



Slutrapport: 346-032

---

## Direkte kontaktvarmeveksler med isgenerering (DCHI)

---

**Titel:**

Direkte kontaktvarmeveksler med isgenerering (DCHI) – Slutrapport

**Udarbejdet for:**

ELFORSK

**Udarbejdet af:**

Teknologisk Institut  
Køle- og Varmepumpeteknik  
Gregersensvej 2  
2630 Taastrup

April 2018

**Forfatter:**

Hans Madsbøll

## Indholdsfortegnelse

1. Resumé.....	4
2. Indledning og baggrund .....	6
3. Projektforløb .....	10
4. Projektindhold.....	11
4.1. Design af fordamper .....	11
4.2. CFD-simuleringer af fordamperkonfigurationer .....	11
4.2.1. Benchmark-beregninger.....	13
4.2.2. Designforslag .....	14
4.3. Opsummering af resultater .....	18
4.3.1. Vurdering af det endelige design .....	19
5. Tegninger og modeller af fordamper .....	24
6. Indkøring og indledende test .....	26
7. Test og optimering af vandtilførsel.....	32
7.1. Vandtilledning via perforerede plader .....	32
7.2. Vandtilledning via dyser i bunden af beholderen .....	34
7.3. Målinger af driftsbetingelserne .....	40
8. Isdannelse på overflader .....	44
9. Dråbeseparering.....	45
10. Dynamisk test og nødstop .....	48
11. Formidling .....	49

## 1. Resumé

Projektets formål var at videreudvikle vanddampsteknologien til at omfatte muligheden for at producere is ved vands trippelpunkt – ca. 6 mbar absolut tryk. Metoden omtales derfor ofte som vakuumproduktion. Baggrunden er, at denne teknologi vil have en række anvendelsesmuligheder, bl.a.:

- Havvand vil kunne udnyttes som varmekilde til store fjernvarmevarmepumper året rundt, og det samme gælder spildevand.
- Termisk lager i forbindelse med variationer i vedvarende energikilder – f.eks. til fjernkøling, industrielle processer, fødevarer, m.m.
- Til direkte køling af fødevarer ved immersion.
- Opkoncentrering af fødevarer/spildevand ved frysekoncentrering.
- Kunstig sne til skisportssteder.

Den kommercielle prototype af en vanddampchiller beregnet til afkøling af vand er udgangspunktet for udviklingen af en direkte kontaktvarmeveksler med mulighed for isgenerering. Denne chillerprototype var oprindeligt forventet frigivet til produktion i løbet af 2014, men fieldtesten af enheden er blevet en del forsinket, så frigivelsen er først sket her i starten af 2018.

På grund af det nære slægtskab med chilleren, var forudsætningen, at de geometriske størrelser af fordamperen (højde og diameter) skulle være identiske med chillerfordamperen, så der kunne designes en standardenhed med udskiftelig fordamper afhængigt af anvendelse.

Konsekvensen af disse krav har været en væsentligt større energitæthed end i tidligere anlæg baseret på centrifugalkompressorer – f.eks. det tidligere Augustenborg-anlæg. Det har naturligt givet større udfordringer med hensyn til at holde vand/is-blandingen tilstrækkeligt homogent mikset, så den kunne pumpes ud fra beholderen, samt at skabe en tilstrækkelig fri overflade til at danne iskrystaller ved den givne kapacitet.

Under projektarbejdet har der derfor været et stærkt fokus og været ydet en ekstra indsats på netop disse to emner.

Fordelersystemet af vandet til fordamperen har været testet i tre versioner:

1. Via perforerede plader i toppen af fordamperen efter samme princip som chilleren. Det gav så mange dråber/iskrystaller, at dråbefanget ikke fungerede tilstrækkeligt effektivt.
2. Via dyser i 'sumpen' i bunden af beholderen i en del forskellige indstillinger. Det gav dog ikke en tilstrækkelig fri overflade til at danne iskrystaller. Der frøs ret hurtigt en fast overflade på vandet.
3. En kombination af dyser i 'sumpen' og et antal frie dyser over vandoverfladen. Forskellige dyser/fordelere blev testet. Det virker til at være metoden til at skaffe en tilstrækkelig fri overflade.

Knockoutpladerne til dråbeseparering, som oprindeligt var designet til chillerapplikationen, blev testet på isgeneratoren. Det viste sig, at ved et passende vandfordelersystem, så

fungerede knockoutpladerne også tilfredsstillende til at separere iskrystallerne og ligeledes beskytte kompressoren under disse forhold.

I tilfælde af pumpefejl, fejl i opblanding m.m. kan det ske, at hele fordamperen fryser til, så anlægget skal stoppes hurtigst muligt. Testene har identificeret et brugbart signal til at indikere denne situation – nemlig indløbstemperaturen til kompressoren. Kompressoren staller i tilfælde af tilfrysning, så indløbstemperaturen stiger kraftigt og kan således benyttes som indikator. Energiindholdet i 80 °C varmt vand svarer nogenlunde til smeltevarmen for samme mængde is – maksimalt ca. en kubikmeter. En strategi for optøning kunne være 2-4 batchkørsler, hvor 70-80 °C varmt vand (f.eks. fjernvarme frem) ledes ind i bunden af beholderen, og smeltevandet pumpes ud.

Det har desværre ikke været muligt inden for projektets rammer at teste forskellige overfladebehandlinger som oprindeligt planlagt, da der har været forøget fokus på at etablere en tilstrækkelig opblanding og en fri overflade.

Formidlingen af projektet og dets resultater er bl.a. sket på Energiens Topmøde 2015, under ELFORSK's stand, hvor den fælles stand med JCI og Teknologisk Institut havde mange interesserede besøgende i løbet af dagen. Desuden bevidnede ca. 40 deltagere på Teknologisk Instituts temadag 'Avanceret Energilagring' en testkørsel med isfremstilling. JCI har haft sælgerintroduktion og -møde for knap tyve af deres sælgere.

## 2. Indledning og baggrund

Fjernvarmeforsyningerne står over for store udfordringer i forbindelse med en udfasning af fossile brændsler og søger alternativer, der kan realiseres inden for overskuelig fremtid. Et af disse alternativer er implementeringen af store eldrevne varmepumper, hvorved energiforbruget forskydes fra fossile brændsler til el. Som varmekilde til disse varmepumper kan anvendes udeluft, havvand, diverse spildvarme, grundvand, geotermik, etc. – hver med deres fordele og ulemper, dynamik og årstidsvariationer.

De lettest tilgængelige er luft og vand, men begge lider af den gene, at energiindholdet er lavest, når behovet er størst (vinterhalvåret). Specielt gælder det for havvandsbaserede varmepumper, hvor energien hentes ved at afkøle havvandet – typisk ca. 5-10 °C. I vinterhalvåret, hvor vandtemperaturen kun er nogle få plusgrader, vil vandet fryse i traditionelle varmevekslere, og det vil være nødvendigt at stoppe driften. Et vanddampbaseret isgeneratoranlæg med direkte kontaktvarmevekslere vil afhjælpe netop den situation og vil kunne holde varmepumpen i drift hele vinteren igennem – og endda med god COP, da varmen hentes ved konstant ca. 0 °C, hvor havvand fryser. Potentialet for de havvandsbaserede varmepumper til fjernvarme er bl.a. angivet i rapporten 'Store varmepumper i fjernvarmeforsyningen' fra Energistyrelsens rejsehold for store varmepumper samt i rapporten 'Udredning vedrørende varmelagringsteknologier og store varmepumper til brug i fjernvarmesystemet' fra projektgruppens leder, PlanEnergi.

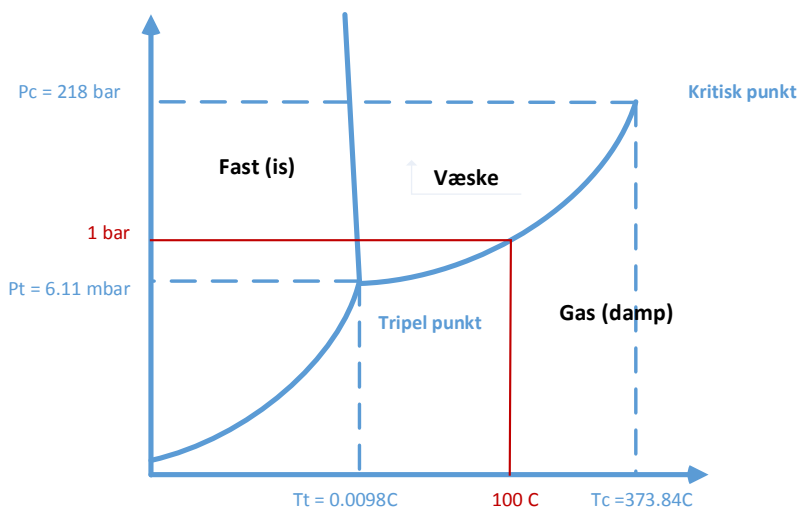
Teknologien vil desuden have en række andre anvendelsesmuligheder såsom termisk lager, fjernkøling, immersion af fødevarer i sjapis, frysekoncentrering, kunstig sne til skisportssteder osv.

I vanddampanlæg benyttes direkte kontaktvarmevekslere – en type varmeveksler, hvor varmevekslingen sker direkte mellem den involverede væske og dampen, der sendes til kompressoren. Der er således ikke nogen fysisk adskillelse mellem den væske, der afkøles, og selve kølemidlet – eller det medie, der indgår i den termodynamiske proces (kompression m.m.). Typen er meget anvendt i flash-fordampere til for eksempel drikkevandsfremstilling, inddampning etc., og kondensatortypen anvendes f.eks. i kraftværker, hvor dampen fra turbinerne kondenseres direkte på f.eks. havvand/flodvand.

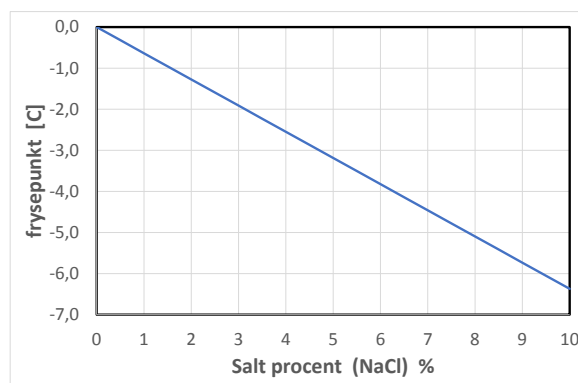
Vands kogepunkt er trykafhængigt, så ved at sænke trykket, sænkes kogepunktet ligeledes, og ved et absolut tryk på ca. 6,15 mbar når kogepunktet 0 °C, hvor der begynder at ske frysning. Dvs. ved dette tryk eksisterer alle tre faser samtidig. Punktet kaldes derfor trippelpunktet, og det er her, processen i isgeneratoren foregår, som vist i Figur 1. Denne figur gælder for helt rent vand. Hvis der i stedet benyttes havvand, sker der en frysepunktsændring, som afhænger af molindholdet af de salte, der er opløst. I de fleste tilfælde vil NaCl være det dominerende for havvand, og Figur 2 viser, hvordan frysepunktet for havvand afhænger af saltprocenten, forudsat at det udelukkende er NaCl.

Ved kysten langs de indre danske farvande er saltprocenten typisk 1-2 %, mens den ved Vesterhavet ligger på 3-3,5 %. Det betyder, at trippelpunktet i Figur 1 forskydes lidt ned langs den linje, der skiller den faste fase fra dampfasen. Denne frysepunktsændring har betydning for anlæggets COP, da den forøger det nødvendige temperaturløft tilsvarende – altså typisk ca. 1 °C i de indre farvande og typisk ca. 2 °C langs Vesterhavet.





**Figur 1** Fasediagram for vand. Processen med isdannelse i direkte kontaktvarmeveksler foregår i trippelpunktet.

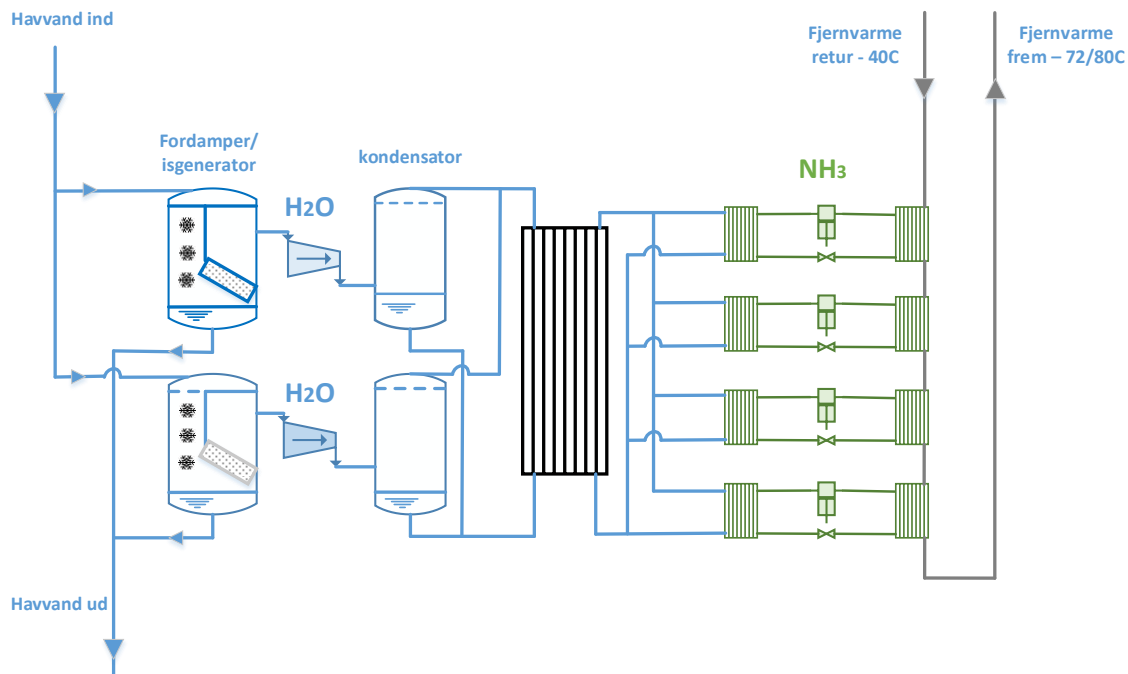


**Figur 2** Frysepunktssænkning som funktion af saltprocenten af havvand.

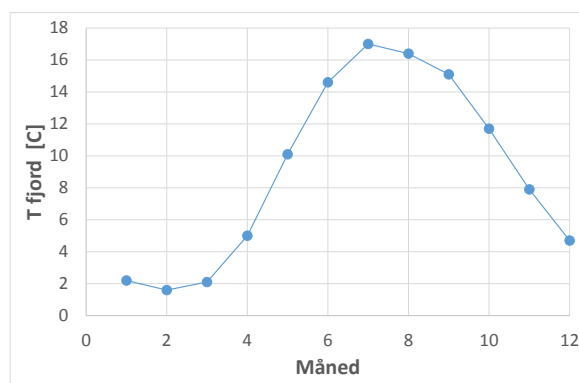
I forbindelse med projektpartneren Augustenborg Fjernvarme blev der i 2014 og i 2015 udarbejdet mere detaljerede anlægssforslag, og der blev foretaget beregninger på energioekonomi over året.

