

**Fremtidssikring af dansk produktion af varmepumper,  
SLUTRAPPORT  
ELFORSK**

Subtitel:

**Udvikling af ny generation af varmepumper, som opfylder kriterierne for bedste energiklasse i kommende EU mærkningsordning: "Best in Class Heat Pumps".**

**31. August 2017**

**Per Henrik Pedersen  
Lasse Søe  
Christian Herup  
Jens Frandsen  
Lis Jacobsen**

**Teknologisk Institut  
Nilan A/S**

## Indhold

1. Baggrund: .....	3
2. Formål:.....	3
Projektdeltagere:.....	3
Tidsplan: .....	4
3. Teknologiens nuværende stadie .....	5
Resultater fra forprojektet .....	6
4. Projektbeskrivelse .....	12
5. Matematisk model .....	14
6. Analyse af beregningsresultater og forslag til optimering .....	15
7. Fremstilling af prototype .....	15
8. Test af prototyper.....	15
Første prototype.....	15
Prototype med R32 .....	16
Prototype med elektronisk ekspansionsventil .....	16
Prototype med intern varmeveksler .....	17
9. Akkrediteret testrapport .....	17
10. Konklusion og anbefalinger .....	18
Appendiks A: Matematisk model .....	20
Appendiks B: Intern varmeveksler .....	35
Appendiks C: referater fra projektmøder.....	40
Appendiks D: Oversigt over test på Teknologisk Institut .....	46
Appendiks E: Akkrediteret testrapport .....	65
Appendiks F: Energimærkningskala, gulvvarme .....	75

## 1. Baggrund:

Dette projekt er en videreførelse af et forprojekt, som kørte i 2013-2014. Formålet er at udvikle og teste en ny generation af varmepumper, som er mere effektive end tidligere generationer. I forprojektet og i hovedprojektet er der satset på en væske-vand-varmepumpe (jordvarmepumpe) til lavenergihuse.

EU har vedtaget to forordninger med henholdsvis Ecodesign-krav og energimærkningsordning for varmepumper til private huse. Forordningerne blev vedtaget på et møde i den Regulerende Komite i februar 2013 og kom til at gælde fra den 26. september 2015. De to forordninger blev altså endelig vedtaget undervejs i forprojektet, men forarbejdet har været i flere år, og udsigten til en energimærkningsordning for varmepumper har været en væsentlig drivkraft for dette projekt.

## 2. Formål:

Formålet i projektet er sammen med den danske producent (Nilan A/S) at skabe grundlaget for udvikling af en ny generation af jordvarmepumper (væske-vand-varmepumper), som opfylder kriterierne for at komme i den bedste EU energiklasse (A+++). Herved skal sikres, at danske producenter (også) i fremtiden er konkurrencedygtige og kan levere de bedste og mest effektive varmepumper. En sekundær målsætning er at benytte kølemidler med lav GWP (Global Warming Potential), hvor det kan lade sig gøre med hensyn til sikkerhedsforhold og gældende regler. HFC-kølemidler er under hårdt pres i EU og på global plan, og det må forventes, at der kommer regulering, som også vil omfatte varmepumper, alternativt at benytte andre HFC-kølemidler med mindre GWP (Global Warming Potential).

### Projektdeltagere:

#### Teknologisk Institut

Lasse Søe

Henning Schumann Grindorf

Martin Olesen

Christian Heerup

Per Henrik Pedersen (projektleder)

#### Nilan

Henry Yndgaard Sørensen

Jens Frandsen

Lis Jacobsen

#### Vonsild Consulting:

Asbjørn Vonsild

### **Nilans rolle i projektet:**

Nilan har medvirket til diskussion af ”state of the art” og potentielle nye teknologier, - og har medvirket til diskussion om markedet og danske producenters rolle. Nilan har bidraget til at

skaffe data for komponenter til brug for den matematiske model, og har bidraget til at skaffe komponenter til indbygning i varmepumpe til test.

Med udgangspunkt i den testede prototype fra forprojektet blev der foretages en række ombygninger, hvor nye komponenter testes én af gangen, så man kan se resultatet af den specifikke ændring.

Nilan har fremstillet disse prototyper af varmepumper til test. Nilan har hjulpet med at montere varmepumpen til test på TIs laboratorium i Aarhus. Nilan har deltaget som sparringspartner til diskussion af testresultater og resultater af den energitekniske analyse.

Nilan har medvirket til diskussion af analyseresultater, og har medvirker til diskussion af kølemidler og sikkerhedsforhold. Nilan har medvirker til kommentering af udkast til rapporter.

Nilan forventer efter projektets afslutning at kommercialisere den forbedrede varmepumpe og markedsføre denne.

#### **Teknologisk Instituts rolle:**

Teknologisk Institut er projektleder og har haft den direkte kontakt til Elforsk og projektpartnerne. Teknologisk Institut (TI) har sørget for at inddrage de andre projektpartnere i diskussioner og invitere til at komme med input.

TI har udarbejdet en matematisk model for varmepumpen (med input fra de andre projektpartnere). Denne model er tunet sammen med testresultater, og er benyttet til at vurdere betydningen af planlagte ændringer og til at vurdere indflydelse af ændring af kølemiddel (f.eks. fra R410A til R32 eller til R290).

Der er indsamlet informationer om nye komponenter (med input fra de andre projektdeltagere), og disse informationer har dannet input til nye beregninger, som viser indflydelsen af ændringer.

En meget stor del af TI's arbejde har været at teste de leverede prototyper og udarbejde testrapport og notat med analyse, hvor der bl.a. er sammenligninger med beregningsresultater, og hvor der er udviklet forslag til yderligere forbedringer.

TI har udarbejdet udkast til analyser af resultaterne. TI har udarbejdet udkast til rapporter og slutrapport.

#### **Asbjørn Vonsilds rolle:**

Asbjørn Vonsild Leth har bidraget med den nyeste viden og har været behjælpelig med at fremskaffe oplysninger om kølemidler. Asbjørn deltager i ekspertpaneler under bl.a. Montrealprotokollen og har derfor et godt indblik i, hvad der sker på globalt plan med kølemidler og komponenter hertil.

#### **Tidsplan:**

Forprojektet blev startet i 2015 og færdiggjort i august 2017.

### 3. Teknologiens nuværende stadie

Varmepumper benytter en termodynamisk proces, hvor der ved hjælp af tilført energi optages energi fra en varmekilde (ved en lav temperatur) og denne energi; - samt den tilførte energi afgives ved en forholdsvis højere temperatur til f.eks. et centralvarmesystem.

Langt de fleste varmepumper drives med elektricitet, men der findes også termisk drevne varmepumper.

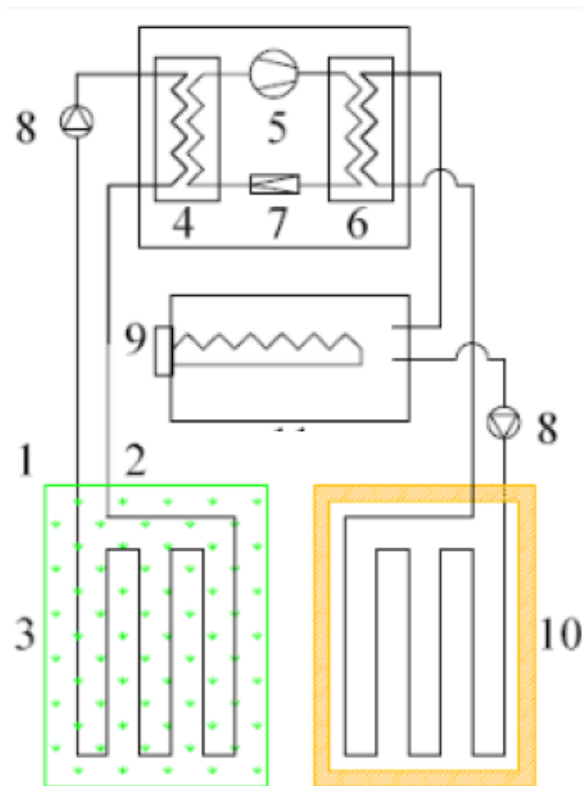
Dette projekt er baseret på eldrevne varmepumper med en termodynamisk proces med en (eldreven) kompressor.

Der findes mange typer og størrelser af varmepumper (se f.eks. Den lille Blå om Varmepumper, Dansk Energi, 2011), men i dette projekt ses udelukkende på jordvarmepumper (væske-vand-varmepumper) til rumopvarmning af godt isolerede én-familiehuse (lavenergi huse).

Varmepumper til rumopvarmning i lavenergi huse bør installeres til at levere gulvvarme ved lav fremløbstemperatur (f.eks. +35 °C), idet dette giver en signifikant højere effektivitet (COP-værdi), end hvis den skal levere varmt brugsvand og/eller højere fremløbstemperatur til radiatorsystemer (typisk +55 °C). Nilan har specialiseret sig i at fremstille og markedsføre varmepumper til lavenergi huse, og derfor er der også i dette projekt fokuseret på varmepumper til gulvvarme.

Energien tages fra jorden igennem nedgravede jordslanger. Disse lægges i en dybde af ca. 0,9 – 1,0 m og optager den solenergi, som igennem sommeren er optaget i jorden og gemt til vinteren. Det er altså solenergi, som udnyttes af varmepumpen. Der er altså tale om vedvarende energi med en mindre bidrag af el fra nettet. Energien fra varmepumper bliver i Danmark derfor defineret som vedvarende energi.

En jordvarmepumpe til produktion af gulvvarme er en mindre kompakt maskine (se senere foto af prototype), som er placeret i en isoleret kabinet. Foruden el tilslutning er der rørtilslutninger (væske ind og ud og centralvarmevand ind og ud).



*Figur: Skitse af jordvarmepumpe, som er tilsluttet et gulvvarmesystem (10). Der pumpes (8) en "brine" (en væske som er frostsikret og ofte er en blanding af vand og sprit) igennem jordslangen (3). Selve varmepumpen består af en kompressor (5) som komprimerer kølemiddel til et relativt højt tryk. Den varme kølemiddelgas afkøles og kondenseres ved det høje tryk i kondensatoren (6) og afgiver energi til centralvarmevandet. Det flydende kølemiddel ekspanderer igennem en termostatisk ekspansionsventil (7) til lav tryk før fordamperen (4), hvor kølemidlet fordampes under tilførsel af energi fra brine og jordslange. Centralvarmevandet pumpes fra kondensatoren til gulvvarmesystemet med en pumpe (8). Der er ofte monteret en elpatron (9), som kan levere varme til centralvarmevandet, hvis varmepumpen havarerer eller hvis det skulle blive ekstremt kold i en længere periode. Skitsen er fra en af Nilans installationsmanualer.*

Kompressoren er oftest en rotationskompressor (for Nilans varmepumper). Tidligere var Nilans kompressorer af "fixed speed" - typen med konstant hastighed. Varmevekslerne (fordamper og kondensator) er pladevarmevekslere. Ekspansionsventilen er mekanisk styret (termostatisk) af overhedningen efter fordamperen. Kølemidlet er R410A.

Det er ikke så længe siden, at der kom "energipumper" på markedet til brine og siden da har alle Nilans brinepumper været i energiklasse A.

### Resultater fra forprojektet

I forprojektet (2013-2014) blev valgt at fokusere på Nilans JVP 3 varmepumpe, som kunne levere ca. 3 kW varmeeffekt ved gulvvarmedrift. Denne blev i august 2011 godkendt af TI til optagelse på Energistyrelsens produktliste for varmepumper, og den var bestemt til at have en

Normeffektfaktor på 3,71 for gulvvarmedrift. Normeffektfaktor er et dansk fænomen, som bestemmer en varmepumpes effektivitet efter danske forhold.

Den fælleseuropæiske SCOP-metode til bestemmelse af en gennemsnitlig effektfaktor for et klima, som svarer til Strassburg er først fornyeligt blevet indført, og de første test blev foretaget i 2013. SCOP-metoden svarer i princippet til den danske ”Normeffektfaktor”, som simulerer gennemsnitlig effektivitet for dansk klima.

Hvis man ikke har sammenlignelige testdata kan man omregne fra det ene til det andet efter denne formel, som gælder for væske-vand-varmepumper til gulvvarme:

$$\text{SCOP} \cdot 0,85 = \text{Normeffektfaktor}$$

Det vil sige, at effektiviteten af vores ”baseline” varmepumpe (”før-modellen”) er:

$$\text{SCOP}_{\text{før-model}} = 3,71/0,85 = 4,36$$

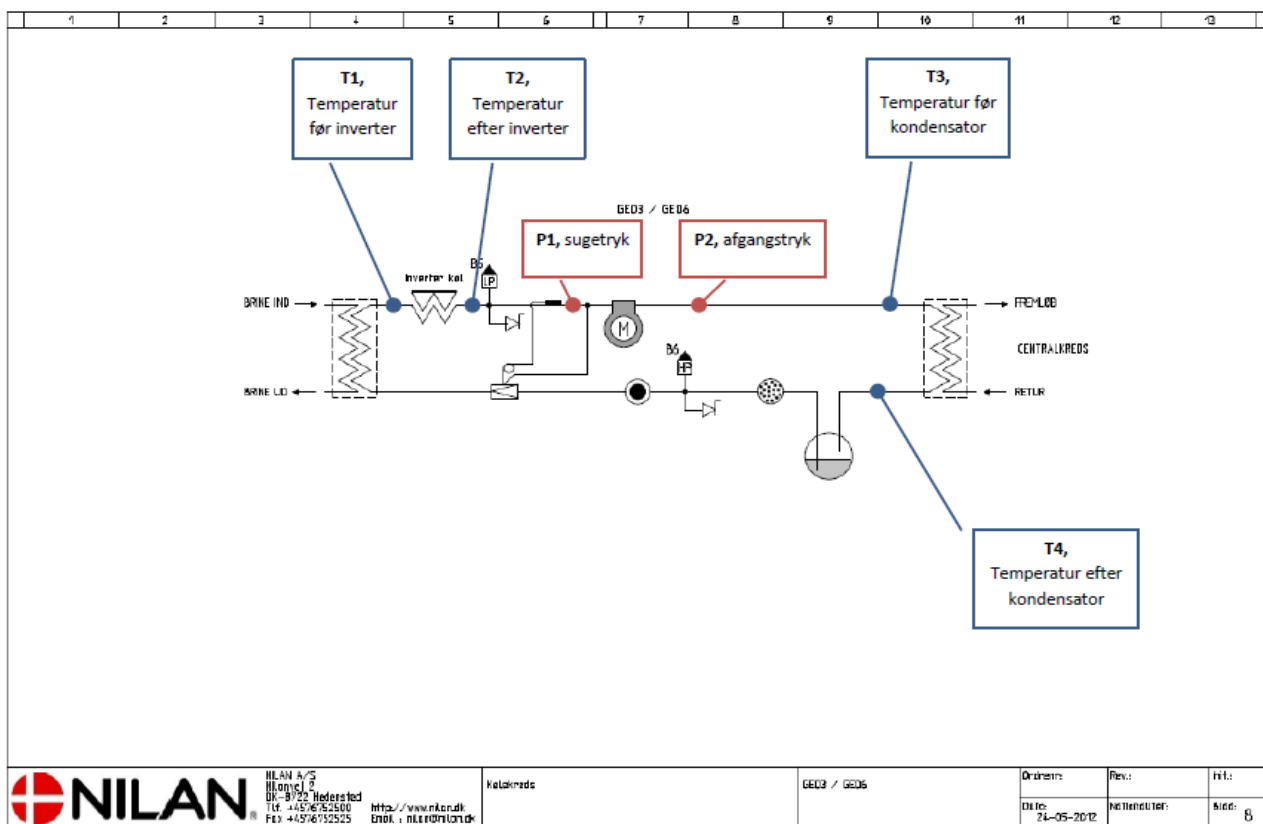
Denne værdi er benyttet ved sammenligning med testværdier for de to testede prototyper af ”state of the art”-varmepumper.

I forbindelse med optakten til - og gennemførelse af forprojektet har Nilan udviklet deres egen inverter (frekvensomformer til styring af kompressorens hastighed) og indgået aftale om at benytte en ny type rotationskompressor, som kan køre med variable hastigheder inden for et større interval. Inverteren har en god virkningsgrad, og den er fremstillet og monteret, således at den afgivne varme fra tabet i inverteren udnyttes ved at opvarme sugegassen efter afgang fra fordamperen. Føleren til ekspansionsventilen er placeret efter denne varmeveksling med inverteren, og det sikrer en bedre udnyttelse af fordamperen, idet en termostatisk ekspansionsventil regulerer efter overhedningen. I test af første prototype (i forprojektet) er målt en overhedning på ca. 6K, hvoraf de ca. 1,5K stammer fra opvarmning med inverteren.

Den nye varmepumpe hedder Geo3.

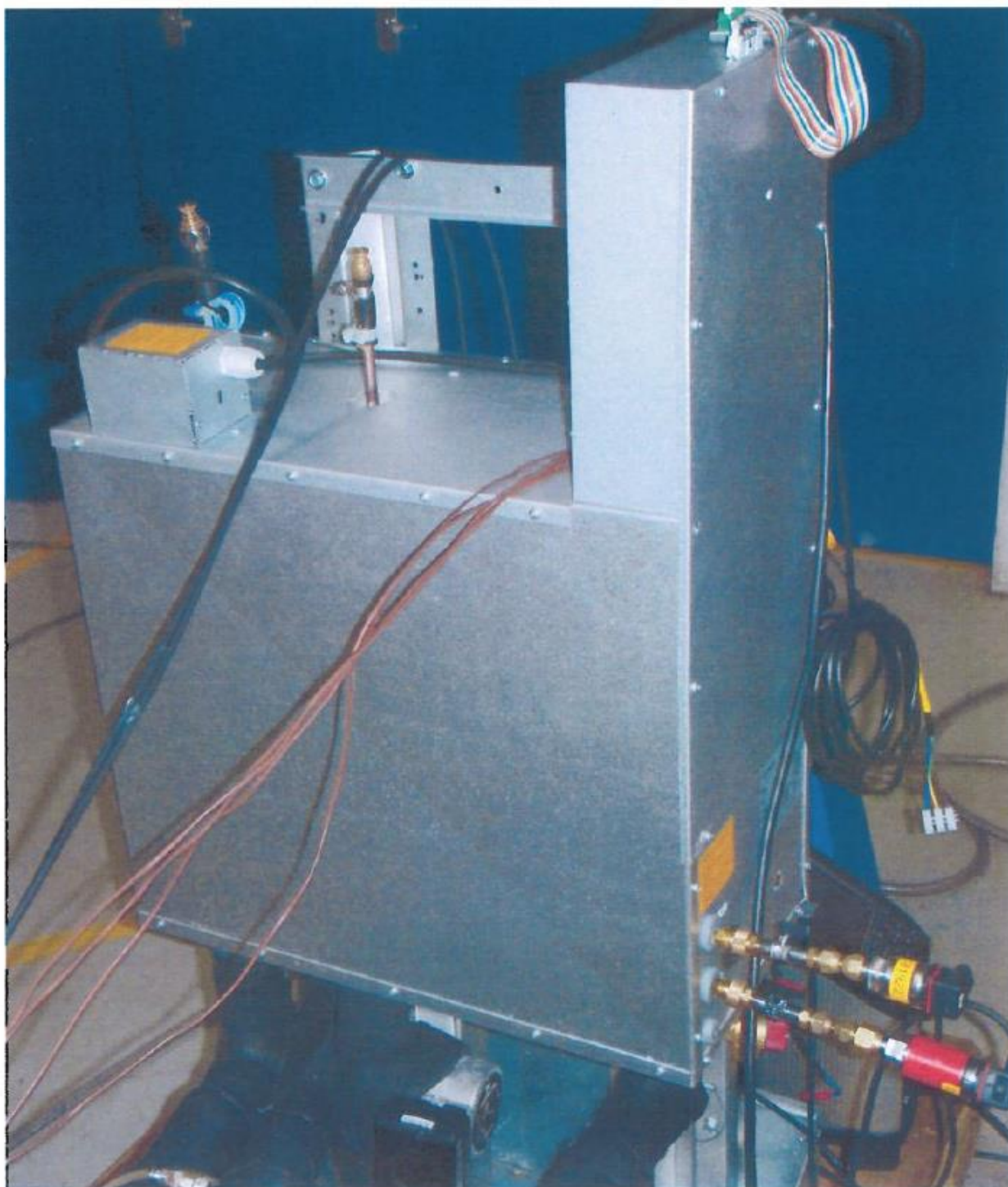
Der blev i løbet af sommeren 2013 fremstillet en prototype af ”state of the art”-varmepumpe med disse nye teknologier. Varmepumpen blev instrumenteret i et samarbejde mellem Nilan og Teknologisk Institut og sendt til test i varmepumpelaboratoriet på Teknologisk Institut, hvor der blev foretaget en akkrediteret test efter SCOP-metoden.

Prototypen er i sit ydre magen til den gamle model, det eneste der er ændret er kompressor og inverter/varmeveksling med inverter og følerplacering til termostatisk ekspansionsventil.



Figur: Rørdiagram for prototyper med placering af ekstra målepunkter. Dette rørdiagram og placering af målepunkter er gældende for både for-projekt og hovedprojekt. Den sidste prototype er dog også forsynet med en intern varmeveksler (se senere i rapporten).





*Foto: Foto af varmepumpen, monteret til test på Teknologisk Institut. Når varmepumpen er installeret hos brugeren vil den være indbygget i et kabinet sammen med en boligventilationsvarmepumpe, som producerer varmt brugsvand, og som sørger for ventilation af huset.*

Prototypen blev fragtet til Varmepumpe-testlaboratoriet på Teknologisk Institut i Aarhus, hvor den blev monteret på akkrediteret teststand og der blev foretaget en akkrediteret test af varmepumpen efter SCOP-metoden for gulvvarme.

Resultatet blev fint.

SCOP blev bestemt til 5,17, og det betyder, at varmepumpen er i energiklasse A+++ til gulvvarmedrift.

Dette er en forbedring ift. tidligere model, som havde en SCOP på 4,36, dvs. en stigning på ca. 19% på SCOP-værdien.

Der er ingen tvivl om, at den fine kapacitetsregulering, - som inverteren i samspil med kompressoren sørger for, medvirker til det gode resultat. SCOP-testmetoden indeholder testpunkter med dellast, og varmepumper med god kapacitetsregulering klarer sig relativt bedre end varmepumper uden kapacitetsregulering.

Som vi senere skal se, så ser varmevekslerne (kondensator og fordamper) også til at være gode.

#### **Analyse af målinger:**

I det følgende vises temperaturkurver fra målinger ved fuldlast. De viser, at varmepumpen kører rimelig godt:

Overhedning ca. 4,5 K (egentlig ca. 6 K, da føleren til ekspansionsventilen er placeret efter varmevekslingen med inverteren, som opvarmer sugegassen ca. 1,5 K)

Fordampningstemperatur: ca. -4,6 °C

Kondenseringstemperatur: ca. 34,6 °C, det vil sige, at vandets udløbstemperatur (+35 C) er varmere end kondenseringstemperaturen, og det er godt. Det er energien i trykgassen, som sammen med god varmeveksling, som er anledningen til dette.

