



## Udvikling af hybridkøler

*PSO projekt nr.: 344-019*

*April 2013*

*Morten Juel Skovrup, IPU*

*Claus Ibsen, VP Industries*

*Peter Schneider, Teknologisk Institut*

*Rasmus Toftegaard, Teknologisk Institut*

*Jesper Weinkauff Kristoffersen, Teknologisk Institut*

## **Forord**

Rapporten er dokumentation for PSO projektet ” Energibesparelser på industrielle køleanlæg ved brug af ny luftkølet hybridkøler, Del 1: Prototype udvikling” - projekt nr. 344-019.

Projektet er udført i perioden 1. marts 2012 til 1. marts 2013.

Deltagerne i projektet var:

Morten Skovrup, IPU

Claus Ibsen, Vestas Aircoil A/S

Peter Holt, Novenco A/S

Peter Schneider, Køle- og Varmepumpeteknik, Teknologisk Institut

Rasmus Toftegaard, Køle- og Varmepumpeteknik, Teknologisk Institut

Jesper Weinkauff Kristoffersen, Køle- og Varmepumpeteknik, Teknologisk Institut

Aarhus, februar 2013

Peter Schneider

Teknologisk Institut

Køle- og Varmepumpeteknik

## Indholdsfortegnelse

1	Indledning.....	3
1.1	Baggrund for projektet.....	3
2	Indledning til varmetransmission.....	5
3	Indledende beregninger og analyser.....	6
3.1	Udvikling af dråbemodel.....	6
3.2	CFD beregninger på dråbefordampning.....	8
4	Forsøgsopstilling.....	12
4.1	Anvendt varmeveksler.....	12
4.2	Valg af ventilator.....	12
4.3	Prototype til forsøg.....	13
4.4	Forsøg.....	15
5	Afsluttende forsøg – Udvikling af hybridkøler fase 1.....	18
5.1	Formål.....	18
5.2	Vandtemperatur i sprayvand.....	18
5.3	Tilblokning af køleflade ved lave face hastigheder.....	19
6	CFD analyse af luftstrøm gennem hybridkøleren.....	20
6.1	Geometri.....	20
6.2	Resultater.....	21
6.3	CFD analyse af alternativ plenumhøjde.....	23
6.4	Delkonklusion.....	24
7	Model af hybridkøler i Pack Calculation II.....	25
7.1	Sammenligning af hybridkøler med tørkøler og køletårn.....	25
8	Konklusion.....	29
9	Referencer.....	30
	Bilag 1.....	31

# 1 Indledning

Projektets formål er at udvikle en hybridkøler, der virker som tørkøler om vinteren og som køletårn om sommeren. Energiforbruget for køleanlæg med henholdsvis en tørkøler og et køletårn som varmeafgiversystem er sammenlignelige i vintermånederne.

Et køleanlæg med et køletårn som varmeafgiversystem har et betydeligt lavere energiforbrug i sommermånederne, og forklaringen på dette er temperaturforskellen mellem den våde og tørre temperatur. I sommermånederne er den våde temperatur noget lavere end den tørre temperatur, og i vintermånederne er forskellen mindre. Køletårnet opererer efter den våde temperatur.

Hybridkøleren vil have et årsenergiforbrug, der er 10% lavere end en tørkøler, og vandforbruget vil kunne reduceres med op til 50% i forhold til et køletårn. Det vil ligeledes være muligt at anvende regnvand som spædevand til hybridkøleren. I Bilag 1 er der redegjort for elbesparelspotentialt på 243 GWh/år ved substitution af køletårne og tørkølere med hybridkøleren.

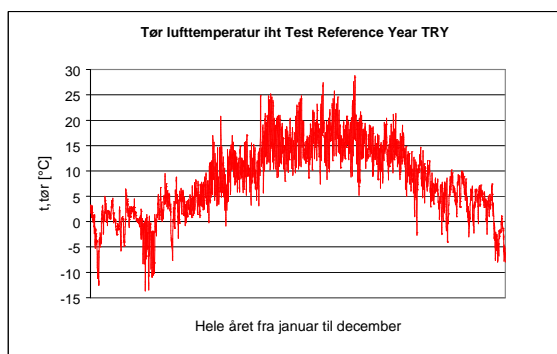
Projektets deltagere repræsenterer videninstitutioner, komponentleverandører og slutbrugere, hvilket sikrer et stærkt projektteam og en god forankring af projektets resultater efter afslutning af projektet. Projektet opdeles i to dele:

Del 1: Udvikling af hybridkøler, nærværende projekt

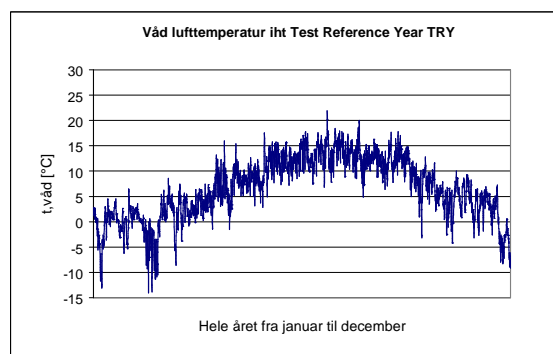
Del 2: Fuld skala demonstration af hybridkøler, /5/

## 1.1 Baggrund for projektet

I PSO projektet "Fremtidens køletårn", projekt nr. 341-026 /1/, blev det dokumenteret, at der er et stort besparelspotential ved at anvende køletårn fremfor tørkølere som varmeafgiversystem for industrielle køleanlæg. I denne sammenhæng benævnes industrielle køleanlæg som køleanlæg med en ydelse over 100 kW. Fordelen ved at anvende et køletårn fremfor en tørkøler er det lavere energiforbrug, idet køletårn opererer med den våde temperatur og tørkøleren med den tørre temperatur. Figur 1 og 2 viser henholdsvis den tørre og den våde temperatur henover året. Temperaturerne er gældende for referenceåret. Figureerne viser, at den våde temperatur er lavere end den tørre temperatur.

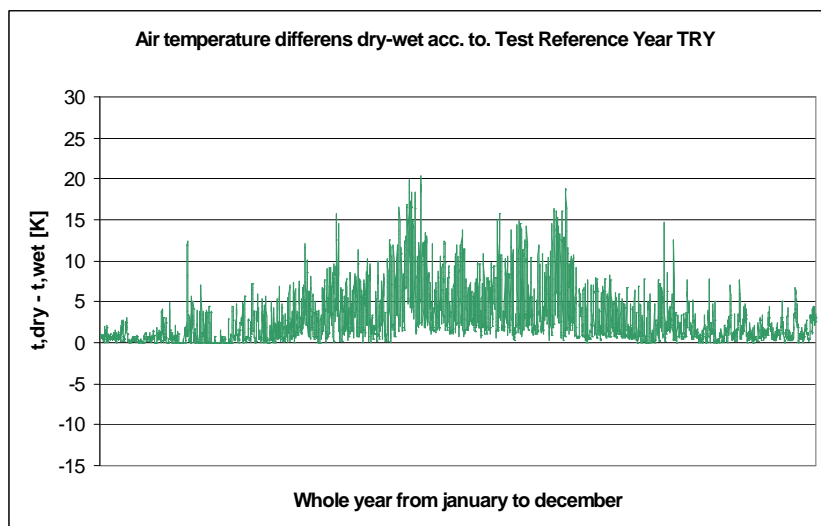


Figur 1 Variation af den tørre temperatur henover året



Figur 2 Variation af den våde temperatur henover året

I figur 3 er differensen mellem de to temperaturer afbildet. Figuren kan anvendes til at forklare, hvorfor et køleanlæg med køletårn forbruger mindre energi end et køleanlæg med tørkøler. Den våde temperatur er som nævnt lavere end den tørre temperatur, hvilket bevirker, at kondenseringstemperaturen for et køleanlæg med køletårn vil være tilsvarende lavere. Når kondenseringstemperaturen falder, så falder energiforbruget til kompressoren. En grov tommelfingerregel siger, at for hver grad, som kondenseringstemperaturen kan sænkes, falder energiforbruget til kompressoren med 3%.



Figur 3 Temperatur differens mellem den våde og den tørre temperatur

Udover et lavere energiforbrug til kompressoren ved anvendelse af et køletårn har ventilatoren i køletårnet et lavere energiforbrug end ventilatoren på en tørkøler. En undersøgelse foretaget i forbindelse med projektet "Fremtidens køletårn" viste, at eleffekten til ventilatoren på et køletårn udgør 1,5% af den overførte effekt, mens elforbruget til ventilatoren i en tørkøler udgør 3% af den overførte effekt. Årsagen til dette er et mindre tryktab og luftflow på køletårnet. Desuden opnås der betydelige elbesparelser på kompressoren.

Ulemperne i forbindelse med anvendelsen af et køletårn som varmeafgiversystem er omkostningerne til vandforbrug og vandbehandling (kemi og blødgøring af vandet). Såfremt disse meromkostninger minimeres, opnås der et konkurrencedygtigt system, som påvist i projektet "Fremtidens køletårn", hvor regnvand blev anvendt som spædevand til køletårnet som erstatning for postevand. Dette reducerer ligeledes omkostningerne til blødgøring, da regnvand ikke har noget kalkindhold.

## 2 Indledning til varmetransmission

De varmeoverførende egenskaber for en tørkøler, og en hvilken som helst anden varmeveksler, kan udtrykkes i en U-værdi. Normalt beregnes kapaciteten for en varmeveksler ud fra følgende udtryk:

$$Q = U \cdot A \cdot LMTD$$

LMTD er den logaritmske temperaturdifferens som beregnes på baggrund af henholdsvis til- og afgangstemperatur på de to mediesider.

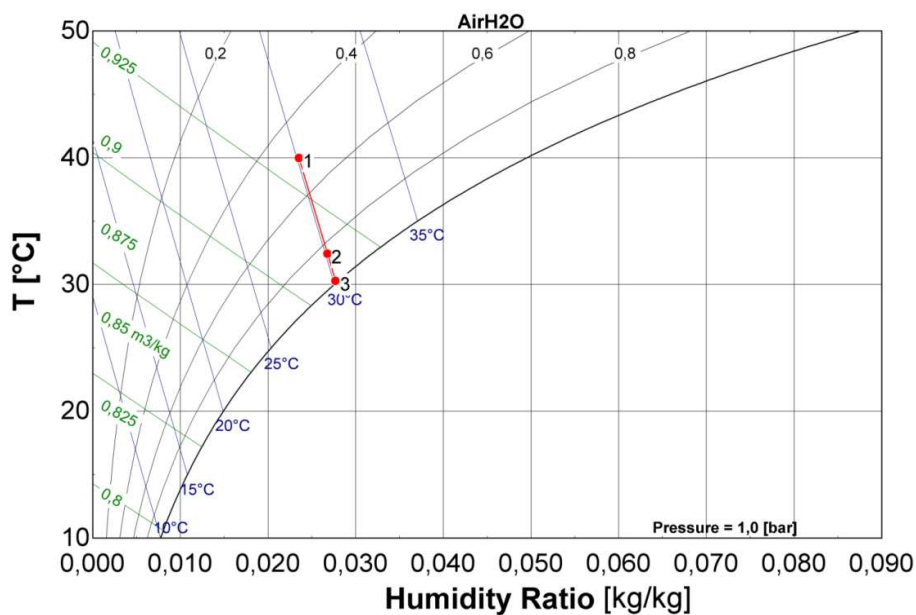
U-værdien afhænger bl.a. af flowhastigheden, stofegenskaber og overfladebeskaffenhed, mens arealet er konstant. Ønskes der en højere kapacitet kan man forsøge at forbedre U-værdien eller skabe en større temperaturdifferens.

Da den våde temperatur for luft typisk er lavere end den tørre temperatur vil der kunne opnås en større temperaturdifferens på en tørkøler, hvis indsugningsluften befugtes inden den rammer kølefladen. Dette kan enten give en højere kapacitet eller være med til at sænke tilgangstemperaturen til køleren på væskesiden.

Der findes flere muligheder for at befugte luften. De forskellige muligheder kan sammenlignes ved at beregne en befugtervirkningsgrad, som beskriver, hvor tæt den faktiske tilgangstemperatur bliver på den våde temperatur:

$$\epsilon = \frac{T_{amb} - T_{ai}}{T_{amb} - T_{wet}}$$

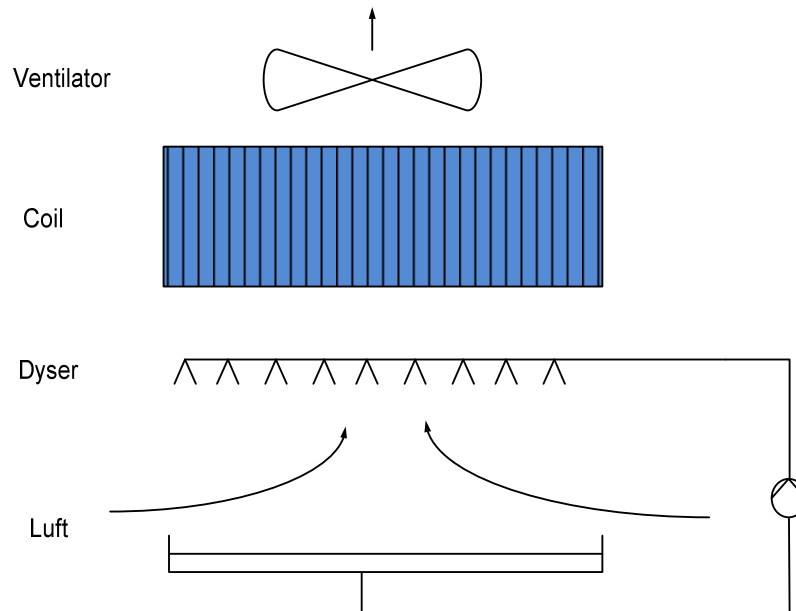
Figur 4 viser virkningsgraden i et IX-diagram.



