

Christian Drivsholm
Hans Olsen
Christian Grønborg Larsen
John Steen Jensen
Toke Rammer Nielsen
Jesper Kragh
Svend Svendsen

Udvikling af energiøkonomisk
ventilationsløsning med
varmegenvinding til boliger

Rapport
BYG · DTU
R-118
2005
ISSN 1601-2917
ISBN 87-7877-187-0

Forord

Nærværende rapport udgør en rapportering for projektet ”Udvikling af energiøkonomisk ventilationsløsning med varmegenvinding til boliger”. Projektet er finansieret af PSO-midler gennem ELFOR-2003 med projektnr. 335-26.

Projektet er udført i samarbejde mellem ventilationsfirmaet EcoVent, GTS instituttet Teknologisk Institut og BYG-DTU, Danmarks Tekniske Universitet.

Christian Drivsholm, Teknologisk Institut
Hans Olsen, Teknologisk Institut
Christian Grønborg Larsen, Teknologisk Institut
John Steen Jensen, EcoVent
Svend Svendsen, BYG-DTU
Jesper Kragh, BYG-DTU
Toke Rammer Nielsen, BYG-DTU (projektleder)

September 2005
BYG-DTU, Danmarks Tekniske Universitet
CVR-nr: 63 39 30 10

Indholdsfortegnelse

Side

| | | |
|----------|--|-----------|
| 1 | Dansk resume | 7 |
| 2 | English resume | 9 |
| 3 | Sammenfatning af resultater og konklusion | 11 |
| 3.1 | Udvikling af modstrømsvarmeveksler | 11 |
| 3.2 | Udvikling af aksialventilator | 12 |
| 3.2.1 | Opbygning af aksialventilator | 13 |
| 3.2.2 | 1. Udvælgelse af relevant driftsområde for valg af ventilatorstørrelse | 13 |
| 3.2.3 | 2. Beregning og fremstilling af diffusor og næse | 14 |
| 3.2.4 | 3. Statoroptimering | 15 |
| 3.2.5 | 4. Minimering af afstanden mellem stator og yderring | 16 |
| 3.3 | Førsøg med kondens og frost | 16 |
| 3.4 | Udvikling af beregningsmodel | 18 |
| 4 | Udvikling af modstrømsveksler | 20 |
| 4.1 | Designgrundlag | 20 |
| 4.1.1 | Det varmeoverførende område | 20 |
| 4.1.2 | Ind- og udløb | 22 |
| 4.1.3 | Beregning af vekslerens grundmål | 24 |
| 4.2 | CNC bearbejdning af vekslermønster | 27 |
| 4.3 | Samling af aluminiumsplader | 27 |
| 4.4 | Test af prototype modstrømsveksler | 28 |
| 5 | Design af optimal aksialventilator | 32 |
| 5.1 | Generelt | 32 |
| 5.2 | Dimensioneringskriteriet | 33 |
| 5.3 | Regulering af ventilatorydelse | 34 |
| 5.4 | Prøveopstilling | 34 |
| 5.4.1 | ISO standard for prøvestand | 34 |
| 5.4.2 | Opbygning af prøvestand | 35 |
| 5.4.3 | Målinger foretaget på prøvestand | 36 |
| 5.5 | Optimering af aksialventilator | 37 |
| 5.5.1 | Generelt | 37 |
| 5.6 | Reference | 37 |
| 5.7 | Beskrivelse af diffusor og næse | 37 |
| 5.8 | <i>Beskrivelse af statoroptimering</i> | <i>39</i> |
| 5.9 | <i>Minimering af afstanden mellem stator og yderring</i> | <i>41</i> |
| 5.10 | Konklusion | 43 |
| 6 | Undersøgelse af kondens og tilisning i varmeveksler | 44 |
| 6.1 | Forsøgsopstillingen | 44 |
| 6.1.1 | Varmeveksleren | 46 |

| | | |
|----------|--|-----------|
| 6.1.2 | Frostsikring – Munter's slædeløsning..... | 46 |
| 6.2 | Forsøgsresultater | 47 |
| 6.2.1 | Tryktab over varmeveksleren i tør og opfugtet tilstand | 47 |
| 6.2.2 | Tilisning af veksler fra tør tilstand..... | 49 |
| 6.2.3 | Optøning af veksler efter tilisning | 51 |
| 6.2.4 | Afrimningsforsøg med slæde | 52 |
| 6.2.5 | Boost flow strategi | 54 |
| 6.3 | Delkonklusion på kondens og tilisningsforsøg | 55 |
| 6.4 | Det videre arbejde | 56 |
| 7 | Beregningsmodel for varmevekslere | 58 |
| 7.1 | Formål | 58 |
| 7.2 | Teori | 58 |
| 7.2.1 | Simplifikationer | 60 |
| 7.2.2 | Matematisk formulering | 60 |
| 7.3 | Verificering | 64 |
| 7.4 | Det videre arbejde | 65 |
| 8 | Referenceliste | 67 |
| | Bilag 1 – Datablad for modstrømsveksler | 68 |
| | Bilag 2 – Forsøg med øget slædehastighed | 70 |
| | Bilag 3 – Data for det benyttede forsøgsudstyr | 71 |
| | Bilag 4 - Logbog fra udvikling af varmeveksler | 72 |
| | Bilag 5 - Udførte limforsøg på aluminiumsplader..... | 73 |

1 Dansk resume

Rapporten beskriver og dokumenterer udviklingen af en modstrømsvarmeveksler med effektivitet på ca. 90 % og en højeffektiv aksialventilator til mindre mekaniske ventilationsanlæg til brug i en-familiehuse. Desuden behandler rapporten problemstillinger vedrørende kondens- og isdannelse i effektive modstrømsvarmevekslere. Indflydelsen af kondens og is vurderes ved målinger på en effektiv modstrømsveksler og afisningsstrategier afprøves. Til at vurdere effekten af kondens- og isdannelse på varmevekslerens effektivitet er udviklet et program til stationær beregning af varmeoverføringen i varmevekslere under forhold med kondens og is.

I projektet er udviklet en modstrømsvarmeveksler i aluminium med beregnet effektivitet på ca. 90 %. Veksleren kan hermed lovligt anvendes i ventilationsanlæg der ventilerer flere brandceller. CAD tegningen af veksleren er kodet til CNC fræser og to valser (positiv- og negativ form) er efterfølgende fremstillet. Veksleren er sluttelig limet sammen og indsat i beskyttende metalramme. Måling af vekslerens effektivitet og tryktab indgår projektet.

Anvendelse af aksialventilator i forbindelse med luftbehandlingsaggregater giver indbygnings- og placeringsmæssige mange fordele, men disse yder normalt kun et beskedent tryk og har en virkningsgrad, der er mindre end radialventilatorer.

I projektet illustreres at en aksialventilator, der består af en rotordel, kan optimeres ved påbygning af:

- Diffusor der deaccelerer lufthastigheden
- Stator der sikrer at luften efter passage ikke roterer, og dermed giver en højre virkningsgrad og statisk trykstyring
- En cirkelformet næse på indløbssiden af aksialventilatoren

Alle disse tiltag har forbedret virkningsgrad og trykstigning væsentligt.

Kondens- og isdannelse er undersøgt gennem forsøg og en model til beregning af energistrømme i varmeveksleren når der forekommer kondens- og isdannelse er udviklet.

I forsøgene er anvendt en modstrømsvarmeveksler af plast med effektivitet på ca. 90 % ved en volumenstrøm på 50 l/s. Varmeveksleren er opbygget af et antal parallelle plader hvor luften strømmer i små trekantformede kanaler. Formålet med forsøgene er først og fremmest at afprøve en metode til løbende afisning af varmeveksleren. Metoden er udviklet af Munthers for krydsvekslere og i dette projekt undersøges om metoden kan overføres til effektive modstrømsvekslere. Metoden udnytter en bevægelig slæde til at blokere for tilgangen af kold udeluft til en del af kanalerne i varmevekslerens friskluftside. Slæden bevæges frem og tilbage og blokerer således for en periode for strømmingen af kold udeluft i kanalerne under slæden. Varm indeluft strømmer hele tiden gennem alle kanaler på afkastsiden og isdannelsen her skulle kunne tøs op i perioden hvor der er blokeret for den kolde luftstrøm i de tilstødende kanaler. De første forsøg er udført uden isdannelse i veksleren for at vurdere betydningen af kondensdannelse. Resultaterne viser, at kondens har en betydelig indflydelse på tryktabet i varmeveksleren. Ved en given volumenstrøm er tryktabet på afkastsiden næsten dobbelt så stort i en situation med kondensdannelse i varmeveksleren sammenlignet med en tør veksler. I et ventilationsanlæg indreguleret i tør tilstand vil kondensdannelsen medføre at den udsu-

gede luftmængde reduceres, hvilket skaber ubalance mellem den udsugede og indblæste luftmængde. Det betyder, at der ikke ventileres som forudsat, hvilket er uhensigtsmæssigt for indeklimaet og samtidig reducerer effektiviteten af varmevekslingen i anlægget. Flere forsøg med tilisning af varmeveksleren er udført for at vurdere under hvilke betingelser, der optræder frost i veksleren, og for at vurdere tidsforløb for tilfrysning og optøning. Resultaterne viser, at isdannelse optræder allerede når udetemperaturen blot er et par grader under vands frysepunkt. Munthers metode til afisning af varmeveksleren blev afprøvet med en slæde, der i første omgang dækkede ca. 10 % af strømningsarealet på friskluftsiden af veksleren. Forsøgene blev udført med forskellig slædehastighed og slædens bredde blev øget til at dække ca. 30 % af strømningsarealet. Det kunne ved forsøgene ikke påvises, at metoden kunne holde veksleren frostfri.

En stationær model til beregning af varmemstrømme i varmeveksleren med kondens og isdannelse på afkastsiden er udviklet i projektet. Modellen tager hensyn til den latente varme, der frigives ved kondensering og isdannelse. Resultater beregnet med modellen er i rimelig overensstemmelse med resultater fra målingerne når kompleksiteten af problemet og målingernes nøjagtighed tages i betragtning. Der var dog en tendens til at modellen undervurderer mængden af vanddamp, der kondenserer i veksleren. Det beregningsgrundlag, der er skabt i dette projekt, vil udnyttes i videre arbejde med at skabe en dynamisk model for kondens- og isdannelse i varmevekslere således at strategier for afisning kan vurderes gennem modellering.

2 English resume

This report describes and documents the development of a counter flow heat exchanger with efficiency of approximately 90% and a highly efficient axial fan both developed for small mechanical ventilation systems for use in single family houses. The report also treat problems concerning condensation and ice formation in efficient counter flow heat exchangers. The influence of condensate and ice is investigated by measurements on an efficient heat exchanger and different strategies for de-icing are tested. A computer program is developed to calculate how condensation and frost influence the heat exchange under stationary conditions.

In the project a counter flow heat exchanger of aluminium is developed with a calculated efficiency of approximately 90%. The heat exchanger is hereby legal for ventilation of more than one fire section. CAD drawings of the exchanger are coded to a CNC milling machine and two cylinders (a positive and a negative mould) are produced. The joints of the heat exchanger are glued and placed in a protecting aluminium frame.

Axial fans have some advantages compared to centrifugal fans concerning placement in air handling units, but normally gives only a small pressure increase and have a lower efficiency than centrifugal fans. This report describes the optimization of an axial fan by adding

- a diffuser to decelerate the airflow
- a stator to ensure that the air does not rotate after passing fan which gives higher efficiency and higher pressure increase
- a circular nose to insure good inlet conditions

These additions results in a better efficiency and higher pressure increase.

Condensation and ice formation are investigated through experiments and a model to calculate the energy flows in the heat exchanger with internal condensation and ice formation is developed.

For the experiments a counter flow heat exchanger made of plastic with efficiency of approximately 90% at an air flow of 50 l/s is used. The heat exchanger is made of a number of parallel plates where the air flows in small triangular channels. The purpose of the experiments are mainly to investigate a de-icing method. The method is developed by Munthers for cross flow heat exchangers and this project tests if the idea can be transferred to efficient counter flow heat exchangers. The method utilize a moveable sledge to block the access of cold outdoor air to a part of the channels on the fresh air side of the heat exchanger. The sledge moves from side to side and for a period blocks for air flow in the channels below the sledge. Warm indoor air is always flowing in the channels on the exhaust side and the ice formed in these channels should be thawed in the period where the cold air flow is blocked in the adjacent channels. The first experiments are made with out ice formation to evaluate the influence of condensation. The results show that the condensate has a significant influence on the pressure loss in the heat exchanger. For a given volume flow the pressure loss on the exhaust side is almost doubled in a situation with condensation compared to a dry situation. For a ventilation system adjusted a dry situation the presence of condensate will result in a reduction of the exhaust air flow, which creates unbalance between the mechanical air flow in and out of the building. The result is that the building is not ventilated as assumed and the efficiency of the heat exchanger is reduced. Several experiments with ice formation are performed to evaluate under which conditions ice is formed and to evaluate how ice is formed and thawed as a function of time. The results show that ice formation starts when the outdoor temperature is only a few degrees

below the freezing point of water. The deicing method developed by Munthers was first tested with a sledge covering 10% of the area on the outdoor air side of the heat exchanger. In the experiments the speed of the sledge were varied and the width of the sledge was increased to cover 30% of the area on the outdoor air side of the heat exchanger. It was not possible to show by the experiments that the method could hinder the ice formation.

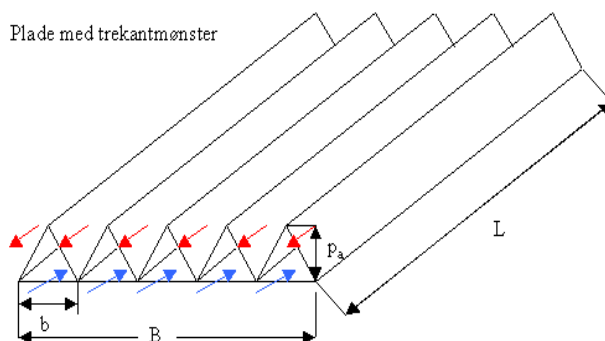
A model for stationary calculation of heat flow in a heat exchanger with condensation and ice formation is developed in the project. The model takes into account the latent heat from condensation and freezing. The calculated results are in reasonable agreement with measured results from the experiments when the complexity of the problem and the accuracy of the measurements are taken into account. The model has a tendency to under estimate the amount of water vapour that condenses in the heat exchanger. The calculation procedures developed in this project are utilized in further work to develop a dynamic calculation model for condensation and ice formation in heat exchangers which is useful to evaluate strategies for deicing through modelling.

3 Sammenfatning af resultater og konklusion

Rapporten beskriver og dokumenterer udviklingen af en modstrømsvarmeveksler med effektivitet på ca. 90 % og en højeffektiv aksialventilator til mindre mekaniske ventilationsanlæg til brug i en-familiehuse. Desuden behandler rapporten problemstillinger vedrørende kondens- og isdannelse i effektive modstrømsvarmevekslere. Indflydelsen af kondens og is vurderes ved målinger på en effektiv modstrømsveksler og afisningsstrategier afprøves. Til at vurdere effekten af kondens- og isdannelse på varmevekslerens effektivitet er udviklet et program til stationær beregning af varmeoverføringen i varmevekslere under forhold med kondens og is.

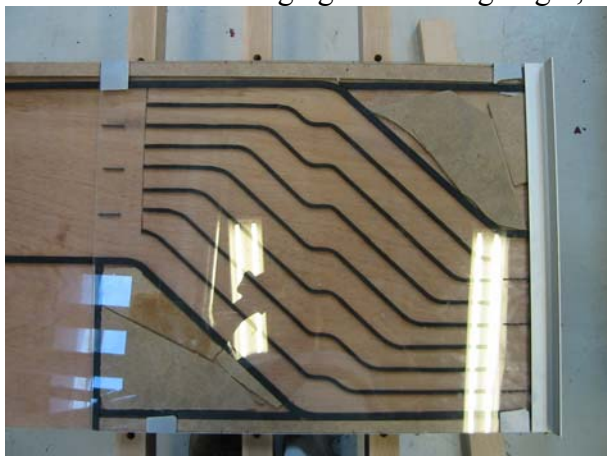
3.1 Udvikling af modstrømsvarmeveksler

I projektet er der designet og fremstillet en høj effektiv modstrømsveksler i aluminium, der lovligt kan anvendes i ventilationsanlæg der ventilerer flere brandceller. Her er brug af fx plastikveksler forbudt. Varmeveksleren er designet ud fra et ønske om en effektivitet på ca. 90% ved en volumenstrøm på 160 m³/h. Pladerne i modstrømsvekslerens er trekantformet som vist i Figur 3-1.



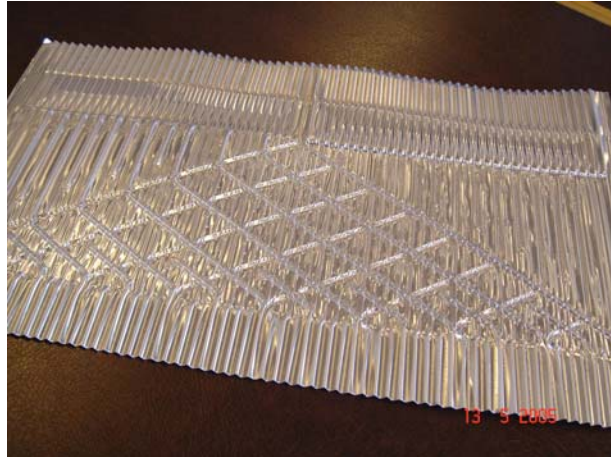
Figur 3-1 Her kan kun ses hvorledes luften bevæger sig i den lige del af veksleren.

Ind- og udløb er optimeret vha. laborieforsøg og CFD- beregninger, se Figur 3-2.



Figur 3-2 viser en laborieopstilling - forsøg med ind- og udløbs ledeskinner. Det lige stykke i veksleren er ikke vist på figuren.

Herefter er hele veksleren CAD tegnet og tegningen er efterfølgende kodet til en CNC fræsemaskine. Figur 3-3 viser eksempel på én vekslerplade med komplet mønster.



Figur 3-3 viser eksempel på færdig prototype plade med komplet mønster.

Alle vekslerpladerne er limet, idet falsning og lodning ikke er fundet brugbar inden for projektets økonomiske rammer.

På Figur 3-4 er vist den færdige prototype veksler efter samling i beskyttende metalramme. Temperaturvirkningsgraden for den færdige prototype er målt til 85% ved en volumenstrøm på 155 m³/h.



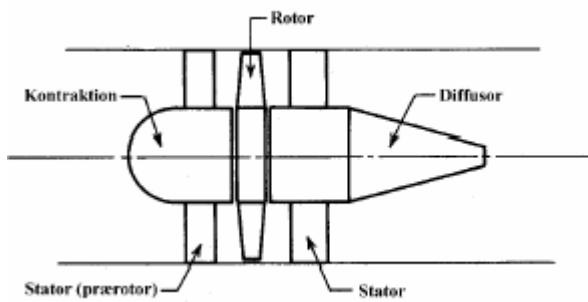
Figur 3-4 viser den færdige prototype veksler.

3.2 Udvikling af aksialventilator

Optimering af aksialventilators virkningsgrad og trykstigning er foretaget ved etablering af:

- diffusor og næse
- stator
- mindre afstand mellem stator og yderring.

Den generelle opbygning af en aksialventilator er vist i Figur 3-5



Figur 3-5 Generel opbygning af aksialventilator

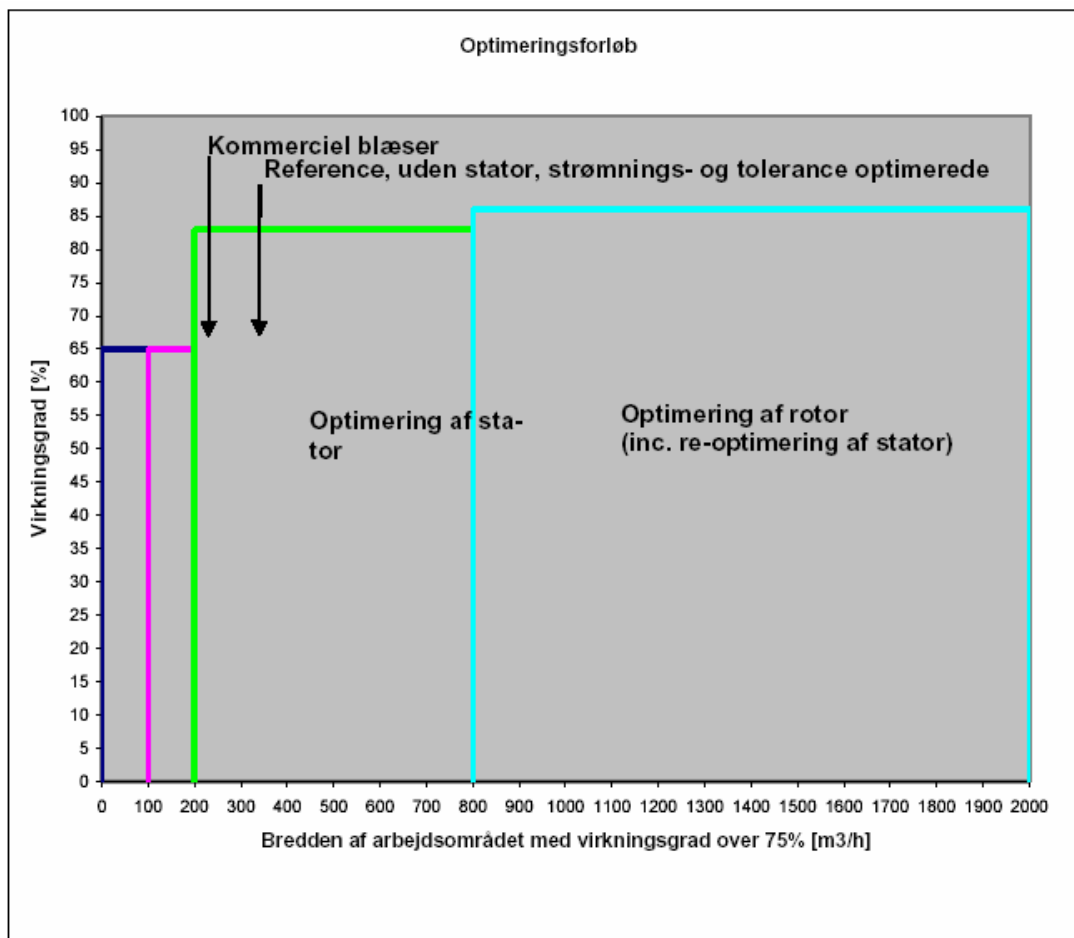
3.2.1 Opbygning af aksialventilator

Fremgangsmåden kan opdeles som følger:

1. Udvalgelse af relevant driftsområde for valg af ventilatorstørrelse
2. Beregning og fremstilling af diffusor og næse
3. Statoroptimering
4. Minimering af afstanden mellem stator og yderring

3.2.2 1. Udvalgelse af relevant driftsområde for valg af ventilatorstørrelse

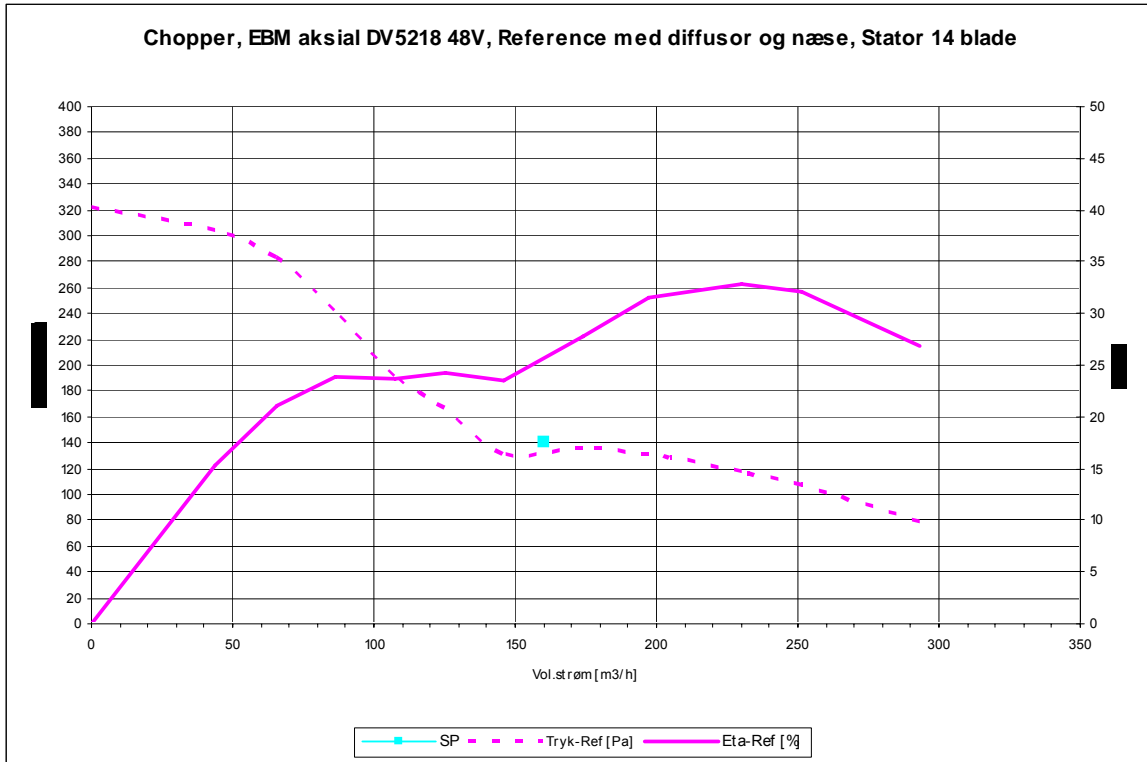
Ventilatorstørrelse og type blev valgt ud fra en ønsket volumenstrøm på 160 m³/h og et totaltryk på 140 Pa, samt en metodik der med udgangspunkt i rotorens ydelse kan vise hvilket resultat påbygning af stator og diffusor kan give. Totalvirkningsgraden er forbedret fra 30% til 33%.



Figur 3-6 Optimeringsmetode – forløb fra rapport 1. Bredde af arbejdsområdet for den kommercielle blæser og referencelæser uden stator er reelt lig med nul (hvor virkningsgraden ønskes højere end 75%).

3.2.3 2. Beregning og fremstilling af diffusor og næse

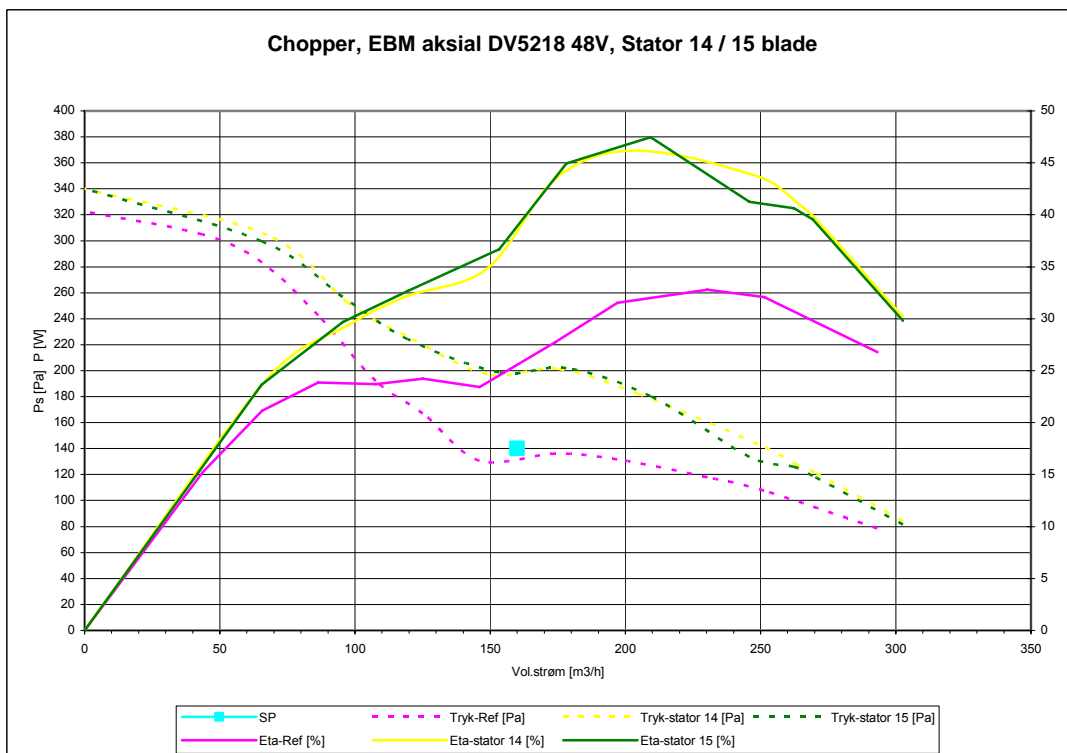
Figur 3-7 viser måleresultater efter etablering af diffusor og næse, hvilket øger totalvirkningsgraden fra 30% til 33%.



Figur 3-7 Kapacitetskurve for aksialventilator.

3.2.4 3. Statoroptimering

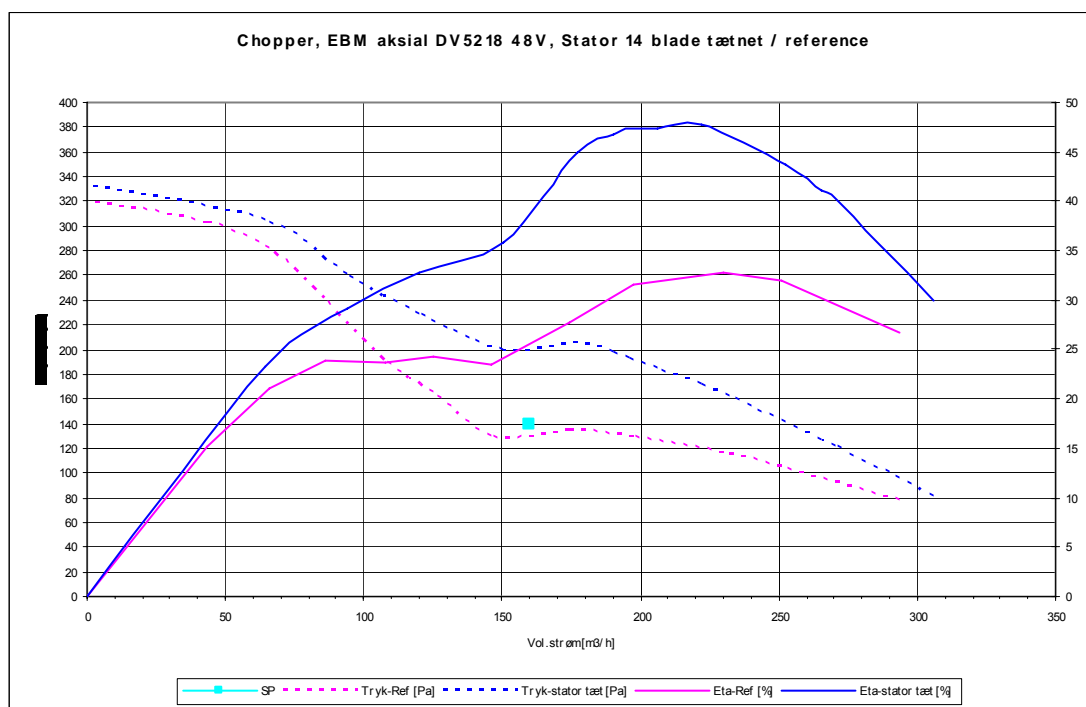
Figur 3-8 viser resultatet af etablering af optimeret stator med 14 og 15 statorblade, hvilket har øget totalvirkningsgraden fra ventilator med diffusor og næse fra 33% til 46%.



Figur 3-8 Sammenligning af aksialventilator med 14 og 15 statorblade.

3.2.5 4. Minimering af afstanden mellem stator og yderring

Figur 3-9 viser måleresultatet af minimering af afstanden mellem stator og yderring. Totalvirkningsgraden er forbedret fra ventilator med diffusor og næse med 33% til 48%.



Figur 3-9 Kapacitetskurver for samtlige optimeringstiltag.

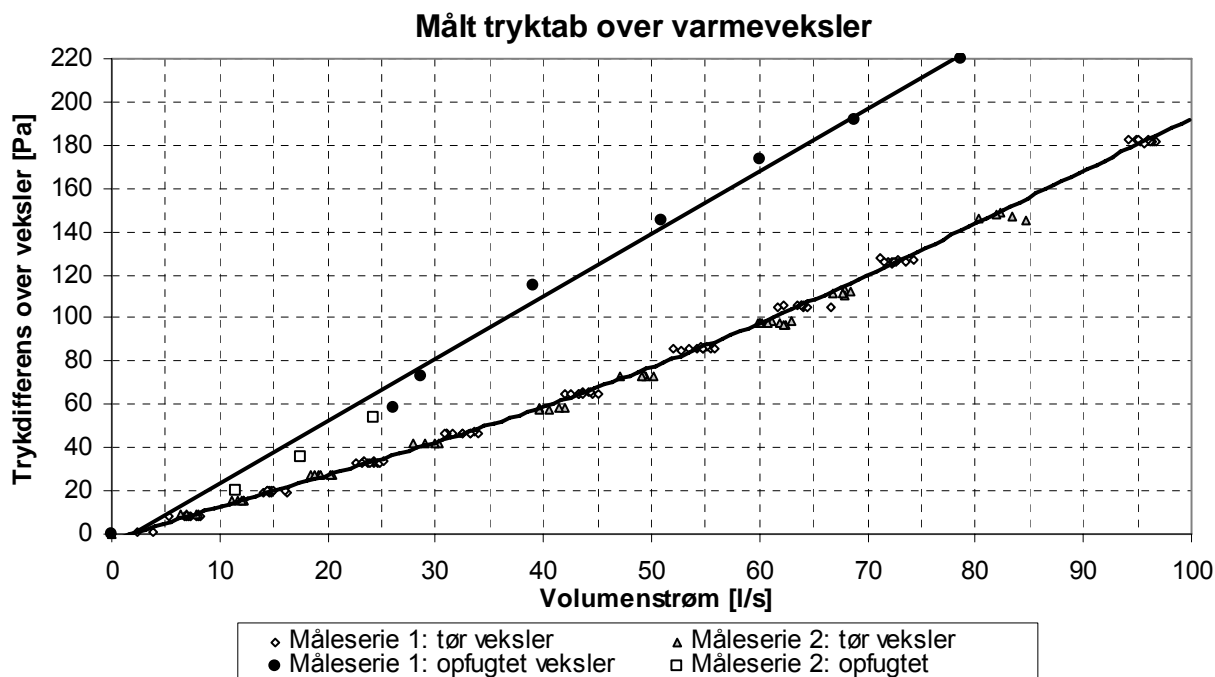
Denne stigning af totalvirkningsgraden vil give en stigning af ventilatorvirkningsgraden fra 35% til 60%.

3.3 Førsøg med kondens og frost

I varmeveksleren overføres varme fra den udsugede luft til indblæsningsluften. I en effektiv varmeveksler kan den udsugede luft blive afkølet under dens dugpunktstemperatur, hvorved vanddamp i luften kondenserer i veksleren. Er udeluften tilstrækkelig under frysepunktet er der risiko for isdannelse i varmeveksleren, hvilket medfører frysning af kondensvand og blokering af luftstrømmen i udsugningen. Kondensering af vanddamp i varmeveksleren frigiver fordampningsvarme, som kan være med til at øge varmevekslerens effektivitet, men samtidig vil der opstå en vandstrøm i vekslerens kanaler, der kan påvirke luftstrømmen og varmeovergangen i veksleren. I projektet foretages en simpel undersøgelse af effekten af kondens og tilisning på luftstrøm og virkningsgrad af en varmeveksler. Desuden undersøges en mulig løsning på tilisningsproblemet.

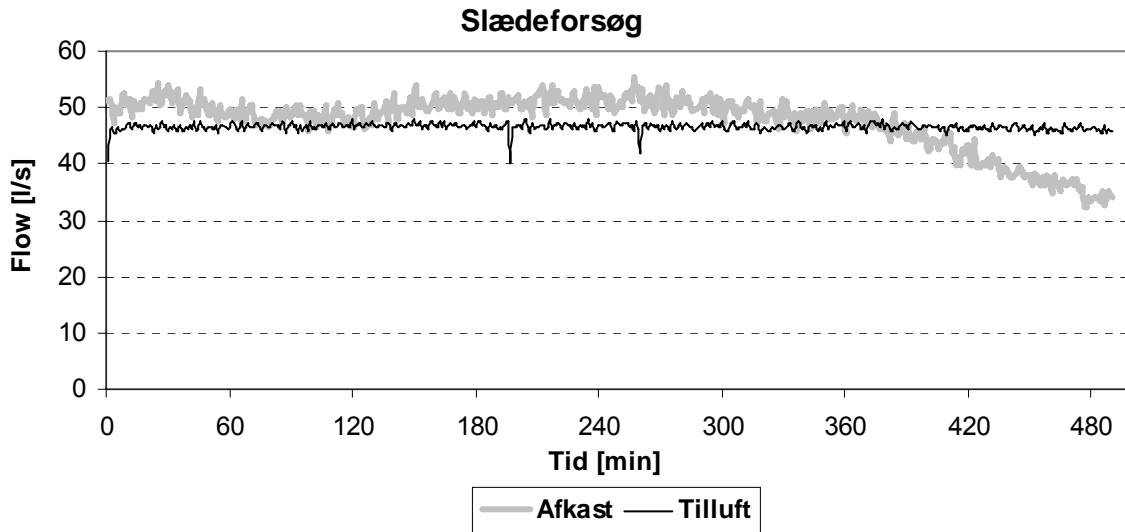
Formålet med forsøgene er først og fremmest at teste en metode til frostsikring udviklet af Munters [3], hvor en del af tilgangsarealet for udeluft blokeres af en bevægelig slæde. Som udgangspunkt blokerer slæden for ca. 10 % af det samlede tilgangsareal. Vha. en roterende spindel drevet af en elektrisk motor trækkes slæden frem og tilbage foran tilgangen til veksleren. Slæden blokerer således for strømmingen af kold udeluft i en del af vekslerens kanaler. Herved skulle tilisning på fraluftsiden jævnlige kunne tøs op, idet en del af de kolde udeluftkanaler jævnlige blokeres, hvorved de tilstødende afkastkanaler gennemstrømmes af varm fraluft, der ikke afkøles gennem veksleren.