Underkøling: ca. 2 K

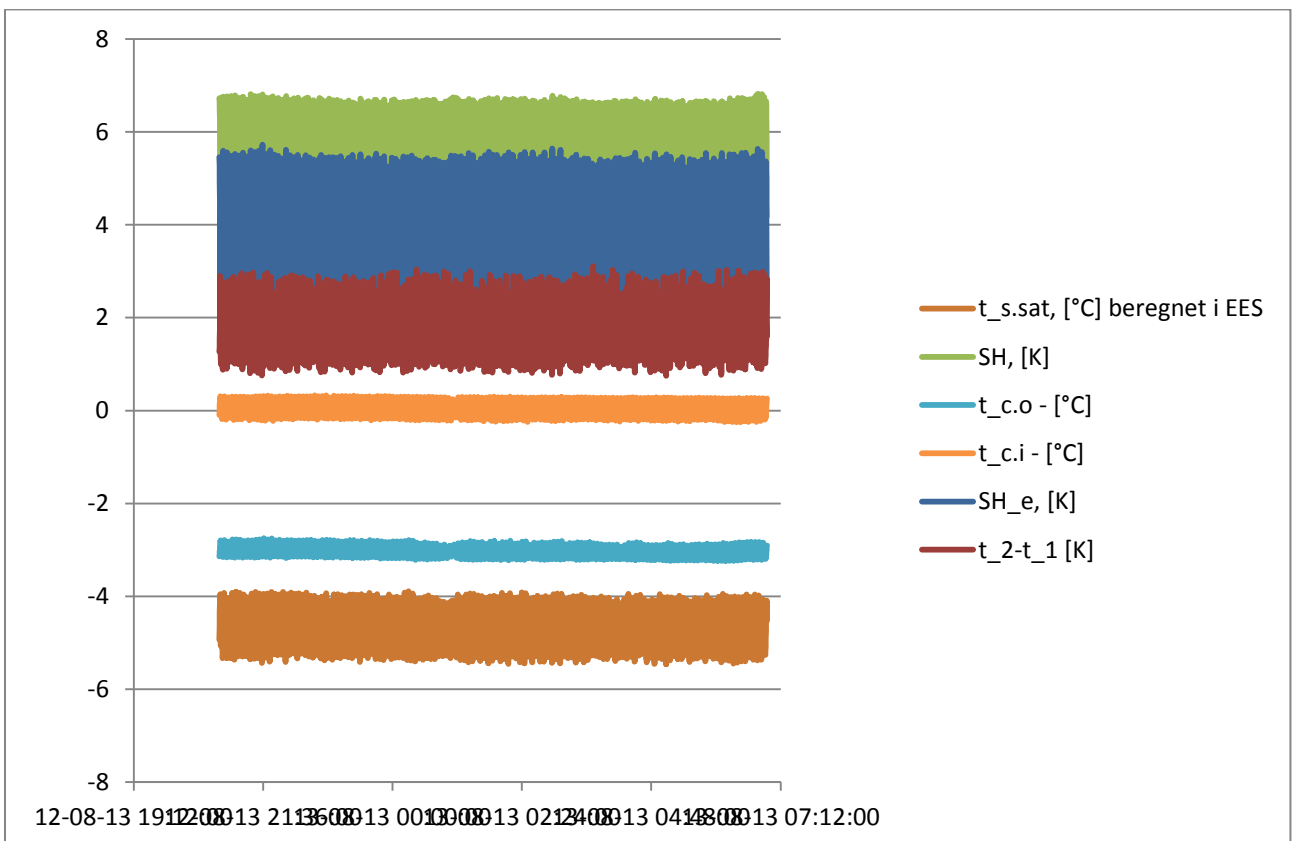
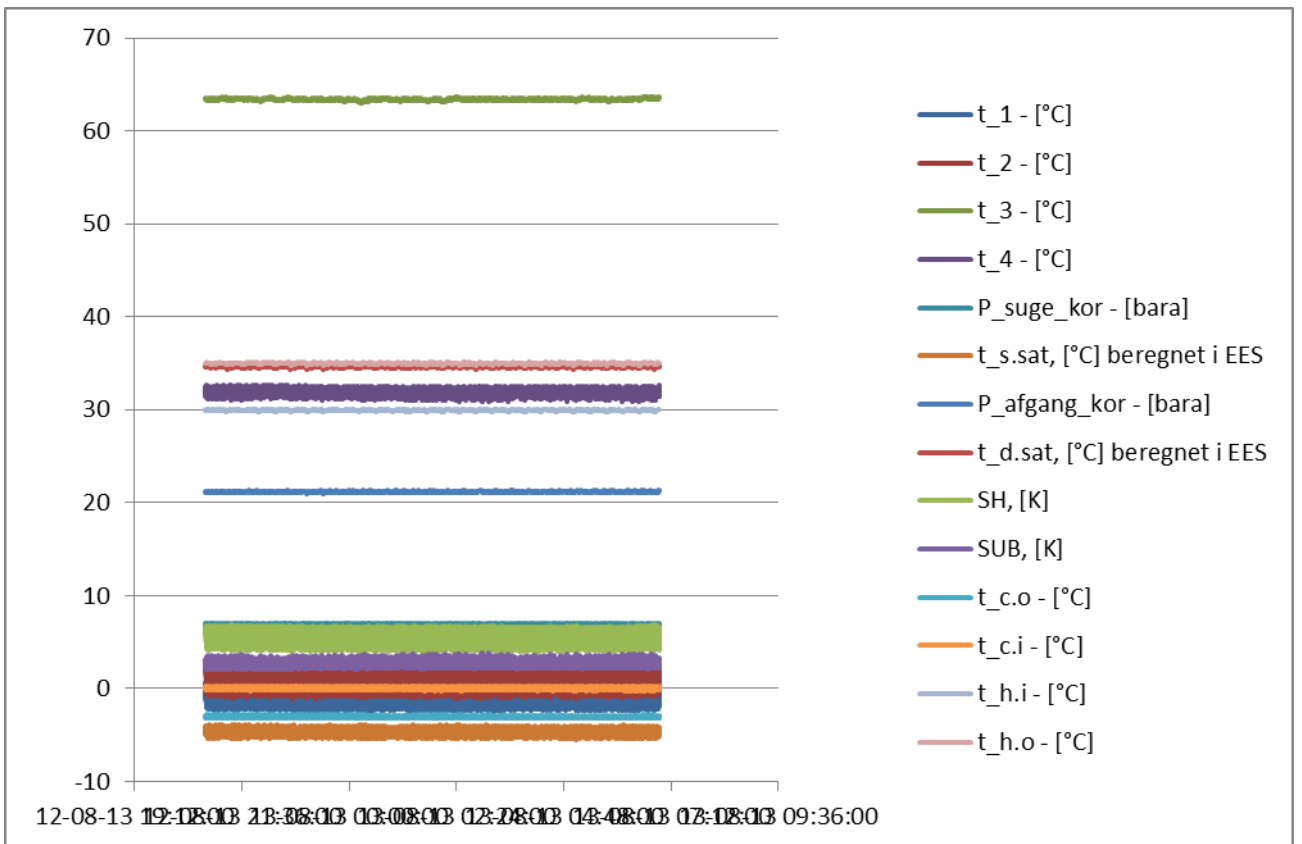
Det blev overvejet, om overhedningen af kølemiddel kunne gøres lidt mindre ved at benytte en anden (elektronisk) ventil og måske en anden fordamper med bedre væskefordeling. En mindre overhedning vil medføre en bedre udnyttelse af fordamperen, højere fordampningstemperatur og højere effektivitet.

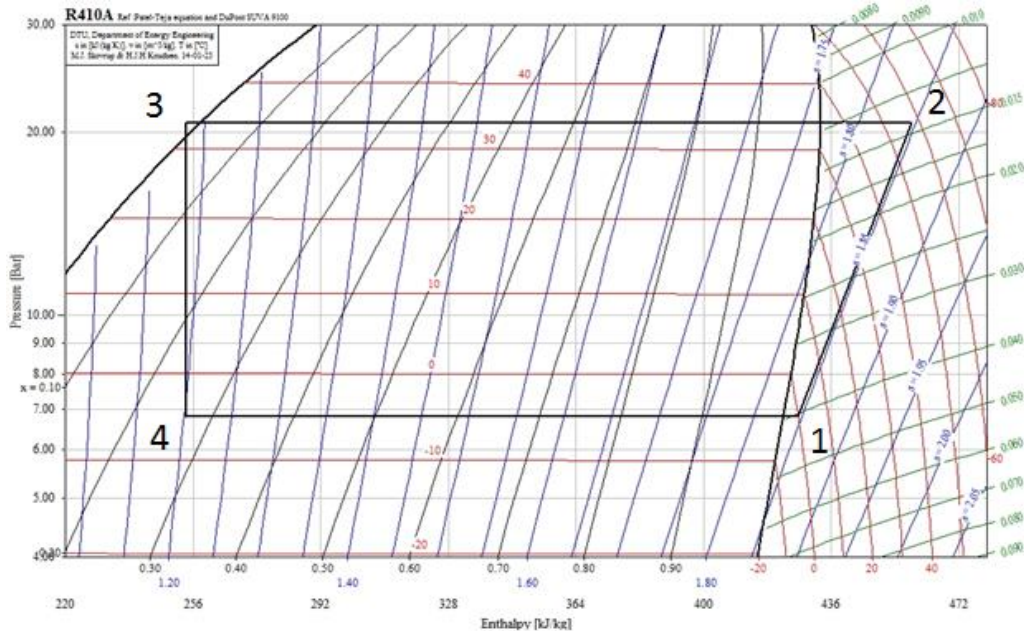
Varmepumpen kører lidt ON/OFF-drift ved det laveste driftspunkt i testen.

Der er mulighed for at udvide driftsområdet ned til ca. 800 RPM, hvis ikke kondenseringstemperaturen er for høj. Det kunne man evt. sikre i softwaren til næste generation af styring og inverter.

Man kan se, at temperaturerne på lavtrykssiden varierer lidt inden for et interval. Dette skyldes, at den termostatiske ekspansionsventil hele tiden regulerer, således at overhedningen ligger inden for et temperaturinterval (en hysteres). Dermed varierer fordampningstryk – og –temperatur og de andre temperaturer på lavtrykssiden af varmepumpen.

Hvis der benyttes en elektronisk ekspansionsventil kunne man måske reducerer overhedningen med et par grader, og hæve fordampningstrykket tilsvarende med bedre effektivitet som følge. Den elektroniske ekspansionsventil kunne måske også sikre mere stabil drift.





Figur: LogPh-diagram for processen. Fordampningstemperatur:  $-5^{\circ}\text{C}$ , kondensatortemperatur:  $34^{\circ}\text{C}$ , Overhedning:  $5^{\circ}\text{C}$ , Underkøling:  $2^{\circ}\text{C}$ . Der er benyttet CoolPack-software til beregningerne og til generering af LopPh-diagrammet.

#### 4. Projektbeskrivelse

EU's energimærkningsordning skal evalueres og revideres senest i 2018 (senest 5 år efter ikrafttræden), og det må forventes, at der sker en kraftig skærpelse af ordningen, da det tilsyneladende er for nemt, at komme i den gode energiklasse for væske-vand-varmepumper til gulvvarme.

I forprojektet blev det belyst, at der stadig er et uudnyttet potentiale for at gøre fremtidens varmepumper endnu mere effektive. Den testede varmepumpe i energiklasse A+++ har en carnot-virkningsgrad på 50 - 52 %. Det vil sige, at den har en virkningsgrad på 50- 52% af den ideelle carnotmaskine, som arbejder ved de givne temperaturer for centralvarmevand til gulvvarme og brine-temperaturer i jordslangen. Varmepumpens effektivitet når aldrig op på 100 % carnotvirkningsgrad, men det bør kunne lade sig gøre, at nå et godt stykke længere op i carnot-virkningsgrad i fremtidens varmepumper.

I forprojektet har vi analyseret testdata fra varmepumpelaboratoriet på Teknologisk Institut, og vi kan se, at varmepumpen kunne gøres endnu bedre ved følgende tiltag:

- Brug af en anden ekspansionsventil, som sikrer mindre overhedning og bedre udnyttelse af fordamper.
- Brug af en anden fordamper med bedre fordeling af kølemiddel
- Brug af lav-energi-cirkulationspumper

- Brug af andet kølemiddel med mindre GWP og bedre effektivitet (f.eks. R32 eller evt. R290)
- Analyse og gennemgang af hele systemet og alle komponenter for at optimere energieffektiviteten.

Projektet er inddelt i fire faser:

1. Der opstilles en matematisk model af varmepumpen, og denne tunes til at passe med måledata fra forprojektet
2. Der indsamles informationer på forskellige nye komponenter, og der foretages beregninger af effekten af disse nye komponenter.
3. Test af prototype: Der bygges en prototype, som benyttes til en række test, hvor der foretages én ændring af gangen for at se den direkte effekt af hver af disse ændring. Test af prototype på TI og udarbejdelse af testrapporter. Analyse af resultater. Test af ”endelig udgave”.
4. Analyse af testresultater og rapportering.

#### **Kort beskrivelse af forbedringsforslag:**

Vi så i forprojektet, at overhedningen var ca. 6 K ved fuld last. Heraf var de 4,5 K reel overhedning i fordampneren og de sidste 1,5 K var overhedning ved varmeveksling med inverteren. Det er ønskeligt at få overhedningen længere ned, da det sikrer en bedre udnyttelse af fordampneren, højere fordampningstemperatur og højere effektivitet.

Der benyttes p.t. en termostatisk ekspansionsventil, og denne kan sandsynligvis ikke få overhedningen længere ned.

Derfor vil vi i hovedprojektet benytte en elektronisk ekspansionsventil, som vil kunne få overhedningen længere ned og dermed opnå en højere fordampningstemperatur.

Man kan som tommelfingerregel sige, at effektiviteten bliver ca. 3% bedre pr. grad højere fordampningstemperatur.

For at få en fuld udnyttelse af den elektroniske ekspansionsventil er det vigtigt, at kølemidlet fordeles rigtigt i fordampneren.

Store japanske producenter af varmepumper begynder at markedsføre varmepumper med R32. Dette kølemiddel er kendt i forvejen, men ikke som et rent kølemiddel. R32 indgår i blandingskølemidlerne R407C og R410A, som også benyttes i varmepumper. R32 har et væsentligt lavere GWP (ca. en tredjedel) sammenlignet med R410A, som benyttes i state of the art-varmepumpen. R32 er svagt brandbart, men det kan ifølge japanske producenter håndteres. Det undersøges, om anvendelse af R32 vil føre til højere effektivitet.

Laboratorieforsøgene vil blive afsluttet med en test af kølemidlet R32 såfremt en kompressor, som er designet til R32 kan skaffes. Hvis det ikke kan lade sig gøre inden for projektføreløbet, så testes der med R32 med eksisterende R410A-kompressor. Der vil ligeledes blive udarbejdet kølemiddel-beregningsrutiner for dette kølemiddel, så det er muligt at beregne processen og sammenligne beregnede effektivitet af R410A, R32 og R290.

#### **Budget:**

Der blev givet tilsagn om økonomisk støtte fra Elforsk.

Det totale budget er ca. 1,6 mill. kr. hvoraf der blev bevilget ca. 50 % i støtte.

## 5. Matematisk model

Der blev i foråret 2015 udarbejdet en matematisk model af varmepumpen (se appendix A). Modellen er baseret på EES, og de præcise komponentdata fra prototypen fra forprojektet blev indføjet i modellen.

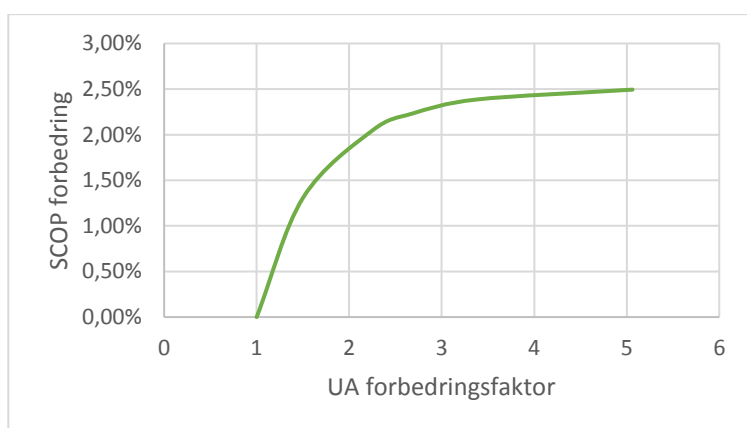
Modellen blev ”tunet”, således at beregningsresultatet kom til at matche testresultater fra forprojektet.

Herefter blev der foretaget forskellige ændringer for at beregne, hvad det vil betyde, hvis der benyttes større varmeoverførende flader (i fordamper og kondensator) og hvad det vil betyde, hvis der benyttes intern varmeveksler i varmepumpen.

Endvidere blev det beregnet, hvad der vil ske med effektiviteten, hvis der benyttes et andet kølemiddel end R410A.

Disse beregninger viste, at den eksisterende varmepumpe fra forprojektet fungerede rigtig godt, og at det kun er mindre forbedringer man kan ”hente” ved de nævnte forbedringer.

Ved at fordoble fordamperarealet (hvilket er en drastisk ændring) kan opnås en forbedring på ca. 1,8%.



UA	SCOP	Forbedring
<b>1.005</b>	5.07	0.00%
<b>1.508</b>	5.13	1.31%
<b>2.26</b>	5.17	2.04%
<b>2.7</b>	5.18	2.23%
<b>3.39</b>	5.19	2.39%
<b>5.088</b>	5.19	2.49%

*Parameterstudie af variation af UA-værdien for fordamperen. Det ses, at selv voldsomme forøgelse af varmeoverførende areal kun har begrænset effekt.*

Skift til R32 vil give en forbedring på 0,9%.

Skift til propan vil give en forbedring på 2,2%.

Brug af intern varmeveksler vil (teoretisk) kun give marginale ændringer i effektiviteten.

Se i øvrigt de fine analyser i appendiks A.

Det konkluderes, at ”modellen og beregningerne viser, at man skal gøre sig umage for at opnå signifikante forbedringer af SCOP for denne varmepumpe”.

Det konkluderes ligeledes, at man kan opnå større forbedringer ved at benytte en brinepumpe med lille effektforsøg.

## 6. Analyse af beregningsresultater og forslag til optimering

I projektet blev det klart, at man må kunne hente lidt på bedre inverter og kompressor. Hvis man ser på testresultater fra for-projektet, og har leget lidt med testresultater, og vurderet potentiale for forskellige forhold. Så kommer man frem til følgende optimeringsmuligheder:

Man kan vinde lidt ved at sørge for, at varmepumpen ikke kører on/off ved det laveste punkt. Her kan vi måske få SCOP til at stige fra 5,11 til 5,25.

Der er tilsyneladende ikke så meget at hente på at reducere stand-by forbrug.

Det er vigtigt, at varmepumpen fungerer godt ved +2 °C, idet dette punkt vægtes højt i beregningen af SCOP.

Man kan vælge at sætte en effektiv cirkulationspumpe på vandsiden og teste varmepumpen med denne. Husk også at måle på selve pumpen. Krav: 27 mBar differenstryk, 7W korrektion. R32 er rapporteret i Japan til at give en vis forbedring, 5 % fra nogle kilder. Det er mere end beregningerne viser. R32 er svagt brændbar. I den nuværende Geo3 varmepumper er der 1100 g R410A, og ifølge flere kilder vil den tilsvarende mængde R32 vil være ca. en tredjedel mindre. Med et A2-kølemiddel i denne mængde bør der ikke være et problem.

## 7. Fremstilling af prototype

Nilan fremstillede ny ”state of the art”-Geo 3-varmepumpe til test. Der blev placeret termoelementer, som TI leverede til Nilan. Der blev også monteret tryktransducere, som TI leverede. Se rørdiagram i afsnit 3.

Denne prototype blev benyttet som ”basis” i projektet, og den blev ombygget flere gange undervejs i projektet.

- Styringen kører efter konstant deltaT på brinesiden.
- CTS700-styring
- Installation foregik i et samarbejde mellem Nilan og TI.

Alle indgreb i varmepumpen udførtes af Nilan (elektronisk ekspansionsventil og andre indgreb.). Der blev en del kørsel frem og tilbage med prototypen.

Påfyldning af R32 blev foretaget på Teknologisk Institut, idet Nilan ikke har dette kølemiddel i virksomheden.

## 8. Test af prototyper

### Første prototype

Den første test forgik på den leverede prototype. Denne prototype benytter kølemidlet R410A, som også er standard i produktionen hos Nilan. Kølemiddelfyldningen er 1,10 kg. Prototypen

var ligeledes udstyret med en mekanisk (termostatisk) ekspansionsventil, som også er standard i produktionen hos Nilan.

Der blev foretaget test for at bestemme  $P_{\text{design}}$ , og det blev kortlagt, at den optimale drift af varmepumpen er ved 3,55 kW. Derfor blev  $P_{\text{design}}$  sat til denne værdi.

Nilan leverede en lavenergi brinepumpe, og denne blev monteret i brinekredsen. Dette fik effektiviteten af varmepumpen til at stige.

Se eventuelt appendiks D for detaljer om disse test.

Som næste step blev der monteres en lavenergipumpe i vandkredsen, og det fik effektiviteten til at stige yderligere.

Herefter blev der foretaget en test for at bestemme SCOP-værdien for prototypen. Der blev foretaget 5 test, som simulerer udetemperaturer på hhv. -10, -7, +2, +7 og +12 °C.

Ud fra disse test blev SCOP bestemt til at være 5,42.

Dette er en meget høj effektivitet, og der var tilfredshed med resultatet.

### Prototype med R32

Herefter blev prototypen tømt for kølemiddel, og der blev påfyldt R32 trinvis for at bestemme den optimale fyldningsmængde.

Der blev påfyldt 1,00 kg,

Der var nogle udfordringer med at få den termostatiske ekspansionsventil til at styre kølemiddelflowet til fordamperen. Der blev varieret på indstillingen af overhedningen (ved at dreje på indstillingsskruen på ventilen).

Der blev foretaget test til bestemmelse af SCOP, og man kan ud fra testpunkterne bestemme, at varmepumpen kører fint ved de høje kapaciteter, mens ventilen har svært ved at styre flowet ved de lave kapaciteter, hvor der kommer væske med ud af fordamperen.

Herefter blev overhedningen sat en tak opad ved at skrue på ventilen. Nu blev optimal  $P_{\text{design}}$  sat til 3,80 kW og en ny serie test blev foretaget for at bestemme SCOP.

SCOP blev nu bestemt til at være 5,47.

Dette er en høj værdi, men man kan af de målte temperaturer se, at ventilen har svært ved at styre kølemiddelflowet, idet der kommer temperaturvariationer ved udgangen af fordamperen, og at der kommer væske ud af fordamperen.

