

# Analyse av varmepumpeanlegg i nærvarmesystem

**Eskil Selvåg**

Master i energi og miljø

Oppgaven levert: Juni 2007

Hovedveileder: Rolf Ulseth, EPT

Biveileder(e): Jørn Stene, EPT

Bjørnar Løvhaug, Barlindhaug Consult AS



### Oppgavetekst

Målet med oppgaven er å gjennomføre utvalgte vurderinger og analyser av varmepumpeanlegg for nærvarmesystemer, med særlig fokus på anlegget for Tomasjordnes i Tromsø.

Oppgaven bearbejdes ut fra følgende punkter:

1. Vurdering og analyse av turbokompressor for bruk i varmepumpeanlegg i nærvarmeanlegg.
2. Detaljert årssimulering og analyse av de mest aktuelle systemløsningene for varmepumpesystemet ved Tomasjord boligfelt.
3. Vurdering og analyse av varmepumpeanlegg med overhetingsvarmeveksler i serie med kondensatoren for leveranse til nærvarme-/fjernvarmeanlegg med høye temperaturkrav.

Oppgaven gitt: 15. januar 2007

Hovedveileder: Rolf Ulseth, EPT





## MASTEROPPGAVE

for

Stud.techn. Eskil Selvåg

Våren 2007

### **Analyse av varmepumpeanlegg i nærvarmesystem**

*Analysis of a Heat Pump Plant in a Small-Scale District Heating System*

#### **Bakgrunn**

Fjernvarme-/nærvarmesystemer er et aktuelt alternativ til separate oppvarmingssystemer i enkeltbygninger, f.eks. boliger. Fordelen med denne typen sentraliserte systemer vil kunne være bedre totaløkonomi, lavere primærenergiforbruk, redusert utslipp av klimagasser og økt energifleksibilitet samt muligheten for å kunne utnytte lokale varmeressurser som spillvarme fra industri, avfall fra husholdninger og næringsvirksomhet, biomasse (flis, bark osv.), spillvann/kjølevann fra industri, oppumpet sjøvann/grunnvann samt energibrønner i fjell.

Det er i dag stor aktivitet i Norge med tanke på utvikling av varmeforsyning til utbyggingsområder hvor nærvarme-/fjernvarmesystemer tenkes brukt til oppvarming av bygninger. Det er imidlertid en utfordring å bygge driftssikre systemer med akseptable investeringskostnader og moderate driftskostnader.

Oppvarming med varmepumpeanlegg er ett av flere alternativer i nær- og fjernvarmesystemer. Varmepumper drives med elektrisitet, men har vesentlig høyere energieffektivitet enn konvensjonelle elektriske oppvarmingssystemer ettersom typisk 60 til 75% av levert varme kommer fra en ekstern varmekilde (fornybar energi). I tillegg har en muligheten til å utforme anleggene for kjøleleveranse via et eget fjernkjølenett til næringsbygg og industri. En stor andel av levert kjøleenergi vil da være frikjøling fra varmepumpen eller varmekilden.

I Tromsø er det under bygging et nærvarmesystem for varmeleveranse til Tomasjordnes boligfelt, som fullt utbygd vil bestå av 629 leiligheter i tillegg til barnehage, butikksenter og kontorer. Totalt bruksareal vil være ca. 54.000 m<sup>2</sup>, og utbyggingsperioden vil være 2005–2009. Anleggets totale varmeproduksjon er estimert til ca. 4,9 GWh/år. Energisentralen er allerede i drift, og varmeleveransen besørges foreløpig av gass- og elektrokjeler. Anlegget vil etter hvert suppleres med ytterligere én gasskjel samt et varmepumpeanlegg med rensset avløpsvann (kloakk) som varmekilde. Dimensjonerende turtemperatur er foreløpig satt til 80°C.

## Mål

Målet med denne oppgaven er å gjennomføre utvalgte vurderinger og analyser av varmepumpeanlegg for nærvarmesystemer, med særlig fokus på anlegget for Tomasjordet boligfelt i Tromsø.

## Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter:

1. Vurdering og analyse av turbokompressorer for bruk i varmepumpeanlegg i nærvarme-anlegg (mindre fjernvarmeanlegg)
2. Detaljert årssimulering og analyse av de mest aktuelle systemløsningene for varmepumpeanlegget ved Tomasjordet boligfelt.
3. Vurdering og analyse av varmepumpeanlegg med overhettingsvarmeveksler i serie med kondensatoren(e) for varmeleveranse til nærvarme-/fjernvarmeanlegg med høye temperaturkrav

-- " --

Senest 14 dager etter utlevering av oppgaven skal kandidaten levere/sende instituttet en detaljert fremdrift- og evt. forsøksplan for oppgaven til evaluering og evt. diskusjon med faglig ansvarlig/veiledere. Detaljer ved evt. utførelse av dataprogrammer skal avtales nærmere i samråd med faglig ansvarlig.

Besvarelsen redigeres mest mulig som en forskningsrapport med et sammendrag både på norsk og engelsk, konklusjon, litteraturliste, innholdsfortegnelse etc. Ved utarbeidelsen av teksten skal kandidaten legge vekt på å gjøre teksten oversiktlig og velkrevet. Med henblikk på lesning av besvarelsen er det viktig at de nødvendige henvisninger for korresponderende steder i tekst, tabeller og figurer anføres på begge steder. Ved bedømmelsen legges det stor vekt på at resultatene er grundig bearbeidet, at de oppstilles tabellarisk og/eller grafisk på en oversiktlig måte, og at de er diskutert utførlig.

Alle benyttede kilder, også muntlige opplysninger, skal oppgis på fullstendig måte. (For tidsskrifter og bøker oppgis forfatter, tittel, årgang, sidetall og evt. figurnummer.)

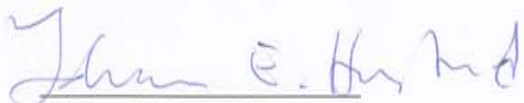
Det forutsettes at kandidaten tar initiativ til og holder nødvendig kontakt med faglærer og veileder(e). Kandidaten skal rette seg etter de reglementer og retningslinjer som gjelder ved de fagmiljøer som kandidaten har kontakt med gjennom sin utførelse av oppgaven, samt etter eventuelle pålegg fra Institutt for energi- og prosesssteknikk.

I henhold til "Utfyllende regler til studieforskriften for teknologistudiet/sivilingeniørstudiet" ved NTNU § 20, forbeholder instituttet seg retten til å benytte alle resultater i undervisnings- og forskningsformål, samt til publikasjoner.

Ett -1 komplett eksemplar av originalbesvarelsen av oppgaven skal innleveres til samme adressat som den ble utlevert fra. (Det skal medfølge et konsentrert sammendrag på maks. en maskinskrevet side med dobbel linjeavstand med forfatternavn og oppgavetittel for evt. referering i tidsskrifter).

Til Instituttet innleveres to - 2 komplette, kopier av besvarelsen. Ytterligere kopier til evt. medveiledere/oppgavegivere skal avtales med, og evt. leveres direkte til, de respektive. Til instituttet innleveres også en komplett kopi (inkl. konsentrerte sammendrag) på CD-ROM i Word-format eller tilsvarende.

Institutt for energi- og prosessteknikk, 5. januar 2007.



Johan E. Hustad  
*Instituttleder*



Rolf Ulseth  
*Faglærer/veileder*

Medveiledere/kontaktpersoner:

Jørn Stene, *NTNU/SINTEF*

Bjørnar Løvhaug, *Barlindhaug Consult AS*

## Forord

Denne oppgaven, ”Analyse av varmepumpeanlegg i nærvarmesystem” er skrevet som avsluttende masteroppgave ved institutt for energi- og prosessteknikk ved NTNU, våren 2007.

Denne oppgaven kunne ikke blitt til uten hjelp fra en rekke personer. Jeg vil gjerne rette en stor takk til min veileder Jørn Stene som alltid har tatt seg tid til å svare på spørsmål og gi konstruktive tilbakemeldinger til tross for at han har vært travelt opptatt.

Roar Trælnes ved York Kulde i Trondheim, Sveinung Ims ved Troms Kraft Varme og Trond Andresen og Geir Skaugen ved Sintef energiforskning, kuldeteknikk, har alle vært svært hjelpsomme og gitt meg svar på mine spørsmål.

Jeg vil også takke Even Thorbergsen for hjelp med FrigoSim, Einar Brendeng for å ha gitt meg tilgang til Sabroe Matchmaster Program og mine medstudenter på kontoret for mange humørfylte stunder.

Til slutt vil jeg takke min kjære samboer Ane Fors for oppmuntring og støtte underveis.

Trondheim 11.juni, 2007

---

Eskil Selvåg



## Sammendrag

På Tomasjordnes i Tromsø bygges det nå et boligfelt der varmebehovet til romoppvarming og varmtvann blir dekket av et nærvarmeanlegg. Varmesentralen har installert én gasskjel og én elektrokjel. I forbindelse med bygging av et nytt renseanlegg 500 meter sør for boligfeltet planlegges det å utnytte varmen avløpsvannet som grunnlastkilde i nærvarmeanlegget ved hjelp av en varmepumpe. I denne rapporten er fire ulike varmepumpeløsninger sammenlignet ut fra årsanalyser i simuleringsprogrammet FrigoSim.

For det planlagte varmepumpesystemet på Tomasjord med tur-/returtemperatur på 80/50 °C vises det at et totrinns anlegg med NH<sub>3</sub> kommer best ut energimessig, økonomisk og miljømessig i forhold til de andre alternativene. Varmeytelsen for anlegget er 1500 kW ved 5/70 °C og årsvarmefaktoren er 3,5 inkludert spisslastkjel og kloakkpumper. Anlegget gir under halvparten av CO<sub>2</sub>-utslippene fra en gassfyrte varmesentral, selv med strøm fra gasskraftverk.

Et alternativ med ytelse på 1150 kW gir årlige kostnader som er 300 000 kr høyere på grunn av stor økning i energikostnader til spisslastkjelen og liten reduksjon i investeringskostnader.

Det ble også analysert hvordan temperaturen i varmedistribusjonssystemet påvirker de forskjellige varmepumpeløsningene. Simuleringene viser at ved å ha tur-/returtemperatur på 60/40 °C, kan varmepumpens årsvarmefaktor økes med 15–20 % og årlig energibehov reduseres med 10–20 % i forhold til et 80/50 °C- system. For en NH<sub>3</sub>-varmepumpe vil antall kompressortrinn kunne reduseres fra to til ett, noe som nær halverer aggregatkostnadene.

En av de analyserte varmepumpeløsningene benytter fire små turbokompressorer. Resultatene viser at i et 60/40 °C- system, vil en slik løsning egne seg meget godt. Et slikt anlegg vil da kun ha 3 % høyere total energibruk enn et ettrinns anlegg med ammoniakk. På grunn av lavere investerings- og vedlikeholdskostnader vil alternativet med turbokompressor gi svakt lavere årlige kostnader. Kompressorene egner seg ikke i varmepumpeanlegg for nærvarme med høyere tur-/returtemperatur fordi de ikke kan levere høyere vanntemperaturer enn 57-58 °C. Det konkluderes med at hvis R134a skal brukes og tur-/returtemperaturen er 60/40 °C eller lavere, er små turbokompressorer det beste alternativet.

Årssimuleringer med overhetingsvarmeveksler koblet i serie med kondensatoren på vannsiden viser en økning i årsvarmefaktor for både ett- og totrinns NH<sub>3</sub>-varmepumpe. Reduksjonen i totalt energiforbruk er størst når varmepumpens ytelse i utgangspunktet blir begrenset deler av året av høye temperaturer i sekundærsystemet. Overhetingsvarmeveksleren kan øke varmeytelsen disse dagene med opptil 15% og dermed reduseres behovet for å bruke spisslastkjelen.

For NH<sub>3</sub>- varmepumpen på Tomasjord kan installasjon av overhetingsvarmeveksler gi årlige energibesparelse på over 85 000 kWh og gi kostnadsbesparelser på 15 000 kr i året.

Hvis varmepumpen må begrense ytelsen deler av året på grunn av begrensninger i kondenseringstemperaturen, er det svært sannsynlig at installasjon av overhetingsvarmeveksler vil være lønnsomt, også ved ettermontering i eksisterende anlegg. Resultatene viser at det ikke er vesentlig forskjell i årlige kostnader mellom rørkjel- og platevarmeveksler brukt som overhetingsvarmeveksler. Dette forutsetter imidlertid at vannstrømmen splittes slik at kun halvparten av turvannet går gjennom varmeveksleren ved bruk av platevarmeveksler.

## Summary

At Tomasjordnes in Tromsø a housing development currently under construction, will be supplied with heat from a district heating system. The heating plant has installed one gas boiler and one electric boiler. In connection with the building of a new sewage cleaning plant near the heating plant, it is planned to utilize heat from the sewage as base load in the district heating system by using a heat pump. In this thesis four different heat pump alternatives are compared by means of analysis over a year performed with the simulation program FrigoSim.

For the planned heat pump system at Tomasjord with supply/return temperatures of 80/50 °C, it is shown that a two stage system with ammonia is the best when it comes to energy use, economy and environmental issues compared to the other alternatives. The heating capacity is 1500 kW at 5/70 °C and the seasonal performance factor is 3,5 included top load boiler and sewage pumps. Such a plant gives less than half of the emissions compared to a purely gas fired heating plant, even when the electricity is produced in a combined cycle gas plant.

An alternative with 1150 kW heating capacity gives annual costs that are 300 000 kr higher due to increased energy use for the top load boiler and only a small investment cost reduction.

How the supply/return temperatures affect the different heat pump solutions was also analyzed. The simulations show that by having supply/return temperatures of 60/40 °C, the heat pump seasonal performance factor increases by 15-20 % and annual energy consumption is reduced by 10-20 % compared to a 80/50 °C-system. For a NH<sub>3</sub> heat pump the number of compressor stages can be reduced from two to one, cutting investment costs by almost 50 %.

One of the alternatives has four small centrifugal compressors. The results show that in a 60/40 °C- system this alternative performs very well. Such a plant will then only have a 3 % higher energy consumption than a one stage ammonia plant. Owing to lower investment and maintenance costs the centrifugal plant has slightly lower annual costs. The compressors are not suited for heating systems with higher supply/return temperatures as their maximal delivered water temperature is 57-58 °C. It is concluded that if R134a is to be used and the supply/return temperature is 60/40 °C or lower, small centrifugal compressors are the best alternative

Simulations with a desuperheater connected in series with the condenser on the water side, shows an increase in seasonal performance factor for both a one and two stage ammonia heat pump. The reduction in total energy consumption is higher if the heat pump capacity is limited parts of the year by high supply temperatures. The desuperheater can increase the heating capacity on these days by up to 15 % thereby reduce the use of the top load boiler.

For the NH<sub>3</sub> heat pump at Tomasjord, installation of a desuperheater can give annual energy savings of up to 85 000 kWh and annual cost savings of 15 000 kr.

If the heat pump has to reduce the capacity parts of the year due to limitations in the condensing temperature, it is very likely that installing a desuperheater is profitable, also for retrofit applications. The results show no significant difference in annual costs between shell and tube and plate heat exchangers used as desuperheaters. This, however, assumes that the water stream is splitted when using plate heat exchanger so only half of it enters the desuperheater.

# Innhold

<b>1</b>	<b>Innledning</b> .....	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Teoretisk grunnlag</b> .....	<b>2</b>
2.1	Rammebetingelser .....	2
2.2	Energi- og effektbehov .....	4
2.3	Kompressorer .....	5
2.3.1	Stempelkompressorer .....	5
2.3.2	Skruekompressorer .....	6
2.3.3	Turbokompressorer .....	6
2.4	Arbeidsmedier .....	12
2.5	Overhetingsvarmeveksler .....	14
2.5.1	Platevarmeveksler .....	15
2.5.2	Rørkjel .....	17
<b>3</b>	<b>Metode</b> .....	<b>19</b>
3.1	Energi og effektbehov .....	19
3.1.1	Effektvarighetskurve for lavenergibygget .....	20
3.2	Simuleringer av varmepumpeanlegget .....	20
3.2.1	Beskrivelse av FrigoSim .....	22
3.2.2	Temperaturnivåer og massestrøm i fjernvarmenettet .....	22
3.2.3	Energi og effektbehov .....	23
3.2.4	Kloakktemperaturer Tomasjordnes .....	24
3.2.5	Fordamper og kondensator .....	25
3.2.6	Virkningsgrader og definisjoner .....	26
3.3	Simulering av anlegg med turbokompressor .....	27
3.4	Anlegg med overhetingsvarmeveksler .....	28
3.4.1	UA-analyse .....	28
3.4.2	Platevarmeveksler .....	28
3.4.3	Rørkjelvarmeveksler .....	29
3.4.4	Simuleringer .....	29
3.5	Årlige kostnader .....	30
<b>4</b>	<b>Resultater og diskusjon</b> .....	<b>31</b>
4.1	Energi og effektbehov .....	31
4.1.1	Lavenergibygget .....	31
4.2	Årssimuleringer for alternativ 1, 2 og 3 .....	32
4.2.1	Tur-/returtemperatur 80/50 °C .....	32
4.2.2	Tur-/returtemperatur 70/45 °C .....	34
4.2.3	Tur-/returtemperatur 60/40 °C .....	35
4.2.4	Alternativ 2a og 2b, redusert effektdekning .....	36
4.2.5	Årlige kostnader .....	39
4.2.6	Andre viktige momenter .....	40
4.2.7	Usikkerheter .....	40

4.3	Turbokompressor .....	41
4.3.1	Ytelseskurve .....	41
4.3.2	Årssimuleringer .....	42
4.3.3	Årlige kostnader .....	44
4.3.4	Usikkerheter .....	45
4.4	Overhetingsvarmeveksler .....	45
4.4.1	UA-analyser .....	45
4.4.2	Platevarmeveksler .....	46
4.4.3	Rørkjelvarmeveksler .....	48
4.4.4	Årssimuleringer med overhetingsvarmeveksler .....	48
4.4.5	Årlige kostnader .....	50
4.4.6	Andre viktige hensyn .....	51
4.4.7	Usikkerheter .....	51
4.5	Samlede resultater og rangering .....	53
<b>5</b>	<b>Konklusjon .....</b>	<b>56</b>
<b>6</b>	<b>Referanser.....</b>	<b>58</b>
<b>Vedlegg A</b>	<b>Virkningsgrader for stempelkompressorer .....</b>	<b>I</b>
<b>Vedlegg B</b>	<b>Ytelse og virkningsgrader for turbokompressor.....</b>	<b>V</b>
<b>Vedlegg C</b>	<b>Investerings- og vedlikeholdskostnader .....</b>	<b>VI</b>
<b>Vedlegg D</b>	<b>Kloakktemperaturer Strandveien renseanlegg .....</b>	<b>VII</b>
<b>Vedlegg E</b>	<b>Oversikt over inndata .....</b>	<b>VIII</b>
<b>Vedlegg F</b>	<b>Beregning av varmeytelse.....</b>	<b>IX</b>
<b>Vedlegg G</b>	<b>Resultater fra årssimuleringene.....</b>	<b>X</b>
<b>Vedlegg H</b>	<b>Overhetingsvarmeveksler .....</b>	<b>XXV</b>

## Figurliste

Figur 2.1-1:	Bilde av Tromsøysundet sett fra sørøst med Tomasjordnes i rød ramme.....	2
Figur 2.1-2:	Reguleringsplan for Tomasjordnes (Borealis arkitekter AS, 2003).....	2
Figur 2.1-3:	Varmesentralen på Tomasjord med gasskjel (bakerst), elkjel og pumper. ....	3
Figur 2.2-1:	Prinsipiell effektvarighetskurve for oppvarming og varmt tappevann (Stene, 2007, Lysarkserie 6).....	4
Figur 2.3-1:	Prinsippskisse av en ettrinns radiell turbokompressor. 1) Innsug, 2) Løpehjul, 3) Kanal, 4) Diffusor, 5) Spirallhus, 6) Utløp (Stene 2006, Lysarkserie 4).....	7
Figur 2.3-2:	Kuldeytelse som funksjon av trykkforholdet for ulike typer kompressorer (Gresch, 2001).....	7
Figur 2.3-3:	Hastighetsvektorer for gassen på utløpet av løpehjul med bakoverbøyde skovler (Gresch, 2001).....	8
Figur 2.3-4:	Prinsipiell fremstilling av trykkøkning som funksjon av volumstrøm gjennom en sentrifugalkompressor (Turbocor, 2007).....	9
Figur 2.3-5:	Trykkøkning som funksjon av volumstrøm ved turtallsregulering (heltrukket linje) og ledeskovlregulering (stiplet linje) (Gresh, 2001).....	10
Figur 2.3-6:	Illustrasjon av Turbocors sentrifugalkompressor (Turbocor, 2007).....	11
Figur 2.3-7:	Arbeidsområde for Turbocor TT300 (EPC). Blå linje markerer maksimal $T_k$ med europeisk strømtilknytning (Turbocor, 2006).....	12
Figur 2.4-1:	Temperaturområder for arbeidsmedier (Stene, 2007, Lysarkserie 2).....	13
Figur 2.5-1:	Strømningsmønster i en ettpass motsrøms platevarmeveksler. Veksleren vist er parvis loddet (Wadekar 2000).....	16
Figur 2.5-2:	Eksempel på parsveist platevarmeveksler ramme til venstre (AlfaLaval, 2007) og helloddete platevarmevekslere (Stene og Jakobsen, 2006).....	16
Figur 2.5-3:	Prinsipiell framstilling av strømningsmønster ved ulike chevron-vinkler.....	17
Figur 2.5-4:	Rørkjel med ett pass på både rør- og skallside. (Incropera og DeWitt 2002)..	18
Figur 3.1-1:	Målt spesifikt effektbehov som funksjon av utetemperatur.....	19
Figur 3.1-2:	Netto effektvarighetskurve for det fullt utbygde området på Tomasjordnes. ..	20
Figur 3.2-1:	Skjerm bilde av FrigoSim med totrinnsanlegget i alternativ 1a og 2a.....	22
Figur 3.2-2:	Prinsipiell fremstilling av reguleringen av temperaturen i fjernvarmenettet. ..	23
Figur 3.2-3:	Grafisk fremstilling av innlastede effektdata til FrigoSim for alternativ 1b, ettrinns $NH_3$ -anlegg.....	24
Figur 3.2-4:	Kloakktemperaturen som er brukt i simuleringene.....	25
Figur 3.3-1:	Skjerm bilde av inndata og beregningsresultater for et driftspunkt fra Turbocors web-baserte "OEM Compressor Selection Software" (Turbocor 2007).....	27
Figur 3.4-1:	Rørskjema for uttak av grenstrøm til overhetingsvarmeveksleren.....	29
Figur 4.1-1:	Effektvarighetskurve for eksisterende bygningsvasse og en antatt kurve hvis området ble bygget ut som lavenergiboliger.....	32
Figur 4.2-1:	Resultater fra årssimuleringer med totrinns ammoniakkanlegg (alt. 1a) og tur-/returtemperatur 80/50 °C.....	33
Figur 4.2-2:	Resultater fra årssimuleringer med med ettrinns R134a-anlegg og tur-/returtemperatur 80/50 °C.....	33

Figur 4.2-3:	Resultater fra årssimuleringer med totrinns ammoniakkanlegg (alt. 1a) og tur-/returtemperatur 70/45 °C.....	34
Figur 4.2-4:	Resultater fra årssimuleringer med R134a-anlegg (alt. 3) og tur-/returtemperatur på 70/45 °C.....	35
Figur 4.2-5:	Resultater fra årssimuleringer med ettrinns ammoniakkanlegg (alt. 1b) og tur-/returtemperatur 60/40 °C.....	36
Figur 4.2-6:	Resultater fra årssimuleringer med R134a-anlegg (alt. 3) og tur-/returtemperatur på 60/40 °C.....	36
Figur 4.2-7:	Plotting av resultater for alternativ 2a med tur-/returtemperatur 80/50 °C..	37
Figur 4.2-8:	Plotting av resultater for alternativ 2a med tur-/returtemperatur 80/50 °C.....	38
Figur 4.2-9:	Plotting av simuleringsresultater for alternativ 2b med tur-/returtemperatur 60/40 °C.....	38
Figur 4.3-1:	Maksimal varmeytelse og surge-grense for Turbocor TT300 EPC som funksjon av $T_k$ med $T_0$ på henholdsvis 6 °C, 5 °C og 2 °C.....	41
Figur 4.3-2:	Resultater fra simuleringer med turbokompressor og tur-/returtemperatur 70/45 °C. Kloakktemperaturens variasjon over året er vist med rødt.....	42
Figur 4.3-3:	Resultater fra simuleringer med turbokompressor og tur-/returtemperatur 60/40 °C.....	43
Figur 4.4-1:	Resultater fra UA-analyse av overhetingsvarmeveksler og totrinns aggregat.	45
Figur 4.4-2:	Resultater fra UA-analyse av overhetingsvarmeveksler og ettrinns aggregat.	46
Figur 4.4-3:	Resultater fra årssimulering av ettrinns NH <sub>3</sub> - anlegg med overhetingsvarmeveksler og tur-/returtemperatur 60/40 °C.....	49
Figur 4.5-1:	CO <sub>2</sub> -utslipp i forbindelse med energileveranse fra varmesentralen.....	52
Figur 4.6-1:	Årsvarmefaktor for de ulike alternativene. ....	53
Figur 4.6-2:	Energibruk for de ulike alternativene.....	54
Figur 4.6-3:	Årlige kostnader for de ulike alternativene.....	54

## Tabelliste

Tabell 2-1:	Fordeler og ulemper ved NH <sub>3</sub> som arbeidsmedium i varmepumper.....	13
Tabell 2-2:	Fordeler og ulemper med R134a som arbeidsmedium i varmepumper. ....	14
Tabell 3-1:	Oversikt over de simulerte varmepumpeaggregatene. ....	20
Tabell 3-2:	Simulerte temperaturnivåer i nærvarmesystemet. ....	22
Tabell 3-3:	UA-verdier for fordampere og kondensatorer i simuleringene.....	26
Tabell 3-4:	Grunnlag for UA-analyse av overhetingsvarmeveksler. ....	28
Tabell 4-1:	Resultater fra årssimuleringer, 80/50- system.....	32
Tabell 4-2:	Resultater fra årssimuleringer, 70/45 °C- system.....	34
Tabell 4-3:	Resultater fra årssimuleringer, 60/40- system.....	35
Tabell 4-4:	Resultater fra simuleringen med alternativ 2a og 2b, sammenlignet med alternativ 1a og 1b som har høyere effektdekning. ....	37
Tabell 4-5:	Årlige kostnader alternativ 1a og 3 med tur-/returtemperatur 80/50 °C.....	39
Tabell 4-6:	Årlige kostnader alternativ 1a og 3 med tur-/returtemperatur 70/45 °C.....	39
Tabell 4-7:	Årlige kostnader for alternativ 1b og 3 med tur-/returtemperatur 60/40 °C.....	39
Tabell 4-8:	Årlige kostnader for Alternativ 2a og 2b. ....	40
Tabell 4-9:	Resultater fra årssimuleringer av Turbokompressor med 70/45 °C tur-/returtemperatur. ....	42
Tabell 4-10:	Resultater fra årssimuleringer av Turbokompressor med 60/40 °C tur-/returtemperatur. ....	43
Tabell 4-11:	Årlige kostnader for alternativ med turbokompressor og tur-/returtemperatur på 70/45 °C. Resultatene er sammenlignet med alternativ 1a og 3.....	44
Tabell 4-12:	Årlige kostnader for alternativ med turbokompressor og tur-/returtemperatur på 60/40 °C. Resultatene er sammenlignet med alternativ 1b og 3.....	44
Tabell 4-13:	Valgte varmevekslere for utnyttning av overhetingsvarme (Marksten, 2007)...	47
Tabell 4-14:	Nøyaktighet ved beregning av trykkfall.....	47
Tabell 4-15:	Beregnet årlig trykktap og elektrisitetsbehov til pumper.....	47
Tabell 4-16:	Trykkfall og årlig ekstra pumpeenergi ved bruk av rørkjel som overhetingsvarmeveksler.....	48
Tabell 4-17:	Resultater fra årssimuleringer med overhetingsvarmeveksler.....	48
Tabell 4-18:	Kostnader med platevarmeveksler som overhetingsvarmeveksler. ....	50
Tabell 4-19:	Kostnader med rørkjel som overhetingsvarmeveksler. ....	50
Tabell 4-20:	Rangering av de ulike alternativene.....	55

## Nomenklatur og forkortelser

COP:	Varmefaktorfaktor for varmepumpen. Definert som varmeytelse dividert med elektrisk effekt tilført kompressorens motor.
DUT:	Dimensjonerende utetemperatur
GWP:	Global Warming Potential referert til CO <sub>2</sub>
h	konvektivt varmeovergangstall
k	varmeledningsevne
LMTD:	Logaritmisk midlere temperaturdifferanse
Nu:	Nusselttall
ODP:	Ozone Depletion Potential
Pr:	Prandtl-tall
Re:	Reynoldstall
SPF <sub>VP</sub> :	Årsvarmefaktor for varmepumpen.
SPF <sub>tot</sub> :	Årsvarmefaktor for varmesentralen inkludert spisslastkjel, varmepumpe og kloakkpumper.
T <sub>k</sub> :	Kondenseringstemperatur
T <sub>0</sub> :	Fordampingstemperatur
TKV:	Troms Kraft Varme
U-verdi:	Totalt varmeovergangstall
η <sub>is</sub> :	Isentropisk virkningsgrad
λ:	Volumetrisk virkningsgrad
ρ:	tetthet
φ:	Chevronvinkel referert til en vertikal linje



# 1 Innledning

Varmepumper leverer i dag rundt 6 TWh varme årlig i Norge. Av dette er 4 TWh fornybar omgivelsesvarme. I et politisk klima der det ønskes mer kraftproduksjon på den ene siden, men må tas hensyn til lokale og globale miljøutfordringer på den andre siden, kan varmpumper være en del av den porteføljen med teknologier som kan løse fremtidens energiutfordringer. Lavutslippsutvalget har pekt på varmpumper som en av nøkkelteknologiene for å få ned klimautslippene i Norge. Med økende energipriser blir det også stadig mer lønnsomt å ta den investeringen en varmpumpe representerer.

På Tomasjordnes i Tromsø er det under bygging et boligfelt med 629 leiligheter i tillegg til butikksenter, barnehage og kontorer. Utbyggingsperioden er 2005- 2009. Bygningsmassen vil få varme fra en nærvarmesentral som allerede er i drift med en gasskjel og en elektrokjel som varmekilder. Varmesentralen skal suppleres med en varmpumpe som utnytter varmen i det rensede avløpsvannet fra det planlagte Tomasjord rensesanlegg.

Denne oppgaven har tre hovedtema som alle tar utgangspunkt i byggefeltet på Tomasjordnes.

- Det skal gjøres en detaljert årsanalyse av de mest aktuelle systemløsningene for det planlagte varmpumpeanlegget ved hjelp av prosesssimuleringsprogrammet FrigoSim.
- Det skal gjøres en vurdering og analyse av turbokompressorer for bruk i varmpumper i nærvarmeanlegg. En aktuell anleggsløsning simuleres over et år.
- En løsning med overhetingsvarmeveksler i serie med kondensatoren i varmpumpeanlegg med ammoniakk skal analyseres. Det skal sees både på selve varmeveksleren og på en simulering av et slikt anlegg over et år.

For alle temaene sees det på både tekniske, økonomiske og miljømessige aspekter.

Oppgaven er delt inn i følgende hovedkapitler:

- Teori og bakgrunn
- Metode
- Resultater og diskusjon
- Konklusjon

Innenfor hvert kapittel blir de tre hovedtemaene behandlet i den rekkefølgen de er listet over.

Oppgaven tar ikke for seg problemer tilknyttet bygninger for varmpumpen eller rørledning mellom varmesentralen og varmpumpen. Det er i liten grad sett på detaljerte prosjekteringsoppgaver, men lagt mer vekt på overordnede problemstillinger og systemløsninger. Grunnleggende termodynamikk, fluidmekanikk, varmetransport og kjennskap til kalddampprosessen forutsettes kjent. Det henvises til Moran og Shapiro (1998) Incropera og DeWitt (2002) og White (2003) for mer informasjon.

## 2 Teoretisk grunnlag

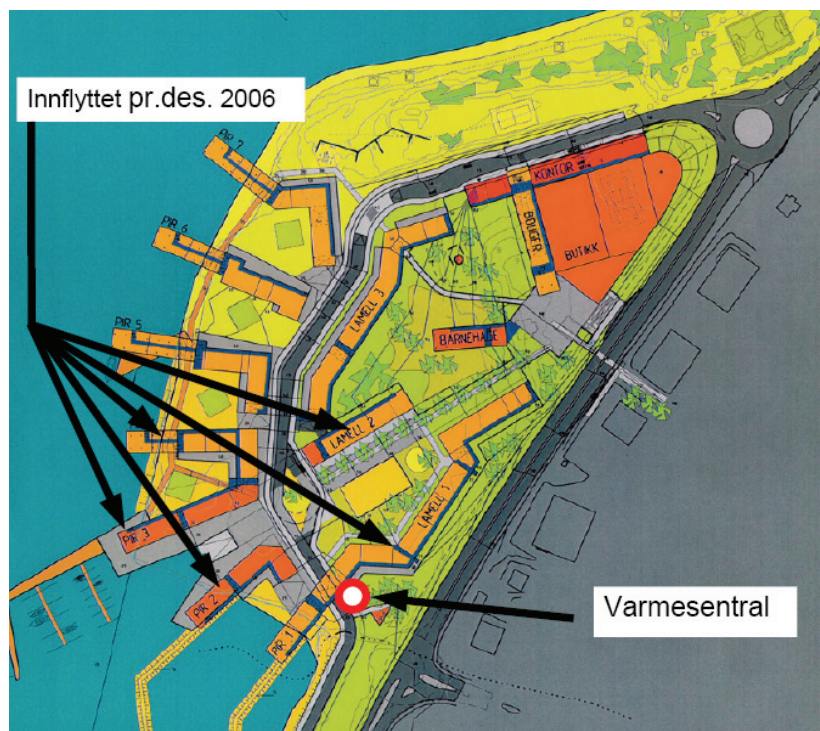
### 2.1 Rammebetingelser

Tomasjordnes ligger på fastlandssiden av Tromsøysundet noen kilometer nord for brohodet. Dette er vist med den røde rammen på bildet under.



Figur 2.1-1: Bilde av Tromsøysundet sett fra sørøst med Tomasjordnes i rød ramme.

Når boligfeltet Tomasjordnes etter planen står ferdig utbygd i 2009 vil det bestå av totalt 629 leiligheter, en barnehage, kontorer og et butikkssenter. Området er planlagt utbygget som vist i reguleringsplanen i figur 2.1-2.



Figur 2.1-2: Reguleringsplan for Tomasjordnes (Borealis arkitekter AS, 2003).

De grunnlagsdata som nevnes i dette avsnittet er alle hentet fra Troms Kraft Varme (TKV) (Ims, 2006). Totalt oppvarmet areal for hele bygningsmassen er omtrent 54 000 m<sup>2</sup>, hvorav 1700 m<sup>2</sup> er barnehage, 1500 m<sup>2</sup> er kontorer og 5000 m<sup>2</sup> er butikksenter. De bebodde blokkene er vist i figur 2.1-2.

Varmen avgis til forbrukerne ved beredning av varmt tappevann, gjennom radiatorer og ved gulvvarme. Varmtvannet akkumuleres i felles tanker i hver boligblokk. Noen bygg har bare gulvvarme med turtemperatur på 35 °C, mens noen også har radiatorer med turtemperatur på 60 °C. I undersentralene er romvarme- og varmtvannsvarmevekslerene koplet i parallell. Forvarming av varmtvann med returvannet gjøres ikke på de sentralene som er montert.

Måling av forbruk skjer foreløpig bare i undersentralene, men det er klargjort for individuell avregning av abonnentene for både varme og varmt tappevann. Avregning av hver enkelt leilighet gjøres av et eget FDVU-selskap. Det er dette selskapet TKV fakturerer for levert varme (Ims, 2006).

Varmesentralens plassering på boligfeltet er vist på figur 2.1-2. Varmesentralen, fjernvarmeledningene og distribusjonssystemet i boligblokkene er dimensjonert for en tur- og returtemperatur på henholdsvis 80 °C og 50 °C. Sommerstid vil det være en nedre sperregrense for turtemperatur på 60 °C. Nærvarmenettet har mulighet for mengderegulering med to parallelle frekvensstyrte pumper og har indre rørdiameter på 150 mm ut fra sentralen.

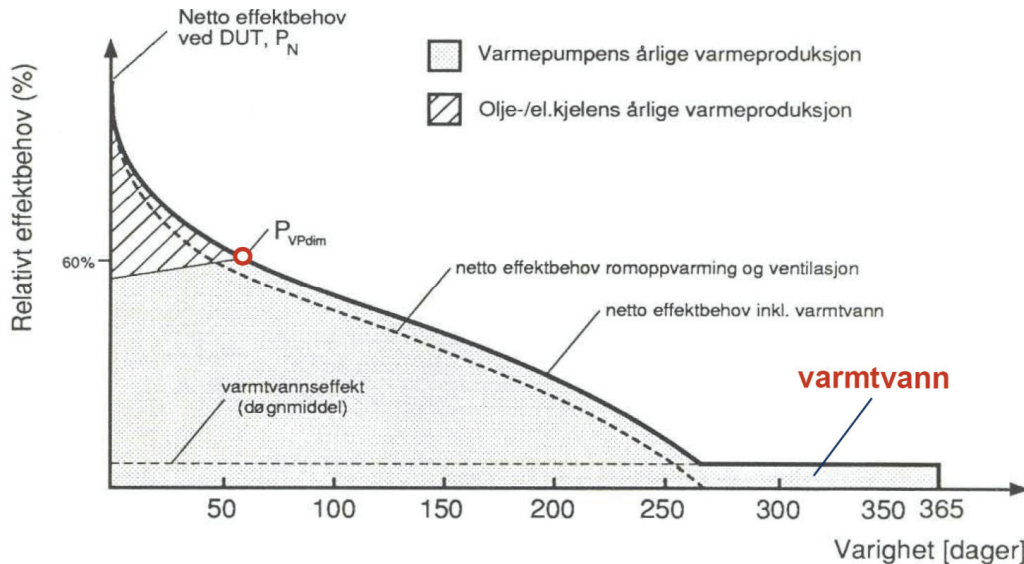
Varmesentralen som er bygget i tilknytning til boligfeltet har installert en gasskjel på 1400 kW og en elkjel på 1500 kW som vist på figur 2.1-3. Elkjelen ble satt i drift i april 2006 og leverer varme til de blokkene som hittil er bygget. Gasskjelen ble satt i drift fordi våren 2007. Det er satt av plass til ytterligere en gasskjel og for tilkopling av varmepumpe i serie med kjelene. Automatikken i sentralen er også klargjort for dette. TKV har fått innvilget investeringsstøtte fra Enova for varmepumpen tilsvarende omtrent 9% av total investering (Ims, 2006).



**Figur 2.1-3: Varmesentralen på Tomasjord med gasskjel (bakerst), elkjel og pumper.**

## 2.2 Energi- og effektbehov

Hvis den leverte effekten til oppvarming og varmt tappevann stilles opp med de kaldeste dagene lengst mot venstre, vil en få et diagram for effektvarighet som vist i Figur 2.2-1. Kurven er sterkt avhengig av klima, bygningstype og bruksmønster. Arealet under kurven utgjør det totale årlige varmebehovet.



Figur 2.2-1: Prinsipiell effektvarighetskurve for oppvarming og varmt tappevann (Stene, 2007, Lysarkserie 6).

Størrelsen på varmepumpen må tilpasses det den er satt til å varme opp. Ettersom varmepumper har relativt høy spesifikk investeringskostnad (kr/kW), vil det være økonomisk riktig å la en spisslastkilde som olje- eller gasskjel hjelpe til å dekke effektbehovet på de kaldeste dagene. Hvis varmepumpen dimensjoneres for å dekke 40-70 % av netto *effekt*behov ved dimensjonerende utetemperatur (DUT), vil den kunne dekke typisk 80-95 % av det årlige *energibehovet*, avhengig av forløpet på effektvarighetskurven (Stene, 2001, kap.3). I figuren over er varmepumpen dimensjonert for ca. 60 % av det maksimale effektbehovet, men dekker allikevel over 90 % av energibehovet.