Figur 4 Processen indtegnet i et Mollier IX diagram

### 3 Indledende beregninger og analyser

#### 3.1 Udvikling af dråbemodel

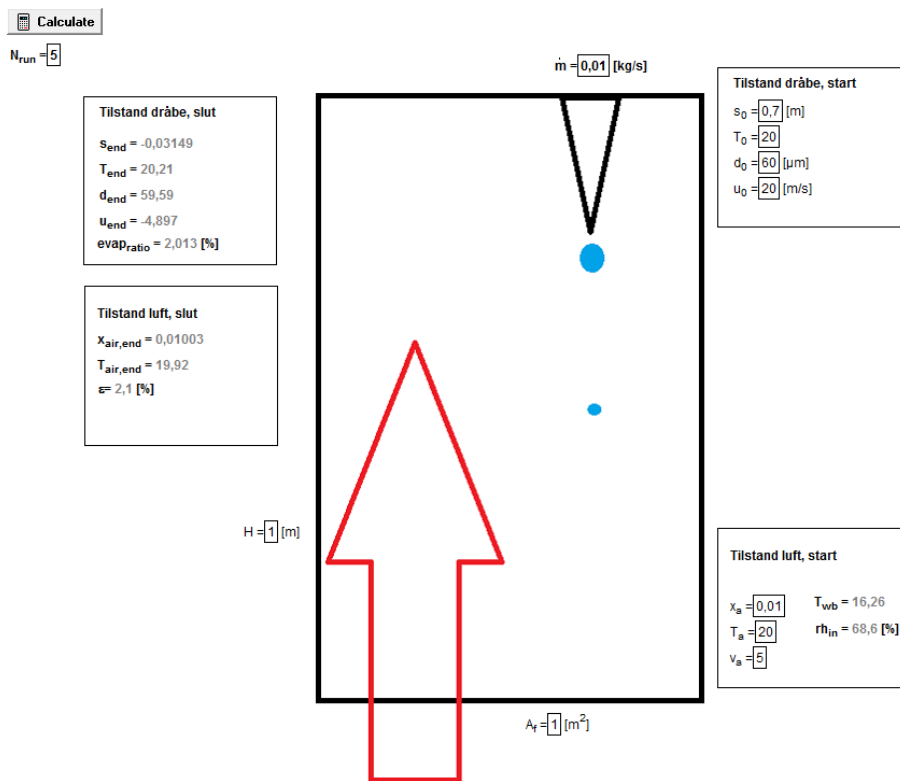


Figur 5 Køler med ventilator, dyser og cirkulationspumpe

For at kunne dimensionere forsøgsopstillingen er der udviklet en dråbefordampningsmodel. Modellen beregner levetiden af en vanddråbe, der falder i modstrøm med luft. Dråben vil under faldet være påvirket af tyngdekraften samt friktion fra luften, som vil tvinge dråben opad. Samtidig vil dråbens diameter formindskes, idet der sker en fordampning af vand til luft. Luften vil optage mere fugt, hvorved luftens temperatur vil falde, og en større temperaturdifferens til varmeveksleren vil kunne opnås.

Vandet sendes med højtryk gennem en dyse, og ved dysernes udgang vil der dannes små væskedråber. Afhængigt af dråbediameter og udgangshastighed fra dyserne vil luftens temperatur og hastighed have indflydelse på dråbens levetid. Kombinationer af disse størrelser vil have indflydelse på om dråben vil falde eller blive revet med luften op til varmeveksleren. Små dråber vil rives med luftstrømmen og store dråber vil falde gennem luftstrømmen. Den ideelle situation er, at alle dråber fordamper og luften befugtes mest muligt indtil den opnår den våde temperatur.

For at undersøge ovenstående problemstilling er der lavet et beregningsprogram og efterfølgende beregninger for at finde den optimale dråbediameter samt den udløbshastighed fra dyserne, der giver den største befugtning af luften. Figur 6 viser beregningsprogrammet.



Figur 6 Beregningsmodel af dråbefordampning

Input til beregningen af luften:

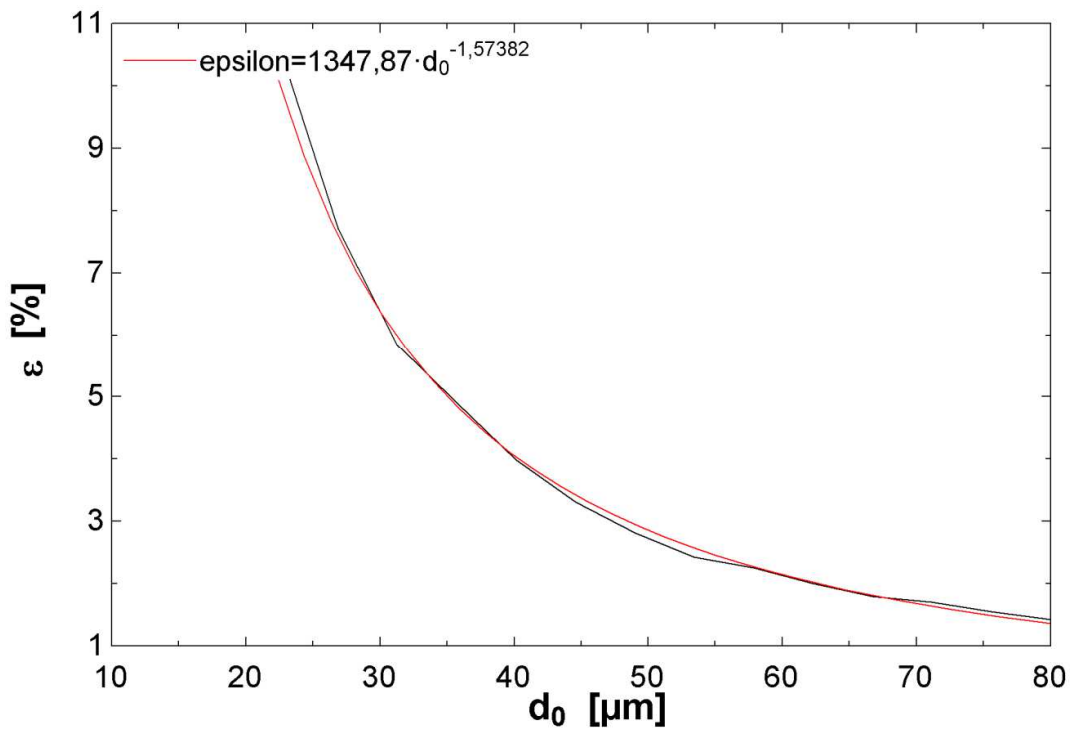
- Luftflow
- Vandindhold i luften
- Temperatur

Input til beregning af dråben:

- Temperatur
- Dråbediameter
- Udløbshastighed fra dyse
- Masseflow
- Afstand fra coil til dyser

Ud fra ovenstående input beregner programmet dråbens tilstand, når al væske er fordampet, og hvor meget luften er blevet afkølet under befugtningen. På denne måde kan de optimale betingelser beregnes.





Figur 7 Befugtervirkningsgrad som funktion af dråbediameter

Figur 7 viser, at den bedste befugtning opnås ved nogle standardbetingelser ved lave dråbediametre. Beregninger er anvendt til at finde de bedst egnede dyser og til at finde ud af, hvordan dyserne skal placeres i forhold til varmeveksler og luftstrøm.

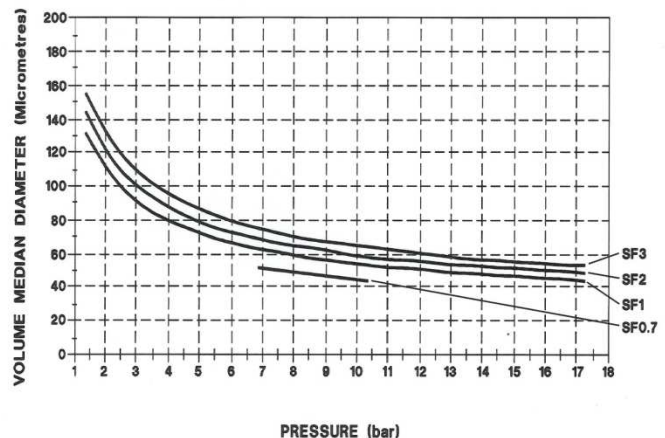
### 3.2 CFD beregninger på dråbefordampning

Der er ligeledes udført CFD beregninger af dråbefordampningen. Data og grafer i Figur 8 er brugt til at vælge de dyser, som giver en så lille dråbediameter som muligt ved et så lavt tryk som muligt.

Pumpetrykket ved brug af standard pumper er typisk 4-8 bar.

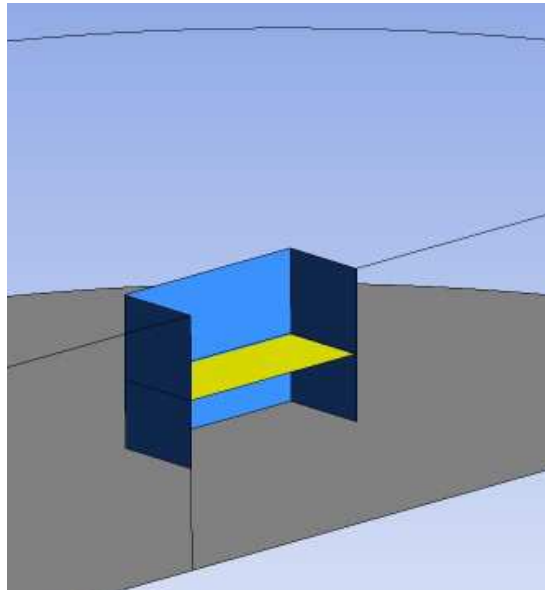
\*At the stated pressure in psi.

Fogger Nozzle No.	Fogger Tip No.	Capacity (gallons per hour)*					Spray Angle (°)*		
		20	40	100	150	200	40	100	200
1/8SF-CE1	-	.45	.63	1.0	1.2	1.4	110	110	100
1/8SF-CE2	SF2, SF-CE2	.90	1.3	2.0	2.4	2.8	105	105	100
1/8SF-CE3	SF3, SF-CE3	1.3	1.9	3.0	3.7	4.2	110	110	100
1/8SM-CE1	SM-CE1, 22624-1-80	.71	1.0	1.6	1.9	2.2	80	75	75
1/8SM-CE2	SM-CE2, 22624-2-80	1.4	2.0	3.2	3.9	4.5	80	75	75



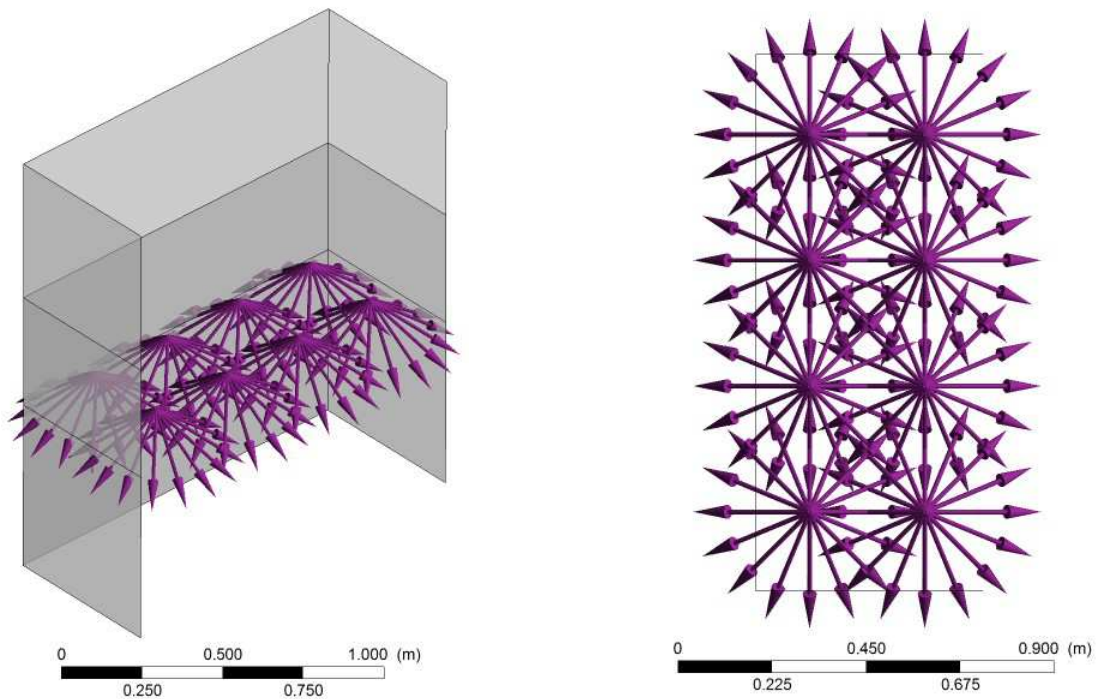
Figur 8 Dråbediameter ved drivtryk

Med kendskab til luftens flow og tilstand kan den nødvendige vandmængde beregnes for at opnå mættet luft. Med den valgte dysestørrelse kan antallet af dyser vælges.