De første forsøg er udført uden isdannelse for at vurdere påvirkningen fra kondensdannelse alene. Resultaterne er vist i Figur 3-10 og det ses, at tryktabet er markant højere i veksleren når der forekommer kondens. I et ventilationsanlæg indreguleret i tør tilstand vil kondensdannelsen medføre at den udsugede luftmængde reduceres, hvilket er u hensigtsmæssigt med henblik på at holde et godt indeklima. Samtidigt nedsættes effektiviteten af varmevekslingen i anlægget.



Figur 3-10 Tryktab over varmeveksleren som funktion af volumenstrømmen. Tryktabet er målt i tør og opfugtet tilstand

Flere slædeforsøg er udført med varierende slædehastighed og -størrelse. I alle forsøgene endte veksleren med at fryse til. Forsøgene har således ikke kunnet påvise at Munters metode til at undgå tilisning virker på en modstrømsveksler. Figur 3-11 viser et eksempel på udviklingen af volumenstrømmen gennem veksleren under et forsøg med slæden. Af resultatet ses, at volumenstrømmen efter nogen tid begynder at falde på afkastsiden, hvilket skyldes opbygning af is i veksleren.

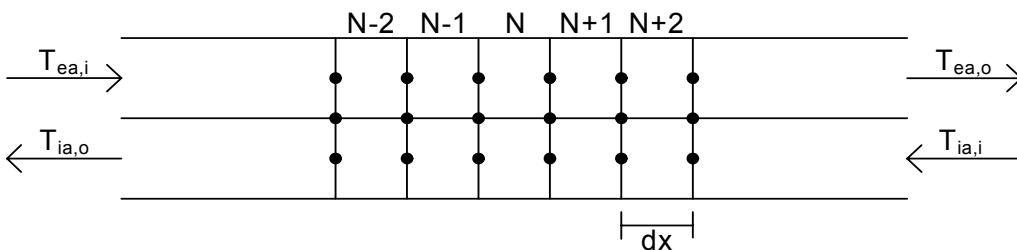


Figur 3-11 Volumenstrømmen på afkasts- og tilluftsiden under forsøg med slæde.

3.4 Udvikling af beregningsmodel

En stationær model til beregning af varmestrømme i varmeveksleren med kondens og isdannelse på afkastsiden er udviklet i projektet. Modellen tager hensyn til den latente varme, der frigives ved kondensering og isdannelse.

I modellen er varmeveksleren opdelt i et endeligt antal segmenter hvorimellem varmeudvekslingen over pladematerialet antages at forekomme som 1-dimensional og stationær. Figur 3-12 viser inddelingen af varmeveksleren i segmenter. Antallet af segmenter nødvendigt for at opnå en god nøjagtighed i beregningen vurderes på baggrund af ændringen i varmeoverføringskoefficienten på langs med den varmevekslende skilleflade mellem luftstrømmene. I hvert enkelt segment fastlægges hvilken situation der forekommer ud fra 4 muligheder; 1) ingen faseændring; 2) kondensation opstår; 3) kondensation fortsætter eller 4) isdannelse forekommer. Hvis det for et givet segment fastslås at der forekommer isdannelse, vil beregningen gennemføres under antagelse af at kondens og isdannelsen ikke påvirker luftstrømmen, dvs. at der i denne situation udelukkende tages hensyn til ændringerne i varmeoverføringskoefficienterne. I praksis vil varmeveksleren fryse til meget hurtigt efter at isdannelsen begynder, og afrimning eller lignende vil skulle igangsættes med det samme for at undgå dette.



Figur 3-12 Opdeling af kanaler i varmeveksleren i diskrete segmenter.

De beregnede resultater er sammenlignet med målinger udført i forbindelse med frostforsøgene. I forsøget sendes fraluften med temperatur $20,0\text{ °C}$ og fugtindhold på $0,0048\text{ kg/kg}$ ind fra den ene side og udeluften med temperatur $-2,5\text{ °C}$ ind fra den anden side, og der aflæses hvilken temperatur og relativ fugtighed afkastluften har når den forlader veksleren og hvilken temperatur tilluften har når den forlader veksleren.

I laboratorieforsøget er følgende resultater opnået:

$$\begin{aligned}T_{\text{afkast}} &= 1,5\text{ °C} \\x_{\text{afkast}} &= 0,0036\text{ kg/kg} \\T_{\text{tilluft}} &= 17,5\text{ °C}\end{aligned}$$

I varmevekslermodellen er vekslerens karakteristiske dimensioner og øvrige data indtastet. Herudover fastsættes de kendte temperaturer og fugtindhold for luftstrømmene, og der gennemføres en beregning af ovenstående tre parametre. Resultaterne er angivet nedenfor:

$$\begin{aligned}T_{\text{afkast}} &= 1,9\text{ °C} \\x_{\text{afkast}} &= 0,0042\text{ kg/kg} \\T_{\text{tilluft}} &= 17,3\text{ °C}\end{aligned}$$

Sammenligner man de to sæt resultater er det tydeligt at der er forskel på de i praksis opnåede værdier og de teoretisk bestemte værdier, men forskellene er relativt beskedne og modellen giver altså et rimeligt godt billede af forholdene i veksleren. Vigtigst er det at bemærke at der i modellen ikke udkondenseres ligeså store mængder vand som der gør i forbindelse med målingerne.

Det mest interessante aspekt i varmevekslermodellen er muligheden for at tage højde for den varme som opstår i forbindelse med at der kondenserer vand i den ene side af veksleren. For at kunne vurdere betydningen af at der tages højde for kondensvarmen, er der gennemført endnu en beregning hvor der ikke tages hensyn til kondensvarmen, og resultaterne er som følger:

$$\begin{aligned}T_{\text{afkast}} &= 0,6\text{ °C} \\x_{\text{fraluft/afkast}} &= 0\text{ kg/kg (sættes konstant da bidrag fra kondens ikke medtages i beregningen)} \\T_{\text{tilluft}} &= 16,9\text{ °C}\end{aligned}$$

Sammenlignes disse resultater med resultaterne hvor kondensvarmen blev medtaget, er det tydeligt at det har en stor betydning, og specielt for afkasttemperaturen som falder fra $1,9\text{ °C}$ til $0,6\text{ °C}$. Dette viser at kondens har en stor betydning og at det dermed er nødvendigt at medtage denne i modellen.

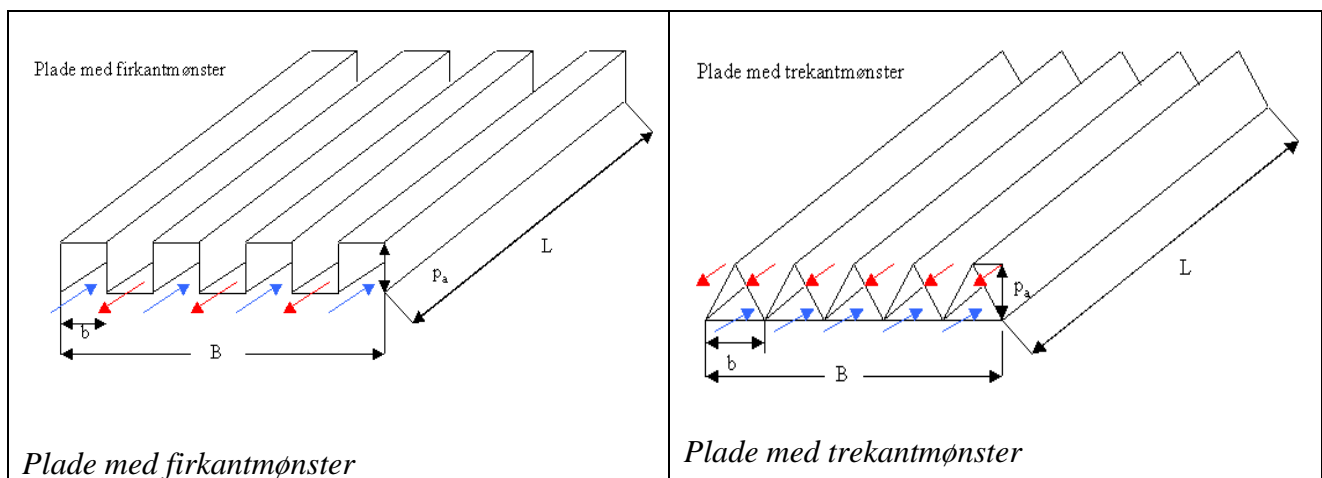
4 Udvikling af modstrømsveksler

4.1 Designgrundlag

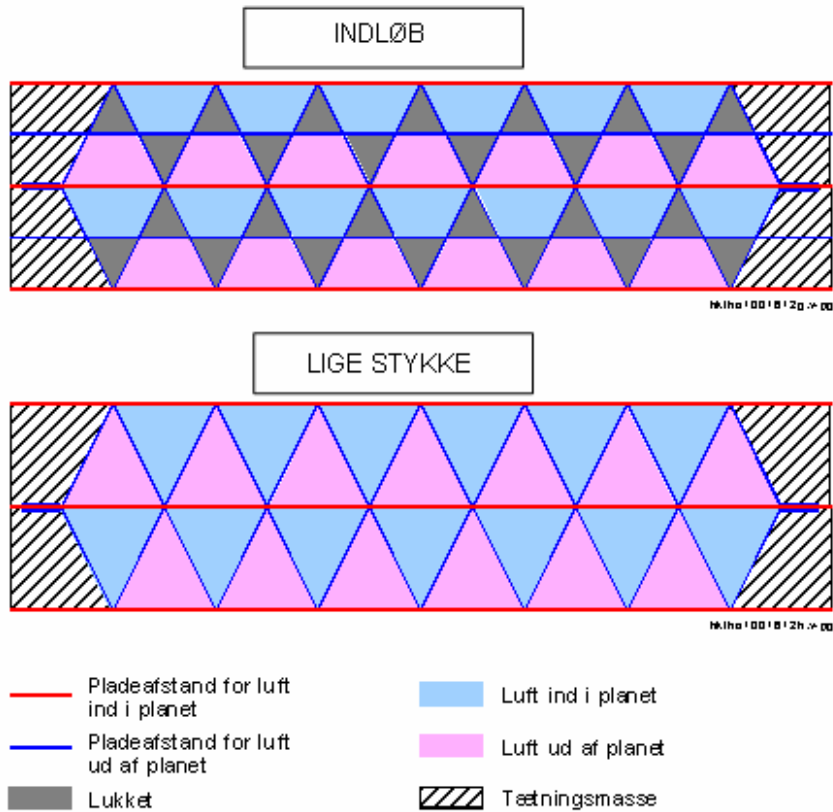
4.1.1 Det varmeoverførende område

Der er foretaget flere indledende undersøgelser af egnede pladegeometrier hvoraf to typer til sidst blev genstand for en nøjere undersøgelse: Firkantmønster og trekantmønster. Med samme hydrauliske diameter i de to forskellige kanaltyper var varmeoverføringsforskellen i praksis ubetydelig [1].

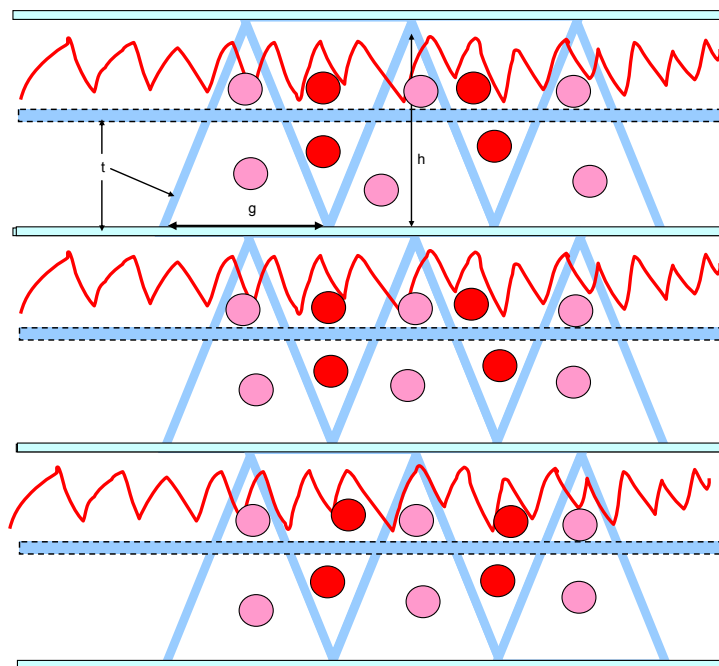
Det endelige valg faldt på trekantmønsteret, da dette mønster alt andet lige er nemmere at producere end firkantmønsteret.



Figur 4-1 viser hvorledes den kolde- og varme luftstrøm bevæger sig i en veksler med henholdsvis firkant- og trekantmønster. Her kan kun ses hvorledes luften bevæger sig i den lige del af veksleren.



Figur 4-2 viser luftens bevægelse i veksleren i henholdsvis det lige stykke og ved ind- og udløb.



Figur 4-3 viser luftens bevægelse i en ind/udløbssektion (opstalt!). Hvis de røde skraverede områder betragtes fx for den varme luftstrøm, bevæger luften sig først i adskilte spalter ind i papirets plan. Spalterne overgår herefter glidende til trekantmønster og den varme luftstrøm bevæger sig nu hvor de røde cirkler er markeret. Tilsvarende bevæger den kolde

luftstrøm sig hvor de pinkrøde cirkler er markeret ud af papirets plan for herefter at bevæge sig i de andre spalter vist på tegningen.

4.1.2 Ind- og udløb

Et korrekt designet indløb og (udløb) har dels stor betydning for luftens fordeling i veksleren og dels tryktabet gennem veksleren.

De første modstrømsvekslere på markedet havde ikke noget optimeret indløb. Herved kunne luften ikke gå tilstrækkeligt jævnt fra halv- til fuld vekslerbredde i det lige stykke, se efterfølgende figur. Senere modeller var derfor som regel forsynet med 2 – 3 små ledeskiner (prægninger i pladerne), der kunne dirigere luften rimeligt jævnt.



Figur 4-4 viser et eksempel på tidligere model af modstrømsveksler i aluminium. Bredden af et ind- og udløb er markeret på den samme plade selvom luften i praksis selvfølgelig ikke bliver blandet i samme lag.

Overordnet betragtet var fejlen ved de tidligere modeller af indløb og (udløb) et manglende kendskab til nødvendigheden af, at dirigere luften kraftigt ved hjælp af dels et større antal ledeskiner i stedet for 2-3 stykker og dels betydningen af en vis længde af ledeskinerne.

De efterfølgende figurer viser eksempler på tre forskellige udformninger af ledeskiner. Luften strømmer i alle tilfælde ind fra venstre (indløb) og mod højre (udløb). Det midterste korte lige stykke på ledeskinerne skal simulere det lige stykke i veksleren og tillægges ikke nogen betydning i denne sammenhæng.

Forsøgsopstillingen kan bruges til vurdering af luftens indløbsprofil til det lige stykke i veksleren og til et estimat for det forventede tryktab i ind- og udløbsdelen.



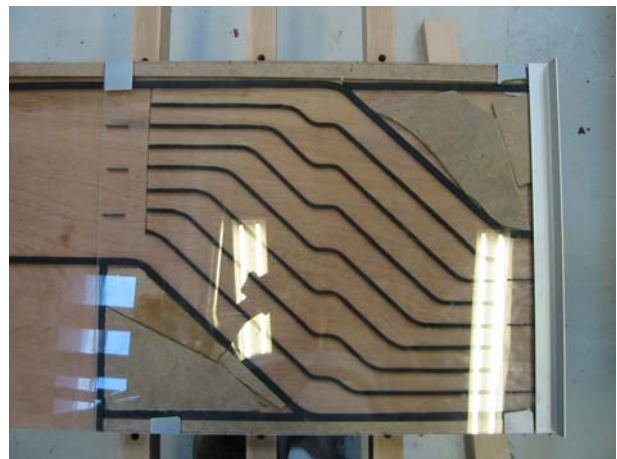
Design (A) lige indløb og med bløde kurver



Design (B) med skævt indløb og før forsøg med støv



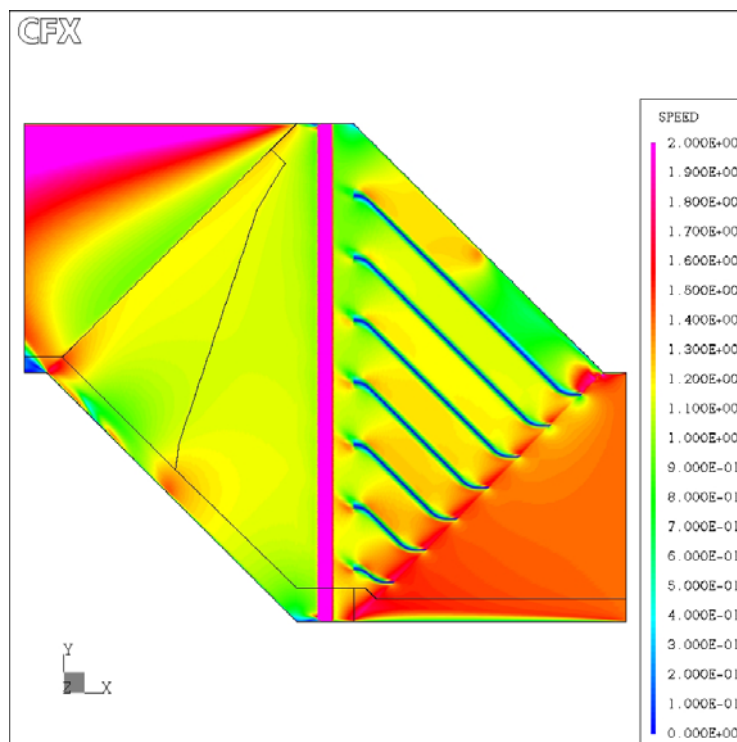
Design (B) med skævt indløb og ved forsøg med støv.



Design (C) alternativt design til lige indløb

Figur 4-5

Der kunne ikke spores den helt store forskel mellem design (A), (B) og (C). Design (A) eller (C) hvor ledeskinnerne nærmest går helt ud i indløbskanalen havde et lidt mindre tryktab end design (B) og flowfordelingen var også en anelse bedre. Der er derfor valgt at køre videre med design (C).



Figur 4-6 viser et skitse plansnit i en modstrømsveksler med skævt tilløb (design (B)). Luften kommer i dette tilfælde ind fra højre! Bemærk de mange fordelingsplader som så vidt muligt sørger for, at veksleren er ens belastet. Her er luftens 'far' vist med farver. CFD beregningen viser, at korrekt valgt af fordelingsplader giver den ønskede ensartethed.

4.1.3 Beregning af vekslerens grundmål

Nedenfor er vist typiske mål på en modstrømsveksler:

A er den samlede længde af veksleren

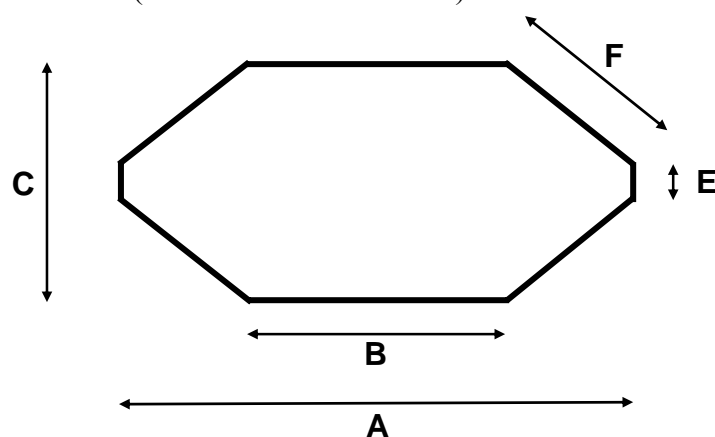
B er længden af det lige stykke i veksleren (det primære varmeoverførende lag)

C er bredden af veksleren

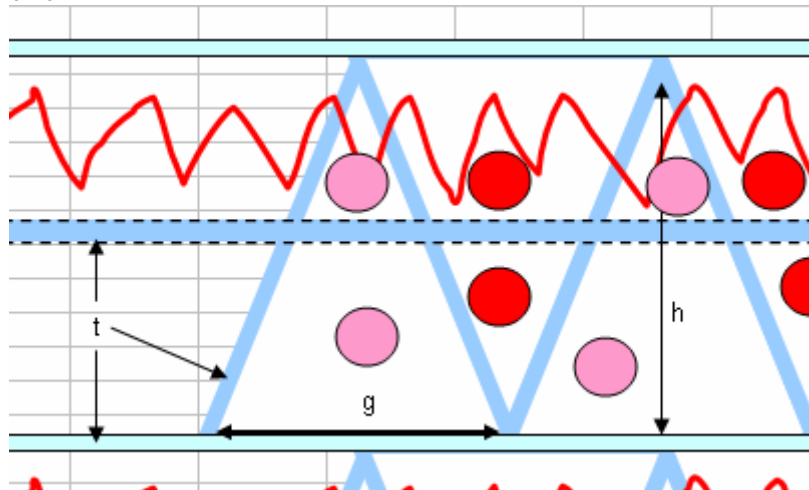
D er vekslerens dybde ind i papirets plan (er ikke vist på figuren)

E er et konstruktionsmæssigt kompromis (lige stykke)

F er bredden af ind- eller udløb (faceareal er hermed $F \cdot D$).



Figur 4-7 viser forskellige grundmål på en modstrømsveksler.



Figur 4-8 viser indre mål på det lige stykke i veksleren. 't' er pladetykkelsen, 'g' er trekantens grundlinje og 'h' er trekantens grundhøjde. Trekantens gennemstrømningsareal er hermed den velkendte $0,5 \cdot g \cdot h$.

Beregningsmæssigt er veksleren også opdelt i det lige stykke og ind- og udløb. Udtrykket tager hensyn til 'modstrømsdelen' i det lige stykke og 'krydsstrømsdelen' ved ind- og udløb. Herforuden er ledningsevnen i materialets længderetning medtaget som et fradrag i den samlede veksler effektivitet. Programmet kan variere på grundmål og de indre mål.

Nedenfor er vist målene for en veksler der har en effektivitet på omkring 90% og et tryktab på omkring 70Pa:

Modstrømsveksler med trekantsmønster

R:\WentAggregat_33526_46401\Veksler[VGV_2005_CD.xls]Beregning

INPUT

Udvendige mål

| | | |
|-----------------------|---|----------|
| se tegning | A | 615 [mm] |
| Længde af lige stykke | B | 305 [mm] |
| se tegning | C | 420 [mm] |
| Vekslerdybde | D | 350 [mm] |
| se tegning | E | 24 [mm] |
| se tegning | F | 261 [mm] |

Indre mål

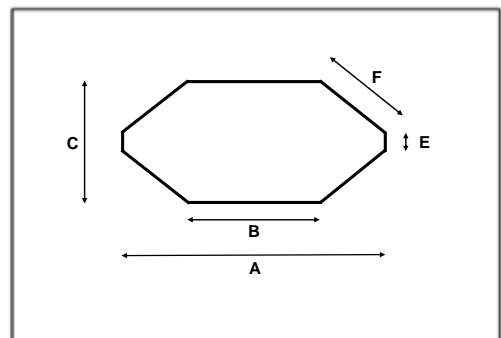
| | | |
|-------------------|---|----------|
| Trekantshøjde | h | 2,4 [mm] |
| Trekantgrundlinie | g | 5 [mm] |
| Pladetykkelse | t | 0,1 [mm] |

Materiale

| | | |
|---------------------------|-----------|---------------|
| Ledningsevne af materiale | λ | 200 [W/(m K)] |
|---------------------------|-----------|---------------|

Luft

| | | |
|-----------------------|-----------|------------------------------|
| Temperatur | T | 10 [°C] |
| Densitet | ρ | 1,23 [kg/m ³] |
| Varmefylde | c_p | 1007 [J/(kg K)] |
| Ledningsevne | λ | 0,02494 [W/(m K)] |
| Prandtl's tal | Pr | 0,7163 [] |
| Kinematisk viskositet | ν | 1,77E-05 [m ² /s] |
| Luftmængde | q | 160 [m ³ /h] |



OUTPUT

| | | | |
|---------------------------------------|------------------------|------------------------------|------------------------|
| Facehastighed (ind- og udløb) | V_{face} | 0,5 [m/s] | i kanal |
| Højde af 1. lag | h_{lag} | 2,6 [mm] | |
| Samlet antal lag | L_{samlet} | 134 [] | |
| Antal trekanter i bredde | T_{bredde} | 82 [] | for den ene luftstrøm! |
| Tværsnitsareal af 1 trekant | $A_{\text{tværsnit}}$ | 6 [mm ²] | |
| Omkreds af 1 trekant | O_{trekant} | 11,9 [mm] | |
| Hydraulisk diameter, trekant | D_{H_tre} | 2,01 [mm] | |
| Samlet antal trekanter (ind eller ud) | T_{reSamlet} | 10988 [] | en retning |
| Samlet trekanttværsnitsareal | $A_{\text{TreSamlet}}$ | 0,066 [m ²] | en retning |
| Trekantsmiddellufthastighed | V_{tre} | 0,67 [m/s] | |
| Re i trekantskanal | Re_{tre} | 76 [] | |
| Nu i trekantskanal | Nu_{tre} | 3,1 [] | fra lærebog |
| Overgangstal i trekantskanal | α_{tre} | 38 [W/(m ² K)] | |
| Friktionsfaktor f x Re | f x Re | 53 [] | fra lærebog |
| Samlet overfladeareal af trekanter | $A_{\text{overflTre}}$ | 40,0 [m ²] | |
| 1/U | 1/U | 0,052 [(m ² K)/W] | |
| U | U | 19,2 [W/(m ² K)] | |
| UxA | UxA | 768 [W/K] | |
| NTU | | 14,0 [] | |
| Tryktab i trekantskanal | dp | 29 [Pa] | lige stykke |
| Effektivitet uden aksial ledning | ϵ | 0,93 [] | lige stykke |
| Aksial ledningsparameter | λ | 0,156 | lige stykke |
| Effektivitet med aksial ledning | ϵ | 0,81 [] | lige stykke |

Ind- og udløb

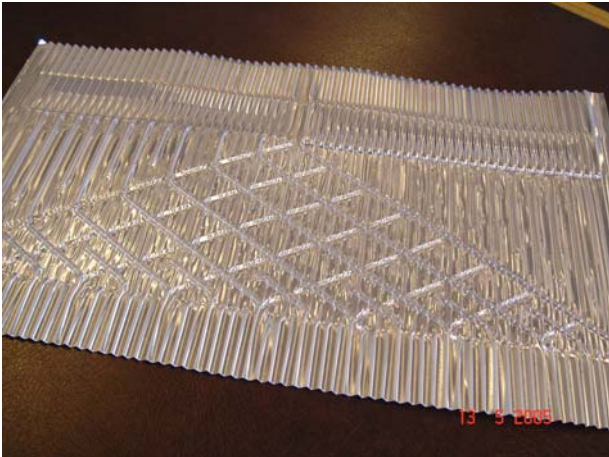
| | | | |
|--|---------------------------|---------------------------|--------------------|
| Højde af trekant (ind- og udløb) | h_{tre} | 155 [mm] | |
| Længde af ind- og udløb | F1 | 261 [mm] | bør ligge tæt på F |
| Samlet proj. areal af trekant | A_{tre} | 32550 [mm ²] | |
| Trekant (ind- og udløb) | $2 \times A_{\text{tre}}$ | 65100 [mm ²] | |
| Samlet overfladeareal af ind- og udløb | A_{samlet} | 8,7 [m ²] | den ene halvdel |
| Hydraulisk diameter i spalte | D_{H_spalte} | 2,5 [mm] | |
| Re i spalte | Re_{sp} | 148 [] | |
| Nu i spalte | Nu_{sp} | 8,235 | |
| Friktionsfaktor f x Re | f x Re | 96 | |
| Overgangstal i spalte | α_{spal} | 82 [W/(m ² K)] | |
| 1/U | 1/U | 0,02 | |
| U | U | 41 [W/(m ² K)] | |
| UxA | UxA | 358 [W/K] | |
| Tryktab i spalte | dp | 39 [Pa] | |
| NTU | | 6,5 [] | |
| Effektivitet uden aksial ledning | ϵ | 0,77 [] | |

| | | |
|--|------------|----------|
| Samlet effektivitet med aksial ledning | ϵ | 0,89 [] |
| Samlet trykfald | dp | 69 [Pa] |

Figur 4-9 viser udskrift fra vgv beregningsprogram til modstrømsvekslere med trekantet profil.

4.2 CNC bearbejdning af vekslermønstre

Resultaterne fra beregningsprogrammet er brugt som grundlag for den efterfølgende tegning. Tegneprogrammet er Pro Eng, der er et ægte CAD program. Tegningen kan herefter eksporteres (læs konverteres) til et CNC program, som styrer prægningen af værktøjet til produktion af varmevekslerens plader. Figur 4-10 viser et prøvetryk i 0,1mm aluminiumsplader.



Figur 4-10 viser et prøvetryk i 0,1mm aluminiumsplade.

Hele processen kan også ses i ”logbogen” i bilag 4.

4.3 Samling af aluminiumsplader

De stablede plader skal kunne samles. Der er i princippet forskellige metoder, som kan anvendes:

- Fx en enkeltstående- eller dobbeltstående skarpfals
- Lodning med lodde pasta eller lignende
- Limning

Samling af plader vha. falsmetoder er meget brugt i hele verden. Det kendteste eksempel er nok øl- eller sardindåsen. Falsning af plader kræver i sagens natur et specielt værktøj. Det er vurderet, at brug af dette værktøj ikke vil være realistisk grundet den meget lille afstand mellem pladerne. Processen vil også være meget tidskrævende, da veksleren består af temmelig mange lag. Der er derfor ikke arbejdet videre med denne metode.

Samling af plader med lodde pasta er undersøgt i praksis. Denne metode bruges i mange sammenhænge, fx ved samling af køleflader i bilindustrien. Der er stor erfaring med denne metode. Flere prøvestykker blev påført loddepasta langs kanten (omkring 1cm i bredden) og herefter samlet. Loddepastaen blev kortvarig udsat for en temperatur på omkring 350 grader C i en ovn. Resultatet var ikke særligt positivt. De meget tynde plader kunne slet ikke holde formen; men slog sig grundet den kraftige varme. Loddepastaen havde også svært ved at binde pladerne sammen. Der blev kørt flere forskellige forsøg ved en variation i ovntemperaturen og varigheden; men resultatet var stadigvæk ikke opmuntrende. Kontakt til engelske eksperter gav pladetykkelsen en stor del af skylden. De ville ikke anbefale lodning når pladerne kun er 0,1mm i tykkelse. Denne metode blev derfor til sidst opgivet.

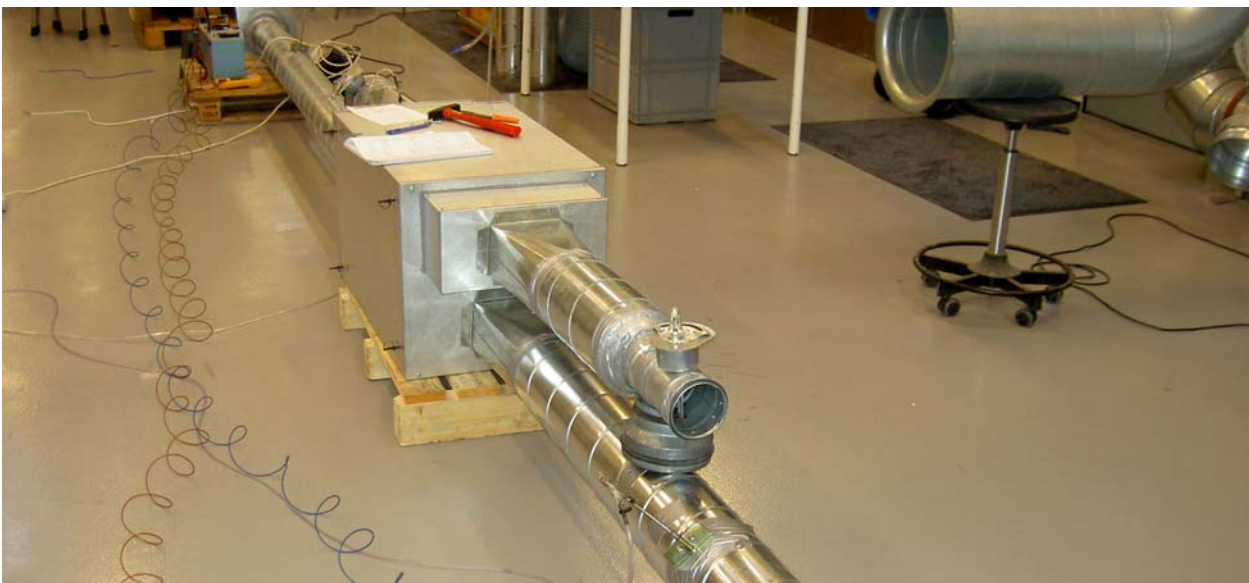
Den tredje undersøgte metode i dette projekt samling vha. limning. Limning har i nogle situationer været brugt i årtier, og limning vinder i det hele taget mere og mere frem, som et fornuftigt alternativ til nitning af plader.

Der er undersøgt forskellige limtyper på prøveplader. Se bilag 5 for detaljer vedr. de enkelte limforsøg. Limforsøgene viste meget gode resultater vurderet på trækstyrke. Den valgte limtype har også denne fordel, at den er nem at påføre emnet. Det blev derfor besluttet at arbejde videre med lim som samlingsmiddel.

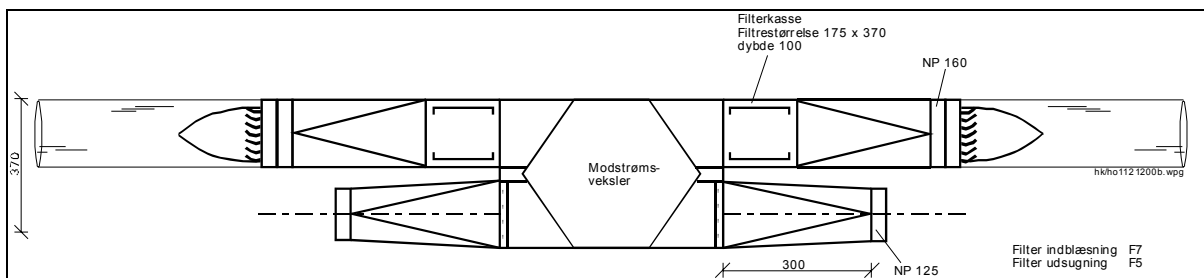
4.4 Test af prototype modstrømsveksler

Modstrømsveksleren blev placeret i et aggregat med to indbyggede F7 filtre. De to optimerede aksialventilatorer blev placeret således at der var undertryk gennem hele aggregatet både på afkast- og friskluftsiden.

På aggregatet blev placeret diverse udtag for måling af statisk tryk og temperatur. Herefter blev aggregat og kanaltilslutninger isoleret.



Figur 4-11 Fremstillet prototype, opstilling uden isolering og overgange



Figur 4-12 Prototype, udkast af TI

Af indledende målinger fremgik det, at der var et uens hastighedsprofil over veksleren. Det uens hastighedsprofil opstod pga. dårlige tilløbsforhold til veksleren.

Som det fremgår af Figur 4-11 er prototypen ikke fremstillet som angivet (Figur 4-12) med lange kanalovergange/ tilslutninger.

Normalt er det ikke nødvendigt at have lange overgange til veksleren da hastighedsprofilen bliver udlignet af et relativt stort tryktab over det foregående filter, og hermed bliver veksleren ens belastet. Men da det bestræbes at opnå et energieffektivt anlæg, er et filter med højere tryktab ikke at fortrække. Derfor blev der ved opmålingen af veksleren installeret overgange på alle 4 indgange/ afgange til veksleren.

Overgangene blev udført med en lysning på 15° , som fra tidligere forsøg har vist sig at være den optimale lysning mht. udvikling af hastighedsprofilen iht. længde/ trykfald. Overgangene medførte ikke yderligere tryktab.

Af målingerne fremgik det at overgangene var yderst væsentlige, da effektiviteten (tør virkningsgrad) før overgangene blev monteret blev målt til 0,79 og efter til 0,85.