### Prototype med elektronisk ekspansionsventil

Nilan installerede en elektronisk ekspansionsventil (Danfoss) på prototypen. Prototypen blev kørt til Teknologisk Institut, hvor der blev fyldt R32 på prototypen.

Ventilen viste sig at være alt for stor, idet den højst åbnede sig 10% ved fuld kapacitet.

Herefter blev prototypen kørt til Nilan, som installerede en mindre ekspansionsventil. På Teknologisk Institut blev der nu påfyldt 860 g R32.

Herefter blev der udført en række test for at sikre en optimal regulering af overhedningen ved udgangen af fordamperen. Der blev registreret stabil drift, når overhedningen er 5,5 K eller derover. Ved indstilling af mindre overhedning bliver driften ustabil.



Temperaturmålinger viser, at overhedningen efter varmeveksling med inverteren bliver 8 – 9 K.

Hermed blev det påvist, at det ikke er muligt, at optimere varmepumpen yderligere ved at reducere overhedningen.

En forklaring kan være, at kølemiddelflowet i de parallelle kanaler i fordamperen ikke er helt ens. Med det koncept, som varmepumpen er bygget på, så kan det ikke lade sig gøre at komme længere ned i overhedning efter fordamperen.

$P_{\text{design}}$  blev bestemt til at være 3,70 kW.

Herefter blev der foretaget en række test ved forskellige kapaciteter for at bestemme SCOP. Denne blev bestemt til at være 5,40.

Det kan konkluderes, at den elektroniske ekspansionsventil ikke har gjort varmepumpen mere effektiv.

### Prototype med intern varmeveksler

Der blev afholdt et projektmøde i Aarhus i februar 2017, hvor de hidtidige resultater blev drøftet.

På mødet blev det besluttet, at prototypen skulle ombygges til at have en intern varmeveksler. Der var mistanke om, at der kommer væskedråber med ind i kompressoren. Den interne varmeveksler skal forhindre, at det sker, og det vil hæve effektiviteten ved at sikre, at al væske er fordampet inden kompressoren.

Endvidere blev besluttet at gå tilbage til at benytte R410A, idet dette kølemiddel bliver benyttet af Nilan, og at brug af R32 ikke har medført signifikant forbedring.

Det blev også besluttet at gå tilbage til at benytte en termostatisk ekspansionsventil.

I appendiks B er gengivet de beregninger og overvejelser, som ligger bag denne antagelse.

Herefter foretog Nilan en ombygning af prototypen, således den nu er udstyret med intern varmeveksler, termostatisk ekspansionsventil og R410A.

Ved test på Teknologisk Institut i juni 2017 blev SCOP bestemt til at være 5,43, hvilket er marginalt bedre end tidligere.

Nilan oplyser, at de tidligere har været forbeholdne mht. til at benytte intern varmeveksler, men at det har vist sig, at være nemt og relativt billigt i produktionen. Derfor vil de i fremtiden benytte intern varmeveksler i produktet.

## 9. Akkrediteret testrapport

Teknologisk Institut har på baggrund af måleresultaterne fra den sidste prototype udarbejdet en akkrediteret testrapport.

Denne er baseret på måleresultaterne for den sidste prototype.

Der blev foretaget en ekstra test af stand-by-forbruget af komponenter, og i den forbindelse blev det registreret, at der er en mindre software-fejl i styringen, som gør at displayet

forbruger energi i perioder, hvor det ikke er nødvendigt. Derfor bliver SCOP i den akkrediterede testrapport en anelse mindre end i de tidligere test. SCOP er fastsat til 5,39 i den akkrediterede testrapport, som forefindes i appendiks E.



*Foto: Akkrediteret test af prototype i Teknologisk Instituts laboratorium i Aarhus, august 2017.*

## 10. Konklusion og anbefalinger

Der er udviklet og testet en ny generation af varmepumper i et samarbejde mellem Nilan A/S og Teknologisk Institut. Der er tale om en væske-vand-varmepumper ("jordvarme") med en

ydelse på 1,0 – 4,0 kW. Denne inverterstyrede varmepumpe er beregnet til lavenergihuse, hvor der er gulvvarme.

I den afsluttende akkrediterede test er målt en SCOP på 5,39. Der er tale om en meget effektiv varmepumpe, og det målte resultat er bedre end nogen anden varmepumpe under 10 kW på Energistyrelsens liste over varmepumper.

Produktet er i den bedste energiklasse i EU's energimærkning for varmepumper (A+++). Produktet vil ligeledes stå stærkt i forbindelse med revision af denne energimærkningsordning, hvor der kan forventes stramninger for at komme i de bedste energiklasser.

Varmepumpen benytter ca. 1,1 kg R410A. I projektet er der testet prototyper med R32, som har en lavere GWP (Global Warming Potential). Hvis Nilan på et tidspunkt beslutter sig til at skifte til dette kølemiddel kan de benytte erfaringerne fra projektet til dette. Prototyperne med R32 havde et tilsvarende SCOP, som blev målt med R410A.

Nilan vil nu kommercialisere den nye varmepumpe og forberede produktionen af den.

I projektet blev det forsøgt at opnå endnu højere SCOP. Det viste sig, at dette ikke kunne lade sig gøre med de benyttede komponenter. Derfor konkluderes, at i projektet er der opnået den absolutte højst mulige effektivitet med de tilgængelige komponenter.

Hvis man i fremtiden skal opnå endnu højere effektivitet, så skal man forsøge at optimere kompressoren og dens virkningsgrad.

Man kan måske også vinde lidt, hvis man kan få en fordamper, hvor der er en mere ensartet flow i de parallelle kanaler.

## Appendiks A: Matematisk model

**Udarbejdet i forbindelse med:**

ELFORSK projektet: Fremtidssikring af dansk produktion af varmepumper

**Udarbejdet af:**

April 2015

Forfatter: Martin Frølich Olesen

## Hvad kan modellen

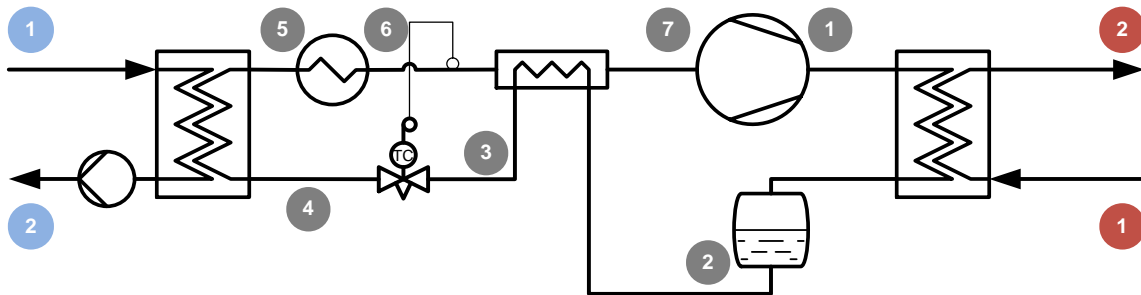
Modellen er en EES-model over Nilans GEO3 varmepumpe med en tilføjelse af intern varmeveksler.

Modellen giver mulighed for en steady-state beregning ved en eller flere driftspunkter inklusiv dellast. Der kan dermed foretages beregninger af en række driftspunkter svarende til dem som foretages i en SCOP-test jf. EN14825. Derefter kan SCOP-værdien beregnes, i et separat TI – software, efter samme procedure som ved test.

Parametrene for de forskellige hovedkomponenter kan varieres i brugerinterfacet og dermed kan forskellige forbedringer/ændringer simuleres. Modellen er forberedt til ændring af kølemiddel til propan eller R32, men parametrene er tunet efter R410A og vil kræve tilpasning.

## Opbygningen af modellen

På **Figur 1** ses det diagram som modellen er opbygget efter.



**Figur 1: Procesdiagram over varmepumpen, med tilstandspunkter**

Med reference til figuren, indeholder modellen følgende komponenter:

- Kompressor (Panasonic 5RD132XDA21)
- Kondensator (Danfoss H62L-CX-16)
- Intern varmeveksler (Ukendt / ikke valgt)
- Ekspansionsventil (Ukendt)
- Fordamper (Danfoss D55-EU-20)
- Køling af frekvensomformer (refereres til som inverterkøler)
- Brinepumpe (Grundfos UPM GEO 25/85 130)

## Kompressor

Kompressoren er modelleret ud fra to polynomier for ydelse og effektoptag som funktion af kondenserings- og fordampningstemperaturen.

Begge polynomier er på nedenstående form. Hvor Y er enten effektoptag eller varmeydelsen, afhængig af hvilke konstanter (C) som indsættes.

$$Y = C_1 + C_2 T_0 + C_3 T_c + C_4 T_0^2 + C_5 T_0 T_c + C_6 T_c^2 + C_7 T_0^3 + C_8 T_c T_0^2 + C_9 T_0 T_c^2 + C_{10} T_c^3$$

Konstanterne er udledt fra kurverne fra databladet over kompressoren, og ses i tabellen herunder.

Konstant	Værdi ved effektoptag	Værdi ved varmeydelse
C <sub>1</sub>	0.00000E+00	-1.31390E-01
C <sub>2</sub>	7.88980E+00	0.00000E+00
C <sub>3</sub>	-6.94580E+00	3.32690E-02
C <sub>4</sub>	-5.14480E-02	-5.36910E-03
C <sub>5</sub>	3.92760E-02	2.04530E-04
C <sub>6</sub>	5.20870E-03	-2.44950E-04
C <sub>7</sub>	8.35270E-05	3.56030E-04
C <sub>8</sub>	-5.16400E-05	5.20000E-08
C <sub>9</sub>	-1.85430E-05	3.62570E-06
C <sub>10</sub>	-2.44440E-07	1.42890E-06

Ud fra kompressorpolynomierne findes isentropisk og volumetrisk virkningsgrad som anvendes til den videre beregning.

Kompressorpolynomierne antages at være uændret ved dellast drift.

Kompressoren laveste omdrejningstal gives som inputparameter og er sat til 800RPM.

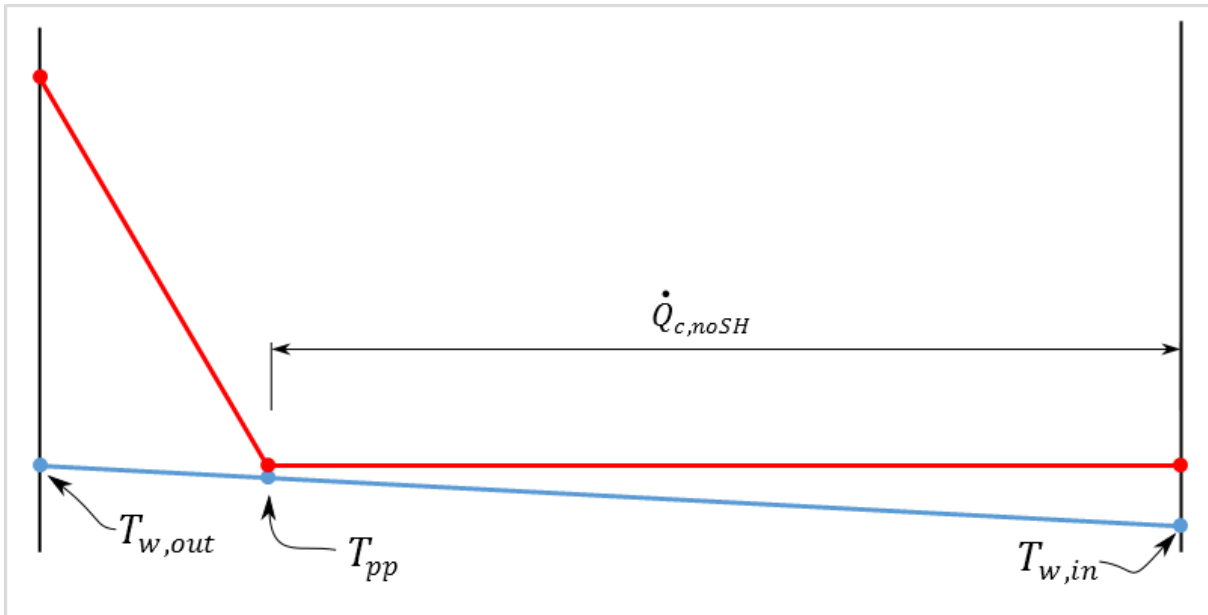
## Kondensator

Kondensatormodellen er simplificeret og opbygget efter metoden med en total UA-værdi og den logaritmiske middeltemperatur:

$$\dot{Q}_{c,noSH} = UA_{no,SH} * LMTD = UA_{no,SH} \frac{T_{pp} - T_{w,in}}{LN \left( \frac{(T_c - T_{w,in})}{(T_c - T_{pp})} \right)}$$

Hvor temperaturene og ydelsesområde er angivet på Figur 2. Der kan regnes både med låst volumenstrøm på vandsiden og låst returtemperatur ( $T_{w,in}$ ). I begge tilfælde skal fremløbstemperaturen ( $T_{w,out}$ ) gives som inputparameter.

Der er på nuværende tidspunkt ikke indbygget lastafhængighed på varmeovergangstallet, hvilket vil sige at UA-værdien er konstant. Det betyder at modellen må forventes at være mest nøjagtigt ved låst volumenstrøm på vandsiden. Der regnes ligeledes ikke med underkøling, da der ikke forlægger datagrundlag for at beregning af denne. Dog kan underkølingen sættes til en konstant værdi hvis den ønskes medregnet.



Figur 2: Skitseret QT-diagram for kondensatoren

Ved beregning af vekslersens UA-værdi i Danfoss' beregningsprogram fås en værdi på:

$$UA = 2.38 \frac{kW}{m^2K}$$

Med denne værdi stemmer resultaterne dog ikke overens med resultaterne fra forprojektet. Det skyldes at metoden i Danfoss' program er anderledes end den som anvendes her, da det ikke er muligt (umiddelbart) at vægte arealet mellem overhedningsfjernelse og kondensering. Modellen er derfor tunet ind efter resultater fra forprojektet, som ses i tabellen herunder.

Parameter	$T_c$	$T_{sc}$	$T_{gas}$	$T_{w,in}$	$T_{w,out}$	$\dot{Q}_c$
Værdi	34.6°C	2K	64°C	30°C	35°C	3.5kW

Herved fås en UV-værdi på:

$$UA_{no,SH} = 1,423 \frac{kW}{m^2K}$$

Denne værdi anvendes på nuværende tidspunkt.

Tryktabet er i flg. Danfoss' beregningsprogram på vandsiden og kølemiddelsiden, hhv.  $\Delta P_{wc} = 7.81kPa$  og  $\Delta P_c = 0.65kPa$  i ved lastsituationen angivet i tabellen. Disse værdier indgår i modellen som konstanter, men er naturligvis last/flow-afhængige i virkeligheden. Tryktabet på vandsiden er uden betydning i forholdt til COP/SCOP-beregningen. Tryktabet på kølemiddelsiden er så lille så det er uden praktisk betydning.

### Intern varmeveksler

Den interne varmeveksler er modelleret med en termiskvirkningsgrad efter følgende formel:

$$\varepsilon(T_2 - T_6) = (T_7 - T_6)$$

hvor  $\varepsilon$  er vekslerens virkningsgrad og en inputparameter, og  $T_x$  temperaturen ved punkterne angivet i **Figur 1**.

Hvis  $\varepsilon = 0$  svarer dette til en situation uden intern varmvæksler.

### Ekspansionsventil

Ekspansionsventilen er modelleret som en adiabatisk ekspansion mellem højtryk og lavtryk. Det vil sige en isentalpisk proces med konstant entalpi.

### Fordamper

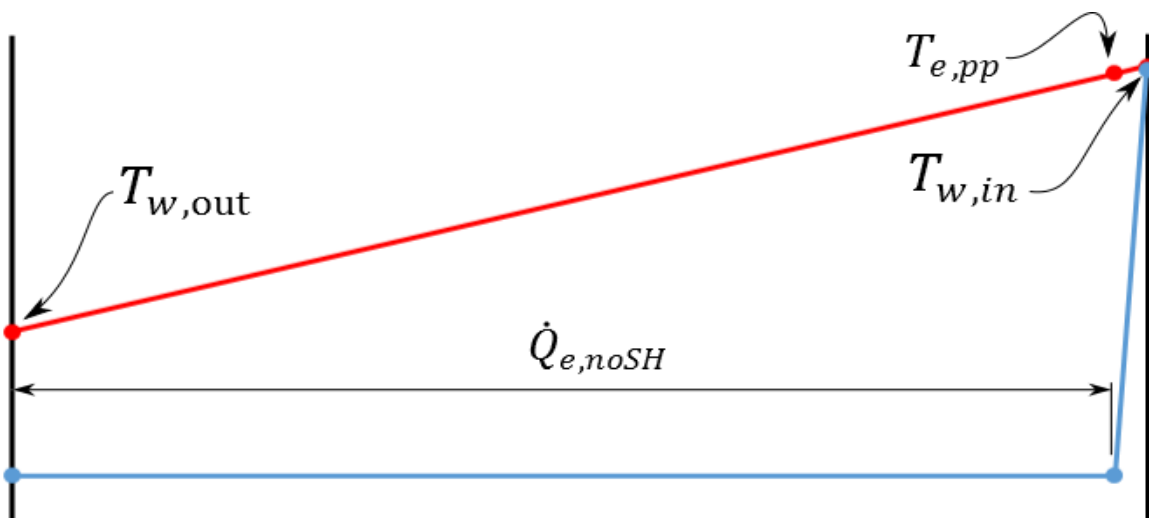
Fordamperen er modelleret efter samme metode som kondensatoren:

$$\dot{Q}_{e,noSH} = UA_{no,SH} * LMTD = UA_{no,SH} \frac{T_{e,pp} - T_{w,in}}{LN \left( \frac{(T_{e,pp} - T_e)}{(T_{w,in} - T_e)} \right)}$$



Hvor temperaturene og ydelsesområdet er angivet på **Figur 3**. Der kan som i kondensatoren regnes både med låst volumenstrøm på brinesiden og låst temperatur. Her kan brinens fremløbstemperatur låses ( $T_{w,out}$ ). I begge tilfælde skal brinens returtemperatur ( $T_{w,in}$ ) gives som inputparameter.

Som ved kondensatoren er der på nuværende tidspunkt ikke indbygget lastafhængighed på varmeovergangstallet, hvilket vil sige at UA-værdien er konstant. Det betyder igen at modellen må forventes at være mest nøjagtigt ved låst volumenstrøm på brinesiden. Der regnes ligeledes ikke med overhedning, da der heller ikke her forlægger datagrundlag for at beregning af denne. Overhedningen kan i stedet sættes til en konstant værdi.



**Figur 3: Skitseret QT-diagram over fordamperen**

Ved beregning af fordamperens UA-værdi i Danfoss' beregningsprogram fås en værdi på:

$$UA = 1.005 \frac{kW}{m^2K}$$

Med denne værdi stemmer resultaterne helt overens med værdien som fås ved tuning efter resultaterne fra forprojektet. På trods af at metoden i Danfoss er anderledes end den som anvendes her.

Parameter	$T_e$	$T_{sh}$	$T_{w,in}$	$T_{w,out}$	$\dot{Q}_e$
Værdi	-4.6°C	4.5K	0°C	-3°C	2.76kW

Med hensyn til tryktabet, er der i flg. Danfoss' beregningsprogram et tryktab på brinesiden og kølemiddelsiden, på hhv.  $\Delta P_{we} = 5.40kPa$  og  $\Delta P_e = 4.97kPa$  i ved lastsituationen angivet i tabellen. Disse værdier indgår i modellen som konstanter, men er naturligvis last/flow-afhængige i virkeligheden.

Ved låst volumenstrøm er tryktabet på brinesiden dog tilnærmelsesvist konstant, så fejlen her er ikke så stor.

Brinen er en ethylenglykol/vand blanding på 30%, svarende til et frysepunkt på  $-15^{\circ}\text{C}$ .

### Inverterkøler

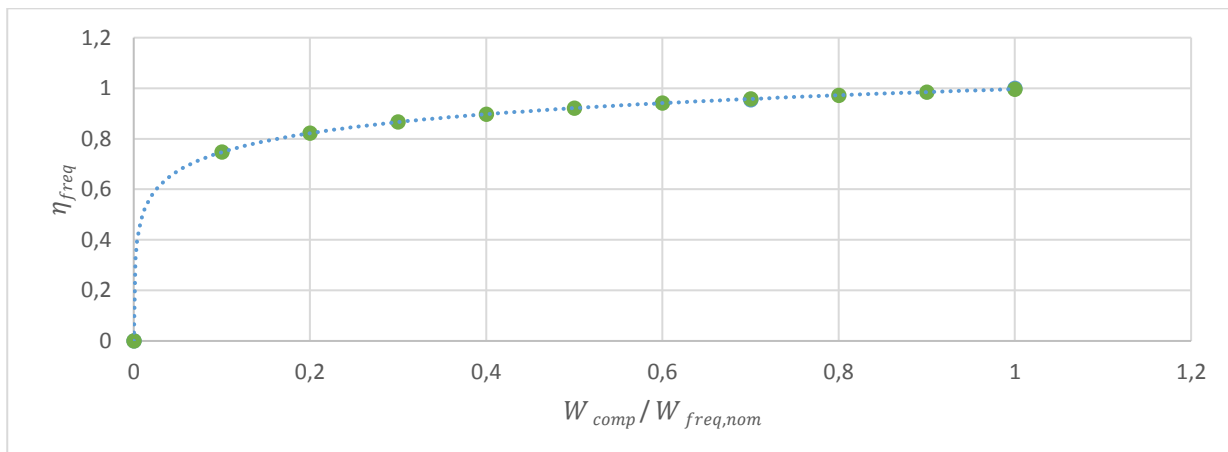
Det er antaget at alt tab i frekvensomformerer overføres til kølemidlet vha. af inverterkøleren. Tabet i frekvensomformerer er lastafhængigt og modelleret efter følgende funktion for frekvensomformerens virkningsgrad:

$$\eta_{freq} = 0.1082 \text{ LN} \left( \frac{\dot{W}_{comp}}{\dot{W}_{freq,nom}} \right) + 1$$

Konstanterne er fastlagt efter en nominal ydelse for inverteren på 1kW, svarende til en belastning af inverteren på 70% ved 3,5kW varmeydelse.

Værdierne er inputparameter til modellen og kan nemt ændres.

Funktionen ses afbildet på figuren herunder.



### Brinepumpe

På nuværende tidspunkt indtastes brinepumpes effektforbrug som en konstant værdi, hvilket er fint ved låst volumenstrøm.

Det fornødne datagrundlag til beregning af effektoptag som funktion af volumenstrøm og tryktab forlægges i forhold til pumpen. Metoden er også delvis indbygget. Det totale tryktab på brinesiden gennem varmepumpen er dog uvist og derfor anvendes et konstant effektforbrug.