Å finne den økonomisk optimale størrelsen på varmepumpen blir en optimalisering der en ønsker å minimere de årlige kostnadene. Disse består av kapitalkostnader tilknyttet investeringen og driftsutgifter inkludert energikostnader. Denne optimaliseringen er avhengig av en rekke parametere som forløpet på effektvarighetskurven, investeringskostnader, kalkulasjonsrente, energipriser og varmepumpens årsvarmefaktor og energidekning. I tillegg til dette vil varmepumpens maksimale ytelse variere sterkt med endringer i driftsforholdene.

Spisslasten pleier normalt uansett å dimensjoneres for 100 % effektdekning for å oppnå høy leveringssikkerhet (Stene, 2001). Dette er også gjort på Tomasjord. Et viktig poeng er å bruke *netto* effektvarighetskurve når varmepumpens optimale effekt skal regnes ut. Ved utregning av dimensjonerende størrelse på spisslast og ledningsnett brukes *brutto* verdier som ikke tar hensyn til internlast eller solbelastning og derfor har høyere verdi. Lang fyringssesong og relativt moderat DUT gjør at optimal relativ installert effekt vil være høyere i Tromsø enn mange andre steder i Norge, for eksempel Oslo (Stene, 2001).

## 2.3 Kompressorer

I varmpumper med ytelse på størrelse med den som vurderes installert på Tomasjord er det kun stempel-, skrue- og turbokompressorer som er aktuelle. I avsnittene under blir fordeler og ulemper med disse kort diskutert. Turbokompressorer blir behandlet mer i detalj.

Det er to virkningsgrader som er relevante i forhold til valg av kompressor. Den ene er volumetrisk virkningsgrad,  $\lambda$ . Den er definert som praktisk innsugd volum per tidsenhet dividert med teoretisk volum per tidsenhet (slagvolum) og sier noe om hvor godt kompressoren utnytter sitt geometriske volum. Isentropisk virkningsgrad,  $\eta_{is}$ , er definert som det faktiske tilførte arbeidet dividert med det isentropiske arbeidet, og sier noe om hvordan kompresjonen er energimessig i forhold til den ideelle isentropiske prosessen.  $\eta_{is}$  påvirkes av  $\lambda$ . Både  $\lambda$  og  $\eta_{is}$  er mellom 1 og 0.

En kompressors varmeytelse avhenger sterkt av kondenseringstemperaturen,  $T_k$ , og fordampingstemperaturen,  $T_0$ . En økning av  $T_k$  vil kunne øke varmeytelsen fordi kompressoren må tilføre mer arbeid for hvert kg komprimert medium. Imidlertid vil gassandelen inn på fordamperen øke på grunn av høyere strupningstap. Dette gir lavere kuldeytelse. Begge disse effektene reduseres ved totrinns løsning.

Hvis  $T_0$  heves vil den spesifikke varmeytelsen minke fordi kompressoren tilfører mediet mindre effekt, mens noe økt væskeandel inn på fordamperen trekker i motsatt retning. Den totale varmeytelsen vil derimot uansett øke fordi tettheten på sugegassen øker med økt trykk og dermed øker sirkulert mengde.

Å angi en kompressors varmeytelse uten å angi arbeidsforholdene er følgelig lite informativt.

### 2.3.1 Stempelkompressorer

Stempelkompressorer leveres i størrelser på opptil 1500 kW varmeytelse med 40- bars trykkklasse for ammoniakk ved  $T_k=70$  °C og  $T_0=2$  °C og totrinns kompresjon (Trælnes, 2006). Vanlig trykkklasse er imidlertid 25 bar. Stempelkompressorer med designtrykk på 40 bar ble introdusert i Norge i 1992 og hevet maksimal utgående vanntemperatur til ca. 70 °C. Dermed økte også potensialet for anvendelse i varmpumper (Stene, 2001).

Ettersom ventilene i stempelkompressorer styres direkte av trykket, vil det være lite over- og underkompresjon og kompresjonen tilpasses automatisk endringer i driftsforholdene. Dette er en stor fordel ved varmeleveranse med varierende temperatur på varmekilden og varierende turvannstemperatur, som for eksempel til et boligområde.

Stempelkompressorer blir levert med opp til 18 sylindere. Ved å åpne ventilene på sylindrene etter tur kan kapasiteten reguleres med mange trinn. Dette er relativt effektivt, men mekaniske tap og strømningsstap i de passive sylindrene gjør at virkningsgraden går svakt ned i forhold til ved full kapasitet (Koelet, 1992). Kapasiteten kan også trinnløst reguleres med frekvensregulering ned til omtrent 50 % av fullt turtall. Kombinert med ventilløfting gir dette svært god kapasitetsregulering og dellastvirkningsgrad, reduserer vedlikeholdet og forlenger levetiden, men er dyrere i innkjøp (Stene, 2007, Lysarkserie 4). Det er verdt å merke seg at turtallet ikke kan reguleres lenger ned enn fra 1500 til 1200 rpm for Sabroe sine 40 bars kompressorer. Dette gjør turtallsregulering lite aktuelt på disse maskinene (Trælnes, 2006).

### 2.3.2 Skruekompressorer

Det er skruekompressorer av twin-typen med to rotorer som er mest aktuell i varmpumpeanvendelser (Stene, 2007, Lysarkserie 4). Skruekompressoren har ikke noe skadelig rom slik som stempelkompressoren, men lekkasjetapet er generelt større enn for en stempelkompressor. For å holde dette så lavt som mulig, sprøytes store mengder olje inn i rotorinntaket. Denne oljen kjøler sugegassen betydelig og krever et eget kjølesystem for oljen. En effekt av dette er at trykkrørstemperaturen blir relativt lav og det medfører at ammoniakk kan benyttes ved større temperaturløft enn med stempelkompressor. Tross det relativt store lekkasjetapet har skruekompressoren generelt sett noe høyere volumetrisk virkningsgrad enn stempelkompressorer (Stene, 2007, Lysarkserie 4).

Ettersom skruekompressoren har fast volumforhold vil det bli tap knyttet til over- eller underkompresjon når driftsforholdene i kondensator og fordamper avviker fra dimensjoneringspunktet. Dette kan motvirkes ved at skruekompressoren utstyres med en ekstra sleide som regulerer volumforholdet ved bruk i systemer der driftsforholdene varierer (Koelet, 1992).

De fleste skruekompressorer er utstyrt med en sleide som regulerer kapasiteten trinnløst. Dette gir vesentlig lavere virkningsgrad ved dellast enn for stempelkompressorer med ventilløfting. I tillegg er sleiden vanskelig å regulere ettersom en liten justering på sleidens posisjon gir et stort utslag på kapasiteten (Haukås, 1980). Turtallsregulering vil gi mye bedre dellastvirkingsgrad, men kompressoren kan ikke reguleres ned til lavere enn 50 % kapasitet fordi lekkasjen gjennom rotoren øker når turtallet synker. På grunn av sin lave virkningsgrad ved dellastdrift og det faste volumforholdet, vil skruekompressorer egne seg best i installasjoner med jevne driftsforhold. For ujevne driftsforhold, slik som ved oppvarming av bygninger, egner den seg best som en grunnlast (Koelet, 1992).

I prosjektoppgaven som er forløperen til denne oppgaven, ble det konkludert med at stempelkompressorer er bedre energiøkonomisk i et varmpumpeanlegg for nærvarme enn skruekompressorer. Alle alternativene som blir simulert i denne oppgaven har derfor stempelkompressorer, bortsett fra alternativet med turbokompressor.

### 2.3.3 Turbokompressorer

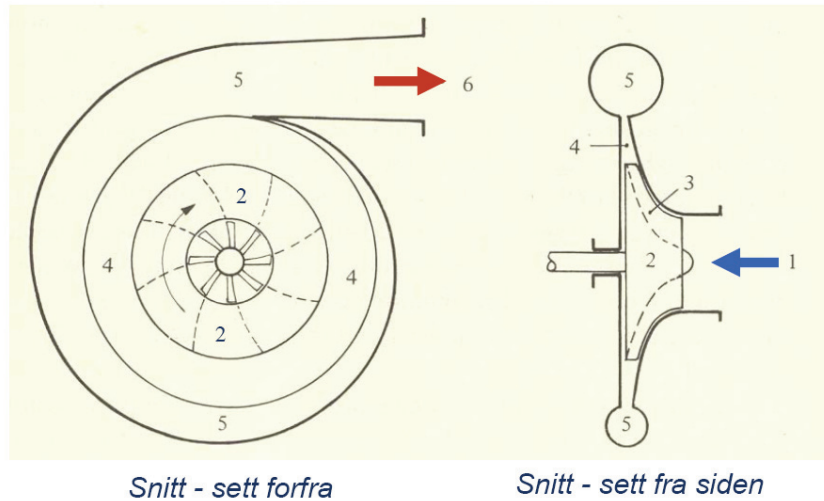
Turbokompressorer øker trykket på arbeidsmediet ved å tilføre det svært høy hastighet gjennom et løpehjul. Deretter omsettes hastighetsenergien til trykkenergi i en diffusor. Turbokompressorer klassifiseres etter strømningsretning,

- Aksielle (Rotorens aksling er parallell med strømningsretningen)
- Radielle (Gassen kommer inn parallelt med rotorens aksling og blir slynget ut radielt)

og etter gassens hastighet

- subsonisk (under gassens lydhastighet)
- supersonisk (over gassens lydhastighet)

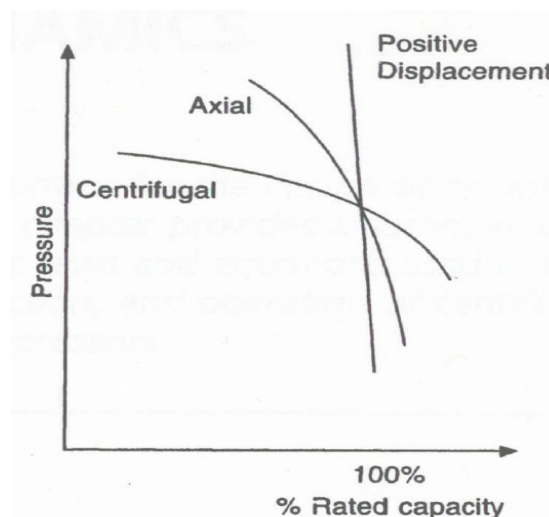
Radielle maskiner med er den typen som egner seg best for varmpumpeanvendelser (Haukås, 1980), og er derfor den typen turbokompressor som vil bli omtalt nærmere her. Denne typen maskin blir også kalt sentrifugalkompressor og er vist i figur 2.3-1.



**Figur 2.3-1: Prinsippskisse av en ettrinns radiell turbokompressor. 1) Innsug, 2) Løpehjul, 3) Kanal, 4) Diffusor, 5) Spirallhus, 6) Utløp (Stene 2006, Lysarkserie 4).**

Som for stempelkompressoren tilpasses kompresjonen automatisk til endringer i arbeidsforholdene. En får derfor ikke, som for skruekompressorer, over- eller underkompresjon ved varierende arbeidsforhold. Samtidig er turbokompressorer ventilløse og har en jevn roterende bevegelse i motsetning til stempelkompressorens pulserende bevegelse. Dette gir mindre belastning på maskinen, færre bevegelige deler og dermed høy driftssikkerhet og lite vedlikehold (Stene 2006, Lysarkserie 4).

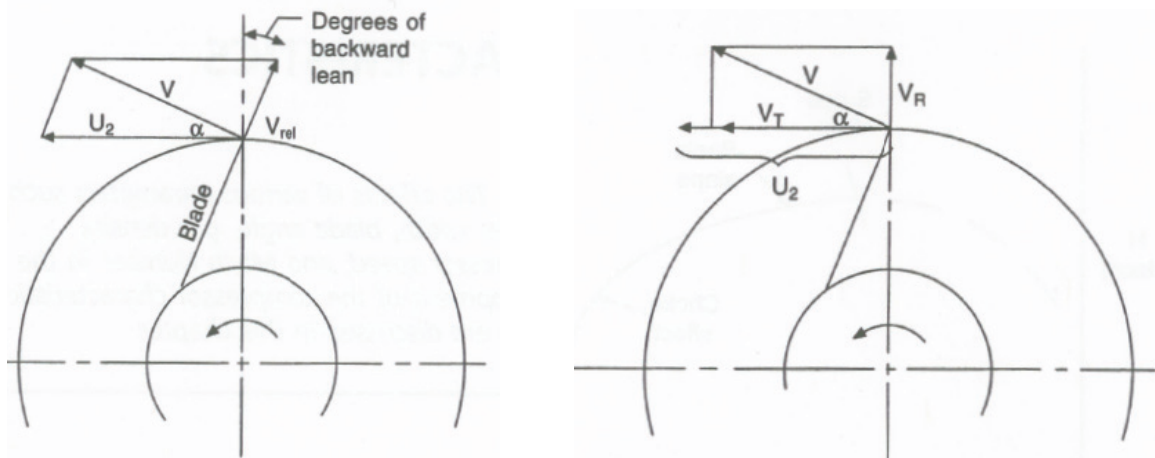
Fortrengningskompressorer, som stempel- skrue- og scrollkompressorer, har et fast innsugingsvolum ved et gitt turtall, og er kun i mindre grad påvirket av trykkforholdet gjennom leveringsgraden,  $\lambda$ . For en sentrifugalkompressor, derimot, vil innsugd volum synke markert med økende trykkforhold. Forskjellen i forhold til fortrengningskompressorer vises tydelig på figur 2.3-2. Denne driftskarakteristikken kommer av sentrifugalkompressorens natur som er behandlet nærmere i de etterfølgende avsnitt.



**Figur 2.3-2: Kuldeytelse som funksjon av trykkforholdet for ulike typer kompressorer (Gresch, 2001).**

De fleste sentrifugalkompressorer har bakoverbøyde skovler ettersom dette gir best kompressorvirkningsgrad. Men dette må veies opp mot trykkøkning per trinn som blir lavere

jo mer bakoverbøyd skovlene er (Gresch, 2001). Hastighetsvektorene ut av løpehjulet for en slik maskin vil bli som i figur 2.3-3.



**Figur 2.3-3: Hastighetsvektorer for gassen på utløpet av løpehjul med bakoverbøyde skovler (Gresch, 2001).**

I venstre del av figuren er  $U_2$  hastigheten til bladtuppen og  $V_{rel}$  er gassens hastighet i forhold til løpehjulet. Summen av disse vektorene,  $V$ , blir da gassens absolutte hastighet ut fra løpehjulet. Denne kan så dekomponeres i en tangentiell komponent  $V_T$  og en radiell komponent,  $V_R$ , slik som vist i høyre del av figuren. Energien som tilføres gassen i løpehjulet kalles løftehøyden og er gitt i likning (2.1).

$$H = U_2 \cdot V_T \quad [\text{J/kg}] \quad (2.1)$$

Løftehøyden,  $H$ , er altså produktet av løpehjulets periferihastighet og den tangentielle komponenten av gassens absolutte hastighet. Løftehøyden gis i J/kg og er uavhengig av hvilken gass som strømmer gjennom løpehjulet.

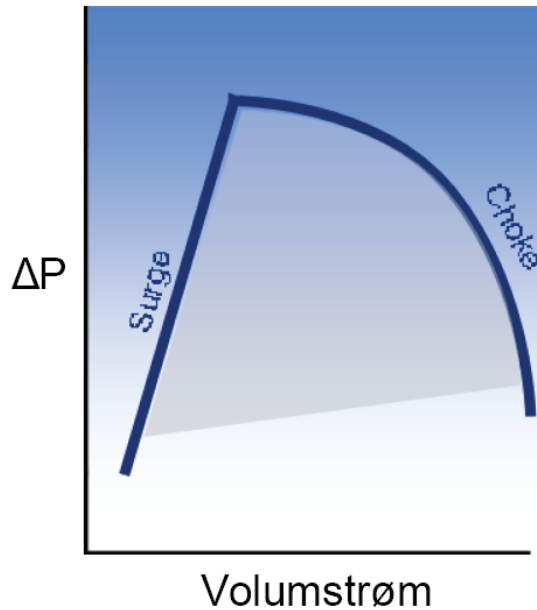
Energien som tilføres i løpehjulet omgjøres så til trykkenergi i kompressorens diffusor. Ligning (2.2) angir trykkforholdet over et kompressortrinn (Haukås, 1980).

$$\left( \frac{P_2}{P_1} \right)_{trinn} = \left( 1 + H_{is} \cdot M \frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot \frac{1}{R_u \cdot T_1} \right)^{\left( \frac{\kappa}{\kappa - 1} \right)} \quad (2.2)$$

En ser at trykkøkningen over et trinn ved en gitt tilført energimengde er sterkt avhengig av mediets molvekt,  $M$ . Jo større molvekt, jo større trykkøkning per trinn. Dette er grunnen til at  $\text{NH}_3$  ( $M=17,03$ ) krever svært mange kompressortrinn og derfor er dårlig egnet i turbo-kompressorer, mens R-134a ( $M=102,3$ ) er meget godt egnet (Stene, 2007, Lysarkserie 3).

Skal volumstrømmen gjennom kompressoren øke, må gassens absolutte hastighet,  $V$ , øke. Ved konstant turtall vil  $U_2$  være konstant og økende volumstrøm må dermed gi høyere  $V_{rel}$ . Dette vil igjen føre til at absolutthastighetens tangentielle komponent  $V_T$  minker. Ut fra likning (2.1) vil løftehøyden da reduseres og dermed også trykkendringen per trinn. Dette virker også andre veien. Øker trykkforholdet over kompressoren vil dermed innsugd volum minke (Gresch 2001). Dette fører til at kapasiteten til turbokompressorer vil reduseres mer enn stempelkompressorer om  $T_0$  senkes eller  $T_k$  øker. Dette er vist i figur 2.3-2 og figur 2.3-4.





**Figur 2.3-4: Prinsipiell fremstilling av trykkøkning som funksjon av volumstrøm gjennom en sentrifugalkompressor (Turbocor, 2007).**

Ved høye volumstrømmer vil en videre økning av volumstrømmen føre til en drastisk reduksjon av løftehøyde. Denne effekten, som kalles choke, kommer fram lengst til høyre i figur 2.3-4, der kurven blir svært bratt. Fenomenet opptrer når gasshastigheten relativt til løpehjulet,  $V_{rel}$ , nærmer seg gassens lydshastighet. Da oppstår separasjon av strømmingen ved rotorbladene, noe som fører til mindre effektivt strømningsareal gjennom løpehjulet. Dette tvinger hastigheten opp i lydshastigheten og skaper sjokkbølger og fører til et dramatisk fall i virkningsgrad og i ytelse (Gresch, 2001).

Minimalt innsugd volum er også svært avhengig av trykkforholdet over kompressoren. Det er ingen ventiler eller lukkede volumer som hindrer gassen i å strømme tilbake fra høy- til lavtrykkssiden. Det eneste som hindrer tilbakestrømning er skovlenes og gassens hastighet. Bli trykkforholdet over kompressoren for høyt for et gitt turtall, vil gassen kunne strømme tilbake gjennom kompressoren. Dette skjer støtvis og ustabil og kalles pumping eller "surge". Tilstanden er svært ugunstig for kompressoren og må unngås fordi den fører til stor slitasje og i verste fall havari (Gresch, 2001). Jo lavere volumstrøm gjennom kompressoren, desto lavere trykkforhold skal til for å nå surge-grensen. Dette er vist i kurven til venstre i figur 2.3-4.

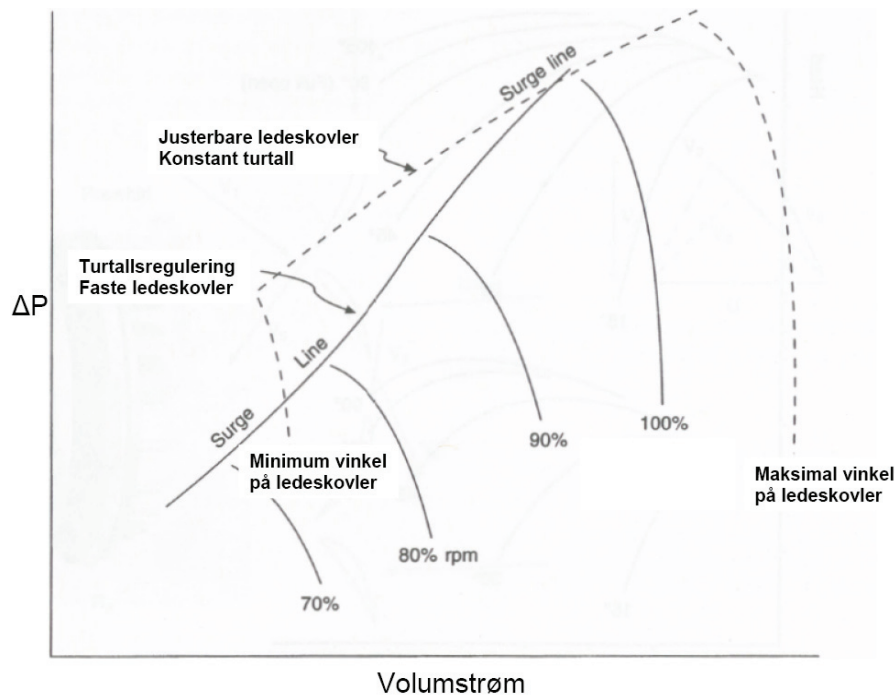
Det finnes fire aktuelle former for kapasitetsregulering av turbokompressor (Haukås, 1980):

- Struping på sugesiden
- Regulerbare ledeskovler i innløpet
- Turtallsregulering
- Bypass fra høy- til lavtrykksside

Av disse gir turtallsregulering og ledeskovlregulering best dellastvirkningsgrad. Struping på sugesiden og bypass gir meget dårlig dellastvirkningsgrad.

Ved å vri på ledeskovlene i innløpet til løpehjulet gis gassen en *medrotasjon* som gjør den innerste delen av hvert rotorblad uvirksom. Dermed reduseres energien som overføres til gassen i løpehjulet og ytelsen går ned. Dette gir god dellastvirkningsgrad ned til 40-50 % ytelse. Videre reduksjon i ytelsen må gjøres med bypass for unngå surge (Stene, 2007, Lysarkserie 4).

Ledeskovlene kan også brukes til å heve kompressorens choke-grense. Ved å gi gassen en svak *motrotasjon* inn på løpehjulet vil separasjon av strømmingen reduseres og dermed vil reduksjon av strømningsareal og soniske effekter unngås. Slik kan kompressorens varmeytelse økes noe.



**Figur 2.3-5: Trykkøkning som funksjon av volumstrøm ved turtallsregulering (heltrukket linje) og ledeskovlregulering (stiplet linje) (Gresh, 2001).**

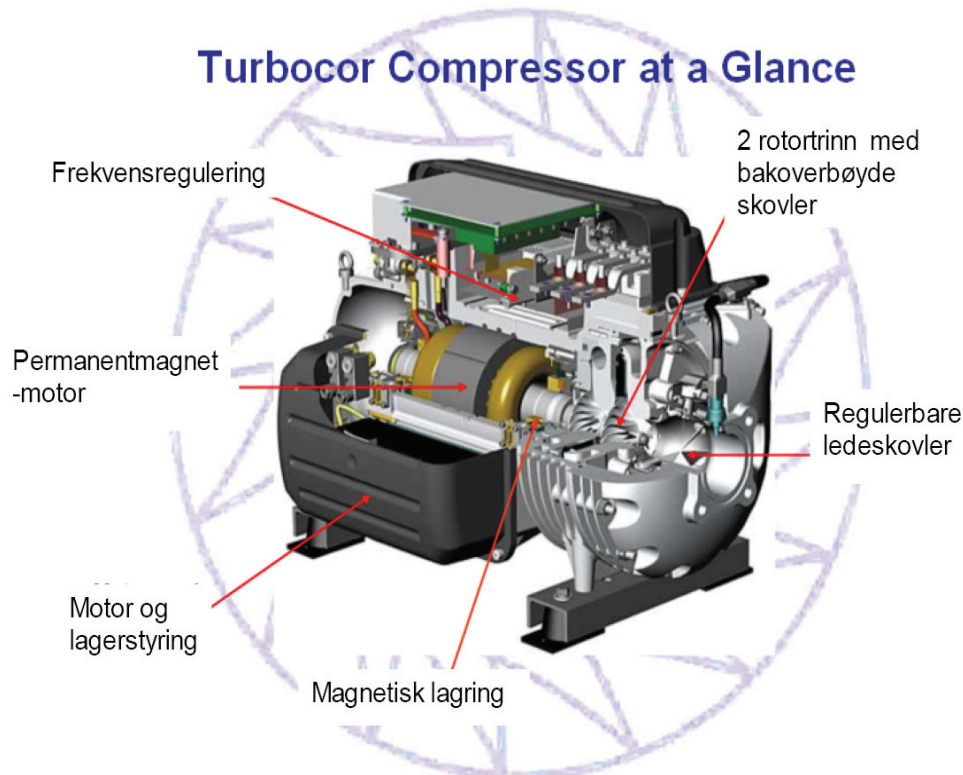
Det er vist i figur 2.3-5 der ytelsesregulering med ledeskovler er vist med stiplet linje, mens turtallsregulering er vist med heltrukket linje. Motrotasjon på innløpet fører her til kapasitetsøkningen fra den heltrukne linjen lengst til høyre, der gassen ikke gis noen rotasjon før innløpet, til den stiplede linjen enda lenger til høyre der gassen gis noe motrotasjon.

Kulde- og varmeytelsen til alle typer kompressorer varierer ut fra arbeidsforholdene,  $T_0$  og  $T_k$  og arbeidsmediet, som beskrevet i avsnitt 2.3. Men siden det minimale og maksimale innsugde volumet varierer såpass kraftig med trykkforholdet, vil varme og kuldeytelsen til en turbokompressor variere mye mer med endrede arbeidsforhold enn en fortrenningskompressor.

Turbokompressorer har tradisjonelt vært benyttet i anlegg med store ytelser. Den eneste europeiske produsenten av turbokompressorer, sveitsiske Friothers, leverer for eksempel ikke anlegg med nominell varmeytelse på mindre enn 3 MW. Dette gjelder for varmpumpeanvendelser med kondensering på 64 °C og fordamping på 5 °C (Friothers, 2006). Dermed er Friothers minste kompressor for stor for varmpumpeanlegget på

Tomasjord. Friotherm har levert en rekke anlegg i Norge, blant annet på Skøyen, Fornebu, Lillestrøm og i Sandvika. De har også levert en rekke varmepumpeanlegg i Sverige.

Kanadiske Turbocor har imidlertid kommet på markedet med en radial turbokompressor i mellomstørrelsen, TT300, se figur 2.3-6.

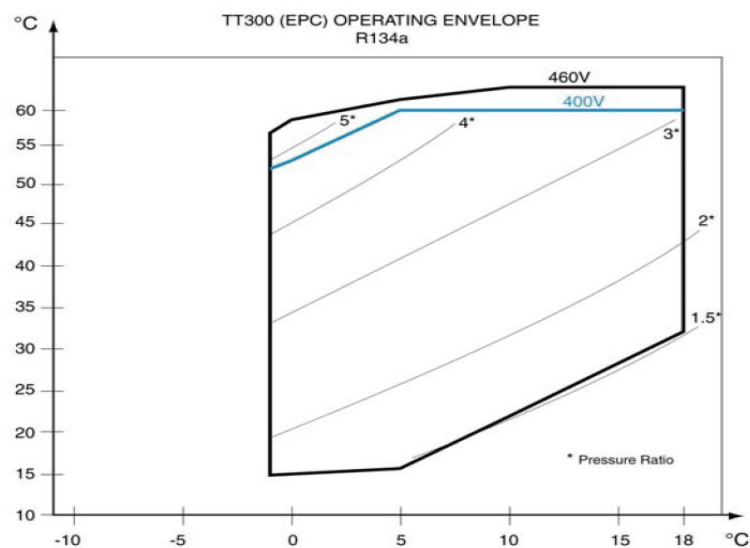


**Figur 2.3-6: Illustrasjon av Turbocors sentrifugalkompressor (Turbocor, 2007)**

Kompressoren har rundt 300 kW varmeytelse ved  $T_k = 59\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_0 = 5\text{ }^\circ\text{C}$  og en underkjøling på 10 K, og denne er dermed aktuell for mindre varmepumpeanlegg. Den har følgende spesifikasjoner:

- Semihæretisk utførelse. Gir mindre lekkasje av kuldemedium og gjør at motortapene blir tilført mediet som varme.
- Frekvensstyrt permanentmagnetmotor. Turtall fra 16 000 til 40 000 rpm ved 50 Hz strømmnett (Erpelder og Moman, 2005).
- Magnetisk lagring gir tilnærmet friksjonsfri drift der akslingen "svever" og gjør kompressoren helt oljefri. Oljefritt medium kan bedre varmeovergangen i varmevekslerne og sparer utgifter til oljeretursystem (Crowther, 2004).
- Kombinasjon av turtallsregulering i og ledeskovlregulering gir meget god ytelsesregulering.
- Kompresjonen skjer i to trinn med mulighet for economizer-kobling på mellomtrykket. Benyttes denne muligheten kan COP referert til kuldeytelsen økes med 5–7 % (Dieckman, Roth og Brodrick, 2003).

Med europeisk strømtilknytning (400V, 50 Hz) har EPC-utgaven (Extended performance Compressor) en maksimal kondenseringstemperatur  $T_k$  på 60 °C. Ved lavere  $T_0$  enn 6 °C synker maksimal  $T_k$ . Arbeidsområdet er vist i figur 2.3-7.



**Figur 2.3-7: Arbeidsområde for Turbocor TT300 (EPC). Blå linje markerer maksimal  $T_k$  med europeisk strømtilknytning (Turbocor, 2006).**

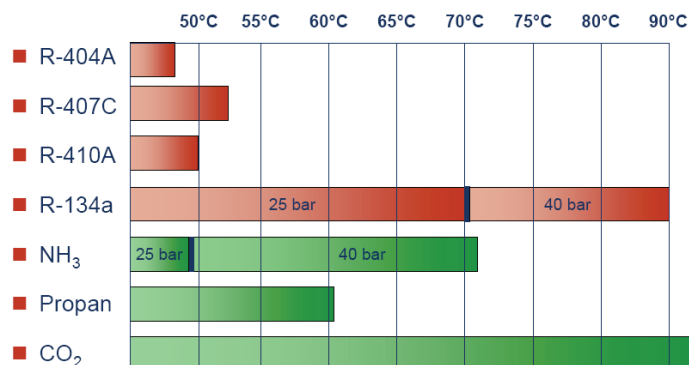
Holdes  $T_0$  fast, vil den varmeytelsen kompressoren kan gi være lavere jo høyere trykkforholdet er. Samtidig vil surge-grensen nå raskere med høyt trykkforhold. Kompressoren er ikke brukt i varmepumpeanlegg før, kun til luftkondisjoneringsystemer og væskeskylere (Bolliger, 2007).

## 2.4 Arbeidsmedier

Dimensjonerende turtemperatur i nærvarmesystemet på Tomasjordnes er satt til 80 °C. Er temperaturen ut fra varmepumpen 70 °C, vil den kunne dekke 2/3 av effektbehovet ved DUT. Spisslastkildene, i dette tilfellet gass- og elektrokjeler, vil så heve vanntemperaturen til den dimensjonerende temperatur på 80 °C. Av de vanlige arbeidsmediene for varmepumper er det bare R134a og  $\text{NH}_3$  ved 40 bar som kan levere varme opp mot 70 °C. I tillegg kan  $\text{CO}_2$  levere en slik temperatur ved høyere trykk, (Stene, 2007, Lysarkserie 2). Dette kommer frem av Figur 2.4-1. I prosjektoppgaven forut for denne oppgaven ble det konkludert med at det mangler praktisk erfaring og tilstrekkelige store kompressorer for  $\text{CO}_2$  for slike anlegg (Selvåg, 2006). Av denne grunn er det kun fokusert på  $\text{NH}_3$  og R134a i denne oppgaven.

## Arbeidsmedier for varmepumpeanlegg

Maksimalt utgående vanntemperatur fra kondensatoren



Figur 2.4-1: Temperaturområder for arbeidsmedier (Stene, 2007, Lysarkserie 2)

Montrealprotokollen som trådte i kraft 1. januar 1989 la begrensinger på bruken av arbeidsmedier med nedbrytende virkning på ozonlaget. Mediene ble gitt en ODP-verdi (Ozone Depletion Potential), referert til R-11 som har verdien 1. Kun medier som inneholder klor eller brom har nedbrytende effekt på ozonlaget. Imidlertid har syntetiske medier også en høy effekt på global oppvarming. GWP-verdien (Global Warming Potential) angir denne effekten for en gass relativt til CO<sub>2</sub> som har GWP=1 (Koelet, 1992).

I tabellene under er egenskaper ved NH<sub>3</sub> og R134a kort oppsummert.

Tabell 2-1: Fordeler og ulemper ved NH<sub>3</sub> som arbeidsmedium i varmepumper

Ammoniakk (NH <sub>3</sub> , R717)	
Fordeler	Ulemper
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Gir meget høy COP (teoretisk prosess)</li> <li>• Meget høy spesifikk varmeytelse gir relativt små kompressorer</li> <li>• Svært gode varmeovergangsegenskaper og lavt trykkfall i rør.</li> <li>• Naturlig medium med ODP og GWP lik 0</li> <li>• Lettere enn luft. Detektorer og nødventilasjon kan monteres i taket</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Giftig og moderat brennbart. Krever sikkerhetstiltak.</li> <li>• Tærer på kobber. Rør, koblinger og varmevekslere må bygges i rustfritt stål</li> <li>• Får svært høy trykkrørstemperatur</li> <li>• Egner seg dårlig for turbokompressorer</li> <li>• Begrensning i utgående vanntemperatur på 68 °C og 50 °C ved hhv. 40 og 25 bar.</li> </ul>

**Tabell 2-2: Fordeler og ulemper med R134a som arbeidsmedium i varmepumper.**

R134a	
Fordeler	Ulemper
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Gir høy COP</li> <li>• Ikke brennbart eller giftig</li> <li>• Ingen ozonødeleggende effekt</li> <li>• Underkjøling gir stor gevinst i spesifikk varmeytelse</li> <li>• Meget godt egnet for turbokompressorer</li> <li>• Gode varmeovergangsegenskaper</li> <li>• Lav trykkgasstemperatur gir mulighet for kompresjon i ett trinn selv ved relativt høye trykkløft</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Høy GWP-verdi (1410) (Clodic, 2005)</li> <li>• Lav spesifikk varmeytelse gir relativt store kompressorer</li> <li>• Strengt regler for kontroll med anlegg med HFK- gasser (F-gass direktivet)</li> <li>• Tyngre enn luft. Detektorer må monteres på gulv</li> <li>• Høy pris</li> </ul>

På grunn av sine negative klimaegenskaper, er R-134a sin fremtid som arbeidsmedium i varmepumper usikker. EU har i et eget direktiv bestemt å forby arbeidsmedier med GWP-verdi høyere enn 150 i klimaanlegg i nye biler fra 2011 (FOKUsering, 2/2006). I Danmark ble alle HFK-medier forbudt i anlegg med fylling over 10 kg fra 1. januar 2007 (FOKUsering, 1/2006). I tillegg legger EU's nye F-gassdirektiv strenge føringer for utslipp av fluorholdige gasser. Blant annet må større anlegg med over 300 kg fylling ha installert et deteksjonssystem for lekkasjer samt inspiseres en gang hver tredje måned. Direktivet kommer i reell anvendelse fra 2008-2009 (Nordell, 2006).

## **2.5 Overhetingsvarmeveksler**

En overhetingsvarmeveksler utnytter høytemperaturvarmen i arbeidsmediet ut fra kompressoren ved å kjøle dette ned mot duggpunktet. Denne varmen kan utnyttes til å produsere varmt tappevann eller til å heve temperaturen på fjernvarmevannet etter kondensatoren uten å endre  $T_K$ . Det er i denne oppgaven vurdert to typer varmevekslere som har som formål å heve temperaturen på fjernvarmevannet. Disse varmevekslertypene og generell teori om varmeveksling beskrives nærmere i de etterfølgende avsnittene. Installasjon av overhetingsvarmeveksler i serie med varmepumpens kondensator vil føre til at  $T_K$  kan senkes noe uten at vanntemperaturen ut av varmepumpen endres. Noe forbedring i anleggets årsvarmefaktor kan dermed forventes. Varmepumper som må senke ytelsen på kalde dager på grunn av begrensninger i  $T_K$  forventes å kunne øke varmeytelsen disse dagene.

En varmevekslers varmeytelse  $q$  [kW] er beskrevet av følgende ligning (Incropera & DeWitt, 2002)

$$q = U \cdot A \cdot LMTD \quad (2.3)$$

Der  $U$  er det totale varmeovergangstallet,  $LMTD$  er logaritmisk middeltemperaturdifferanse og  $A$  er varmevekslerareal. Av disse verdiene er det  $U$  som er den store utfordringen å anslå.  $U$ -verdien avhenger av den konvektive varmeovergangen mellom veggene i varmeveksleren og de to mediene som strømmer gjennom. Det konvektive varmeovergangstallet,  $h$ , er svært vanskelig å anslå og er avhengig av følgende dimensjonsløse størrelser (Incropera & DeWitt, 2002):

$$\text{Reynoldstallet, } (Re_d) = \frac{\rho V d}{\mu} \quad (2.4)$$

$$\text{Prandtl-tallet (Pr)} = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \quad (2.5)$$

$$\text{Nusselt-tallet } (Nu_d) = \frac{h \cdot d}{k} \quad (2.6)$$

Her er  $\rho$  fluidets tetthet,  $\mu$  er dynamisk viskositet,  $k$  er varmeledningsevnen,  $c_p$  er spesifikk varmekapasitet,  $V$  er hastighet og  $d$  er diameter.

Om Nusselt-tallet er kjent kan  $h$  finnes fra ligning (2.6). Det er utarbeidet empiriske sammenhenger for  $Nu$  som funksjon av  $Re$  og  $Pr$  som varierer ut fra geometri og hvorvidt strømmingen er laminær eller turbulent. Turbulent strømming gir bedre varmeovergang og er som regel å foretrekke i varmevekslere. Samtidig blir trykkfallet vesentlig større når strømmingen er turbulent enn når den er laminær (Incropera og DeWitt, 2002).

Pumpeeffekten som må tilføres vannet for å kompensere for et trykkfall  $\Delta P$  er gitt av (White, 2003).  $Q$  er volumstrømmen gjennom pumpen.

$$P_w = Q \cdot \Delta P \quad (2.7)$$

Pumpearbeidet må multipliseres med pumpens og motorens virkningsgrad for å finne elektrisitetsforbruket som må til for å kompensere for trykkfallet.

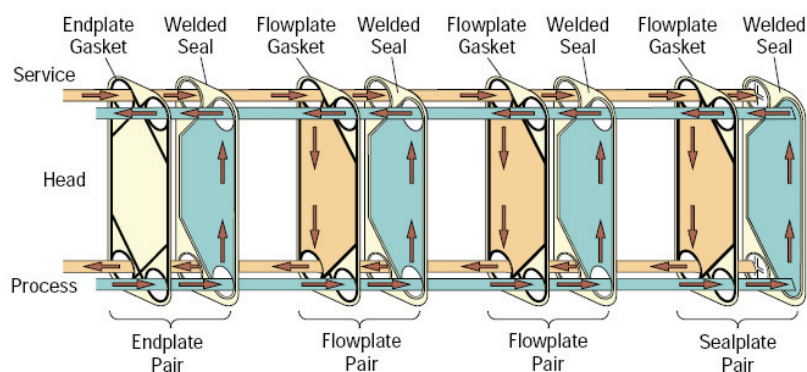
Det totale varmeovergangstallet for en varmeveksler er gitt ved (Incropera & DeWitt, 2002)

$$U_{tot} = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_1} + \frac{x}{k} + \frac{1}{h_2}\right)} \quad (2.8)$$

Her er  $h_1$  og  $h_2$  det gjennomsnittlige varmeovergangstallet på de to fluidsiden, mens  $x$  er tykkelsen på veggene som skiller fluidene og  $k$  er veggens konvektive varmeovergangstall. Hvis  $h_1$  og  $h_2$  er av forskjellig størrelse, er det den minste verdien som har mest å si for den totale varmeovergangen.