I målingerne er det tilstræbt at køre med en temperaturredifferens over veksleren på omkring 20°C ($T_{\text{ind}} = 10^\circ\text{C}$ og $T_{\text{ud}} = 30^\circ\text{C}$), og et sæt-punkt på: $q_v = 160 \text{ m}^3/\text{h}$ ved $p_{\text{sta}} = 140$

Effektivitets samt tryktabsmålingerne ved volumenstrøm lig $155 \text{ m}^3/\text{h}$ med monteret overgange fremgår af nedenstående tabel:

Effektivitet/ temperatur:

| T_{frisk} | T_{uds} | T_{afkast} | $T_{\text{indblæs}}$ | T_{rum} | eta |
|--------------------|------------------|---------------------|----------------------|------------------|------|
| 13.1 | 32.85 | 16.15 | 29.85 | | 0.85 |

Tryktab Ved 153 / 155 m³/h. Spjæl indstillet til 140 Pa før ventilatoren

| | | | | |
|-----------------------|--------|-----|---------|-----|
| Tryktab over filter | Udsug | -9 | Friskl. | -12 |
| Tryktab over overgang | Afkast | -6 | Indblæs | -6 |
| Tryktab over veksler | Udsug | -53 | Indblæs | -57 |

Tryktab Ved 239 / 222 m³/h. Spjæl indstillet til 140 Pa før ventilatoren

| | | | | |
|-----------------------|--------|----|---------|----|
| Tryktab over filter | Udsug | 19 | Friskl. | 23 |
| Tryktab over overgang | Afkast | 11 | Indblæs | 6 |
| Tryktab over veksler | Udsug | 93 | Indblæs | 85 |

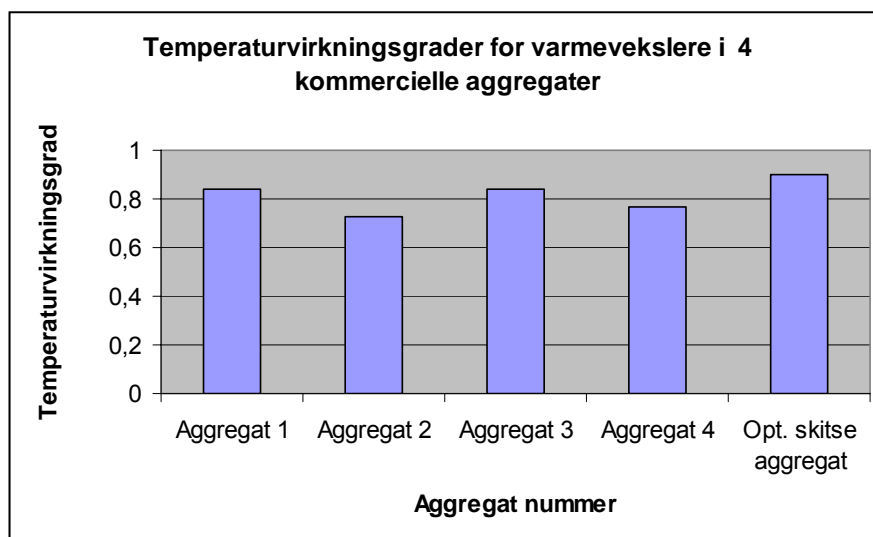
Den reducerede effektivitet på 0,85 i forhold til det beregnede på 0,89 kan skyldes dels en uens og i nogle tilfælde sammenklappet celleafstand i mellem vekslerpladerne, hvilket reducerer det samlede

effektive vekslerareal, og dels en vis lækage fra udsugning til indblæsningssiden som fremgår af trykdifferencen på 57-53 Pa.

Af målinger hvor lækagen tilnærmelsesvis blev negligeret ved at skabe et højere undertryk på udsugningssiden, fremgik det at effektiviteten i visse punkter kunne øges op til 0,89. Målingerne bekræftes af tværsnits målinger igennem vekslerens ind/udløbsareal, hvor der også måles effektiviteter op til 0,89.

Af ovenstående er det sandsynligt at antage at effektiviteten vil øges ved en produktion hvor lækagen mindskes og celleafstandens ensartethed højnes.

I Figur 4-13 sammenlignes temperaturvirkningsgraden af den udviklede veksler med fire kommercielle veksler (til boliger) afprøvet i et tidligere projekt [1]. Af sammenligningen ses den forbedrede temperaturvirkningsgrad for den udviklede veksler. Det bør bemærkes, at veksleren i 'Aggregat 3' er lavet i plastik, dvs. den må ikke bruges i aggregater, der forsyner flere brandceller. Det bør yderligere bemærkes at yderligere en kommerciel modstrømsveksler fra Østrig er afprøvet (oktober 2005) ved samme konditioner som prototypen. Effektiviteten blev målt til 0,75.



Figur 4-13 Temperaturvirkningsgrad af den udviklede varmeveksler sammenlignet med temperaturvirkningsgraden for fire kommercielle aggregater.

Målinger på ventilationsaggregatet i driftspunktet ($155 \text{ m}^3/\text{h}$ og 140 Pa) gav følgende målte værdier:

- Tryktab over filter: 12 Pa
- Tryktab i overgang: 6 Pa
- Tryktab over veksler: 57 Pa

Det samlede tryktab i aggregatet ligger hermed på omkring 75 Pa . Der er således ca. 65 Pa tilbage til selve kanalsystemet, armaturer m.m. I projektet er udviklet energieffektive aksialventilatorer til agregatet som omtales i kapitel 5. Elforbruget til én ventilator ved driftspunktet ($155 \text{ m}^3/\text{h}$ og 140 Pa) er målt til ca. 15 W . Det specifikke elforbrug for de to ventilatorer i aggregatet bliver da $\text{SEL} =$

$\frac{15+15}{(155/3600)} = 700 \text{ J/m}^3$ hvilket ligger væsentligt under projektets målsætning om SEL-værdi under 1000 J/m^3 .

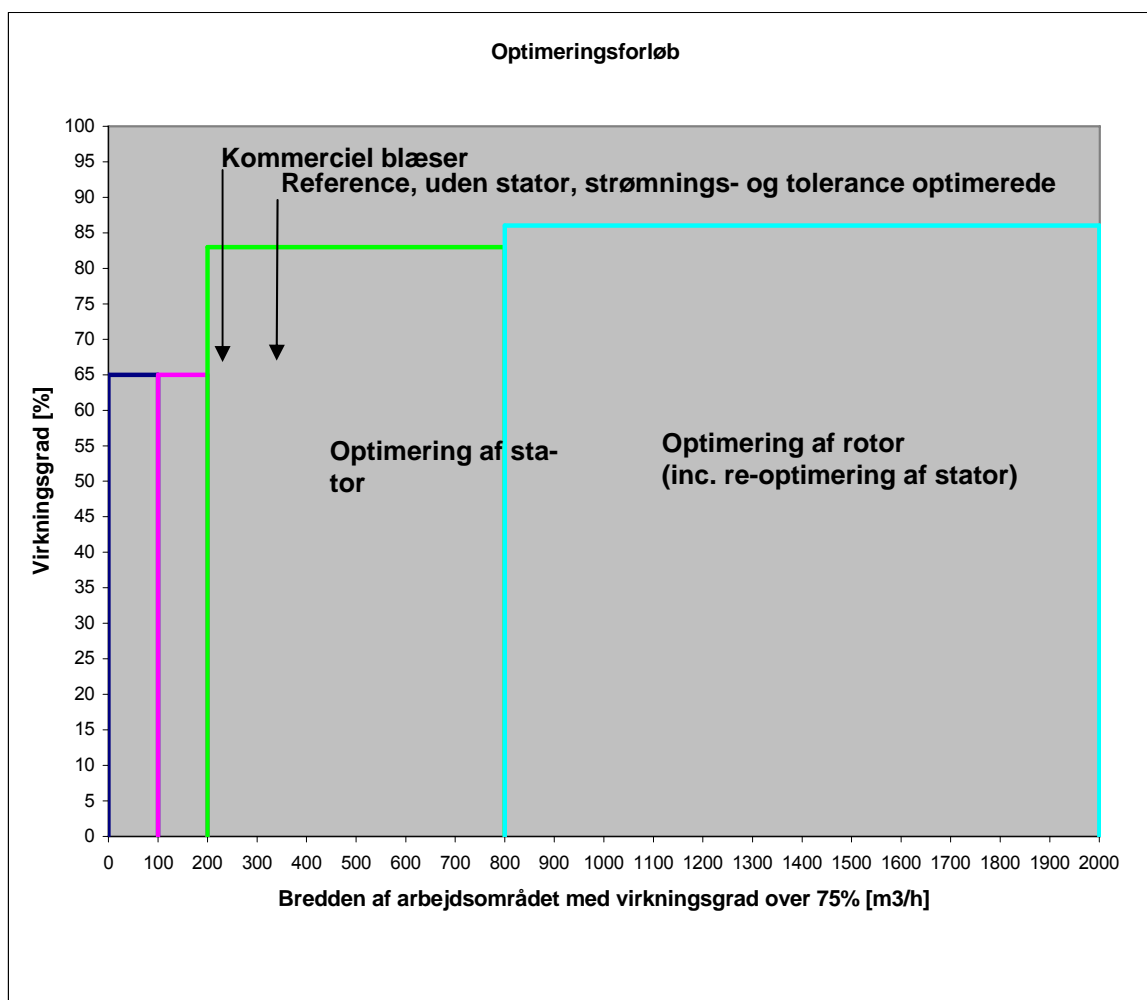
Hvis der er behov for større trykstigning kan ventilatoren præstere omkring 200 Pa ved samme driftspunkt (omkring $155 \text{ m}^3/\text{h}$) ved at øge omdrejningstallet til maksimal værdi. Elforbruget til én ventilator ved dette driftspunkt ($155 \text{ m}^3/\text{h}$ og 200 Pa) er målt til ca. $23,4 \text{ W}$. SEL værdien vil herved øges til $\frac{23,4 + 23,4}{(155/3600)} = 1100 \text{ J/m}^3$.

5 Design af optimal aksialventilator

5.1 Generelt

For design af en optimal aksialventilator benyttes som udgangspunkt den optimerede aksialventilator, der er beskrevet i rapport: ”Optimering af aksialventilatorers virkningsgrad” [2]. Dimensionering af størrelsesforholdene, samt omdrejningstallet benyttes skaleringsværktøjet som beskrevet i rapport [1].

Som det fremgår af Figur 5-1, kan en kommerciel aksialventilator (se eventuelt rapport X) med stator hæves fra 65% til 83% ved optimering af stator og en aksialventilator uden stator kan ca. hæves fra 45% til ca. 83% ved optimeret stator. Elementer fra den i rapport /1/ beskrevne metodik vil blive brugt til optimering af små aksialventilatorer.



Figur 5-1 viser Optimeringsmetode – forløb fra rapport 1. Bredden af arbejdsområdet for den kommercielle blæser og referenceblæser uden stator er reelt lig med nul (hvor virkningsgraden ønskes højere end 75%).

5.2 Dimensioneringskriteriet

Der er valgt følgende:

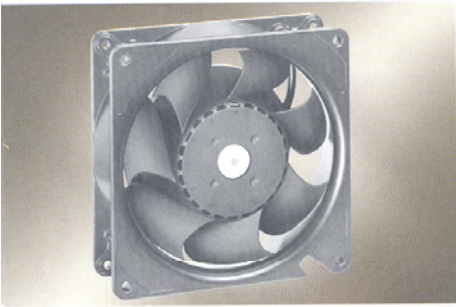
| | |
|-----------------------|--------------------------|
| Ønsket totaltryk Pt | 140 Pa |
| Ønsket volumenstrøm V | |
| 160 m ³ /h | 0,0444 m ³ /s |
| Massefylde ρ | 1,2 kg/m ³ |

Da der som udgangspunkt vælges at benytte en eksisterende aksialventilator på markedet, hvor motoren er integreret som udgangspunkt for designet.

Ved at benytte et omdrejningstal på 3.000 o/min. var det ikke muligt at finde fabrikater med typer af rotor som kunne give et tilfredsstillende tryk ved den ønskede luftmængde før påbygning/etablering af stator og diffusor.

Omdrejningstallet skulle hæves til 5.000 o/min for at kunne opnå de ønskede dimensioneringskriterier. Fabrikatet blev en aksialventilator forhandlet af firmaet Jenk, type DV 5218 N med DC forsynet motor, se nedenstående data.

PAPST FANS



DC Diagonal Fans

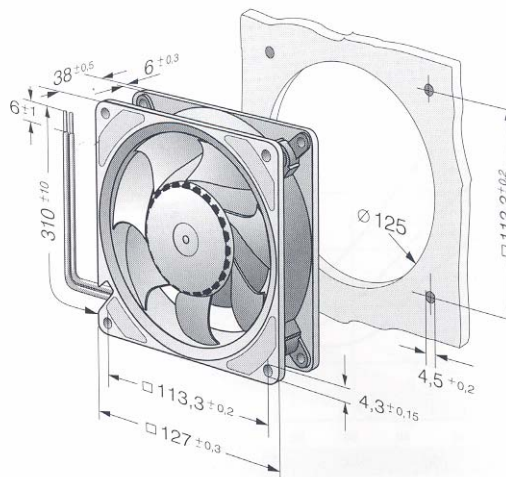
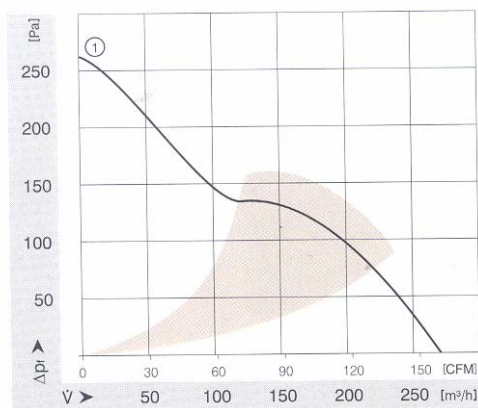
Series DV 5200 127 x 127 x 38 mm

- DC fans with electronically commutated external rotor motor. Fully integrated commutation electronics.
- With electronic protection against reverse polarity, blocking and overloading.
- Metal fan housing, impeller of fibreglass reinforced plastic PA. Housing with ground lug M4 for M4 x 8 screws.
- Air exhaust over struts. Rotational direction CCW looking at rotor.
- Electrical connection via 2 leads AWG 22, TR 64. Stripped and tinned ends.
- Mass 490 g.
- Optional Vario-Pro: Highly adaptable software configuration of the fan enables a tailor-made solution to the specific requirements of your applications.

ebm-papst St. Georgen

| Nominal Data | Air Flow | | Nominal Voltage | Voltage Range | Noise | | Sinter-Sleeve Bearings Ball Bearings | Power Input | Nominal Speed | Temperature Range | Service Life L ₁₀ at 40 °C | | Curve | Specials |
|--------------|-------------------|-------|-----------------|---------------|-------|------|---|-------------|---------------|-------------------|--|-----|-------|----------|
| | m ³ /h | CFM | | | V DC | V DC | | | | | dB(A) | Bel | | |
| DV 5212 N | 270 | 158.9 | 12 | 9...15 | 56 | 6.4 | ■ | 20.0 | 5 000 | -20...+65 | 70 000 / 40 000 | 1 | 88 | |
| DV 5214 N | 270 | 158.9 | 24 | 18...30 | 56 | 6.4 | ■ | 20.0 | 5 000 | -20...+65 | 70 000 / 40 000 | 1 | 88 | |
| DV 5218 N | 270 | 158.9 | 48 | 36...53 | 56 | 6.4 | ■ | 22.0 | 5 000 | -20...+65 | 70 000 / 40 000 | 1 | 88 | |

Figur 5-2 viser



Figur 5-3 viser.....

En skalering af dimensionerne i forhold til den optimerede type vist at:

Navforholdet, D_i/D_a på 0,62 m

Yderdiameter, D_a på 0,110 m

Indre diameter, D_i på 0,068 m

Disse dimensioner er i god overensstemmelse med den valgte type.

5.3 Regulering af ventilatorydelse

Motoren der er anvendt er en EC ventilator, Elektronisk Commuterede motor. Forsyningen er DC med et reguleringsområde fra de 5.000 o/min svarende til en spænding på 48V til 3.750 o/min svarende til en spænding på 36V

ED ventilatorer har lav tabsvarme, er lette at styre, enkelt at kontrollere og bibeholder deres høje effektivitet i hele reguleringsområdet.

5.4 Prøveopstilling

5.4.1 ISO standard for prøvestand

Prøvestanden til måling af ventilatorerne er opbygget efter ISO 5801, hvor en række minimums krav til opstillingen og usikkerheden for instrumenterne skal opfyldes. Det er meget vigtigt at kravene til usikkerheden bliver overholdt, for senere at kunne sammenligne eller reproducere forsøgene.

I ISO 5801 er der stillet krav til usikkerheden for de enkelte måleinstrumenter, samt usikkerheden samlet for f.eks. måling af effekten. Der gives i ISO 5801 helt klare retningslinjer for hvorledes usikkerheden skal beregnes (se Tabel 1).

Table 3 — Maximum allowable uncertainty for the results

| Parameter | Symbol | Relative uncertainty | Remarks |
|-------------------------------|----------------|-----------------------------------|---|
| Ambient density | ρ_a | $u_{\rho a} = \pm 0,4 \%$ | $\sqrt{u_{\theta a}^2 + u_{h a}^2 + u_{p a}^2}$ |
| Fan temperature rise | $\Delta\theta$ | $u_{\Delta\theta} = \pm 2,8 \%$ | $\sqrt{u_{p r}^2 + u_{q m}^2}$ |
| Outlet stagnation temperature | θ_{sg2} | $u_{\theta sg2} = \pm 0,4 \%$ | $\frac{u_{\Delta\theta} \Delta\theta}{\theta_{sg2}}$ |
| Outlet stagnation density | ρ_{sg2} | $u_{\rho sg2} = \pm 0,7 \%$ | $u_{\rho 2}$ |
| Dynamic pressure | p_{d2} | $u_{p d2} = \pm 4 \%$ | $\sqrt{4u_{q m}^2 + 4u_{\Delta}^2 + u_{p 2}^2}$ |
| Fan pressure | p_F | $u_{p F} = \pm 1,4 \%$ | $= u_{p e}$ |
| Fan air power | P_u | $u_{P u} = \pm 2,5 \%$ | $\sqrt{u_{q m}^2 + u_{p F}^2}$ |
| Fan efficiency | η_r | $u_{\eta r} = \pm 3,2 \%$ | $\sqrt{u_{P u}^2 + u_{p r}^2}$ |
| Fan flowrate | q_m or q_v | $u_{q m}$ or $u_{q v} = \pm 2 \%$ | see individual clauses for various flow measurement methods |

Tabel 1 ISO 5801 s55, udgave 1.

5.4.2 Opbygning af prøvestand



Figur 5-4 viser

5.4.3 Målinger foretaget på prøvestand

De forskellige instrumenter, med undtagelse af barometeret, er forbundet til en datalogger der opsamler de forskellige signaler, omformaterer dem og sender dem videre til en computer. Signalerne bliver omregnet i programmet LabVIEW. Her beregnes henholdsvis total virkningsgrad, akseleffekt og volumenstrøm.

Usikkerheden for samtlige instrumenter er opgivet efter kalibrering.

Måling af volumenstrøm

Til måling af volumenstrømmen benyttes en DIN blænde henholdsvis Ø249,96 mm og Ø150 mm. Rørets diameter er 315 mm.

Volumenstrømmen bestemmes ved hjælp af trykforskellen over blænden, og omregnes efter formlerne i DIN 1952. Formel udtrykket er derefter lagt ind i programmet LabVIEW, der derefter selv omregner volumenstrømmen ud fra temperatur, tryk over blænde, barometerstand og fugtighed.

Måling af tryk

Til trykmålingerne benyttes 2 stk. manometre, en til at måle differenstrykket over dysen og en til at måle differenstrykket over ventilatoren.

Til trykmåling anvendes PPC-trykkalibrator med en usikkerhed under 1%. Ved målingerne må usikkerheden efter ISO 5801 ikke overstige $\pm 1,4$ %.

Det benyttede barometer er af mærket Vaisala type PTA, S/N 577057. Usikkerheden for instrumentet er $\pm 0,19$ hPa i området 800-1060 hPa svarende til usikkerheden på max $\pm 0,02$ %. Usikkerheden må her efter ISO 5801 ikke overstige $\pm 0,2$ %

Måling af temperatur og fugtighed

Til måling af temperaturen i rummet benyttes LM35 Precision Temperature Sensors. Usikkerheden er 0,2 % ved 25°C, 0,3 % ved -10°C. Som spændingskilde for termometeret benyttes et 9V's batteri.

Fugtmåleren er af typen Honeywell HIH-3605-A. Usikkerheden er på ± 2 % ved 25°C. Efter ISO 5801 må usikkerheden ikke overstige ± 2 %.

Måling af omdrejninger

Som omdrejningstæller blev der anvendt en strotoskab faktometer. Efter ISO 5801 må usikkerheden ikke overstige $\pm 0,5$ %.

Måling af effekt og virkningsgrad

Målingen af effekten foretages med en Netanalysator, usikkerheden for netanalysatoren er $\pm 0,05$ %. Den må efter ISO 5801 ikke overstige ± 2 %.

Effekten benyttes til at beregne totalvirkningsgraden for ventilatoren. Usikkerheden for virkningsgraden må ikke overstige $\pm 3,2$ % efter ISO standarden.

Datalog

De forskellige data bliver samlet i en datalogger fra National Instrument af typen DAQPad-6020E, hvorefter de bliver sendt til computeren.

Her oversætter programmet LabView de enkelte signaler fra måleinstrumenterne, og omregner dem til henholdsvis effekt [W], volumenstrøm [m^3/s], tryk [Pa], omdrejninger [omdr/min], temperatur [$^{\circ}\text{C}$], relativ fugtighed [%] og virkningsgrad [%].

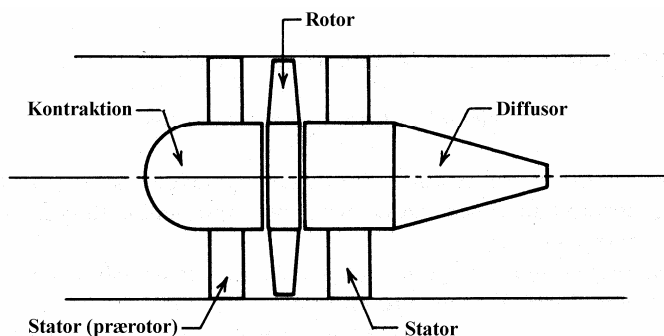
5.5 Optimering af aksialventilator

5.5.1 Generelt

Fremgangsmåden for optimering af aksialventilator type EMB-Papst DV5218-N er efterfølgende metodik:

- etablering af diffusor og næse (kontraktion)
- stator
- minimering af afstanden mellem stator og yderring

Figur 5-5 viser opbygning af en aksialventilator.



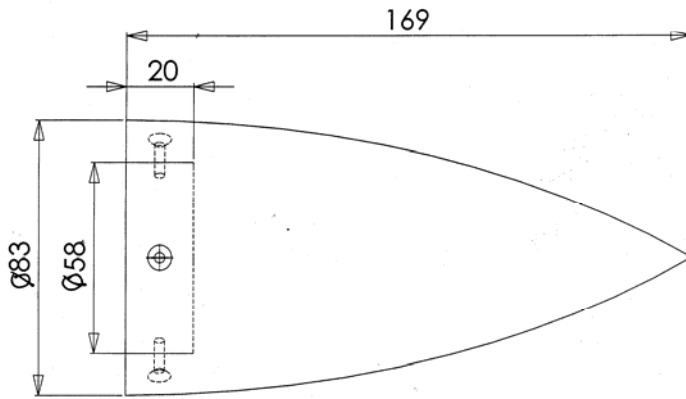
Figur 5-5 Generel aksialventilator

5.6 Reference

Totalvirkningsgraden for rotorprofilet er opmålt på prøvestanden til 30%.

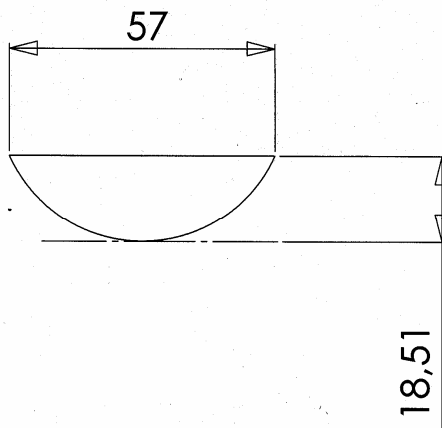
5.7 Beskrivelse af diffusor og næse

Diffusoren fremstilles til påspænding af holder til statorskiver. Diffusorens funktion er at omdanne en del af det dynamiske tryk til statisk tryk. Diffusoren fremstilles efter Wallis' metode. Metoden er beskrevet i /X1/. Resultatet af formen er gengivet på Figur 5-6.



Figur 5-6 viser måleskitse af diffusor.

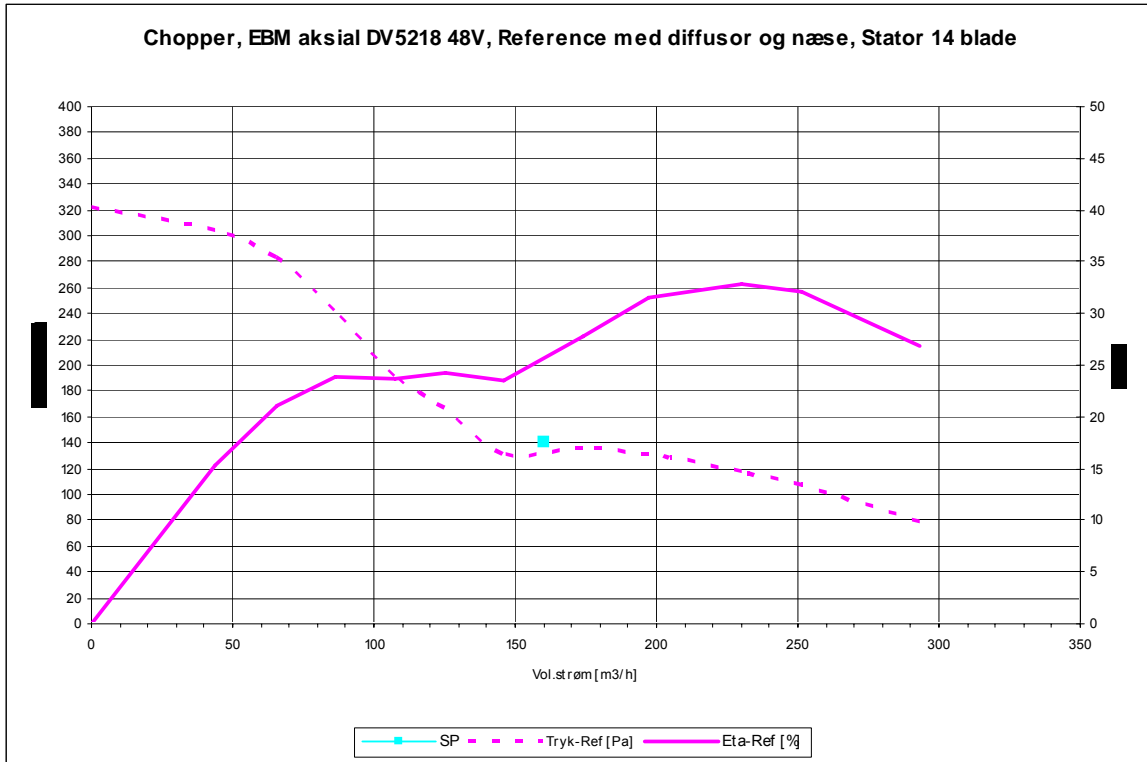
Næsen er udformet ud fra et cirkelslag. Cirkeludsnittet er målsat ud fra navdiameter på aksialventilatoren, se Figur 5-7.



Figur 5-7. Næseformet efter et cirkeludsnit

Måleresultatet for totalvirkningsgraden af aksialventilatoren er forbedret fra 30% til 33%, svarende til en relativ forbedring på 10%.

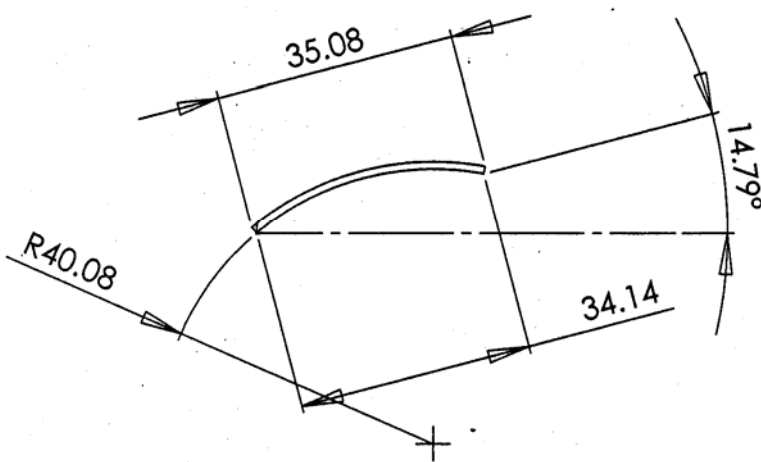
Kapacitetskurven fremgår af Figur 5-8.



Figur 5-8. Kapacitetskurve for aksialventilator.

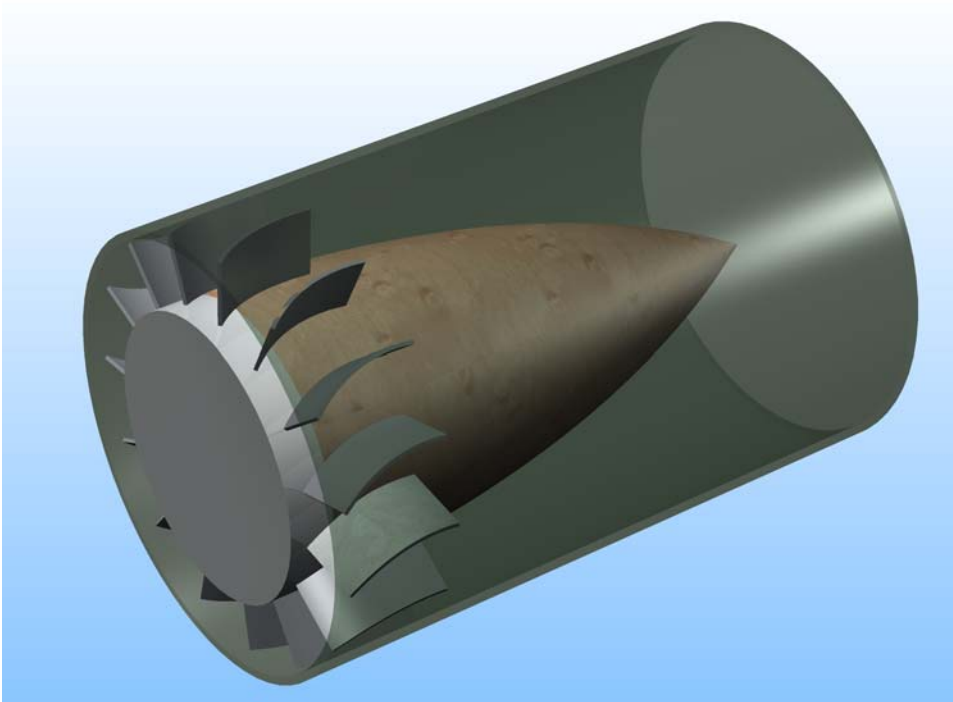
5.8 Beskrivelse af statoroptimering

Det er valgt ud fra designteorien at konstruere et design, hvor tykkelsesfordelingen på camber-line udføres i krumme plader (konstant tykkelse), se Figur 5-9

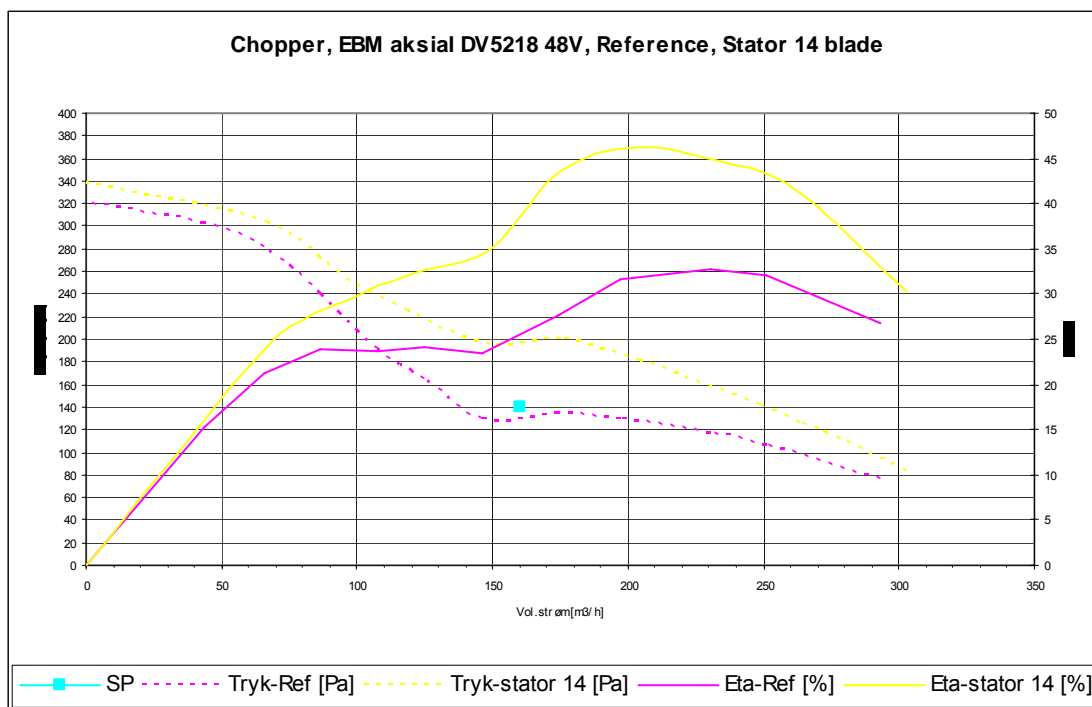


Figur 5-9. Stator design.

Statoren fremstilles med 14 blade. Måleresultatet af totalvirkningsgraden for aksialventilatoren med diffusor og næse er forbedret fra 33% til 46%, svarende til en relativ forbedring på 39%.



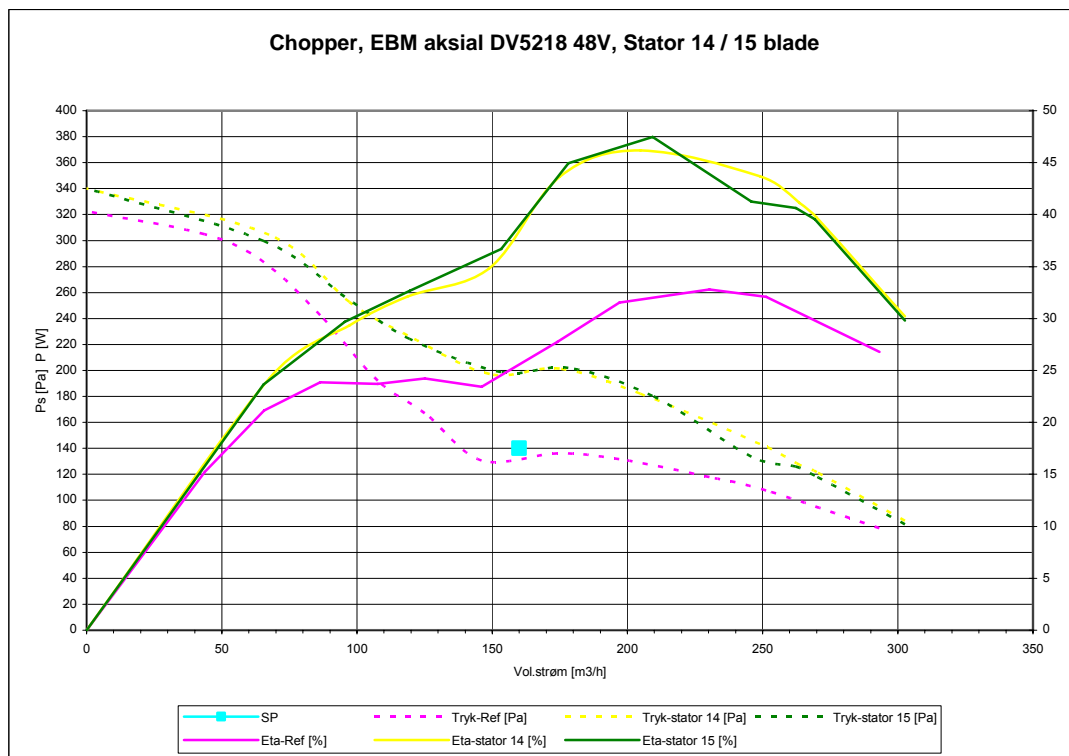
Figur 5-10 viser CAD tegning af komplet stator og diffusor.
Kapacitetskurven nedenfor viser måleresultatet.



Figur 5-11 viser kapacitetskurve for aksialventilator med diffusor, næse og stator med 4 blade.

Ved at øge statoren med 15 blade blev totalvirkningsgraden forøget fra 46% til 48% svarende til en relativ forbedring på 4%.

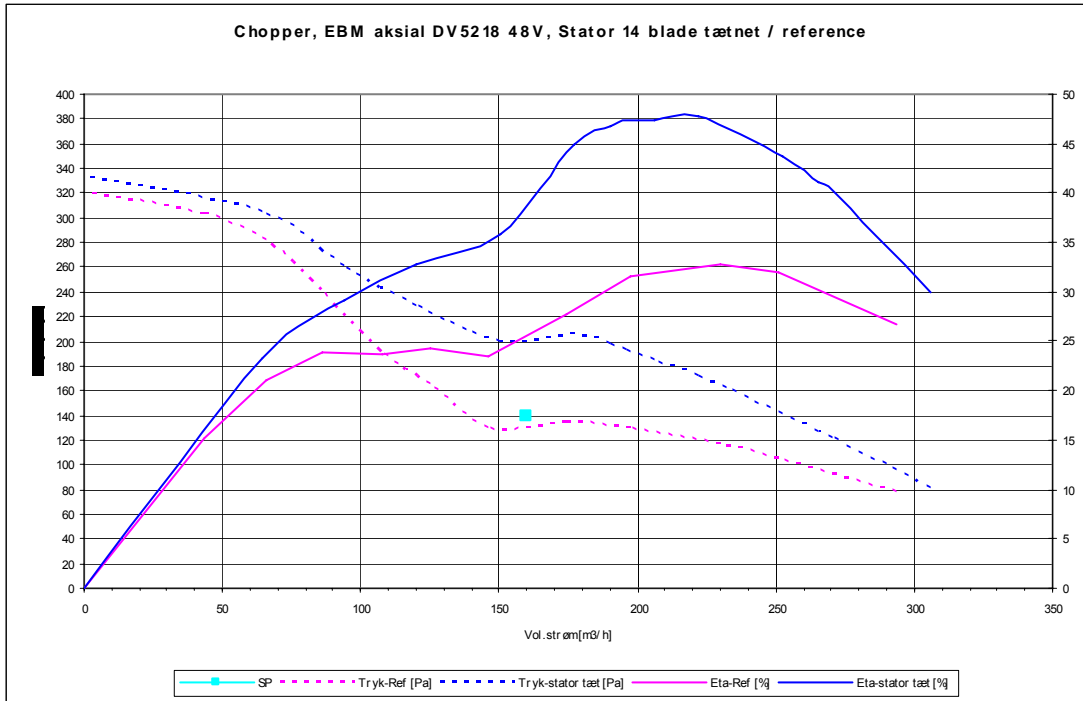
Kapacitetsdiagrammet nedenfor viser sammenligning mellem stator med 14 og 15 blade.