Brinepumpens effekt er ikke direkte målt i forprojektet. SCOP metoden foreskriver en korrektion af varmepumpens elforbrug når brinepumpen er indbygget i varmepumpen. Korrektion dækker over

brinepumpens merforbrug grundet tryktabet i testopstillingen, som trækkes fra varmepumpens målte elforbrug. Brinepumpens effektforbrug kendes således ikke. Effektforbruget er anvendt som tuningsparameter. Ved fuldlast er der ifølge forprojektet målt en COP på 4,61. Det giver i beregningsmodellen en pumpeeffekt på 22W.

### Foreløbige resultater

Ud over de beregnede værdier fra modellen, kræver SCOP beregningen input for strømforbruget ved forskellige driftstilstande som ikke kan simuleres, men kun måles. Værdier fra forprojektet er derfor anvendt her:

Driftstilstand (mode)	Thermostat off	Off	Crankcase heater	Standby
Energiforbrug [kWh]	1.79	11.02	0	0

Alle resultaterne er beregnet med låst volumenstrøm, og uden intern varmeveksler medmindre andet er angivet.

### Baseline resultater

Nedenstående tabel viser resultaterne for en simulering, hvor der ikke er ændret nogle parametre for varmepumpen. Punkterne er lastsituationer svarende til en SCOP-test.

Beregnet											Målt
	$\dot{Q}_c$	$\dot{W}_{comp}$	COP	$T_{c,ud}$	$T_c$	$T_{e,ind}$	$T_e$	$\dot{Q}_{inv}$	$T_{sug}$	$\omega$	COP
	kW	kW	-	C	C	C	C	kW	C	RPM	-
<b>D</b>	1.02	0.12	5.63	24	24	0	-1.42	0.038	7.6	807	5.82
<b>C</b>	1.26	0.17	5.32	27	27	0	-1.72	0.043	6.9	1005	5.63
<b>B</b>	1.88	0.30	5.13	30	29.9	0	-2.54	0.048	5.2	1533	5.29
<b>A</b>	3.04	0.57	4.77	34	33.7	0	-4.01	0.042	2.8	2567	4.66
<b>E</b>	3.44	0.68	4.67	35	34.6	0	-4.51	0.036	2.1	2935	4.61
<b>F</b>	3.04	0.57	4.77	34	33.7	0	-4.01	0.042	2.8	2567	4.66

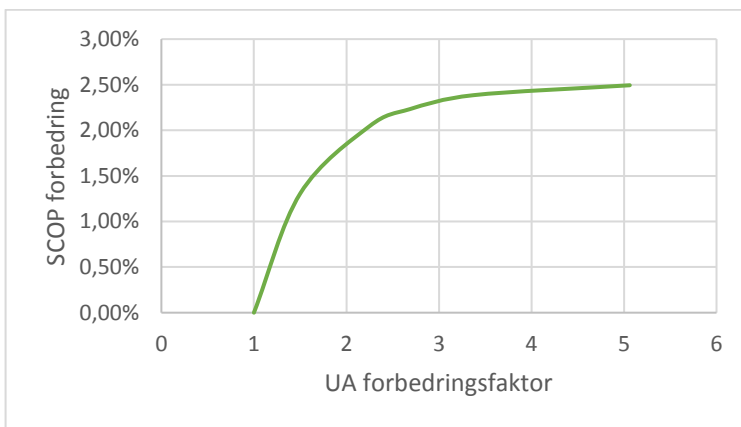
Dette giver en SCOP på **5.07**.

Værdien er lavere end den målte i forprojektet, som var 5.17. Der således en offset-fejl. Værdien må dog betragtes som at være inden for den forventede nøjagtighed af en sådan model. Ved sammenhold af de beregnede og de målte værdier, ses det at modellen beregner en lavere COP end målt i lave delast situationer. Det kan der være flere årsager til. En mulighed er at kompressormodellen ikke er særlig nøjagtig ved delast, og at antagelsen om "konstante-polynomier" dermed ikke helt holder. En anden mulighed er at tabsfunktionen for frekvensomformerer er anderledes, således at tabet er mindre ved delast end beregnet.

De efterfølgende resultater antages at være nøjagtige nok til formålet, men resultaterne opgives som relative forbedringer grundet offset-fejlen.

### Fordamper og ekspansionsventil

En anden fordamper og en bedre ekspansionsventil er begge tiltag som tilsammen forventes at kunne forøge fordampers varmeovergangstal og/eller arealudnyttelse. Modellen giver ikke mulighed for at beregne, hvilken indflydelse en bedre fordamper og ekspansionsventil har på UA-værdien. Modellen kan derimod beregne hvilken indflydelse en anden/bedre UA-værdi har på varmepumpen. Undersøgelsen foretages derfor som et parameterstudie, hvor UA-værdien gradvist øges. Overhedningen låses i forhold til temperaturen på brinen ind som den er beregnet til ved baseline-beregningen. Det er således antaget at ekspansionsventilen kan styre den overhedning som tillades.

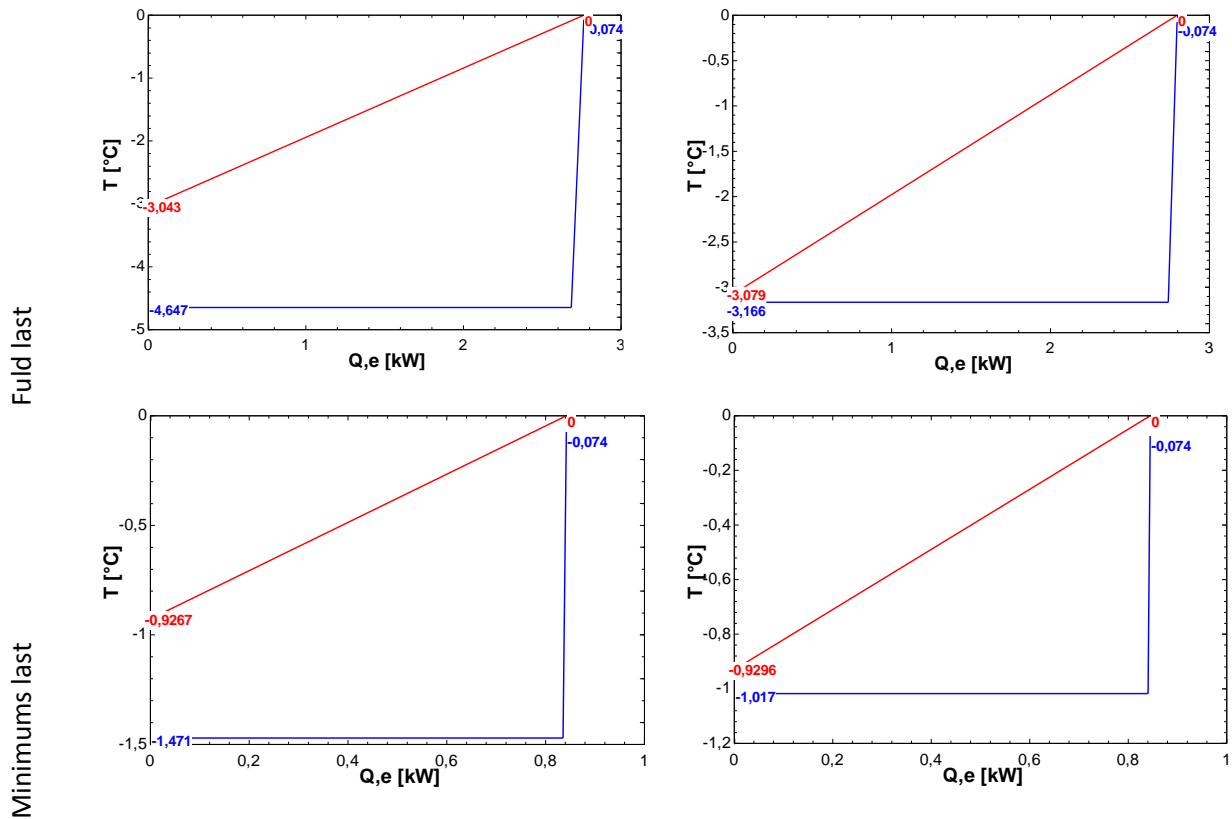


UA	SCOP	Forbedring
1.005	5.07	0.00%
1.508	5.13	1.31%
2.26	5.17	2.04%
2.7	5.18	2.23%
3.39	5.19	2.39%
5.088	5.19	2.49%

Figur 4: Parameterstudie af variation af UA-værdien for fordampere

Baseline (UA = 1.005)

Højeste UA værdi (UA = 5.088)



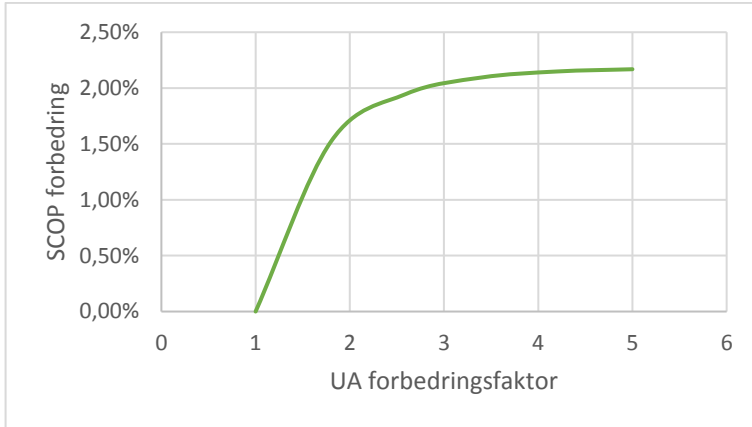
Figur 5: Q-T diagram over fordamperen ved min/max UA-værdi

På **Figur 4** ses SCOP-værdien som funktion af en faktor forbedringen af UA-værdien for fordamperen. Der er simuleret op til en femdobling af UA-værdien, hvilket ikke realistisk at opnå, men illustrerer tendensen. Det ses at den største stigning opnås ved en fordobling af UA-værdien, det giver en forbedring på ca. 1.8% i forhold til baseline. Herefter bøjer kurven af og effekten en yderlig hævnning af UA-værdien aftager. Ved en femdobling af UA-værdien fås blot en forbedring på ca. 2.5%. Her er pinchpoint-temperaturen i fordamperen også meget lille, som det ses i **Figur 5**. Bemærk at der ved minimumslast med høj UA-værdi tillades en meget lille overhedning (ca. 1K), som det i beregningen er antaget at ventilen kan håndtere.

### Brug af andet kølemiddel

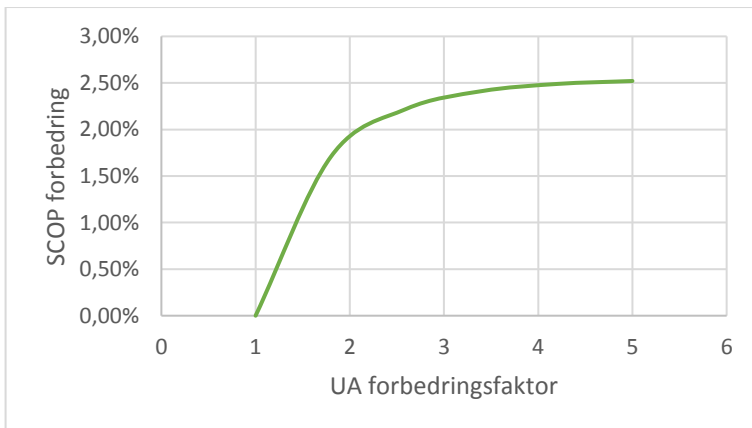
Ved skift af kølemiddel justeres UA-værdien og tryktab for fordamperen i forhold til de beregnede værdier med Danfoss' beregningsprogram. Vekslerstype og pladeantal er fastholdt. Kondensatoren er ikke justeret. Der er foretaget beregninger med både R32 og propan. Kompressormodellen er ikke justeret, så polynomierne for R410a er anvendt til at finde isentropisk- og volumetriskvirkningsgrad. For propan stemmer den volumetriske virkningsgrad ikke, grundet det højere specifikke volumen for propan i forhold til R410a. For propan er der derfor anvendt en konstant volumetriskvirkningsgrad på 0.9.

Der er lavet tilsvarende analyser af UA-værdien, som for R410a, med R32 og propan som kølemiddel.



UA	SCOP	Forbedring
1.109	5.11	0.00%
1.996	5.19	1.52%
2.883	5.21	1.95%
3.771	5.22	2.10%
4.66	5.22	2.15%
5.545	5.22	2.17%

**Figur 6: Parameterstudie af variation af UA-værdien for fordamperen, med R32 som kølemiddel**

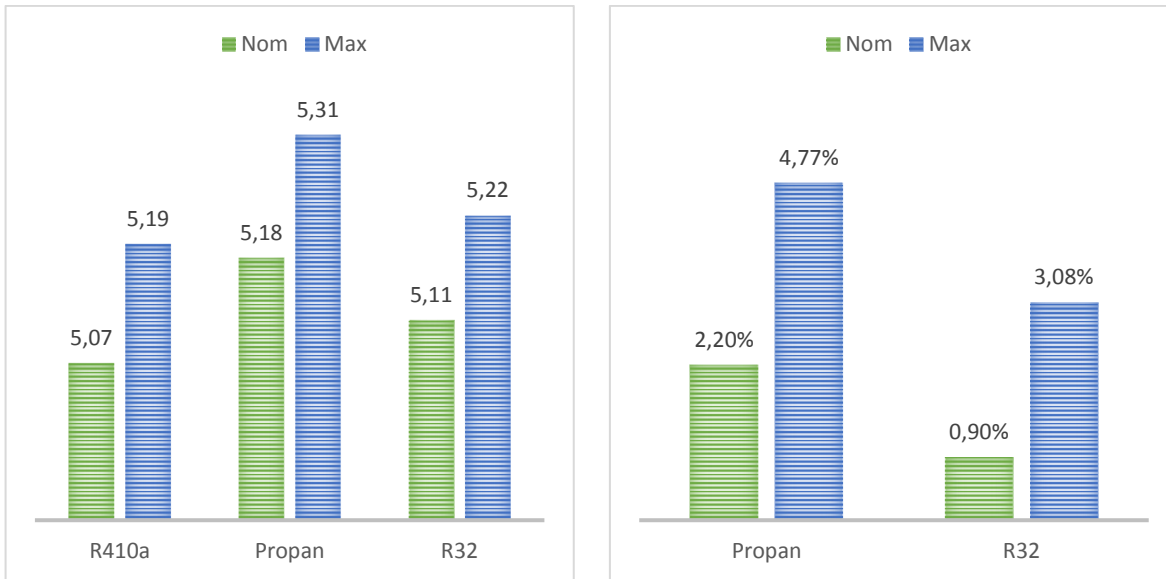


UA	SCOP	Forbedring
0.985	5.18	0.00%
1.773	5.27	1.71%
2.561	5.29	2.22%
3.349	5.30	2.41%
4.14	5.31	2.49%
4.925	5.31	2.52%

**Figur 7: Parameterstudie af variation af UA-værdien for fordamperen, med propan som kølemiddel**

**Figur 6** viser resultaterne for R32. Forbedringen er i forhold til "baseline" SCOP værdien med R32 som kølemiddel og altså ikke i forhold til resultaterne med R410a. Tendensen identisk med R410a, hvilket ikke er overraskende, og forbedringen er også på omkring 1.8% ved en fordobling af UA-værdien. **Figur 7** viser resultaterne for propan, som har samme tendens og størrelsesorden.

**Figur 8** viser en sammenligning af resultaterne ved de tre kølemidler. På den venstre figur ses de beregnede SCOP-værdier. På den højre figur ses SCOP-forbedringen med propan og R32 i forhold til baseline SCOP med R410a.



**Figur 8: Sammenligning af SCOP for 3 kølemidler ved nominal UA-værdi og den maksimale**

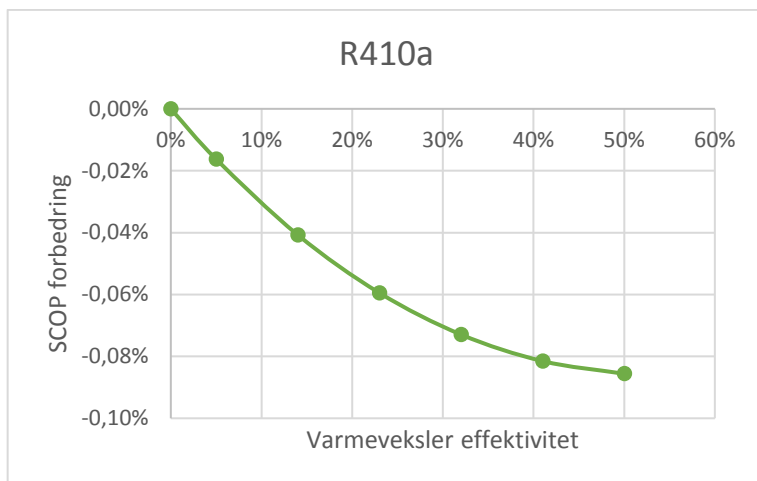
Det ses at et skift til propan eller R32 giver en forbedring på henholdsvis omkring 2.2% og 0.9%. Hvis UA-værdien også forbedres (med en faktor på fem) kan der opnås en SCOP forbedring på omkring 4.8% og 3.1% med henholdsvis propan og R32. Der må dog forventes at være en relativt stor usikkerhed på disse resultater da modellen er "tunet ind" med R410a.

### Internvarmeveksler

Følgende resultater viser den interne varmevekslers indvirkning på SCOP værdien, med de tre forskellige kølemidler.

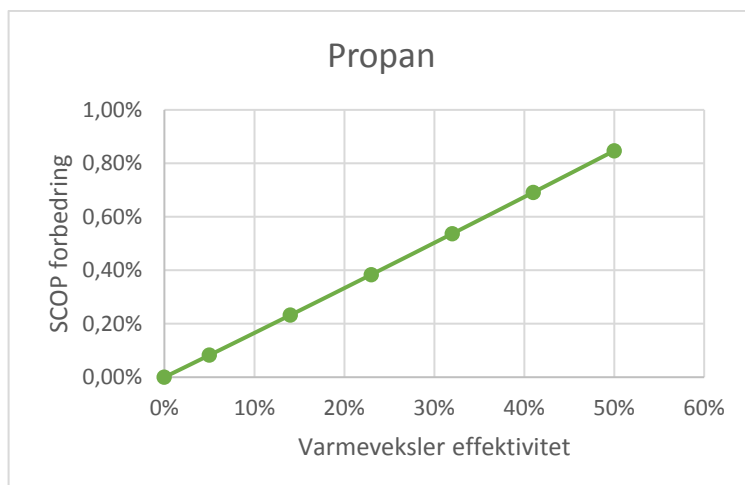
I simuleringen er den interne varmevekslers termiskvirkningsgrad  $\epsilon$  varieret mellem 0 – 0.5. Hvor den typisk værdi ligger på omkring 0.3.

Resultaterne ses i **Figur 9**, **Figur 10** og **Figur 11** for henholdsvis R410a, Propan og R32. Det ses at den interne varmeveksler kun har en positiv effekt ved propan som kølemiddel, hvor minimal SCOP-forbedring på omkring 0.9% er beregnet ved  $\epsilon = 0.5$ .



ε	SCOP	Forbedring
0	5.067	0.00%
0.05	5.066	-0.02%
0.14	5.065	-0.04%
0.23	5.064	-0.06%
0.32	5.063	-0.07%
0.41	5.063	-0.08%
0.5	5.062	-0.09%

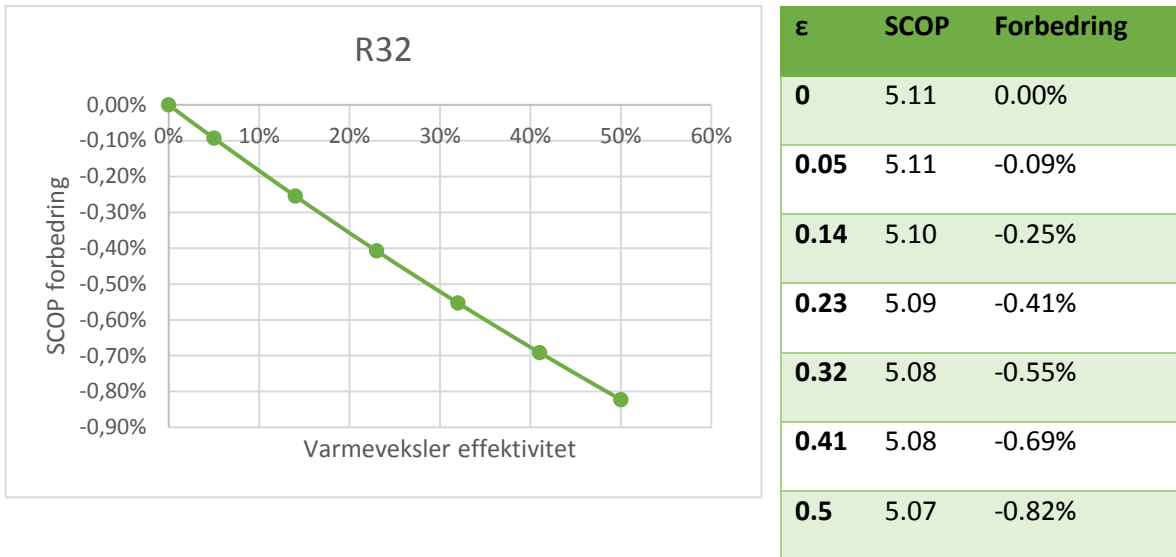
Figur 9: SCOP værdien som funktion af den interne varmevekslers termiskvirkningsgrad, med R410a som kølemiddel.



ε	SCOP	Forbedring
0	5.18	0.00%
0.05	5.18	0.08%
0.14	5.19	0.23%
0.23	5.20	0.38%
0.32	5.21	0.54%
0.41	5.21	0.69%
0.5	5.22	0.85%

Figur 10: SCOP værdien som funktion af den interne varmevekslers termiskvirkningsgrad, med propan som kølemiddel.

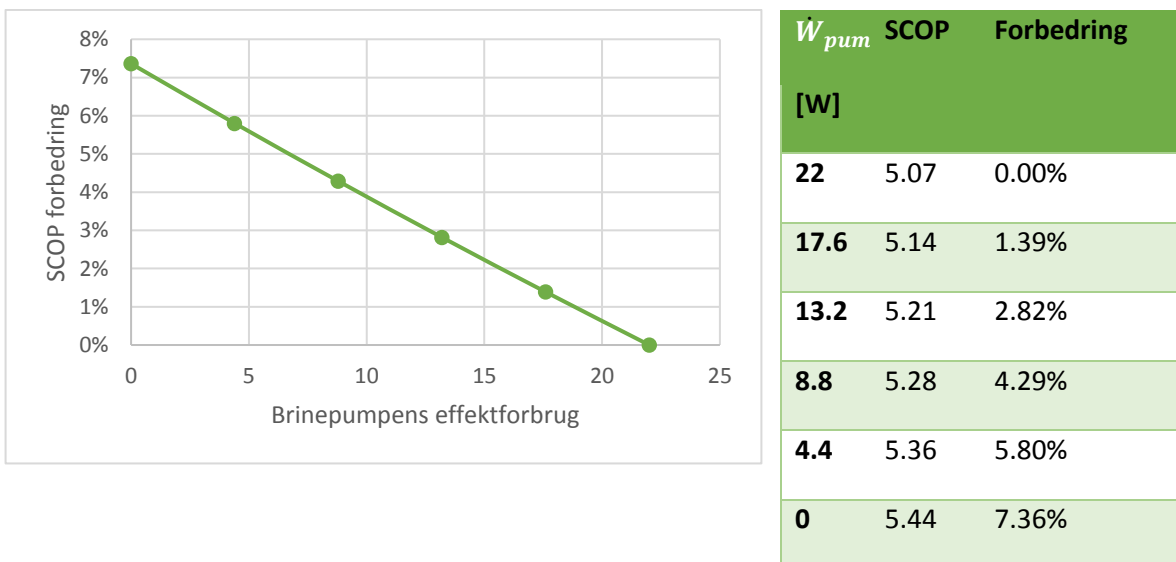




Figur 11: SCOP værdien som funktion af den interne varmevekslers termiskvirkningsgrad, med R32 som kølemiddel.

