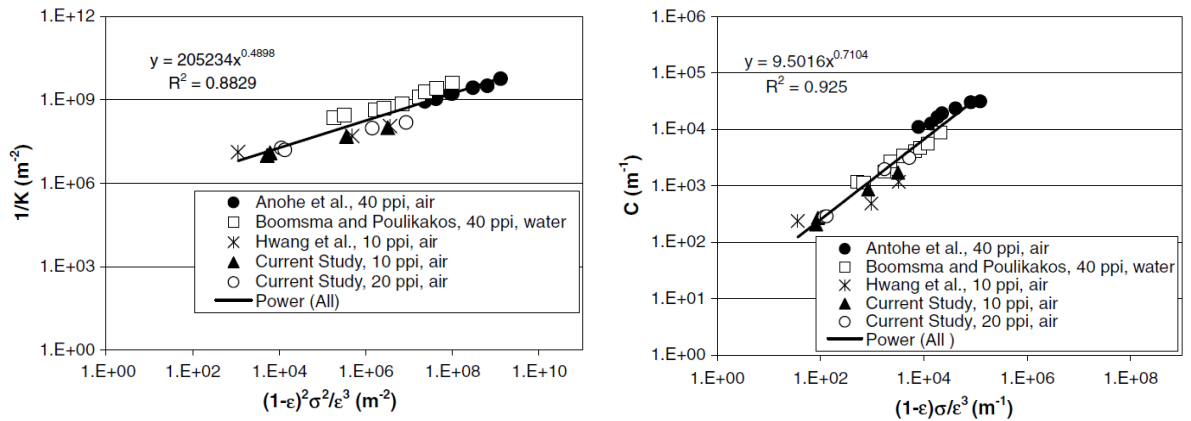


**Figuur 24 - Permeabiliteit du Plessis i.f.v. porositeit [26]**

Khayargoli et al. [7] merken daarentegen op dat zij geen expliciete afhankelijkheid zien van de porositeit (voor één van hun twee geteste schuimen). De auteurs merken ook op dat, indien het schuim homogeen is over de hoogte, er geen afhankelijkheid is tussen schuimhoogte en permeabiliteit. Uit wat hier neergeschreven staat en uit hetgeen in het puntje over poriediameter zal worden aangehaald, concluderen de auteurs dat verschillen in  $K$  en  $C$  waarden tussen 2 verschillende types schuimen (in dit artikel waren dat schuimen van verschillende fabrikanten) enkel afhankelijk zijn van de verschillen in microstructuur van de 2 schuimen.

Ook Liu et al. [29] zien geen eenvoudige correlatie tussen porositeit en  $K$  of  $C$ . Dit betekent dat  $K$  en  $C$  niet alleen afhankelijk zijn van de porositeit.

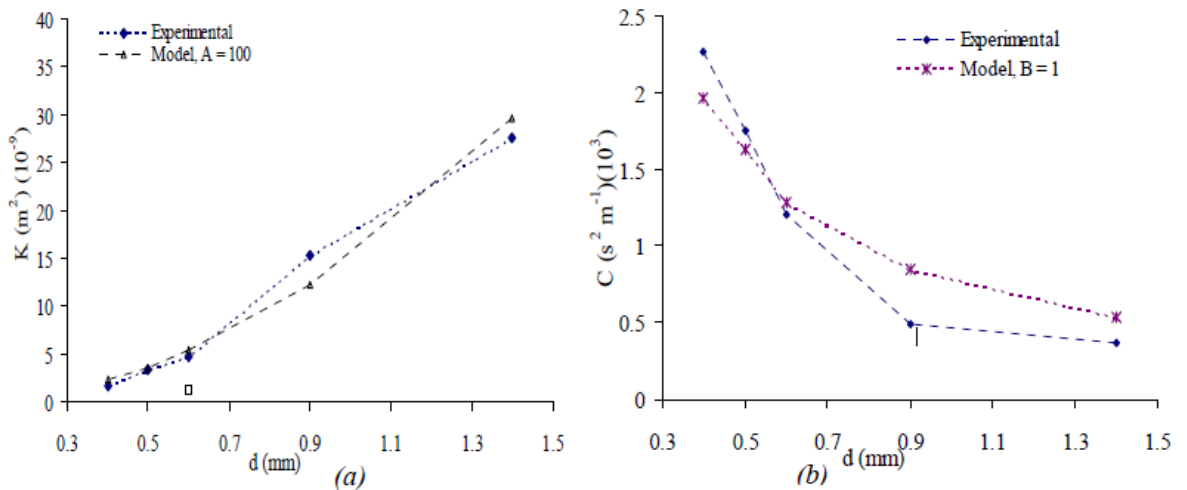
Dukhan et al. [22] werken met de Ergun vergelijking en vergeleken hun resultaten met resultaten uit de literatuur. Er wordt opgemerkt dat de resultaten redelijk goed fitten. Behalve deze met Boomsma, omdat deze auteur water als fluïdum gebruikten. De  $K$  waarden vertonen wat spreiding, wat niet zo ongewoon is en vaak wordt aangehaald in de literatuur. De spreiding tussen Antohe en Boomsma wordt ondermeer verklaard door het verschil in snelheidsrange. Boomsma gebruikte water tot 1.042 m/s, terwijl Antohe lucht gebruikte met snelheden tot 1.5 m/s. Merk ook op dat deze snelheden a priori redelijk laag zijn, waardoor er sowieso veel onnauwkeurigheid zit op  $K$  en  $C$ . Dukhan zelf werkt met snelheden tot 2 m/s



Figuur 25 - Ergun berekening van K en C - vergelijking met literatuurgegevens [22]

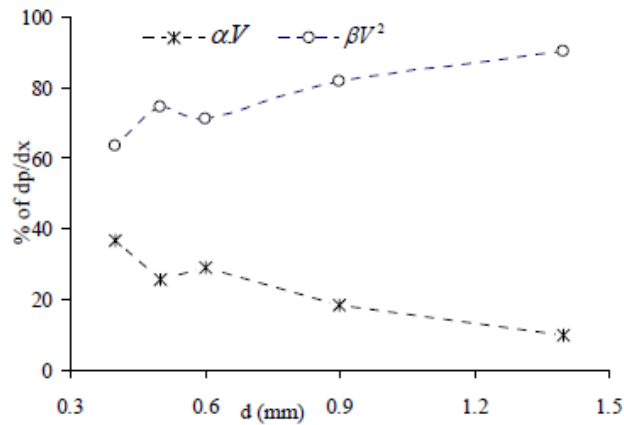
**E) poriediameter**

Er is een duidelijk verband vastgesteld tussen poriediameter en permeabiliteit K en tussen poriediameter en inertiefactor C [7]:



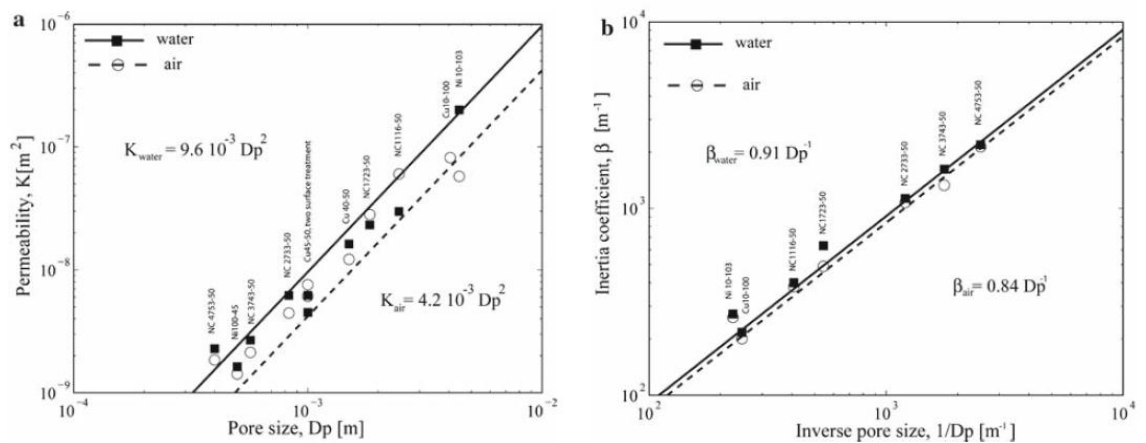
Figuur 26 - Verband K/C met poriediameter [7]

Afhankelijk van de poriediameter zal er dus een andere drukval verkregen worden. Khayargoli et al. [7] hebben ook beredeneerd i.f.v. de poriediameter welk kengetal (K of C) welke invloed heeft op de drukval. Voor grote poriediameter is de vergelijking voor de drukval in de vorm van  $\frac{dp}{dx} = \beta V^2$ . De permeabiliteit is voor deze metaalschuimen erg hoog en de drukval zal voornamelijk veroorzaakt worden door de drag (C). Voor metaalschuim met kleinere poriediameter zijn de drukvalbijdragen van K en C respectievelijk 40:60 (zie Figuur 27). Over de volledige snelheidsrange (niet op deze figuur zichtbaar) is K lager dan C voor bv.  $d_p = 4mm$ .



Figuur 27 - Drukvalbijdragen voor K en C [7]

Tenslotte wordt nog het onderzoek van Bonnet et al.[19] vermeld. Deze auteurs hebben onderzoek verricht op de variatie van K en C ( $\beta$  in de figuur) i.f.v. de poriediameter en hebben de experimenten met lucht en met water uitgevoerd. Daaruit is gebleken dat er ongeveer een factor 2 verschil zit op welke soort fluïdum gebruikt wordt bij de meting van de permeabiliteit en dat het minder dan 10% verschil is tussen beide fluïdum bij meting van de inertiefactor. K en C zijn dus ook afhankelijk van het fluïdum.

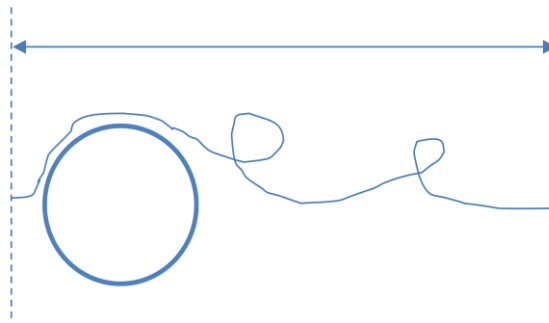


Figuur 28 - Afhankelijkheid fluïdum voor K en C i.f.v. poriediameter [19]

### F) Tortuositeit $\chi$

In de synthese van Mahjoob et al. [18] kan er gelezen worden dat voornamelijk du Plessis en Fourie en du Plessis correlaties hebben gemaakt die de drukval linken aan de mate van tortuositeit in het metaalschuim. Tortuositeit is de mate van curvatuur en wordt bepaald door de verhouding van de weglengte van het fluïdum door het schuim t.o.v. de weglengte zonder metaalschuim (zie Figuur 29, hier geïllustreerd met een buisje).  $\chi$  is dus altijd groter dan 1.





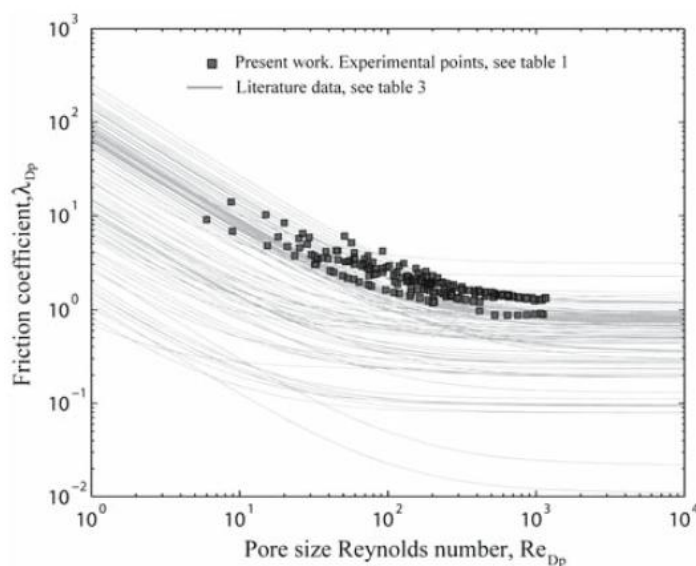
Figuur 29 - Illustratie tortuositeit

### 2.1.4 Spreiding in meetresultaten

De spreiding in meetresultaten wordt door vele auteurs aangehaald (Boomsma, Paek). Eerst en vooral dient er opgemerkt te worden dat de spreiding voor elke auteur afzonderlijk beperkt is.

Als eerste oorzaak van de spreiding wordt zeker het Reynoldsgetal aangehaald. Zoals eerder besproken kan er gediscussieerd worden welk getal als karakteristieke lengte te nemen. Er kan gekozen worden uit:  $d_p$ ,  $d_f$ ,  $\sqrt{K}$ ,  $K * C$ ,  $\frac{\sqrt{K}}{\varepsilon}$  of  $d_h$ . De ene keuze is al beter dan de andere [11, 19].

Er bestaat een grote spreiding voor de drukvalwaarden [19]. Deze spreiding is volgens Bonnet et al. snelheidsafhankelijk. Voor  $Re_{d_p} > 1000$  zijn de drukvalwaarden verspreid over 1 grootorde. Voor  $1 < Re_{d_p} < 10$  zijn ze zelfs verspreid over 2 grootordes.

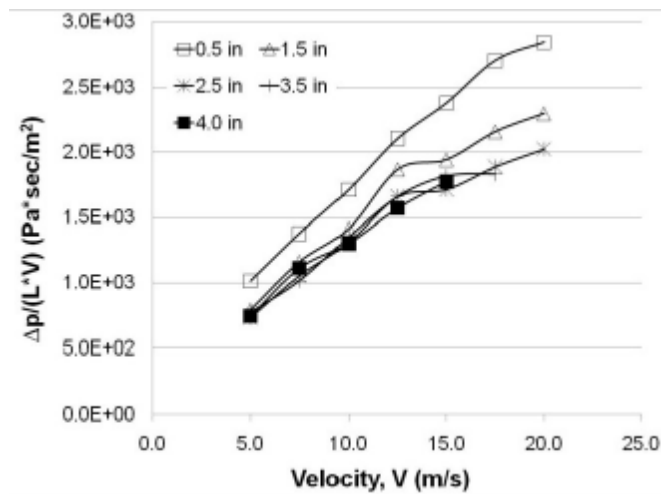


Figuur 30 - spreiding drukval afhankelijk van snelheid (Re) [19]

Volgens Dukhan et al. [30] spelen de inlaat- en uitlaateffecten van het metaalschuim een grote rol bij de spreiding van de resultaten voor de drukval. De lengte van het metaalschuim wordt meestal gekozen voor een beoogde toepassing (zoals bij deze thesis) of door limitaties aan de proefstand. De meeste onderzoekers besteden weinig tot geen aandacht aan het effect van de lengte van het schuim in de stromingsrichting.

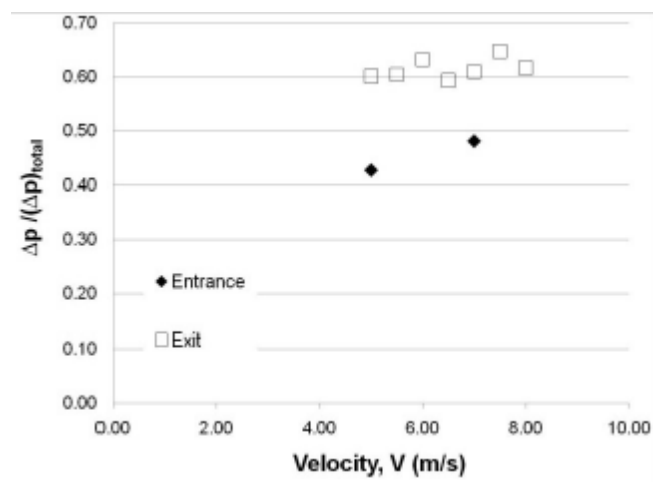
Voor een stromingssnelheid van 20 m/s is het inlaateffect nog zichtbaar tot over 30 cellen, idem voor het uitlaateffect (ongeveer 30 cellen). De auteurs hebben ook de drukval geplot i.f.v. de snelheid (zie

Figuur 31) daaruit wordt er opgemerkt dat de curve niet helemaal de Forchheimervergelijking volgt. Dit wil dus zeggen dat deze vergelijking moet worden aangepast om de inlaateffecten beter in rekening te brengen.



Figuur 31 - Inlaateffecten: drukval i.f.v. snelheid [30]

Er zijn ook geen gelijke bedragen voor inlaat- en uitlaateffecten.



Figuur 32 - Verschil in bijdrage inlaat versus uitlaateffecten [30]

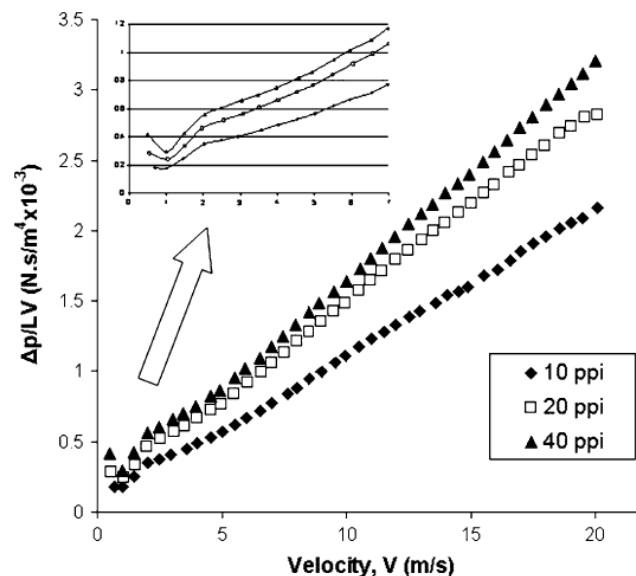
Ook Kopanidis et al. [9] zien de inlaateffecten een belangrijke rol spelen bij de drukval. Inlaateffecten veroorzaken een lagere drukval dan een volledig ontwikkelde stroming. Voor een grote lengte zou dit effect te verwaarlozen zijn, maar aangezien metaalschuim een grote drukval heeft, zal men de lengte beperkt houden.

Bhattacharya et al. [26] merken op dat de kwadratische fit voor  $\frac{\Delta p}{L} = au + bu^2$ , met de bedoeling om  $K$  en  $C$  te berekenen, geen verschil zou geven met de lineaire fit voor  $\frac{1}{u} \left( \frac{\Delta p}{L} \right) = a + bu$ , indien de kwadratische verhouding exact is, wat blijkbaar niet altijd zo is. Men beweert dat de kwadratische fit een hogere fout heeft voor de finale waarden van  $K$  en  $C$ . Edouard et al. [11] hebben aangetoond dat kleine variaties in de berekeningen voor  $K$  en  $C$ , grote invloed hebben voor de drukval.

Dukhan et al.[20] merken een andere fout op in de berekening van K en C. Meestal worden deze in de literatuur berekend zoals Bhattacharya voorstelt (kwadratisch of lineair doet er nu niet toe): men plot  $\Delta p$  tov van de snelheid, neemt over het volledige snelheidsgebied een trendlijn en berekent K en C. Deze paper doet het anders. Zoals eerder vermeldt, is er afhankelijk van de snelheid een bepaalde correlatie met de drukval (Darcy of Forchheimer of transitioneel). De permeabiliteit en inertiefactor vertonen grote variaties voor de verschillende snelheden. Grote variaties voor K en C voor eenzelfde metaalschuim is eigenlijk problematisch omdat geponeerd is dat K en C enkel afhangen van de microstructuur van het metaalschuim (zie Khayargoli [7]).

Wanneer de auteurs de beschikbare literatuur doornemen valt hen op dat de typische snelheidsgebieden bij elke auteur anders liggen (ofwel wordt er arbitrair een gebied voorgesteld, ofwel uit praktische overwegingen). De auteurs stellen dus voor om:

- bij alle verdere studies eerst het stromingsgebied te definiëren. Dit kan gebeuren door  $\frac{\Delta p}{Lv}$  te plotten in functie van  $v$ . In Figuur 33 van de auteurs wordt er duidelijk een stromingsverandering opgemerkt in de buurt van 1 m/s. Tussen 1 en 5 m/s wordt dan transitioneel regime vermoed.
- gebruik te maken van twee definities voor de permeabiliteit, nl.  $K_D$  en  $K_F$  respectievelijk in Darcy en Forchheimer regime. Voor de inertiefactor wordt C behouden, aangezien de drag bij Darcy regime toch  $\approx 0$ .

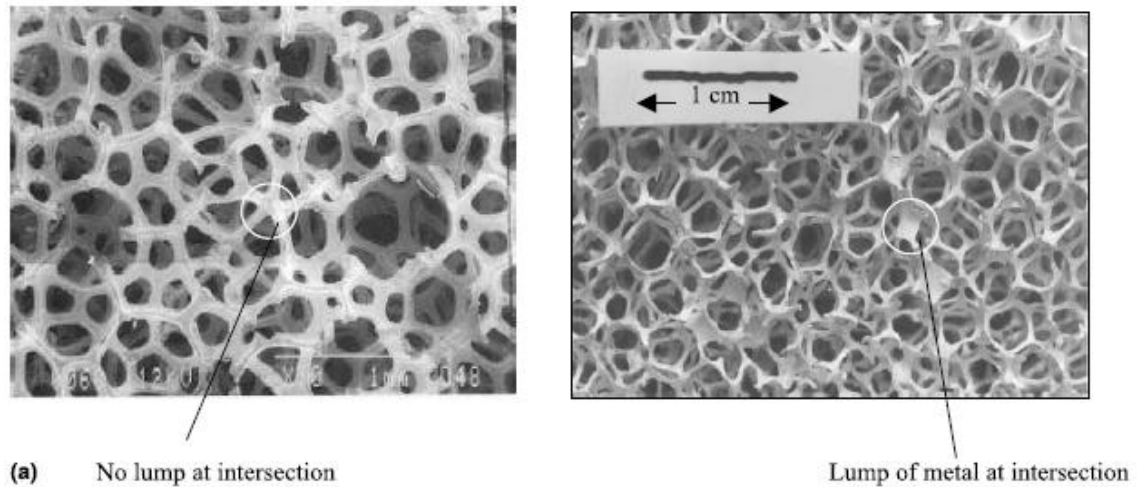


Figuur 33 - Onderscheidingsfiguur voor verschillende regimes [20]

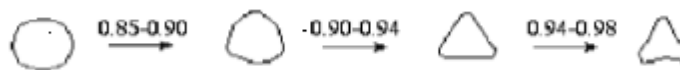
Op deze manier kunnen de fouten en de spreiding voor de permeabiliteit en de inertiefactor beperkt worden.

Bhattacharya et al. [26] vermelden ook nog op dat de microstructuur van elk stuk metaalschuim anders is. De volgende figuur toont bv. aan de linker kant een stuk metaalschuim zonder vast klompje metaal, en rechts een stuk met klompje metaal. Dit zal vanzelfsprekend - alhoewel zelfde porositeit en PPI - een andere permeabiliteit geven. Ook maken de auteurs duidelijk dat de

ligamenten afhankelijk van de porositeit ook veranderen van vorm. Vele auteurs brengen dit ook niet in rekening.



**Figuur 34 - Verschillende structuren aan de uiteinden van de ligamenten [26]**



**Figuur 35 - Afhankelijk van de porositeit: verschillende doorsneden van de ligamenten [26]**

Liu et al. [29] merken op de afgeleide experimentele data afwijken van de theoretische fitting erop voor hoge Reynoldsggetallen. Dit verschil verklaren de auteurs door de dichtheitsvariatie van het fluïdum bij snelheidsverandering. Dit effect in dichtheid wordt in de literatuur niet vaak onderzocht of in rekening genomen. Dukhan et al.[30] stellen voor om te werken met de volgende vergelijking:

$$\Delta p = \frac{p_i^2 - p_o^2}{p_i} \quad (2.10)$$

In de literatuur zijn er ook grote verschillen in de proefopstelling, nl. de kanaalgrootte. De invloed van de wand heeft een niet te verwaarlozen effect op de resultaten en wordt bijna nergens in rekening gebracht.

Het is momenteel nog steeds onduidelijk welke van de volgende factoren het meeste zal doorwegen. Verschillende auteurs stellen ook voor om een database bij te houden, om zo de spreiding beter in kaart te brengen. Dat gebeurt nu nog te weinig. Er dient dus nog onderzoek naar te gebeuren.

## 2.2 Warmteoverdracht

### 2.2.1 Berekeningswijzen

In de eerste plaats worden de methoden aangehaald om de warmteoverdracht te berekenen. Een eerste methode dat vrij veel gebruikt wordt in de literatuur (omwille van de eenvoud) is gebruik maken van de veronderstelling van (lokaal) thermisch evenwicht (1D model). Er wordt dan een te verwaarlozen temperatuursverschil verondersteld tussen de vaste en fluïdum fase. Dit is weliswaar nooit voor 100% voldaan, aangezien dit een convectiecoëfficiënt  $h$  veronderstelt die oneindig is. In de meeste gevallen is het 1D model een zware veronderstelling.

Wanneer er een substantieel temperatuursverschil is tussen de vaste en fluïdum fase dan moet er gebruik gemaakt worden van een niet-evenwichtsmodel (2D model). Er wordt dan voor elke fase een apart energievergelijking uitgeschreven en gekoppeld met de convectiecoëfficiënt. Dit is niet eenvoudig omdat deze methode inzicht moet krijgen in de lokale temperatuurverdeling [21]. Zoals vermeld door Calmidi et al. [31] zal er met lucht als fluïdum gewerkt moeten worden met het niet-evenwichtsmodel.

Algemeen wordt de warmteoverdracht beschreven door volgende vergelijking:

$$q = h * A_s * (T_s - T_f) \quad (2.11)$$

De convectiecoëfficiënt kan op numerieke of experimentele [4, 15, 31, 32] manier berekend worden.

Voor de volledigheid dient er ook vermeld te worden dat het begrip convectie bij schuimtoepassingen veel moeilijker is. Aangezien er geen (of bijna geen) thermische grenslaag is kan er moeilijk gesproken worden over het begrip convectiecoëfficiënt in zijn huidige betekenis. Er kan gesproken worden van een lokale convectiecoëfficiënt (dit heeft meer betekenis).

Volgens Moffat et al. [33] zijn er 3 methodes om een warmtewisselaar te optimaliseren:

- de klassieke methode (LMTD of/en  $\varepsilon - NTU$ ): hiervoor is de convectieve en conductieve conductantie nodig. Dit is dus zoals Moffat het heeft verwoord:  $hA_c$  en  $k_s A_k$ , met  $s$  van solid,  $k$  conductief en  $c$  convectief. Gelukkig dienen deze enkel gebundeld gekend te zijn. Bijkomend wordt er ook nog de wandweerstand gevraagd ( $R_{binding}$ ).
- eindige elementen berekening: ook voor deze methode zijn alle drie de inputs nodig, net zoals bij de klassieke methode.
- volledig numerieke methode: deze methode vraagt een acceptabele geometrie en een voldoende fijn grid. Er zal meestal gebruik gemaakt worden van een periodieke unit cel en men zal hier vooral de voorgestelde rekentijd en beschikbare rekencapaciteit in het oog moeten houden. Worden er berekeningen gemaakt bij hoge(re) Reynolds getallen, dan zal er ook nog een geschikt turbulentie model moeten gevonden worden (wat ook de numerieke methode onzeker maakt).

De auteurs van de paper zien in de 2e methode, wel gecombineerd met sommige experimenteel bepaalde parameters, het meeste heil. Een volledige CFD oplossing (methode 3) is nog niet direct voor anno 2011. Alhoewel een CFD model met correcte veronderstellingen de beste oplossing zal geven, zal er altijd een experimentele validatie moeten gegeven worden.

Er zal een afweging moeten gemaakt worden welke methode men wil gebruiken, maar het zal er sowieso op neer komen dat men het model van het metaalschuim zal moeten vereenvoudigen of een deel experimenteel oplossen.

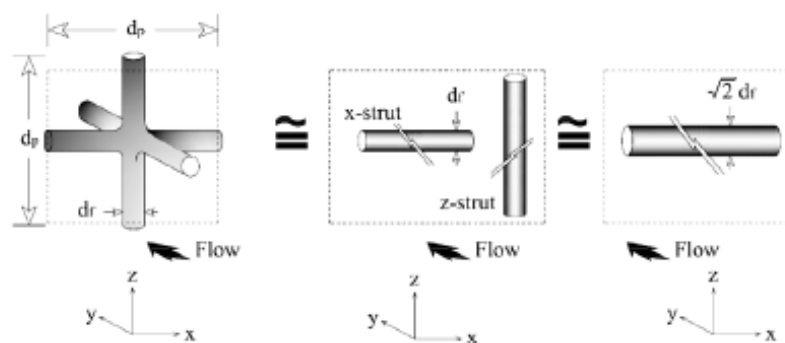
Probleem is wel dat er bij een *LMTD* of  $\varepsilon - NTU$  methode nooit de convectiecoëfficiënt apart kan berekend worden. Tenzij  $A_s$  kan berekend worden. Dit is niet vanzelfsprekend bij zo'n complex materiaal als metaalschuim. Het is evenwel belangrijk om  $A_s$  te weten, aangezien deze de hoeveelheid warmteoverdracht en dus de prestatie van het metaalschuim gaat bepalen en dit omdat  $A_s$  meespeelt in alle drie de warmteoverdrachtsprocessen (convectie, conductie en straling).

Er bestaan verschillende experimentele technieken om  $A_s$  te berekenen: de gas-adsorptie methode, de vloeistof doordringingmethode en de mercury methode. Meestal zijn deze methoden onbetrouwbaar of niet bruikbaar voor een bepaalde applicatie. Liu [34] heeft daarom een mathematische vergelijking opgesteld om  $A_s$  te berekenen:

$$S_v [cm^2/cm^3] = \frac{K_s}{d} \left[ (1 - \varepsilon)^{\frac{1}{2}} - (1 - \varepsilon) \right] (1 - \varepsilon)^n \quad (2.12)$$

Deze formule wordt getoetst met 2 schuimen (gemaakt met een verschillende methode) en de vergelijking blijkt accuraat te zijn. Indien de fabrikanten de twee parameters  $K_s$  en  $n$  opmeten en weergeven, dan zou deze vergelijking handig kunnen gebruikt worden.

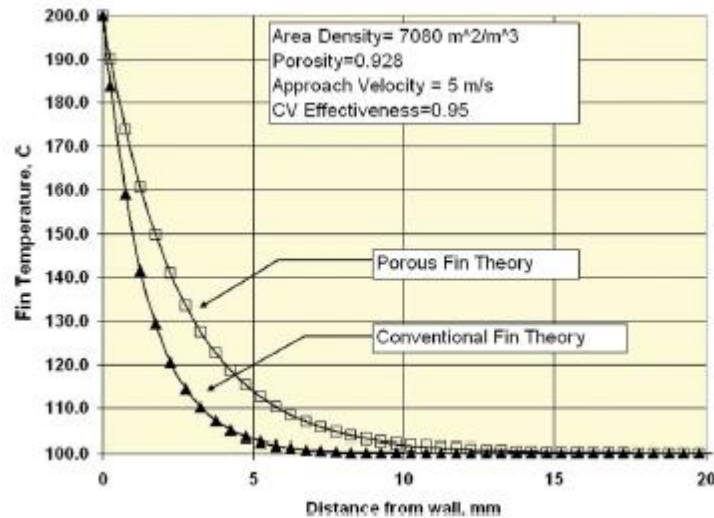
Ghosh [12] maakt bij de berekening voor  $h$  gebruik van het eenvoudige kubische model. De auteur veronderstelt het schuim dus als een bundel van x-struts met projecties ervan in de y en z richting. De auteur werkt met het 1 dimensionale evenwichtsmodel en veronderstelt het metaalschuim als microvinnen. Er kan bv. ook gewerkt worden met een *bank of cylinders* als model. Hierbij dient wel de ruwheid van de projecties van de *struts* in rekening gebracht te worden. Het metaalschuim kan dan werken als een bulk medium (*bank of cylinder*), maar met als effectieve convectiecoëfficiënt die gelijk is aan  $\sqrt{2}h_{tube}$ . De uiteindelijke uitkomst is voor beide modellen identiek. Deze methode vertoont grote gelijkens met experimentele gegevens.



Figuur 36 - Methode Ghosh voor berekening  $h$  [12]

Kopanidis et al. [9] maken een volledig numerieke simulatie (in 3D). De geometrie wordt hier ook vereenvoudigd, maar op een minder brute manier. Men discretiseert het metaalschuim in een tetrahedrische volume mesh (de auteurs hebben gewerkt met het, eerder besproken, W-P model). De gekoppelde stromings- en temperatuurvelden zijn oplossingen van de Navier-Stokes en energievergelijkingen. Ook Krishnan [35] heeft een volledige simulatie opgezet in Fluent, met een BCC-eenheidscel.

Moffat et al. [33] pretenderen dat er een nieuwe techniek noodzakelijk is om metaalschuim te testen. Dat apart convectieve en conductieve warmteoverdracht kan beschrijven en dat toelaat om  $R_{binding}$  te bepalen op een accurate manier. Het nieuwe poreuze vinmodel wenst  $hA_c^*$ ,  $k_s A_k^*$  en  $R_{binding}$  elk apart te berekenen. Het nieuwe model pretendeert een lagere warmteoverdracht (zie Figuur 37). De warmteoverdracht wordt door deze methode niet alleen beoordeeld op  $hA_c^*$ , maar ook de effectiviteit.



Figuur 37 - Vergelijking met nieuwe 'testtechniek' [33]

### 2.2.2 Effectieve conductiviteit

De complexiteit van de geometrie en het grote verschil in warmteoverdrachtscoëfficiënt tussen de vaste en vloeibare fase zorgt voor een grote moeilijkheid in berekening van de effectieve conductiviteit. Een eerste orde voorspelling van de effectieve conductiviteit houdt enkel rekening met de volumefracties van beide stoffen. Er wordt gesteld:

$$k_{eff} = \varepsilon k_f + (1 - \varepsilon) k_s \quad (2.13)$$

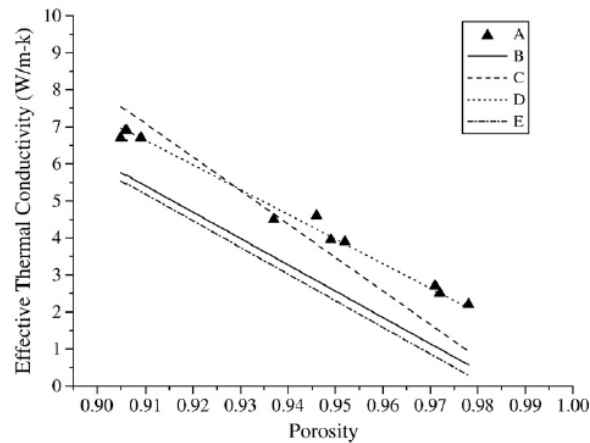
Hierbij wordt de natuurlijke convectie en thermische straling verwaarloost, gaat men ervan uit dat de het poreuze medium uniform is, dat de fysische eigenschappen van beide fazen constant blijven voor een brede temperatuursrange en dat er kan gewerkt worden met het evenwichtsmodel. Met andere woorden: deze vergelijking is enkel geldig voor zeer lage snelheden.

De sleutel voor het correct voorspellen van de effectieve conductiviteit ligt hem in het accuraat beschrijven van de geometrische structuur. Boomsma [10] heeft  $k_{eff}$  kunnen beschrijven met een driedimensionale structuur (tetrakaidecahedron model). Alhoewel het model van Boomsma niet correct is [36], omwille van:

- geometrische reden, er wordt een fout aan het licht gebracht bij het berekenen van 1 van de 4 lagen en de auteurs zagen ook een essentiële fout van het niet in rekening brengen van de ligamentoriëntaties t.o.v. de aanstromende lucht
- mathematische reden
- presentatie reden, Boomsma heeft een plot getoond maar deze komt niet overeen met de vergelijking die Boomsma daaraan kleeft

kunnen er wel enkele algemene conclusies overgenomen worden.  $k_{eff}$  stijgt een weinig bij stijging van  $k_f$ , indien deze laatste  $< 1 \frac{W}{mK}$ . Dit is zo voor water en lucht. Dit houdt in dat er door verhoging van  $k_s$  een significante verbetering wordt verkregen van  $k_{eff}$ .

In functie van de porositeit wordt een heel duidelijk dalend verloop opgemerkt (zie Figuur 38). Door stijging van de porositeit zal er namelijk minder vast materiaal aanwezig zijn.



**Figuur 38 - Afhankelijkheid  $k_{eff}$  van porositeit: A - Met 2D model van Calmidi en Mahajan B-C-D - Boomsma model met verschillende  $e$  (dimensieloze grootte voor nodes,  $r/L$ ) waarden E - Boomsma model zonder de mathematische fout [36]**

Paek et al. [27] meten de effectieve conductiviteit 'gewoon' experimenteel op. Ze hebben schuimen getest met verschillende porositeiten en verschillende celgroottes. Er is zeer weinig beïnvloeding van celgrootte op effectieve conductiviteit.  $k_{eff}$  wordt dus voornamelijk bepaald door de porositeit.

Bhattacharya et al. [26] hebben het analytische model van Calmidi en Mahajan aangepast met circulaire i.p.v. rechthoekige intersecties, aangezien de auteurs hiervan een sterke afhankelijkheid zien op  $k_{eff}$ . De intersectie zorgt voor een daling van  $k_{eff}$  (minder materiaal langsheen de cilinders). Zij merken geen afhankelijkheid op van PPI op  $k_{eff}$ . Hiervoor wordt geen fysische verklaring gegeven, maar de conclusie is wel verifieerbaar met andere onderzoekers. De auteurs tonen ook de afhankelijkheid van het soort fluïdum (ze vergelijken water en lucht). Water heeft een systematisch hogere  $k_{eff}$  omwille van zijn hogere  $k_f$  ( $0.58 \frac{W}{mK}$ ) in vergelijking met lucht ( $0.024 \frac{W}{mK}$ ).

Zhao et al. [5] hebben de temperatuursafhankelijkheid bestudeerd van  $k_{eff}$ . Er wordt een snelle stijging waargenomen van  $k_{eff}$  met de temperatuur.

$$k_{eff}(300K) = 3 * k_{eff}(800K) \quad (2.14)$$

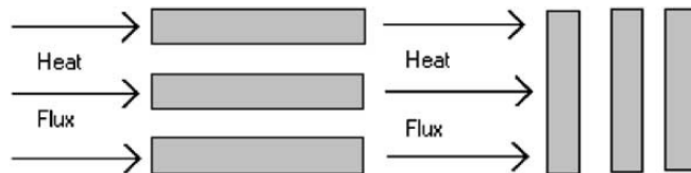
De auteurs zien twee oorzaken hiervan. Een eerste is de stijging van  $k_s$  bij een stijgende temperatuur. Een tweede oorzaak is straling.

Er wordt ook een afhankelijkheid opgemerkt met de celgrootte. Het verschil tussen twee verschillende poriegroottes wordt belangrijker naarmate de temperatuur stijgt. Dit kan verklaard worden door straling. Wanneer de celgrootte stijgt, zal de absorptie- en verstrooiingscoëfficiënt stijgen en de penetratie diepte van de straling zal groter zijn dan bij een kleinere celgrootte. Een andere oorzaak kan eventueel het soort metaalschuim zijn. Zhao et al. werken in deze paper met holle *struts*.



Zhao et al. [37] hebben ook de effecten van natuurlijke convectie bestudeerd door hun testen uit te voeren in vacuüm en in atmosfeer. Ze kwamen tot een verrassend resultaat, namelijk een factor 2 verschil. Blijkbaar kan voor hoger porositeiten natuurlijke convectie plaats grijpen in het volledige gebied en wordt deze niet gelimiteerd in één cel.

Tenslotte berekenen Singh et al. [38]  $k_{eff}$  met de volgende configuratie:



Figuur 39 - Configuratie Singh voor berekening  $k_{eff}$

Er worden uitdrukkingen opgesteld op voor de gealigneerde (parallele stroming) en loodrechte stroming. Om dan uiteindelijk een uitdrukking te bekomen voor  $k_{eff}$ , met als parameter F. De fractie materiaal georiënteerd in de richting van de stroming.

$$k_{II} = \varepsilon k_f + (1 - \varepsilon) * k_s \quad (2.15)$$

$$k_{\perp} = \frac{k_s k_f}{(1-\varepsilon)k_f + \varepsilon k_s} \quad (2.16)$$

$$k_{eff} = k_{II}^F k_{\perp}^F \quad (2.17)$$

Naast de effectieve (stagnant) conductiviteit  $k_{eff}$  vermelden sommige auteurs ook de dispersie conductiviteit  $k_d$  [31]. Dispersie is zoals bij turbulentie: extra menging door allerhande wervels die ontstaan na een beentje...

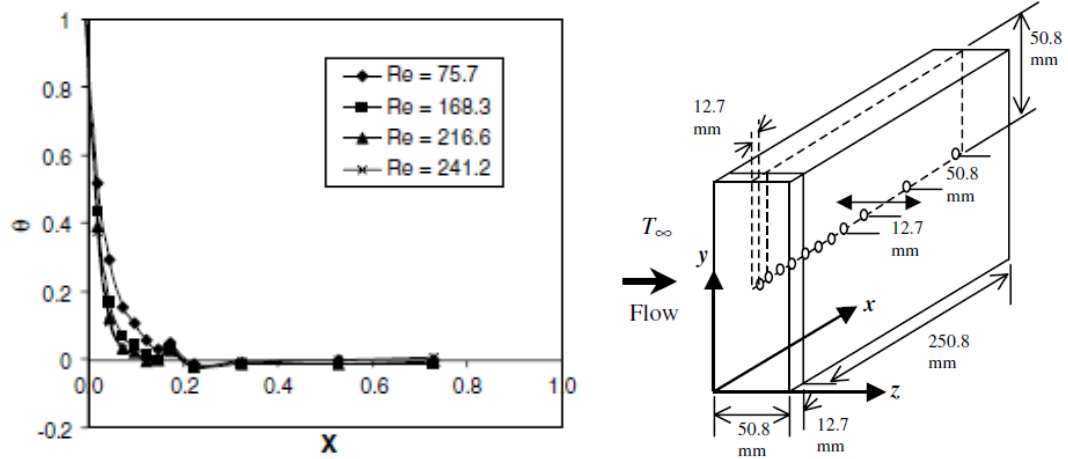
### 2.2.3 Afhankelijkheid van de warmteoverdracht

#### A) Reynoldsgetal

Afhankelijk van het Reynoldsgetal wordt er een steilere daling waargenomen in het temperatuurprofiel [13]. Wat wijst op een hogere warmteoverdracht. Dit wordt verklaard als volgt: door het Reynoldsgetal te laten stijgen, stijgt het Nu getal (en de convectiecoëfficiënt h). Dit verhoogt dan de daling in het temperatuurprofiel (de cirkel is rond). Dukhan merkt op dat dit fenomeen een limiet heeft. Het is te zien in de figuur dat het temperatuurprofiel voor hogere Reynoldsgetalen (resp. 216.6 en 241.2) gewoon boven elkaar liggen. Dit houdt dus in dat er vanaf een voldoende hoog Reynoldsgetal er geen *extra* warmteoverdracht meer is. Er is dus wel degelijk een optimale snelheid voor het metaalschuim.

Het temperatuursverschil uit Figuur 40 wordt, afhankelijk van het Reynoldsgetal, 0 voor een bepaalde x-waarde. Uit de figuur kan dus geconcludeerd worden dat:

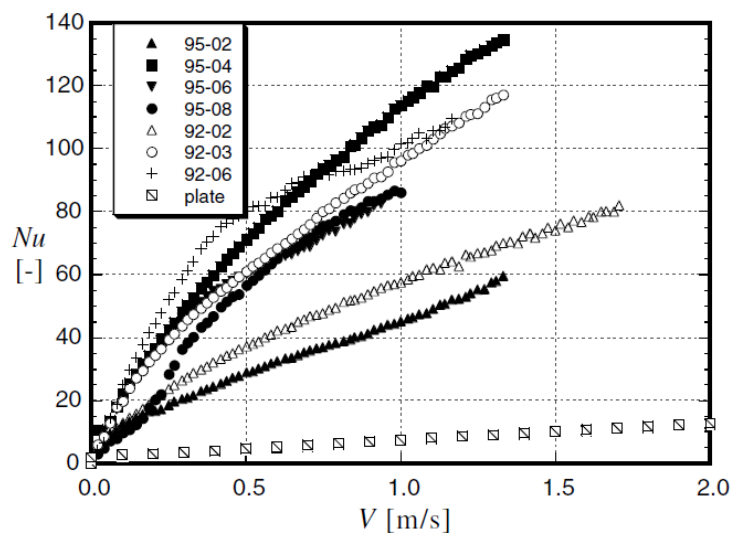
- de vinefficiëntie op een bepaald moment 0 wordt
- de vinefficiëntie op geen enkel moment erg groot is



Figuur 40 - Temperatuurprofiel  $\theta$  op  $z = 2.4$  cm,  $x =$  breedte t.o.v. inlaatfluidum [13]

### B) Porositeit

Boomsma [4] heeft voor 7 metaalschuimen met verschillende porositeit (en compressiefactor M) het Nusseltgetal uitgezet t.o.v. de snelheid.

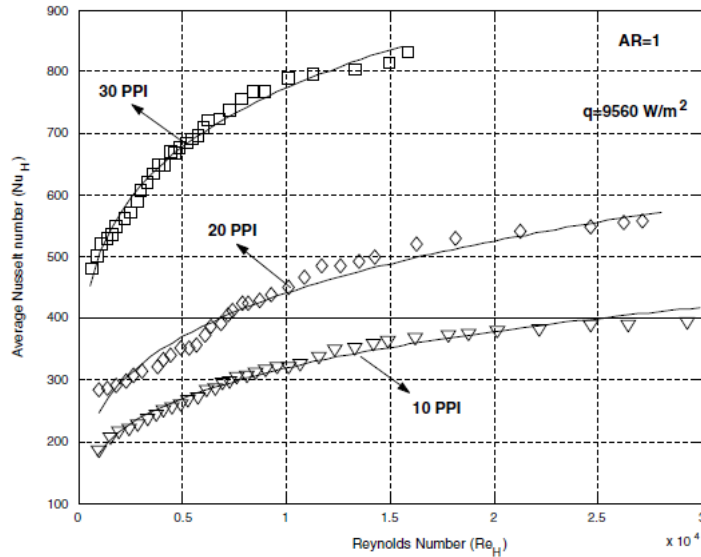


Figuur 41 - Warmteoverdrachtsafhankelijkheid van porositeit [4]

Zonder fluidumsnelheid zijn alle Nusseltgetallen nul. Daarna vergroten ze monotoon. Tot een vloeistofsnelheid van 0.729 m/s blijft 92-06 (gemeten porositeit 67%) het grootste Nusseltgetal te hebben. Bij vergroten van deze snelheid heeft 95-04 (gemeten porositeit 81%) het grootste Nusseltgetal. Er bestaat dus ook hier een optimaal schuim (optimale porositeit) voor een gegeven werkingssnelheid.

### C) PPI

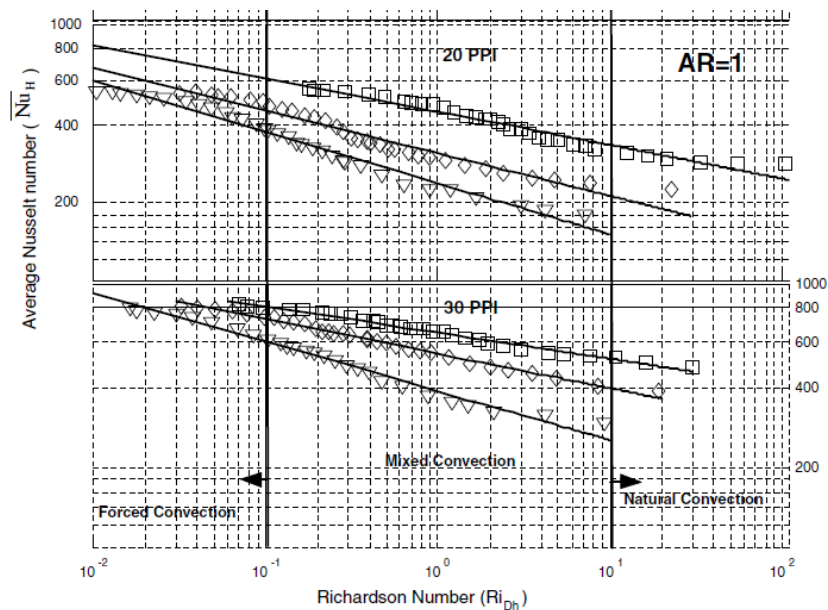
De warmteoverdracht stijgt significant wanneer het aantal poriën per inch (PPI) stijgen. Als PPI stijgt, dan daalt de poriediameter  $d_p$ . Als  $d_p$  daalt en de porositeit blijft constant, dan zal  $d_f$  ook dalen. Dit zorgt voor een contactverhoging tussen het fluidum en het metaalschuim, vandaar dat de warmteoverdracht ook stijgt (zie Figuur 42 [39]).



Figuur 42 - Warmteoverdrachtsafhankelijkheid van PPI [39]

### D) Richarddgetal

Niet alleen het Reynoldgetal is belangrijk voor de warmteoverdracht. Er is ook een afhankelijkheid van het Richarddgetal.  $Ri$  toont het belang aan van natuurlijke convectie versus gedwongen convectie. Voor een  $Ri < 0.1$  is er voornamelijk gedwongen convectie en voor een  $Ri > 10$  is er natuurlijke convectie. Uit de onderstaande figuur kan men ook waarnemen (afhankelijk van PPI) wanneer er voornamelijk natuurlijke of mixed convectie is.