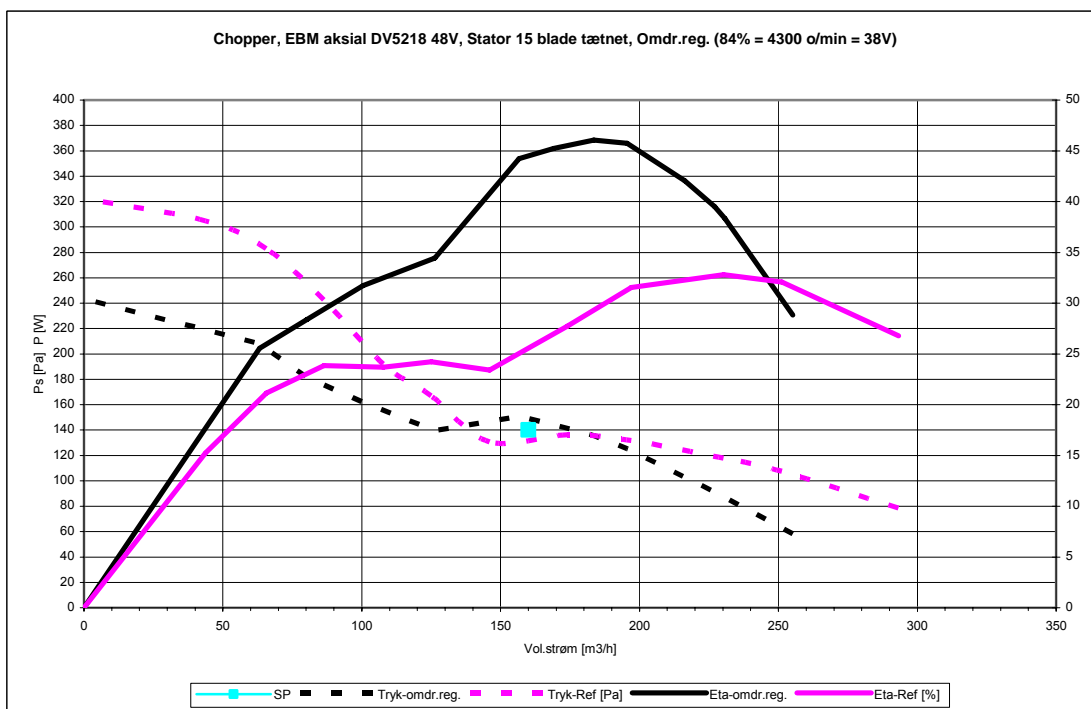
Figur 5-12 viser sammenligning af aksialventilator med 14 og 15 rotorblade.

5.9 Minimering af afstanden mellem stator og yderring

Figur 5-13 og Figur 5-14 viser resultater for tryk og effektivitet for optimeret af aksialventilatoren med hhv. 14 og 15 statorblade. Afstanden mellem stator og yderring er minimeret og ventilatoren omdrejningsreguleres ned til 85,4%, hvilket rammer det ønskede arbejds punkt.



Figur 5-13 viser kapacitetskurver for optimeret ventilator med 14 statorblade.



Figur 5-14 viser kapacitetskurver for optimeret ventilator med 15 statorblade

5.10 Konklusion

Det er opnået at optimere ventilatoren med hensyn til:

- En stigning i totalvirkningsgraden fra 30% til 48%
- En stigning i ventilatorvirkningsgraden fra 37% til 60%
- Omdrejningsreguleret til 84% (38V) rammer arbejdskurven det ønskede setpunkt (160 m³/h/140 Pa ved maksimal totalvirkningsgrad (48%))
- Brede arbejdsområde
- Sænket lydniveauet (der skal dog foretages yderligere foranstaltninger)
- Maksimalt effektforbrug på 15 W (omdrejningsreguleret)

6 Undersøgelse af kondens og tilisning i varmeveksler

I varmeveksleren overføres varme fra den udsugede luft til indblæsningsluften. I en effektiv varmeveksler kan den udsugede luft blive afkølet under dens dugpunktstemperatur, hvorved vanddamp i luften kondenserer i veksleren. Er udeluften tilstrækkelig under frysepunktet er der risiko for isdannelse i varmeveksleren, hvilket medfører frysning af kondensvand og blokering af luftstrømmen i udsugningen. Kondensering af vanddamp i varmeveksleren frigiver fordampningsvarme, som kan være med til at øge varmevekslerens effektivitet, men samtidig vil der opstå en vandstrøm i vekslerens kanaler, der kan påvirke luftstrømmen og varmeovergangen i veksleren. I det følgende foretages en simpel undersøgelse af effekten af kondens og tilisning på luftstrøm og virkningsgrad af en varmeveksler. Desuden undersøges en mulig løsning på tilisningsproblemet. Til forsøget benyttes en kommerciel plastveksler med effektivitet på ca. 90 %. I forsøgene er det muligt at variere udeluftens temperatur og volumenstrøm i veksleren. Det er ikke muligt at variere på luftstrømmenes fugtindhold.

I de følgende afsnit benyttes følgende benævnelser jf. DSF 447 [4] for de fire luftstrømme:

| | |
|-------------|--|
| Fraluft | Indeluft fra boligen før passage gennem varmeveksleren |
| Afkastsluft | Indeluften efter passage gennem varmeveksleren |
| Udeluft | Udeluft fra det fri før passage gennem varmeveksleren |
| Tilluft | Frisklufttilførelsen til boligen efter passage gennem varmeveksleren |

6.1 Forsøgsopstillingen

Formålet med forsøgsopstillingen er at måle hvorledes kondens og isdannelse i en luft til luft modstrømsvarmeveksler påvirker volumenstrøm, tryktab og temperaturvirkningsgrad. Samtidigt skal opstillingen teste en metode til frostsikring af varmeveksleren udviklet for krydsvarmevekslere af Munters [3].

I BYG-DTU's forsøgshal er opbygget en forsøgsopstilling ved siden af et eksisterende kølerum. Kølerummet kan levere luft med temperatur ned til ca. $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ afhængigt af den ønskede volumenstrøm. Fraluften tages fra forsøgshallen. Volumenstrømmen af til- og fraluft leveres af to boksventilatorer med manuel trinløs regulering.

Den testede varmeveksler er indbygget i et stålkabinet med en klar frontplade af plexiglas, hvilket muliggør visuelle observationer under forsøgene. Varmeveksleren er forbundet med det øvrige kanalsystem med lange specielt designede overgangskanaler, der sikrer ensartet strømningprofil umiddelbart før veksleren. Under stålkabinettet på afkastsidens kolde halvdel er monteret et kondensafløb med vandlås. En billede af forsøgsopstillingen er vist i Figur 6-1 hvor stålkabinettet med varmeveksleren og overgangskanalerne tydeligt ses.

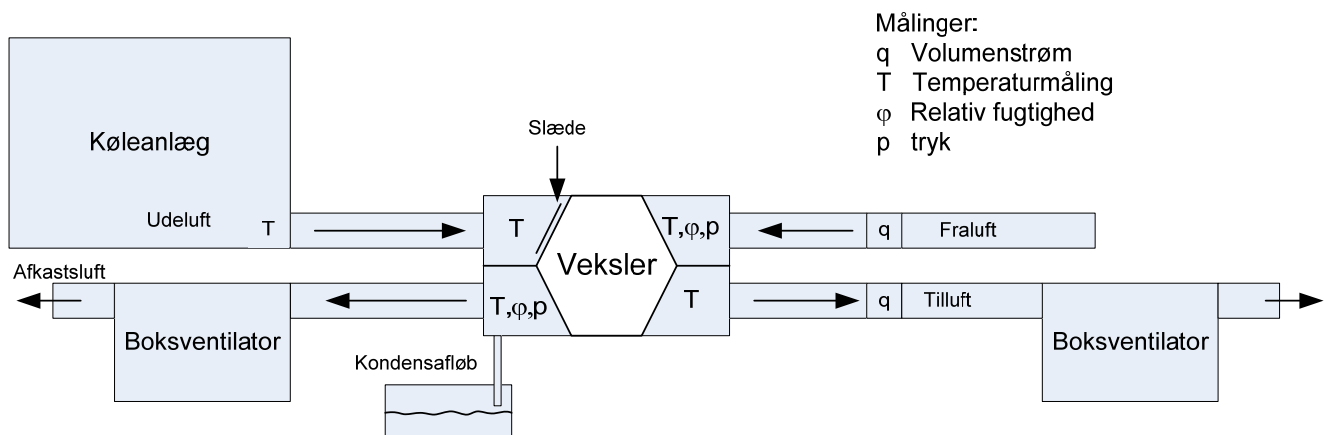


Figur 6-1 Forsøgsopstilling ved Danmarks Tekniske Universitet til undersøgelse af kondens og isdannelse..

Volumenstrømmen af til- og fraluft måles med Ø125 målekryds forbundet til to differenstrøktansmittere. Tryktabet over varmeveksleren måles med et micromanometer. Herudover måles relativ fugtighed i fraluften og afkastluften hhv. før og efter veksleren. I hver kanal umiddelbart før og efter varmeveksleren måles temperatur ved hjælp af kobber/konstantan termoelementer (type TT). Temperaturerne måles i et symmetrisk horisontalt plan. Antallet er målepunkter i hver kanal ses nedenfor:

| | | | |
|---------|---------------|------------|---------------|
| Fraluft | 2 målepunkter | Afkastluft | 5 målepunkter |
| Udeluft | 5 målepunkter | Tilluft | 4 målepunkter |

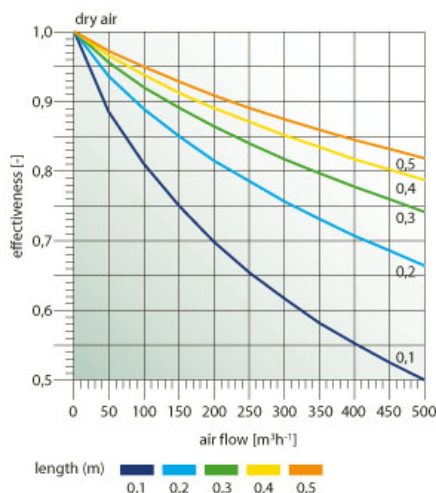
I den efterfølgende præsentation af måleresultaterne er benyttet en middeltemperatur af alle målepunkterne for hver luftstrøm. Til dataopsamlingen benyttes en stationær PC med programmet Benchlink installeret. Til PC'en er en HP datalogger (Agilent 34970A) forbundet, hvor alle data logges hvert minut. Figur 6-2 vises en skitse af forsøgsopstillingen med angivelse af målepunkter.



Figur 6-2 Skitse af forsøgsopstilling til kondens- og tilisningsforsøg

6.1.1 Varmeveksleren

Varmeveksleren der benyttes i forsøgene er en kommerciel modstrømsvarmeveksler af polystyren fra firmaet Recair, der typisk anvendes i mindre varmegenvindingsenheder til enfamiliehuse. Figur 6-3 viser et billede af varmeveksleren. Veksleren har en længde på 0,4 m og har en dokumenteret temperaturvirkningsgrad som vist i Figur 6-4 (den gule kurve). Datablad for modstrømsveksleren er vedlagt i bilag 1 og yderligere oplysninger kan findes på producentens hjemmeside [5].



Figur 6-3 viser et billede af modstrømsvarmeveksleren

Figur 6-4 viser varmevekslerens temperaturvirkningsgrad

6.1.2 Frostsikring – Munter's slædeløsning

Et af formålene med forsøgsopstillingen er at teste en metode til frostsikring udviklet af Munters [3], hvor en del af tilgangsarealet for udeluft blokeres af en bevægelig slæde. Som udgangspunkt blokerer slæden for ca. 10 % af det samlede tilgangsareal. Vha. en roterende spindel drevet af en elektrisk motor trækkes slæden frem og tilbage foran tilgangen til veksleren. Slæden blokerer således for strømmingen af kold udeluft i en del af vekslerens kanaler. Herved skulle tilisning på fraluftsiden jævnlige kunne tøs op, idet en del af de kolde udeluftkanaler jævnlige blokeres, hvorved de tilstødende afkastkanaler gennemstrømmes af varm fraluft, der ikke afkøles gennem veksleren.

To kontakter monteret på slæden sørger for at den skifter retning hver gang kanten af varmeveksleren nås. Slæden vil således køre fra side til side med en fast hastighed. Slædens hastighed varierer ved at variere spændingen til motoren. Figur 6-5 viser et nærbillede af slæden.



Udeluftkanal

Afkastkanal

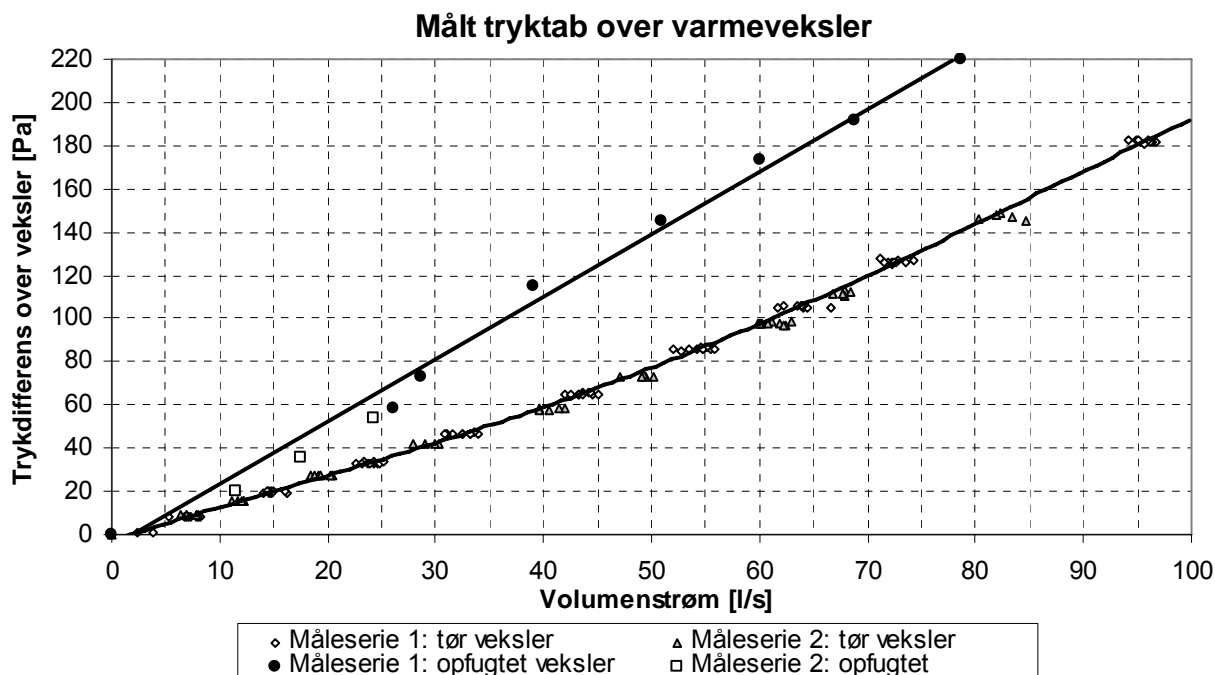
Figur 6-5 viser et billede af slæden på udeluftssiden

6.2 Forsøgsresultater

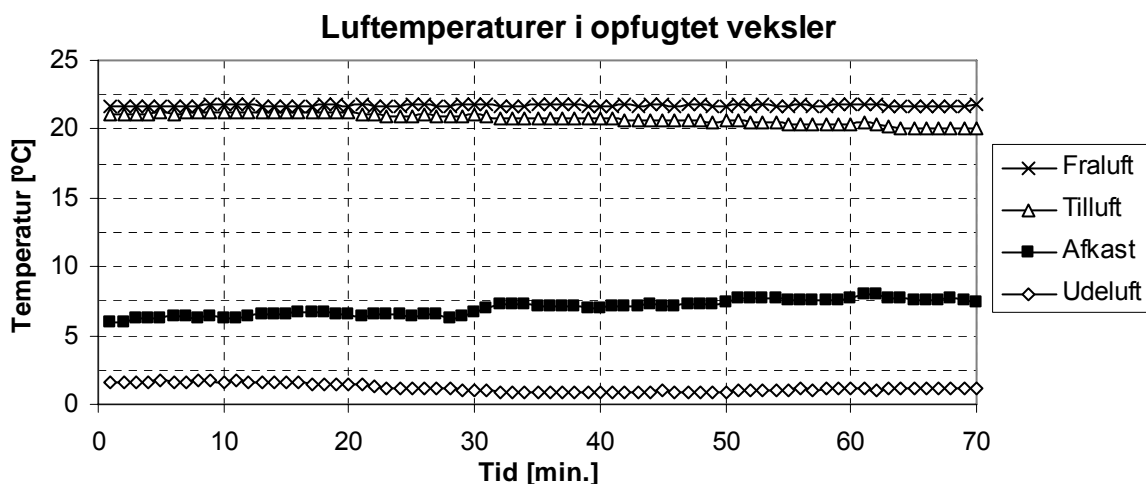
I det følgende præsenteres resultaterne for en række forsøg foretaget med ovenfor beskrevne forsøgsopstilling. Tryktabet over varmeveksleren er målt i tør og opfugtet tilstand for at se betydningen af kondensdannelsen internt i veksleren. Ved en udelufttemperatur på ca. $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$ er tilisningstiden målt under et stationært forsøg og endelig er Munter's metode til frostsikring/afrimning af veksleren afprøvet.

6.2.1 Tryktab over varmeveksleren i tør og opfugtet tilstand

Modstrømsveksleren er opbygget således, at luften strømmer i små trekantformede kanaler. Når fraluften afkøles under dugpunktet udskilles kondensvand i kanalerne. Det er interessant at undersøge hvorvidt udkondensering af vand i veksleren påvirker volumenstrømmen og tryktab. Tryktabet over veksleren er først målt i tør tilstand med luft ved ca. $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ og derefter i opfugtet tilstand, hvor udetemperaturen er indstillet til ca. $2\text{ }^{\circ}\text{C}$. Forsøgene med opfugtning er udført med ens volumenstrøm af fra- og tilluft. Forsøget er således udført uden isdannelse i kanalerne. De præsenterede måledata for den opfugtede veksler er foretaget efter 12 timers drift således at en stationær tilstand er opnået hvor kondensdannelsen kan regnes for konstant under målingerne. Figur 6-6 viser tryktabet som funktion volumenstrømmen for både tør og opfugtet veksler.



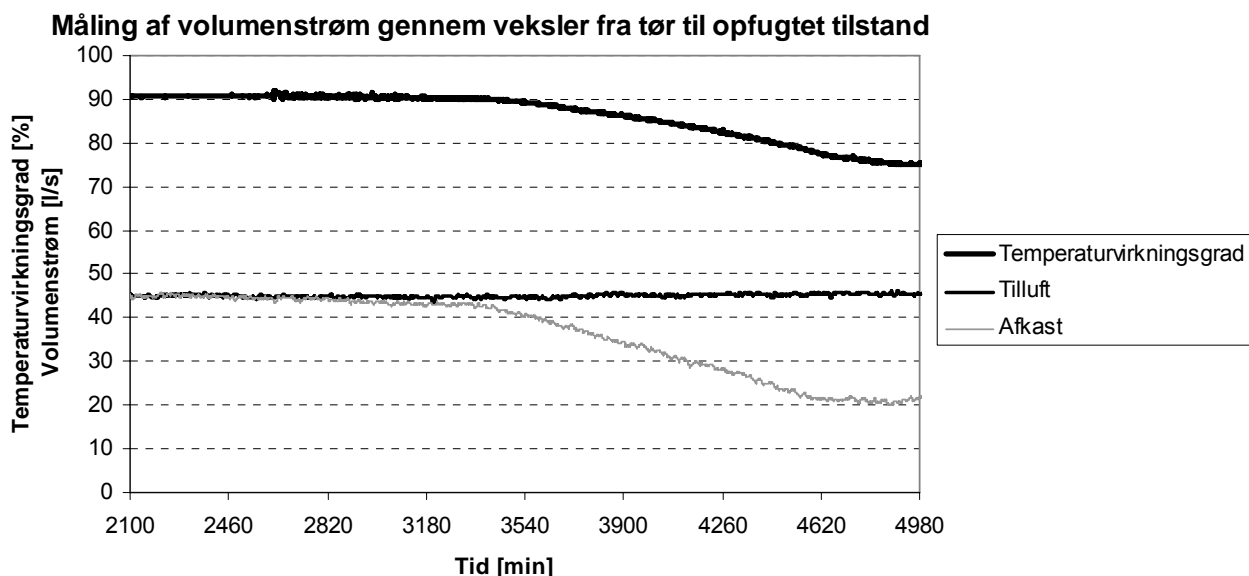
Figur 6-6 Tryktab over varmeveksleren som funktion af volumenstrømmen. Tryktabet er målt i tør og opfugtet tilstand. Det ses at tryktabet er markant højere for den opfugtede veksler. Ved eksempelvis en volumenstrøm på 50 l/s ses at tryktabet for den tørre veksler er ca. 78 Pa, mens det for den opfugtede veksler er ca. 140 Pa. Under forsøget med den opfugtede veksler havde fraluften en relativ fugtighed på ca. 55 % før veksleren og ca. 90 %RF efter veksleren. På Figur 6-7 er vist de målte lufttemperaturer umiddelbart før og efter veksleren i opfugtet tilstand. Det ses, at temperaturforskellen mellem afkastluft og udeluft er væsentlig større end temperaturforskellen mellem til- og fraluft, hvilket skyldes frigivelse af kondensvarme i veksleren.



Figur 6-7 Lufttemperaturer i de fire kanaler umiddelbart før og efter veksleren i en situation med kondensdannelse.

I et ventilationsanlæg indreguleret i tør tilstand vil kondensdannelsen medføre at den udsugede luftmængde reduceres, hvilket er u hensigtsmæssigt med henblik på at holde et godt indeklima. Samtidigt nedsættes effektiviteten af varmevekslingen i anlægget. Dette er vist på Figur 6-8, hvor overgangen fra den tørre til den opfugtede veksler mht. til temperaturvirkningsgrad og volumen-

strøm er vist. Under forsøget var udeluftens temperatur mellem 0 °C og 2 °C og fraluftens temperatur ca. 20 °C.

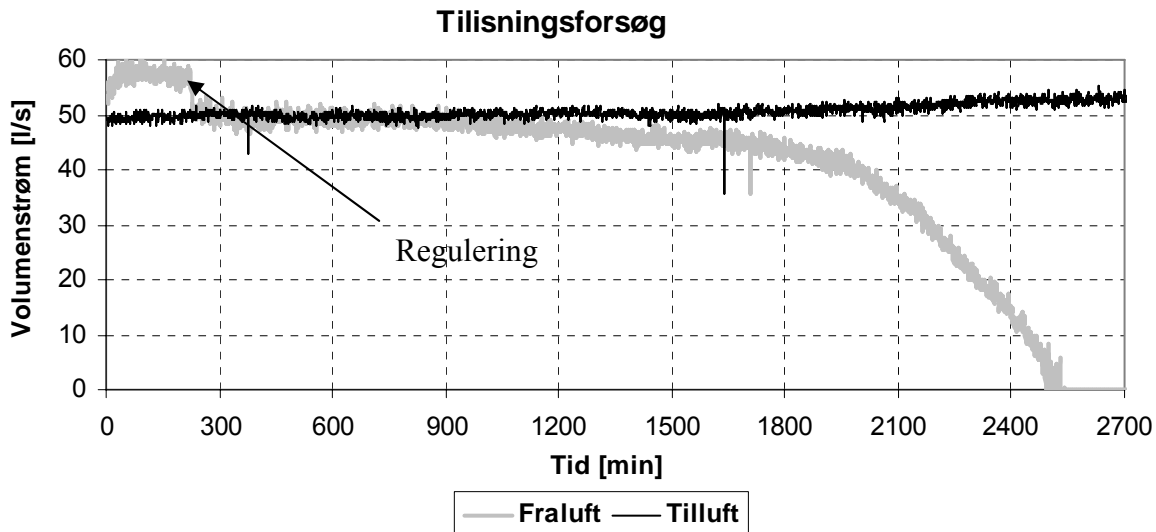


Figur 6-8 Temperaturvirkningsgrad og volumenstrøm på afkast- og tilluftsiden. Figuren viser overgangen fra den tørre veksler til opfugtede veksler.

Forsøget viser at ved uændret indstilling af ventilatoren reduceres temperaturvirkningsgraden fra ca. 90 % til 75 % og flowet på afkastsiden falder tilsvarende fra ca. 45 l/s til 20 l/s.

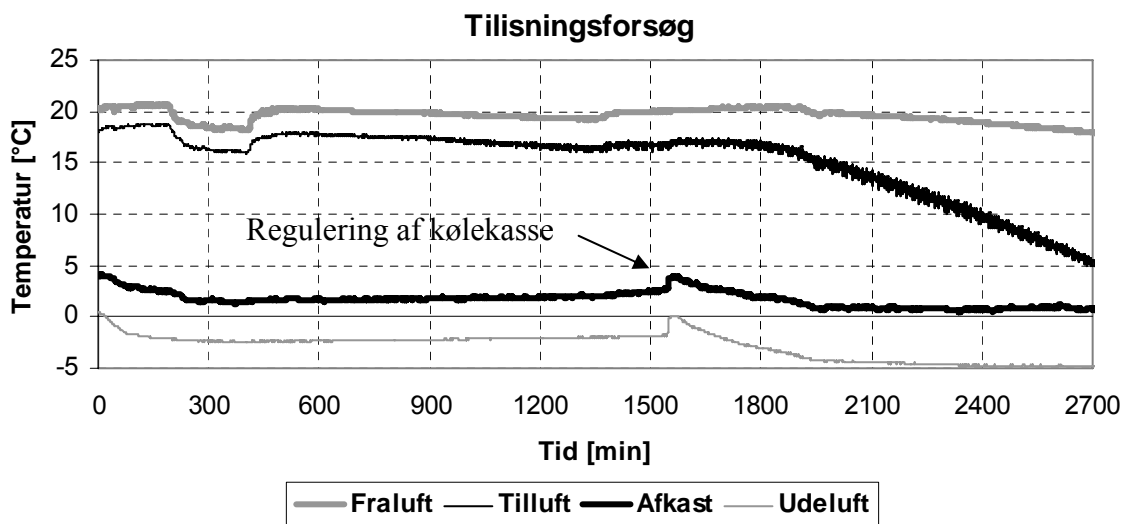
6.2.2 Tilisning af veksler fra tør tilstand

Som et indledende forsøg blev tilisningsproblematikken eftervist, hvor slæden er deaktiveret under forsøget. Udeluftens temperatur blev sænket til ca. -2 °C og volumenstrømmen på afkastsiden og tilluftsiden blev indstillet til ca. 50 l/s. Volumenstrømmen på afkastsiden blev dog fra start indstillet ca. 10 % højere af hensyn til den forventede reduktion af volumenstrømmen på grund af kondens. Volumenstrømmens udvikling på afkast- og tilluftsiden ses på Figur 6-9. Efter ca. 3 ½ time er kondensudfældning klart begyndt og volumenstrømmen på afkastsiden indstilles til samme niveau som på tilluftsiden.



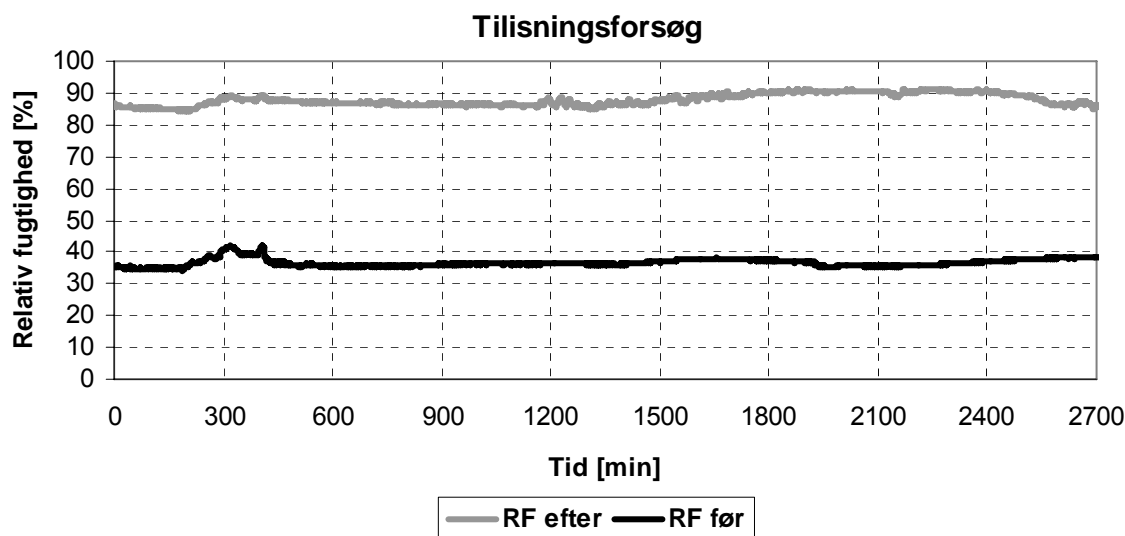
Figur 6-9 Volumenstrøm på fraluft- og tilluftsiden i en situation med isdannelse i varmeveksleren.

Efter ca. 15 timer (900 minutter) ses at volumenstrømmen på afkastsiden begynder at falde hvilket skyldes isdannelse i veksleren. Efter ca. 40 timer er veksleren frosset helt til. Figur 6-10 viser temperaturerne af luftstrømmene til og fra veksleren. Det ses, at veksleren fryser til selvom afkastluftens temperatur er over 0 °C. Dette skyldes, at temperaturen på overfladen af pladen, der adskiller de to luft strømme, er under frysepunktet, hvilket medfører dannelse af is på pladens overflade på afkastsiden. Desuden fordeler luften sig sikkert ikke helt jævnt mellem kanalerne i veksleren. Dvs. der kan lokalt i veksleren være kolde steder hvor tilisningen starter. Når tilisningen er påbegyndt, vil luftstrømmen på afkastsiden falde, hvilket vil forstærke tilisningen, da afkastluften derved afkøles yderligere.



Figur 6-10 Temperaturer umiddelbart før og efter veksleren i en situation med isdannelse i varmeveksleren. Temperaturerne er middeltemperaturer af flere termotrådes målinger.

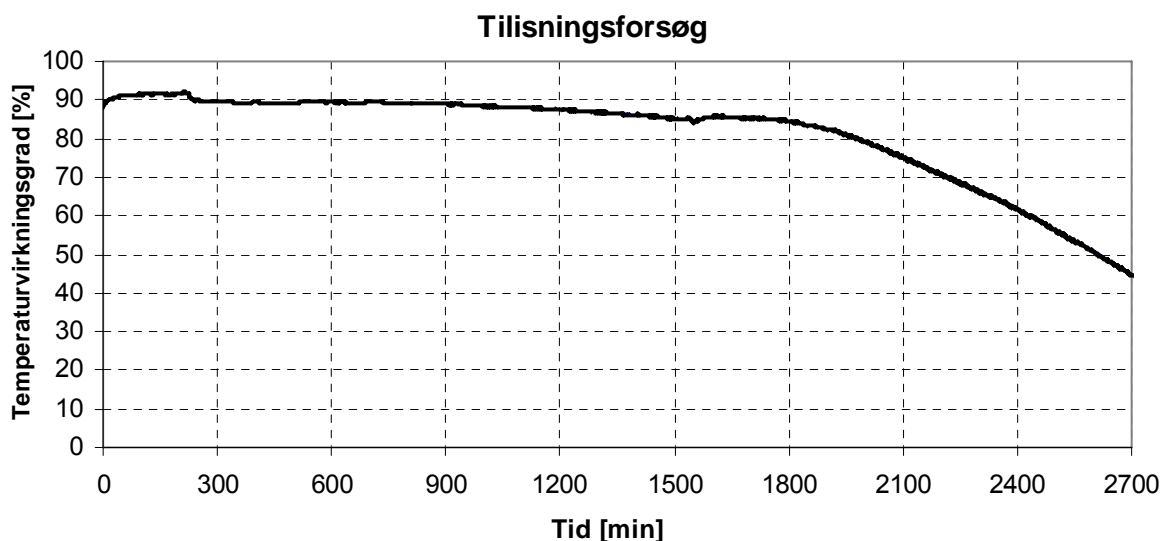
På Figur 6-11 ses den målte relative fugtighed af fraluften før og efter veksleren. Det ses at den relative fugtighed i forsøgshallen har været ca. 35 %, hvilket vurderes at kunne forekomme for en bolig i et koldt klima. Efter varmeveksleren ses den relative fugtighed at stige til ca. 90 %. Målingen efter varmeveksleren er noget usikker pga. de anvendte fugtighedsmålere.



Figur 6-11 Relativ fugtighed før og efter veksleren på afkastsiden i en situation med isdannelse.

På Figur 6-12 ses hvorledes temperaturvirkningsgraden falder under forsøget grundet tilisning i veksleren. Temperaturvirkningsgraden er defineret som:

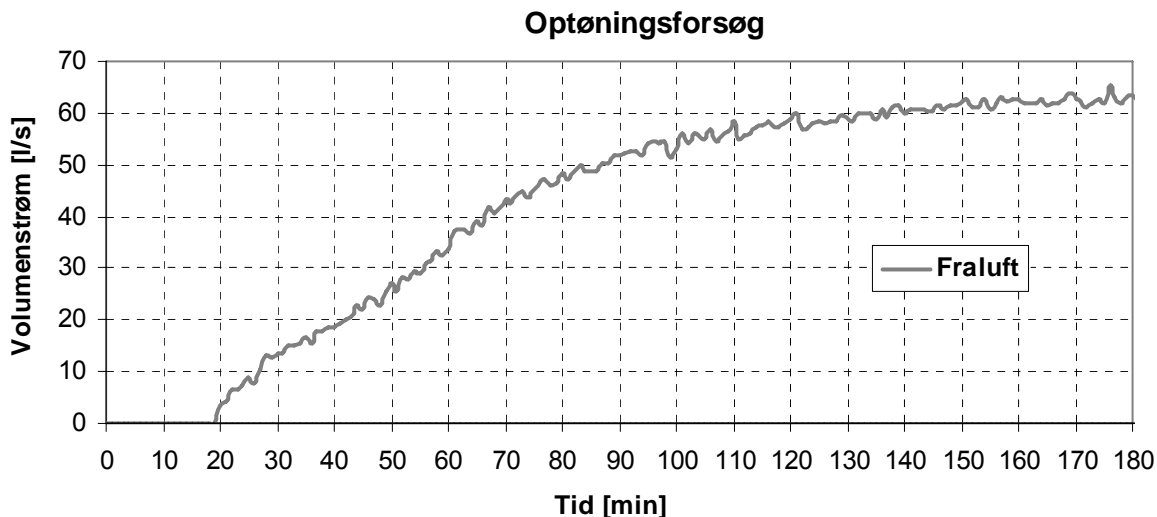
$$\eta = \frac{T_{\text{tilluft}} - T_{\text{udeluft}}}{T_{\text{fraluft}} - T_{\text{udeluft}}} \quad \text{Ligning x}$$



Figur 6-12 viser målt temperaturvirkningsgrad for varmeveksleren

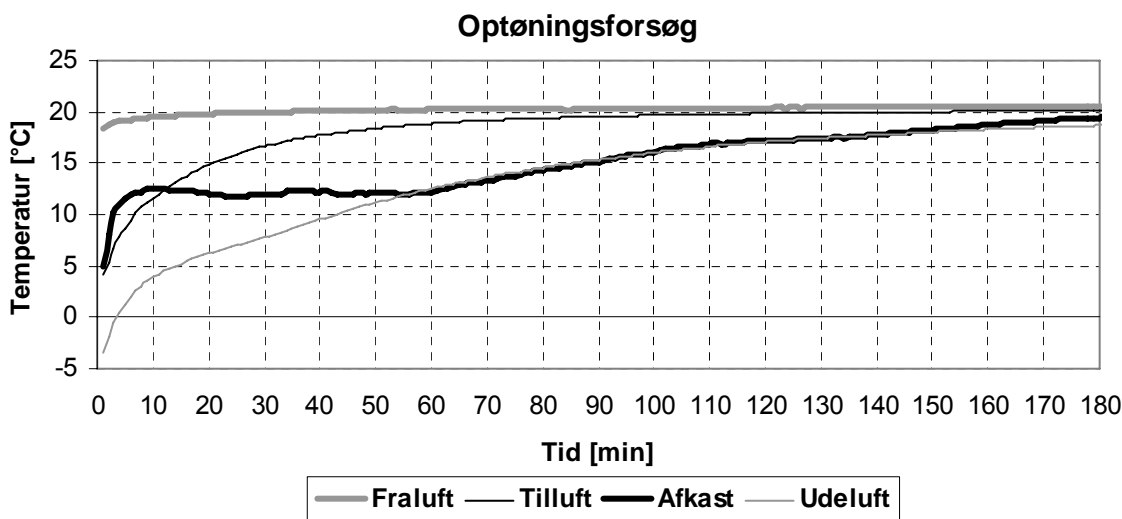
6.2.3 Optøning af veksler efter tilisning

Optøningstiden for en 100 % tiliset veksler (på afkastsiden) er også undersøgt. Efter at volumenstrømmen på afkastsides var faldet til 0 l/s pga. den interne tilisning i veksleren blev volumenstrømmen på tilluftsiden stoppet helt. Ventilatoren på afkastsides forblev på samme indstilling som under tilisningen. Forsøget viser hermed om tilisningsproblemet evt. kan løses med en optøningsperiode, hvor tilluften stoppes i en kortere periode. På Figur 6-13 ses volumenstrømmen på afkastsiden.