### Pumpeeffekt

Den indbyggede cirkulationspumpes effektforbrug har stor indflydelse på en beregnet SCOP. Følgende resultater viser sammenhængen mellem den indtastede pumpeeffekt i beregningsprogrammet og den beregnede SCOP-værdi.



Figur 12: SCOP-forbedring som funktion af brinepumpens effektforbrug

Det ses af Figur 12 at pumpeeffekten har en stor indflydelse på SCOP-værdien.

### Konklusion

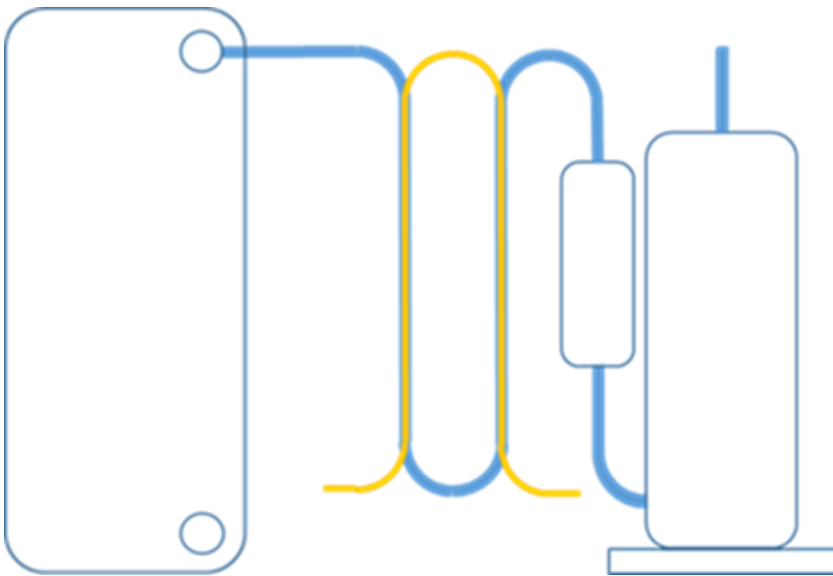
Modellen og beregningerne viser, at man skal gøre sig umage for at opnå signifikante forbedringer af SCOP for denne varmepumpe.

## Appendiks B: Intern varmeveksler

Her er uddrag af korrespondance og beregninger foretaget af Christian Heerup, Teknologisk Institut i februar 2017:

Som vi talte om på sidste møde har jeg udført nogle simple beregninger i CoolPack, se vedhæftede. På baggrund af Hennings målinger ser det ud til at vi skal eliminere væske i sugeledningen svarende til 10 °C reduktion i trykrørstemperatur. Af beregningerne fremgår det at vi skal overføre ca. 170 W for at få en ca. 10 grader varmere trykrørstemperatur ved fuldlast i gulvarme mode.

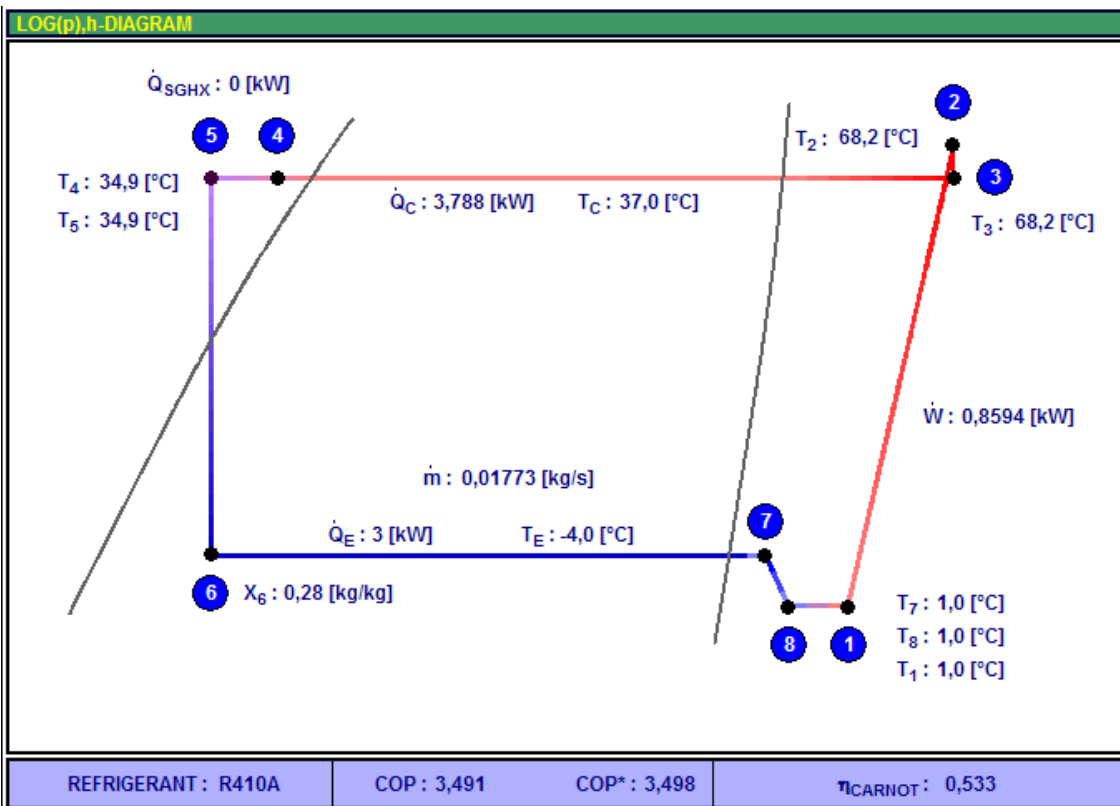
Når jeg kigger i Danfoss brochure vedrørende HE vekslerne (<http://files.danfoss.com/technicalinfo/dila/01/DKRCC.PD.FD0.A8.02.pdf>) ser det ud til at ydelsen er knapt det halve ( $k \cdot A \cdot \Delta T_m = 2,3 \times 32$ ) for en HE0,5, som er med 1/2" sugeledning og har en effektiv længde på ca. 150 mm af varmeveksleren. Mit umiddelbare bud er at vi skal bruge en veksler på fire gange den længde, når den skal bestå af to sammenloddede rør. Herunder har du mit bud på hvordan det kan realiseres, så det ikke tager for megen plads op. Jeg tænker at fordelingen af væskerør i forhold til sugerøret, men det bliver lidt vanskeligere at isolere den.



CYCLE SPECIFICATION									
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER		REFRIGERANT			
$T_E$ [°C]:	-4,0	$\Delta T_{SH}$ [K]:	5	$\Delta p_{SL}$ [K]:	0,5	No SGHX	0,30	R410A	
$T_C$ [°C]:	37,0	$\Delta T_{SC}$ [K]:	2	$\Delta p_{DL}$ [K]:	0,5				
CYCLE CAPACITY									
Cooling capacity $\dot{Q}_E$ [kW]	3	$\dot{Q}_E$ [kW]	3	$\dot{Q}_C$ [kW]	3,788	$\dot{m}$ [kg/s]	0,01773	$\dot{V}_S$ [m <sup>3</sup> /h]	2,50
COMPRESSOR PERFORMANCE									
Isentropic efficiency $\eta_{is}$ [-]	0,7	$\eta_{is}$ [0,700]	-	$\dot{W}$ [kW]	0,8594				
COMPRESSOR HEAT LOSS									
Heat loss factor $f_Q$ [%]	10	$f_Q$ [10,0]	%	$T_2$ [°C]	68,2	$\dot{Q}_{LOSS}$ [kW]	0,08594		
SUCTION LINE									
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	0,0	$\dot{Q}_{SL}$ [W]	6	$T_8$ [°C]	1,0	$\Delta T_{SH,SL}$ [K]	0,0		

Calculate	Print	Help	Home	Auxiliary	State Points	COP: 3,491	COP*: 3,498
-----------	-------	------	------	-----------	--------------	------------	-------------

A) Tilnærmet beregning med uisoleret kompressor (Heat loss factor 10 %)



H, logP diagram for beregning A

CYCLE SPECIFICATION								
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER	REFRIGERANT			
$T_E$ [°C]:	-4,0	$\Delta T_{SH}$ [K]:	5	$\Delta p_{SL}$ [K]:	0,5	No SGHX	0,30	R410A
$T_C$ [°C]:	37,0	$\Delta T_{SC}$ [K]:	2	$\Delta p_{DL}$ [K]:	0,5			
CYCLE CAPACITY								
Cooling capacity $\dot{Q}_E$ [kW]	3	$\dot{Q}_E$ : 3 [kW]	$\dot{Q}_C$ : 3,873 [kW]	$\dot{m}$ : 0,01773 [kg/s]	$\dot{V}_S$ : 2,50 [m <sup>3</sup> /h]			
COMPRESSOR PERFORMANCE								
Isentropic efficiency $\eta_{is}$ [-]	0,7	$\eta_{is}$ : 0,700 [-]	$\dot{W}$ : 0,8594 [kW]					
COMPRESSOR HEAT LOSS								
Heat loss factor $f_Q$ [%]	0	$f_Q$ : 0,0 [%]	$T_2$ : 72,2 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS}$ : 0 [kW]				
SUCTION LINE								
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	0,0	$\dot{Q}_{SL}$ : 6 [W]	$T_B$ : 1,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$ : 0,0 [K]				

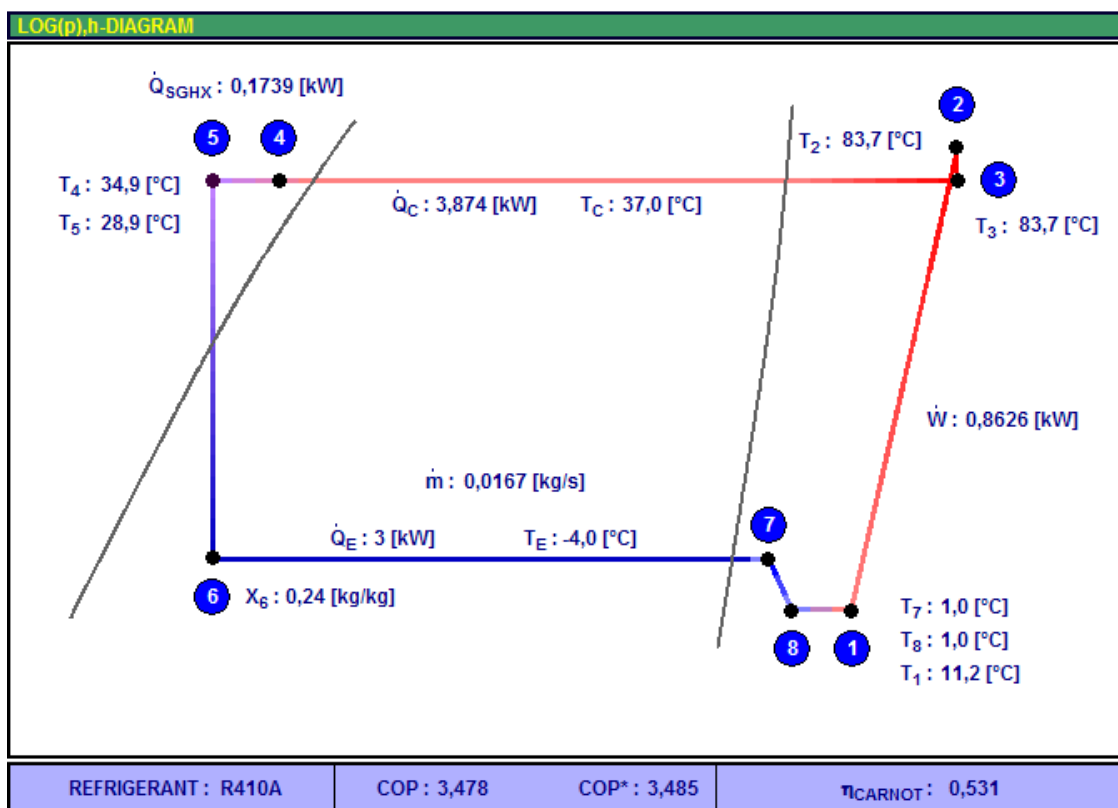
Calculate	Print	Help	Home	Auxiliary	State Points	COP: 3,491	COP*: 3,498
-----------	-------	------	------	-----------	--------------	------------	-------------

B) Tilnærmet beregning for anlæg med isoleret kompressor (Heat loss factor 0 %), som nok er mere relevant i forhold til isoleringen omkring kompressoren i kabinettet.

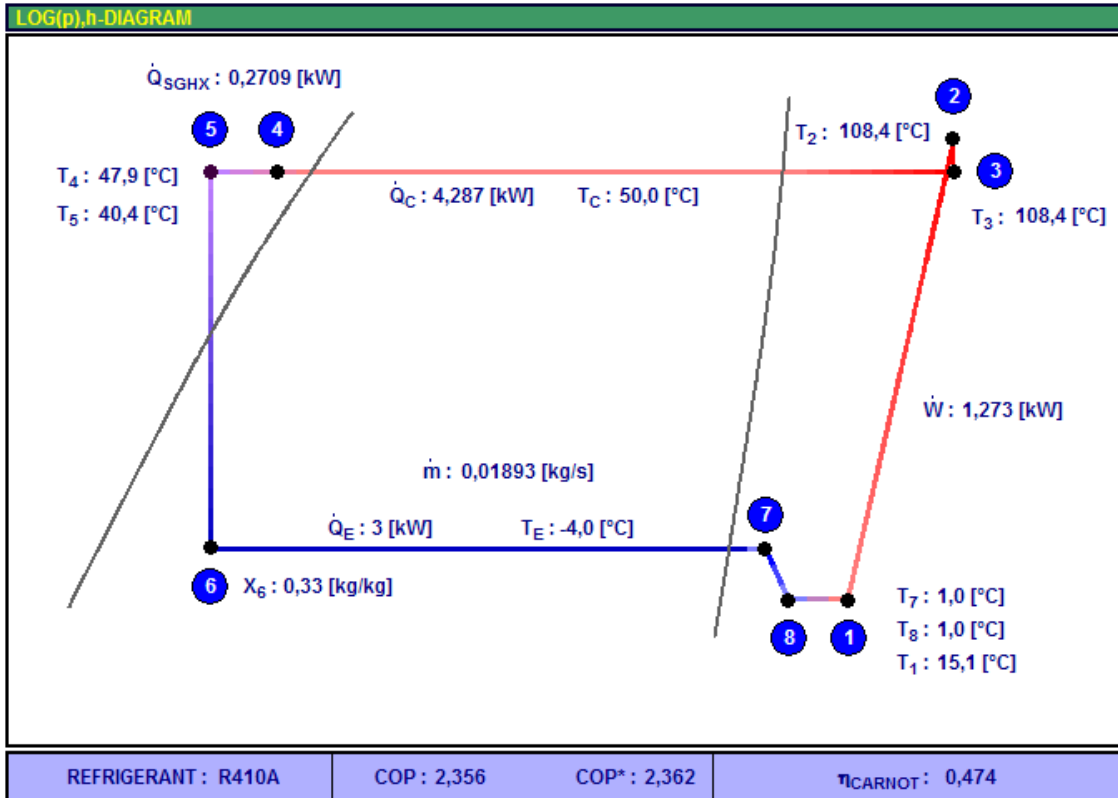
CYCLE SPECIFICATION								
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER	REFRIGERANT			
$T_E$ [°C]:	-4,0	$\Delta T_{SH}$ [K]:	5	$\Delta p_{SL}$ [K]:	0,5	Thermal efficiency $\eta_T$	0,30	R410A
$T_C$ [°C]:	37,0	$\Delta T_{SC}$ [K]:	2	$\Delta p_{DL}$ [K]:	0,5			
CYCLE CAPACITY								
Cooling capacity $\dot{Q}_E$ [kW]	3	$\dot{Q}_E$ : 3 [kW]	$\dot{Q}_C$ : 3,874 [kW]	$\dot{m}$ : 0,0167 [kg/s]	$\dot{V}_S$ : 2,51 [m <sup>3</sup> /h]			
COMPRESSOR PERFORMANCE								
Isentropic efficiency $\eta_{is}$ [-]	0,7	$\eta_{is}$ : 0,700 [-]	$\dot{W}$ : 0,8626 [kW]					
COMPRESSOR HEAT LOSS								
Heat loss factor $f_Q$ [%]	0	$f_Q$ : 0,0 [%]	$T_2$ : 83,7 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS}$ : 0 [kW]				
SUCTION LINE								
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	0,0	$\dot{Q}_{SL}$ : 6 [W]	$T_B$ : 1,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$ : 0,0 [K]				

Calculate	Print	Help	Home	Auxiliary	State Points	COP: 3,478	COP*: 3,485
-----------	-------	------	------	-----------	--------------	------------	-------------

- C) Beregning som B) men med intern varmeveksler med termisk virkningsgrad på 0,3 (30 %), som det ses giver det en ca. 10 grader højere trykrørstemperatur.



D) h, logP diagram for C) hvoraf det fremgår at der udveksles ca. 170 W i den interne varmeveksler.



E) Worst case beregning for kondensering ved 50 °C for at tjekke om trykrørstemperaturen bliver for høj med intern varmeveksler. Som det ses fremgår det at den er lavere end 110 °C og derfor acceptabel.

## Appendiks C: referater fra projektmøder

Teknologisk Institut

17. marts 2015/Per Henrik Pedersen

Referat fra opstartsmøde i projektet: Fremtidssikring af dansk produktion af varmepumper, Hovedprojekt. Elforsk-projekt 347-005.

Sted: Hos Nilan i Hedensted.

Tilstede:

### Nilan:

Henry Yndgård Sørensen

Lis Jacobsen

Jens Frandsen

Torben Andersen (ind imellem)

### Danfoss:

Asbjørn Vonsild Leth

Hans Christian Orye

### Teknologisk Institut:

Lasse Søe

Martin Frølich Olesen (via Lync og telefon)

Per Henrik Pedersen

Velkomst: Henry bød velkommen til Nilan

Derefter en kort præsentationsrunde.

Baggrund for projektet: Per Henrik fortalte om forprojektet, hvor der blev opnået gode resultater. Der blev bygget og testet en lille V/V-varmepumpe med SCOP = 5,17 ved gulvarme og det kvalificerer produktet til energimærket A+++ . Analyser viser, at denne varmepumpe kan blive endnu bedre ved yderligere optimering, og derfor valgte projektgruppen i foråret 2014 at formulere et projektoplæg for hovedprojektet. Der blev ansøgt om økonomisk støtte hos Elforsk i september 2014 og bevilling blev givet i januar 2015. Se vedlagte præsentation.

Projektets indhold: Målsætning er SCOP på 6,0, og det er lidt dristigt. Endvidere skal produktet være konkurrencedygtigt og skal kunne sættes i produktion. Det skal nås ved en række tiltag, som omfatter elektronisk ekspansionsventil, bedre fordamper, fuld udnytte af Nilans inverter, måske bedre styring af pumper, og test med R32-kølemiddel.

Projektet er delt i 4 faser, hvor fase 3 (test af prototyper og analyse af resultater) er den største (se vedlagte præsentation, hvor partnernes rolle også er specificeret).

Martin viste en præsentation af sin foreløbige matematiske model og nogle foreløbige resultater. Martin viser bl.a. at en hævnning af fordampertemperaturer på 1,5K vil medføre en effektivitetsforbedring på godt 4%. Brug af kølemidlerne R32 eller R290 vil også øge effektiviteten. Martins præsentation er vedlagt.

Martin vil udbygge og raffinere sin model yderligere og efterlyser nogle komponentdata.

Vi blev enige om, at:

Nilan sender hvad de har af data for kompressor (fra Panasonic) til Martin



Nilan sender data for pladevarmevekslere til Martin.  
Nilan sender eventuelle andre datablade (f.eks. for inverter) til Martin.  
Vi bør have pumpe med i modellen.  
Modellen bør kunne simulere en SCOP-test.  
Nilan ønsker at få adgang til den matematiske model.  
Teknologisk Institut arbejder videre med modellen med de input, som kommer fra Nilan.

Hvad gør vi nu?

Der var diskussion om kompressorer. Der var diskussion om, hvilken kompressortype, som er bedst i denne kapacitetsstørrelse (1 – 3,5 kW). Hans Christian havde telefonisk kontakt med kollega og med SECOP i frokostpausen, og resultatet var vistnok, at vi ligger i et grænseområde mellem rotationskompressorer og stempelkompressorer.

Ifølge SECOP skulle grænsen ligge ved ca. 2,5 kW. Stempelkompressorer er mest effektive ved mindre kapaciteter. Scroll-kompressorer er for store til vores formål.

Måske skulle vi få data for nye SECOP-kompressorer til beregningerne?

Der var diskussion om der blev benyttet Gea eller Danfoss-pladevarmevekslere i prototyperne i forprojektet. TI tror, at der var tale om Gea. Dette har betydning for om vi skal foretage en ny test af "basis-varmepumpen". Nilan vil overveje dette.

Men ellers ligger bolden lige nu hos TI, som med input om komponentdata fra Nilan skal raffinere den matematiske model.

Økonomi

Per Henrik viste budgettet og tidsplanen (se præsentationen). Det er vigtigt, at hver part holder styr på tids- og ressourceforbruget.

Der er en fejl i budgettet, idet udlæg fra "instrumenter og udstyr" skal flyttes til "andre driftsudgifter, herunder materialer". Per Henrik vil sammen med Elforsk ændre dette.

Organisatorisk.

Vi skal underskrive samarbejdsaftale. Per Henrik har fremlagt udkast, som er baseret på en TI-master. Per Henrik vil fremsende nyt udkast, som partnerne snarest skal tage stilling til og underskrive. TI kommer tilbage vedr. dette.