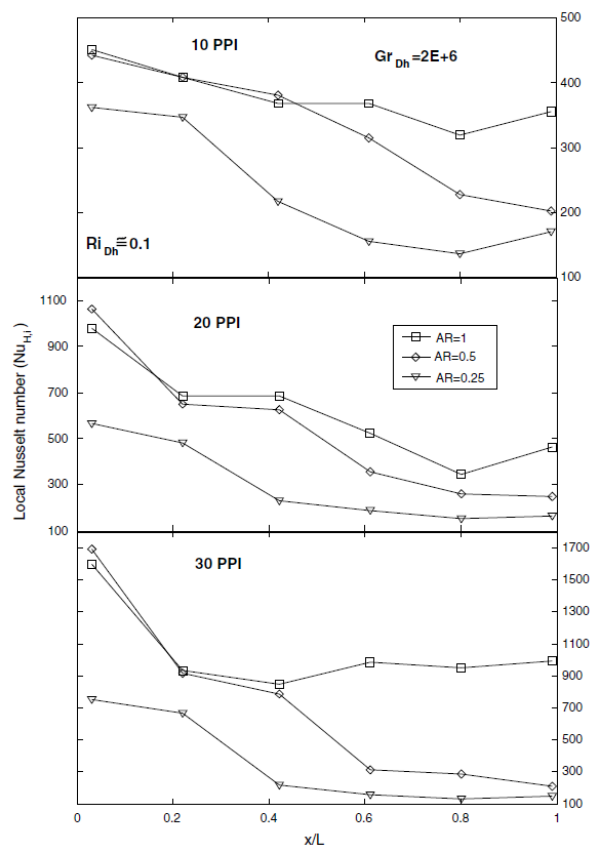
Figuur 43 - Illustratie afhankelijkheid Richarddgetal - type convectie [39]

### E) De schuimlengte

Een belangrijke parameter die de warmteoverdracht ook beïnvloedt, is de lengte van het metaalschuim. Deze wordt in [39] gedefinieerd als een *aspect ratio*, nl. de verhouding van de lengte van het metaalschuim t.o.v. de lengte van het kanaal. De lengte van het kanaal wordt constant gehouden op 62 mm.

De verschillen i.f.v. de schuimlengte worden waargenomen uit de plot van het lokale Nusseltgetal (zie Figuur 44). Vóór de experimentele resultaten hadden de auteurs eenzelfde lokaal Nusselt getal verwacht voor alle regio's waar metaalschuim aanwezig was (onder zelfde condities: zelfde warmteflux en zelfde Reynoldsgetal). Dit is echter niet zo. Hieruit concluderen de auteurs dat de lokale Nusseltgetal (en dus de warmteoverdracht) afhankelijk is van de lengte van het schuim. De auteurs proberen dit te verklaren met twee ideeën:

- het vineffect van het metaalschuim
- een stijging van de lokale snelheid in het metaalschuim dat direct afhankelijk is van de schuimlengte



Figuur 44 - warmteoverdrachtsafhankelijkheid van aspect ratio,  $x =$  in stromingsrichting,  $L =$  constant [39]

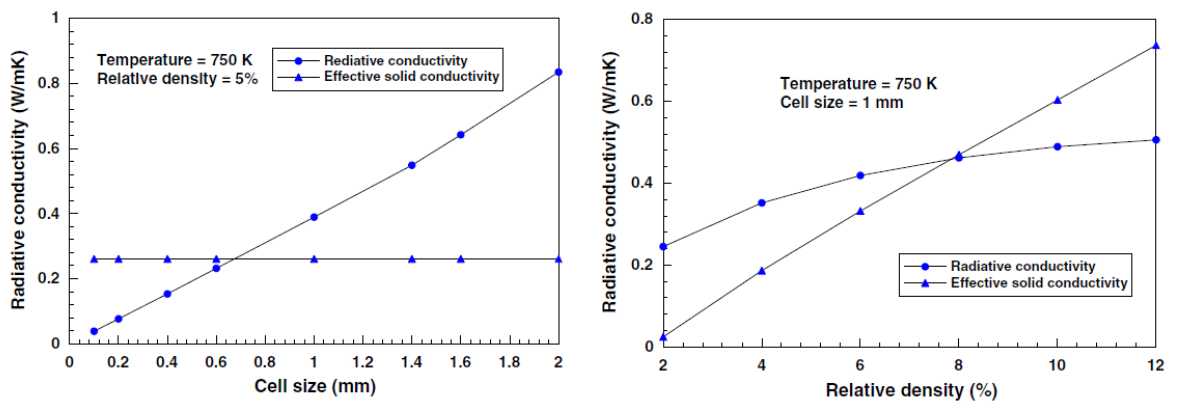
Er wordt wel opgemerkt dat het Nusseltgetal in dit paper anders wordt gedefinieerd, namelijk met de vinefficiëntie:  $Nu = \frac{qH}{\Delta T k}$ .  $h$  wordt dus gesubstitueerd met de formule  $q = \eta hA \Delta T$ . De keuze van de karakteristieke lengte zorgt ervoor dat, bij daling van de aspect ratio, ook het Nusseltgetal zal dalen (per definitie). Deze lengte is dus niet goed gekozen. Ook de keuze om de vinefficiëntie in rekening te brengen wordt meestal niet toegepast. Deze definitie zorgt ook voor moeilijker te

interpreteren resultaten. Het ware beter geweest moesten de auteurs een correlatie gegeven hebben in de vorm van  $Nu^* = f(Re, \frac{H}{d_p})$ .

### F) Straling

Zhao et al. [37] hebben straling bestudeerd met een analytisch, vereenvoudigd model. Ze hebben de emmissiviteit, reflectie en de specifieke configuratie bekeken en kwamen tot het besluit dat reflectie het grootste effect heeft (tot 50%). Het effect van de temperatuursgradiënt is eerder klein bevonden.

De stralingsconductiviteit stijgt lineair met de celgrootte en er is een kleine afhankelijkheid van de relatieve densiteit ( $\frac{\rho_f}{\rho_s}$ ).



Figuur 45 - cel grootte (links) en relatieve densiteitsafhankelijkheid voor straling [37]

Het effect van de geometrie van de *struts* is klein bevonden. De auteurs vergeleken een circulaire versus driehoekige geometrie.

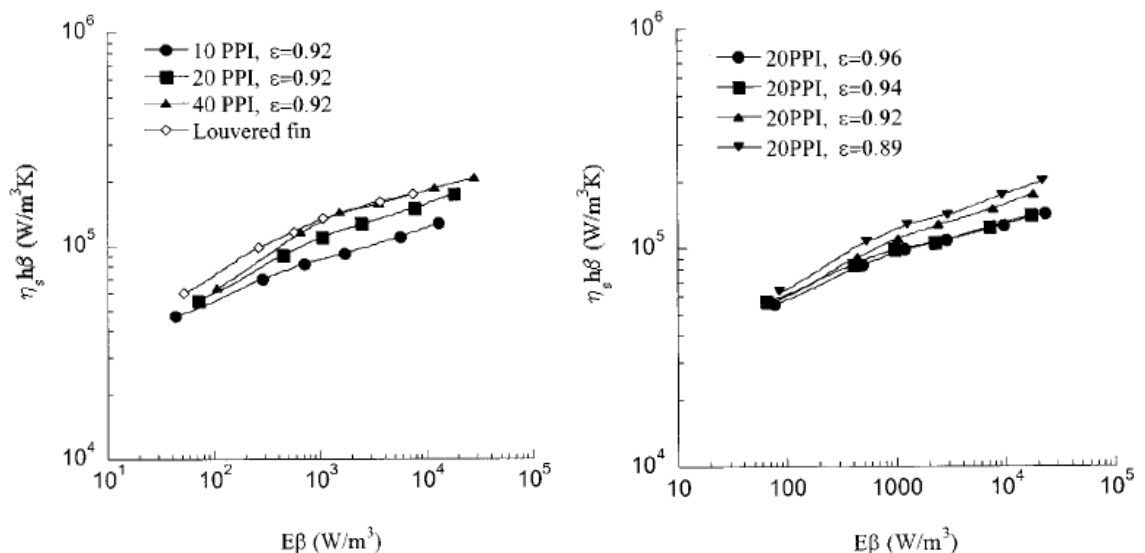
Straling dient natuurlijk in zijn context geplaatst te worden. Voor de temperaturen waarvoor in deze thesis metingen worden gedaan, zal straling slechts voor een klein gedeelte meedragen aan de totale warmteoverdracht. Desalniettemin draagt straling *wel* bij tot de totale warmteoverdracht.

### 2.3 Performantie van metaalschuim

Een performantie indicator bepalen voor metaalschuim moet uiterst secuur gebeuren. Het uitgangspunt, bij alle warmtewisselaars, is een uitstekende warmteoverdracht met een lage drukval over de warmtewisselaar. Uiteraard moet er hier naar de trade-offs gekeken worden, want beide tezamen zal niet kunnen bereikt worden. In de literatuur worden vele performantie indicatoren aangehaald.

- $j / j^*$
- $\frac{j}{f}$
- $\frac{R_{th}}{\dot{W}}$
- $\frac{\Delta p}{T_{wand}}$
- i.f.v. compactheid
- i.f.v. kostprijs

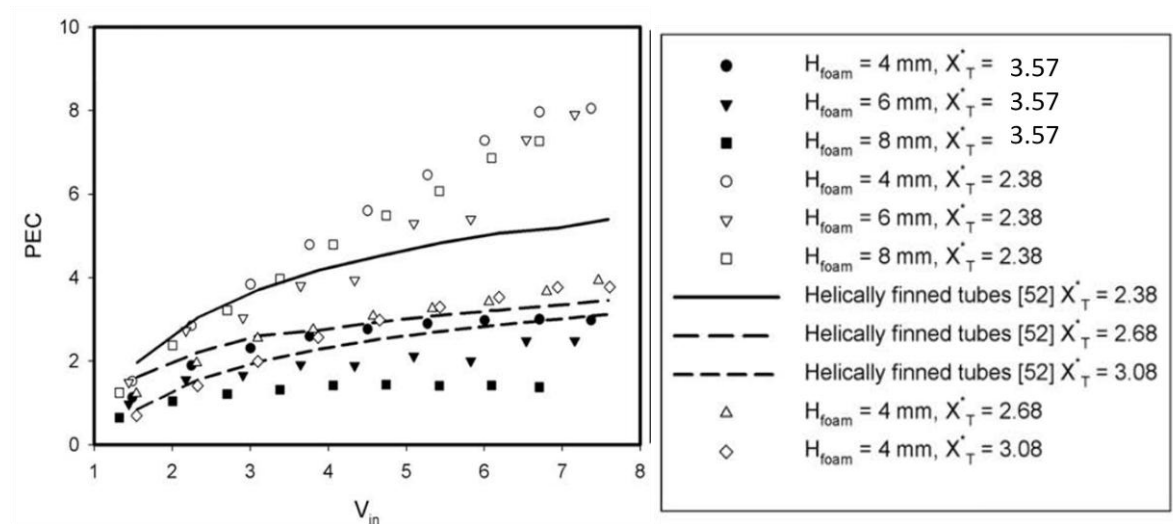
In de literatuur zijn er verschillende papers te vinden die handelen over de verschillen in performantie tussen een conventionele en een metaalschuim warmtewisselaar. Kim et al.[28] hebben bijvoorbeeld een vergelijking gemaakt tussen een warmtewisselaar met *louvered fins* en een met metaalschuim als vinnen. Het resultaat was dat de frictiefactor iets lager was voor *louvered fins*. Daarnaast wordt ook de compactheid van de warmtewisselaar vergeleken (*volume goodness factor*).  $\eta_s h \beta$  wordt uitgezet t.o.v.  $E\beta$ , waarbij  $\eta_s$  staat voor de oppervlakte efficiëntie voor *louvered fins*,  $\beta$  voor de verhouding van warmteoverdragend oppervlakte tot volume ( $\frac{m^2}{m^3}$ ) en  $E\beta$  is een uitdrukking voor de vermogensconsumptie per eenheidsvolume verantwoordelijk van de drukval. De auteurs bekomen de volgende twee grafieken:



Figuur 46 - Compactheid versus vermogensconsumptie i.v.m. louvered fins, PPI en porositeit [28]

Bij lage  $E\beta$ -waarden presteren de *louvered fins* beter. Wanneer  $E\beta$  echter groter wordt dan 10<sup>3</sup> dan vallen de prestaties voor 40 PPI schuim exact op deze van de *louvered fins*. Wanneer de afhankelijkheid wordt bekeken van de porositeit (rechter figuur) dan merken de auteurs op dat lage porositeit en lage permeabiliteit aanleiding geven tot compactheid van de warmtewisselaar.

T'joen et al. [6, 23] gebruiken als performantie indicator  $\frac{j}{j_{ref}} \frac{f_{ref}}{f}$  (PEC). Omwille van de onzekerheid van de specifieke oppervlakte en aangezien de onderzoekers zowel resultaten hadden over warmteoverdracht en drukval, wordt ervoor geopteerd om de performantie te baseren op het referentieoppervlak. De auteurs hebben de performantie indicator onder andere gebruikt om een vergelijking te maken met een warmtewisselaar met circulaire vinnen [40, 41]. Hieruit blijkt dat afhankelijk van de steek en snelheid, de metaalschuimen buizen ongeveer dezelfde prestaties hebben dan de circulaire vinnen. Bij hogere snelheid hebben de buizen met  $X_T^* = 2.38$  de beste performantie.



Figuur 47 - Performantiefactor i.f.v. snelheid - vergelijking i.f.v. schuimhoogte, steek - vergelijking met circulaire vinnen

Ghosh [42] heeft een vergelijking gemaakt van metaalschuim met *offset strip* en *wavy fins* (met als performantie indicator  $j/f$ ). Hieruit kwam als resultaat dat bij lage snelheden metaalschuim hogere performanties heeft. In deze thesis is het de bedoeling om te werken op lage snelheid (1 tot 3 m/s).

De vraag blijft welke performantie indicator nu eigenlijk een juiste weergave vormt, welke ons het meeste informatie heeft. Dit is a priori niet duidelijk. Ghosh haalt eigenlijk de twee belangrijkste aan:

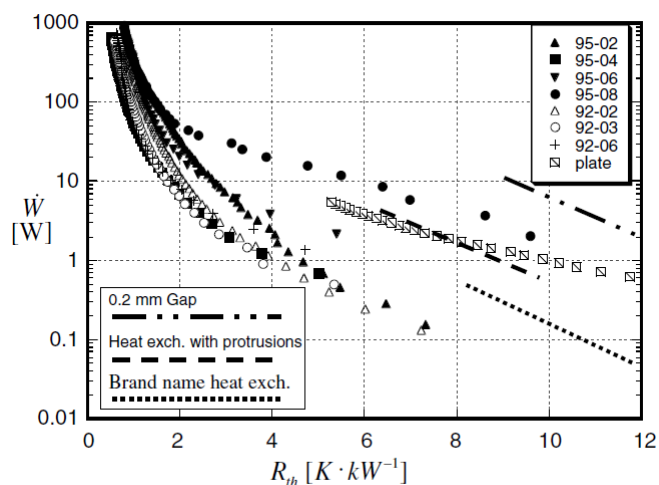
- $j/f$  is eigenlijk een *area goodness factor*, welke kan gebruikt worden in het geval van vinnen om optima te vinden [28]. Een warmteoverdragend oppervlak met hoge  $j/f$  duidt op een laag vrij stromingsoppervlak en dus op een lagere frontale oppervlakte [42]. Voor metaalschuim kan deze performantiefactor eigenlijk minder goed gebruikt worden. Indien er een vergelijking wordt gemaakt tussen dikke en dunne *struts*, dan zal de dunne *strut* een hogere  $j/f$  hebben dan de dikke *strut*, omwille van  $Nu = \frac{hd_{strut}}{k}$  of  $h = \frac{Nu k}{d_{strut}}$ . Dit is niet helemaal correct omdat hier bv. geen rekening wordt gehouden met het manteloppervlak  $A$ . De *area goodness factor* is bij afwezigheid van *vorm drag* een maximale waarde kunnen bereiken van 0.5, maar aangezien dit normaal niet het geval is, kan  $j/f$  maximaal 0.3 groot worden. T'joen et al. [6] kunnen dit wel doen omdat deze auteurs een vergelijking kunnen maken t.o.v. een referentie (er was een mogelijkheid om deze te berekenen), waardoor de drukval verandering niet zo groot is.

- Een *volume goodness factor* plot de warmteoverdrachtscoëfficiënt t.o.v. benodigd pompvermogen per eenheid warmteoverdragend oppervlak, zoals beschreven staat in het boek van Shah [43]. Een andere volume goodness factor werd hierboven al aangehaald [28]. Hoge waarden op de grafiek geven indicatie voor kleiner benodigd volume. Om een volume goodness factor te gebruiken, dienen er wel verschillende elementen vervuld worden tussen de twee te testen opstellingen [43]:
  - 1) Er dient een zelfde warmteoverdrachtcoëfficiënt te zijn
  - 2) Er moet eenzelfde drukval zijn
  - 3) Een zelfde temperatuursverschil tussen wand en vloeistof
  - 4) Een zelfde stromingssnelheid

Er zijn ook andere performantie indicatoren mogelijk:

Boomsma et al. [4] hebben eerst de metaalschuim warmtewisselaars onderling vergeleken op performantie door de Colburnfactor uit te zetten t.o.v. het Reynoldsgetal. De Colburnfactor  $j$  is een voorspelling van de warmteoverdrachtsperformantie die de convectiecoëfficiënt vergelijkt met de totaal benodigde stromingssnelheid. Deze relatie is dus sterk gerelateerd met de frictiefactor (drukval).

Als tweede vergelijking hebben de auteurs  $\dot{W}$  uitgezet t.o.v.  $R_{th}$  (voor een 50% water-ethyleen glycol oplossing). Uit deze vergelijking blijkt dat (sommige) metaalschuimen een  $R_{th}$  genereren die een factor 2 kleiner is dan de beste warmtewisselaar uit de test!



Figuur 48 - Performantiefactor:  $\dot{W}$  versus  $R_{th}$  [4]

Dai et al. [44] hebben een vergelijking gemaakt voor twee warmtewisselaar voor toepassing in HVAC. Beide warmtewisselaar worden vergeleken op thermo-hydraulische aspecten, volume (ruimte-inname), gewicht, kostprijs. Al deze aspecten worden bekeken bij verandering van:

- metaalschuim lengte
- massadebiet lucht
- massadebiet water
- inlaattemperatuur water en lucht



De auteurs bekomen drie conclusies.

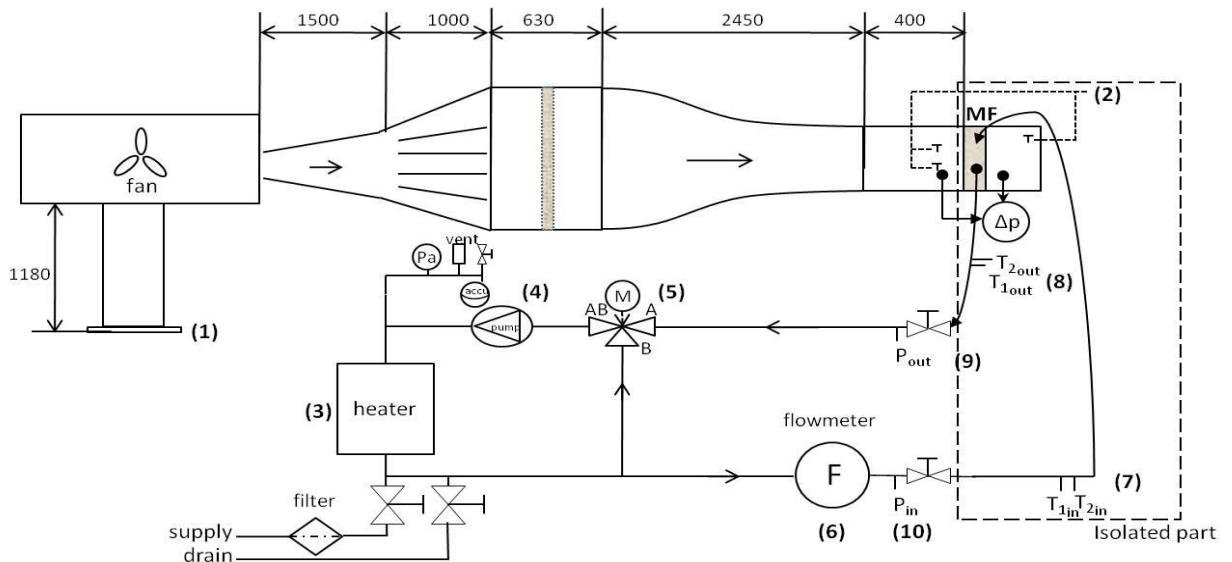
- Voor een zelfde ventilatorvermogen en warmteoverdrachtscoëfficiënt zal een metaalschuim warmtewisselaar significant kleiner en lichter zijn.
- De kost van een metaalschuim wordt hoger geraamd dan de kost voor een *louvered fin* warmtewisselaar. De prijs van metaalschuim kan echter snel dalen, maar in tegenstelling met wat Kim et al. [28] schrijven is de productie van *louvered fins* een stuk eenvoudiger en dus goedkoper.
- De kost van een metaalschuim warmtewisselaar is vooral afhankelijk van het benodigde vermogen voor de ventilator en is veel minder afhankelijk van warmteoverdrachtsvereisten.

## Hoofdstuk 3

### De Proefstand

#### 3.1 Overzicht

De proefstand bestaat uit een water- en luchtzijdig circuit en is ontworpen met de bedoeling om een prestatiefactor van de twee verschillende warmtewisselaars met elkaar te vergelijken. De proefopstelling (Figuur 49) bestaat uit een windtunnel met ventilator waarop de warmtewisselaar wordt gemonteerd, een mogelijkheid om warm water te produceren, een meetflens om het luchtdebiet op te meten en een data-acquisitie voor metingen te verrichten van temperatuur en debiet. De data-acquisitie gebeurt met National Instruments kaarten en het bijhorend verwerkingsprogramma LabVIEW.



Figuur 49 - Schematische voorstelling proefstand

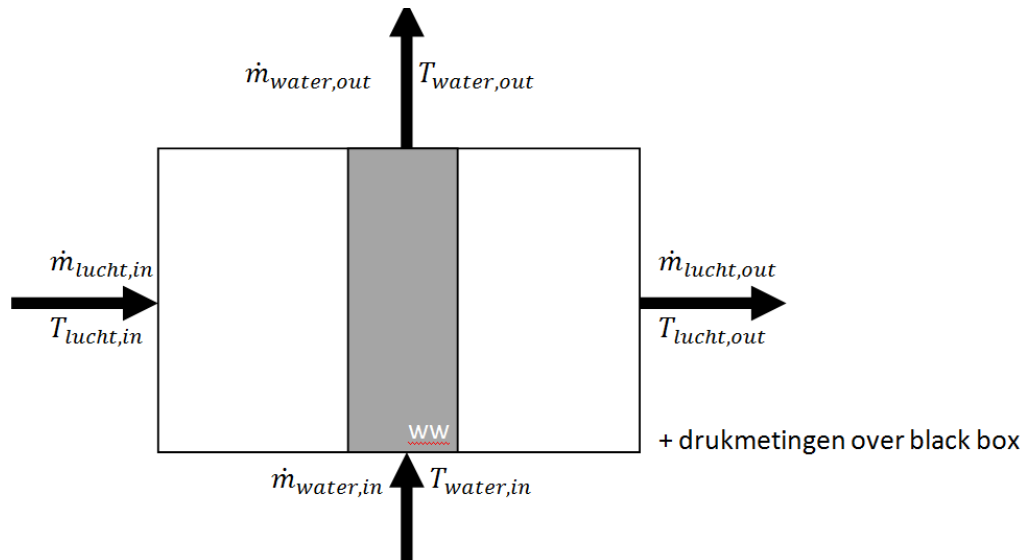
In de werkelijke situatie wordt de warmtewisselaar gebruikt met koelmiddel in de buizen. Dat koelmiddel dient dan warmte te wisselen met de lucht, het grootste deel door gedwongen convectie. De inwendige weerstand zal voor het koelmiddel groter zijn dan voor water, omdat de aanwezige dampfracties een kleinere convectiecoëfficiënt zullen induceren. De bedoeling van deze thesis is echter een vergelijkende studie te maken van de uitwendige weerstand. Relatief zullen de resultaten niet (of nauwelijks) beïnvloed worden, aangezien de luchtzijde dominant is voor de warmteoverdracht.

De buizenrij (*staggered layout*, twee rijen) wordt opgesteld in een uniforme luchtstroom. De variatie in de aanstroomsnelheid van de lucht maakt het mogelijk om de verschillende werkingstoestanden op te meten. Ook de snelheid van het water in de buizen kan gevarieerd worden.

Door debiets- en temperatuurmeting aan lucht- en waterzijde kunnen de respectievelijke vermogens berekend worden en wordt er een warmtebalans opgesteld. Luchtzijdig wordt ook een drukval

gemeten over de warmtewisselaar. Op deze manier kan de prestatiefactor berekend worden. De prestatiefactor wordt in paragraaf 4.1 van deze thesis gedefinieerd.

Voor de studie van de warmteoverdracht en de drukval worden enkel de inlaat en uitlaat waarden van de testsectie bestudeerd. De testsectie wordt beschouwd als een *black box (lumped model)*. In figuur 50 wordt geïllustreerd welke grootheden worden opgemeten. Tijdens de meting blijft het massadebiet water en lucht constant. Aan waterzijde, noch aan luchtzijde treden er lekken op.

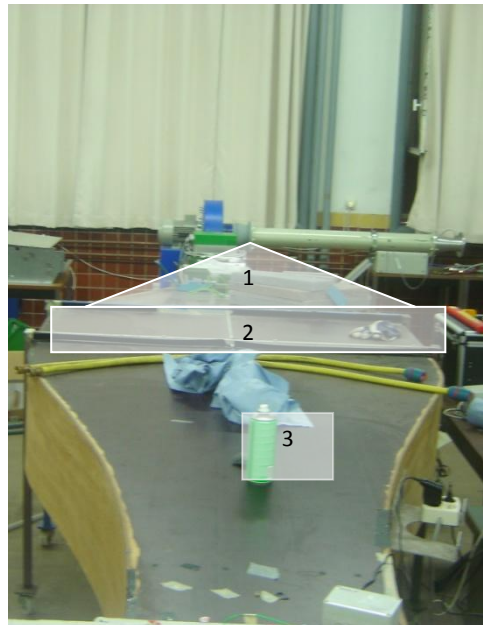


Figuur 50 - Black Box configuratie

## 3.2 Het luchtzijdig circuit

### 3.2.1 De windtunnel

De windtunnel (zie Figuur 51) uit de voorgaande thesis [41] werd behouden, maar de testsectie werd aangepast aan de te testen warmtewisselaars. Aangezien zowel een hoogte als breedte wijziging noodzakelijk is, wordt geopteerd om te werken met afgeschuinde platen (zie Figuur 52).



Figuur 51 - Foto windtunnel



Figuur 52 - Foto van de gebruikte afgeschuinde platen

Het ontwerp van de windtunnel is gebaseerd op het werk van Mehta en Bradshaw. Het is een open windtunnel en bestaat uit 3 verschillende zones (zie Figuur 51):

- *Divergent* (1): heeft tot doel de stroming te vertragen en zo uniform mogelijk de settling zone binnen te brengen. Een te grote openingshoek zorgt voor afscheiding, daardoor werd de openingshoek deelsgewijs verkleind door het divergent op te delen aan de hand van tussenschotten (zie [41]).
- *Settling zone* (2): heeft tot doel de stroming zoveel mogelijk te uniformeren. Hier is een honingraatstructuur aangebracht zodat de grote wervels afbreken tot kleinere die stroomafwaarts sneller zullen dissiperen.
- *Convergent* (3): heeft tot doel de stroming terug stelselmatig te versnellen.

De concrete afmetingen van de windtunnel zijn te vinden in bijlage B.

### 3.2.2 Ventilator

Om de nieuwe ventilator te selecteren is ter hoogte van de testsectie een stuk metaalschuim geplaatst (10 PPI met een dikte van 30mm). Hierover wordt dan de drukval gemeten over de beoogde snelheidsrange (tussen 0.7 m/s en maximaal 3 m/s). Deze gemeten waarden moeten dan op de ventilator karakteristiek een werkingpunt vinden. De berekeningen zijn te vinden in bijlage B. Het besluit is dat de ventilator moet voldoen aan de volgende specificaties:

- drukval van 20 Pa bij een debiet van 230 m<sup>3</sup>/h
- drukval van 920 Pa bij een debiet van 1650 m<sup>3</sup>/h

De centrifugaal ventilator van Ventomatic (type CMA 531) voldoet hieraan. Deze ventilator haalt een debiet van 1650 m<sup>3</sup>/h bij 920 Pa. De ventilator wordt frequentie-gestuurd vanuit LabVIEW. Bijkomende specificaties (onder andere de ventilator karakteristiek) kunnen gevonden worden in bijlage B.

De uitlaat van de ventilator sluit wel niet goed aan op de inlaat van de windtunnel. Er kon eventueel een tussenstuk (divergent) gemaakt worden tussen de uitlaat van de ventilator en de inlaat van de windtunnel. Uiteindelijk werd hiervoor niet geopteerd (onder andere omwille van het benodigde werk). Door de bruske overgang zal ter hoogte van de inlaat van de windtunnel een wervel getrokken worden. Deze wervel wordt echter door de honingraatstructuur toch geüniformiseerd (zie paragraaf 3.6.1: controle van het snelheidsprofiel aan de testsectie).

### 3.2.3 Meetflens

Een meetflens meet via een genormeerde nozzle een drukval op over de aangezogen lucht van de ventilator. Met deze drukvalmeting kan het massadebiet lucht berekend worden.

De berekende curve ( $\Delta p - \dot{m}$ ) van de meetflens, gebruikt bij de thesis van Cooman [45], werd vergeleken met de massadebieten die in deze thesis beoogd worden. Uit deze vergelijking blijkt dat de meetflens ook kan gebruikt worden voor de gekozen ventilator.

De meetflens en de ventilator worden voorgesteld in figuur 53.



**Figuur 53 - Meetflens met ventilator**

De maximale snelheid die bereikt mag worden in de testsectie is ongeveer 3 m/s.

$$\frac{\dot{m} [kg/s]}{A [m^2] * \rho [kg/m^3]} = max. 3 m/s$$

De maximale doorsnede aan de meetsectie (om te gebruiken zonder warmtewisselaar) zorgt voor het maximale massadebiet.

$$A_{max} = 0.45 * 0.29 m^2$$

$$\dot{m}_{max} = 0.47 kg/s$$

De bijhorende berekende  $\Delta p$  is dan 5100 Pa. Dit komt overeen met 42 Hz frequentiesturing.

Met minimale oppervlakte aan de meetsectie (huidige warmtewisselaars) en minimale snelheid (1 m/s) worden volgende waarden bekomen:

$$A_{min} = 0.447 * 0.256 m^2$$

$$\dot{m}_{min} = 0.14 kg/s$$

De bijhorende  $\Delta p$  is dan 450 Pa. Dit komt overeen met ongeveer 13 Hz.

Op erg lage frequentie is de werking van de ventilator niet gewaarborgd. Uit deze berekening blijkt dat er niet erg laag zal moeten gegaan worden met de frequenties (i.v.m. thesis [23], waar er grote fouten optreden bij ventilatorfrequenties rond 5 Hz).

De drukval wordt opgemeten en de formules om het massadebiet te berekenen zijn terug te vinden in de Europese norm ISO5167-1.

De formules om het massadebiet te berekenen zijn niet correct in de thesis van Cooman [45]. In de formule voor het massadebiet (3.1) wordt  $d_{in}$  vervangen door  $d_{keel}$ :

$$\dot{m} = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} * \varepsilon * \frac{\pi}{4} * d_{keel}^2 * \sqrt{2 * \Delta p_{flens} * \rho_{atm}} \quad (3.1)$$

$$C = 0,99 - 0,2262 * \beta^{4,1} - (0,00175 * \beta^2 - 0,0033 * \beta^{4,15} * \left(\frac{10^6}{Re_{d_{in}}}\right)^{1,15}) \quad (3.2)$$

$$\varepsilon = \left[ \left( \frac{\chi \tau^{\frac{2}{\chi}}}{\chi - 1} \right) * \left( \frac{1 - \beta^4}{1 - \beta^4 \tau^{\frac{2}{\chi}}} \right) * \left( \frac{1 - \tau^{\frac{\chi - 1}{\chi}}}{1 - \tau} \right) \right]^{1/2} \quad (3.3)$$

$\beta$  is hierbij de verhouding van de keeldiameter  $d_{keel}$  tot de inlaatdiameter  $d_{in}$  van de flens.  $\rho_{atm}$  is de dichtheid van de atmosfeer berekend volgens de ideale gaswet en  $\tau = \frac{p_{atm} - \Delta p_{flens}}{p_{atm}}$ , met  $p_{atm}$ : de atmosferedruk.

De doorstroomcoëfficiënt  $C$  corrigeert voor insnoering- en viscositeit invloed en de compressiebiliteitcoëfficiënt  $\varepsilon$  voor de invloed van compressie. Aangezien de formule voor de doorstroomcoëfficiënt  $C$  het Reynoldsgetal aan de inlaat van de flens  $Re_{d_{in}}$  bevat, wordt er iteratief gewerkt. Voor de exacte werkwijze wordt naar de Matlab file verwezen in bijlage E.

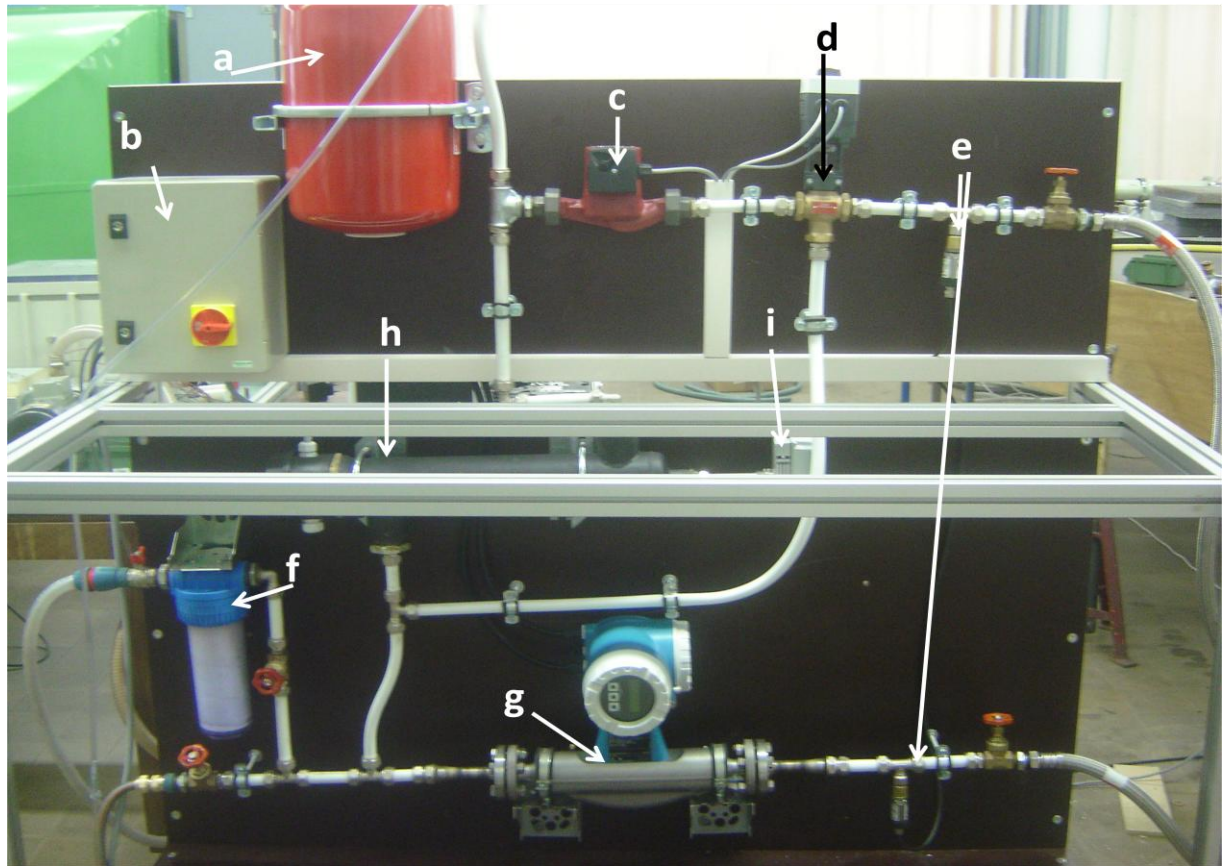
De fout op deze berekening wordt in de Europese norm beschreven en deze berekening van de fout is opgenomen in de Matlab file.

Meer informatie over de meetflens is te vinden in bijlage B.

### 3.3 Het watercircuit

#### 3.3.1 Tubipex leidingen

De proefstand werd gemaakt met Tubipex leidingen (diameter: 20mm, zie figuur 54). Deze aluminiumbuizen zijn gemakkelijk hanteerbaar en vervormbaar en bovendien bestand tegen hoge temperaturen. Ze worden erg veel gebruikt als sanitaire leidingen in particuliere huishoudens.



Figuur 54 - Foto proefopstelling waterzijde

### 3.3.2 Geiser

De proefstand wordt voorzien van water op 70°C door een geiser (een doorstroomboiler). De geiser heeft een maximaal vermogen van 9 kW. Er zijn 3 weerstanden aan te sturen van elk 3 kW. Hoewel de warmtewisselaar in nominale condities - volgens de datasheet - een vermogen heeft lager dan 3 kW, is er uit testmetingen beslist om alle 3 de weerstanden aan te sturen. De warmtewisselaar kan meer warmte wisselen bij uniforme aanstroming (zoals in deze thesis), dan bij niet-uniforme aanstroming (zoals in een compacte warmtewisselingsunit).

Voor de specificaties van de boiler wordt verwezen naar bijlage A. De plaatsing van de boiler in de (waterzijdige) proefstand is weergegeven in figuur 54 (h).

De proefstand is gemakkelijk te verplaatsen: ze staat op wieltjes en heeft een beperkte dimensie.

### 3.3.3 Circulatiepomp

Het water wordt gecirculeerd door een circulatiepomp van Grundfos (figuur 54 (c)). Deze pomp is manueel instelbaar op 3 verschillende toerentallen. De pomp wordt op zijn hoogste toerental gezet. Voor pompkarakteristiek en de dimensies van de circulatiepomp wordt verwezen naar bijlage A.

### 3.3.4 Accumulator

De pulsaties in het debiet veroorzaakt door de pomp worden uitgedempt door een accumulator (figuur 54 (a)).



### 3.3.5 Driewegklep

Het massadebiet is regelbaar via een driewegklep (figuur 54 (d)), met servomotor. De bedoeling van de proefopstelling is slechts een klein massadebiet af te tappen naar de warmtewisselaar, terwijl er een groot recirculatie-debiet is. Hierdoor wordt er kunstmatig een thermische buffer gecreëerd, zodat het afgekoelde water dat uit de te meten warmtewisselaar komt een minder sterke verstoring teweegbrengt aan de geiser.

### 3.3.6 Coriolisdebietmeter

De massadebietmeting gebeurt via een PROMASS 80 F van de firma Endress+Hauser. Dit is een coriolisdebietmeter (figuur 54 (g)), die naast debietuitleiding ook een mogelijkheid heeft tot densiteitsuitleiding. Bij een coriolisdebietmeter hebben waterbelletjes geen invloed op de debietslezing: de debietmeter meet niet het volume aan vloeistof dat door de buis stroomt, maar wel de massa per tijdseenheid. Indien er belletjes in de buis zitten (variabele dichtheid), dan is het volumetrische debiet niet meer proportioneel aan het massadebiet. De debietmeter heeft een meetbereik tot ongeveer 1300 kg/h. In deze thesis worden metingen tot 200 kg/h uitgevoerd.

### 3.3.7 Drukmeters

Waterzijdig is er ook een meting om de drukval over de warmtewisselaar op te meten (figuur 54 (e)). Hierop wordt niet verder teruggekomen omdat dit in deze thesis van geen belang is.

### 3.3.8 Ontluchters

De proefstand is gebouwd met licht stijgende leidingen. Hierdoor hoopt alle lucht zich op aan de accumulator. Hier is een manuele en automatisch ontluucher voorzien (niet zichtbaar op de foto). Daarnaast is er ook ter hoogte van de watercollectoren een mogelijkheid tot ontluuchting voorzien. Bij het opvullen van de circuit wordt er eenmaal ontluucht.

### 3.3.9 Regeling met LabVIEW

Met behulp van LabVIEW van National Instruments wordt een automatiseringsmogelijkheid opgebouwd.

#### 3.3.9.1 Geiser

De sturing verloopt met een voltsignaal-uitsturing, wat door een thyristor schakeling omgezet wordt naar een gecontroleerd vermogen. 2 weerstanden worden met de thyristor in parallel geplaatst. De 3<sup>e</sup> weerstand wordt apart aangestuurd en alleen indien nodig (bv. bij opstart of bij een hoog luchtdebiet).

De sturing van de weerstanden wordt geregeld met een P-regelaar vanuit LabVIEW. De oorspronkelijke regeling was een externe PID die een relais aansprak. De uitsturing van een PID is als volgt:

$$u(t) = K_c * \left( e(t) + \frac{1}{T_i} * \int_0^t e(t) dt + T_d * \frac{de(t)}{dt} \right) \quad (3.4)$$

Met  $e(t)$  de fout ten opzichte van de wenswaarde,  $K_c$  de proportionele actie (P-actie),  $T_i$  de integratietijd (I-actie) en  $T_d$  de differentiatietijd van de regelaar (D-actie).

De P-waarde, voorgesteld als  $K_c$  in vergelijking (3.4), stuurt de uitgang  $u(t)$  evenredig aan met fout  $e(t)$ . Echter bij een te grote P-actie kan het systeem instabiel worden. Tevens resulteert een P-

regelbaar in een systematische afwijking. De I-waarde zorgt ervoor dat deze statische fout kan weggewerkt worden. Bij deze proefopstelling is het wegwerken van deze statische fout van ondergeschikt belang. Het is vooral de bedoeling om een stabiele temperatuur te bekomen. De D-waarde controleert en beheerst de stap die de PID zet in zijn output voltage, op deze manier wordt de overshoot verkleind.

Er is geprobeerd om een PID te tunen. De bekomen P, I en D waarden gaven echter niet de gewenste regeling. De oorzaken kunnen hiervoor gezocht worden in het algoritme om P, I en D waarden te berekenen van National Instruments. Om heel precies de PID te kunnen instellen, dient er navraag gedaan te worden naar het algoritme achter de PID. Aangezien de PID-tuning geen doel van deze thesis is, wordt een P-regeling voorgesteld. Deze heeft – buiten een systematische afwijking van de wenswaarde – een goed resultaat.

De geiser heeft een grote **thermische en tijdsinertie**. Door de grote massa wordt er veel warmte opgeslagen in de wanden van de geiser. De geiser wordt een isolatiemantel aangedaan, omdat dit het regelen van de temperatuur gemakkelijker maakt. De P-regelaar zorgt voor een constante water inlaattemperatuur. Tussen de temperatuursmeting en de geiser zit er enkele meter leiding: het duurt een bepaalde tijd vooraleer het water uit de boiler de inlaatcollector van het water bereikt. Deze tijdsinertie is niet beperkend voor de proefopstelling.

### ***3.3.9.2 Circulatiepomp***

De circulatiepomp wordt aangestuurd met een relais.

### ***3.3.9.3 Driewegklep***

De servomotor van de driewegklep krijgt een voltsignaal tussen 0 en 10 Volt. Bij 0 Volt wordt geen massadebiet naar de warmtewisselaar gestuurd.

### ***3.3.9.4 Globale regeling***

Een LabVIEW programma bestaat uit een interne structuur (*Block Panel*) en een zichtbare structuur voor de gebruiker (*Front Panel*). Dit laatste dient overzichtelijk te blijven en bevat enkel het hoogst nodige. Voor een afbeelding van het LabVIEW programma wordt verwezen naar bijlage F.

Het Block Panel bevat één *for* loop, die éénmaal doorlopen wordt. De *for* loop bevat drie *while* lussen, die in een sequentiëls doorlopen worden. Voor elke *while* loop wordt er een juiste STOP conditie geïnitieerd. Omdat er geen (inlees)waarden kunnen verbonden worden over de lussen heen, dienen er twee Front Panels gemaakt te worden (voor de twee laatste *while* loops). Een LED-lampje duidt de gebruiker aan in welke loop het programma zit en naar welk Front Panel hij of zij moet kijken. Dit wil ook zeggen dat de initialisatie van bijvoorbeeld de watertemperatuur of de PID waarden vooraf op allebei de Front Panels moeten gemaakt worden.

De eerste *while* loop is een beveiliging. Dit is om te verhinderen dat de boiler aanslaat zonder dat de pomp draait, alhoewel er ook op de boiler een beveiliging zit die op 90°C de elektrische weerstanden aflegt.

De tweede *while* loop heeft als hoofdbedoeling de proefopstelling naar steady-state toestand te brengen. Deze loop kan op een snelle manier, aangezien ze geen data moet wegschrijven, de PID regelen (er is een niet te verwaarlozen snelheidsverschil op te merken tussen loop twee en drie).

Voor de PID te regelen is er een wenstemperatuur nodig, alsook een temperatuur dewelke de PID moet regelen. De PID (met I en D gelijk aan 0) heeft een aantal subtiliteiten:

- De PID kan globaal geregeld worden door twee beveiligingssystemen. Boven de *while* loop is er een mogelijkheid om de maximale uitsturing van 10 Volt te beperken. Bijkomend is de PID geschreven in een Case structuur, met de mogelijkheid om *manueel* een voltage waarde uit te sturen. LabVIEW onthoudt altijd zijn laatste waarde, dus als het programma plotseling stopt, dan blijft een voltage gestuurd worden en blijft de boiler opwarmen. Door op manueel over te schakelen kan het voltage gemakkelijk op 0 Volt gezet worden, eer het programma stopt
- De PID stuurt altijd de 2 weerstanden, deze zitten op één kanaal van de volt-uitleeskaart
- Indien de gebruiker de derde weerstand wenst in te schakelen *en* het uitstuurvoltage van de hoofd PID is groter dan 8 Volt, dan wordt er ook geregeld op de 3<sup>e</sup> weerstand (alle 3 met dezelfde PID).

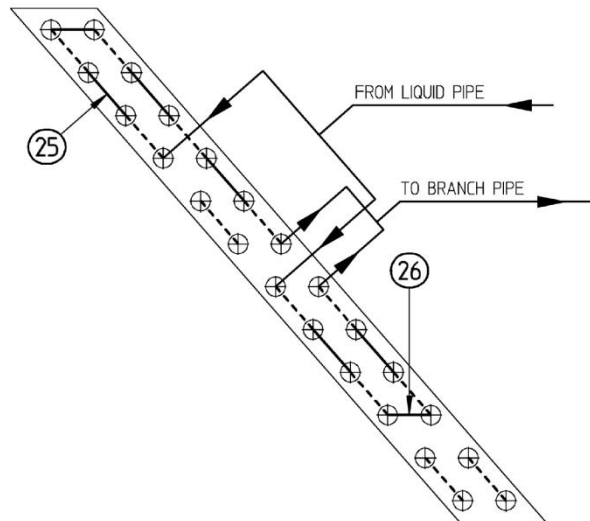
De derde *while* loop bevat naast eenzelfde PID regeling ook een uitleesmogelijkheid voor alle in te lezen waarden. Dit vertraagt het programma enigszins, maar niet in die mate dat de PID niet meer goed kan bestuurd worden (van ongeveer 1 seconde/meting naar ongeveer 2.8 seconden/meting). In deze loop worden zowel de watertemperatuur als de luchttemperatuur in aparte grafieken geplott. Er is ook een mogelijkheid om de aantal doorgelopen loops te tellen. Zo kan een vast gesteld aantal metingen beoogd worden.

### 3.4 De te testen warmtewisselaars

De warmtewisselaar geleverd door Daikin met *adapted inclined louvered fins* heeft de volgende specificaties (voor een stuktekening wordt verwezen naar bijlage C):

$d_{in}$	0.00666m
$d_{out}$	0.0072m
$F_p$	0.0014m
$P_l$	0.012m
$P_t$	0.021m
$L_{eff}$	0.426m
$\delta_{fin}$	0.000115m
$L_{air}$	0.024m
$H$	0.256m

De waterverdeling verloopt als volgt:



**Figuur 55 - Waterverdeling bij (Daikin) warmtewisselaar**

De tweede warmtewisselaar is een replica van de eerste, met als enige uitzondering dat de buizen die bij de Daikin-warmtewisselaar niet gebruikt worden (zie figuur 55) ook niet aanwezig zijn. In plaats van de 24 buizen zullen er maar 18 aanwezig zijn. De maaktijd voor een metaalschuim warmtewisselaar is ongeveer 6 weken.

De lengte van de tweede warmtewisselaar is dezelfde als de eerste. Om de gaten te kunnen boren dient het schuim in 4 stukken gesneden te worden: enkel op die manier kunnen er zonder trillingen gaten geboord worden. De zijkanten van de 4 stukken metaalschuim worden geërodeerd zodat ze perfect vlak zijn. Het gebruikte gat in de vinnen is oorspronkelijk 7.2 mm. De diameter van de buisjes is dan 7mm en deze buisjes worden dan geëxpandeerd in het gat van de vinnen. Voor de metaalschuim warmtewisselaar is er geopteerd om gaten van 7 mm te boren in het schuim. Op deze manier is thermisch contact (met de *struts*) verzekerd indien de buisjes geëxpandeerd worden in het schuim. Bekaert boort de gaten en maakt het schuim en Daikin zorgt voor de expansie van de buisjes. Door de expansie van de buizen in het schuim is er geen contactweerstand.

Beide warmtewisselaars zien er als volgt uit:



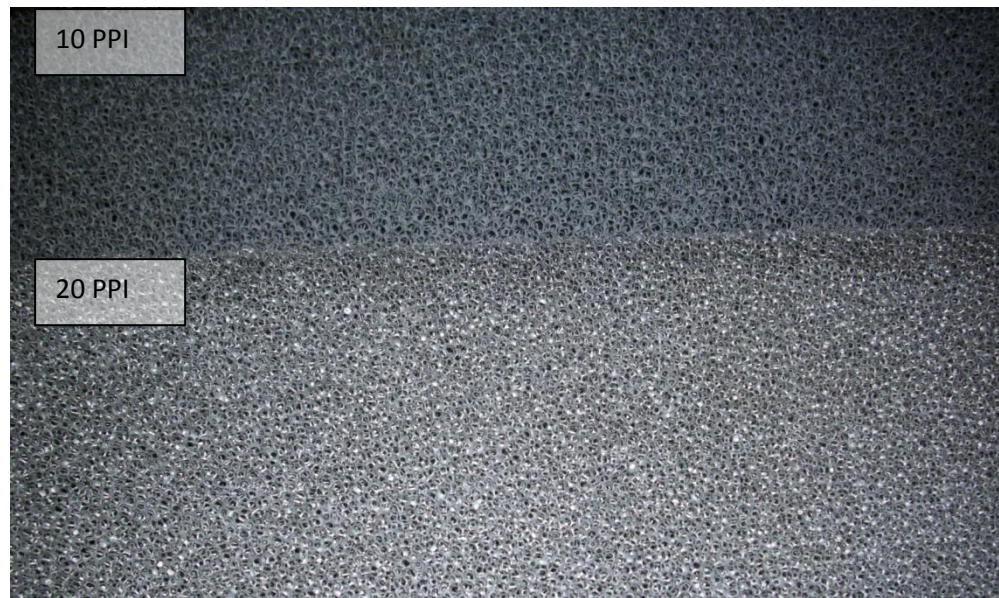
**Figuur 56 - Warmtewisselaar met adapted inclined louvered fins (Daikin)**



**Figuur 57 - Warmtewisselaar met metaalschuim (10 PPI)**

Bij de metaalschuim warmtewisselaar zijn er sommige plaatsen met slecht thermisch contact (een klein gedeelte van de koperen buisjes ligt bloot). De bedoeling van deze thesis is om een constante volume vergelijking te maken. Hierdoor is de dikte van het metaalschuim gelijk gebleven: 24 mm en zijn er enkele *struts* gebroken. Het metaalschuim heeft 10 PPI en heeft een eigenhandig gemeten porositeit van 0.9373 met een relatieve fout van 0.02% (voor deze foutenberekening wordt verwezen naar de Matlab file). Aangezien de PPI waarde relatief laag is, kan er letterlijk door de warmtewisselaar gekeken worden. Hierdoor zal de drukval lager zijn in vergelijking met louvered fins. Ook het warmtewisselend oppervlak zal lager zijn, omwille van het kleine aantal poriën.

