



FREMTIDENS KØLETÅRN

PSO-projekt, j.nr 341-026

Marts 2011

*Claus H. Ibsen, Vestas Aircoil A/S
Peter Schneider, Teknologisk Institut
Nikolaj Haaning, Rambøll A/S
Kenneth Lund, Nyrup Plast A/S
Ole Sørensen, MultiWing A/S
Thomas Dalsgaard, Silhorko A/S
Michael Pedersen, Skive Kommune*

Forord

Rapporten er udført i PSO projektet 341-0226 ”Fremtidens Køletårn”.

Projektet er gennemført fra 2009-2011.

Projektet har været et samarbejde mellem Vestas Aircoil A/S, Silhorko A/S, Nyrup Plast, Rambøll, Skive Kommune, MultiWing samt Center for Køle & Varmepumpeteknik, Teknologisk Institut, der har fungeret som projektleder.

Deltagerne i projektet var:

- Claus H. Ibsen, Vestas Aircoil A/S
- Thomas Dalsgaard, Silhorko A/S
- Kenneth Lund, Nyrup Plast A/S
- Nikolaj Haaning, Rambøll A/S
- Michael Petersen, Skive Kommune
- Ole Sørensen, MultiWing A/S
- Peter Schneider, Teknologisk Institut

Jeg vil gerne rette en stor tak til alle projektdeltagere for et godt samarbejde.

Marts 2011
Teknologisk Institut
Center for Køle- og Varmepumpeteknik
Kongsvang Allé 29
8000 Århus C

Peter Schneider

Indholdsfortegnelse

1	Indledning.....	5
2	Formål	6
3	Beskrivelse af et køletårn	7
3.1	Merkels ligning	8
3.2	Køletårnsfyld.....	11
3.3	Køletårnsdrift ved off design	12
4	Det nye køletårnsprincip	13
5	Luftstrømning igennem prototypetårn.....	15
5.1	Resultater	16
5.2	Trykfald.....	17
5.3	Konklusion	20
6	Luftstrømning forbi ind- og udløbsbakke	21
6.1	Indløbsbakke	22
6.2	Udløbsbakken.....	22
6.3	Resultater	22
6.4	Konklusion	24
7	Valg af ventilator til pilotskala-køletårnet.....	25
8	Forslag til pladegeometri for at opnå god væskefordeling.....	26
8.1	Perfekt fordeling af væske	26
8.2	Ujævn fordeling på plan plade	27
8.3	Forslag til optimeret pladegeometri	28
9	Forsøgsopstilling til bestemmelse af pladekarakteristik	30
9.1	Beskrivelse af testopstillingen	31
9.2	Delkonklusion	34
10	Måloppstilling på pilotskalatårn	35
10.1	Måleprogram.....	37
10.2	Trykfald over pladestakken i køletårnet.....	39
11	Vandbehandling.....	41
11.1	Minimering af bakteriel vækst	41
11.1.1	Legionella i køletårne	41
11.2	Minimering af scaling	42
11.3	Bleed off.....	43
12	Regnvandsopsamling.....	45
13	Bestemmelse af det årlige energiforbrug.....	47
13.1	Samlingen af forskellige typer varmeafgivelsessystemer	49
13.2	Case 1: Ungarn og et belastningsprofil for industri-komfort	51
13.3	Case 2: Saudi Arabien og industriprofil-komfort	53
13.4	Case 3: København, køleprofil: Lavenergihus.....	55
13.5	Case 4: København, konstant kuldeprofil =100 kW	57
13.6	Delkonklusion	58
14	Konklusion.....	59
15	Referencer.....	60

1 Indledning

Vestas Aircoil oplever i disse tider, at kølebranchen i stigende grad vælger tørkølerløsninger frem for køletårnsløsninger, hvilket medfører omsætningsnedgang på de pågældende markeder. Set ud fra et køleteknisk og energimæssigt synspunkt er det en forkert udvikling, idet en tørkøler bruger mere energi til luftcirkulation end et køletårn, samtidig med at en tørkøler ikke kan afkøle vandet så meget, som et køletårn kan. Dette medfører en væsentlig øget energiomkostning på det energisystem, som skal have fjernet energi i køletårnet eller tørkøleren.

Den primære årsag til, at tendensen går i retning af tørkøleren, er, at levetidsomkostningerne for et typisk køletårnssystem er højere, end hvad tilfældet er for tørkølersystemer. Dette gælder imidlertid kun, når man udelukkende ser på økonomien i selve kølerløsningen. En måde at løse køletårnssystemets økonomi på er ved at anvende regnvand i stedet for postevand. Herved fjernes en væsentlig driftsomkostning for køletårnet, og regnvandet bliver pludselig en resurse i stedet for en byrde for lokalmiljøet.

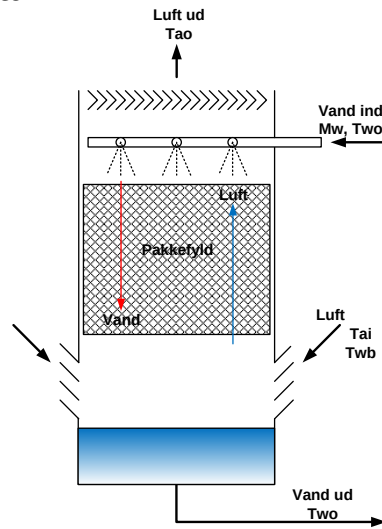
2 Formål

Formålet med projektet er således at udvikle et konkurrencedygtigt og sundhedssikkert køletårn, som kan tilbageerobre markedsandele fra tørkølerløsninger. Køletårne er billigere i anskaffelse, er mere kompakte, og har et lavere energiforbrug til ventilatordrift end tørkølere – se efterfølgende afsnit. En køletårnsløsning giver samtidig mulighed for at køle det medie, der skal køles til en lavere temperatur, end hvad der er muligt med en tørkøler. Den højere grad af afkøling har stor indflydelse på driftsøkonomien og graden af investering i det energisystem, der skal fjernes energi fra, som for eksempel, hvis der skal fjernes energi fra varmeafgiversiden af et køleanlæg.

Årsagen til, at tørkølere er på vej til at udkonkurrere køletårnene, formodes at være, at der i branchen er en udbredt opfattelse af, at tørkølere samlet set har den bedste levetidsøkonomi af de to alternativer. Dette er bl.a. undersøgt og dokumenteret af Rambøll (Nicolaj Haaning), som også deltager i nærværende projekt. Desuden er der andre problemstillinger med et køletårn, som kan give unødvendige omkostninger samt drifts- og sundhedsmæssige problemer. Køletårnet virker primært ved at fordampe vand og sekundært ved sensibel afkøling af vandet, hvilket medfører et resurseforbrug til vand samt omkostninger til vandbehandling. Dette er køletårnets primære økonomiske ulempe, idet der er væsentlige omkostninger forbundet hermed. Dette forhold medfører ofte en dårligere levetidsøkonomi for køletårne sammenlignet med tørkølere.

Den seneste udvikling på køletårnsområdet, i kombination med stigende fokus på anvendelse af regnvand som resurse, gør, at der er basis for at forbedre økonomien og sundheds aspektet ved anvendelse af en køletårnsløsning. Dette vil være til stor gavn for energi og miljø, jf. de faktiske og potentielle direkte og indirekte energibesparelser, som beskrives nærmere i denne udvidede projektbeskrivelse.

3 Beskrivelse af et køletårn



Figur 1: Skematisk opbygning af et køletårn.

Køletårn anvendes til at fjerne varmen fra industrielle processer, industrielle køleanlæg og HVAC-systemer. Varmeafgivelsen foregår ved en kombination af masse- og varmetransport i køletårnet.

Det varme vand kommer ind i toppen af køletårnet og fordeles gennem dyser til små væske-dråber og løber ned i køletårnet pakkedyld. Her afgiver vandet varme ved en kombination af massetransport og varmetransport til luften, som strømmer igennem køletårnsfyldet i mod-strøm med vandet. Vandet fordampes ind i luften, således at luften har et større fugtindhold på afgangens af køletårnet end ved tilgangen. Desuden er temperaturen steget.

Den overførte effekt i et køletårn er:

$$Q = m_w \cdot c_{pw}(T_{wi} - T_{wo}) = m_{air}(I_{airo} - I_{airi})$$

Hvor

Q = Overført ydelse [kW]

m_w = Massestrøm vand [kg/s]

c_{pw} = Varmekapacitet af vand [kJ/kgK]

T_{wi} = Vandets tilgangstemperatur [°C]

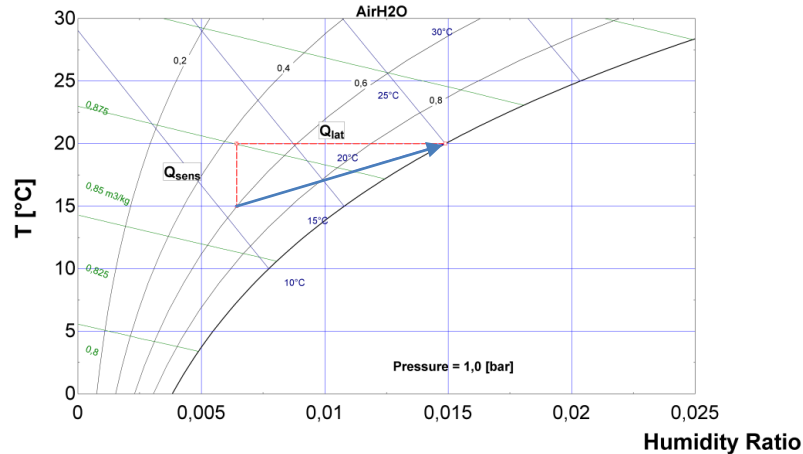
T_{wo} = Vandets afgangstemperatur [°C]

M_{air} = Luftens massestrøm [kg/s]

I_{airo} = Luftens enthalpi ved afgang [kJ/kg]

I_{airi} = Luftens enthalpi ved tilgang [kJ/kg]

Luftens tilstandsændring i et IX-diagram er vist i figur 2. I figuren opvarmes luften fra 15 °C og en relativfugtighed på 60 % til 20 °C og 100 % relativ fugtighed. Man ser, at varmen kan deles op i et sensibelt bidrag, hvor temperaturen stiger fra 15 °C til 20 °C og et latent bidrag, hvor luftens fugtindhold stiger fra 0,007 kg/kg til 0,015 kg/kg.



Figur 2: Luftens tilstandsændring gennem et køletårn vist i et IX-diagram.

3.1 Merkels ligning

Designet af et køletårn er baseret på Merkels ligning. Merkels ligning er baseret på følgende antagelser:

- Lewis-tallet er lig 1.
- Luftens temperatur ud af køletårnet er mættet.
- Der ses bort fra fordampning af vand. Massestrømmen af vandet ved tilgang er lig massestrømmen af vandet ved afgang fra køletårnet.
- Alle vandpartikler er omgivet af en film af mættet luft.

Varmebalancen for et delelement af køletårnet baseret på ovenstående antagelser:

$$L \cdot Cp \cdot dt_w = G \cdot DH = Ka \cdot (h_{sat} - h_a) \cdot DV$$

Ovenstående ligning beskriver, at den mængde varme, som fjernes fra vandet, er lig en enthalpistigning for luften og lig den overførte varme pr. volumenenhed.

Ved integration af ligningen fremkommer følgende ligning:

$$\frac{KaV}{L} = Cp \cdot \int_{T_{wi}}^{T_{wo}} \frac{dT_w}{h_{sat} - h_a}$$

Ovenstående ligning, Merkels ligning, kan ikke umiddelbart løses, men kan løses numerisk eller ved hjælp af Chebyschews polynomium.

$$Me = \frac{KaV}{L} = Cp \cdot \int_{T_{wi}}^{T_{wo}} \frac{dT_w}{h_{sat} - h_a} = \frac{(T_{wi} - T_{wo}) \left\{ \frac{1}{dh_1} + \frac{1}{dh_2} + \frac{1}{dh_3} + \frac{1}{dh_4} \right\}}{4}$$

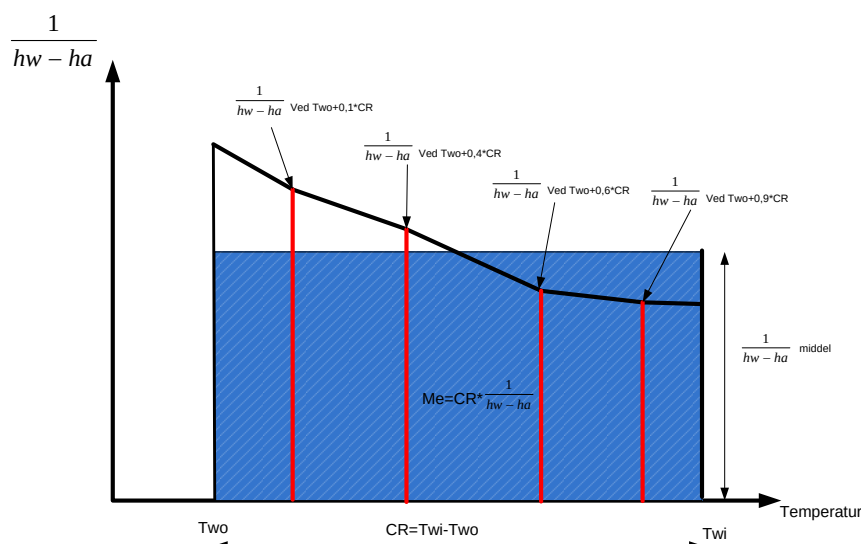
Hvor $dh_1 = (h_w - h_a)$ beregnet ved $T_{wo} + 0,1(T_{wi} - T_{wo})$

$dh_2 = (h_w - h_a)$ beregnet ved $T_{wo} + 0,4(T_{wi} - T_{wo})$

$dh_3 = (h_w - h_a)$ beregnet ved $T_{wo} + 0,6(T_{wi} - T_{wo})$

$dh_4 = (h_w - h_a)$ beregnet ved $T_{wo} + 0,9(T_{wi} - T_{wo})$

h_w beregnes som mættet luft ved vandtemperaturen. Princippet i integrationen er vist i figur 3.



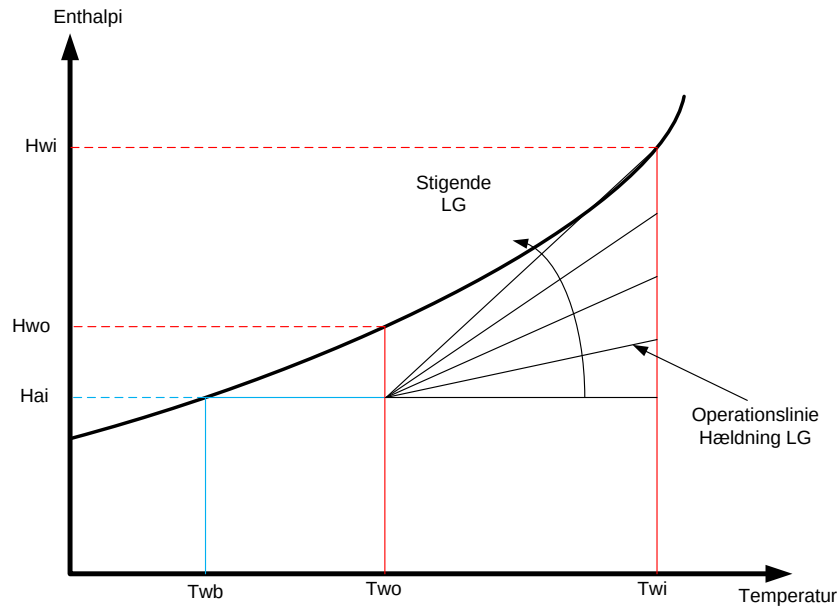
Figur 3: Princip for Chebyschews beregning.

Me-tallet er kun afhængig af vandets tilgangs- og afgangstemperatur samt luftens våde temperatur ved tilgang til køletårnet.

Fastholdes vandet og luftens temperatur, kan tilstandsændringen gennem køletårnet vises i et h-t diagram.

I diagrammet, figur 4, er mætningskurven for luftens enthalpi indtegnet. Ved T_{wi} har vandet enthalpi h_{wi} , og vandets enthalpi følger mætningskurven, indtil udgangstemperaturen T_{wo} er nået med enthalpi h_{wo} . Luften kommer ind i køletårnet med den våde temperatur T_{wb} og enthalpi H_{ai} . Det drivende potentiale ved tilgang af luften er $h_{wo} - h_{ai}$. Varmen, der fjernes fra vandet, forøger luftens enthalpi. Luftens enthalpi-ændring er lineær og følger operationslinjen. Hældningen kaldes LG, og på operationslinjen er den forholdet mellem vandets massestrøm L og luftens massestrøm G. $LG = 0$ svarer til uendelig luft massestrøm, og en tangent til mætningskurven svarer til en minimal luftmassestrøm.

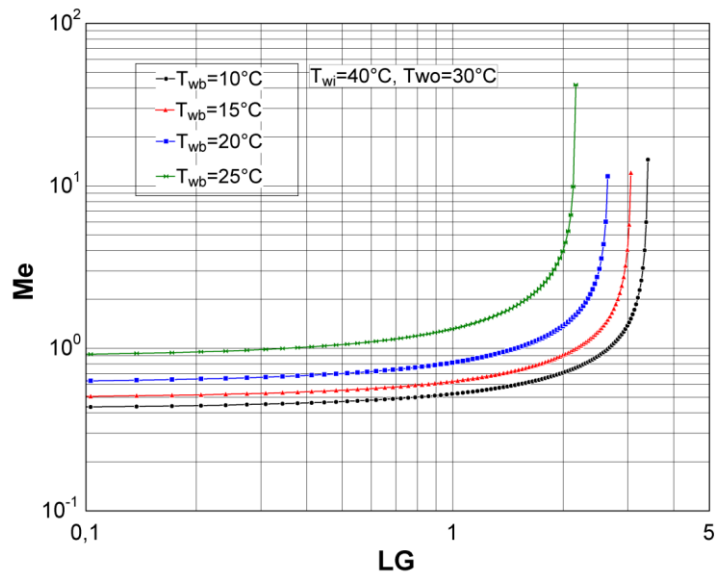
Den lodrette afstand mellem operationslinjen og mætningskurven ændrer sig gennem tårnet, og det er ved hjælp af Chebyschews ligning, at denne middelfasthed beregnes.



Figur 4: Tilstandsændring i køletårn vist i et h-t diagram.

Det ses af figur 4, at Me ændrer sig med LG forholdet med fastholdte temperaturer. Ved at afbilde Me som funktion af LG forholdet fås kurver vist i figur 5. Vandtemperaturerne er fastholdt, mens den våde temperatur ændres.

Kurven er flade for små værdier af LG, men stiger asymptotisk ved værdier omkring 2-3. Dette svarer til, at det maksimale LG forhold er opnået. Dette forhold når sin maksimale værdi, når operationslinien tangerer mætningskurven.



Figur 5: Køletårns behovs kurver.

3.2 Køletårnsfyld

Vandet, som skal køles, sprayer udover køletårnsfyldet, der har et stort areal, så luften og vandet kan komme i kontakt med hinanden.

Køletårnsfyldets karakteristik beskrives ved følgende ligning:

$$Me = C \cdot \left(\frac{L}{G}\right)^M$$

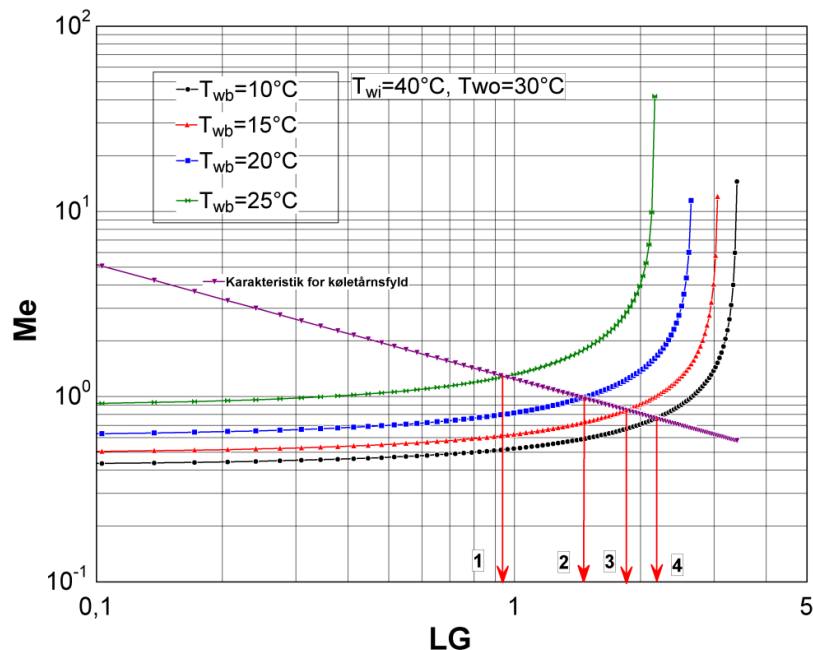
Hvor C og M er konstanter for det pågældende køletårnsfyld.