Der er tale om et kaskadeanlæg, hvor vanddampanlægget sørger for temperaturløftet fra ca. 0 °C til ca. 25 °C, og et NH<sub>3</sub>-anlæg sørger for det resterende temperaturløft til ca. 70 °C.

Der findes målinger for havvandstemperaturen i Augustenborg Fjord fra det tidligere anlæg, jf. Figur 3. Der er en forholdsvis stor afstand fra Fjernvarmeværket til vandindtaget – ca. 500 m – så vandmængden svarer til en afkøling af havvandet på ca. 10 °C . Det vil i dette tilfælde svare til, at der dannes is i en eller anden koncentration i ca. syv af årets 12 måneder.



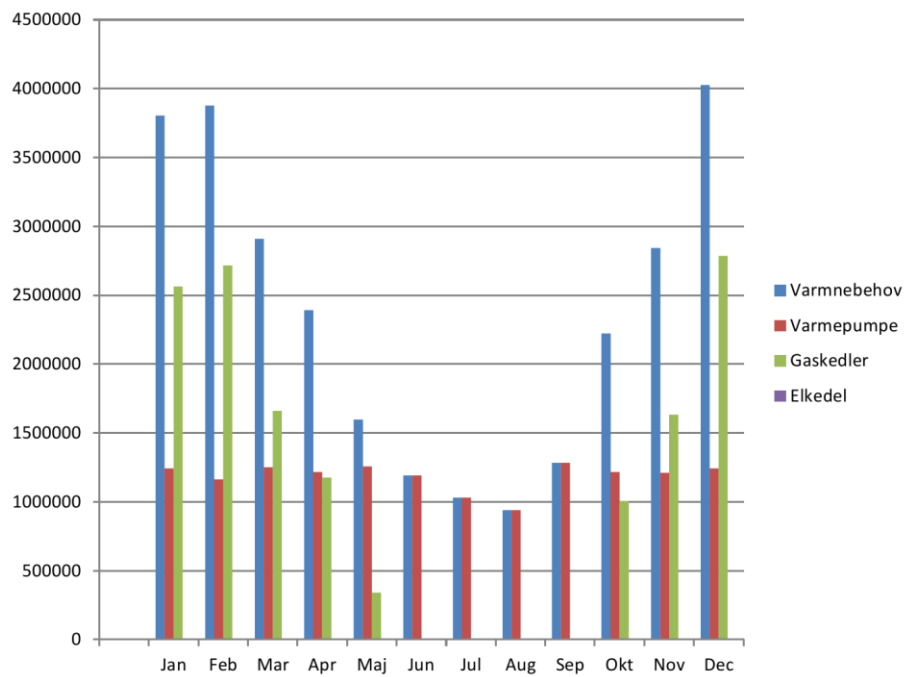
**Figur 3** Principskitse af havvandsbaseret varmepumpe til Augustenborg Fjernvarme – et kaskadeanlæg bestående af vanddampanlæg og et ammoniakanlæg.



**Figur 4** Månedlig gennemsnitstemperatur af vandet i Augustenborg Fjord.

På Figur 5 er det vist, hvordan varmepumpeanlægget bidrager til at dække varmebehovet for Augustenborg Fjernvarme. I alt cirka halvdelen af årsbehovet kan dækkes af en varmepumpe, resten dækkes af en gaskedel.





**Figur 5** Varmepumpen vil kunne dække en stor del af varmebehovet for Augustenborg Fjernvarme. Enheden er MWh varme.

### 3. Projektforløb

De første faser i projektet med design og dimensionering af fordamper og isgenerator blev gennemført i henhold til den oprindelige tidsplan, men selve konstruktionen og fremstillingen af beholderen har ikke fulgt tidsplanen.

Projektet er knyttet tæt til kommercialisering af den nyudviklede aksialvanddampkompressor hos JCI, og ved projektansøgningen var dette forudsat gennemført i løbet af 2014.

Der har imidlertid være forskellige forsinkelser og tekniske udfordringer, der har gjort, at gennembruddet faktisk først er kommet her i starten af 2018.

Det har haft konsekvenser for nærværende projekt, og det har betydet gentagne udsættelser af projektet. Projektet blev i 2016 startet op hos JCI, men blev ret hurtigt stoppet igen.

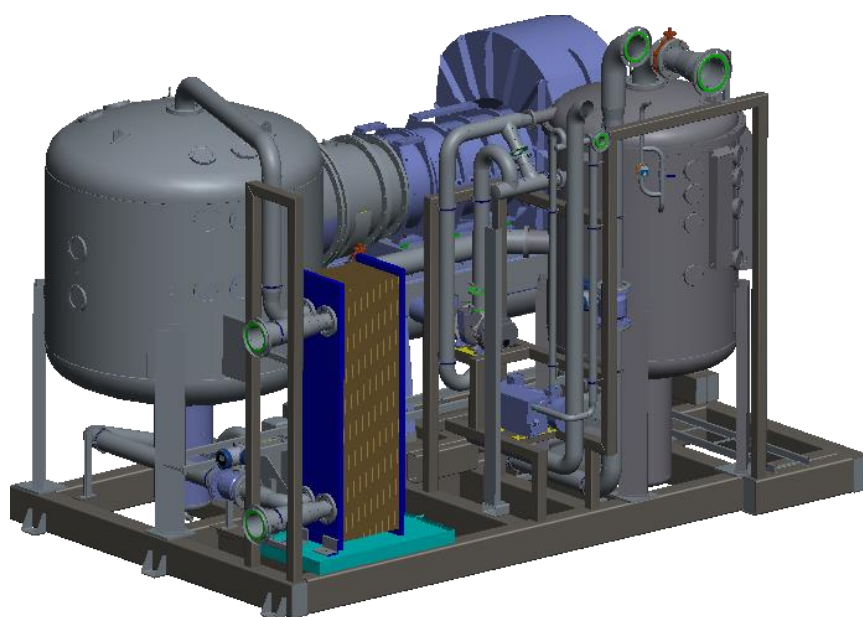
Som følge af dette blev der året efter i stedet lavet en underaftale mellem Johnson Controls Køleteknik og Egå Smeden angående leverance af fordamper. Beholderen blev leveret og installeret i starten af 2017, og de indledende test og dele af testrunderne af vandfordelingen foregik umiddelbart efter i maj 2017.

Desværre blev projektet i den forbindelse ramt af et kompressornedbrud med efterfølgende reparation og revision af sikkerhedskredse m.m. til følge. Genstarten skete i oktober 2017, hvorefter der er gennemført en række testrunder og foretaget ændringer og justeringer af fordamperen.

## 4. Projektindhold

### 4.1. Design af fordamper

De overordnede dimensioner af fordamperen svarer til de tilsvarende for den kommercielle prototype installeret hos en stor jysk industrivirksomhed. Ideen er, at der laves fælles bundramme, installation, instrumentering og styring, så det er en variant af vanddampchilleren.



**Figur 6** Layout af JCI's kommercielle prototype af den udviklede vanddampkompressor og -chiller med direkte kontaktvarmeveksler til afkøling af vand (kilde: JCI). Ideen er, at denne chillerfordamper umiddelbart skal kunne udskiftes med den udviklede isgenerator.

Dvs. højde, diameter, tilledning m.m. er fastlagt på forhånd, og den bundne opgave var at modificere det indre af fordamperen, så isgenereringen kunne håndteres. Gerne så geometrien kunne bruges i begge tilfælde – chillerdrift og isdannelse – men om nødvendigt ved at skifte om mellem to indstillinger.

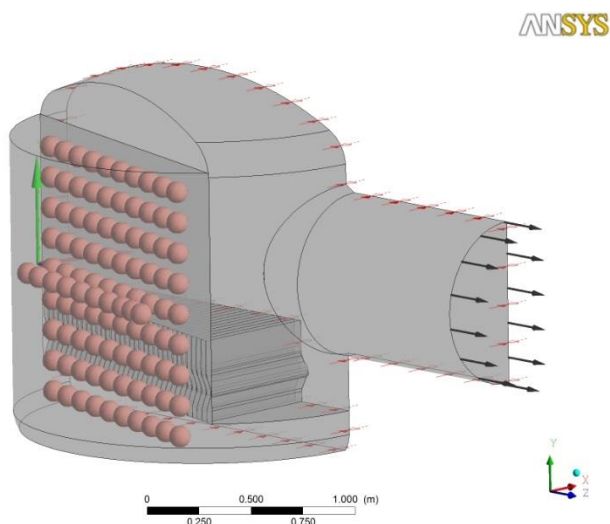
I chilleren sker vandfordeling vha. perforerede plader i toppen af beholderen, som danner vandstråler og vanddråber, og denne metode var også udgangspunktet for isgeneratorversionen.

### 4.2. CFD-simuleringer af fordamperkonfigurationer

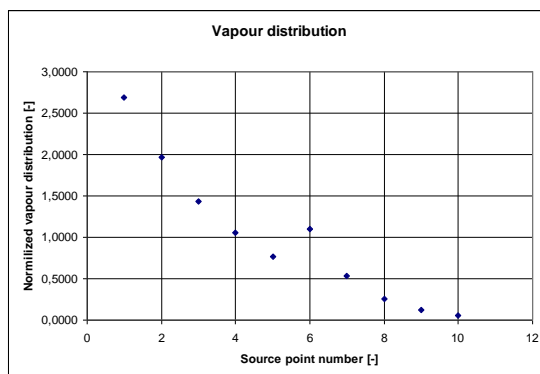
CFD-beregninger er gennemført på fordampergeometrien med det formål at optimere vandfordelingen og minimere trykfald samt maksimere effektivitet af dråbeseparering. Beregningerne er gennemført med den kommercielle kode ANSYS/CFX.

Fordampningen modelleres ved hjælp af 100 jævnt fordelte kildeled i fordamperen. Det antages, at massestrømmen fra kildeleddene aftager eksponentielt i strålens længderetning – dvs. fordelt, som vist i Figur 8 nedenfor. Ved 6. række sidder et net, der findeler dråberne og derfor leder til forøget fordampning. Udgangspunktet for CFD-modellen og dens grænsebetingelser var den eksisterende chillerfordamper, som derfor kunne benyttes som reference og til at verificere resultaterne. Temperaturen blev derfor i første omgang fastsat til 7 °C og massestrømmen til hhv. 0,723 kg/s og 0,325 kg/s. Det svarer til massestrømmen for hver af de to udviklede vanddampkompressorer – alternativt at der er fælles fordamper for to af de mindste kompressorer. Grænsebetingelsen for fordamperudløbet/kompressorindløbet var et statisk tryk på 850 Pa.

CFD-modellen er vist i følgende figur. Beregningerne er gennemført på et halvt (symmetrisk) volumen for at formindske beregningstiden.



**Figur 7 Model af eksisterende chillerfordamper som udgangspunkt for isgenerator-designet. Dampen genereres i 100 punktformige kildeled. Der regnes på en halv model symmetrisk omkring det lodrette plan.**

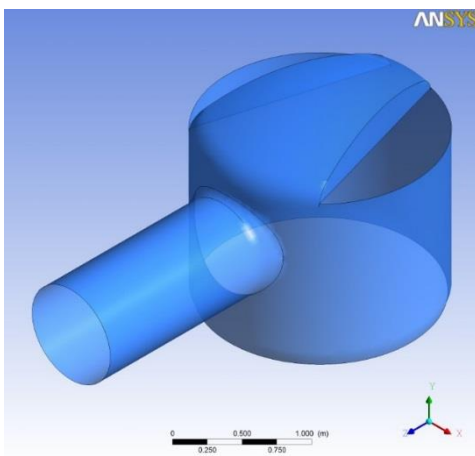


**Figur 8 Fordeling af massestrøm fra kildeleddene. X-aksen viser rækkefølge nummer talt fra oven.**

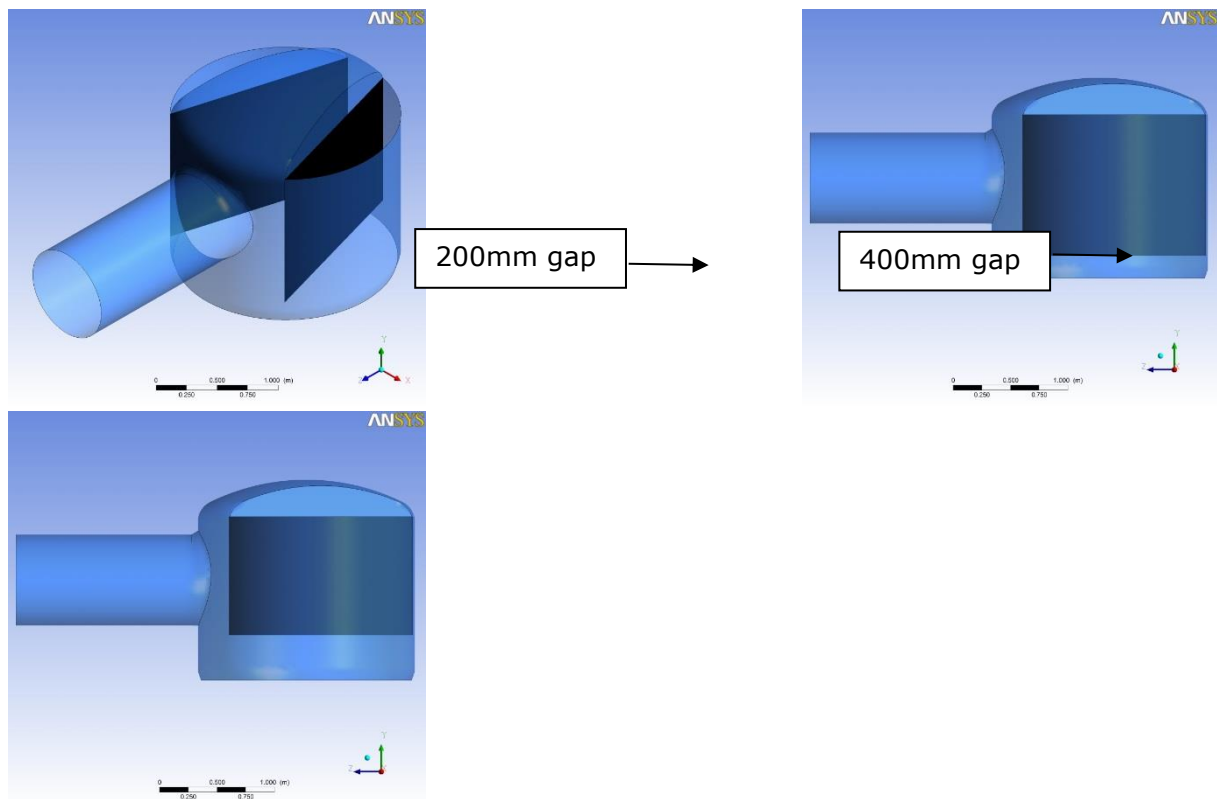
### 4.2.1. Benchmark-beregninger

Indledningsvis blev der gennemført beregninger på fordamperen helt uden interne strukturer og dråbesepareringsplader (knockoutplader) for at undersøge det grundlæggende tryktab i selve konstruktionen med fordampning og kompressorindløb.