Er is 10 PPI is gekozen, aangezien Bekaert 20 PPI enkel beschikbaar heeft tot diktes van 20mm. Het verschil tussen 10 en 20 PPI op het vlak van drukval en warmteoverdracht is duidelijk in figuur 58. 20 PPI heeft een veel groter warmteoverdragend oppervlak, de drukval over dit type schuim zal wel groter zijn (zoals eerder aangehaald in de literatuurstudie).



**Figuur 58 – Visuele impressie van verschil tussen 10 en 20 PPI**

Het metaalschuim is gemaakt uit een AlSi7 legering. Koper was beter geweest voor de warmtegeleiding.

### **3.5 Meetstrategie**

#### **3.5.1 Vermogensbepaling**

Langs de waterzijde wordt een vermogen binnengebracht gelijk aan:

$$Q_{water} = \dot{m}_w c_{p,w} (T_{w,in} - T_{w,uit}) \quad (3.5)$$

Het water gaat op zijn beurt zijn warmte wisselen met de aanstromende lucht. Het luchtzijdig vermogen kan op analoge manier berekend worden:

$$Q_{lucht} = \dot{m}_l c_{p,l} (T_{l,uit} - T_{l,in}) \quad (3.6)$$

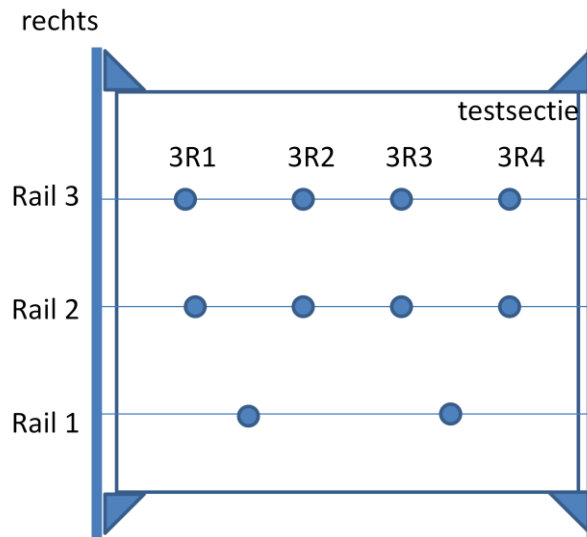
De specifieke warmtecapaciteiten worden bij gemiddelde temperatuur bepaald.

Om deze respectievelijke vermogens te bepalen is er een debiets- en temperatuursinlezing noodzakelijk aan lucht- en waterzijde.

#### **3.5.2 Metingen aan luchtzijde**

##### **3.5.2.1 Temperatuursinlezing**

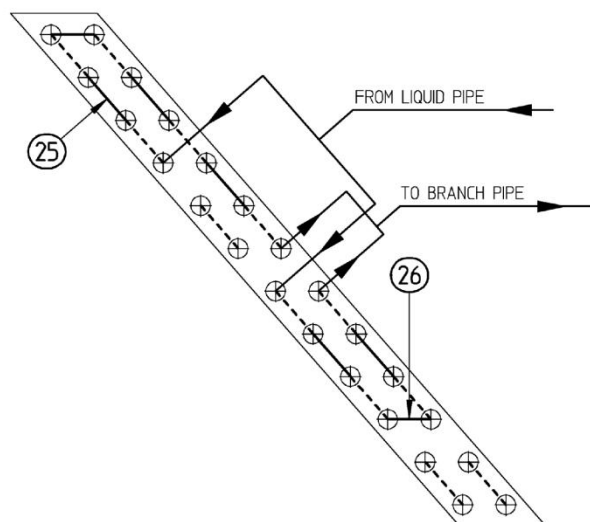
Er zijn twaalf thermokoppels beschikbaar om luchtzijdig temperaturen op te meten. Twee thermokoppels worden geplaatst aan de inlaat. Slechts twee, aangezien de temperatuur over de volledige afstand toch niet zoveel verandert: er is uniforme aanstroming. De overige tien thermokoppels worden geplaatst aan de uitlaat. Oorspronkelijk werden de thermokoppels opgehangen aan drie rails, als volgt verdeeld: 2-4-4 (zie figuur 59). Op deze manier zijn de thermokoppels ook benoemd.



**Figuur 59 - Uitlaattemperatuur captatie met rails**

Alle thermokoppels zijn van het K-type. Voor de kalibratie van de thermokoppels wordt verwezen naar bijlage D.

Figuur 60 toont dat er zes van de vierentwintig buisjes onbestroomd zijn. Dit zorgt voor een probleem in de uitlaattemperatuur captatie. Tijdens de opbouw van de proefopstelling is hiermee echter geen rekening gehouden. Afhankelijk van waar de rails geplaatst worden, worden heel andere gemiddelde temperaturen berekend. Zoals te verwachten valt kan de stroming niet uitmiddelen over een 30-tal centimeter.



**Figuur 60 - Niet-uniformiteit van de waterverdeling bij de warmtewisselaar**

Typisch zou is er voor deze uitmiddeling een lengte van  $10 * d_{hyd}$  nodig zijn. Hierdoor zou de testsectie met twee meter moeten verlengen. Hierbij zijn er verschillende problemen:

- de thermokoppels zijn (letterlijk) te kort. De positie van de waterzijdige thermokoppels ligt reeds vast, waardoor de data-acquisitie kaart niet zomaar kan verschoven worden. De luchtzijdige thermokoppels langer maken is geen oplossing, aangezien er dan meer ruis op met meetsignaal komt.
- beperkte ruimte in het labo: er is geen plaats om de proefstand twee meter langer te maken.
- de volledige verlenging zou ook geïsoleerd moeten worden. Met een 10 cm dikke isolatie is er een warmteverlies van  $2 * \left(0.023 * 0.426 * 2 * \frac{70-24}{0.1}\right) + 2 * \left(0.023 * 0.256 * 2 * \frac{70-24}{0.1}\right) = 24 \text{ Watt}$ . Het warmteverlies wordt berekend met  $Q = k * A * \frac{\Delta T}{L}$ . De warmtegeleidingcoëfficiënt van het gebruikte isolatiemateriaal is  $0.023 \frac{W}{mK}$ . Dit betekent een verslechtering van de warmtebalans van 1% op een vermogen van 2500 Watt. Dit is betrekkelijk veel.

Om aan dit probleem tegemoet te komen werd geopteerd om te werken met een **thermografische camera** (Dias Infrared Systems van het type Midas). Voor de goede werking van het toestel dient er een juiste emissiviteit ingegeven te worden en dient ervoor gezorgd te worden dat er geen weerkaatsing optreedt met de wanden.

Er wordt in de eerste plaats gezorgd voor een betere uitmiddeling van de temperatuur. Hiervoor wordt metaalschuim geplaatst achter de drukvalmeting. Dit metaalschuim helpt om de emissiviteit te achterhalen. Dit laatste kan berekend worden door kalibratiethermokoppels aan te brengen. Deze waarden worden dan continu uitgelezen in LabVIEW en op deze manier kan de emissiviteit aangepast worden tot de juiste temperatuur bekomen wordt. De emissiviteit van het schuim is vrij constant over het oppervlak, omwille van zijn specifieke structuur. Daardoor wordt het mogelijk om een temperatuursveld op te meten. Hierdoor wordt de oorspronkelijke fout (2°C) van de thermografische camera geminimaliseerd. Het metaalschuim zorgt niet alleen voor een uitmiddeling van de temperaturen, het zorgt eveneens voor een afscherming van de weerkaatsing op de wanden.

De temperatuursmetingen voor kalibratie dienen evenwel te gebeuren in een smalle strook waar de temperatuur over verschillende pixels constant blijft. De temperatuur wordt gemiddeld gemeten over 3x3 pixels. De temperatuur nabij de grenslaag is iets egalier van kleur (o.a. omdat de snelheid hier lager is), vandaar dat de kalibratie thermokoppels hier geplaatst worden.

De thermografische camera berekent in het verwerkingsprogramma (GORATEC – Thermography Studio) zijn gemiddelde temperatuur. Elke pixel bevat een temperatuurswaarde en deze worden uitgemiddeld over een zelfgekozen kader.

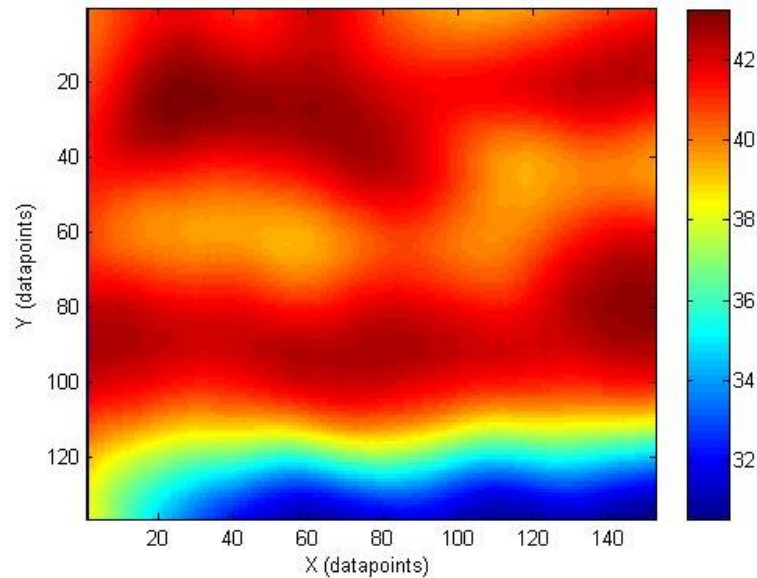
Gedurende de metingen dient er dus gezorgd te worden voor:

- een zelfde emissiviteit: éénmaal gekozen (aan de hand van temperatuursmetingen), wordt deze niet meer veranderd. Deze emissiviteit is constant gehouden op 81%.
- het kader waarover het verwerkingsprogramma zijn gemiddelde temperatuur berekend, wordt niet gewijzigd.



- er dient voldoende lang gewacht te worden eer het metaalschuim eenzelfde temperatuursprofiel aanneemt als de achterliggende warmtewisselaar.

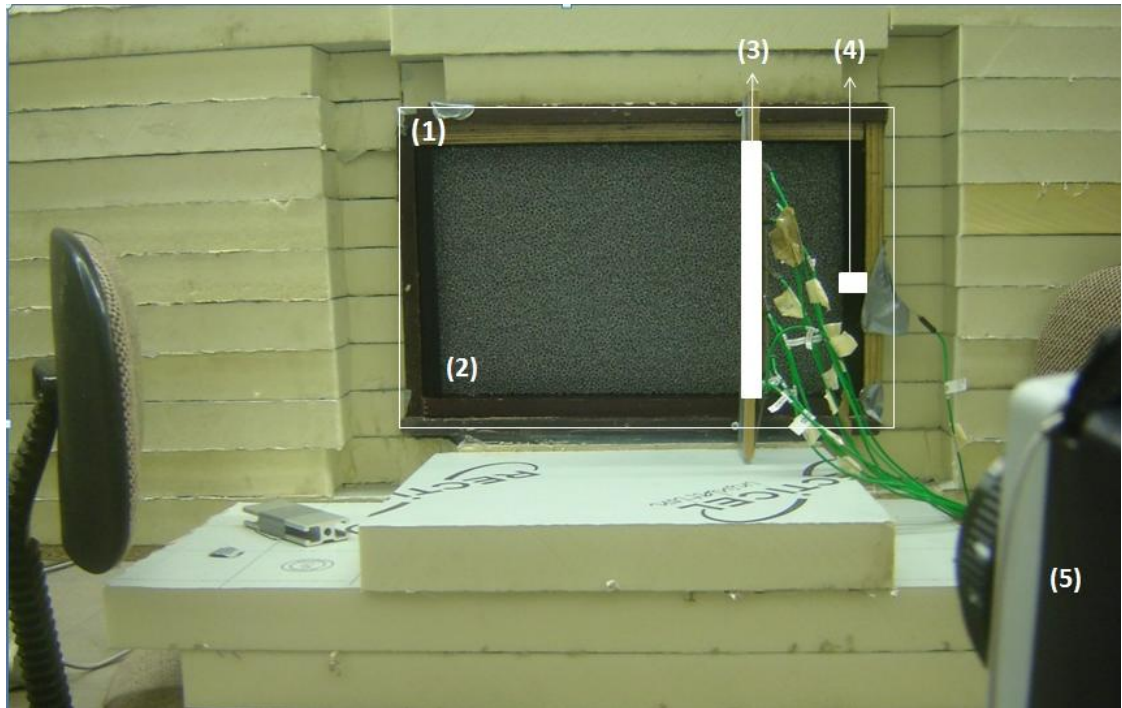
Op deze manier wordt een volgend temperatuursbeeld bekomen (inlaat watertemperatuur: 70°C,  $\dot{m}_{lucht} = 0.26 \text{ kg/s}$ ; Het temperatuursbeeld werd in Matlab gefilterd):



**Figuur 61 - Temperatuursbeeld over de uitlaatsectie**

Uit dit temperatuursprofiel blijkt dat de horizontale temperatuursgradiënten quasi constant blijven. Op deze manier is op het idee gekomen om een verticale temperatuursmeting uit te voeren. Van de tien thermokoppels die beschikbaar zijn voor de uitlaattemperatuur te berekenen, worden er negen voorbehouden om de verticale temperatuursmeting uit te voeren. Het resterende thermokoppel wordt gebruikt om de kalibratie van de thermografische camera te controleren.

De negen thermokoppels worden equidistant geplaatst, zodat er aan elk thermokoppel een oppervlakte kan worden gekoppeld. Op deze manier wordt de uitlaattemperatuur berekend door een oppervlakte gemiddelde temperatuur te berekenen. De volledige testopstelling wordt in figuur 62 weergegeven.



**Figuur 62 - Opstelling voor verticale temperatuursinlezing: (1) de testsectie; (2) het extern geplaatste metaalschuim; (3) verticale temperatuursinlezing; (4) kalibratiethermokoppel; (5) thermografische camera**

Er is een vergelijking gemaakt tussen de thermografische camera en de verticale temperatuursinlezing en is er een goede overeenkomst gevonden (zie hoofdstuk 5).

Een andere mogelijkheid om de uitlaattemperatuur te meten, is een verstelbare rail te bouwen. Door bv. 10 thermokoppels op een rail te plaatsen en die rail tijdens een steady state meting systematisch te verschuiven. Op deze manier kan er over een groter gebied uitgemiddeld worden.

### **3.5.2.2 Debietsmeting**

Het massadebiet lucht wordt gemeten langs de drukval over de meetflens om. Voor deze drukmeting wordt gebruik gemaakt van een KIMO Instruments CP300 differentiaal drukmeter. Deze kan ingesteld worden tot 10 kPa. Voor deze thesis is de drukmeter ingesteld tot 6000 Pa. De inlezing gebeurt normaal in Volt (*default*), maar omdat er te weinig National Instruments kaarten zijn aangekocht voor een voltmeting, diende er noodgedwongen gebruik gemaakt te worden van een koppelstuk van Siemens, die het Volt signaal omzet naar een mA signaal. De fout hierover (fout op inwendige weerstand) wordt verwaarloosd. Let wel op: omzetstuk van Siemens zet het 0 tot 10 Volt signaal om naar een 0 tot 20 mA signaal (en niet de gebruikelijke 4 tot 20 mA, meestal wordt een 4 mA gebruikt om aan te geven of de sensor werkt en een nul-signaal doorstuurt).

De drukuitlezing aan de meetflens heeft een grote standaarddeviatie. Dit laatste zorgt voor een grote fout op luchtzijdig vermogen. De oorzaken voor deze grote standaarddeviatie zijn velerlei:

- uitlezing van NI kaarten zelf. Deze uitlezing gebeurt in volt, dient omgezet te worden naar mA en dient weer omgezet te worden met een grote vermenigvuldigingsfactor naar Pa
- de ventilator zelf zorgt voor een grote variatie in zijn aanzuigdebiet (dit is normaal)

- er is een geen mogelijkheid om de drukmeting te kalibreren. Misschien dient er evenwel volgende jaar geïnvesteerd te worden in een kalibratietoestel. De drukvalmeting is wel gecontroleerd met een handdrukmeter

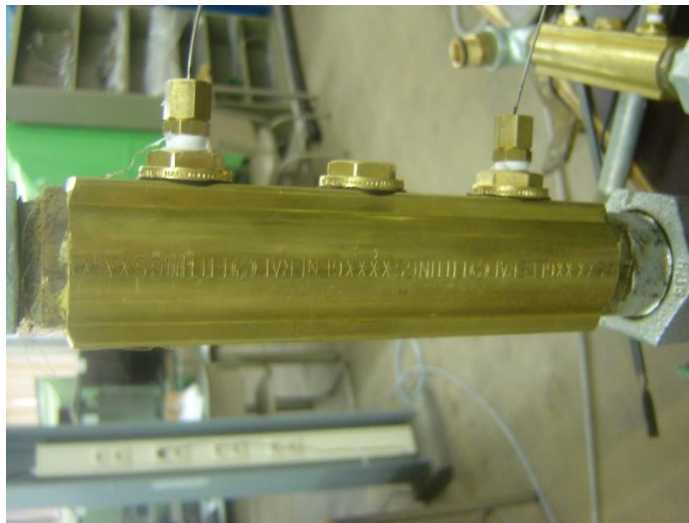
### ***3.5.2.3 Drukvalmeting over warmtewisselaar***

De drukval over de warmtewisselaar wordt gemeten met een een Halstrup-Walcher drukmeter (type PU) van  $\pm 3$  kPa. Deze leest standaard uit in volt, maar dit volt signaal wordt via een omzetstuk van Siemens omgezet naar een ampère signaal. De drukvalmeting over de warmtewisselaar wordt later gebruikt voor de definitie van de performantie.

### **3.5.3 Metingen aan waterzijde**

#### ***3.5.3.1 Temperatuursinlezing***

Om de waterzijdige temperaturen voor en na de warmtewisselaar te meten wordt gebruik gemaakt van 2 thermokoppels (i.p.v. 1) op beide posities. Door te veronderstellen dat deze onafhankelijk van elkaar meten en ze beiden dezelfde kalibratiefout hebben, wordt de fout op de gemiddelde temperatuur met een factor  $\sqrt{2}$  verkleind (zie het hoofdstuk 4 voor meer details). De 4 thermokoppels zijn van het K-type. Voor de kalibratie van de thermokoppels wordt verwezen naar bijlage D. De 4 thermokoppels bevinden zich in 2 collectoren (figuur 63), alwaar ze gefixeerd worden zodat hun tip in het midden van de buis gehouden wordt.



**Figuur 63 - Watercollector met thermokoppels**

#### ***3.5.3.2 Debietsmeting***

Aan de waterzijde wordt het massadebiet water gemeten door de coriolisdebietmeter. Deze stuurt een 4 tot 20 mA signaal door naar de PC. In het LabVIEW programma wordt het mA signaal via de gegeven kalibratiecurve omgezet in een massadebiet (in kg/h). De meter wordt geleverd met een kalibratiefile en een gegeven fout afhankelijk van de grootte van het debiet. Deze gegevens zijn terug te vinden in bijlage A.

De uitlezingen met de NI kaarten zijn niet altijd constant. Bijvoorbeeld: bij een constante uitlezing op de display van de coriolisdebietsmeter, gebeurt het dat de omgerekende waarde bij de uitlezing op PC soms wijzigt naar een hogere waarde en dan terug op de 'gemiddelde waarde' komt. Gemiddeld

gezien zal dit geen grote fout opleveren. Op de standaarddeviatie zal er echter wel een significant effect zijn. Om te voorkomen dat deze fout doorpropageert, zit in het verwerkingsprogramma van Matlab een beveiliging: de gemiddelde waarden die boven of onder  $x_{average} \pm 2\sigma$  liggen worden verwijderd uit de ingelezen matrix. De foute uitlezingen worden aldus gefilterd.

### 3.5.4 Isolatie

Na de waterzijdige temperatuursinlezing wordt er gezorgd dat er geen warmteverliezen meer zijn naar de omgeving. Er wordt gewerkt met Eurofloor® isolatieplaten van Recticel (met een warmtegeleidingcoëfficiënt van  $0.023 \frac{W}{mK}$ ). Rond om rond wordt minstens 10 cm isolatiemateriaal voorzien (zie figuur 64). Alle isolatiemateriaal is aan elkaar gelijmd, zodat er weinig warmtelekken mogelijk zijn. Bovenop het isolatiemateriaal is nog een blok aluminium geplaatst.

De wederzijdse beïnvloeding van beide collectoren is berekend. De collectoren hebben een onderlinge afstand van 100 mm en een oppervlak van 40 op 200 mm. Als de temperatuursval tussen beide collectoren 20°C wordt verondersteld, dan wordt er een vermogen doorgelaten van 0.04 W ( $Q = k * A * \frac{\Delta T}{L}$ ). Dit is aanvaardbaar.

In het isolatiemateriaal dienen verschillende uitsparingen gemaakt te worden (voor collectoren, toe- en afvoerleidingen), waardoor het isolatiemateriaal niet nauw aansluit. Deze uitsparingen opgevuld worden met vermiculiet. Dit is een mineraal verwerkt tot korrels en heeft een isolerende eigenschap.



Figuur 64 - Geïsoleerde testsectie

### 3.6 Validatie proefstand

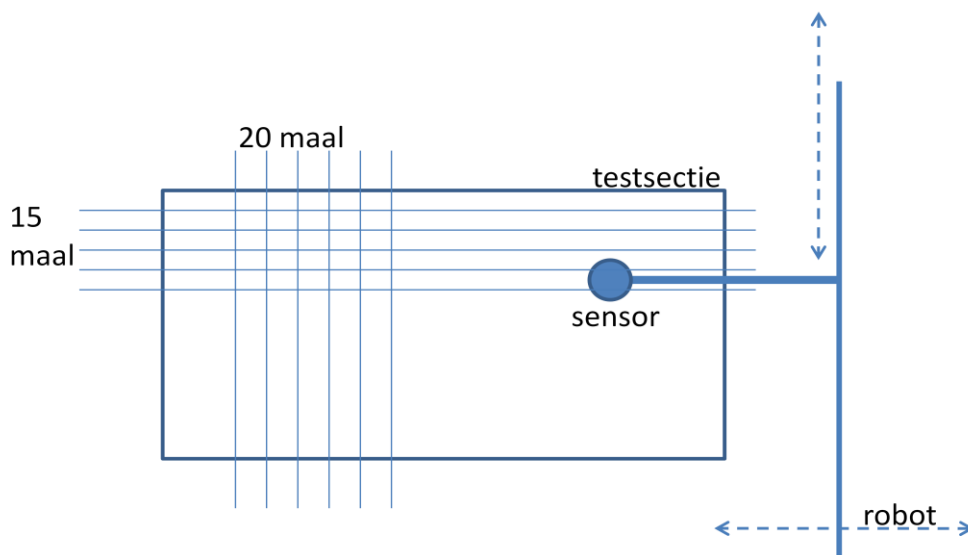
#### 3.6.1 Controle snelheidsprofiel

De controle van de uniformiteit van de stroming is een belangrijk punt. Dit is één van de voorwaarden om een vergelijking te kunnen maken met de literatuur. Door de plotse overgang van de uitlaat van de ventilator naar de windtunnel dient deze uniformiteit gecontroleerd te worden.

Controle van de uniformiteit gebeurt met een *hotwire* meting. Deze sensor stuurt een stroom uit, die vermindert door het massadebiet lucht dat erover stroomt. Op die manier wordt een 'evenwichtsstroom' gevonden die dan gelinkt wordt, via een kalibratie met perslucht om, naar een snelheid. Er is ook een robotarm nodig om de hotwire sensor te verplaatsen. De verplaatsing van de robotarm wordt geregeld via een grid-implementatie (15 op 20 datapunten) in een speciaal sturingsprogramma. In de volgende tabel worden de hotwire benodigheden opgelijst:

Hotwire kalibrator (werkt via perslucht; zet stroom om naar snelheid)	Dantec Dynamics Streamline 90H02 Flow Unit
Hotwire sensor 2D (meet onder hoek van 45°)	Dantec Dynamics Fiber-film probe 55R54
Hotwire robotarm	Isel Traverse Device: Schrittmotor-Controller C142-4
Hotwire DAQ Inleesmogelijkheid 1000 metingen per seconde	National Instruments USB-9162 DAQ-kaart
Hotwire uitleessysteem	Dantec Dynamics Streamline 90N10 Frame

De meetopstelling en gridopstelling zien er schematisch als volgt uit:



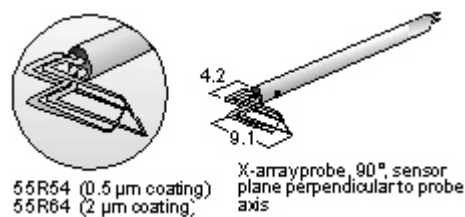
Figuur 65 - Meetopstelling Hotwire meting

Er is gemeten op 10, 20, 30 en 40 Hz instel ventilatorsnelheid. Even als kanttekening: omdat er wordt uitgelezen met NI kaarten, wordt bij instelling van 40 Hz op de pc, 42 Hz afgelezen op de frequentie uitstuurder. Deze fout is niet-lineair waardoor deze niet kan opgevangen worden in het LabVIEW

programma. Het is evenwel niet echt belangrijk omdat de massadebietsmeting via een drukmeting wordt bepaald.

Er zijn 8 metingen uitgevoerd (eenmaal een serie metingen juist buiten de testsectie en eenmaal juist binnen de testsectie). De laatste meting binnen de testsectie werd echter niet juist gelogd. De metingen zijn echter niet opnieuw gedaan, omdat de trend tussen de twee sets metingen duidelijk is.

De uitgelezen waarden van de 2D-sensor zijn de twee snelheidscomponenten, die vectorieel dienen samengeteld te worden (zie figuur 66) en de standaarddeviatie. De sensor meet 1000 waarden uit per gridpunt per seconde en schrijft de gemiddelde waarden uit per seconde. Het verwerkingsprogramma neemt dus de standaarddeviatie over 1000 metingen. De sensor wordt horizontaal over de testsectie geleid. De twee snelheidscomponenten liggen in een hoek van 45° t.o.v. de verticale richting (zie figuur 66).



Figuur 66 - Hotwire sensor

Naast de uniformiteit van de snelheid, wordt ook de turbulentie bekeken. Dit wordt meestal gedaan door de *turbulente intensiteit* te berekenen.

De definitie hiervan is:

$$I = \frac{u'}{U} \quad (3.7)$$

met  $u'$  de root-mean-square van de turbulente snelheidsvariatie en  $U$  is de vectorieel samengetelde snelheid.

$$u' = \sqrt{\frac{1}{2} * (u_1'^2 + u_2'^2)} \quad (3.8)$$

De turbulente intensiteit wordt voor elk gridpunt apart berekend. Zoals verwacht, werd een omgekeerd profiel bekomen in vergelijking met het snelheidsprofiel. Vervolgens wordt de maximale turbulente intensiteit berekend over alle gridpunten per meting (bij de meting IN, is de 40Hz meting niet correct bevonden, principieel verandert dit echter weinig aan de conclusie):

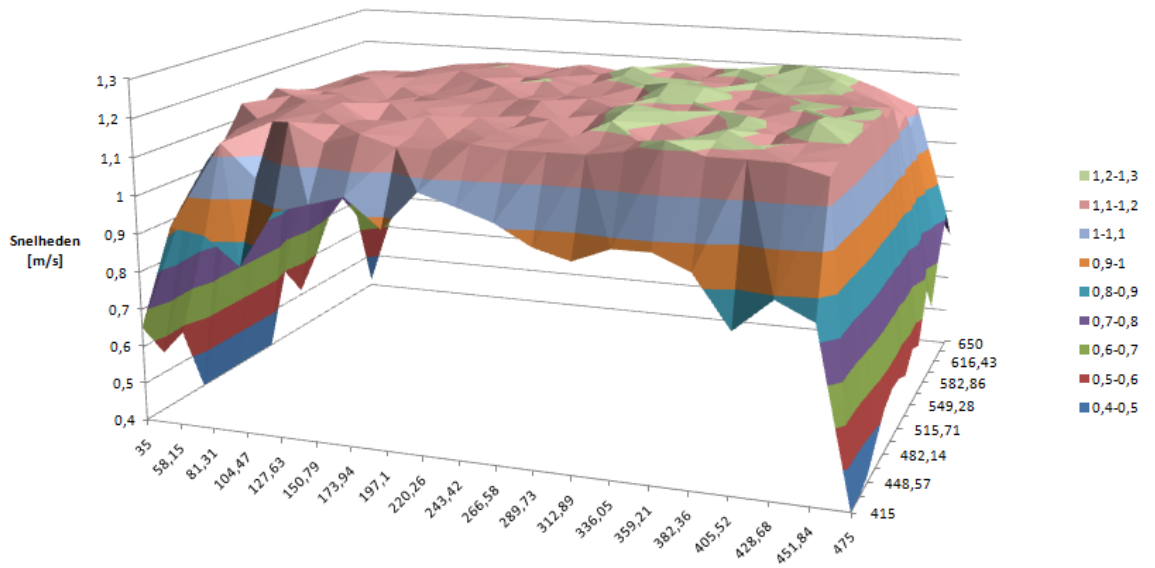
Meting UIT		Meting IN	
<b>10 Hz</b>	34.24%	<b>10 Hz</b>	26.3%
<b>20 Hz</b>	31.21%	<b>20 Hz</b>	20.96%
<b>30 Hz</b>	32.17%	<b>30 Hz</b>	17.3%
<b>40 Hz</b>	34.82%	<b>40Hz</b>	-

Tabel 1 - Turbulente intensiteit bij verschillende frequenties

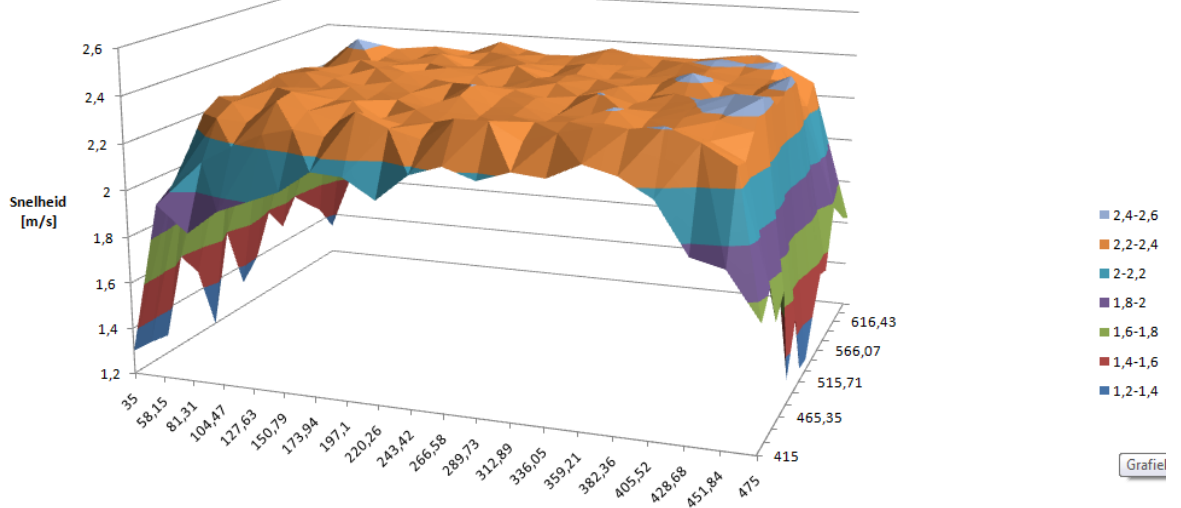
De gemiddelde snelheden verschillen niet significant t.o.v. elkaar. De turbulente intensiteit vermindert echter wel significant. Dit verschil is echter te verklaren: aan de buitenkant is er een hogere turbulente intensiteit omdat er daar een onderdruk gecreëerd wordt, waardoor er meer lucht wordt aangezogen en eventueel in een wervelbeweging wordt meegenomen.

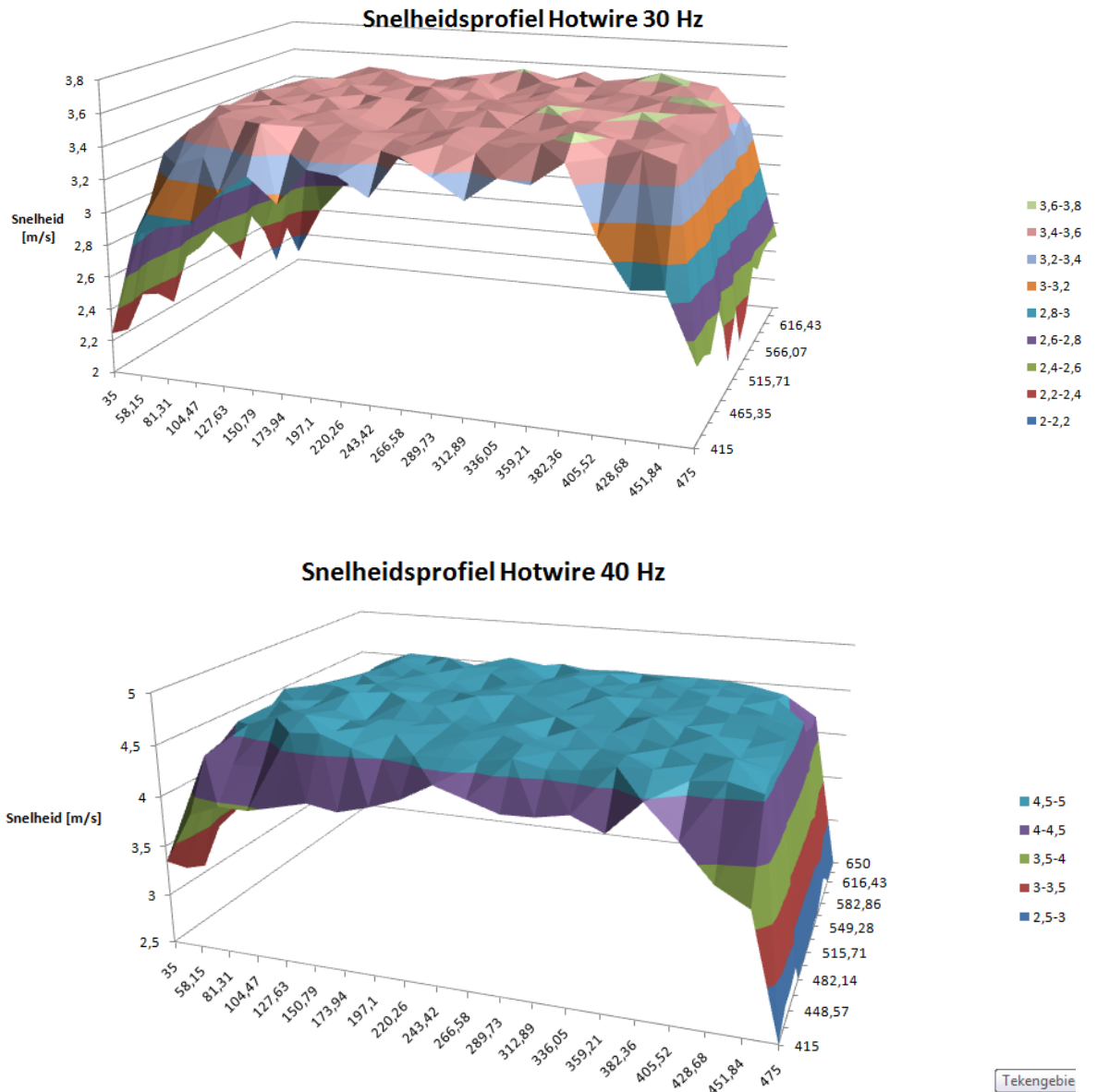
In wat volgt worden de figuren geplot van de snelheidsprofielen, allemaal voor de inwendige metingen, behalve voor 40 Hz. De x en y richting in de 3D grafieken stellen respectievelijk de x en y instelling in van de robotarm (deze begint dus niet op (0, 0)).

**Snelheidsprofiel Hotwire 10 Hz**



**Snelheidsprofiel Hotwire 20 Hz**





Uit de hotwire metingen wordt besloten dat de windtunnel een voldoende uniform snelheidsprofiel heeft om metingen mee te doen. Bij de metingen die zullen verricht worden, ligt de ingestelde frequentie tussen 15 en 40 Hz.

De uniformiteit wordt enkel geëist omwille van de vergelijkbaarheid (tussen beide warmtewisselaars). In werkelijke omstandigheden wordt de warmtewisselaar van Daikin geplaatst in een compacte airconditioning unit, waar de ventilator erg dicht tegen de coil zit. Waardoor er sowieso geen uniform inlaatprofiel is voor de warmtewisselaars. Fabrikanten lossen dit op door een veiligheidsfactor in te bouwen (afweging tussen prestatie en hun compactheid). Met een uniforme warmtewisselaar is de uitwendige convectiecoëfficiënt groter en wordt er een groter verwarmingsvermogen verwacht dan beschreven in de datasheets [46, 47].



### 3.6.2 Controle massadebiet

Tijdens de voorafgaande metingen voor deze thesis is de lekdichtheid van de windtunnel gecontroleerd. Ook de nieuwe koppeling voor de ventilator is gecontroleerd op eventuele lekken.

Bedachtzaamheid is vereist voor lekken is nabij de warmtewisselaar zelf. Door de opbouw van de oorspronkelijke warmtewisselaar van Daikin is het gemakkelijk voor de lucht om te ontsnappen (als *by pass*, zonder de warmtewisselaar te doorlopen). Vandaar dat er tijdens de opbouw van de kooi voor de warmtewisselaar veel aandacht is besteed aan hoe die lekken kunnen vermeden worden.

Een deel van de louvered fins is afgeslepen, aan de boven- en onderkant, op deze manier kan de warmtewisselaar perfect in de testsectie en is er geen snelle bypass mogelijk over de afgeschuinde vinnen. Er is voor gezorgd dat de warmtewisselaar bereikbaar blijft met behulp van een deksel. Zodoende kan er een silicone lijmafchting voorzien worden voor de lucht, nadat de warmtewisselaar gefixeerd is in de testsectie.

Links en rechts van de warmtewisselaar wordt aan de inlaat- én uitlaatzijde 2 rubberen strips aangebracht, zodat er geen lucht kan ontsnappen als by-pass (zie figuur 68). De eventuele kleine gaatjes die dan nog kunnen aanwezig zijn, worden zorgvuldig toegestopt door een lijmafchting. Er wordt vanuit gegaan dat met deze maatregelen lekdichtheid aan de luchtzijde kan verzekerd worden.



Figuur 68 - Afdichting aan luchtzijde met rubberen strips

### 3.6.3 Controle warmtebalans

De warmtebalans wordt als volgt gedefinieerd:

$$Q_{balans} = \frac{Q_{water} - Q_{lucht}}{\frac{Q_{water} + Q_{lucht}}{2}} \quad (3.9)$$

Deze balans sluit volledig indien het luchtzijdig vermogen gelijk is aan het waterzijdig vermogen.

Aangezien er altijd verliezen zullen zijn naar de omgeving, zal het luchtzijdig vermogen kleiner zijn dan het waterzijdig. Deze warmtebalans moet sluiten binnen 5%. Zoniet worden de metingen niet aanvaard (dit is het criterium volgens ANSI/ASHRAE-33). Deze voorwaarde wordt gecontroleerd in de Matlab file.

Voor alle metingen is de warmtebalans gecontroleerd.

### 3.6.4 Voorwaarde voor steady state

De steady-state voorwaarde wordt gecontroleerd op de (gemiddelde) waterinlaat temperatuur in het LabVIEW programma door de standaarddeviatie te berekenen over een rij met de laatste 60 ingelezen waarden. Gemiddeld wordt er per 3 seconden een waarde uitgelezen. De standaarddeviatie wordt dus berekend over 180 seconden. Indien deze standaarddeviatie lager is dan de kleinst mogelijke standaarddeviatie van de thermokoppels (ongeveer 0.07°C) dan is er een mogelijkheid om naar de volgende loop over te springen. Als beveiliging wordt dit echter alleen toegelaten indien de gebruiker dat wenst. Er dient rekening gehouden worden met de opwarming van de massa isolatiemateriaal. De watertemperatuur evolueert vrij snel naar een stabiele waarde, voor de opwarming van het isolatiemateriaal wordt enkele uren gerekend.

### 3.6.5 Beperkingen proefstand

Toen de warmtewisselaar en de proefstand nog in testfase waren, zijn er verschillende metingen uitgevoerd. Niet alleen het instellen van de PID-regeling, maar ook het aftasten van het bereik van de proefstand. Naast het feit dat een (beperkte) I-regeling slechtere resultaten geeft en dat de P een kleine waarde moet aannemen (typisch 2 of lager), worden volgende resultaten bekomen:

- Bij lage frequentie, relatief laag waterdebiet naar de warmtewisselaar en een ietwat lage P-waarde kan de standaarddeviatie onder de 0.05°C gehouden worden.
- Zoals te verwachten kan de boiler de temperatuur niet meer steady-state houden zodra er een groot percentage debiet naar de warmtewisselaar gestuurd wordt (uitsturing van de 3 wegklep is dan groter dan 6 Volt).
- Bij keuze van een grotere pompeenheid en grotere pomptoevoerleidingen kan er een groter waterdebiet gestuurd worden naar de warmtewisselaar. De beperking van 6 Volt uitsturing zal uiteraard hetzelfde blijven. Door keuze van een grotere pomp kan de gebruiker echter de grens van het toevoerdebiet verschuiven.

## Hoofdstuk 4

### Data reductie

#### 4.1 Definitie performantiefactor

Geïnspireerd op de reeds gebruikte performantiefactoren uit de literatuur zou zeker de drukval en de warmteoverdracht moeten worden meegenomen in een definitie voor de performantiefactor. Er wordt dan gedacht aan een *area goodness factor* ( $j/f$ ). Een warmteoverdragend oppervlak met hoge  $j/f$  duidt op een laag vrij stromingsoppervlak en dus op een lagere frontale oppervlakte. Zoals aangehaald in de literatuurstudie is deze performantiefactor voor metaalschuim niet de juiste keuze. Vandaar dat er geopteerd wordt op de convectiecoëfficiënt en het warmteoverdragend oppervlak als één geheel te beschouwen ( $R_u$ ). De drukval wordt dan in rekening gebracht onder de vorm van een frictiefactor, met de definitie van Kays and London:  $f = \frac{A_c}{A_0} \cdot \frac{2 \Delta P \rho_{atm.}}{G_c^2}$ .

$$PEC = \frac{1}{R_u * f} \quad (4.1)$$

Met  $R_u = \frac{1}{\eta h A}$ . Deze prestatiefactor is aldus een voorstelling van de thermische geleidbaarheid op de drukval. Er wordt gestreefd naar een zo groot mogelijke uitwendige convectiecoëfficiënt, oftewel  $R_u$  zo klein als mogelijk en de drukval warmtewisselaar dient zo klein als mogelijk te zijn, oftewel  $f$  zo klein als mogelijk. Hoe groter de PEC, hoe beter de prestatie van de warmtewisselaar. Met behulp van deze PEC kunnen beide warmtewisselaar vergeleken worden.

De uitwendige weerstand en de frictiefactor worden uit datareductie verkregen.

#### 4.2 Berekeningswijze

Het water en luchtzijdig vermogen dienen binnen de 5% aan elkaar gelijk te zijn. Om de uitwendige weerstand te berekenen, wordt er in de literatuur typisch gebruik gemaakt van het gemiddeld vermogen:

$$Q_{gem} = \frac{Q_{water} + Q_{lucht}}{2} \quad (4.2)$$

Met de onzekerheid op het gemiddeld vermogen:

$$\delta Q_{gem} = \sqrt{\left(\frac{\delta Q_{gem}}{\delta Q_{lucht}} \delta Q_{lucht}\right)^2 + \left(\frac{\delta Q_{gem}}{\delta Q_{water}} \delta Q_{water}\right)^2} \quad (4.3)$$

De fout op het gemiddeld vermogen wordt hierdoor *niet* geminimaliseerd. Er bestaat namelijk een *geprefereerde* manier om de twee vermogens te combineren. Park [48] bespreekt dit in zijn paper (specifiek toegepast voor warmtewisselaars, maar algemeen geldig). In dit paper haalt de auteur 4 methoden aan om de fout te verkleinen. In deze thesis wordt gebruik gemaakt van de minimalisatie van de absolute fout op de onzekerheid van het gemiddelde vermogen.

Het gemiddelde vermogen wordt als volgt gecombineerd

$$Q_{gem} = \sum_{i=0}^N \phi_i Q_i \quad (4.4)$$

waar  $\sum_{i=0}^N \phi_i = 1$  en waarbij

$$\phi_{water} = \frac{\delta Q_{lucht}^2}{\delta Q_{lucht}^2 + \delta Q_{water}^2} \quad (4.5)$$

$$\phi_{lucht} = \frac{\delta Q_{water}^2}{\delta Q_{lucht}^2 + \delta Q_{water}^2} \quad (4.6)$$

$$\delta Q_{gem} = \sqrt{(\phi_{lucht} \delta Q_{lucht})^2 + (\phi_{water} \delta Q_{water})^2} \quad (4.7)$$

Op deze manier zal de absolute fout een stuk kleiner worden. Dit is belangrijk voor de onzekerheid op de uitwendige weerstand.

Aan de hand van het gemiddelde vermogen wordt de totale weerstand berekend. Bij een black box configuratie kan dit typisch gedaan worden met 2 modellen:

- Het  $\varepsilon - NTU$  model: in de eerste plaats dient hier een effectiviteit berekend te worden:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{gem}}{C_{min} \Delta T_{max}} \quad (4.8)$$

$C_{min}$  is hierbij gelijk aan  $\min(\dot{m} \cdot c_{p_{lucht}}, \dot{m} \cdot c_{p_{water}})$ . Vervolgens moet de NTU (Number of Transfer Units) berekend worden. De NTU voor een mixed-unmixed stroming is afhankelijk van de  $C_{min}$ .

Indien  $C_{min} = C_{air}$  dan is

$$NTU = \frac{-1}{C^*} \ln(1 + C^* \ln(1 - \varepsilon)) \quad (4.9)$$

met  $C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}}$ .

Indien  $C_{min} = C_{water}$  dan is

$$NTU = -\ln \left( 1 + \frac{1}{C^*} \ln(1 + \varepsilon C^*) \right) \quad (4.10)$$

Voor de bekomen formules wordt er verwezen naar de cursus Thermische Installaties [2]. Uiteindelijk wordt een totale weerstand gedefinieerd:

$$R_{tot} = \frac{1}{C_{min} \cdot NTU} \quad (4.11)$$

- Het *LMTD* model: hiervoor dient er eerst een logaritmisches temperatuurverschil berekend te worden:

$$T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (4.12)$$

Vervolgens dient een F-factor bepaald te worden (zie cursus Thermische Installaties [2]), als correctie omdat het een dwarsstroom warmtewisselaar is en geen zuivere tegenstroom. De F-factor dient normaliter per werkingspunt aangepast te worden, al wordt er opgemerkt dat deze factor niet zoveel wijzigt. Voor de fout (absolute fout en afleesfout) wordt 0.05 genomen, zoals voorgesteld in de literatuur [6]. Uiteindelijk wordt een uitdrukking bekomen voor de totale weerstand:

$$R_{tot} = \frac{F \cdot T_{LMTD}}{\dot{Q}_{gem}} \quad (4.13)$$

Deze totale weerstand bestaat uit 5 onderdelen, twee convectieve termen en één conductieve term:

$$R_{tot} = R_i + R_{wand} + R_u + R_{fouling} + R_{contact} \quad (4.14)$$

waarbij  $R_i = \frac{1}{A_i h_i}$ ,  $R_{wand} = \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi k_t L}$ ,  $R_u = \frac{1}{\eta A_u h_u}$ .

De fouling weerstand wordt verwaarloosd, aangezien het water wordt gefilterd en de lucht zuiver genoeg is. Er is geen contactweerstand aanwezig, aangezien de buisjes geëxpandeerd zijn op het schuim. Daar waar het schuim niet goed aansluit op de koperen leidingen zal er significante vermindering zijn van de uitwendige weerstand. Dit kan evenwel niet meegenomen worden in de vergelijking.

De inwendige convectiecoëfficiënt aan waterzijde wordt berekend afhankelijk of de stroming laminair of turbulent is. De Gnielinski correlatie wordt gebruikt voor Reynoldsgetallen groter dan 2300. De fout op het Nusseltgetal wordt geschat op 10%. De inwendige convectiecoëfficiënt wordt ook nog gecorrigeerd omwille van het verschil tussen bulk en wand temperatuur. Voor de effectieve berekening wordt verwezen naar de Matlab file.

De conductieve weerstand kan rechtstreeks berekend worden. Voor  $L$  nemen wordt de effectieve lengte van de buizen genomen die doorstroomd worden. Aangezien de warmtewisselaar doorstroomd wordt langs 2 verschillende paden, eenmaal met 8 passen en eenmaal met 10 passen, wordt  $L = 18 * L_{eff}$  genomen, zodat de uitwendige weerstand het meest negatief wordt beïnvloed.