Typiske værdier: M=-0,6 til -0,8
 C= 1 til 3

Ligningen for køletårnsfyldet repræsenterer en ret linje i et dobbelt logaritmisk diagram. Når processens Me-tal er bestemt, vil køletårnets driftspunkt være skæringen mellem linjen for køletårnets fyld samt Me-tallet beregnet ud fra processen.

Således at $Me_{proces} = Me_{fyld}$.

Figur 6 viser Me-tallet beregnet for fastholdt vandtemperaturer samt 4 forskellige våd temperaturer ved luftens tilgang. I figuren er karakteristikken for køletårnets fyld ligeledes indtegnet. Ved f.eks. en vådtemperatur på 25 °C vil driftspunktet blive LG=0,95 og ved en vådtemperatur på 10 °C vil LG=2,2.



Figur 6: Køletårnets karakteristiske skæring med processen Me-tal.

3.3 Køletårnsdrift ved off design

Det antages, at eksponenten M er kendt i designtilstanden. Ved off design er LG-forholdet, vandtemperaturen eller den våde temperatur anderledes end i designtilstanden.

I designtilstanden bestemmes Me -tallet ud fra Chebyscews metode.

Dernæst beregnes konstanten C ved off design ved:

$$C = Me_{design} \cdot \left(\frac{L}{G_{New}} \right)^{-M}$$

På denne måde kan køletårnets karakteristik fastlægges:

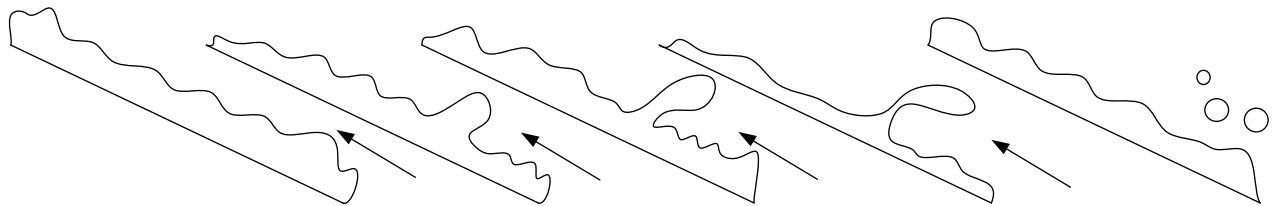
$$Me = C \cdot \left(\frac{L}{G} \right)^{-M}$$

4 Det nye køletårsprincip

I eksisterende køletårne er der stor risiko for væskemedrivning på trods af effektive dråbefang på afgangsen af køletårnene. Desuden dannes der væskedråber, når køletårsvandet strømmer igennem pakkefyldet og rammer vandbassinet under fyldet. De dannede dråber giver mulighed for, at legionella kan spredes. Væskedråberne (aerosoler) er så små, at mennesker kan indånde aerosolerne, og der kan udvikles legionærsyge. Dette har bevirket, at anvendelsen af køletårne i europæiske storbyer har været underlagt store sikkerhedskrav og nogle gange også forbud mod at opstille køletårne i beboelsesområder.

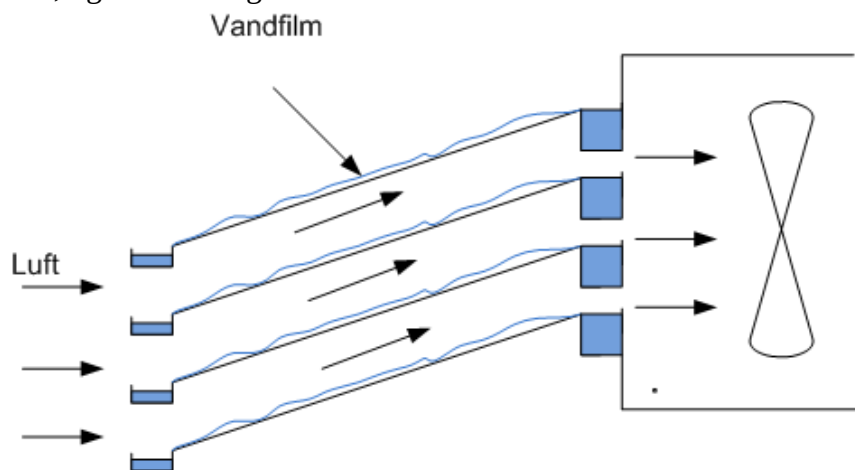
Ovenstående har været medvirkende til at undersøge muligheder for at udvikle et køletårn uden aerosoldannelse.

Et forslag har været at udvikle et køletårn reference /1/, hvor kølevandet fordeles ud på skråt stillede plader med luft strømmende i modstrøm med kølevandet. Fordelen ved denne konstruktion er, at der ikke dannes aerosoler. Der er dog chance for væskemedrivning, hvis luftp hastigheden bliver for stor. Dette er illustreret i figur 7, hvor væsken løber ned ad den skråt stillede plade med luften strømmende i modstrøm. Hvis vandhastigheden er for stor, vil der dannes bølger på den frie væskeoverflade, og luften vil kunne løfte væsken væk fra filmen. Dette kan danne aerosoler med de dertilhørende farer.



Figur 7: Væskemedrivning for væskefilm med luft i modstrøm.

Det er derfor vigtigt ved design af denne type køletårn, at væsken strømmer som en laminar film over pladen, og at lufthastigheden ikke er for stor.



Figur 8 Princippet i det nye køletårsprincip

For at kunne dimensionere et energioptimalt køletårn, er der gennemført forskellige teoretiske og praktiske studier for at kunne bygge et pilotskala tårn. Afsnit 5 og 6 beskriver en CFD analyse af de nye køletårnsprincip. Der er gennemført beregninger af samspillet mellem ventilator og pladestakken. Det er blevet analyseret, hvordan der opnås den bedste luftfordeling over pladestakken og hvordan dette opnås for at minimere tryktabet på luft-siden. På baggrund af CFD beregninger vælges i afsnit 7 en ventilator, der kan levere den ønskede luftmængde samt overvinde tryktabet på tværs af pladestakken.

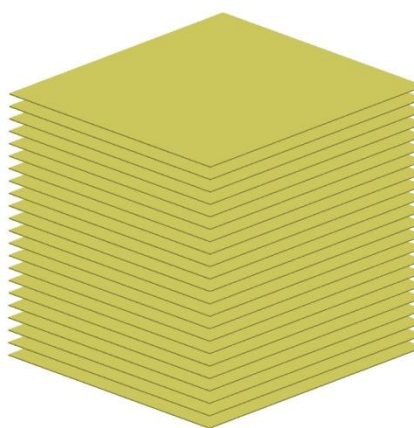
I afsnit 8 er der gennemført en CFD beregning af hvordan der kan opnås en god væskefordeling udover pladerne og hvordan pladerne kan udformes, så de aktivt giver en god væskefordeling. Sluttelig laves i afsnit 9. der målinger på enenkelt plade for at kunne udtrykke for Merkel tallet for en plade skråtstillet i forskellige vinkler

5 Luftstrømning igennem prototypetårn

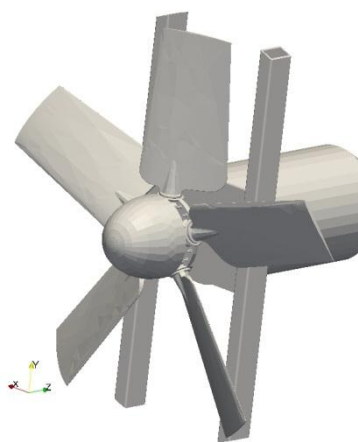
Luftstrømmen igennem prototypetårnet er blevet analyseret inden den endelige produktion af tårnet. Analysen skal vurdere om ventilatoren, der suger luften igennem tårnet, er placeret, så den ikke har en uheldig indflydelse på luftstrømningen igennem pladestakken. Analysen baseres på en CFD-modellering af luftstrømmen igennem tårnet.

Til CFD-modellen benyttes 3 hovedkomponenter, som er præsenteret i figur 9-11.

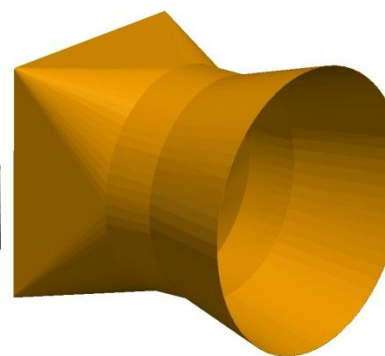
Pladestakken er konstrueret specielt til dette tårn, mens ventilator, motor, stativ og ventilatortop er standardkomponenter til produktion af åbne køletårne. Den numeriske model er lavet ud fra disse tre komponenter.



Figur 9: Pladestak



Figur 10: Ventilator, stativ of motor



Figur 11: Ventilatortop

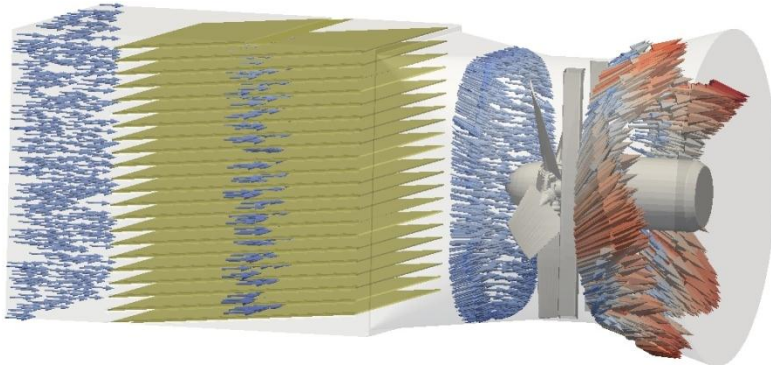
CFD-beregningen er gennemført med følgende dimensioner:

- Dimensioner på pladestak
 - Bredde: 2 m
 - Længde: 2 m
 - Højde: 2 m
- Antal plader: 20 stk.
- Pladehældning: 5°
- Luftindløbshastighed: 5 m/s
- Ventilatoromdrejninger: 400 rpm

Modellen tager ikke højde for ind- og udløbsbakker, der skal lede vand til og fra pladestakken.

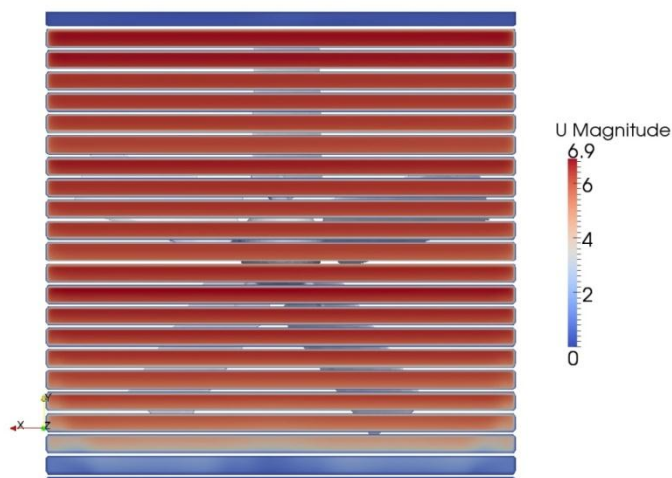
5.1 Resultater

Den færdige model samt vektorer, der viser den modelerede strømning igennem tårnet, ses på figur 12. Modellen viser en jævn luftfordeling igennem tårnet og pladestakken. Efter ventilatoren roterer luften som forventet omkring midteraksen.

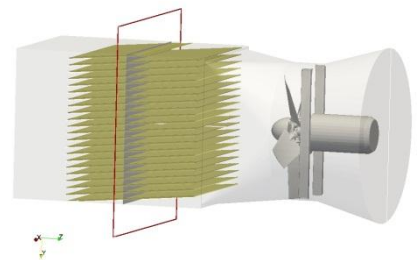


Figur 12: Den numeriske model og vektorer, der viser, hvorledes luften strømmer igennem tårnet.

Luftstrømmen igennem pladestakken er yderligere visualiseret i figur 13-14. Luftstrømmen er jævnt fordelt over størstedelen af pladerne. Den nederste plade ser dog ud til at få lidt mindre luft end de andre plader. Det antages dog at have en negligerbar indflydelse på tårnets effekt.



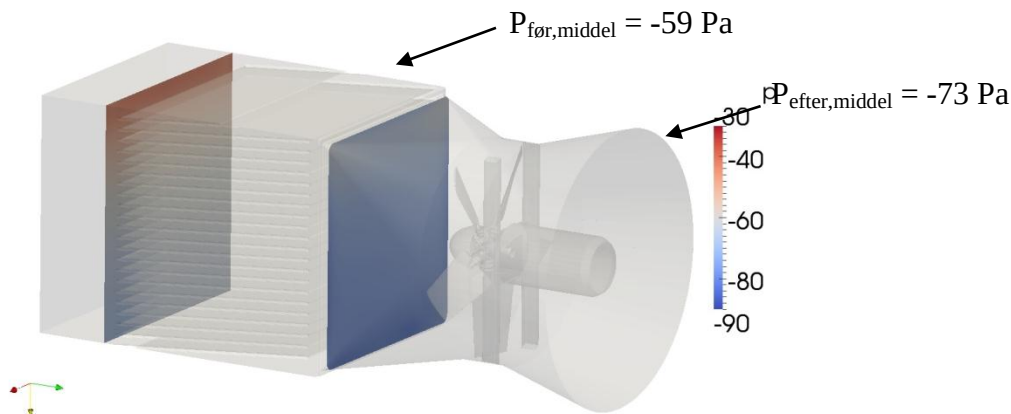
Figur 13: Luftfordeling igennem pladestak



Figur 14: Placering af plan benyttet i figur 13.

5.2 Trykfald

Figur 15 viser trykfald over pladestakken. P_{middel} angivelserne viser middeltrykket over fladen.

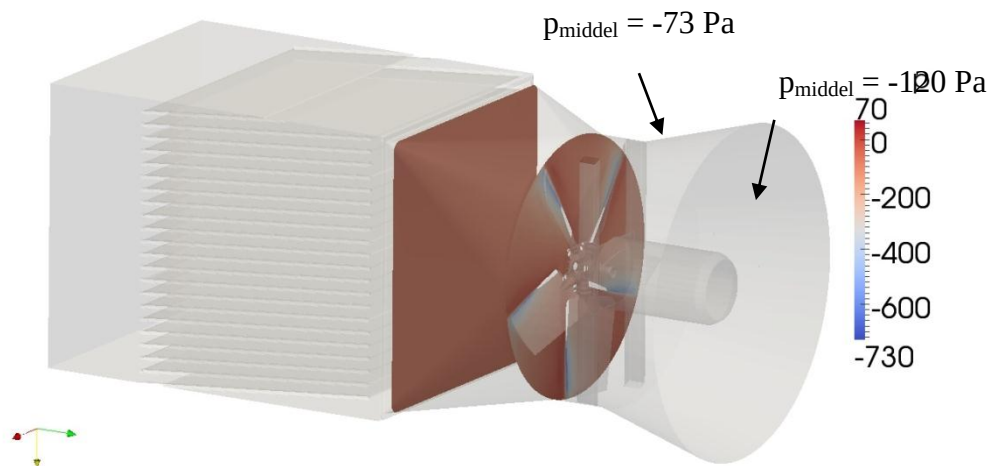


Figur 15: Tryk før og efter pladestakken.

Trykfaldet over pladestakken kan bestemmes til:

$$P_{\text{før}} - p_{\text{efter}} = -59 - (-73) = 14 \text{ Pa}$$

Det er nødvendigt at lave et overgangsstykke fra den firkantede pladestak til den runde ventilator. Figur 16 viser trykfaldet over denne del af toppen.



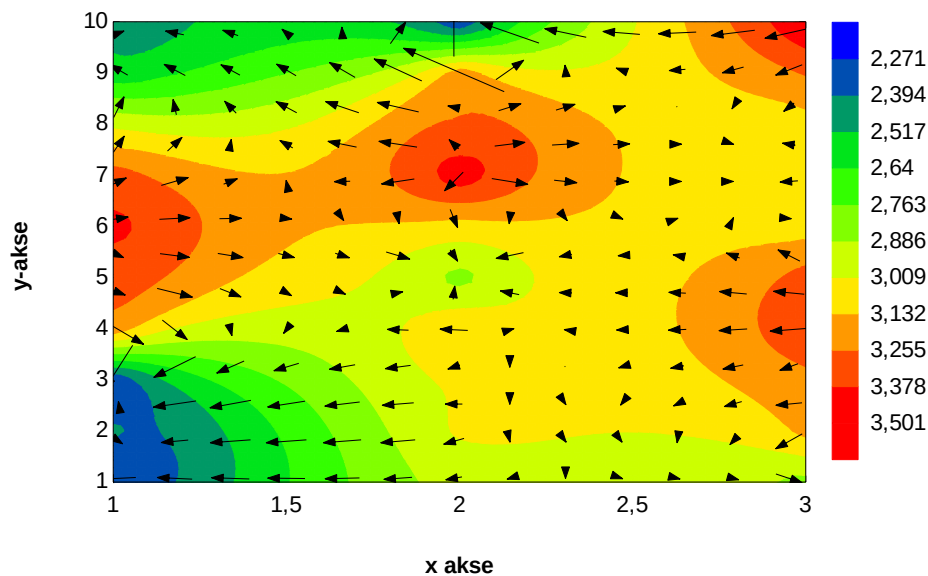
Figur 16: Trykfald over den nederste del af toppen

Trykfaldet over overgangstykket kan bestemmes til:

$$P_{\text{før}} - p_{\text{efter}} = -73 - (-120) = 47 \text{ Pa}$$

Ventilatorens effektforbrug, og den støj den emitterer, stiger, når trykfaldet, som ventilatoren skal overkomme, stiger. Man kan se, at den største bidrager til det samlede trykfald er ventilatortoppens overgangen fra firkant til rund. For at genvinde noget af det tabte trykfald kan man montere en diffuser efter ventilatoren. Det er netop det, der er bevæggrund for, at toppen på modellen i dette afsnit er designet, som den er.

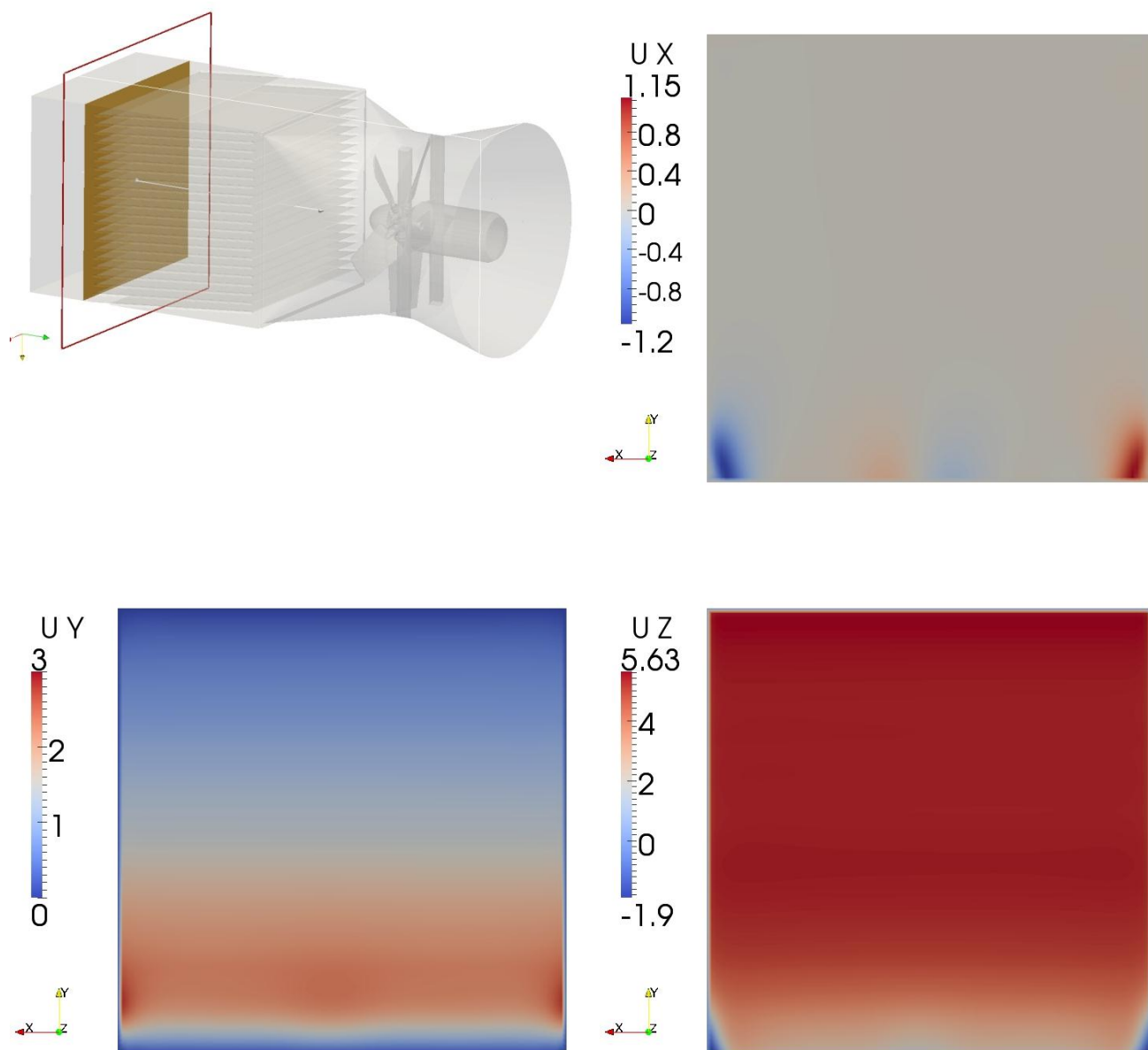
Figur 17 viser lufthastighed målt på indløbsarealet. Tårnet har i dette tilfælde haft en middel-indløbshastighed på omkring 3 m/s. Noget lavere end de 5 m/s, der er blevet benyttet i CFD-studiet.