Dernæst blev der implementeret interne, lodrette vægge for at undersøge effekten af disse – isoleret set. Beregningerne blev gennemført for afstande mellem bund og intern væg på hhv. 200 mm, 300 mm and 400 mm.



**Figur 9** Grundlæggende fordampergeometri med vandfordeling i begge sider (V-formet).

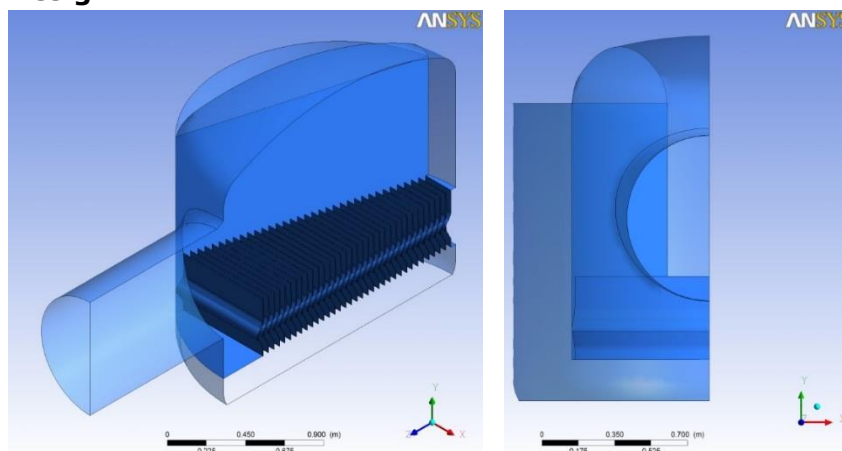


**Figur 10** Fordamperkonfiguration med indbyggede vægge til at adskille sprayområdet fra indsuigningsdelen.

#### 4.2.2. Designforslag

Efter disse indledende undersøgelser blev følgende seks designforslag analyseret i større detalje.

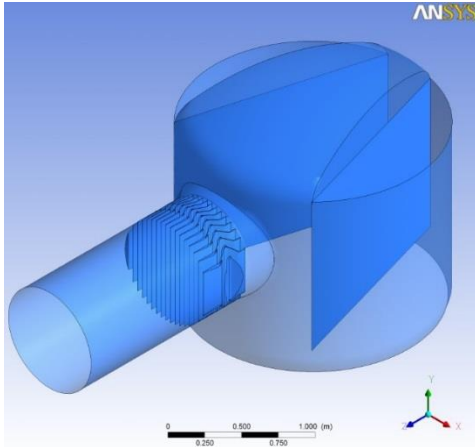
##### Design 1:



Design med afstand på 200 mm mellem intern væg og bund, og knock-outdråbesepareringsplader blev anbragt vandret i bunden, som vist på Figur 11.

**Figur 11** Konfiguration for Design 1.

**Design 2:**

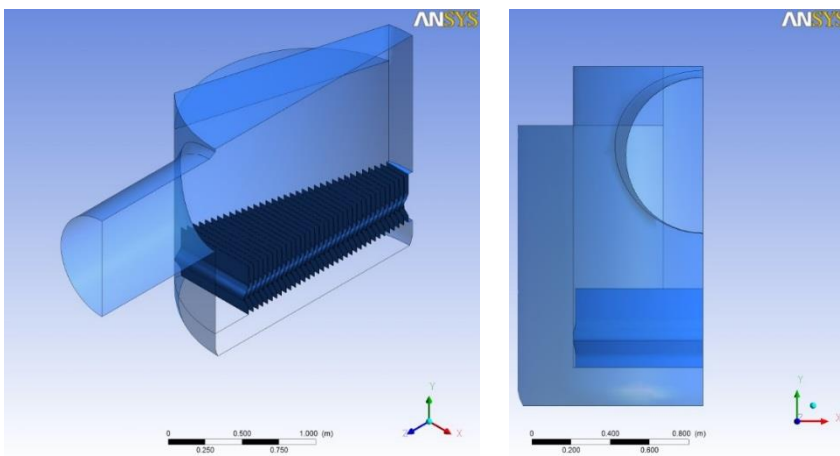


I Design 2 blev afstanden mellem den interne væg og bunden fastholdt på de 200 mm, men knockout-pladerne blev flyttet til kompressorindløbet, som vist på Figur 12.

**Figur 12** Konfiguration for Design 2.

**Design 3:**

Design i princippet som i Design 1, men med kompressorindløbet hævet 400 mm.

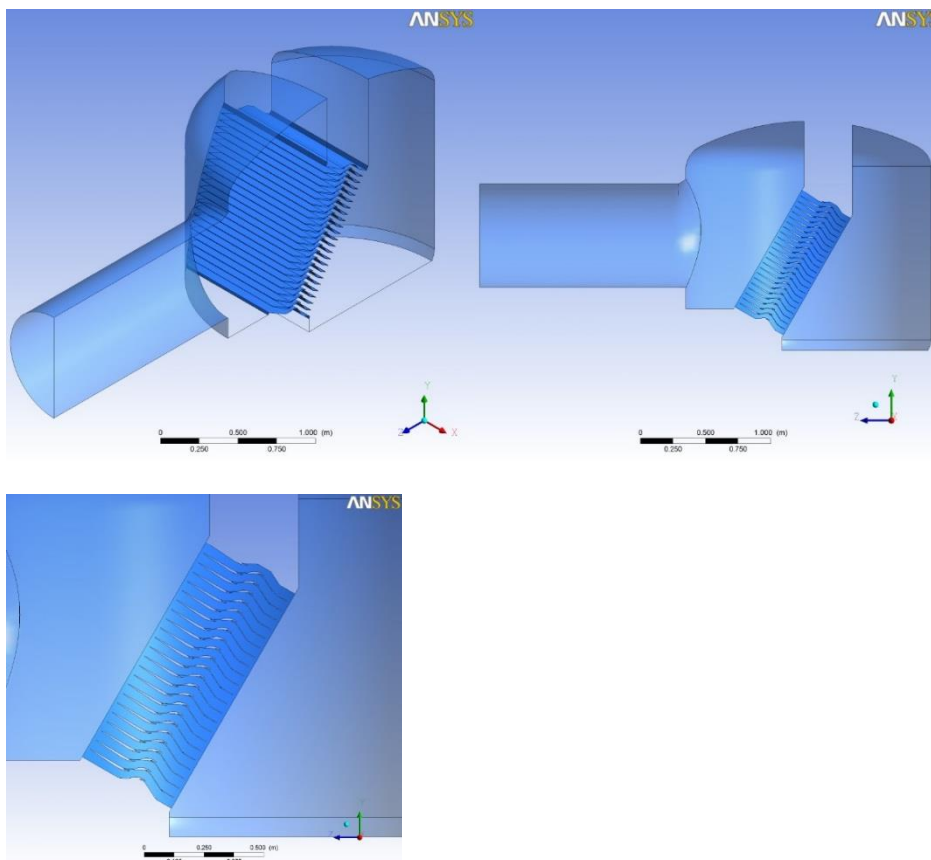


**Figur 13** Konfiguration for Design 3.



**Design 4:**

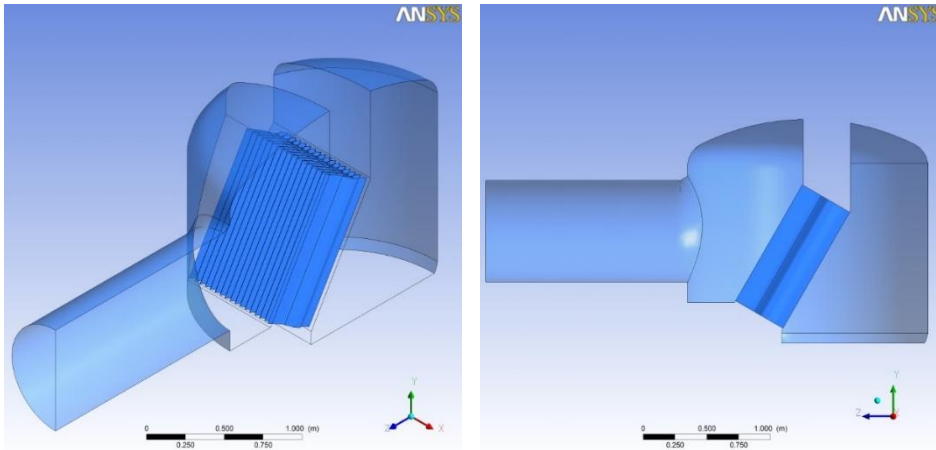
Vandfordelingen flyttes fra siderne til den bagerste del af fordamperen, og knockoutpladerne er placeret i hele fordamperens bredde med en hældning på 30 grader. Baggrunden var, at de interne vægge i de første design gav anledning til temmelig store tryktab og megen hvirveldannelse (ustabilitet i strømmingen).



**Figur 14** Konfiguration for Design 4.

**Design 5:**

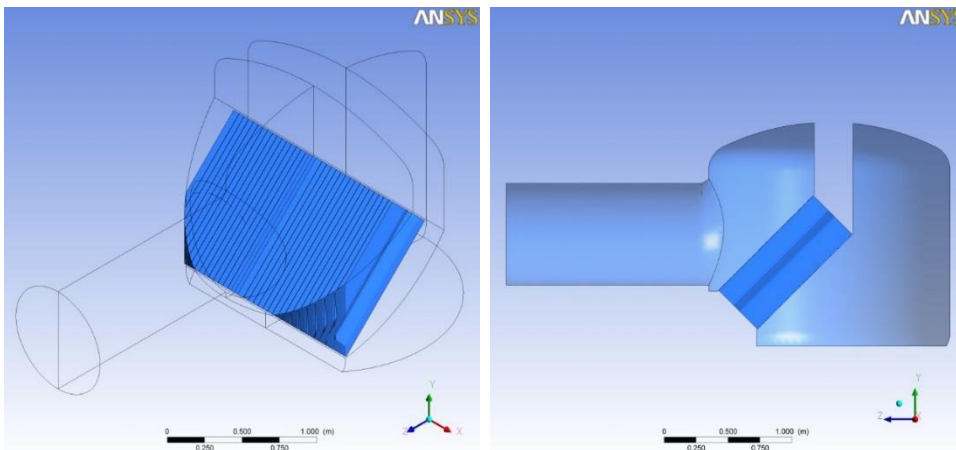
Som Design 4, men med knockoutplader drejet 90 grader.



**Figur 15** Konfiguration for Design 5.

**Design 6:**

Som Design 5, men med 45 graders hældning af knockoutplader i stedet for 30 grader.



**Figur 16** Konfiguration af Design 6.

### 4.3. Opsummering af resultater

Tryk og tryktab i Pa	Ingen interne vægge	Væg med 200 mm afstand	Væg med 300 mm afstand	Væg med 400 mm afstand
Totalt tryk på vandstrålesiden	1075	~1350	~1250	1207
Totalt tryk i kompressorindløb	1024	~1054	~1041	1039
Tryktab	51	~296	~196	153

**Tabel 1 Resultater af indledende undersøgelser (benchmark).**

Af tabellen fremgår, at det giver et forholdsvis stort tryktab at designe med interne vægge, da dampen skal fortage en 180 grades vending i bunden af beholderen.

	No obstructions	Design 1	Design 2	Design 3	Design 4	Design 5	Design 6
Totalt tryk på vandstrålesiden	1075	~1420	~1730	~1320	1112	1116	1135
Totalt tryk i kompressorindløb	1024	~1075	~1054	~1052	1020	1020	1022
Tryktab	51	~345	~676	~268	92	96	113

**Tabel 2 Resultaterne for de seks designforslag.**

Alle design med interne vægge, markeret med gult, viser et vist omfang af flowstabilitet, dvs. at tryktab fluktuerer, og derfor er det gennemsnitsværdier, der er anført i tabellen.

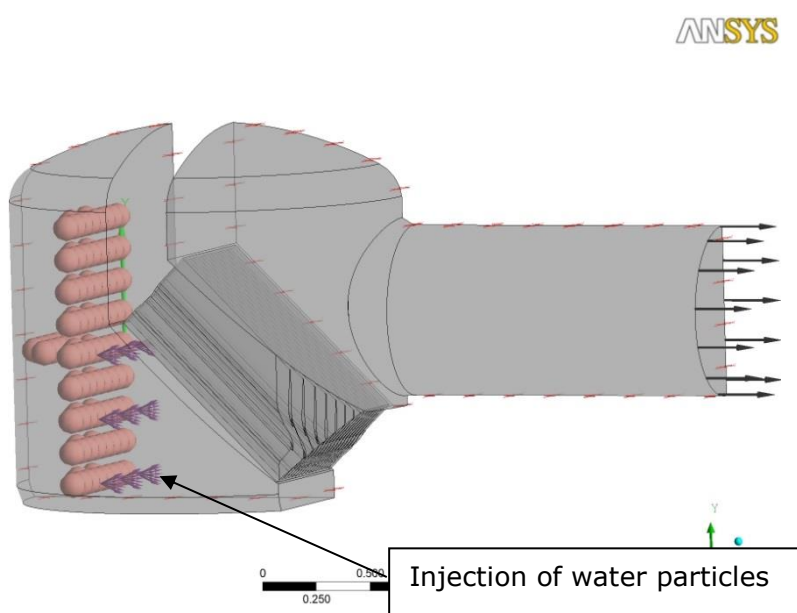
Det blev besluttet at fortsætte med Design 6, hvor knockoutpladerne til dråbesepareringen har en hældning på 45 grader. Tryktabet er marginalt større end ved 30 graders hældning. Til gengæld kan vi forvente, at det vil være noget lettere at fjerne den is, der vil fryse på overfladerne.

Alle beregninger er som nævnt gennemført med en stor volumenstrøm – svarende til den største af de to kompressormodeller, der er udviklet i TI-/Kobe Steel-/JCI-/PC-regi – bl.a. fordi det i første omgang blev antaget, at to af de mindre kompressorer blev monteret på samme fordampner. Dels giver det et direkte sammenligningsgrundlag med tidligere chilmålinger (og god overensstemmelse), dels formindsker det den relative fejlregning af tryktabene.