Figur 6-13 Optøning af varmeveksleren. Volumenstrømmen på tilluftsiden ikke aktiveret. Ventilator på afkastsides indstillet ved samme trin under hele forsøget

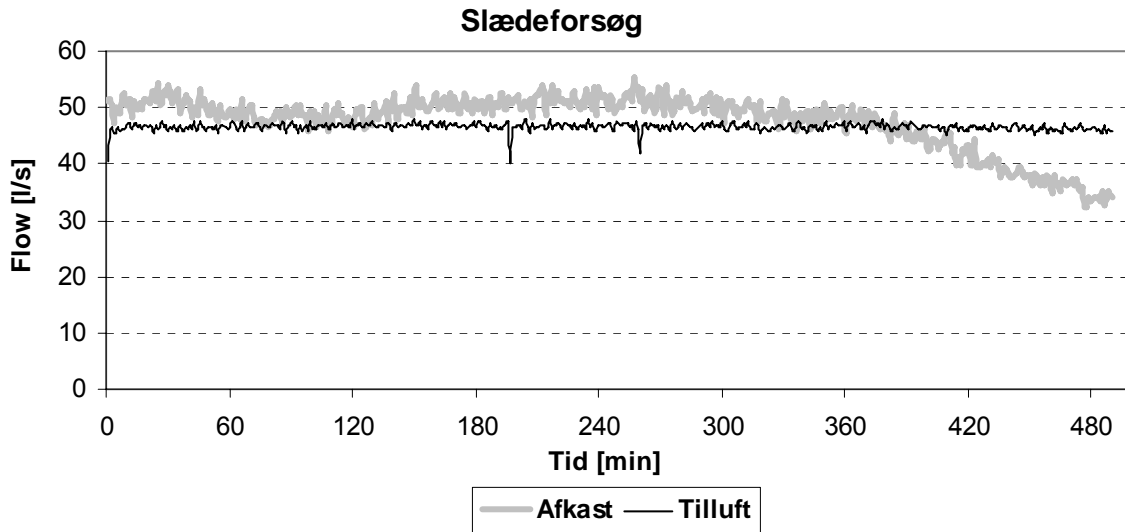
Det ses, at volumenstrømmen på afkastsides først når 50 l/s efter 85 minutters optøning og først sit maksimum efter 3 timers optøning. Temperaturerne i de fire kanaler umiddelbart før og efter veksleren ses på Figur 6-15.



Figur 6-14 Temperaturerne i de fire kanaler umiddelbart før og efter veksleren. Ingen volumenstrøm på tilluftsiden. Ventilator på afkastsides indstillet ved samme reguleringstrin under hele forsøget.

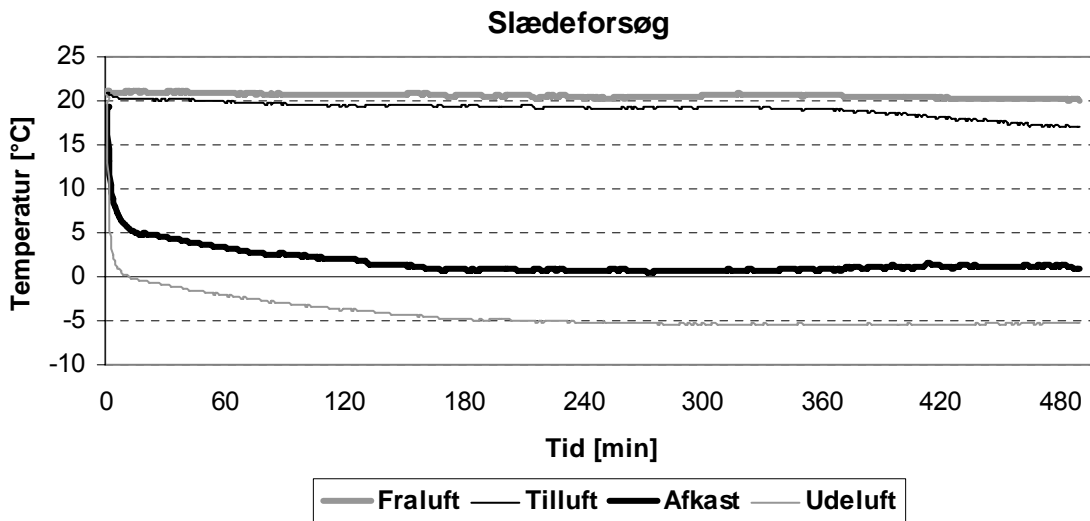
6.2.4 Afrinningsforsøg med slæde

Ved forsøgets start var veksleren tør og ved rumtemperatur på ca. 20°C. Forsøget blev udført for en udetemperatur på ca. -5 °C og en indstilling af volumenstrømmen på afkastsiden ca. 10 % større end på tilluftsiden. Afkastsluftens volumenstrøm blev under forsøget regelmæssigt reguleret op til ca. 50 l/s for at tage hensyn til ekstra tryktab pga. kondensdannelse. Slæden var under forsøget aktiv med en passagetid fra den ene til den anden side af tilgangsarealet på ca. 100 sekunder. På Figur 6-15 ses den målte volumenstrøm på afkastsiden og tilluftsiden.

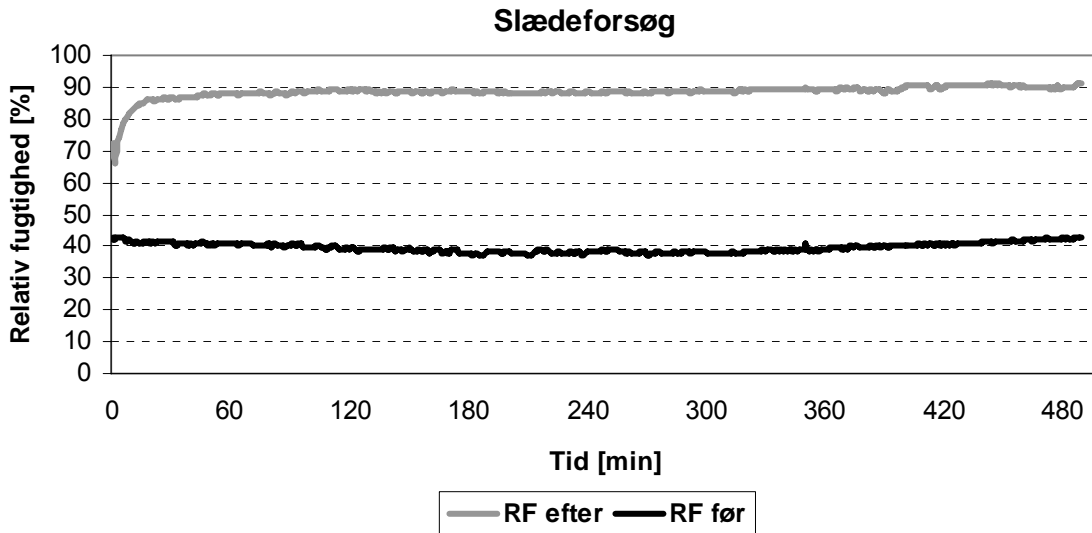


Figur 6-15 Volumenstrømmen på afkasts- og tilluftsiden under forsøg med slæde.

Efter ca. 350 minutter har ventilatoren nået sin maksimale ydelse. Som det ses på Figur 6-15 falder volumenstrømmen på afkastsides relativt kort tid efter. Isdannelse kan observeres flere steder ved udløbet fra veksleren. På Figur 6-16 og Figur 6-17 ses hhv. middeltemperaturerne i de fire kanaler og den relative fugtighed før og efter veksleren.



Figur 6-16 Temperaturer målt umiddelbart før og efter veksleren på afkasts- og tilluftsiden under forsøg med slæde.



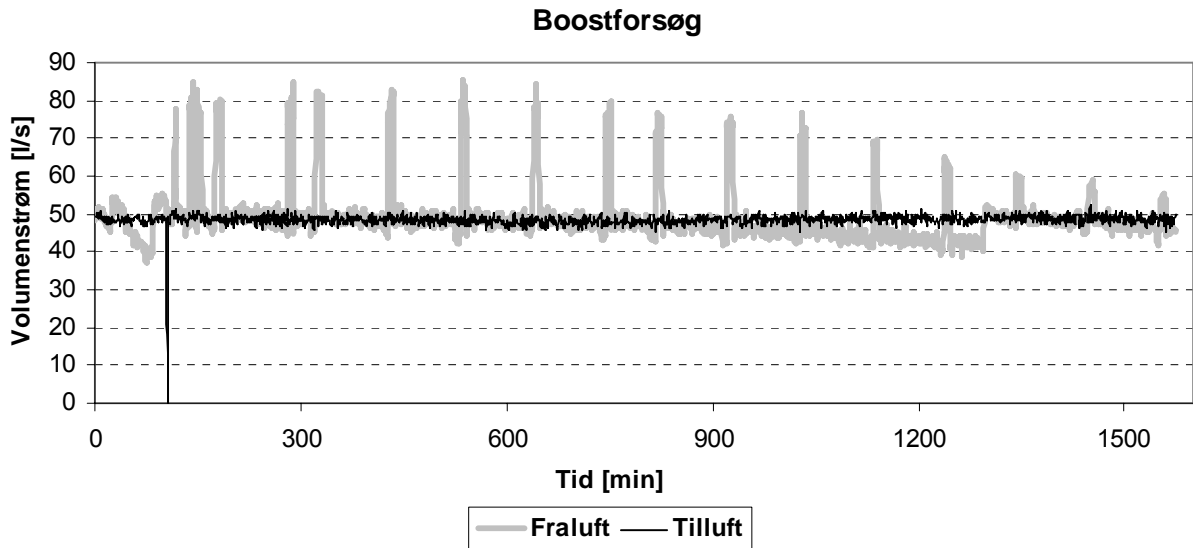
Figur 6-17 Relativ fugtighed målt på afkastides umiddelbart før og efter veksleren

Den relative fugtighed i fraluften ses at være ca. 40 % hvilket vurderes at være et højt niveau for en bolig i et koldt klima, men dog alligevel ikke urealistisk

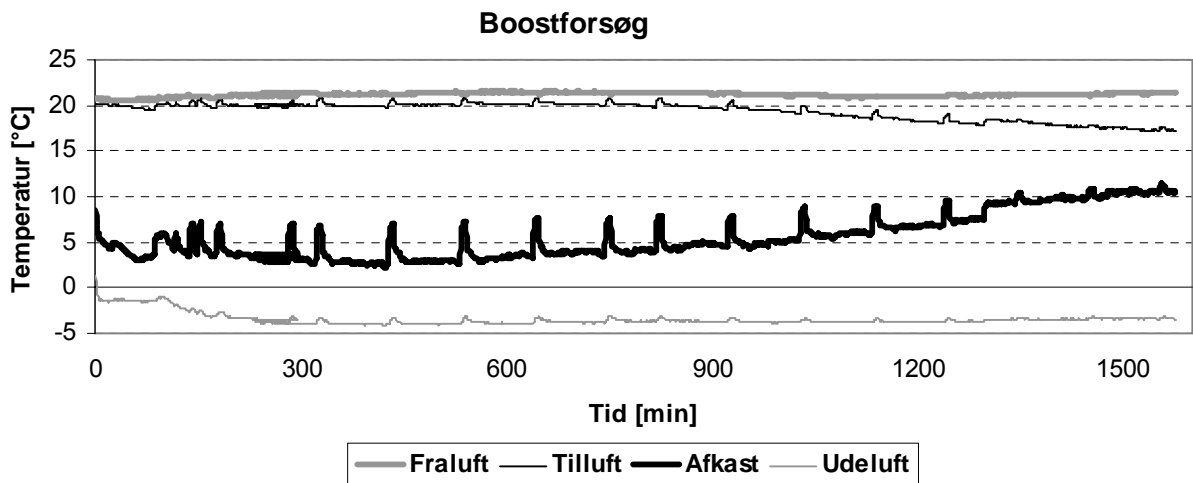
Forsøgene har dermed ikke kunne påvise Munters metode til at undgå tilisning af en luft til luft varmeveksler i et koldt klima. Det er dog muligt, at man ved andre slæde design kan opnå bedre resultater. I denne forsøgsrække er også forsøgt med en øget slædehastighed svarende til en passagetid fra den ene til den anden side af tilgangsarealet på ca. 60 sekunder. Dette gav dog samme resultat mht. tilisning. Resultaterne fra dette forsøg kan ses i bilag 2. Ligeledes blev en slæde der var 3 gange så bred som den første afprøvet, men med samme negative resultat.

6.2.5 Boost flow strategi

En metode der kunne tænkes at modvirke tilisning af luft til luft modstrømsveksleren er en såkaldt boost strategi. Når volumenstrømmen på fraluftsiden er faldet i forhold til den ønskede niveau grundet kondens i kanalerne reguleres volumenstrømmen kortvarigt op således at kondensvandet ”blæses” ud af veksleren. Efter en passende periode reguleres volumenstrømmen tilbage til det oprindelige niveau. Løsningen kræver således en simpel styring af ventilatoren. Forsøgsopstillingen i dette projekt blev afslutningsvis ændret således at det var muligt at udføre et simpel forsøg med denne boost strategi. En timer blev indstillet således at efter 1½ times drift blev volumenstrømmen på fraluftsiden øget fra ca. 50 l/s til ca. 80 l/s. Denne forøgede volumenstrøm blev fastholdt i 10 minutter. Herefter blev der reguleret tilbage til det oprindelige niveau på 50 l/s. Forsøgsresultaterne er vist på Figur 6-18 og Figur 6-19.



Figur 6-18 Volumenstrøm målt på fralufts- og tilluftsiden under forsøg med boost strategi.



Figur 6-19 Temperaturer målt under forsøg med boost strategi.

Som det ses af Figur 6-18 falder den maksimale volumenstrøm under hvert boost efter ca. 600 minutter, hvilket skyldes kondens og is i veksleren. Selvom kondensvandet således med jævne mellemrum blæses ud af veksleren har forsøget ikke kunne forhindre isdannelsen. Efter 1300 minutter reguleres volumenstrømmen på fraluftsiden op til samme niveau som på tilluftsiden. Efter yderligere 5 timers drift er volumenstrømmen på fraluftsiden igen under tilluftsens 50 l/s og da ventilatorens max ydeevne er nået stoppes forsøget.

Det kan dog langt fra udelukkes at en anden styring af boost strategien ville have givet et bedre resultat. Tidsintervallet mellem boostene og størrelsen af volumenstrømmen under disse bør undersøges nærmere før metoden kan vurderes endeligt.

6.3 Delkonklusion på kondens og tilisningsforsøg

Lidt overraskende viser forsøgene at kondensdannelse internt i en varmeveksler har en væsentlig indflydelse på tryktabet og dermed volumenstrømmen gennem veksleren. Ved en volumenstrøm på 50 l/s blev tryktabet over veksleren næsten fordoblet fra tør tilstand til opfugtet tilstand. Ved bolig-

ventilation vil der i en effektiv veksler dannes kondens en stor del af året i det danske klima. Der er således risiko for at boligen en stor del af året ikke ventileres som forudsat, hvilket kan medføre forringet indeklima. Samtidig vil ubalancen betyde, at der skabes et overtryk i boligen, da det er den udsugede luftmængde, der nedsættes. Et overtryk i boligen er normalt uønsket, da det medfører risiko for at fugtig indeluft presses ud i konstruktionerne, hvor kondens kan dannes på kolde steder og medføre skader på bygningen. Der er derfor behov for videre arbejde med at klarlægge betydningen af kondens og udvikles varmevekslerløsninger, hvor luftstrømmen ikke påvirkes kraftigt af kondens.

Et forsøg hvor udetemperaturen varierede mellem -2 og -5 °C efterviste tilisningsproblematikken i en luft til luft modstrømsvarmeveksler. Forsøget blev udført med fraluft med en relativ fugtighed på ca. 40 %, hvilket formodes at kunne forekomme i en almindelig bolig i et koldt klima.

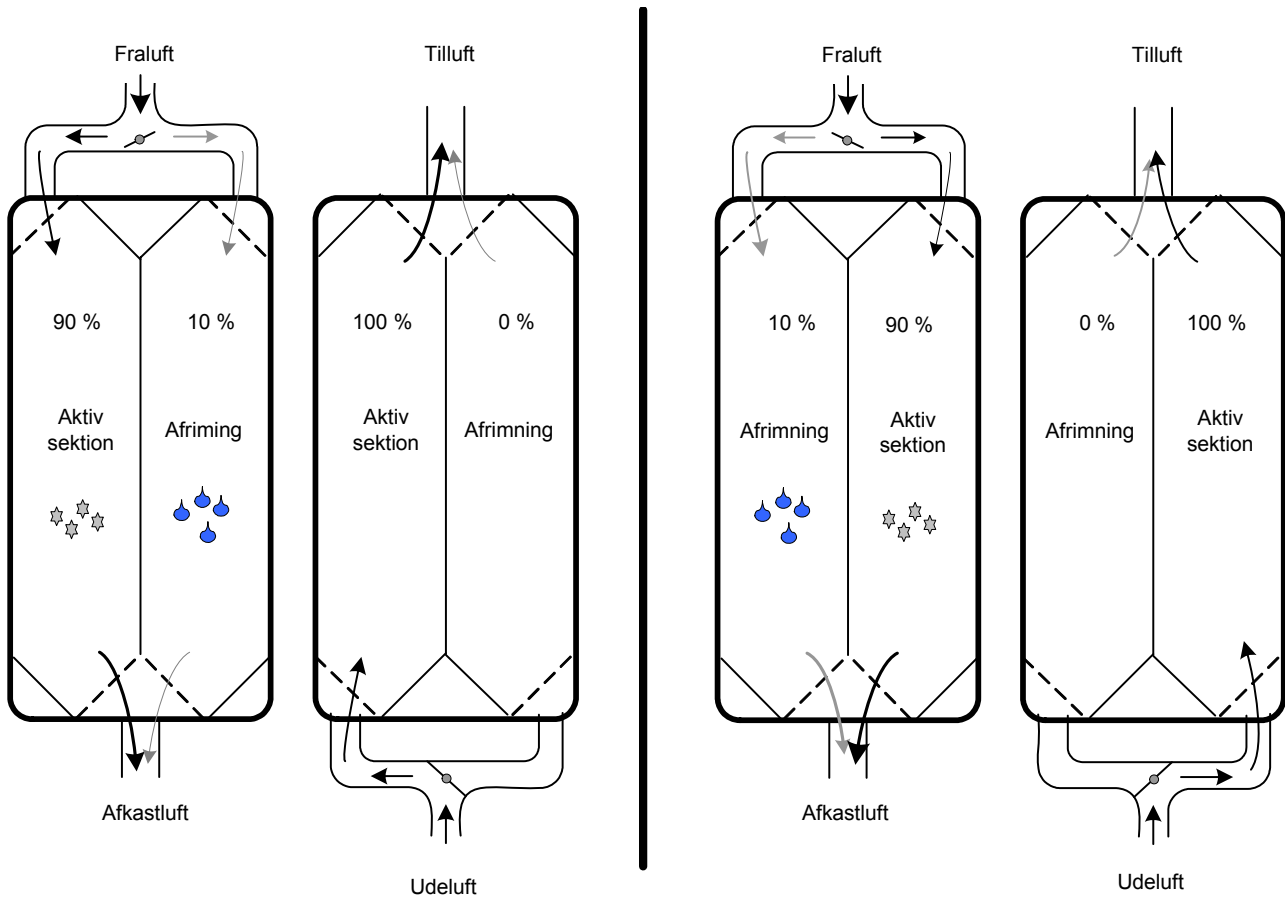
Et forsøg hvor veksleren var 100 % tiliset på afkastsides viste at volumenstrømmen først efter ca. 3 timers optøning nåede sit maksimale niveau igen forudsat at volumenstrømmen på tilluftsiden stoppes. En optøningsstrategi synes dermed ikke at være interessant, idet tilluften dermed skal stoppes i samme periode.

Munter's slædeløsning blev afprøvet ved en udetemperatur på ca. -5 °C. I den benyttede forsøgsopstilling var det ikke muligt at få slædeløsningen til at modvirke tilisning af veksleren på afkastsiden. Forsøget blev udført med forskellig slædehastighed og forskellig slædebredde. Alle forsøgene endte dog med en tilisning af veksleren.

6.4 Det videre arbejde

I et sideløbende projekt arbejdes der på et nyt design af en modstrømsvarmeveksler hvor veksleren internt er delt i to sektioner der skiftevis er aktive eller inaktive. Luftstrømningen til de to sektioner styres af to motorspjæld og en simpel timer, der skifter om på hvilken af de to sektioner, der skal være aktiv mht. varmeveksling og afisning. Når afisning er nødvendig ledes ca. 10 % af afkastluften fortsat gennem den inaktive sektion for på den måde at tø is fra vekslerens overflader. På Figur 6-20 ses en principskitse af varmeveksleren.

Spjæld skift



Figur 6-20 Skitse af modstrømsvarmeveksler bestående af to parallelle sektioner der benyttes skiftevis. Afrimningen foretages ved at føre 10 % af afkastluften gennem den inaktive sektion.

Som det ses af Figur 6-20 føres luftstrømmene vertikalt med fraluften strømmende lodret nedad, hvorved der opnås en bedre bortledning af kondensvandet. Veksleren kan videreudvikles til i varme perioder, hvor tilisning ikke er aktuel, at kunne benytte begge sektioner, hvorved veksleren får et lavere tryktab og højere effektivitet.

7 Beregningsmodel for varmevekslere

For at undersøge kondens og tilisning af varmevekslere er det nødvendigt at have beregningsværktøjer, der kan analysere hvordan kondens og tilisning påvirker varme- og luftstrømme afhængig af varmevekslerens design og styringsstrategier. Dette arbejde er påbegyndt i dette projekt i samarbejde med et projekt finansieret af VKR-fonden om ventilation i kolde klimaer. Beregningsmodellen er indtil videre begrænset til at vurdere indflydelsen af kondens på varmestrømmene i veksleren og kan give et indtryk af hvor i veksleren kondens vil opstå og under hvilke betingelser, der er risiko for tilisning.

7.1 Formål

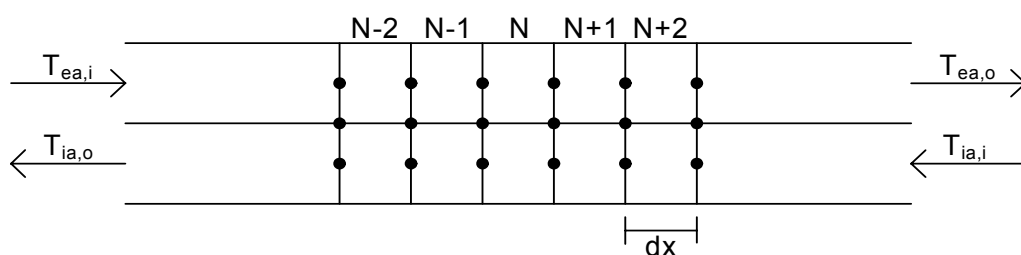
Formålet med dette arbejde er således at udvikle en nøjagtig og anvendelig model/metode til at beregne de komplekse varmeoverføringsmekanismer som forekommer i luft-til-luft pladevarmevekslere når der forekommer faseskift, dvs. tilisning eller kondens, i den ene af de to luftkanaler. Kondens og tilisning vil i høj grad påvirke varmeoverføringskoefficienterne, energibalancen, tryktabet og luftgennemstrømningen i varmeveksleren, og problemstillingen er derfor primært at fastlægge sammenhængen mellem disse forhold i en tilstrækkeligt nøjagtig form.

Formålet var således at udvikle en 1-dimensional, stationær model, som kan benyttes til fastlæggelse af varmeoverføringskoefficienter under forskellige forhold, dvs. med og uden faseændringer.

I det efterfølgende er beskrevet den 1-dimensionale stationære beregningsmodel samt verificeringen af denne.

7.2 Teori

Varmevekslermodellen er som nævnt udviklet som en 1-dimensional stationær formulering, og som udgangspunkt diskretiseres problemstillingen som vist i Figur 7-1.



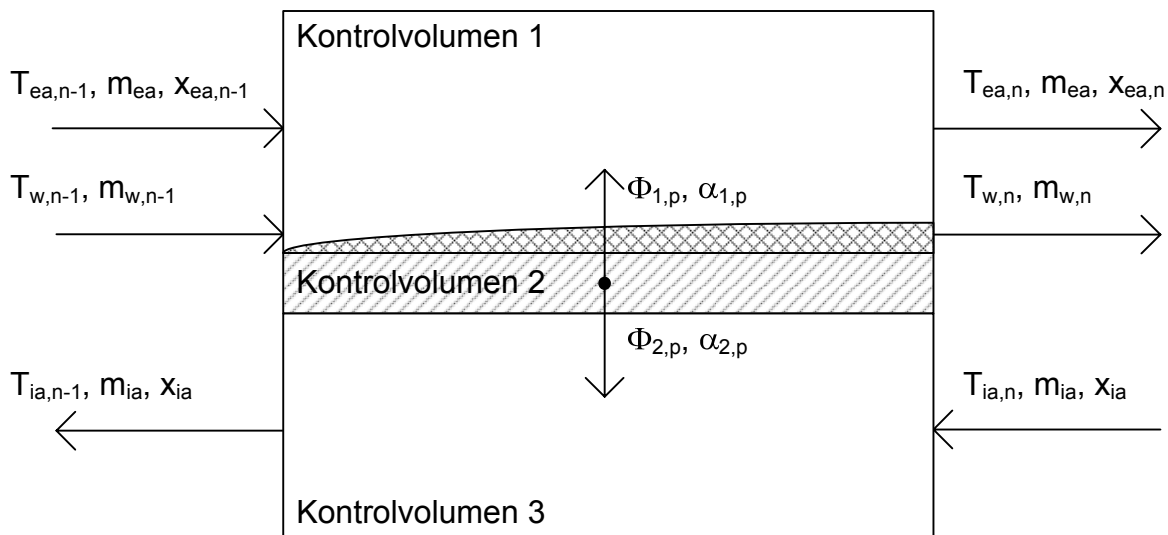
Figur 7-1 Opdeling af kanaler i varmeveksleren i diskrete segmenter.

Varmeveksleren opdeles i et endeligt antal segmenter hvori varmeudvekslingen antages at forekomme som 1-dimensional og stationær. Antallet af segmenter nødvendigt for at opnå en god nøjagtighed i beregningen vurderes på baggrund af ændringen i varmeoverføringskoefficienten på langs med den varmevekslende skilleflade mellem luftstrømmene. Når modellen skal udvides til instationære (tidsvarierende) forhold vil den nødvendige beregningstid for f.eks. simulering af ét år være meget afhængig af antallet af segmenter, og derfor er det vigtigt at optimere forholdet mellem behovet for nøjagtighed med behovet for detaljeringsgrad i modellen. I hvert enkelt segment fast-

lægges hvilken situation der forekommer ud fra 4 muligheder; 1) ingen faseændring; 2) kondensation opstår; 3) kondensation fortsætter eller 4) isdannelse forekommer. Hvis det for et givet segment fastslås at der forekommer isdannelse, vil beregningen gennemføres under antagelse af at kondens og isdannelsen ikke påvirker luftstrømmen, dvs. at der i denne situation udelukkende tages hensyn til ændringerne i varmeoverføringskoefficienterne. I praksis vil varmeveksleren fryse til meget hurtigt efter at isdannelsen begynder, og afrimning eller lignende vil skulle igangsættes med det samme for at undgå dette.

I Figur 7-2 er vist varme- og massetransporten ind og ud af segment N.

For fraluften i Figur 7-2, øverst, er luften karakteriseret ved en indløbstemperatur $T_{ea, n-1}$, en massestrøm af tør luft m_{ea} og et fugtindhold $x_{ea, n-1}$ og vandet (eventuel kondens fra tidligere delelement) er karakteriseret ved en indløbstemperatur $T_{w, n-1}$ og en massestrøm $m_{w, n-1}$. Massestrømmen af tør luft m_{ea} regnes konstant, og derfor er de ubekendte for kontrol-volumen 1 udløbstemperaturen for luften, $T_{ea, n}$, fugtindholdet i luften som forlader kontrol-volumenet, $x_{ea, n}$ samt temperatur og massestrøm for vandet, $T_{w, n}$ og $m_{w, n}$.



Figur 7-2 Varme- og massetransport i segment N.

Pladematerialet som adskiller de to luftstrømme modtager varme fra udsugningsluften dels via den konvektive varmeoverføring men også en eventuel kondensvarme og frysevarme. Pladevæggens temperatur T_p skal altså fastlægges ved en varmebalance mellem tilføring af varme fra fraluften og afgivelse af varme til tilluften. Der tages herudover også hensyn til en eventuel varmeledning på langs i pladematerialet, mens der ikke tages hensyn til varmeledning på tværs af pladematerialet.

For tilluften, nederst, er luften karakteriseret ved en temperatur $T_{ia, n}$, en massestrøm af tør luft m_{ia} og et fugtindhold x_{ia} . Massestrømmen af tilluften samt fugtindholdet i luften antages at være konstant, og derfor er der for tilluften kun én ubekendt svarende til temperaturen af luften som forlader kontrolvolumen 2, $T_{ia, n-1}$.

Denne 1-dimensionale stationære model danner grundlaget for en videreudvikling af den matematiske formulering, således at der kan gennemføres beregninger under dynamiske (tidsvarierende) for-

hold, hvilket vil muliggøre analyser af ophobning af is i veksleren på baggrund af f.eks. design reference år (vejrdata), f.eks. design vejrdata for Uummannaq og Nuuk. Herved vil man kunne karakterisere en given vekslers ydeevne, forudsige i hvilke situationer der kan forekomme problemer med tilisning, og samtidig vil man kunne optimere vekslerudformninger således at problemer minimeres mens ydeevne maksimeres.

7.2.1 Simplifikationer

For at kunne opbygge en beregningsmodel er det nødvendigt at foretage nogle simplificerende antagelser vedrørende systemets opførsel. Følgende antagelser gøres i forbindelse med opbygningen af modellen:

Varmeoverføringskarakteristika og fysiske egenskaber for materialerne er ikke afhængige af temperatur, position og tid.

Lufthastigheden er konstant i hver af de to kanaler.

Der forekommer ikke utætheder i systemet.

I det tilfælde hvor der forekommer isdannelse i varmeveksleren, antages det at isen "bliver en del af" pladematerialet der adskiller luftstrømmene, svarende til at is og plademateriale har en fælles middeltemperatur.

Yderligere antagelser og simplificeringer vil blive diskuteret i forbindelse med selve modelformuleringen i de konkrete situationer hvor de forekommer.

7.2.2 Matematisk formulering

Hvis man betragter Figur 7-2, kan enthalpien som tilføres kontrolvolumen 1 skrives som:

$$h_{1,n-1} = (c_{pa} \cdot T_{ea,n-1} + x_{ea,n-1} \cdot (\Delta h_v + c_{pv} \cdot T_{ea,n-1})) \cdot \dot{m}_{ea} + \dot{m}_{w,n-1} \cdot c_{pw} \cdot T_{w,n-1} \quad (1)$$

hvor c_{pa} er den specifikke varmekapacitet for luft, $T_{ea,n-1}$ er temperaturen af den luft der tilføres kontrolvolumen 1, $x_{ea,n-1}$ er fugtindholdet af luften der tilføres kontrolvolumen 1, Δh_v er fordampningsvarmen for vand, c_{pv} er den specifikke varmekapacitet for vanddampen, \dot{m}_{ea} er massestrømmen af luft i kontrolvolumen 1, $\dot{m}_{w,n-1}$ er massestrømmen af vand der tilføres kontrolvolumen 1, c_{pw} er den specifikke varmekapacitet for vand og $T_{w,n-1}$ er temperaturen af vand der tilføres kontrolvolumen 1.

Enthalpien som forlader kontrolvolumen 1 kan skrives som:

$$h_{1,n} = (c_{pa} \cdot T_{ea,n} + x_{ea,n} \cdot (\Delta h_v + c_{pv} \cdot T_{ea,n})) \cdot \dot{m}_{ea} + \dot{m}_{w,n} \cdot c_{pw} \cdot T_{w,n} \quad (2)$$

hvor $T_{ea,n}$ er temperaturen af den luft der forlader kontrolvolumen 1, $x_{ea,n}$ er fugtindholdet af luften der forlader kontrolvolumenet, $\dot{m}_{w,n}$ er massestrømmen af vand som forlader kontrolvolumen 1 og $T_{w,n}$ er temperaturen af vandet som forlader kontrolvolumen 1.

I kontrolvolumenet kan der dannes varme hvis enten kondens eller isdannelse forekommer. Kondensationsvarmen kan enten afsættes i skillevæggen mellem de varmevekslende luftstrømme eller i luften (tågedannelse). Den totale kondensationsvarme kan udtrykkes ved:

$$\Phi_{\text{cond}} = \Delta h_v \cdot \dot{m}_{\text{ea}} \cdot (x_{\text{ea},n} - x_{\text{ea},n-1}) \quad (3)$$

Den totale latente varme for isdannelse kan udtrykkes som:

$$\Phi_{\text{ice}} = \Delta h_m \cdot (\dot{m}_{\text{w},n-1} + \dot{m}_{\text{ea}} (x_{\text{ea},n-1} - x_{\text{ea},n})) \quad (4)$$

hvor h_m er smeltevarmen for is.

Varmestrømmen fra kontrolvolumen 1 til varmevekslervæggen (kontrolvolumen 3) kan bestemmes ud fra udtrykket:

$$\Phi_{1,p} = \alpha_{1,p} \cdot (T_{p,n} - T_{\text{ea},n}) - \Phi_{\text{cond}} \cdot K - \Phi_{\text{ice}} \quad (5)$$

hvor $\alpha_{1,p}$ er den konvektive varmeoverføringskoefficient mellem den varme fugtige luft og varmevekslervæggen, $T_{p,n}$ er temperaturen af pladevæggen, og K er en konstant som angiver hvor stor en del af kondensationsvarmen som afsættes i varmevekslervæggen, dvs. svarende til at den resterende del afsættes i luften (tågedannelse). Som udgangspunkt antages det at $K = 1$, dvs. svarende til at al kondensationsvarmen afsættes i varmevekslervæggen.

For kontrolvolumen 2 kan enthalpien ind og ud samt varmemstrømmen fra kontrolvolumen 2 til varmevekslervæggen (kontrolvolumen 3) fastlægges som hhv.:

$$h_{2,n} = (c_{\text{pa}} \cdot T_{\text{ia},n} + x_{\text{ia}} \cdot (\Delta h_v + c_{\text{pv}} \cdot T_{\text{ia},n})) \cdot \dot{m}_{\text{ia}} \quad (6)$$

hvor $T_{\text{ia},n}$ er temperaturen af den luft som tilføres kontrolvolumen 3, x_{ia} er fugtindholdet af den luft som tilføres kontrolvolumen 2 og \dot{m}_{ia} er massestrømmen af luften.

$$h_{2,n-1} = (c_{\text{pa}} \cdot T_{\text{ia},n-1} + x_{\text{ia}} \cdot (\Delta h_v + c_{\text{pv}} \cdot T_{\text{ia},n-1})) \cdot \dot{m}_{\text{ia}} \quad (7)$$

hvor $T_{\text{ia},n-1}$ er temperaturen af den luft som forlader kontrolvolumen 3.

Varmestrømmen fra kontrolvolumen 2 til varmevekslervæggen (kontrolvolumen 3) kan bestemmes ud fra udtrykket:

$$\Phi_{2,p} = \alpha_{2,p} \cdot (T_{p,n} - T_{\text{ia},n}) \quad (8)$$

hvor $\alpha_{2,p}$ er den konvektive varmeoverføringskoefficient mellem den kolde luft og varmevekslervæggen.

De ubekendte i ligning (1) – (8) er $T_{\text{ea},n}$, $T_{p,n}$, $T_{\text{ia},n-1}$, $T_{\text{w},n}$, $\dot{m}_{\text{w},n}$ og $x_{\text{ea},n}$, hvor dog $\dot{m}_{\text{w},n}$ og $x_{\text{ea},n}$ er implicit afhængige, og derfor ender vi op med 5 ubekendte.