Figur 17: Hastigheder målt på prototype. Plottet viser hastighed og retning på indløbsfladen.

Figur 18 viser de beregnede lufthastighedskomponenter på samme flade. Ved at sammenligne de to figurer bemærker man, at luftstrømningen varierer mere henover fladen på figur 17 end på figur 18. Hvis man sammenligner nederste højre hjørne på målingerne i figur 17 med hastighedsplot af beregnet x-komponent i figur 18, bemærker man, at målinger viser en strømning mod hjørnet, og de numeriske beregninger viser en strømning væk fra hjørnet.

Middelhastigheden på de to figurer er forskellige, og usikkerheden på målingerne er ikke opgivet, men de to figurer viser, at det er vigtigt, at man laver forsøg med et prototypetårn, da den numeriske model ikke viser samme grad af fluktuerende strømning.



Figur 18: Øverst til venstre: Placering af plottet. Øverst til højre: Lufthastighedens x-komponent. Nederst til venstre: Lufthastighedens y-komponent. Nederst til højre: Lufthastighedens z-komponent

5.3 Konklusion

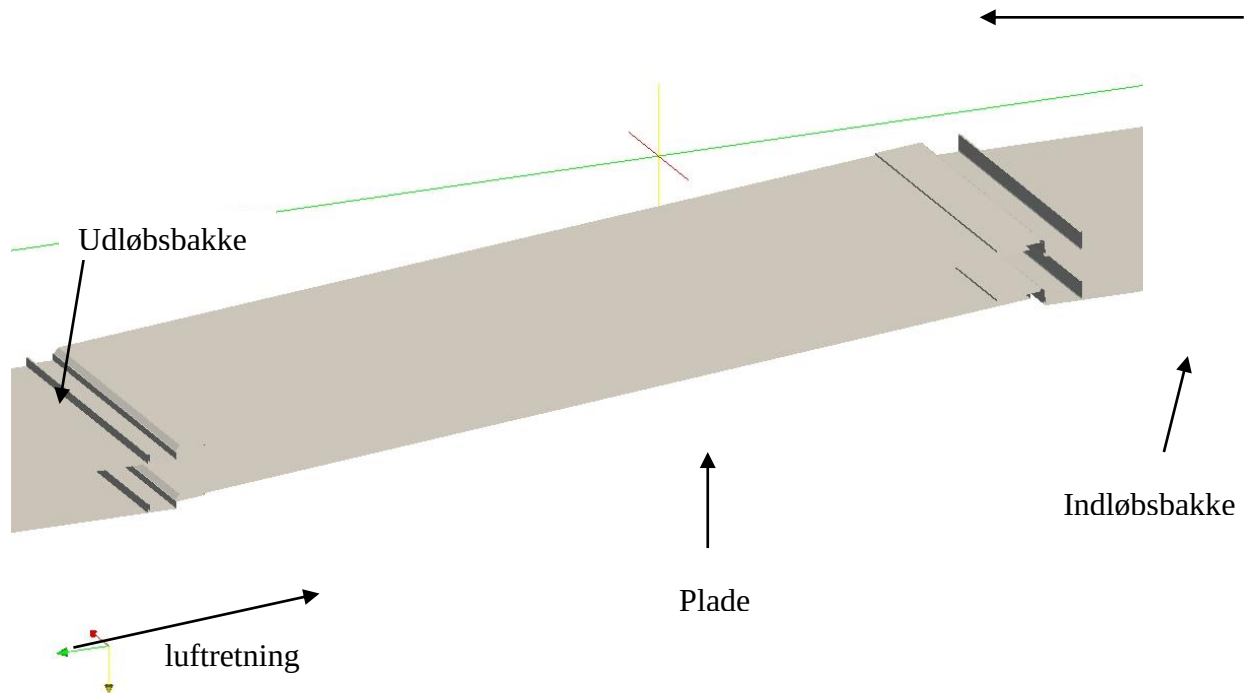
CFD-beregninger viser en pæn fordeling af luften igennem tårnet. Derfor vil der blive benyttet standardkomponenter af ventilator, motor og ventilatortop til den nykonstruerede pladestak.

Sammenligning med målinger på prototypetårn viser, at man ikke kan erstatte eksperimentelle forsøg med numeriske beregninger, men at de 2 værktøjer kan supplere hinanden.

6 Luftstrømning forbi ind- og udløbsbakke

Ind- og udløbsbakkerne fører vand henholdsvis til og fra pladestakken. Design af disse bakker vil i nogen grad forstyrre luftstrømmen henover kølepladerne. For at vurdere graden af forstyrrelsen er der udført et CFD-studie af to forskellige design af bakkerne.

Figur 19 viser, hvordan modellen er udført. Da luften strømmer imellem to plader, er der netop medtaget et sæt i modellen.



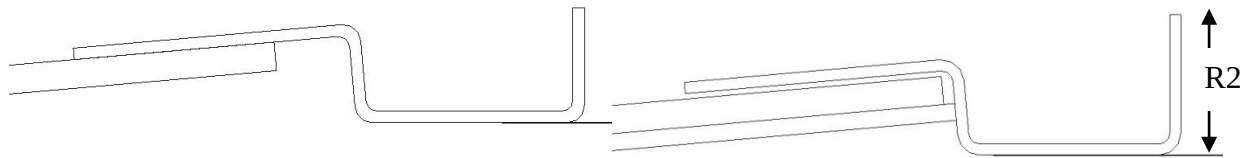
Figur 19: Model af 2 plader med ind- og udløbsbakker.

CFD-beregningen er gennemført med følgende dimensioner:

- Dimensioner på pladen
 - Længde: 1 m
 - Bredde: 0,1 m (2D model)
- Afstand mellem pladerne: 50 mm
- Pladehældning: 5°
- Luftindløbshastighed: 4 m/s

6.1 Indløbsbakke

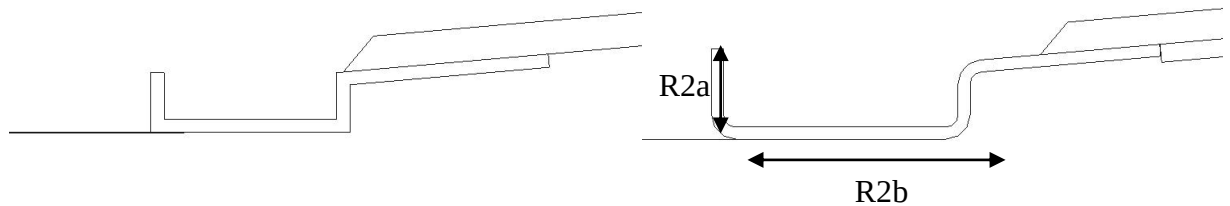
De to forskellige indløbsbakkedesign kan ses i figur 20.



Figur 20: Venstre: Designrevision 1. Højre: Designrevision 2, hvor bagkanten er øget

6.2 Udløbsbakken

Udover indløbsbakken er udløbsbakken også ændret i designrevision 2. Figur 21 viser de to udløbsbakkedesign.



Figur 21: Venstre: Designrevision 1 af udløbsbakken. Højre: Designrevision 2 af udløbsbakken, hvor længden og bagkanten er øget.

6.3 Resultater

Det forventes, at trykfaldet henover pladerne øges når længden på bagkanten øges. Figur 22 viser, at det netop er tilfældet for designrevision 2. Figureerne ser identiske ud, men skala er fordoblet for designrevision 2.

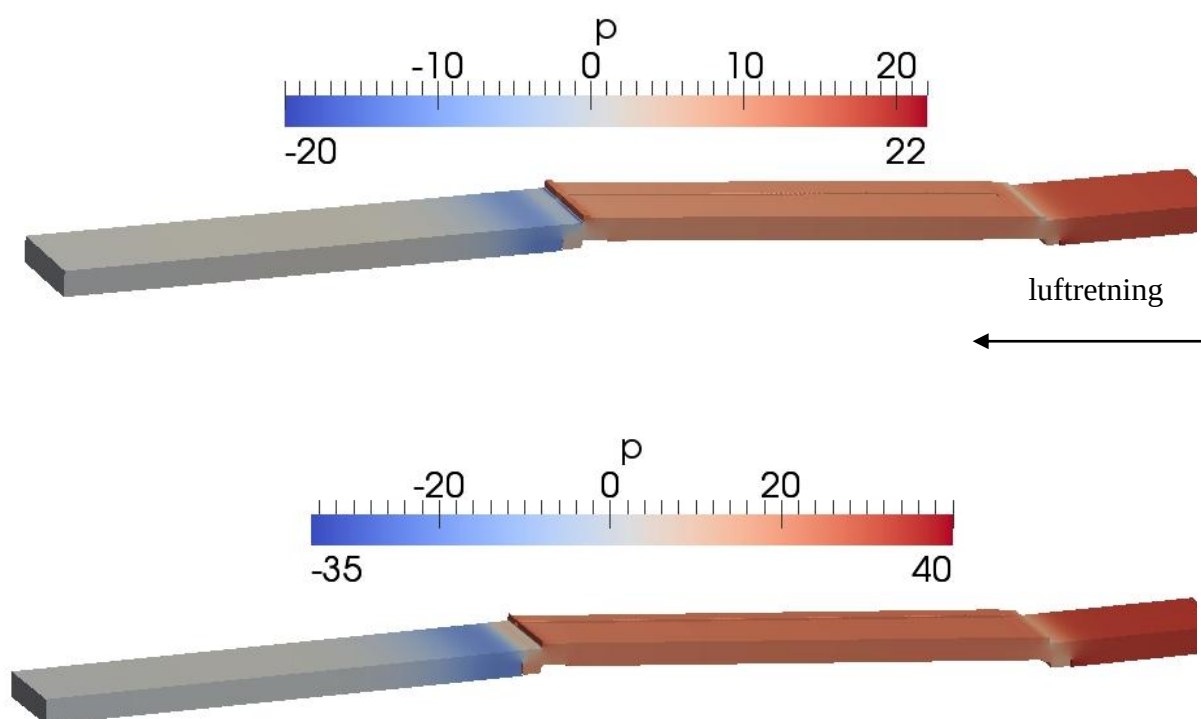
I de numeriske modeller er trykket på udløb sat til 0 Pa.

Trykfaldet over de 2 design er bestemt til:

Designrevision 1: $\Delta p = 18 \text{ Pa}$

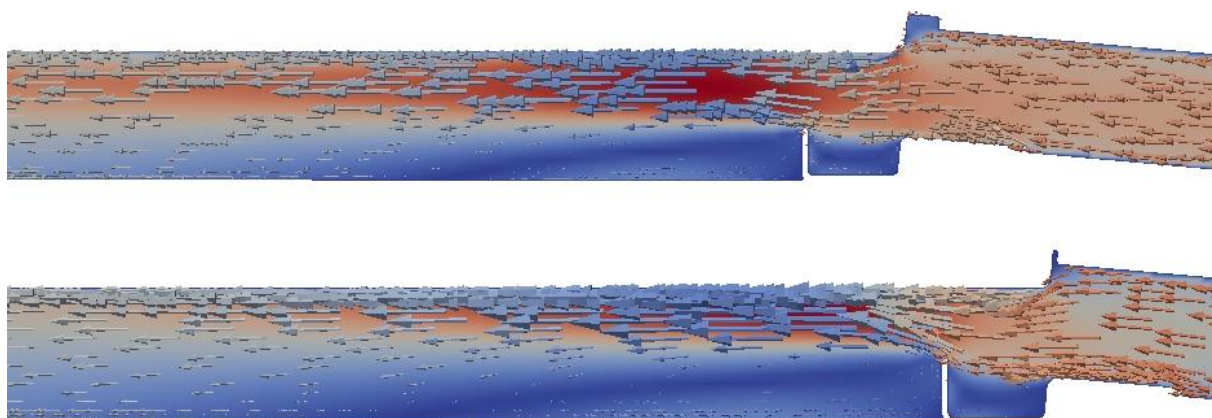
Designrevision 2: $\Delta p = 35 \text{ Pa}$

En tidligere CFD-beregning har vist, at trykfaldet over pladerne uden ind- og udløbsbakker er 7 Pa.

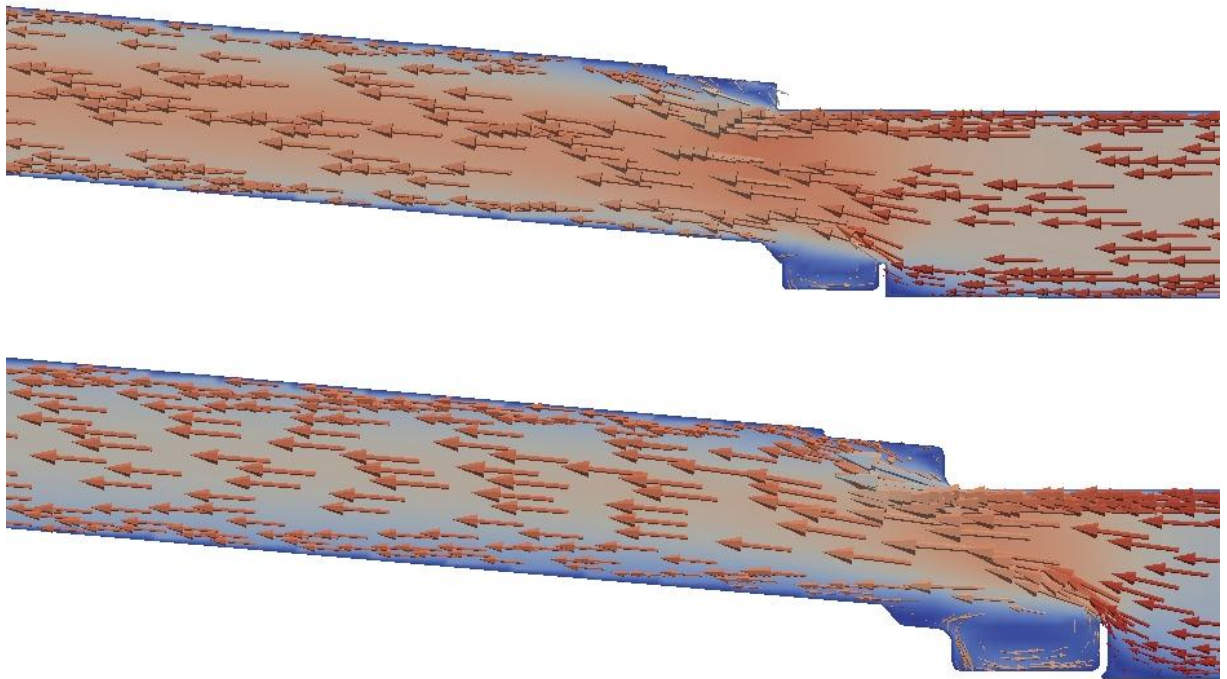


Figur 22: Øverst: Trykfald henover den numeriske model af designrevision 1. Nederst: Trykfald over designrevision 2.

Strømningen omkring ind- og udløbsbakke er vist i henholdsvis figur 23 og 24. Det ses tydeligt, at forlængelse af bagkanterne øger modstanden for luften, da strømmingen bliver rettet opad.



Figur 23: Vektorplot af strømning omkring indløbsbakke. Øverst: R1. Nederst: R2.

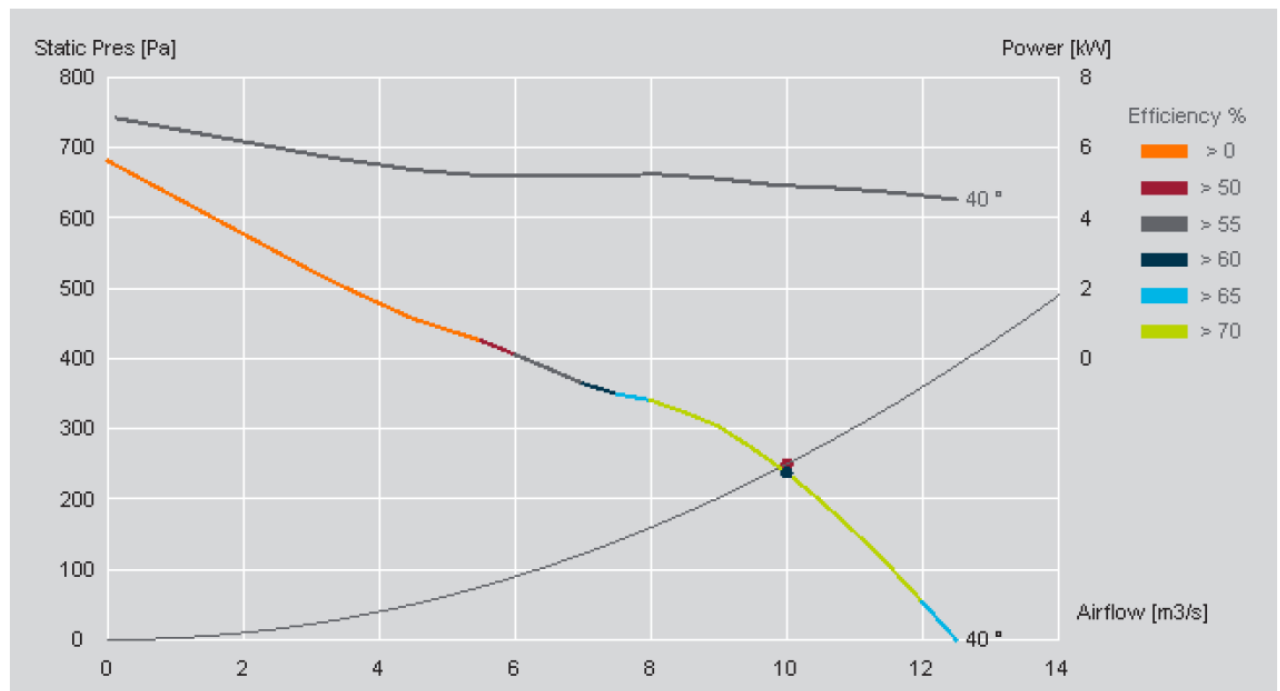


Figur 24: Vektorplot af strømning omkring udløbsbakken. Øverst: R1. Nederst: R2.

6.4 Konklusion

CFD-beregninger har vist, at trykfaldet øges, når længden af bagkanterne bliver øget i bakkedesign. Resultaterne er benyttet til det endelige design af ind- og udløbsbakker til prototypetårnet.

7 Valg af ventilator til pilotskala-køletårnet



Figur 25: Valg af ventilator til køletårnet.

Ud fra CFD-beregninger er der valgt en ventilator fra MultiWing med et luftflow på 10 m³/s og et statisk trykfald over pladestakken på 250 Pa. Ventilator karakteristikkene er vist i figur .