Teknologisk Institut  
9. oktober 2015/Per Henrik Pedersen

Referat fra projektmøde hos Nilan den 23. september 2015

Tilstede:

Nilan:

Henry Yndgård Sørensen

Lis Jacobsen

Jens Frandsen

Torben Andersen (hilste på)

Vonsild Consulting

Asbjørn Vonsild Leth

Teknologisk Institut:

Lasse Søe

Martin Frølich Olesen

Per Henrik Pedersen

1. Velkomst: Henry bød velkommen til Nilan
2. PHP oplyste (igen) om baggrund for projektet samt målsætningen. Se vedlagte PDF-præsentation.
3. Martin viste sin matematiske model af varmpumpen. Han viste også resultater fra beregninger, som bl.a. viste, at man ikke kan vinde så meget på fordamper og kondensator, fordi disse i forvejen er rimelig gode. Vi kan måske vinde 2 % på SCOP ved at styre overhedningen bedre (dvs. gøre den mindre).

Man kan derudover vinde lidt på at benytte R290 eller R32. der er også forskellige nye blandingskølemidler på vej, og nogle af disse kan måske også give lidt forbedring.

Lasse sagde, at man må kunne hente lidt på bedre inverter og kompressor. Lasse havde også set på testresultater fra forprojektet, og har leget lidt med testresultater, og vurderet potentiale for forskellige forhold.

Man kan vinde lidt ved at sørge for, at varmpumpen ikke kører on/off ved det laveste punkt. Her kan vi måske få SCOP til at stige fra 5,11 til 5,25.

Der er ikke ret meget at hente på at reducere stand-by forbrug.

Det er vigtigt, at varmpumpen fungerer godt ved +2 °C, idet dette punkt vægtes højt i beregningen af SCOP.

Hvad kan vi hente ved Nilans nye inverter (det må komme an på en prøve!).

Kompressoren ser også ud til at være ret effektiv, men kan det tænkes, at der findes bedre kompressorer i den rette størrelse?

Man kan vælge at sætte en effektiv cirkulationspumpe på vandsiden og teste varmpumpen med denne. Husk også at måle på selve pumpen. Krav: 27 mBar differenstryk, 7W korrektion.

R32 er rapporteret i Japan til at give en vis forbedring, 5 % fra nogle kilder. Det er mere end beregningerne viser. R32 er svagt brændbar. I den nuværende Geo3 varmpumper er der 1100 g

R410A, og ifølge Asbjørn vil den tilsvarende mængde R32 vil være ca. en tredjedel mindre. Men et A2-kølemiddel med denne mængde bør der ikke være problemer med denne fyldning.

4. Hvad nu?

Nilan fremstiller ny ”state of the art”-Geo 3-varmepumpe til test. Der skal være placeret termoelementer, som TI (LAS) leverer til Nilan. Der skal også monteres tryktransducere, som TI (LAS) leverer.

- Styringen kører p.t. efter konstant deltaT på brinesiden. Der var diskussion om, det er bedre med konstant flow på brinesiden (og dermed varierende deltaT). Måske kunne man lave en sammenlignende test i ét punkt?
- CTS700-styring
- TI leverer følere og tryktransducere asap (PHP følger op med LAS efter efterårsferien). Sendes til Lis inden udgang af U43 (?)
- Herefter producerer Nilan prototype inden udgang af U45 (?)
- Installerer hos TI til test og testresultater haves inden for yderligere 14 dage. Installation foregår i et samarbejde mellem Nilan og TI.

Alle indgreb i varmepumpen udføres af Nilan (elektronisk ekspansionsventil, R32 og eventuelle andre indgreb.). Der bliver en del kørsel frem og tilbage med prototypen.

Efter test af denne prototype (inklusive med elektronisk ekspansionsventil og R32) evalueres resultaterne på et projektmøde, og herefter besluttet, hvad der yderligere kan gøres af forbedringer.

Teknologisk Institut  
7. marts 2017/Per Henrik Pedersen

Elforsk-projekt: Fremtidens produktion af varmepumper – hovedprojekt.

Referat fra projektmøde den 23. februar 2017 på Teknologisk Institut i Aarhus

Tilstede:

Lis Jacobsen, Nilan

Jens Frandsen, Nilan

Henning Schumann Grindorf, TI

Lasse Søe, TI

Christian Heerup, TI

Per Henrik Pedersen, TI

Der var afbud fra Henry og Asbjørn, som var henholdsvis på ferie og på tjensterejse.

1. Velkomst. TI bød velkommen.
2. PHP viste præsentation med baggrund for projektet og målsætningen i projektet (vedlagt i PDF).

Vi har fået udsættelse med projektafslutningen til ultimo maj 2017.

3. HSG havde på forhånd fremsendt et notat med testresultater og analyser, og Henning viste præsentation, som blev diskuteret undervejs.

Vi har nået et godt resultat med R410A og TXV, SCOP = 5,42. Det er signifikant bedre end alle V/V-varmpumper på Energistyrelsens produktliste.

Herefter blev der skiftet til R32. det lykkedes at få indstillet og testet varmepumpen til en SCOP på 5,47, hvilket er en anelse bedre, men er så marginalt, at det ligger indenfor tolerancegrænsen.

Herefter monterede Nilan en elektronisk ekspansionsventil, og der blev foretaget nye målinger og analyser. Det lykkedes aldrig at få resultater, som var bedre med den elektroniske ventil.

Derfor konkluderer Henning, at varmepumpen ikke kan blive bedre med den konstellation, som vi har.

Se Hennings notat og præsentation i vedlæg (PDF).

Under diskussionen fremhævede CHP, at der sandsynligvis kommer væske til kompressoren i visse situationer. Derfor kan det være en fordel med en intern varmeveksler. JF foreslog, at denne interne varmeveksler kan bestå af sammenlodning af sugeledning og væskeledning; - det har Nilan tidligere benyttet i specielle situationer.

*CHP har efterfølgende udarbejdet en skitse og beregninger, som er sendt til Nilan (se appendiks i dette referat)*

Det blev også diskuteret, om afstanden mellem ekspansionsventil og fordamper kan gøres mindre. Det kan være, at der sker en adskillelse af væske og damp i røret inden fordamperen, og at alle plademellemrum dermed ikke bliver lige godt fyldt med kølemiddel.

Nilan vil se på, om der kan findes praktiske løsninger for at gøre den afstand mindre.

*Lis har efterfølgende spurgt til placering af reciever:*

*Vi talte også om type og placering af reciever i forhold til optimal fyldning af kondensatoren og væske frem til expansionsventilen. Har i nogle skitser af hvordan i tænker det er bedst at placere*

*recieveren i forhold til kondensatoren mht rørføring. Og er det en anden type reciever vi skal bruge?*

Hertil har Christian kort svaret med sin Iphone (fra Tyskland):

*Jeg tror det er svært at få højdeforskel nok mellem kondensator og receiver på grund af pladsen i kabinettet til at optimere dræn af kondensator. Hvis intern veksler benyttes tror jeg det vil have en større effekt.*

Vi vedtog at der fremstilles en ny prototype med R410A og termostatisk ekspansionsventil, og Nilan henter prototypen for at ombygge den.

#### 4. Økonomi.

TI har ca. 200 arbejdstimer tilbage i projektet (pr. 7. marts 2017), og vi skal til at spare på ressourcer hvis vi både skal lave test af prototype, akkrediteret test og slutrapport.

Nilan har bogført for få timer iht. budgettet. Der var før mødet kun bogført ca. 50 % af timerne. Det er vigtigt, at Nilan for skrevet alle timer på, og får bogført, så det passer med budgettet.

#### 5. Evt.

## Appendiks D: Oversigt over test på Teknologisk Institut

### **Objective**

The objective of the test is to optimize the brine to water heat pump GE03 to the optimum SCOP value.

The applied means of optimization are the addition of low energy circulation pumps to the brine and water circuits, the changing of the valve from a thermostatic expansion valve to an electronic expansion valve as well as the changing of the refrigerant from R410A to R32.

### **Operating conditions**

During testing, the heat pump operates in heating season average low temperature application mode with variable outlet temperatures at the water circuit and fixed flow at both the water circuit and the brine circuit.

Standard rating conditions:

Outdoor heat exchanger: Inlet 0°C, outlet -3°C

Indoor heat exchanger: Inlet 30°C, outlet 35°C

$T_{designh} = -10^{\circ}\text{C}$  (reference design condition for heating at reference heating season average)

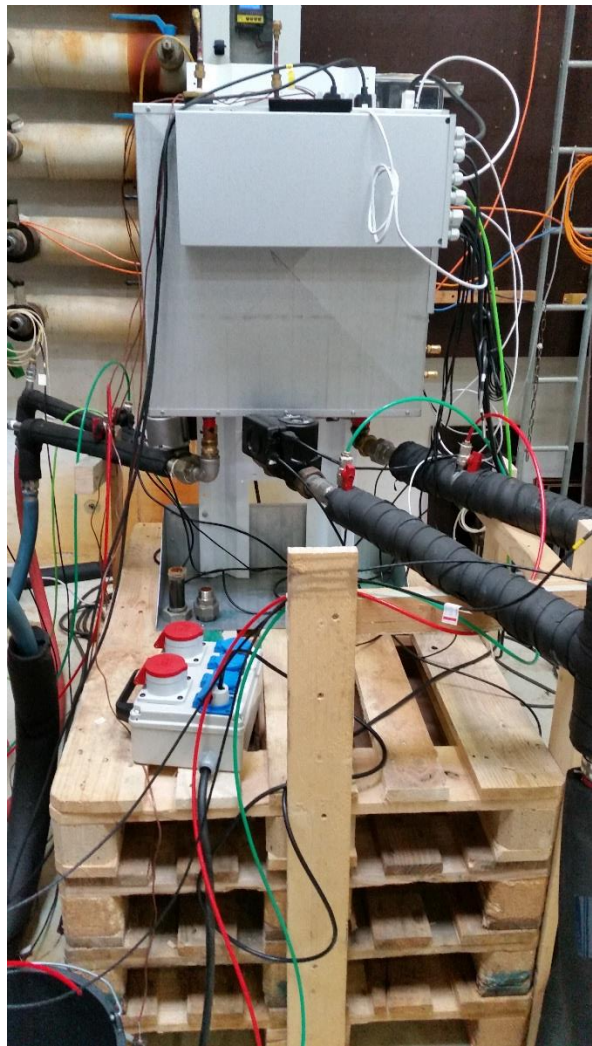
$T_{bivalent} = -7^{\circ}\text{C}$  (lowest outdoor temperature point at which the heat pump has a capacity that enables it to meet 100% of the heating demand)

### **Test arrangement**

The water and brine circuits of the heat pump are connected to a test rig with two separate reconditioning circuits containing a flow meter, a temperature control, a flow control, and a circulation pump.



Nameplate



Unit

## Test results

### Summary

The heat pump was first installed as delivered. To establish a baseline for the heat pump, a series of single point tests was performed. No pumps were mounted into the brine and water circuits.

The heating output of the heat pump at the conditions 0/-3 °C - 30/35 °C and 100% compressor speed is 4 kW. The nominal output is 3 kW at these conditions: 0/-3 °C - 30/35 °C.

To uncover the optimum COP value at condition "B" (2°C outdoor temperature), the below four tests were performed.

	P_design	3kW	3.55kW	4kW	4.43 kW	
<b>Corrected for power input of liquid pumps</b>	Heating capacity	1,63	1,92	2,16	2,39	kW
	COP	4,71	4,86	4,77	4,79	
	Power consumption	0,35	0,39	0,45	0,50	kW
<b>Measured</b>	Heating capacity	1,62	1,91	2,15	2,38	kW
	COP	5,05	5,30	5,30	5,27	
	Power consumption	0,32	0,36	0,41	0,45	kW
	Power input of liquid pump	0,02	0,03	0,05	0,05	kW

P_design		3kW	3.55kW	4kW	4.43 kW
<b>Outdoor heat exchanger</b>					
Inlet temperature	°C	0,04	0,01	-0,02	-0,02
Outlet temperature	°C	-1,66	-1,81	-1,71	-1,88
Heat transfer media	-	Ethylene glycol (fp. -15°C)			
Flow	l/h	754	875	1056	1056
External static pressure difference	mbar	90,83	114,05	153,19	153,34
Correction of power input of liquid pump	kW	-0,022	0,028	0,039	0,039
<b>Indoor heat exchanger</b>					
Inlet temperature	°C	27,35	27,34	27,36	27,36
Outlet temperature	°C	30,02	30,00	30,06	30,12
Heat transfer media	-	Water			
Flow	l/h	526	622	687	746
External static pressure difference	mbar	7,11	14,74	20,19	25,68
Correction of power input of liquid pump	kW	0,003	0,005	0,007	0,009

According to the above data, the optimum COP value is present around the output of 3.55 kW.



It is assumed, and confirmed in other tests, that an internal pump in the brine circuit will improve the COP value. To confirm this assumption, an internal low energy pump was mounted in the brine circuit, and the below tests were performed:

		Int. pumpe brineside - mont.					
		Reference	3kW	3.55kW	3.55kW	4kW	4.43 kW
<b>Corrected for power input of liquid pumps</b>	Heating capacity	1,66	1,91	1,91	2,15	2,38	kW
	COP	5,10	5,15	5,23	5,07	5,05	
	Power consumption	0,326	0,370	0,365	0,423	0,472	kW
<b>Measured</b>	Heating capacity	1,65	1,90	1,90	2,14	2,37	kW
	COP	4,99	5,04	4,98	5,00	5,00	
	Power consumption	0,331	0,376	0,381	0,427	0,474	kW
	Power input of liquid pump	-0,006	-0,006	-0,017	-0,004	-0,002	

P_design		3kW	3.55kW	3.55kW	4kW	4.43 kW
<b>Outdoor heat exchanger</b>						
Inlet temperature	°C	0,05	0,00	-0,02	0,02	0,02
Outlet temperature	°C	-1,79	-1,75	-1,84	-1,77	-1,94
Heat transfer media	-	Ethylene glycol (fp. -15°C)				
Flow	l/h	757	879	879	1055	1055
External static pressure difference	mbar	37,84	44,42	97,98	35,66	33,63
Correction of power input of liquid pump	kW	-0,012	-0,015	-0,025	-0,014	-0,014
<b>Indoor heat exchanger</b>						
Inlet temperature	°C	27,35	27,35	27,4	27,37	27,37
Outlet temperature	°C	30,08	29,99	30,0	30,08	30,11
Heat transfer media	-	Water				
Flow	l/h	524	622	622	682	746
External static pressure difference	mbar	20,65	28,36	28,35	33,49	39,56
Correction of power input of liquid pump	kW	0,006	0,009	0,009	0,010	0,012
		-0,006	-0,006	-0,017	-0,004	-0,002

The mounting of a low energy pump in the brine circuit has increased the corrected COP value significantly.

Two tests were carried out at 3.55 kW to evaluate the influence of the correction of the COP value based on the differential pressure (pressure drop) across the outdoor heat exchanger.

A calculation simulation of the presence of an internal pump in the water circuit shows the potential for an increase of the COP value.

To confirm the simulation, an internal low energy pump was mounted in the water circuit.

The below data shows the results with low energy circulation pumps in the brine and water circuits. The test is performed at the same capacity, but with different differential pressures:

		Int. pumpe brine- & vandside mont.			
Reference		3,55kW	3,55kW		
		40 mbar	100 mbar		
<b>Corrected for power input of liquid pumps</b>	Heating capacity	1,90	1,89		kW
	COP	5,42	5,49		
	Power consumption	0,351	0,345		kW
<b>Measured</b>	Heating capacity	1,91	1,91		kW
	COP	4,94	4,91		
	Power consumption	0,387	0,390		kW
	Power input of liquid pump	-0,036	-0,045		

P_design		3.55kW	3.55kW		
		40 mbar	100 mbar		
<b>Outdoor heat exchanger</b>					
Inlet temperature	°C	0,00	-0,01		
Outlet temperature	°C	-1,85	-1,86		
Heat transfer media	-	Ethylene glycol (fp. -15°C)			
Flow	l/h	879	879		
External static pressure difference	mbar	96,29	96,84		
Correction of power input of liquid pump	kW	-0,025	-0,025		
<b>Indoor heat exchanger</b>					
Inlet temperature	°C	27,34	27,34		
Outlet temperature	°C	30,00	30,00		
Heat transfer media	-	Water			
Flow	l/h	622	622		
External static pressure difference	mbar	40,51	96,90		
Correction of power input of liquid pump	kW	-0,011	-0,020		

The adding of the low energy pump in the water circuit results in a further increase of the COP value.

When considering this configuration as the optimum value, a complete part load test was performed in order to make it possible to make a SCOP calculation.

P_design 3.54 kW; T <sub>biv</sub> -7°C; TOL -10°C						
Reference		D (12°C)	C (7°C)	B (2°C)	A&F (-7°C)	E (-10°C)
<b>Outdoor heat exchanger</b>						
Inlet temperature	°C	0.00	-0.04	0.00	0.00	-0.04
Outlet temperature	°C	-0.89	-1.16	-1.63	-2.55	-3.05
Heat transfer media	-	Ethylene glycol (fp. -15°C)				
Flow	l/h	960	960	960	960	962
External static pressure difference	mbar	92.69	92.48	91.78	90.90	89.62
Correction of power input of liquid pump	kW	-0.026	-0.026	-0.026	-0.025	-0.025
<b>Indoor heat exchanger</b>						
Inlet temperature	°C	23.17	25.35	27.33	29.62	30.01
Outlet temperature	°C	24.55	27.07	30.00	34.02	35.09
Heat transfer media	-	Water				
Flow	l/h	622	622	622	622	622
External static pressure difference	mbar	96.26	96.38	96.61	96.90	96.98
Correction of power input of liquid pump	kW	-0.020	-0.020	-0.020	-0.020	-0.020
Reference		D (12°C)	C (7°C)	B (2°C)	A&F (-7°C)	E (-10°C)
<b>Corrected for power input of liquid pumps</b>						
Heating capacity		0.98	1.22	1.90	3.15	3.63 kW
COP		6.40	5.99	5.48	4.69	4.54
Power consumption		0.153	0.203	0.347	0.671	0.800 kW
<b>Measured</b>						
Heating capacity		1.00	1.24	1.92	3.17	3.65 kW
COP		5.03	4.98	4.90	4.43	4.32
Power consumption		0.198	0.248	0.392	0.716	0.845 kW

### Calculation of SCOP<sub>on</sub>

	Outdoor air	Part load ratio	Part load	Measured capacity	COP at measured capacity COP <sub>m</sub>	Degradation coefficient C <sub>d</sub>	Capacity ratio CR	COP at part load COP <sub>pl</sub>
	[°C]	[%]	[kW]	[kW]	[-]	[-]	[-]	[-]
A	-7	88	3.13	3.15	4.69	1.00	1.00	4.69
B	2	54	1.91	1.90	5.48	0.99	1.00	5.48
C	7	35	1.23	1.22	5.99	0.99	1.00	5.99
D	12	15	0.54	0.98	6.40	0.99	0.56	6.33
E(TOL)	-10	100	3.54	3.63	4.54	1.00	0.98	4.54
F(Bivalent)	-7	88	3.13	3.15	4.69	1.00	1.00	4.69

	Hours	Power input measured	Power input applied for SCOP calculation	Annual energy input
	[h]	[W]	[W]	[kWh]
Thermostat Off mode	179	2	0	0.00
Off mode	3672	5	5	18.36
Crankcase Heater	3851	0	0	0.00
Standby mode	0	5	5	0.00
			Total	18.36

	Outdoor temperature (dry bulb)	Hours	Heat demand	Heat demand covered by heat pump	Electrical back up heater	COP(pl)	Annual heat demand	Annual energy input including electrical back up heater
	T <sub>j</sub>	h <sub>j</sub>	Ph(T <sub>j</sub> )		elbu(T <sub>j</sub> )		h <sub>j</sub> x Ph(T <sub>j</sub> )	
	[°C]	[h]	[kW]	[kW]	[kW]	[-]	[kWh]	[kWh]
E(TOL)	-10	1	3.54	3.54	0.00	4.54	3.54	0.78
	-9	25	3.40	3.40	0.00	4.59	85.10	18.54
	-8	23	3.27	3.27	0.00	4.64	75.16	16.20
A and F(bivalent)	-7	24	3.13	3.13	0.00	4.69	75.16	16.02
	-6	27	3.00	3.00	0.00	4.78	80.88	16.93
	-5	68	2.86	2.86	0.00	4.87	194.43	39.96
	-4	91	2.72	2.72	0.00	4.95	247.80	50.03
	-3	89	2.59	2.59	0.00	5.04	230.24	45.67
	-2	165	2.45	2.45	0.00	5.13	404.38	78.84
	-1	173	2.31	2.31	0.00	5.22	400.43	76.76
	0	240	2.18	2.18	0.00	5.30	522.83	98.56
	1	280	2.04	2.04	0.00	5.39	571.85	106.05
B	2	320	1.91	1.90	0.00	5.48	609.97	111.31
	3	357	1.77	1.76	0.00	5.58	631.89	113.20
	4	356	1.63	1.63	0.00	5.68	581.65	102.33
	5	303	1.50	1.49	0.00	5.79	453.80	78.43
	6	330	1.36	1.36	0.00	5.89	449.31	76.31
C	7	326	1.23	1.22	0.00	5.99	399.48	66.69
	8	348	1.09	1.09	0.00	6.06	379.05	62.56
	9	335	0.95	0.95	0.00	6.13	319.28	52.11
	10	315	0.82	0.82	0.00	6.20	257.33	41.53
	11	215	0.68	0.68	0.00	6.27	146.37	23.36
D	12	169	0.54	0.54	0.00	6.33	92.04	14.53
	13	151	0.41	0.41	0.00	6.40	61.68	9.63
	14	105	0.27	0.27	0.00	6.47	28.59	4.42
	15	74	0.14	0.14	0.00	6.54	10.08	1.54
						Total	7312.28	1322.30
							SCOP_on	5.53
							SCOP_ref	5.42

## Next step

The first series of tests has been completed. To pursue further improvements of the COP value, the heat pump will be shipped back to the manufacturer for modifications of the electronic expansion valve.

A series of tests much similar to the above tests will be performed to validate the influence of the new expansion valve. Subsequently, the refrigerant will be changed, and the tests will be repeated.

## Testing with R32 and TXV

It was agreed to change the refrigerant charge from R410A to R32 before the thermostatic expansion valve (TXV) was changed to an electronic expansion valve (EXV).

After the recovery of the R410A charge and the evacuation of the refrigerant circuit, the heat pump was charged with the total amount of 1000 g of R32. The charging of R32 was performed at the same super heat (SH) setting of the TXV as used for the R410A refrigerant.

Subsequently, the super heat setting of the TXV was changed towards a higher super heat in condition "B" (2°C outdoor temperature), the lowest stable SH in this operating condition was 5.13 K before the inverter and 7.67 K after the inverter.

To uncover the influence of the SH setting, the below four tests were performed.