For at kunne fastlægge værdierne af disse ubekendte benytter vi følgende ligninger, som beskriver bevarelsen af energi for hver af de tre kontrolvolumener:

$$0 = h_{1,n-1} - h_{1,n} + \Phi_{1,p} \quad (9)$$

$$0 = h_{2,n} - h_{2,n-1} + \Phi_{2,p} \quad (10)$$

$$0 = \Phi_{1,p} + \Phi_{2,p} + C_{n-1} \cdot (T_{p,n} - T_{p,n-1}) + C_n \cdot (T_{p,n} - T_{p,n+1}) \quad (11)$$

og bevarelse af masse (dvs. relationen mellem $m_{w,n}$ og $x_{ea,n}$):

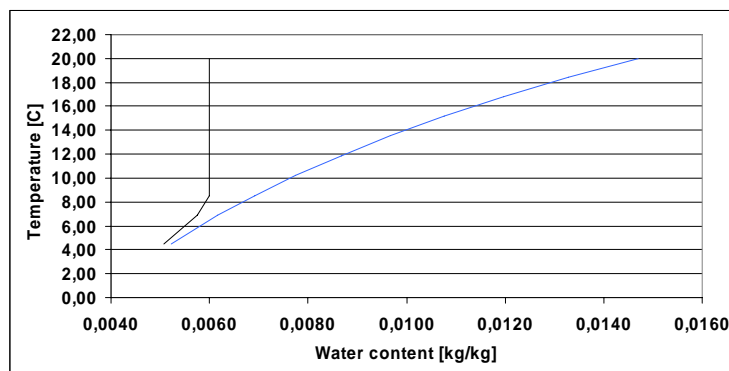
$$m_{w,n} = \begin{cases} m_{w,n-1} + (x_{ea,n-1} - x_{ea,n}) \cdot m_{ea}, & \text{ingen isdannelse} \\ 0, & \text{isdannelse} \end{cases} \quad (12)$$

Vi har således kun 3 ligninger som beskriver energibevarelsen i systemet og vi har behov for at fastlægge 4 temperaturer og massestrømmen af vand som forlader kontrolvolumen 1. Derfor gør vi følgende antagelser;

a) Temperaturen af det vand som forlader kontrolvolumen 1 vil have samme temperatur som varmeveksler væggen ved "udløbet", dvs. $T_{w,n} = T_{p,n}$.

b) Fugtindholdet i luften som forlader kontrolvolumen 1, $x_{ea,n}$, bestemmes som følger:

Det antages at kondenseringen forløber langs en ret linie i et Ix-diagram (enthalpi-vandindhold-diagram), fra indløbsforholdene mod mætningstilstanden ved pladens temperatur (ved udløbet), beskrevet i Danvak [6]. Metoden er illustreret i Figur 7-3.



Figur 7-3 Ix-diagram som viser kondenseringens forløb som stykvis lineær mod mætningen.

Mætningsdamptrykket bestemmes ud fra følgende formel:

$$P_{\text{sat}} = \frac{T_{ea,n-1}}{T_{ea,n-1} + 0,62198} \cdot 101325 \quad (13)$$

og herudaf kan fastlægges dugpunktstemperaturen:

$$T_{\text{sat}} = 37,58 - \frac{4042,9}{\ln(P_{\text{sat}}) - 23,5771} - 273,15 \quad (14)$$

Hvis pladevæggens temperatur er lavere end dugpunktstemperaturen, så fastlægges fugtindholdet som:

$$x_{ea,n} = \min \begin{pmatrix} x_{ea,n-1} - \Delta x \\ x_{sat,ea,n} \end{pmatrix} \quad (15)$$

hvor $x_{sat,ea,n}$ er mætningsfugtindholdet for luften ved temperaturen $T_{ea,n}$ og Δx er ændringen i luftens fugtindhold fastlagt ved følgende formel:

$$\Delta x = \frac{h_{1,n-1} - h_{1,n}}{\left(\frac{dl}{dx} \cdot \dot{m}_{ea,n-1}\right)} \quad (16)$$



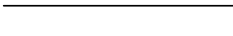
dl/dx er givet ved følgende udtryk:

$$\frac{dl}{dx} = \frac{\left(\frac{h_{1,n-1}}{m_{ea,n-1}} - \left(c_{pa} \cdot T_{p,n} + x_{sat,p,n} \cdot (\Delta h_v + c_{pv} \cdot T_{p,n}) \right) \right)}{(x_{ea,n-1} - x_{sat,p,n})} \quad (17)$$

hvor $x_{sat,p,n}$ er mætningsfugtindholdet ved pladetemperaturen $T_{p,n}$.

Hvis pladevæggens temperatur er højere end dugpunktstemperaturen, så er fugtindholdet det samme som i foregående kontrolvolumen, dvs. $x_{ea,n} = x_{ea,n-1}$.

Varmeoverføringskoefficienterne $\alpha_{1,p}$ og $\alpha_{2,p}$ afhænger af hvorvidt luftstrømmene i varmeveksleren er laminære eller turbulente. Hvis luftstrømmene er laminære er Nusselt's tal konstant - dog afhængig af kanalernes tværsnit [7], dvs.:

| | | |
|---|-------------------|-------|
|  | Ligesidet trekant | 3,1 |
|  | Kvadrat | 3,6 |
|  | Uendelig | 8,235 |

Tabel 2 Nusselt tal for laminar strømning i rør med forskellige tværsnitsudformninger.

og varmeoverføringskoefficienterne kan bestemmes af:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_{air}}{d_h} \quad (18)$$

hvor λ_{air} er luftens varmeledningsevne og d_h er rørets hydrauliske diameter.

Hvis luftstrømmene er turbulente kan Nusselt's tal bestemmes af Gnielinski's formel [7]:

$$\text{Nu} = \frac{(f/8) \cdot (\text{Re} - 1000) \cdot \text{Pr}}{1 + 12.7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \quad (19)$$

Hvor friktionsfaktoren, f , kan udtrykkes som [7]:

$$f = (0.790 \cdot \ln(\text{Re}) - 1.64)^{-2} \quad (20)$$

Anvendelsen af ovenstående formel er under antagelse af at følgende er gældende; Reynold's tal skal ligge i intervallet 3000 til $100 \cdot 10^6$, dvs. svarende til at luftstrømmene er turbulente og Prandtl's tal skal ligge i intervallet 0,5 til 1,5.

Reynold's tal kan beregnes ved hjælp af følgende formel [7]:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d_h}{\nu} \quad (21)$$

hvor v er lufthastigheden og ν er luftens kinematiske viskositet.

Ved at indsætte (21) og (22) i (20) og benytte dette i (19) kan fastlægges varmeoverføringskoefficienterne for tilfældet hvor luftstrømmene er turbulente.

7.3 Verificering

Den 1-dimensionale stationære model skal naturligvis verificeres ved sammenligninger med målinger på konkrete varmevekslere under kontrollerede forhold. Der er gennemført en enkelt sammenligning af modellens resultater med resultater fra en forsøgsopstilling i BYG-DTU's forsøgshal. Den varmeveksler som er brugt i den pågældende forsøgsopstilling er en modstrømsvarmeveksler af mærket Recair Sensitive [5] med en længde på ca. 0,4 m, svarende til at den skulle have en tempe- ratureffektivitet på ca. 90 % ved en luftstrøm på 50 m³/h.

I forsøget sendes fraluften med temperatur 20,0 °C og fugtindhold på 0,0048 kg/kg ind fra den ene side og udeluften med temperatur -2,5 °C ind fra den anden side, og der aflæses hvilken temperatur og relativ fugtighed afkastluften har når den forlader veksleren og hvilken temperatur tilluften har når den forlader veksleren.

I laborieforsøget er følgende resultater opnået:

$$\begin{aligned} T_{\text{afkast}} &= 1,5 \text{ °C} \\ x_{\text{afkast}} &= 0,0036 \text{ kg/kg} \\ T_{\text{tilluft}} &= 17,5 \text{ °C} \end{aligned}$$

I varmevekslermodellen er vekslerens karakteristiske dimensioner og øvrige data indtastet. Herud- over fastsættes de kendte temperaturer og fugtindhold for luftstrømmene, og der gennemføres en beregning af ovenstående tre parametre. Resultaterne er angivet nedenfor:

$$\begin{aligned} T_{\text{afkast}} &= 1,9 \text{ °C} \\ x_{\text{afkast}} &= 0,0042 \text{ kg/kg} \\ T_{\text{tilluft}} &= 17,3 \text{ °C} \end{aligned}$$

Sammenligner man de to sæt resultater er det tydeligt at der er forskel på de i praksis opnåede værdier og de teoretisk bestemte værdier, men forskellene er relativt beskedne og modellen giver altså et rimeligt godt billede af forholdene i veksleren. Vigtigst er det at bemærke at der i modellen ikke udkondenseres ligeså store mængder vand som der gør i forbindelse med målingerne.

Det mest interessante aspekt i varmevekslermodellen er muligheden for at tage højde for den varme som opstår i forbindelse med at der kondenserer vand i den ene side af veksleren. For at kunne vurdere betydningen af at der tages højde for kondensvarmen, er der gennemført endnu en beregning hvor der ikke tages hensyn til kondensvarmen, og resultaterne er som følger:

$$T_{\text{afkast}} = 0,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$x_{\text{fraluft/afkast}} = 0 \text{ kg/kg (sættes konstant da bidrag fra kondens ikke medtages i beregningen)}$$

$$T_{\text{tilluft}} = 16,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Sammenlignes disse resultater med resultaterne hvor kondensvarmen blev medtaget, er det tydeligt at det har en stor betydning, og specielt for afkasttemperaturen som falder fra 1,9 °C til 0,6 °C. Dette viser at kondens har en stor betydning og at det dermed er nødvendigt at medtage denne i modellen.

Modellen er i som udgangspunkt opdelt i 10 del-områder, svarende til at der indenfor hver af de 10 områder foretages en 1-dimensional, stationær beregning af varmeudvekslingen, og derfor vil det være interessant at undersøge hvorvidt det har betydning for resultaterne hvis antallet af delområder fordobles. Nedenfor er anført resultaterne af beregningen for et tilfælde svarende til at der benyttes 20 delområder frem for 10.

$$T_{\text{afkast}} = 1,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$x_{\text{afkast}} = 0,0042 \text{ kg/kg}$$

$$T_{\text{tilluft}} = 17,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Modellen med 20 celler får altså en lidt lavere afkasttemperatur, hvilket svarer bedre til målingen, og for tillufttemperaturen og fugtindholdet af afkastluften fås samme værdier som for tilfældet hvor der benyttes 10 celler. Umiddelbart er der således ikke noget der tyder på at det i nærværende tilfælde er nødvendigt med en finere inddeling, idet fugtindhold og tillufttemperatur ikke ændres væsentligt ved den højere detaljeringsgrad. Selvfølgelig vil der kunne forekomme situationer hvor det kan være nødvendigt at operere med flere inddelinger af en varmeveksler, og behovet for dette vil i høj grad afhænge af gradienterne for varmeoverføringskoefficienterne.

7.4 Det videre arbejde

I modellen antages det at en eventuel kondens vil forekomme på pladen som adskiller de to luftstrømme, og her vil det skulle vurderes hvorvidt en del af kondensen kan forekomme som tågedannelse i luften i stedet for. I modellen er der allerede indlagt mulighed for at ændre på dette forhold. Når den 1-dimensionale stationære model er endeligt verificeret vil den endeligt fastlagte matematiske formulering og metode blive benyttet i forbindelse med opbygning af en dynamisk model, og denne model kan herefter benyttes i forbindelse med dynamisk simulering af varmevekslere. Kondens- og isdannelse vil påvirke tryktab og luftgennemstrømning i varmevekslere og dette forhold vil også skulle indgå i den dynamiske model, således at der kan foretages vurderinger af forskellige metoder for afisning af varmevekslere.

8 Referenceliste

[1] Udvikling og optimering af et energieffektivt straightner ventilationsaggregat med indbygget chopper varmevekslser, Teknologisk Institut, Februar 2003. ENS-journal nr. 1212/01-0018.

[2] Optimering af aksialventilatorers virkningsgrad, Teknologisk Institut, December 2001. ENS-journal nr. 731227/99-0011.

[3] Munters AB Carl, Haellgren, K. Method and device for defrosting heat exchanger without impairment of its heat exchange efficiency. Patent number: SE419897, Publication date: 1981-08-31.

[4] DSF 447:2004, Norm for mekaniske ventilationsanlæg, Code of practice for mechanical ventilation installations, 2004

[5] Recair B.V., Vijzelweg 16, 5145 NK Waalwijk, The Netherlands.
<http://www.recair.nl/GB/recair.sensitive.htm>

[6] Danvak ApS (1992) Varme- og Klimateknik, Grundbog. Teknisk Forlag A/S, København.

[7] Mills, A. F. (1992) Heat Transfer. IRWIN.

Bilag 1 – Datablad for modstrømsveksler

Følgende er hentet fra: <http://www.recair.nl/GB/recair.sensitive.htm>



USA | NL | GB | D | F

home | recair recuperatie technology | a pleasant climate | **recair sensitive** | recair enthalpy | our company

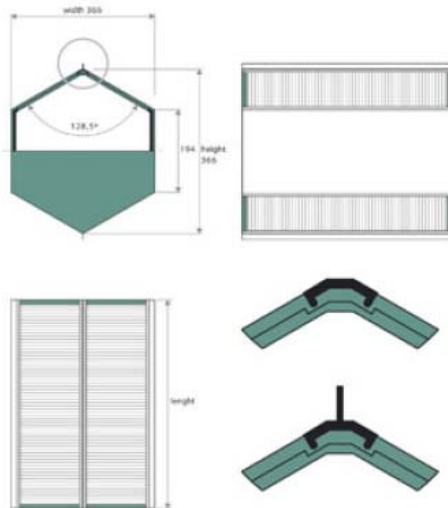


Fig. 3

recair sensitive

patented

The Recair Sensitive has rapidly become the product of choice and undisputed market leader in the Dutch building industry. Because of this, a number of European countries as well as the United States are showing increasing interest in Recair Sensitive. And it's not wonder, since the Recair Sensitive makes optimum, efficient use of the difference between inside and outside air temperatures. The positive effects of this are a healthier and more pleasant climate and lower energy bills.

Construction

The Recair Sensitive is constructed from thin layers of polystyrene, with alternate layers of flat and profiled foils, creating a unique structure of small ducts. The product has a hexagonal shape and is available in different heights varying from 100 to 500 mm.

Performance

The effectiveness and pressure drop as a function of the air flow in the Recair Sensitive have been measured and set out in diagrams (see fig. 4). These measurements were carried out using dry air at a constant temperature of 20 °C and an equal mass balance. Both the Netherlands Organisation for Applied Scientific Research TNO as well as the Eindhoven University of Technology confirm these values. Due to condensation in the return air, effectiveness rises at lower outside air temperatures. At high return-air humidity, effectiveness may even rise to 98% (see fig. 5). At extreme condensation, the pressure drop in the return air may double. The high effectiveness results in a very small temperature difference between the supply and return air, which in turn results in a comfortable indoor climate (without sensible air flows).

Freezing

At low outside air temperatures, the exhaust air may drop below 0 °C. However, the condensation heat of the moisture in return air keeps the exhaust air above the freezing point, while the exhaust air outside is already far below (see fig. 6). The recuperator's annual number of freezing hours is therefore much lower than the frost hours of the outside air. Professional installation can prevent the recuperator from freezing.

Mounting

The Recair Sensitive has flat sides, side-profiles and flanges around the inlet and outlet air connections for easy and airtight integration into the heat recovery unit (see fig. 3).

In order to drain the condensed moisture from the return air, the exchange channels should be mounted either horizontally or vertically. The return air direction should always be down-flow.

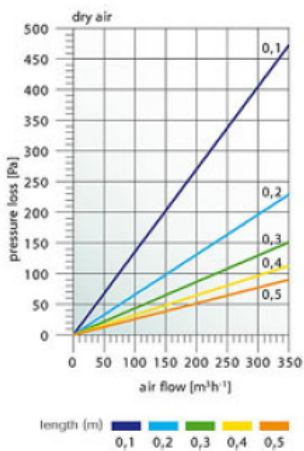


Fig. 4a.
Pressure loss as a function of airflow.

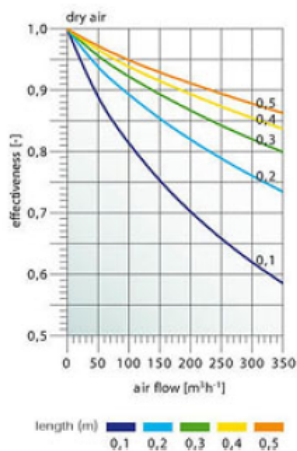


Fig. 4b.
Effectiveness as a function of the airflow.

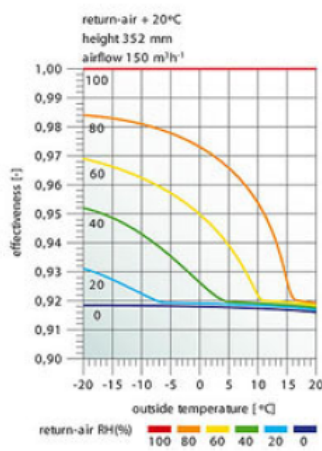


Fig. 5.
Influence on effectiveness due to condensation heat.

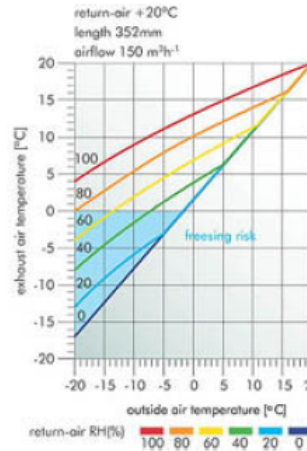
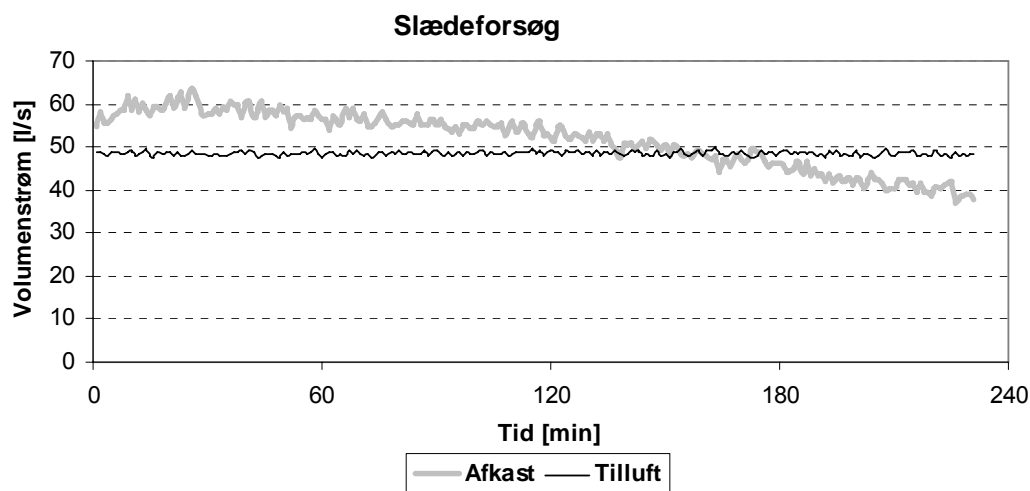


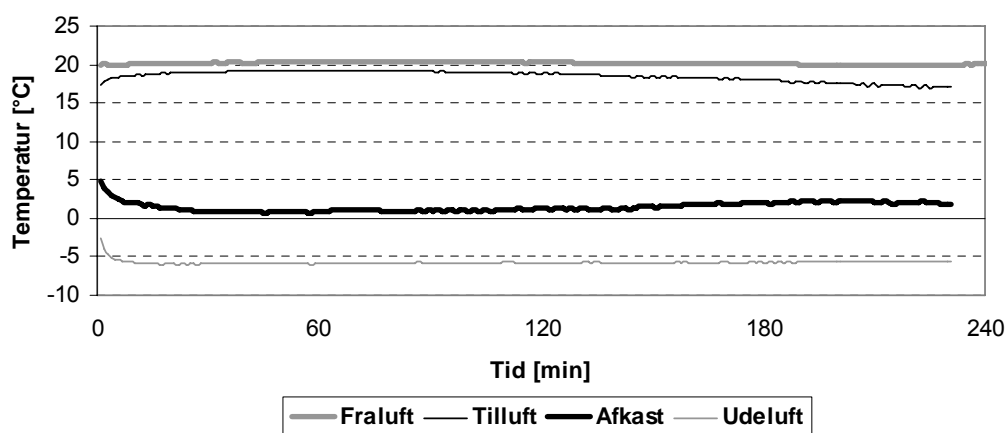
Fig. 6.
Waste air temperature as a function of the outside temperature.

Bilag 2 – Forsøg med øget slædehastighed

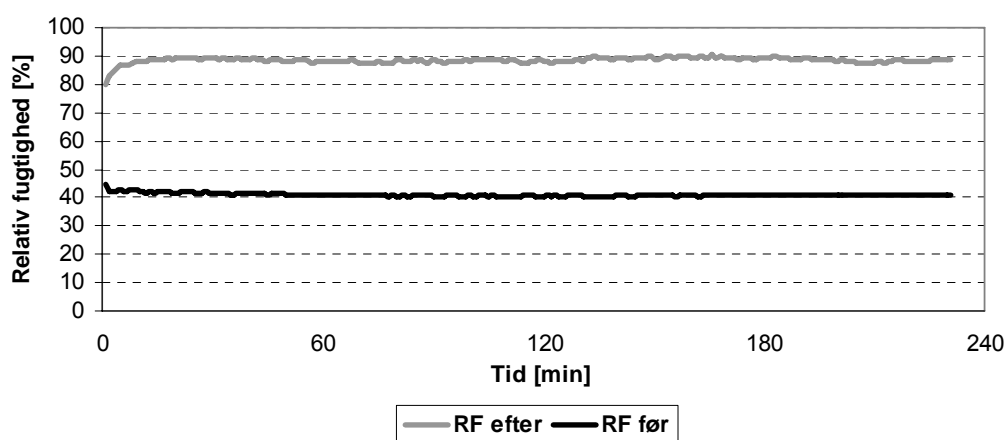
På figurene nedenfor ses målingerne foretaget med passagetid for slæden på 60 sekunder. (Maksimal hastighed af slæden)



Figur 0-1 Målt volumenstrøm på afkast- tilluftsiden



Figur 0-2 Målte lufttemperaturer i kanalerne umiddelbart før og efter veksleren



Figur 0-3 Målt relativ fugtighed i fraluftskanalen og afkastkanalen.

Bilag 3 – Data for det benyttede forsøgsudstyr

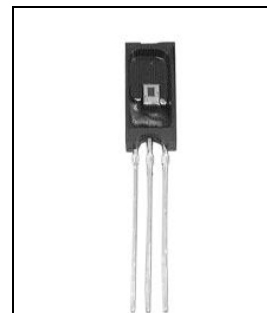
Ventilatorer

Ventilatorerne er af mærket BESB 250-4-MGE fra firmaet EXHAUSTO A/S. Datablad for ventilatoren findes på nedenstående web-adresse:
<http://www.exhausto.dk>



Relative fugtighedsfølere

De to relative fugtighedsfølere fra Honeywell er af typen HIH-3610 og har et måleområde fra 0-100 % RF med en usikkerhed på ± 2 % RH. Følerne kræver en spændingsforsyning på 5 V. Datablad for føleren findes på nedenstående web-adresse:
http://content.honeywell.com/sensing/prodinfo/humiditymoisture/009012_2.pdf



Målekryds

De to målekryds er af typen MSD-125 (Ø125) fra producenten Halton. Måleområdet for målekrydsene er fra 25 l/s til 120 l/s. Datablad for målekrydset findes på nedenstående web-adresse:
<http://www.halton.dk/>



Differenstryktransmittere

De to differenstryktransmittere er fra ENOTECH og er af typen DSP-1000P. Typen har et måleområde fra 0 - 100 / 0 - 200 / 0 - 500 / 0 - 1000Pa afhængigt af jumper placering. Datablad for differenstryktransmitteren findes på nedenstående web-adresse:
<http://www.enotech.dk/>

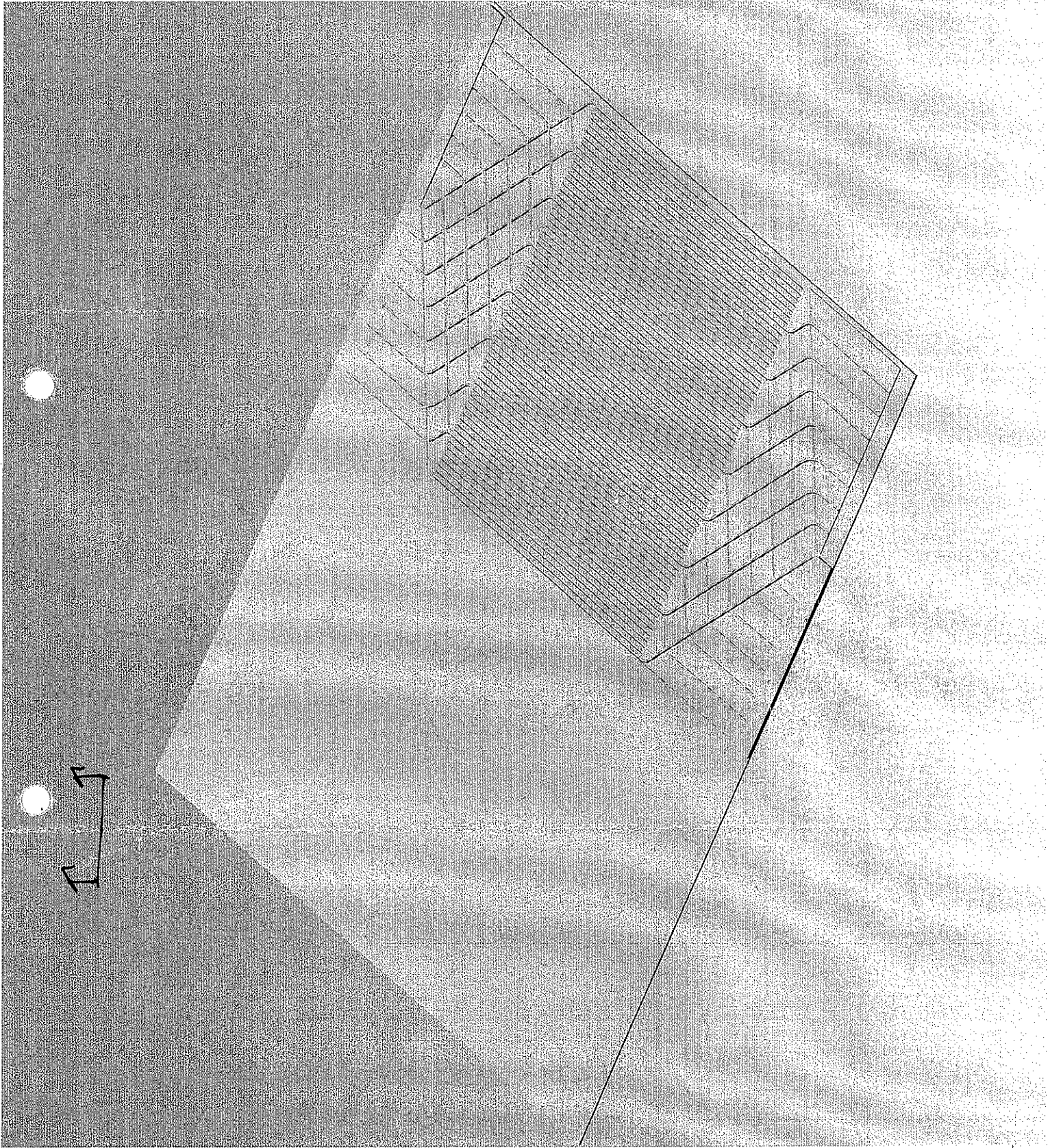


Temperaturfølere.

Datalogger til temperaturmåling og spændingsmåling

Bilag 4 - Logbog fra udvikling af varmeveksler

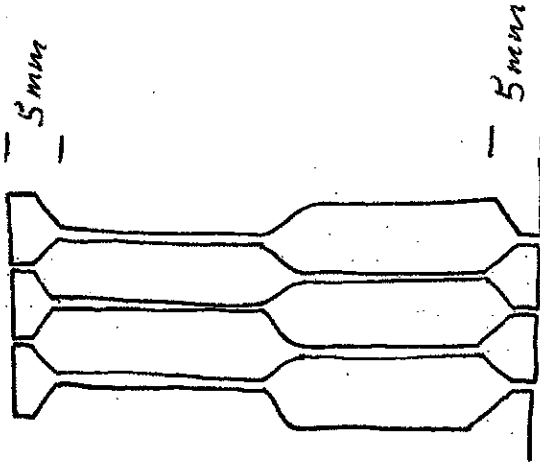
- **Tegninger (oversigt og detaljer)**



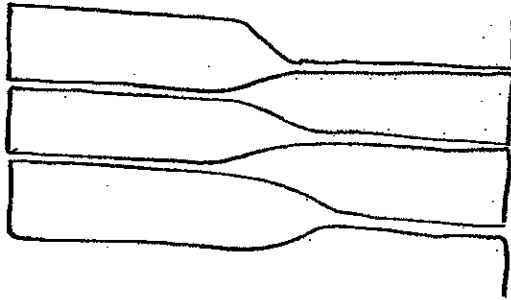
11117
11117

INDUSTRI OG ENERGI

30 JAN. 2004

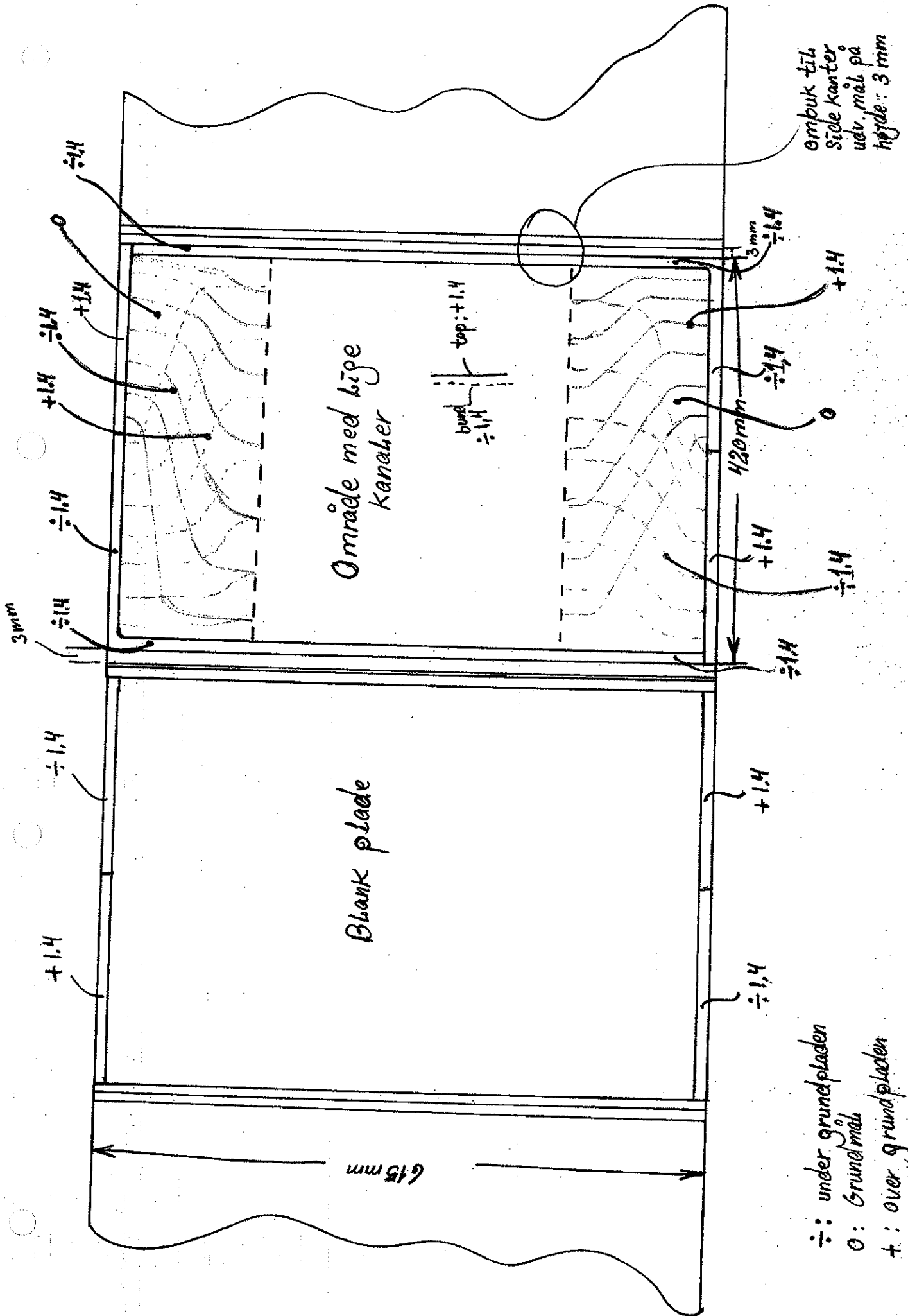


Indløb set fra ende A



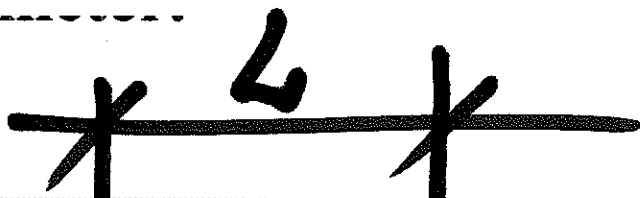
Indløb set fra ende B

Att. Christian Drivsholm

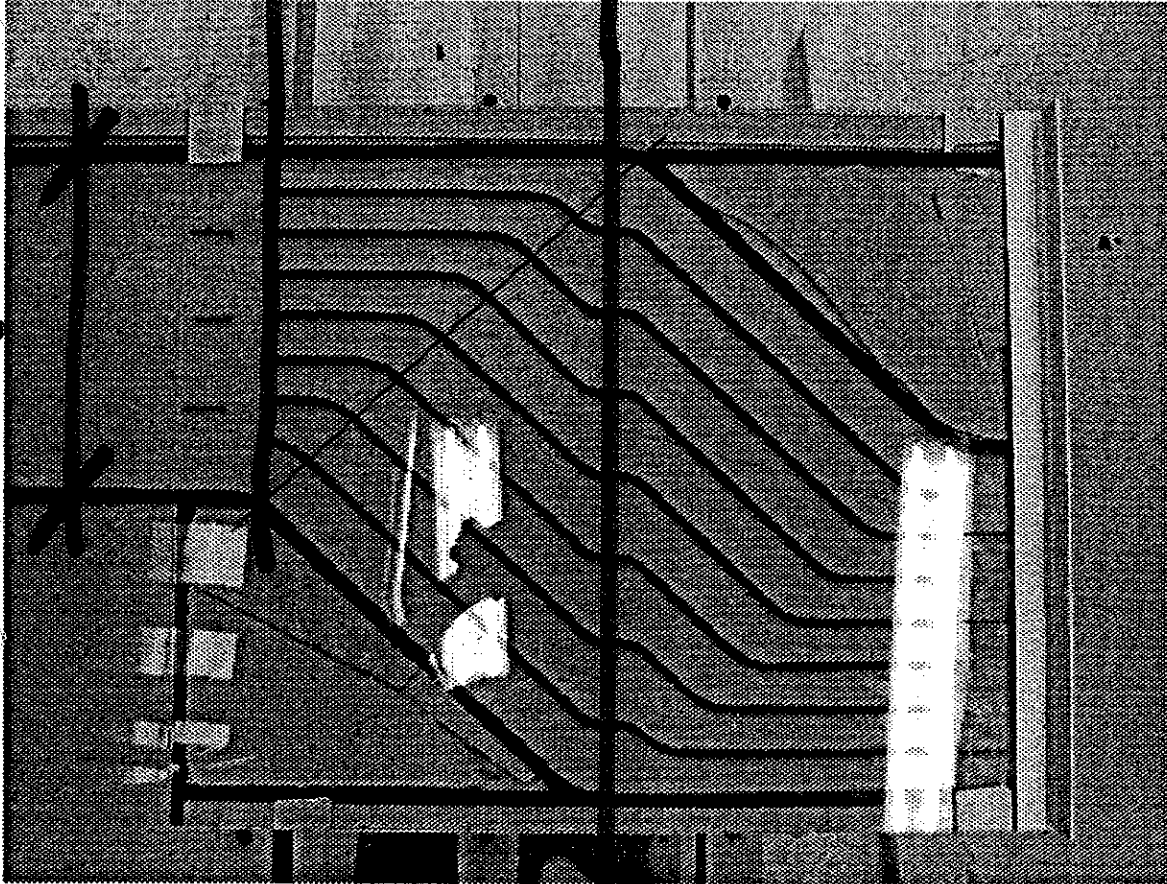


Att. Christian Drivsholm

Side 1



$$L = 0,75h'$$



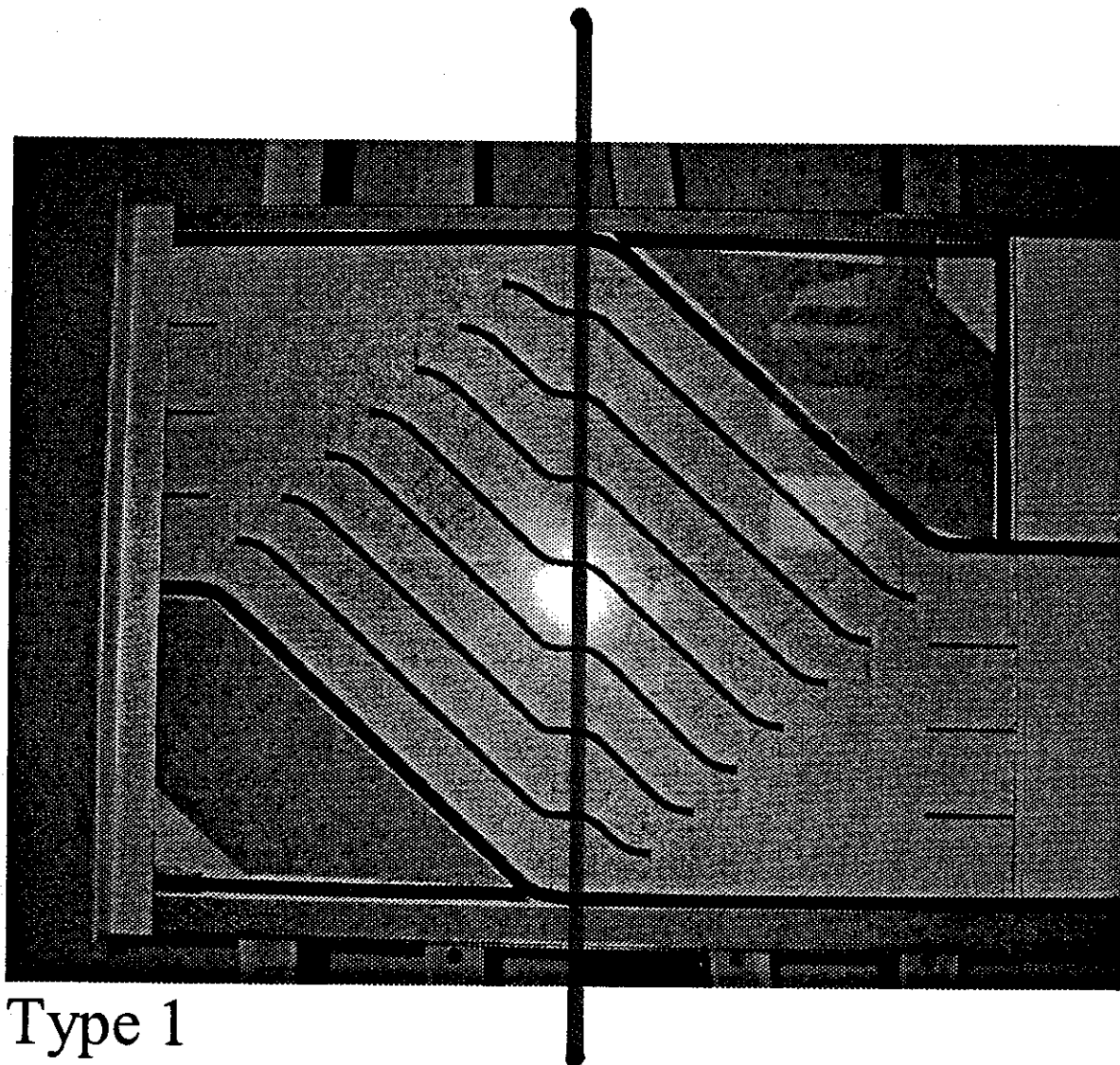
Type 2 med forlænget ind- og udløb

$$2h = 420 \text{ mm}$$

Lige stykker: 205 mm

: kan varieres i højden. For også a få et visuelt ned røg er oversiden af kanalen udført af en sprosser. Opstillingen fremgår af Figur 6. **Fejl!**