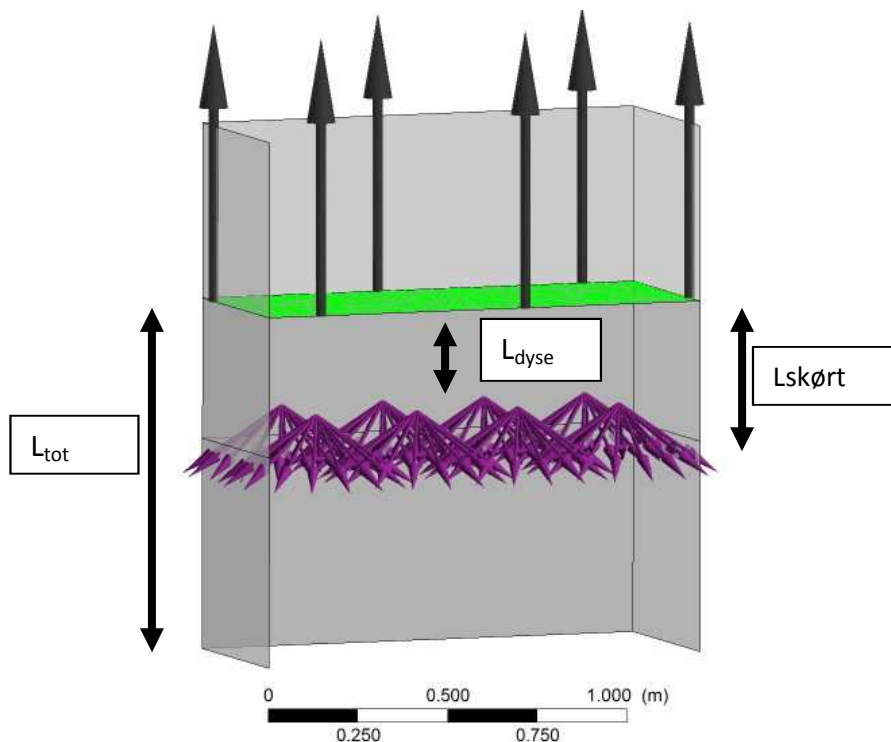
Figur 9 Modelopbygning til CFD simuleringen

Figur 9 viser modelopbygningen af CFD modellen. Den gule flade viser undersiden af varmeveksleren. Der påmonteres skørter for at undgå infiltration af luft fra omgivelserne, som nedsætter befugtervirkningsgraden.



Figur 10 Dyse placering under varmeveksleren

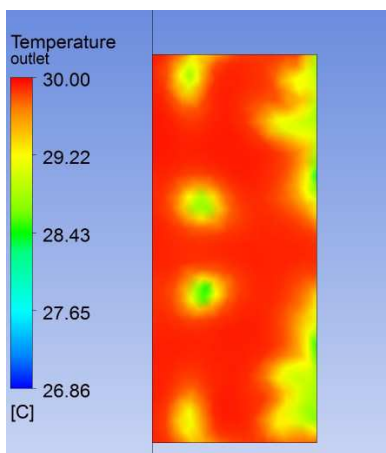
Figur 10 viser dysernes placering under varmeveksleren. Vandet sprøjtes i modstrøm med luftens flowretning.



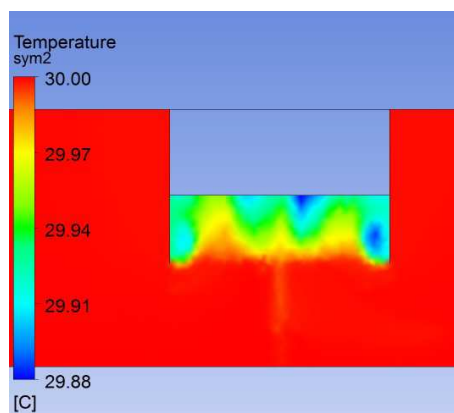
Figur 11 Vigtige afstande for placering af dyser

Afstandene angivet i figur 11 har indflydelse på fordampningen.

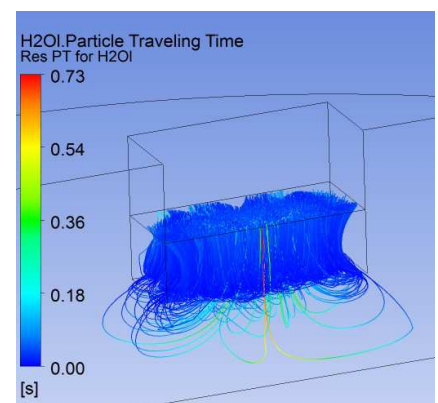
- $L_{tot}$  – har indflydelse på opholdstid
- $L_{dyse}$  – har indflydelse på opholdstid
- $L_{skoert}$  – har indflydelse på falsk luft



Figur 12 Temperatur indløb



Figur 13 Temperatur indløb på tværs



Figur 14 Dråbernes opholdstid

Ud fra figur 12, 13 og 14 kan følgende konkluderes:

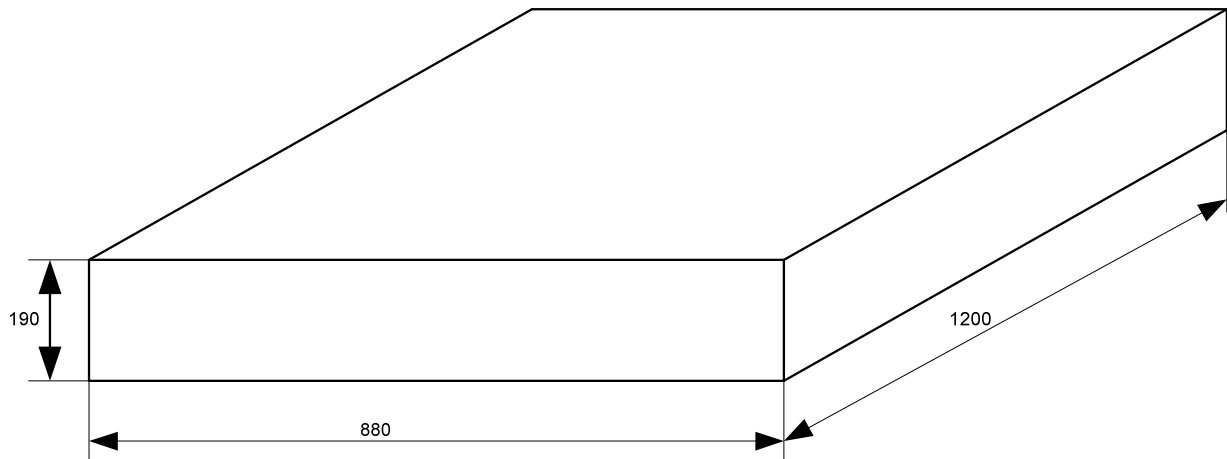
- De fleste vanddråber strømmer ind i varmeveksleren
- Meget høj lufthastighed bevirker, at dråberne hurtigt følger med luftstrømmen
- Lille fordampningsrate (meget lille opholdstid); de fleste dråber  $< 0,18s$
- Meget lille fordampning; kun 7,6% af det totale masseflow af vand er fordampet
- Lille fordampning = lille indflydelse på temperatur

## 4 Forsøgsopstilling

Der er udarbejdet en forsøgsopstilling til at undersøge de forskellige parametre for en hybridkøler.

### 4.1 Anvendt varmeveksler

Geometrien af varmeveksleren fremgår af figur 15.



Figur 15 Geometri på varmeveksleren

Det er ønsket at generere face hastigheder på op til 8 m/s og med et face areal på  $1,1 \text{ m}^2$  giver det et volumenflow på  $8,5 \text{ m}^3/\text{s}$ , hvilket giver et tryktab på 600 Pa med diverse tryktab inkluderet.

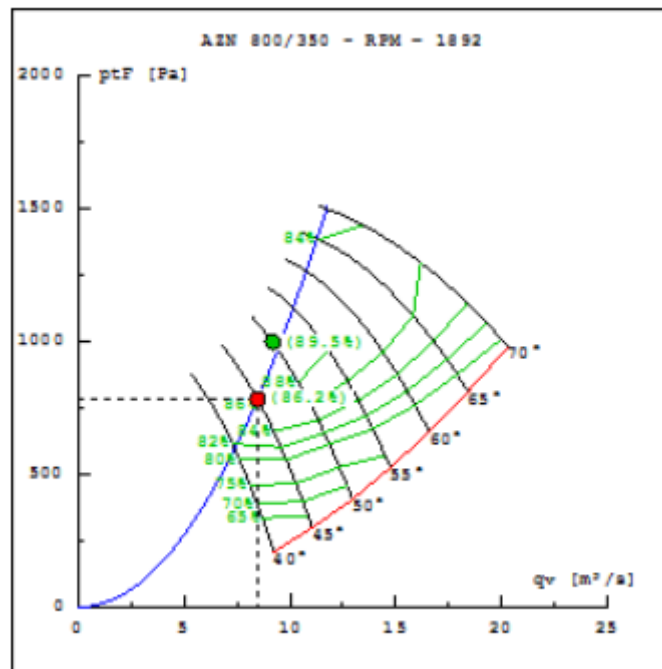
### 4.2 Valg af ventilator

I projektet er der anvendt en aksial ventilator af typen ZerAx fra Novenco, som har en høj virkningsgrad og et lavt støjniveau, se figur 16.



Figur 16 ZerAx aksiel ventilator fra Novenco

Ventilatoren er valgt ud fra det ønskede flow samt trykfald over den anvendte varmeveksler, se figur 17.



Figur 17 Valg af ventilator

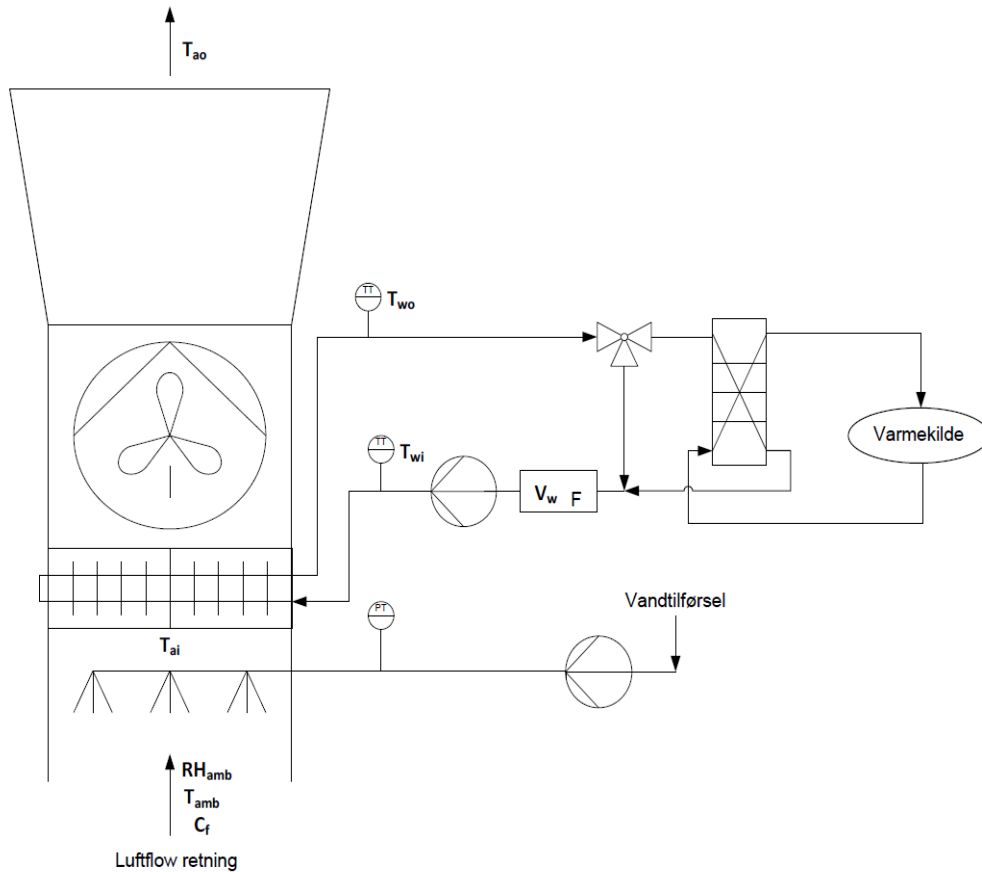
Ventilatoren er desuden tilsluttet en frekvensomformer, så face hastigheden kan reguleres mellem 0-8 m/s.

### 4.3 Prototype til forsøg

I projektet er der konstrueret en prototype af standardkomponenter til afprøvning af befugtersystemer. Figur 18 viser et PI-Diagram over opstillingen. Systemet giver mulighed for at variere:

- Tilgangstemperatur på væskesiden
- Væskeflow
- Face hastighed

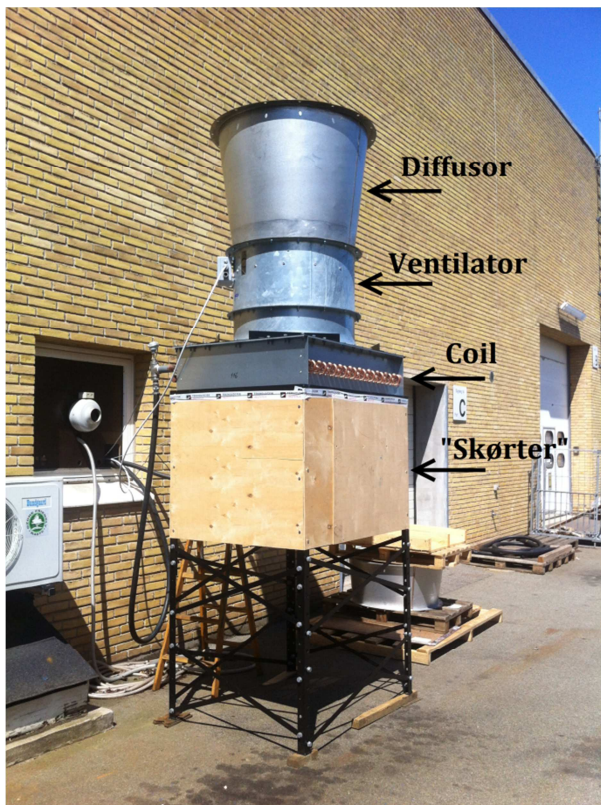
Opstillingen er placeret udendørs og det er derfor ikke muligt at styre luftens tilgangstilstand.