		Int. pumpe brine- & vandside mont.			
SH setting:		1	2	3	4
<b>Corrected for power input of liquid pumps</b>	Heating capacity	2,03	1,98	1,99	2,01
	COP	5,50	5,28	5,37	5,48
	Power consumption	0,37	0,37	0,37	0,37
<b>Measured</b>	Heating capacity	2,05	2,00	2,01	2,03
	COP	4,93	4,73	4,82	4,91
	Power consumption	0,41	0,42	0,42	0,41
	Power input of liquid pump	-0,05	-0,05	-0,05	-0,05
1: SH not adjusted					
2: SH hunting					
3: SH stable					
4: Final setting					

Saturated suction temperature and SH

	T <sub>Pe</sub> - [°C]	SH before inverter	SH after inverter	ΔSH
1	-2,57	0,42	0,98	-0,56
2	-2,85	4,43	6,56	-2,13
3	-2,73	5,66	8,39	-2,73
4	-2,54	5,13	7,67	-2,54

At first glance, there are no significant differences between test 1 and test 4.

The heat pump has been, as with R410A, mapped to find the optimum capacity range. The optimum capacity range has not changed subsequently to the change to R32.

Changing to R32 has resulted in an increase of the P<sub>design</sub> from 3.55 kW to 3.72 kW. A complete test series was performed at SH setting #4, and the SCOP value was calculated at Reference SCOP 5.31.

A decrease of the compressor capacity in condition "B" corresponding to P<sub>design</sub> = 3,55 kW gave no improvement of the COP value.

In condition "AF", "B" and "E", the COP values are higher or equal to the results with R410A, whereas the values for the conditions "C" and "D" are significant lower.

	R32	R410A
B	5,48	5,48
C	5,58	5,99
D	5,90	6,33
E	4,59	4,54
AF	4,77	4,69

An attempt to decrease the SH setting to #1, see the previous page, seems to be effective at high compressor capacities, whereas the lower compressor capacities appear to result in the flooding of the evaporator.

When increasing the SH setting with half a turn, the heat pump performance changed positively. Synchronous P<sub>design</sub> is increased from 3.72 kW to 3,80 kW. A new part load test was performed in order to calculate the SCOP value.

P_design 3.8 kW; T <sub>biv</sub> -7°C; TOL -10°C						
Reference		D (12°C)	C (7°C)	B (2°C)	A&F (-7°C)	E (-10°C)
<b>Outdoor heat exchanger</b>						
Inlet temperature	°C	0.05	0.05	0.02	0.05	0.05
Outlet temperature	°C	-0.77	-1.03	-1.65	-2.60	-2.90
Heat transfer media	-	Ethylene glycol (fp. -15°C)				
Flow	l/h	961	962	962	962	962
External static pressure difference	mbar	94.65	93.98	93.24	92.86	92.44
Correction of power input of liquid pump	kW	-0.026	-0.026	-0.026	-0.026	-0.026
<b>Indoor heat exchanger</b>						
Inlet temperature	°C	23.30	25.30	27.27	29.67	30.06
Outlet temperature	°C	24.61	27.04	29.95	34.04	35.00
Heat transfer media	-	Water				
Flow	l/h	667	667	667	667	667
External static pressure difference	mbar	98.47	98.70	98.91	99.29	99.33
Correction of power input of liquid pump	kW	-0.021	-0.021	-0.021	-0.021	-0.021

Reference	D (12°C)	C (7°C)	B (2°C)	A&F (-7°C)	E (-10°C)	
<b>Corrected for power input of liquid pumps</b>						
Heating capacity	0.99	1.32	2.04	3.35	3.78	kW
COP	6.24	5.92	5.57	4.85	4.69	
Power consumption	0.159	0.224	0.366	0.691	0.807	kW
<b>Measured</b>						
Heating capacity	1.01	1.35	2.06	3.37	3.81	kW
COP	4.92	4.97	4.99	4.57	4.46	
Power consumption	0.206	0.271	0.413	0.738	0.854	kW

### Calculation of SCOP<sub>on</sub>

	Outdoor air	Part load ratio	Part load	Measured capacity	COP at measured capacity COP <sub>m</sub>	Degradation coefficient C <sub>d</sub>	Capacity ratio CR	COP at part load COP <sub>pl</sub>
	[°C]	[%]	[kW]	[kW]	[-]	[-]	[-]	[-]
A	-7	88	3,36	3,35	4,85	1,00	1,00	4,85
B	2	54	2,05	2,04	5,57	0,99	1,00	5,57
C	7	35	1,32	1,32	5,92	0,99	1,00	5,92
D	12	15	0,58	0,99	6,24	0,99	0,59	6,19
E(TOL)	-10	100	3,80	3,78	4,69	1,00	1,00	4,69
F(Bivalent)	-7	88	3,36	3,35	4,85	1,00	1,00	4,85

	Hours	Power input measured	Power input applied for SCOP calculation	Annual energy input
	[h]	[W]	[W]	[kWh]
Thermostat Off mode	179	2	0	0,00
Off mode	3672	5	5	18,36
Crankcase Heater	3851	0	0	0,00
Standby mode	0	5	5	0,00
			Total	18,36

	Outdoor temperature (dry bulb)	Hours	Heat demand	Heat demand covered by heat pump	Electrical back up heater	COP(pl)	Annual heat demand	Annual energy input including electrical back up heater
	Tj	hj	Ph(Tj)		elbu(Tj)		hj x Ph(TJ)	
	[°C]	[h]	[kW]	[kW]	[kW]	[-]	[kWh]	[kWh]
E(TOL)	-10	1	3,80	3,78	0,02	4,69	3,80	0,83
	-9	25	3,65	3,64	0,01	4,74	91,35	19,52
	-8	23	3,51	3,49	0,01	4,80	80,68	16,94
A and F(bivalent)	-7	24	3,36	3,35	0,00	4,85	80,68	16,63
	-6	27	3,22	3,20	0,00	4,93	86,82	17,61
	-5	68	3,07	3,06	0,00	5,01	208,71	41,66
	-4	91	2,92	2,91	0,00	5,09	266,00	52,26
	-3	89	2,78	2,77	0,00	5,17	247,15	47,80
	-2	165	2,63	2,62	0,00	5,25	434,08	82,68
	-1	173	2,48	2,48	0,00	5,33	429,84	80,65
	0	240	2,34	2,33	0,00	5,41	561,23	103,74
	1	280	2,19	2,19	0,00	5,49	613,85	111,81
B	2	320	2,05	2,04	0,00	5,57	654,77	117,55
	3	357	1,90	1,90	0,00	5,64	678,30	120,27
	4	356	1,75	1,75	0,00	5,71	624,37	109,35
	5	303	1,61	1,61	0,00	5,78	487,13	84,28
	6	330	1,46	1,46	0,00	5,85	482,31	82,45
C	7	326	1,32	1,32	0,00	5,92	428,82	72,44
	8	348	1,17	1,17	0,00	5,97	406,89	68,12
	9	335	1,02	1,02	0,00	6,03	342,73	56,87
	10	315	0,88	0,88	0,00	6,08	276,23	45,44
	11	215	0,73	0,73	0,00	6,13	157,12	25,62
D	12	169	0,58	0,58	0,00	6,19	98,80	15,97
	13	151	0,44	0,44	0,00	6,24	66,21	10,61
	14	105	0,29	0,29	0,00	6,29	30,69	4,88
	15	74	0,15	0,15	0,00	6,35	10,82	1,70
						Total	7849,34	1407,67
							SCOP_on	5,58
							SCOP_ref	5,47

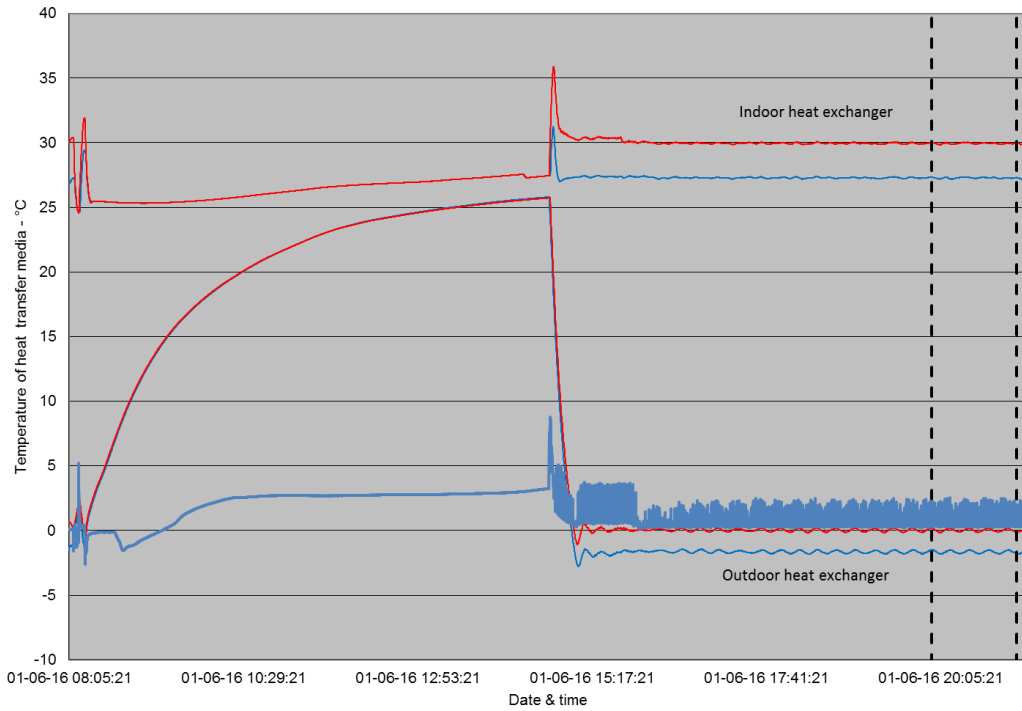
Reference SCOP = 5,47, consequently an improvement compared to R410A.



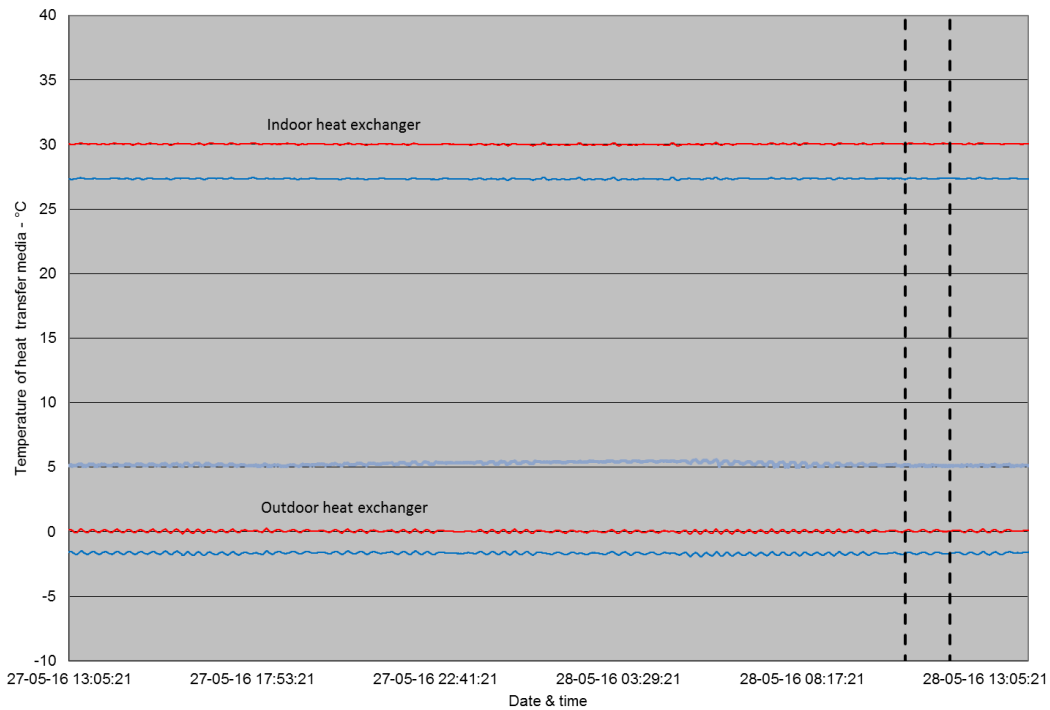
The differences between tests with stable SH setting and SH setting with hunting are indicated below.

R32_3,72	T <sub>Pe</sub> - [°C]	SH before inverter	SH after inverter	$\Delta_{SH}$			
E	-4,52	5,89	8,47	-2,58			
AF	-4,01	5,80	8,29	-2,49			
B	-2,54	5,13	7,67	-2,54			
C	-2,11	5,03	7,17	-2,14			
D	-1,81	5,11	7,01	-1,90			
R32_3,72	T before inverter	T after inverter	T before kond.	T after kond.	Pe - [bar]	Pc - [bar]	SC
E	1,36	3,94	90,07	29,92	7,03	22,33	5,90
AF	1,79	4,28	86,48	29,57	7,15	21,77	5,23
B	2,59	5,13	73,77	27,29	7,51	19,56	3,25
C	2,92	5,06	68,89	25,33	7,61	18,75	3,57
D	3,31	5,20	62,52	23,17	7,69	17,66	3,44
R32_3,80	T <sub>Pe</sub> - [°C]	SH before inverter	SH after inverter	$\Delta_{SH}$			
E	-4,42	2,28	2,92	-0,63			
AF	-3,99	2,07	2,75	-0,68			
B	-2,57	0,93	1,56	-0,64			
C	-1,85	1,20	1,39	-0,19			
D	-1,51	1,18	1,41	-0,23			
R32_3,80	T before inverter	T after inverter	T before kond.	T after kond.	Pe - [bar]	Pc - [bar]	SC
E	-2,14	-1,51	79,52	30,11	7,06	22,06	5,23
AF	-1,92	-1,24	76,29	29,61	7,16	21,60	4,89
B	-1,65	-1,01	63,00	27,22	7,50	19,51	3,23
C	-0,65	-0,46	50,88	25,17	7,68	18,27	2,75
D	-0,33	-0,10	40,36	23,24	7,76	17,27	2,54

TXV with low SH setting R32\_3,80 B



TXV with stable SH setting R32\_3,72 B



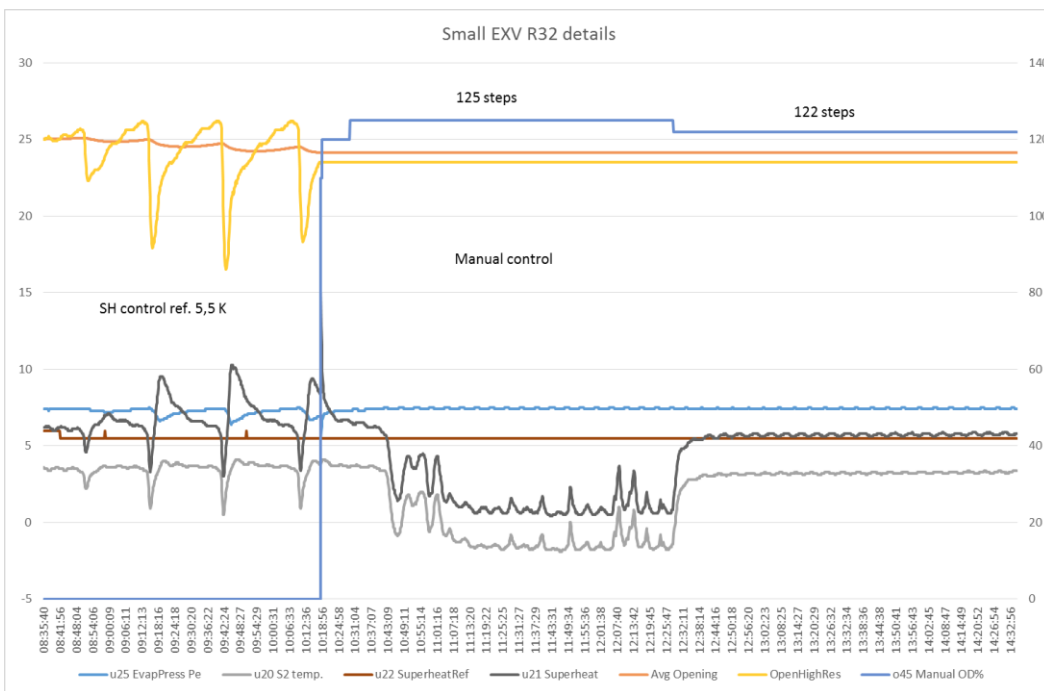
## Testing with R32 and EXV

The manufacturer refurbished the heat pump with an electronic expansion valve. The EXV proved to have a capacity that was too large. Thus, after a short period of testing, it was agreed to change the EXV to a valve with a more suitable capacity range. The opening degree at full load was 8 to 10 %.

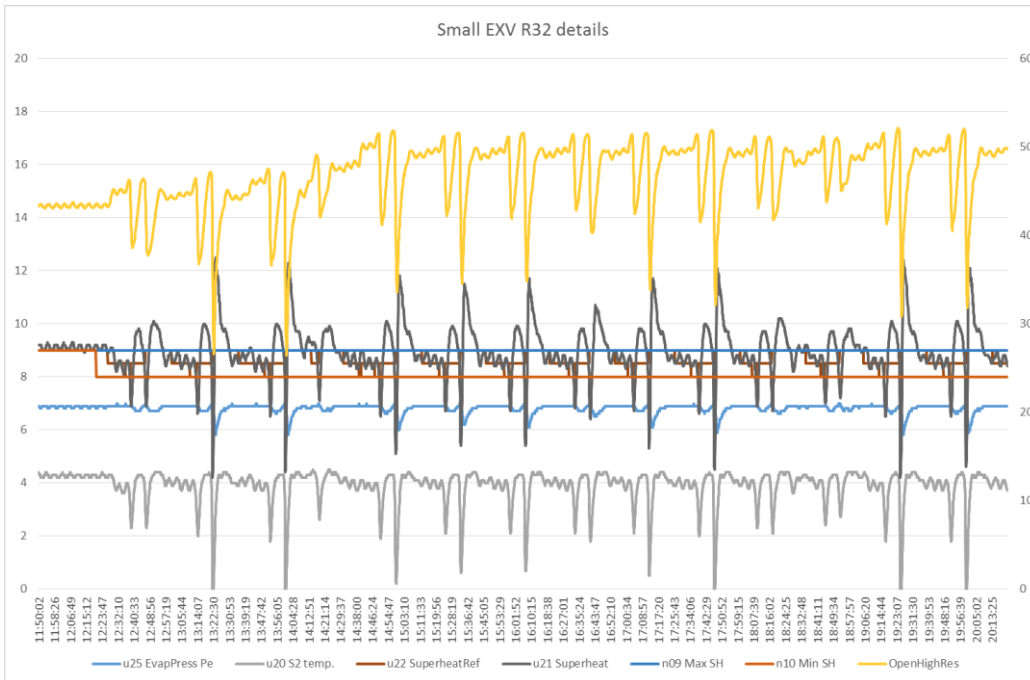
The manufacturer refurbished the heat pump with a new smaller electronic expansion valve, and the heat pump was charged with 860 g of R32. This charge is reduced compared to the previous charge as the data indicates a higher SC value for the R32 TXV tests compared to the R410A TXV test.

	SC R410A	SC R32_3,72	SC R32_3,80
E	3,96	5,90	5,23
AF	2,68	5,23	4,89
B	1,95	3,25	3,23
C	1,52	3,57	2,75
D	1,30	3,44	2,54

A series of tests is now completed to establish an optimal SH setting.



The above test starts with a fixed SH reference of 6,0 K with reference to the temperature sensor, which is placed before the inverter. Now, the SH reference is decreased to 5.5 K and hunting then occurs. The EXV control is switched to manual, an opening degree of 125 steps is set, and the evaporator is flooded. A new opening degree of 122 steps is set, and the SH is stable at approximately 5.5 K.



With reference to the temperature sensor placed after the inverter, the above test has a SH range from 8 to 9 K. The EXV controller will try to find the lowest stable SH within this range. As can be seen, a SH setting of 9 K is stable, but each time the EXV controller reduces the SH setting to 8.5 K, the evaporator is flooded and hunting starts.

With reference to both the TXV and the EXV tests, there is every probability that the lowest stable SH, which can be achieved with the current design, lies between 5.2 and 5.5 K. This SH is within a range, which is considered acceptable. However, this value is not low enough to obtain the desired improvement of the heat pump performance and COP. It should be noted that the best results are obtained under unstable operating conditions where hunting occurs.

Flow directions of the evaporator and the condenser have been checked and found in accordance with the installation manual.

Additional notes:

- The distance from the TXV/EXV outlet nozzle to the inlet nozzle of the evaporator seems to be long. Possibility of separation of gas and liquid refrigerant.
- The TXV bulb and the temperature sensor for EXV are located with quite some distance from the evaporator outlet nozzle. This location might not be the optimal location even though the idea of using the inverter as SH safeguard is sound.

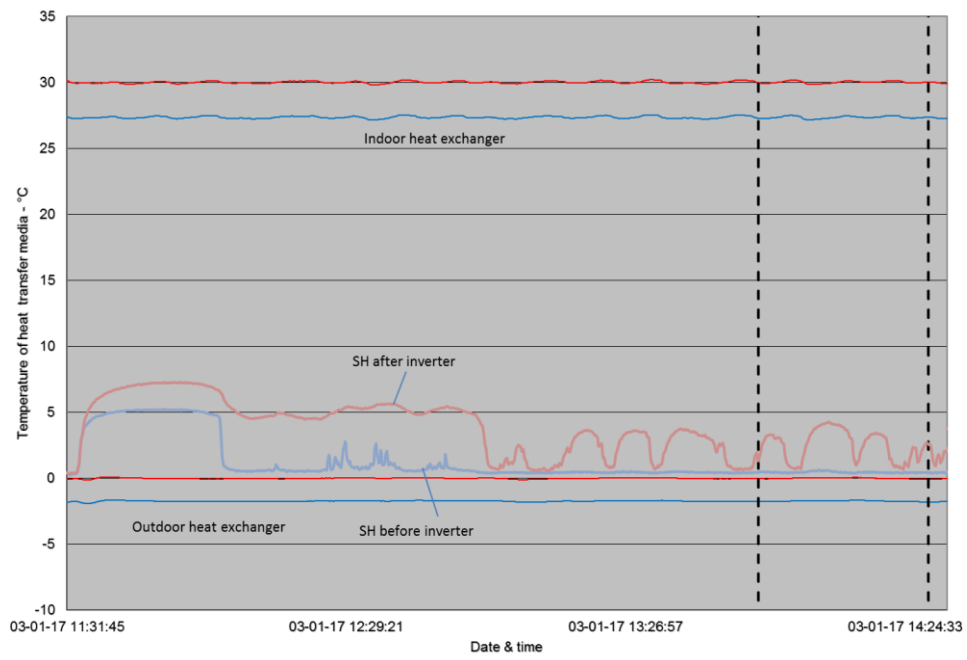
## Next step

Attempting to find a fixed opening degree at the EXV that gives a full evaporator, and at the same time gives a measurable SH after the inverter. If it is possible to do so, the five points necessary for the SCOP calculation will be tested; this could be done either with the same opening degree in all points or with a different opening degree from point to point.

Below the operational data of the five performed test points.