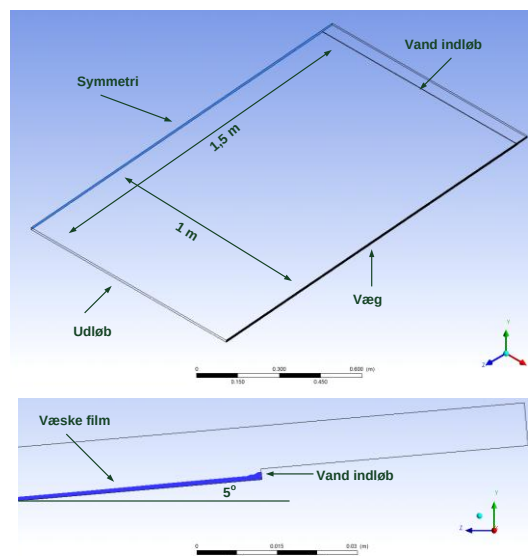
8 Forslag til pladegeometri for at opnå god væskefordeling

For at opnå et så effektivt køletårn som muligt er det essentielt, at der opnås en så god væskefordeling på pladerne som muligt. Der er derfor gennemført et CFD-studie af, hvordan pladen aktivt kan være med til at opnå en god væskefordeling ved at bearbejde riller ind i pladen.

CFD-beregningen af væskefordelingen er gennemført på en plade med følgende dimensioner:

- Dimensioner
 - Bredde: 2 m
 - Længde: 1,5 m
 - Højde: 0,1 m
- Total vandflow: 0,3 kg/s
- Total luftflow: 0,167 kg/s
- Hældning på plade: 5°

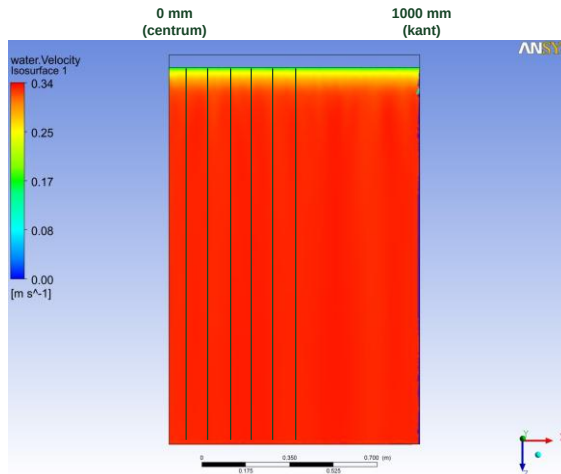
En tegning af pladen er vist i figur 26.



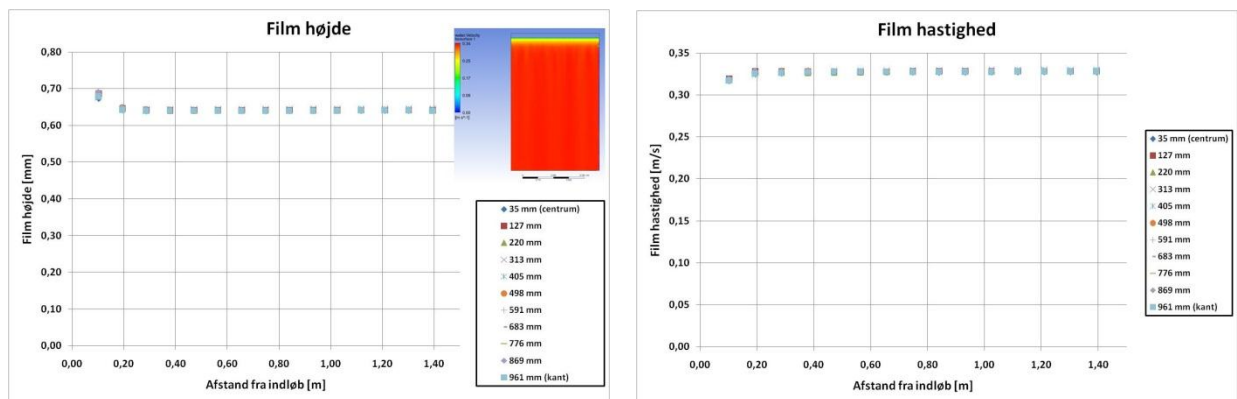
Figur 26: Dimensioner på plade til CFD-simulering.

8.1 Perfekt fordeling af væske

Figur 27 viser en CFD-beregning af en perfekt væskefordeling. Indløbet er i toppen af figuren, og væsken strømmer nedad. Man ser, at vandfilmen accelererer på grund af gravitation op til en værdi på 0,34 m/s.

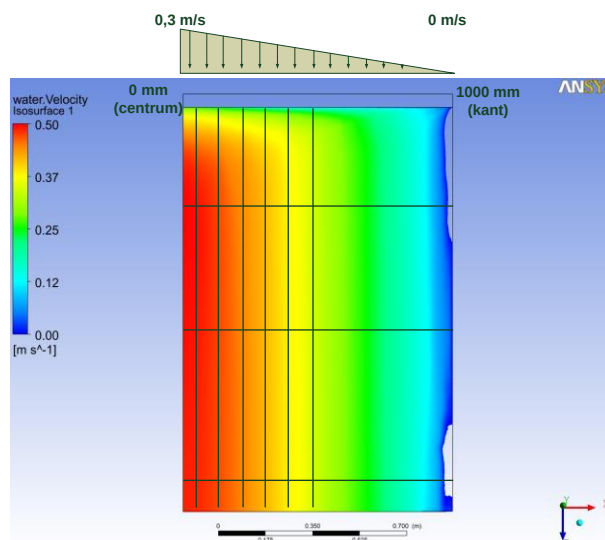


Figur 27: Hastighedsplot med perfekt væskefordeling.



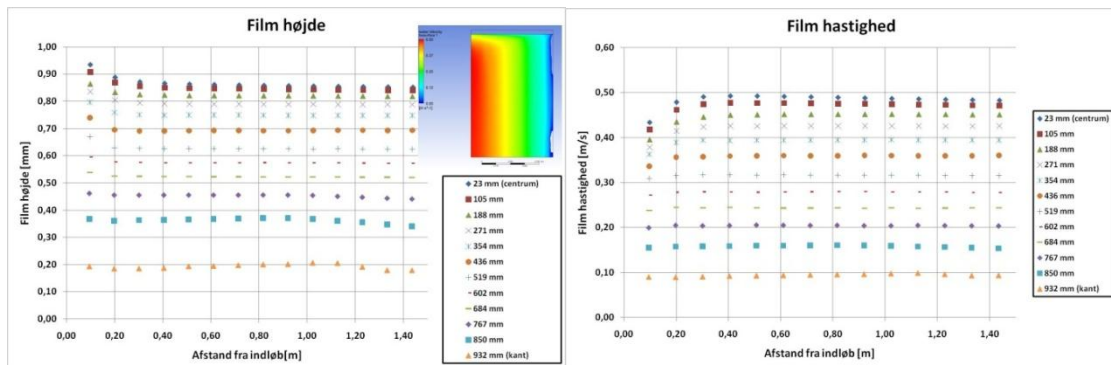
Figur 28 viser filmhøjden og filmhastigheden i forskellige afstande fra indløbet. Film højden er ca. 0,65 mm.

8.2 Ujævn fordeling på plan plade



Figur 29: Ujævn væskefordeling på plan plade.

I figur 29 er der påtrykt en ujævn væskefordeling med en hastighed på 0 m/s ved kanten og 0,3 m/s i midten. Massestrømmen er fastholdt. I figur 30 ses, hvordan filmhøjden og hastigheden er meget uensartet i de forskellige snit på pladen.



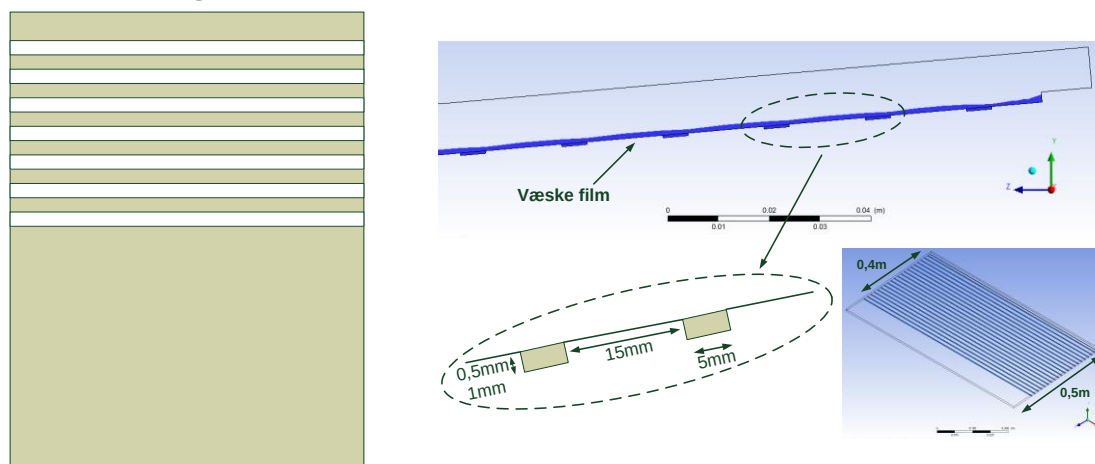
Figur 30: Filmhøjde og filmhastighed med ujævn væskefordeling

Det kan derfor konkluderes, at hvis der påtrykkes en ujævn væskefordeling, vil det have indflydelse på filmtykkelsen og hastigheden. Der er derfor chance for, at der dannes dry spots på pladen med en formindskelse af effektiviteten til følge.

8.3 Forslag til optimeret pladegeometri

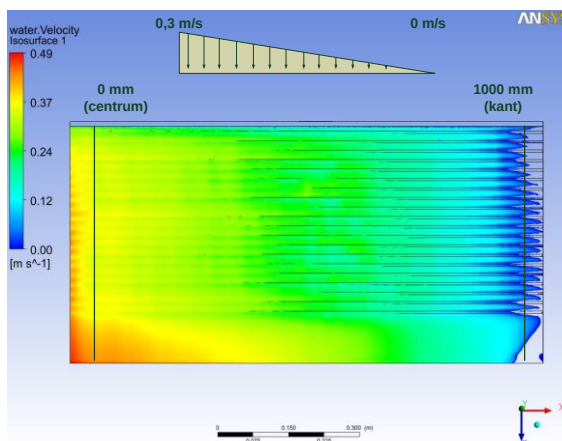
Tværgående kanaler i hele pladens bredde:

Kanaler med dybde på 0,5 mm og 1 mm.



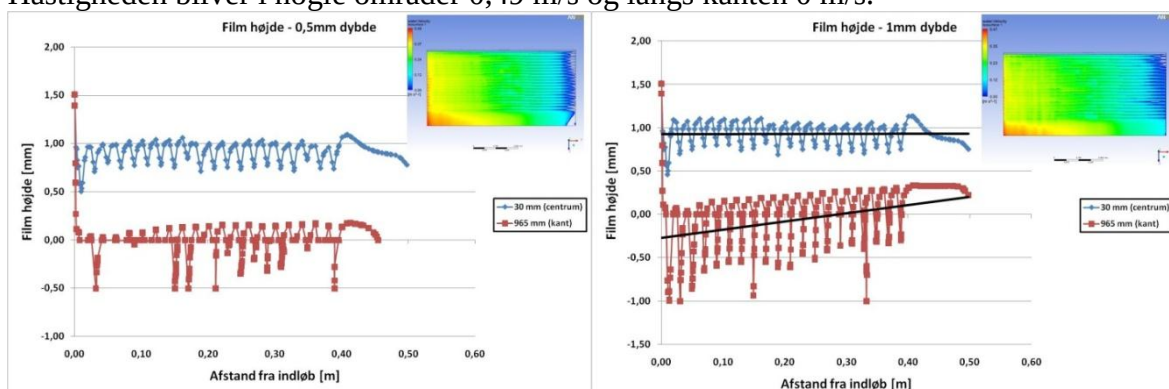
Figur 31: Geometri med tværgående kanaler.

På geometrien vist i figur 31 er der lavet en CFD-beregning, der er vist i figur 32. Der er påtrykt en ujævn væskefordeling igen med 0 m/s ved kanten og 0,3 m/s i midten.



Figur 32: CFD-beregning af væskefordeling med tværgående kanaler.

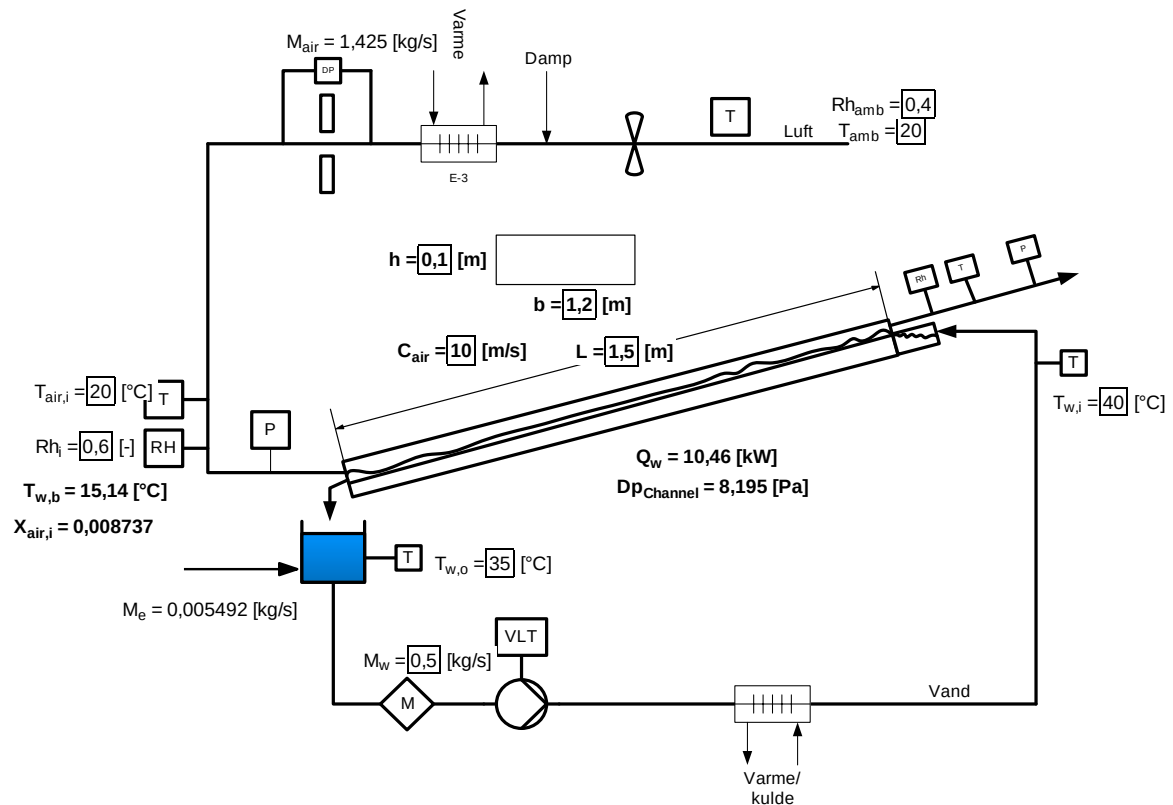
Hastigheden bliver i nogle områder 0,49 m/s og langs kanten 0 m/s.



Figur 33: Filmtykkelse i to snit med to kanaldyber.

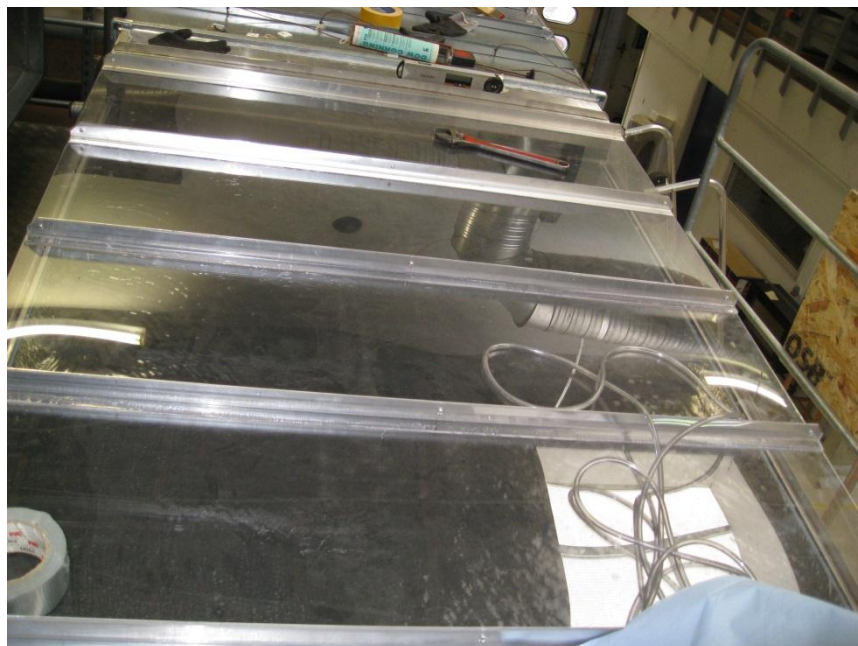
Man ser i figur 33, at en kanaldybde på 1 mm giver en bedre fordeling end en kanaldybde på 0,5 mm. Dette ses ud fra, at filmtykkelsen i de to snit nærmer sig hinanden, jo længere man kommer ned af pladen.

9 Forsøgsopstilling til bestemmelse af pladekarakteristik



Figur 34: Testopstilling.

Figur 34 viser testopstillingen til bestemmelse af karakteristika for forskellige plader, der kan anvendes i pilotskala-tårnet.



Figur 35: Billede af testopstillingen.

For at kunne dimensionere pilotskala-køletårnet er det nødvendigt at kende karakteristikken for forskellige pladematerialer, som fortrinsvis vil være fremstillet af plastmaterialer.

9.1 Beskrivelse af testopstillingen

Testopstillingen består af to kredse: Luft og vand.

På luftsiden suges luften ind af en ventilator. Den relative fugtighed og den tørre temperatur af luften måles. Efter ventilatoren befugtes luften evt. med damp. Luften kan varmes yderligere op i en varmeveksler. Luftens massestrøm måles derefter i en blænde. Før indløbet til teststrækningen måles den tørre temperatur og den relative fugtighed, således at den våde temperatur og vandindholdet i luften kan bestemmes. Trykket måles ligeledes. Luften føres derefter ind i en kanal med dimensionerne 0,01x0,15 m, og strømmer i modstrøm med vandet op gennem kanalen. På afgangssiden måles tryk, tør temperatur og den relative fugtighed.

Den overførte ydelse vil være: $Q = m_{\text{air}} \cdot (I_u - I_i)$, hvor I er enthalpien ved indløb og udløb for luften.

Vandindholdet ved tilgang og afgang bestemmes ud fra målingerne, og den fordampede vandmængde fra vandet bestemmes ud fra $m_w = m_{\text{air}} \cdot (x_u - x_i)$, hvor x er vandindholdet ved indløb og udløb for luften.

På vandsiden måles udløbstemperaturen af vandet samt massestrømmen af vandet. Vandet kan afkøles eller varmes op i en varmeveksler, og derefter måles temperaturen ved indgangen til teststrækningen. Vandet skal fordeles ud på pladen som en jævn film, og bliver derved afkølet, når det strømmer i modstrøm med luften.

Teori

Merkels ligning:

$$Me = \int_{T_{wi}}^{T_{wu}} \frac{C_w \cdot DT_w}{h_w - h_l}$$

I ovenstående ligning er:

Me = Merkels tal

T_{wu} = Vandets afgangstemperatur

T_{wi} = Vandets indgangstemperatur

C_w = Vandets varmekapacitet

h_w og h_l = Vandets og luftens enthalpi

DT_w = Temperaturdifferent af vandet.

Ovenstående ligning er Merkels ligning, som bestemmer det drivende potentiale mellem luften og vandet. Det kan sammenlignes med den logaritmiske temperaturdifferens i en varmeveksler. Ligningen er kun afhængig af luftens våde temperatur ved tilgang til køletårnet, vandets tilgangs og afgangstemperatur samt forholdet mellem luften og vandets massestrøm. Ligningen løses numerisk.