De to typer ind- og udløb blev fremstillet som en
fremgår af Figur 6. **Fejl! Ukendt argument for p**



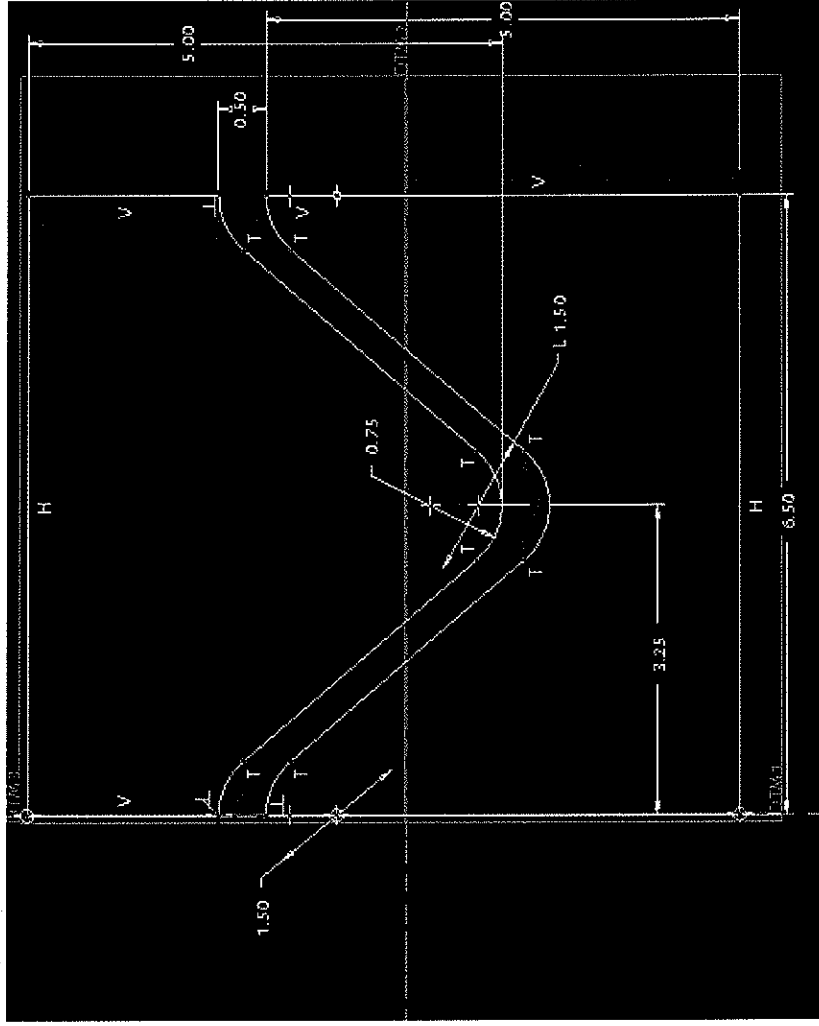
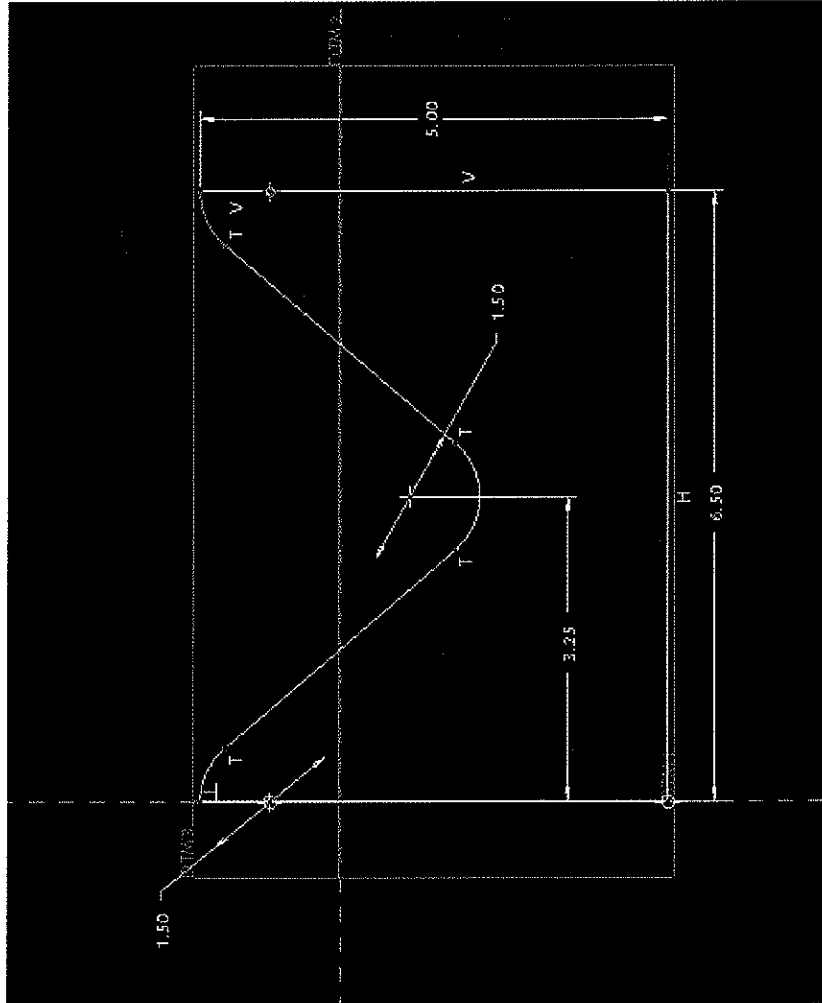
Type 1

Ty

Figur 6. Fejl! Ukendt argument for parameter..

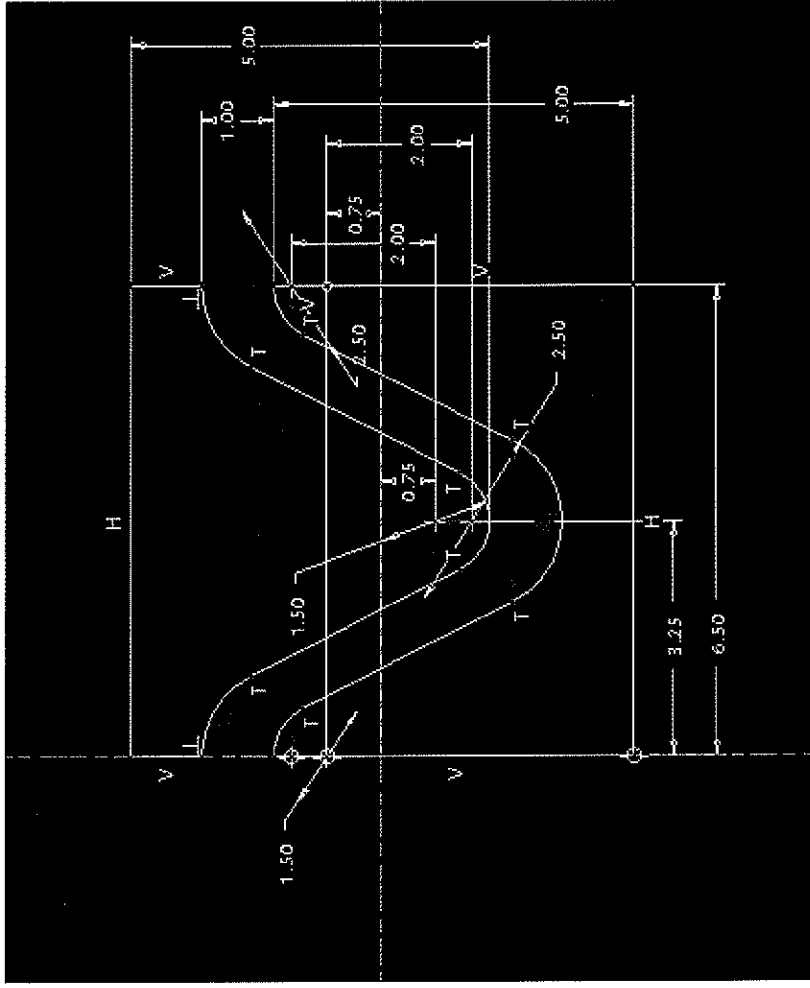
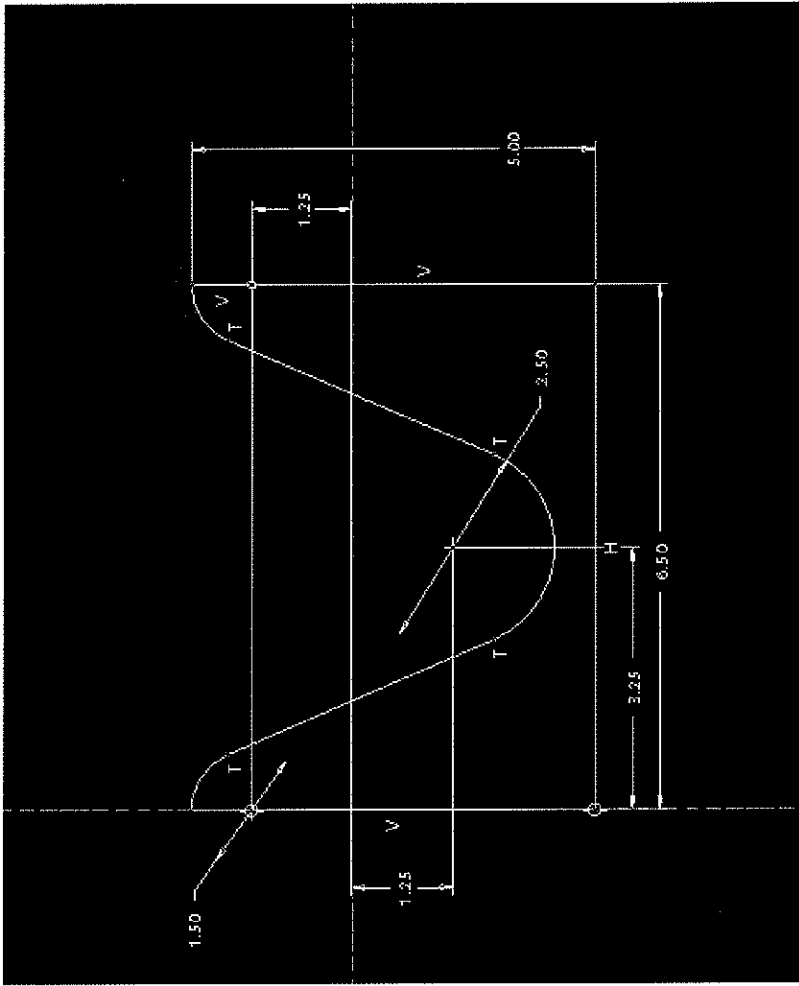
Mønstrene er opbygget med gummilister der kan v
billede af strømningforløbet, eksempelvis med rø
acrylplade. Kanalen sammenholdes med træspross
Ukendt argument for parameter.

Ens rundinger i "toppe" og "bunde"



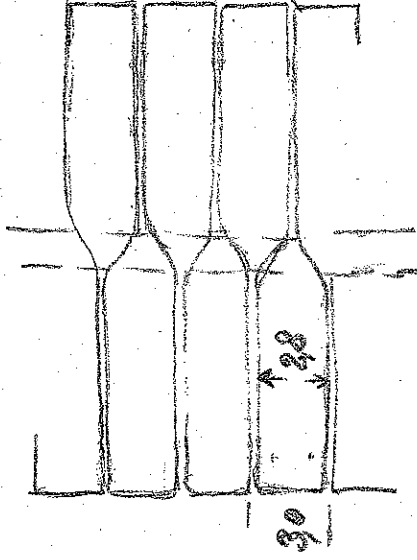
Figur viser "riller" set i profil. Der er på figuren set bort fra krumningsradius af emnet da dette er ca. 100.

Uens rundinger i "toppe" og "bunde"

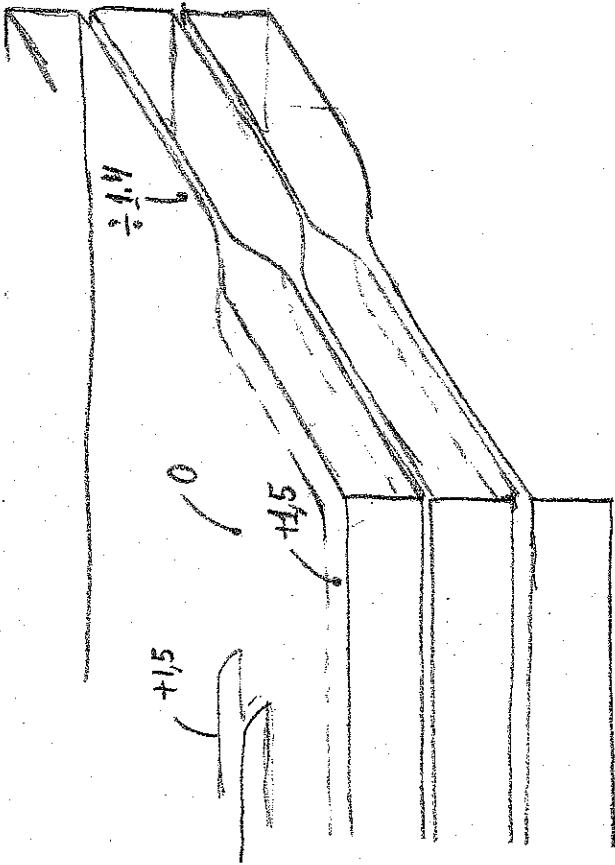


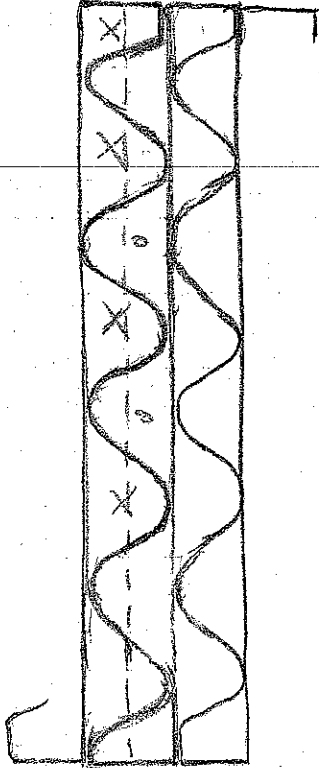
Figur viser "riller" set i profil. Der er på figuren set bort fra krumningsradius af emnet da dette er ca. 100.

18/01-04

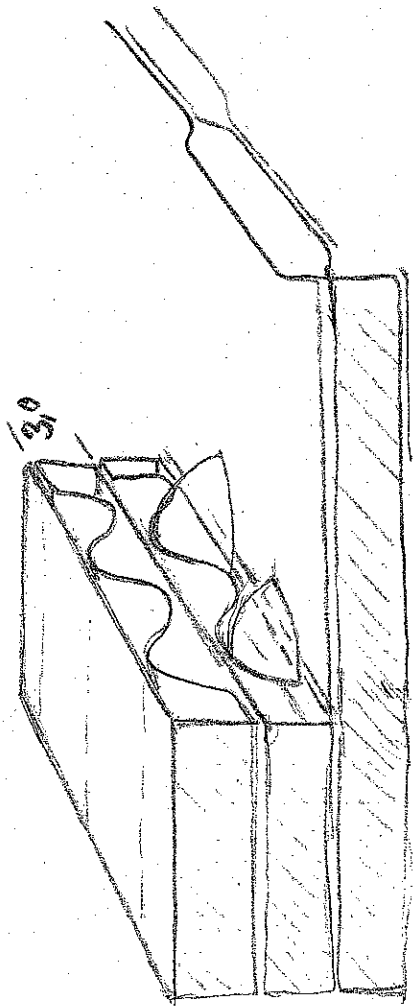


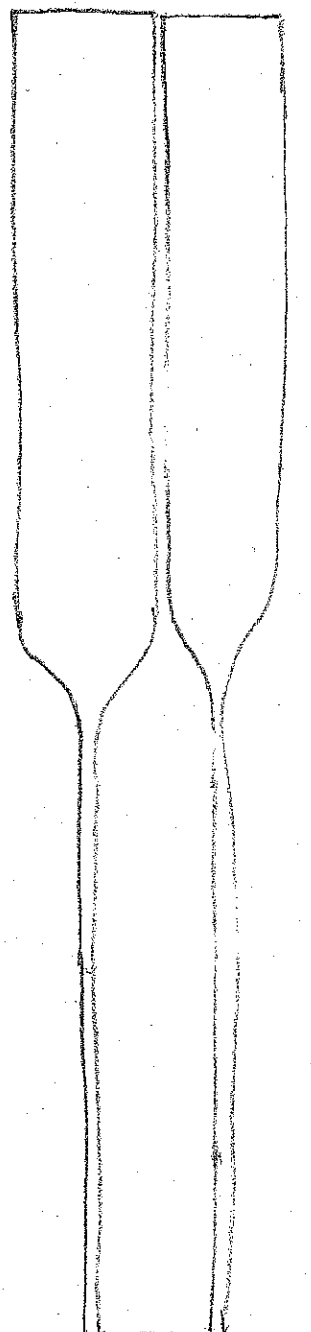
Snitt A-A

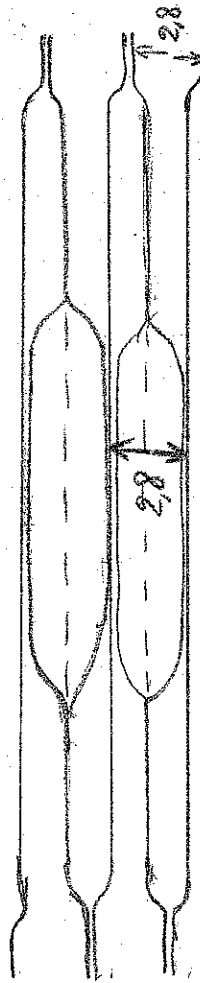




Snit G-C







set pa sidan

- **Loddeforsøg af aluminiumsplader**

Where to find us

Head Office & Manufacturing

Unit 15 Silverstone Circuit
Silverstone
Northants
NN12 8TL
United Kingdom

Telephone: 00 44 (0) 1327 857164

Fax: 00 44 (0) 1327 858011

United States Agent

Earls Direct Shop
302 Gasoline Alley
Indianapolis
IN 46222
USA

Telephone: 001 317 241 0318

Fax: 001 317 247 1128

Contact



Alan Docking

Managing Director

Mel Johnson

Engineering Sales
Manager

01327 850 311

Andy Holmes

Workshop
Supervisor

Radiators

Alumin with a cladding that melts at a lower temperature

not good
need better
support of
the sheets

X Adhesives ?

Will investigate



Welding no good
unstable

~~Welding~~ / Loctite
adhesives

Brett Jenkinsen

tel +44(0)1707 358 800

mob 0044(0)7775823924

m brett.jenkinsen@

henkel.co.uk.

www.loctite.com.

3M

very thin to give the bonding and needs to be heat resistant.

Andy Drysdale

Fra: Andy Drysdale**Sendt:** 2. februar 2005 09:37**Til:** 'Mel Johnson'**Emne:** SV: Techniques to weld thin aluminium sheets?

Hi Mel

I hope that the sheets arrived safely.

I will try to phone during the afternoon today to hear if you have any ideas about possible solutions.

Kind regards
Andy

Fra: Mel Johnson [mailto:Mel.Johnson@dockingengineering.com]**Sendt:** 22. december 2004 16:12**Til:** Andy Drysdale**Emne:** Re: Techniques to weld thin aluminium sheets?

Hi Andy

I have one or two ideas that may work but I would need to know a little bit more about the application it will be used for.

Regards Mel

>>> "Andy Drysdale" <Andy.Drysdale@teknologisk.dk> 21/12/2004 13:48:56 >>>

To Mel Johnson or Andy Holmes

Docking Engineering

I have been recommended to contact you by Robert Smith of the "Vintage Car Radiator Company". We are interested in welding/brazing/soldering a number of thin (0.1 mm) aluminium sheets. The attached document shows a sketch of the ends of the plates, where we would like to weld the sheets together (direction into the page) to a depth of about 10 mm. The length of the sheets is about 400 mm.

<<AndyD.doc>>

Do you have the appropriate techniques to do this? If so, we would be interested in sending some sheets to you to carry out a test weld. I would also be happy to phone and discuss the problem if the written description is difficult to understand!

Best regards

Andy Drysdale

Andy Drysdale

Danish Technological Institute
Teknologiparken / Kongsvang Allé 29
8000 Aarhus C
Denmark
Tel: +45 7220 1221 (direct)
Mail: andy.drysdale@teknologisk.dk
Fax: +45 7220 1212
Web: www.teknologisk.dk

Andy Drysdale

Fra: Andy Drysdale
Sendt: 3. januar 2005 12:01
Til: 'Mel Johnson'
Emne: SV: Techniques to weld thin aluminium sheets?

Hi again Mel

Thanks for your reply. The idea is to stack about 100 sheets and use them as an air/air heat exchanger.

Perhaps I should phone you to discuss the idea - when would be the best time to reach you (and on what number) ?

Regards
 Andy

Fra: Mel Johnson [mailto:Mel.Johnson@dockingengineering.com]
Sendt: 22. december 2004 16:12
Til: Andy Drysdale
Emne: Re: Techniques to weld thin aluminium sheets?

Heio Andy

I have one or two ideas that may work but I would need to know a little bit more about the application it will be used for.

Regards Mel

>>> "Andy Drysdale" <Andy.Drysdale@teknologisk.dk> 21/12/2004 13:48:56 >>>

To Mel Johnson or Andy Holmes

Docking Engineering

I have been recommended to contact you by Robert Smith of the "Vintage Car Radiator Company". We are interested in welding/brazing/soldering a number of thin (0.1 mm) aluminium sheets. The attached document shows a sketch of the ends of the plates, where we would like to weld the sheets together (direction into the page) to a depth of about 10 mm. The length of the sheets is about 400 mm.

<<AndyD.doc>>

Do you have the appropriate techniques to do this? If so, we would be interested in sending some sheets to you to carry out a test weld. I would also be happy to phone and discuss the problem if the written description is difficult to understand!

Best regards

Andy Drysdale

Andy Drysdale
 Danish Technological Institute
 Teknologiparken / Kongsvang Allé 29
 8000 Aarhus C
 Denmark
 Tel: +45 7220 1221 (direct)
 Mail: andy.drysdale@teknologisk.dk
 Fax: +45 7220 1212
 Web: www.teknologisk.dk

Christian Drivsholm

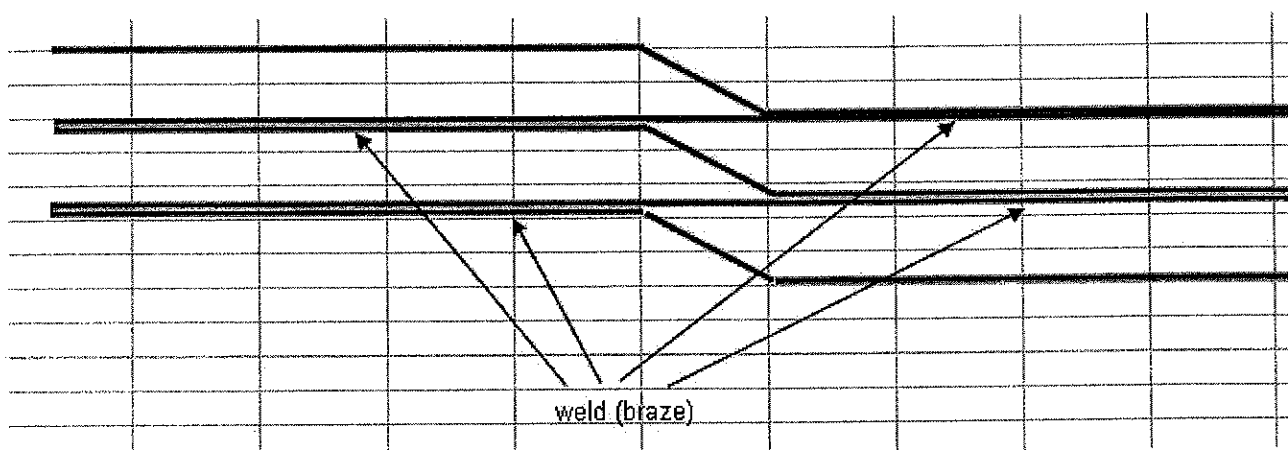
Fra: Christian Drivsholm
Sendt: 3. december 2004 15:10
Til: 'email@vintagecarradiatorcompany.co.uk'
Emne: TO: Mr. Robert Smith

*Hans Olsen.
had visited*

Dear Mr. Smith

We have sent a box containing some Alu. plates (0.1 mm) to Your Company.

We will like to weld (braze) the plates together in both sides (about 10 mm).



Will it be possible for You make it for us as a test?

Yours sincerely
Christian Drivsholm
M. Sc.

*radius
radial in copper and brass
and not suited to a
fins too thin*

Med venlig hilsen

Christian Drivsholm, Civilingeniør, Seniorkonsulent
Ventilation og Proces
Industri og Energi
Teknologisk Institut
Kongsvang Allé 29
Teknologiparken
DK - 8000 Århus C

*alumin solder
fusion alumin welding*

tlf.: 7220 1000 2270 5954
fax: 7220 1212
<mailto:christian.drivsholm@teknologisk.dk>

Others: Possible web site.

*Dofjærings Radiators
Silverstone Circuit*

Tlf. 01327 857164

Behov for CFD beregninger?

<http://www.teknologisk.dk/produktion/10829>



**DANISH
TECHNOLOGICAL
INSTITUTE**

Date 20.01.2005

Docking Engineering
Unit 15 Silverstone Circuit
Silverstone
Northants NN12 8TL
ENGLAND

- According to agreement
- Referring to your / my letter
- For your information
- For approval
- For comment
- Please return
- Returned with thanks
- Please call

Attn. Mel Johnson

Hi Mel

Here is a few sheets to
look at !

I look forward to hearing
from you.

Regards

Andy Drysdale

Yours sincerely

andy.drysdale@teknologisk.dk.

Gregersensvej
P.O. Box 141
DK-2630 Taastrup
Tel. +45 72 20 20 00
Fax +45 72 20 20 19

Teknologiparken
Kongsvangs Allé 29
DK-8000 Århus C
Tel. +45 72 20 10 00
Fax +45 72 20 10 19

div +45 72201221

Birk Centerpark 11
P.O. Box 505
DK-7400 Herning
Tel. +45 72 20 37 00
Fax +45 72 20 37 01

Teglbækvej 20
P.O. Box 70
DK-8361 Hesselager
Tel. +45 72 20 38 00
Fax +45 72 20 38 01


Jacob Gades Allé 12
P.O. Box 194
DK-6600 Vejen
Tel. +45 72 20 37 50
Fax +45 72 20 37 51


Blangstedgårdsvej 1
DK-5220 Odense SØ
Tel. +45 72 20 39 60
Fax +45 72 20 39 70

Nordsøcentret
P.O. Box 104
DK-9850 Hirtshals
Tel. +45 72 20 39 30
Fax +45 72 20 39 44

info@teknologisk.dk
www.teknologisk

VINTAGE CAR RADIATOR COMPANY LTD

 Home Page

 Product List

 Picture Gallery

 Location Map

 Contact Us

'Recognised Quality'

Welcome to the web site of the Vintage Car Radiator Company. We supply radiators to your requirements engineered to the highest standards. Our customers are located all over the world. Please have a look around our web site.

If you see something you like or you would just like further information, then please contact us on, [+44 \(0\)1327 830936](tel:+441327830936) or email us at, email@vintagecarradiatorcompany.co.uk

We are also listed on **Radiator Info.**

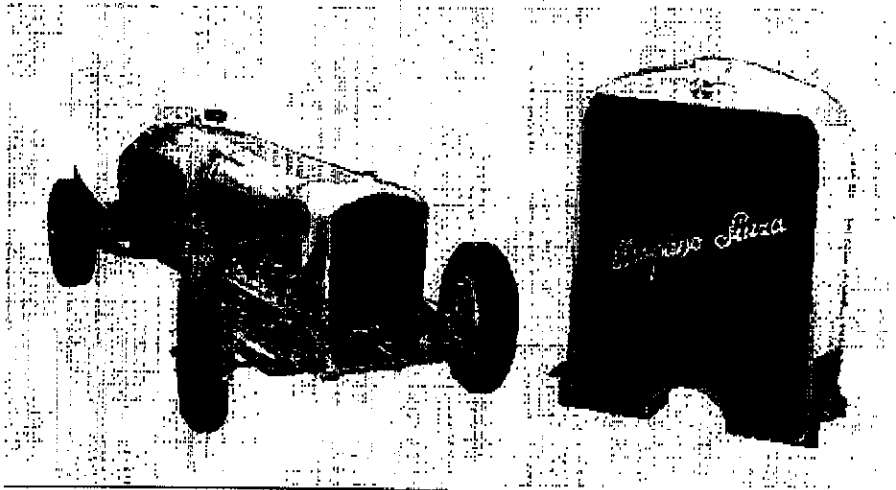
We manufacture and restore vintage car radiators to the highest possible standards. We provide radiators for vintage cars such as W.O Bentley's, Rolls Royce, Mercedes, Hispano Suiza, Alvis, Austin, Amilcar, etc.

We now manufacture a wide range of authentic vintage pattern cores.

Is your vehicle overheating or do you have cooling trouble or leakage?

Does your radiator just look tired?

Whatever your radiator problem, please call us for a friendly personal service.



[Home Page](#) | [Product List](#) | [Picture Gallery](#) | [Location Map](#) | [Contact Us](#)

To Contact us

Phone: +44 (0)1327 830936

Fax: +44 (0)1327 830936

Email: email@vintagecarradiatorcompany.co.uk

Barnstones Business Park, Grimscote Road, Litchborough, Northants. NN12 8JJ

UK

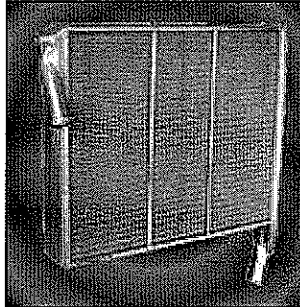
VINTAGE CAR RADIATOR COMPANY LTD

Robert Smith
Director

Barnstones Park · Grimscoke Road
Litchborough · Towcester · Northants · NN12 8JJ
Phone/Fax: 01527 830936
email@vintagecarradiatorcompany.co.uk
www.vintagecarradiatorcompany.co.uk

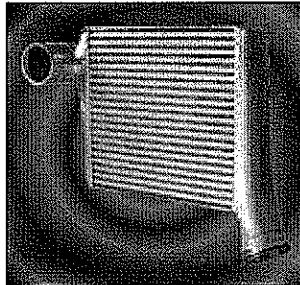
WATER RADIATORS

Manufactured to order using our standard or specialist cores to suit your application. Both tube & fin, bar & plate cores are available with a choice of tube and fin pitches. The flexibility of our manufacturing system allows us to produce cores with a flow length of upto one metre in a variety of height, depth and tube combinations.



TURBO INTERCOOLERS

Both tube & fin and bar & plate type intercoolers are available, the units can be produced to virtually any size to suit any installation. Our fin & tube have internal porting to ensure maximum heat transfer and strength, bar & plate cores can be accurately tuned to meet the specific characteristics of the turbo system and requirements.



Traitements Thermiques

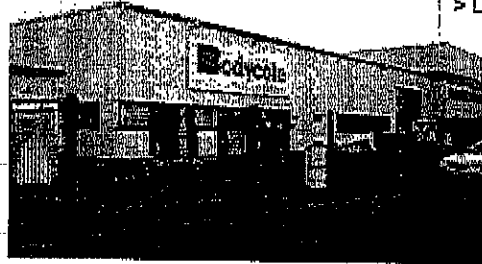
Menu déroulant pour accéder à l'information

BODYCOTE : BRETIGNY SUR ORGE

Aperçu

** Enter Information

**



- > Aperçu
- > Services
- > Agréments, Certifications
- > Contacts Détaillés
- > Liens Cachés

Services

Requits

- > Atmosphère
- > Vide

Brasage

Trempe et revenu dans la masse

HARDINOX®

Traitement des alliages d'aluminium

Normalisation

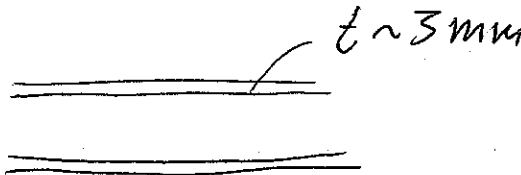
Trempe huile et revenu dans la masse

SULF-IONIC®

Traitement des alliages de titane

0.1mm Aluminium

617 x 420 mm



Agréments, Certifications

ISO 9001 (version 2000) AFAQ QUAL/1997/7284b
QUALIFAS QUALIFAS(AECME-EASE) - prEN9100 (version 94)

Contacts Détaillés

Bodycote - BRETIGNY SUR ORGE, FRANCE

16, AVENUE DU ROUSSILLON
91731 BRETIGNY SUR ORGE
FRANCE

Tel: +33 1 69 88 10 30 Fax: +33 1 69 88 10 39

E-Mail: yves.reale@bodycote.com

Principaux Contacts

Mr Yves REALE, Plant Manager yves.reale@bodycote.com

^Haut de page

Aperçu Services Agréments, Certifications Contacts Principaux

Brazing

ATI: JOHN



Bodycote's extensive brazing and joining experience provides all the benefits of clean, pressure tight joints, with the added ability to handle mass production volumes.

Fabricating components from pressed and turned steel parts will frequently show a considerable saving in costs due to reduced material content, reduced machine time and less expensive capital plant.

Because of the special properties of the process, secure, leakproof joints can be achieved on assemblies which are complex, irregularly shaped and intricate (as well as the more straight forward), at costs which are often markedly lower than those which can be achieved by other conventional methods.

Here are the various Brazing services available from Bodycote -
Click on one to find out more...

- >
- > Vacuum
- > Induction
- > Atmosphere

Locations which specialise in Brazing

Country :

Bodycote - BRETIGNY SUR ORGE, FRANCE

Plasma nitriding. Vacuum: quenching, tempering, brazing. Vacuum brazing of aluminium alloys.
Atmosphere (gaseous) tempering. Solution treatment, age hardening, stress relieving anneal.*
Enter Information **

BODYCOTE

16, AVENUE DU ROUSSILLON
91731 BRETIGNY SUR ORGE
FRANCE

Tel: +33 1 69 88 10 30 Fax: +33 1 69 88 10 39

E-Mail: yves.reale@bodycote.com

Main Contacts

Mr Yves REALE, Plant Manager yves.reale@bodycote.com

[Click here for Applications and the Plant Profile for BRETIGNY SUR ORGE >](#)

Bodycote - CONDE SUR NOIREAU, FRANCE

Plasma nitriding, sulfonitrocarburizing (SULFONIC). Vacuum hardening, annealing, tempering,
low pressure nitriding (NITRAL), brazing. Atmosphere (gaseous): carburizing and
carbonitriding.** Enter Information **

BODYCOTE

PARC D'ACTIVITÉS MAXIMILIEN VOX
RUE MAXIMILIEN VOX
CALVADOS
14110 CONDE SUR NOIREAU
FRANCE

Tel: +33 2 31 69 00 40 Fax: +33 2 31 69 44 93

E-Mail: eric.lenavenec@bodycote.com

Main Contacts

Mr Eric LE NAVENEC, Plant Manager eric.lenavenec@bodycote.com
Mr Jacques BAILLEUL, Sales jacques.bailleul@bodycote.com

Lodning af Al-plader med pasta
belægning.

582 - 585 °C

1-2 min

max 2 min

Bilag 5 - Udførte limforsøg på aluminiumsplader

Rapport over valg af lim samt afprøvning af limbarhed

Teknologisk Institut ved Christian Drivsholm og Ecovent ved John Steen Jensen har leveret aluminiumplader til Plast Center Danmark for afprøvning af limbarhed.