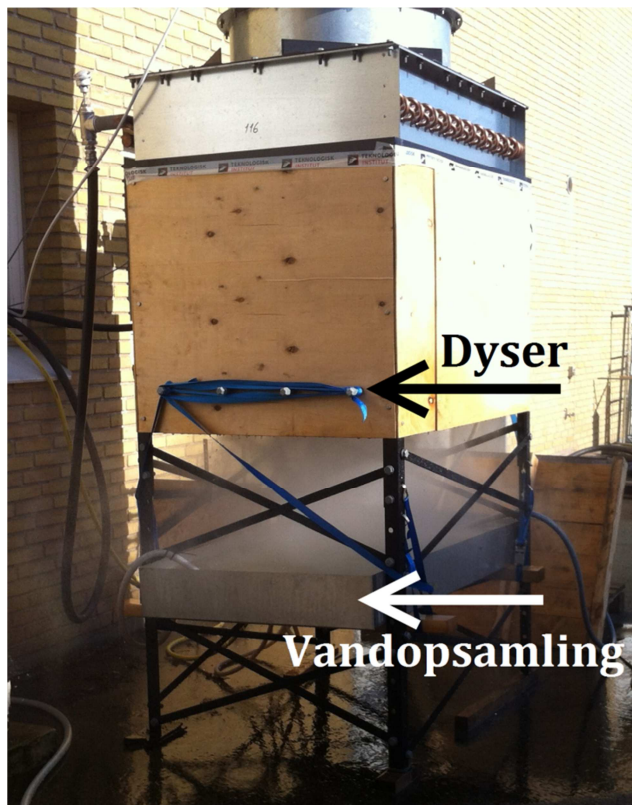
Figur 18 PI-Diagram

Det første afprøvede befugtersystem er baseret på vanddyser, hvor to forskellige dyser er afprøvet. Det ene sæt dyser leverer en dråbestørrelse på 70 mikrometer, mens det andet sæt normalt benyttes til brandslukning og visuelt vurderet leverer en dråbestørrelse på 700 mikrometer, altså 10 gange så store dråber. Der afprøves to sæt dyser for at undersøge betydningen af store og små dråber. Dyserne sprøjter vandet ud i modstrøm med luften for at opnå den største varmeovergang mellem dråbe og luft. De små dråber vil hurtigt fordampe i luften, og de vil hurtigt vende og blive revet med luften. De store dråber vil tage længere tid om at fordampe og vil ikke blive revet med luften så hurtigt.

Små dråber:	Store dråber:
+ Hurtig fordampning	- Langsom fordampning
- Kort opholdstid i luften	+ Lang opholdstid i luften



Figur 19 Forsøgsopstilling



Figur 20 Placering af dyser

Skørterne, som ses på figur 19, benyttes for at undgå, at luft, som ikke har været forbi befugtersystemet, trækkes ind til kølefladen. Figur 20 viser opstillingen i brug med de store dråbestørrelser. En del vanddråber faldt her til jorden, og der blev derfor installeret et vandopsamlingsystem for at minimere vandforbruget til forsøgene. Vandet opnår samtidigt samme temperatur som omgivelserne og befugtningen kan betragtes som værende adiabatisk. Vandforbruget ved de store dråbestørrelser var ret stort, og der kan derfor være tvivl om befugtningen virkelig er foregået adiabatisk.

#### 4.4 Forsøg

Der er udført tre måleserier på forsøgsopstillingen:

- Serie 1 – Referencemåling, inaktiv befugtning
- Serie 2 – Befugtning foretaget, lille dråbestørrelse
- Serie 3 – Befugtning foretaget, stor dråbestørrelse

I forsøgene holdes vandflow ( $V_w$ ) og tilgangstemperatur ( $T_{wi}$ ) konstant og face hastigheden ( $C_F$ ) er den eneste variabel. På denne måde kan der ses bort fra, hvad der foregår på vandsiden, og det er muligt at se betydningen af befugtningen.

På vandsiden måles vandflow og til- og afgangstemperatur som danner grundlag for bestemmelse af den fjernede effekt i kølefladen.



På luftsiden måles lufttilstanden inden kølefladen ( $T_{amb}, RH_{amb}$ ) samt face hastigheden, hvorefter lufttilstanden på afgangssiden kan bestemmes med en energibalance:

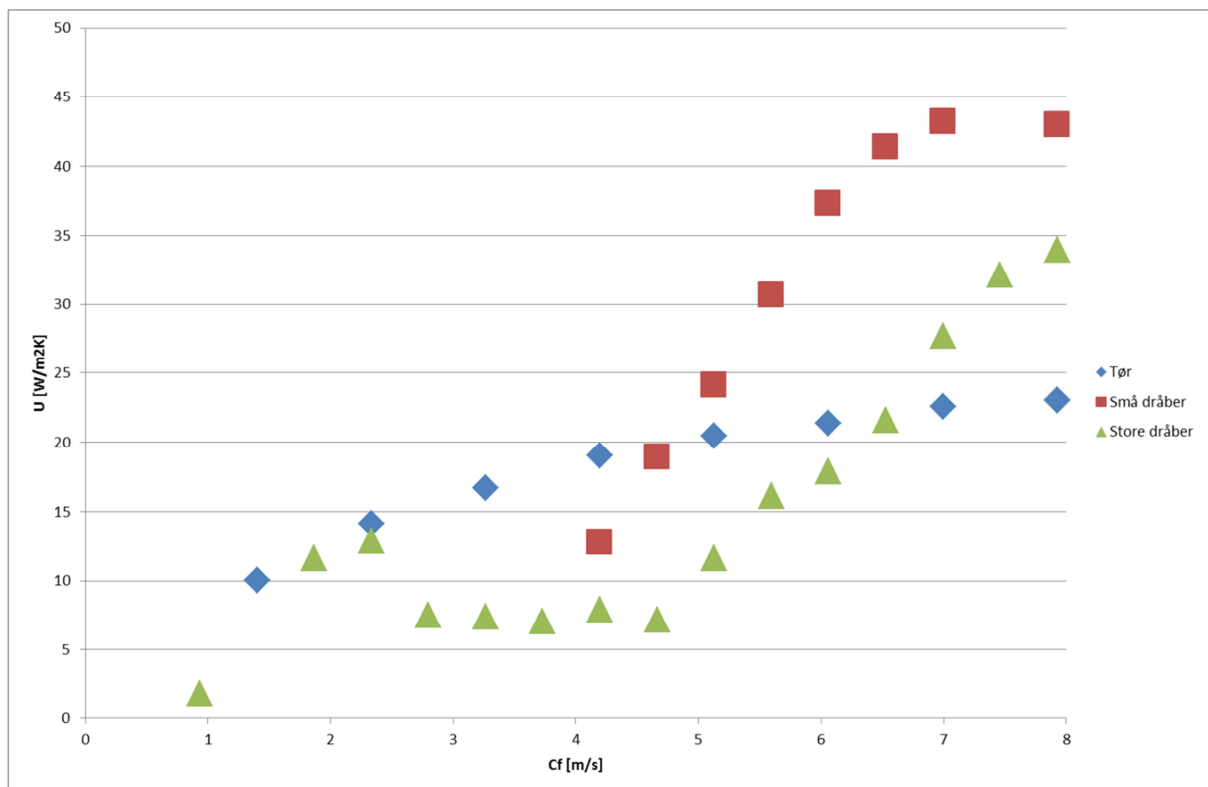
$$Q = m_w \cdot cp_w \cdot (T_{wi} - T_{wo})$$

$$Q = m_{air} \cdot cp_{air} \cdot (T_{ao} - T_{ai})$$

Og slutteligt kan en U-værdi bestemmes:

$$Q = U \cdot A \cdot LMTD$$

Når befugtningssystemet er aktivt, er det i praksis vanskeligt at måle luftfugtigheden lige før kølefladen ( $T_{ai}$ ). Hvis en dråbe for eksempel kommer med og den rammer føleren, vil føleren opfatte luften som 100% mættet, hvilket måske ikke er virkeligheden. Luftfugtigheden måles derfor ikke i forsøgene, og omgivelsestemperaturen bruges som indgangstemperatur både ved tør og våd drift. Dette betyder, at en forbedret U-værdi i forsøgene vil være et udtryk for at indgangstemperaturen har været lavere og er ikke en faktisk forbedring af U-værdien. Figur 21 viser resultaterne af de tre måleserier.

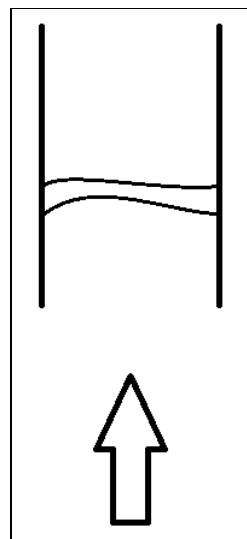


Figur 21 Forsøgsresultater

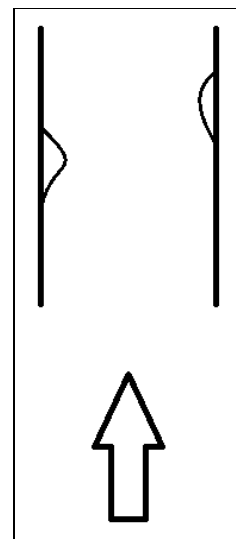
Serie 1 viser en kurve, hvor U-værdien stiger jævnt som følge af øget face hastighed, mens de to serier med befugtning viser et lidt anderledes kurveforløb. Ved lave face hastigheder sker der det, at vanddråberne kan danne en "bro" mellem de to finner og dermed blokerer en del af varmeveksleren (figur 22). Dette giver en reduktion af areal og dermed en reduktion af kapaciteten. Når hastigheden bliver højere, begynder dråberne at blive revet med og det varmeoverførende areal genoprettes (figur 23), men den koldere tilgangstemperatur på luftsiden giver en bedre beregnet U-værdi.

Det ses altså tydeligt, at når face hastigheden kommer højt nok op giver befugtningen en væsentlig forbedring af kølerens ydelse, men for at det skal give en forbedring ved lavere face hastigheder er det nødvendigt enten at ændre befugtersystemet eller at øge finneafstanden i varmeveksleren, så dråberne ikke kan blokere den.

I forsøgene er der en del dråbe medrivning så snart face hastigheden kommer over 5 m/s. I forsøg er det ikke noget problem, men ved mange driftstimer vil det danne fouling på varmeveksleren. Dette kan dog afhjælpes ved at overfladebehandle veksleren. Samtidig må risikoen for aerosoldannelse også tages med i betragtning.



Figur 22 - Lav face hastighed



Figur 23 - Høj face hastighed

## 5 Afsluttende forsøg – Udvikling af hybridkøler fase 1

### 5.1 Formål

De afsluttende forsøg har til formål at afklare følgende tre emner:

- På seneste projektmøde blev det diskuteret, hvorvidt temperaturen af det vand som sprayes på kølefladen kunne have en lavere temperatur end luften. Når der påfyldes vand til systemet, er det rent postevand, og det må derfor formodes, at temperaturen kan være lavere end luftens, hvis ikke det får tid til at temperere. Der monteres en temperaturføler i vandkaret med sprayvand, og på baggrund af denne temperatur vurderes betydningen.
- Det formodes, at kølefladen blokker til med vand ved lave face hastigheder og giver derved en lavere virkningsgrad end når der ikke bruges vandbefugtning. Der måles tryktab over kølefladen for at påvise, at der sker en tilblokning.
- Såfremt der sker en tilblokning, skal det forsøges kortvarigt at køre ventilatoren op i hastighed for at rive vandet ud af kølefladen.

### 5.2 Vandtemperatur i sprayvand

Alle målinger i projektet er hidtil udført i sommermånederne med temperaturer over 10 °C. Postevand fra vandhanen vil typisk have en lavere temperatur end denne, og der er derfor mistanke om, at forbedringen i U-værdi kan skyldes, at der sprayes koldt vand op på kølefladen. Der er derfor udført et forsøg, hvor vandtemperaturen i sprayvandet er målt. Disse forsøg er foregået ved omkring 2 °C, hvor forskellen på våd og tør temperatur er mindre. Det betyder, at luften ikke kan køles så meget med vand og virkningsgraden bør derfor være lavere her.

	Middeltemperatur [°C]	Maks [°C]	Min [°C]
Sprayvand	6,7	7,8	4,6
Luft	2,3	2,6	1,9

Igennem hele den nye forsøgsperiode har vandtemperaturen været højere end lufttemperaturen. Den højere vandtemperatur betyder, at luftens tilgangstemperatur bliver højere og giver teoretisk derved en lavere U-værdi. En højere U-værdi skyldes altså ikke udelukkende, at der kan være brugt vand med en koldere temperatur end luften.