For at finde driftstilstanden for et køletårn skal køletårnsfyldets eller pladernes karakteristik kendes. Karakteristikken for køletårnsfyld/plader er af formen:

$$Me = K \cdot \left(\frac{L}{G}\right)^M$$

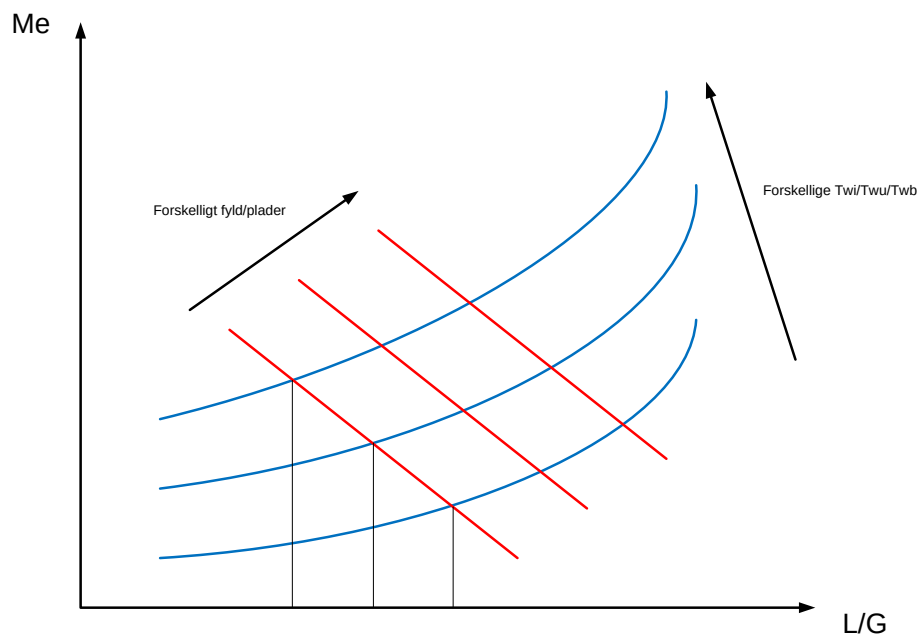
Hvor Me = Merkels tal

G = Luftens masseflow

L = Vandets masseflow

K og M = Konstanter

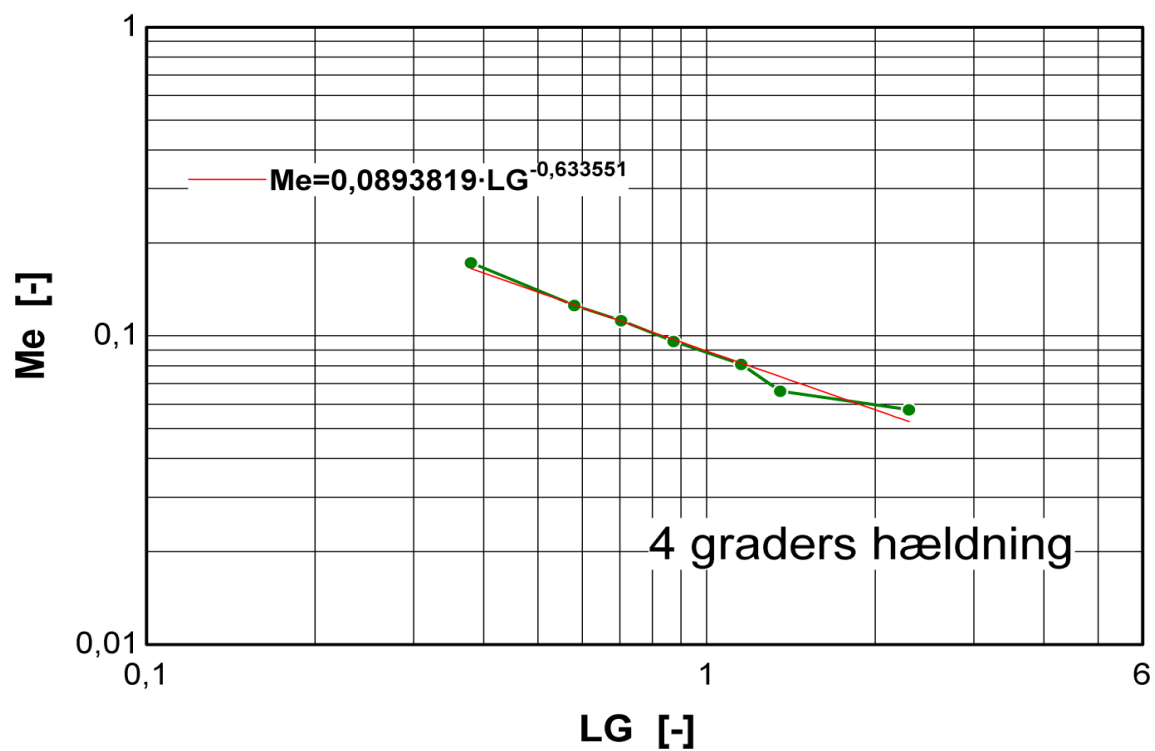
Ved at udføre forsøg i opstillingen vist i figur 34, kan konstanterne K og M bestemmes.



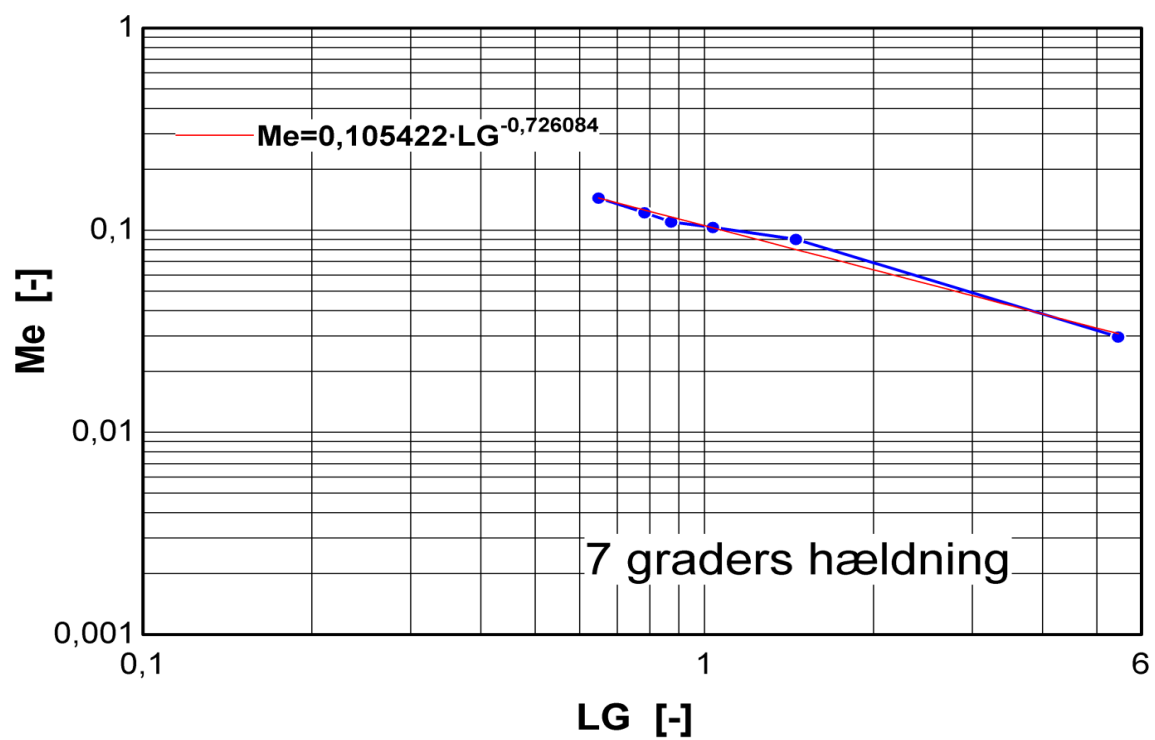
Figur 36: Bestemmelse af Merkel-tallet.

Skæringen mellem de to kurver giver driftspunktet.

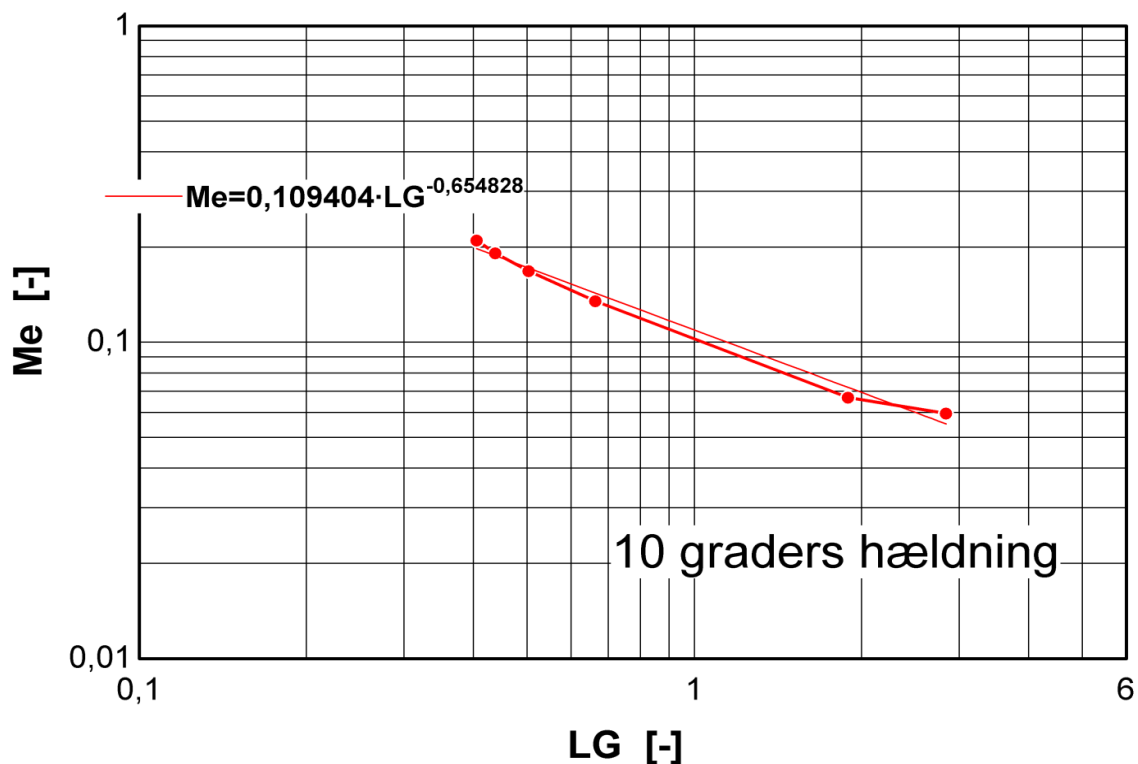
Der er udført målinger med 3 forskellige hældninger på pladen. Målinger er udført med tre hældningsvinkler: 4° , 7° og 10° .



Figur 37: Plade karakteristisk med hældning på 4°.



Figur 38: Plade karakteristisk med hældning på 7°.



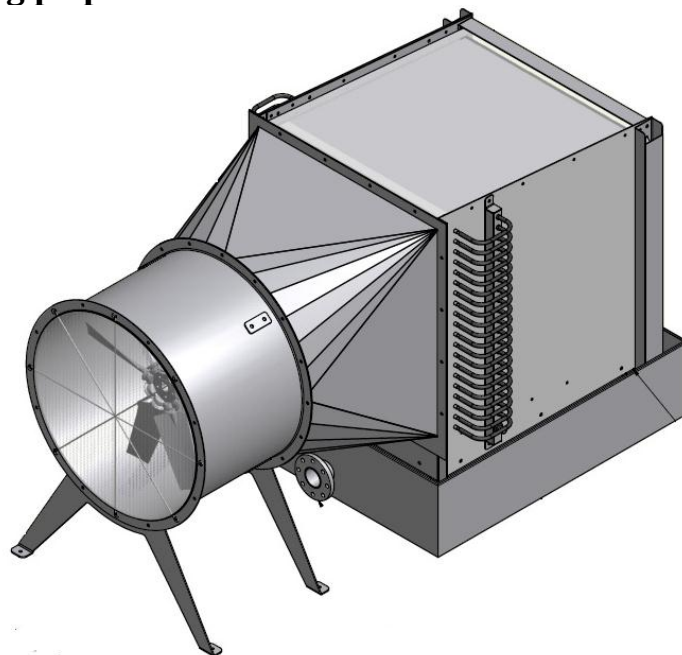
Figur 39: Pladekarakteristik med hældning på 10°.

Forsøgsresultaterne vist i figur 37-39 viser, at den optimale hældning på pladerne ligger på en hældningsvinkel omkring 4°-7°. Dette stemmer overens med resultaterne i reference /1/. I dette interval opnås det højeste Merkel-tal.

9.2 Delkonklusion

Efter at havde vist, at det har været muligt at dimensionere et køletårn baseret på en pladestak med skråtstillet plader, er det vigtigt at få demonstreret, at et sådan tårn også kan konstrueres i praksis. Endvidere giver et prototypetårn en mulighed for at validere de beregningsmodeller, der er opstillet i de forgående kapitler. Målinger, udført på et pilottårn i drift, præsenteres i dette afsnit. Målingerne sammenlignes med beregnede værdier, og forsøg er udført af Mantouk et al.

10 Måloppstilling på pilotskalatårn



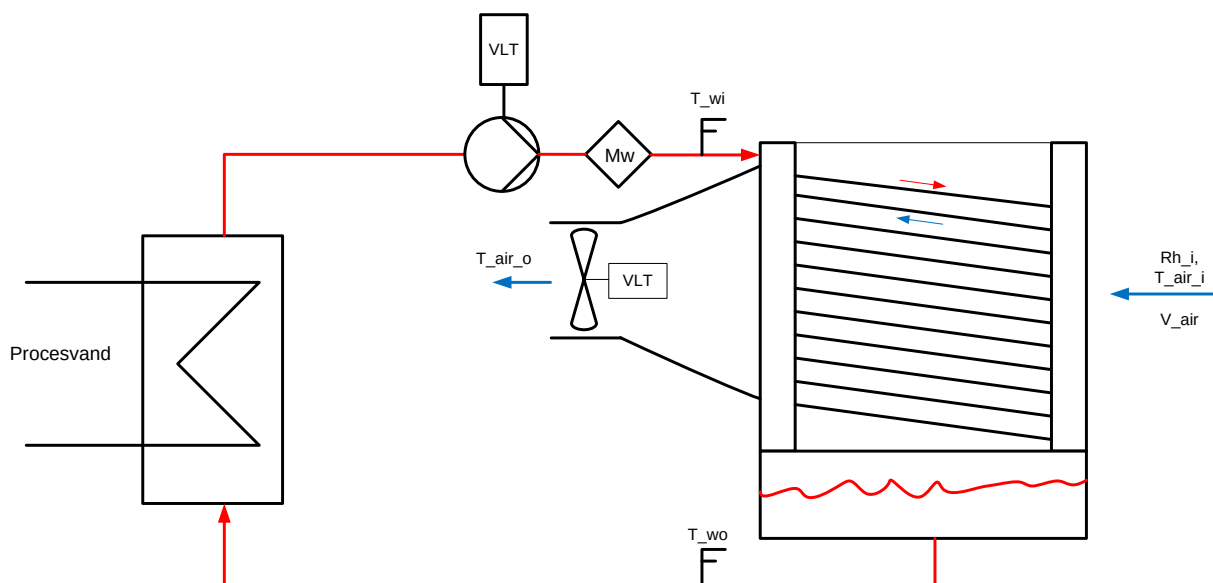
Figur 40: 3D-tegning af køletårnet.

Figur 40 viser en 3D-tegning af køletårnet. Køletårnet har de udvendige dimensioner $H \times B \times D = 1 \times 1 \times 1$ m. Køletårnet er fremstillet i rustfrit stål. På siden af køletårnet er monteret en indsnævring fra kvadratisk tværsnit til cirkulært tværsnit. For enden af de cirkulære tværsnit sidder ventilatoren fremstillet af MultiWing.



Figur 41: Billede af køletårnet.

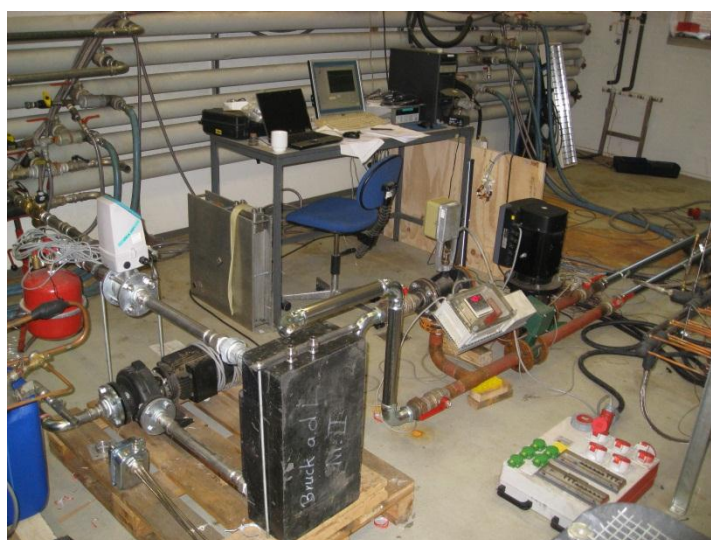
Køletårnet blev placeret udendørs hos Teknologisk Institut i Århus, figur 41.



Figur 42: Principskitse af måleopstilling.

Figur 42 viser måleopstillingen. Varmen til køletårnet kommer fra procesvand med en temperatur på 55 °C, der opvarmer returvandet fra køletårnet i en pladevarmeveksler. Efter varmeveksleren sidder en centrifugalpumpe med frekvensomformer, så det er muligt at variere vandflowet til køletårnet. Vandets massestrøm og vandets tilgangstemperatur måles. På afgang fra køletårnet måles afgangstemperaturen af vandet.

På luftsiden måles luftens relative fugtighed samt den tørre temperatur. Luften suges igennem køletårnet af en ventilator. Ventilatoren er forsynet med en frekvensomformer, så luftflowet kan varieres.



Figur 43: Måleudstyr samt dataopsamling.

Samtlige målepunkter er tilsluttet dataopsamlingsudstyr, der er vist i figur 43. Målingerne opsamles på en computer og skrives til en fil. Filen anvendes til at lave databehandling.

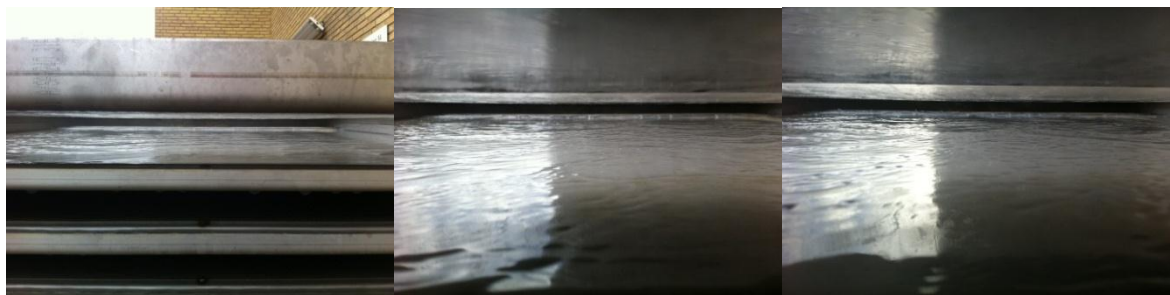
10.1 Måleprogram

Der er gennemført målinger på køletårnet i henhold til nedenstående forsøgsmatrice:

Vandtemperatur T_{wi} [°C]	Lufthastighed [m/s]	Masseflow pr. plade [kg/s]
30	1	0,05
35	2	0,10
40	3	0,15
	4	
	5	

Eksempel: Vandtemperatur tilgangstemperatur 30 °C
 Lufthastigheder 1-5 m/s
 Massestrøm pr. plade 0,05-0,15 kg/s

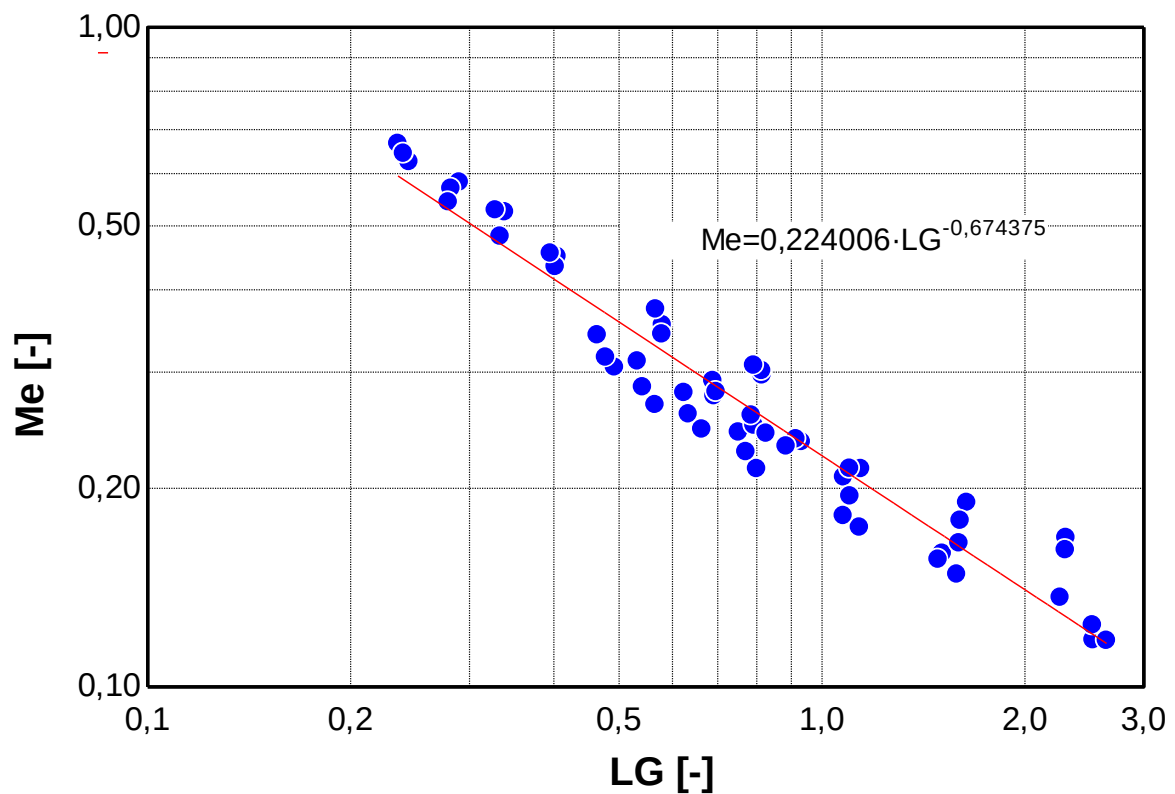
Det vil sige, at der gennemføres i alt: $3 \times 5 \times 3 = 45$ forsøg på køletårnet



Figur 44: Strømning på plade med 3 massestrømme pr. plade 0,05- 0,1- 0,15 kg/s.