### 2.5.1 Platevarmeveksler

Platevarmevekslere består av korrugerte plater som settes sammen slik at det dannes flate kanaler mellom dem. Ved hjelp av pakninger, sveising eller lodding dirigeres strømmingen slik at det varme og det kalde mediet strømmer i annenhver kanal. Dette vil kunne gi tilnærmet perfekt motstrøms varmeveksling. Et slikt strømningsmønster er vist i figur 2.5-1.



**Figur 2.5-1: Strømningsmønster i en ettpass motsrøms platevarmeveksler. Veksleren vist er parvis loddet (Wadekar 2000).**

For trykk på 30- 40 bar, slik det vil kunne være i en overhetingsvarmeveksler for  $\text{NH}_3$ , må varmeveksleren være helt eller parvis sveist eller loddet. Ved parvis sveiste varmevekslere settes platene i en ramme som holdes sammen av bolter. De platene som er tettet med pakninger kan da inspiseres og rengjøres. Helloddede varmevekslere trenger ikke noen ramme. Nikkellodding må brukes istedenfor kobberlodding når  $\text{NH}_3$  er arbeidsmedium, ettersom  $\text{NH}_3$  sammen med fuktighet angriper kobber. Det finnes også platevarmevekslere i kun rustfritt stål som er satt sammen ved såkalt fusjon-bonding (Marksten, 2007). Eksempler på parsveist platevarmeveksler i ramme og loddet platevarmeveksler er vist i figur 2.5-2.

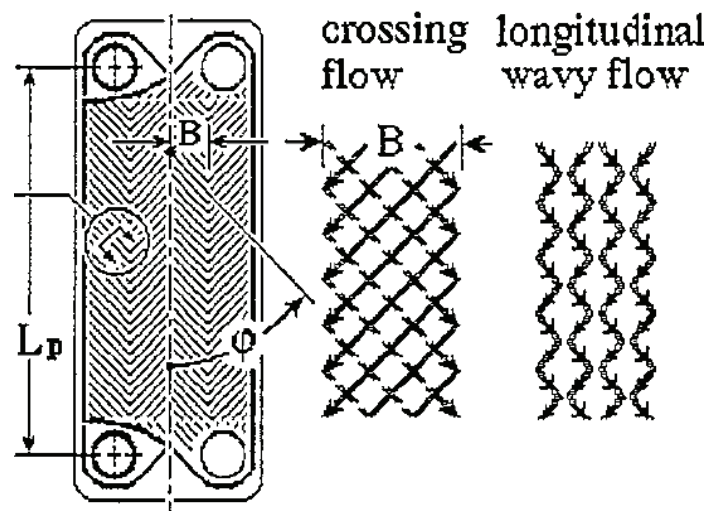


**Figur 2.5-2: Eksempel på parsveist platevarmeveksler ramme til venstre (AlfaLaval, 2007) og helloddete platevarmevekslere (Stene og Jakobsen, 2006).**

Helloddede vekslerer er kun egnet for rene fluider på grunn av små kanaler og ingen mulighet for mekanisk rengjøring. De er, i tillegg til å være svært kompakte sannsynligvis den billigste varmevekslertypen i rustfritt stål på markedet (Wadekar, 2000). Denne typen varmeveksler er den som brukes mest som overhetingsvarmeveksler i varmepumper (Eggen, 2007). 40 bars-modeller med fusjon-bonding er ikke tilgjengelige i store nok størrelser for en overhetingsvarmeveksler i et  $\text{NH}_3$ - anlegg med varmelytelse på rundt 1500 kW (Marksten, 2007)



Platevarmevekslere produseres med mange forskjellige typer korrugering, men det vanligste er sikksakkmønster (chevron) som vist til venstre i figur 2.5-3. Platene legges da mot hverandre med motsatte mønster slik at det dannes et nett av kontaktpunkter mellom platene (Wadekar 2000). Vinkelen på dette sikksakkmønsteret, chevron-vinkelen, er i litteraturen referert både til en vertikal linje (Martin, 1995) og en horisontal linje (Wadekar, 2000). I denne oppgaven defineres chevron-vinkelen,  $\phi$ , som vinkelen med en *vertikal* linje som i figur 2.5-3. Strømningsmønsteret, varmeovergangen og trykkfallet varierer med  $\phi$ . Lave verdier av  $\phi$  gir strømming som i midtre del av figur 2.5-3, lite turbulens, lavere varmeovergangstall og lavt trykkfall. Høye verdier av  $\phi$  gir derimot mye turbulens, høyt varmeovergangstall, høyt trykkfall og strømming som i høyre del av figur 2.5-3 (Martin, 1995).

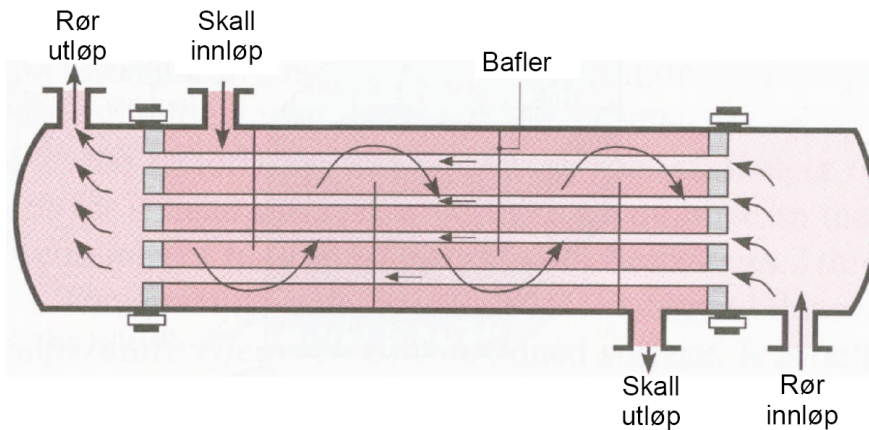


Figur 2.5-3: Prinsipiell framstilling av strømningsmønster ved ulike chevron-vinkler (Martin, 1995).

Martin (1995) presenterte en teoretisk metode for å beregne det totale varmeovergangstallet og trykkfallet for platevarmevekslere med chevron-mønstre med Reynoldstallet og  $\phi$  som de viktigste parametrene. Denne metoden gir god overensstemmelse med målinger og er benyttet i beregningene i denne rapporten.

## 2.5.2 Rørkjel

En rørkjelvarmeveksler kan se ut som på figur 2.5-4. Ved hjelp av bafler strømmer det ene fluidet motsrøms og på tvers av rørene for å øke strømningshastighet og turbulens. I figuren går rørene i ett pass gjennom veksleren, men det er også vanlig at rørene går i flere pass (Incropera og DeWitt 2002).



**Figur 2.5-4: Rørkjel med ett pass på både rør- og skallside. (Incropera og DeWitt 2002)**

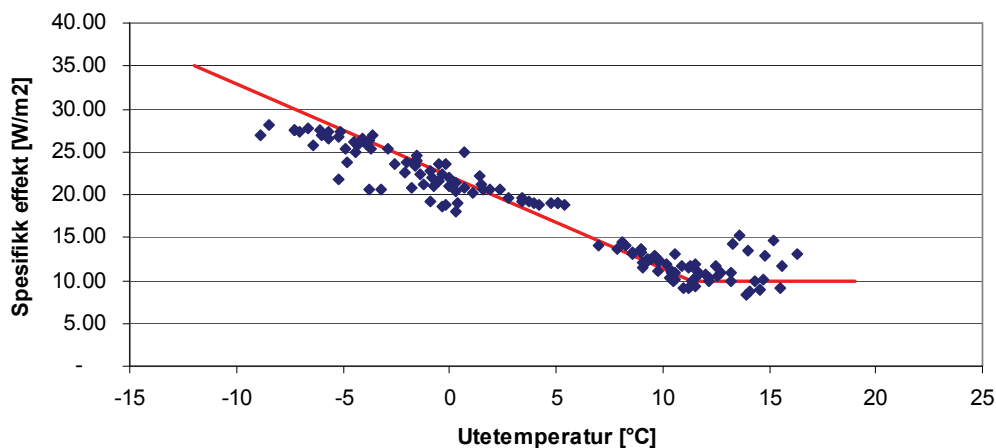
Siden strømmingen av fluidet på skallsiden vil gå delvis på kryss i varmeveksleren, vil ikke fullstendig motstrøms varmeveksling oppnås. Rørkjelvarmeveksleren er mindre effektiv, vesentlig mer plasskrevende og tyngre enn helloddede platevarmevekslere (Stene og Jakobsen 2006). På grunn av sin konstruksjon med rør og skall i sylinderform kan en rørkjelvarmeveksler enkelt bygges for høye trykk.

En fordel med rørkjelvarmevekslere i forhold til platevarmevekslere er at det er lett å få forskjellig strømningsareal på de to sidene. I en overhetingsvarmeveksler for ammoniakk ligger det i utgangspunktet større varmemotstand på arbeidsmediesiden ettersom ammoniakkdamp leder varme dårligere enn vann. Ved å sende trykkgassen gjennom rørene med høy hastighet kan en få bedre varmeovergang på  $\text{NH}_3$ -siden. Samtidig vil vannet når det strømmer på skallsiden kunne få lavere trykkfall. Denne løsningen benyttes i overhetingsvarmevekslerne i varmepumpeanlegget på nye Ahus og gir svært lave trykktap på vannsiden (Eggen, 2007).

## 3 Metode

### 3.1 Energi og effektbehov

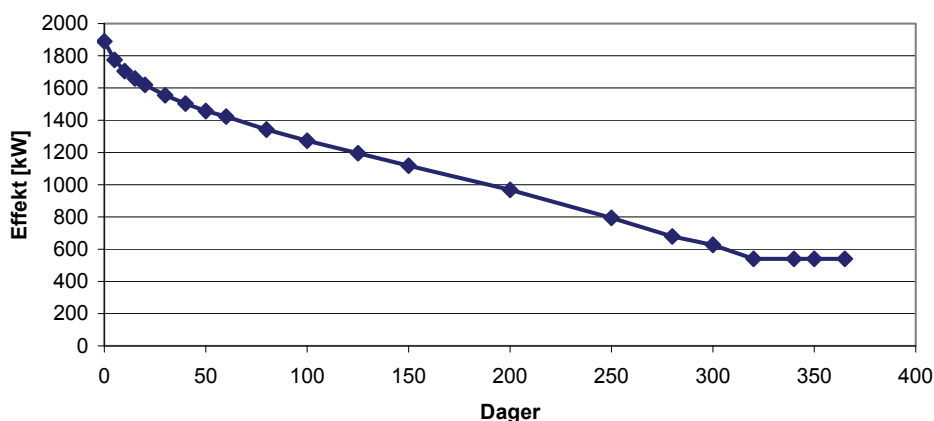
Netto effektvarighetskurve for det fullt utbygde området på Tomasjordnes er beregnet ut fra måledata fra varmesentralen og temperaturvarighetskurven for Tromsø. Måledata for effekt er mottatt fra TKV for varmesentralens elkjele for perioden mai 2006 til februar 2007 (Ims 2007). Dataene er oppgitt med timesverdier og er i beregningene midlet til døgnverdier. I denne perioden var ikke gasskjelen i varmesentralen satt i drift og elkjelen var derfor eneste effektleverandør. Døgnmiddeltemperaturer er hentet fra målestasjonen på Vervarslinga for Nord-Norge gjennom Eklima (2007). Data fra perioder med innflytting i nye blokker er utelatt for å ha et mest mulig sikkert anslag på hvor stort areal som var bebodd på måletidspunktet. Derfor er ikke målinger for sommermånedene tatt med i grunnlagsdataene. Bearbejdede måledata som er dividert på bebodd areal på måletidspunktet og sortert etter utetemperatur, er presentert i figur 3.1-1. Regneark med måledata og behandling av disse finnes på CD-platen som er vedlagt oppgaven.



Figur 3.1-1: Målt spesifikt effektbehov som funksjon av utetemperatur.

Ut fra måledataene er det antatt en balansetemperatur på 11.5 °C. Dette er en økning i forhold til 9 °C som ble antatt i prosjektoppgaven (Selvåg, 2006). Tolkning av måledataene gir grunn til å anta en konstant spesifikk effekt til varmt tappevann på ca. 10 W/m<sup>2</sup>, og et romvarmebehov på 25 W/m<sup>2</sup> ved DUT. Dette er vist i den røde linjen i figur 3.1-1.

Ut fra antagelsen om at resten av byggene vil ha det samme bruksmønsteret og effektbehovet som det arealet som var bygget på måletidspunktet, er en netto effektvarighetskurve for det ferdig utbygde byggefeltet utarbeidet. Effektvarighetskurven bygger på temperaturvarighetskurven for Tromsø som fremkommer av tabell 2B i vedlegg 2B i ”VARMEPUMPER Bygningsoppvarming” (Stene, 2001). Tabellen må justeres ned i den delen av kurven som beskriver de kaldeste dagene ettersom DUT i Tromsø er høyere enn den tabellen opererer med. Derfor er verdiene for de kaldeste dagene til og med dag 80 justert noe opp. Dette er gjort manuelt slik at kurvens forløp blir glatt og DUT blir -12 °C. Temperaturvarighetskurven blir med denne metoden representert ved 21 punkter.



Figur 3.1-2: Netto effektvarighetskurve for det fullt utbygde området på Tomasjordnes.

Varighetskurven for netto effekt er vist i figur 3.1-2 og har et maksimalt netto effektbehov på 1890 kW og et minste effektbehov på 540 kW. Som temperaturvarighetskurven har den 21 punkter, hvorav 18 punkter med ulik varmeeffekt. Ettersom kurven bygger på målinger, er tap i nettet og internlaster i det oppvarmede arealet inkludert. Derfor viser kurven netto effektbehov. Arealet under kurven utgjør netto energibehov. Dette er på ca. 9,05 GWh årlig som tilsvarer et varmeforbruk på 168 kWh/m<sup>2</sup> i gjennomsnitt for det utbygde arealet.

### 3.1.1 Effektvarighetskurve for lavenergibygget

Det er sett på hvordan driftsbetingelsene for varmepumpen vil være om hele området på Tomasjordnes hadde blitt bygget som lavenergibygget. Dette alternativet er ikke simulert.

## 3.2 Simuleringer av varmepumpeanlegget

Det er valgt 6 alternative varmepumpealternativer som er simulert. Disse er vist i tabell 3-1. En oversikt over inndata til simuleringene finnes i [Vedlegg E].

Tabell 3-1: Oversikt over de simulerte varmepumpeaggregatene.

Alt.	Medium	Lavtrinn	Høytrinn	Maks. vanntemp.
1a	NH <sub>3</sub>	1 stk. Sabroe SMC116L*	1 stk. Sabroe HPC108S	68 °C
1b	NH <sub>3</sub>	1 stk. Sabroe SMC116E	-	50 °C
2a	NH <sub>3</sub>	1 stk. Sabroe SMC112L	1 stk. Sabroe HPC106S	68 °C
2b	NH <sub>3</sub>	1 stk. Sabroe SMC116L	-	50 °C
3	R134a	3 stk. Sabroe SMC116L	-	70° C
4	R134a	4 stk. Turbocor TT300 EPC	-	60 °C

\* SMC 1xx er en kompressorserie fra Sabroe. xx angir antall sylindre. Slaglengden angis med S (short), L (long) og E (extra long).

For NH<sub>3</sub> er det valgt en totrinns løsning i alternativ 1a på grunn av det høye temperaturløftet. Det er benyttet kun én kompressor på høy- og lavtrinn ettersom dette er vesentlig billigere enn flere kompressorer (Trælnes, 2006). I alternativ 1b er det valgt en løsning med ett trinn, og dette alternativet kan kun brukes med dimensjonerende tur-/returtemperatur på 60/40 °C. Det står mer om de ulike temperaturnivåene som er simulert i avsnitt 3.2.2.

Alternativ 2a og 2b har mindre kompressorvolumer, men er ellers identiske med alternativ 1a og 1b, og er tatt med for å se på hvordan lavere effektdekning påvirker energiregnskap og kostnader.

8 og 6 sylindere på høytrinn antas å gi god nok regulering. I tillegg er det mulig å regulere mellomtrykk, og dermed ytelse på høytrykksmaskinen, med lavtrykksmaskinen som har 16 og 12 sylindere for henholdsvis alternativ 1a og 2a. Det antas at den termiske treggheten i fjernvarmevannet kan brukes til å lagre noe varme slik at hvis behovet en periode ligger midt mellom to reguleringstrinn, kan kompressorene ved behov kople ut og inn én sylinder og slik levere ønsket effekt.

Alternativ 3 har 3 stk. parallelle stempelkompressorer. Behovet for 3 kompressorer og en nær tredobling i slagvolum i forhold til alternativ 1a kommer av lavere volumetrisk varmeytelse for R134a enn NH<sub>3</sub>. De tre kompressorene er koplet til samme fordampere og kondensator. Dette alternativet er simulert primært for å ha et sammenligningsgrunnlag for alternativ 4 med samme arbeidsmedium. På grunn av høye investerings- og vedlikeholdskostnader vil det ikke være et økonomisk gunstig alternativ i følge York Kulde. Skruekompressor vil gi lavere investeringskostnader ettersom en kan klare seg med en eller to kompressorer, men vil også ha dårligere isentropisk virkningsgrad, og dermed gi høyere energiutgifter (Trælnes, 2007).

Alternativ 4 er likt alternativ 3, men har turbokompressorer isteden for stempelkompressorer. For å ha tilnærmet samme innsugde volum trengs 4 stk. TT300 EPC turbokompressorer. Disse er koplet i parallell med samme kondensator og fordampere.

Effektdekningen er på opp mot 80 % av maksimalt netto effektbehov for de simulerte alternativene, unntatt alternativ 2a og 2b. Dette er valgt fordi Tromsø har en relativt flat effektvarighetskurve med en forholdsvis høy dimensjonerende utetemperatur på -12 °C. I tillegg er alternativene, unntatt 2a og 2b, valgt slik at en økning i ytelse ikke kan gjøres uten å øke antallet kompressorer. Alternativ 2a og 2b har en effektdekning ned mot 60 % og er simulert for å undersøke hvordan redusert effektdekning slår ut energi og kostnadsmessig.

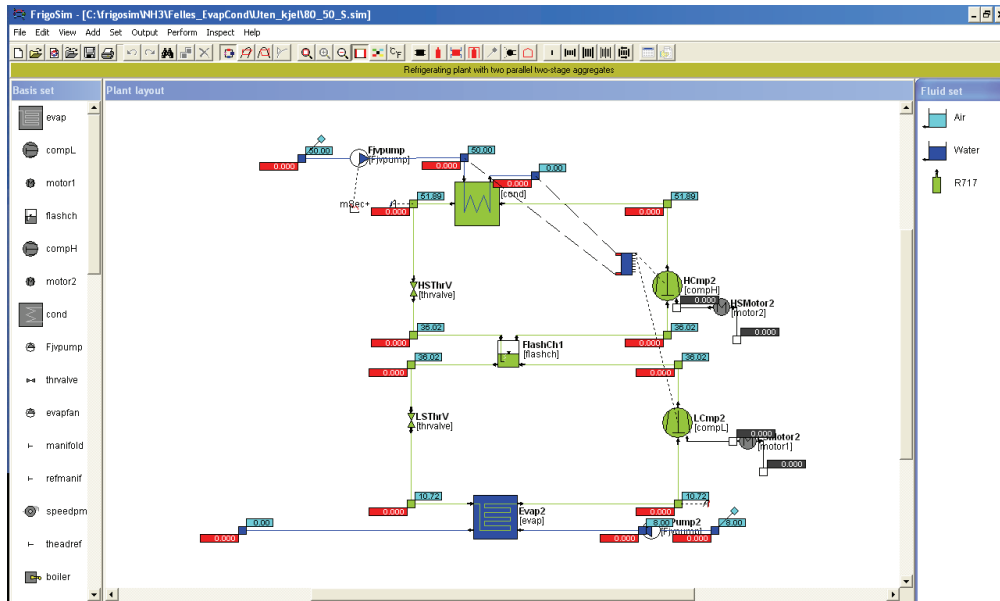
Alternativ 1a og 1b er også simulert med overhetingsvarmeveksler. Dette er omtalt i avsnitt 3.4.

Andre momenter og forenklinger:

- Gass er brukt som topplastkilde i simuleringene med en midlere kjelvirkningsgrad på 0,85. Dette er en forenkling i forhold til anlegget på Tomasjordnes ettersom varmesentralen har installert både elektrokjel og gasskjel.
- Det er ikke i noen av beregningene tatt hensyn til trykktap i rør og komponenter på arbeidsmediesiden i varmpumpeanleggene.

### 3.2.1 Beskrivelse av FrigoSim

FrigoSim er et avansert program for simulering og analyse av prosessystemer. Det er spesielt egnet til å simulere kjøle- og varmepumpeanlegg og deres sekundærsystemer. Programmet er laget av Even Thorbergesen i Thorbergesen Frigosoft og bygger på PROSIM, et program utviklet av Sintef. Grensesnittet er grafisk og anlegg og systemer bygges opp ved å ”klikke og dra” ulike komponenter inn i hovedvinduet. Der kobles de sammen og fylles opp med ønsket medium. Skjermbildet er vist i figur 3.2-1.



Figur 3.2-1: Skjermbilde av FrigoSim med tottrinnsanlegget i alternativ 1a og 2a.

Programmet kan i tillegg til å analysere anlegg, anvendes til å optimalisere både ytelse og økonomi. Nøyaktigheten i beregningene er i stor grad avhengig av hvor stor innsats det legges i å angi mest mulig riktige komponentdata og en beskrivelse av anlegget. Kravet til brukeren er høyt, og den høye detaljeringsgraden gjør at det er mye å holde oversikt over og at oppbygging av modellene er tidkrevende.

### 3.2.2 Temperaturnivåer og massestrøm i fjernvarmenettet

For å se hvordan ulike temperaturnivåer i sekundærsystemet påvirker varmepumpen, er simuleringene for de ulike alternativene foretatt for 3 ulike temperaturnivåer gitt i tabellen under. Nærvarmeanlegget på Tomasjordnes er dimensjonert ut fra tur-/returtemperaturer på 80/50 °C.

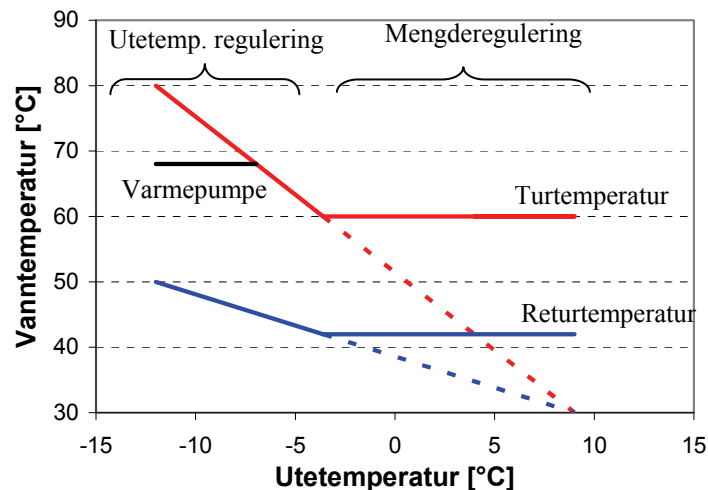
Tabell 3-2: Simulerte temperaturnivåer i nærvarmesystemet.

Tur/Retur	80/50 °C	70/45 °C	60/40 °C
Sperretemperatur	60 °C	60 °C	50 °C

Alternativ 4 er bare simulert med de to laveste temperaturnivåene ettersom kompressoren fra Turbocor har en maksimal kondenseringstemperatur på 60 °C.

Tur/returtemperatur på 60/40 °C har i simuleringene en sperretemperatur på 50 °C. Dette temperaturnivået er ikke aktuelt for anlegget på Tomasjordnes, men er tatt med for å kunne gi et bilde av hvordan alternativet med turbokompressor fungerer på et temperaturnivå som passer kompressoren.

For de forskjellige temperaturnivåene er massestrøm i fjernvarmenettet beregnet ut fra at nettet er utetemperaturkorrigert ned til sperretemperaturen og deretter mengderegulert. Med en slik regulering vil temperaturnivået i fjernvarmesystemet variere med utetemperaturen som vist i figur 3.2-2. Det må tas hensyn til at vannstrømmen i kondensatoren ikke blir for liten.

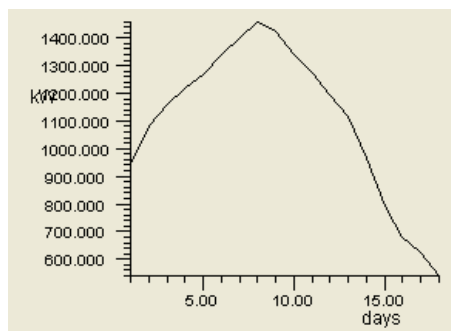


Figur 3.2-2: Prinsipiell fremstilling av reguleringen av temperaturen i fjernvarmenettet.

### 3.2.3 Energi og effektbehov

Simuleringene er gjort i 18 driftspunkter som til sammen godt beskriver forholdene over året. Driftspunktene samsvarer med de punktene som er gitt i varighetskurven for netto effekt som er vist i figur 3.1-2.

Som nevnt i avsnitt 2.3.1 vil 40-bars kompressorene fra Sabroe ha en øvre grense i kondenseringstemperatur på ca. 70 °C og 25 bars kompressorer vil ha en begrensing på ca. 53 °C. Det har ikke lyktes å sette en slik begrensing i FrigoSim. Modellen som er simulert er derfor bygget opp uten spisslastkjel og ved hjelp av et regneark, [Vedlegg F], er det på forhånd beregnet hvor mye varme varmepumpen kan levere i hvert driftspunkt uten at  $T_k$  overstiger 70 °C for et gitt temperaturnivå i fjernvarmenettet. En makro i dette regnearket lager tekstfiler med dataene for varmeffekt, massestrøm i nærvarmesystemet og returtemperatur, i et slikt format at de kan lastes inn i FrigoSim. Etter at effektdataene er lastet inn vises de grafisk som i figur 3.2-3.



**Figur 3.2-3: Grafisk fremstilling av innlastede effektdata til FrigoSim for alternativ 1b, ettrinns NH<sub>3</sub>-anlegg.**

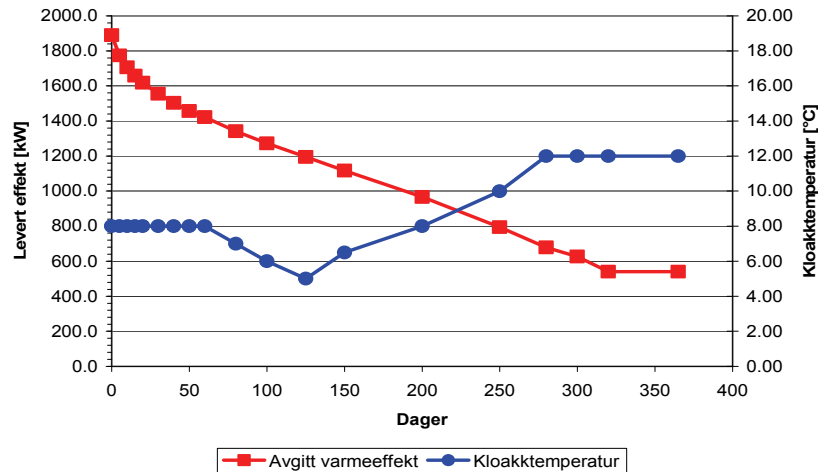
Av figuren kommer det tydelig frem at aggregatet må redusere sin ytelse de kaldeste dagene på grunn av begrensningene i  $T_k$ .

I etterprosesseringen av simuleringsdata i regneark legges så den nødvendige spisslasten til. Den vil da være differansen mellom nærvarmeområdets effektbehov og levert varmeytelse fra kondensatoren. Ved hjelp av trapesmetoden regnes det så ut hvor mye energi som brukes i intervallene mellom de 18 driftspunktene. Ut fra dette kan en så regne ut SPF både for varmpumpen og for varmesentralen, levert energi fra sentralen, tilført elektrisk energi og spisslastbrensel.

### 3.2.4 Kloakktemperaturer Tomasjordnes

Renseanlegget som varmpumpen på Tomasjord skal hente varme fra er ikke bygget. Det finnes heller ikke temperaturmålinger for de pumpestasjoner som avløpsvannet til renseanlegget skal overføres fra. De eneste tilgjengelige temperaturdata er de som finnes fra et annet renseanlegg i Tromsø, Strandveien renseanlegg (Enercon, 2005). [Vedlegg D] Disse dataene stammer fra ukentlige målinger og fanger dermed ikke opp at temperaturen på dager med ekstrem avsmeltning av snø kan komme ned mot 1-2 °C (Helø, 2007). På grunn av en noe høyere andel separatsystemer for avløp og overvann for det nye anlegget på Tomasjord, kan temperaturene i smelteperioder kunne forventes å ligge noe over temperaturene for Strandveien. Det nye anlegget vil få over halvparten av avløpsvannet gjennom uisolerte rør i sjøen, det ene på 2,5 km (Helø, 2007). Det er ikke kjent hvilken innvirkning dette vil ha på temperaturen i kloakken, men det synes naturlig å anta at de lange sjøledningene vil kunne føre til avkjøling av avløpsvannet i tørt vintervær og på sommeren og til noe oppvarming hvis det er lav kloakktemperatur og høy sjøtemperatur. Det antas i denne oppgaven at temperaturen på kloakken varierer slik som det er vist i figur 3.2-4.





**Figur 3.2-4: Kloakktemperaturen som er brukt i simuleringene. Varighetskurven for netto varmeeffekt fra varmesentralen er vist med rødt.**

Det kommer frem at kloakktemperaturen synker ned mot 5 °C ved utetemperaturer rundt null grader, når det er mest innslag av smeltevann. Ellers settes temperaturen til å være 8 °C og økende mot 12 °C de varmeste dagene. Denne tilnærmingen gir en gjennomsnittlig kloakktemperatur over året på 8,8 °C som tilsvarer temperaturnivået i Strandveien renseanlegg. Til sammenligning har kloakken i VEAS- tunnelen i Oslo temperaturer under 9 °C bare i mars og april (Theisen, 2006). Det er fra kloakken i denne tunnelen varmepumpeanlegget på Skøyen Vest henter varme fra.

### 3.2.5 Fordamper og kondensator

Fordamperne og kondensatorene har konstante UA-verdier i simuleringene. Det er dermed antatt at U ikke varierer med variasjonen i massestrømmen for fluidene. Dette er naturligvis en forenkling. Ved delast blir fordamperflatene overdimensjonerte noe som fører til endring i kokemodus og dermed også lavere U-verdi. For en kondensator er virkningen av lavere belastning noe mer usikker. U-verdien for kondensasjon på utsiden av rørene i en rørkjel har nemlig et minimum der både økning og senking av ytelsen vil gi bedre U-verdi. Dermed er konsekvensen av lavere belastning avhengig av hvor en befinner seg i forhold til dette minimumspunktet (Haukås, 2007). Den UA-verdien som er brukt i simuleringen er den som gir en temperaturdifferanse på 2 K mellom  $T_k$  og utgående vanntemperatur for kondensatoren ved full belastning. For fordamperen er UA-verdien satt slik at den gir en temperaturdifferanse på 3 - 3,5 K mellom inngående kloakktemperatur og  $T_0$ . De er listet i tabell 3-3. UA-verdiene er satt ved hjelp av funksjonen "Instant Capacity change" i FrigoSim. Denne lar brukeren fritt skifte areal på varmeveksleren med en skyveknapp, mens korresponderende temperaturer regnes ut fortløpende.

**Tabell 3-3: UA-verdier for fordampere og kondensatorer i simuleringene**

	UA-verdi kondensator [W/m <sup>2</sup> K]	UA-verdi fordamper [W/m <sup>2</sup> K]
1a, NH <sub>3</sub> to trinn	144 000	600 000
1b, NH <sub>3</sub> ett trinn	165 000	600 000
2a, NH <sub>3</sub> to trinn	144 000	510 000
2b, NH <sub>3</sub> ett trinn	165 000	510 000
3, R134a turbo	144 000	600 000 (inkludert væskeunderkjøler)
4, R134a stempel	144 000	600 000 (inkludert væskeunderkjøler)

NH<sub>3</sub> har bedre varmeovergangsegenskaper enn R134a (Stene, 1998). Derfor vil alternativene med R134a ha lavere U-verdi og krever dermed større areal for en gitt LMTD. På den andre siden vil en varmeveksler for R134a kunne bygges i kobber og arealøkning med finner på utsiden av fordamperrørene er da vesentlig billigere enn for en fordamper i rustfritt stål (Haukås, 2007). Det forutsettes ut fra anbefalinger i prosjektoppgaven (Selvåg, 2006) at det benyttes en fylt rørkjelvarmeveksler med ett pass på rørsiden som fordamper.

Alternativene med R134a er simulert med en underkjøling av væsken ut fra kondensatoren på 10 K. Dette er gjort fordi underkjøling har såpass stor positiv innvirkning på dette mediets spesifikke varmeytelse. Underkjølingen vil i praksis skje i en separat væskeunderkjøler. I simuleringene skjer underkjølingen i fordamperen for å holde antallet komponenter nede. Underkjøling på 10 K er også valgt på varmepumpen på Skøyen Vest som har R134a som arbeidsmedium (Stene, 2007, Lysarkserie 12).

### 3.2.6 Virkningsgrader og definisjoner

Sabroe Matchmaster Program er et dataprogram som gir anledning til å se hvordan alt fra kompressorer til komplette anlegg fra Sabroe yter under ulike driftsforhold. Sabroe er den del av York Kulde. Ved hjelp av data fra dette programmet og Rnlib (2003) er det beregnet isentropisk og volumetrisk virkningsgrad for ulike driftsforhold i et regneark. Disse er så lastet inn i FrigoSim. For mer detaljer, se [Vedlegg A].

Dellastvirkningsgrad for stempelkompressorer er hentet fra Oestreich (2006).

I simuleringene og resultatene er det benyttet følgende definisjoner:

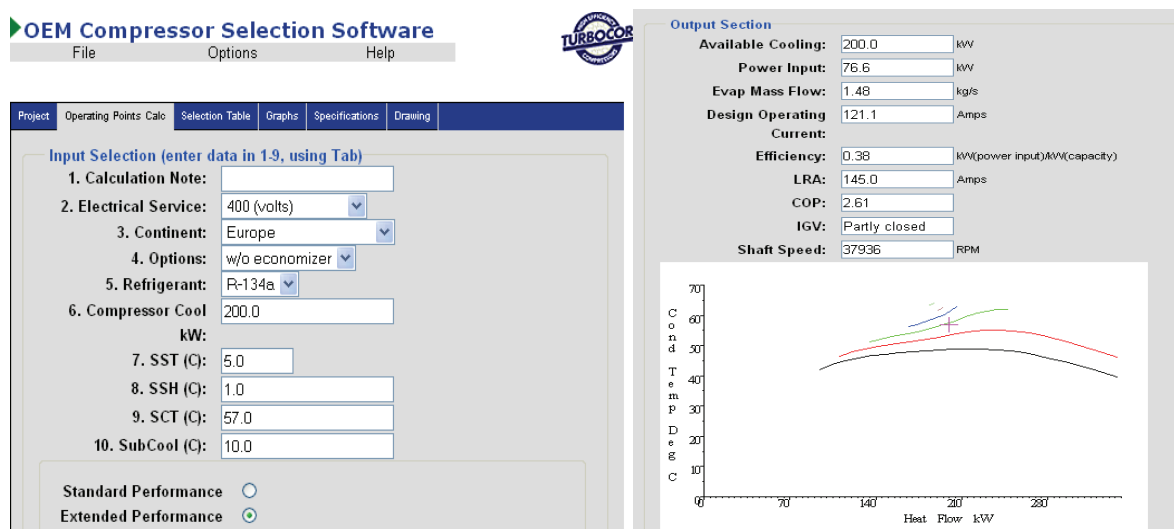
COP: Varmepumpens varmefaktor. Definert som varmeytelse dividert med elektrisk effekt tilført kompressorens motor.

SPF<sub>VP</sub>: Årsvarmefaktor for varmepumpen. Definert som årlig levert energi fra varmepumpen delt på årlig elektrisk energi tilført kompressorens motor. Inkluderer ikke arbeid for å pumpe kloakken gjennom fordamperen.

- SPF<sub>tot</sub>: Årsvarmefaktor for varmesentralen inkludert spisslastkjel, varmepumpe og kloakkpumper. Definert som årlig levert energi fra varmesentralen delt på årlig energi tilført varmesentralen og kloakkpumper.
- Effektdekning: Effekten i det simuleringspunktet der levert effekt fra varmepumpen er størst delt på maksimal netto effekt, 1890 kW.
- Energidekning: Årlig levert en energi fra varmepumpen delt på årlig energi levert fra hele varmesentralen.

### 3.3 Simulering av anlegg med turbokompressor

Det har ikke lyktes å få tak i virkningsgradsdiagram for kompressorene fra Turbocor. Men tilgang til beregningsprogrammet ”OEM Compressor Selection Software” via Turbocors nettsider har blitt innvilget. Programmet angir COP, tilført elektrisk effekt, og massestrøm av arbeidsmedium ved et gitt driftspunkt. Kjøleytelse må oppgis som inndata. Hvis denne er over eller under tillatt kjøleeffekt, henholdsvis choke og surge, gir programmet en feilmelding. Slik må det altså prøves og feiles med forskjellige kjøleeffekter for et gitt driftspunkt for å finne surge- og choke-grenser. Bilde av grensesnittet med resultater fra en beregning er gitt i figur 3.3-1.



Figur 3.3-1: Skjerm bilde av inndata og beregningsresultater for et driftspunkt fra Turbocors webbaserte ”OEM Compressor Selection Software” (Turbocor 2007).

Ved hjelp av beregninger i Excel med isentropisk kompresjon er virkningsgraden for kompressoren beregnet i de ulike driftspunktene. Varmeytelsen ble funnet ved å addere kjøleytelsen og den elektriske effekten tilført motoren. Det er antatt at 10 % av energien tilført motoren tapes til omgivelsene. Prosessen med å utarbeide ytelser og virkningsgrader har vært arbeidskrevende da prøving og feiling har vært eneste metode for å komme frem til minimum og maksimum ytelse for kompressoren ved ulike driftsforhold. Feilmarginen for minimum og maksimum ytelse er derfor på +/- 5 kW kuldeytelse. Et diagram for surge-grensen i Turbocors Application Manual (2006) har vært til noe hjelp.

Frigosim har turbokompressor i sitt komponentbibliotek. Denne krever imidlertid svært detaljerte inndata og ytelsesreguleres kun med ledeskovler uten mulighet til å inkludere

turtallsregulering. Siden driftspunktene for kompressoren fra Turbocor må regnes ut hver for seg ut fra OEM Compressor Selection Software, ville det være svært arbeidskrevende å utarbeide komplette ytelsesdiagram for ulike driftsforhold. Det ble derfor besluttet å forenkle simuleringene ved å modellere de fire turbokompressorene som én enkelt stempelkompressor i FrigoSim ut fra data fra et begrenset antall driftspunkter. Grensen for maksimal ytelse ved ulike driftsforhold for turbokompressoren ble lagt inn i simuleringene ved hjelp av volumetrisk virkningsgrad som funksjon av trykkforhold. Isentropisk virkningsgrad ble lagt inn ut fra beregningene ved ulike trykkforhold. Ettersom isentropisk virkningsgrad i virkeligheten også varierer noe med  $T_k$ , vil denne forenklingen medføre noe unøyaktighet. Dellastvirkningsgrad er satt til 100 % bortsett fra ved det trykkforholdet som gjelder ved sommerforhold. Dette er grunnet at ytelsesreguleringen på et virkelig anlegg vil skje enten ved å koble ut kompressorene én for én eller ved å regulere på en av de kompressorene som til en hver tid er i drift. Dette går dermed i svært liten grad ut over virkningsgraden for hele aggregatet. Ved sommerforhold benyttes bare en eller to av kompressorene, og da vil dellastegenskapene få større betydning. Fordi laveste effektbehov for varmeanlegget er større enn varmen en kompressor kan avgi, er det ikke tatt hensyn til kompressorens surge-grense i simuleringene. Mer omfattende informasjon om inndata for simuleringene med turbokompressor finnes i [Vedlegg B].