### 4.3.1. Vurdering af det endelige design

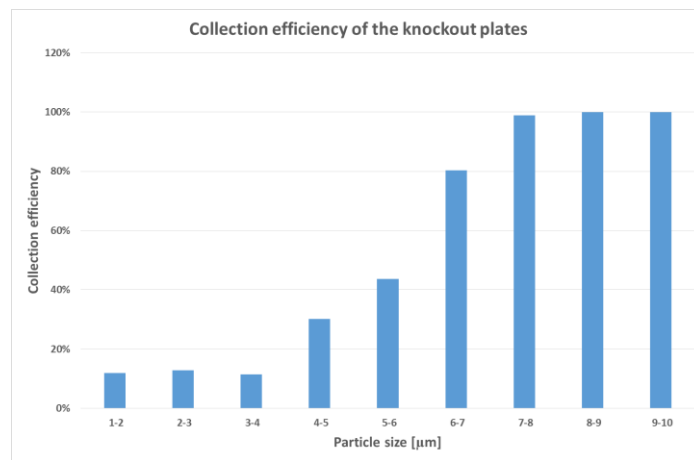
Vurderingen af det endelige design blev foretaget med de grænsebetingelser, der forventes at komme til at gælde ved isdannelse med kun én kompressor tilsluttet – dvs. en massestrøm på ca. 0,224 kg/s ved ca. 0 °C svarende til en kapacitet på ca. 550 kW køling.

Desuden blev der modelleret i alt ni kildeled med vanddråber med variabel diameter for at undersøge effektiviteten af de monterede knockoutplader til dråbeseparering. Placeringen af kildeleddene er vist på figuren nedenfor.



**Figur 17** Den endelige CFD-model af fordamperen.

Afslagspladernes effektivitet – dvs. sandsynligheden for at en dråbe bliver opsamlet i stedet for at passere – afhænger af dråbestørrelsen, hvilket vises i den følgende figur. Alle dråber over ca. 7  $\mu\text{m}$  i diameter bliver samlet op af pladerne, mens størstedelen – ca. 90 % af alle dråber mindre end 4  $\mu\text{m}$  i diameter – får lov til at passere. Det vurderes, at små dråber ikke har en skadelig effekt på kompressoren.



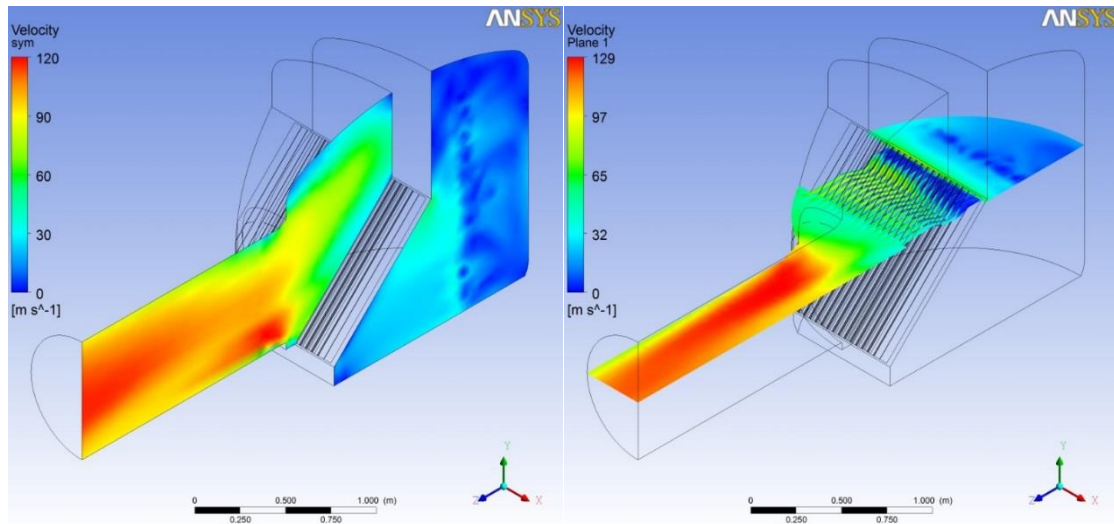
**Figur 18** Knockoutpladernes effektivitet til at opfange vanddråber med diameter i området 1-10 µm.

Tryktabet i Design 6 under de givne grænsebetingelser blev beregnet til ca. 20 Pa – svarende til ca. 0,5 °C i mætningstryk – hvilket er absolut acceptabelt.

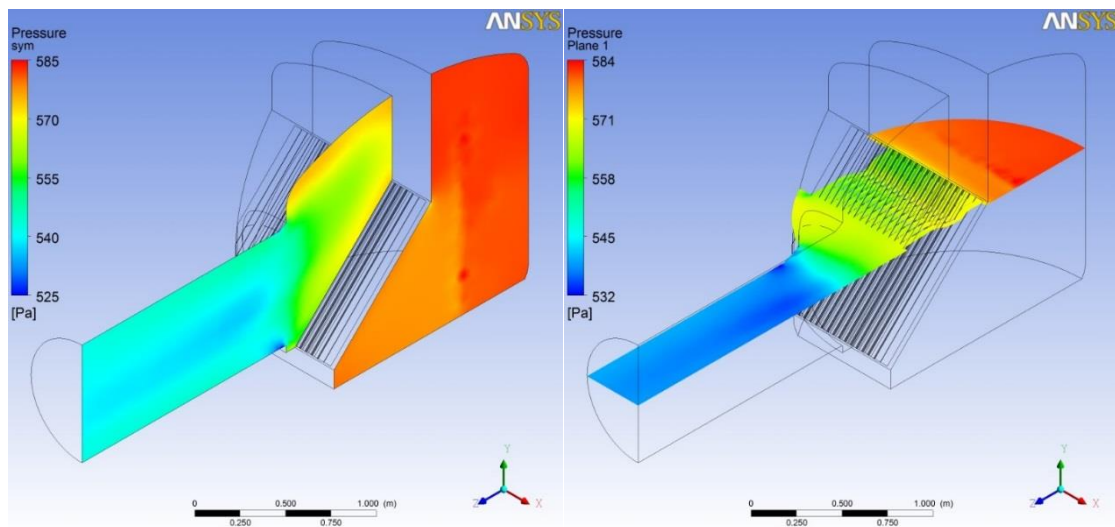
	Design 6
Totalt tryk på vandsiden	585 Pa
Totalt tryk ved udløb	565 Pa
Tryktab	20 Pa

**Tabel 3** Tryktab for Design 6.

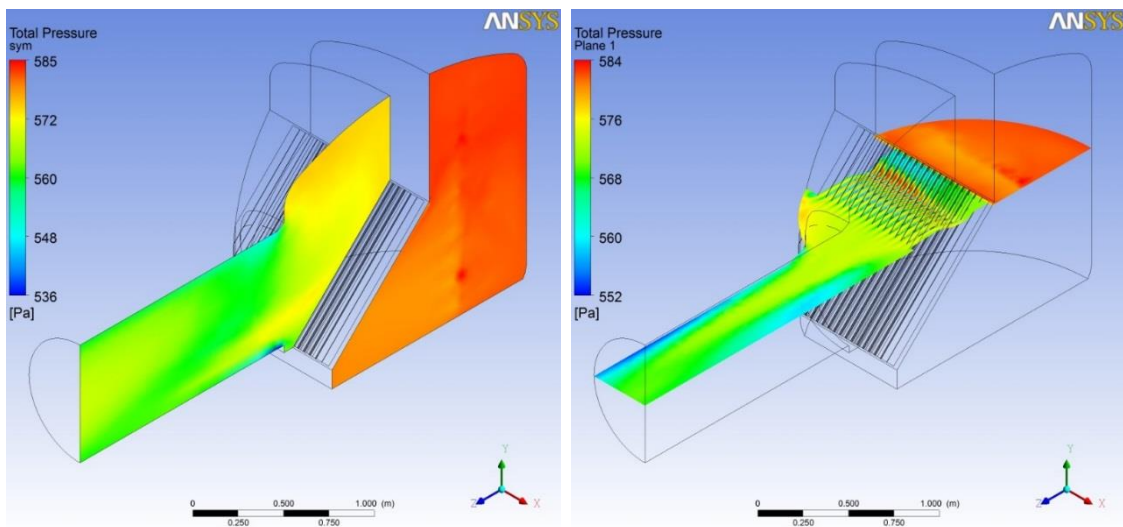
De følgende figurer viser resultaterne fra CFD-beregningerne for fordeling af hhv. damp-hastighed og tryk for Design 6.



**Figur 19** Hastighedsfordeling af dampen i Design 6.



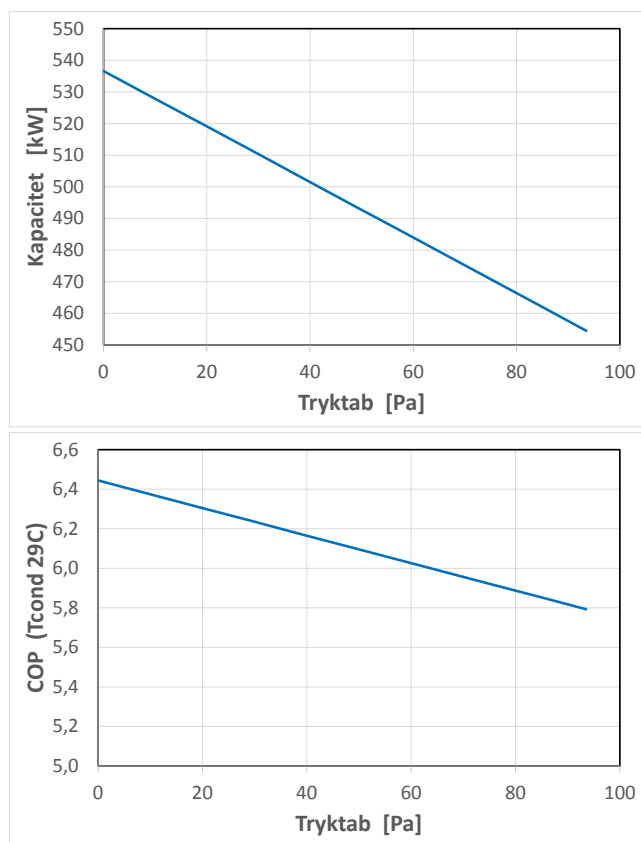
**Figur 20** Fordeling af statisk tryk.



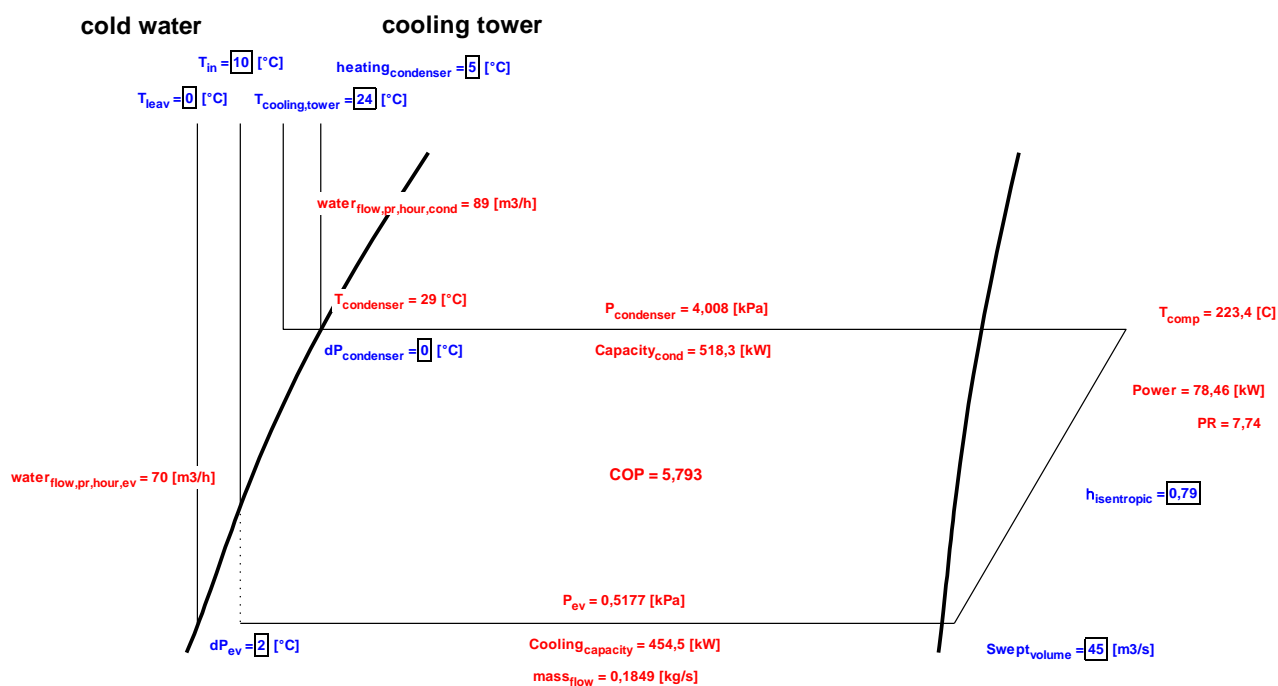
**Figur 21** Totalt tryk i fordamperen.

Konsekvenserne af tryktabet i fordamperen er betydelige for både kapacitet og samlet COP for kølekredsen/varmepumpen. Den følgende Figur 22 viser variationen i kapacitet for en vanddampkompressor som funktion af tryktabet ved trippelpunktet – dvs. isdannelsen af rent vand. Figuren viser ligeledes de tilsvarende værdier for COP under de betingelser, 7-trins vanddampkompressoren skaber mht. trykforhold og kondenseringstemperatur. Alle beregninger er baseret på simple kredsanalyser, som vist i Figur 23.





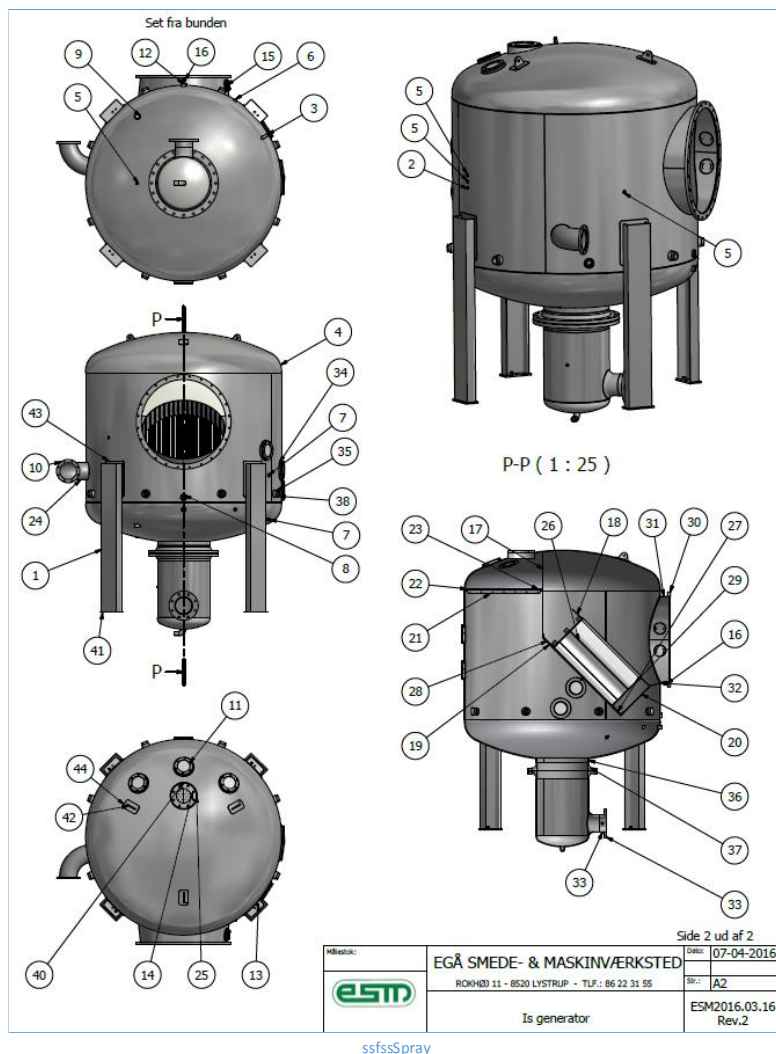
**Figur 22** Variationer i hhv. kapacitet og teoretisk COP som funktion af tryktabet i fordamperen. Et tryktab på 93 Pa svarer til forskel i mætningstemperatur på 2,0 °C .