Ud fra målingerne er køletårnskarakteristikken fundet. Målingerne er plottet ind i et Me , LG diagram, se figur 45. Den bedste linje gennem målepunkterne er givet ved følgende ligning:

$$Me = 0,224 \cdot LG^{-0,674}$$

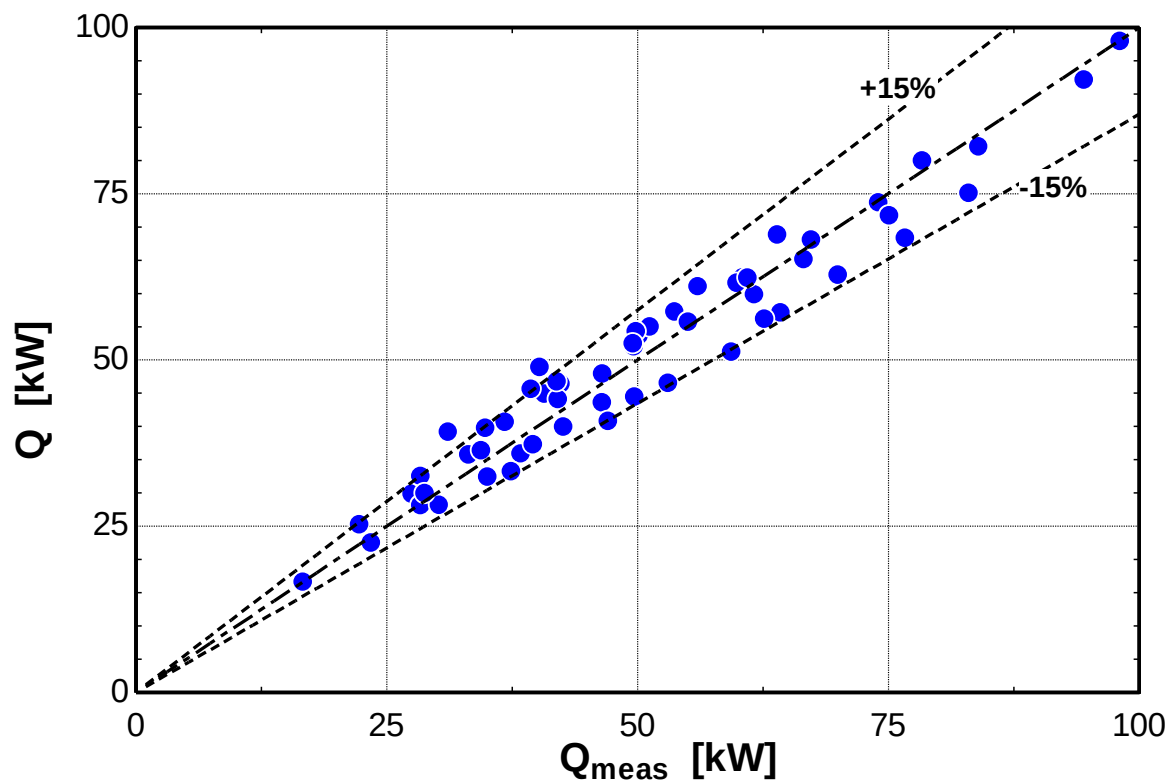


Figur 45: Merkel-tallet for køletårnet som funktion af LG-forholdet.

Ligningen anvendes til at beregne en ydelse for køletårnet og sammenligne med de målte værdier.

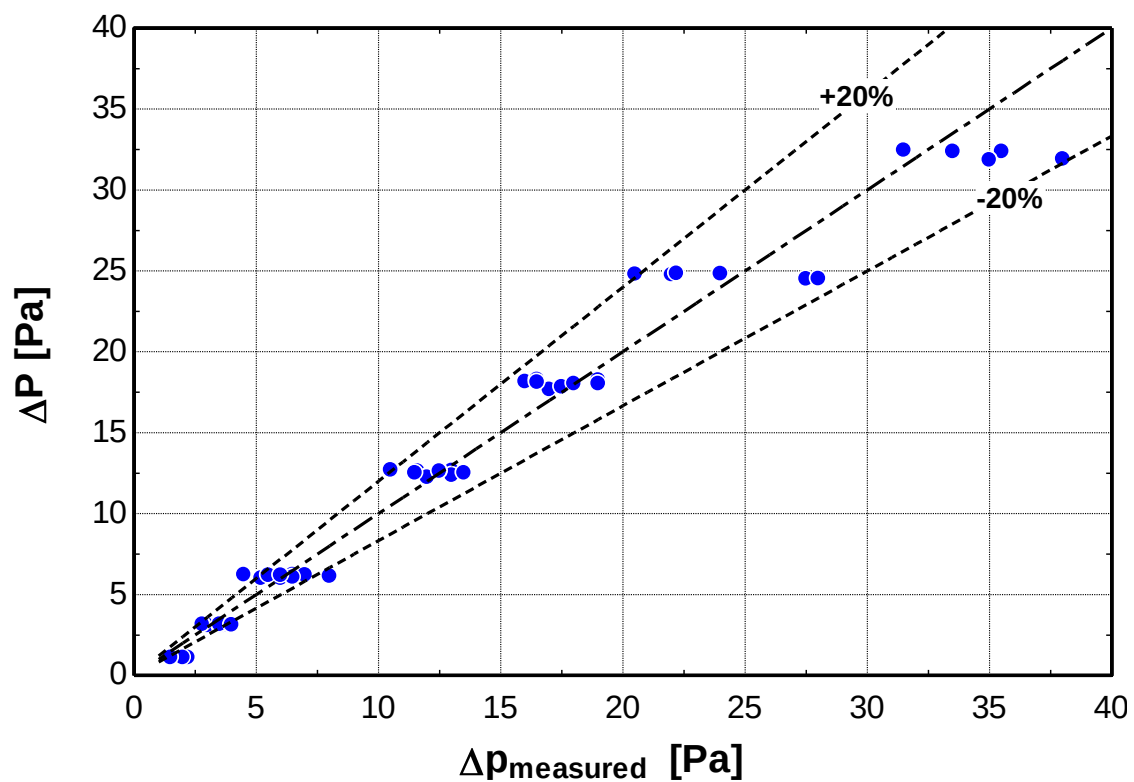
Når beregningen gennemføres, er vandets afgangstemperatur og luftens afgangstemperatur et output.

Den beregnede og den målte ydelse er sammenlignet i figur 46. Man ser, at næsten samtlige målinger ligger inden for et $\pm 15\%$ usikkerhedsinterval.



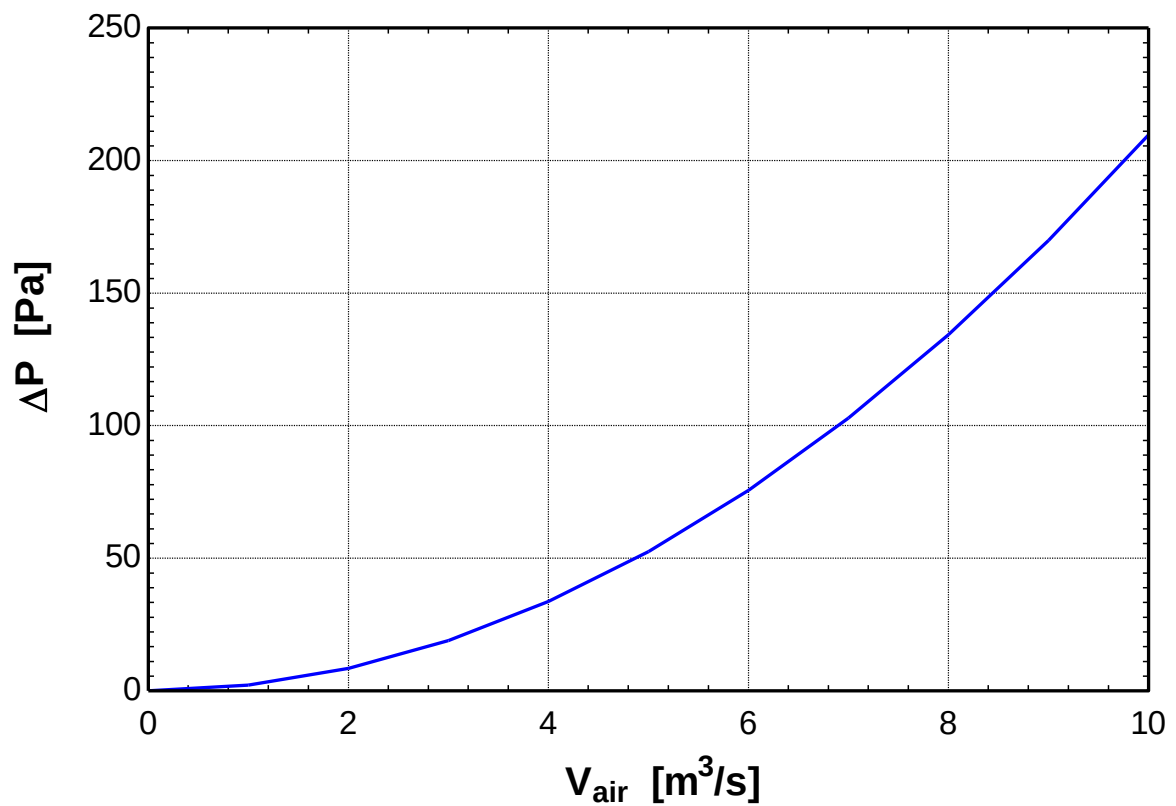
Figur 46: Sammenligning mellem målt og beregnet ydelse.

10.2 Trykfald over pladestakken i køletårnet



Figur 47: Sammenhæng mellem målt og korreleret trykfald over pladestakken.

I figur 47 er det korrelerede tryktab sammenlignet med det målte tryktab. Det korrelerede tryktab ligger inden for $\pm 20\%$ af det målte trykfald.



Figur 48: Korreleret tryktab over køletårnet afhængig af volumenstrømmen.

Hvis ovenstående figur 48 sammenholdes med CFD-beregningen, ses det, at CFD forudsagde et tryktab på 250 Pa ved en volumenflow på $10 \text{ m}^3/\text{s}$. Det korrelerede tryktab viser et trykfald på 220 Pa. Altså en god overensstemmelse!

11 Vandbehandling

Vandbehandling anvendes for at få vandet i køletårnet til at fungere optimalt. Formålet med vandbehandlingen er at anvende vandets fremragende termodynamiske egenskaber optimalt samt:

- Minimere bakteriel vækst
- Minimere scaling (kalkaflejringer)
- Minimere korrosion
- Minimere sedimentering/aflejringer af materiale (organiske og uorganiske) på de varmeoverførende arealer.

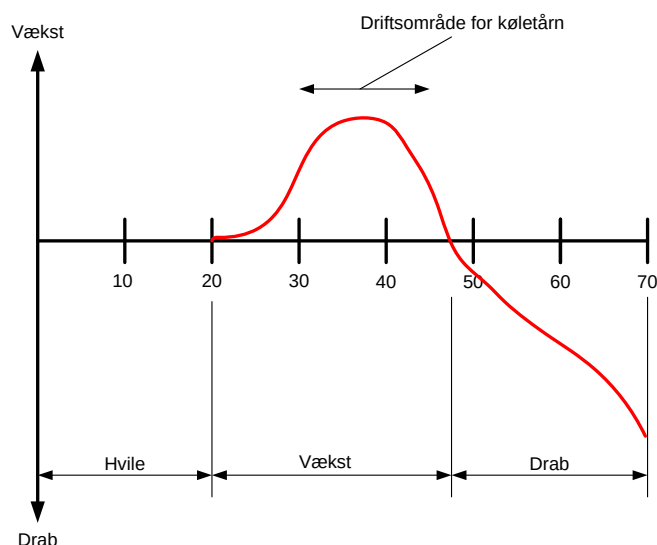
Ovenstående eksempler kan sammenfattes under ordet ”Fouling”. Vandbehandlingen til køletårnet vil sikre en længere driftstid af køletårnet, da rengøringshyppigheden nedsættes.

11.1 Minimering af bakteriel vækst

Bakteriel vækst i køletårne skal undgås, da bakterierne vil danne biofilm (organisk materiale), der vil sætte sig på de varmeoverførende arealer og dermed minimere varmeovergangen og øge trykfaldet på kølevandssiden. Dette vil betyde et øget effektforbrug til pumperne og et højere kondenseringstryk, hvis køletårnet fjerner varme fra en køleproces. Øget kondenseringstryk betyder højere energiforbrug til kompressorerne i køleanlægget.

Biofilm opstår i åbne kølesystemer, hvor der er adgang til ilt. Biofilm er en slimagtig substans. Biofilmen fjernes ved at tilsætte biocider til køletårnsvandet. Mængden, der tilsættes, skal være minimal, da der er tale om et miljøgiftigt produkt. Desuden skal der eventuelt skiftes mellem forskellige typer biocider, da bakterierne ellers kan udvikle resistens, og dermed ikke reagerer på biociderne. Desuden er det muligt at tilsætte chlor eller ozon, der begge virker bakteriedræbende.

11.1.1 Legionella i køletårne



Figur 49: Vækstkurve for legionella.

Sygdomsudbrud sker oftest, når luftbårne aerosoler kommer i kontakt med mennesker, der kan inhalere de små partikler direkte i lungerne. Aerosoler er små partikler (væskedråber) med en størrelse på 1-5 mikrometer (1 mikrometer = 10^{-6} m).

Legionella trives i omgivelser med næringsstoffer. Dette giver legionella optimale betingelser i et køletårn, der reelt set virker som en lufttænder. Urenheder og næringsstoffer fra luften bliver udvasket fra luften og akkumuleret i bassinet under køletårnet. Biofilm vil opbygges på de varmeoverførende og give gode næringsmæssige betingelser for legionellabakterien kombineret med den optimale temperatur for vækst.

11.2 Minimizing af scaling

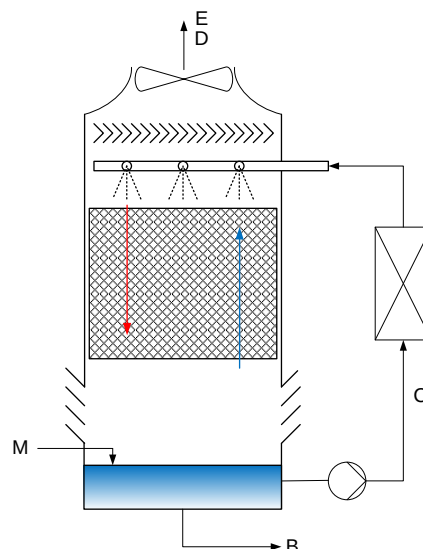


Figur 50 viser et rørdiagram til at blødgøre køletårsvandet. Selve blødgøringsanlægget er vist yderst til venstre i figuren. Ved blødgøring menes fjernelse af salte fra køletårsvandet. Saltene er primært magnesium- og calciumkarbonater, der vil sætte sig på det varmeoverførende areal i køletårnet og varmevekslere, og dermed øge trykfaldet og minimere varmeovergangen. Hårdt vand er karakteriseret ved et højt indhold af magnesium- og calciumkarbonater. Indholdet af salte i postevand varierer afhængig af jordbundsforholdene, og er især højt, der hvor der forefindes kalkholdig undergrund. Saltene fjernes i blødgøringsanlægget ved ionbytning. I blødgøringsanlægget er der en masse små polystyren kugler med stor overflade (kaldet ionbytteren). Når det hårde vand strømmer igennem blødgøringsanlægget, bindes magnesium og calcium på overfladen af ionbytteren, mens Na-ioner frigøres. Vandet er dermed blevet blødgjort, da magnesium- og calcium- karbonat er fjernet fra køletårsvandet. Når ionbytteren er mættet med magnesium- og calcium-ioner, skal blødgøringsanlægget regenereres ved at tilsætte en 3,5 % saltvandsopløsning til blødgøringsanlægget. Der vil derfor være et forbrug af salte. Processen vil derfor foregå i modsat retning, og ionbytteren bliver igen mættet med natrium-ioner.

Når der anvendes regnvand, der reelt set er destilleret vand, kan blødgøringsanlægget eventuelt undværes. Dette er dog ikke muligt, da der altid skal spædes vand til køletårnet på grund af fordampning. Hvis regnvandsopsamlingstanken ikke er stor nok, skal der anvendes postevand som spædevand, og dette skal blødgøres for at undgå scaling.

11.3 Bleed off

For at undgå en for høj koncentration af opløste stoffer i det cirkulerende kølevand, skal en del af kølevandet drænes af. Det kølevand, der drænes af, kaldes "bleed off" eller "blow down". Mængden af det kølevand, som drænes af, afhænger af kvaliteten af det kølevand, der cirkulerer igennem køletårnet samt af det kølevand, der tilsættes køletårnet, samt hvor stor en opkoncentrering, der kan tillades i kølevandet.



Figur 51: Massestrømme af vand i et køletår.

I figur 51 er

M = Vandforbruget

B = Bleed off

D = Drift tab, sættes normalt til 0,1 % af C

E = Fordampningstab

C = Cirkulerende vandmængde

Massebevarelse omkring køletårnet

$$M=B+D+E$$

Tørstofbalance

$$x_m \cdot M = x_c \cdot D + x_c \cdot B = x_c(D + B)$$

Hvor

X_m = Tørstofindholdet i vandet, der tilføres køletårnet

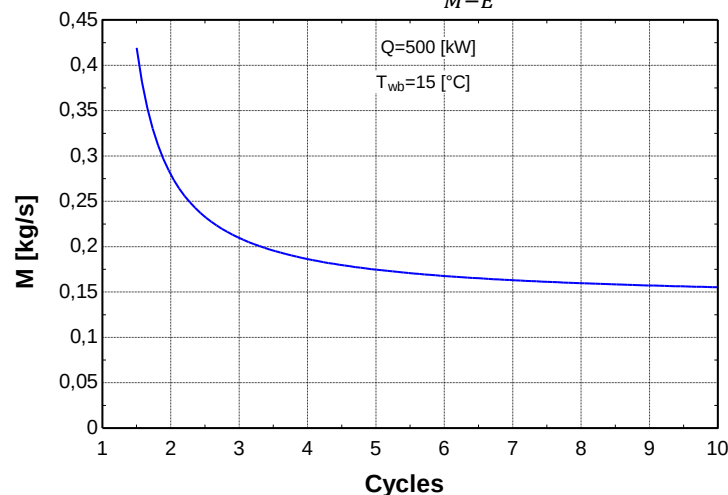
X_c = Tørstofindholdet i køletårnsvandet

Der er ikke noget tørstofindhold i E (vandet der fordamper). Da der fordamper vand hele tiden fra køletårnet, vil der ske en opkoncentrering af tørstofindholdet i køletårnet (X_c vil stige), medmindre der drænes vand fra køletårnet. B ledes ud af køletårnet. Opkoncentrering af tørstofindholdet i køletårnet er udtrykt ved forholdet:

$$\frac{x_c}{x_m} = \text{Antal cykler}$$

Ved lidt regning opnås følgende sammenhæng mellem antal cykler:

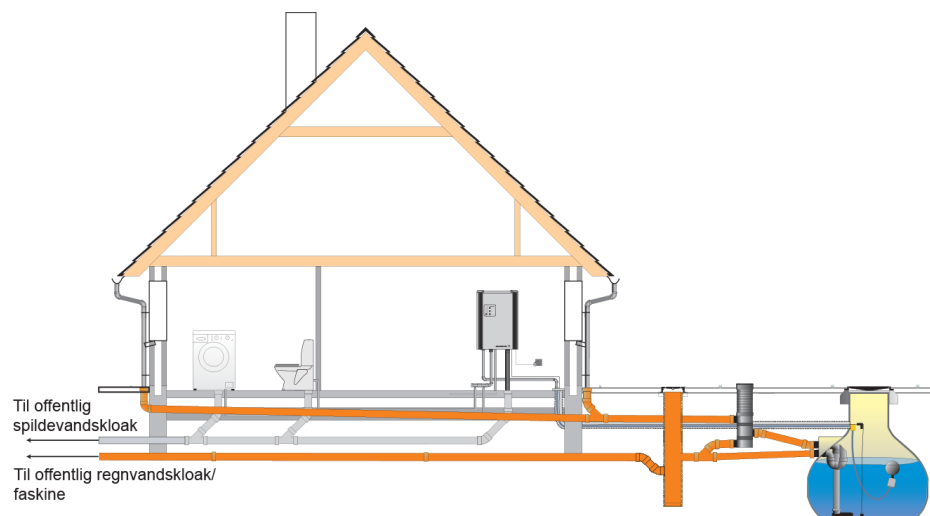
$$\text{Antal cykler} = \frac{M}{M-E}$$



Figur 52: Antal cyklers indflydelse på vandforbruget.