### 3.4 Anlegg med overhetingsvarmeveksler

#### 3.4.1 UA-analyse

UA-analyse er gjort for å se hvor stor UA-verdi som kreves for å utnytte forskjellige andeler av trykkgassens overhetingsvarme. En slik analyse bygger på likning (2.3). For en utnyttelsesandel av overhetingsvarmen fra 40 % til 100 % er det ved hjelp av et regneark og bruk av Rnlib (2003) regnet ut hvor stor UA-verdi som er nødvendig. Analyser er blitt utført for de to ammoniakkaggregatene, ettrinns og totrinns. I tabell 3-4 er det oppgitt hvilke data som er antatt i designpunktet. Disse er hentet fra simuleringene med FrigoSim uten overhetingsvarmeveksler. Fullstendige beregninger og resultater er i [Vedlegg H].

Tabell 3-4: Grunnlag for UA-analyse av overhetingsvarmeveksler.

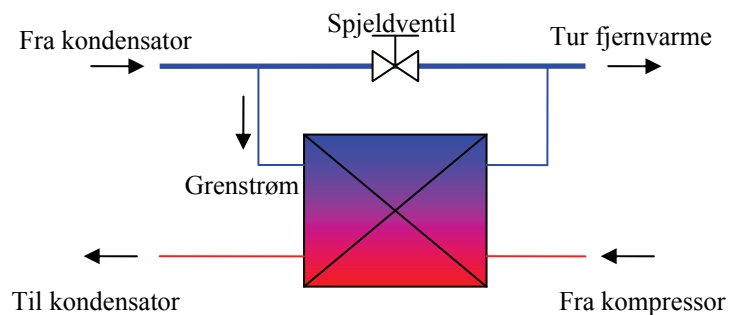
	ettrinns NH <sub>3</sub> -aggregat	Tottrinns NH <sub>3</sub> -aggregat
Trykkgasstemperatur	125 °C	111 °C
Kondenseringstemperatur	53 °C	70 °C
Vanntemperatur ut av kondensator	50 °C	68 °C
Massestrøm vann	15 kg/s	15 kg/s
Massestrøm NH <sub>3</sub>	1,17 kg/s	1,4 kg/s

#### 3.4.2 Platevarmeveksler

Et regneark for platevarmevekslere basert på ligninger fra Martin (1996) og data fra Rnlib (2003) er utlånt fra Sintef (Skaugen 2007). Dette er modifisert noe og det er gjort beregninger

av trykkfall og U-verdier for platevarmevekslere med ammoniakk-gass og vann i motstrøm. Fysiske mål for varmeveksleren er hentet fra AlfaLaval (Marksten, 2007). Trykktapsberegningen tar med trykktap både i kanalen og i tilførselsåpningene. Geometriske data som er benyttet i beregningene er i [Vedlegg H].

På grunn av antatt høyere trykktap på vannsiden med platevarmeveksler enn med rørkjel, er det sett på en løsning med å føre en grenstrøm fra fjernvarmekretsen inn i overhetingsvarmeveksleren. Vannmengden i grenstrømmen blir styrt av en reguleringsventil på hovedkretsen og den blir blandet med resten av turvannet etter varmeveksleren slik det er vist i figur 3.4-1.



**Figur 3.4-1: Rørskjema for uttak av grenstrøm til overhetingsvarmeveksleren**

Det er beregnet hvor mye dette vil redusere trykkfallet og pumpekostnader over året. Kostnadene for ekstra rørføring og installasjon av manuell spjeldventil vil være omlag 10 000 kr (Antonsen, 2007). I prosjektoppgaven forut for denne oppgaven ble det beregnet at temperaturdifferansen over veksleren vil bli lite påvirket av en reduksjon i vannstrømmen ettersom temperaturendringen på vannsiden er liten i utgangspunktet (Selvåg, 2006).

Årlig ekstra tilført pumpeenergi ble regnet ut i Excel ut fra trykkfallsdata og beregnet vannstrøm for punktene i effektvarighetskurven for begge varmevekslertypene. [Vedlegg H]

### 3.4.3 Rørkjelvarmeveksler

Trykktap og U-verdi for rørkjelvarmeveksler er hentet fra Sabroe Matchmaster Program. Der er det lagt inn rørkjeler i flere størrelser som overhetingsvarmevekslere. Data er hentet ut for trykkfall og U-verdi for disse ved forskjellige vannstrømmer og med vannet på skallsiden og NH<sub>3</sub> i rørene.

Årlig ekstra tilført pumpeenergi ble regnet ut i Excel for begge varmevekslertypene ut fra trykkfallsdata og beregnet vannstrøm for punktene i effektvarighetskurven [Vedlegg H].

### 3.4.4 Simuleringer

Simuleringer med overhetingsvarmeveksler er gjort for de to samme NH<sub>3</sub>- aggregatene som er beskrevet i avsnitt 3.2, alternativ 1a og 1b. Det ble koblet en overhetingsvarmeveksler i serie med kondensatoren i FrigoSim. For å holde kondenseringstemperaturen nede på 70 °C, ble det lastet inn data fra Excel for hvor stor varmeleveranse varmepumpen kunne avgi ved et gitt temperaturnivå i sekundærsystemet og med antakelse om at 15 % av varmeavgivelsen skjer i

overhetingsvarmeveksleren. Dette er akkurat samme metode som ble benyttet for anleggene uten overhetingsvarmeveksler og som er beskrevet i avsnitt 3.2.3.

I simuleringene ble UA-verdien på overhetingsvarmevekslerne holdt konstant. Denne forenklingen vil ikke medføre stor unøyaktighet. UA-verdiene som ble brukt i simuleringene er de som kommer fram av resultatene av UA-analysen i avsnitt 4.4.1.

### **3.5 Årlige kostnader**

Beregninger av årlige kapitalkostnader for de ulike alternativene bygger på prisanslag for de ulike aggregatene fra York Kulde AS (Trælnes, 2007). Det er ved beregning av investeringskostnader for ettrinns NH<sub>3</sub>-anlegg benyttet at et totrinns anlegg gir 80-100 % høyere kostnader enn med ett trinn (Stene, 2006). For anlegget med Turbokompressorer er det regnet samme kostnader som for anlegget med tre parallelle kompressorer fratrukket differansen i prisen på kompressorene. Pris på Turbocors kompressor er hentet fra Turbocor (Bolliger, 2007) og gjort om til NOK med en dollarkurs på 6,5.

Kostnader til sumper, kloakkpumper, bygninger, kloakksystemer, ekstrakostnader for å tilpasse fordamperen til kloakk, ekstra grøft og ledning mellom renseanlegget og varmesentralen og andre utgifter som er like for alle aggregatene tas ikke med i sammenligningene. De totale kapitalkostnadene vil derfor bli større enn det som kommer frem i denne oppgaven. Resultatene egner seg dermed *ikke* til å regne ut varmekostnader eller til å sammenligne varmepumpe økonomisk med andre varmekilder. Imidlertid vil de kostnadene som er tatt med her være tilstrekkelig til å sammenligne de ulike varmepumpeanleggene.

Investeringskostnader til installasjon av overhetingsvarmeveksler og til rørkjelvarmevekslere er hentet fra York Kulde (Trælnes, 2007). Kostnader til platevarmevekslere er gitt av AlfaLaval (Marksten, 2007) og ekstrakostnader i forbindelse med splitting av vannstrømmen er gitt av K. Lund AS (Antonsen, 2007).

Årlige kapitalkostnader er beregnet ut fra en rente på 10 % (Ims, 2006) og en levetid på 15 år.

Vedlikeholdskostnader er beregnet ut fra vedlikeholdsskjema fra York Kulde. Kostnader er beregnet etter gjennomsnittlig pris på service inkludert deler og arbeid. Intervaller i driftstimer mellom hver service er hentet ut fra diagrammer etter driftsforhold. Ved å trekke inn årlige driftstimer fremkommer årlige vedlikeholdskostnader (Reiten, 2007; Oestreich 2006). For Turbocors kompressorer er vedlikeholdskostnader hentet fra Bolliger (2007). Oversikt over beregninger av vedlikeholdskostnader og kapitalkostnader er i **[Vedlegg C]**

Energiutgifter er beregnet ut fra en energipris på 40 øre/kWh for uprioritert el og 45 øre/kWh for gass levert til Tomasjordnes. Prisene er hentet fra Troms Kraft Varme for energi levert til Tomasjordnes (Ims, 2006).

Energiutgifter for kloakkpumpe gjennom fordamperen og ekstra utgifter til pumpedrift ved installasjon av overhetingsvarmeveksler er beregnet ut fra en virkningsgrad for tørroppstilt pumpe inkludert motor på 0,55 (Ulseth, 2007). For kloakkpumpen er det regnet et trykkfall over fordamperen på 8 mVs som er det samme som på anlegget på Skøyen Vest. Dette regnes som et konservativt anslag ettersom ytelsen på Tomasjord er mye mindre.

## 4 Resultater og diskusjon

Etter en innledende diskusjon av beregningene av energi og effektbehov, presenteres resultatene først for simuleringer med stempelkompressor med NH<sub>3</sub> og R134a (Alternativ 1a, 1b, 2a, 2b og 3). Deretter presenteres resultater for turbokompressor og aggregat med overhettingsvarmeveksler. Til slutt i kapittelet, i avsnitt 4.6, vises figurer med samlede resultater for alle simuleringene samt en rangering av de ulike alternativene.

### 4.1 Energi og effektbehov

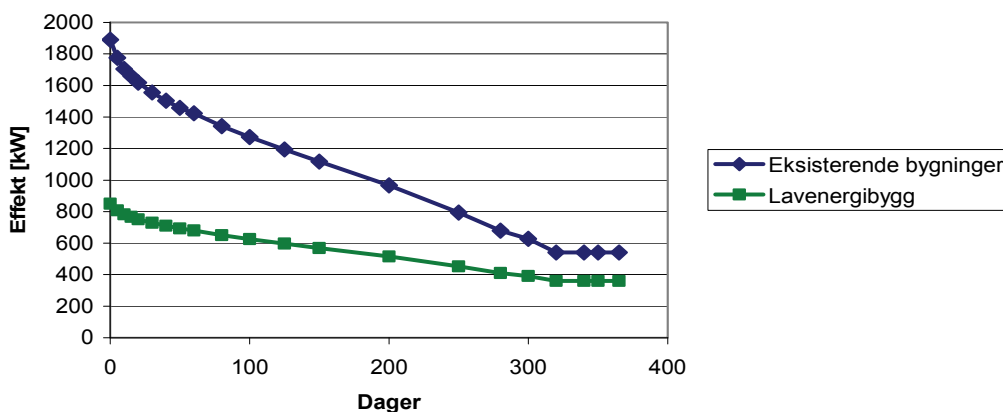
Den netto effektvarighetskurven som fremkommer ved hjelp av målingene gir, som vist i avsnitt 3.1, et spesifikt årlig forbruk av varme til oppvarming og varmt tappevann på 168 kWh/m<sup>2</sup>. Det er like mye som en enebolig bygget i henhold til byggeforskriftene fra 1997 har i totalt årlig energibehov inkludert elspesifikt forbruk (Dokka, 2006). En grunn til det relativt høye varmeforbruket kan være at deler av boligene er bygget av prefabrikerte moduler. Dette kan ha gitt flere kuldebroer og dårlig isolering (Ims, 2007)

Av det totale varmebehovet er 87,6 kWh/m<sup>2</sup> (52 %) konstant forbruk som i hovedsak skyldes varmt tappevann. For en leilighet på 70 m<sup>2</sup> tilvarer dette et årlig forbruk på litt over 6000 kWh til tappevannsoppvarming. Til sammenligning antar Dokka i rapporten "Energieffektive boliger for fremtiden" (2006) et tappevannsbehov på 4000-5000 kWh for en vanlig boenhet, mens Enøk normtall (Enova SF, 2002) antar et forbruk av varmt tappevann for en leilighet på 90 m<sup>2</sup> på 30 kWh/m<sup>2</sup>, det vil si 2700kWh per leilighet. Dette tyder på at målingene viser et varmtvannsforbruk som er noe høyere enn det som er vanlig. Noe av årsaken til dette er at det er få målepunkter fra varme dager som er tilgjengelige og det gjør tolkningen av den konstante delen av effektforbruket usikker.

Før beslutning om installert størrelse på varmepumpen tas, bør sikrere måleverdier for effektbehovet ved sommerdrift analyseres. Dette vil gi svar på om den konstante delen av varmebehovet som er beregnet i denne oppgaven bør justeres ned.

#### 4.1.1 Lavenergibbygg

Hadde leilighetene på Tomasjordnes blitt bygget med lavenergistandard, ville naturligvis behovet for romoppvarming vært mye lavere. Med et varmtvannsforbruk per bolig på 4000 kWh (57 kWh/m<sup>2</sup>), altså en reduksjon med omkring en tredel i forhold til de målte verdiene og et årlig forbruk til romoppvarming på 30 kWh/m<sup>2</sup>, vil det årlige varmebehovet være omkring 90 kWh/m<sup>2</sup>. Det tilsvarer en konstant effekt til varmtvann på 360 kW og et netto maksimalt effektbehov på omkring 850 kW, altså under halvparten av det som er beregnet ut fra målingene. Endringen i varighetskurven for netto effekt er vist i figur 4.1-1.



**Figur 4.1-1:** Effektvarighetskurve for eksisterende bygningsvase og en antatt kurve hvis området ble bygget ut som lavenergi boliger.

Med redusert netto effektbehov vil varmepumpens installerte effekt også kunne reduseres betraktelig. Det flate forløpet på kurven vil gi varmepumpen en høyere driftstid for maksimal effekt. En varmeytelse på 360 kW vil gi 65 % energidekning og svært lite dellastdrift. Derfor vil varmepumpen antakelig bli mer lønnsom. Det sterkt reduserte varmebehovet gjør det imidlertid naturlig å vurdere om vannbåren varme og infrastrukturen for nærvarme vil kunne forsvares økonomisk.

## 4.2 Årssimuleringer for alternativ 1, 2 og 3.

### 4.2.1 Tur-/returtemperatur 80/50 °C

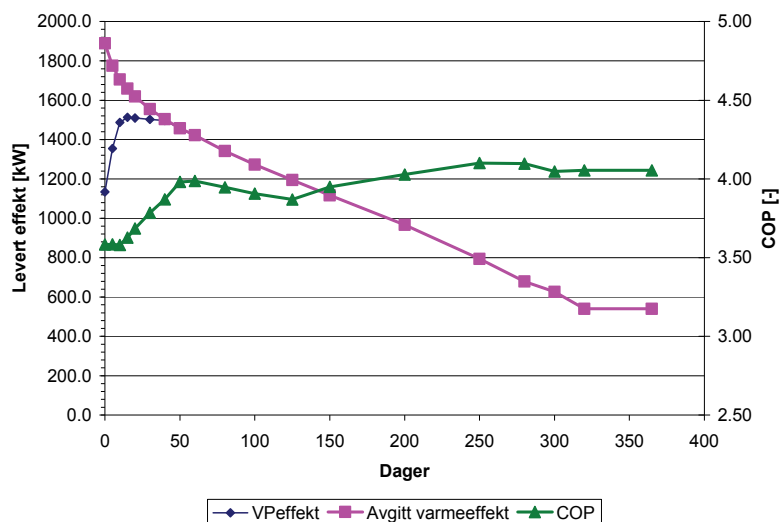
Resultatene for årssimuleringer med alternativ 1a og 3 med tur-/returtemperatur 80/50 °C er vist i tabell 4-1, figur 4.2-1 og figur 4.2-2.

**Tabell 4-1:** Resultater fra årssimuleringer, 80/50- system

	NH3 2-tr	R134a St.	Differanse	Differanse [%]
Effektdekning VP	0.80	0.77	-0.03	-4.4 %
Energidekning VP	0.980	0.970	-0.01	-1.0 %
SPFvp	3.94	3.39	-0.55	-14.0 %
SPFtot	3.50	2.99	-0.51	-14.7 %
Total energibruk [kWh]	2 575 935	3 019 488	443 554	17.2 %

Ut fra tabellen kommer aggregatet med R134a vesentlig dårligere ut enn NH<sub>3</sub>- aggregatet med en årsvarmefaktor for varmepumpen som er 14 % lavere. Fra figurene sees det at COP ligger lavere for anlegget med R-134a gjennom hele året. Dette medfører et merforbruk av energi på nesten 450 000 kWh. Det meste av dette er elektrisitet ettersom varmepumpens energidekning over året er relativt lik for de to alternativene.

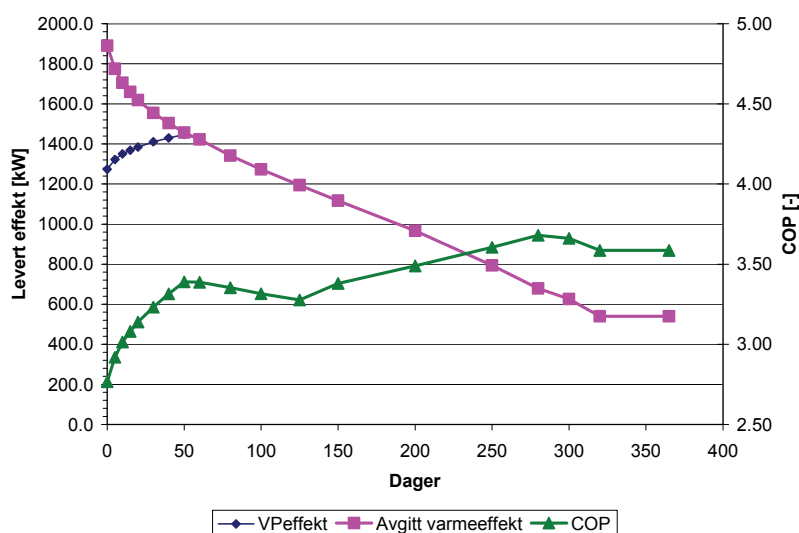




**Figur 4.2-1: Resultater fra årssimuleringer med totrinns ammoniakkanlegg (alt. 1a) og tur-/returtemperatur 80/50 °C.**

COP synker tross senkning i  $T_k$  fra dag 60 til dag 125 for begge aggregatene. Dette skyldes at kloakktemperaturen er lavere i denne perioden som beskrevet i avsnitt 3.2.4. Årsaken til at COP synker noe i de siste tre simuleringspunktene er dellastvirkningsgraden som gir noe lavere  $\eta_{is}$  for kompressorene.

Anlegget med  $NH_3$  kan ikke kjøres med full ytelse de kaldeste dagene på grunn av begrensning på 70 °C i  $T_k$ . Dette vises klart i figur 4.2-1.



**Figur 4.2-2: Resultater fra årssimuleringer med med ettrinns R134a-anlegg og tur-/returtemperatur 80/50 °C.**

Fra figur 4.2-2 kommer det fram at levert effekt øker for aggregatet med R 134a fra dag 0 til dag 60 selv om kompressorene hele denne perioden går for fullt. Dette skyldes den lave helningen på væskemetningskurven til R134a. Ved samme  $T_0$  vil en senking i  $T_k$  gi lavere dampandel etter strupeventilen og dermed høyere ytelse per insugde volumenhet. Denne

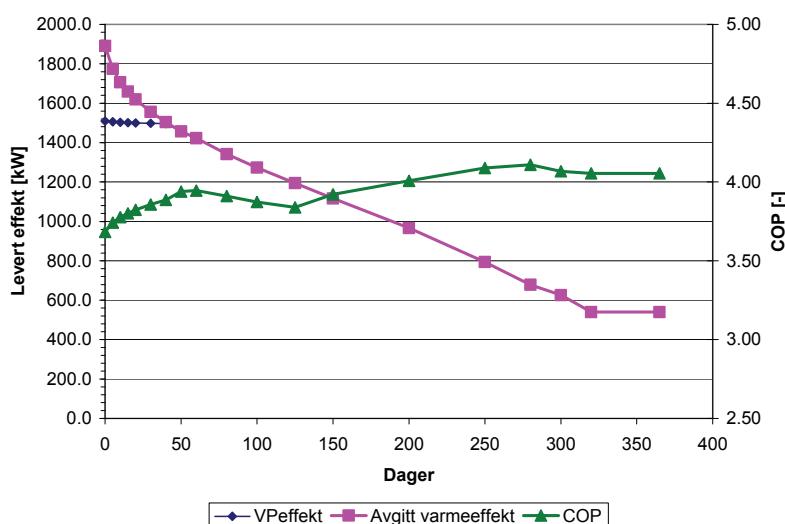
effekten er for NH<sub>3</sub> liten på grunn av totrinns strupning og brattere væskemetningskurve og blir oppveid av at tilført motoreffekt synker med synkende T<sub>K</sub>. Dette kommer frem i figuren ved at varmeytelsen til NH<sub>3</sub>-aggregatet synker fra dag 15 til dag 50. Effekten er enda tydeligere i 70/45 °C- system, se figur 4.2-3.

#### 4.2.2 Tur-/returtemperatur 70/45 °C

Resultatene for årssimuleringer med alternativ 1a og 3 med tur-/returtemperatur 80/50 °C er vist i tabell 4-9, figur 4.2-3 og figur 4.2-4

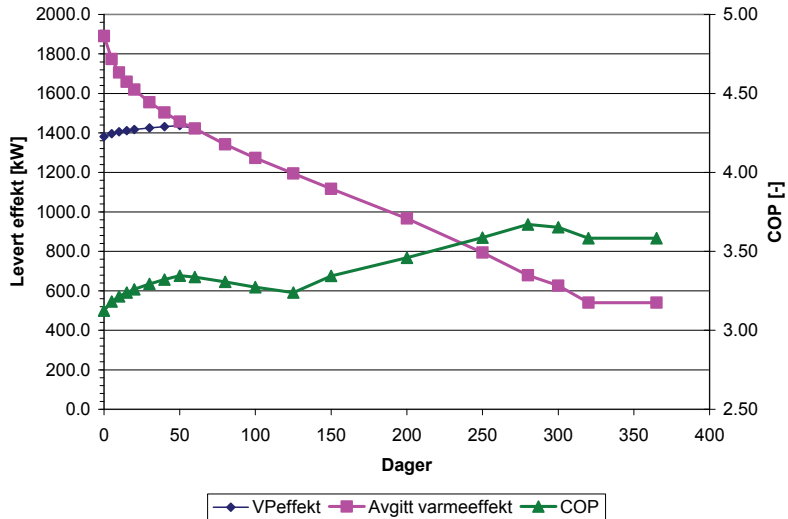
Tabell 4-2: Resultater fra årssimuleringer, 70/45 °C- system

	NH3 2-tr	R134a St.	Differanse	Differanse [%]
Effektdekning VP	0.79	0.76	-0.03	-4.0 %
Energidekning VP	0.985	0.974	-0.01	-1.1 %
SPF <sub>vp</sub>	3.94	3.39	-0.55	-14.0 %
SPF <sub>tot</sub>	3.55	3.02	-0.53	-15.1 %
Total energibruk [kWh]	2 539 350	2 989 763	450 413	17.7 %



Figur 4.2-3: Resultater fra årssimuleringer med totrinns ammoniakkanlegg (alt. 1a) og tur-/returtemperatur 70/45 °C.

Resultatene fra simuleringen av de samme aggregatene som i avsnittet over i et system med tur-/returtemperatur 70/45 °C viser en svak økning i SPF<sub>VP</sub> og SPF<sub>tot</sub> med det noe lavere temperaturnivået i sekundærsystemene. Innbyrdes er forholdet mellom de to aggregatene uendret. Ammoniakkanlegget oppnår fremdeles høyere årsvarmefaktor. Med lavere turtemperatur kan NH<sub>3</sub>- anlegget levere full effekt uten at kravet til maksimal T<sub>K</sub> brytes. Dermed sees en svak økning i forskjellen i SPF<sub>tot</sub> og energibruk i varmesentralen mellom de to alternativene i forhold til i 80/50 °C- systemet.



Figur 4.2-4: Resultater fra årssimuleringer med R134a-anlegg (alt. 3) og tur-/returtemperatur på 70/45 °C.

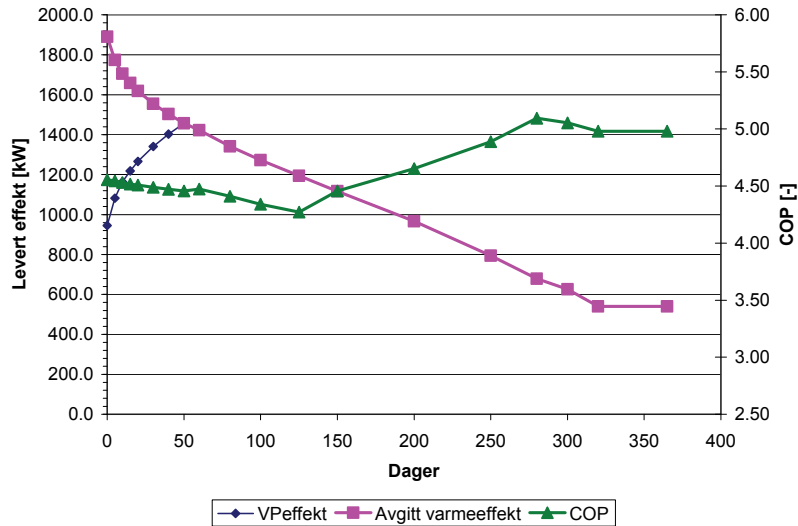
### 4.2.3 Tur-/returtemperatur 60/40 °C

Resultatene for årssimuleringer med alternativ 1b og 3 med tur-/returtemperatur 60/40 °C er vist i tabell 4-3, figur 4.2-5 og figur 4.2-6. Her er ammoniakkaggregatet utført med ett kompressortrinn (alternativ 1b).

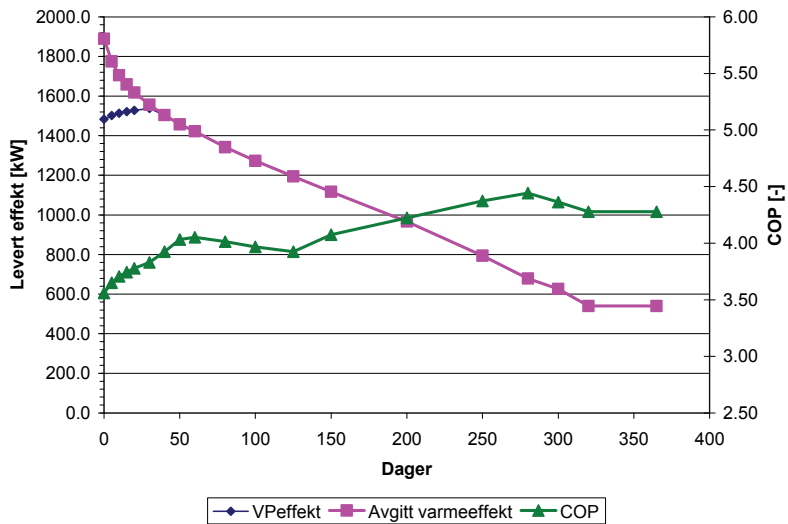
Tabell 4-3: Resultater fra årssimuleringer, 60/40- system.

	NH3 1-tr	R134a St.	Differanse	Differanse [%]
Effektdekning VP	0.77	0.81	0.04	5.5 %
Energidekning VP	0.956	0.987	0.03	3.2 %
SPFvp	4.58	4.07	-0.51	-11.2 %
SPFtot	3.65	3.68	0.04	1.0 %
Total energibruk [kWh]	2 472 341	2 448 779	-23 561	-1.0 %

Med ettrinns NH<sub>3</sub>- aggregat og 60/40 °C- system endrer bildet seg. Fra tabell 4-3 sees at SPF<sub>VP</sub> fremdeles er mer enn 10 % lavere for aggregatet med R134a. Imidlertid er årsvarmefaktoren for hele varmesentralen for alternativ 3 noe bedre enn alternativet med NH<sub>3</sub> fordi energidekningen er bedre. Dette er et resultat av at NH<sub>3</sub>-kompressoren hele 60 dager i året ikke kan yte full effekt på grunn av kravet om maksimal T<sub>K</sub> på 53 °C. Dette kommer tydelig fram på figur 4.2-5.



Figur 4.2-5: Resultater fra årssimuleringer med ettrinns ammoniakkanlegg (alt. 1b) og tur-/returtemperatur 60/40 °C.



Figur 4.2-6: Resultater fra årssimuleringer med R134a-anlegg (alt. 3) og tur-/returtemperatur på 60/40 °C.

Endring av tur-/returtemperaturen fra 80/50 °C til 60/40 °C fører til en økning i  $SPF_{VP}$  på 20 % for alternativ 3 og 16 % for alternativ 1a og 1b. Energi tilført sentralen med reduseres 20 % for alternativ 3, mens alternativ 1b kun reduserer energibruken med 4 % i forhold til alternativ 1a. Grunnen til den store forskjellen er at energidekningen går vesentlig ned ved å gå fra alternativ 1a til alternativ 1b. Resultatene viser at det gir en betydelig energigevinst å senke temperaturen på sekundærsystemet i et oppvarmingssystem basert på varmepumpe.

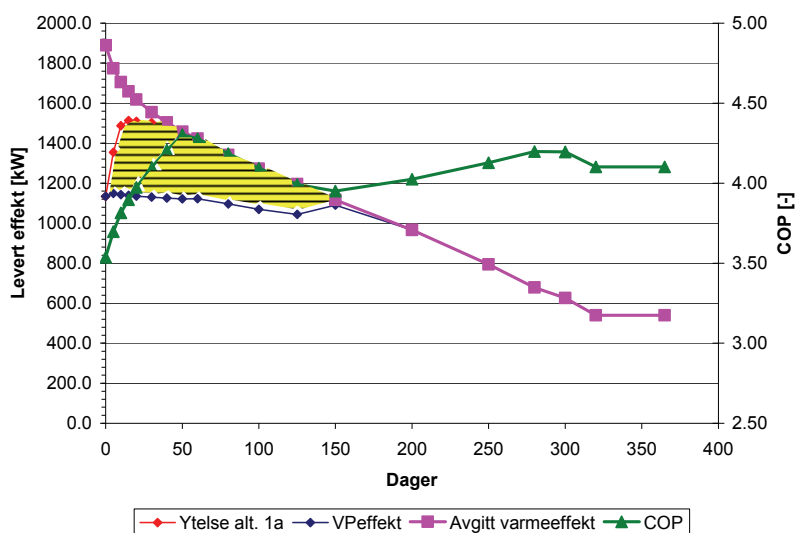
#### 4.2.4 Alternativ 2a og 2b, redusert effektdekning

Resultatene fra simuleringer av alternativ 2a og 2b er presentert i tabell 4-4. Resultatene er sammenlignet med alternativ 1a og 1b som har høyere effektdekning men ellers er like.

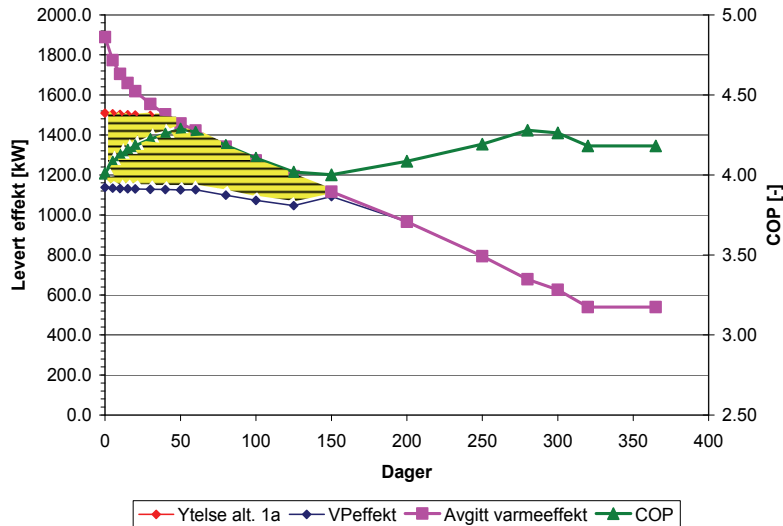
**Tabell 4-4: Resultater fra simuleringen med alternativ 2a og 2b, sammenlignet med alternativ 1a og 1b som har høyere effektdekning.**

	80/50 Alt. 2a	Endring	70/45 Alt. 2a	Endring	60/40 Alt. 2b	Endring
Effektdekning VP	0.61	-24 %	0.60	-24 %	0.69	-11 %
Energidekning VP	0.882	-10 %	0.88	-10 %	0.93	-2 %
SPFvp	4.071	3 %	4.14	5 %	4.65	1 %
SPFtot	2.708	-26 %	2.74	-23 %	3.42	-6 %
Total energibruk [kWh]	3 328 216	29 %	3 290 833	30 %	2 639 091	7 %

Både for tur/returtemperatur 80/50 °C og 70/45 °C fører reduksjonen i ytelse til at energidekningen blir 10 % lavere i forhold til alternativ 1a. Dermed øker gassforbruket kraftig og det fører til en økning i forbruk av kjøpt energi for varmesentralen med over 30 %. Energibehovet som nå må dekkes av spisslastkjelen i stedet for varmepumpen fremkommer som det skraverte arealet på figur 4.2-7 og figur 4.2-8.  $SPF_{VP}$  øker svakt med den lavere effektdekningen. Dette er fordi  $T_k$  kan senkes på grunn av at vanntemperaturen ut av kondensatoren blir lavere når en større andel av effektbehovet dekkes av spisslastkjelen.

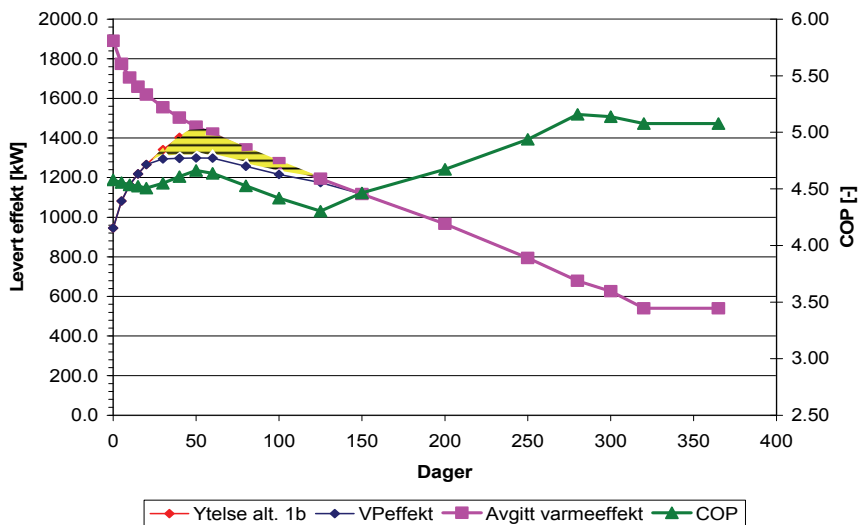


**Figur 4.2-7: Plotting av resultater for alternativ 2a med tur-/returtemperatur 80/50 °C. Ytelsen til alternativ 1a, som har høyere effektdekning, er markert med rødt.**



**Figur 4.2-8: Plotting av resultater for alternativ 2a med tur-/returtemperatur 80/50 °C. Ytelsen til alternativ 1a som har høyere effektdekning er markert med rødt.**

For alternativ 2b er bildet annerledes. Her øker ikke varmesentralens energiforbruk med mer enn 7 %. Det er flere grunner til dette. For det første er reduksjonen i effektdekning omtrent det halve av den for tottrinnsløsningen. Dernest er ytelsen til ettrinnsløsningen i større grad hemmet av begrensningen i maksimal kondenseringstemperatur. Selv alternativ 2b må redusere ytelsen de 20 kaldeste dagene av denne grunn. Dette kommer frem på figur 4.2-9.



**Figur 4.2-9: Plotting av simuleringsresultater for alternativ 2b med tur-/returtemperatur 60/40 °C. Ytelsen til alternativ 1b som har høyere effektdekning er markert med rødt.**

Det skraverte arealet på figuren representerer den reduserte ytelsen til varmpumpen som med redusert effektdekning må dekkes med spisslastkjel. Arealet er betydelig mindre enn for alternativ 2a. Dermed er reduksjon i energidekning mindre enn for tottrinnsalternativet.

## 4.2.5 Årlige kostnader

Årlige kostnader for alternativene 1, 2 og 3 er gitt i tabellene under. Kostnadene er også vist grafisk sammen med samtlige simulerte alternativer i avsnitt 4.6.

Tabell 4-5: Årlige kostnader alternativ 1a og 3 med tur-/returtemperatur 80/50 °C.

		NH3	R-134a Stempel	Differanse	%avvik
Investering	[kr]	2 800 000	3 500 000	700 000	25 %
Årlige kapitalkostnader	[kr]	368 127	460 158	92 032	25 %
Energikostnader	[kr]	990 856	1 173 344	182 489	18 %
Vedlikehold	[kr]	180 788	288 878	108 089	60 %
Pumpekostnader	[kr]	49 999	49 999	0	0 %
<b>Totale årlige kostnader</b>	<b>[kr]</b>	<b>1 589 770</b>	<b>1 972 379</b>	<b>382 610</b>	<b>24 %</b>

Tabell 4-6: Årlige kostnader alternativ 1a og 3 med tur-/returtemperatur 70/45 °C.

		NH3	R-134a Stempel	Differanse	%avvik
Investering	[kr]	2 800 000	3 500 000	700 000	25 %
Årlige kapitalkostnader	[kr]	368 127	460 158	92 032	25 %
Energikostnader	[kr]	974 020	1 159 401	185 382	19 %
Vedlikehold	[kr]	180 788	288 878	108 089	60 %
Pumpekostnader	[kr]	49 999	49 999	0	0 %
<b>Totale årlige kostnader</b>	<b>[kr]</b>	<b>1 572 934</b>	<b>1 958 436</b>	<b>385 503</b>	<b>25 %</b>

Det fremkommer av tabellene at alternativet med R134a er til dels vesentlig dyrere enn ammoniakk både når det gjelder energiutgifter, vedlikehold og investering. De høye kostnadene til investering og vedlikehold skyldes i hovedsak at alternativet med R134a har flere kompressorer enn alternativene med ammoniakk.

Tabell 4-7: Årlige kostnader for alternativ 1b og 3 med tur-/returtemperatur 60/40 °C.

		NH3	R-134a Stempel	Differanse	%avvik
Investering	[kr]	1 555 556	3 500 000	1 944 444	125 %
Årlige kapitalkostnader	[kr]	204 515	460 158	255 643	125 %
Energikostnader	[kr]	962 230	936 355	-25 875	-3 %
Vedlikehold	[kr]	168 194	226 431	58 236	35 %
Pumpekostnader	[kr]	49 999	49 999	0	0 %
<b>Totale årlige kostnader</b>	<b>[kr]</b>	<b>1 384 938</b>	<b>1 672 942</b>	<b>288 004</b>	<b>21 %</b>

Forskjellen i årlige kostnader mellom alternativ 1a og 1b er på over 200 000 kr. Hovedårsaken er at totrinns anlegg, som kreves ved tur-/returtemperatur på 80/50 °C, er dyrere i innkjøp og derfor har mye høyere kapitalkostnader. Vedlikeholdskostnadene er nesten like store for alternativ 1b som for 1a til tross for kun én kompressor. Dette er fordi kompressoren i alternativ 1b er en SMC 116 E der E betyr at den har ekstra lang slaglengde. Disse har 25 % kortere serviceintervall enn tilsvarende kompressor med slaglengde S (short) og L (long). Drift med høyere trykkforhold for denne ene kompressoren bidrar også til hyppigere serviceintervall.

For å kunne redusere temperaturnivået fra 80/50 til 60/40 kreves det større arealer på radiatorer og andre varmevekslere i varmedistribusjonssystemet. Kostnader for dette er ikke vurdert i denne oppgaven. Det bør likevel legges opp til så lave temperaturer som mulig i sekundærsystemer når varmepumpe er hovedenergikilden i varmesystemet. Valg av

temperaturnivå må vurderes i hvert enkelt tilfelle ut fra en optimalisering der kostnader til varmpumpe, distribusjonssystem, radiatorer og energiutgifter er med.