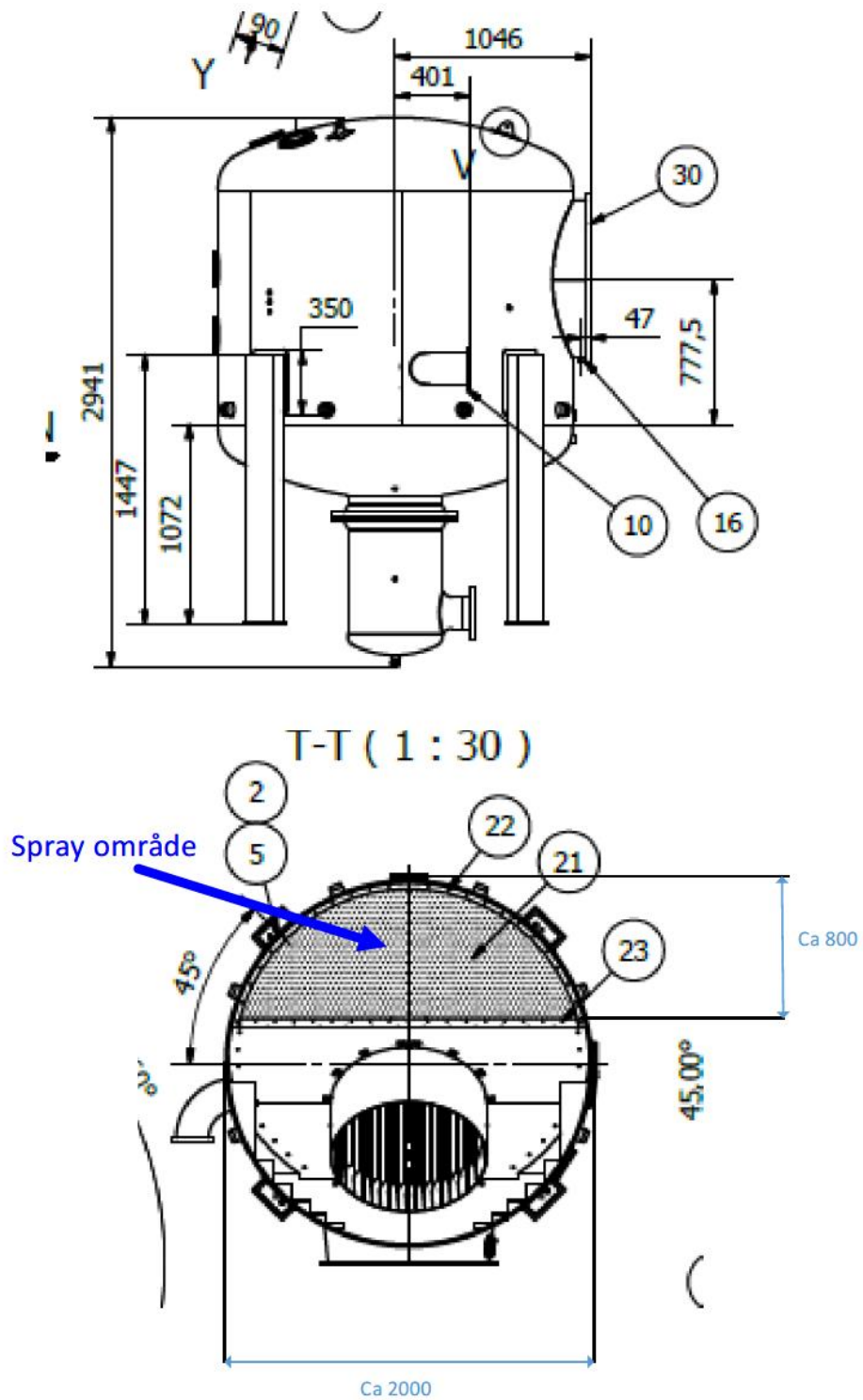
**Figur 23** Simple kredsløbsberegning for vanddampkompression.

## 5. Tegninger og modeller af fordampere

Der blev hos Egå Smeden fremstillet tegninger af fordamperen på basis af Design 6 samt påbegyndt tegninger og modeller hos JCI i Holme.



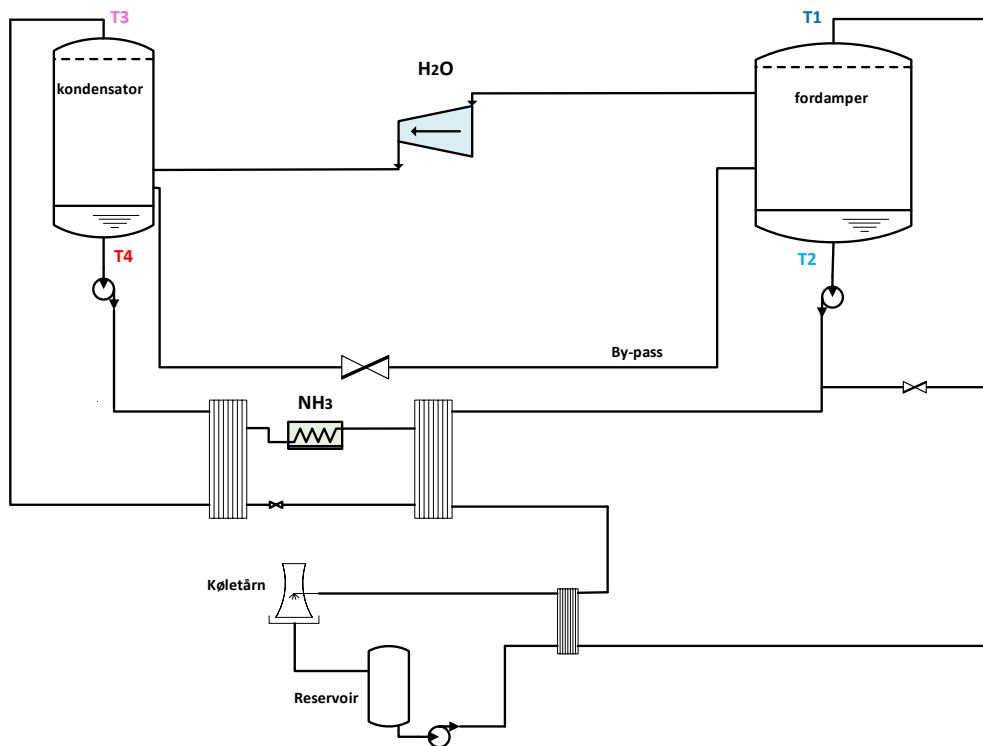
**Figur 24** Model af direkte kontaktvarmeveksler til isgenerering. Den beregnede dråbeseparator er erstattet af en eksisterende model, som er designet til kompressorindløbet på chillerprototypen. Konsekvensen er bl.a., at hastigheden er mere end dobbelt så stort.



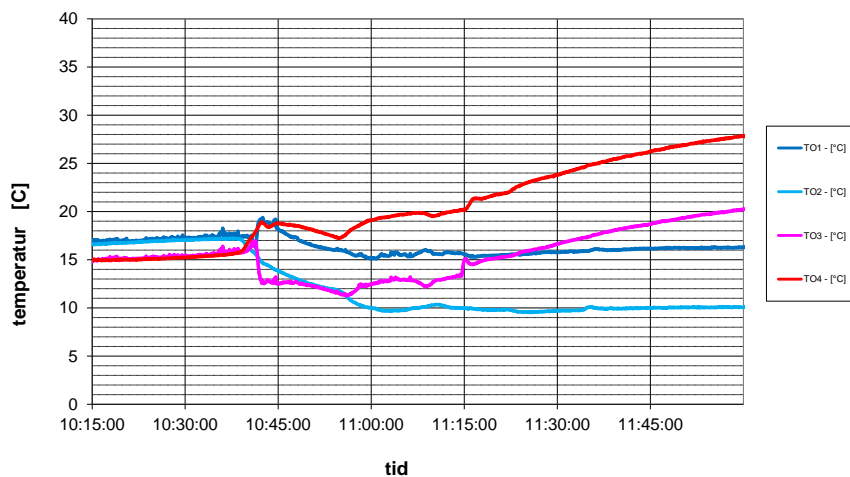
Figur 24 Tegning af isgenerator/direkte kontaktfordamper.

## 6. Indkøring og indledende test

Den eksisterende testrig har været benyttet til detaljerede målinger i forbindelse med udviklingen af de to aksialkompressorer i et tidligere projekt med japanske partnere og JCI. En 2,2 MW ammoniakchiller fungerer som belastning for vanddampkompressoren for at kunne indregulere driftsbetingelserne relativt hurtigt – dvs. i løbet af et par timer. Figur 26 viser et typisk forløb. NH<sub>3</sub>-chilleren kan kapacitetsreguleres i intervallet ca. 700 kW til ca. 2200 kW, hvilket er passende til de udviklede vanddampkompressorer ved chillerbetingelser – dvs. ca. 7 °C afgangstemperatur.



**Figur 25** Eksisterende testrig til kompressorperforancetest. Ammoniakchilleren på godt 2 MW fungerer som last for vanddampkompressoren.

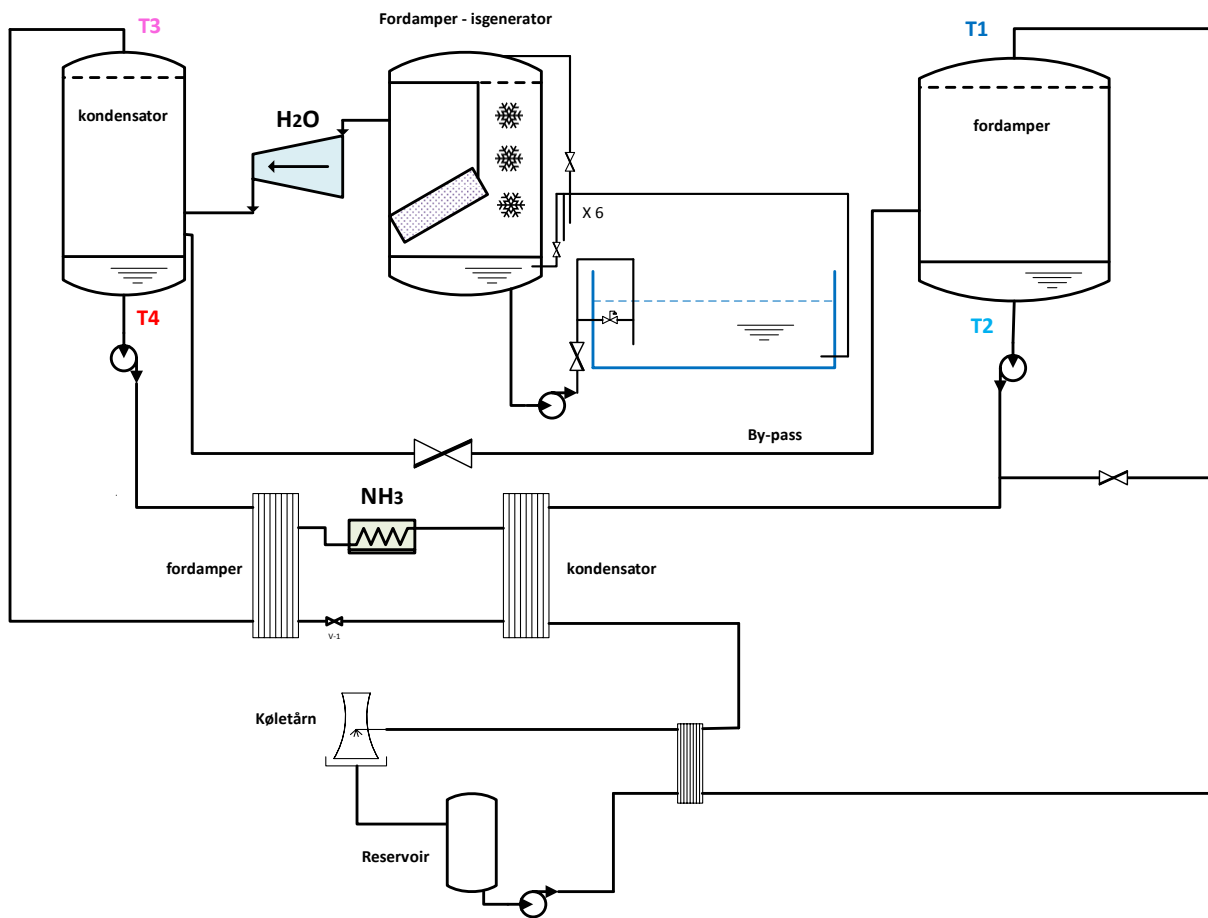


**Figur 26** Typisk testrigforløb, hvor der først suges vakuum i ca. 30 min. Ammoniakchilleren startes kl. ca. 10:40 og vanddampkompressoren kl. ca. 10:55, hvorefter de ønskede driftsbetingelser etableres i løbet af en time eller to.

Ved vakuumbetingelser er kapaciteten af vanddampkompressoren imidlertid lavere – ca. 500 kW – og vi kan derfor ikke benytte den viste opstilling direkte.

Den eksisterende fordamper kan ikke blot udskiftes, da vi får fremstillet is, som ikke kan ledes til pladevarmeveksleren i ammoniakanlægget. Desuden er kapaciteten af vanddampkompressoren ved det lave tryk lavere – 350-400 kW under niveauet for ammoniakchillerens kapacitetsregulering.

I stedet blev testriggen ombygget, som vist i Figur 27. Ammoniakchilleren kan således stadig benyttes til at etablere et lavt tryk i kondensatoren, så vanddampkompressoren kan sænke indsugningstrykket i fordamperen ned til under trippelpunktet. Det er nødvendigt at have fuld åbning på bypasslinjen, så en ydelse på ca. 700 kW kortsluttes.