De uitwendige weerstand berekend met beide methoden worden met elkaar vergeleken. Beide moeten binnen elkaars fout liggen. De fout met de  $\varepsilon - NTU$  methode is echter een pak groter dan met de LMTD methode. Voor de foutenberekening wordt er gewerkt met de LMTD methode. Het feit dat de fout met de  $\varepsilon - NTU$  methode groter is, is reeds vaker in de literatuur opgemerkt [6].

## 4.3 Onzekerheidsanalyse

### 4.3.1 Inleiding

Op elke gemeten grootte zit een fout. Deze fouten kunnen afkomstig zijn van een meettoestel, dat sowieso een beperkte nauwkeurigheid heeft. Of de fouten kunnen afhankelijk zijn van de mens bij manuele aflezing.

Deze onnauwkeurigheden propageren op hun beurt verder door. Enkel door deze fouten in rekening te brengen kunnen de resultaten geïdentificeerd worden. Op deze manier kan er ook gezocht worden naar de oorzaak van de fout, om die dan eventueel te verminderen. Een gemeten grootte heeft steeds een best mogelijke aflezing, in de onzekerheidsanalyse  $x_{best}$  genoemd, en een onzekerheid op die aflezing  $\delta x$ .

De onzekerheid kan in absolute grootheden vermeld worden:

$$x = x_{best} + \delta x \quad (4.15)$$

Of in relatieve:

$$\delta x_{relatief} = \frac{\pm \delta x}{|x_{best}|} * 100 [\%] \quad (4.16)$$

Bijvoorbeeld: de fijnste aflezing van een rolmeter is in mm. Een gemeten grootte kan dus tot op 0.5mm nauwkeurig opgemeten worden. Digitale toestellen beschikken op hun beurt over een opgegeven onzekerheid.

### 4.3.2 Enkelvoudige en meervoudige metingen

Bij een enkelvoudige meting wordt 1 punt opgemeten. De fout op die beste aflezing is dan de meetfout van het toestel.

Meestal wordt er geopteerd om meerdere metingen uit te voeren (bijvoorbeeld 100 metingen). De gemiddelde waarde van deze metingen levert dan een beste schatting. De onzekerheid op deze metingen wordt dan bekomen met behulp van de standaarddeviatie. Dit geeft volgende formules:

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^N x_i}{N} \quad (4.17)$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2} \quad (4.18)$$

De standaarddeviatie t.o.v. de gemiddelde waarde is dan:

$$\sigma_{gem} = \frac{\sigma}{\sqrt{N}} \quad (4.19)$$

Dit kan worden duidelijk gemaakt met de variantie:

$$var(X) = \sigma_X^2 \quad (4.20)$$

$$var(X_1 + X_2) = var(X_1) + var(X_2) \quad (4.21)$$

$$var(cX_1) = c^2 var(X_1) \quad (4.22)$$

Aldus:

$$\text{var}(\text{gemiddelde}) = \text{var}\left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_i\right) = \frac{1}{N^2} \text{var}\left(\sum_{i=1}^N X_i\right) = \frac{1}{N^2} \sum_{i=1}^N \text{var}(X_i) = \frac{N}{N^2} \text{var}(X) = \frac{1}{N} \text{var}(X) \quad (4.23)$$

De factor  $\frac{1}{\sqrt{N}}$  wordt niet in rekening gebracht, omdat de fouten op de temperaturen dan erg klein worden en dit is niet realistisch.

In deze thesis wordt een Gauss-normaal verdeelde spreiding verondersteld en wordt er gewerkt met een 95% confidentie-interval. Wat er dus op neerkomt dat de werkelijke waarde maximaal  $T$  maal de standaarddeviatie kan afwijken van de gemiddelde waarde. De  $T$  wordt dan berekend uit de T-test en is als goede benadering gelijk aan 2.

$$x = \bar{x} \pm 2 * \sigma_{gem} \quad (4.24)$$

### 4.3.3 Errorpropagatie

Zoals eerder vermeld, propageren de fouten ook door. Zij  $x, y, \dots, z$  gemeten grootheden en zij  $\delta x, \delta y, \dots, \delta z$  de fout op deze gemeten grootheden. Zij  $q$  de berekende grootheid, die functie is van de gemeten grootheden. De onzekerheid op  $q$  wordt dan als volgt berekend:

$$q = f(x, y, \dots, z) \quad (4.25)$$

$$\delta q = \sqrt{\left(\frac{df}{dx} * \delta x\right)^2 + \left(\frac{df}{dy} * \delta y\right)^2 + \dots + \left(\frac{df}{dz} * \delta z\right)^2} \quad (4.26)$$

Hierbij wordt verondersteld dat de factoren onafhankelijk zijn van elkaar.

### 4.3.4 Onzekerheid op de temperatuursuitlezing

Voor alle thermokoppels zijn er op elke instelwaarde, bij kalibratie, 100 metingen uitgevoerd. Deze metingen werden aanvaard indien de standaarddeviatie onder de  $0.01^\circ\text{C}$  lag. De foutberekening voor de luchtzijdige en waterzijdige thermokoppels wordt apart bekeken, omdat de instelwaarden anders zijn. Waterzijdige thermokoppels meten hogere temperaturen.

Indien deze metingen herhaald worden voor alle instelwaarden (5 temperaturen), dan kan er per thermokoppel een kalibratiecurve geplot worden. Hierbij wordt ook de kleinste kwadratenmethode toegepast om aldus een lineaire trendlijn te kunnen opstellen. Deze trendlijn wordt dan gebruikt in de offset berekening voor alle thermokoppels in Matlab.

De lineaire trendlijn heeft de volgende vorm:

$$T_{gekalibreerd} = A * T_{gemeten} + B \quad (4.27)$$

Naast de standaarddeviatie over de 100 metingen per instelwaarde (eigenlijk twee maal de standaarddeviatie om binnen het 95% confidentie interval te blijven), dient ook de fout t.o.v. de lineaire trendlijn in rekening gebracht te worden [49]. De fout dus op A en B. De berekening hiervoor wordt in bijlage D beschreven.

De maximale fout die wordt aangenomen bij kalibratie is dan maximaal  $0.065^\circ\text{C}$ . Dit wordt naar boven afgerond om tegemoet te komen aan eventuele convectieve invloeden (althoewel dat bij deze

thesis redelijk beperkt blijft) en aan het feit dat kalibratie tijdens koudere maanden(februari) een licht ander resultaat geven dan tijdens warmere maanden (april/mei). Deze laatste invloed werd getest en erg klein bevonden.

Daarnaast is er een fout (twee maal de standaarddeviatie) tijdens de feitelijke meting zelf. De totale fout is afhankelijk van twee fouten en wordt vervolgens samengesteld via de formules van de errorpropagatie:

$$\delta T = \sqrt{(error_{kalibratie})^2 + (2 * \sigma_{TK,meting})^2} \quad (4.28)$$

Om de watertemperatuur te meten werd geopteerd om 2 thermokoppels te gebruiken. Om deze manier wordt de fout gereduceerd:

$$T_w = \frac{T_{w1} + T_{w2}}{2} \quad (4.29)$$

$$\delta T_w = \frac{1}{2} \sqrt{\delta T_{w1}^2 + \delta T_{w2}^2} \quad (4.30)$$

Indien, zoals verondersteld wordt, de fout van de thermokoppels aan de waterzijde dezelfde zijn, dan kan de fout met factor  $\sqrt{2}$  verkleind worden.

#### 4.3.5 Onzekerheden op de stoffeigenschappen

The International Association for the Properties of Water and Steam heeft verschillende onderzoeken gedaan naar de exacte vergelijkingen van de toestand van water. De meest gebruikte vandaag de dag zijn de IAPWS95 en de IAPWS IF-97. Deze vergelijkingen zijn gebaseerd op een grote dataset aan experimentele waarden. Per dataset wordt er een fit gemaakt en deze kunnen dan vergeleken worden om aldus een onzekerheid hieruit te halen. Zo worden voor water de volgende onzekerheden gegeven.

Stoffeigenschap	Onzekerheid (in %)
$\mu_w$	0.5
$\rho_w$	0.001
$c_{p,w}$	0.1
$k_w$	1.8

Tabel 2 - Onzekerheden op de stoffeigenschappen van water

Bij atmosferedruk en een temperatuur onder de 50 °C dient de fout op de dichtheid berekend te worden uit foutenpropagatie met de ideale gaswet. De onzekerheden op de dynamische viscositeit, de thermische conductiviteit en de specifieke warmtecapaciteit worden beschreven door Kadoya.

Stoffeigenschap	Onzekerheid (in %)
$\mu_l$	2
$c_{p,l}$	1
$k_l$	2

Tabel 3 - Onzekerheden op de stoffeigenschappen van lucht



#### 4.4 Metingen

Per setpoint worden *minstens* 150 metingen genomen. De tijd tussen twee metingen is ongeveer 2.7 seconden. Elk setpoint wordt ook twee maal in willekeurige volgorde opgemeten. Steekproefsgewijs worden beide metingen met elkaar vergeleken. Na elke meting wordt de warmtebalans berekend en aldus wordt de meting aanvaard of verworpen. De omgevingsomstandigheden wijzigen doorheen de metingen, aangezien het labo opwarmt tijdens de metingen. Er is echter wel een manuele controle van steady-state waarde van de omgevingstemperatuur tijdens de meting. De omgevingsomstandigheden mogen licht wijzigen aangezien dit allemaal verrekend wordt in de Matlab file.

De standaardmeting, om beide warmtewisselaars te vergelijken is een inlaattemperatuur van 70°C, een nagenoeg constant water massadebiet en een variërende luchtsnelheid. Elke warmtewisselaar is nog eens getest op hogere temperatuur (80°C) en op een hoger massadebiet, dit om te verifiëren of de proefstand wel degelijk correcte meetwaarden weergeeft. In tussentijd wordt uiteraard de plaats van temperatuursinlezing niet gewijzigd.

De warmtewisselaar met metaalschuim is ook op lagere temperaturen getest (50 en 60°C).

## Hoofdstuk 5

### Analyse van de metingen

In dit hoofdstuk wordt er vooral stilgestaan bij de resultaten en foutenberekening van de metingen. De details van de verwerking in Matlab kan gevonden worden in bijlage E.

#### 5.1 Metingen met *louvered fin* warmtewisselaar

##### 5.1.1 Warmtebalans

Met de gemeten temperaturen en massadebiten worden de volgende vermogens aan lucht en waterzijde bekomen, met bijhorende fout ( $T_w = 70^\circ\text{C}$ ).

$f$ [Hz]	$v$ [m/s]	$Q_{water}$ [W]	$\delta Q_{water}$ [W]	$Q_{lucht}$ [W]	$\delta Q_{lucht}$ [W]	$Q_{balans}$ [-]
15	1.16	2927	25	2972	135	0.015
20	1.55	3275	26	3284	180	0.0027
25	1.94	3543	26	3515	191	0.008
30	2.34	3696	26	3661	217	0.009
35	2.72	3810	29	3741	228	0.018
40	3.10	3879	27	3786	219	0.025

Tabel 4 - Warmtebalans voor *louvered fin* warmtewisselaar

De (grotere) fout op  $Q_{lucht}$  is voornamelijk te verklaren door de grote standaarddeviatie op de drukvalmeting over de meetflens die relatief hoog is t.g.v. de instabiliteit van de ventilator (oorzaken zijn hiervoor reeds aangehaald). Relatief gezien is de fout echter aanvaardbaar: de relatieve fout varieert van 4.5% tot 6.1%. De luchtsnelheid zelf (berekend uit  $\dot{m}_{lucht}$ ) heeft een relatieve fout van 4.4% tot 5.9%. Deze fout zal voor de eenvoud nooit worden uitgezet in grafieken.

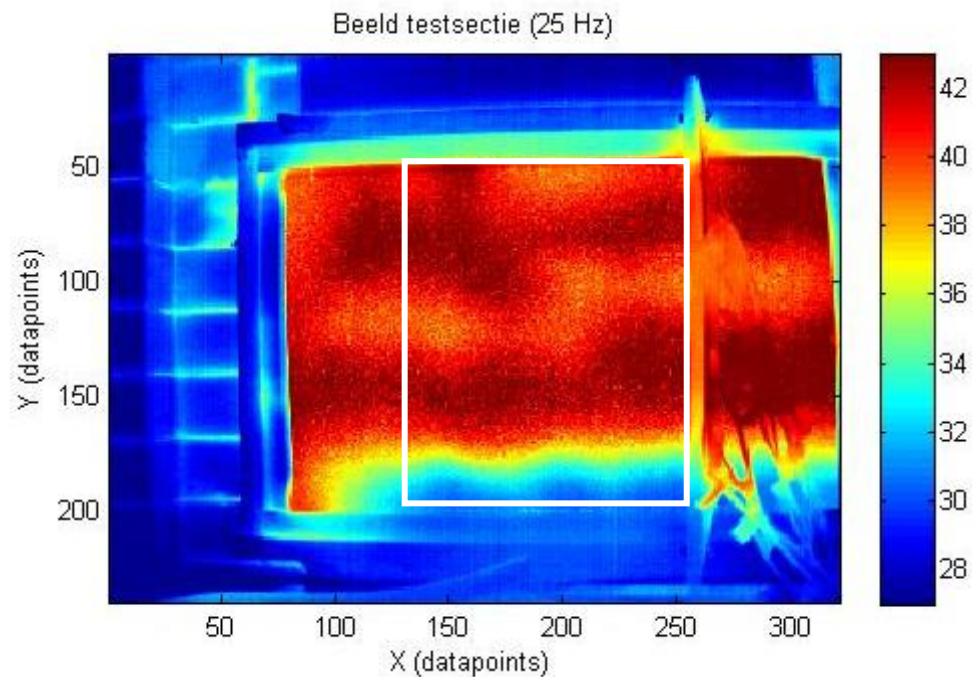
Voor de lage frequenties is  $Q_{lucht} > Q_{water}$ . Dit kan uiteraard niet, maar dit ligt binnen de fout.

**De warmtebalans sluit binnen de 3%, wat ruimschoots voldoet aan de norm.**

##### 5.1.2 Thermografische camera

Het gebruik van de thermografische camera is enkel om de temperatuursinlezing te verifiëren. Bij elke instelfrequentie is vergeleken met de thermografische camera. Deze camera kan op een continue wijze een *area trend* (van 3 gekozen pixels) plotten. Deze temperatuur loopt op, tot als de camera zichzelf reset. Op die manier doorloopt de camera periodes. Er wordt altijd een gemiddelde van die periodes genomen en vergeleken met de kalibratietemperatuur. Er kan ook een histogram opgesteld worden van een gebied van een te bepalen gemiddelde temperatuur en een verdeling ervan over de lengte-as.

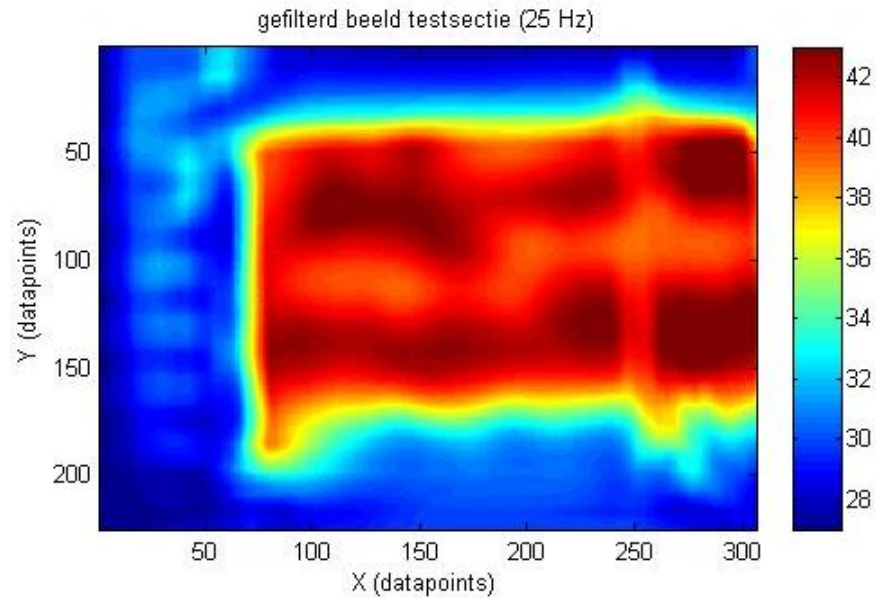
Volgende figuur toont het globale beeld van de testsectie (bij 25 Hz):



**Figuur 69 - Thermografisch beeld (35 Hz); louvered fin warmtewisselaar**

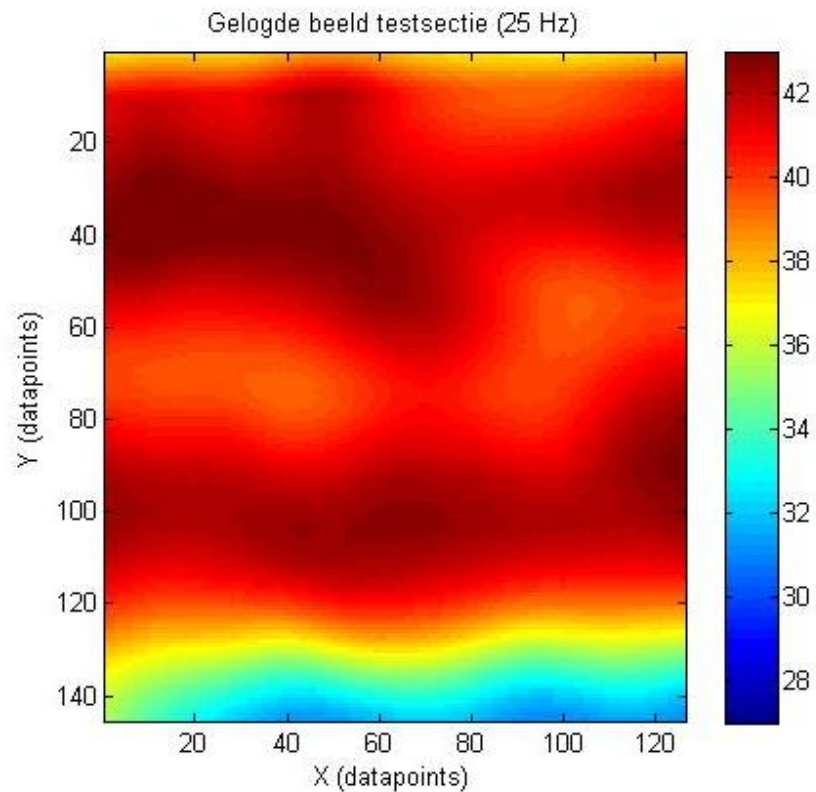
Op dit beeld valt in de eerste plaats de testsectie op, met aan de rechterkant de verticale temperatuursinlezing van de thermokoppels. Het kalibratie thermokoppel bevindt zich uiterst rechts (zo dicht mogelijk bij een grenslaag). Ook de dubbele wanden aan de testsectie kunnen opgemerkt worden (zowel aan de onderkant, als aan de linkerkant). De isolatieplaten zijn duidelijk zichtbaar aan de linkerkant. De omgevingstemperatuur tijdens de metingen was 25°C. Het witte kader duidt het gebied aan waarover continu gelogd wordt.

Het bekomen beeld wordt gefilterd om de hoge frequenties tengevolge van de pixels weg te filteren.



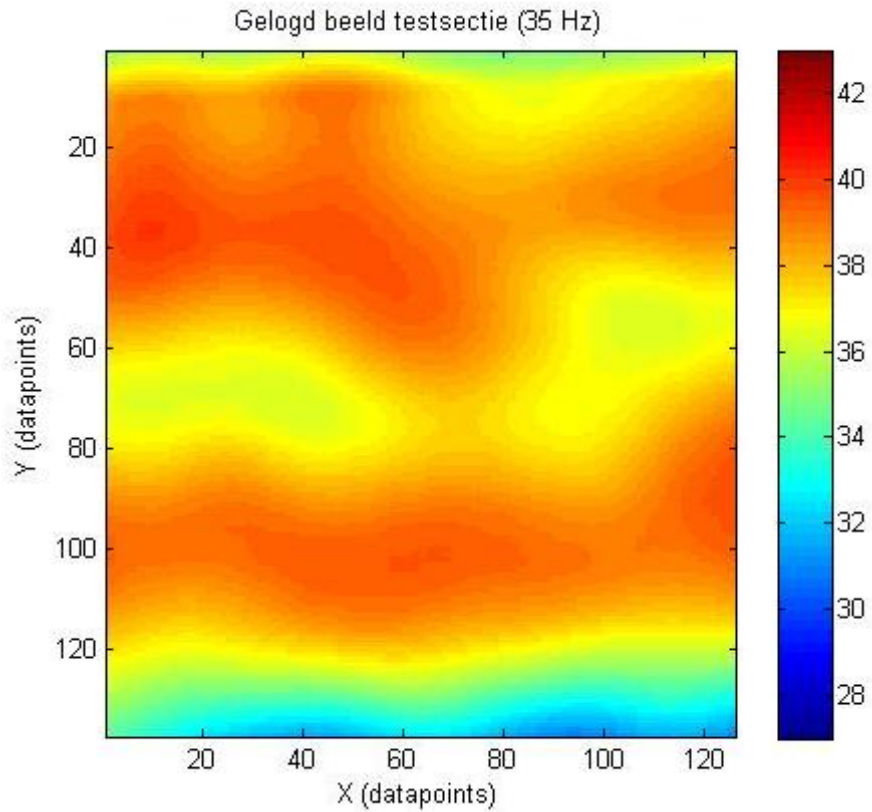
**Figuur 70 – Gefilterd thermografisch beeld (25 Hz); louvered fin warmtewisselaar**

Uit dit volledig beeld wordt continu het aangeduide oppervlak gelogd (zie figuur 69). Uit dit oppervlak wordt dan een gemiddelde uitlaattemperatuur berekend. Voor 25 Hz wordt volgend gefilterd beeld bekomen:



**Figuur 71 - Gelogd thermografisch beeld (25 Hz); louvered fin warmtewisselaar**

Voor 35 Hz wordt een soortgelijk beeld bekomen. Het beeld is geplot bij eenzelfde temperatuursrange. De temperatuur ligt overal lager en de isothermen hebben eenzelfde vorm als bij 25 Hz. Er wordt duidelijk een koud gebied opgemerkt onderaan de warmtewisselaar. Het metaalschuim na de warmtewisselaar zorgt voor een kleine menging. Niet voldoende zo blijkt. De rij datapoints (tussen 60 en 80 op de Y-as) is te verklaren, omdat in het midden van de warmtewisselaar ook twee buizen niet worden doorstroomd.



Figuur 72 - Gelogd thermografisch beeld (35 Hz); louvered fin warmtewisselaar

Naast temperatuurplots werd ook een histogram opgevraagd. Het histogram plot de verdeling van de temperaturen en kent aan elke temperatuur een gewicht ( $\sum \text{alle gewichten} = 100\%$ ). Ook op deze manier kan een gemiddelde temperatuur berekend worden (bv. bij 20 Hz):



Figuur 73 - Histogram (20 Hz); louvered fin warmtewisselaar

Niet bij elke instelfrequentie is een thermografisch beeld weggeschreven (alhoewel het wel gecontroleerd is geweest). Voor de frequenties waarvoor er wel verificatie is (hetzij via thermografisch beeld, hetzij via een weggeschreven histogram), worden de vergelijkende waarden getoond:

$f$ (Hz)	IR Beeld ( $^{\circ}\text{C}$ )	$T_c$ ( $^{\circ}\text{C}$ )
20	42.4	$42.06 \pm 0.04$
25	39.64	$39.74 \pm 0.04$
30	38.95	$38.62 \pm 0.04$
35	37.2	$37.84 \pm 0.04$

Tabel 5 - Temperatuursverificatie met IR beeld; louvered fin warmtewisselaar

Door gebruik te maken van de kalibratiemethode (via een kalibratie thermokoppel) wordt de fout sterk verkleind. Niettemin is de thermografische camera onvoldoende om een uitlaattemperatuur te capteren, vandaar dat er sowieso getracht moet worden om via thermokoppels te werken.

Het feit dat de warmtebalansen op al de meetpunten sluiten, het feit dat er een quasi zekerheid is van juiste watertemperatuuruitlesing (heel kleine fout en er is altijd een verificatiemeting aanwezig: twee thermokoppels) en het feit dat de thermografische camera een indicatie heeft van correcte temperatuursuitlesing, geeft de zekerheid van correcte luchttemperatuuruitlesing.

### 5.1.3 Resultaten

#### 5.1.3.1 Drukmeting

De drukmeting gebeurt via een differentiaal drukmeter, met gekende relatieve fout.

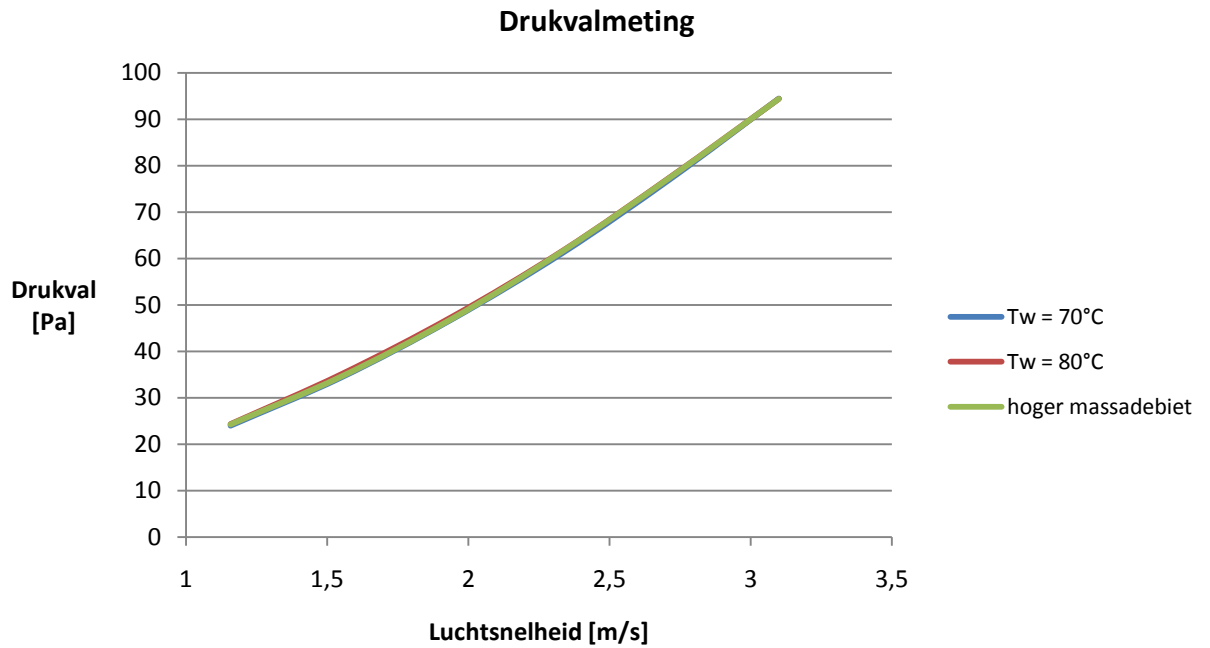
$f$ [Hz]	$v_{lucht}$ [m/s]	$\dot{m}_{lucht}$ [kg/s]	$\Delta p$ [Pa]	$\delta\Delta p$ [Pa]	$f_{frictie}$ [-]	$\delta f_{frictie}$ [-]
15	1.16	0.15	24.4	1.1	0.223	0.021
20	1.55	0.20	34.37	0.94	0.176	0.02
25	1.94	0.26	46.91	1.53	0.152	0.017
30	2.34	0.31	61.32	1.52	0.137	0.016
35	2.72	0.36	77.39	1.65	0.128	0.015
40	3.10	0.41	94.48	1.49	0.120	0.014

Tabel 6 - Drukmeting; louvered fin warmtewisselaar

De resultaten worden geplot t.o.v. de aanstromende lichtsnelheid, omdat dit in HVAC-industrie de belangrijkste parameter is.

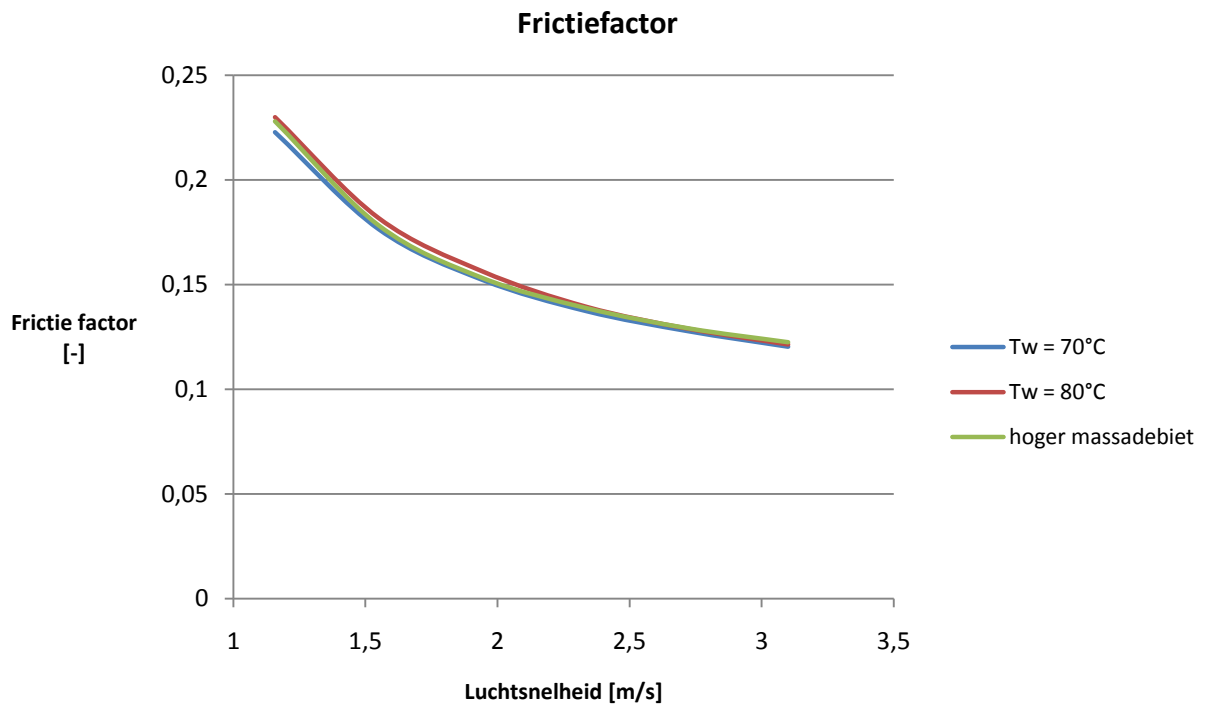
De drukvalwaarden hebben een typische relatieve fout van 1.6% tot 3.8% en de frictiefactor heeft een relatieve fout van 9.6% tot 11.2%.

De drukvalmetingen worden geplot voor alle instellingen (om te verifiëren dat er over alle 3 de instellingen consistent correcte drukvalmetingen zijn genomen).



Figuur 74 - Drukval (Pa) i.f.v. de luchtsnelheid (m/s)

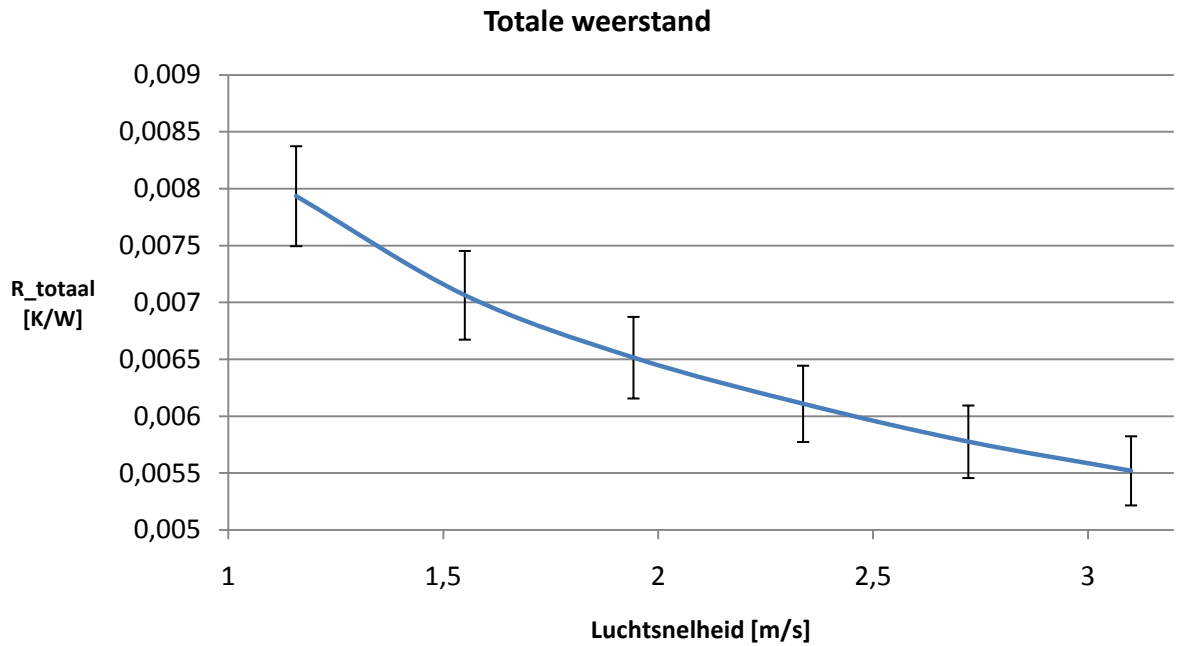
De bijhorende frictiefactor heeft volgend verloop:



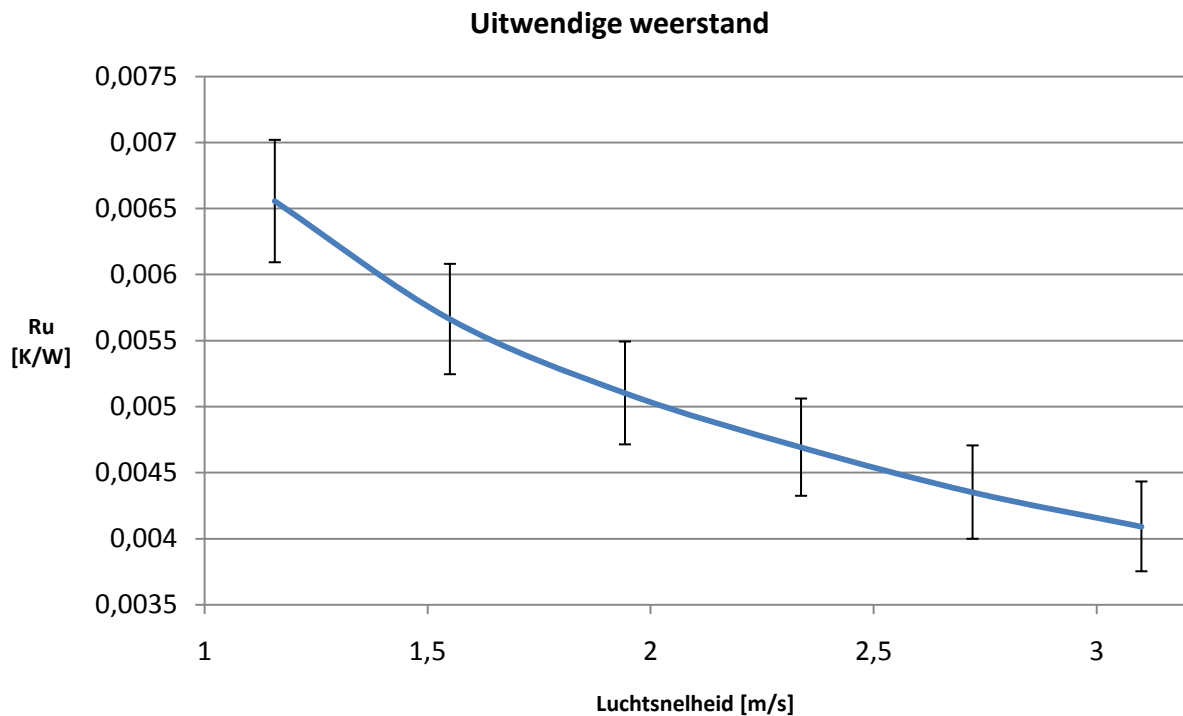
Figuur 75 - Frictiefactor (Kays and london) i.f.v. luchtsnelheid (m/s)

### 5.1.3.2 *Uitwendige weerstand*

De uitwendige weerstand is een maat voor de uitwendige convectiecoëfficiënt en dus een belangrijke parameter voor de prestatie.



Figuur 76 - Totale weerstand (K/W) i.f.v. de luchtsnelheid (m/s);  $T_w = 70^\circ\text{C}$



Figuur 77 - Uitwendige weerstand (K/W) i.f.v. de luchtsnelheid (m/s);  $T_w = 70^\circ\text{C}$



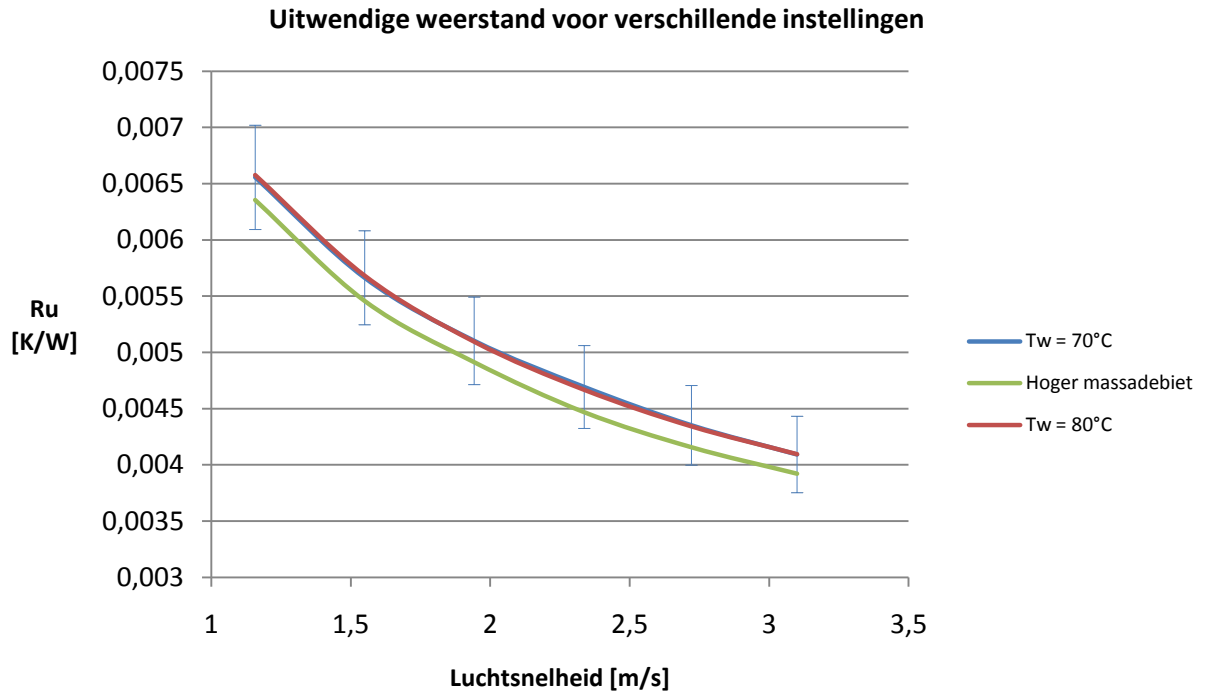
De inwendige convectiecoëfficiënt blijft zoals verwacht nagenoeg constant over het massadebiet. De relatieve fout op de inwendige convectiecoëfficiënt bedraagt ongeveer 10.8%. De grootte van deze fout is nagenoeg volledig te wijten aan de algemeen aanvaarde fout van 10% op het Nusseltgetal van water. De relatieve fout van de totale weerstand is maximaal 5.5%.

De relatieve fout op de uitwendige convectiecoëfficiënt heeft een range van 7.07% tot 8.3%. Fouten tot 10% à 15% zijn in principe aanvaardbaar.

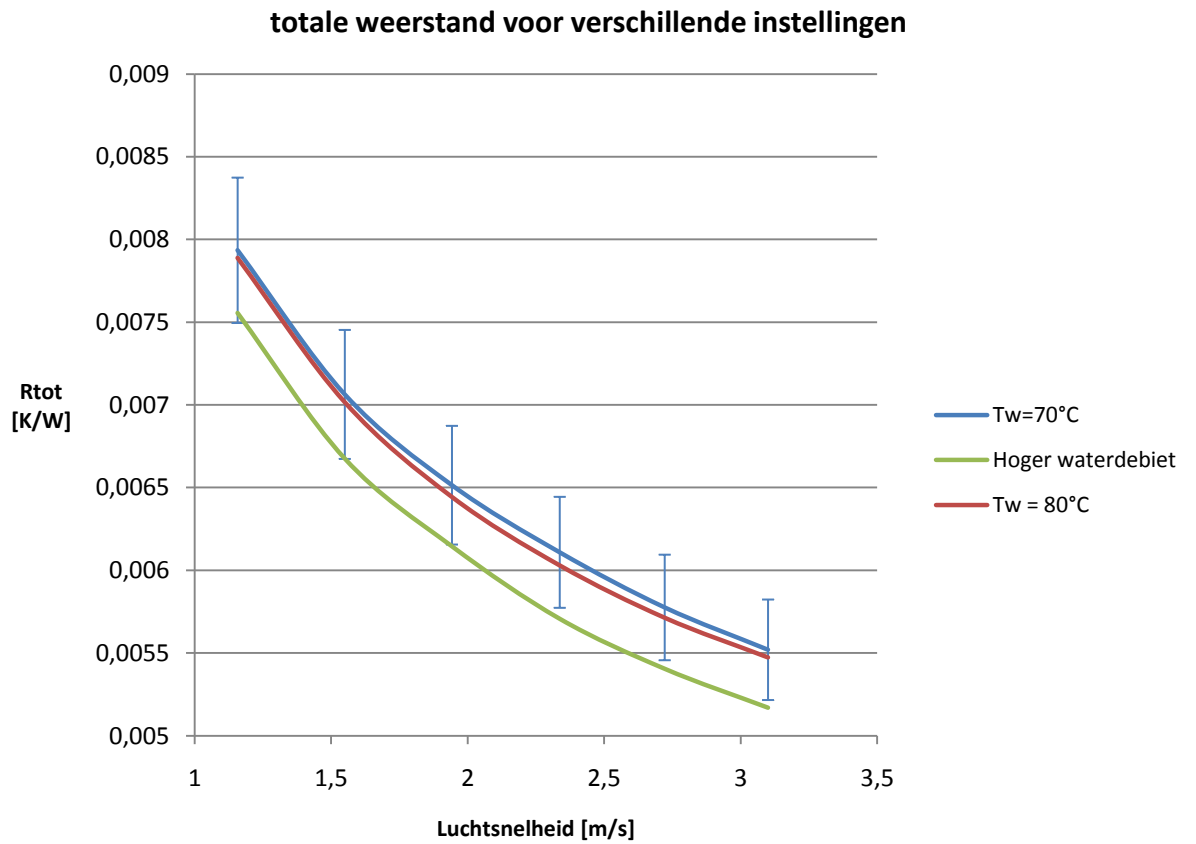
Er zijn vervolgens ook metingen uitgevoerd op hoger massadebiet (0.0472 kg/s) en op hogere temperatuur (80°C). Deze metingen hebben verschillende redenen:

- om de bruikbaarheid van de testopstelling zichtbaar te maken: de warmtebalans sluit bij alle gekozen instellingen
- om de onafhankelijkheid te controleren van de uitwendige convectiecoëfficiënt op de temperatuur
- om de onafhankelijkheid te zien van de PEC voor verschillende instellingen (wat op zich nuttig is voor Daikin)
- stralingsinvloed te bestuderen

Bij een hoger massadebiet zal het waterzijdig vermogen stijgen, zal de  $\Delta T_w$  dalen en de  $\Delta T_l$  stijgen. Bij hogere temperatuur stijgen zowel  $\Delta T_w$  als  $\Delta T_l$ . Bij beide ingrepen zal het gemiddelde vermogen stijgen. De invloed op  $R_{tot}$  zou echter minimaal moeten zijn, aangezien  $R_{tot} = \frac{F * T_{LMTD}}{Q}$ . Bij gelijke F zouden beide effecten elkaar moeten neutraliseren. Hiervoor dient  $R_{tot}$  geplot te worden voor de verschillende instellingen, ze liggen allen binnen elkaars fout (zie figuur 79). Daarnaast moet ook de inwendige convectiecoëfficiënt binnen elkaars fout liggen. Dit laatste is echter voldaan aangezien de fout op de inwendige convectiecoëfficiënt groter dan 10% is. Het enige effect dat kan door propageren is de afhankelijkheid van de stofeigenschappen met de veranderende temperatuur, maar aangezien de stofeigenschappen continu worden bepaald via een interpolatietabel in Matlab vervalt dit probleem. De volgende grafiek toont inderdaad aan dat de uitwendige weerstand voor verschillende instelwaarden binnen elkaars fout liggen (enkel de fout op de 70°C-meting is voor de duidelijkheid weergegeven):



Figuur 78 - Uitwendige weerstand voor verschillende instellingen (K/W) i.f.v. de luchtsnelheid (m/s)



Figuur 79 - Totale weerstand voor verschillende instellingen (K/W) i.f.v. de luchtsnelheid (m/s)

Alhoewel er geen duidelijke trends te zien zijn (alles ligt binnen elkaars fout) is het wel duidelijk dat er quasi geen verschil is tussen de metingen bij hogere temperatuur. Terwijl er wel een duidelijk verschil is bij hoger massadebiet, voornamelijk te verklaren door de veranderende  $R_i$ .

Deze metingen bij verschillende instellingen geven een indicatie van de correctheid van de metingen van  $R_u$ .

### 5.1.3.3 PEC

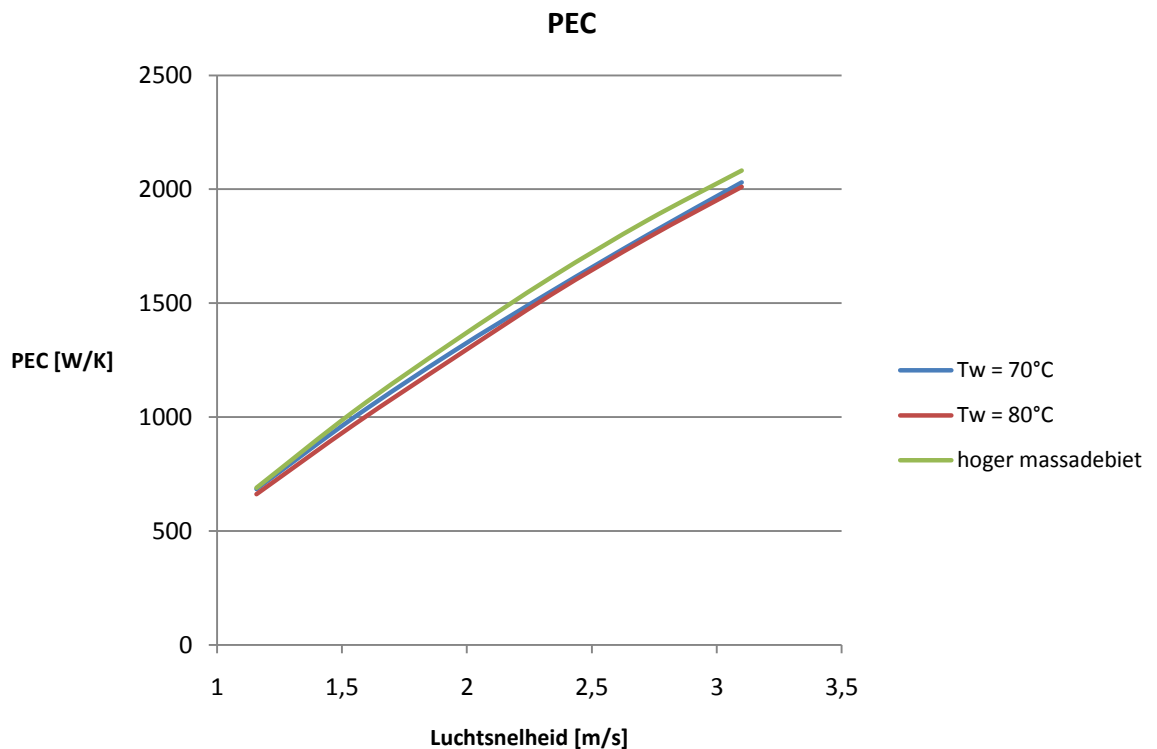
Uit de twee vorige puntjes wordt de prestatiefactor berekend (bij  $T_w = 70^\circ\text{C}$ ):

$f$ [Hz]	$v_{lucht}$ [m/s]	$\dot{m}_{lucht}$ [kg/s]	PEC [W/K]	$\delta PEC$ [W/K]
15	1.16	0.15	684.63	81.63
20	1.55	0.20	1000.73	133.29
25	1.94	0.26	1287.02	173.76
30	2.34	0.31	1552.15	221.23
35	2.72	0.36	1798.83	262.23
40	3.10	0.41	2030.84	284.11

Tabel 7 - Prestatiefactor bij  $T_w = 70^\circ\text{C}$ ; louvered fin warmtewisselaar

De prestatiefactor dient zo klein mogelijk te zijn (veel warmteoverdracht, met kleine drukval). De prestaties van de warmtewisselaar nemen toe met de snelheid en de fout op de prestatiefactor wordt kleiner.

Voor de volledigheid wordt de prestatiefactor voor drie verschillende instellingen geplot.



Figuur 80 - PEC (W/K) i.f.v. de luchtsnelheid (m/s)

De relatieve fout ligt tussen 12.08% en 15.06% met een gemiddelde fout over alle metingen van 13.4%. Dit is aanvaardbaar.