**Tabell 4-8: Årlige kostnader for Alternativ 2a og 2b.**

		80/50 °C	Avvik fra 1a	70/45 °C	Avvik fra 1a	60/40 °C	Avvik fra 1b
Investering	[kr]	2 600 000	-7 %	2 600 000	-7 %	1 533 206	-1 %
Årlige kapitalkostnader	[kr]	341 832	-7 %	341 832	-7 %	201 576	-1 %
Energikostnader	[kr]	1 343 998	38 %	1 328 835	36 %	1 040 823	7 %
Vedlikehold	[kr]	147 294	-19 %	147 294	-19 %	126 146	-25 %
Pumpeutgifter	[kr]	49 999	0 %	49 999	0 %	49 999	0 %
<b>Totale årlige kostnader</b>	<b>[kr]</b>	<b>1 883 123</b>	<b>20 %</b>	<b>1 867 960</b>	<b>19 %</b>	<b>1 418 544</b>	<b>2 %</b>

Kostnadsanalyse for alternativet med to trinn og redusert effektdekning, 2a og 2b, viser at reduksjonen i investeringskostnader og mindre vedlikeholdskostnader ikke veier opp for de økte energikostnadene. Alternativ 2a har rundt 300 000 kr høyere årlige kostnader enn alternativ 1a.

Alternativ 2b har en relativt lav økning i spisslastforbruket i forhold til alternativ 2a som omtalt i avsnitt 4.2.4. Dette fører til at økningen i energikostnader i forhold til alternativ 1b ikke blir på mer enn 7 %. Med en stor reduksjon i vedlikeholdsutgifter og noe lavere investering, kommer alternativ 1b og 2b nesten likt ut når det gjelder årlige kostnader.

#### 4.2.6 Andre viktige momenter

Vedlikeholdskostnader til stempelkompressorer er generelt relativt høye. I følge Oestreich (2006) kan 40 % av disse utgiftene spares ved å lære opp stedlig personell til å ta det enkle vedlikeholdet.

#### 4.2.7 Usikkerheter

For å kunne gjennomføre simuleringer må det nødvendigvis gjøres forenklinger i forhold til virkeligheten. Konsekvenser av ulike forenklinger og andre usikkerheter er diskutert under.

- Som beskrevet i avsnitt 3.1 er effektmålinger fra sommermånedene holdt utenfor grunnlaget for beregning av effektvarighetskurven. Det er derfor knyttet noe usikkerhet til balansetemperaturen og hvor stort effektbehovet er når det ikke er behov for romoppvarming. Dette medfører en viss usikkerhet i forhold til energibehovet for nærvarmesystemet på Tomasjordnes, men det påvirker ikke i særlig grad hvordan de ulike alternativene fremstår i forhold til hverandre.
- Noen av bygningene som skal tilknyttes nærvarmeanlegget er ikke boliger. Antagelsen om at resten av bygningene vil få samme bruksmønster og effektbehov som de som hittil er bygget er derfor noe unøyaktig. Dette antas å ha liten betydning for resultatene fordi andelen boliger er svært høy.
- I simuleringene er det regnet med konstante UA-verdier i varmevekslerne. Det gir lavere temperaturredifferanse i varmevekslerne ved delast enn det vil være i virkeligheten og bidrar til å trekke årsvarmefaktoren for varmpumpene noe opp.

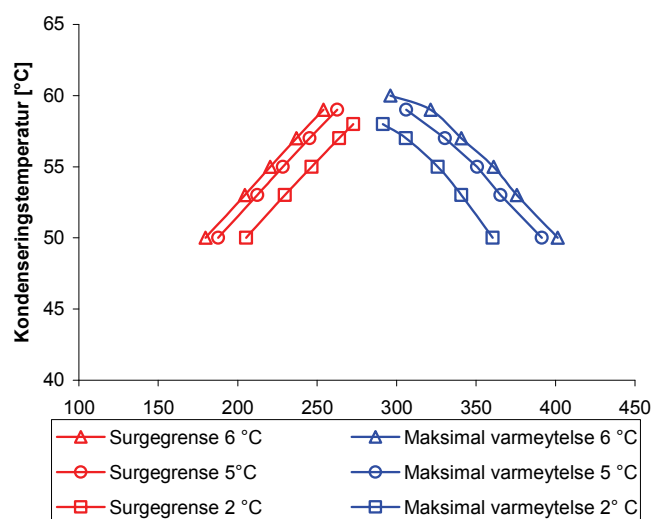


- Varmepumpene går i simuleringene 8760 timer i året. I virkeligheten vil det være driftsstans i kortere perioder blant annet for vedlikehold eller hvis avløpsvannet blir så kaldt at det er fare for frysing på fordampene. Dette vil redusere energidekningen for alle alternativene. Alternativ 3 og 4 gir mulighet for drift også ved service siden de har flere parallelle kompressorer og vil derfor ha kortere perioder med driftsstans. Dette medfører at energidekningen for disse alternativene vil være noe bedre i forhold til de andre alternativene enn det som kommer frem i resultatene.
- Det er benyttet samme UA-verdi for R134a og NH<sub>3</sub>, selv om NH<sub>3</sub> har bedre varmeovergangsegenskaper. Alternativene med R134a vil dermed ha behov for større areal. Dette er det ikke tatt hensyn til ved kostnadsberegning. Dette vil allikevel ikke utgjøre noen stor forskjell siden varmevekslere for R134a kan bygges i kobber, noe som gir lavere kostnader og mulighet for billig arealøkning på mediesiden som omtalt i avsnitt 3.2.5.
- Ettersom det ikke er tatt hensyn til trykktap på arbeidsmediesiden i noen av alternativene, vil det virkelige elektrisitetsforbruket for alle alternativene bli noe høyere i virkeligheten. For sammenligningen av alternativene vil dette ikke ha noen nevneverdig innvirkning.
- Total levert varmeeffekt fra varmesentralen varierer svakt for de ulike alternativene på grunn av små unøyaktigheter i databehandlingen. Den maksimale variasjonen er på 0,025 %, noe som anses å være neglisjerbart.

## 4.3 Turbokompressor

### 4.3.1 Ytelseskurve

Resultater fra OEM Compressor Selection Software som viser varmeytelse for Turbocors TT300 EPC er gitt i figur 4.3-1.



Figur 4.3-1: Maksimal varmeytelse og surge-grense for Turbocor TT300 EPC som funksjon av T<sub>k</sub> med T<sub>0</sub> på henholdsvis 6 °C, 5 °C og 2 °C.

Figur 4.3-1 viser at den maksimale varmeytelsen reduseres kraftig med økende  $T_k$  samtidig som surge oppstår ved høyere ytelser med økende  $T_k$ . Dette gir et svært lite ytelsesområde å regulere på i de kaldeste dagene da  $T_k$  vil være opp mot 60 °C. Det at varmeytelsen er nesten 25 % lavere ved  $T_k$  på 59 °C enn ved 50 °C vil kunne gi dårlig effektdekning de kaldeste dagene. Derfor bør et anlegg med slike kompressorer ha  $T_k$  ned mot 50 °C eller lavere.

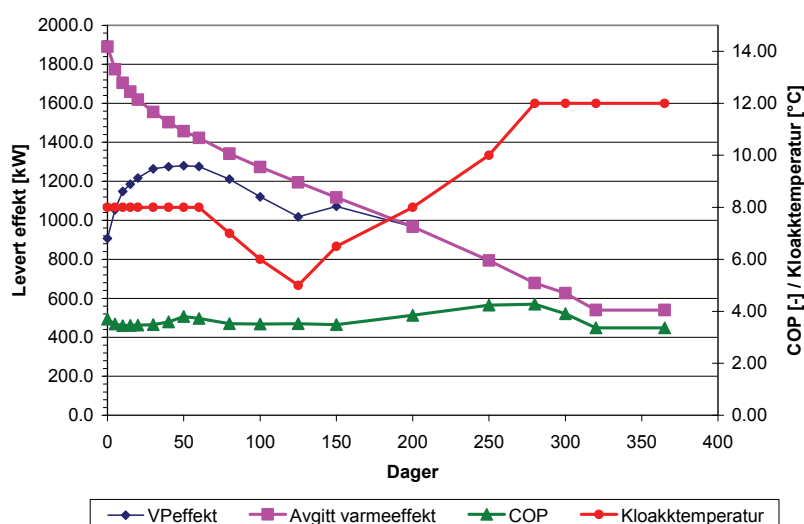
På et anlegg med sperretemperatur opp mot 60 °C og kun en eller to kompressorer, vil ytelsesområdet bli svært trangt og kapasitetsregulering vil, i tillegg til av/på-regulering, i hovedsak måtte utføres med bypass. Hvis kompressoren skal brukes på mindre anlegg med en eller to kompressorer er det altså enda viktigere at  $T_k$  ikke er for høy ettersom det gir dårligere dellastvirkningsgrad i tillegg til lavere varmeytelse.

### 4.3.2 Årssimuleringer

Kompressoren fra Turbocor er, som nevnt i avsnitt 3.2.2, bare simulert med de to laveste temperaturnivåene på fjernvarmenettet på grunn av at høyeste tillatte  $T_k$  er 59 °C. Av samme grunn er sperretemperaturen satt til 58 °C for 70/45 °C-systemet. Aggregatet som er simulert består av fire parallelle kompressorer. Resultatene i de ulike simuleringpunktene er presentert i tabell 4-9, tabell 4-10 og i figur 4.3-3.

Tabell 4-9: Resultater fra årssimuleringer av Turbokompressor med 70/45 °C tur-/returtemperatur.

	Turbo	Endring fra NH3	Endring i %	Endring fra R134a	Endring i %
Effektdekning VP	0.68	-0.12	-14.5 %	-0.08	-10.9 %
Energidekning VP	0.905	-0.08	-8.1 %	-0.07	-7.1 %
SPFvp	3.67	-0.27	-6.9 %	0.28	8.3 %
SPFtot	2.69	-0.86	-24.3 %	-0.33	-10.9 %
Total energibruk [kWh]	3 354 537	815 187	32.1 %	364 774	12.2 %



Figur 4.3-2: Resultater fra simuleringer med turbokompressor og tur-/returtemperatur 70/45 °C. Kloakktemperaturens variasjon over året er vist med rødt.

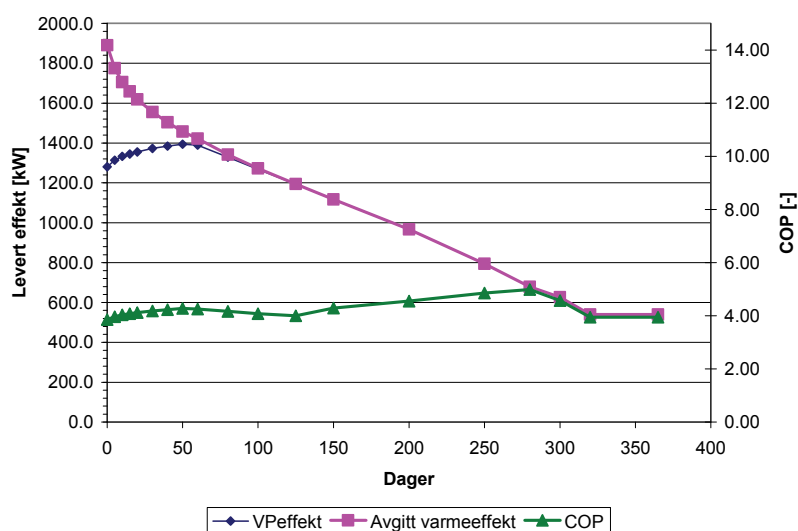
Som det kommer frem av tabellen og figuren er energidekningen relativt lav for alternativet med turbokompressor i et 70/45 °C-system. Dette er fordi aggregatet, for å unngå for høy  $T_k$ ,

ikke kan gå på full ytelse i dagene med høyest varmebehov. Aggregatet må faktisk ha hjelp av spisslast hele 200 dager. Levert effekt går ned fra dag 50 til dag 125 selv om turtemperaturen denne perioden skulle tilsi at varmepumpen kunne levere all effekten. Dette kan forklares ut fra at turbokompressoren arbeider nær sin maksimale løftehøyde. Figuren viser at reduksjonen i levert kapasitet fra aggregatet sammenfaller helt med fallet i kloakktemperaturen. Som vist i figur 4.3-1 er turbokompressorens ytelse svært følsom for økning av trykkforholdet. Arbeidsmediets lavere spesifikke varmeytelse ved lavere  $T_0$  forsterker ytterligere denne effekten.

Den lave energidekningen medfører mer bruk av spisslast og gjør at energibruken blir over 30 % høyere enn for  $\text{NH}_3$ - aggregatet. Varmepumpens årsvarmefaktor er derimot kun 7 % lavere enn for  $\text{NH}_3$ - aggregatet og høyere enn for alternativet med R134a og stempelkompressorer. Med en noe høyere temperatur på varmekilden ville dermed alternativet kommet mye bedre ut energimessig.

**Tabell 4-10: Resultater fra årssimuleringer av Turbokompressor med 60/40 °C tur-/returtemperatur.**

	Turbo	Endring fra $\text{NH}_3$	Endring i [%]	Endring fra R134a	Endring i [%]
Effektdekning VP	0.73	-0.04	-5.8 %	-0.09	-10.7 %
Energidekning VP	0.963	0.01	0.8 %	-0.02	-2.4 %
SPF <sub>vp</sub>	4.29	-0.30	-6.4 %	0.22	5.3 %
SPF <sub>tot</sub>	3.55	-0.09	-2.6 %	-0.13	-3.5 %
Total energibruk [kWh]	2 538 012	65 671	2.7 %	89 233	3.6 %



**Figur 4.3-3: Resultater fra simuleringer med turbokompressor og tur-/returtemperatur 60/40 °C.**

Det samme aggregatet får, som det kommer frem i figur 4.3-3, en mye bedre energidekning i et 60/40 °C- system. Med en sperretemperatur på 50 °C kan det dekke effektbehovet nesten 300 av årets dager. Sammen med årsvarmefaktoren på 4,27 fører dette til en SPF<sub>tot</sub> som er nesten like god som aggregatet med stempelkompressor og  $\text{NH}_3$ . SPF<sub>VP</sub> er høyere enn for aggregatet med stempelkompressorer og R134a, men en noe lavere energidekning gir lavere SPF<sub>tot</sub>. Alt i alt er aggregatet med turbokompressorer jevngodt energimessig med de to andre alternativene i et 60/40 °C- system.

### 4.3.3 Årlige kostnader

Kostnadsanalyser for alternativet med turbokompressor, alternativ 4, er presentert i tabell 4-11. Årlige kostnader er også vist grafisk sammen med samtlige simulerte alternativer i avsnitt 4.6.

**Tabell 4-11: Årlige kostnader for alternativ med turbokompressor og tur-/returtemperatur på 70/45 °C. Resultatene er sammenlignet med alternativ 1a og 3.**

		Endring				
		Turbo	Fra NH3	endring i %	Fra R134a St.	endring i %
Investering	[kr]	2 051 000	-749 000	-26.8 %	-1 449 000	-41 %
Årlige kapitalkostnader	[kr]	269 653	-98 474	-26.8 %	-190 506	-41 %
Energikostnader	[kr]	1 342 039	368 019	37.8 %	182 638	16 %
Vedlikehold	[kr]	41 456	-139 332	-77.1 %	-247 421	-86 %
Pumpekostnader	[kr]	49 999	0	0.0 %	0	0 %
<b>Totale årlige kostnader</b>	<b>[kr]</b>	<b>1 703 147</b>	<b>130 213</b>	<b>8.3 %</b>	<b>-255 289</b>	<b>-13 %</b>

På grunn av høye energikostnader kommer alternativ 4 dårlig ut med tur-/returtemperatur på 70/45 °C sett i forhold til alternativ 1a. Lavere investeringskostnader og betydelig lavere vedlikeholdskostnader gjør imidlertid at de totale årlige kostnadene er lavere enn det som kunne forventes fra simuleringresultatene. Hvis R134a skal brukes, er turbokompressorer den økonomisk gunstigste løsningen, selv om alternativet med stempelkompressorer, alternativ 3, har lavere energikostnader.

**Tabell 4-12: Årlige kostnader for alternativ med turbokompressor og tur-/returtemperatur på 60/40 °C. Resultatene er sammenlignet med alternativ 1b og 3.**

		Endring				
		Turbo	Fra NH3	endring i %	Fra R134a St.	endring i %
Investering	[kr]	2 051 000	495 444	31.9 %	-1 449 000	-41 %
Årlige kapitalkostnader	[kr]	269 653	65 138	31.9 %	-190 506	-41 %
Energikostnader	[kr]	984 473	22 243	2.3 %	48 119	5 %
Vedlikehold	[kr]	41 456	-126 738	-75.4 %	-184 974	-82 %
Pumpekostnader	[kr]	49 999	0	0.0 %	0	0 %
<b>Totale årlige kostnader</b>	<b>[kr]</b>	<b>1 345 581</b>	<b>-39 357</b>	<b>-2.8 %</b>	<b>-327 361</b>	<b>-20 %</b>

Som det kommer fram av tabell 4-12 er turbokompressorer økonomisk en vesentlig bedre løsning enn alternativ 3 hvis tur-/returtemperaturen er 60/40 °C. Som diskutert i avsnittet over får turbokompressorene ved disse sekundærttemperaturene en mye bedre effektdekning og dermed kun svakt høyere energikostnader enn alternativ 1b og 3. Mye lavere kostnader til vedlikehold og lavere investeringskostnader gir alternativ 4 litt lavere totale kostnader enn alternativ 1b.

Mindre anlegg vil på grunn av færre kompressorer ha mindre å regulere på hvis kompressoren brukes opp mot maksimalt temperaturnivå. I et 60/40 °C- system med 50 °C sperretemperatur, er reguleringsområdet fra ca. 150 til 400 kW for en kompressor i følge figur 4.3-1 uten bruk av bypass. Dermed vil et slikt anlegg kunne få en akseptabel dellastvirkningsgrad selv med bare en eller to kompressorer. I forhold til skruekompressorer med sleideregulering og fast

volumforhold, vil en løsning med turbokompressor gi lavere energibruk uten at det gir høyere investerings- og vedlikeholdskostnader.

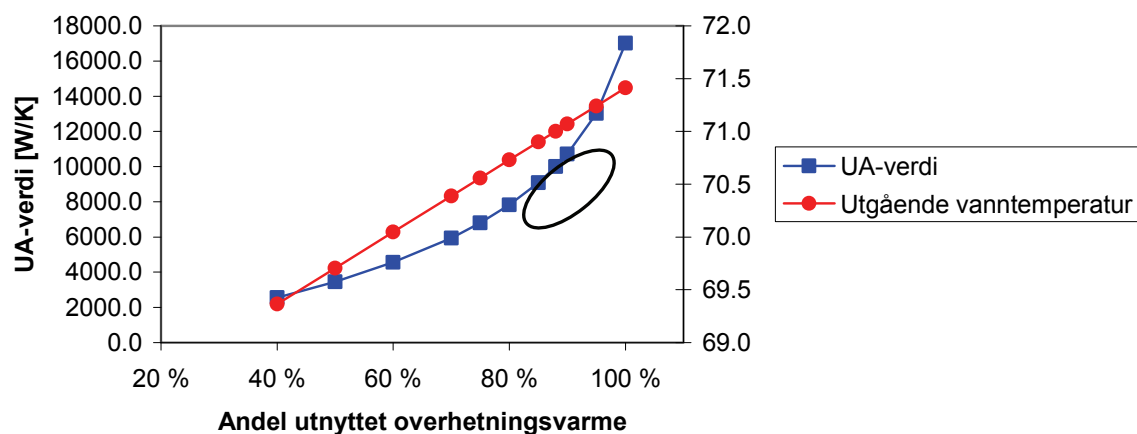
#### 4.3.4 Usikkerheter

- Det er i simuleringene brukt et varmetap fra kompressorene på 10 % av tilført elektrisk effekt, like mye som for stempelkompressorene. Selv om R134a har mindre overheting enn NH<sub>3</sub> antas dette oppveiet av at TT300 er semihermetisk, noe som gir mindre lekkasje og motorvarmen avgitt til mediet.
- Mindre anlegg vil på grunn av færre kompressorer ha mindre å regulere på hvis kompressoren brukes opp mot maksimal ytelse temperaturnivå. Tur-/returtemperatur på 60/40 °C eller lavere anbefales. Da vil én kompressor kunne reguleres fra under 200 kW til opp mot 400 kW.
- Modellering av turbokompressorene som en enkelt stempelkompressor er en forenkling. Likevel antas det at de fire kompressorene representeres godt.
- Kompressoren leveres med economizer-kobling som gir mulighet for å ta inn gass fra en mellomtrykksbeholder mellom de to kompressortrinnene. Effekten av dette blir en tilnærming til mindre energikrevende tottrinns kompresjon. Bruk av dette er ikke simulert. Dette skyldes at data for bruk av en economizer-løsning ikke finnes i Turbocors OEM Compressor Selection Software. Det har heller ikke lyktes å finne ut om kompressorenes styringssystem kan håndtere å ha flere parallelle kompressorer med economizer-kobling. Bruk av economizer vil ytterligere kunne redusere kompressorens energiforbruk med 5-7% som nevnt i avsnitt 2.3.3. Det vil også gi noe økte investeringskostnader.

### 4.4 Overhettingsvarmeveksler

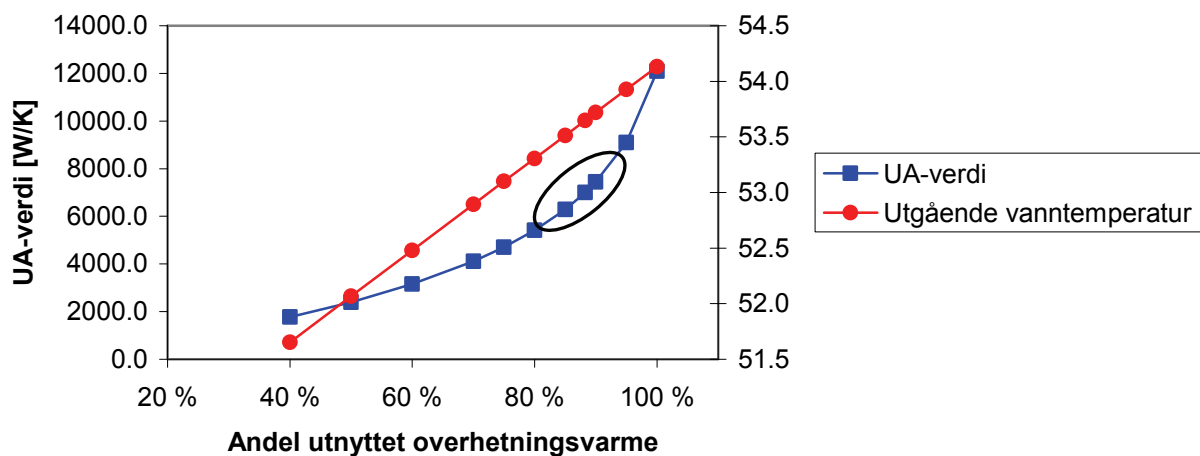
#### 4.4.1 UA-analyser

Resultater av UA-analyser er vist i figur 4.4-1 og figur 4.4-2. Det er utført to UA-analyser utført som forklart i avsnitt 3.4.1, en for tottrinnsanlegget og en for ettrinnsanlegget.



Figur 4.4-1: Resultater fra UA-analyse av overhettingsvarmeveksler og tottrinns aggregat.

Resultatene av UA-analysen for ammoniakkaggregatet med totrinns kompresjon viser at UA-verdien øker nesten eksponentielt med utnyttelsesgraden. Ut fra ønsket om å utnytte mest mulig av overhetingsvarmen samtidig som arealet og trykkfallet ikke blir for stort, synes det fornuftig å velge en varmeveksler med UA-verdi som markert med en svart ellipse i figur 4.4-1, det vil si med en UA-verdi omtrent mellom 8000 og 11 000 W/K. Da vil en kunne utnytte 80-90 % av overhetingsvarmen. Med konstant U-verdi vil arealet måtte økes med 40% for å heve denne andelen fra 90 til 95%. I simuleringene med overhetingsvarmeveksler for totrinns aggregatet er det derfor valgt en varmeveksler med UA-verdi på 10 000 W/K, noe som gir en utnyttelse på 88 %.



**Figur 4.4-2: Resultater fra UA-analyse av overhetingsvarmeveksler og ettrinns aggregat.**

Figur 4.4-2 viser tilnærmet den samme eksponentielle effekten for ettrinns aggregatet som for et totrinns anlegg. For dette anlegget er  $T_K$  lavere og trykkgasstemperaturen noe høyere på grunn av høyt temperaturløft i kompressoren. I overhetingsvarmeveksleren blir LMTD derfor større, og den nødvendige UA-verdien mindre. Med samme logikk som for totrinnsaggregat velges en UA-verdi på 7500 W/K i simuleringene, noe som gir en utnyttelse av overhetingsvarmen på 88 %.

Det understrekes at valg av UA-verdi ikke har vært gjenstand for optimalisering. Den optimale varmeveksleren kan finnes ved å finne et maksimum for besparelser i energiutgifter over året som følge av installasjonen av overhetingsvarmeveksleren, fratrukket årlig kapitalkostnad for varmeveksleren og pumpekostnader. UA-analysen tar ikke hensyn til trykkfall og pumpekostnader.

#### 4.4.2 Platevarmeveksler

I samarbeid med AlfaLaval (Marksten, 2007) er det tatt ut aktuelle platevarmevekslere til bruk i ett- og totrinns varmepumpene ut fra ytelse og trykkforhold. Det viser seg at høyt trykkfall på vannsiden gjør at arealet på varmevekslerne må økes i forhold til det som kunne forventes ut fra UA-analysen. Det er trykkfallet på vannet og mediet i forhold til produsentens

maksimale tillatte verdier som blir dimensjonerende for varmevekslernes størrelser og ikke varmeytelsen.

**Tabell 4-13: Valgte varmevekslere for utnyttning av overhetingsvarme (Marksten, 2007)**

Varmepumpe	Modell	Areal [m <sup>2</sup> ]	Antall plater	Pris [kr]
To trinn (Alt. 1a)	M10-BW, parsveist i ramme	19,2	82	116500
Ett trinn (Alt. 1b)	AlfaNova 400, uten ramme	31,1	106	123000
Ett trinn, halv vannstrøm	AlfaNova 400, uten ramme	18,5	64	92000

For totrinnsvarmepumpen må det benyttes en parvis sveist platevarmeveksler i ramme med 80 strømningskanaler og et areal på 19.2 m<sup>2</sup>. Dette er den eneste platevarmeveksleren i aktuell størrelse som tåler 40 bars trykk. Det finnes platevarmevekslere uten ramme som tåler 40 bars trykk og er kompatible med ammoniakk, men disse er for små. Ettrinnsanlegget kan benytte en varmeveksler med fusion-bonding uten ramme. På grunn av høyere vannstrøm vil den måtte ha et areal som er større enn for alternativet for totrinnsvarmepumpen. Dette er helt motsatt av det UA-analysen viser.

Med halvert vannstrøm gjennom varmeveksleren kan antall plater, og dermed arealet, reduseres for varmeveksleren til varmepumpen med ett trinn. Grunnet begrensninger i trykkfall på mediesiden kan dette ikke gjøres med varmeveksleren for totrinnsvarmepumpen.

Det totale varmeovergangstallet, U, vil ved dimensjoneringspunktet ligge rundt 1000 W/m<sup>2</sup>K. Dette er oppgitt fra produsenten og kommer fram ved beregninger med Martins formler.

**Tabell 4-14: Nøyaktighet ved beregning av trykkfall.**

Vannstrøm [l/s]	Varmeveksler	Trykkfall vannside [Pa]		Avvik
		Opgitt av produsent	Beregnet (Martin 1996)	
15	M10-BW	48 700	39 281	-19.3 %
22	AlfaNova 400 31 m <sup>2</sup>	48 600	54 679	12.5 %
11	AlfaNova 400 18 m <sup>2</sup>	33 900	36 229	6.9 %

Det kan sees fra tabell 4-14 at bruk av Martins formel for estimering av trykktap i platevarmevekslerne stemmer godt overens med det produsenten oppgir. Men det må gis rom for en usikkerhet på omlag 20 %. Hvorfor avvikene er større i tallverdi for M10-BW og negative, mens avvikene er positive for AN400 er ikke kjent.

Beregnet årlig behov for ekstra trykkenergi og elektrisitet som følge av installasjon av overhetingsvarmeveksler er vist i tabell 4-15.

**Tabell 4-15: Beregnet årlig trykktap og elektrisitetsbehov til pumper**

Tur-/returtemperatur	Full vannstrøm			Halv vannstrøm		
	80/50°	70/45°	60/40°	80/50°	70/45°	60/40°
Årlig ekstra tilført trykkenergi [kWh]	10 909	18 720	23 751	1 418	2 420	7 796
Ekstra elektrisitet til pumper [kWh]	19 835	34 037	43 184	2 579	4 400	14 174

Det kommer fram fra tabellen at ekstra elektrisitetsbehov til pumpedrift er betydelig når hele vannstrømmen går gjennom platevarmeveksleren. Halvert vannstrøm gjennom varmeveksleren gir store reduksjoner i behovet for ekstra pumpeenergi. Reduksjonen er mindre for et 60/40 °C- system (ettrinns anlegg) fordi varmevekslerarealet er redusert ved halvert vannstrøm.

Det må ved splitting av vannstrømmen vurderes nærmere hvorvidt det er nok med manuell justering av spjeldventilen, se figur 3.4-1. Hvis karakteristikken til ventilen og platevarmeveksleren viser seg å være ulike med hensyn til massestrøm, kan forholdet mellom andelen vann som går gjennom ventilen og gjennom varmeveksleren endre seg med vannstrømmen. Da kan det være nødvendig med automatisk regulering av spjeldventilen, noe som medfører ekstra kostnader til motorventil, regulator og trykksensorer.

#### 4.4.3 Rørkjelvarmeveksler

Verdier for trykktap på vannsiden for rørkjelvarmeveksler er hentet fra beregninger med Sabroe Matchmaster Program. Vannet strømmer på skallsiden med NH<sub>3</sub> er på rørsiden av rørkjelen. Modellen DISS 323128 er valgt for både alternativ 1a og 1b. Beregningene viser en U-verdi ved dimensjonerende forhold på ca. 700-800 W/m<sup>2</sup>K.

Tabell 4-16: Trykkfall og årlig ekstra pumpeenergi ved bruk av rørkjel som overhetingsvarmeveksler.

	80/50	70/45	60/40
	Diss 323128	Diss 323128	Diss 323128
Vannstrøm [kg/s]	Trykkfall [pa]	Trykkfall [pa]	Trykkfall [pa]
22.6			7719
18.1	1700	1700	5026
15.1	1210	1210	3441
10	554	554	1600
5	150	150	420
2	27	27	72
Årlig tapt trykkenergi [kWh]	611	1 034	5 780
<b>Årlig energi tilført pumper [kWh]</b>	<b>1 110</b>	<b>1 880</b>	<b>10 509</b>

Selv om alt vannet går gjennom rørkjelen er trykktapet mye mindre enn for platevarmevekslerne, også når disse har halv vannstrøm.

#### 4.4.4 Årssimuleringer med overhetingsvarmeveksler

Resultater fra årssimuleringer med overhetingsvarmeveksler presentert i tabell 4-17.

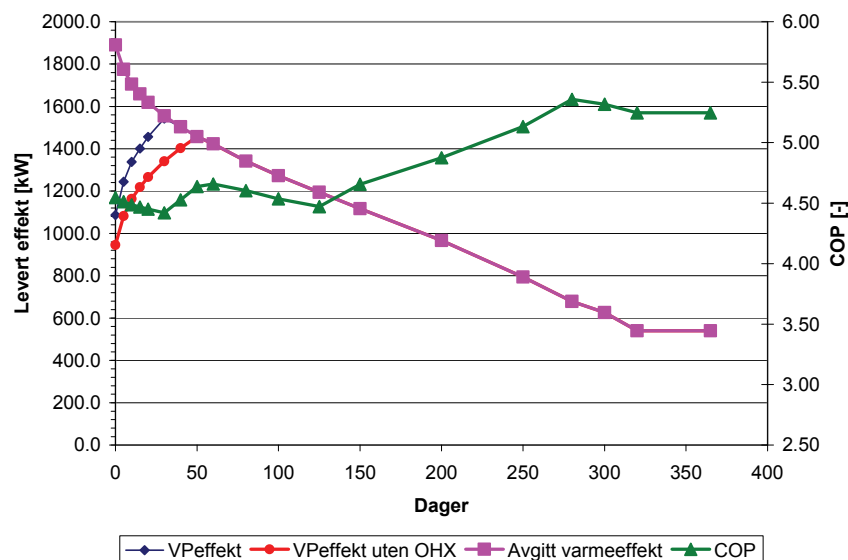
Tabell 4-17: Resultater fra årssimuleringer med overhetingsvarmeveksler

	80/50 °C		70/45 °C		60/40 °C		
	Tallverdi	%	Tallverdi	%	Tallverdi	%	
Økning SPFvp	-	0.1	2.6	0.1	2.5	0.2	3.7
Økning SPFvp+kj	-	0.1	3.5	0.1	2.1	0.4	11.3
Reduksjon i strømforbruk kWh	50 783	2.3	56 642	2.5	29 226	1.6	
Reduksjon i gassforbruk kWh	33 352	16.1	-6 459	-4.0	208 320	44.6	
Reduksjon i energiforbruk kWh	84 135	3.4	50 182	2.1	237 546	10.1	

Resultatene viser en positiv effekt av overhetingsvarmeveksleren for alle de tre sekundær-systemene. Varmepumpens årsvarmefaktor går opp med mellom 2.5 % og 3.7 % og gir redusert strømforbruk for alle de tre sekundær-systemene.



Effekten på energidekningen og dermed gassforbruket er svært forskjellig. Som forventet ut fra det som er nevnt i avsnitt 2.4 vil en overhetingsvarmeveksler kunne øke energidekningen ved høye tur- og returtemperaturer fordi den øker maksimal vanntemperatur ut fra varmpumpen. For tur-/returtemperaturer på 80/50 °C og 70/45 °C kan kompressorene gå med full ytelse henholdsvis nesten alle og alle de kaldeste dagene. Dette kommer fram av figur 4.2-2 og figur 4.2-4. Dermed er ikke potensialet for å øke effektdekningen særlig stort. Faktisk fører overhetingsvarmeveksleren i 70/45 °C- systemet til en økning i gassforbruket på 4%. Dette skyldes at  $T_k$  senkes noe og dermed synker det nødvendige kompressorarbeidet. Samtidig er varmeopptak i fordamperen tilnærmet konstant og da blir varmeytelsen noe lavere tross bedre COP.



**Figur 4.4-3: Resultater fra årssimulering av ettrinns NH<sub>3</sub>- anlegg med overhetingsvarmeveksler og tur-/returtemperatur 60/40 °C. Ytelsen til samme aggregat uten overhetingsvarmeveksleren er vist med rødt.**

For ettrinnsaggregatet i 60/40 °C- system, derimot, må aggregatet uten overhetingsvarmeveksler gå med redusert ytelse de 50 kaldeste dagene i året. *Med* overhetingsvarmeveksler reduseres dette med 20 dager og varmpumpens ytelse de resterende kaldeste dagene øker med 15 %. Dette kommer tydelig fram i figur 4.4-3.

Tross økt årlig varmeleveranse fra varmpumpen går elforbruket noe ned på grunn av en forbedring i  $SPF_{VP}$  på 3,7 %. Til sammen fører dette til en besparelse i energi tilført sentralen på nesten 240 000 kWh årlig (11%).

Økningen i  $SPF_{VP}$  er størst for varmpumpen med ett trinn fordi høyere løft for den ene kompressoren gir noe høyere trykkørstemperatur, samtidig som  $T_k$  er lavere. Dermed blir andelen av varmpumpens varmeytelse som er overhetingsvarme høyere enn for tottrinnsløsningen. Slik blir reduksjonen i  $T_k$  med overhetingsvarmeveksler også større.

Det er viktig å påpeke at overhetingsvarmevekslerens effekt på  $SPF_{VP}$  er avhengig av hvor mye  $T_k$  blir redusert. Ved lave returtemperaturer og dermed høy temperaturdifferanse i

fjernvarmesystemet og små vannmengder blir temperaturhevingen av vannet i overhetingsvarmeveksleren større. Dermed senkes  $T_k$  mer og  $SPF_{VP}$  øker.

Resultatene viser at bruk av overhetingsvarmeveksler i koplet i serie med kondensatoren på vannsiden vil gi en energimessig gevinst. Hvis varmpumpens varmeytelse begrenses av høye turtemperaturer deler av året, vil gevinsten kunne bli betydelig høyere.

#### 4.4.5 Årlige kostnader

I tabell 4-18 og tabell 4-19 er totale årlige kostnader i forbindelse med bruk av henholdsvis platevarmeveksler og rørkjel som overhetingsvarmeveksler vist.

**Tabell 4-18: Kostnader med platevarmeveksler som overhetingsvarmeveksler.**

	Full vannstrøm			Halv vannstrøm		
	80/50 °C	70/45 °C	60/40 °C	80/50 °C	70/45 °C	60/40 °C
Kostnad platevarmeveksler kr	116 500	116 500	123 000	116 500	116 500	92 000
Kostnad installasjon kr	25 000	25 000	25 000	35 000	35 000	35 000
Årlige kapitalkostnader kr	18 604	18 604	19 458	19 918	19 918	16 697
Ekstra pumpeutgifter kr	7 934	13 615	17 274	1 032	1 760	5 670
Reduksjon i energiforbruk kr	33 654	20 073	95 019	33 654	20 073	95 019
<b>Total kostnadsreduksjon kr</b>	<b>7 116</b>	<b>-12 145</b>	<b>58 287</b>	<b>12 704</b>	<b>-1 606</b>	<b>72 652</b>

**Tabell 4-19: Kostnader med rørkjel som overhetingsvarmeveksler.**

	Full vannstrøm		
	80/50 °C	70/45 °C	60/40 °C
Kostnad rørkjel kr	115 000	115 000	115 000
Kostnad installasjon kr	25 000	25 000	25 000
Årlige kapitalkostnader kr	18 406	18 406	18 406
Ekstra pumpeutgifter kr	244	414	2 312
Reduksjon i energiforbruk kr	33 654	20 073	95 019
<b>Total kostnadsreduksjon kr</b>	<b>15 003</b>	<b>1 253</b>	<b>74 300</b>

Som det kommer frem av tabell 4-18 og tabell 4-19, vil graden av lønnsomhet ved installasjon av overhetingsveksler variere ut fra hvert enkelt varmpumpeanlegg. Energibesparelser vil kunne dekke kapitalkostnader selv om installasjonen kun har til hensikt å øke varmpumpens årsvarmefaktor i følge resultatene fra 70/45-systemet. Imidlertid vil en overhetingsvarmeveksler være langt mer lønnsom dersom den kan øke effektdekningen deler av året. Dette vises for resultatene for alternativ 1a i 80/50°C-systemet, som har mye bedre lønnsomhet enn i 70/45 °C-systemet. Alternativ 1b i 60/40°C-systemet får desidert størst årlige besparelser ved installasjon av overhetingsvarmeveksler fordi denne øker effektdekningen hele 60 av årets dager. I et slikt anlegg vil nedbetalingstiden for overhetingsvarmeveksleren være på under to år.

Pumpekostnadene er generelt noe lavere med rørkjel enn med platevarmeveksler, mens investeringskostnadene er om lag de samme. Resultatene viser at det ved bruk av platevarmeveksler helt klart vil lønne seg å kun la en grenstrøm gå gjennom varmeveksleren. Da vil platevarmeveksler og rørkjel være tilnærmet likestilte. Hvilken type som velges må vurderes i hvert enkelt tilfelle. En platevarmeveksler vil kreve mye mindre plass enn en rørkjelvarmeveksler og er derfor å foretrekke ved plassmangel.

En god del eksisterende varmepumper har begrenset varmeytelse deler av året på grunn av høy turtemperatur og begrensninger i  $T_k$ . Eksempler på dette er anleggene på Statoil på Rotvoll (Stene, 2006) og i fjernvarmeanlegget i Stjørdal (Stamnes, 2006). Selv om kostnadene for installasjon av overhetingsvarmeveksler kan bli noe høyere for en eksisterende installasjon, vil det være interessant å se på et slikt tiltak for å forbedre disse anleggene og lignende anlegg der det er potensial for å øke varmepumpens effektdekning deler av året. Lønnsomheten må naturligvis vurderes for hvert enkelt anlegg.

#### 4.4.6 Andre viktige hensyn

Reduserte energiutgifter er hovedargumentet for å installere overhetingsvarmeveksler. Hvis prisene på elektrisitet og gass øker, vil investeringen dermed bli mer lønnsom enn det som kommer fram i tabellene i avsnittet over.