**Figur 27 Testrig til test af isgeneratoren ved ombygning af Teknologisk Instituts testrig og vanddampkompressor.**



**Figur 28 Fordamperen monteres direkte på den eksisterende kompressor og testrig.**





**Figur 29** Den færdige installation af fordamper og reservoir med forbindelser til både toppen af beholderen, til spraypladerne og til de seks dyser i bunden af beholderen. Ventileregulerer manuelt, hvor stor en brøkdel der ledes til hver del.

For at reducere det trykforhold, vanddampkompressoren skal levere, skulle testtriggens kondensatortryk være så lavt som muligt. Det betyder, at selve testtriggen skulle opereres helt modsat normalt, hvor kondensatortrykket er væsentligt højere end fordampetrykket – men her altså direkte omvendt. Der skulle endvidere være en temperaturforskel på mindst 20 °C mellem fordamper og kondensator, for at tilstrækkeligt damp passerede bypass, således at ammoniakchillerens mindste kapacitet på ca. 700 kW kunne opretholdes ved stabil drift.

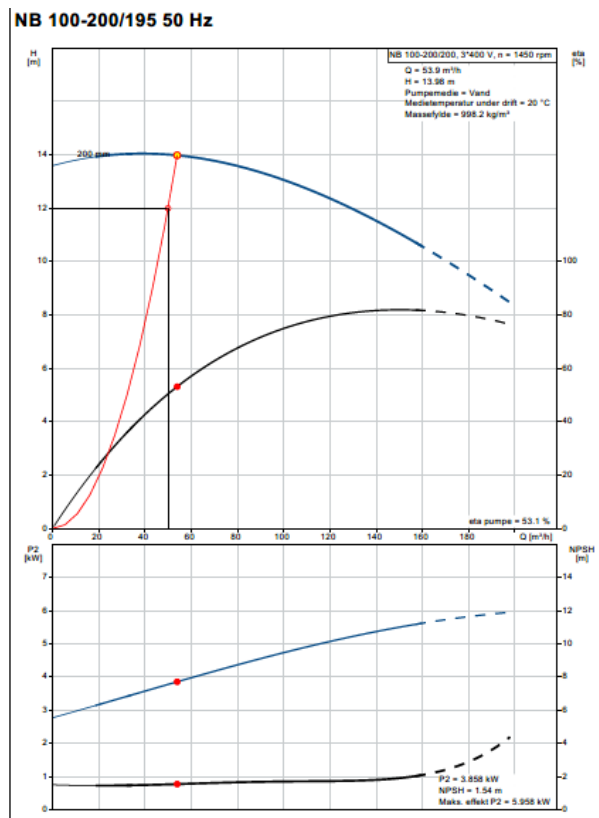
Driftsbetingelserne skulle derfor indstilles, så ammoniakfordamperens driftspunkt var så tæt på nul grader som muligt, og ammoniakchillerens kondenseringstemperatur var mindst ca. 25 °C. Det var specielt om vinteren vanskeligt at opnå og kunne tage nogle timer at indstille.

Da dråbefanget var reduceret i areal, ville fuld speed på vanddampkompressoren lede til et temmeligt stort tryktab, hvilket igen stillede store krav til vanddampkompressorens trykforhold – specielt fordi vi havde to gange dråbeseparering til kompressoren. Der var et ekstra sæt dråbefang lige foran kompressoren for at beskytte den mod en eventuel manglende funktion af dråbesepareringen i isgeneratoren. Det viste sig, at en bedre balance indstillede sig ved at køre med lidt reduceret speed – ca. 12500 rpm mod 14300 rpm maksimum speed. Herved reduceredes volumenflow tilsvarende fra ca. 45 m<sup>3</sup>/s til ca. 35 m<sup>3</sup>/s svarende til omtrent en halvering af det omtalte tryktab.

Med antagelsen, om at frysepunktet inklusive tab ville være ca. -2 °C, vil kompressoren have en ydelse på ca. 350 kW – svarende til ca. 1 kg/s isproduktion ved de 12500 rpm. Fra tidligere forsøg vides, at vand-/isblandingen er pumpbar op til iskoncentrationer på ca. 15 %, og vandflowet til fordamperen skulle derfor mindst være på ca. 6 kg/s eller på ca. 22 m<sup>3</sup>/h – men gerne mere.

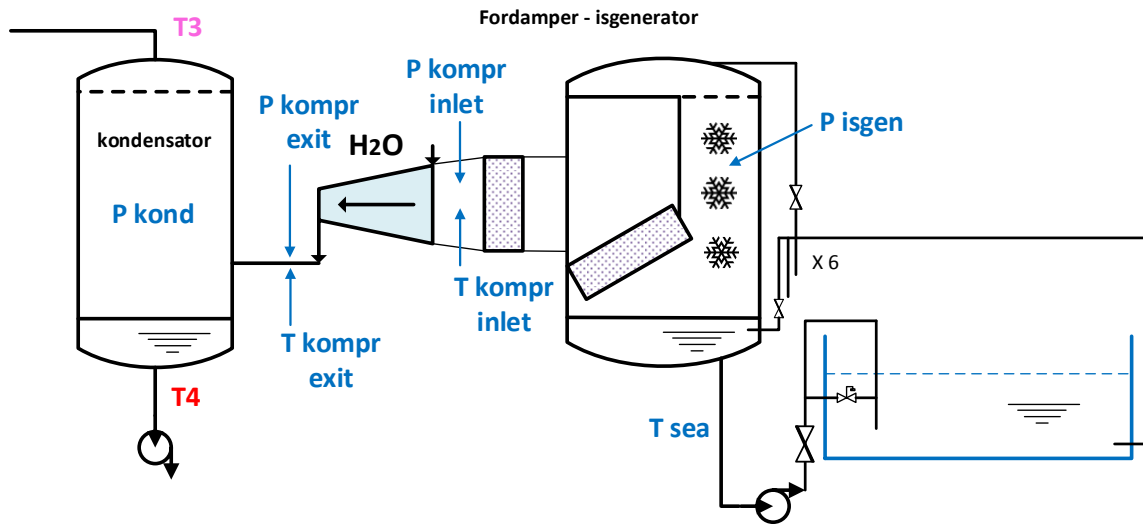


Der blev af praktiske grunde valgt samme pumpe som på chillerprototypen – af typen Grundfos NB100-200 – og den blev indstillet til at give ca. 40 m<sup>3</sup>/h. Karakteristikken er vist i Figur 30.



**Figur 30** Vandpumpens karakteristik taget fra Grundfos' produktdata. NPSH er ca. 1,54 m, så vi opererer lige på grænsen.

Hele testriggeren er omfattende instrumenteret med mere end 80 målinger. Den næste figur viser de vigtigste instrumenteringer på testriggeren i forbindelse med testkørslen.



Figur 31 Instrumentering af testtrigen. Tryk og temperatur måles de vigtigste steder – i isgeneratoren, før og efter kompressoren og i kondensatoren.

## 7. Test og optimering af vandtilførsel

### 7.1. Vandtilledning via perforerede plader

De første tests blev gennemført med al vandtilførsel via den perforerede plade øverst i beholderen – altså principielt samme metode som fordamperen til chillerformål, afkøling af vand.



**Figur 32** Vandfordeling ved hjælp af perforeret plade i toppen af fordamperen, chillerdrift.

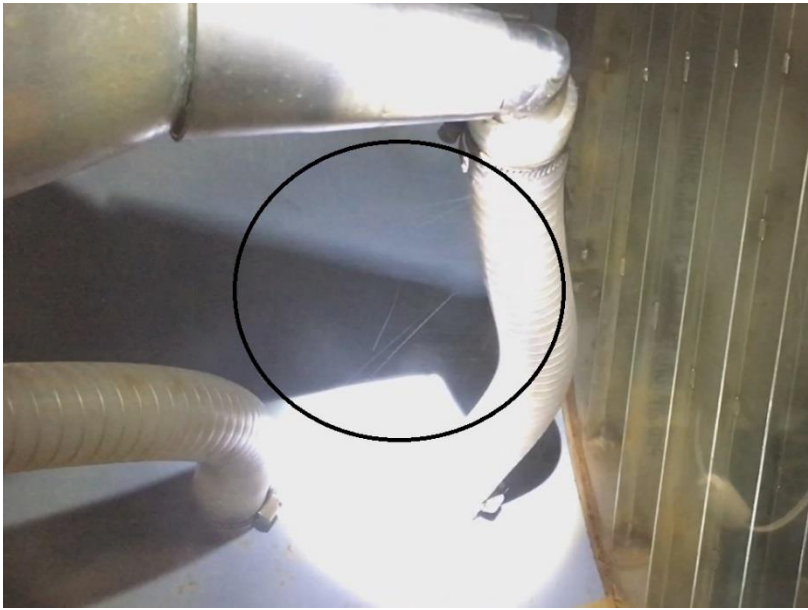
Da der blev dannet is i beholderen, var noget af det første, der skete, at alle skueglas blev belagt med et islag på indersiden, jf. Figur 33., hvilket selvfølgelig gjorde det vanskeligt at iagttage processen. Så der blev efterfølgende monteret et spulesystem på det vigtigste skueglas, som gjorde det muligt at videofilme fryseprocessen under testrækkerne.



**Figur 33** Første gang der blev dannet is. Figuren viser skueglas med indvendigt islag.

Det viste sig imidlertid, at dråbedannelsen ved denne metode gav anledning til dråber eller iskrystaller, der nåede helt frem til kompressoren – altså passerede to sæt dråbefangere.

Figur 34 viser iskrystaller i indsugningen lige foran kompressoren, og det vurderes, at antal og størrelse er skadeligt for kompressoren, når de rammer kompressorbladene med relative hastigheder i nærheden af 500 m/s. Figur 35 viser situationen efter fordampers dråbefanger, og at der er væsentligt flere og større krystaller i den position.



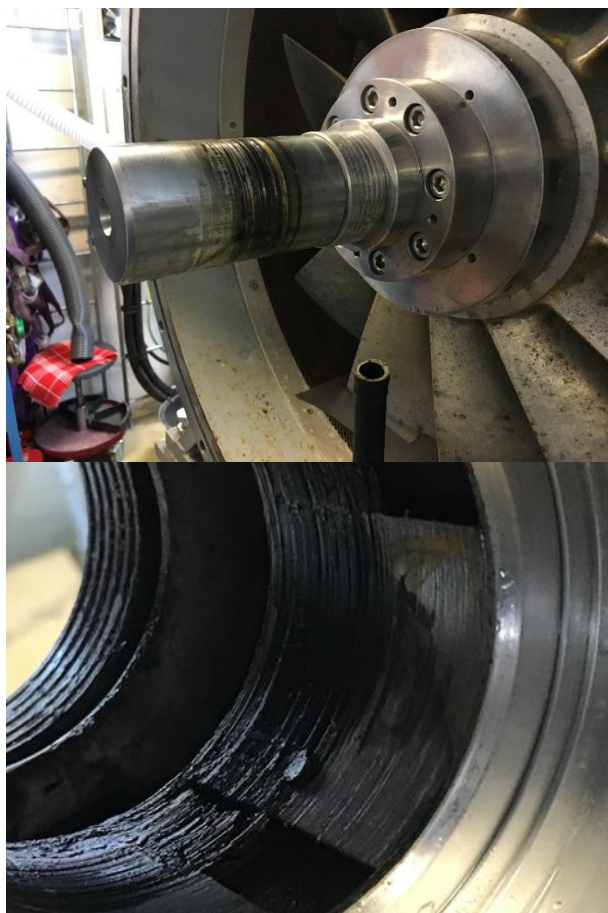
**Figur 34** Dråber i indsugningen til kompressoren efter dobbelt dråbefang. Taget fra video.



**Figur 35** Dråber eller iskrystaller i indsugningen til kompressoren efter dråbefanget i fordamperen. Taget fra video.

## Kompressornedbrud

Under de første indledende kørsler opstod der en fejl ved tilførslen af smøremiddel til det forreste af de vandsmurte lejer i vanddampkompressoren, og både leje og akselende blev ødelagt, som vist på de næste figurer. Konsekvensen var en total kompressoradskillelse, nye lejer (ca. 16 ugers leveringstid), ny forkromning af akselende, ny afbalancering af rotordelen og samling af kompressor igen. Desværre en temmelig omfattende og tidskrævende proces.



Figur 36 Henholdsvis lejesøle og leje efter uheldet.

## 7.2. Vandtilledning via dyser i bunden af beholderen

Efter ca. fem måneder var kompressoren klar igen, og testene kunne fortsætte. For at undgå den kraftige dråbedannelse i fordamperen blev alt vandet ledt ind via de seks dyser i bunden af beholderen i næste forsøgsrunde. Alle dyser havde en 90 graders drejelig bøjning, så vandet kunne sendes i den ønskede retning. På grund af trykdifferensen på ca. 1 bar vil indløbshastigheden af vandet være ca. 14 m/s, og ideen var, at dyserne skulle sikre tilstrækkelig omrøring og opblanding af vand og iskrystaller til pumpen. Brugen af dyserne ville være 'gratis' i den forstand, at trykdifferencen ville være til stede under alle omstændigheder uden yderlige tab for anlægget. Der blev gennemført en række forsøg – ca. 15 med forskellig indstilling af dyserne, men med stort set samme resultat.



Et andet problem er en tilstrækkelig fri overflade til frysning eller dannelse af iskrystallerne. Selve frysningen sker kun på den fri overflade af vandet, og da det drejer sig om ca. 1 kg/s is, skal der være en meget kraftig udskiftning af vandet i overfladen – alternativt et meget stort areal til rådighed til frysningen.



**Figur 37** To af de seks dyser, som kunne justeres i alle retninger. Udløbshastigheden af vandet ud af dyserne er ca. 14 m/s.



**Figur 38** Dyserne kunne også montres med spredere, som gav en større overflade til frysning af iskrystaller.

Den omrøring, der kunne opnås ved hjælp af dyserne, viste sig ikke at være tilstrækkelig til at afholde overfladen fra at fryse til. Så efter nogle minutters drift frøs hele overfladen til, og sugetrykket faldt derfor under det kritiske niveau, der gav stall i kompressoren, og det blev nødvendigt at stoppe forsøget. Omrøringen viste sig heller ikke at kunne sikre en tilstrækkelig opblanding af iskrystallerne. Der kom ikke krystaller med ud med vandet via pumpen.



**Figur 39** Isen fryser til en fast overflade pga. manglende omrøring fra dyserne.

Det blev derfor besluttet at opgive at forsøge at klare omrøring og tilførsel til pumpen uden mekanisk omrøring. Der blev monteret en Flygt-dykomrører i beholderen på en fleksibel og justerbar holder, der muliggjorde forskellige placeringer i forhold til beholderens centrum og i forhold til vandstanden i beholderen.