I figur 52 er vist et eksempel på, hvorledes antallet af cykler har stor indflydelse på vandforbruget. Der er gennemregnet et eksempel med en ydelse på 500 kW samt en våd temperatur på 15 °C. Det normale antal cykler ligger i området fra 3-7. Ved store antal cykler stilles der store krav til vandbehandlingen af vandet, således at køletårnet kan klare den store opkoncentration af tørstof i kølevandet. Ved tørstof menes hovedsageligt mineraler i kølevandet. Man ser ligeledes, at vandforbruget nærmer sig en konstant værdi ~ 0,15 kg/s med stigende antal cykler. Denne konstante værdi er lig fordampningstabet.

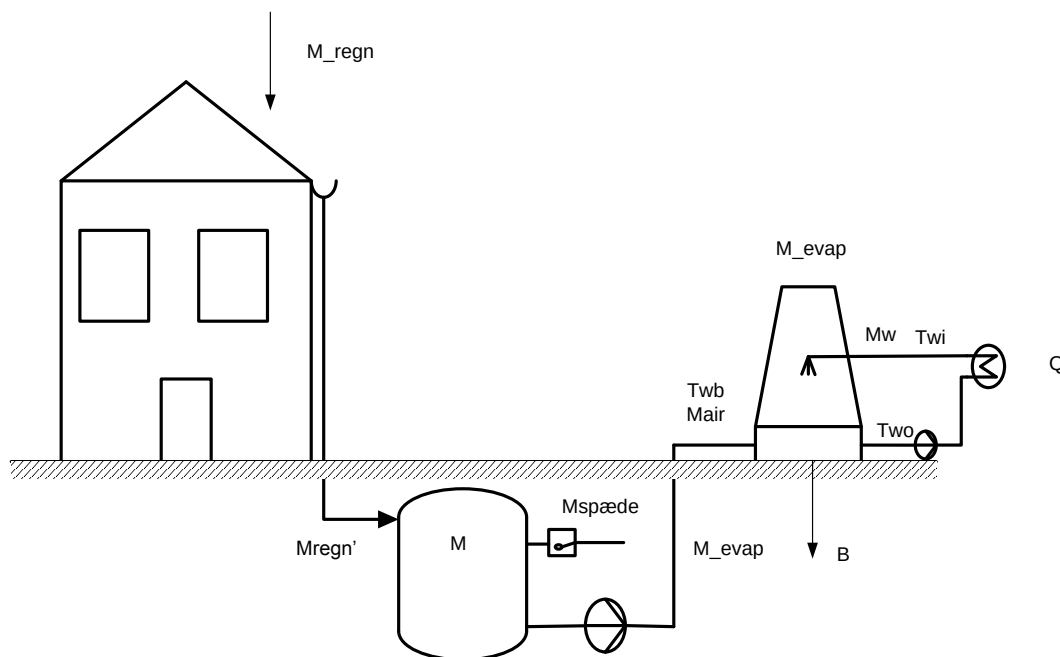
12 Regnvandsopsamling



Figur 53: Princip i regnvandsopsamling (Nyrup Plast).

Opsamling af regnvandet foregår, når regnen falder på hustaget, og fra tagrenden til nedløbsrøret og til en regnvandstank, som er gravet ned i jorden. Før regnvandstanken sidder et filter, der fjerner de største urenheder fra regnvandet, inden det sendes til regnvandstanke. Filteret virker efter cyklonprincippet, hvilket betyder, at selv små partikler bliver fjernet. Indløbet af regnvandet til regnvandstanken er forsynet med en svømme, hvilket sikrer, at beholderen ikke bliver overfyldt med regnvand under kraftige regnskyl.

Er der overløb i regnvandstanken, sendes regnvandet til dræn. Størrelsen af regnvandstanken afhænger af det aktuelle forbrug af regnvand



Figur 54: Regnvand i forbindelse med et køletårn.

Regnvandet skal dække den vandmængde, der fordamper samt den mængde, der sendes til dræn i forbindelse med bleed off. Der ligger derfor en økonomisk optimering i at bestemme beholderstørrelsen, der giver den korteste tilbagebetalingstid, når der tages højde for omkostninger til regnvandstanken, spædevandsforbruget og vandbehandlingen. En stor regnvandstank giver et lille forbrug af spædevand og små omkostninger til blødgøring, da køletårnet vil kunne anvende regnvand næsten hele tiden, men det vil give større omkostninger til en regnvandstank. Modsat vil en lille regnvandstank være billig, men være en større omkostning til spædevand og blødgøring på grund af hårdere vand ved anvendelse af postevand.

13 Bestemmelse af det årlige energiforbrug

I projektet er der lavet et beregningsprogram, der kan beregne det årlige energiforbrug ved anvendelse af et køletårn, hvor varmen fra et køletårn afgives. Modellerne til køletårnet er lavet af Vestas Aircoil A/S, Rambøll samt Teknologisk Institut. Modellerne er implementeret i Pack Calculation II, der kan downloades fra følgende hjemmeside:

<http://www.ipu.dk/IPU-Teknologiudvikling/Koele--og-energiteknik/Downloads/PackCalculation.aspx>

Programmet er udviklet i PSO-projektet: "Udvikling og brug af simuleringsværktøjer til analyse og energioptimering af kølesystemer med CO₂ som kølemiddel" med Elfor-projekt nr.: 399-046, med Morten Juel Skovrup som projektleder.

I programmet kan årsenergiforbruget for forskellige typer køleanlæg og kølemiddel beregnes, så det var naturligt at implementere køletårnsmodellerne i PackCall II.

I programmet er modellerne for Merkel-tallet (gennemgået i afsnit 3) implementeret. Omkostninger til vandbehandling, vandforbrug både med regnvand og postevand er også med i programmet.

Figur 55 viser et screen dump fra programmet.

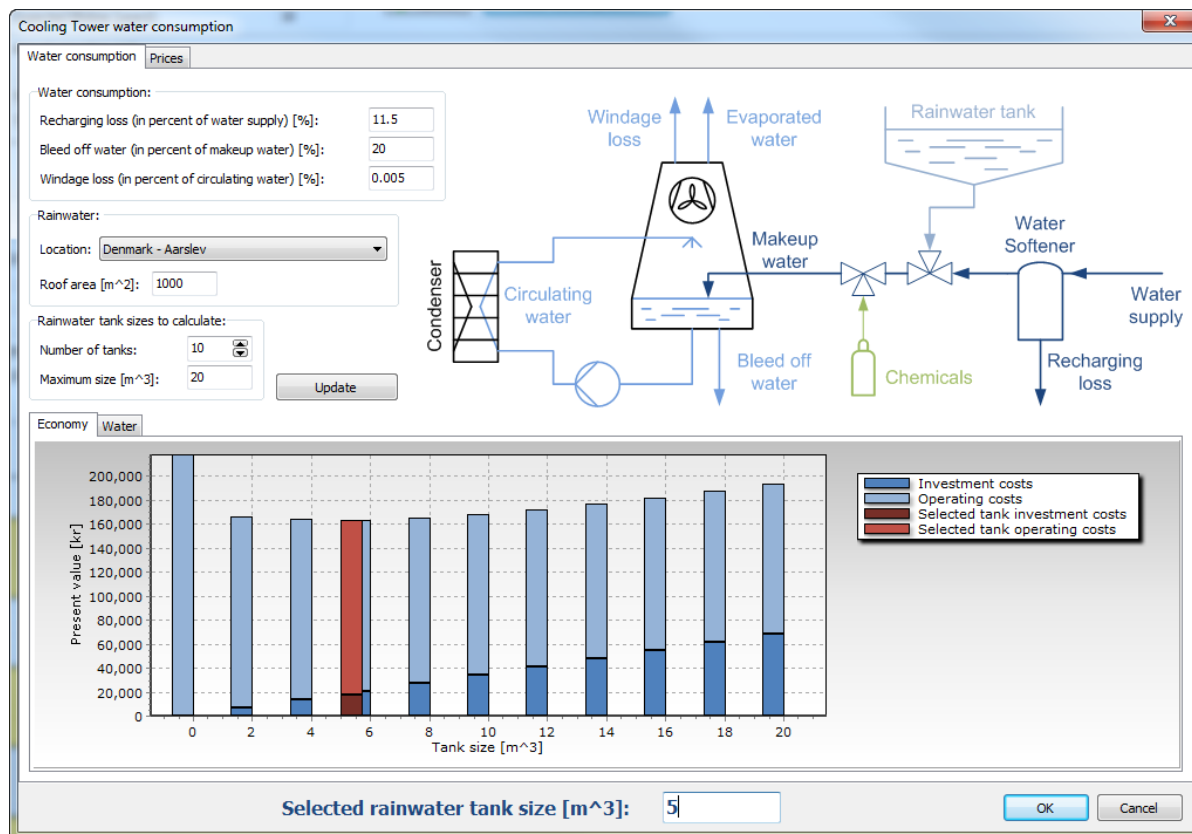
I programmet angives vandforbruget til:

- "recharging loss", som er den vandmængde, der anvendes til at regenerere blødgøringsanlægget
- Bleed Off
- Drift loss, den mængde der tabes på grund af sprøjt.

Desuden angives tagarealet, som er til rådighed, hvis der opsamles regnvand til køletårnet.

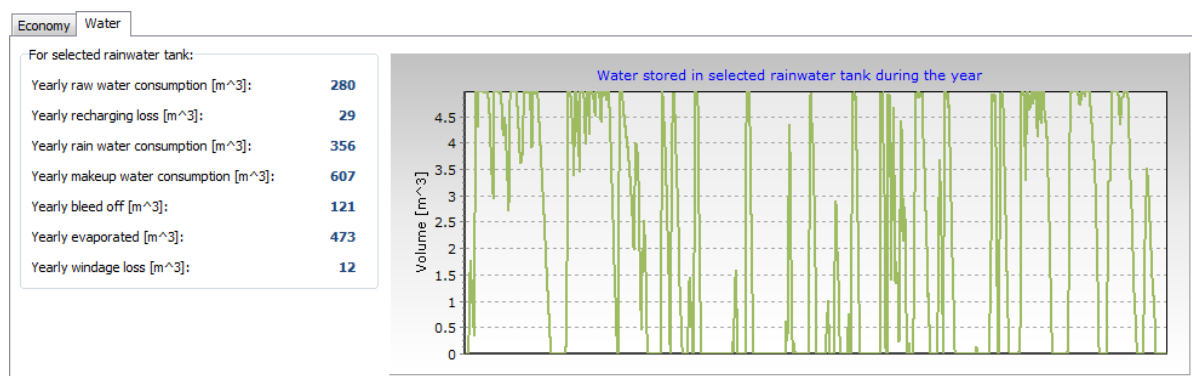
Slutteligt angives antallet af regnvandstanke samt en maksimal størrelse af regnvandstanken. Når der derefter trykkes på "update", viser programmet den optimale tankstørrelse, idet der både tages hensyn til vandforbruget og omkostninger til investering af regnvandstanken. Grafen viser, hvad den optimale regnvandstank er, og man vælger den regnvandstankstørrelse, hvor nutidsværdien har sit minimum.

Der er indtil videre 3 typer regnvandsprofiler til rådighed 3 steder i Danmark.



Figur 55: Screen dump fra PackCalc II.

Figur 56 viser, hvordan fyldningen af regnvandstanken er hen over året, samt hvor meget vand der går til fordampning, recharging og postevandsforbrug, når der ikke er regnvand nok til rådighed.



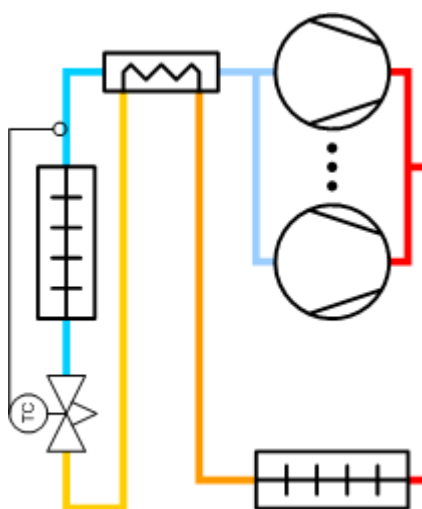
Figur 56: Fyldning af regnvandstank.

Figur 57: Priser for køletårn, vand, kemikalier samt regnvandstanke.

I figur 57 indtastes prisen for køletårnet, køleanlægget samt omkostninger til vedligehold. Desuden indtastes priser for vandbehandling, som pris til råvand, salt, kemikalier og afledningsafgift i forbindelse med "bleed off" og "recharging loss".

I det nederste felt til højre indtastes priser for regnvandstankene for de forskellige størrelser.

13.1 Samlingen af forskellige typer varmeafgivelsessystemer

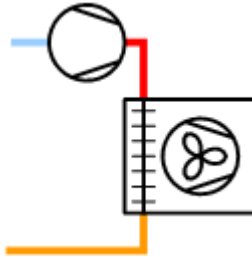


Figur 58: Ettrins-køleanlæg med kuldeydelse på 100 kW.

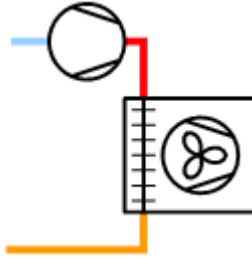
Der er gennemført en simulering af årsenergiforbruget af et kølesystem, vist i figur 58, med en dimensionerende kuldeydelse på 100 kW ved en fordamningstemperatur på -10°C og en kondenseringstemperatur på 40°C i designpunktet.

Der er gennemført simulering på følgende 4 varmeafgiversystemer:

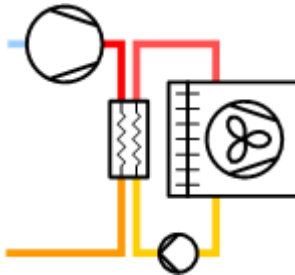
1. Luftkølet kondensator med konstant kondenseringstemperatur på 35°C for hele året



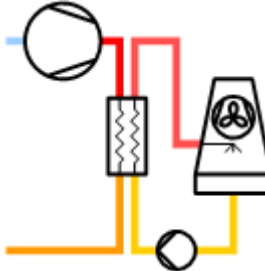
2. Luftkølet kondensator, hvor kondenseringstemperatur følger udetemperaturen +9 °C



3. Vandkølet kondensator, der afgiver varmen i en luftkølet tørkøler.
 $DT=T_c-T_{air}=9^{\circ}K$



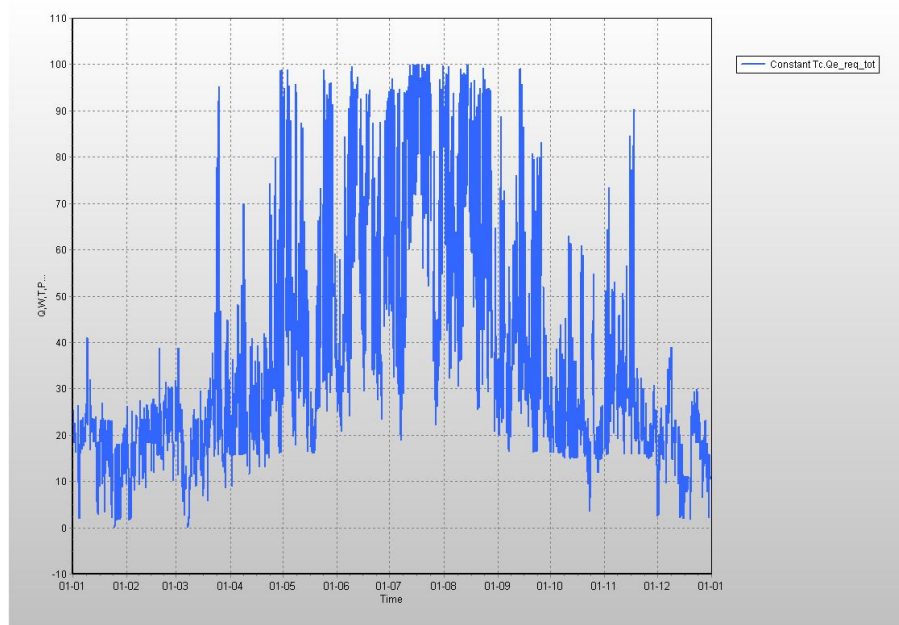
4. Vandkølet kondensator, der afgiver varmen i et køletårn. $DT=T_c-T_{wb}=9^{\circ}K$



Figureerne er venligst udlånt af Morten Juel Skovrup fra PackCall II.

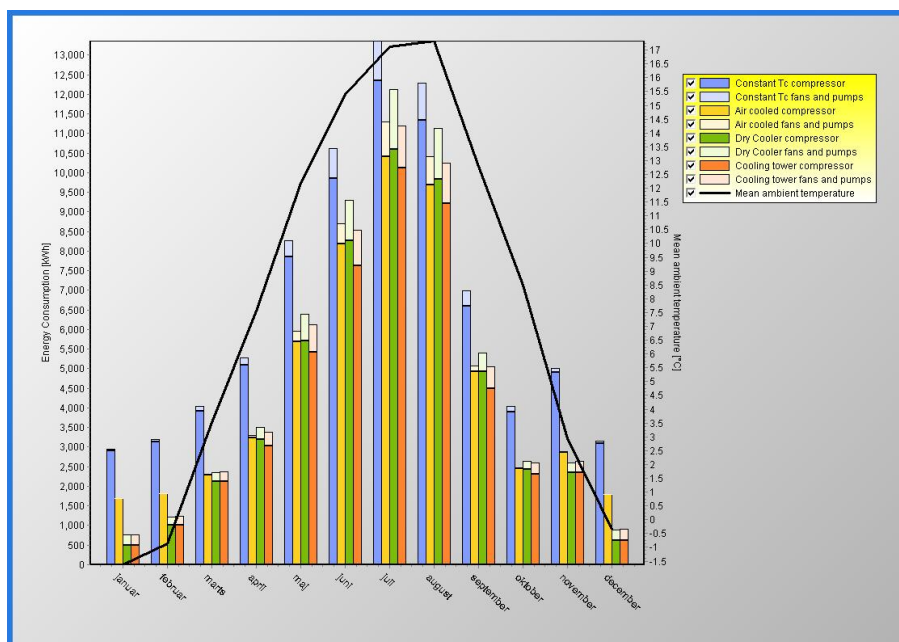
Der er gennemført årssimuleringer for forskellige steder i Europa samt forskellige kuldeprofiler på fordamperen.

13.2 Case 1: Ungarn og et belastningsprofil for industri-komfort



Figur 59: Belastningsprofil industri-komfort.

Belastningsprofilen for beregning er vist i figur 59. Kravet til kulde er størst om sommeren og falder om vinteren.