Om returtemperaturen for alternativene senkes, vil vannstrømmen bli redusert og temperaturendringen på vannet gjennom varmepumpen vil øke. Dermed vil overhetingsvarmeveksleren stå for en større absolutt temperaturøkning og  $T_k$  kan reduseres ytterligere samtidig som trykkfallet på vannsiden reduseres. Ved lavere returtemperaturer er det altså mulig at installasjon av overhetingsvarmeveksler er økonomisk lønnsomt selv om den bare bidrar til å øke årsvarmefaktoren og ikke til økt effektdekning de kaldeste dagene.

Ettersom det kan kondenseres ut væske i overhetingsvarmeveksler, må denne utformes slik at evt. utkondensert medium kan renne fritt inn i kondensatoren. For eksempel kan overhetingsvarmeveksleren monteres noe høyere enn kondensator.

Hvis lavtrinnskompressoren velges stor i forhold til høytrykkskompressoren i et totrinns anlegg, vil mellomtrykket presses oppover. Da vil høytrinnet få et mindre løft og dermed blir også en lavere andel av varmeytelsen overhetingsvarme. Hvis en overhetingsvarmeveksler skal installeres, vil den få bedre effekt jo mer overhetingsvarme som er tilgjengelig. Det bør derfor legges vekt på at mellomtrykket ikke legges for høyt.

Alternativ 1a har et mellomtrykkstemperatur på rundt 40 °C mens ideell mellomtrykkstemperatur ligger på rundt 30 °C ved  $T_k = 70$  °C og  $T_0 = 5$  °C (Coolpack, 2006). Dette er fordi det ønskes så høy varmeytelse som mulig fra kun ett aggregat i alternativ 1a og dette oppnås med å øke mellomtrykket. Andelen overhetingsvarme blir dermed mindre enn den kunne vært.

#### 4.4.7 Usikkerheter

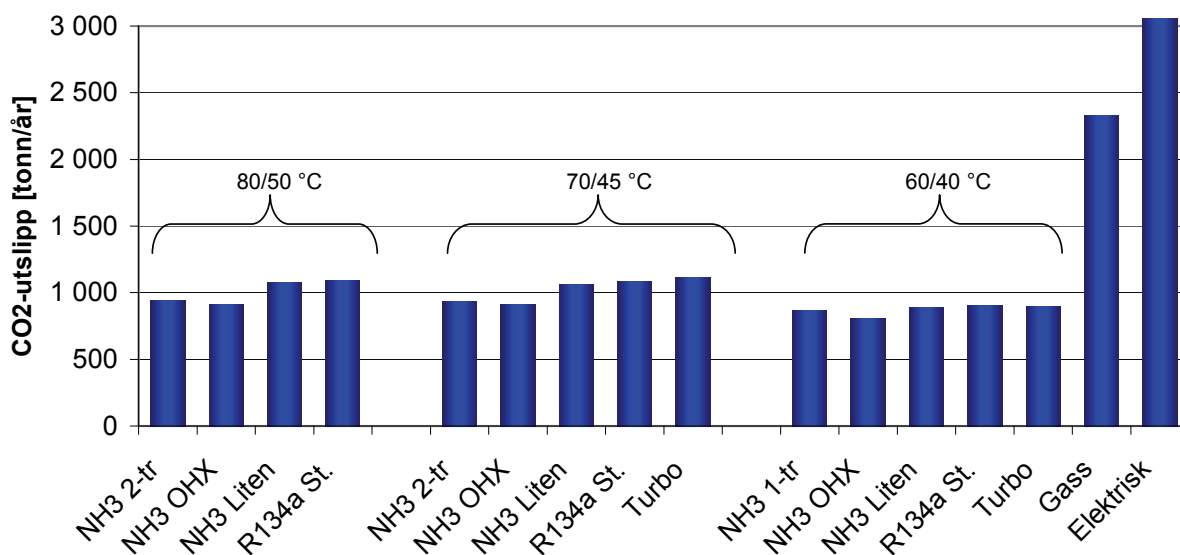
- FrigoSim tar ikke hensyn til at kompressoren gir mer overheting ved dellastdrift slik det kommer fram i Sabroe Matchmaster. Det er dermed grunn til å tro at effekten av overhetingsvarmeveksler kan være svakt underestimert i simuleringresultatene.
- Det er i simuleringene regnet med 0 K i overheting av sugegassen siden anlegget har fylt fordampere. Det må i virkeligheten påregnes en svak overheting, men dette vil ikke ha stor betydning for resultatene.
- Det er lagt inn konstant UA-verdi for overhetingsvarmeveksleren i frigosim. Ettersom u-verdien i realiteten vil synke med massestrømmen til vann og  $\text{NH}_3$ , medfører dette at

varmeovergangen er noe overestimert i beregningene. En forsøkssimulering med U-verdi som varierte med massestrømmen viste at dette ikke hadde stor betydning for resultatene.

- Det er ved utregning av kostnader ikke tatt hensyn til at omtrent halvparten av energien brukt til pumper vil bli tilført vannet som varme gjennom friksjonstap (Ulseth, 2007). Dette fører til en liten reduksjon i varmeytelsen fra varmesentralen. Denne effekten vil ikke endre kostnadsbildet i tabell 4-18 nevneverdig.
- Levetiden for en varmeveksler kan forventes å være mer enn 15 år. Dermed blir årlige kapitalkostnader for overhetingsvarmeveksler noe overestimert i beregningene.

## 4.5 Miljøpåvirkning

I figur 4.5-1 er CO<sub>2</sub>-utslipp i forbindelse med energileveransen fra varmesentralen vist.



**Figur 4.5-1: CO<sub>2</sub>-utslipp i forbindelse med energileveranse fra varmesentralen. Beregningene antar at elektrisiteten er produsert ved det nye gasskraftverket på Kårstø.**

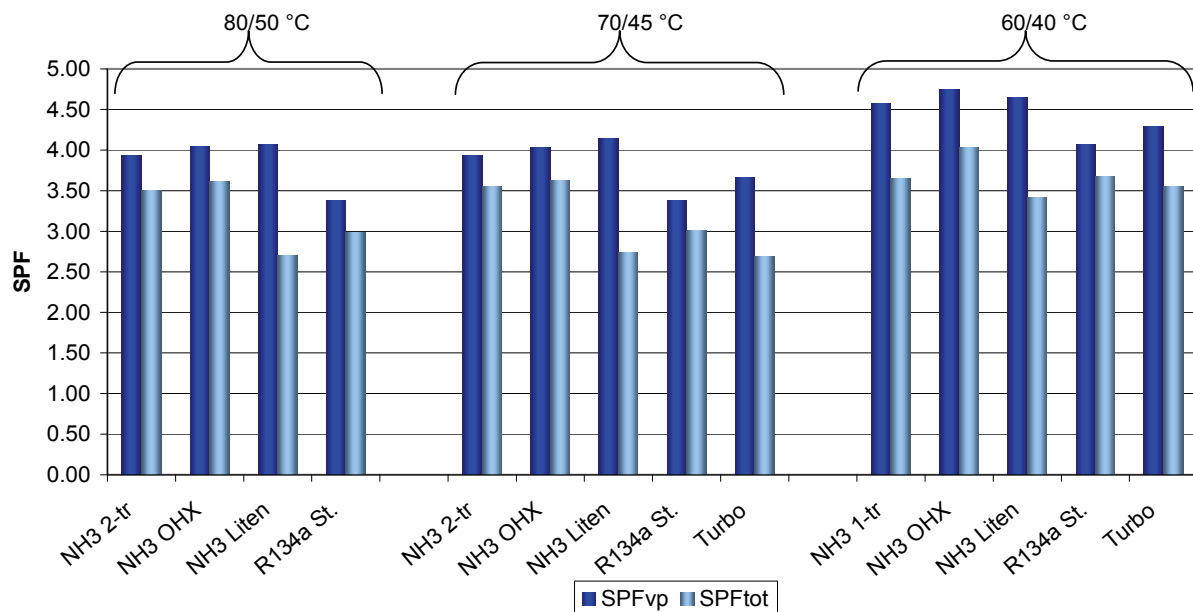
Resultatene fremkommer ved å regne elektrisiteten som produsert ved det nye gasskraftverket som er under bygging på Kårstø (Rønning, 2004; SFT 2006). Figuren viser at CO<sub>2</sub>-utslippene er tett knyttet til energibruken i de forskjellige varmepumpeanleggene. Figuren viser at en lav temperatur i varmedistribusjonssystemet vil føre til lavere utslipp fra varmesentralen.

Figuren sammenligner også en varmepumpebasert varmesentral med en varmesentral med kun gass som energikilde og med kun elektrisk oppvarming med panelovner. Utslippene av CO<sub>2</sub> mer enn fordobles for gassfyring i forhold til varmepumpe. Elektrisk oppvarming fører til en tredobling i forhold til et nærvarmeanlegg med varmepumpe.

Virkningsgraden på gasskjelen er i dette tilfellet satt til 0,9 og varmeleveransen fra panelovnene er satt til 90 % av varmesentralens fordi en da unngår varmetap i nettet. Utslipp av CO<sub>2</sub> fra gasskjel er satt til 0,233 kg/kWh (Havellen, 2005).

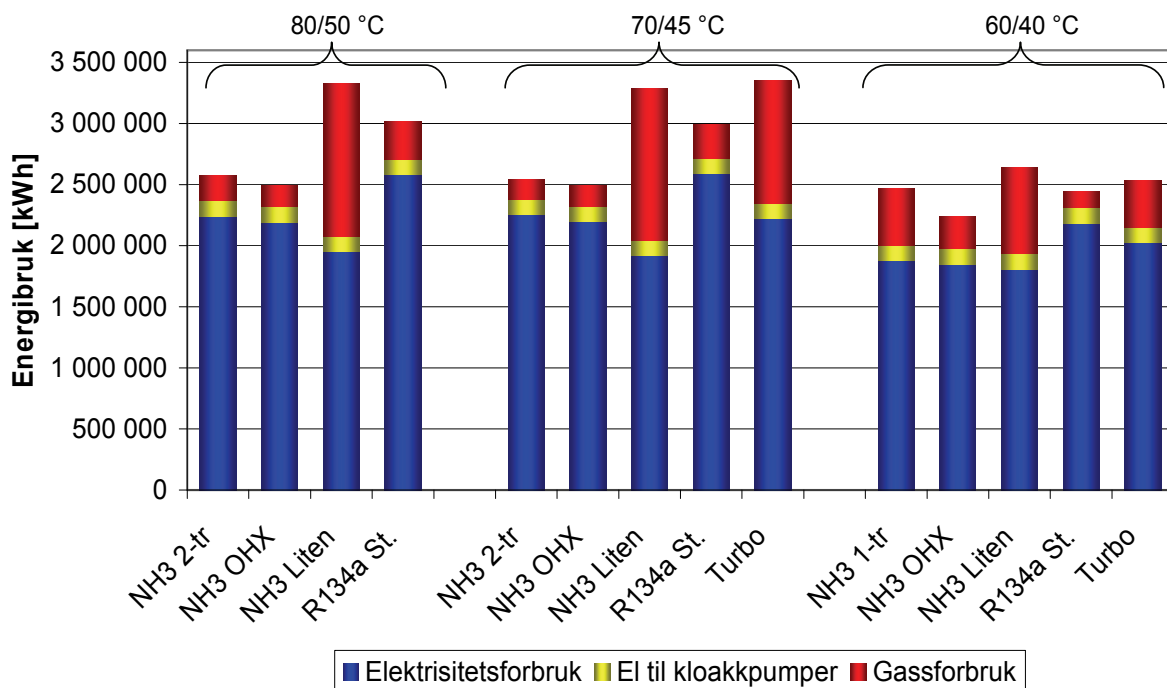
## 4.6 Samlede resultater og rangering

Samlede resultater for samtlige årssimuleringer er presentert grafisk i med årsvarmefaktor i figur 4.6-1, årlig energiforbruk i figur 4.6-2 og årlige kostnader figur 4.6-3. Alternativene med overhettingsvarmevekslerer er benevnt "OHX", "2 tr." angir totrinns kompresjon og "St." er brukt som forkortelse på stempelkompressor.



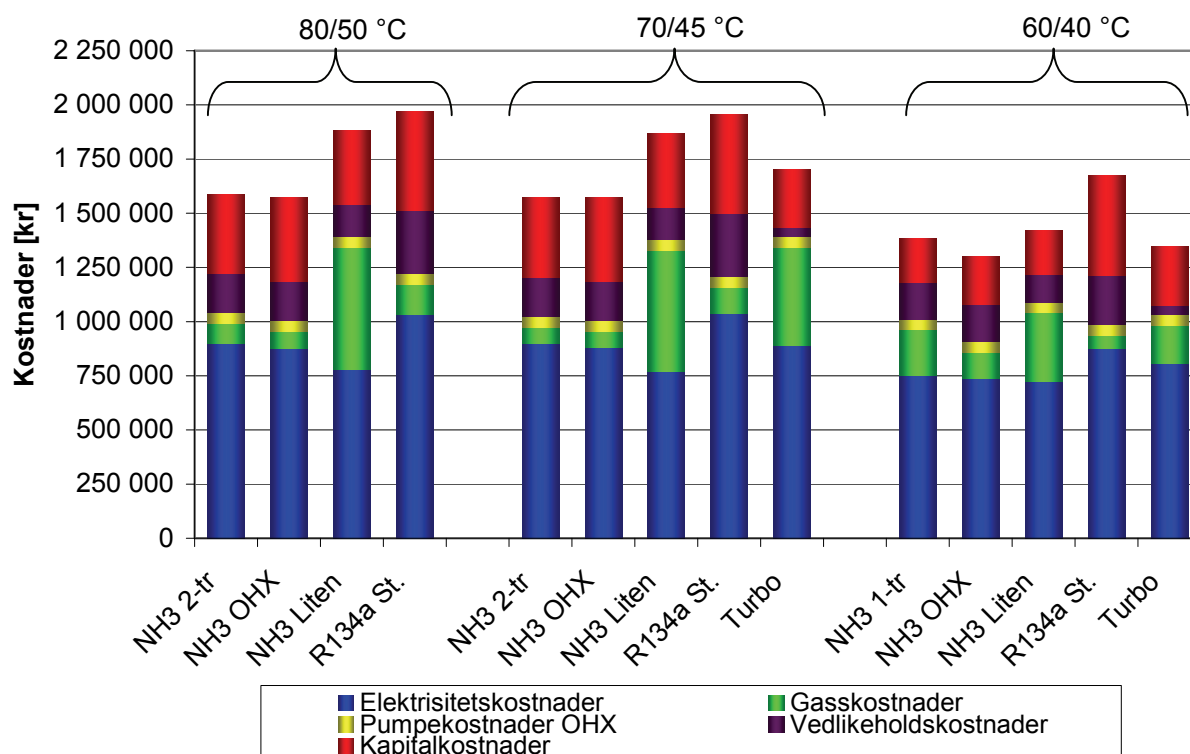
Figur 4.6-1: Årsvarmefaktor for de ulike alternativene.

Figur 4.6-1 og figur 4.6-2 viser godt økningen i årsvarmefaktor og dermed nedgangen i energiforbruk ved å redusere temperaturen i varmedistribusjonssystemet. De ulike varmpumpenes energidekning gjenspeiles i forskjellene i bruk av gass til spisslastkjelen. Det årlige energiforbruket inkluderer kun elektrisitet kloakkpumpene, ikke til pumper i nærvarmesystemet.



Figur 4.6-2: Energigibruk for de ulike alternativene.

Samlede årlige kostnader for de ulike alternativene er vist i figur 4.6-3. For alternativet med overhetingsvarmeveksler er kostnadene for løsningen med rørkjelvarmeveksler benyttet.



Figur 4.6-3: Årlige kostnader for de ulike alternativene.

Rangering av de ulike alternativene for de tre forskjellige tur- og returtemperaturene er vist i tabell 4-20.

**Tabell 4-20: Rangering av de ulike alternativene**

Tur-/returtemperatur	Rangering	Anlegg	Årlig kostnad	Energibruk
80/50 °C	1 {	Alt. 1a (med OHX)	1.57 mill.kr	2.37 GWh
		Alt. 1a	1.59 mill.kr	2.45 GWh
	2	Alt. 2a	1.88 mill.kr	3.20 GWh
	3	Alt. 3	1.97 mill.kr	2.89 GWh
70/45 °C	1 {	Alt. 1a (med OHX)	1.57 mill.kr	2.36 GWh
		Alt. 1a	1.57 mill.kr	2.41 GWh
	3	Alt. 4	1.70 mill.kr	3.23 GWh
	4	Alt. 2a	1.87 mill.kr	3.17 GWh
	5	Alt. 3	1.96 mill.kr	2.86 GWh
60/40 °C	1	Alt. 1b (med OHX)	1.30 mill.kr	2.11 GWh
	2 {	Alt. 4	1.35 mill.kr	2.41 GWh
		Alt. 1b	1.38 mill.kr	2.35 GWh
	3	Alt. 2b	1.42 mill.kr	2.51 GWh
4	Alt. 3	1.67 mill.kr	2.32 GWh	

Rangeringen er gjort etter årlige kostnader og alternativer med svært lik årlig kostnad er sidestilt. Det kommer frem at for alle de tre temperaturnivåene er den beste løsningen en ammoniakkvarmepumpe med overhetingsvarmeveksler da disse har de laveste årlige kostnadene og den laveste årlige energibruken. Alternativ 3 med R134a og stempelkompressorer har de høyeste kostnadene for alle de tre temperaturnivåene, selv om energibruken er omtrent på gjennomsnittet. Dette bekrefter påstandene fra York kulde, nevnt i avsitt 3.2, om at investerings- og vedlikeholdskostnader blir for store for at stempelkompressorer skal kunne brukes med R134a i store anlegg.

## 5 Konklusjon

For det planlagte varmepumpesystemet på Tomasjord kommer det frem at et totrinns varmepumpeanlegg med NH<sub>3</sub> kommer best ut energimessig og økonomisk. Ammoniakk-anlegget vil i følge de utførte simuleringene kunne oppnå en årsvirkningsgrad inkludert spisslastkjel og kloakkpumpe på 3,5 med den dimensjonerte temperaturen i nærvarmesystemet på 80/50 °C. Et slikt anlegg vil gi under halvparten av CO<sub>2</sub>-utslippene fra en gassfyrt varmesentral selv om strømmen til varmepumpen kommer fra gasskraftverk.

Ytelsen på det anbefalte totrinnsaggregatet er på 1500 kW, 80 % av netto maksimalt effektbehov for boligområdet. Varmepumpen dekker da 98 % av energibehovet. Et alternativ med varmeytelse på 1150 kW gav årlige kostnader som var 300 000 kr høyere på grunn av stor økning i energikostnader og liten reduksjon i investeringskostnader. Ytelser utover 1500 kW krever to aggregater og vil føre til et vesentlig sprang i investeringskostnadene.

Simuleringene viser at ved å ha tur-/returtemperatur i et nærvarmesystem på 60/40 °C kan varmepumpens årsvarmefaktor økes med 15 – 20 % og det årlige energibehovet reduseres med 10 – 20 % i forhold til et 80/50 °C- system. For en NH<sub>3</sub>-varmepumpe vil en i tillegg kunne ha ett kompressortrinn istedenfor to, noe som nesten halverer kostnadene til aggregatet. Samtidig vil et lavere temperaturnivå kreve større radiatorer.

Bruk av små turbokompressorer fra Turbocor i varmepumpeanlegg for nærvarme egner seg ikke for det temperaturnivået som nærvarmeanlegget på Tomasjordnes er dimensjonert for. Dette er fordi de ikke kan levere høyere vanntemperaturer enn 57-58 °C. Selv i et 70/45 °C system vil en slik løsning gi klart lavere energidekning og dermed høyere årlige kostnader enn en totrinns løsning med NH<sub>3</sub>.

For anlegg med dimensjonerende tur-/returtemperatur på 60/40 °C vil slike kompressorer egne seg meget godt. Et slikt anlegg vil da kun ha 3 % høyere total energibruk enn et ettrinns anlegg med ammoniakk. På grunn av lavere investerings- og vedlikeholdskostnader vil alternativet med turbokompressor gi svakt lavere årlige kostnader. Det konkluderes med at hvis R134a skal brukes og tur-/returtemperaturen er 60/40 °C eller lavere, er små turbokompressorer det beste alternativet. Ved denne temperaturen vil slike anlegg, selv med ytelser ned til 350 kW, kunne være like gode som de anleggene som er simulert i denne oppgaven. Siden denne kompressoren ikke tidligere er benyttet i varmepumpeanlegg, vil det være en viss usikkerhet knyttet til å bygge et slikt anlegg.

Årssimuleringer med overhetingsvarmeveksler koblet i serie med kondensatoren på vannsiden viser en økning i årsvarmefaktor for både alternativ 1a og 1b. Reduksjonen i varmesentralens energiforbruk er størst når varmepumpens ytelse i utgangspunktet blir begrenset deler av året av høyt temperaturnivå i sekundærsystemet. Da kan overhetingsvarmeveksleren øke ytelsen disse dagene med opptil 15 % og reduserer dermed behovet for å bruke spisslastkjelen.

For løsningen med totrinns ammoniakkvarmepumpe på Tomasjord kan installasjon av overhetingsvarmeveksler gi en besparelse i energi på over 85 000 kWh med en årlig kostnadsbesparelse inkludert de ekstra investeringene på 15 000 kr årlig.



Det kan konkluderes med at det generelt for ammoniakkvarmepumper med stempelkompressor vil være energibesparende og i de fleste tilfeller lønnsomt å installere en overhetingsvarmeveksler i serie med kondensatoren på vannsiden. Lønnsomheten varierer fra anlegg til anlegg og må vurderes i hvert enkelt tilfelle. Hvis varmepumpen må begrense ytelsen deler av året på grunn av begrensninger i kondenseringstemperaturen, er det svært sannsynlig at installasjon av overhetingsvarmeveksler vil være lønnsomt, også i eksisterende anlegg.

Resultatene viser at det ikke er vesentlig forskjell i årlige kostnader mellom rørkjel- og platevarmeveksler brukt som overhetingsvarmeveksler. Dette forutsetter imidlertid at vannstrømmen splittes ved bruk av platevarmeveksler, slik at kun halvparten av turvannet går gjennom varmeveksleren.

## 6 Referanser

- Antonsen, Lasse, K. Lund AS, [lasse.antonsen@klund.no](mailto:lasse.antonsen@klund.no), mailkontakt, 15.5.2007.
- Bolliger, Peter, Sales Representative Europe, Turbocor, [pbolliger@turbocor.com](mailto:pbolliger@turbocor.com), mailkorrespondanse våren 2007.
- Borealis arkitekter AS, [online], Reguleringsplan Tomasjordnes, 2003, <http://www.borealisark.no/files/doc/40.pdf>, besøkt 15.12.2006.
- Clodic, Denis, *IPCC/TEAP Special Report: Safeguarding the Ozone Layer and the Global Climate System*, Kap. 6, 2005.
- Crowther, Hugh and Smithart, Eugene, Frictionless Compressor Technology, *HPAC Engineering*, jaguar, 2004.
- Coolpack, [online], Program lastet ned fra <http://www.et.web.mek.dtu.dk/Coolpack/UK/>, Danmarks Tekniske Universitet, 12.09.2006.
- Dieckman, John, Roth, Kurt W. og Brodrick, James, Small Centrifugal Compressors, *ASHRAE Journal*, oktober 2003.
- Dokka, Tor Helge, *Energieffektive Boliger for fremtiden*, Sintef BYGGFORSK, 2006
- Eggen, Geir, COWI AS, [geeg@cowi.no](mailto:geeg@cowi.no), mailkontakt, 4.5.2007
- Eklima, [online], klimadatabase tilgjengelig via Meteorologisk Instituttets nettsider. [http://shimmer.oslo.dnmi.no/portal/page?\\_pageid=35\\_96278\\_35\\_96303&\\_dad=portal&\\_sc\\_hema=PORTAL](http://shimmer.oslo.dnmi.no/portal/page?_pageid=35_96278_35_96303&_dad=portal&_sc_hema=PORTAL), besøkt 23.02.2007.
- Enercon AS, Notat om varmpumpeinstallasjon ved Strandkanten, 2006
- Enova SF, Manual for Enøk Normtall Enova håndbok 4:2002.
- Erpelding, Ben og Moman, Annika, Small oil-less centrifugal compressors: Bringing energy efficiency and reduced costs to chiller plants, *Proceedings ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Industry*, 2005.
- FOKUsering, [online] Nr. 1&2, 2006 <http://www.foku.org/fokus-2-2006.html#anchor190590>, besøkt 17.11.2006.
- Friotherm,[online] Pdf-dokumentet Unitop22 på <http://www.friotherm.com/downloads.htm>, lastet ned 30.10.2006.
- Gresch, M. Theodore, *Compressor Performance: Aerodynamics for the user*, 2<sup>nd</sup>ed. Buthworth-Heinemann, USA, 2001
- Haukås, Hans T., Personlig kommunikasjon, 16.04.2007.
- Haukås, Hans T., *Kompressorer*, Kompendium, Institutt for kjøleteknikk, NTH, 1980.
- Haukås, Hans T., *Turbokompressorer*, Kompendium, Institutt for kjøleteknikk, NTH, 1980.
- Havellen, Vidar, [online], Alternativ energi i industrien, Foredrag på Enovas Industriseminar 2005. [www.enova.no/dialog.aspx](http://www.enova.no/dialog.aspx), besøkt 28.11.2006.
- Helø, Geir, Driftsleder Avløp, Vann- og Avløpsetaten i Tromsø kommune, Personlig kommunikasjon, 27.02.2007.
- Ims, Sveinung, prosjektingeniør ved Troms Kraft Varme, [Sveinung.Ims@tromskraft.no](mailto:Sveinung.Ims@tromskraft.no), samtaler og mailkorrespondanse høsten 2006 og våren 2007.
- Incropera, Frank og DeWitt, David, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 5<sup>th</sup> ed.*, John Wiley & Sons Inc., USA, 2002.
- Koelet, P. C., *Industrial Refrigeration – Principles, Design and Applications*, The Macmillian Press Ltd, London, 1992.

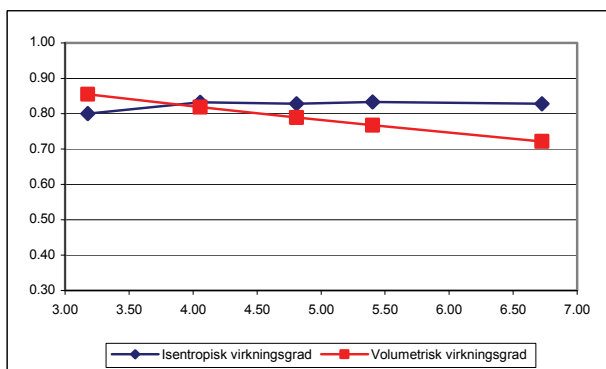
- Marksten, Joakim, Alfa Laval Norge, [joakim.marksten@alfalaval.com](mailto:joakim.marksten@alfalaval.com), personlig kommunikasjon og mailkontakt, 07.05.2007.
- Martin, Holger, *A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers*, Chemical Engineering and Processing 35, s. 301-310, 1996.
- Moran, M og Shapiro, H., *Fundamentals of Engeneering Thermodynamics 3<sup>rd</sup> ed.*, Wiley & Sons Ltd, West Sussex, England, 1998.
- Nordell, Lars, F-gas regulation is now published, *IEA Heat Pump Centre Newsletter*, Vol. 24, No. 3, 2006.
- Oestreich, Stian Garmann, *Analyse av varmpumpesystem tilknyttet termisk energilager i fjell for oppvarming og kjøling av bygninger*, Materoppgave, NTNU, 16.6.2006.
- Rønning, Ole, [online], Naturkraft, *Gasskraft fra Kårstø i 2007- miljøvennlig og effektiv energi fra norsk gass*, foredrag holdt 11.11.2004, [www.hydro.com/library/attachments/no/press\\_room/energyseminar2004/ole\\_ronning\\_2004\\_11\\_11.pdf](http://www.hydro.com/library/attachments/no/press_room/energyseminar2004/ole_ronning_2004_11_11.pdf), besøkt 21.11.2006
- Rnlib, Elektronisk bibliotek med termodynamiske data for arbeidsmedier, SINTEF, 2003.
- Sabroe Matchmaster Program, York Kulde AS, Versjon 17.10, 2007.
- Selvåg, Eskil, Analyse av nærvarmesystem for blokkbebyggelse, NTNU, 20.12.2006.
- SFT, [online] Justert utslippstillatelse fra Kårstø, [http://www.sft.no/artikkel\\_30566.aspx?cid=3345](http://www.sft.no/artikkel_30566.aspx?cid=3345), besøkt 21.11.20.06
- Skaugen, Geir, Regneark utlånt fra Sintef energiforskning, avdeling for kuldeteknikk, 2007.
- Stamnes, Bjørn, driftsformann ved varmpumpen i Stjørdal, personlig kommunikasjon, 18.09.2006.
- Stene, Jørn, [online], Forelesningslysark fra faget Varmepumpeteknikk ved NTNU, <http://www.energy.sintef.no/prosjekt/Annex29/>, under lenken "Varmepumper". Besøkt våren 2007.
- Stene, Jørn, *Ammonia Heat Pumps in Norway*, Foredrag fra Gustav Lorentzen Conference on Natural working Fluids, Trondheim, juni 2006.
- Stene, Jørn og Jakobsen, Arne, *FORPROSJEKT – prototyp CO2-varmpumpe for oppvarming og kjøling av en større bygning*, SINTEF Energiforskning, Teknisk Rapport nr. TRA6195, 2006.
- Theisen, Thomas, Varmepumpe Skøyen Vest, foredrag på Norsk Kjøleteknisk Møte, Haugesund, 3.-4. mars 2006.
- Trælnes, Roar, YORK Kulde Trondheim, [rtr@york.no](mailto:rtr@york.no), personlig kommunikasjon og mailkorrespondanse høsten 2006 og våren 2007.
- Turbocor, [online], OEM Compressor Selection Software, [www.turbocor.com/product\\_support/](http://www.turbocor.com/product_support/), (Krever brukernavn og passord), besøkt våren 2007.
- Turbocor, [online], Introduksjonslysark til OEM Compressor Selection Software, [www.turbocor.com/product\\_support/](http://www.turbocor.com/product_support/), (Krever brukernavn og passord), besøkt vår 2007.
- Turbocor, *Model TT300/TT400 Application Manual*, Turbocor, Mars 2006.
- Ulseth, Rolf, Institutt for energi- og prosesseteknikk, NTNU, personlig kommunikasjon, våren 2007.
- Wadekar, Wishwas V, A Chemical Engineer's guide to Compact Heat Exchangers, *Chemical Engineering Progress*, Desember 2000.
- White, Frank M., *Fluid Mechanics*, 5<sup>th</sup> ed., McGraw.Hill, 2003.

# Vedlegg A

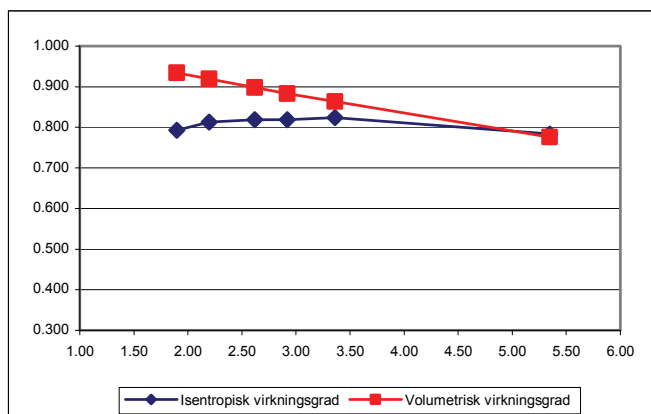
Virkningsgrader for stempelkompressorer

Data for massestrøm, akseleffekt og slagvolum er hentet fra Sabroe Matchmaster.

Kompressor	Arb.medium				
SMC 116 L	R134a				
T0	10	10	5	5	2
Tk	50	60	60	65	70
Pk	1317585	1681300	1681300	1889239	2116141
<b>Pk/P0</b>	<b>3.18</b>	<b>4.06</b>	<b>4.81</b>	<b>5.40</b>	<b>6.73</b>
M_medium	4.373	4.187	3.417	3.324	2.822
W_aksel	130	144.5	133.4	138.2	133.2
h_inns	402887	402887	400072	400072	398357
s_inns	1717	1717	1719	1719	1721
h_ut	426666	431591	432374	434710	437439
W_is	104.0	120.2	110.4	115.1	110.3
<b>ηis</b>	<b>0.80</b>	<b>0.83</b>	<b>0.83</b>	<b>0.83</b>	<b>0.83</b>
V_slag	904.8	904.8	904.8	904.8	904.8
V_reelt	774	741	714	694	653
<b>λ</b>	<b>0.85</b>	<b>0.82</b>	<b>0.79</b>	<b>0.77</b>	<b>0.72</b>



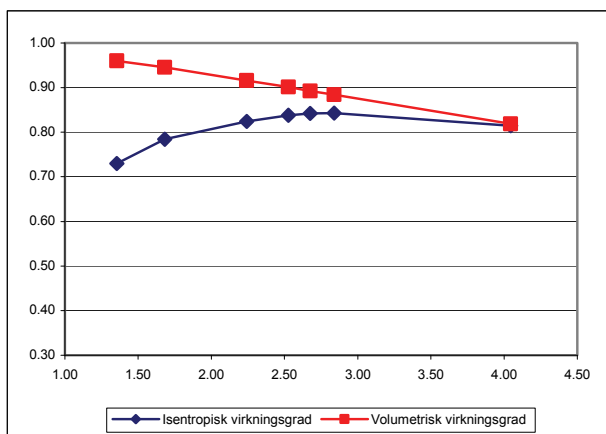
SMC 116 L	R717					
T0	10	10	5	2	2	-10
Tmellom	30	35	35	35	40	40
Pmellom	1166562	1350023	1350023	1350023	1554577	1554577
<b>Pmellom/P0</b>	<b>1.90</b>	<b>2.20</b>	<b>2.62</b>	<b>2.92</b>	<b>3.36</b>	<b>5.35</b>
M_medium	1.399	1.377	1.137	1.008	0.986	0.571
Wshaft	153.4	183.7	186.6	185.6	207.5	180.2
h_inns	1633744	1633744	1628914	1625802	1625802	1611873
s_inns	6057	6057	6119	6157	6157	6317
h_ut	1720662	1742235	1763358	1776617	1799226	1859272
Wis	121.6	149.4	152.9	152.0	171.0	141.3
<b>ηis</b>	<b>0.793</b>	<b>0.813</b>	<b>0.819</b>	<b>0.819</b>	<b>0.824</b>	<b>0.784</b>
Vslag	1108.4	1108.4	1108.4	1108.4	1108.4	1108.4
Vreelt	1035	1019	995	979	957	860
<b>λ</b>	<b>0.93</b>	<b>0.92</b>	<b>0.90</b>	<b>0.88</b>	<b>0.86</b>	<b>0.78</b>



HPC 108 S

R717

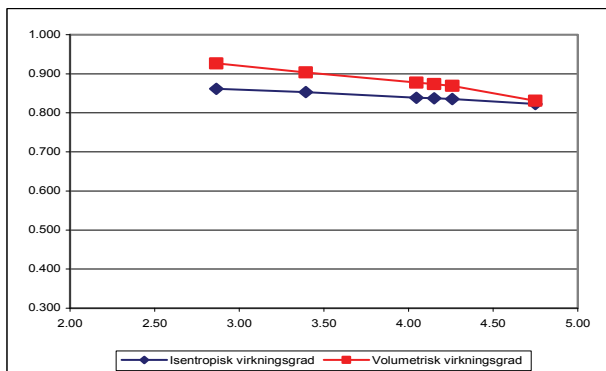
Tmellom	48	40	30	30	32	30	20
Tk	60	60	60	65	70	70	72
Pk	2614526	2614526	2614526	2948019	3312318	3312318	3467066
<b>Pk/Pmellom</b>	<b>1.36</b>	<b>1.68</b>	<b>2.24</b>	<b>2.53</b>	<b>2.68</b>	<b>2.84</b>	<b>4.05</b>
M_medium	1.768	1.4	1.02	1.004	1.054	0.985	0.675
Wshaft	97.9	126.7	140.4	158.1	176.5	175.8	172.6
h_inns	1652986	1651872	1648103	1648103	1649054	1648103	1641974
s_inns	5634	5719	5827	5827	5805	5827	5939
h_ut	1693407	1722855	1761577	1780082	1790145	1798506	1850243
Wis	71.5	99.4	115.7	132.5	148.7	148.1	140.6
<b>ηis</b>	<b>0.73</b>	<b>0.78</b>	<b>0.82</b>	<b>0.84</b>	<b>0.84</b>	<b>0.84</b>	<b>0.81</b>
Vslag	443.3	443.3	443.3	443.3	443.3	443.3	443.3
Vreelt	425.48	419.08	405.91	399.54	395.75	391.98	362.83
<b>λ</b>	<b>0.96</b>	<b>0.95</b>	<b>0.92</b>	<b>0.90</b>	<b>0.89</b>	<b>0.88</b>	<b>0.82</b>



SMC 116 E

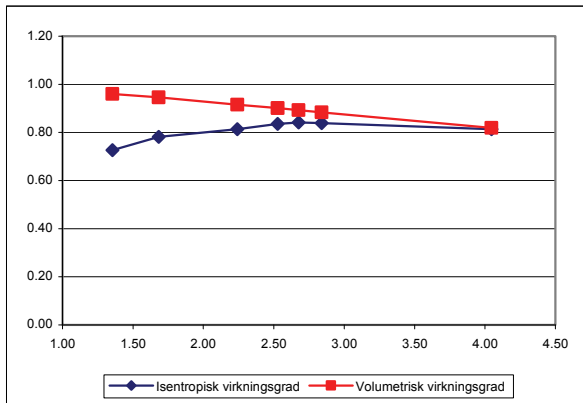
R717

Tmellom	15	10	5	5	5	2
Tk	51	51	51	52	53	53
Pk	2086342	2086342	2086342	2140684	2196082	2196082
<b>Pk/Pmellom</b>	<b>2.86</b>	<b>3.39</b>	<b>4.05</b>	<b>4.15</b>	<b>4.26</b>	<b>4.75</b>
M_medium	1.915	1.588	1.303	1.297	1.291	1.138
Wshaft	334.4	329.2	318.6	324.4	330.3	320.6
h_inns	1638106	1633744	1628914	1628914	1628914	1625802
s_inns	5997	6057	6119	6119	6119	6157
h_ut	1788508	1810647	1833971	1838348	1842720	1857517
Wis	288.0	280.9	267.2	271.6	276.0	263.7
<b>ηis</b>	<b>0.861</b>	<b>0.853</b>	<b>0.839</b>	<b>0.837</b>	<b>0.836</b>	<b>0.822</b>
Vslag	1300	1300	1300	1300	1300	1330
Vreelt	1204.65	1175.10	1140.60	1135.34	1130.09	1104.99
<b>λ</b>	<b>0.927</b>	<b>0.904</b>	<b>0.877</b>	<b>0.873</b>	<b>0.869</b>	<b>0.831</b>



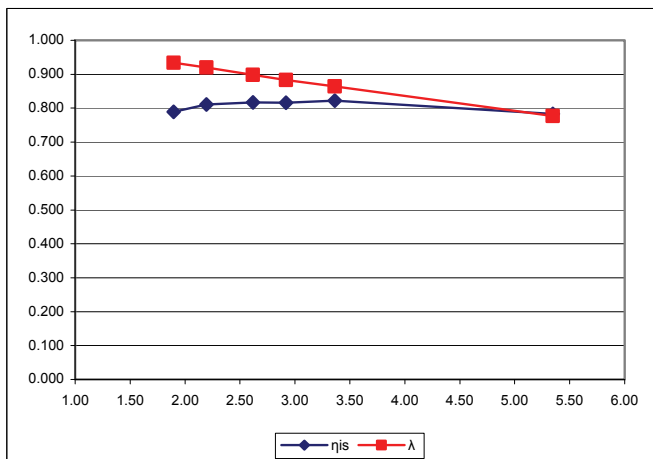
HPC 106 S R717

Tmellom	48	40	30	30	32	30	20
Tk	60	60	60	65	70	70	72
Pk	2614526	2614526	2614526	2948019	3312318	3312318	3467066
<b>Pk/Pmellom</b>	<b>1.36</b>	<b>1.68</b>	<b>2.24</b>	<b>2.53</b>	<b>2.68</b>	<b>2.84</b>	<b>4.05</b>
M_medium	1.326	1.05	0.765	0.753	0.791	0.738	0.507
Wshaft	73.8	95.4	106.8	119	132.7	132.3	129.8
h_inns	1652986	1651872	1648103	1648103	1649054	1648103	1641974
s_inns	5634	5719	5827	5827	5805	5827	5939
h_ut	1693407	1722855	1761577	1780082	1790145	1798506	1850243
Wis	53.6	74.5	86.8	99.4	111.6	111.0	105.6
<b><math>\eta_{is}</math></b>	<b>0.73</b>	<b>0.78</b>	<b>0.81</b>	<b>0.835</b>	<b>0.841</b>	<b>0.839</b>	<b>0.81</b>
Vslag	332.5	332.5	332.5	332.5	332.5	332.5	332.5
Vreelt	319.11	314.31	304.43	299.65	297.00	293.68	272.53
<b><math>\lambda</math></b>	<b>0.96</b>	<b>0.95</b>	<b>0.92</b>	<b>0.90</b>	<b>0.89</b>	<b>0.88</b>	<b>0.82</b>