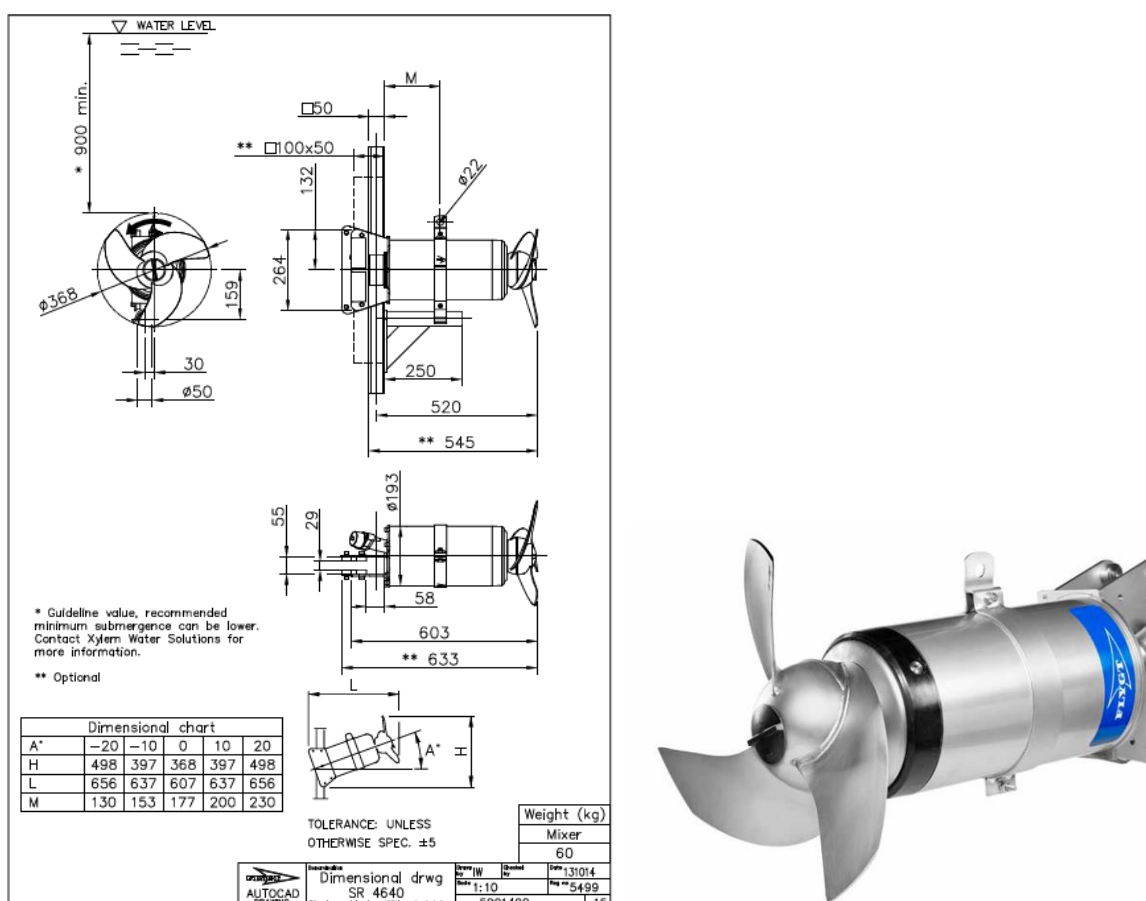
Ideen var, at omrøreren både skulle kunne holde vand-/isblandingen i beholderen blandet (undgå separation) og føde blandingen til indløbet af pumpen. Omrøreren var designet som dykomrører – dvs. vandtæt – men ikke designet til vakuumbetingelser.

Da gnistlængden forøges kraftigt, ca. en faktor 100, ved det lave tryk i fordampere, blev omrøreren for en sikkerheds skyld forsynet med tør  $N_2$  udefra for at undgå vakuumbetingelser inde i elmotoren i tilfælde af en lækage. Under testene blev der dog ikke observeret synlige lækager.

Der blev valgt en dykomrører, da det er væsentligt lettere at etablere en elektrisk gennemføring til vakuumbeholderen end en mekanisk gennemføring med pakdåse m.m.

Omrøreren blev monteret ved hjælp af en meget fleksibel arm, der kunne justeres udefra via skueglassene, og der blev forsøgt med forskellige omdrejningstal, placeringer og hældninger af omrøreren. Ved at anbringe omrøreren direkte over udløbet til pumpen og ca. halvvejs nede under vandoverfladen var der endelig succes med at få iskrystaller ud af beholderen i større stil.

Næste problem viste sig så umiddelbart efter, da isen pakkede i indløbet til pumpen. Der er forskellige løsningsforslag til at afhjælpe den situation – f.eks. at etablere en rørføring direkte fra omrøreren til indløbet uden kontraktion eller lignende. Men det vigtigste er absolut, at der nu var sikret tilstrækkelig opblanding af iskrystallerne til, at blandingen kunne pumpes ud fra isgeneratoren.



Figur 40 Flygt-dykomrører.





**Figur 41**      **Fleksibel holder til omrøreren.**



**Figur 42**      **Omrøreren skabte den ønskede aktivitet i beholderen. Den røde tilledning er forbindelsen til tørkvælstof.**



**Figur 43** Placering af omrører i forhold til udløbet.

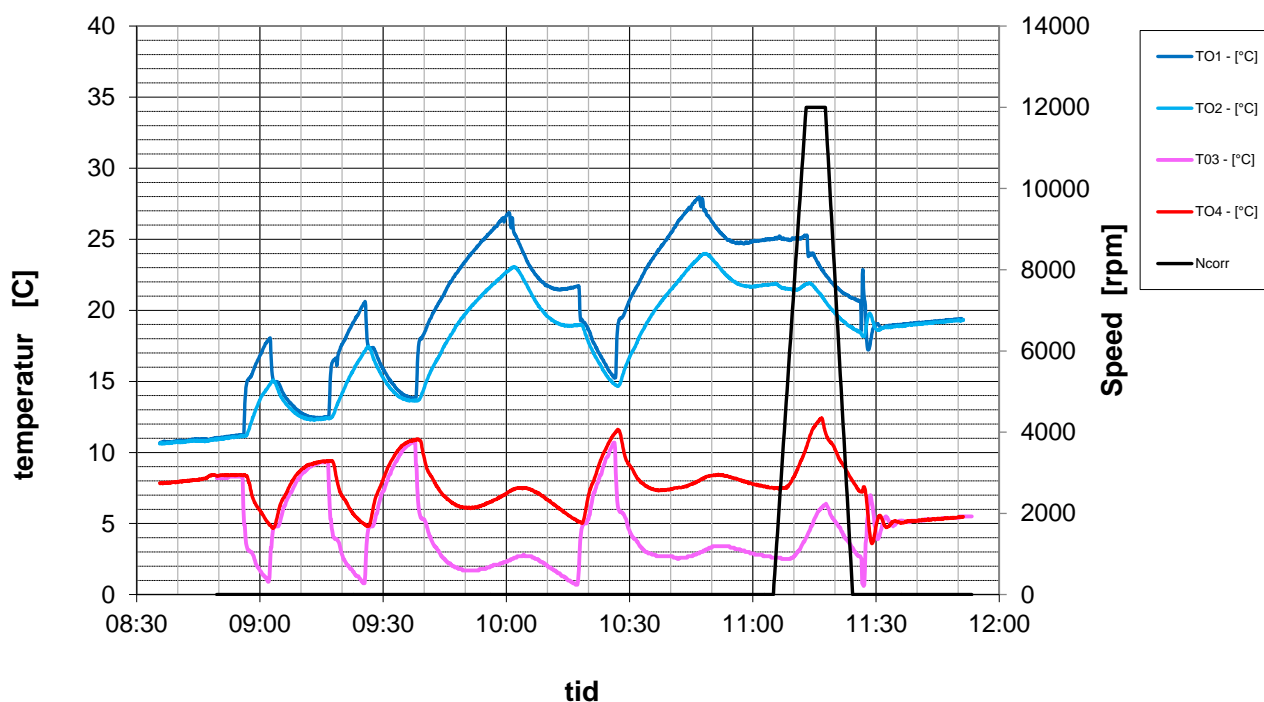


**Figur 44** Der kom en del is med ud fra beholderen, inden indløbet til pumpen blev blokeret af is, der pakkede. Hentet fra lagertanken umiddelbart efter testkørslen.

### 7.3. Målinger af driftsbetingelserne

De mange gennemførte testkørsler fulgte stort set samme mønster, idet det ikke er lykkedes at holde en kontinuerlig drift af isgeneratoren endnu – enten på grund af tilfrysning eller på grund af, at isen pakker i pumpeindløbet.

Typisk tager det 2-3 timer at indstille driftsbetingelserne, så vanddampkompressoren kan startes op, og der kan foretages en test. Efterfølgende skal anlægget tryksættes for at kunne observere isdannelse og andre fænomener i detaljer. Alt i alt kan der derfor gennemføres én test per dag.

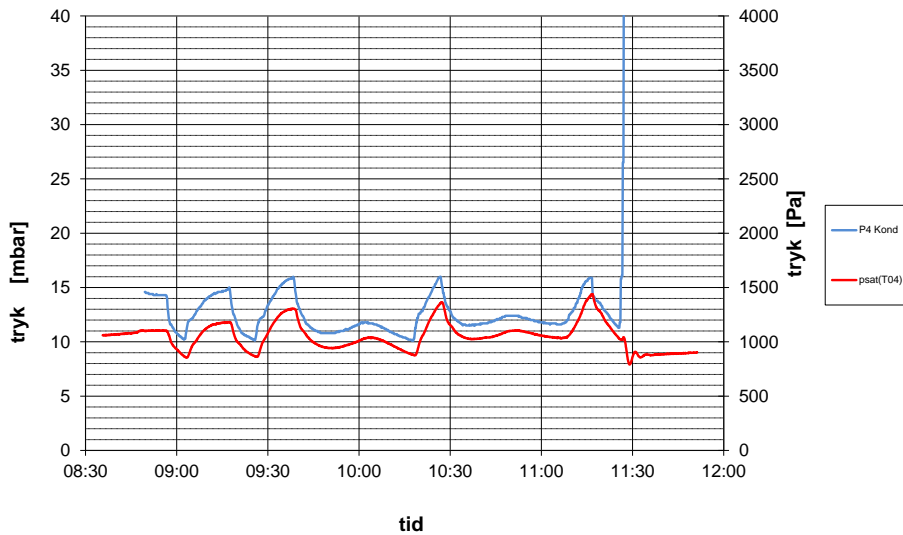


**Figur 45** Procestemperaturerne i et typisk testforløb.

Et typisk forløb, hvor testtriggens betingelser indstilles, så vanddampkompressoren kan startes op. Som tidligere nævnt skal kondensatorens temperatur justeres så tæt på 0 °C som muligt for at minimere vanddampkompressorens trykforhold. Det gøres indirekte ved at regulere på T01 i indløbet til testtriggens fordamper, hvorfra der sker fordampling, som ledes via en intern bypass til kondensatoren med en kapacitet på ca. 700 kW. Da ammoniak anlæggets kapacitet ikke kan reguleres tilstrækkeligt ned, vil anlægget stoppe pga. sikkerhedskredsen, som det sker ca. kl. 9:00 og ca. kl. 9:30. Det skyldes grundlæggende en lav temperatur af vandet, som gradvist opvarmes ved hjælp af den tilførte effekt til ammoniakchilleren.

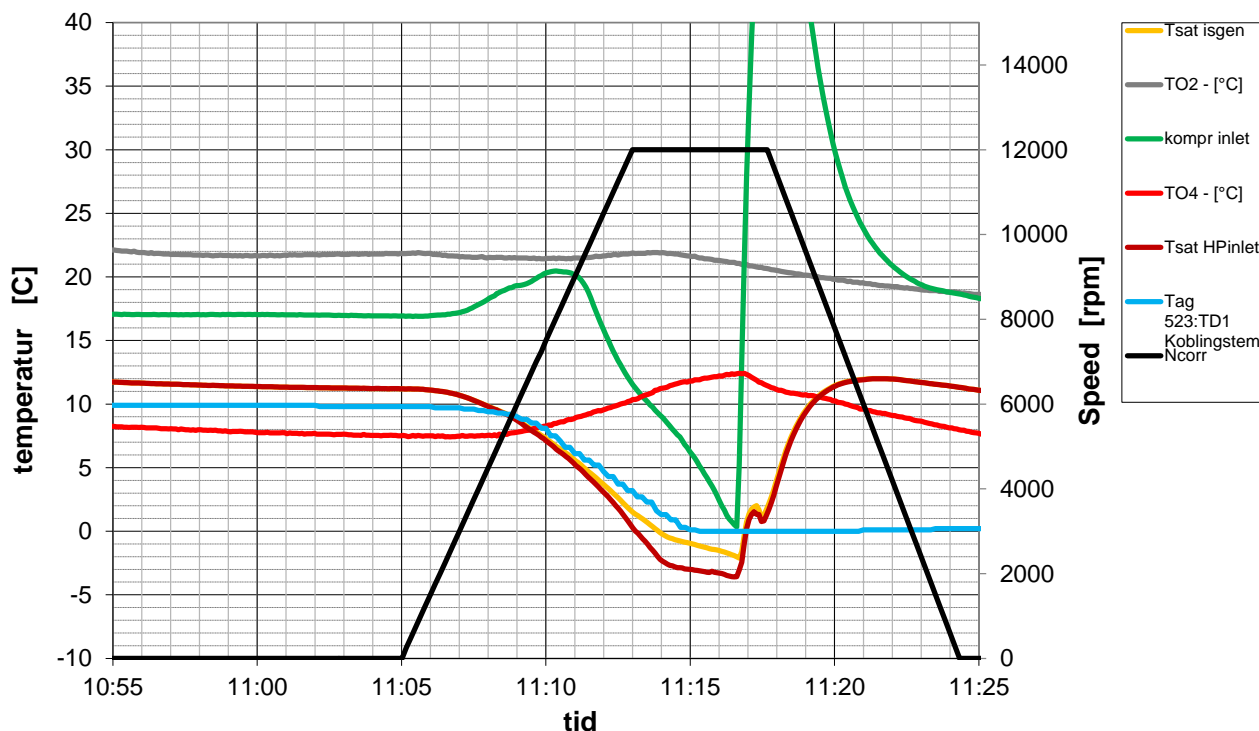
De tilsvarende tryk i kondensatoren er vist i Figur 46. Der er et restindhold af luft på 2-3 mbar, hvilket skyldes, at vakuumsystemet ikke er designet til så lave kondenseringstemperaturer. Men betingelserne er acceptable, og det var muligt at køre med testtriggen.

Testrigbetingelserne blev tilstrækkeligt stabile kl. ca. 11:05, og vanddampkompressoren til isgeneratoren startes via en startrampe på ca. 1500 rpm/min. Kompressoren er stoppet igen ca. 11:25, hvorefter anlægget kan tryksættes, og isdannelse m.m. kan observeres, placering af omrører og dyser kan modificeres osv.



**Figur 46** Trykket i kondensatoren holdes så lavt som muligt for at formindske det trykforhold, kompressoren skal levere under testen. Forskellen mellem mætningstrykket og det aktuelle tryk viser restindholdet af luft i kondensatoren.