#### 5.1.4 Verificatie van de metingen

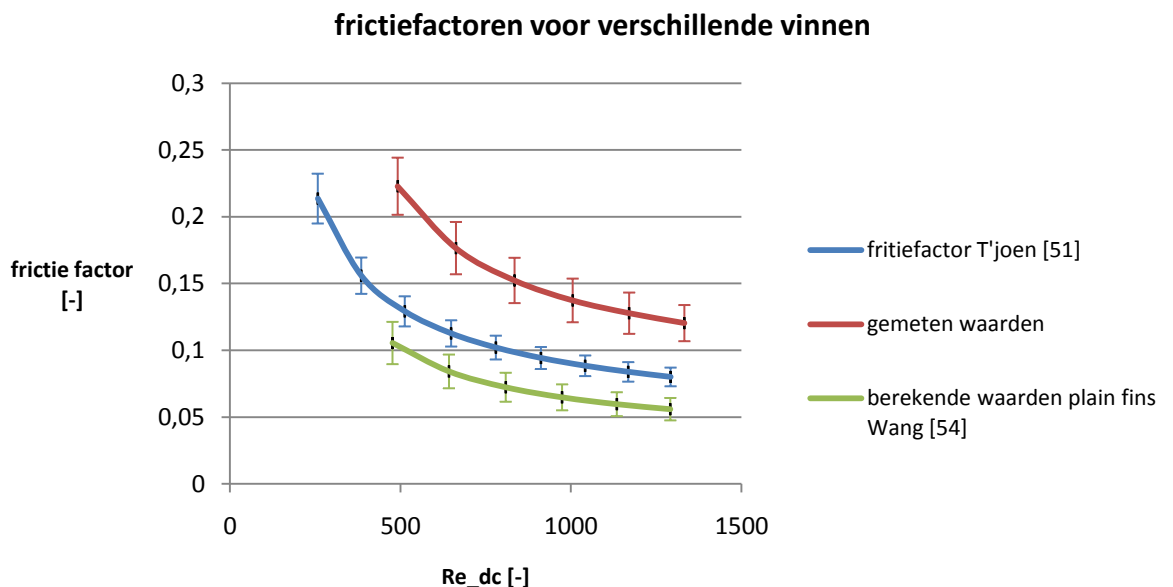
Oorspronkelijk was het de bedoeling om een vergelijking te maken met een referentie. Hiervoor was er gedacht aan *plain fins* (vlakke vinnen). De vinnen die gebruikt zijn in deze thesis zijn *adapted inclined louvered fins*. Deze vinnen zijn al beschreven geweest door [50,51,52] De verschillen tussen de warmtewisselaar van T'joen en de warmtewisselaar uit deze thesis zijn:

- Fin pitch: 1.4mm in deze thesis i.p.v. 1.7mm bij T'joen
- Buisdiameter: 7.2mm i.p.v. 7mm
- Lengte van warmtewisselaar: 426mm i.p.v. 1500mm
- Aantal schermen: 2 i.p.v. 3
- Aantal buizen: 18 bestroomde i.p.v. 42

Deze auteur gebruikte de correlatie van Wang [53,54] om te refereren naar plain fins. Wang heeft uit een grote database twee correlaties uitgewerkt met maximale onzekerheid van 15% voor 85% van de metingen in de database. De berekeningen uit de paper van Wang zijn terug te vinden in bijlage G.

##### 5.1.4.1 Fricatiefactor

De eerste correlatie is de frictiefactor. Voor de frictiefactor kan er een vergelijkende studie gemaakt worden. Om de correctheid van de frictiefactor te verifiëren wordt de berekende frictiefactor vergeleken met de *adapted inclined louvered fins* uit T'joen en met de correlatie voor plain fins uit Wang:



Figuur 81 - frictiefactoren voor verschillende vinnen i.f.v. de luchtsnelheid (m/s)

Hieruit blijkt dat de drukval voor plain fins, zoals verwacht significant lager is dan voor louvered fins. De gemeten frictiefactor blijkt consistent te zijn met de verwachtingen. Het verlagen van  $F_p$  heeft typisch een grotere invloed van het verlagen van het aantal schermen.

### 5.1.4.2 Colburnfactor: convectiecoëfficiënt en uitwendige weerstand

De tweede correlatie uit Wang [54] is voor de Colburnfactor. Voor deze thesis wordt de Colburn omgerekend naar een uitwendige weerstandwaarde. Er blijkt dat  $R_{u,plain} < R_{u,louvered}$ , dit is uiteraard onmogelijk en te verklaren door de niet-uniformiteit van de warmtewisselaar en de invloed ervan op de vin-efficiëntie.

Doordat er door bepaalde buisjes geen water stroomt zal de vin-efficiëntie erg veranderen. Waardoor de warmteoverdracht erg sterk zal beïnvloed worden. De uitwendige weerstand wordt als volgt berekend:

$$\dot{j}_{plain, uit\ correlatie} \Rightarrow h_{plain} \Rightarrow \eta_{fin, via\ Schmidt} \Rightarrow R_{u, plain}$$

### 5.1.4.3 Bepaling van de vin-efficiëntie

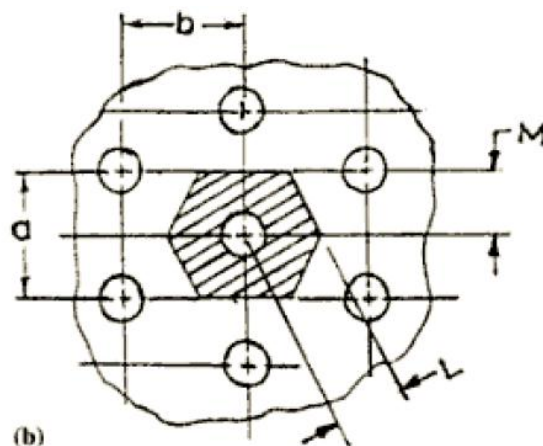
Op en rond de vinnen spelen verschillende factoren een rol, het is een continue wisselwerking van convectie met conductie. Een niet te verwaarlozen prestatieverlies wordt veroorzaakt door de negatieve temperatuursgradiënt in de vin. Dit verlies aan prestatie wordt meeberekend in de vin-efficiëntie. Dit wordt gedefinieerd als de verhouding van de gedissipeerde warmte tot de ideaal gedissipeerde warmte (wanneer de volledige vin op dezelfde temperatuur staat als de vin basis):

$$\eta_f = \frac{q}{q_{ideaal}} \quad (5.1)$$

Voor longitudinale vinnen kan er een exacte vin efficiëntie gedefinieerd worden (uit conductie en convectie vergelijkingen op een infinitesimaal oppervlak en de juiste boundary condities). Deze exacte oplossing is door Schmidt benaderd voor circulaire vinnen op circulaire buizen (de afwijking is 1%). Deze circulaire vin-efficiëntie wordt dan ook gedefinieerd door Schmidt voor continue vinnen met staggered layout. Schmidt maakt hier gebruik van zeshoekjes per buis berekend (zie figuur 82). De exacte berekeningen voor de methode van Schmidt is te vinden in bijlage G (en in de Matlab file-bijlage E). Enkel de uiteindelijke vergelijking wordt herhaald:

$$\eta_f = \frac{\tanh(m \cdot l^*)}{m \cdot l^*} \quad (5.2)$$

met  $l^*$  een equivalente hoogte.



Figuur 82 - Definitie van de zeshoekige oppervlakte volgens Schmidt

#### 5.1.4.4 Aanpassing van de vin-efficiëntie van Schmidt

De totale vin efficiëntie zal veel lager zijn, dan deze berekend met Schmidt. Een mogelijkheid om de berekening te maken, is het vinoppervlak verkleinen. Aangezien er 6 buizen onbestroomd blijven, kan het vinoppervlak met een factor 18/24sten verkleind worden. Dit is echter een foute redenering, aangezien de vin-efficiëntie over het weggelaten oppervlak nul wordt verondersteld. Dit is niet correct. Het volledige vin oppervlak dient meegenomen te worden. De vin-efficiëntie rond de buizen die onbestroomd zijn zal echter grondig wijzigen. Gebaseerd op Schmidt wordt een nieuwe vergelijking voor de oppervlakte efficiëntie voorgesteld:

$$\eta_{surface} = \frac{A_{tube} + A_{f,1} * \eta_{fin,1} + A_{f,2} * \eta_{fin,2} + A_{f,3} * \eta_{fin,3} + A_{f,4} * \eta_{fin,4}}{A_{tot}} \quad (5.3)$$

Om het oppervlak te definiëren dienen er traditioneel zeshoeken getekend te worden rond alle buizen onderling, maar zoals blijkt op figuur 83 (1) gaat hierdoor een groot deel van het vinoppervlak verloren. Vandaar dat geopteerd wordt om het totale vinoppervlak evenredig te verdelen op basis van het aantal buizen per oppervlak:

$$A_{f,1} = \left(0.252 * 2 * P_l - 24 * \pi * \frac{d_c^2}{4}\right) * \frac{18}{24} \quad (5.4)$$

$$A_{f, 2,3,4} = \left(0.252 * 2 * P_l - 24 * \pi * \frac{d_c^2}{4}\right) * \frac{2}{24} \quad (5.5)$$

$$A_{tube} = 18 * \pi * d_c * (F_p - \delta_{fin}) \quad (5.6)$$

De algemene formule voor de vin-efficiëntie wordt vervolgens gebruikt om de nieuwe vin efficiënties te definiëren per oppervlak.  $l^*$  uit de algemene formule stelt een equivalente hoogte voor. Vandaar dat voor  $l^*$  de equivalente hoogte gedefinieerd wordt van de warme buis, waar de vinnen rond de niet-bestroomde buizen hun energie moeten uithalen, tot de vin zelf.

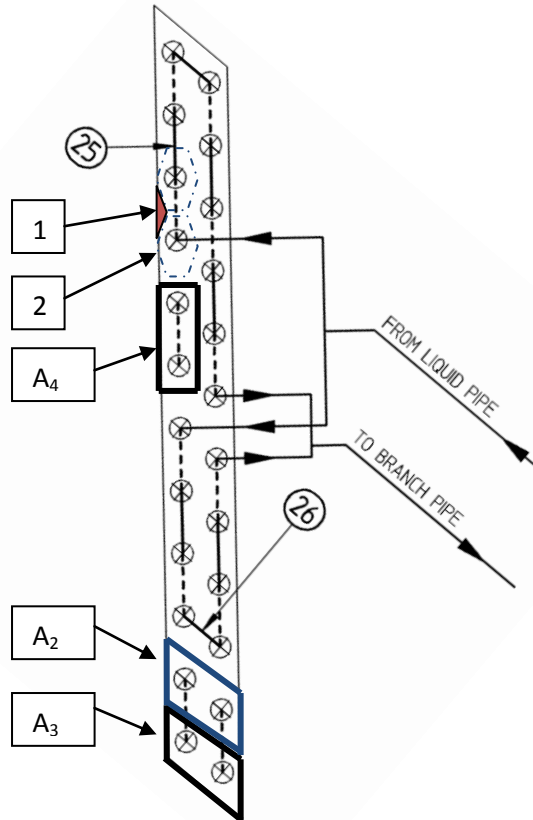
$\eta_{fin,1}$  is de vin efficiëntie van de vinnen rond de bestroomde buizen, deze worden benaderd door de vin-efficiëntie berekend via Schmidt. Voor de andere vin-efficiëntie worden de volgende formules voorgesteld:

$$\eta_{fin,2} = \frac{\tanh(m * 1.5 * P_t)}{m * 1.5 * P_t} \quad (5.7)$$

$$\eta_{fin,3} = \frac{\tanh(m * 2.5 * P_t)}{m * 2.5 * P_t} \quad (5.8)$$

$$\eta_{fin,4} = \frac{\tanh(m * P_t)}{m * P_t} \quad (5.9)$$

Voor  $\eta_{fin,4}$  kan er gediscussieerd worden welke equivalente hoogte er best genomen wordt. Dit is niet duidelijk bepaald. Ook bij de andere efficiënties is het niet vanzelfsprekend om een equivalente hoogte te definiëren.



Figuur 83 - Opdeling van de warmtewisselaar in verschillende oppervlaktes

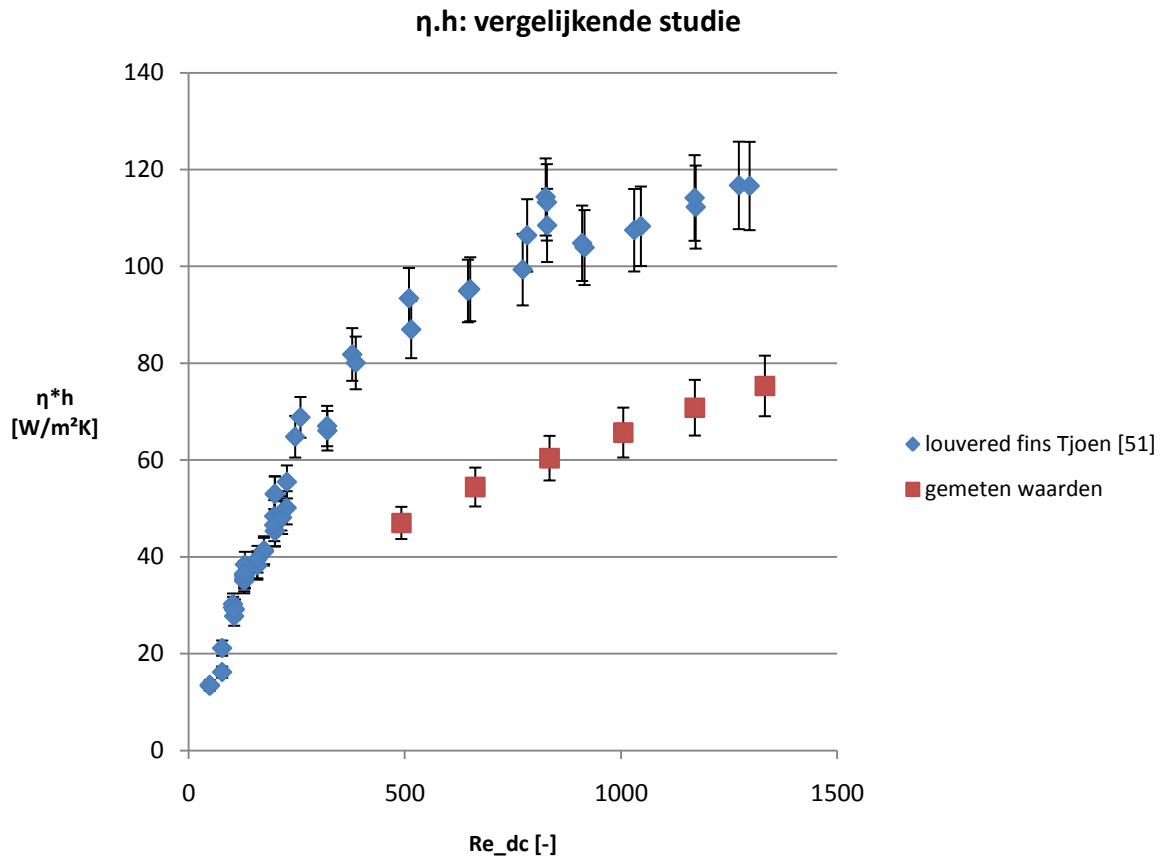
Met deze methode wordt een gemiddelde oppervlakte efficiëntie bekomen van 80%, i.p.v. de oorspronkelijke 92% met de methode van Schmidt. In Shah [43] staat er veronderstellingen waaronder de vin-efficiëntie kan berekend worden. Één daarvan niet echter niet voldaan: er wordt geëist dat de convectie coëfficiënt uniform is over de warmtewisselaar. Indien dit niet zo is, kan de vin-efficiëntie dalen met 16% bij een vin-efficiëntie van 80%, bij een lineaire variatie van de convectie coëfficiënt over de testsectie. Er wordt ook aangeraden om de vin-efficiëntie hoog in te stellen. Bij lagere vin efficiëntie (typisch lager dan 80%) zullen ongetwijfeld extra verlagingen van de vin efficiëntie optreden.

Vandaar dat er met de huidige definitie van vin efficiëntie geen vergelijking zal kunnen gemaakt worden met plain fins.

#### 5.1.4.5 Verificatie van $\eta * h$

Er wordt een andere factor geplot om een verificatie bekomen met de metingen van T'joen:

$$\eta * h = \frac{1}{R_u * A_{ext}} \quad (5.10)$$



Figuur 84 - Vergelijkende studie van  $\eta \cdot h$  (W/m<sup>2</sup>K) i.f.v. het Reynoldsgetal

In principe zou de gemeten  $\eta \cdot h$  hoger moeten zijn als bij T'joen. Het feit dat is niet zo is, is te verklaren door de andere geometrie en door het feit dat  $A_{ext}$  gedefinieerd is als het totale vin oppervlak. De vraag stelt zich of dit volledig correct is.

Uiteindelijk telt voor de warmtewisselaar enkel het vermogen. Het kan zijn dat door deze oppervlakte bepaling eerder  $\frac{Q}{V}$  geoptimaliseerd is, i.p.v.  $\frac{Q}{\Delta p}$  (dus bekeken met een andere performantiefactor). In principe zijn deze resultaten dus mogelijk.

**Uiteindelijk is een verificatie maken altijd moeilijk, aangezien de werkelijke omstandigheden en specialiteiten niet geweten zijn. Het feit dat 100% juiste verificatie onmogelijk is, doet echter niets af van de waarde van deze thesis. Het is de vergelijking tussen beide warmtewisselaars die beoogd wordt en er is voldoende zekerheid over de correctheid van de metingen.**

Een andere vraag is natuurlijk of onze berekeningsmethode ( $\varepsilon - NTU, LMTD$ ) voor  $R_u$  te bepalen een correcte methode was. Deze methode werkt goed in volgende omstandigheden [46]:

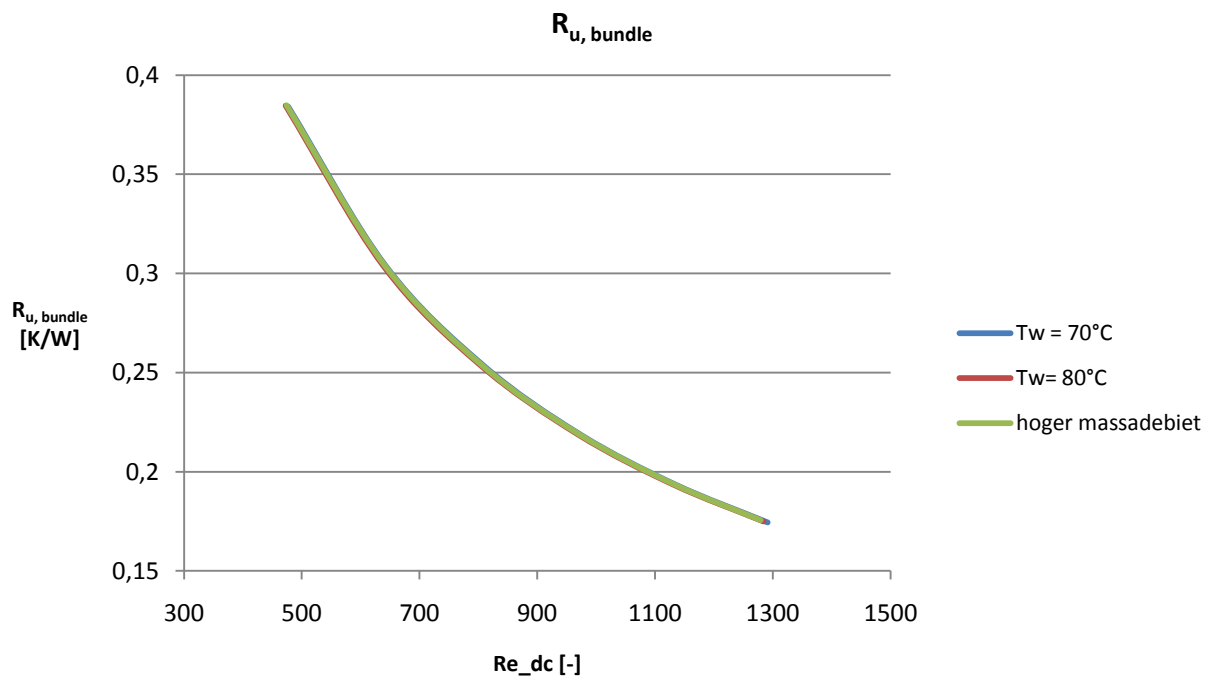
- ✓ Steady state conditie moet gewaarborgd zijn
- ✓ Weinig warmteverlies naar de omgeving (binnen de 5%)
- ✓ Longitudinale conductie in het water en op de wand is verwaarloosbaar
- ✓ De snelheid en temperatuur aan de inlaat van de warmtewisselaar is uniform.
- ↔ De oppervlakte efficiëntie is uniform en constant.



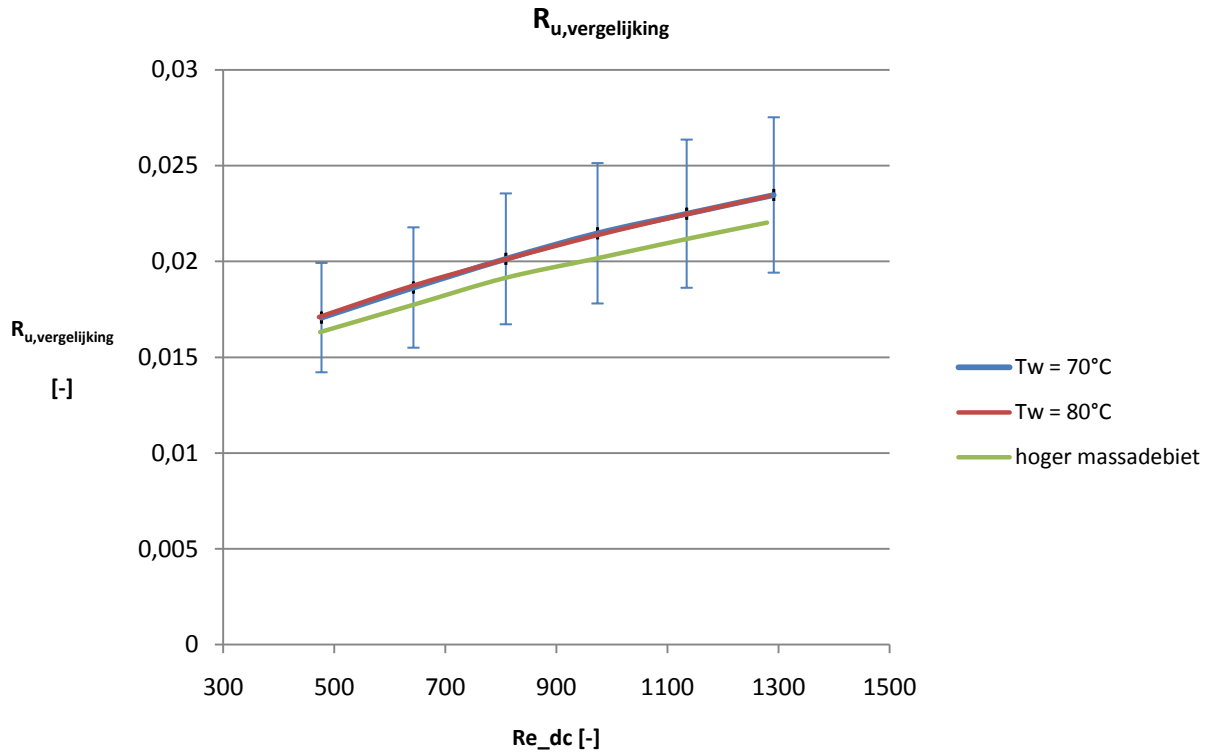
↔ De totale warmteoverdrachtscoëfficiënten moeten constant zijn en onafhankelijk van de temperatuur, tijd en positie. Hieraan is niet echt voldaan.

### 5.1.5 Dimensieloos maken van $R_u$ met *staggered tubes*

Aangezien er bij publiceren en vergelijken van resultaten toch geopteerd wordt om alle getallen dimensieloos te maken, wordt in deze thesis een referentie gemaakt met naakte buizen in *staggered* configuratie. De berekeningen met de correlatie van Zukauskus worden weergegeven in bijlage H.  $R_{u,bundle}$  staat voor de uitwendige weerstand van twee schermen met in totaal 18 buizen in *staggered* configuratie.  $R_{u,vergelijking}$  is gelijk aan  $\frac{R_u}{R_{u,bundle}}$ .



Figuur 85 -  $R_{u,bundle}$  (K/W) i.f.v. het Reynoldsgetal



Figuur 86 - Ru, vergelijking i.f.v. het Reynoldsgetal

### 5.1.6 Stralingsinvloed

Het totale vermogen wordt traditioneel opgedeeld in 3 onderdelen:

$$Q_{totaal} = Q_{conductie} + Q_{convectie} + Q_{straling} \quad (5.11)$$

Het convectie gedeelte wordt meegenomen in de berekeningen. De conductie door de wand wordt ook in beschouwing genomen (zij het dat de longitudinale conductie in het water en op de wand verwaarloosbaar wordt verondersteld). Met de straling wordt echter niet direct rekening gehouden, omdat de convectiecoëfficiënt typisch in de literatuur wordt berekend met het totale opgemeten vermogen (impliciet zit er dus eigenlijk al een fout in die redenering). In principe kan de stralingsinvloed rechtstreeks berekend worden:

$$Q_{straling} = \sigma \varepsilon A (T_{solid}^4 - T_{atm}^4) \quad (5.12)$$

Met  $\sigma$  de constante van Stefan-Boltzmann en  $\varepsilon$  de emissiviteit. Om echter gebruik te maken van deze formule dienen er kijfactoren berekend worden (te berekenen met behulp van de stralingswet van Kirchhoff: bij thermisch evenwicht is de emissiesterkte van een voorwerp gelijk aan de absorptiefactor van dat voorwerp) en die zijn bij complexe structuren erg moeilijk te berekenen. Idealiter is  $\varepsilon = 0$ , dit zou betekenen dat er gewerkt wordt met een ideaal reflecterend oppervlak. Om dit te bekomen kan er eventueel gewerkt worden met behandelde vinnen met een reflecterende verf [55].

Omwille van de moeilijke berekening is het voor deze thesis voldoende om kwalitatief te bepalen of straling een invloed heeft. Als er meer straling is dan zal het totale vermogen, bij stijgende temperatuur, *meer* omhoog gaan dan enkel te verantwoorden door convectie. Voor de louvered fin

warmtewisselaar wordt daarvoor de uitwendige weerstand op 80°C vergeleken met deze op 70°C en zoals uit figuur 78 blijkt, is er quasi geen verandering waarneembaar. Bij de metaalschuim warmtewisselaar is er ook een vergelijking gemaakt met extremere temperatuursverschillen (50°C-80°C).

De straling speelt dus geen belangrijke rol en mag gewoon als ruisfactor meegenomen worden.

## 5.2 Metingen met metaalschuim warmtewisselaar

Voor de metingen op de metaalschuim warmtewisselaar werd al het isolatiemateriaal waar de collectoren zich in bevonden verwijderd. Dezelfde aansluiting, die de stroming naar de warmtewisselaar in twee verdeelt, is ook gebruikt voor de metaalschuim warmtewisselaar (zie figuur 87). Alsook dezelfde collectoren. Het isolatiemateriaal is aangepast voor de nieuwe warmtewisselaar.



Figuur 87 - Illustratie van de aansluiting voor de warmtewisselaar

Bij de metingen met de metaalschuim warmtewisselaar is de plaats waar de uitgaande luchttemperatuur gemeten wordt niet veranderd. Dit is een andere indicatie van de juistheid van de verticale temperatuurinlezing.

### 5.2.1 Warmtebalans

De luchtsnelheid is lichtjes anders dan bij de vorige warmtewisselaar (wel binnen de fout).

De beide *vermogens* van de warmtewisselaars kunnen wel niet vergeleken worden, door de licht andere geometrie van de aansluiting van de warmtewisselaar was de uitlezing van de massadebietsmeter (bij gelijke uitsturing van de driewegklep) lichtjes anders (een verschil van  $\cong 3 \text{ kg/hr}$ ). De massadebietsmeter is echter erg nauwkeurig in zijn uitlezing (de absolute fout is erg klein omwille van de kalibratie door de fabrikant). Bij de totale fout wordt nog twee maal de standaarddeviatie van de meting geteld. De maximale relatieve fout is 1%, waardoor de metingen niet exact kunnen vergeleken worden met de vermogens. Desalniettemin is er een groot verschil in vermogen vast te stellen ( $T_w = 70^\circ\text{C}$ ).

$f$ [Hz]	$v$ [m/s]	$Q_{water}$ [W]	$\delta Q_{water}$ [W]	$Q_{lucht}$ [W]	$\delta Q_{lucht}$ [W]	$Q_{balans}$ [-]
15	1.17	1808	27	1827	85	0.0103
20	1.57	2002	28	2054	103	0.0256
25	1.95	2139	28	2200	123	0.0280
30	2.34	2257	31	2288	118	0.0135
35	2.72	2329	33	2354	153	0.0107
40	3.08	2388	31	2399	127	0.00460

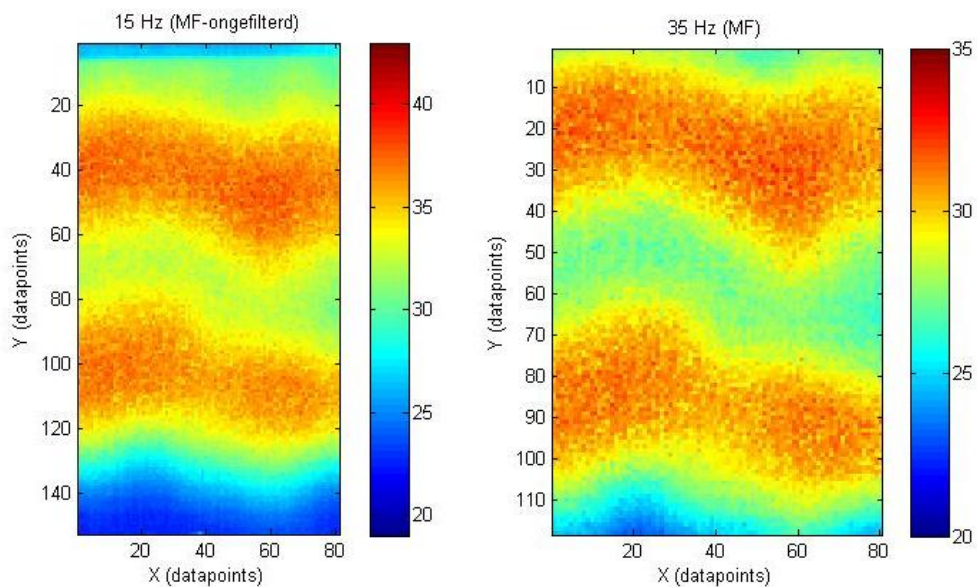
Tabel 8 - Warmtebalans voor metaalschuim warmtewisselaar

### 5.2.2 Thermografische camera

De thermografische camera is gebruikt ter verificatie van de verticale temperatuursinlezing. Uit de metingen met de thermografische camera volgt dat het 'koude' gebied onderaan de warmtewisselaar kleiner wordt bij groter wordende snelheid, door intensere menging (doorheen het metaalschuim).

In wat volgt wordt een beeld geplot (bij 15 en 35 Hz), waarbij de gemiddelde thermografische temperaturen worden berekend. Hieruit volgt, zoals verwacht, hetzelfde profiel als bij de louvered fin warmtewisselaar (omwille van verstellen van de thermografische camera zijn de range van datapunten gewijzigd t.o.v. louvered fins en t.o.v. de onderlinge metingen). Er is zelfs een iets uitgesprokenere koude zone in het midden.

Deze beelden zijn een mooi bewijs van dispersie.



Figuur 88 – Gelogde Thermografische beelden bij 15 en 35 Hz; metaalschuim warmtewisselaar

Uiteindelijk worden volgende waarden bekomen:

$f$ (Hz)	IR (°C)	$T_c$ (°C)
15	32.55	$32.57 \pm 0.04$
20	31.06	$31.25 \pm 0.04$
25	29.73	$30.55 \pm 0.03$
30	29.37	$29.96 \pm 0.03$
35	29.20	$29.85 \pm 0.06$
40	29.27	$29.89 \pm 0.03$

Figuur 89 - Temperatuursverificatie met IR beeld; metaalschuim warmtewisselaar

Het feit dat de temperatuur bij 40 Hz is gestegen t.o.v. 35 Hz is verklaarbaar door de gestegen  $T_{l,in}$  (stijging van de omgevingstemperatuur).

## 5.2.3 Resultaten

### 5.2.3.1 Drukmeting

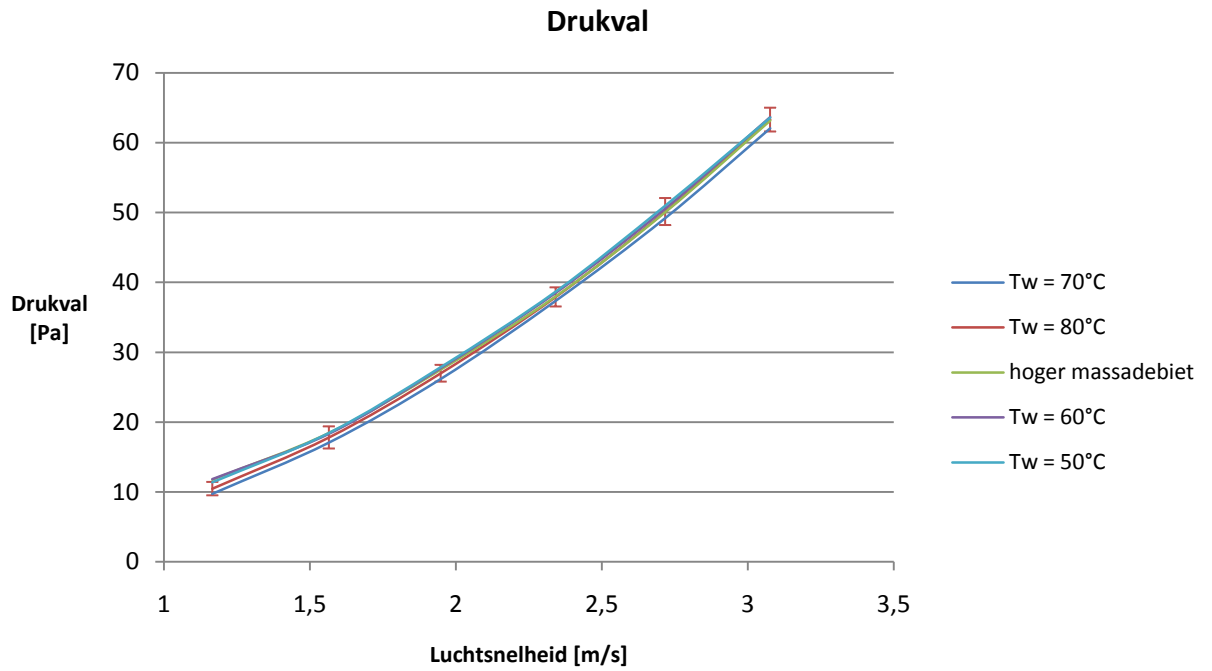
Voor de referentiemeting ( $T_w = 70^\circ\text{C}$ ) wordt de volgende tabel bekomen:

$f$ [Hz]	$v_{lucht}$ [m/s]	$\dot{m}_{lucht}$ [kg/s]	$\Delta p$ [Pa]	$\delta\Delta p$ [Pa]	$f_{frictie}$ [-]	$\delta f_{frictie}$ [-]
15	1.17	0.16	9.73	1.55	0.0842	0.01303
20	1.57	0.21	17.07	1.48	0.0817	0.00892
25	1.95	0.26	26.16	1.43	0.0809	0.00982
30	2.34	0.32	37.37	1.22	0.0799	0.00834
35	2.72	0.37	49.21	1.54	0.0783	0.00947
40	3.08	0.41	62.06	1.76	0.0772	0.00815

Tabel 9 - Drukmeting; metaalschuim warmtewisselaar

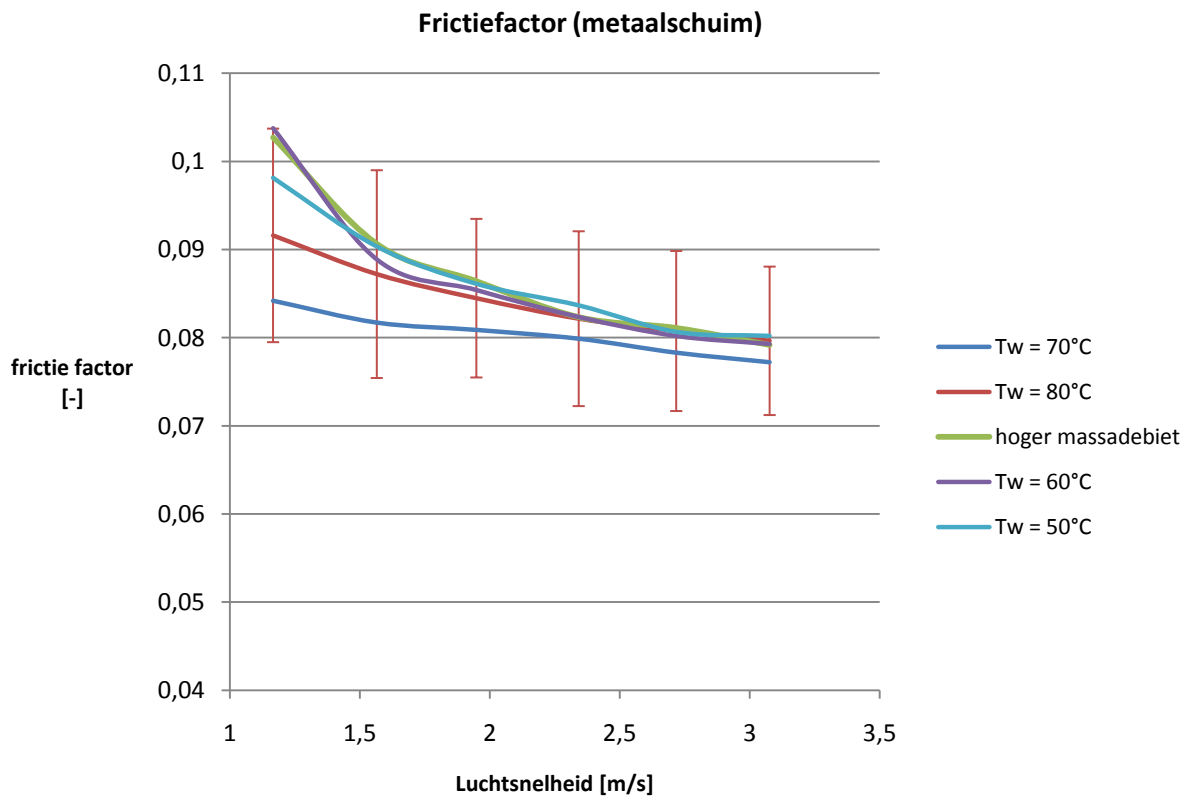
De **drukvalwaarden** hebben een relatieve fout over alle metingen van 2.2% tot 20.6% (met een gemiddelde van 6.07%) en de frictiefactor heeft een relatieve fout van 9.8% tot 22.6% (met een gemiddelde van 12.5%). Deze fouten zijn aanvaardbaar, maar toch relatief groot. Dit is voornamelijk afkomstig door de eerste meting bij lage snelheid (op 15 Hz). De drukval is hier slechts 10 Pa. Vooral hier wordt er een grote fout (>15%) bekomen, bij de andere snelheden worden fouten bekomen van 7% en lager.

Het verloop van de **frictiefactor** is niet zoals typisch verwacht. Op zich is dit louter toeval: de frictiefactor is evenredig met  $\frac{\Delta p}{v^2}$ . Om te verifiëren of de drukvalmeting correct is, wordt de drukval geplotted voor alle instellingen; alle metingen liggen binnen elkaars fout; alle metingen zijn twee maal uitgevoerd en ook hier is mee vergeleken:



Figuur 90 - Drukval (Pa) i.f.v. de luchtsnelheid (m/s)

Uiteraard zou ook de frictiefactor voor alle vijf de instellingen moeten overeenkomen (voor de duidelijkheid is er slechts 1 foutenvlag getekend):



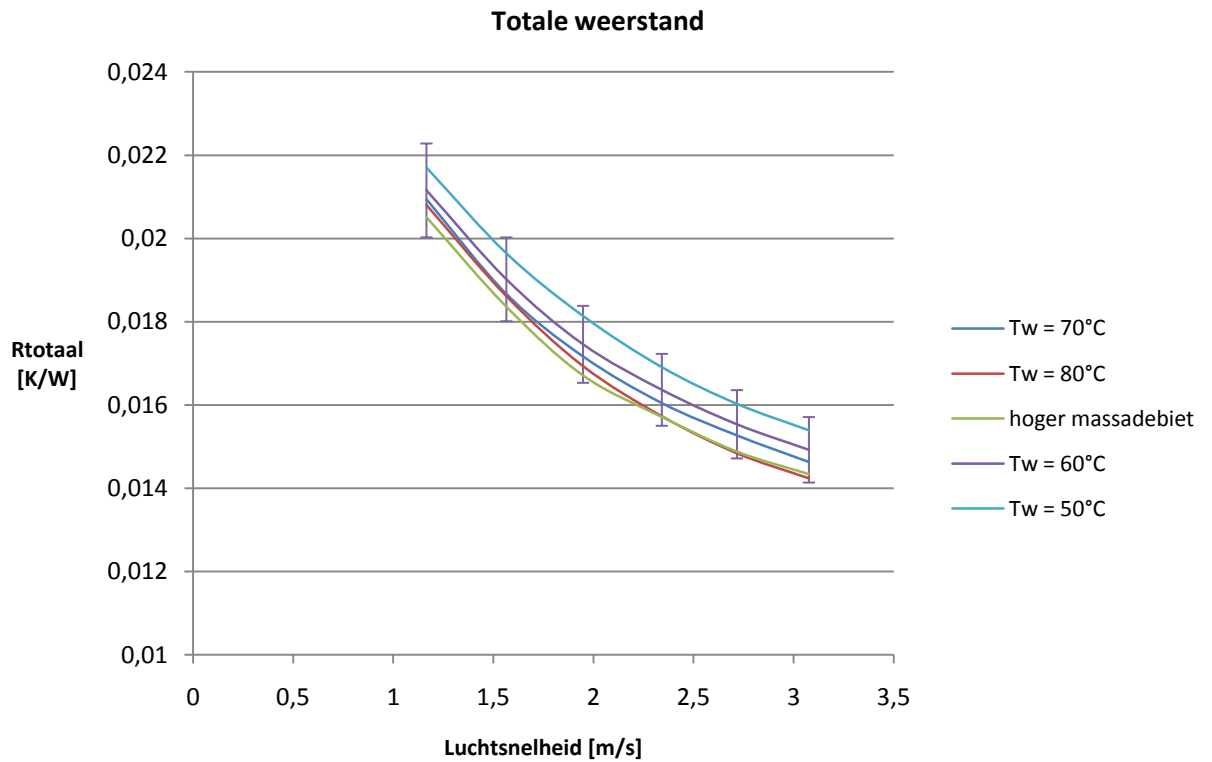
Figuur 91 - Frictiefactor i.f.v. de luchtsnelheid (m/s)

De luchtsnelheid heeft een typische relatieve fout van 4.4% tot 5.9%.

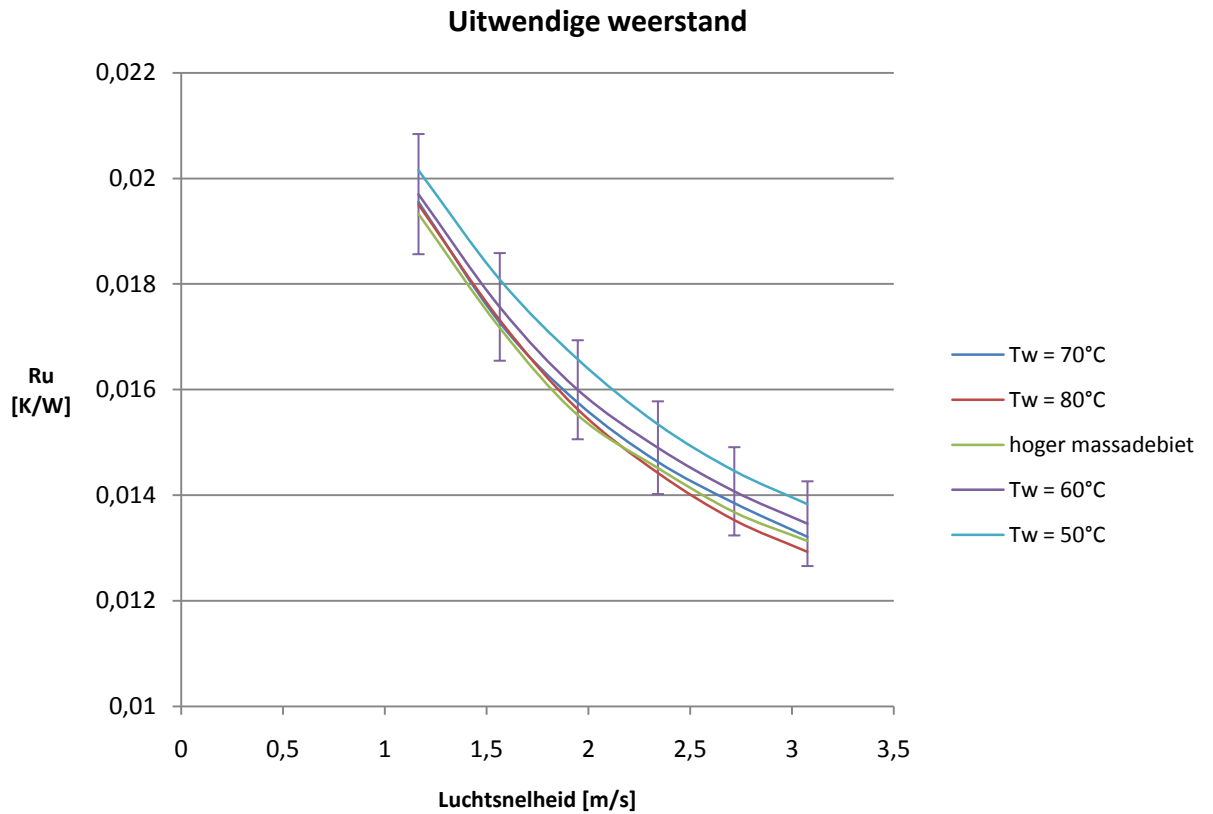
### 5.2.3.2 uitwendige weerstand

De relatieve fout ligt voor de totale weerstand tussen 5.2% en 5.5% met een gemiddelde van 5.3%.

Voor de uitwendige weerstand ligt de totale fout tussen 5.6% en 6.2% met een gemiddelde van 5.9%.



Figuur 92 - Totale weerstand (K/W) i.f.v. de luchtsnelheid (m/s)



Figuur 93 - Uitwendige weerstand (K/W) i.f.v. de luchtsnelheid (m/s)

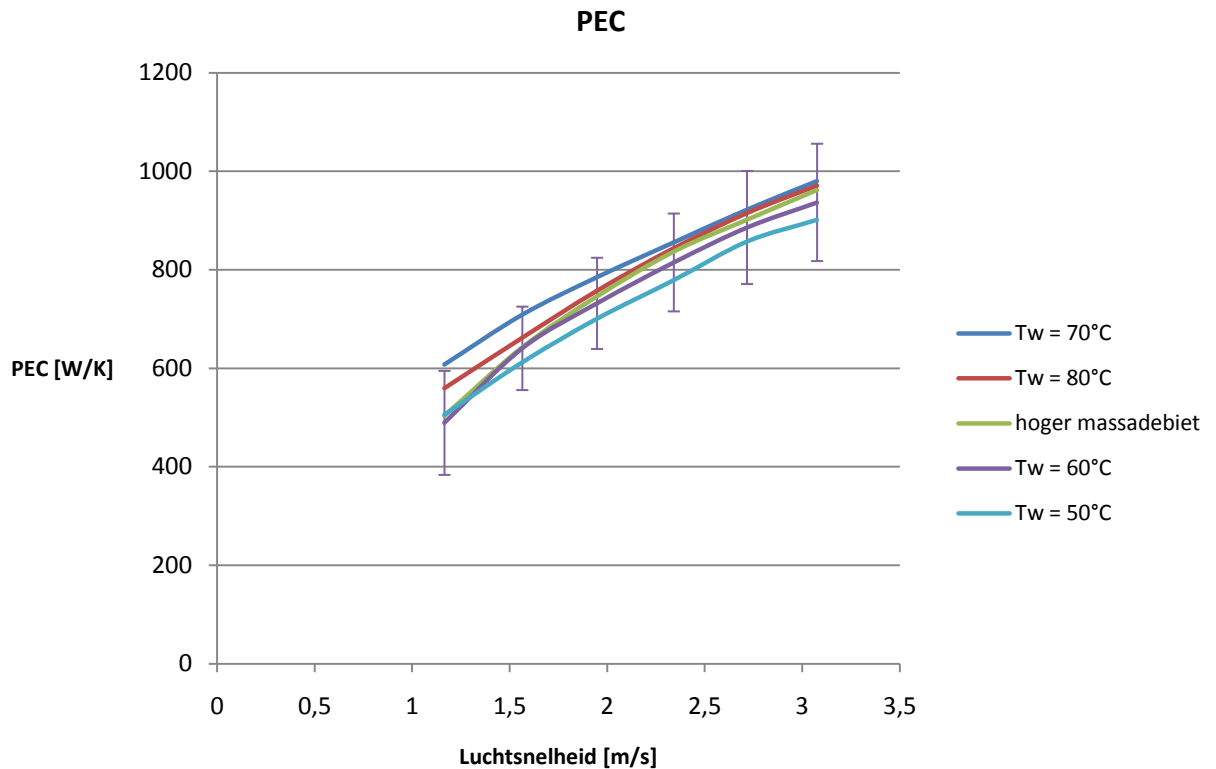
### 5.2.3.3 PEC

Voor  $T_w = 70^\circ\text{C}$  worden de volgende prestatiefactoren bekomen:

$f$ [Hz]	$v_{lucht}$ [m/s]	$\dot{m}_{lucht}$ [kg/s]	PEC [K/W]	$\delta PEC$ [K/W]
15	1.17	0.16	607.50	100.29
20	1.57	0.21	708.63	87.51
25	1.95	0.26	784.66	105.62
30	2.34	0.32	855.39	102.45
35	2.72	0.37	921.78	124.19
40	3.08	0.41	979.83	118.61

Tabel 10 - prestatiefactor; metaalschuim warmtewisselaar





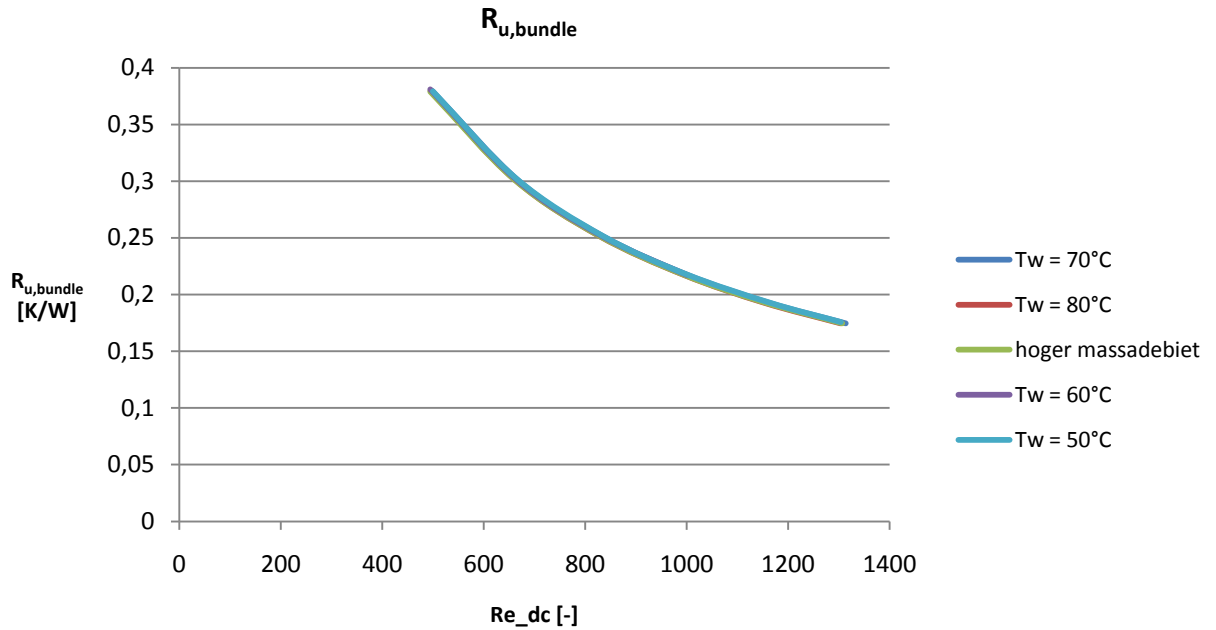
Figuur 94 - PEC (W/K) i.f.v. de luchtsnelheid (m/s)

Er wordt opgemerkt dat de prestatie van de warmtewisselaar verbetert naarmate de luchtsnelheid stijgt. De relatieve fout van de prestatiefactor ligt tussen 11.9% en 23.4% met een gemiddelde van 13.9%. De hoge maximale fout is verklaarbaar door de hoge fout van de drukvalmeting bij lage snelheid.