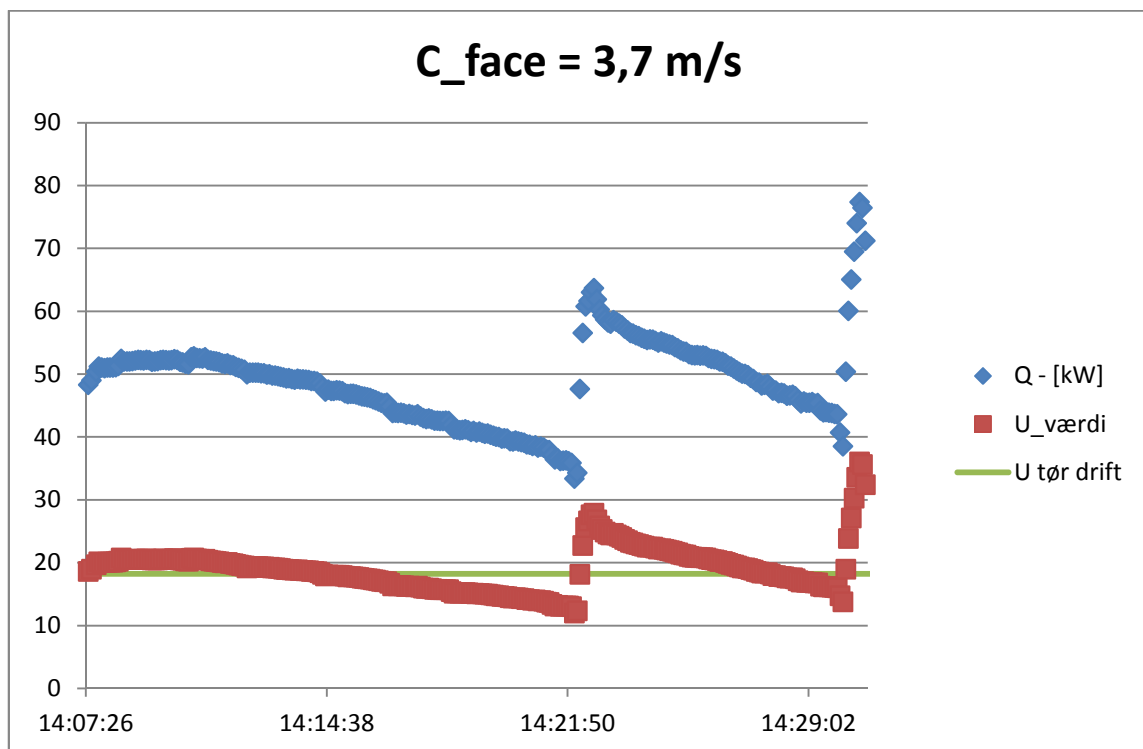
I de gamle forsøg kendes vandtemperaturen ikke og det er derfor ikke muligt at konkludere, hvor stor en del af U-værdiforbedringen der eventuelt kan skyldes, at vandet kan have været koldere. Nedenstående tabel sammenligner forbedringen fra sommerens målinger med de nye målinger, hvor vandtemperaturen har været kendt og som nævnt er højere end lufttemperaturen.

	(Forskel mellem t <sub>d</sub> og t <sub>w</sub> )	U <sub>tør</sub>	U <sub>våd</sub>	Forbedring %
Vinter målinger	0,3	22,9	25,85	12,9
Sommer målinger	4,3	22,56	28,05	24,3

### 5.3 Tilblokning af køleflade ved lave face hastigheder

Når der åbnes for befugtningen, ses der en øgning i U-værdien, hvorefter den stille og roligt falder. Figur 24 viser en graf fra forsøget. De steder, hvor U-værdien stiger igen, er ventilatoren kørt op i hastighed i 30 sekunder.

Inden der åbnes for befugtning, er der målt et tryktab over kølefladen på ca. 25 Pa. Lige inden ventilatorhastigheden er øget, er der målt et tryktab på 57-62 Pa. Umiddelbart efter ventilatoren har været oppe i hastighed, er der målt et tryktab på 30-33 Pa. Disse tryktab sammenholdt med grafen, der viser en faldende U-værdi over tid, viser, at kølefladen bliver fyldt med vand som mindsker det varmeoverførende areal.



Figur 24

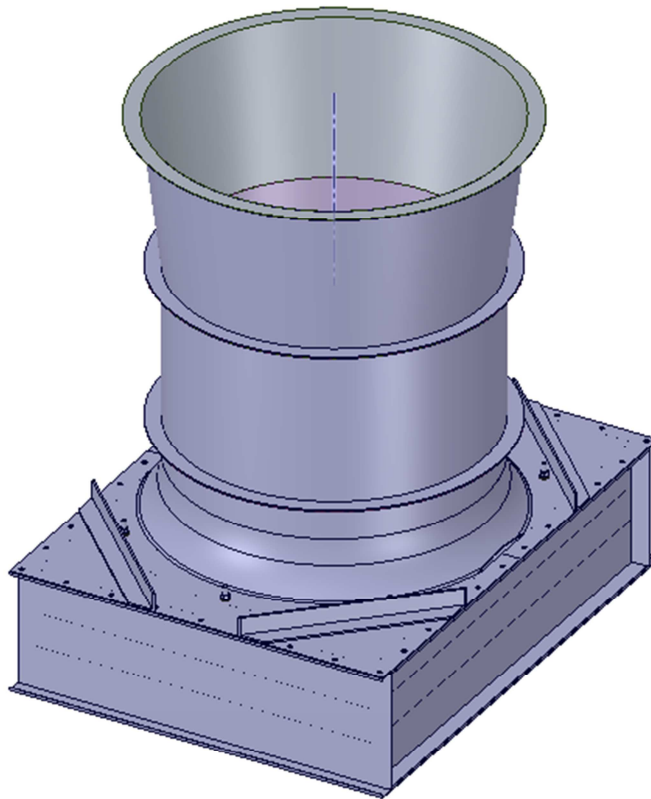
Virkningen af at køre ventilatoren op i hastighed forsvinder efter relativ kort tid. Samtidigt falder tryktabet ikke ned til det niveau, som det er første gang, der åbnes for befugtningen. Dette indikerer nødvendigheden af en overfladebehandling, som gør det nemmere for vandet at komme væk.

## 6 CFD analyse af luftstrøm gennem hybridkøleren

Hybridkøleren til projektet er designet ud fra de gældende designregler ved Vestas Industrial Cooling. Under forsøg med køleren hos Teknologisk Institut blev det observeret, at luftfordelingen ikke var jævn over hele kølefladen. Specielt var lufthastigheden lavere i hjørnerne end i centrum af kølefladen. Dette afsnit præsenterer resultater af en CFD analyse af luftstrømningen. Open source CFD koden OpenFOAM er benyttet til analysen.

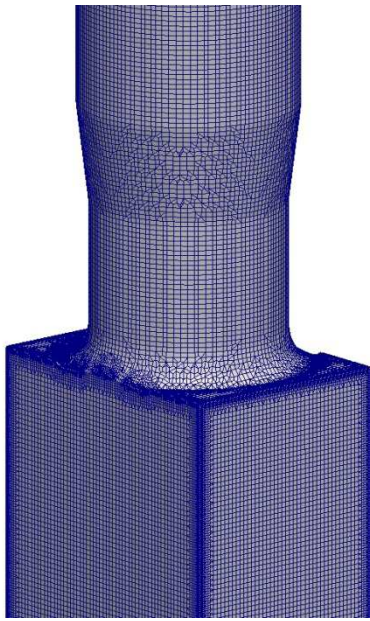
### 6.1 Geometri

Figur 25 viser en CAD model af køleren. CAD modellen blev benyttet til at generere CFD modellen. CFD modellen ses i figur 26.

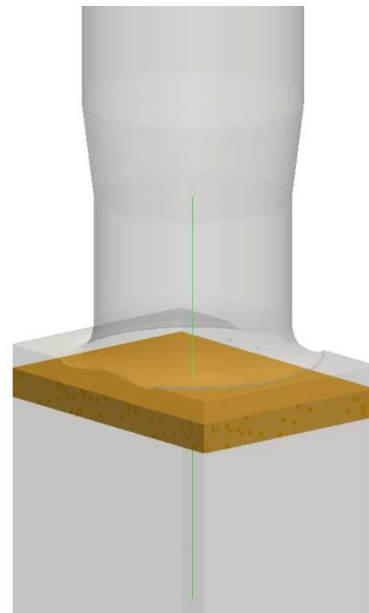


Figur 25: CAD model af køler.

Selve varmeveksleren består af et rørbundt, som er samlet med et stort antal finner på luftsiden. Da computerressourcerne ikke kan modellere alle finner og rør, er det valgt at modellere varmeveksleren som et porøst volumen. Det porøse volumen ses i figur 27. I CFD modellen er parametrene for det porøse volumen bestemt således, at trykfaldet over varmeveksleren på luftsiden og varmetilførslen fra vandet er identisk med varmeveksleren i hybridkøleren.



Figur 26: CFD model.



Figur 27: Køleren modelleret som porøs zone (orange volumen).

De benyttede data for CFD modellen er:

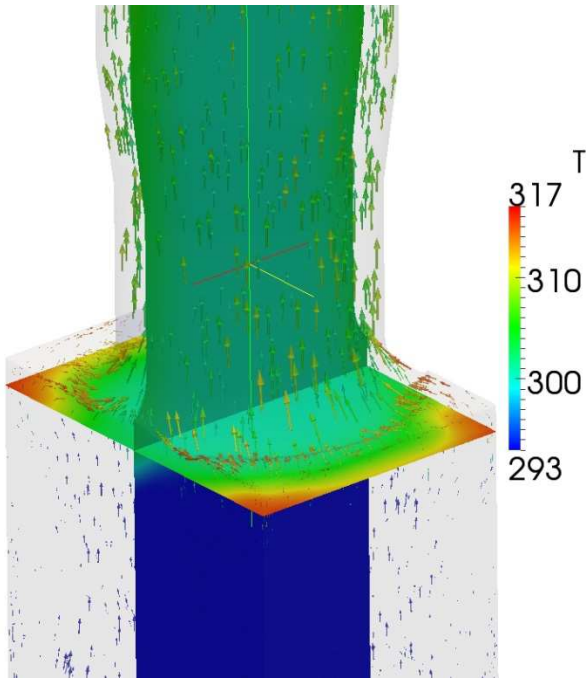
- Luft massestrøm,  $m = 5 \text{ kg/s}$
- Kølereffekt,  $Q = 50 \text{ kW}$
- Arbejdstryk,  $p = 1 \text{ bar(a)}$
- Tryktab over varmeveksler,  $dp = 90 \text{ Pa}$

Selve CFD analysen er udført med en steady-state kompressibel CFD løser med en k-omega SST turbulensmodel.

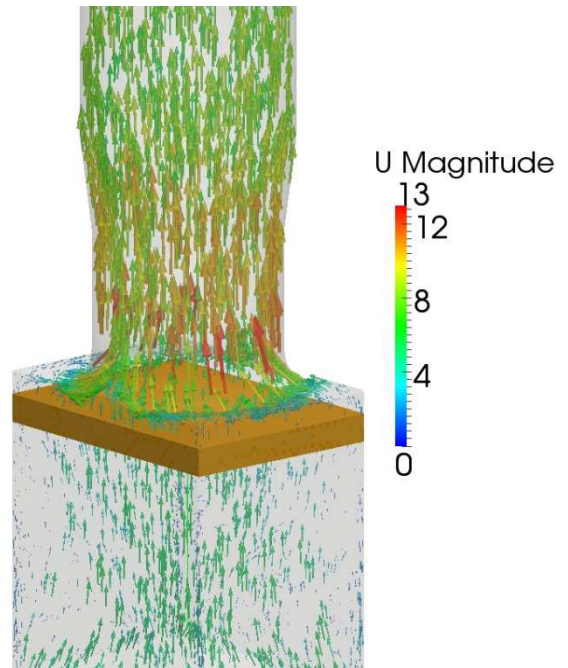
## 6.2 Resultater.

Figur 28 viser temperaturfordelingen, og figur 29 og 30 viser luftstrømningen igennem CFD modellen. På figur 29 ses, hvordan luften koncentrerer sig i centrum før varmeveksleren, og på figur 28 ses, at luften opvarmes mere i hjørnerne, idet luften her strømmer langsommere. Figur 31 viser, at observationer foretaget hos Teknologisk Institut kan bekræftes af CFD analysen, nemlig at luften strømmer langsommere i hjørnerne på køleren.

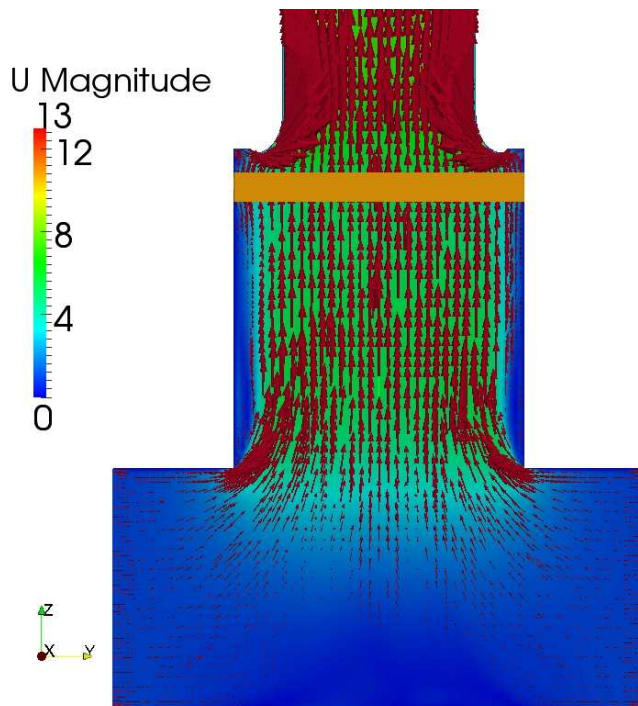
Luftfordelingen er ofte et resultat af trykfaldet over varmeveksleren og højden på plenumkammeret. Plenumkammeret er kammeret imellem varmeveksleren og ventilatortoppen.