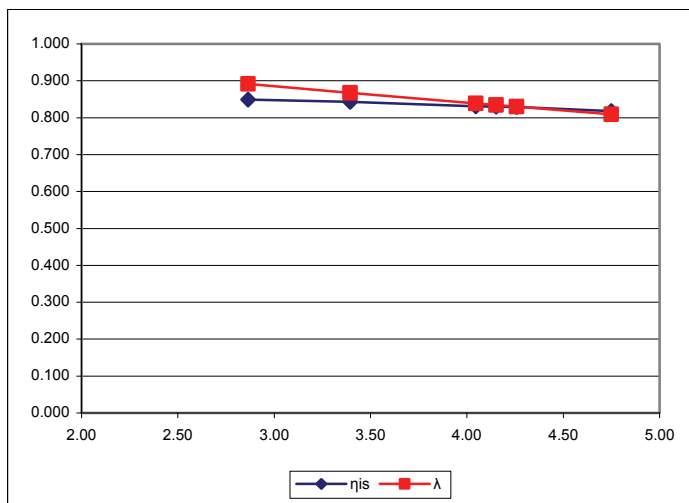


SMC 112 L R717

T0	10	10	5	2	2	-10
Tmellom	30	35	35	35	40	40
Pmellom	1166562	1350023	1350023	1350023	1554577	1554577
<b>Pmellom/P0</b>	<b>1.90</b>	<b>2.20</b>	<b>2.62</b>	<b>2.92</b>	<b>3.36</b>	<b>5.35</b>
M_medium	1.049	1.033	0.853	0.756	0.74	0.429
Wshaft	115.5	138.2	140.4	139.7	156.1	135.6
h_inns	1633744	1633744	1628914	1625802	1625802	1611873
s_inns	6057	6057	6119	6157	6157	6317
h_ut	1720662	1742235	1763358	1776617	1799226	1859272
Wis	91.2	112.1	114.7	114.0	128.3	106.1
<b><math>\eta_{is}</math></b>	<b>0.789</b>	<b>0.811</b>	<b>0.817</b>	<b>0.816</b>	<b>0.822</b>	<b>0.783</b>
Vslag	831.3	831.3	831.3	831.3	831.3	831.3
Vreelt	776	764	747	734	719	646
<b><math>\lambda</math></b>	<b>0.93</b>	<b>0.92</b>	<b>0.90</b>	<b>0.88</b>	<b>0.86</b>	<b>0.78</b>



SMC 116 L	R717		Ettrinns VP			
Tmellom	15	10	5	5	5	2
Tk	51	51	51	52	53	53
Pk	2086342	2086342	2086342	2140684	2196082	2196082
<b>Pk/Pmellom</b>	<b>2.86</b>	<b>3.39</b>	<b>4.05</b>	<b>4.15</b>	<b>4.26</b>	<b>4.75</b>
M_medium	1.571	1.299	1.062	1.056	1.051	0.924
Wshaft	278.3	272.5	262	266.5	271.1	261.8
h_inns	1638106	1633744	1628914	1628914	1628914	1625802
s_inns	5997	6057	6119	6119	6119	6157
h_ut	1788508	1810647	1833971	1838348	1842720	1857517
Wis	236.3	229.8	217.8	221.2	224.7	214.1
<b>ηis</b>	<b>0.849</b>	<b>0.843</b>	<b>0.831</b>	<b>0.830</b>	<b>0.829</b>	<b>0.818</b>
Vslag	1108.4	1108.4	1108.4	1108.4	1108.4	1108.4
Vreelt	988.26	961.24	929.63	924.38	920.00	897.20
<b>λ</b>	<b>0.892</b>	<b>0.867</b>	<b>0.839</b>	<b>0.834</b>	<b>0.830</b>	<b>0.809</b>



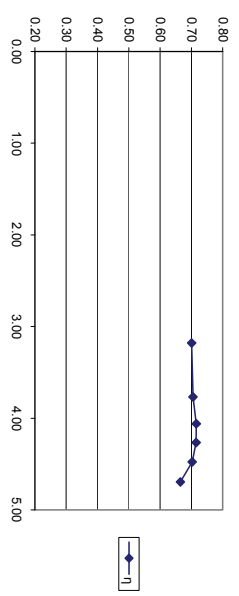
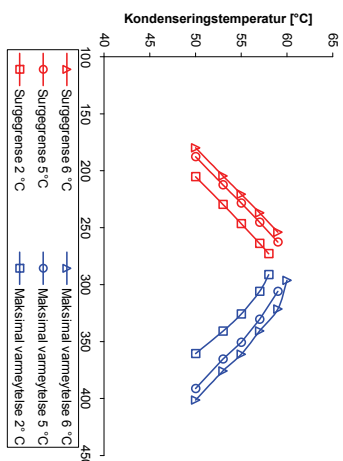
# Vedlegg B

## Data for ytelse og virkningsgrader for Turbocor TT300 EPC turbokompressor

Underkjøling 10  
 Overheating i fordamper 1  
 Kjølemediem R134a  
 Antall kompressorer 4

	60		59		57		55		53		50		50		50		50		50		58		57		55		53		50			
	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	2	2	2	2	2	2	2	2			
Kondenseringstemperatur	1 681 300	1 641 880	1 565 133	1 491 119	1 419 767	1 317 585	1 317 585	1 641 880	1 565 133	1 491 119	1 419 767	1 317 585	1 317 585	1 603 161	1 565 133	1 491 119	1 419 767	1 317 585	1 317 585	1 603 161	1 565 133	1 491 119	1 419 767	1 317 585	1 317 585	1 603 161	1 565 133	1 491 119	1 419 767	1 317 585		
Kondensatortrykk	361 936	361 936	361 936	361 936	361 936	361 936	361 936	349 624	349 624	349 624	349 624	349 624	349 624	314 611	314 611	314 611	314 611	314 611	314 611	314 611	314 611	314 611	314 611	314 611	314 611	314 611	314 611	314 611	314 611	314 611		
Fordampertrykk	4 65	4 54	4 32	4 12	3 92	3 64	4 04	4 70	4 48	4 26	4 06	3 77	3 18	5 10	4 97	4 74	4 51	3 18	3 18	5 10	4 97	4 74	4 51	3 18	3 18	5 10	4 97	4 74	4 51	3 18		
Trykkforhold	220	245	265	285	300	325	295	230	255	275	290	315	265	365	365	365	365	215	230	250	250	265	265	265	215	230	250	250	265	265		
Maksimal kjølekapasitet	84,6	84,9	84,1	84,5	84,1	84,8	84,3	84,4	83,9	84,2	83,8	84,8	83,9	84,3	84,3	84,3	84,2	84,8	84,3	84,3	84,8	84,3	84,2	84,2	84,8	84,3	84,3	84,2	84,2	84,2	84,2	
Tilført elektrisitet	53,66	58,16	59,56	60,6	60,273	59,5	59,5	56,125	58,95	60,2	60	59,8	59,2	56,125	58,95	60,2	60	59,2	59,1	56,125	58,95	60,2	60,2	60	59,2	56,125	58,95	60,2	60	59,2	59,2	59,2
Isentropisk arbeid	0,63	0,69	0,71	0,72	0,72	0,71	0,71	0,66	0,70	0,71	0,72	0,71	0,71	0,66	0,70	0,71	0,71	0,66	0,70	0,66	0,70	0,71	0,71	0,71	0,66	0,70	0,71	0,71	0,71	0,71	0,71	
n isentropisk	0,056	0,056	0,056	0,056	0,056	0,056	0,062	0,058	0,058	0,058	0,058	0,058	0,058	0,058	0,058	0,058	0,058	0,058	0,058	0,058	0,058	0,058	0,058	0,058	0,058	0,058	0,058	0,058	0,058	0,058	0,058	
spesifikt volum	6,68	7,36	7,80	8,20	8,44	8,88	8,16	6,96	7,52	7,92	8,20	8,64	7,88	9,80	9,80	9,80	9,80	6,52	6,88	7,32	7,32	7,60	7,60	7,60	6,52	6,88	7,32	7,60	7,60	7,60	7,60	
massestrøm	1356,51	1494,60	1583,95	1665,18	1713,92	1803,27	1834,20	1461,71	1579,32	1663,33	1722,13	1814,54	1833,11	1743,41	1833,11	1833,11	1833,11	1516,73	1600,48	1702,83	1702,83	1767,97	1767,97	1767,97	1516,73	1600,48	1702,83	1702,83	1767,97	1767,97	1767,97	
Innsugd volum	0,75	0,82	0,87	0,92	0,94	0,99	1,01	0,81	0,87	0,92	0,95	1,00	0,96	1,01	1,01	1,01	0,96	0,84	0,88	0,94	0,94	0,97	0,97	0,97	0,84	0,88	0,94	0,94	0,97	0,97	0,97	
V relativt	185	180	170	160	150	135	145	185	175	165	155	140	150	120	120	120	120	190	185	175	175	165	165	165	190	185	175	175	165	165	165	
Laveste kjølekapasitet	77,7	74	67	60,5	54,6	44,8	52,5	77,6	70,3	63,5	57,4	47,7	52,5	47,7	47,7	47,7	47,7	82,8	78,9	71,5	71,5	64,6	64,6	64,6	82,8	78,9	71,5	71,5	64,6	64,6	64,6	
Tilført elektrisitet	45,12	42,73	38,21	34,02	30,14	24,86	29,25	45,14	40,46	36,12	32,07	26,58	31,16	19,43	19,43	19,43	19,43	49,60	47,42	42,14	42,14	37,36	37,36	37,36	49,60	47,42	42,14	42,14	37,36	37,36	37,36	
Isentropisk arbeid	0,58	0,58	0,57	0,56	0,55	0,55	0,56	0,58	0,58	0,58	0,56	0,56	0,56	0,54	0,54	0,54	0,54	0,60	0,60	0,60	0,60	0,54	0,54	0,54	0,60	0,60	0,60	0,54	0,54	0,54	0,54	
n isentropisk																																

Til Fugosin	
Isentropisk:	
Trykk	4,70
n	0,66
Nominal volumstrøm	1815
Volumetriske virkningsgrad	0,81
Trykkforhold	4,70
Rel akselkraft	1
Rel innsugd volum	1,00





## Vedlegg C

Investerings- og vedlikeholdskostnader.

Levetid	15	Kostnad per service (midlet over 4 intervaller)		
Rente	10 %	SMC116x	86 997	(Oestreich, 2006)
annuitetsfaktor	0.131474	SMC112x	69 988	
		HPC108	49 528	(Oestreich, 2006)
		HPC106	40 910	
		Turbo	24750	(Bollinger, 2007, midlet over 3 serviceintervaller)

Alt 1a, NH3 2tr	Investering		Vedlikehold			
	Kompressor	Aggregat	Driftstimer	Intervall	Vedl.kost.	
SMC116L	613 000		8 700	8 000	94 609	(York Kulde)
HPC108S	408 900		8 700	5 000	86 179	(Reiten,2007)
<b>Totalt</b>	<b>1 021 900</b>	<b>2 800 000</b>				
<b>Årlig</b>		<b>368 127</b>			<b>180 788</b>	

Alt 1b, NH3 1tr	Investering		Vedlikehold			
	Kompressor	Aggregat	Driftstimer	Intervall	Vedl.kost.	
SMC116E	635350		8 700	4500	168 194	(York Kulde)
<b>Totalt</b>	<b>635 350</b>	<b>1 555 556</b>				
<b>Årlig</b>		<b>204 515</b>			<b>168 194</b>	

Alt 2a, NH3 2tr	Investering		Vedlikehold			
	Kompressor	Aggregat	Driftstimer	Intervall	Vedl.kost.	
SMC112L	462 000		8 700	8 000	76 111	(York Kulde)
HPC106S	368 800		8 700	5 000	71 183	(Reiten,2007)
<b>Totalt</b>	<b>830 800</b>	<b>2 600 000</b>				
<b>Årlig</b>		<b>341 832</b>			<b>147 294</b>	

Alt 2b, NH3 1tr	Investering		Vedlikehold			
	Kompressor	Aggregat	Driftstimer	Intervall	Vedl.kost.	
SMC116L	613 000		8 700	6000	126 146	(York Kulde)
<b>Totalt</b>	<b>613 000</b>	<b>1 533 206</b>				
<b>Årlig</b>		<b>201 576</b>			<b>126 146</b>	

Alt 3, R134a	Investering		80/50			60/40		
	Kompressor	Aggregat	Driftstimer	Intervall	Vedl.kost.	Driftstimer	Intervall	Vedl.kost.
SMC116L	613 000		8 700	6 083	124 418	8 700	7 300	103 681
SMC116L	613 000		6 700	6 083	95 816	6 500	7 300	77 463
SMC116L	613 000		4 800	6 083	68 644	3 800	7 300	45 286
<b>Totalt</b>	<b>1 839 000</b>	<b>3 500 000</b>						
<b>Årlig</b>		<b>460 158</b>			<b>288 878</b>			<b>226 431</b>

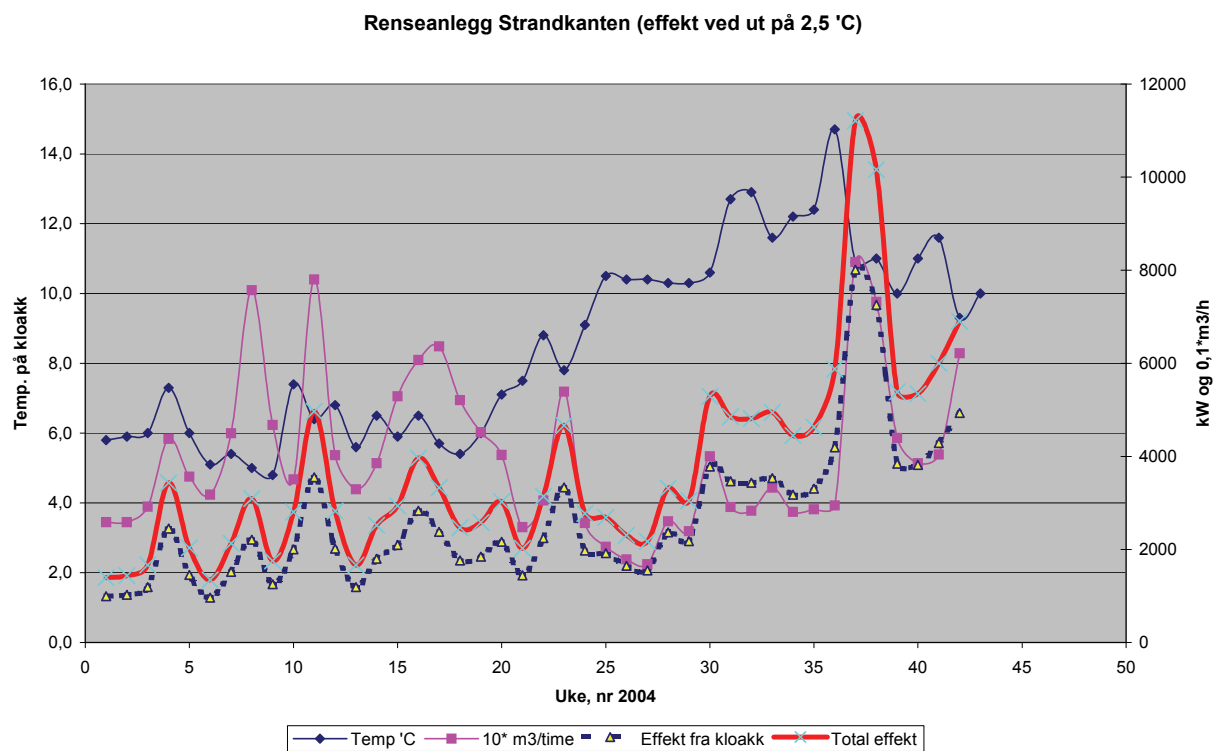
Alt 4, Turbo	Investering		Vedlikehold			
	Kompressor	Aggregat	Driftstimer	Intervall	Vedl.kost.	
TT300EPC	97 500		6 700	16 000	10 364	(Bollinger, 2007)
TT300EPC	97 500		6 700	16 000	10 364	
TT300EPC	97 500		6 700	16 000	10 364	
TT300EPC	97 500		6 700	16 000	10 364	
<b>Totalt</b>	<b>390 000</b>	<b>2 051 000</b>				
<b>Årlig</b>		<b>269 653</b>			<b>41 456</b>	

## Vedlegg D

Kloakktemperaturer for Strandveien rensanlegg i 2004, Tromsø.

Målinger ble foretatt en gang hver uke.

Enercon (2006)



## Vedlegg E

### Generelle inndata for alle simuleringer

Kloakktemperaturer	8-8-5-8-12 °C
Massestrøm kloakk	100 l/s
Overhetning av sugegass	0 K
Underkjøling av kondensert medium	0 K
Virkningsgrad elmotor	0.95
Varmetap kompressorer	10 %
Årsvirkningsgrad gasskjel	0.85
Sperretemperatur 80/50 °C og 70/45 °C	60 °C
Sperretemperatur 60/40 °C	50 °C
Dim. vannstrøm 80/50 °C	15.1 l/s
Dim. vannstrøm 70/45 °C	18.1 l/s
Dim. vannstrøm 60/40 °C	22.6 l/s

### Avvik fra generelle inndata

Underkjøling R134a	10 °C
Suggassooverheting Turbo	1 °C
Sperretemperatur Turbo 70/45 °C	58 °C

### Effektvarighetskurve:

Punkt	Dag	Effekt [W]
1	0	1 890 000
2	5	1 774 615
3	10	1 705 385
4	15	1 659 231
5	20	1 618 846
6	30	1 555 385
7	40	1 503 462
8	50	1 457 308
9	60	1 422 692
10	80	1 341 923
11	100	1 272 692
12	125	1 194 808
13	150	1 116 923
14	200	966 923
15	250	793 846
16	280	678 462
17	300	626 538
18	320	540 000

UA-verdier	Kondensator	Fordamper
1a	144 000	600 000
1b	165 000	600 000
2a	144 000	510 000
2b	165 000	510 000
3	144 000	600 000
4	144 000	600 000

# Vedlegg F

Regneark for beregning av ytelse for varmpumpe med begrensning i kondenseringstemperaturen.

Flinavn

80-50-1

Restriksjon på CondTsecOut 68 grader C Maks

Plot 1890 kW

Varmekapasitet vann 4.18 kJ/kgK

Punkt	dag	Uletemp	Returtemp	Turtemp	Varighet	Varighetskurve [W]	Vannmengde [l/s]	Data for utskrift til tekstoffil:	Q begrenset av Tk	
								Tid[s]	Qcond[kW]	
1		0	-12.0	50	80	1890000	15.07	86400	1134000	1134000.0
2		5	-10.0	46.5	74.7	1774615	15.07	172800	1354615	1354615.0
3		10	-8.8	44.4	71.5	1705385	15.07	259200	1486985	1486985.0
4		15	-8.0	43.0	69.3	1659231	15.07	345600	1575231	1575231.0
5		20	-7.3	41.8	67.5	1618846	15.07	432000	1600000	1618846.0
6		30	-6.2	39.8	64.5	1555385	15.07	518400	1555385	1555385.0
7		40	-5.3	38.3	62.1	1503462	15.07	604800	1503462	1503462.0
8		50	-4.5	<b>36.9</b>	<b>60</b>	1457308	15.07	691200	1457308	1457308.0
9		60	-3.9	36.9	60	1422692	14.71	777600	1422692	1422692.0
10		80	-2.5	36.9	60	1341923	13.88	864000	1341923	1341923.0
11		100	-1.3	36.9	60	1272692	13.16	950400	1272692	1272692.0
12		125	0.1	36.9	60	1194808	12.36	1036800	1194808	1194808.0
13		150	1.4	36.9	60	1116923	11.55	1123200	1116923	1116923.0
14		200	4.0	36.9	60	966923	10.00	1209600	966923	966923.0
15		250	7.0	36.9	60	793846	8.21	1296000	793846	793846.0
16		280	9.0	36.9	60	678462	7.02	1382400	678462	678462.0
17		300	9.9	36.9	60	626538	6.48	1468800	626538	626538.0
18		320	11.4	36.9	60	540000	5.58	1555200	540000	540000.0
		365 -				540000				

## Vedlegg G

Resultater fra Simuleringer i FrigoSim er presentert i rekkefølgen under:

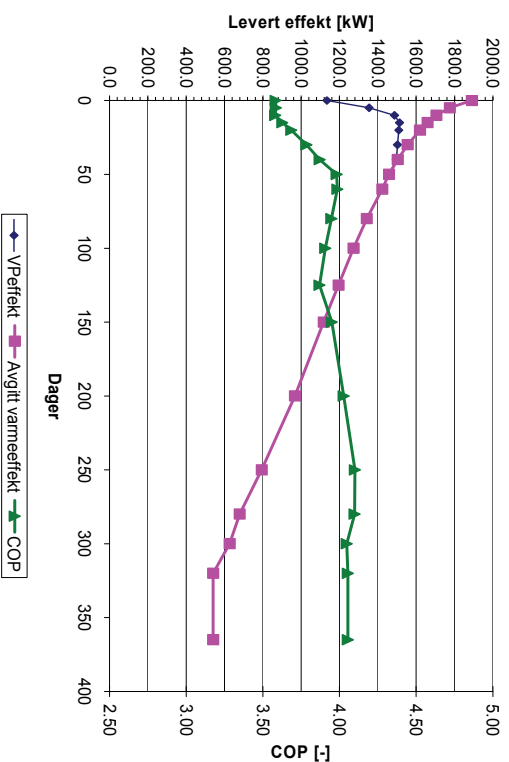
Alternativ	1a	80/50 °C	NH <sub>3</sub>	
Alternativ	1a	80/50 °C	NH <sub>3</sub>	med overhetingsvarmeveksler
Alternativ	2a	80/50 °C	NH <sub>3</sub>	lav effektdekning
Alternativ	3	80/50 °C	R134a	
Alternativ	1a	70/45 °C	NH <sub>3</sub>	
Alternativ	1a	70/45 °C	NH <sub>3</sub>	med overhetingsvarmeveksler
Alternativ	2a	70/45 °C	NH <sub>3</sub>	lav effektdekning
Alternativ	3	70/45 °C	R134a	
Alternativ	4	70/45 °C	R134a	Turbokompressor
Alternativ	1b	60/40 °C	NH <sub>3</sub>	
Alternativ	1b	60/40 °C	NH <sub>3</sub>	med overhetingsvarmeveksler
Alternativ	2b	60/40 °C	NH <sub>3</sub>	lav effektdekning
Alternativ	3	60/40 °C	R134a	
Alternativ	4	60/40 °C	R134a	Turbokompressor

# Resultater fra Alternativ 1a, tottrins ammoniak, Tur-/retur 80/50 °C

Punkt	Dag	0 Energi	Dager	Kondensator	Kompressor	Gasskylt Avgitt	Gasskylt Tilført	Fordamperpumpe	Enhet
1									
2		5 1 ill 2	5	149316	41664	70560	83012	1712	kWh
3		10 2 ill 3	5	170501	47594	38280	45035	1712	kWh
4		15 3 ill 4	5	180004	49952	21840	25694	1712	kWh
5		20 4 ill 5	5	181325	49601	15360	18071	1712	kWh
6		30 5 ill 6	10	361359	96771	19560	23012	3425	kWh
7		40 6 ill 7	10	359888	94039	7200	8471	3425	kWh
8		50 7 ill 8	10	354484	90330	840	988	3425	kWh
9		60 8 ill 9	10	345575	86744	0	0	3425	kWh
10		80 9 ill 10	20	663441	167224	0	0	6849	kWh
11		100 10 ill 11	20	627456	159763	0	0	6849	kWh
12		125 11 ill 12	25	740180	190343	0	0	8561	kWh
13		150 12 ill 13	25	653450	177452	0	0	8561	kWh
14		200 13 ill 14	50	1250159	313679	0	0	17123	kWh
15		250 14 ill 15	50	1056342	260173	0	0	17123	kWh
16		280 15 ill 16	30	529980	129289	0	0	10274	kWh
17		300 16 ill 17	20	313166	76881	0	0	6849	kWh
18		320 17 ill 18	20	279941	69106	0	0	6849	kWh
		365 18 ill 19	45	583150	143818	2190	2576	15411	kWh
		Sum	300	8 839 718	2 244 424	175 830	206 858	124 997	kWh

Effektdekning VP	0,80 [-]
Levert Varmeeffekt	9 015 548 [kWh]
Energidekning VP	0,980 [-]
SPP/VP	3,94 [-]
SPP/VP+K	3,68 [-]
SPP/Flot	3,50 [-]

Time Flash/Ch1-IDP	Condt1-IDP	Condt1:Sech	Condt1:SecOut	Evap2:IRFlOut	Evap2:ISecIn	Condt1:q	LSMotor2:win	HSMotor2:win	TotMotor	COP	Boiler:Cap
0	42.1	70.0	50.0	68.0	5.3	8.0	1134.1	176.3	140.3	316.5	765.9
1	42.1	70.0	50.0	68.0	5.3	8.0	1133.9	176.3	140.2	316.5	766.0
2	41.58	70.4	46.5	68.0	4.8	8.0	1354.7	207.6	170.3	377.9	420.0
3	41.28	70.7	44.4	68.0	4.5	8.0	1487.0	226.4	188.9	415.3	218.0
4	40.98	69.7	43.0	67.0	4.4	8.0	1513.1	229.4	187.8	417.2	146.0
5	40.69	68.4	41.8	65.7	4.4	8.0	1509.0	227.9	181.5	409.5	110.0
6	40.24	66.4	39.8	63.7	4.4	8.0	1502.3	225.6	171.3	397.0	53.0
7	39.88	64.7	38.3	62.0	4.4	8.0	1496.7	223.8	162.9	386.7	7.0
8	39.52	62.6	36.9	60.0	4.4	8.0	1457.3	217.0	149.0	366.1	0.0
9	39.58	62.5	36.9	60.0	4.5	8.0	1422.5	212.2	144.6	356.8	0.0
10	38.7	61.8	36.9	60.0	3.7	7.0	1341.8	200.0	136.2	340.0	0.0
11	37.8	61.8	36.9	60.0	2.9	6.0	1272.6	189.6	139.9	325.7	0.0
12	36.91	61.5	36.9	60.0	2.1	5.0	1194.7	177.9	130.8	308.8	0.0
13	36.63	61.2	36.9	60.0	3.8	6.5	1116.8	165.4	114.4	282.8	0.0
14	40.56	60.8	36.9	60.0	5.6	8.0	966.8	148.9	91.2	240.0	0.0
15	43.18	60.4	36.9	60.0	8.0	10.0	793.8	126.6	66.9	193.6	0.0
16	45.79	60.2	36.9	60.0	10.3	12.0	678.4	112.2	53.4	165.6	0.0
17	46	60.1	36.9	60.0	10.5	12.0	626.5	105.0	49.8	154.8	0.0
18	46.29	60.04	36.87	60.0	10.7	12.0	540.0	93.2	40.0	133.2	0.0

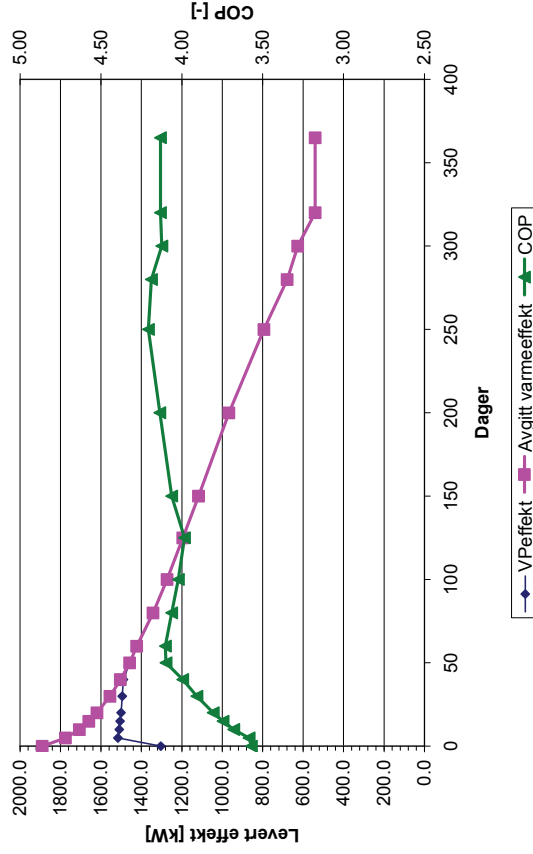


# Resultater fra Alternativ 1a, med overhettingsvarmeveksler, tottrinns ammoniakkk, Tur-/retur 80/50 °C

Condt1.iSecIn	Condt1.iSecOut	Evap2.iRTrOut	Evap2.iSecIn	Condt1.q	LSMotor2.wIn	HSMotor2.wIn	SupHX.q	TotMotor	TotCap	COPtot	Boiler.Cap	Qvp
50.0	68.6	4.9	8.0	1172.1	200.6	164.6	131.9	365.2	1304.0	1900.0	3.6	1900.0
50.0	68.6	4.9	8.0	1172.2	200.6	164.6	131.8	365.2	1304.0	1890.0	3.6	1890.0
46.5	68.2	4.4	8.0	1367.7	230.5	192.5	148.4	422.9	1516.1	1775.1	3.6	1775.1
44.4	66.1	4.4	8.0	1368.0	228.1	182.2	141.4	410.3	1509.5	1705.5	3.7	1705.5
43.0	64.7	4.4	8.0	1368.3	226.5	175.3	136.6	401.8	1504.9	1658.9	3.7	1659.0
41.8	63.5	4.4	8.0	1368.5	225.1	169.2	132.3	394.3	1500.9	1618.9	3.8	1619.0
39.8	61.6	4.3	8.0	1368.9	223.0	159.5	125.6	382.5	1494.5	1555.5	3.9	1555.5
38.3	60.0	4.3	8.0	1369.1	221.2	151.6	120.0	372.8	1489.1	1503.1	4.0	1503.1
36.9	58.2	4.4	8.0	1345.4	215.8	139.8	111.8	355.6	1457.2	1457.2	4.1	1457.2
36.9	58.2	4.5	8.0	1313.9	211.0	135.8	108.7	346.8	1422.6	1422.6	4.1	1422.6
36.9	58.2	3.7	7.0	1236.7	198.9	131.4	105.1	330.3	1341.8	1341.8	4.1	1341.8
36.9	58.1	2.9	6.0	1170.3	188.5	128.0	102.3	316.5	1272.6	1272.6	4.0	1272.6
36.9	58.1	2.1	5.0	1096.1	176.9	123.1	98.6	299.9	1194.7	1194.7	4.0	1194.7
36.9	58.2	3.7	6.5	1029.9	167.5	107.5	87.0	274.9	1116.9	1116.9	4.1	1116.9
36.9	58.3	5.6	8.0	896.5	148.2	85.6	70.3	233.7	966.9	966.9	4.1	966.9
36.9	58.5	8.0	10.0	741.4	126.2	62.6	52.3	188.7	793.8	793.8	4.2	793.8
36.9	58.6	10.3	12.0	636.0	111.7	50.3	42.4	162.0	678.4	678.4	4.2	678.4
36.9	58.5	10.4	12.0	586.5	104.6	47.4	40.0	151.9	626.5	626.5	4.1	626.5
36.87	58.62	10.7	12.0	507.7	92.8	37.9	32.3	130.7	540.0	540.0	4.1	540.0
	58.62	10.7		507.7	92.8	37.9	32.3	130.7	540.0	540.0	4.1	540.0

Energi	Dager	vp	Kompressor	Gasskjel Avgitt	Gasskjel Tilført	Fordamperpumpe	Enhet
1 til 2	5	169205	47291	50700	59647	1712	kWh
2 til 3	5	181532	49994	27300	32118	1712	kWh
3 til 4	5	180862	48724	21000	24706	1712	kWh
4 til 5	5	180348	47764	16320	19200	1712	kWh
5 til 6	10	359442	93214	21480	25271	3425	kWh
6 til 7	10	358032	90635	9000	10588	3425	kWh
7 til 8	10	353562	87409	1680	1976	3425	kWh
8 til 9	10	345578	84287	0	0	6849	kWh
9 til 10	20	663465	162499	0	0	6849	kWh
10 til 11	20	627468	155231	0	0	8561	kWh
11 til 12	25	740203	184931	0	0	8561	kWh
12 til 13	25	693478	172453	0	0	17123	kWh
13 til 14	50	1250233	305191	0	0	17123	kWh
14 til 15	50	1056390	253484	0	0	10274	kWh
15 til 16	30	529994	126260	0	0	6849	kWh
16 til 17	20	313176	75340	0	0	6849	kWh
17 til 18	20	279947	67820	0	0	6849	kWh
18 til 19	45	583158	141115	0	0	15411	kWh
Sum	300	8 866 073	2 193 641	147 480	173 506	124 997	kWh

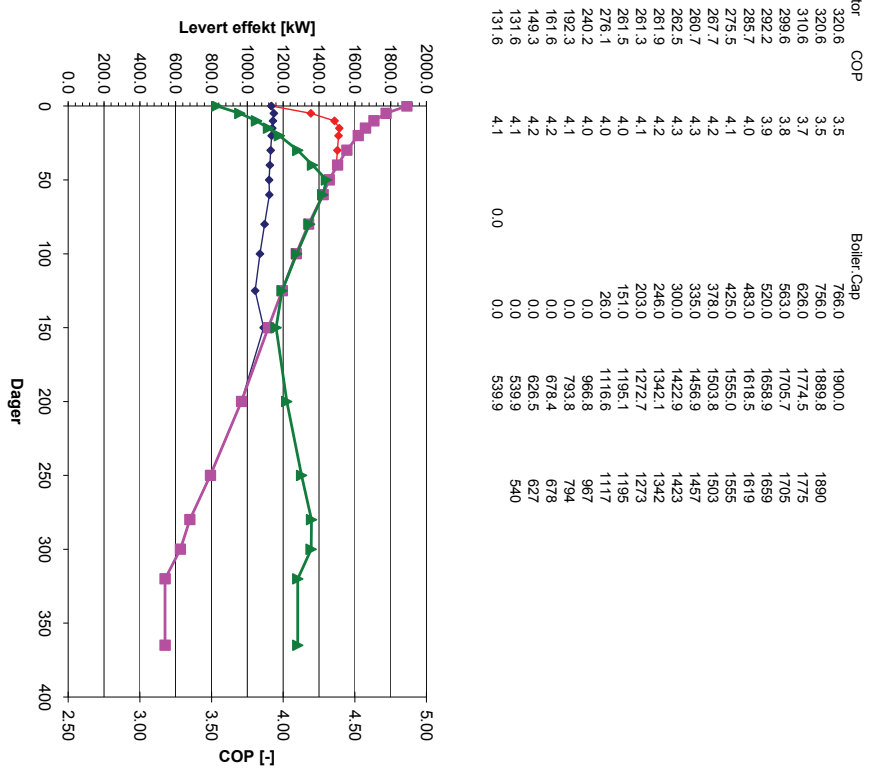
Effektdeknning VP	0.80 [-]
Levergt Varmeeffekt	9 013 553 [kWh]
Energideknning VP	0.984 [-]
SPFvp	4.04 [-]
SPFvp+kj	3.81 [-]
SPFtot	3.62 [-]



# Resultater fra Alternativ 2a, totrinns ammoniakk, lav effektivdekning, Tur-/retur 80/50 °C

Time Flash/Ch1:IDP	Condt1:IDP	Condt1:SecIn	Condt1:SecOut	Evap2:IRFlow	Evap2:ISecIn	Condt1:q	LSMotor2:win	HSMotor2:win	TotMotor	COP	Boiler:Cap
0	41.78	70.0	50.0	68.0	5.1	8.0	1134.0	173.0	320.6	3.5	766.0
1	41.78	70.0	50.0	68.0	5.1	8.0	1133.8	173.0	320.6	3.5	766.0
2	40.99	66.8	46.5	62.5	5.0	8.0	1148.5	173.5	310.6	3.7	1899.8
3	40.51	64.6	44.4	62.5	5.0	8.0	1142.7	171.6	299.6	3.8	1774.5
4	40.2	63.1	43.0	61.1	5.0	8.0	1138.9	170.4	292.2	3.9	1705.7
5	39.92	61.8	41.8	59.8	5.0	8.0	1135.5	169.4	285.7	4.0	1659.9
6	39.5	59.8	39.8	57.8	5.0	8.0	1130.0	167.7	275.5	4.1	1618.5
7	39.18	58.2	38.3	56.1	5.0	8.0	1125.8	166.5	273.5	4.1	1555.0
8	38.91	56.7	36.9	54.7	4.9	8.0	1121.9	165.4	267.7	4.2	1503.8
9	38.98	57.1	36.9	55.1	4.9	8.0	1122.9	165.7	267.7	4.3	1456.9
10	38.08	57.5	36.9	55.8	4.0	7.0	1096.1	161.4	262.5	4.2	1422.9
11	37.2	57.8	36.9	56.3	3.1	6.0	1069.7	157.2	261.9	4.1	1342.1
12	36.37	58.4	36.9	57.1	2.2	5.0	1044.1	153.3	261.5	4.0	1272.7
13	38.26	60.7	38.9	59.5	3.0	6.5	1090.6	161.6	276.1	4.0	1195.1
14	40.22	60.8	36.9	60.0	3.4	8.0	1080.6	161.6	276.1	4.0	1116.6
15	42.85	60.4	36.9	60.0	7.9	10.0	966.8	145.7	240.2	4.1	966.8
16	45.41	60.2	36.9	60.0	10.2	12.0	678.4	108.4	192.3	4.1	967
17	45.59	60.1	36.9	60.0	10.3	12.0	626.5	101.3	149.3	4.2	794
18	45.96	60.4	36.87	60.0	10.5	12.0	539.9	89.0	131.6	4.1	678
Sum			36.87	60.0		12.0	539.9	89.0	131.6	4.1	540

Effektdekning VP	0.61
Levert Varmeeffekt	9 015 800 [kWh]
Energidekning VP	0.882
SPFVp	4.07
SPFVp+Hj	2.81
SPFtot	2.71





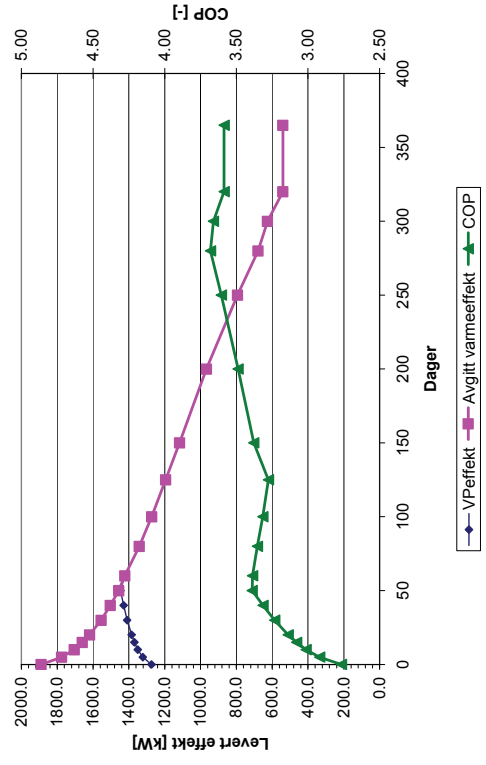
# Resultater fra Alternativ 3, ettrinns R134a, Tur-/retur 80/50 °C