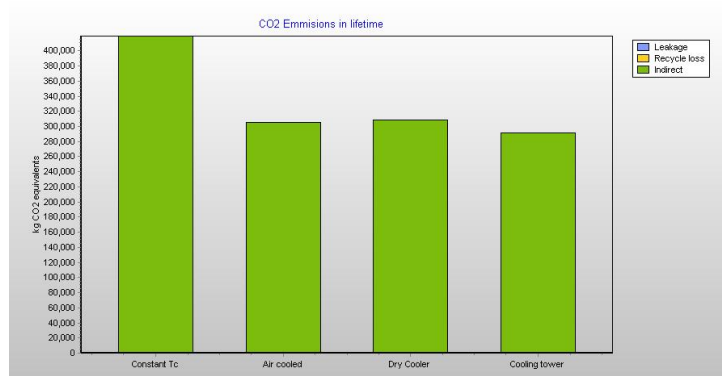
Figur 60: Energiforbruget for de 4 systemer for året.

I figur 60 er energiforbruget for de 4 systemer vist. Energiforbruget er opdelt i energiforbrug til kompressor samt ventilatorer/pumper. Energiforbruget er størst om sommeren og falder om vinteren. System 1 har det største energiforbrug, og energiforbruget til system 4 (med køletårnet) er mindst.

Resultatet fra figur 60 er sammenfattet i nedenstående tabel.

	Constant Tc (reference)	Air cooled	Dry Cooler	Cooling tower
Load fulfillment				
% of time:	100.0	100.0	100.0	100.0
% of energy:	100.0	100.0	100.0	100.0
COP				
Average COP [-]:	3.53	4.84	4.79	5.08
Mechanical [-]:	3.53	4.84	4.41	4.68
When free cooling [-]:	-	-	38.20	38.20
Energy consumption				
Pumps and fans [kWh]:	4,240	2,646	6,770	6,240
Compressor [kWh]:	74,931	55,049	51,547	48,777
Total [kWh]:	79,171	57,695	58,316	55,018
Savings				
Yearly energy savings [kWh]:	-	21,476	20,855	24,154
Yearly energy savings [%]:	-	27.1	26.3	30.5

Det ses, at der opnås en besparelse på 30,5 % i forhold til et system med konstant kondenseringstemperatur.



Figur 61: CO₂-ækvivalenter.

Energiforbruget kan omregnes til CO₂-ækvivalenter.

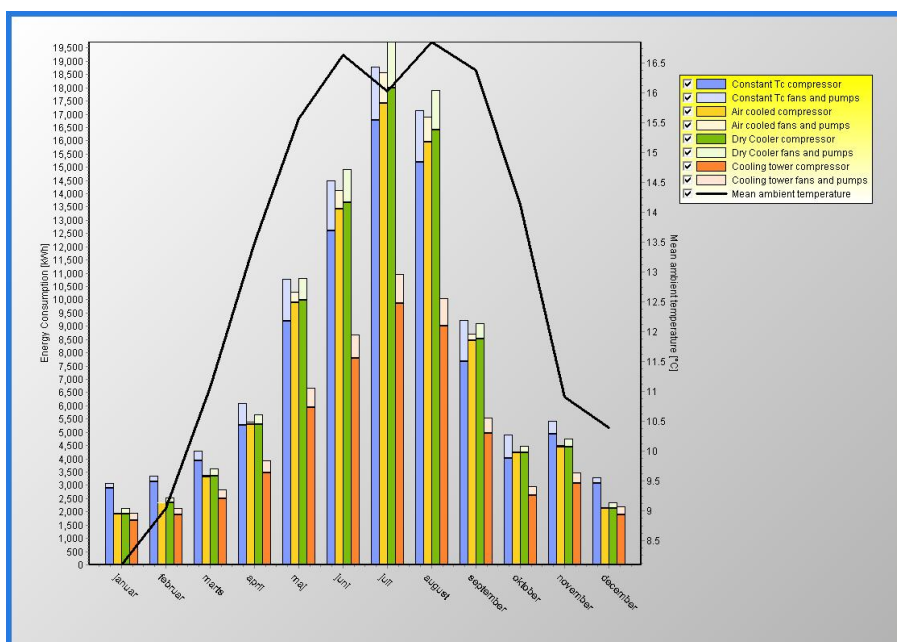
Vandforbruget fremgår af nedenstående tabel:

	Med 5 m3 regnvandstank	Uden regnvandstank
Yearly raw water consumption [m ³]:	303	561
Yearly recharging loss [m ³]:	31	58
Yearly rain water consumption [m ³]:	232	0
Yearly makeup water consumption [m ³]:	504	504
Yearly bleed off [m ³]:	101	101
Yearly evaporated [m ³]:	394	394
Yearly windage loss [m ³]:	9	9

Der er ligeledes gennemført en beregning på det same driftsprofil og sted uden regnvands-tank. Man ser i ovenstående tabel, at vandforbruget af postevand falder fra 561 til 303 m³ ved at anvende en regnvandstank.

13.3 Case 2: Saudi Arabien og industriprofil-komfort

Saudi Arabien er kendetegnet ved stor forskel mellem den tørre og den våde temperatur hen over året. Dette skulle teoretisk set favorisere køletårnet.



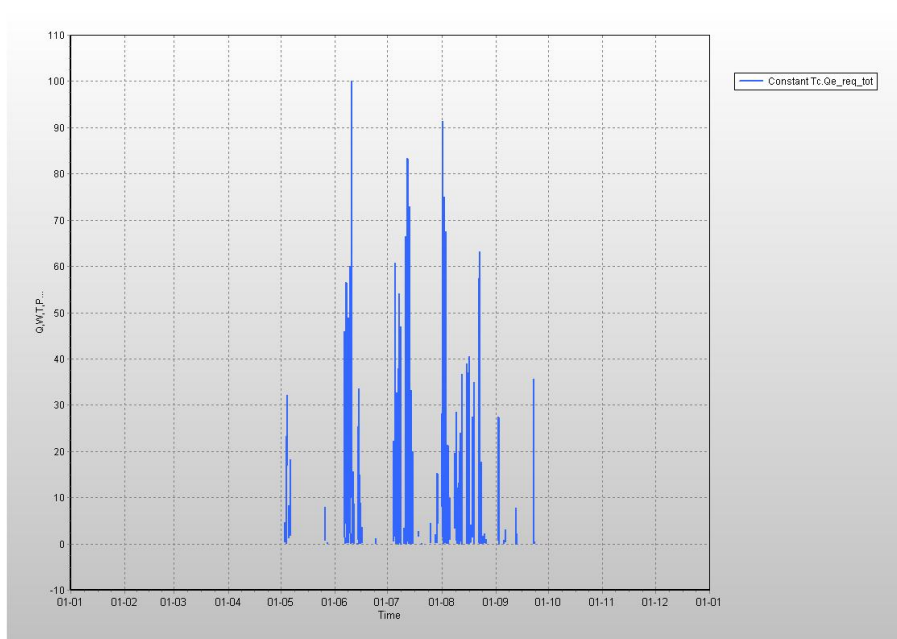
Figur 62: Årsenergiforbrug for de 4 systemer, Saudi Arabien.

Det ses i figur 62, at system 4 med køletårnet forbruger meget mindre energi end de tre andre systemer.

	Constant Tc (reference)	Air cooled	Dry Cooler	Cooling tower
Load fulfillment				
% of time:	100.0	100.0	100.0	100.0
% of energy:	100.0	100.0	100.0	100.0
COP				
Average COP [-]:	2.77	3.02	2.85	4.56
Mechanical [-]:	2.77	3.02	2.85	4.56
When free cooling [-]:	-	-	NAN	NAN
Energy consumption				
Pumps and fans [kWh]:	12,084	3,723	7,686	6,638
Compressor [kWh]:	88,696	88,786	90,273	54,658
Total [kWh]:	100,780	92,510	97,959	61,296
Savings				
Yearly energy savings [kWh]:	-	8,270	2,821	39,484
Yearly energy savings [%]:	-	8.2	2.8	39.2

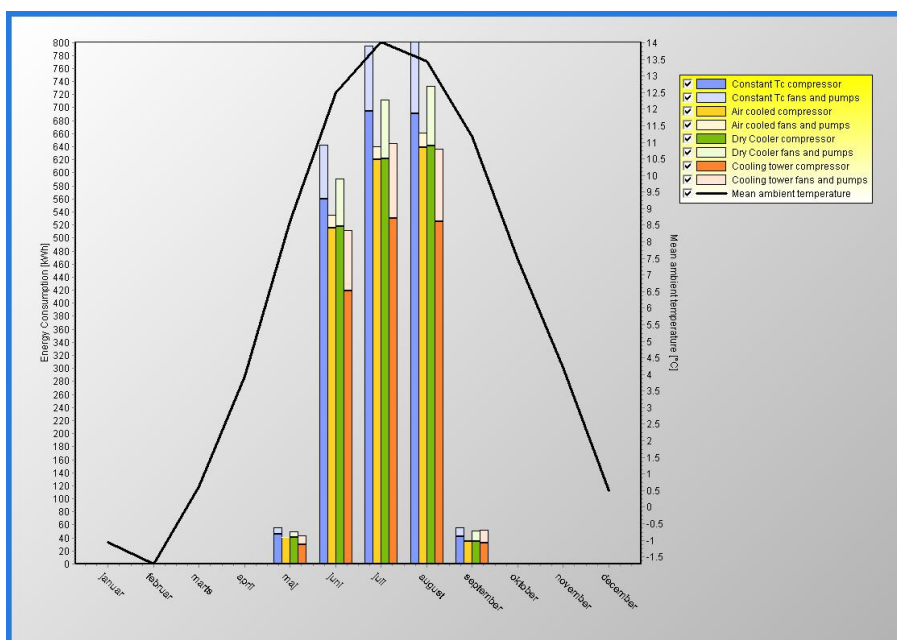
Ovenstående tabel viser en sammenfatning af figur 62. System 4 med køletårn sparer 39,2 % i forhold til system 1, som er referencen. Dette opnås på grund af den store forskel mellem den våde og tørre temperatur i Saudi Arabien.

13.4 Case 3: København, køleprofil: Lavenergihus



Figur 63: Kuldeprofil for et lavenergihus.

Figur 63 viser et kuldeprofil for et lav energihus. Lav energihuset har kun brug for kulde om sommeren til komfortkøl. Der er derfor ingen kuldeydelse om vinteren og store peaks om sommeren.



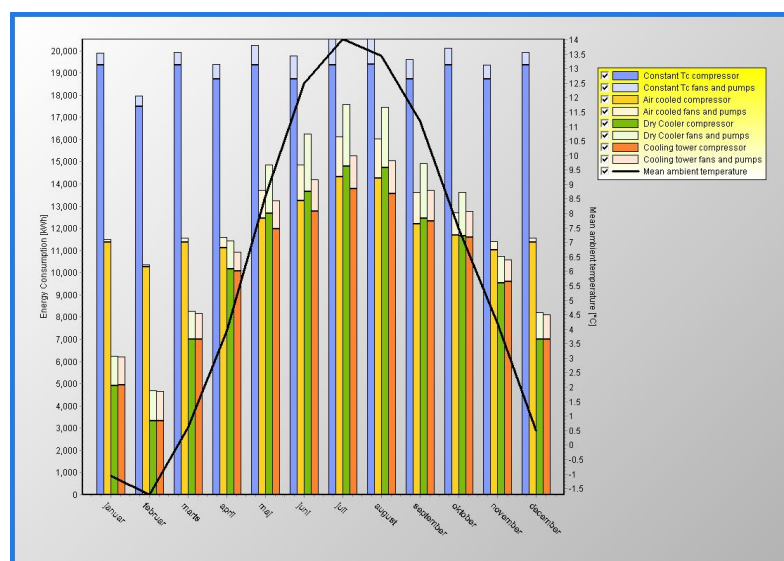
Figur 64: Årsenergiforbrug for lavenergihus.

Det ses af figur 63, at energiforbruget er størst om sommeren, og at køletårssystemet bruger mindst energi, især om sommeren, hvor der er den største temperaturforskel mellem den våde og tørre temperatur.

	Constant Tc (reference)	Air cooled	Dry Cooler	Cooling tower
Load fulfillment				
% of time:	100.0	100.0	100.0	100.0
% of energy:	100.0	100.0	100.0	100.0
COP				
Average COP [-]:	3.20	3.93	3.53	3.99
Mechanical [-]:	3.20	3.93	3.53	3.99
When free cooling [-]:	-	-	NAN	NAN
Energy consumption				
Pumps and fans [kWh]:	317	63	279	349
Compressor [kWh]:	2,033	1,850	1,855	1,538
Total [kWh]:	2,349	1,913	2,134	1,887
Savings				
Yearly energy savings [kWh]:	-	436	216	462
Yearly energy savings [%]:	-	18.6	9.2	19.7

En økonomisk analyse af ovenstående vil vise, at det ikke kan betale sig at lave en merinvestering i system 2,3 og 4. Disse systemer er dyrere end system 1, og en livscyklusanalyse viser, at energibesparelsen ikke vil kunne tjene merinvesteringen hjem på system 2-4 i forhold til system 1.

13.5 Case 4: København, konstant kuldeprofil =100 kW

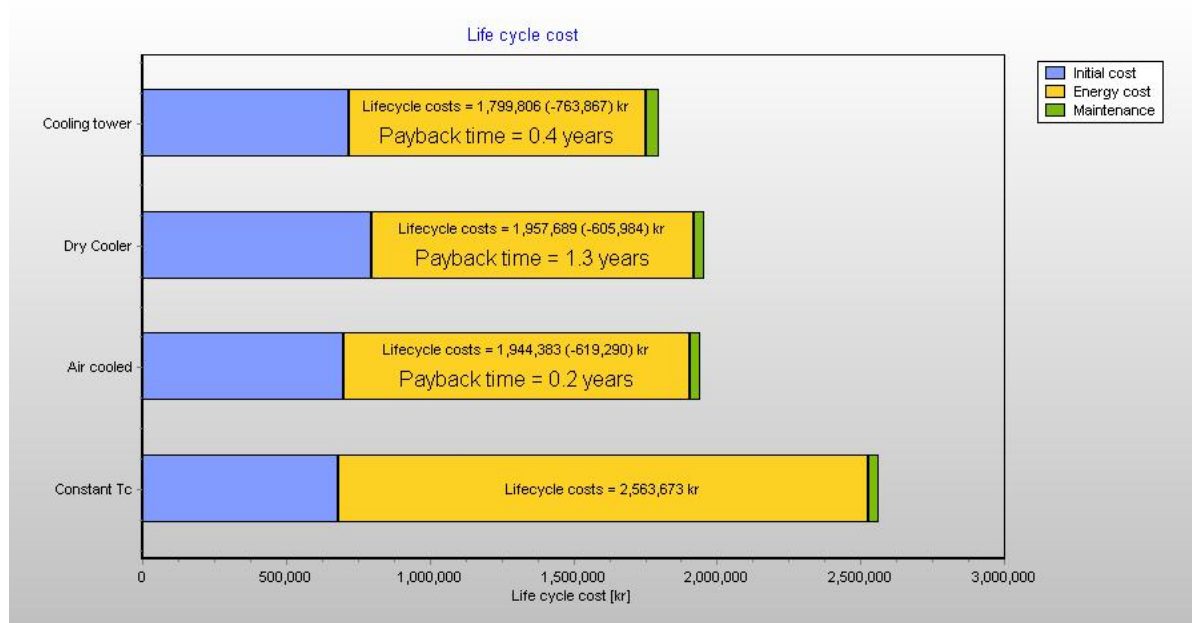


Figur 65: Årsenergiforbrug med konstant kuldeydelse, København.

Figur 65 viser årsenergiforbruget ved en konstant kuldeydelse på 100 kW med en placering i København. Resultaterne er opsummeret i nedenstående tabel.

	Constant Tc (reference)	Air cooled	Dry Cooler	Cooling tower
Load fulfillment				
% of time:	100.0	100.0	100.0	100.0
% of energy:	100.0	100.0	100.0	100.0
COP				
Average COP [-]:	3.69	5.65	6.07	6.59
Mechanical [-]:	3.69	5.65	5.09	5.55
When free cooling [-]:	-	-	38.01	38.01
Energy consumption				
Pumps and fans [kWh]:	9,401	10,447	22,375	14,872
Compressor [kWh]:	227,822	144,568	121,878	117,965
Total [kWh]:	237,222	155,016	144,253	132,837
Savings				
Yearly energy savings kWh]:	-	82,207	92,969	104,385
Yearly energy savings [%]:	-	34.7	39.2	44.0

Der er ikke den store forskel i energibesparelsen på system 2-4 på grund af den lille forskel mellem tør og våd temperatur i Danmark.



Figur 66: Livscyklusanalyse over 10 år.

Ovenstående figur 16 viser en livscyklusanalyse af de 4 systemer. Energiforbruget har her så stor betydning, at det kan retfærdiggøre en merinvestering i system 2-4.

13.6 Delkonklusion

Der er gennemført simuleringer i PackCalc II på 4 forskellige slags varmeafgiver-systemer, og årsenergiforbruget er sammenlignet. Køletårnet har sine fordele i områder med stor forskel mellem tør og våd temperatur. Driftsprofiler med konstant belastning hen over året favoriserer de system 2-4. Driftsprofiler med lokale spidsbelastninger favoriserer system 1 på grund af investeringsomkostninger og et lavt energiforbrug.

Der er udviklet et beregningsværktøj til PackCalc II, hvor man sammenligner forskellige varmeafgiver-systemer på årsenergiforbrug samt lave livscyklusanalyser. Omkostninger til kemikalier, regnvand, spædevand samt salt kan indtastes i programmet samt priser på regnvandstanke, således at det indgår i den totale livscyklusanalyse. Værktøjet vil derfor kunne anvendes ved valg af et varmeafgiver-system i en projekteringsfase eller ved ombygning af et køleanlæg. Hvilket system skal vælges for at minimere driftsomkostningerne og livscyklusomkostningerne? Priser på udstyr og vand er ikke medtaget i rapporten af konkurrencemæssige årsager.

Brugerne af programmet opfordres derfor selv til at søge priser på udstyr.

14 Konklusion

Denne rapport beskriver det teoretiske og praktiske arbejde, der er udført for at kunne designe og fremstille ”Fremtidens køletårn”. Der er gennemført CFD-beregninger for at opnå optimal vandfordeling over de skråtstillede plader, samt CFD-beregning af luftflowet gennem køletårnet for at opnå en god luftfordeling.

Der er ligeledes lavet indledende forsøg på en enkelt plade for at kunne etablere et designgrundlag til fremstilling af pilotskala-køletårnet. Ud fra disse målinger er der lavet et pilotskala-tårn. Her er der ligeledes gennemført målinger med ydelser op til 100 kW. Der er fundet god overensstemmelse mellem de målte værdier samt de teoretiske værdier for henholdsvis ydelse og tryktab gennem køletårnet.

Tårnet har ingen aerosoldannelse, hvilket betyder, at risikoen for spredning af legionellabakterier er minimal. Dette åbner for nye anvendelsesområder af det udviklede køletårn. I beboelsesområder kan der være forbud mod at opstille køletårne på grund af faren for legionella, hvor det nye køletårnsprincip i fremtiden antageligt vil kunne anvendes.

Ved at anvende regnvand i stedet for postevand kan der opnås store driftsbesparelser på køletårne. Regnvandet er ligeledes blødt, hvorfor der kan spares på blødgøringsanlæg. Der er udviklet et koncept til opsamling af regnvand fra hustage, der akkumuleres i regnvandstanke og anvendes til spædevand til køletårne.

Slutteligt er der lavet køletårnsmodeller, som er blevet implementeret i PackCalc II. Der er ligeledes implementeret modeller for vandforbrug og kemikalieforbrug (biocider, korrosionsbeskyttelse), således at de totale driftsomkostninger beregnes. Det er ligeledes muligt lave en økonomisk analyse af, hvilke fordele det giver at opsamle regnvand fra hustage og akkumulere regnvand i regnvandstanke og anvende det som spædevand til køletårnet.

Programmet kan downloades fra følgende hjemmeside:

<http://www.ipu.dk/IPU-Teknologiudvikling/Koele--og-energiteknik/Downloads/PackCalculation.aspx>

En stor tak rettes til projektdeltagerne samt Morten Juel Skovrup, IPU.

15 Referencer

1. Chantal Mantouk, "*Energy performance of a new designed cooling tower with zero aerosol formation*" 2007, ICR07-B2-1591, International Conference of Refrigeration. Beijing.
2. Mohiuddin et Al "*Knowledge base for the systematic design of wet cooling towers Part I: Selection and tower characteristic*", International Journal of Refrigeration Vol 19, No 1, p.43-51, 1991.
3. Daeil Aqua Co., Ltd. "*Cooling Tower Thermal Design Manual*" 2003.
4. ASHRAE Guideline 12-2000: "*Minimizing the risk of legionellosis associated with building water systems*".
5. H.W Stanford, 2003: "*HVAC Water Chillers and Cooling Towers, Fundamentals, Application and Operation*".