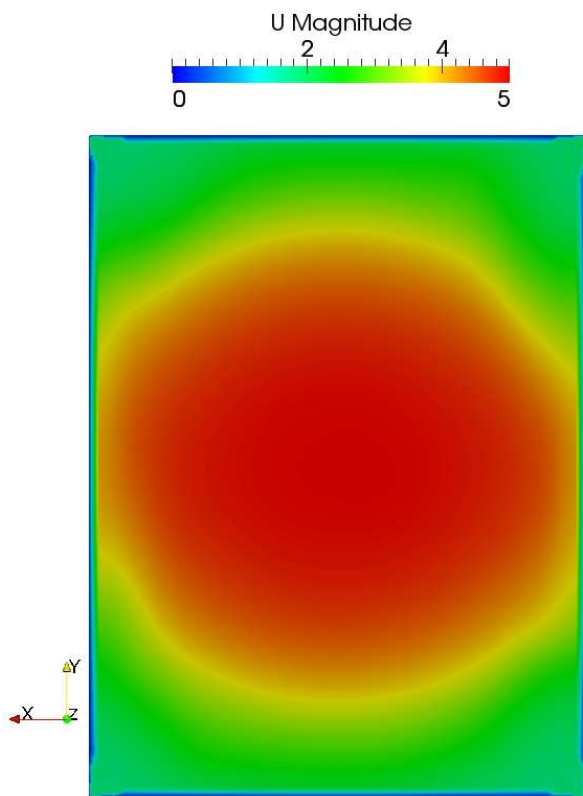
Figur 28: Temperaturfordeling



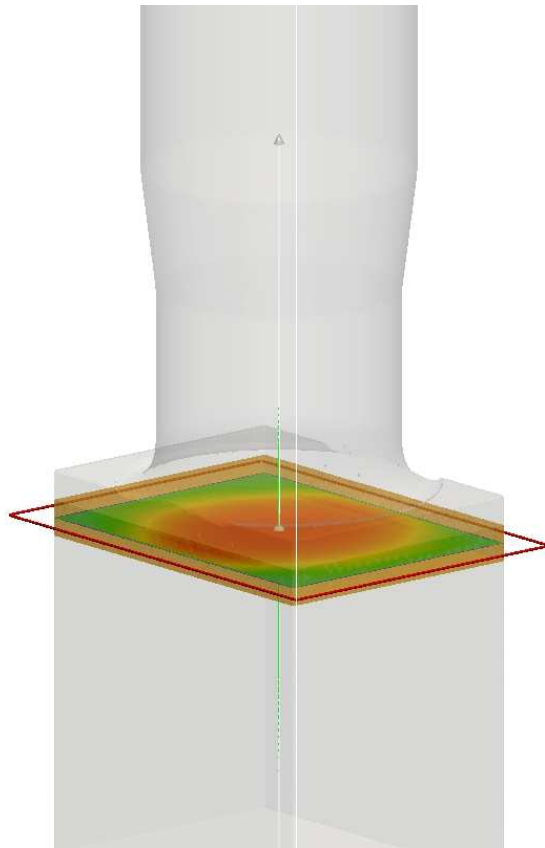
Figur 29: Luftstrømning igennem køler.



Figur 30: Tværsnit af CFD model. Luftgennemstrømning.



Figur 31: Luftfordeling igennem køler.

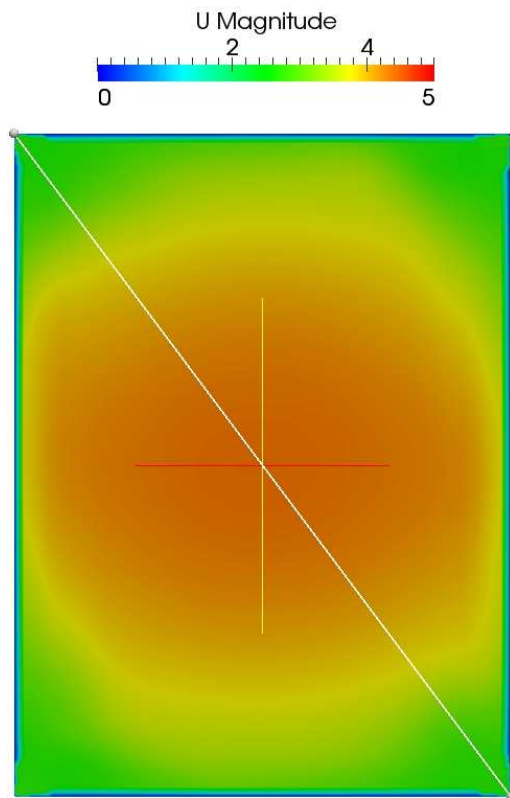


Figur 32: Placering af tværsnit i figur 31.

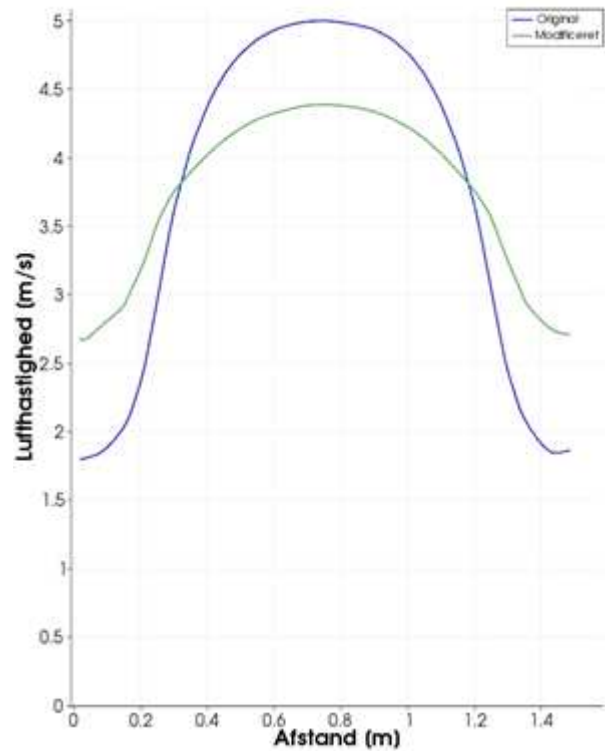
### 6.3 CFD analyse af alternativ plenumhøjde

Der er gennemført yderligere en CFD analyse, hvor varmeveksleren er sænket i CFD modellen, hvilket giver en øget plenumhøjde med det formål at forbedre luftfordelingen. Varmeveksleren er sænket 120 mm i CFD modellen, og alle andre parametre er uændret. Resultatet ses i figur 34, som sammenligner luftfordelingen for den originale placering af varmeveksleren med den modificerede/sænkede varmeveksler. Figuren viser, at luftfordelingen kan blive væsentlig forbedret ved at øge plenumhøjden, og ved sammenligning med figur 31 og 32 ses det ligeledes, at den øgede plenumhøjde kan forbedre luftfordelingen. Den hvide streg i figur 33 indikerer placeringen af de to kurver vist i figur 34.





Figur 33: Luftfordeling ved øget plenum højde.



Figur 34: Kurver der sammenligner luftfordeling ved to plenumhøjder.

## 6.4 Delkonklusion

CFD analysen bekræfter observationer gjort af Teknologisk Institut under drift af hybridkøleren, nemlig at luftfordelingen ikke er jævn og at der er lav lufthastighed i hjørnerne. En yderligere CFD analyse viser, at luftfordelingen kan forbedres ved at øge plenumhøjden.

## 7 Model af hybridkøler i Pack Calculation II

En foreløbig model af en hybridkøler er implementeret i beregningsprogrammet Pack Calculation II (PackCalc). Modellen er primært implementeret for at kunne illustrere, hvilke energibesparelser der kan opnås ved at benytte en hybridkøler. Grundlæggende behandles hybridkøleren som en tørkøler; men omgivelsestemperaturen (som for en tørkøler blot er den tørre temperatur) justeres hen imod den våde temperatur:

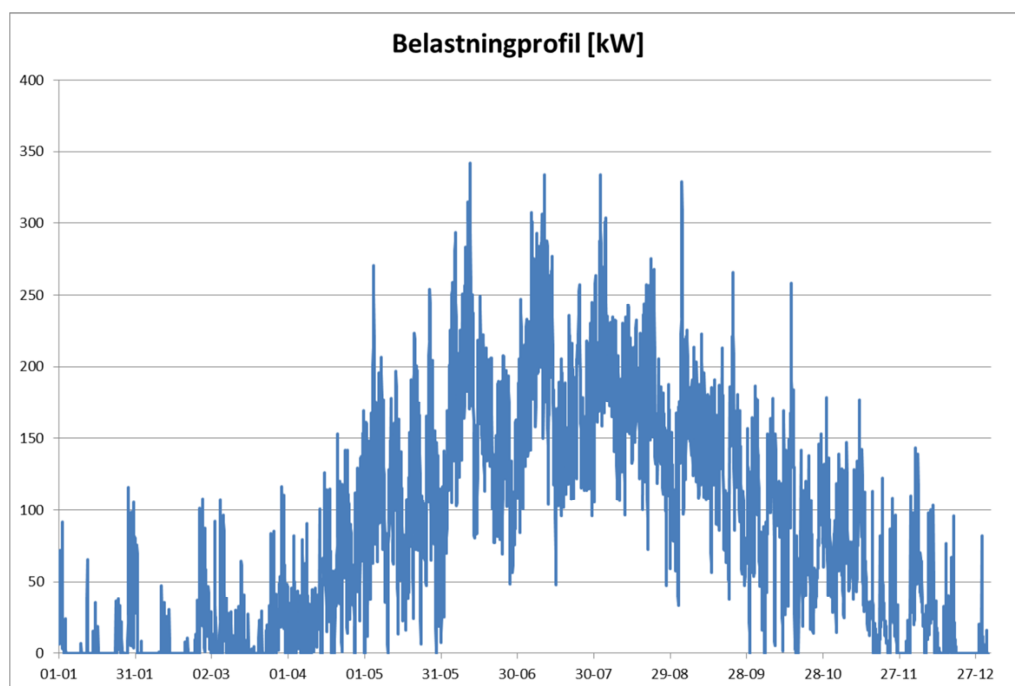
$$T_{omg,hybrid} = T_{omg,tør} - \varepsilon_{hybrid} \cdot (T_{omg,tør} - T_{omg,våd})$$

$\varepsilon_{hybrid}$  er en parameter i modellen og kan opfattes som effektiviteten af befugtningen. Hvis  $\varepsilon_{hybrid} = 1$  er befugtningen ideel, og omgivelsestemperaturen for hybridkøleren er lig den våde temperatur. Hvis  $\varepsilon_{hybrid} = 0$  er der ingen befugtning, og omgivelsestemperaturen for hybridkøleren er lig den tørre temperatur. Ud over effektiviteten inkluderer modellen for hybridkøleren følgende parametre:

- En minimums omgivelsestemperatur for befugtning. Dette vil sige, at hvis omgivelsernes tørre temperatur bliver lavere end denne temperatur, så befugtes hybridkøleren ikke længere, og den vil virke som en tørkøler.
- En volumenstrøm af luft, som benyttes til at beregne hybridkølerens vandforbrug.

### 7.1 Sammenligning af hybridkøler med tørkøler og køletårn

For at illustrere effekten af befugtningen af en hybridkøler, er der i PackCalc lavet en beregning af årsenergiforbruget af en hybridkøler sammenlignet med et køletårn og en tørkøler. Beregningen er foretaget med DRY referenceåret for København og belastningsprofilen (dvs. den kuldeydelse som køleanlægget skal levere) er en beregnet belastningsprofil for et kølehus, se figur 35.



Figur 35 Belastningsprofil for et kølehus

I PackCalc er der opstillet tre fuldstændig ens et-trins køleanlæg bestående af en stempelkompressor med R717 som kølemiddel. Kompressoren er On/Off reguleret og fordampningstemperaturen er fastholdt på -10°C. Den eneste forskel på de tre anlæg er kondensatorsiden.