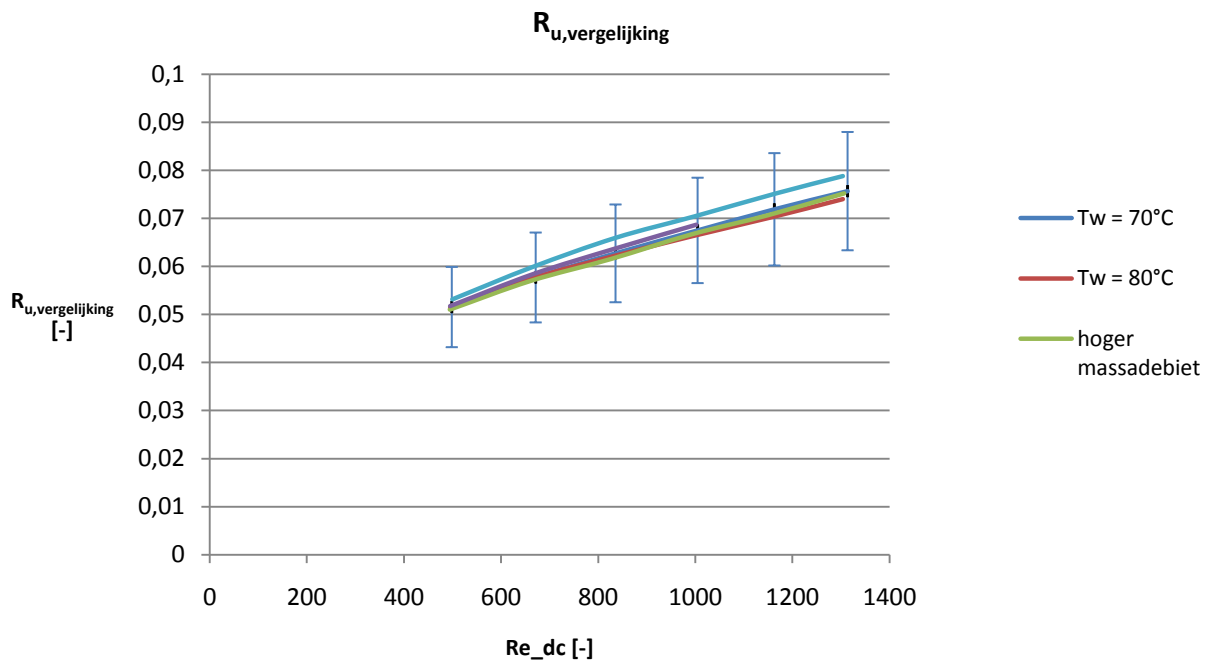
#### 5.2.4 Dimensieloos maken van $R_u$ met *staggered tubes*

De berekeningen met de correlatie van Zukauskus worden weergegeven in bijlage H.  $R_{u,bundle}$  staat voor de uitwendige weerstand van twee schermen met in totaal 18 buizen in staggered configuratie.

$R_{u,vergelijking}$  is gelijk aan  $\frac{R_u}{R_{u,bundle}}$ .



Figuur 95 -  $R_{u,bundle}$  (K/W) i.f.v. het Reynoldsgetal



Figuur 96 -  $R_{u,vergelijking}$  i.f.v. het Reynoldsgetal

Bij  $T_w = 60^\circ C$  ontbreekt de voorlaatste meting, aangezien enkel het resultaat weggeschreven is en niet de volledige meetgegevens, kan  $R_{u,bundle}$  en  $R_{u,vergelijking}$  kan hiervoor niet berekend worden.

### 5.2.5 Stralingsinvloed

De stralingsinvloed kan kwalitatief bekeken worden en uit figuur 93 volgt dat alle totale weerstanden binnen elkaars fout liggen. Straling is wel degelijk aanwezig, maar wordt beschouwd als een ruisfactor.

## 5.3 Vergelijkende studie tussen beide warmtewisselaars

De opzet was een constant volume vergelijking. Hierdoor zijn omwille van de broosheid van de struts (en de beperkte dikte van de warmtewisselaar) tijdens het expanderen sommige stukjes koperen buis bloot komen te liggen. Dit zal dus een significante invloed hebben om de meetresultaten.

### 5.3.1 Drukmeting

De drukval over het metaalschuim is een pak lager dan de drukval over de louvered fins. Dit kon reeds op voorhand opgemerkt worden: door de metaalschuim warmtewisselaar kan gewoon gekeken worden, terwijl de louvered fin warmtewisselaar een erg hoge densiteit heeft aan vinnen en bijgevolg 'ondoorzichtbaar' is.

Zowel absoluut (1.34 Pa versus 1.50 Pa), als relatief (2.67% versus 6.55%) is de fout op de drukval kleiner dan bij de metaalschuim warmtewisselaar. Vooral de eerste metingen (bij de laagste snelheid) wegen door, juist omdat de drukval over het metaalschuim daar zo klein is.

Om het uiteindelijke resultaat op de prestatiefactor te begrijpen, wordt er eerst een tabel gemaakt met de verandering van de drukval (per setpunt) op de gemiddelde drukvalwaarde. De fout op deze vergelijking is groot, vandaar dat deze vergelijking enkel wordt gebruikt als eerste impressie. Harde conclusies mogen hieruit echter niet gemaakt worden.

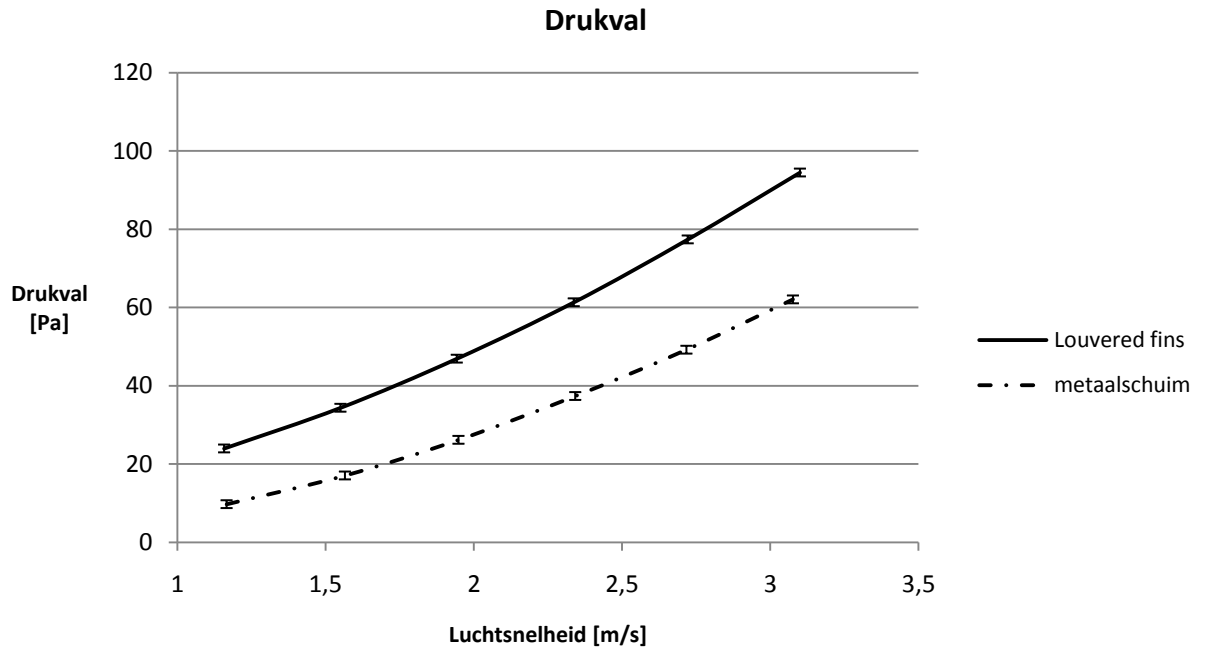
$f$ [Hz]	$\frac{p_{i+1} - p_i}{\bar{p}}$ <i>louvered</i> [%]	$\frac{p_{i+1} - p_i}{\bar{p}}$ <i>metaalschuim</i> [%]
<b>15 -&gt;20</b>	18.38	21.82
<b>20 -&gt;25</b>	21.29	27.11
<b>25 -&gt;30</b>	25.56	33.31
<b>30 -&gt;35</b>	28.25	35.23
<b>35 -&gt;40</b>	30.60	38.25

Tabel 11 - Evolutie drukvalmeting

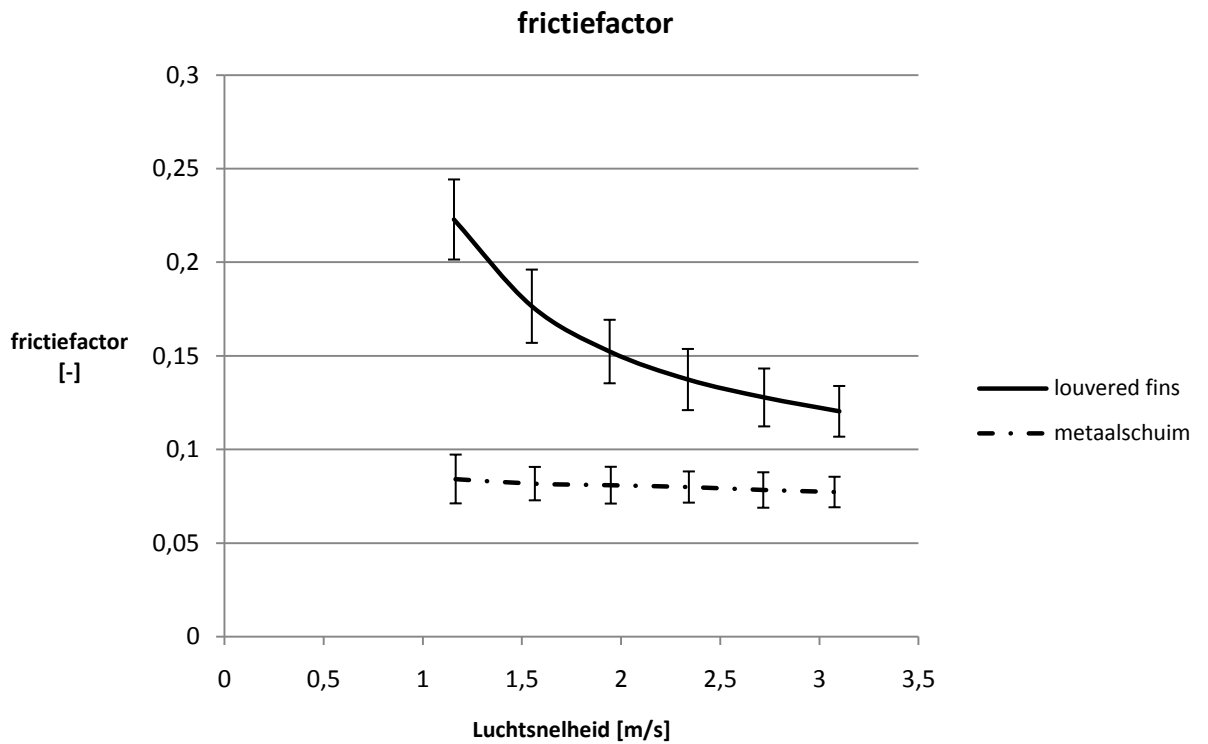
Alhoewel de absolute drukval bij metaalschuim systematisch lager is (zie figuur 97), is er een relatief snellere toename is van de drukval over het metaalschuim dan over de louvered fins. De frictiefactor dient zo klein mogelijk te zijn, vandaar dat metaalschuim naarmate de luchtsnelheid toeneemt sneller een negatieve prestatie zal krijgen (in vergelijking met louvered fins).

De drukval neemt kwadratisch toe bij beide warmtewisselaars zoals voorspeld in de literatuur.

Enkel de referentiemeting  $T_w = 70^\circ C$  wordt geplot:



Figuur 97 - Vergelijking drukval (Pa) i.f.v. de luchtsnelheid (m/s)



Figuur 98 - Vergelijking frictiefactor i.f.v. de luchtsnelheid (m/s)

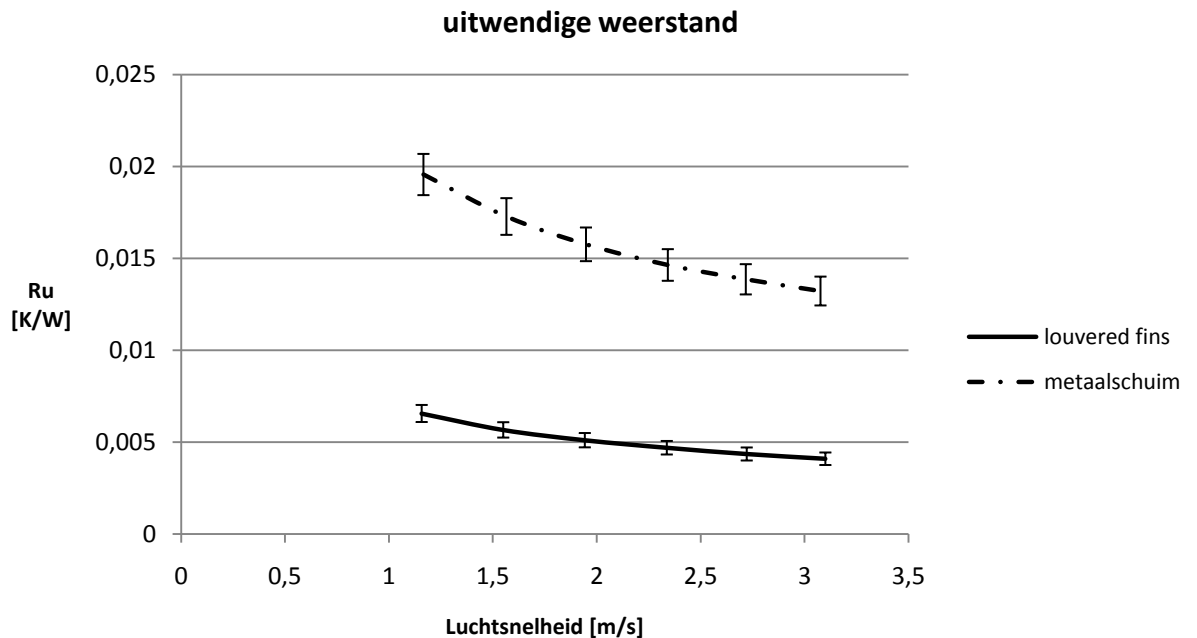
### 5.3.2 uitwendige weerstand

Ook de verandering (daling) van de uitwendige weerstand is afhankelijk van de warmtewisselaar:

$f$ [Hz]	$\frac{R_{u_i} - R_{u_{i+1}}}{R_u}$ [%] <i>louvered</i>	$\frac{R_{u_i} - R_{u_{i+1}}}{R_u}$ [%] <i>metaalschuim</i>
15 ->20	17.60	14.52
20 ->25	11.03	9.6
25 ->30	8.09	7.14
30 ->35	6.70	4.96
35 ->40	5.11	4.06

Tabel 12 - Evolutie uitwendige weerstand

De daling van de uitwendige weerstand neemt af naarmate de luchtsnelheid toeneemt. De daling is bij louvered fins systematisch groter. **Dit betekent dat metaalschuim op beide punten negatief scoort.** Alhoewel de absolute frictiefactor een stuk lager ligt als bij louvered fins daalt deze minder rap, waardoor de prestatiefactor signifikanter zal verschillen bij hogere luchtsnelheden.



Figuur 99 - Vergelijking uitwendige weerstand (K/W) i.f.v. de luchtsnelheid (m/s)

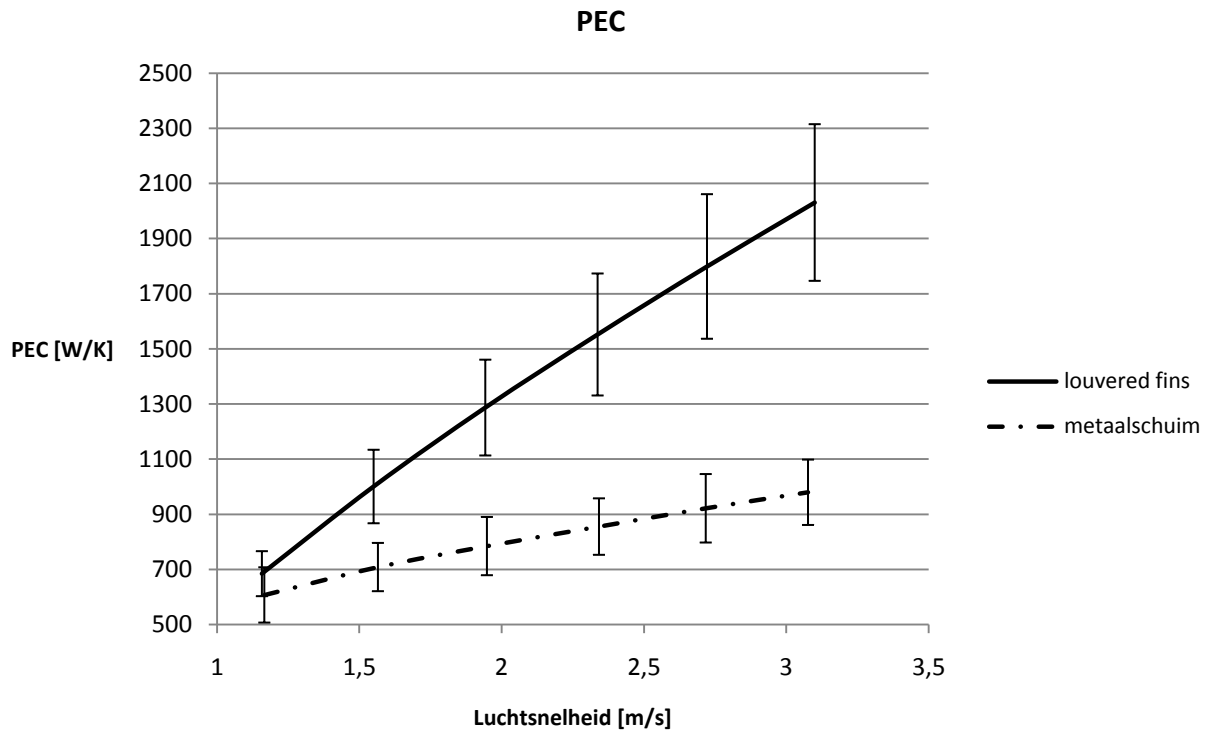
### 5.3.3 PEC

Er wordt waargenomen dat de prestatiefactor voor metaalschuim minder rap stijgt:

$f$ [Hz]	$\frac{PEC_{i+1} - PEC_i}{PEC}$ <i>louvered</i> [%]	$\frac{PEC_{i+1} - PEC_i}{PEC}$ <i>metaalschuim</i> [%]
15 ->20	22.70	12.49
20 ->25	20.56	9.39
25 ->30	19.04	8.74
30 ->35	17.72	8.20
35 ->40	16.66	7.17

Tabel 13 - Evolutie prestatiefactor

Alhoewel de prestatie van de warmtewisselaar bij hogere luchtsnelheid verbetert, is er wel een relatieve afname van de verbetering. Er kan aldus een optimum gevonden worden (een trade-off tussen prestatie en geïnvesteerd ventilatievermogen). Er is een significant verschil in toename waar te nemen t.o.v. beide warmtewisselaars.



Figuur 100 - Vergelijking PEC (W/K) i.f.v. de luchtsnelheid (m/s)

Bij lage luchtsnelheid (bij 15 Hz) is de verhouding  $\frac{PEC_{MF}}{PEC_{louvered}}$  nog 88.73% (en liggen ze zelfs in elkaars fout). Naarmate de snelheid stijgt, wordt het verschil in prestatie groter. Bij de hoogste gemeten luchtsnelheid is  $\frac{PEC_{MF}}{PEC_{louvered}}$  nog maar 48.25%.

Het is moeilijk om te voorspellen wat de prestatie van een metaalschuim warmtewisselaar zou zijn indien er wel een goed thermische contact was. Deze thesis is niet alleen een vergelijkende studie tussen de twee materialen. Het is ook een test voor het maken van een metaalschuim warmtewisselaar. Het is aangetoond dat metaalschuim een potentie heeft als vinmateriaal.

Er kan nu opgemerkt worden dat de frictiefactor vrij vlak is. Indien de drukval dus zou stijgen, door materiaal te gebruiken met hogere PPI of/en door de dikte van het warmtewisselaar te vergroten t.o.v. louvered fins (bij bv. constant volume). Dan zal de absolute frictiefactor stijgen, maar relatief blijft de verandering in principe dezelfde (in de veronderstelling dat de densiteit bv. exact maal twee wordt gedaan). De frictiefactor zal dus veel minder dalen dan bij louvered fins. De vraag is dan hoeveel de warmteoverdracht zal stijgen. Daarop is geen pasklaar antwoord en verder onderzoek is aldus noodzakelijk.

## Hoofdstuk 6

### Conclusie

Er wordt een vergelijkende studie gemaakt tussen twee warmtewisselaars met een verschillend vin type. De hedendaagse state of the art zijn de *adapted inclined louvered fins*, deze worden vergeleken met een volledig nieuw vinmateriaal: *metaalschuim*. De vergelijkende studie houdt een experimenteel onderzoek in naar de warmteoverdracht en drukvalkarakteristieken, bij typische HVAC-luchtsnelheden (1 tot 3m/s). Beiden voorgesteld door de uitwendige weerstand en een frictiefactor.

Om deze studie te kunnen aanvatten is een volledig nieuwe proefopstelling uitgedacht, met oog voor: nauwkeurigheid, bruikbaarheid, automatiseringsmogelijkheid, warmteverliezen, uniformiteit van de luchtstroming.

De louvered fin warmtewisselaar is geleverd door Daikin en werd nagemaakt met metaalschuim, met behoud van volume. Beide warmtewisselaar zijn niet uniform: 6 van de 24 buizen worden niet gebruikt. Deze niet-uniformiteit bezorgt een moeilijkheid om de uitgaande luchttemperatuur te capteren. Uit thermografische beelden is gebleken dat de horizontale temperatuursgradienten constant blijven, waardoor de temperatuur gecapteerd kan worden door een verticale temperatuursinlezing op equidistante plaatsen. Dit resulteert in goede metingen met een warmtebalans kleiner dan 5% en op veel meetpunten kleiner dan 1%.

De niet-uniformiteit zorgt ook voor een verlaagde vinefficiëntie en een moeilijkheid om de verkregen resultaten te verifiëren t.o.v. een correlatie uit de literatuur. Echter, de behaalde warmtebalans geeft duidelijk aan dat de uitgevoerde metingen kwalitatief voldoende zijn om ze als correct te beschouwen.

De vergelijking tussen metaalschuim en louvered fins blijft echter ongewijzigd. Er wordt een performantiecriterium opgesteld en metaalschuim heeft duidelijk de slechtste prestatie, met 10% prestatieverschil bij lage luchtsnelheden en 50% prestatieverschil bij hoge luchtsnelheden. Dit is onder andere verklaarbaar door het minder goede thermische contact op sommige plaatsen van de koperen buizen. De geteste warmtewisselaar met metaalschuim was echter een prototype. Er bestaan nog andere types metaalschuimen die waarschijnlijk beter zullen scoren. De PPI (pores per linear inch) is maar 10 gekozen. Als verbetering kan nog steeds een constant volumevergelijking gemaakt worden, maar met het vinoppervlak rond de niet-gebruikte buizen kan dan de dikte in de luchtrichting groter gemaakt worden. Dit betekent dan een optimalisatie van de metaalschuim warmtewisselaar. Natuurlijk zou hierbij vergeleken moeten worden met eenzelfde optimalisatie voor de louvered fin warmtewisselaar.

Door de verdikking zal de drukval groter worden, maar is er een veel beter thermisch contact mogelijk. Verder zou de PPI best groter gekozen worden: veel meer vinmateriaal (groter warmteoverdragend oppervlak), wel meer drukval. Dus ook hier zou er ergens een optimum moeten zitten in de performantie.

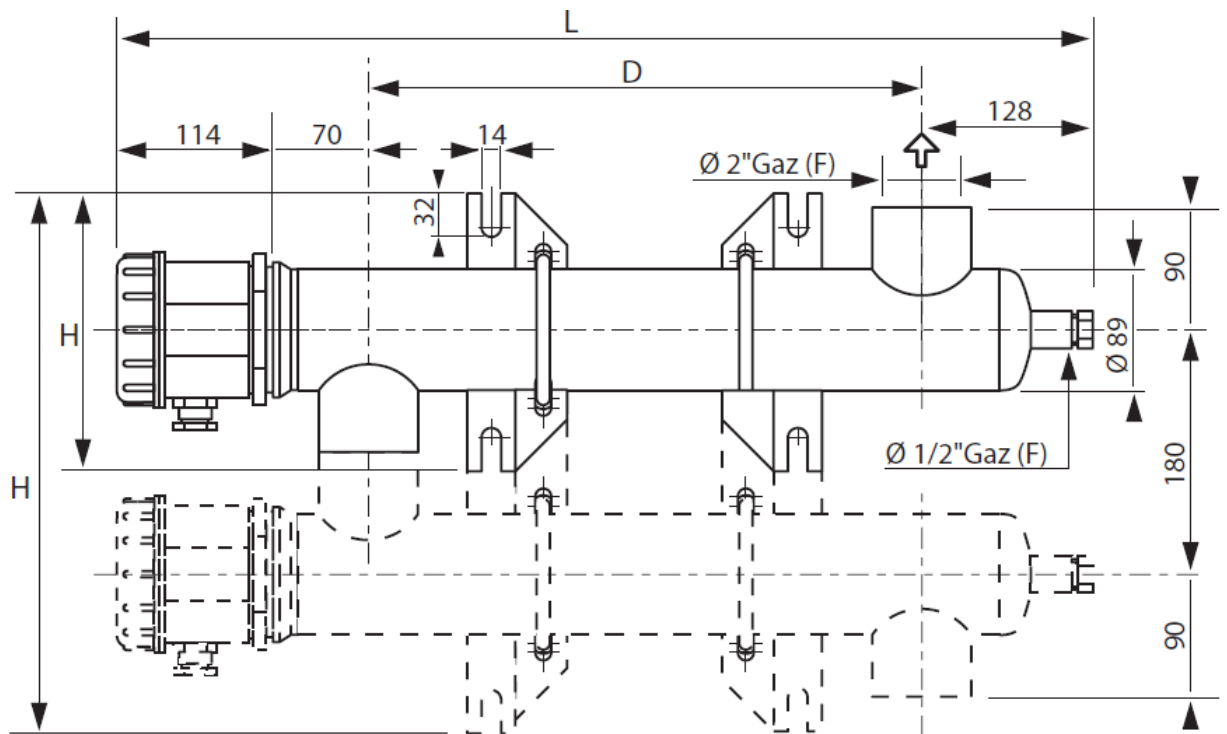


## Bijlage A

### Gebruikte apparatuur voor proefopstelling: waterzijde

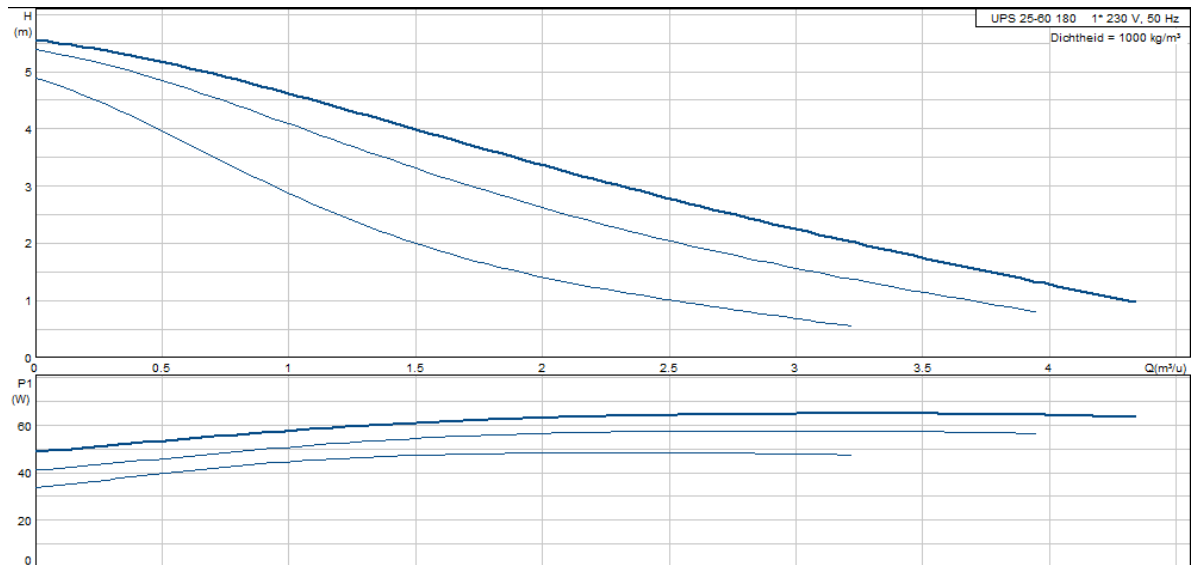
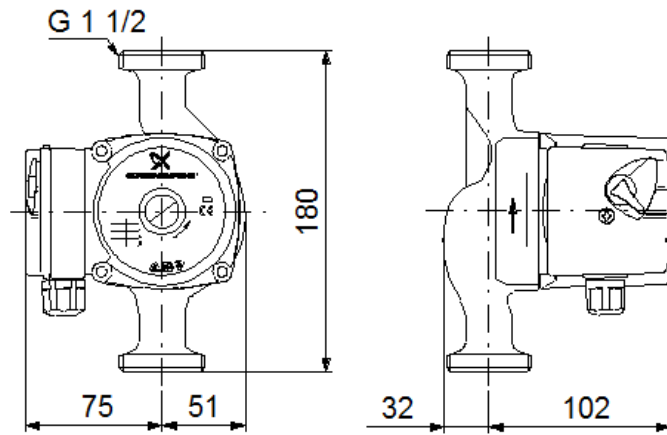
#### Geiser

Niet-geïsoleerde doorstromer. Type RV77IE1A009. Thermostaat met vaste voeler (CDL150): regelbereik van 50 tot 150°C. Lengte boiler: 675 mm (L). Lengte afstand input/output: 365 mm (D). Hoogte: 200 mm (H).



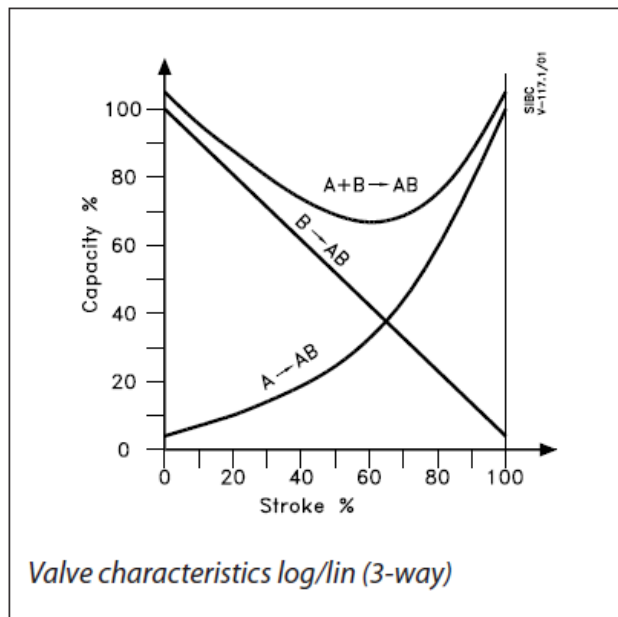
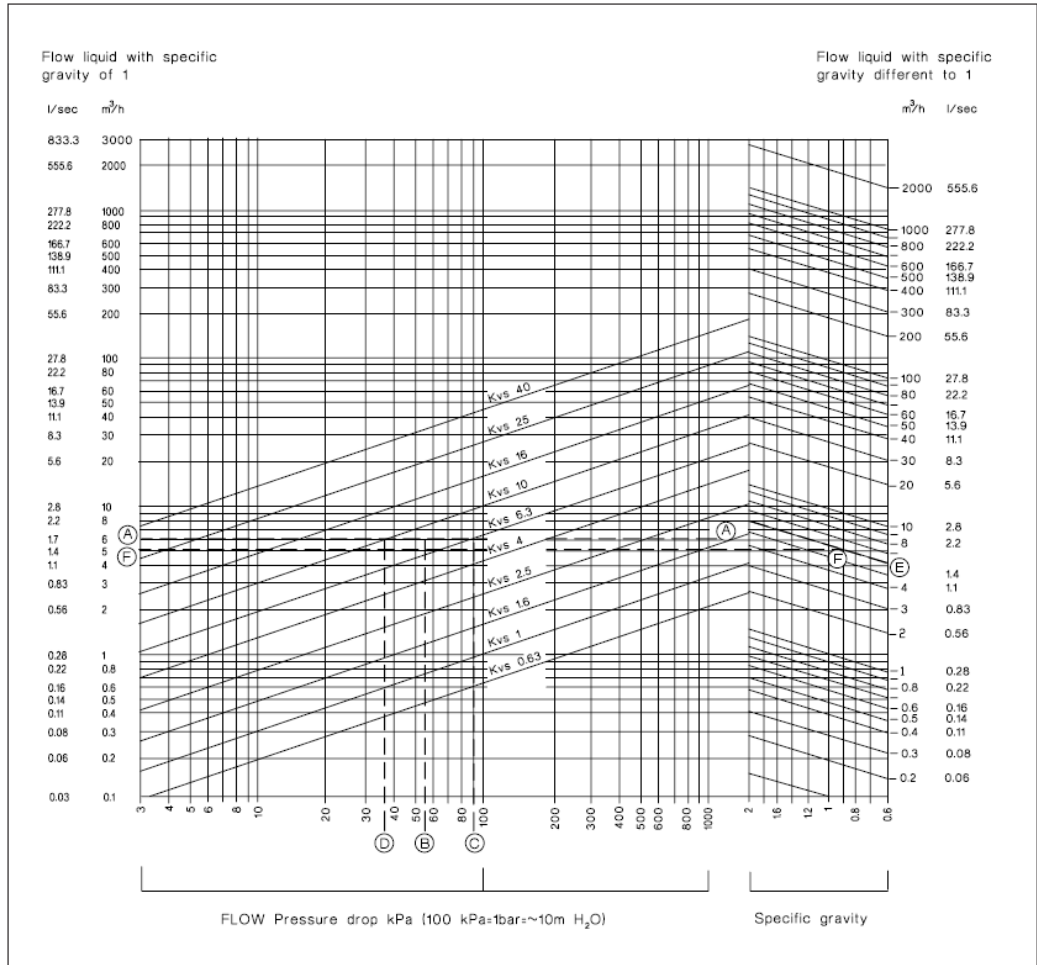
### Pomp Grundfos

Type UPS 25-60 180. Maximale vloeistoftemperatuur: 110°C.



### Driewegklep Danfoss

VRB3 DN20 KVS6.3 met servomotor



**Coriolismassadebietsmeter**

Type PROMASS 80 F DN15 / 1/2". Endress+Hauser.

Kalibratie:

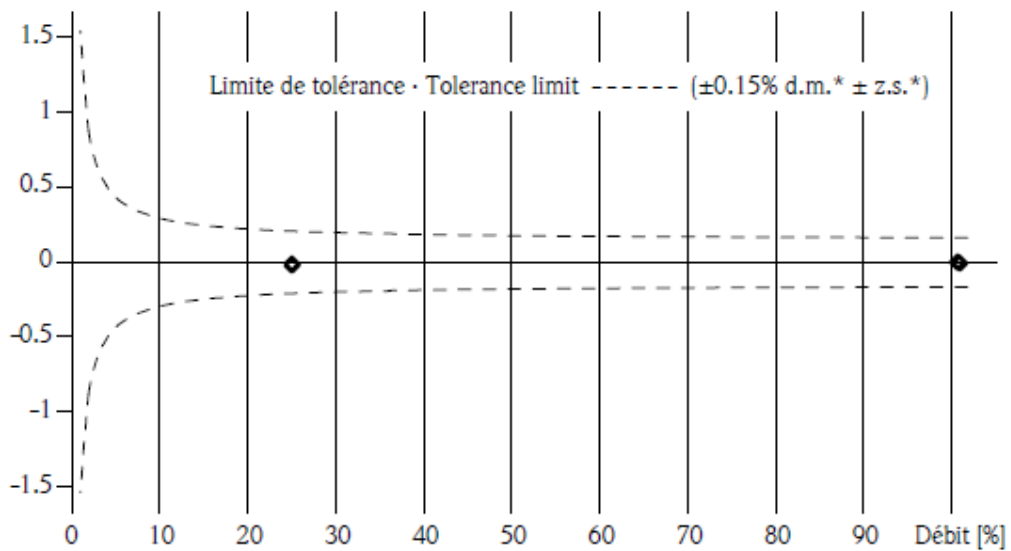
Débit Flow [%]	Débit Flow [kg/hr]	Durée Duration [sec]	m doit m target [kg]	m mesure m meas. [kg]	Δ d.m.* Δ o.r.* [%]	Sortie** Outp.** [mA]
25.1	326.2	30.0	2.7222	2.7219	-0.01	8.01
25.1	326.2	30.0	2.7219	2.7214	-0.02	8.01
100.7	1309.2	60.2	21.891	21.892	0.00	20.11
100.9	1312.2	60.2	21.940	21.939	0.00	20.15
-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-

\*d.m. · o.r.: de la mesure · of rate

\*\*Valeur calculée · Calculated value (4 - 20 mA)

Déviaton de mesure % d.m.

Measured error % o.r.



\*z.s.: Stabilité du zéro · Zero stability

## Bijlage B

### Gebruikte apparatuur voor proefopstelling: luchtzijde

#### Specificaties windtunnel

	Inlaatsectie	Uitlaatsectie	Lengte
Divergent 1	235 x 235	450 x 235	
Divergent 2	450 x 235	1400 x 400	
Settling zone	1400 x 400	1400 x 400	500
Convergent	1400 x 400	485 x 255	2150
Testsectie rechtstaand	256 x 447	256 x 447	400

#### Ventilatorkeuze

Berekeningen voor keuze nieuwe ventilator (afmetingen toen arbitrair gekozen).

Er wordt een blok metaalschuim geplaatst aan de testsectie en het debiet en de drukval worden gemeten.

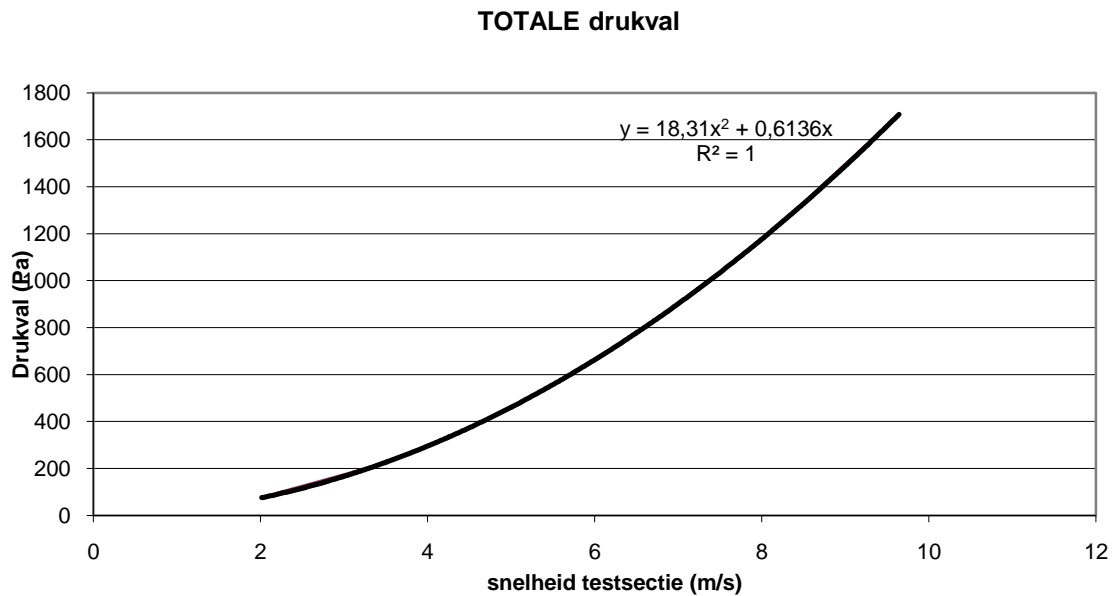
Hz	Gemeten druk meetflens	= debiet (m <sup>3</sup> /h)	drukval MF	Voltage
10	62,11	951,8665	11,75	0,0665
20	241,61	1880,16	39,67	0,2117
30	536,83	2802,57	89	0,4575
40	942,19	3712,844	158	0,7893
50	1419,49	4557,258	232	1,1677

Uit het vak Transportverschijnselen wordt het volgende gehaald: bij een plotse verbreding (A2) is  $\chi = 1$ . Het algemene ladingsverlies wordt dan verwaarloosd en  $F = \frac{v^2}{2g}$ . Die F heeft de drukval in meter vloeistofkolom. In Pascal wordt dit dus  $\Delta p = \rho * g * F$ .

Afmetingen schuine coil = 180\*480  
 Afmetingen waarbij wij gemeten hebben= 445\*295

v_gemeten (m/s)	f_gemeten (m)	delta_p_dumpdiffusie	drukval_gemeten	drukval_meetflens_Hz	totale drukval
2,014	0,207	2,442	14,192	62,11	76,302
3,978	0,807	9,528	49,198	241,61	290,808
5,930	1,792	21,171	110,171	536,83	647,001
7,856	3,146	37,157	195,157	942,19	1137,347
9,643	4,740	55,980	287,980	1419,49	1707,470

Uit deze berekening wordt volgende grafiek geplot (met trendlijn):



Deze trendlijn wordt gebruikt in volgende berekeningen (lichte overdrijving op de snelheid); bij omrekening naar de snelheid aan de coil wordt de grootte van de testsectie genomen min invloed van de buisjes.