In condition "AF", "B" and "E", the EXV controller is set to a fixed opening degree. In condition "C" and "D", the EXV controller is set to a fixed SH reference, which is due to the fact that the refrigerant charge is not adequate to fill the evaporator without generating gas bubbles before the EXV.

R32_EXV	T <sub>Pe</sub> - [°C]	SH before inverter	SH after inverter	Δ <sub>SH</sub>			
E	-4.43	0.48	3.77	-3.29			
AF	-3.94	0.31	1.81	-1.50			
B	-2.65	0.44	2.55	-2.11			
C	-2.25	6.29	8.66	-2.37			
D	-2.66	4.67	7.38	-2.72			
R32_EXV	T before inverter	T after inverter	T before kond.	T after kond.	Pe - [bar]	Pc - [bar]	SC
E	-3.95	-0.66	81.82	32.69	7.06	21.71	2.00
AF	-3.63	-2.13	77.47	31.92	7.17	21.20	1.83
B	-2.21	-0.10	67.42	28.60	7.48	19.22	1.26
C	4.04	6.41	66.40	25.70	7.58	17.88	1.39
D	2.01	4.73	71.95	28.54	7.48	19.20	1.30



P_design 3.7 kW; T <sub>biv</sub> -7°C; TOL -10°C						
Reference		D (12°C)	C (7°C)	B (2°C)	A&F (-7°C)	E (-10°C)
<b>Outdoor heat exchanger</b>						
Inlet temperature	°C	-0.09	-0.07	-0.02	-0.04	-0.07
Outlet temperature	°C	-1.04	-1.30	-1.74	-2.74	-3.10
Heat transfer media	-	Ethylene glycol (fp. -15°C)				
Flow	l/h	946	946	946	946	946
External static pressure difference	mbar	99.69	99.23	98.30	97.37	97.04
Correction of power input of liquid pump	kW	-0.027	-0.027	-0.026	-0.026	-0.026
<b>Indoor heat exchanger</b>						
Inlet temperature	°C	23.26	25.34	27.35	29.64	30.03
Outlet temperature	°C	24.59	27.18	30.01	33.95	34.92
Heat transfer media	-	Water				
Flow	l/h	652	652	652	652	652
External static pressure difference	mbar	97.91	98.19	91.45	98.63	98.67
Correction of power input of liquid pump	kW	-0.020	-0.021	-0.020	-0.021	-0.021
Reference		D (12°C)	C (7°C)	B (2°C)	A&F (-7°C)	E (-10°C)
<b>Corrected for power input of liquid pumps</b>						
Heating capacity		0.99	1.36	1.98	3.23	3.67 kW
COP		6.07	5.85	5.48	4.82	4.62
Power consumption		0.163	0.233	0.362	0.670	0.794 kW
<b>Measured</b>						
Heating capacity		1.01	1.38	2.00	3.25	3.69 kW
COP		4.80	4.94	4.91	4.53	4.39
Power consumption		0.210	0.280	0.408	0.717	0.840 kW

The changing to EXV with R32 has resulted in an increase of the P<sub>design</sub> from 3.55 kW to 3.7 kW. A complete test series was performed at the above SH setting, and the SCOP value was calculated to:

Reference SCOP 5.40

The SCOP value does not consider the possible negative influence from the added power consumption of the EXV and its driver.

## **Conclusion:**

Although, the above results, which are obtained with the use of an EXV, are not distinctly inferior, it has not been possible to match or exceed the results obtained with the use of a TXV. Even the operation of the EXV with ultra-low superheat can only just match the TXV hunting mode.

The decrease of the SH obtained with the EXV has a positive effect, but not in a scale where it changes the performance radically. The slightly higher COP, which is a result of the TXV with a low SH setting, and the semi-stable operation with hunting of the valve are assumed to be connected to dynamics in the heat transfer modes in the evaporator. The resulting flooded (or semi-flooded) operation of the evaporator with the TXV seems to increase the evaporation temperature, which balances the possible loss in the compressor efficiency resulting from liquid droplets carried to the compressor via the suction line.

If the amount of liquid droplets is significant, it might be beneficial for the overall efficiency to adopt the use of an internal heat exchanger.


Considering the different approaches tried in order to improve the performance, it seems unlikely that mayor improvements can be achieved with the current design of the heat pump.



Appendiks E: Akkrediteret testrapport

## TEST REPORT

Report no.:  
300-KLAB-17-027

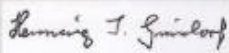




**DANISH  
TECHNOLOGICAL  
INSTITUTE**

Teknologiparken  
Kongsvang Allé 29  
DK-8000 Aarhus C  
+45 72 20 20 00  
Info@teknologisk.dk  
www.teknologisk.dk

Side 1 of 10  
Init: HSG/LAS/JGW  
File no.: 2003901  
Enclosures: 0

<b>Customer:</b>	Contact person:	Jens Frandsen
	Company:	Nilan A/S
	Address:	Nilanvej 2
	City:	DK-8722 Hedensted
	Tel.:	+45 76752500
<b>Component:</b>	Brand:	Nilan
	Type:	Brine to water heat pump
	Model:	GEO3
	Series no.:	411125011
	Production year:	2016
<b>Dates:</b>	Components tested:	June 2017
<b>Procedure:</b>	Testing of heat pump at part load conditions and calculation of seasonal performance according to DS/EN 14825:2016 and DS/EN 14511:2013 part 1, 2 and 3.	
<b>Remarks:</b>	The unit was delivered by the customer as a prototype. The installation and test settings were done according to the manufacturer's instructions. The setting of the thermostatic expansion valve was done by DTI personnel. To decrease the standby power consumption, the power supply to the inverter has been rewired at the main PCB.	
<b>Terms:</b>	The test has been performed according to the conditions laid down by DANAK (The Danish Accreditation), cf. <a href="http://www.danak.dk">www.danak.dk</a> , and the general terms and conditions of The Danish Technological Institute. The results from DTI's work in this report, i.e. analyses, assessments and instructions may only be used or reported in their entirety. The customer may not mention or refer to DTI or DTI's employees for advertising or marketing purposes unless the DTI has granted its written consent in each case.	
<b>Division/Centre:</b>	Danish Technological Institute	<b>Date:</b> 2017.08.30
	Energy and Climate Heat Pump Laboratory, Aarhus	
<b>Signature:</b>	Henning S. Grindorf	
		
	B.TecMan & MarEng.	



## Objective

The objective of this report is to document the following:

- The Seasonal Coefficient of Performance (SCOP) according to EN 14825:2016. In order to calculate the SCOP, tests were carried out at the part load conditions stated in the table below.

### Test conditions for low temperature application at reference heating seasons

Part load conditions for reference SCOP and reference SCOPon calculation of air to water units for low temperature application for the reference heating season "A" = average.

Condition	Part Load Ratio in %				Outdoor heat exchanger		Indoor heat exchanger			
					Inlet / outlet temperature °C		Fixed outlet °C	Variable outlet <sup>d</sup> °C		
	Formula	A	W	C	Ground water	Brine		All climates	A	W
A	$\frac{-7 - 16}{(T_{designh} - 16)}$	88	n/a	61	10 / <sup>b</sup>	0 / <sup>b</sup>	° / 35	° / 34	n/a	° / 30
B	$\frac{+2 - 16}{(T_{designh} - 16)}$	54	100	37	10 / <sup>b</sup>	0 / <sup>b</sup>	° / 35	° / 30	° / 35	° / 27
C	$\frac{+7 - 16}{(T_{designh} - 16)}$	35	64	24	10 / <sup>b</sup>	0 / <sup>b</sup>	° / 35	° / 27	° / 31	° / 25
D	$\frac{+12 - 16}{(T_{designh} - 16)}$	15	29	11	10 / <sup>b</sup>	0 / <sup>b</sup>	° / 35	° / 24	° / 26	° / 24
E	100 %				10 / <sup>b</sup>	0 / <sup>b</sup>	° / 35	° / 35	° / 35	° / 35
F	$(T_{bivalent} - 16) / (T_{designh} - 16)$				10 / <sup>b</sup>	0 / <sup>b</sup>	° / 35	° / <sup>c</sup>	° / <sup>c</sup>	° / <sup>c</sup>

<sup>a</sup> With the water flow rate as determined at the standard rating conditions given in EN 14511-2 at 30/35 conditions for units with a fixed water flow rate, and with a fixed delta T of 5 K for units with a variable flow rate. If the resulting flow rate is below the minimum flow rate then this minimum flow rate is used with the outlet temperature.

<sup>b</sup> With the water/brine flow rate as determined at the standard rating conditions of EN 14511-2, which are the 30/35 conditions.

<sup>c</sup> Variable outlet shall be calculated by interpolation between the upper and lower temperatures which are closest to the bivalent temperature.

<sup>d</sup> If the variable outlet temperature is below the minimum of the operation range of the unit, this minimum should be considered.

T<sub>designh</sub> = -10°C (reference design condition for heating at reference heating season average)

T<sub>bivalent</sub> = -7°C (lowest outdoor temperature point at which the heat pump has a capacity that enables it to meet 100% of the heating demand)





**Main test results for low temperature application at reference heating season average**

Model	GEO3		
Brine-to-water heat pump	Y		
Low-temperature heat pump	Y		
Equipped with supplementary heater	Y		
Heat pump combination heater	N		

Rated heat output <sup>1)</sup>	Prated	3.57	kW
Seasonal space heating energy efficiency	$\eta_s$	207.7	%
	SCOP	5.39	

Measured capacity for heating for part load at outdoor temperature Tj	Average climate - Low temperature application	Tj=-7 °C	Pdh	3.13	kW
		Tj=2 °C	Pdh	1.90	kW
		Tj=7 °C	Pdh	1.29	kW
		Tj=12 °C	Pdh	1.00	kW
		Tj=bivalent temperature	Pdh	3.13	kW
		Tj=operation limit	Pdh	3.57	kW

Measured coefficient of performance at outdoor temperature Tj	Average climate - Low temperature application	Tj=-7 °C	COPd	4.83
		Tj=2 °C	COPd	5.52
		Tj=7 °C	COPd	6.00
		Tj=12 °C	COPd	5.96
		Tj=bivalent temperature	COPd	4.83
		Tj=operation limit	COPd	4.61

Bivalent temperature	Tbivalent	-7	°C
Operation limit temperatures	TOL	-10	°C
	WTOL	52	°C
Degradation coefficient <sup>2)</sup>	Cdh	1.0	

Power consumption in modes other than active mode	Off mode	P <sub>OFF</sub>	0.007	kW
	Thermostat-off mode	P <sub>TO</sub>	0.002	kW
	Standby mode	P <sub>SB</sub>	0.007	kW
	Crankcase heater mode	P <sub>CK</sub>	0.000	kW
Supplementary heater <sup>1)</sup>	Rated heat output	P <sub>SUP</sub>	n.a.	kW
	Type of energy input			Electrical

Other items	Capacity control		Fixed
	Water flow control		Variable
	Water flow rate		0.626 m <sup>3</sup> /h
	Brine flow rate		0.867 m <sup>3</sup> /h
	Annual energy consumption	Q <sub>HE</sub>	1356

<sup>1)</sup>For heat pump space heaters and heat pump combination heaters, the rated heat output, Prated, is equal to the design load for heating, Pdesignh, and the rated heat output of a supplementary heater, Psup, is equal to the supplementary capacity for heating, sup(Tj).

<sup>2)</sup>Determined by measurements




**SCOP calculation for low temperature and average climate conditions**

Calculation of reference SCOP (heating only)

$$SCOP = \frac{P_{designh} \times H_{he}}{\frac{P_{designh} \times H_{he}}{SCOP_{on}} + H_{TO} \times P_{TO} + H_{SB} \times P_{SB} + H_{CK} \times P_{CK} + H_{OFF} \times P_{OFF}}$$

Where

- $P_{design}$  = Heating load of the building at design temperature, kW  
 $H_{he}$  = Number of equivalent heating hours (2066), h  
 $H_{TO}, H_{SB}, H_{CK}, H_{OFF}$  = Number of hours for which the unit is considered to work in thermostat off mode, standby mode, crankcase heater mode and off mode, h, respectively  
 $P_{TO}, P_{SB}, P_{CK}, P_{OFF}$  = Electricity consumption during thermostat off mode, standby mode, crankcase heater mode and off mode, kW, respectively

Data for SCOP calculation

	Outdoor air	Part load ratio	Part load	Measured capacity	COP at measured capacity COP <sub>m</sub>	Degradation coefficient Cd	Capacity ratio CR	COP at part load COP <sub>pl</sub>
	[°C]	[%]	[kW]	[kW]	[-]	[-]	[-]	[-]
A	-7	88	3.16	3.13	4.83	1.00	1.00	4.83
B	2	54	1.92	1.90	5.52	0.99	1.00	5.52
C	7	35	1.24	1.29	6.00	0.99	1.00	6.00
D	12	15	0.55	1.00	5.96	0.99	0.55	5.90
E(TOL)	-10	100	3.57	3.57	4.61	1.00	1.00	4.61
F(Bivalent)	-7	88	3.16	3.13	4.83	1.00	1.00	4.83

	Hours	Power input measured	Power input applied for SCOP calculation	Annual energy input
	[h]	[W]	[W]	[kWh]
Thermostat Off mode	179	2	0	0.00
Off mode	3672	7	7	25.70
Crankcase Heater	3851	0	0	0.00
Standby mode	0	7	7	0.00
			Total	25.70

Note: Prior to the SCOP calculation, the power consumption during standby mode is deducted from both the thermostat off mode and the crankcase heater mode, according to EN14825:2016.





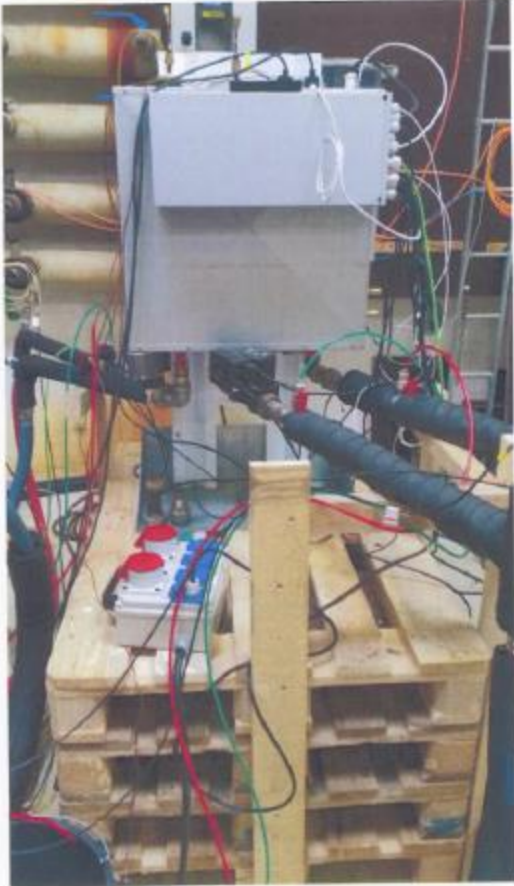
Calculation of SCOP<sub>on</sub>

	Outdoor temperature (dry bulb)	Hours	Heat demand	Heat demand covered by heat pump	Electrical back up heater	COP(pl)	Annual heat demand	Annual energy input including electrical back up heater
	Tj	hj	Ph(Tj)		elbu(Tj)		hj x Ph(Tj)	
	[°C]	[h]	[kW]	[kW]	[kW]	[-]	[kWh]	[kWh]
E(TOL)	-10	1	3.57	3.57	0.00	4.61	3.57	0.77
	-9	25	3.43	3.42	0.00	4.68	85.82	18.32
	-8	23	3.30	3.28	0.00	4.76	75.79	15.93
A and F(bivalent)	-7	24	3.16	3.13	0.00	4.83	75.79	15.69
	-6	27	3.02	2.99	0.00	4.91	81.56	16.62
	-5	68	2.88	2.86	0.00	4.98	196.08	39.35
	-4	91	2.75	2.72	0.00	5.06	249.90	49.39
	-3	89	2.61	2.58	0.00	5.14	232.19	45.20
	-2	165	2.47	2.45	0.00	5.21	407.80	78.22
	-1	173	2.33	2.31	0.00	5.29	403.82	76.34
	0	240	2.20	2.17	0.00	5.37	527.26	98.25
B	1	280	2.06	2.04	0.00	5.44	576.69	105.94
	2	320	1.92	1.90	0.00	5.52	615.14	111.44
	3	357	1.79	1.78	0.00	5.62	637.25	113.47
	4	356	1.65	1.65	0.00	5.71	586.58	102.69
	5	303	1.51	1.51	0.00	5.81	457.65	78.80
	6	330	1.37	1.37	0.00	5.90	453.12	76.75
C	7	326	1.24	1.24	0.00	6.00	402.86	67.14
	8	348	1.10	1.10	0.00	5.98	382.26	63.92
	9	335	0.96	0.96	0.00	5.96	321.99	54.02
	10	315	0.82	0.82	0.00	5.94	259.51	43.68
	11	215	0.69	0.69	0.00	5.92	147.61	24.93
D	12	169	0.55	0.55	0.00	5.90	92.82	15.73
	13	151	0.41	0.41	0.00	5.88	62.20	10.57
	14	105	0.27	0.27	0.00	5.86	28.83	4.92
	15	74	0.14	0.14	0.00	5.84	10.16	1.74
						<b>Total</b>	<b>7374.25</b>	<b>1329.82</b>
						SCOP <sub>on</sub>		<b>5.55</b>
						SCOP <sub>ref</sub>		<b>5.39</b>





Unit





**Nameplate:**





**Detailed test results**

<i>Test results - Low temperature application part load "A &amp; F"</i>		
<b>Corrected for power input of liquid pumps</b>		
Heating capacity	kW	3.13
COP	-	4.83
Power consumption	kW	0.65
<b>Measured</b>		
Heating capacity	kW	3.14
COP	-	4.55
Power consumption	kW	0.69
<b>Outdoor heat exchanger</b>		
Inlet temperature	°C	0.0
Outlet temperature	°C	-2.6
Heat transfer media	-	Ethylene glycol (fp. -15°C)
Flow	l/h	867
External static pressure difference	mbar	95.87
Correction of power input of liquid pump	kW	-0.025
<b>Indoor heat exchanger</b>		
Inlet temperature	°C	29.7
Outlet temperature	°C	34.0
Heat transfer media	-	Water
Flow	l/h	626
External static pressure difference	mbar	93.59
Correction of power input of liquid pump	kW	-0.019

<i>Test results - Low temperature application part load "B"</i>		
<b>Corrected for power input of liquid pumps</b>		
Heating capacity	kW	1.90
COP	-	5.52
Power consumption	kW	0.35
<b>Measured</b>		
Heating capacity	kW	1.92
COP	-	4.95
Power consumption	kW	0.39
<b>Outdoor heat exchanger</b>		
Inlet temperature	°C	0.0
Outlet temperature	°C	-1.6
Heat transfer media	-	Ethylene glycol (fp. -15°C)
Flow	l/h	867
External static pressure difference	mbar	94.76
Correction of power input of liquid pump	kW	-0.024
<b>Indoor heat exchanger</b>		
Inlet temperature	°C	27.4
Outlet temperature	°C	30.0
Heat transfer media	-	Water
Flow	l/h	626
External static pressure difference	mbar	93.42
Correction of power input of liquid pump	kW	-0.019







<i>Test results - Low temperature application part load "C"</i>		
<b>Corrected for power input of liquid pumps</b>		
Heating capacity	kW	1.29
COP	-	6.00
Power consumption	kW	0.21
<b>Measured</b>		
Heating capacity	kW	1.31
COP	-	5.04
Power consumption	kW	0.26
<b>Outdoor heat exchanger</b>		
Inlet temperature	°C	0.0
Outlet temperature	°C	-1.1
Heat transfer media	-	Ethylene glycol (fp. -15°C)
Flow	l/h	867
External static pressure difference	mbar	98.81
Correction of power input of liquid pump	kW	-0.025
<b>Indoor heat exchanger</b>		
Inlet temperature	°C	25.4
Outlet temperature	°C	27.2
Heat transfer media	-	Water
Flow	l/h	626
External static pressure difference	mbar	93.22
Correction of power input of liquid pump	kW	-0.019

<i>Test results - Low temperature application part load "D"</i>		
<b>Corrected for power input of liquid pumps</b>		
Heating capacity	kW	1.00
COP	-	5.96
Power consumption	kW	0.17
<b>Measured</b>		
Heating capacity	kW	1.02
COP	-	4.81
Power consumption	kW	0.21
<b>Outdoor heat exchanger</b>		
Inlet temperature	°C	0.1
Outlet temperature	°C	-0.6
Heat transfer media	-	Ethylene glycol (fp. -15°C)
Flow	l/h	868
External static pressure difference	mbar	96.74
Correction of power input of liquid pump	kW	-0.025
<b>Indoor heat exchanger</b>		
Inlet temperature	°C	23.3
Outlet temperature	°C	24.7
Heat transfer media	-	Water
Flow	l/h	626
External static pressure difference	mbar	92.79
Correction of power input of liquid pump	kW	-0.019





<b>Test results - Low temperature application part load "E"</b>		
<b>Corrected for power input of liquid pumps</b>		
Heating capacity	kW	3.57
COP	-	4.61
Power consumption	kW	0.77
<b>Measured</b>		
Heating capacity	kW	3.59
COP	-	4.38
Power consumption	kW	0.82
<b>Outdoor heat exchanger</b>		
Inlet temperature	°C	0.0
Outlet temperature	°C	-3.0
Heat transfer media	-	Ethylene glycol (fp. -15°C)
Flow	l/h	867
External static pressure difference	mbar	95.53
Correction of power input of liquid pump	kW	-0.024
<b>Indoor heat exchanger</b>		
Inlet temperature	°C	30.1
Outlet temperature	°C	35.0
Heat transfer media	-	Water
Flow	l/h	628
External static pressure difference	mbar	93.67
Correction of power input of liquid pump	kW	-0.019



## Appendiks F: Energimærkningskala, gulvvarme

<b>A+++</b>	$SCOP > 4,38$	$\eta_s > 175 \%$
<b>A++</b>	$3,75 \leq SCOP < 4,38$	$150 \% \leq \eta_s < 175 \%$
<b>A+</b>	$3,08 \leq SCOP < 3,75$	$123 \% \leq \eta_s < 150 \%$
<b>A</b>	$2,88 \leq SCOP < 3,08$	$115 \% \leq \eta_s < 123 \%$
<b>B</b>	$2,68 \leq SCOP < 2,88$	$107 \% \leq \eta_s < 115 \%$
<b>C</b>	$2,50 \leq SCOP < 2,68$	$100 \% \leq \eta_s < 107 \%$
<b>D</b>	$1,55 \leq SCOP < 2,50$	$62 \% \leq \eta_s < 100 \%$
<b>E</b>	$1,48 \leq SCOP < 1,55$	$59 \% \leq \eta_s < 62 \%$
<b>F</b>	$1,38 \leq SCOP < 1,48$	$55 \% \leq \eta_s < 59 \%$
<b>G</b>	$SCOP < 1,38$	$\eta_s < 55 \%$