Forud for afprøvningen er der foretaget et valg af lim samt forslag til forskellige overfladebehandlingsmetoder.

Valg af lim

Aluminium skal anvendes til varmevekslere, der anvender luft som medium. Temperaturen skønnes aldrig at blive højere end ca. 80°C og vil ikke blive lavere end udendørstemperaturen.

Af kemiske påvirkninger vil der udover atmosfærisk luft kunne forekomme vanddamp. Der er ingen yderligere kemiske påvirkninger.

Limen vil kunne påføres automatisk, og der vil i processen være mulighed for at forbehandle limemnet.

Limemnet kan påføres et pres efter påføring af lim, så emnerne holdes sammen, indtil tilstrækkelig styrke er opnået af limen.

Limens åbnetid behøver ikke være høj, men der skal dog kunne påføres lim hele vejen rundt om emnet i limens åbnetid.

Styrkemæssig skal limen have samme styrke som aluminium, således at limfugen ikke bliver væsentlig svagere end pladerne.

Ud fra dette opstilles følgende krav til lim.

- Temperaturinterval – 10 - + 80°C
- Kan tåle fugt
- Skal kunne opnå en styrke svarende til aluminiumpladernes styrke
- Skal vedhæfte til aluminium efter affedtning eller anden forbehandling
- Have en åbnetid, så hele randen kan påføres lim, inden ophærdning starter
- Behøver ikke lang åbnetid
- Må gerne hurtig opnå en vis styrke.

Ud fra de opstillede krav vælges det at afprøve fire strukturelle lime, der alle er fra 3Ms varesortiment.

Limene vælges ud fra deres forskellige kemiske indhold, således at der kan vælges en anden limleverandør til levering af lim af samme type, hvis der anses for hensigtsmæssig.

De fire valgte limtyper har alle lave åbnetider. De fås alle med højere åbnetider, hvis det findes hensigtsmæssigt.

De fire valgte lime er

- DP 610
- DP620
- DP410
- DP810.

DP610 er en polyurethanbaseret lim med en åbnetid på 10 minutter.
DP620 er en polyurethanbaseret lim med en åbnetid på 20 minutter.
DP410 er en epoxybaseret lim med en åbnetid på 10 minutter.
DP810 er en acrylbaseret lim med en åbnetid på 10 minutter.

Valg af forbehandling før limning

Der er valgt udelukkende at se på affedtningsmetoder og på mekanisk behandling af overfladen, idet det skønnes, at pladen vil kunne anvendes til limning direkte uden at anvende en konverteringsbelægning forud for limning. Det skønnes ikke at være nødvendigt at anvende en konverteringsbelægning, fordi pladen er tynd og derfor ikke opnår en større styrke end den styrke, der vil kunne opnås i vedhæftningen mellem lim og aluminium.

Der vælges derfor følgende forbehandlinger:

- Afrensning med Isopropylalkohol IPA
- Afrensning med Methylethylketon MEK
- Behandling med Scotch Brite
- Behandling med Scotch Brite efterfulgt af affedtning med IPA.

IPA vælges, da det set ud fra et arbejdsmiljømæssig synspunkt er et opløsningsmiddel, der kan håndteres. Den kan affedte, men er ikke et aggressivt affedtningsmiddel.

MEK vælges, da det er et mere aggressivt affedtningsmiddel end IPA.

Scotch Brite er en "svamp" med svagt slibende egenskaber. Scotch Brite giver derfor en let opkradsning af overfladen, hvorved arealet forøges lidt. Metoden vælges, fordi der heri ikke indgår organiske opløsningsmidler.

Behandling med Scotch Brite efterfulgt med afrensning med IPA vælges, for at se om kombinationen af disse giver større effekt end udelukkende en af dem.

Der kunne vælges flere andre typer forbehandlinger, men de her valgte skønnes at være dækkende. Andre opløsningsmidler kunne have været valgt herunder CO₂. Vor erfaring er, at hvis IPA giver god resultat, vil anvendelse af CO₂ give lidt bedre vedhæftning. CO₂ giver færre arbejdsmiljømæssige problemer end IPA og MEK.

Afprøvning af limbarhed

Der afprøves for limbarhed af pladerne i et fuldfaktorforsøg. Der anvendes i hvert tilfælde tre gentagelser.

Der limes med en limfuge på 280mm², således, at der som overlap anvendes kanten.

Der påføres lim i en godstykkelse på 1 mm.

Der affedtes/forbehandles med de valgte metoder.

Limen påføres efter forbehandling. Efter påføring presses pladerne sammen. Når tilstrækkelig styrke er opnået i henhold til databladets ophærdningstid, lagres pladerne yderligere 7 døgn, før de trækkes for måling af limstyrken eller vedhæftningen.

Tre plader af samme bredde som de limede emner lagres sammen med limemnerne.

Alle emnerne er trukket i et Lloyd trækprøvebænk med en 50 kN loadcelle. Bemærk venligst, at der på alle kurverne forekommer en systematisk fejl, da cellen har sagt 20 kN i stedet for 50 kN. Vi har efterfølgende kontrolleret for fejlen. **Alle** tal for styrken skal derfor multipliceres med faktoren 2,5. Forlængelsen er ikke påvirket af den systematiske fejl.

Resultat

De opnåede resultater ses i vedlagte tabeller og på de vedlagte kurver.

Alle emner havde ved trækprøvningen brud i aluminiumet, hvorfor det skønnes, at vedhæftningens styrke og limens styrke er mindst ligeså høj som styrken af aluminiumet.

Alle styrketal i N skal som nævnt multipliceres med 2,5 for at give de rigtige resultater jf. vedlagte skema, hvori alle resultaterne er samlede.

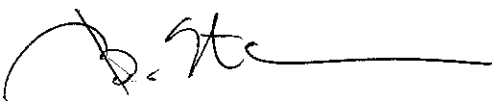
Ud fra det har vi vurderet, at alle lime kan give tilstrækkelige styrke, og at forbehandlingen frit kan vælges.

Limene er dog ikke alle lige gode at arbejde med, hvorfor vi kan tilføje følgende vurderinger

- DP410** har god konsistens, giver gode fuger og god vedhæftning
- DP610** har tendens til at danne luftlommer, fugen bliver ikke fuldstændig og vedhæftningen i starten af processen skønnes at være ringere end for DP410
- DP620** har god konsistens, giver pænt udformede fuger, men vedhæftningen skønnes i starten at være som for DP610
- DP810** har let flydende konsistens (for let), kvaliteten af fugerne er svingende, giver god vedhæftning straks.

Konklusion

Ud fra valg af lim, valg af forbehandlingsmetode og afprøvning af limbarhed kan det konkluderes, at alle de valgte lime og valgte forbehandlingsmetoder giver tilstrækkelig styrke til opgaven. Ud fra det kan der frit vælges mellem de her afprøvede lime og de valgte forbehandlingsmetoder. Ud fra bearbejdigheden vil vi anbefale DP410.



Styrkebestemmelse af limede aluminiumsplader

Ekperimentets formål er at bestemme brudstyrken på limede/overflade behandlede/rensede aluminiumsplader.

Til limningen anvendes følgende lim typer:

DP 410

DP 610

DP 620

DP 810

Til overfladebehandlingen af aluminiumsemner anvendes følgende:

IPA affedtningsmiddel

MEK affedtningsmiddel

Scotch Brite mekanisk rensning

Scotch Brite samt IPA kombineret behandling

Resultater

| | IPA | MEK | S.Brite | S.Brite/IPA |
|-----------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| Aluminium | 163.0 N | 163.0 N | 163.0 N | 163.0 N |
| DP 410 | 155.0 N | 150.0 N | 152.0 N | 154.0 N |
| DP 610 | 158.0 N | 141.0 N | 154.0 N | 152.0 N |
| DP 620 | 151.0 N | 152.0 N | 154.0 N | 140.0 N |
| DP 810 | 150.0 N | 119.0 N | 151.0 N | 152.0 N |

Tabel 1. Brudstyrke (aluminium)

Konklusion

Med den anvendte tværsnit på limefladen (280.00 mm²) kan konkluderes at limernes styrke overstiger aluminiums brudstyrke.

Med hensyn til vurdering af den, til formålet, bedst egnede lim, blev der udført en visuel/fysisk vurdering af fugens udformning /vedhæftning.

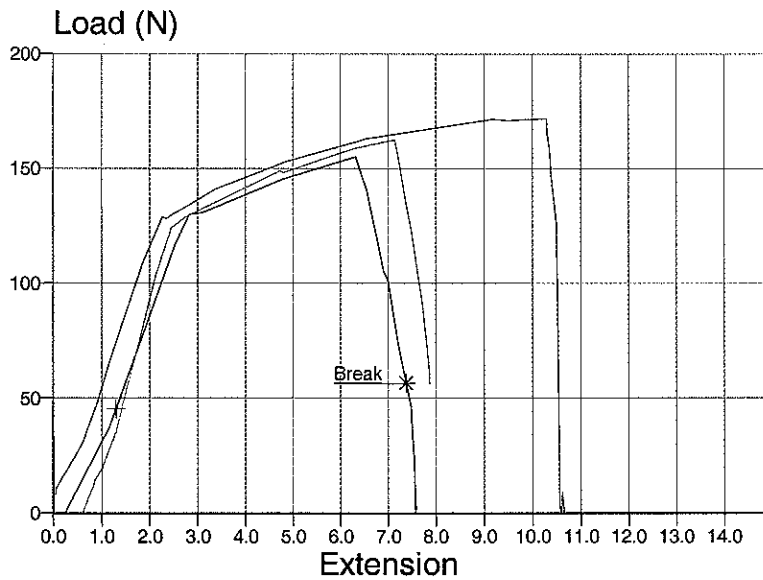
- 410** god konsistens, perfekt udformet fuger, god vedhæftning
- 610** uheldig tendens til at "svulme op" (dannelse af luftlommer), fugen er mangelfuld, mindre god vedhæftning
- 620** god konsistens, pænt udformet fuger, mindre god vedhæftning
- 810** let flydende konsistens(for let), fugernes kvalitet er lidt svingende(lidt svær at arbejde med), god vedhæftning

Det vurderes at DP 410 er den bedst egnede lim til formålet. Limen har også relativt god varme resistens.

Rå data

Aluminium

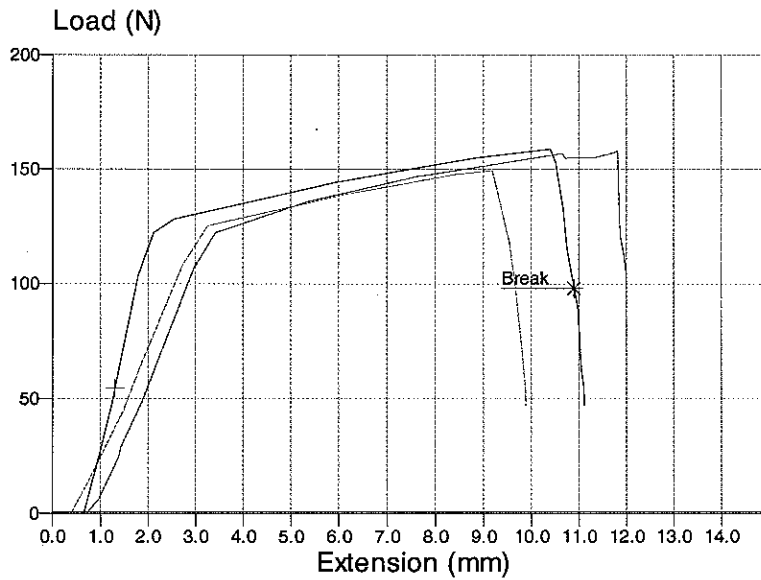
| | Maximum | Minimum | Mean | Median | Coefficient of Variance |
|-------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|----------------------------|
| Gauge Length | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Width | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 0.00% |
| Breadth | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Area | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 0.00% |
| Speed | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 0.00% |
| Maximum Load | 172.0 N | 155.0 N | 163.0 N | 163.0 N | 4.22% |



DP 410

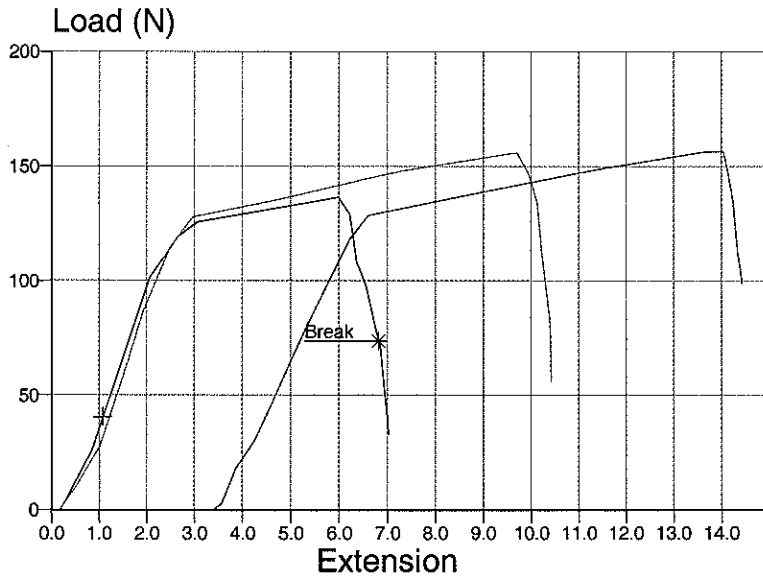
DP 410 IPA

| | Maximum | Minimum | Mean | Median | Coefficient of Variance |
|-------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|----------------------------|
| Gauge Length | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Width | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 0.00% |
| Breadth | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Area | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 0.00% |
| Speed | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 0.00% |
| Maximum Load | 159.0 N | 150.0 N | 155.0 N | 158.0 N | 2.71% |



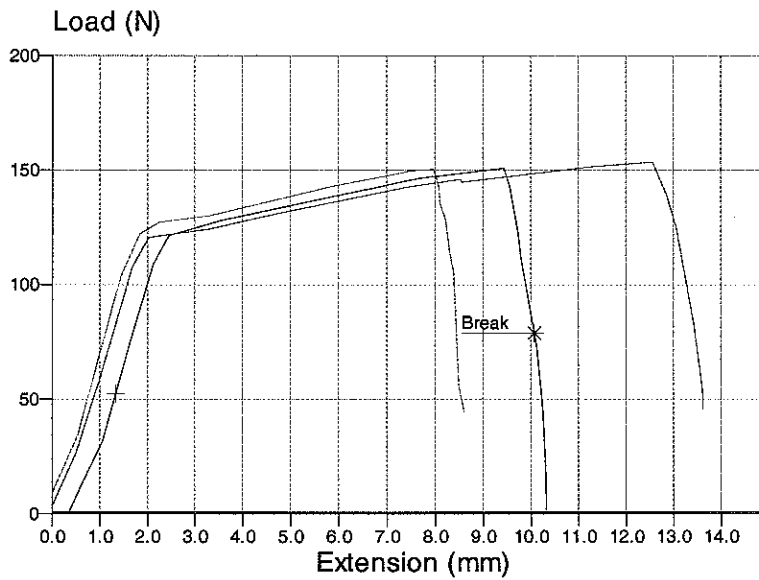
DP 410 MEK

| | Maximum | Minimum | Mean | Median | Coefficient of Variance |
|---------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|-------------------------|
| Gauge Length | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Width | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 0.00% |
| Breadth | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Area | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 0.00% |
| Speed | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 0.00% |
| Maximum Load | 156.0 N | 136.0 N | 150.0 N | 156.0 N | 6.25% |



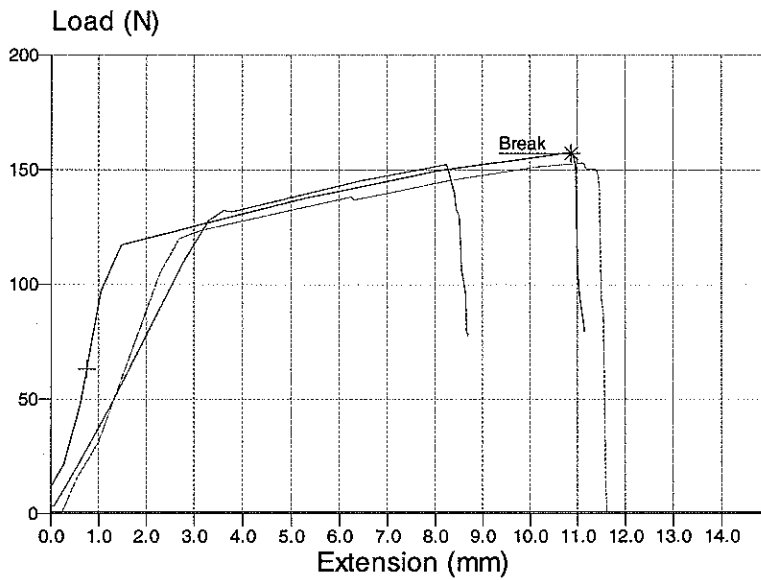
DP 410 Scotch Brite

| | Maximum | Minimum | Mean | Median | Coefficient of Variance |
|-------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|----------------------------|
| Gauge Length | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Width | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 0.00% |
| Breadth | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Area | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 0.00% |
| Speed | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 0.00% |
| Maximum Load | 154.0 N | 150.0 N | 152.0 N | 151.0 N | 0.92% |



DP 410 Scotch Brite samt IPA

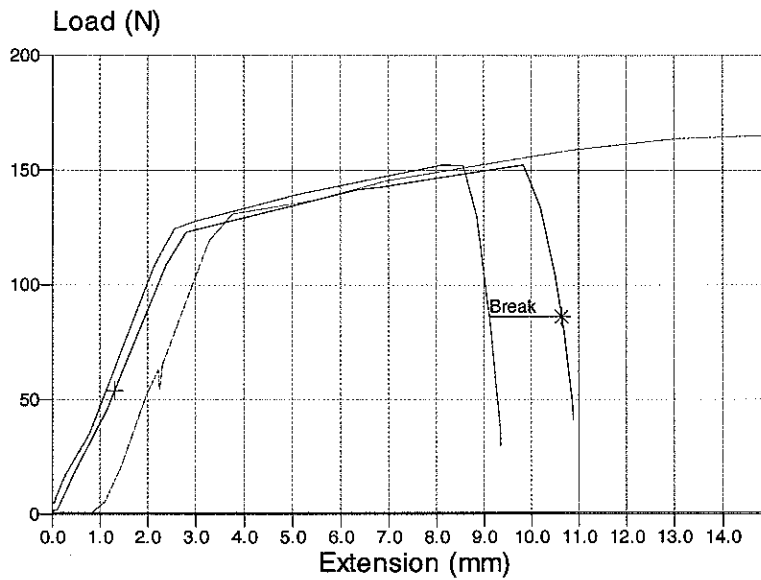
| | Maximum | Minimum | Mean | Median | Coefficient of Variance |
|-------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|----------------------------|
| Gauge Length | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Width | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 0.00% |
| Breadth | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Area | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 0.00% |
| Speed | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 0.00% |
| Maximum Load | 157.0 N | 152.0 N | 154.0 N | 153.0 N | 1.41% |



DP 610

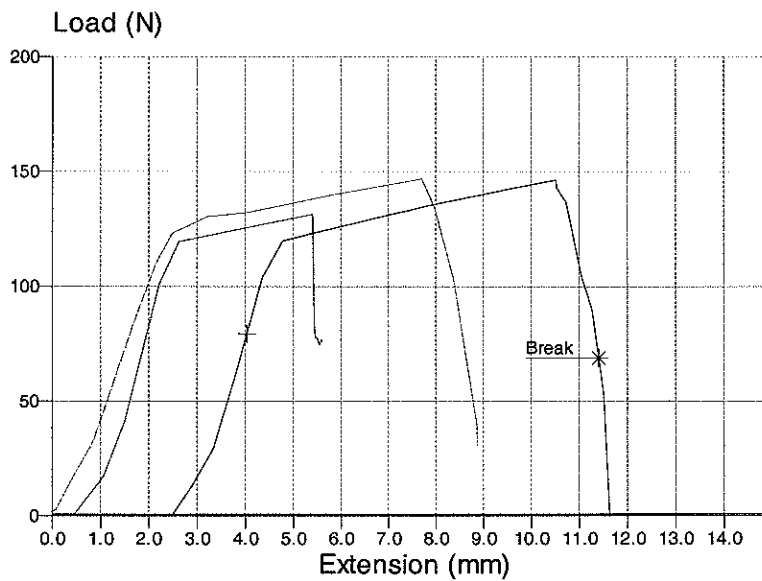
DP 610 IPA

| | Maximum | Minimum | Mean | Median | Coefficient of Variance |
|-------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|----------------------------|
| Gauge Length | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Width | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 0.00% |
| Breadth | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Area | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 0.00% |
| Speed | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 0.00% |
| Maximum Load | 169.0 N | 152.0 N | 158.0 N | 152.0 N | 4.98% |



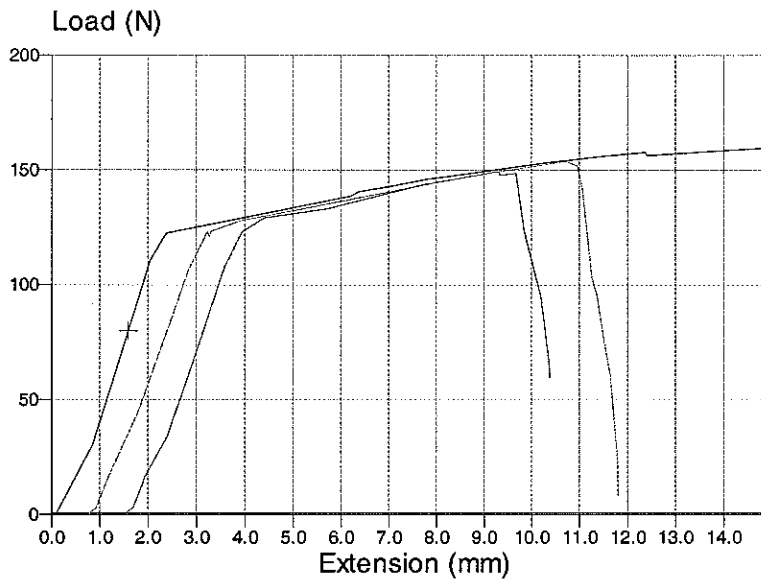
DP 610 MEK

| | Maximum | Minimum | Mean | Median | Coefficient of Variance |
|-------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|----------------------------|
| Gauge Length | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Width | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 0.00% |
| Breadth | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Area | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 0.00% |
| Speed | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 0.00% |
| Maximum Load | 147.0 N | 131.0 N | 141.0 N | 146.0 N | 5.07% |



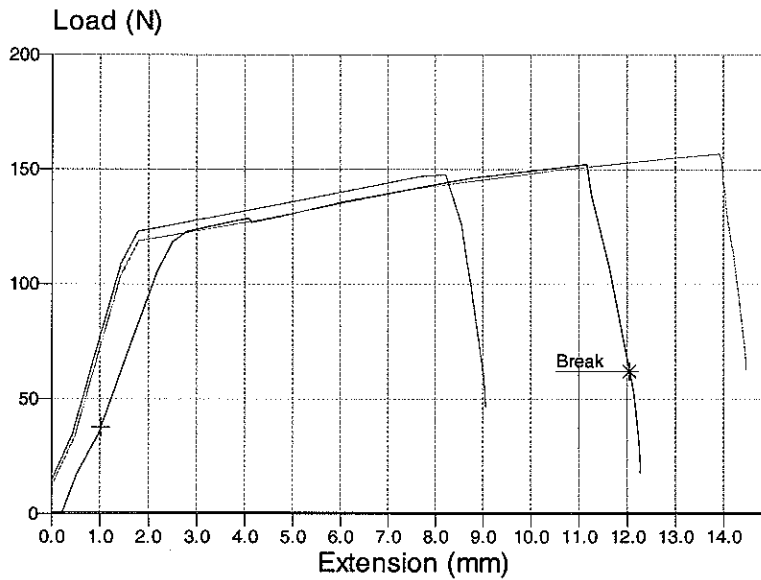
DP 610 Scotch Brite

| | Maximum | Minimum | Mean | Median | Coefficient of Variance |
|---------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|-------------------------|
| Gauge Length | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Width | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 0.00% |
| Breadth | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Area | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 0.00% |
| Speed | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 0.00% |
| Maximum Load | 160.0 N | 149.0 N | 154.0 N | 154.0 N | 2.93% |



DP 610 Scotch Brite samt IPA

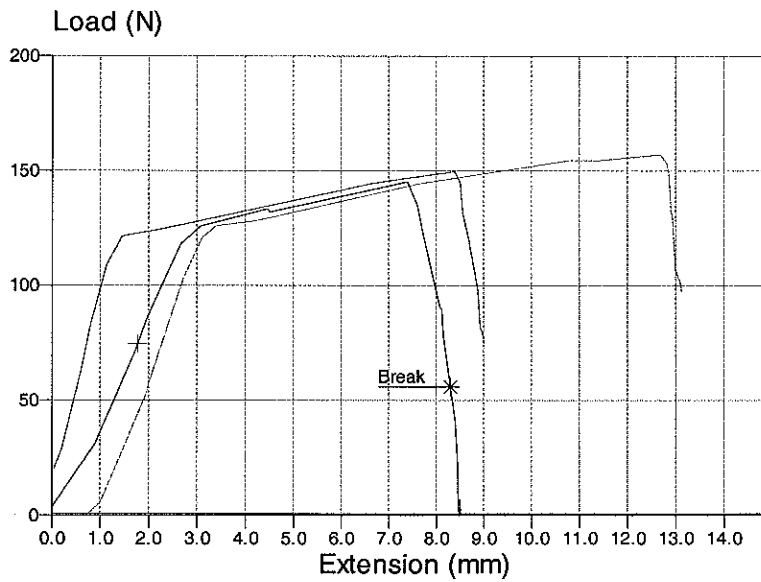
| | Maximum | Minimum | Mean | Median | Coefficient of Variance |
|---------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|-------------------------|
| Gauge Length | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Width | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 0.00% |
| Breadth | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Area | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 0.00% |
| Speed | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 0.00% |
| Maximum Load | 157.0 N | 148.0 N | 152.0 N | 152.0 N | 2.49% |



DP 620

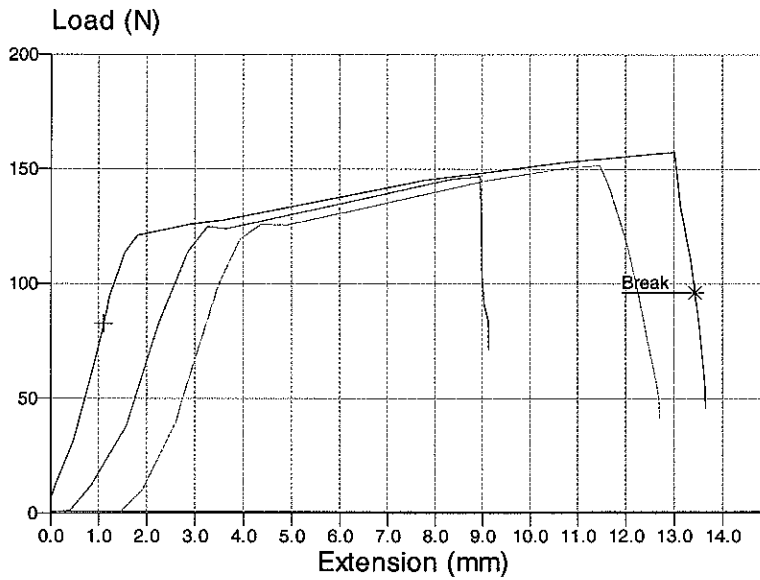
DP 620 IPA

| | Maximum | Minimum | Mean | Median | Coefficient of Variance |
|-------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|----------------------------|
| Gauge Length | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Width | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 0.00% |
| Breadth | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Area | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 0.00% |
| Speed | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 0.00% |
| Maximum Load | 157.0 N | 145.0 N | 151.0 N | 150.0 N | 3.28% |



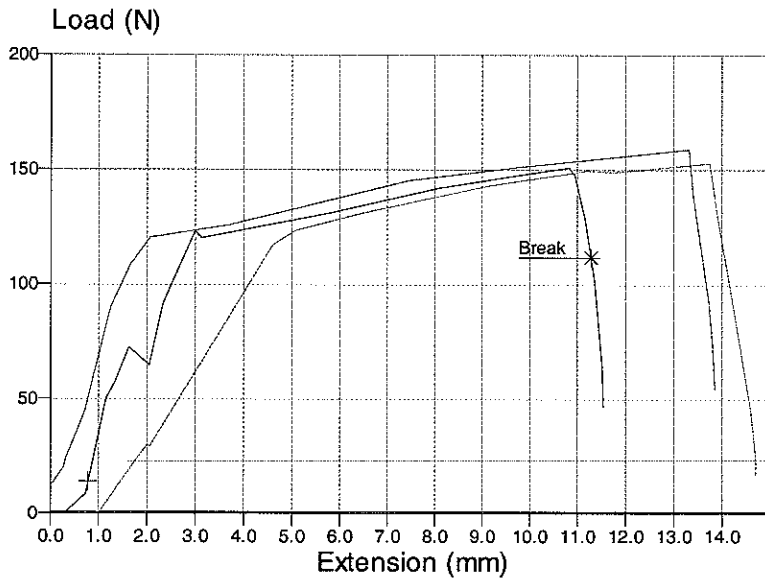
DP 620 MEK

| | Maximum | Minimum | Mean | Median | Coefficient of Variance |
|-------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|----------------------------|
| Gauge Length | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Width | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 0.00% |
| Breadth | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Area | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 0.00% |
| Speed | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 0.00% |
| Maximum Load | 157.0 N | 147.0 N | 152.0 N | 152.0 N | 2.87% |



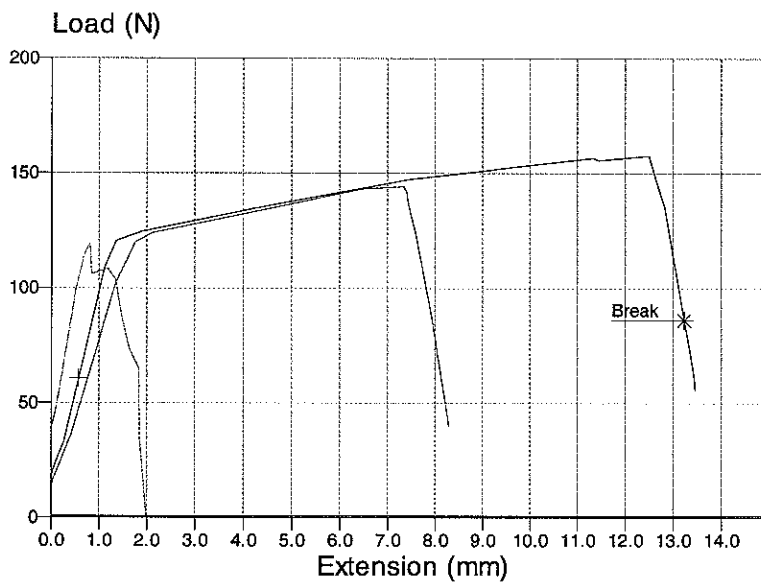
DP 620 Scotch Brite

| | Maximum | Minimum | Mean | Median | Coefficient of Variance |
|---------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|-------------------------|
| Gauge Length | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Width | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 0.00% |
| Breadth | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Area | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 0.00% |
| Speed | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 0.00% |
| Maximum Load | 159.0 N | 151.0 N | 154.0 N | 153.0 N | 2.22% |



DP 620 Scotch Brite samt IPA

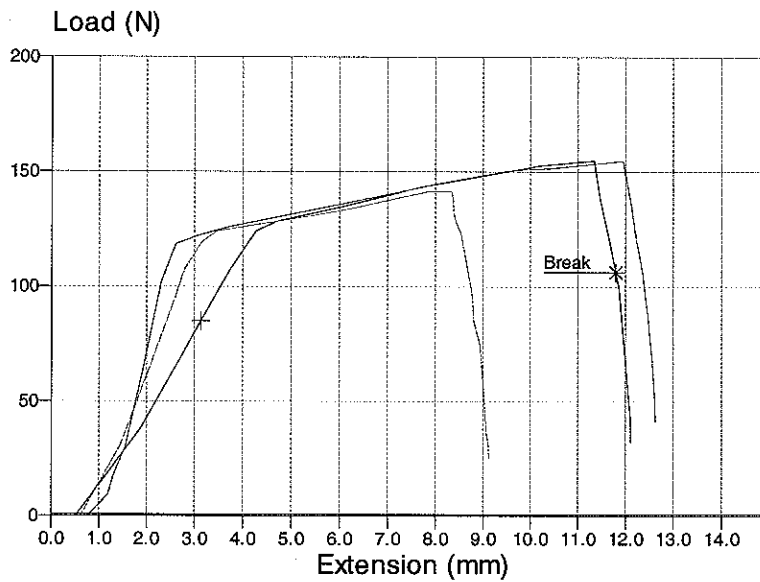
| | Maximum | Minimum | Mean | Median | Coefficient of Variance |
|-------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|----------------------------|
| Gauge Length | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Width | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 0.00% |
| Breadth | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Area | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 0.00% |
| Speed | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 0.00% |
| Maximum Load | 158.0 N | 119.0 N | 140.0 N | 144.0 N | 11.23% |



DP 810

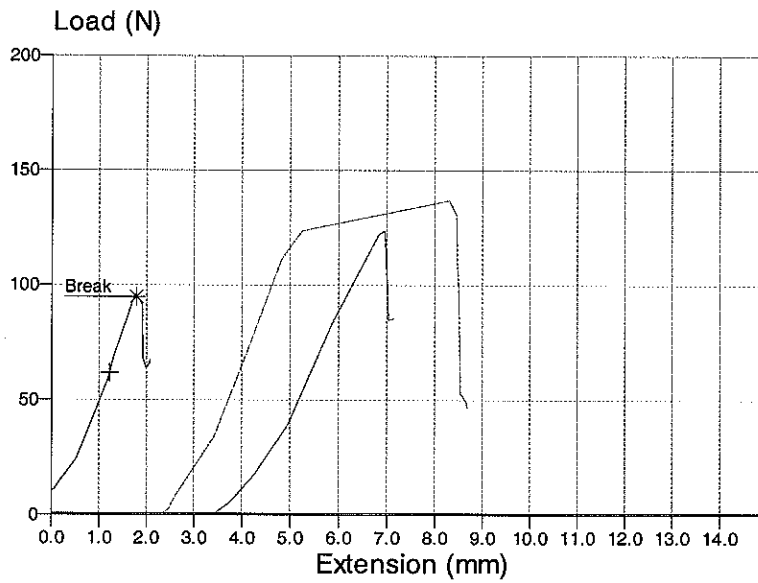
DP 810 IPA

| | Maximum | Minimum | Mean | Median | Coefficient of Variance |
|-------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|----------------------------|
| Gauge Length | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Width | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 0.00% |
| Breadth | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Area | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 0.00% |
| Speed | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 0.00% |
| Maximum Load | 155.0 N | 141.0 N | 150.0 N | 155.0 N | 4.19% |



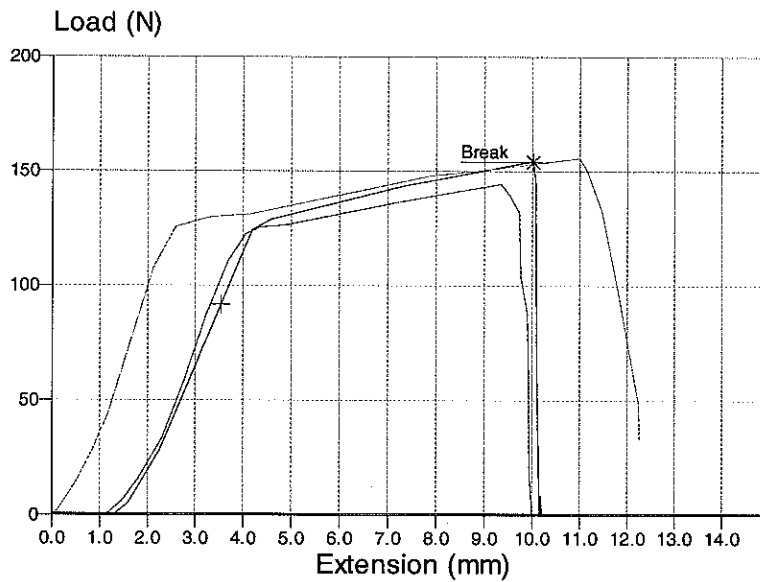
DP 810 MEK

| | Maximum | Minimum | Mean | Median | Coefficient of Variance |
|-------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|----------------------------|
| Gauge Length | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Width | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 0.00% |
| Breadth | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Area | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 0.00% |
| Speed | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 0.00% |
| Maximum Load | 137.0 N | 95.7 N | 119.0 N | 124.0 N | 14.45% |



DP 810 Scotch Brite

| | Maximum | Minimum | Mean | Median | Coefficient of Variance |
|-------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|----------------------------|
| Gauge Length | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Width | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 0.00% |
| Breadth | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Area | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 0.00% |
| Speed | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 0.00% |
| Maximum Load | 156.0 N | 144.0 N | 151.0 N | 154.0 N | 3.35% |



DP 810 Scotch Brite samt IPA

| | Maximum | Minimum | Mean | Median | Coefficient of Variance |
|---------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|-------------------------|
| Gauge Length | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Width | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 35.0000 mm | 0.00% |
| Breadth | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 8.0000 mm | 0.00% |
| Area | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 280.00 mm ² | 0.00% |
| Speed | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 50.000 mm/min | 0.00% |
| Maximum Load | 153.0 N | 150.0 N | 152.0 N | 152.0 N | 0.88% |