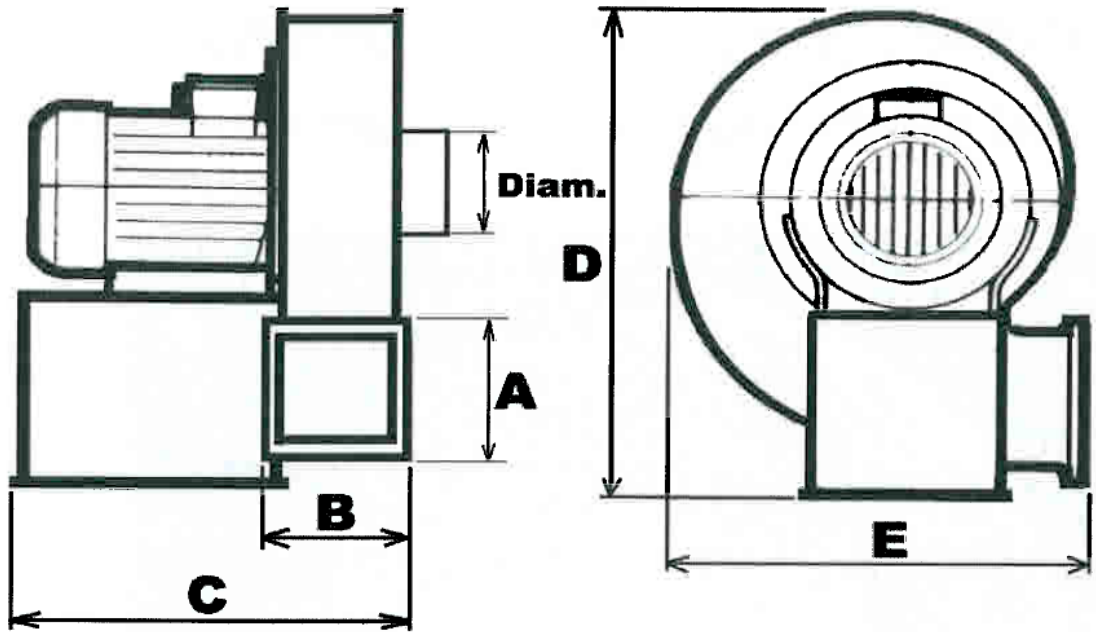
m/s_tunnel	m <sup>3</sup> /s	m/s_coil	DP	m <sup>3</sup> /h
0,5	0,0656375	1,009186654	19,26719748	236,295
3,5	0,4594625	7,064306581	918,0847254	1654,065

Hieruit volgt het besluit:

De ventilator moet voldoen aan de volgende specs (deze waarden zijn opgemeten en omgerekend):

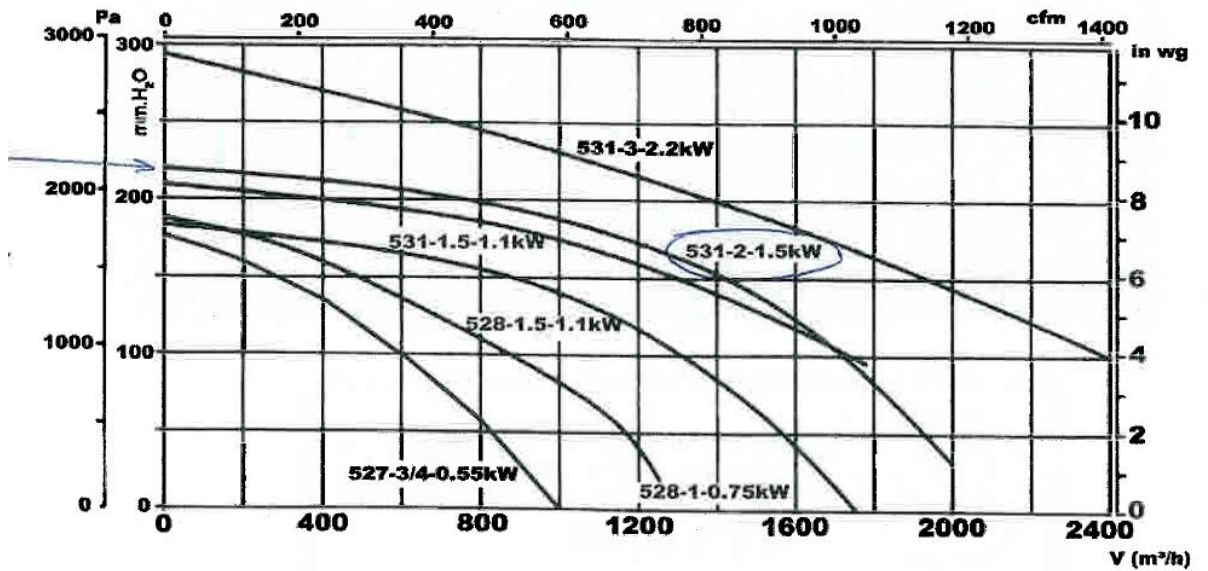
- drukval van 20 Pa bij een debiet van 230 m<sup>3</sup>/h
- drukval van 920 Pa bij een debiet van 1650 m<sup>3</sup>/h

Ventilator Ventomatic CMA 531



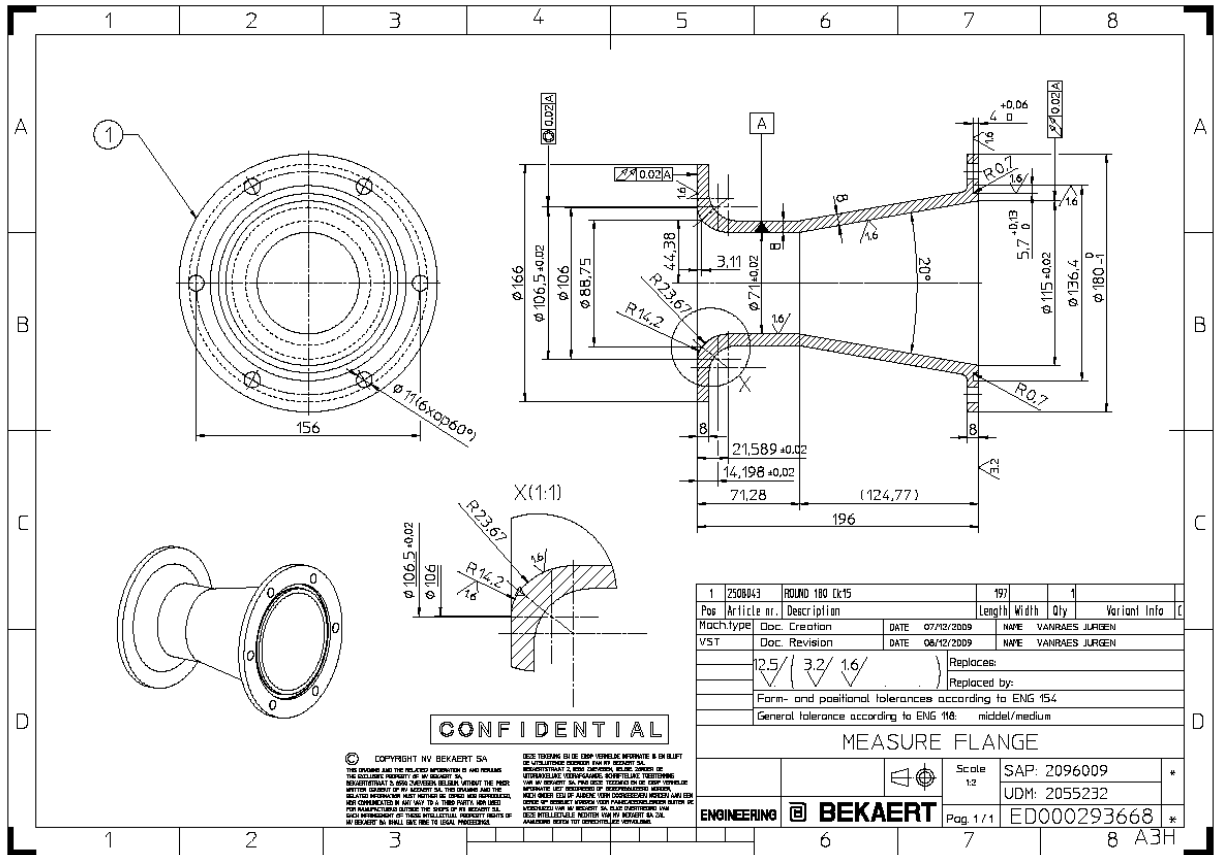
TYPE	A	B	C	D	E	Diam.
CMA 527	90	85	220	450	420	125
CMA 528	130	103	280	510	600	135
CMA 531	140	115	300	560	610	160

DRUK - DEBIETCURVEN TYPE CMA  
 COURBES DEBIT - PRESSION TYPE CMA



**Meetflens**

Specificaties meetflens en bijhorende buis

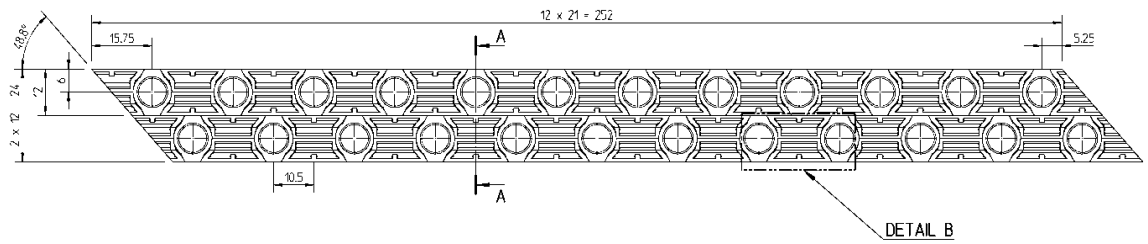




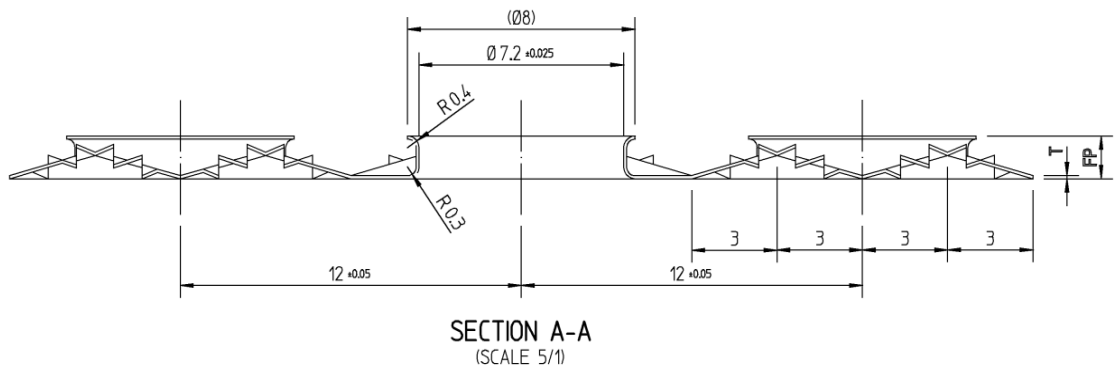
## Bijlage C

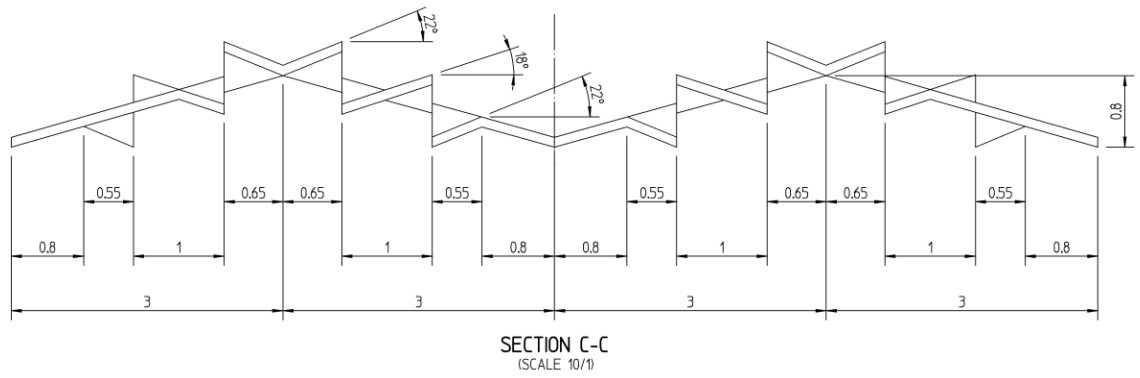
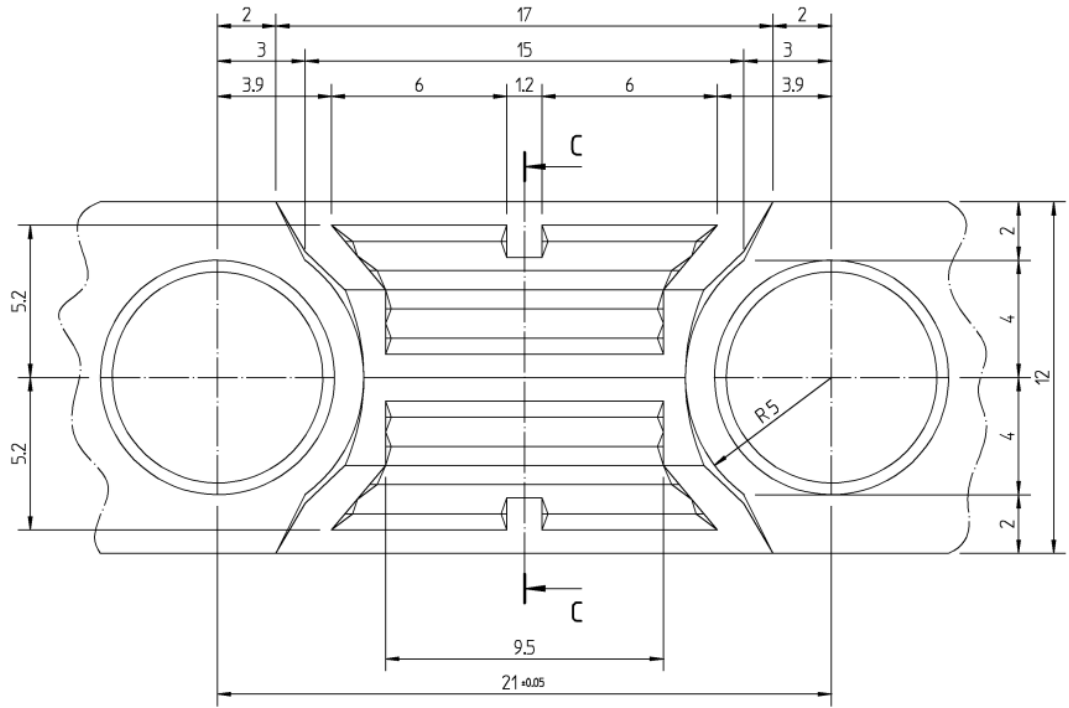
### Afmetingen warmtewisselaar (Daikin)

Type FXQ20M9 (V3B)



ITEM MERK	PART NUMBER STUKNUMMER	REV	QUANT AANT	DESCRIPTION OMSCHRIJVING	MATERIAL MATERIAAL	MAT. DESCRIPTION MAT. OMSCHR	OLD PART NUMBER OUD STUKNUMMER
---	THIS DRAWING	-	---	HI-XSS HAIR PIN Ø7	-	-	-
21	AS23W0006-2	---	1	HI-XSS COOLING TUBE (DIA. 7)	---	---	-





$d_{in}$	0.00666m
$d_{out}$	0.0072m
$F_p$	0.0014m
$P_l$	0.012m
$P_t$	0.021m
$L_{eff}$	0.426m
$\delta_{fin}$	0.000115m
$L_{air}$	0.024m



## Bijlage D

### Kalibratie thermokoppels

Bij de kalibratie van de thermokoppels wordt gebruikt gemaakt van een kalibrator (DBC 150, Drucked). De insteltemperatuur van de kalibrator is wel niet de exacte temperatuur in het oventje. Vandaar dat een referentiethermometer van FLUKE (type 1523) gebruikt wordt. De nauwkeurigheid van dit instrument is afhankelijk van de gemeten temperatuur en ligt rond de 0.015°C (cfr. handleiding).

In verband met de referentietemperatuursmeter dient er ook vermeld te worden dat er nogal wat storing opzit, afkomstig het 50 Hz net indien de temperatuursmeter netvoeding ontvangt. Er is ook een mogelijkheid om de temperatuursmeter DC te voeden via een batterij. De rimpel op de temperatuursuitlezing is dan een stuk kleiner. Er is pas later op dit idee gekomen, vandaar dat de fout op de thermokoppels ook hier een invloed van zullen ondervinden.

Voor kalibratie worden 100 datapunten uitgelezen. De kalibratiemetingen worden aanvaard wanneer de standaarddeviatie op deze metingen lager dan 0.01 °C is *en* als de referentietemperatuur min of meer (binnen de nauwkeurigheidsgrenzen) constant blijft. Voor de referentietemperatuur wordt de begin- en eindtemperatuur opgeschreven (over de 100 metingen).

Voor de luchtzijdige thermokoppels wordt de kalibratie gedaan op 20, 30, 40, 50, 60 °C.

Voor de waterzijdige thermokoppels wordt de kalibratie gedaan op 40, 50, 60, 70, 80°C.

De gemiddelde waarde van deze 100 metingen wordt uitgezet t.o.v. de gemiddelde waarde van de referentietemperatuur.

In Excel wordt daardoor een lineaire regressielijn geplott. Deze regressielijn heeft aldus volgende vorm:

$$T_{gekalibreerd} = a * T_{gemeten} + b$$

Deze regressielijn wordt berekend via de kleinste kwadraten methode. Deze kleinste kwadraten regressielijn van y over x is de lijn waarvoor de som van de kwadraten van de verticale afstanden van de gegevenspunten tot die lijn zo klein mogelijk is. De lijn  $y = a * x + b$  voorspelt dan de waarde van y die bij  $x_i$  hoort. De voorspelde uitkomst  $\hat{y}$  voor elke x is dan :

$$\hat{y}_i = a * x_i + b$$

De voorspelde uitkomst zal echter over het algemeen niet identiek zijn aan de werkelijk waargenomen uitkomst. De kleinste kwadratenmethode maakt dan de som van de kwadraten van de fouten minimaal:

$$\sum (fout)^2 = \sum (y_i - a * x_i - b)^2$$

Voor de kleinste kwadraten regressielijn van y op x wordt aldus volgende uitdrukking bekomen:

$$\hat{y} = a * x + b$$

Met als uitdrukking voor de helling:

$$a = R * \frac{\sigma_y}{\sigma_x}$$

Met  $\sigma$  de standaarddeviatie van respectievelijk de y en de x as van de reeds gemiddelde waarden (dus een standaarddeviatie over alle insteltemperaturen). R staat voor de correlatie tussen x en y.

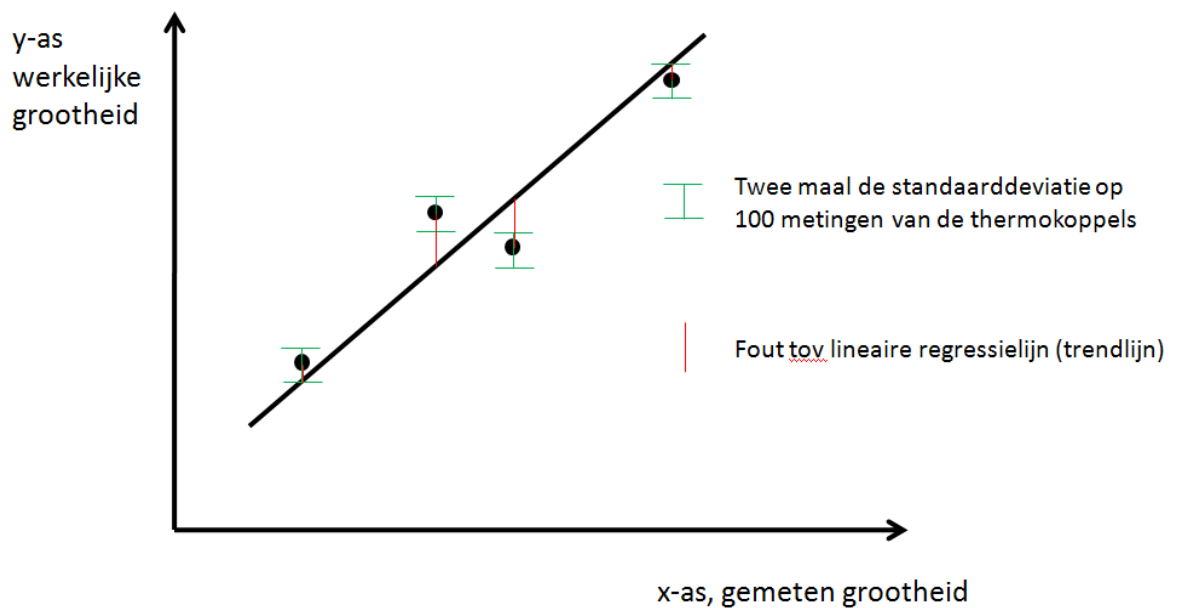
En voor de constante:

$$b = y_{gemiddelde} - a * x_{gemiddelde}$$

Eveneens wordt het gemiddelde genomen over alle opmeten insteltemperaturen per thermokoppel op respectievelijk y en x as.

De vergelijking voor  $a$  zegt dus dat een verandering van één standaarddeviatie in x overeenkomt met een verandering van R standaarddeviaties in y. Zoals uit de berekeningen volgt (Excel kan dit automatisch berekenen) is de  $R^2 = 1$ . Dit wil dus zeggen dat de variabelen perfect gecorreleerd zijn. Dit wil dan zeggen dat de veranderingen in een voorspelde uitkomst van  $\hat{y}$  gelijk is aan de verandering in x. Alle variatie van één variabele wordt dan toegeschreven aan de lineaire relatie met de andere variabele;  $R^2$  is namelijk de fractie van de variatie in de y waarden die verklaard wordt door de kleinste kwadratenregressie van y op x.

Om aldus de fout van onze kalibratie te beschrijven dient ook de fout op a en b meegenomen te worden. De volgende figuur zou alles moeten duidelijker maken:



De resterende parameter die nog geschat moet worden is aldus  $\sigma_{trend}$ , die de variatie van  $y$  rondom de regressielijn meet. Omdat deze parameter de standaarddeviatie van de afwijkingen in het model is, moet er om de fout te berekenen gewerkt worden met residuen. De formule waarmee dus de fout van de trendlijn berekend kan worden is dus:

$$\sqrt{\frac{\sum(y_i - \hat{y}_i)^2}{n - 2}}$$

In deze thesis wordt deze fout 2 maal genomen. De factor in de noemer ( $n - 2$ ) is niet toevallig. Bij de standaarddeviatie op onze metingen staat in de noemer ( $n - 1$ ), dit kwam omdat er reeds één vrijheidsgraad weg was (het gemiddelde). Om dezelfde reden is bij de fout op de trendlijn nog eens een vrijheidsgraad weg (de standaarddeviatie van de meting). Dit is dus een 2<sup>e</sup> orde fout.

De fouten die hieruit uiteindelijk bekomen worden als volgt (deze waarden zijn reeds vermenigvuldigd met twee):

	<i>fout<sub>kalibratie</sub></i>
1R3	0.057633
1R4	0.06198
2R1	0.0412
2R2	0.0396
2R3	0.05718
2R4	0.02056
3R1	0.03263
3R2	0.05532
3R3	0.04616
3R4	0.054526
Lucht in 0	0.023381
Lucht in 1	0.023722
Water in 0	0.029523
Water in 1	0.024751
Water out 0	0.042608
Water out 1	0.065197

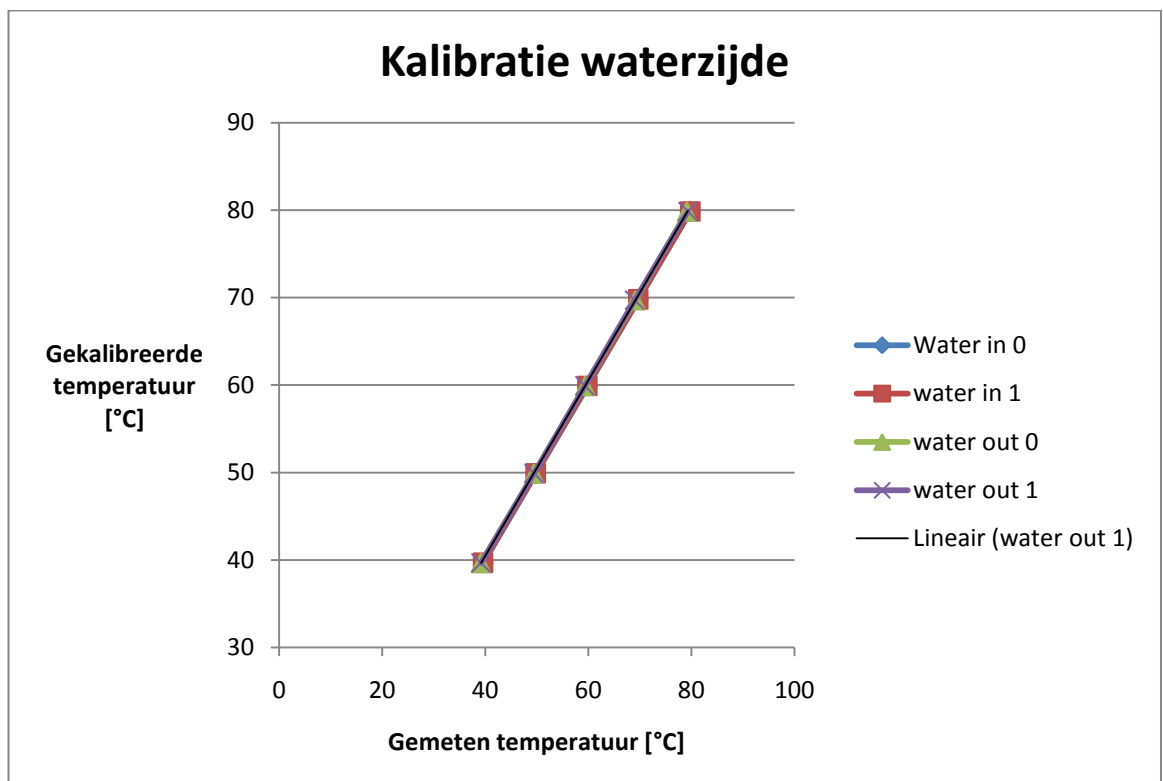
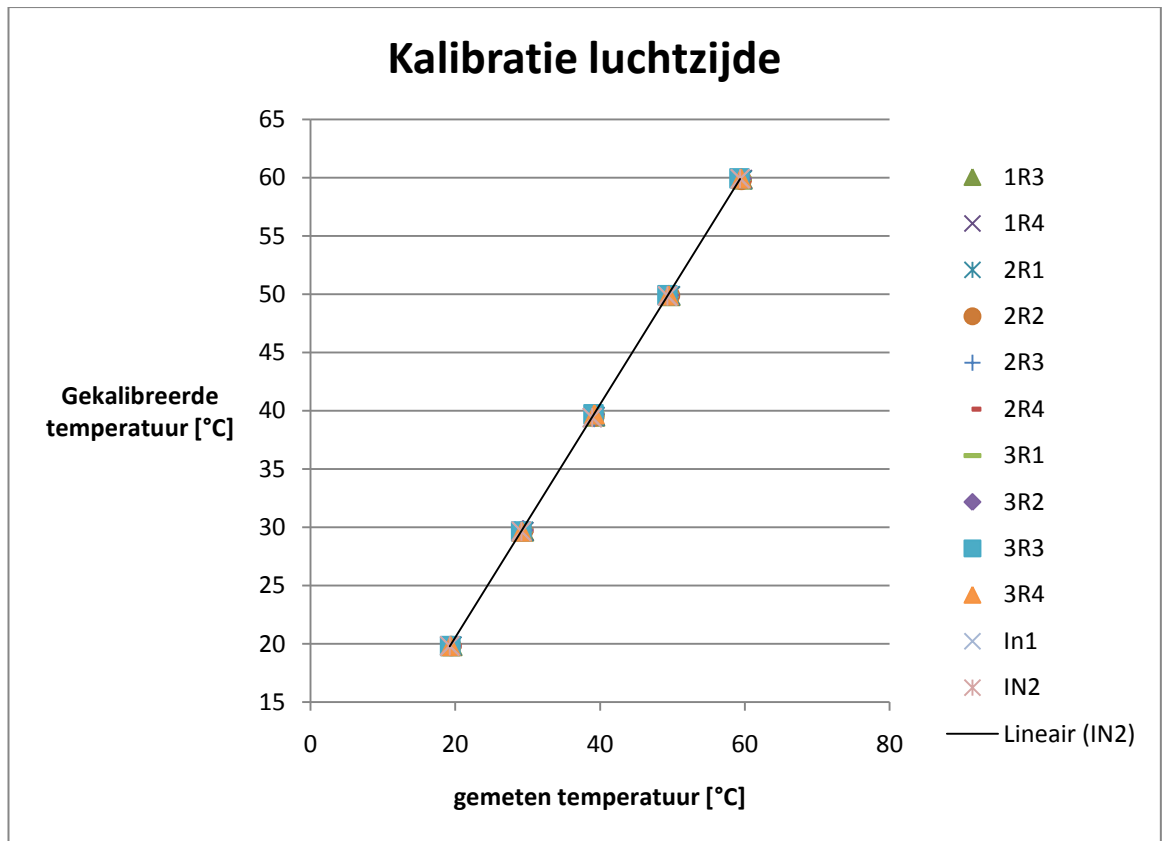
Zoals reeds vermeld in het hoofdstuk over onzekerheidsanalyse, wordt de grootste fout genomen over alle thermokoppels en wordt deze afgerond naar boven. 0.07°C als maximale fout is aldus een goede inschatting. Alhoewel de gemiddelde fout 0.044°C bedraagt.

De a en b waarden worden in de volgende kolom opgesteld. De naamgeving 2R1 bv. wil zeggen: de tweede rij 1ste thermokoppel van rechts (met de rechterkant gedefinieerd op de rails). Aangezien de rails niet meer gebruikt worden, wordt er geen belang meer te geven aan deze naamgeving.

	A	B
1R3	0.9984	0.23133
1R4	0.9982	0.2731
2R1	0.9974	0.3124
2R2	0.9977	0.3827
2R3	0.9979	0.3452
2R4	0.9979	0.4154
3R1	0.9987	0.489663
3R2	0.9992	0.426858
3R3	1.0041	0.425846
3R4	0.9995	0.4672
Lucht in 0	0.9982	0.6024
Lucht in 1	0.9994	0.586
Water in 0	1.0014	-0.0041
Water in 1	0.9988	0.1787
Water out 0	1.0048	0.2721
Water out 1	1.0037	0.3472

De kalibratiecorrectie gebeurt in de Matlab berekening.

De volledige 2 figuren tonen respectievelijke lucht- en waterkalibratiegrafieken:

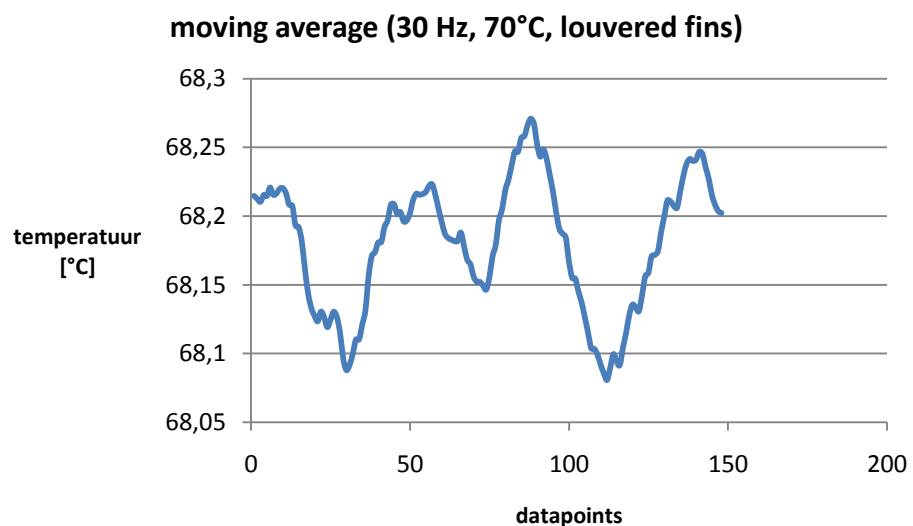




In tegenstelling tot met een Keithley meting (dewelke vroeger gebruikt werd in diverse proefstanden), wordt ook de vraag gesteld hoe het zit met de referentietemperatuursmeting. Dit gebeurt nu intern bij de National Instruments kaart. De afhankelijkheid bij warm en koud weer (bv. in maart of in mei) is ook onderzocht geweest (door 2 thermokoppels opnieuw te kalibreren en ter vergelijken). Er is weinig tot geen afhankelijkheid aan te tonen. Er is ook gekeken of de interne referentietemperatuursmeting invloed zou ondervinden door opwarming van de NI kaart. Deze opwarming is na één dag meten quasi onbestaande.

Zoals beschreven in de thesis worden de metingen gestart vanaf de proefstand in steady state zit. Dit wordt gecontroleerd door de standaarddeviatie van de laatste 60 metingen te berekenen. In principe zou deze standaarddeviatie lager dan  $0.07^{\circ}\text{C}$  moeten zijn. In de praktijk is dit echter niet mogelijk. Indien een *moving average* wordt bekeken van een willekeurige meting dan wordt er een oscillatie van ongeveer  $0.15^{\circ}\text{C}$  waargenomen. Dit heeft de maken met:

- dat er niet een ganse dag kan gewacht op steady state
- er zit een tijdsinertie tussen de boiler en de plaats waar de temperatuur geregeld worden. Dit zal aanleiding geven tot een oscillatie



Uit de moving average blijkt wel dat er een volledige oscillatie is doorlopen. Dus de volledige fout van het niet-volledig steady state zijn, is meegenomen in de berekeningen.

## Bijlage E

### Matlab file

#### Berekening van de porositeit

```
%10PPI
weight= 431.3/1000;
error_weight= 0.1/1000;
length= 45.2/100;
depth= 4.00/100;
width= 15.47/100;
volume= length*depth*width;
error_volume=sqrt((0.0005*depth*width)^2+(0.0005*length*depth)^2+(0.0005*
length*width)^2);
density= (2.66+2.67)/2*10^3;
error_density= 0.005*10^3;
porosity= 1-(weight/(volume*density));
error_porosity=sqrt((1/(volume*density)*error_weight)^2+(weight/(volume^2*
density)*error_volume)^2+(weight/(volume*density^2)*error_density)^2)
;
relativeerror= error_porosity/porosity;

%10PPI: second time, bigger piece
weight= 1358/1000;
error_weight= 0.5/1000;
length= 44.85/100;
depth= 4.04/100;
width= 44.85/100;
volume= length*depth*width;
error_volume=sqrt((0.0005*depth*width)^2+(0.0005*length*depth)^2+(0.0005*
length*width)^2);
density= (2.66+2.67)/2*10^3;
error_density= 0.005*10^3;
porosity= 1-(weight/(volume*density));
error_porosity=sqrt((1/(volume*density)*error_weight)^2+(weight/(volume^2*
density)*error_volume)^2+(weight/(volume*density^2)*error_density)^2)
;
relative= error_porosity/porosity;
```

#### Filtering van de IR beelden

```
IRo=xlsread('beeld_25 Hz 24_04.xls', 'Blad7');
IRo=IRo';
filt=ones(16);
filt=filt/sum(sum(filt));
IR=conv2(IRo,filt,'valid');
clims= [27 43];
figure(1)
imagesc(IRo, clims)
axis image
figure(2)
imagesc(IR, clims)
axis image
```

## Verwerking en foutenberekening van de meetresultaten

```

clear;

% Define reading file and writing file
reading='metingen.xls';
writing='verwerkte_metingen.xls';
sheet='10Hz';

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% input data %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%atmosfeer data
Tatm=24+273.15;      % NOT AUTOMATIC
patm=101325;        % NOT AUTOMATIC
pwater= 1.5*101325; % NOT AUTOMATIC
TK_out=xlsread(reading, sheet, 'B:K');      % 10 TC's
TK_in=xlsread(reading, sheet, 'L:M');        % 2 TC's
TK_water_in=xlsread(reading, sheet, 'N:O');  % 2 TC's
TK_water_out=xlsread(reading, sheet, 'P:Q'); % 2 TC's
deltap_flens_to_correct=xlsread(reading, sheet, 'R:R');
deltap_metalfoam_to_correct=xlsread(reading, sheet, 'S:S');
deltap_heatexchanger=xlsread(reading, sheet, 'T:T')*10^5; %already calculated (in Pa)

%corrections for the bad reading of m_water
m_water_row_to_correct=xlsread(reading, sheet, 'U:U');
m_water_row = zeros(size(m_water_row_to_correct));

avg = mean(m_water_row_to_correct);
stdd = std(m_water_row_to_correct);

for i=1:size(m_water_row_to_correct,1)
    point = m_water_row_to_correct(i);
    if (point < avg + 2*stdd) && (point > avg - 2*stdd)
        m_water_row(i) = point;
    else
        m_water_row(i) = avg;
    end
end

m_water= mean(m_water_row)/3600; % in kg/s
stdev_m_w=std(m_water_row/3600); % in kg/s

%corrections for the bad reading of deltap_flens
deltap_flens = zeros(size(deltap_flens_to_correct));

avg1 = mean(deltap_flens_to_correct);
stdd1 = std(deltap_flens_to_correct);

for i=1:size(deltap_flens_to_correct,1)
    point1 = deltap_flens_to_correct(i);
    if (point1 < avg1 + 2*stdd1) && (point1 > avg1 - 2*stdd1)
        deltap_flens(i) = point1;
    else
        deltap_flens(i) = avg1;
    end
end
stdd2_flens= std(deltap_flens);

%corrections for the bad reading of deltap_metalfoam
deltap_metalfoam= zeros(size(deltap_metalfoam_to_correct));

avg2 = mean(deltap_metalfoam_to_correct);
stdd2 = std(deltap_metalfoam_to_correct);

for i=1:size(deltap_metalfoam_to_correct,1)
    point2 = deltap_metalfoam_to_correct(i);
    if (point2 < avg2 + 2*stdd2) && (point2 > avg2 - 2*stdd2)
        deltap_metalfoam(i) = point2;
    else
        deltap_metalfoam(i) = avg2;
    end
end

```

```

end
stdd_c2 = std(deltap_metalfoam);

%constants
NTK_in=2;           %number of TK in
NTK_out=10;         %number of TK out
d_keel=71/1000;    %valve
d_in=106/1000;     %valve
chi=1.4;           %isotropic coefficient
R=287;            %gasconstant
H_test=256/1000;   %height testsection
B_test=447/1000;   %wide testsection
L_test=24/1000;    %depth testsection
number_tubes= 18;  %2 way inlet
A_test= B_test*H_test; %area of testsection

%errors on constants
error_TK= 0.07;    %= + constant error
error_TK_water= 0.07; %= + constant error
error_Tatm= 1/2;   %accuracy of temperature measurement: 1°C
error_rolmeter=0.0005; %accuracy of 1 mm
error_schuifmaat=0.00005;
error_H_test= error_rolmeter;
error_B_test= error_rolmeter;
error_L_test= error_schuifmaat;
error_patm=50;     % barometer has accuracy of 1 hPa.
error_A_test= sqrt((H_test*error_B_test)^2+(B_test*error_H_test)^2);

%calibration thermocouples
%T_calibrated = A*T_uncalibrated + B
% first water in than water out
OffsetA=[0.9984 0.9982 0.9974 0.9977 0.9979 0.9979 0.9987 0.9992 1.0041169 0.9995 0.9982
          0.9994 1.0014 0.9988 1.0048 1.0037];
OffsetB=[0.23133 0.2731 0.3124 0.3827 0.3452 0.4154 0.489663 0.426858 0.425846 0.4672 0.6024
          0.586 -0.0041 0.1787 0.2721 0.3472];

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% data processing %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

Tin= mean(TK_in); % take average over each row (Tin is still a row)
s_Tin= std(TK_in);
Tout= mean(TK_out);
s_Tout= std(TK_out);
Tw_in= mean(TK_water_in);
s_Tw_in= std(TK_water_in);
Tw_out= mean(TK_water_out);
s_Tw_out= std(TK_water_out);

error_T_in= sqrt((error_TK)^2+(2*s_Tin(:)).^2);
error_T_out= sqrt((error_TK)^2+(2*s_Tout(:)).^2);
error_T_w_in= sqrt((error_TK_water)^2+(2*s_Tw_in(:)).^2);
error_T_w_out= sqrt((error_TK_water)^2+(2*s_Tw_out(:)).^2);

% offset on thermocouples
Tout= Tout.*OffsetA(1:NTK_out) + OffsetB(1:NTK_out);
Tin = Tin.*OffsetA(NTK_out+1:NTK_out+NTK_in) + OffsetB(NTK_out+1:NTK_out+NTK_in);
Tw_in= Tw_in.*OffsetA(13:14) + OffsetB(13:14);
Tw_out=Tw_out.*OffsetA(15:16) + OffsetB(15:16);

%taking average over all measurements
Tin= mean(Tin) + 273.15; %take average over all thermocouples + conversion to Kelvin
Tout = mean(Tout) + 273.15;
Tw_in= mean(Tw_in) + 273.15;
Tw_out= mean(Tw_out) + 273.15;

s_deltap_MF=std(deltap_metalfoam);
deltap_MF = mean(deltap_metalfoam);
s_deltap_flens= std(deltap_flens);
deltap_flens = mean(deltap_flens);
s_deltap_HX= std(deltap_heatexchanger);
deltap_HX = mean(deltap_heatexchanger);

%error on temperature reading (average)
error_Tin= 1/NTK_in*sqrt(sum((error_T_in(:)).^2));
error_Tout= 1/(NTK_out-1)*sqrt(sum((error_T_out(:)).^2));
%we take the max. errors: total error = error_1_thermocouple / sqrt(number of thermocouples)

```

```

% (NTK_out -1) because 1 outside thermocouple is used for calibration of the thermographic
camera.
error_Tw_in=1/2*sqrt(sum((error_T_w_in(:)).^2));
error_Tw_out=1/2*sqrt(sum((error_T_w_out(:)).^2));

% relative errors in percentage (as in literature)
rel_error_rho_w= 0.001/100;
rel_error_cp_w= 0.1/100;
rel_error_mu_w= 0.5/100;

rel_error_cp_air= 1/100;
rel_error_mu_air= 2/100;

rel_error_deltap_MF= 0.5/100; %according to manual
rel_error_deltap_flems= 0.5/100; %according to manual

%deltap errors
error_deltap_MF= sqrt((rel_error_deltap_MF*deltap_MF)^2+(2*s_deltap_MF)^2);
error_deltap_flems= sqrt((rel_error_deltap_flems*deltap_flems)^2+(2*s_deltap_flems)^2);
error_deltap_HX=sqrt((0.5/100)^2+4*s_deltap_HX^2+(0.5/100)^2);
%according to manual VEGABAR 17 + deltap_HX = p_HX_before-p_HX_after

%deltaTair
deltaTair=Tout-Tin;
%deltaTwater
deltaTwater=Tw_in-Tw_out;

%error on delta's
error_deltaTair= sqrt((error_Tin)^2+(error_Tout)^2);
error_deltaTwater= sqrt((error_Tw_in)^2+(error_Tw_out)^2);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%substance properties%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%rho air
Tair_average= (Tout+Tin)/2;
rho_air= patm/(R*Tair_average);
%rho water
Twater_average= (Tw_in+Tw_out)/2;
rho_water= XSteam('rho_pT',pwater/10^5,Twater_average-273.15);
%rho inlet
rho_atm = patm/(R*Tatm);

%error on densities
error_Tair_average= sqrt((0.5*error_Tin)^2+(0.5*error_Tout)^2);
error_Twater_average= sqrt((0.5*error_Tw_in)^2+(0.5*error_Tw_out)^2);
error_rho_air= sqrt((1/(R*Tair_average)*error_patm)^2+(-
patm/(R*Tair_average)^2*error_Tair_average)^2); % according to the ideal gas law
error_rho_water= rel_error_rho_w*rho_water;
error_rho_atm= sqrt((1/(R*Tatm)*error_patm)^2+(-patm/(R*Tatm)^2*error_Tatm)^2);
% according to the ideal gas law

%cp air
cp_air= airProp2(Tair_average, 'cp');
%cp water
cp_water= XSteam('cp_pT',pwater/10^5,Twater_average-273.15)*1000;

%error on cp
error_cp_air= rel_error_cp_air*cp_air;
error_cp_water=rel_error_cp_w*cp_water;

%mu air
mu_air= airProp2(Tair_average, 'my');
%mu water
mu_water= XSteam('my_pT',pwater/10^5,Twater_average-273.15);
%mu air inlet
mu_atm= airProp2(Tatm, 'my');

%error on mu
error_mu_air= rel_error_mu_air*mu_air;
error_mu_water= rel_error_mu_w*mu_water;
error_mu_atm= rel_error_mu_air*mu_atm;

%nu air
nu_air= airProp2(Tair_average, 'ny');
%nu water
nu_water= mu_water/rho_water;
%nu air inlet
nu_atm = mu_atm/rho_atm;

```

```

%error on nu
error_nu_air= sqrt((1/rho_air*error_mu_air)^2+(-mu_air/(rho_air)^2*error_rho_air)^2);
error_nu_water=sqrt((1/rho_water*error_mu_water)^2+(-
mu_water/(rho_water)^2*error_rho_water)^2);
error_nu_atm=sqrt((1/rho_atm*error_mu_atm)^2+(-mu_atm/(rho_atm)^2*error_rho_atm)^2);

%Thermal conductivities
k_air= airProp2(Tair_average, 'k');
k_tube= 401;
k_water= XSteam('tc_pT',pwater/10^5,Twater_average-273.15);

% error on k
error_k_air= 0.02*k_air;
error_k_tube=0.1*k_tube;
error_k_water=0.018*k_water;

%Prandtl air
Pr_air= airProp2(Tair_average, 'Pr');
%Prandtl water
Pr_water= mu_water*cp_water/k_water;

% error on Pr
error_Pr_air= sqrt((cp_air/k_air*error_mu_air)^2+(mu_air/k_air*error_cp_air)^2+(-
mu_air*cp_air/(k_air)^2*error_k_air)^2);
error_Pr_water=
sqrt((cp_water/k_water*error_mu_water)^2+(mu_water/k_water*error_cp_water)^2+(-
mu_water*cp_water/(k_water)^2*error_k_water)^2);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%Calculation for m_air%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%according to ISO 5167
%iteration for calculation of m_air
beta = d_keel/d_in;
p2 = patm-deltap_flens;
tau = p2/patm;

eps = sqrt((chi*tau^(2/chi))/(chi-1)*(1-beta^4)/(1-beta^4*tau^(2/chi))*(1-tau^((chi-
1)/chi))/(1-tau));
q_oud=0.1;
q_new=0.11;
while abs(q_new-q_oud)>0.0000001
    q_oud=q_new;
    Re = 4*q_oud/(pi*mu_atm*d_in);
    C = 0.99-0.2262*beta^(4.1)-(0.00175*beta^2-0.0033*beta^(4.15))*((1e+6/Re)^(1.15));
    q_new=C*1/sqrt(1-beta^4)*eps*pi/4*d_keel^2*sqrt(2*deltap_flens*rho_atm);
end
m_air=q_new; % kg/s
Re = 4*m_air/(pi*mu_atm*d_in); %Reynolds at d_keel
C = 0.99-0.2262*beta^(4.1)-(0.00175*beta^2-0.0033*beta^(4.15))*((1e+6/Re)^(1.15));
v_air= m_air/rho_air/A_test;

%error calculation for m_air
dC = 1/4*(1-beta^4)^(1/2)*eps*pi*d_in^2*2^(1/2)*(deltap_flens*rho_atm)^(1/2);
de = 1/4*C/(1-beta^4)^(1/2)*pi*d_in^2*2^(1/2)*(deltap_flens*rho_atm)^(1/2);
dd_in = 1/2*C/(1-beta^4)^(1/2)*eps*pi*d_in^2*(1/2)*(deltap_flens*rho_atm)^(1/2);
dflens = 1/8*C/(1-beta^4)^(1/2)*eps*pi*d_in^2*2^(1/2)/(deltap_flens*rho_atm)^(1/2)*rho_atm;
drho_atm = 1/8*C/(1-
beta^4)^(1/2)*eps*pi*d_in^2*2^(1/2)/(deltap_flens*rho_atm)^(1/2)*deltap_flens;
dbeta = 1/2*C/(1-beta^4)^(3/2)*eps*pi*d_in^2*2^(1/2)*(deltap_flens*rho_atm)^(1/2)*beta^3;
% cfr standard (relative uncertainties are given in ISO 5167
error_C = (2*beta-0.4)/100*C;
error_e = (2*deltap_flens/patm)/100*eps;
error_d_in = error_schuifmaat;
error_beta = sqrt((1/d_in*error_schuifmaat)^2+(d_keel/(d_in^2)*error_schuifmaat)^2);

error_m_air=
sqrt((dC*error_C)^2+(de*error_e)^2+(dd_in*error_d_in)^2+(drho_atm*error_rho_atm)^2+(dbe
ta*error_beta)^2+(dflens*error_deltap_flens)^2);
error_v_air= sqrt((1/(rho_air*A_test)*error_m_air)^2+(-
m_air/(rho_air^2*A_test)*error_rho_air)^2+(-m_air/(rho_air*A_test^2)*error_A_test)^2);

%error on m water
if(m_water*3600<0.05*1300)
    error_m_water= sqrt((0.5/100*m_water)^2+4*stdev_m_w^2);
elseif(m_water*3600<0.1*1300)
    error_m_water= sqrt((0.35/100*m_water)^2+4*stdev_m_w^2); %in kg/s

```

```

elseif(m_water*3600<0.2*1300)
    error_m_water= sqrt((0.25/100*m_water)^2+4*stdev_m_w^2);
else error_m_water= sqrt((0.15/100*m_water)^2+4*stdev_m_w^2);
end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Qwater
Qwater= m_water*cp_water*deltaTwater;
%Qair
Qair= m_air*cp_air*deltaTair;
%Qaverage
Qave= (Qwater+Qair)/2;

% check acceptability of measurement
Qbalans= (abs(Qair-Qwater))/Qave;
if(Qbalans > 0.05)
    Vlag = 'Not acceptable';
else Vlag = 'Ok';
end

%error on Q_air
error_Q_air=
    sqrt((cp_air*deltaTair*error_m_air)^2+(m_air*deltaTair*error_cp_air)^2+(m_air*cp_air*
    error_deltaTair)^2);
%error on Q_water
error_Q_water=
    sqrt((cp_water*deltaTwater*error_m_water)^2+(m_water*deltaTwater*error_cp_water)^2+
    (m_water*cp_water*error_deltaTwater)^2);

%error on Qaverage
error_Q_ave= sqrt((0.5*error_Q_air)^2+(0.5*error_Q_water)^2);

Phi_water = error_Q_air^2/(error_Q_water^2+error_Q_air^2);
Phi_air = error_Q_water^2/(error_Q_water^2+error_Q_air^2);

Qaverage = Phi_water*Qwater + Phi_air*Qair;

error_Q_average = sqrt((Phi_water*error_Q_water)^2+(Phi_air*error_Q_air)^2);

%%% LMTD method %%%
%when using the LMTD method, you must read the F-factor from datasheet (in function of R and
P)
%see course thermal installations
T_LMTD= ((Tw_out-Tin)-(Tw_in-Tout))/log((Tw_out-Tin)/(Tw_in-Tout));
P= (Tout-Tin)/(Tw_in-Tin);
R= (Tw_in-Tw_out)/(Tout-Tin);
F= 0.925; % NOT AUTOMATIC

R_total_LMTD= F*T_LMTD/Qaverage;

error_T_LMTD= sqrt(((1/log((Tw_out-Tin)/(Tw_in-Tout)))-(Tw_out-Tin-Tw_in+Tout)/log((Tw_out-
Tin)/(Tw_in-Tout)))^2/(Tw_out-Tin))*error_Tw_out.^2+((-1/log((Tw_out-Tin)/(Tw_in-
Tout)))+(Tw_out-Tin-Tw_in+Tout)/log((Tw_out-Tin)/(Tw_in-Tout)))^2/(Tw_in-
Tout))*error_Tw_in.^2+((1/log((Tw_out-Tin)/(Tw_in-Tout)))-(Tw_out-Tin-
Tw_in+Tout)/log((Tw_out-Tin)/(Tw_in-Tout))^2/(Tw_in-Tout))*error_Tout.^2+((-
1/log((Tw_out-Tin)/(Tw_in-Tout)))+(Tw_out-Tin-Tw_in+Tout)/log((Tw_out-Tin)/(Tw_in-
Tout)))^2/(Tw_out-Tin))*error_Tin.^2);

error_test= sqrt((error_T_LMTD/Qaverage)^2+(-
T_LMTD/Qaverage^2*error_Q_average)^2+(T_LMTD/Qaverage*0.05)^2);
error_R_total_LMTD = sqrt(((F/Qaverage)*error_T_LMTD)^2+(T_LMTD/Qaverage*0.05)^2+((-
F*T_LMTD/Qaverage^2)*error_Q_average)^2);

%%% epsilon-NTU method %%%
Cwater= m_water*cp_water;
Cair= m_air*cp_air;
Cmin= min(Cwater, Cair);
Cmax= max(Cwater,Cair);
C_ster= Cmin/Cmax;

deltaT_max= Tw_in-Tin;
Qmax= Cmin*deltaT_max;

epsilon= Qaverage/Qmax;

```

```

%NTU
if(Cair==Cmin)
    NTU= -1/C_ster*log(1+C_ster*log(1-epsilon));
elseif (Cwater==Cmin)
    NTU= -log(1+1/C_ster*log(1-epsilon*C_ster));
end

%tube dimensions

d_internal=6.66/1000; % as in the datasheet of Daikin; Tubes are of type Hi-XSS
d_external=7.2/1000;
L_eff= 426/1000; % effective length after expansion

%calculation 1/(h_i*A_i)
A_intube= pi*d_internal^2/4;
v_water= (m_water/2)/(rho_water*A_intube); %factor 2: there are 2 inlets
Re_internal = v_water*d_internal/nu_water;

f_water= (1.58*log(Re_internal)-3.28)^(-2); % Gnielinski
Nu_water_lam = 0.664*Pr_water^(1/3)*(Re_internal*Pr_water*d_internal/(L_eff))^(1/2);
Nu_water_turb= (Re_internal-1000)*Pr_water*f_water/2/(1+12.7*sqrt(f_water/2)*(Pr_water^(2/3)-1)); %*(1+(d_internal/(2*L_eff))^(2/3)); % Turbulent flow: Gnielinski

if (Re_internal<=2300)
    Nu_water= Nu_water_lam;
    n = 0.14;
else
    Nu_water= Nu_water_turb;
    n = 0.25;
end

h_i=k_water*Nu_water/d_internal;
Twall= (Tair_average+Twater_average)/2;
mu_wall= XSteam('my_pt',pwater/10^5,Twall-273.15);
error_mu_wall= rel_error_mu_w*mu_wall;
mu_bulk= mu_water;
Pr_wall_air= airProp2(Twall, 'Pr');
h_i_corr= h_i*(mu_bulk/mu_wall)^(n);
A_i= pi*d_internal*L_eff*number_tubes;
R_i = 1/(h_i_corr*A_i);

%calculation R_tube
R_tube=log(d_external/d_internal)/(2*pi*k_tube*18*L_eff); %(18 in total)

%calculation R_u
R_total = 1/(NTU*Cmin);
R_u = R_total - R_i - R_tube;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% defining preformance factor %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%definition of friction factor according to paper of Wang et al.
%in assumption that pressure reading is isotherm.
%friction factor of Kays and London = Ac/A0 * (2*rho_in*deltap/Gc^2)
%Vmax is air_frontal/sigma

N_tube= 2; % staggered in air flow direction
number_tubes_plain = 24;
Fp= 1.4/1000;
Pt= 10.5*2/1000;
Pl=12/1000;
L= N_tube*Pl; %in airflow direction
delta_fin= 0.115/1000;
dc= d_external+2*delta_fin;
A_c= (Pt-dc)*(Fp-delta_fin);
A_0= 2*(Pt*N_tube*Pl - N_tube*pi/4*dc^2) + N_tube*pi*dc*(Fp-delta_fin);
A_f= 2*(Pt*N_tube*Pl - N_tube*pi/4*dc^2);
sigma=A_c/(Pt*Fp);
Vmax=v_air/sigma;

%error on Vmax neglect error on sigma.
error_Vmax = error_v_air/sigma;
kays_friction= A_c/A_0 * (2*rho_atm*deltap_MF) / (rho_air*Vmax)^2;

Re_dc= rho_air*Vmax*dc/mu_air;

%definition kays and london friction factor for plained tubes
F1= -0.764 + 0.739*Pt/Pl + 0.177*Fp/dc - 0.00758/N_tube;
F2= -15.689 + 64.021/log(Re_dc);