For hybridkøleren er effektiviteten sat til 0,75 og minimums omgivelsestemperatur er sat til 10°C. En årssimulering med ovenstående belastning giver følgende overordnede resultat:

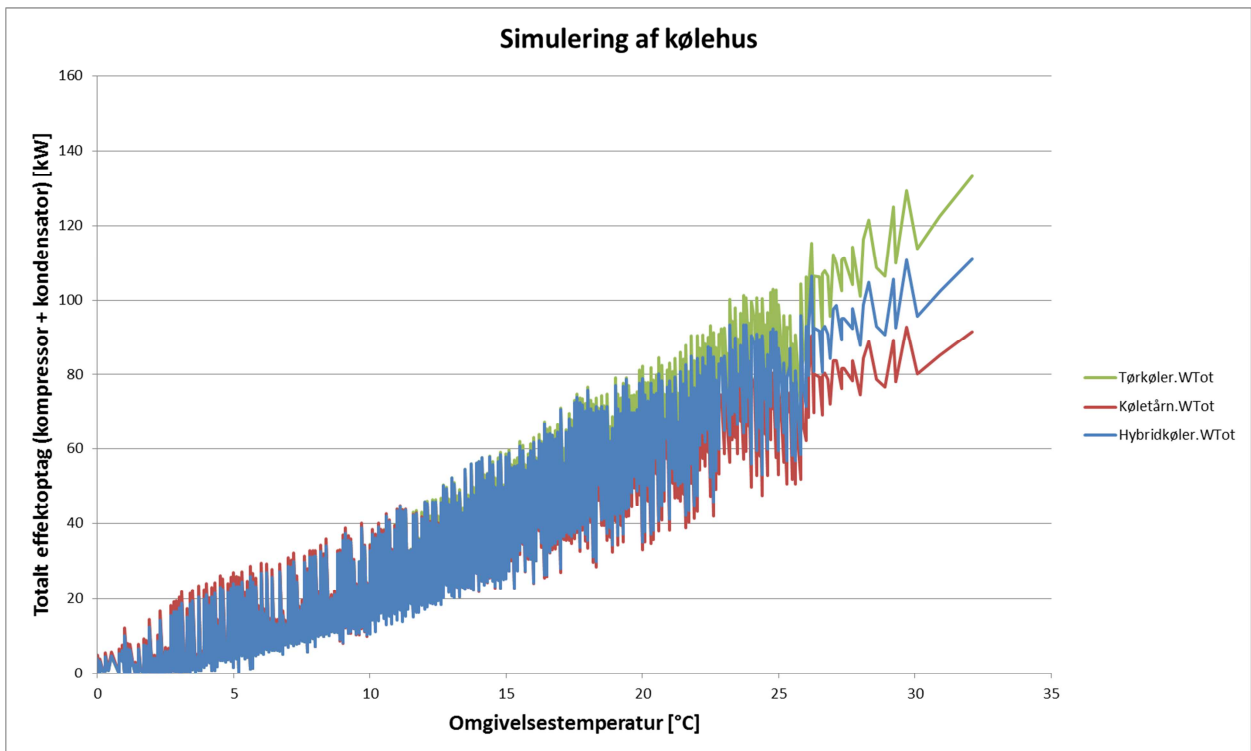
	Tørkøler (reference)	Køletårn	Hybridkøler
<b>Belastning opfyldt</b>			
% af tid:	100	100	100
% af energi:	100	100	100
<b>COP</b>			
Gennemsnitlig COP [-]:	3,80	4,08	3,98
<b>Energiforbrug</b>			
Pumper og ventilatorer [kWh]:	17.761	8.813	17.515
Kompressor [kWh]:	169.251	165.191	161.085
I alt [kWh]:	187.013	174.004	178.600
<b>Besparelser</b>			
Årlige energibesparelser [kWh]:	-	13.009	8.412
Årlige energibesparelser [%]:	-	7	4.5

Det ses altså, at hybridkøleren i dette tilfælde vil spare omtrent halvt så meget energi som køletårnet. Ser man imidlertid på vandforbruget, giver beregningen følgende resultat:

	Køletårn	Hybridkøler
Vandforbrug [m <sup>3</sup> /år]	13.281	1.024

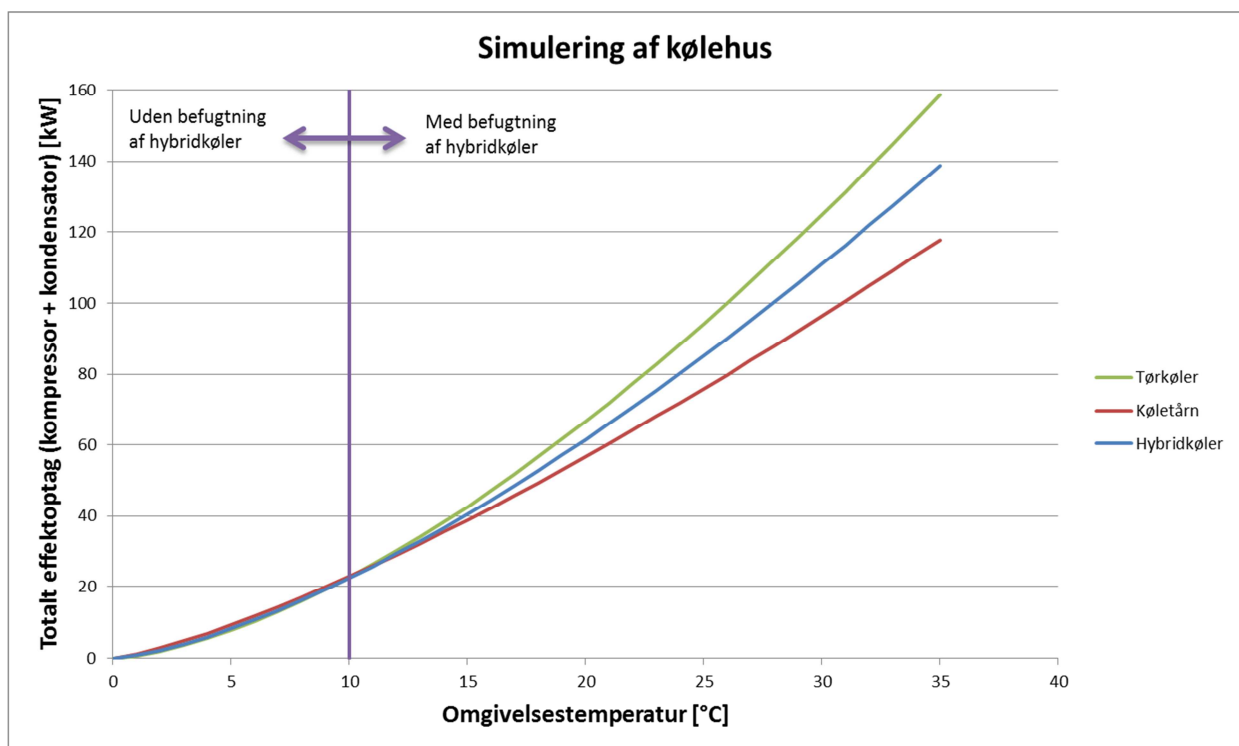
Dette resultat skal tages med et vist forbehold, da modellen af hybridkøleren er meget foreløbig; men beregningen viser, at der er et betydeligt besparelspotentiale i forhold til et køletårn.

For at illustrere effekten af hybridkøleren på køleanlæggets totale energiforbrug, kan man plotte anlæggenes totale effektoptag som funktion af den tørre omgivelsestemperatur (figur 36):



Figur 36 simulering af kølehus

Umiddelbart ses det, at jo højere omgivelsestemperatur, des større energibesparelse vil et køletårn/hybridkøler give. Dette ses mere tydeligt, hvis man plotter et datafit af ovenstående kurver, hvor datafittet i denne sammenhæng blot tjener til at "udjævne" data (figur 37):



Figur 37 simulering af kølehus

Igen ses det tydeligt, at besparelsen ved hybridkøler/køletårn bliver større, jo højere omgivelsestemperaturen er. Det, som plottet ikke viser, er, hvilket energiforbrug der ligger ved de forskellige temperaturer. Energiforbruget afhænger af anlæggets geografiske placering (hvor mange driftstimer der er ved de forskellige omgivelsestemperaturer) og af belastningsprofilet.

## 8 Konklusion

Nærværende projektet - fase 1, PSO projekt nr. 344-019, viser, at forbedringer på 50-100% på ydelsen af en hybridkøler kan opnås i forhold til en tørkøler. Forbedringen opnås ved at befugte luften med recirkuleret vand gennem dyser, således at luftens temperatur falder fra den tørre temperatur til den våde temperatur samt at tørkølerens overflade bliver befugtet med en vandfilm, som øger varmeovergangstallet betragteligt i forhold til en tør overflade. Forsøgene viste, at et befugtersystem ikke kan anvendes uden yderligere tiltag.

Ved face hastigheder mindre end 5 m/s giver befugtningen ikke nogen forbedring og i visse tilfælde forværres varmeoverførslen i en standard tørkøler. Det skyldes medrivning af ikke fuldt fordampede dråber som sætter sig imellem tørkølerens finner og danner broer som blokerer for dele af dennes areal. Ved at ændre overfladens beskaffenhed med en coating vil det være muligt at dræne vandet væk, så der ikke dannes broer. Accoat, som laver specialoverflader, tilknytttes derfor projektets fase 2, PSO projekt nr. 345-029.

Et andet aspekt, som blev tydeligt i forsøgene, er dannelsen af biofilm på varmevekslerens overflade, som kan nedsætte ydelsen med op til 25%. Biofilm kan undgås ved at behandle spædevandet, og derfor tilknytttes Danish Clean Water A/S projektets fase 2, da de producerer vandrensningssystemer til nedbrydning af biofouling.

I nærværende projekt er der udført forsøg på et ud af tre forskellige befugtersystemer, og potentialet for forbedringer er allerede til fulde indfriet. Derfor har projektet koncentreret sig om dette system, da der var enighed om, at det var det bedst egnede system.

## 9 Referencer

- /1/ *Fremtidens køletårn*, PSO projekt nr. 341-026, Peter Schneider *et al.*, marts 2011
- /2/ *PackCalc II*, beregningsværktøj til sammenligning af årlige energiforbrug af køleanlæg, Morten Skovrup, IPU, version 2.32
- /3/ *A complete model of a wet cooling tower with fill*, Bilal *et al.*, Applied Thermal Engineering 26, 2006, p. 1982-1989
- /4/ *Energioptimal styring og overvågning*, EFP. J.nr- 1273-00-0023
- /5/ *Energibesparelser på industrielle køleanlæg ved brug af ny luftkølet hybridkøler, fase 2 - Målinger på prototype*, PSO projekt nr. 345-029

## Bilag 1

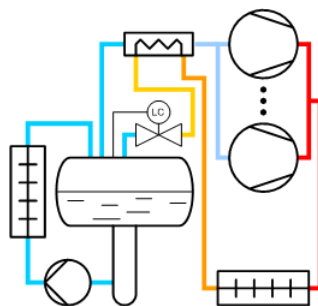
### Beregning af besparelspotentiale

I beregningsprogrammet "PackCalculation II" udviklet af Morten Skovrup fra IPU, blev der i projektet "Fremtiden køletårn" implementeret modeller af et køletårn, således at det er muligt at undersøge energiforbruget af et køleanlæg med forskellige varmeafgivsystemer.

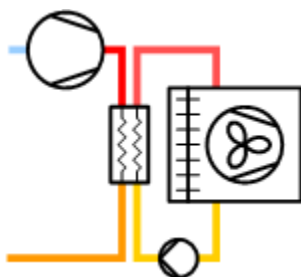
Til ansøgningen er der i PackCalculation II lavet en beregning af et køleanlæg (chiller), vist i Figur 1, med en køleeffekt på 450 kW ved følgende temperaturer:

Fordampningstemperatur på 0°C og en kondenseringstemperatur på 35°C.

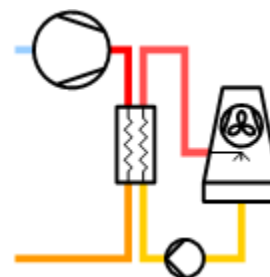
Beregningen er gennemført med henholdsvis en tørkøler (Figur 2) og et køletårn (Figur 3) som varmeafgivsystem.



Figur 1 Chiller med oversvømmet fordampersystem



Figur 2 Tørkøler



Figur 3 Køletårn

Beregningen er gennemført med en fysisk placering af chilleren i København. Det vil sige, at referenceåret for København er anvendt for beregningen.

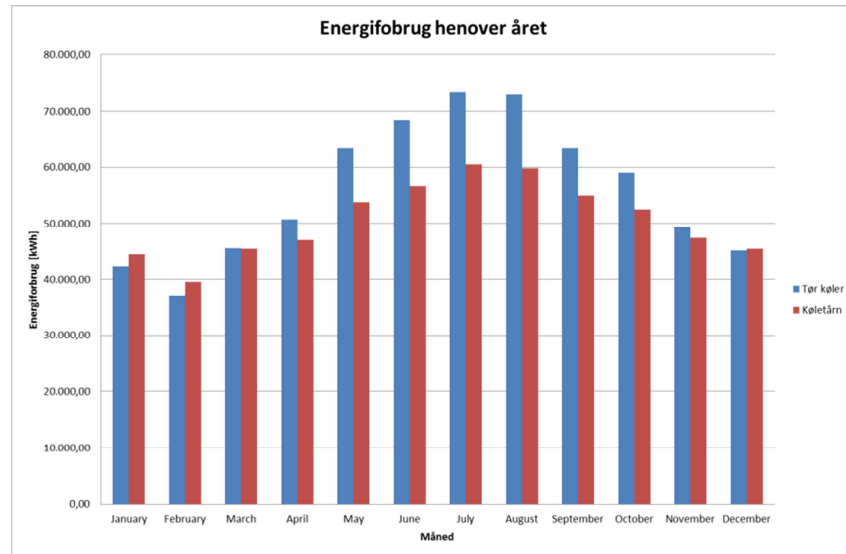
Hovedresultaterne fra beregningen er

Anlægstype	Totale energiforbrug [kWh]
Chiller med tørkøler	670.790
Chiller med køletårn	607.535

Det totale energiforbrug er til kompressor, ventilator og pumpe.

Dette svarer til en elbesparelse på 9,5% ved at anvende et køletårn som varmeafgiver sammenlignet med tørkøler som en varmeafgiver.