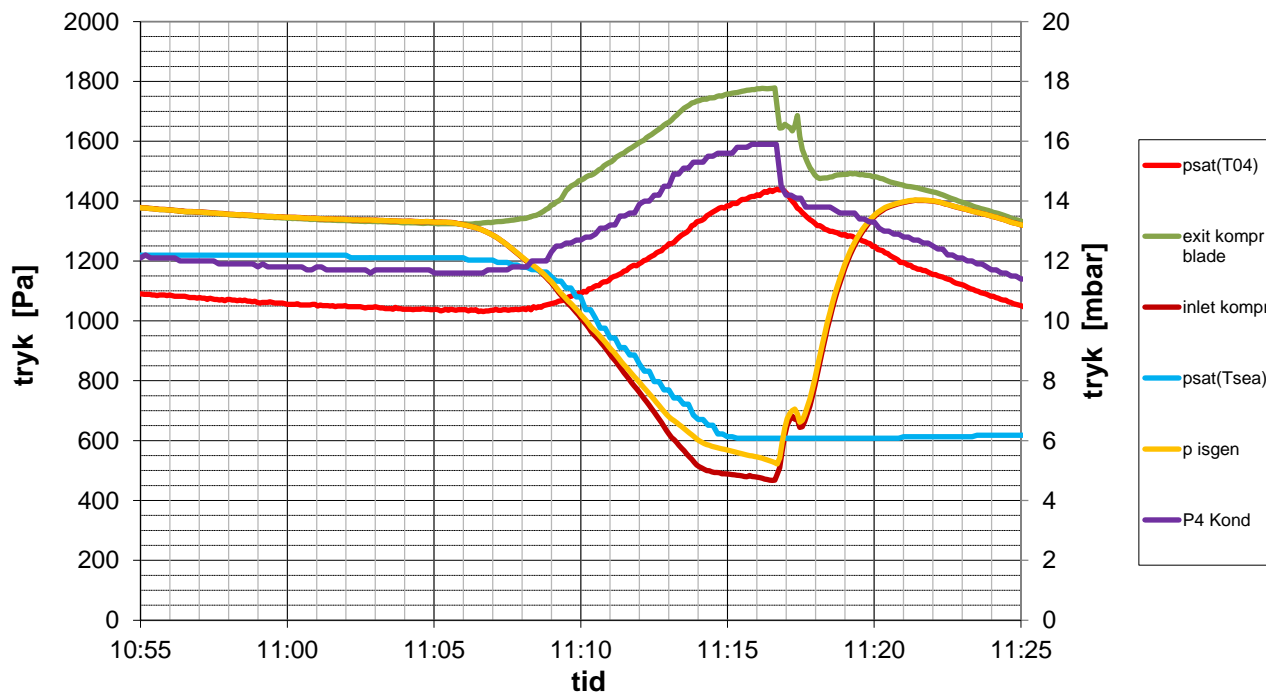


**Figur 47 Temperaturer i et typisk testforløb med isdannelse.**

Et typisk testforløb er vist på Figur 47. Kl. 11:05 startes vanddampkompressoren, og omdrejningstallet rampes op over de næste 8 min. til ca. 12500 rpm. Sideløbende afkøles vandet i fordamperen og reservoiret ( $T_{sea}$ ). Mætningstemperaturen i fordamperen når 0 °C kl. ca. 11:14, hvor isdannelsen begynder.  $T_{sea}$  måles ved udløbet af beholderen, så der er lidt forsinkelse.

Kl. ca. 11:17 efter ca. tre minutters isdannelse – dvs. ca. 200 kg is – er der ikke en tilstrækkelig fri overflade tilbage til isdannelse, så kompressorens sugetryk falder så meget, at kompressoren staller. Dvs. at trykforskellen overstiger kompressorens ydeevne, så vanddampflowet løber baglæns gennem kompressoren. Det ses ved, at den målte indløbs-temperatur pludselig stiger og nærmer sig den tidligere trykgastemperatur på ca. 120 °C.

Når kompressoren staller, stiger sugetrykket så meget, at der ikke dannes is, og kompressoren stoppes. Dvs. at omdrejningstallet rampes ned over de næste ca. 6 min. til stilstand. Vi så typisk dette forløb med isdannelse i 2-5 min., inden kompressoren stallede.



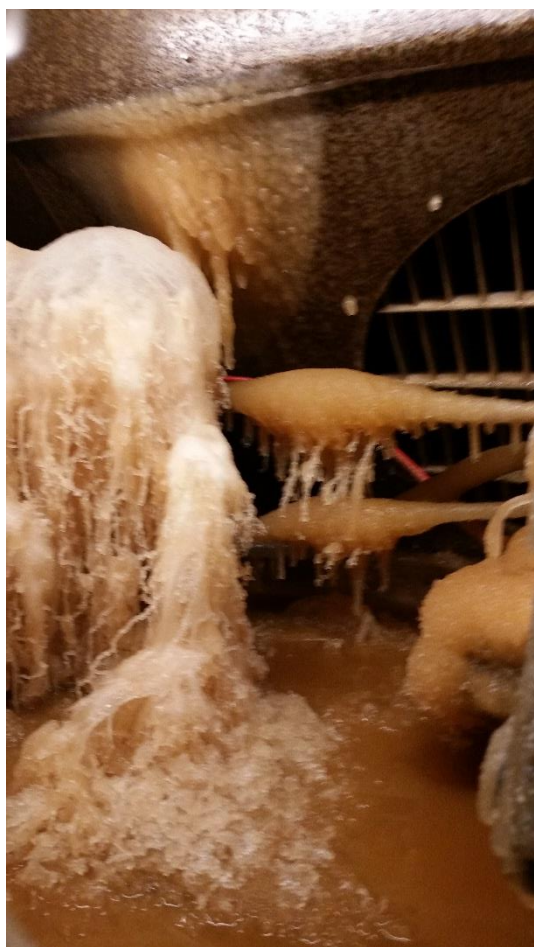
**Figur 48** Tilsvarende typiske trykfordelinger under det samme testforløb.

Trykvariationerne under samme testforløb er vist på Figur 48. På grund af kapacitetsstigningen gennem vanddampkompressoren stiger kondensatortrykket svarende til temperaturstigningen fra ca. 14 mbar til ca. 18 mbar. Vi forsøgte at reducere denne stigning ved at regulere på T01 på forkant af kompressoropstarten. Denne timing er meget kritisk for den relativt 'tunge' testrig på grund af risikoen for frysning i ammoniakchillerens pladevarmeveksler. Effekten viste sig at være meget begrænset, da det virkelige problem var på sugesiden, hvor trykket dykkede kraftigt, når den frie overflade faldt (vandoverfladen frøs til i fordamperen). Så det gav kun ganske få sekunder ekstra køretid at prøve at justere på systemtemperaturerne.

## 8. Isdannelse på overflader

Der dannedes is på alle overflader, og der blev også bygget iskoncentrationer op omkring f.eks. spraydyser, som vist på Figur 49. I starten af processen er det forholdsvis porøst sjapis, der opbygges. Dette er forholdsvis let at fjerne og falder til dels ned af sig selv, når massen bliver tilstrækkelig stor. Men på grund af tilfrysningen af overfladen dannes der til allersidst i testforløbet en hård skal på overfladen, så den bliver væsentligt vanskeligere at fjerne. I forbindelse med spray eller lignende sker der en kraftig opbygning af is omkring dysen, hvor vandet bliver spredt – det fryser simpelthen oven på den allerede frosne is.

Det var oprindeligt hensigten at teste flere slags overfladebehandlinger i beholderen for at fremme processen, hvor isen falder ned af sig selv. Men på grund af det store fokus på opblanding af iskrystallerne og omrøringen i beholderen var det ikke muligt inden for projektets rammer.



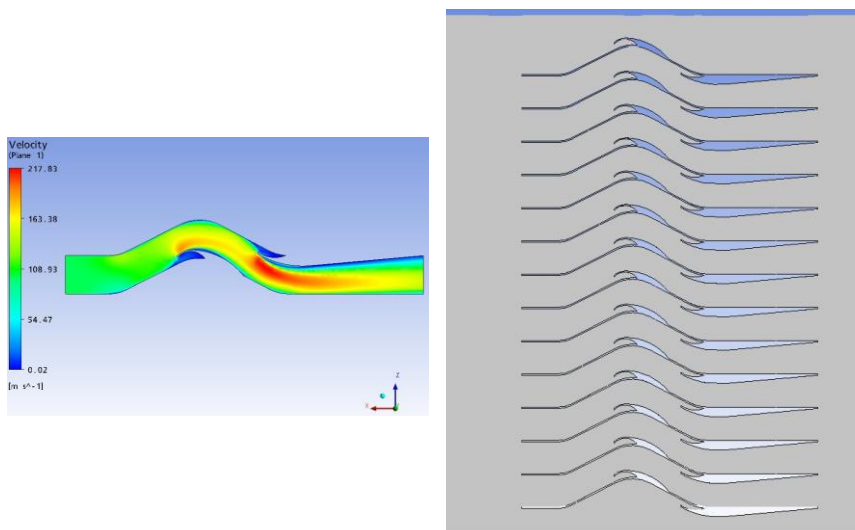
**Figur 49** Isdannelse på overflader og isopbygning ved spray.

## 9. Dråbeseparering

Dråbesepareringsenhederne er specielt designet med henblik på at reducere tryktabet og har ca. det halve tryktab af almindelige, kommercielt tilgængelige dråbesepareringsplader. I tilgift er de hule, så det er muligt at afsmelte den is, der undervejs ved sprøjt m.m. fryser på pladerne, jf. Figur 51.

Dråbefanget fungerer ved, at dampflowet skifter retning to gange, hvor de tungere dråber vil fortsætte ligeud og blive fanget. Det vil afhænge af dragkræfterne i forhold til massen af dråberne, hvorvidt de følger flowets retningsskift eller ej. Når dråberne rammer overfladen, dannes der typisk en film, der langsomt flyder ned ved hjælp af tyngdekraften og kan opsamles. Den beregnede effektivitet er allerede omtalt i afsnittet 'Opsummering af resultater'.

Vi kan forvente, at situationen er lidt anderledes, når det drejer sig om iskrystaller. De vil givetvis være vanskeligere at fastholde på overfladen af pladerne.



**Figur 51** Dråbefang eller afslagsplader specialdesignet til lavt tryktab.





**Figur 50** Et snit gennem de hule knockoutplader til dråbeseparering.

I forhold til det oprindelige design blev dråbesepareringsenheden af praktiske grunde erstattet af en allerede fremstillet enhed beregnet til fieldtest på chillerprototypen. På grund af forsinkelsen på dette anlæg var det muligt at benytte dette dråbefang. Denne enhed havde et mindre areal end det designede, så det giver højere hastigheder gennem afslagspladerne og dermed et højere tryktab. Men det kan til en vis grad kompenseres ved lavere kapacitet på kompressoren ved at operere ved lidt lavere omdrejningstal.

Dråbesepareringen fungerede ikke tilfredsstillende i situationen med vandfordelingen via perforeret plade i toppen af beholderen. Der dannes mange små iskrystaller, som er i stand til at komme hele vejen gennem to dråbefang frem til kompressorindsugningen.



**Figur 51** Der sker en påfrysning på knockoutpladerne, men ikke så meget, at det påvirker funktionen.

Men i tilfældet, hvor vandet ledes ind via dyser i beholderens bund, fungerer dråbefanget glimrende. Der kan ikke observeres dråber eller iskrystaller efter det første dråbefang – og naturligvis heller ikke efter det andet. Der sker en forholdsvis beskedne opbygning af is på forkanten af pladerne – først og fremmest på grund af sprøjt fra fordamperen. Sprøjtene skyldes den kraftige omrøring, dyser og kraftig kogning. Der kan ledes varmt vand gennem pladerne enten fra mellemtrykket (ca. 25 °C), fjernvarme retur (ca. 30-40 °C) eller fjernvarme frem (70-80 °C). Alternativt kan der monteres elkabler i hulrummene.

## 10. Dynamisk test og nødstop

I det tilfælde, at f.eks. pumpen stopper, eller der på anden måde sker en total tilfrysning af fordamperen, kan der blive behov for at stoppe anlægget og tømme fordamperen op igen, inden anlægget kan genstartes.

Nødstopsignalet for den slags begivenheder kan være kompressorens indløbstemperatur, da en kraftig stigning viser, at kompressoren staller, jf. Figur 47, og anlægget derfor skal stoppes.

Vandstanden i beholderen er ca. 0,4 m, så ved 2 m i diameter er der i værste fald ca. 1,3 m<sup>3</sup> is, der skal smeltes, hvilket svarer til en samlet energi på ca. 43 MJ eller 11,9 kWh.

Hvis der benyttes 25 °C vand, skal der bruges ca. 5 m<sup>3</sup> for at tømme isen op, 40 °C fjernvarme retur (ca. 3 m<sup>3</sup>), og 70 °C frem (ca. 1,8 m<sup>3</sup>). Hvis der bruges damp, skal der bruges ca. 175 kg. Hvis der benyttes elstave, skal der som nævnt afleveres ca. 12 kWh i en eller anden kombination

Når vandstanden er ca. 0,4 m i fordamperen, er der kun ca. 0,25 m op til underkanten af indløbet til kompressoren, jf. Figur 24, hvilket svarer til et volumen på 0,8 m<sup>3</sup>.

Så i det tilfælde, at der benyttes varmt vand – helst fjernvarme retur på 70 °C – vil det være nødvendigt at foretage optøningen trinvist. En strategi kunne være at smelte isen nedefra, så pumpen kunne benyttes til at tømme det afkølede vand og den smeltede is væk – f.eks. ved at sprøjte det varme vand ind tæt nede ved pumpens indløb.

Alternativt ville tilledning af damp, som kondenserer, være meget effektivt og vil sagtens kunne rummes inden for de begrænsninger, der er i forhold til kompressorindløbet.

## 11. Formidling

Projektet er omtalt ved flere lejligheder – første gang på ELFORSK's stand på Energiens Topmøde i 2015.



**Figur 52** Jørgen Marcussen, Johnson Controls Køleteknik, og Hans Madsbøll, Teknologisk Institut, foran ELFORSK-poster ved standen på Energiens Topmøde i 2015.

Projektet og testtrigen blev demonstreret på temadagen "Avanceret Energilagring 2017", Teknologisk Institut, den 30. nov. 2017. Ved den lejlighed foretog vi en testkørsel svarende til Figur 47 til vanddampkompressorspeed 12500 rpm med isdannelse for ca. 40 deltagere på temadagen.

Der har desuden været en del presseomtale af de kommende anlæg på Aarhus Ø, bl.a.: [http://www.aarhus.dk/sitecore/content/Subsites/gogreenwithaarhus/Home/Projekter/Havvand-skal-varme-huse-op.aspx?sc\\_lang=da](http://www.aarhus.dk/sitecore/content/Subsites/gogreenwithaarhus/Home/Projekter/Havvand-skal-varme-huse-op.aspx?sc_lang=da)

<http://www.cowi.dk/menu/project/industriogenergi/energi/varmen-hentes-i-aarhus-kolde-havvand>