```



```

F3= 1.696-15.695/log(Re_dc);

kays_friction_plain= 0.0267 * Re_dc^F1 * (Pt/P1)^F2 * (Fp/dc)^F3;

%D_hyd= 4*L_test*B_test/ (2*L_test+2*B_test);
%kays_friction= deltap_MF/(4*(L_test/D_hyd)*(rho_air*v_air^2/2));

%definition R_u_plain, for plained tubes
Dh= 4*A_c*L/A_0;
P3= -0.361 - 0.042*N_tube/log(Re_dc) + 0.158*log(N_tube*(Fp/dc)^0.41);
P4= -1.224 - 0.076*(P1/Dh)^1.42/log(Re_dc);
P5=-0.083 + 0.058*N_tube/log(Re_dc);
P6= -5.735 + 1.21*log(Re_dc/N_tube);
Colburn= 0.086*Re_dc^P3 * N_tube^P4 * (Fp/dc)^P5 * (Fp/Dh)^P6 * (Fp/Pt)^(-0.93); % 0,04

error_colburn= 0.15*Colburn;

%calculated the Colburn factor to the external convection coefficient
h_plain = Colburn*rho_air*Vmax*cp_air/Pr_air^(2/3);
error_h_plain=
    sqrt((rho_air*Vmax*cp_air/Pr_air^(2/3)*error_colburn)^2+(Colburn*Vmax*cp_air/Pr_air^(2/3)*error_rho_air)^2+(Colburn*rho_air*cp_air/Pr_air^(2/3)*error_Vmax)^2+(Colburn*rho_air*Vmax/Pr_air^(2/3)*error_cp_air)^2+(-2/3*Colburn*rho_air*Vmax*cp_air/Pr_air^(5/3)*error_Pr_air)^2);
A_external = pi*dc*L_eff*18 - 18*L_eff/Fp*pi*dc*delta_fin + L_eff/Fp*(2*(L*0.252 - number_tubes_plain*pi*dc^2/4));

fin = (2*(L*0.252 - number_tubes_plain*pi*dc^2/4));
%calculation of fin efficiency
k_fin=207;
m = sqrt(2*h_plain/(k_fin*delta_fin));
r = dc/2;
Xm = Pt/2;
Xl = sqrt((Pt/2)^2+P1^2)/2;
Req = 1.27 * Xm * (Xl/Xm-0.3)^(1/2);
Phi= (Req/r-1)*(1+0.35*log(Req/r));
fin_eff= tanh(m*r*Phi)/(m*r*Phi);
surface_eff= 1- A_f/A_0*(1-fin_eff);
error_surface_eff= 0.01;

%For new definition of fin efficiency
Af_new = (0.252*2*P1 - 24*pi/4*dc^2)*2;
At_new = 18*pi*dc*(Fp-delta_fin);
Ao_new = Af_new + At_new;

Af1_new = Af_new * 18/24;
Af2_new = Af_new * 2/24;
Af3_new = Af_new * 2/24;
Af4_new = Af_new * 1/24;

etaf1_new = fin_eff;
etaf2_new = tanh(m*1.5*Pt)/(m*1.5*Pt);
etaf3_new = tanh(m*2.5*Pt)/(m*2.5*Pt);
etaf4_new = tanh(m*Pt)/(m*Pt);

surface_eff_new = 1/Ao_new * (At_new + etaf1_new*Af1_new + etaf2_new*Af2_new + etaf3_new*Af3_new + 2*etaf4_new*Af4_new);

effect1 = At_new / Ao_new;
effect2 = etaf1_new*Af1_new/ Ao_new;
effect3 = etaf2_new*Af2_new/ Ao_new;
effect4 = etaf3_new*Af3_new/ Ao_new;
effect5 = 2*etaf4_new*Af4_new/ Ao_new;

h_plain_old= h_plain*surface_eff;
h_plain_new= h_plain*surface_eff_new;

error_h_plain_old= sqrt((surface_eff*error_h_plain)^2+(h_plain*0.01)^2);

R_u_plain=1/(h_plain*A_external*surface_eff);

%PEC
PEC= (R_u/R_u_plain) * (kays_friction/kays_friction_plain);

%PEC not normalised, which will give a better indication
PEC_Not_Normalized= R_u * kays_friction;

```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% further error defining + LMTD method%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%error on Cwater
error_Cwater= sqrt((cp_water*error_m_water)^2+(m_water*error_cp_water)^2);
%error on Cair
error_Cair= sqrt((cp_air*error_m_air)^2+(m_air*error_cp_air)^2);

if(Cmin==Cwater)
    error_Cmin=error_Cwater;
    error_Cmax=error_Cair;
elseif(Cmin==Cair)
    error_Cmin=error_Cair;
    error_Cmax=error_Cwater;
end

%error on Qmax
error_deltaTmax=sqrt(error_Tw_in^2+error_Tin^2);
error_Qmax= sqrt((deltaT_max*error_Cmin)^2+(Cmin*error_deltaTmax)^2);

%error on epsilon
error_epsilon= sqrt((1/Qmax*error_Q_average)^2+(-Qaverage/Qmax^2*error_Qmax)^2);

%error on C_ster
error_C_ster= sqrt((1/Cmax*error_Cmin)^2+(-Cmin/Cmax^2*error_Cmax)^2);

%error on NTU
if(Cair==Cmin)
    error_NTU= sqrt(((1/((1-epsilon)*(1+C_ster*log(1-
        epsilon))))*error_epsilon)^2+(((log(1+C_ster*log(1-
        epsilon))/C_ster^2))*error_C_ster)^2);
elseif(Cwater==Cmin)
    error_NTU= sqrt(((1/((1-epsilon*C_ster)*(1+log(1-
        epsilon*C_ster)/C_ster)))*error_epsilon)^2+((-log(1-
        epsilon*C_ster)/C^2+epsilon/(C_ster*(1-epsilon*C_ster)))/(1+log(1-
        epsilon*C_ster)/C_ster))*error_C_ster)^2);
end

%error on R_total
error_R_total=sqrt(((Cmin/(NTU*Cmin))^2)*error_NTU)^2+((-NTU/(NTU*Cmin))^2)*error_Cmin)^2);

%error on the dimensions
error_d_internal=error_schuifmaat;
error_d_external=error_schuifmaat;
error_L_eff= error_schuifmaat;

%error on A_i= pi*d_internal*L_eff*number_tubes
error_A_i=
    sqrt((pi*L_eff*number_tubes*error_d_internal)^2+(pi*d_internal*number_tubes*error_L_eff
    )^2);

%error on A_intube= pi*d_internal^2/4
error_A_intube= sqrt((pi/2*d_internal*error_d_internal)^2);

%error on v_water
error_v_water= sqrt((1/(A_intube*rho_water*number_tubes/2)*error_m_water)^2+(-
    m_water/(A_intube^2*rho_water*number_tubes/2)*error_A_intube)^2+(-
    m_water/(A_intube*rho_water^2*number_tubes/2)*error_rho_water)^2);

%error on Re_internal
error_Re_internal=
    sqrt((d_internal/nu_water*error_v_water)^2+(v_water/nu_water*error_d_internal)^2+(-
    d_internal*v_water/(nu_water)^2*error_nu_water)^2);

%error on f_water= (1.58*log(Re_internal)-3.28)^(-2)
error_f_water= sqrt((-3.16/(log(Re_internal-3.28))^3*(Re_internal-3.28))*error_Re_internal)^2);

error_Nu_water = 0.10*Nu_water; % 10% uncertainty on correlation

%error on h_i
error_h_i= sqrt((Nu_water/d_internal*error_k_water)^2+(k_water/d_internal*error_Nu_water)^2+(-
    k_water*Nu_water/(d_internal)^2*error_d_internal)^2);

%error on h_i_corr= h_i*(mu_water/mu_bulk)^(0.14);
error_h_i_corr=
    sqrt(((mu_water/mu_bulk)^(0.14)*error_h_i)^2+(.14*h_i/(mu_water/mu_bulk)^.86/mu_bulk*
    error_mu_water)^2+ (.14*h_i/(mu_water/mu_bulk)^.86*mu_water/mu_bulk^2*error_mu_water)^2)

```

```

%error on R_i= 1/(h_i_corr*A_i)
error_R_i= sqrt((-1/(h_i_corr^2*A_i)*error_h_i_corr)^2+(-1/(h_i_corr*A_i^2)*error_A_i)^2);

%error on R_tube=log(d_external/d_internal)/(2*pi*k_tube*18*L_eff);
error_R_tube=sqrt((1/(16*d_external*pi*k_tube*L_eff)*error_d_external)^2+(-
1/(16*d_internal*pi*k_tube*L_eff)*error_d_internal)^2+(-
1/16*log(d_external/d_internal)/pi/k_tube^2/L_eff*error_k_tube)^2+(-
1/16*log(d_external/d_internal)/pi/k_tube/L_eff^2*error_L_eff)^2);

R_u_LMTD= R_total_LMTD - R_tube - R_i;
error_R_u_LMTD = sqrt((error_R_total_LMTD)^2+(-error_R_i)^2+(-error_R_tube)^2);

%calculation of external resistance for staggered tube bundles
Am= 23*((sqrt(P1^2+Pt^2/4)-d_external)*L_eff);
Vm= m_air/(rho_air*Am);
Reb= Vm*rho_air*d_external/mu_air;

if(1<Reb<500)
    cn=0.875;
    Nub= 1.04*cn*Reb^(0.4)*Pr_air^0.36*(Pr_air/Pr_wall_air)^0.25;
end

if(500<Reb<1000)
    cn=0.875;
    Nub=0.71*cn*Reb^0.5*Pr_air^0.36*(Pr_air/Pr_wall_air)^0.25;
end

if(1000<Reb<2*10^5)
    cn=0.76;
    Nub= 0.35*cn*Reb^0.6*Pr_air^0.36*(Pr_air/Pr_wall_air)^0.25*(Pt/P1)^(0.2);
end

if(2*10^5<Reb<2*10^6)
    cn=0.76;
    Nub= 0.031*cn*Reb^0.8*Pr_air^0.4*(Pr_air/Pr_wall_air)^0.25*(Pt/P1)^0.2;
end

A_ext = pi*d_external*L_eff*18;
h_bundle=Nub*k_air/d_external;
error_nub= 0.15*Nub;
error_h_bundle=
    sqrt((k_air/d_external*error_nub)^2+(Nub/d_external*error_k_air)^2+(Nub*k_air/d_externa
l^2*error_d_external)^2);
R_u_bundle= 1/(h_bundle*A_ext);
error_R_u_bundle=sqrt((1/(h_bundle^2*A_ext)*error_h_bundle)^2);

%dimensionless number for comparision
R_u_comparision= R_u_LMTD/R_u_bundle;
error_R_u_comparision= sqrt((1/R_u_bundle*error_R_u_LMTD)^2+(-
R_u_LMTD/R_u_bundle^2*error_R_u_bundle)^2);

%calculation of external convection coefficient of louvered fins
A_u = pi*dc*L_eff*18- 18*L_eff/Fp*pi*dc*delta_fin + L_eff/Fp*(2*(L*0.252 -
number_tubes_plain*pi*dc^2/4));

h_exp_new = 45;
diff_h = 10;

while diff_h > 0.05
    h_exp_old = h_exp_new;
    m = sqrt(2*h_exp_old/(k_fin*delta_fin));
    eff_f = tanh(m*r*Phi)/(m*r*Phi);
    eff_u = 1- A_f/A_0*(1-eff_f);
    h_exp_new = 1/(R_u_LMTD*eff_u*A_u);
    diff_h = abs(h_exp_new - h_exp_old);
end

h_exp = h_exp_new; % h_external of louvered fins

h_exp_eta= 1/(R_u_LMTD*A_u); %A_u=A_external
error_h_exp_eta= sqrt((-1/(R_u_LMTD^2*A_u)*error_R_u_LMTD)^2);

error_eff_f= 0.03;
error_eff_u= sqrt((A_f/A_0*error_eff_f)^2);
error_h_exp= sqrt((-1/(R_u_LMTD^2*eff_u*A_u)*error_R_u_LMTD)^2+(-
1/(R_u_LMTD*eff_u^2*A_u)*error_eff_u)^2);

```

```

%calculation of Colburn factor for louvered fins (to make a comparision)
Re_dc_louvered= v_air*dc*rho_air/mu_air;
Colburn_louvered= h_exp*dc/(k_air*Re_dc_louvered*(Pr_air)^(1/3));

error_re_dc_louvered=
    sqrt((dc*rho_air/mu_air*error_v_air)^2+(v_air*dc/mu_air*error_rho_air)^2+(-
        v_air*dc*rho_air/mu_air^2*error_mu_air)^2);
error_colburn_louvered= sqrt((dc/(k_air*Re_dc_louvered*(Pr_air)^(1/3))*error_h_exp)^2+(-
    h_exp*dc/k_air^2/Re_dc_louvered/Pr_air^(1/3)*error_k_air)^2+(-
    h_exp*dc/k_air/Re_dc_louvered^2/Pr_air^(1/3)*error_re_dc_louvered)^2+(-
    1/3*h_exp*dc/k_air/Re_dc_louvered/Pr_air^(4/3)*error_Pr_air)^2);
%PEC with LMTD method
PEC_LMTD = (R_u_LMTD/R_u_plain) * (kays_friction/kays_friction_plain);
PEC_Not_Normalized_LMTD = R_u_LMTD * kays_friction;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%error definitions in performance factor%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%error on R_u
error_R_u= sqrt((error_R_total)^2+(-1*error_R_i)^2+(-1*error_R_tube)^2);

%error on kays and london friction
%error on kays and london friction, neglect error on Ac en A0: given from datasheet
error_kays_friction=
    sqrt(((2*A_c/A_0*deltap_MF/rho_air^2/Vmax^2)*error_rho_atm)^2+((2*A_c/A_0*
        rho_atm/rho_air^2/Vmax^2)*error_deltap_MF)^2+((4*A_c/A_0*rho_atm*deltap_MF/rho_air^3/
        Vmax^2)*error_rho_air)^2+((4*A_c/A_0*rho_atm*deltap_MF/rho_air^2/Vmax^3)*error_Vmax)^2)
    ;

%error on R_u_plain R_u_plain=1/(h_plain*A_external*surface_eff);
error_R_u_plain=sqrt((-1/(h_plain^2*A_external*surface_eff)*error_h_plain)^2+(-
    1/(h_plain*A_external*surface_eff^2)*error_surface_eff)^2);
% very high, cfr. correlation Wang

%error on kays and london friction plain
error_kays_friction_plain=15/100*kays_friction_plain; % very high, cfr. correlation Wang

%error on performance factor
error_PEC= sqrt( (1/R_u_plain*kays_friction/kays_friction_plain)*error_R_u)^2 + ((-
    R_u/R_u_plain*kays_friction/kays_friction_plain^2)*error_kays_friction_plain)^2 + ((-
    R_u/R_u_plain^2*kays_friction/kays_friction_plain)*error_R_u_plain)^2 +
    ((R_u/R_u_plain/kays_friction_plain)*error_kays_friction)^2);

error_PEC_Not_Normalized= sqrt((kays_friction*error_R_u)^2+(R_u*error_kays_friction)^2);

%error on performance factor with LMTD method
error_PEC_LMTD = sqrt((1/R_u_plain*kays_friction/kays_friction_plain*error_R_u_LMTD)^2+(-
    R_u_LMTD/R_u_plain*kays_friction/kays_friction_plain^2*error_kays_friction_plain)^2+(-
    R_u_LMTD/R_u_plain^2*kays_friction/kays_friction_plain*error_R_u_plain)^2+(R_u_LMTD/R_u
    _plain/kays_friction_plain*error_kays_friction)^2);

error_PEC_Not_Normalized_LMTD =
sqrt((kays_friction*error_R_u_LMTD)^2+(R_u_LMTD*error_kays_friction)^2);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% writing data %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

data=
{'Tatm','Tin','Tout','Tw_in','Tw_out','deltaTair','deltaTwater','deltap_MF','deltap_HX','delta
p_flens','m_air','v_air','m_water','v_water','Qwater','Qair','Qbalans','Qave','Qaverage','h_i
','R_i','R_total','R_total_LMTD','R_u','R_u_LMTD','kays_friction','R_u_plain','kays_friction_pl
ain','PEC','PEC_Not_Normalized','PEC_LMTD','PEC_Not_Normalized_LMTD','h_exp','h_plain','Colbur
n_plain','Colburn_louvered','Re_dc','h_plain_old','h_plain_new','h_exp_eta','R_u_bundle','R_u
comparision'; Tatm Tin Tout Tw_in Tw_out deltaTair deltaTwater deltap_MF deltap_HX
deltap_flens m_air v_air m_water v_water Qwater Qair Qbalans Qave Qaverage h_i R_i R_total
R_total_LMTD R_u R_u_LMTD kays_friction R_u_plain kays_friction_plain PEC PEC_Not_Normalized
PEC_LMTD PEC_Not_Normalized_LMTD h_exp h_plain Colburn Colburn_louvered Re_dc_louvered
h_plain_old h_plain_new h_exp_eta R_u_bundle R_u_comparision);

xlswrite(writing, data, sheet,'A1');

errors=
{'error_Tatm','error_Tin','error_Tout','error_Tw_in','error_Tw_out','error_deltaTair','error_d
eltaTwater','error_deltap_MF','error_deltap_HX','error_deltap_flens','error_m_air','error_v_a
ir','error_m_water','error_v_water','error_Q_water','error_Q_air','error_Q_ave','error_Q_averag
e','error_h_i','error_R_i','error_R_total','error_R_total_LMTD','error_R_u','error_R_u_LMTD','
error_kays_friction','error_R_u_plain','error_kays_friction_plain','error_PEC','error_PEC_Not

```

```
Normalized','error_PEC_LMTD','error_PEC_Not_Normalized_LMTD','error_h_exp','error_re_dc_louver
ed','error_colburn_louvered','error_h_plain','error_h_plain_old','error_h_exp_eta','error_R_u_
bundle','error_R_u_comparision'; error_Tatm error_Tin error_Tout error_Tw_in error_Tw_out
error_deltaTair error_deltaTwater error_deltap_MF error_deltap_HX error_deltap_flens
error_m_air error_v_air error_m_water error_v_water error_Q_water error_Q_air error_Q_ave
error_Q_average error_h_i error_R_i error_R_total error_R_total_LMTD error_R_u error_R_u_LMTD
error_keys_friction error_R_u_plain error_keys_friction_plain error_PEC
error_PEC_Not_Normalized error_PEC_LMTD error_PEC_Not_Normalized_LMTD error_h_exp
error_re_dc_louvered error_colburn_louvered error_h_plain error_h_plain_old error_h_exp_eta
error_R_u_bundle error_R_u_comparision);

xlswrite(writing, errors, sheet, 'A4');
%end of Matlab file%
```

## Bijlage F

### LabVIEW

In totaal zijn er 5 kaarten aangekocht. Deze kaarten worden allemaal ingeplugd in grotere module (NI cDAQ-9178: DAQmx). Deze verzamelt alle gegevens en stuurt die dan serieel via USB door naar de PC. Deze leest dan de waarde binnen via een DAQ Assistent VI in het LabVIEW programma. Die het dan op zijn beurt kan gebruiken voor een regeling, of op zijn beurt wegschrijft naar een Excel bestand. De 5 kaarten hebben de volgende bedoeling:

NI 9481	Aansturing relais pomp (aan/uit)
NI 9213	<i>Inlezing thermokoppels</i> Ingaande lucht (2) Uitgaande lucht (10) Ingaand water (2) Uitgaand water (2)
NI 9203	<i>Stroominlezing</i> Drukval meetflens Drukval over metaalschuim Drukval warmtewisselaar (2 maal)
NI 9203	<i>Stroominlezing</i> Inlezing massadebiet water
NI 9263	<i>Voltage output</i> Drie weg klep Ventilator Weerstand 1 en 2 van de heater Weerstand 3 van de heater

Figuur 1: Frontpanel voor snelle PID regeling

Figuur 2: Frontpanel met mogelijkheid om weg te schrijven

Figuur 3: 1<sup>ste</sup> en 2<sup>de</sup> loop

Figuur 4: 3<sup>de</sup> loop (deel 1)

Figuur 5: 3<sup>de</sup> loop (deel 2)



Quick PID control    Reading and writing

IR3 0    IR4 0    281 0    282 0

Number of loops 0

autotuning 2    push the bottom for writing to file    manual control    Control with 3rd heater

autotuning parameters 2

proportional gain (Kc) 1.000  
 integral time (Ti, min) 0.010  
 derivative time (Td, min) 0.000

autotuning parameters 2

controller type PI  
 relay cycles 3  
 relay amplitude 1.00  
 control specification slow  
 PV noise level 0.10

output PID bandwidth 0.00  
 Output PID 0  
 output 3rd heater 0

pressure drop metal foam 0  
 pressure drop heat exchanger (bar) 0

Control massflow WATER  
 3 way valve (between 0 en 10 vol%)  
 0

Fan (between 0-50 Hz) 0

Desired water temperature 0  
 Standard deviation 0

Pressure drop (flow nozzle) (Pa) 0  
 massflow WATER (kg/h) 0

Process 1 on    Process 2 on    Process 3 on

the LED flashes simulate when your code would execute

AVG T\_ air OUT 0    AVG T\_ air IN 0    AVG T\_ water IN 0    AVG T\_ water OUT 0

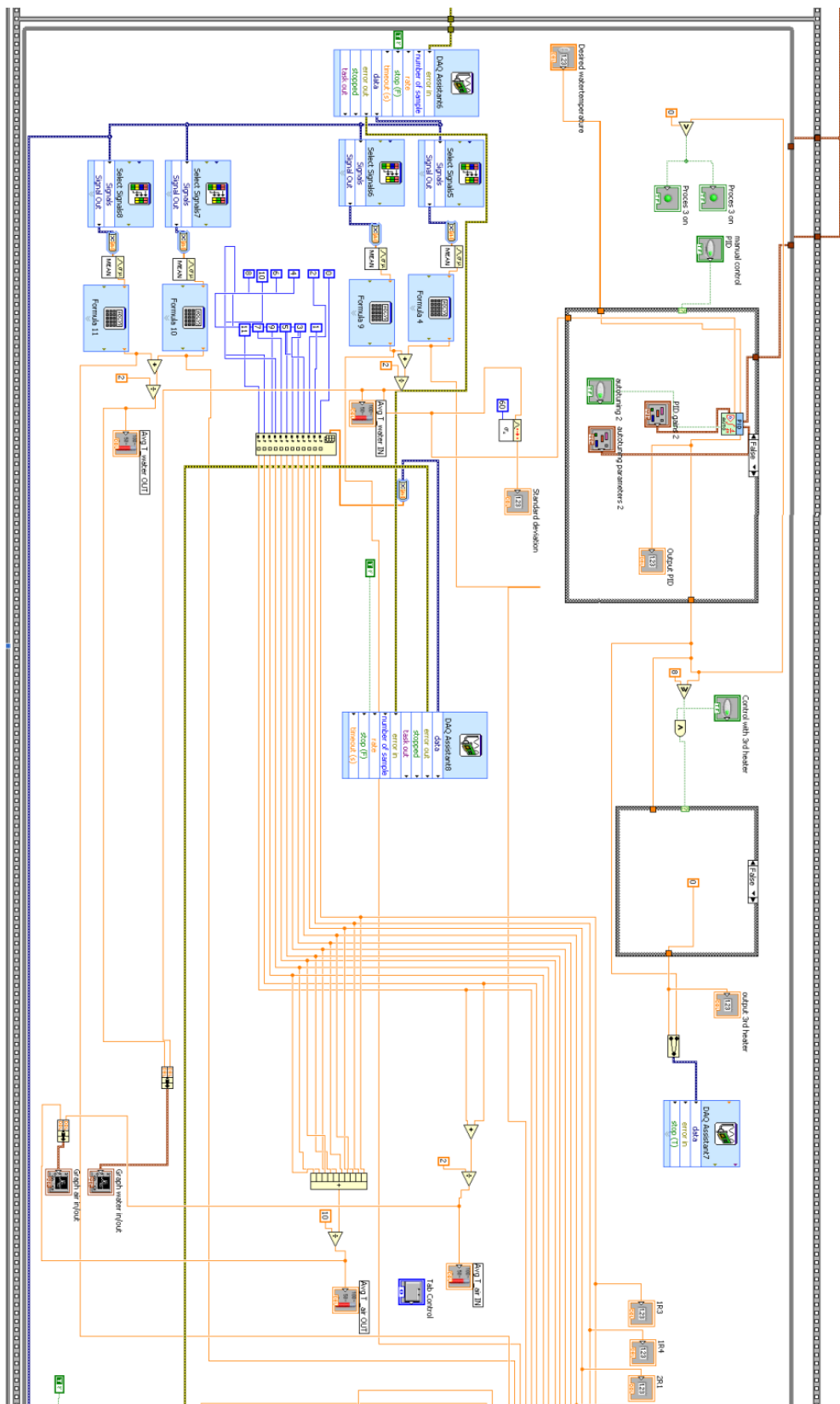
Graph water in/out    Plot 0

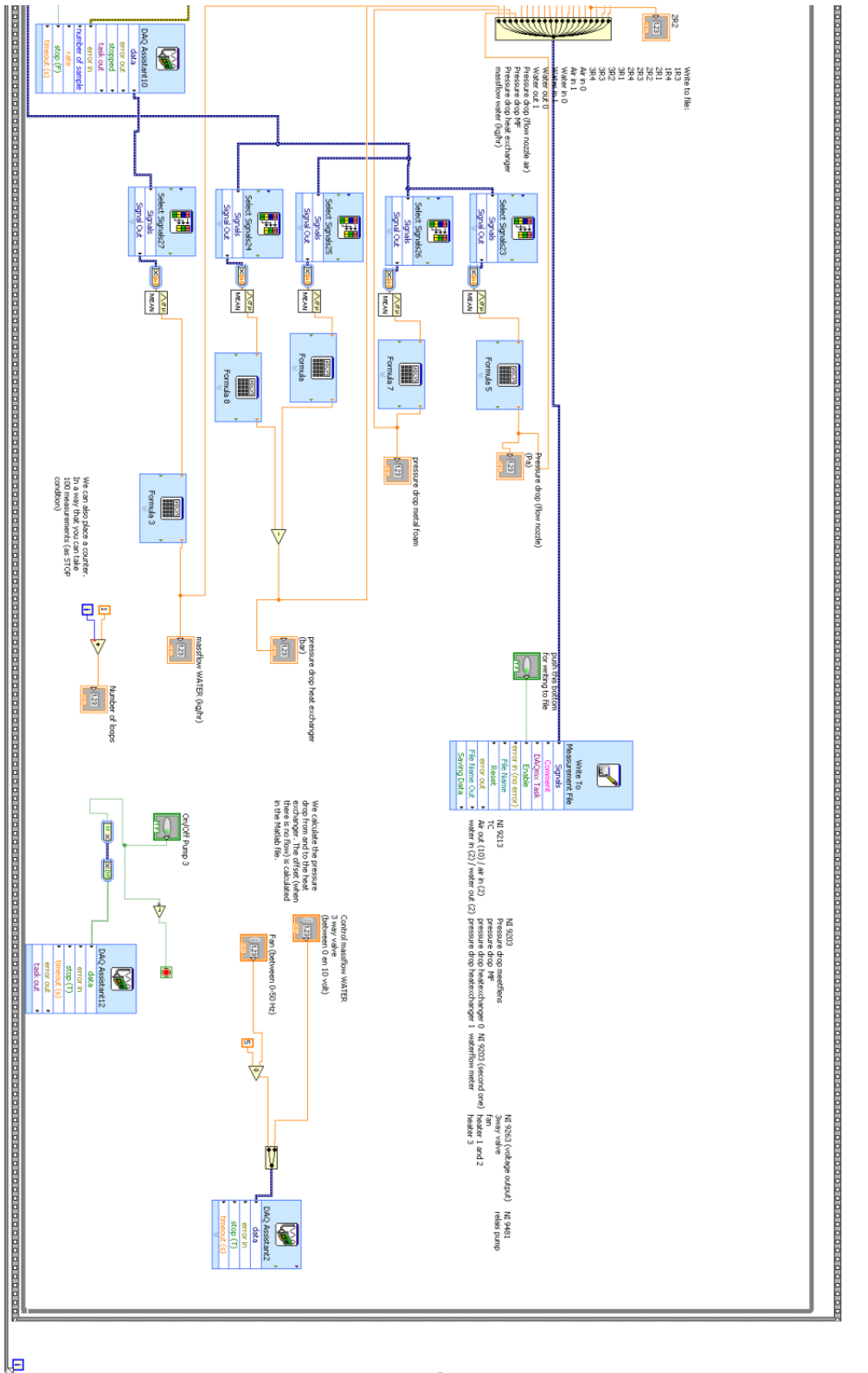
Graph air in/out    Plot 0

Tab Control









## Bijlage G

### Afleiding voor plain fins uit correlatie

Voor de berekening van de eigenschappen van de *plain fins* wordt er gebruik gemaakt van correlaties voorgesteld in de literatuur. Er is gebruik gemaakt van de twee papers door Wang.

Deze correlaties zijn geldig voor de volgende geometrische grenzen:

$$N_t = 1 - 6$$

$$D_0 = 6.35 - 12.7 \text{ mm}$$

$$F_p = 1.19 - 8.7 \text{ mm}$$

$$P_t = 17.7 - 31.75 \text{ mm}$$

$$P_l = 12.4 - 27.5 \text{ mm}$$

De warmtewisselaar in deze thesis heeft echter volgende specificaties:

$$N_t = 2$$

$$D_0 = 7,2 \text{ mm}$$

$$F_p = 1.4 \text{ mm}$$

$$P_t = 21 \text{ mm}$$

$$P_l = 12 \text{ mm}$$

Alhoewel  $P_l$  niet in de range zit om de correlatie van Wang te gebruiken, wordt er echter wel gebruik gemaakt van deze correlatie, omdat *enkel*  $P_l$  buiten de geometrische aanvaardingsgrenzen ligt en eigenlijk op een 'redelijk aanvaardbare' afstand.

De Colburnfactor en de dimensieloze drukcoëfficiënt worden respectievelijk als volgt gedefinieerd:

$$j = \frac{h_0}{\rho V_{max} C_p} Pr^{2/3}$$

$$f = \frac{A_c \rho_m}{A_0 \rho_1} \left[ \frac{2 \Delta P \rho_1}{G_c^2} - (1 + \sigma^2) \left( \frac{\rho_1}{\rho_2} - 1 \right) \right]$$

Alle onderdelen zijn gedefinieerd in de nomenclatuur.

Voor  $N \geq 2$  is de correlatie voor de Colburnfactor als volgt:

$$j = 0.086 Re_{D_c}^{P3} N^{P4} \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{P5} \left(\frac{F_p}{D_h}\right)^{P6} \left(\frac{F_p}{P_t}\right)^{-0.93}$$

Met

$$P3 = -0.361 - \frac{0.042 N_t}{\ln(Re_{D_c})} + 0.158 \ln\left(N_t \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{0.41}\right)$$

$$P4 = -1.224 - \frac{0.076 \left(\frac{P_l}{D_h}\right)^{1.42}}{\ln(Re_{D_c})}$$

$$P5 = -0.083 + \frac{0.058 N}{\ln(Re_{D_c})}$$

$$P6 = -5.735 + 1.21 \ln\left(\frac{Re_{D_c}}{N_t}\right)$$

$$D_h = \frac{4 A_c L}{A_0}$$

De correlatie voor de Kays and London frictiefactor verloopt als volgt:

$$f = 0.0267 Re_{D_c}^{F1} \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{F2} \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{F3}$$

Met

$$F1 = -0.764 + 0.739 \frac{P_t}{P_l} + 0.177 \frac{F_p}{D_c} - \frac{0.00758}{N}$$

$$F2 = -15.689 + \frac{64.021}{\ln(Re_{D_c})}$$

$$F3 = 1.696 - \frac{15.695}{\ln(Re_{D_c})}$$

In het vervolg worden enkele definities uit de doeken gedaan die in vorige formules zijn aangehaald:

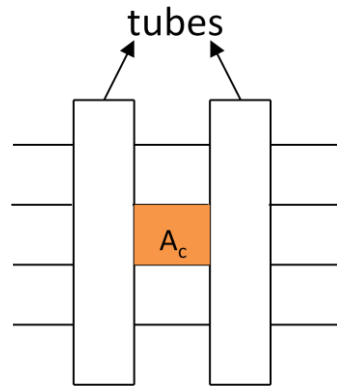
$$L_{=in\ airflow\ direction} = 24\ mm$$

$$\delta_{fin} = 0.115\ mm$$

$$D_c = fin\ collar\ diameter = D_0 + 2\ \delta_{fin}$$

$$A_c = (P_t - D_c)(F_p - \delta_{fin})$$

Met  $A_c$  als één oppervlakje gedefinieerd als volgt:



$$A_f = 2 \left( P_t N_t P_l - N_t \frac{\pi}{4} D_c^2 \right)$$

$$A_0 = 2 \left( P_t N_t P_l - N_t \frac{\pi}{4} D_c^2 \right) + N_t \pi D_c (F_p - \delta_{fin})$$

$$V_{max} = \frac{V_{air,frontaal}}{\sigma}$$

$$\sigma = \frac{\text{minimal flow area}}{\text{frontal area}} = \frac{A_c}{P_t F_p}$$

$$Re_{D_c} = \frac{\rho V D_c}{\mu}$$

De Colburnfactor dient omgerekend te worden naar de uitwendige convectiecoëfficiënt. Op deze manier kan dan de uitwendige weerstand  $R_u = \frac{1}{h_u A_u \eta}$ .

Waarvoor dient nog een uitdrukking gevonden te worden voor de vinefficiëntie. In de paper van Wang maken ze gebruik van de benadering van Schmidt:

$$\eta = \frac{\tanh(m r \phi)}{m r \phi}$$

Met:

$$m = \sqrt{\frac{2 h_0}{k_f \delta_{fin}}}$$

$$\phi = \left( \frac{R_{eq}}{r} - 1 \right) \left[ 1 + 0.35 \ln \left( \frac{R_{eq}}{r} \right) \right]$$

$$\frac{R_{eq}}{r} = 1.27 \frac{X_M}{r} \left( \frac{X_L}{X_M} - 0.3 \right)^{1/2}$$

$$r = d_{in}$$

$$X_M = \frac{P_t}{2}$$

$$X_L = \frac{\sqrt{\left(\frac{P_t}{2}\right)^2 + P_l^2}}{2}$$

Alles is echter reeds gegeven, waardoor er niets iteratief moet berekend worden.

De fout op de correlatie van de frictiefactor ligt voor 85.1% van de volledige database binnen de 15%.

De fout op de correlatie van de Colburnfactor ligt voor 88.6% van de volledige database binnen de 15%.

## Bijlage H

### Afleiding voor $R_{u,bundle}$

Voor de berekening van de warmteoverdracht over een naakt scherm van buizen (in staggered configuratie) wordt in de literatuur dikwijls gerefereerd naar Zukauskas.

De correlatie is afhankelijk van het reynoldsgetal:

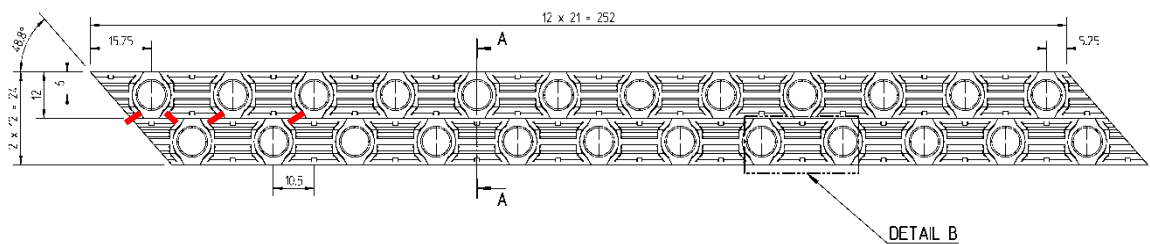
$$Re_b = \frac{V_m \rho_{air} d_{ext}}{\mu}$$

Met  $V_m$  de gemiddelde snelheid door de minimale stromingssectie. Deze  $V_m$  wordt definieert als volgt:

$$V_m = \frac{\dot{m}_{air}}{\rho_{air} A_m}$$

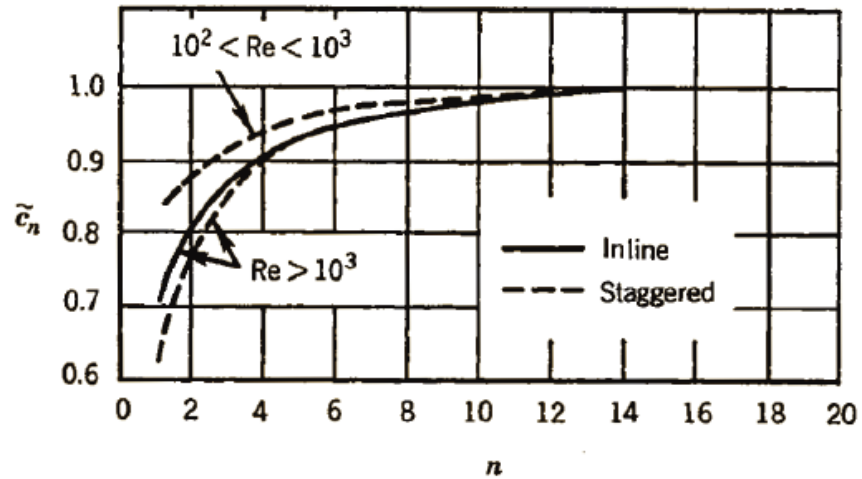
$$A_m = 23 * \left( \left( \sqrt{P_t^2 + \frac{P_l^2}{4}} - d_{ext} \right) * L_{eff} \right)$$

$A_m$  is het minimale stromingsoppervlak gedefinieerd in de stromingsrichting zoals aangeduid in figuur (het dient gedefinieerd te worden in functie van  $P_l$  en  $P_t$ ). Het is vermenigvuldigd met 23, omdat de afgeschuinde vinnen voor een deel afgeslepen zijn. Hierover kan dus geen stroming gaan.



In de correlatie zit een correctiefactor  $c_n$ , dewelke afhankelijk is van het aantal buizenrijen. Deze correctiefactor wordt grafisch bepaald:





De correlaties voor het Nusseltgetal zijn als volgt:

$$Nu_b = 1.04 * c_n * Re_b^{0.4} * Pr_b^{0.36} * \left(\frac{Pr_b}{Pr_w}\right)^{0.25} \quad \text{voor } 1 < Re_b < 500$$

$$Nu_b = 0.71 * c_n * Re_b^{0.5} * Pr_b^{0.36} * \left(\frac{Pr_b}{Pr_w}\right)^{0.25} \quad \text{voor } 500 < Re_b < 10^3$$

$$Nu_b = 0.35 * c_n * Re_b^{0.6} * Pr_b^{0.36} * \left(\frac{Pr_b}{Pr_w}\right)^{0.25} * \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{0.2} \quad \text{voor } 10^3 < Re_b < 2 * 10^5$$

$$Nu_b = 0.031 * c_n * Re_b^{0.8} * Pr_b^{0.4} * \left(\frac{Pr_b}{Pr_w}\right)^{0.25} * \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{0.2} \quad \text{voor } 2 * 10^5 < Re_b < 2 * 10^6$$

Met de subscripts b voor bulk en w voor wall.

De externe oppervlakte wordt berekend met de externe diameter en 18 buizen (enkel de warmtewisselende):

$$A_{ext} = \pi * d_{ext} * L_{eff} * 18$$

$$h_{bundle} = Nu_b * \frac{k_{air}}{d_{ext}}$$

$$R_{u,bundle} = \frac{1}{h_{bundle} * A_{ext}}$$

De onzekerheid op deze correlatie is 15%.

De vergelijking voor de uitwendige weerstand, om te refereren voor in de literatuur, wordt als volgt gedefinieerd:

$$R_{u,vergelijking} = \frac{R_{u,LMTD}}{R_{u,bundle}}$$

## Bibliografie

- [1] McKinsey. (2007). Curbing global energy demand growth: the energy productivity opportunity. pages: 48.
- [2] M. De Paepe, "Thermische installaties," ed: Universiteit Gent. Vakgroep voor stroming, warmte en verbranding, Faculteit Ingenieurswetenschappen, 2009.
- [3] T.J. Lu, L. Valdevit en A.G. Evans, Active cooling by metallic sandwich structures with periodic cores, *Progress in Materials Science* vol. 50, pp. 789-815, 2005.
- [4] K. Boomsma, D. Poulidakos en F. Zwick, Metal foams as compact high performance heat exchangers, *Mechanics of Materials*, vol. 35, pp. 1161-1176, 2003.
- [5] C.Y. Zhao, T.J. Lu, H.P. Hodson en J.D. Jackson, The temperature dependence of effective thermal conductivity of open-celled steel alloy foams, *materials science and engineering* vol. 367, pp. 123-131, 2004.
- [6] C. T'Joen, et al., Thermo-hydraulic study of a single row heat exchanger consisting of metal foam covered round tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53, pp. 3262-3274, 2010.
- [7] P. Khayargoli, V. Loya, L.P. Lefebvre en M. Medraj, The impact of microstructure on the permeability of metal foams, *CSME Forum*, pp. 220-228, 2004.
- [8] Camille Perrot, Raymond Panneton en Xavier Olny, Periodic unit cell reconstruction of porous media: Application to open-cell aluminum foams, *Journal of applied physics*, vol. 101, pp. 113538-1 - 113538-11, 2007.
- [9] A. Kopanidis, A. Theodorakakos, E. Gavaises en D. Bouris, 3D numerical simulation of flow and conjugate heat transfer through a pore scale model of high porosity open cell metal foam, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53, pp. 2539-2550, 2010.
- [10] K. Boomsma en D. Poulidakos, On the effective thermal conductivity of a three-dimensionally structured fluid-saturated metal foam, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 44, pp. 827-836, 2001.
- [11] D. Edouard, M. Lacroix, C. Pham Huu en F. Luck, Pressure drop modeling on SOLID foam: State-of-the art correlation, *Chemical Engineering Journal*, vol. 144, pp. 299-311, 2008.
- [12] I. Ghosh, Heat transfer correlation for high-porosity open-cell foam, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, pp. 1488-1494, 2009.
- [13] N. Dukhan, et al., One-dimensional heat transfer analysis in open-cell 10-ppi metal foam, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, pp. 5112-5120, 2005.
- [14] S. Krishnan, S. V. Garimella en J. Y. Murthy, Simulation of Thermal Transport in Open-Cell Metal Foams: Effect of Periodic Unit-Cell Structure, *Journal of Heat transfer*, vol. 130, pp. 024503-1 - 024503-5, 2008.
- [15] W.H. Hsieh, J.Y. Wu, W.H. Shih en W.C. Chiu, Experimental investigation of heat-transfer characteristics of aluminum-foam heat sinks, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 5149-5157, 2004.
- [16] P. De Jaeger, "Open cell aluminum foam applied in an automotive heat exchanger," presented at the 7e International conference on heat transfer, fluid mechanics and thermodynamics, Antalya, Turkey, 2010.
- [17] TAL North America. (2010). *Product Showcase TAL LED B4*.
- [18] S. Mahjoob en K. Vafai, A synthesis of fluid and thermal transport models for metal foam heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, pp. 3701-3711, 2008.
- [19] J-P. Bonnet, F. Topin en L. Tadrist, Flow Laws in Metal Foams: Compressibility and Pore Size Effects, *Transp Porous Med*, vol. 73, pp. 233-254, 2008.

- [20] N. Dukhan en C. A. Minjeur, A two-permeability approach for assising flow properties in metal foams, *journal of porous mater*, 2010.
- [21] N. Dukhan, Correlations for the pressure drop for flow through metal foam, *Exp. Fluids*, vol. 41, pp. 665-672, 2006.
- [22] N. Dukhan en P. Patel, Equivalent particle diameter and length scale for pressure drop in porous metals, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 32, pp. 1059-1067, 2008.
- [23] Sander Van Herzeele en Niels Vorst, "Thermohydraulische studie van een warmtewisselaar met beschuimde buizen bij lage luchtsnelheden," Ingenieurswetenschappen, Universiteit Gent, Gent, 2009.
- [24] S. Mancin, C. Zilio, A. Cavallini en L. Rossetto, Pressure drop during air flow in aluminum foams, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53, pp. 3121-3130, 2010.
- [25] Simone Mancin, Luisa Rossetto, Claudio Zillio en Alberto Cavallini, "Convective air heat transfer through 10 ppi aluminum foams," presented at the Proceedings of the 14th International heat transfer conference, Washington DC, USA, 2010.
- [26] A. Bhattacharya, V.V. Calmidi en R.L. Mahajan, Thermophysical properties of high porosity metal foams, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 45, pp. 1017-1031, 2002.
- [27] J.W. Paek, B.H. Kang, S.Y. Kim en J.M. Hyum, Effective Thermal Conductivity and Permeability of Aluminum Foam Materials, *International Journal of Thermophysics*, vol. 21, pp. 453-464, 2000.
- [28] S.Y. Kim, J.W. Paek en B.H. Kang, Flow and heat transfer correlations for porous fin in a plate-fin heat exchanger, *Journal of Heat transfer*, vol. 122, pp. 572-578, 2000.
- [29] J.F. Liu, W.T. Wu, W.C. Chiu en W.H. Hsieh, Measurement and correlation of friction characteristic of flow through foam matrixes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 30, pp. 329-336, 2006.
- [30] N. Dukhan en K. P. Patel, "Entrance and Exit Effects for Fluid Flow in Metal Foam," presented at the Porous Media and Its Applications in Science, Engineering, and Industry, USA, 2010.
- [31] V.V. Calmidi en R.L. Mahajan, Forced convection in high porosity metal foams, *Journal of Heat transfer*, vol. 122, pp. 557-565, 2000.
- [32] N. Dukhan, R.P-Feliciano en A.R. Alvarez-Hernandez, Heat transfer analysis in metal foams with low-conductivity fluids, *Journal of Heat transfer*, vol. 128, pp. 784-792, 2006.
- [33] R. J. Moffat, J.K. Eaton en A. Onstad, A methode for determining the heat transfer properties of foam-fins, *Journal of Heat transfer*, vol. 131, pp. 011603-1 - 011603-7, 2009.
- [34] P.S. Liu, A new method for calculation the specific surface area of porous metal foams, *Philosophical magazine letters*, vol. 90, pp. 447-453, 2010.
- [35] S. Krishnan, J. Y. Murthy en S. V. Garimella, Direct simulation of transport in open-cell metal foam, *Journal of Heat transfer*, vol. 128, pp. 793-799, 2006.
- [36] Z. Dai, et al., Correcting and extending the Boomsma-Poulikakos effective thermal conductivity model for three-dimensional, fluid-saturated metal foams, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 37, pp. 575-580, 2010.
- [37] C.Y. Zhao, S.A. Tassou en T.J. Lu, Analytical considerations of thermal radiation in cellular metal foams with open cells, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, pp. 929-940, 2008.
- [38] R. Singh en H.S. Kasana, Computational aspects of effective thermal conductivity of highly porous metal foams, *Applied Thermal Engineering*, vol. 24, pp. 1841-1849, 2004.
- [39] I. Kurtbas en N. Celik, Experimental investigation of forced and mixed convection heat transfer in a foam-filled horizontal rectangular channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, pp. 1313-1325, 2009.
- [40] H. Huisseune, et al., Thermal hydraulic study of a single row heat exchanger with helically finned tubes, *Journal of Heat transfer*, vol. 132, pp. 061801-1 - 061801-8, 2010.
- [41] Pieter Brodeoux en Stefanie Debaets, "Presentatiestudie van 'mono-finned tubes'," Ingenieurswetenschappen, Universiteit Gent, Gent, 2008.

- [42] I. Ghosh, How good is open-cell metal foam as heat transfer surface? , *Journal of Heat transfer*, vol. 131, pp. 101004-1 - 101004-8, 2009.
- [43] R. K. Shah en Dusan P. Sekulic. (2003). *Fundamentals of heat exchanger design*
- [44] Z. Dai, et al., "A comparison of metal foam heat exchangers to compact multilouver designs for air-side heat transfer applications," presented at the International conference on Enhanced, Compact and Ultra-compact Heat Exchangers: From Microscale Phenomena to Industrial Applications, 2009.
- [45] Benjamin Cooman, "Experimentele presentatiestudie van een 'metal foam' warmtewisselaar," *Ingenieurswetenschappen*, Universiteit Gent, Gent, 2010.
- [46] C. T'Joel en M. De Paepe, Heat exchanger behavior in non uniform flow, *experimental heat transfer*, vol. 19, pp. 281-296, 2008.
- [47] C. T'Joel, A. Willockx, H.-J. Steeman en M. De Paepe, Performance prediction of compact fin and tube heat exchangers in maldistributed airflow, *heat transfer engineering*, vol. 28, pp. 986-996, 2007.
- [48] Young-Gil Park, Rational approaches for combining redundant, independent measurements to minimize combined experimental uncertainty, *experimental thermal and fluid science*, vol. 34, pp. 720-724, 2010.
- [49] David S. Moore en George P. McCabe, *Statistiek in de praktijk* vol. 5: Academic Service, 1994.
- [50] C. T'Joel, A. Jacobi en M. De Paepe, Flow visualisation in inclined louvered fins, *Experimental thermal and fluid science*, vol. 33, pp. 664-674, 2009.
- [51] C. T'Joel, H.-J. Steeman, A. Willockx en M. De Paepe, Determination of heat transfer and friction characteristics of an adapted inclined louvered fin, *Experimental thermal and fluid science*, vol. 30, pp. 319-327, 2005.
- [52] C. T'Joel, A. Willockx, H.-J. Steeman en M. De Paepe, thermohydraulic characteristics of inclined louvered fins, *Sixth international conference on enhanced compact and ultra compact heat exchangers*, p. 8, 2007.
- [53] C-C Wang en K-Y Chi, Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchanger, part I: new experimental data, *International journal of heat and mass transfer*, vol. 43, pp. 2681-2691, 2000.
- [54] C-C. Wang, K-Y Chi en C-J Chang, Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, Part II: correlation, *International journal of heat and mass transfer*, vol. 43, pp. 2693-2700, 2000.
- [55] Sven Claessens en Piet Van Impe, *Warmteoverdracht- en frictiekaracteristiek van inclined louvered fins*. Gent: Ugent, 206.