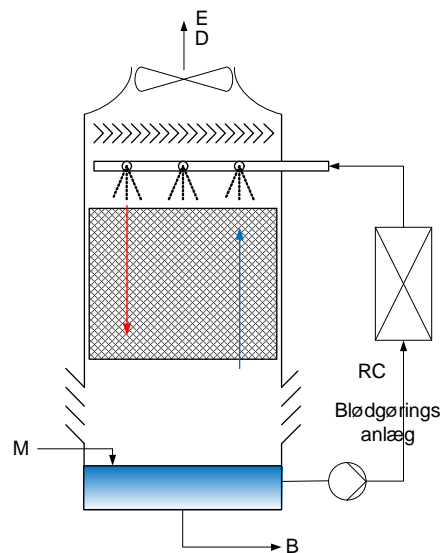




Figur 4 Energiforbruget for chilleren udregnet på månedsbasis

I Figur 4 er energiforbruget for chilleren vist på månedsbasis. Energiforbruget for de to systemer er som forventet størst i sommermånederne, hvor udetemperaturen er højest. Der er to ting ved Figur 4, som er væsentlige at bemærke: Energiforbruget er næsten ens for de to kølesystemer i månederne januar, februar, marts, november og december, mens energiforbruget er størst for tørkølersystemet i sommermånederne fra april til september. Årsagen til dette er forskellen på den tørre og den våde temperatur. Forskellen er størst i sommermånederne og mindst i vintermånederne.

Vandforbruget til et køletårn består af flere bidrag, hvilket kan ses i Figur 5 med følgende forklaring.



Figur 5 Vandforbrug i et køletårn

E = Vandmængde, der fordamper fra kølevandet til luften

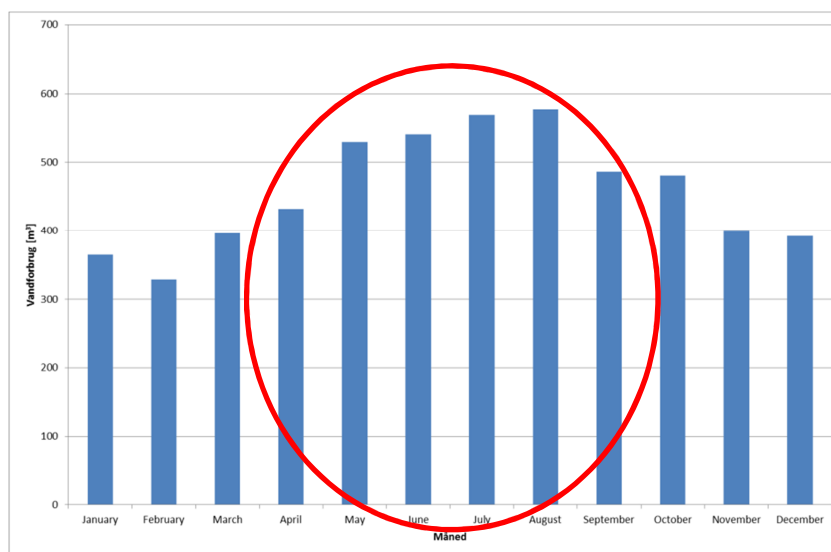
D = Windage loss - den mængde, der rives med af luften, der drypper ud

B = Bleed off - den mængde, der skal afdrænes for at undgå opkoncentrering af salte i køletårns bassin

RC = Vand til recharging af blødgøringsanlæg

M = Totale vandforbrug.

Figur 6 viser vandforbruget af køletårnet henover året. Vandforbruget er størst i sommermånederne, primært fordi vandfordampning er størst i sommermånederne.



Figur 6 Vandforbruget af køletårn henover året

I Figur 4 blev det vist, at energiforbruget for et system med tørkøler var identisk med et system med køletårn som varmeafgiver om vinteren. Der kan derfor spares betydelige vandmængder ved at lade køletårnet operere som tørkøler om vinteren og køletårn om sommeren. Hvis det analyserede system i Figur 1 opererer som køletårn i sommermånederne fra april til september og som tørkøler resten af året spares følgende vandmængder:

	Vandforbrug [m <sup>3</sup> ]
Totale vandforbrug (året)	5500 m <sup>3</sup>
Vandforbrug (April- september)	2650 m <sup>3</sup>
Vandforbrug (oktober- marts)	2850 m <sup>3</sup>
<b>Besparelse (2850/5500 *100)</b>	<b>52%</b>

Derfor

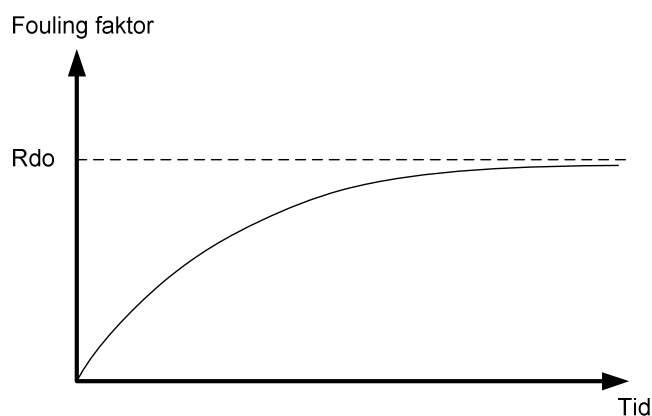
- *Køletårnet skal operere som en tørkøler om vinteren og køletårn om sommeren.*
- *Der spares 9,5% el ved at anvende et køletårn og op til 50% på vand til køletårn.*
- *Projektet vil udvikle og demonstrere en hybridkøler, der virker lige så effektivt som en tørkøler om vinteren og som et køletårn om sommeren. Tilsvarende systemer anvendes på fordampningskondensatorer, men under tørdrift er fordampningskondensatoren ikke så effektiv som en tørkøler. Dette projekt vil gøre tør drift lige så effektiv som en almindelig tørkøler og lige så effektiv under våd drift som et køletårn/fordampningskondensator samt til en lavere investeringspris.*

Udviklingen af hybridkøleren vil hovedsageligt ligge hos Vestas Aircoil og Teknologisk Institut.

I projektet vil en ny type ventilatorserie "ZerAx", som er udviklet og produceret af **Novenco**, blive taget i anvendelse. Ventilatoren er markedets mest energieffektive ventilator med virkningsgrader over 90%. Ventilatoren er ligeledes meget støjsvag, hvilket er af stor betydning for, hvor systemet kan installeres. Tommelfingerreglen om, at ventilatoren udgør 3% af den overførte ydelse for en tørkøler kan dermed reduceres til 2%. Novenco vil indgå i samarbejde med Teknologisk Institut og Vestas Aircoil i udviklingen af hybridkøleren.

### Fouling i hybridkøler

Fouling i køletårn er en proces, hvor der aflejres biofilm og kalk på de varmeoverførende flader. Fouling reducerer varmeoverførslen fra luft til vand og forværres med tiden. Figur 7 viser, hvordan modstanden  $R_d$  mod varmeoverførslen stiger med tiden. En øget modstand mod varmeoverførsel betyder, at der skal en større temperaturdifferens til for at overføre en given varmemængde. For et køleanlæg vil en stigende temperaturdifferens betyde en øget kondenseringstemperatur. Som tidligere nævnt betyder  $1^\circ\text{C}$  forhøjelse af kondenseringstemperaturen et øget energiforbrug på 3% på kompressoren. Fouling vil ligeledes i særlige ekstreme tilfælde resultere i et reduceret gennemstrømningsareal for luften og dermed også et øget effektforbrug til ventilatoren, der cirkulerer luft igennem hybridkøleren.



Figur 7 Fouling som funktion af tiden

I en artikel /3/ opereres der med effektivitets fald på op til 20% i forhold til et rent køletårn. I dette tilfælde skal temperaturdifferensen over køletårnet øges med  $10^\circ\text{C}$  svarende til et ekstra energiforbrug til kompressoren på 20-30%.

Projektet vil fokusere på at eliminere opbygning af fouling på hybridkølerens overflade ved at anvende de nyeste teknologier indenfor vandbehandling og overflade teknologier, samt lave termo-økonomiske modeller for, hvornår hybridkøleren skal rengøres for at opnå den mest energioptimale drift.

I projektet deltager Danish Clean Water A/S og Accoat, der arbejder med ovenstående teknologier.

**Danish Clean Water A/S** udvikler og producerer anlæg til fremstilling af en mixed oxidant desinfektions væske ved hjælp af elektrolyse af en mild saltbrine. De primære indholdsstoffer er fri klor i form af hypoklorite og hypoklorsyre. Mulighederne for at indstille produktionen til en væske med  $\text{pH}=7$  eller lavere er afgørende for at få fri klor som hypoklorsyre, der er den mest effektive klor desinfektions forbindelse overhovedet.

Udenlandske forskningsforsøg viser, at desinfektionsvæsker overgår klordioxid i evnen til at fjerne biofilm og er dermed nok den mest effektive og miljøvenlige metode overhovedet.

Når biofilmen fjernes fra kritiske overflader på en varmeveksler vil det medføre en stor forbedring i energiforbruget og dermed give et markant bidrag til finansieringen af investeringen.

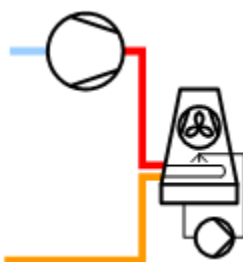
**ACCOAT** fremstiller smudsafvisende belægninger til overflader. I projektet vil disse overflader blive taget i anvendelse for at minimere biofilm og kalkopbygning på de varmeoverførende overflader i hybridkøleren. Disse belægninger er baseret på lakker. Den varmeoverførende overflade dyppes i lakken og bagefter hærdes den ved en temperatur på omkring 150°C.

### Potentialer for energibesparelse

I Elforsk F&U-strategi for indsatsområdet "køling" er forbruget til køling og varmepumper opgjort til:

Elforbrug til køling i husholdninger	1800 GWh/år
Elforbrug til køling i erhvervslivet	2100 GWh/år
Elforbruget til varmepumper	600 GWh/år

Tilsammen udgør dette 14% af det totale energiforbrug i Danmark. Relevant elforbrug i forbindelse med dette projekt er primært energiforbruget i erhvervslivet på 2100 GWh/år, da der ikke anvendes køletårn i husholdninger og på varmepumper. I bilagsmaterialet til PSO ansøgningen "Fremtidens køletårn" er energiforbruget på landsplan for vandbårne systemer (tørkøler og køletårn) opgjort til 1500 GWh/år. I dette projekt fokuseres der ligeledes på fordampningskondensatorer, hvor kølemidlet kondenserer direkte i køletårnet.



Figur 8 Fordampningskondensator

Dermed vurderes det totale energiforbrug, der er relevant for dette projekt, at ligge mellem de 2100 GWh/år og de estimerede energiforbrug til systemer med køletårn og tørkøler på 1500 GWh/år. Så i det videre arbejde anvendes **1800 GWh/år**.

I afsnittet om besparelspotentiale blev der estimeret et besparelspotentiale på 9,5%, hvilket svarer til et energibesparelspotentiale på **171 GWh/år**.

Regnes der med en COP på 3 (konservativ værdi), vil den køleeffekt der fjernes være:  $COP \times \text{Energiforbrug} = 3 \times 1800 \text{ GWh/år} = 5400 \text{ GWh/år}$ , og kondensator ydelsen (den mængde der fjernes i køletårn eller tørkøler) bliver dermed  $5400 \text{ GWh/år} + 1800 \text{ GWh/år} = 7200 \text{ GWh/år}$ .

Det er tidligere nævnt, at ventilator effekten udgør 3% af den overførte ydelse, hvilket betyder, at effektforbruget til ventilatorerne er  $7200 \text{ GWh/år} \times 0,03 = 216 \text{ GWh/år}$ .

Anvendes den nye type ZerAx ventilatorer estimeres ventilatoreffekten at udgøre 2% af den overførte ydelse, hvilket giver  $7200 \text{ GWh/år} \times 0,02 = 144 \text{ GWh/år}$ .

Derfor bliver besparelse ved anvendelse af nye ventilator typer =  $216 - 144 \text{ GWh/år} = 72 \text{ GWh/år}$

Den samlede elbesparelse bliver dermed =  $171 \text{ GWh/år} + 72 \text{ GWh/år} = 243 \text{ GWh/år}$   
**Hvortil der skal lægges en vandbesparelse på 50% ved anvendelse af hybridkøleren.**

Installeres der 100 anlæg over en femårig periode med en køleydelse på 500 kW (COP= 3 og en driftstid på 6000 h) svarer dette til et energiforbrug på  $500 \cdot 6000 / 3 \cdot 100 = 100 \text{ GWh/år}$ . Ved at substituere med en hybridkøler kan der opnås følgende besparelse  $100 \text{ GWh/år} \cdot 0,09 = \mathbf{9 \text{ GWh}}$

I ovenstående analyse er indflydelsen af smudsafvisende overflader samt vandbehandling ikke medtaget, men et estimat vil være yderlige 5% elbesparelse ved anvendelse af de to teknologier.

### Potentiale for antal anlæg

Segment	Virksomheder	Køleanlæg
Proceskøling*		1338
Frysehuse mv.	68	204
Antal mejerier	121	363
Isproduktion	19	57
Margarine	9	27
Bryggerier	30	90
Dybfrost	20	60
Fiskefars	128	384
Kødforædling	189	567
Fjerkræ	17	51
Kreaturslagterier	38	114
Svineslagterier	84	252
Chillere til A/C**		2920
<b>I alt</b>	<b>723</b>	<b>6.427</b>

Ovenstående tabel er taget fra /4/

I ovenstående tabel er det samlede potentiale for udskiftning af antal tørkølere og luftkølede kondensatorer estimeret.