Time	Condt1:IDP	Condt1:ISecIn	Condt1:ISecOut	Evap2:IRfOut	Evap2:ISecIn	Condt1:q	LSMotor2:wh	COP	Boiler:Cap
0	72.49	50.0	70.2	5.2	8.0	1274.0	480.5	2.8	1439.5
1	72.49	50.0	70.2	5.2	8.0	1274.0	480.5	2.8	1890.0
2	69.84	46.5	67.5	5.1	8.0	1322.0	452.9	2.9	616.0
3	68.24	44.4	65.8	5.0	8.0	1350.2	447.9	3.0	1775.0
4	67.17	43.0	64.7	4.9	8.0	1368.7	444.4	3.1	355.0
5	66.23	41.8	63.7	4.8	8.0	1384.8	441.2	3.1	1659.7
6	64.76	39.8	62.2	4.8	8.0	1410.2	436.3	3.2	234.0
7	63.53	38.3	61.0	4.7	8.0	1429.9	431.4	3.3	1450.0
8	62.44	36.9	59.8	4.6	8.0	1447.1	426.9	3.4	1503.9
9	62.46	36.9	60.0	4.7	8.0	1422.6	419.9	3.4	10.0
10	62.11	36.9	60.0	3.9	7.0	1341.8	400.1	3.4	1422.6
11	61.82	36.9	60.0	3.0	6.0	1272.6	383.9	3.3	0.0
12	61.51	36.9	60.0	2.2	5.0	1194.7	364.6	3.3	0.0
13	61.23	36.9	60.0	3.9	6.5	1116.9	330.5	3.4	0.0
14	60.76	36.9	60.0	5.7	8.0	966.9	277.2	3.5	0.0
15	60.35	36.9	60.0	8.1	10.0	793.8	220.2	3.6	966.9
16	60.17	36.9	60.0	10.4	12.0	678.4	184.3	3.7	0.0
17	60.11	36.9	60.0	10.5	12.0	626.5	171.2	3.7	0.0
18	60.04	36.87	60	10.7	12.0	539.9	150.6	3.6	626.5
				10.7	12.0	539.9	150.6	3.6	540

Punkt	Dag	0 Energi	Kondensator	Kompressor	Gasskjel Avgitt	Gasskjel Tilført	Fordamperspumpe	Enhet
1		5	155756	54804	64140	75459	1712	kWh
2	5	160327	54051	57035	48480	57035	1712	kWh
3	10	163133	53540	53540	45600	45600	1712	kWh
4	15	165215	53135	37059	31500	37059	1712	kWh
5	20	335406	105299	45480	53506	53506	3425	kWh
6	30	340810	104131	26280	30918	30918	3425	kWh
7	40	346237	103005	10080	11859	11859	3425	kWh
8	50	344359	101625	1200	1412	1412	3425	kWh
9	60	663447	196817	0	0	0	6849	kWh
10	80	627450	188156	0	0	0	6849	kWh
11	100	740181	224535	0	0	0	8561	kWh
12	125	693466	208528	0	0	0	8561	kWh
13	150	1250242	364596	0	0	0	17123	kWh
14	200	1056419	298419	0	0	0	17123	kWh
15	250	530007	145627	0	0	0	10274	kWh
16	280	313177	85312	0	0	0	6849	kWh
17	300	279943	77213	0	0	0	6849	kWh
18	365	583144	162614	0	0	0	15411	kWh
Sum	300	8 747 718	2 587 408	285 920	312 847	124 957	124 957	kWh

(Trykktap på 8 mVs og 100 l/s)

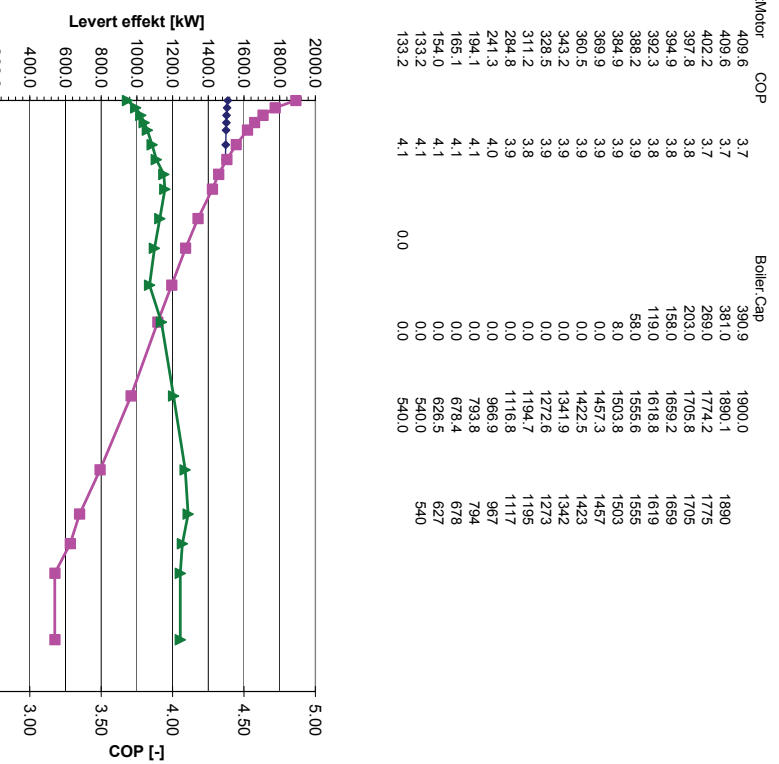
Effektdeknning VP	0.77 [-]
Lvert varmeeffekt	9 013 638 [kWh]
Energideknning VP	0.970 [-]
SPFvp	3.39 [-]
SPFvp+kj	3.11 [-]
SPFtot	2.95 [-]



# Resultater fra Alternativ 1a, totrins ammoniak, Tur-/retur 70/45 °C

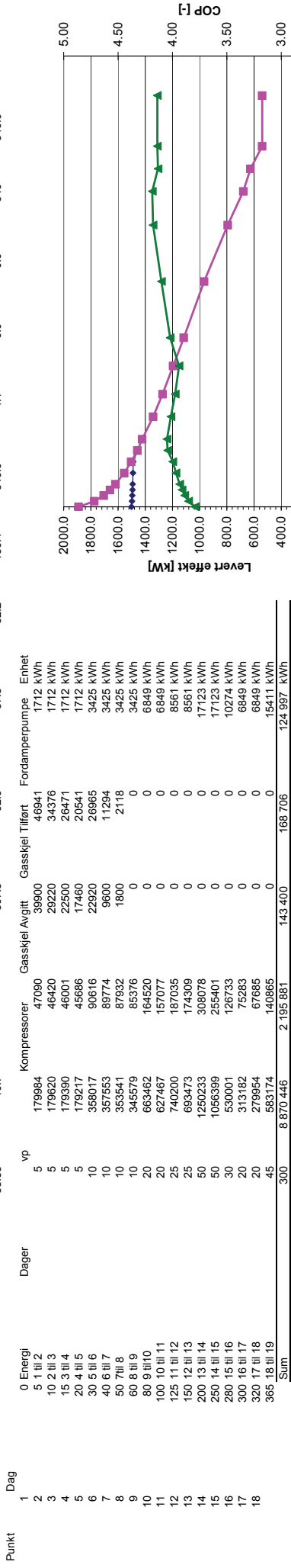
Time	Flash/Ch1:IDP	Cond1:IDP	Cond1:ISecIn	Cond1:ISecOut	Evap2:IRFlow	Evap2:ISecIn	Cond1:q	LSMotor2:win	TotMotor	COP	Boiler:Cap
0	40.7	68.4	45.0	65.0	4.4	8.0	1509.1	228.0	181.6	409.6	390.9
1	40.7	68.4	45.0	65.0	4.4	8.0	1509.1	228.0	181.6	409.6	1890.1
2	40.43	67.2	43.2	63.8	4.4	8.0	1505.2	226.6	175.6	402.2	1774.2
3	40.27	66.5	43.2	63.0	4.4	8.0	1502.8	225.8	172.0	397.8	1705.8
4	40.17	66.0	42.7	62.6	4.4	8.0	1501.2	225.2	169.6	394.9	1659.2
5	40.07	65.6	42.3	62.2	4.4	8.0	1499.8	224.8	167.5	392.3	1618.8
6	39.93	65.0	41.7	61.3	4.4	8.0	1497.6	224.0	164.2	388.2	1555.6
7	39.81	64.4	41.2	61.0	4.4	8.0	1495.8	223.4	161.5	384.9	1503.8
8	39.68	63.4	40.7	60.0	4.4	8.0	1457.3	217.5	152.5	369.9	1457.3
9	39.74	62.8	40.7	60.0	4.5	8.0	1422.5	212.6	147.9	360.5	1422.5
10	38.85	62.8	40.7	60.0	3.7	7.0	1341.9	200.4	142.7	343.2	1341.9
11	37.94	62.5	40.7	60.0	2.9	6.0	1272.6	189.9	138.6	328.5	1272.6
12	37.04	62.1	40.7	60.0	2.1	5.0	1194.7	178.2	133.0	311.2	1194.7
13	38.74	61.8	40.7	60.0	3.8	6.5	1116.8	168.6	116.2	284.8	1116.8
14	40.64	61.2	40.7	60.0	5.6	8.0	966.9	148.0	92.3	241.3	966.9
15	43.23	60.6	40.7	60.0	8.0	10.0	793.8	126.7	67.5	194.1	793.8
16	45.8	60.3	40.7	60.0	10.3	12.0	678.4	112.2	52.9	165.1	678.4
17	46	60.2	40.7	60.0	10.5	12.0	626.5	105.1	48.9	154.0	626.5
18	46.3	60.1	40.72	60.0	10.7	12.0	540.0	93.1	40.0	133.2	540.0
			40.72	60.0		12.0	540.0	93.1			
1	0 Energi	Dager	Kondensator	Kompressor	Gas skyl Avgitt	Gas skyl Tilført	Fordampningspumpe	Enheter			
2	5 1 til 2		180854	48709	39000	48682	1712 kWh				
3	10 2 til 3		180476	48004	28320	33318	1712 kWh				
4	15 3 til 4		180239	47563	21660	25482	1712 kWh				
5	20 4 til 5		180060	47231	16620	19553	1712 kWh				
6	30 5 til 6		359688	93665	21240	24988	3425 kWh				
7	40 6 til 7		359205	92778	7920	9318	3425 kWh				
8	50 7 til 8		354365	90582	960	1129	3425 kWh				
9	60 8 til 9		345573	87652	0	0	3425 kWh				
10	80 9 til 10		653449	168674	0	0	6849 kWh				
11	100 10 til 11		627464	161206	0	0	6849 kWh				
12	126 11 til 12		740184	191931	0	0	8561 kWh				
13	150 12 til 13		693454	178801	0	0	8561 kWh				
14	200 13 til 14		1260222	315641	0	0	17123 kWh				
15	250 14 til 15		1066410	261253	0	0	17123 kWh				
16	280 15 til 16		529993	129321	0	0	10274 kWh				
17	300 16 til 17		313176	76577	0	0	6849 kWh				
18	320 17 til 18		279945	68915	0	0	6849 kWh				
	365 18 til 19		563151	143820	2190	2576	15411 kWh				
	Sum		8 877 910	2 252 522	137 910	162 247	124 997 kWh				

Effektdekning VP	0.79
Levert Varmeeffekt	9 015 819 [kWh]
Energidekning VP	0.985
SPrVP	3.94
SPrVP+K	3.73
SPrFlot	3.55



# Resultater fra Alternativ 1a, med overhettingsvarmeveksler totrinn ammoniak, Tur-/retur 70/45 °C

Time	Condt1:IDP	Condt1:ISecIn	Condt1:ISecOut	Evap2:IRtOut	Evap2:ISecIn	Condt1:q	LSMotor2:win	HSMotor2:win	SupthX:q	TotMotor	Totcap	COPtot	Boiler	Qvp
0														
1	66.21	45.0	63.1	4.4	8.0	1365.3	225.4	170.5	170.5	395.9	1501.7	3.8	388.0	1890
2	65.07	43.9	61.9	4.4	8.0	1365.2	225.4	170.5	170.5	395.9	1501.8	3.8	388.0	1890
3	64.39	43.2	61.2	4.4	8.0	1365.6	223.4	164.8	164.8	389.7	1498.0	3.9	277.0	1775
4	63.94	42.3	60.8	4.3	8.0	1365.8	222.9	161.3	161.3	384.7	1495.7	3.9	210.0	1705
5	63.54	42.3	60.4	4.3	8.0	1365.9	222.5	159.1	159.1	381.9	1494.1	3.9	165.0	1659
6	62.92	41.7	59.8	4.3	8.0	1366.0	221.8	157.0	157.0	379.5	1492.8	3.9	126.0	1619
7	62.41	41.2	59.3	4.3	8.0	1366.1	221.2	153.3	153.3	375.6	1490.7	4.0	65.0	1555
8	61.54	40.7	58.4	4.4	8.0	1339.5	216.3	144.0	144.0	360.3	1488.9	4.0	15.0	1488.9
9	61.38	40.7	58.5	4.5	8.0	1308.1	211.5	139.7	139.7	351.2	1422.6	4.1	0.0	1457
10	60.97	40.7	58.4	3.7	7.0	1231.5	199.4	135.0	135.0	334.3	1341.8	4.0	0.0	1423
11	60.62	40.7	58.4	2.9	6.0	1165.5	188.9	131.3	131.3	320.2	1272.6	4.0	0.0	1423
12	60.25	40.7	58.3	2.1	5.0	1092.1	177.3	126.0	126.0	303.3	1194.7	3.9	0.0	1273
13	60.04	40.7	58.4	3.8	6.5	1026.2	167.8	110.0	110.0	277.7	1116.9	4.0	0.0	1195
14	59.61	40.7	58.5	5.6	8.0	893.9	148.4	87.3	87.3	235.7	966.9	4.1	0.0	1117
15	59.25	40.7	58.7	8.0	10.0	739.9	126.3	63.7	63.7	189.9	793.8	4.2	0.0	967
16	58.99	40.7	58.8	10.3	12.0	635.6	111.9	50.2	50.2	162.1	678.4	4.2	0.0	794
17	58.85	40.7	58.8	10.4	12.0	586.6	104.7	46.9	46.9	151.6	626.5	4.1	0.0	678
18	58.85	40.72	58.85	10.7	12.0	507.8	92.9	37.5	37.5	130.4	540.0	4.1	0.0	627
Sum						143.400	168.706	124.997	124.997	36.000	400.0	3.000	0.0	540.0



Punkt	Dag	0_Energi	vp	Kompressor	Gasskjel Avgitt	Gasskjel Tilført	Fordamperspumpe	Enhet
1								
2	5	179884	47090	36900	46941	1712	1712	kWh
3	5	179620	46420	29220	34376	1712	1712	kWh
4	5	179390	46001	22500	26471	1712	1712	kWh
5	5	179217	45686	17460	20541	1712	1712	kWh
6	10	358017	90616	22920	26965	3425	3425	kWh
7	10	357553	89774	9600	11294	3425	3425	kWh
8	10	353541	87932	1800	2118	3425	3425	kWh
9	10	346579	86376	0	0	6849	6849	kWh
10	20	663462	164520	0	0	6849	6849	kWh
11	20	627467	157077	0	0	8561	8561	kWh
12	25	740200	187035	0	0	8561	8561	kWh
13	25	693473	174309	0	0	17123	17123	kWh
14	50	1250233	308078	0	0	17123	17123	kWh
15	50	1056399	255401	0	0	10274	10274	kWh
16	30	530001	126733	0	0	6849	6849	kWh
17	20	313182	75283	0	0	6849	6849	kWh
18	20	279954	67685	0	0	15411	15411	kWh
365	18	18	18	45	0	0	0	
Sum				8 870 446	2 195 881	143 400	168 706	124 997 kWh

Effektdekning VP	0.79 [-]
Levert Varmeeffekt	9 013 846 [kWh]
Energi dekning VP	0.984 [-]
SPFvp	4.04 [-]
SPFvp+kj	3.81 [-]
SPFtot	3.62 [-]



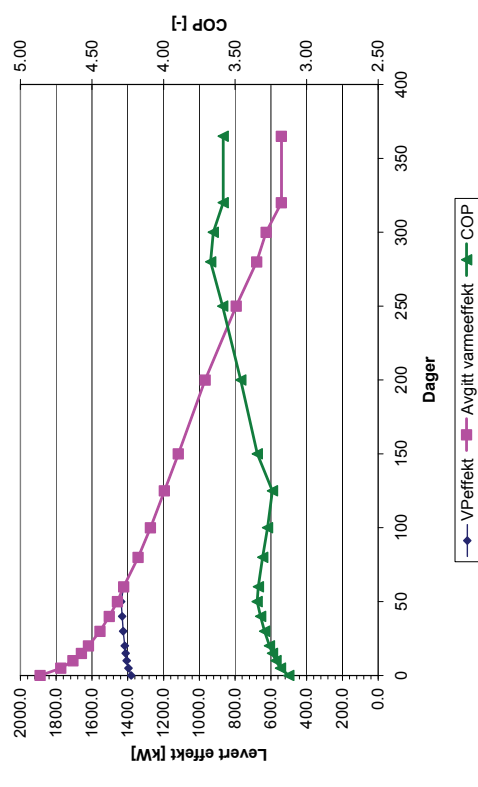
# Resultater fra Alternativ 3, ettrinns R134a, Tur-/retur 70/45 °C

Time	Condt1:IDP	Condt1:ISecIn	Condt1:ISecOut	Evap2:IRfOut	Evap2:ISecIn	Condt1:q	LSMotor2:wh	COP	Boiler:Cap
0	66.46	45.0	63.3	4.9	8.0	1381.0	442.0	3.1	1458.0
1	66.46	45.0	63.3	4.9	8.0	1381.0	442.0	3.1	1890.0
2	65.55	43.9	62.3	4.8	8.0	1396.4	438.8	3.2	509.0
3	65.02	43.2	61.8	4.8	8.0	1405.8	437.3	3.2	1775.4
4	64.66	42.7	61.4	4.8	8.0	1411.9	435.9	3.2	1705.8
5	64.34	42.3	61.1	4.7	8.0	1417.0	434.7	3.2	1658.9
6	63.83	41.7	60.5	4.7	8.0	1425.0	432.7	3.3	202.0
7	63.42	41.2	60.1	4.7	8.0	1431.6	431.0	3.3	1555.0
8	63.06	40.7	59.7	4.7	8.0	1437.3	429.5	3.3	1503.6
9	63.19	40.7	60.0	4.7	8.0	1422.6	426.3	3.3	1457.3
10	62.78	40.7	60.0	3.9	7.0	1341.8	405.7	3.3	20.0
11	62.45	40.7	60.0	3.1	6.0	1272.6	388.8	3.3	0.0
12	62.09	40.7	60.0	2.3	5.0	1194.7	368.8	3.2	0.0
13	61.75	40.7	60.0	3.9	6.5	1116.8	334.0	3.3	0.0
14	61.15	40.7	60.0	5.7	8.0	966.9	279.4	3.5	0.0
15	60.6	40.7	60.0	8.1	10.0	793.8	221.3	3.6	0.0
16	60.32	40.7	60.0	10.4	12.0	678.4	184.8	3.7	0.0
17	60.23	40.7	60.0	10.5	12.0	626.5	171.5	3.7	0.0
18	60.11	40.72	59.99	10.7	12.0	540.0	150.7	3.6	0.0
18	60.11	40.72	59.99	10.7	12.0	540.0	150.7	3.6	540.0

Punkt	Dag	0 Energi	Kondensator	Kompressor	Gasskjel Avgitt	Gasskjel Tilført	Fordamperspumpe	Enhet
1	1	5	166646	52844	53220	62612	1712	kWh
2	2	5	168133	52563	40680	47859	1712	kWh
3	3	10	2113	52392	32820	38612	1712	kWh
4	4	15	3114	52238	26940	31694	1712	kWh
5	5	20	4115	104085	39840	46871	3425	kWh
6	6	30	5116	341050	104085	28518	3425	kWh
7	7	40	6117	342793	103643	24240	3425	kWh
8	8	50	7118	344268	103263	11040	3425	kWh
9	9	60	8119	343188	102895	2400	3425	kWh
10	10	80	9120	663447	199684	0	6849	kWh
11	11	100	10121	627453	190684	0	6849	kWh
12	12	125	11122	740191	227278	0	8561	kWh
13	13	150	12123	693465	210834	0	8561	kWh
14	14	200	13124	1250221	368041	0	17123	kWh
15	15	250	14125	1056431	300469	0	17123	kWh
16	16	280	15126	530023	146214	0	10274	kWh
17	17	300	16127	313181	85513	0	6849	kWh
18	18	320	17128	279945	77329	0	6849	kWh
18	18	365	18129	583148	162761	0	15411	kWh
Sum		300	8 782 380	2 592 530	231 180	271 976	124 997	kWh

(Trykktap på 8 mVs og 100 l/s)

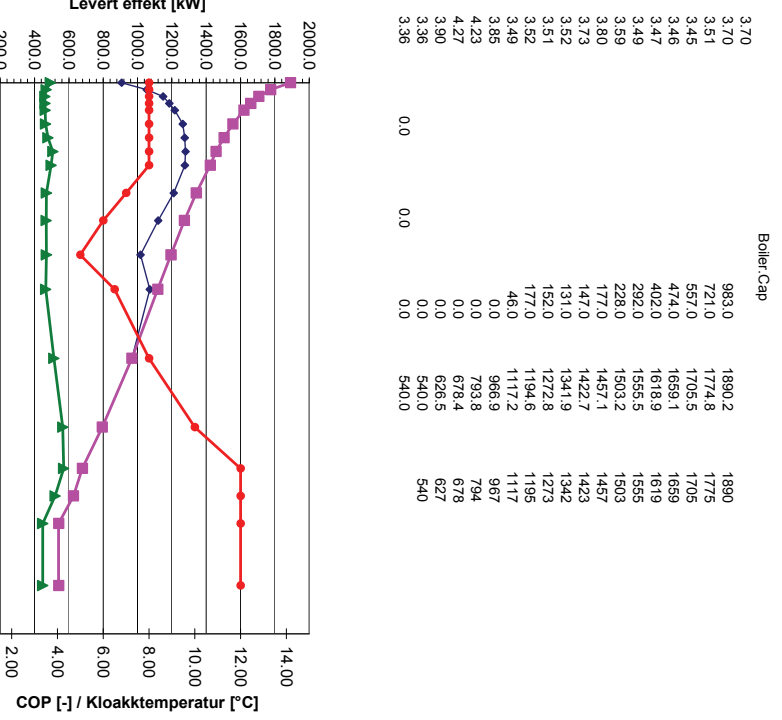
Effektdeknng VP	0.76 [-]
Løvert Varmeeffekt	9 013 560 [kWh]
Energideknng VP	0.974 [-]
SPFvp	3.38 [-]
SPFvp+kj	3.15 [-]
SPFtot	3.02 [-]



# Resultater fra Alternativ 4, Turbo R134a, Tur-/retur 70/45 °C

Time	Condt-IDP	Condt:ISecIn	Condt:ISecOut	Evap2:RfRtOut	Evap2:ISecIn	Condt:q	HSMotor2:WIn	HomP2:mRf	HCmp2:EffIsen	COP
0	59.1	45.0	57.0	6.9	8.0	907.1	245.4	0.7	0.671	3.70
1	59.1	45.0	57.0	6.9	8.0	907.2	245.4	0.7	0.671	3.70
2	59.44	43.1	57.0	6.6	8.0	1053.8	300.0	0.8	0.636	3.51
3	59.74	41.9	57.1	6.3	8.0	1148.5	332.7	1.0	0.630	3.45
4	59.53	41.1	56.8	6.3	8.0	1185.1	342.4	1.0	0.630	3.46
5	59.35	40.4	56.5	6.2	8.0	1216.9	350.9	1.0	0.630	3.47
6	59.01	39.4	56.1	6.1	8.0	1263.5	362.6	1.0	0.630	3.49
7	58.32	38.5	55.4	6.0	8.0	1275.2	355.2	1.0	0.644	3.59
8	57.87	37.7	55.0	6.0	8.0	1280.1	337.0	1.0	0.682	3.80
9	57.64	37.7	55.1	6.0	8.0	1275.7	342.3	1.0	0.670	3.73
10	57.87	37.7	55.1	6.0	8.0	1275.7	343.8	1.0	0.630	3.52
11	56.86	37.7	54.7	5.2	6.0	1120.8	319.2	1.0	0.630	3.51
12	55.92	37.7	54.1	3.6	6.0	1017.6	288.9	1.0	0.630	3.52
13	57.89	37.7	56.2	5.0	6.5	1071.2	307.2	1.0	0.630	3.49
14	58.16	37.7	57.0	6.7	8.0	966.9	251.1	0.7	0.691	3.85
15	57.6	37.7	57.0	9.0	10.0	793.8	167.5	0.5	0.720	4.23
16	57.33	37.7	57.0	11.3	12.0	678.4	158.8	0.4	0.714	4.27
17	57.23	37.7	57.0	11.5	12.0	626.5	160.5	0.3	0.713	3.90
18	57.11	37.72	57.0	11.8	12.0	540.0	160.8	0.3	0.712	3.36
Sum										
				8159.786	2.224.354	854.340	1.005.106	124.997	15411.000	

Effektdekning VP	0.68 [-]
Levert Varmeeffekt	9 014.126 [kW/h]
Energidekning VP	0.905 [-]
SPFVp	3.67 [-]
SPFVp+Hj	2.79 [-]
SPFlot	2.69 [-]



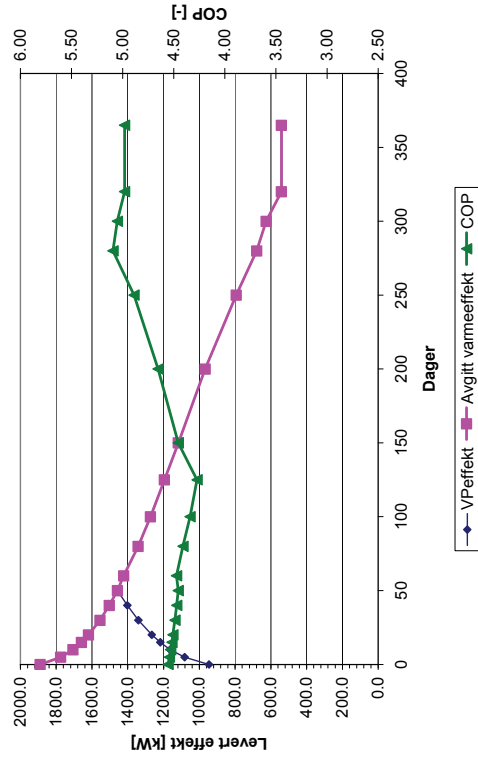
# Resultater fra Alternativ 1b, ettrinns ammoniakkk, Tur-/retur 60/40 °C

Time	Condt1:IDP	Condt1:ISecIn	Condt1:ISecOut	Evap2:IRtrOut	Evap2:I:SecIn	Condt1:q	LSMotor2:wh	COP	Boiler:Cap
0	52.11	40.0	50.0	5.6	8.0	945.0	207.5	4.6	1692.5
1	52.11	40.0	50.0	5.6	8.0	945.0	207.5	4.6	1890.0
2	52.42	38.6	50.0	5.3	8.0	1081.6	238.1	4.5	1775
3	52.6	37.7	50.0	5.0	8.0	1163.6	256.8	4.5	1705.6
4	52.73	37.1	50.0	4.9	8.0	1218.2	269.6	4.5	1659.2
5	52.83	36.6	50.0	4.8	8.0	1266.0	280.8	4.5	1619.0
6	53	35.8	50.0	4.6	8.0	1341.1	288.8	4.5	1555.1
7	53.14	35.2	50.0	4.5	8.0	1402.6	313.7	4.5	1503.6
8	53.26	34.6	50.0	4.3	8.0	1457.3	327.1	4.5	1457.3
9	53.1	34.6	50.0	4.4	8.0	1422.6	318.0	4.5	1422.6
10	52.73	34.6	50.0	3.6	7.0	1341.9	304.3	4.4	1341.9
11	52.42	34.6	50.0	2.8	6.0	1272.6	293.2	4.3	1272.6
12	52.08	34.6	50.0	2.0	5.0	1194.7	279.7	4.3	1194.7
13	51.76	34.6	50.0	3.7	6.5	1116.9	250.6	4.5	1116.9
14	51.2	34.6	50.0	5.5	8.0	966.9	207.8	4.7	966.9
15	50.65	34.6	50.0	8.0	10.0	793.8	162.4	4.9	794
16	50.37	34.6	50.0	10.2	12.0	678.5	133.2	5.1	678.5
17	50.27	34.6	50.0	12.0	12.0	626.5	124.0	5.1	627
18	50.14	34.58	50	10.6	12.0	540.0	108.4	5.0	540.0
18	50.14	34.58	50	10.6	12.0	540.0	108.4	5.0	540.0

Punkt	Dag	0 Energi	Kondensator	Kompressor	Gasskjel Avgitt	Gasskjel Tilført	Fordamperspumpe	Enhet
1	1	0	121596	26731	98280	115624	1712	kWh
2	2	5	134710	29693	74100	87176	1712	kWh
3	3	10	142907	31589	58980	69388	1712	kWh
4	4	15	149055	33027	47640	56047	1712	kWh
5	5	20	312861	69555	68040	80047	3425	kWh
6	6	30	329252	73502	37800	44471	3425	kWh
7	7	40	343186	76892	12120	14259	3425	kWh
8	8	50	77410	0	0	0	3425	kWh
9	9	60	663475	149344	0	0	6849	kWh
10	10	70	627479	143390	0	0	6849	kWh
11	11	80	740215	171863	0	0	8561	kWh
12	12	90	693495	159085	0	0	8561	kWh
13	13	100	1250272	275032	0	0	17123	kWh
14	14	110	1056421	222097	0	0	17123	kWh
15	15	120	530022	106400	0	0	10274	kWh
16	16	130	313192	61715	0	0	6849	kWh
17	17	140	279954	55774	0	0	6849	kWh
18	18	150	583174	117087	0	0	15411	kWh
18	18	150	583174	117087	0	0	15411	kWh
Sum		300	8 616 852	1 880 186	396 960	467 012	124 997	kWh

(Trykktap på 8 mVs og 100 l/s)

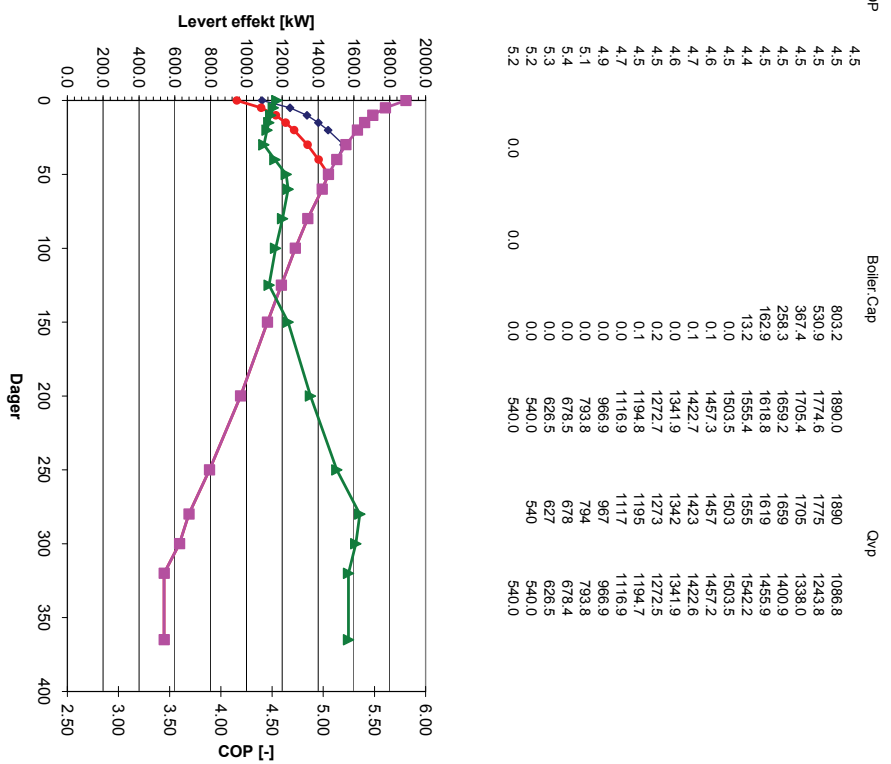
Effektdeknning VP	0.77 [-]
Løvert Varmeeffekt	9 013.812 [kWh]
Energideknning VP	0.956 [-]
SPFvp	4.56 [-]
SPFvp+kj	3.84 [-]
SPFtot	3.65 [-]



# Resultater fra Aternativ 1b, med overhettingsvarmeveksler, ettrinns ammoniak, Tur-/retur 60/40 °C

Time	Condt IDP	Condt ISecIn	Condt ISecOut	Evap2:RfInOut	Evap2:ISecIn	Condt IQ	LSMotor2:win	Supheat:q	Ptot	COP
0	52.39	40.0	49.7	5.2	8.0	915.9	239.0	170.8	1086.7	4.5
1	52.39	40.0	49.7	5.2	8.0	916.0	239.0	170.8	1086.8	4.5
2	52.78	38.6	49.7	4.8	8.0	1051.2	275.6	192.6	1243.8	4.5
3	53.01	37.7	49.7	4.6	8.0	1132.7	298.2	205.4	1338.0	4.5
4	53.17	37.1	49.7	4.5	8.0	1187.1	313.5	213.8	1400.9	4.5
5	53.31	36.6	49.7	4.3	8.0	1234.8	327.1	221.1	1455.9	4.4
6	53.33	35.8	49.7	4.1	8.0	1309.8	348.9	232.4	1522.2	4.5
7	52.49	35.2	48.7	4.2	8.0	1280.6	332.1	222.9	1503.5	4.5
8	51.42	34.6	47.8	4.4	8.0	1244.4	314.2	212.8	1457.2	4.6
9	51.25	34.6	47.8	4.4	8.0	1214.8	305.4	207.8	1422.6	4.7
10	50.8	34.6	47.7	4.4	8.0	1141.9	291.5	200.0	1341.9	4.6
11	50.42	34.6	47.7	4.3	8.0	1078.9	280.6	193.7	1272.5	4.5
12	50.01	34.6	47.6	4.2	8.0	1008.9	267.1	185.7	1194.7	4.5
13	49.75	34.6	47.7	4.2	8.0	948.3	259.8	186.6	1168.9	4.7
14	49.21	34.6	47.7	4.1	8.0	882.0	239.8	171.9	1116.9	4.9
15	48.67	34.6	47.8	4.0	8.0	825.0	229.3	166.6	1066.9	5.1
16	48.41	34.6	47.9	4.0	8.0	793.8	226.6	166.6	1038.8	5.1
17	48.26	34.6	47.9	4.0	8.0	761.2	226.6	166.6	1016.9	5.4
18	48.05	34.58	47.83	4.0	8.0	730.0	226.6	166.6	995.0	5.2
Sum						1850.960	219.888	258.691	124.997	540.0

Effektdekning VP	0.82 [-]
Levert Varmeeffekt	9 014.054 [kW/h]
Energidekning VP	0.976 [-]
SPFVp	4.75 [-]
SPFVp+H	4.27 [-]
SPFlot	4.03 [-]





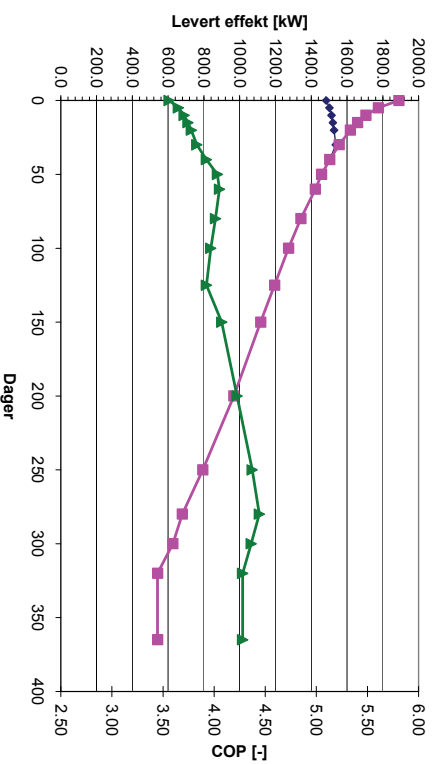
# Resultater fra Alternativ 2b, ettrinns ammoniak, lav effektdekning, Tur-/retur 60/40 °C

Time	Condt1.IDP	Condt1.SecIn	Condt1.SecOut	Evap2.IRfOut	Evap2.ISecIn	Condt1.q	LSMotor2.wIn	COP	Boller.Cap
0	52.11	40.0	5.4	5.4	8.0	945.0	206.3	4.6	1693.7
1	52.11	40.0	5.4	5.4	8.0	945.0	206.3	4.6	1890.0
2	52.42	38.6	5.0	5.0	8.0	1081.6	237.4	4.6	1774.6
3	52.6	37.7	4.8	4.8	8.0	1163.6	256.5	4.5	1705.6
4	52.73	37.1	4.7	4.7	8.0	1218.2	269.3	4.5	1659.2
5	52.83	36.6	4.5	4.5	8.0	1266.0	280.9	4.5	1619.0
6	52.4	35.8	4.4	4.4	8.0	1294.4	284.5	4.5	1555.4
7	51.79	35.2	4.4	4.4	8.0	1297.1	281.4	4.6	1503.1
8	51.24	34.6	4.4	4.4	8.0	1299.5	278.7	4.7	1457.5
9	51.48	34.6	4.4	4.4	8.0	1298.4	279.9	4.6	1422.4
10	51.58	34.6	3.6	3.6	7.0	1257.0	277.7	4.5	1342.0
11	51.63	34.6	2.7	2.7	6.0	1216.1	275.2	4.4	1273.1
12	51.8	34.6	1.8	1.8	5.0	1175.4	273.1	4.3	1194.4
13	51.76	34.6	3.4	3.4	6.5	1116.9	250.2	4.5	1116.9
14	51.2	34.6	5.3	5.3	8.0	966.9	206.9	4.7	966.9
15	50.65	34.6	7.8	7.8	10.0	793.8	160.7	4.9	793.8
16	50.37	34.6	10.1	10.1	12.0	678.5	131.5	5.2	678.5
17	50.27	34.6	10.2	10.2	12.0	626.5	122.0	5.1	626.5
18	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
19	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
20	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
21	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
22	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
23	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
24	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
25	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
26	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
27	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
28	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
29	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
30	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
31	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
32	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
33	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
34	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
35	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
36	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
37	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
38	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
39	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
40	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
41	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
42	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
43	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
44	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
45	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
46	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
47	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
48	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
49	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
50	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
51	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
52	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
53	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
54	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
55	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
56	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
57	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
58	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
59	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
60	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
61	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
62	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
63	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
64	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
65	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
66	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
67	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
68	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
69	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
70	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
71	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
72	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
73	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
74	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
75	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
76	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
77	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
78	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
79	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
80	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
81	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
82	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
83	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
84	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
85	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
86	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
87	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
88	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
89	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
90	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
91	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
92	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
93	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
94	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
95	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
96	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
97	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
98	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
99	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
100	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
101	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
102	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
103	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
104	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
105	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
106	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
107	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
108	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
109	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
110	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
111	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
112	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
113	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
114	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
115	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
116	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
117	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
118	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
119	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
120	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
121	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
122	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
123	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
124	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0	540.0	106.4	5.1	540.0
125	50.14	34.58	10.5	10.5	12.0				

# Resultater fra Alternativ 3, ettrims R134a, Tur-/retur 60/40 °C

Time	Condt_iDP	Condt_iSecIn	Condt_iSecOut	Evap2:RfROut	Evap2:ISecIn	Condt_iq	LSMotor2:win	COP	Boiler:Cap
0	60.07	40.0	55.7	4.5	8.0	1483.6	416.7	3.6	406.0
1	60.07	40.0	55.7	4.5	8.0	1483.6	416.7	3.6	1889.6
2	58.87	38.6	54.5	4.4	8.0	1501.9	411.4	3.7	273.0
3	58.16	37.7	53.7	4.4	8.0	1513.3	408.3	3.7	1774.9
4	57.69	37.1	53.2	4.3	8.0	1520.8	404.4	3.7	1705.3
5	57.27	36.6	52.8	4.3	8.0	1527.4	404.4	3.8	1658.8
6	56.61	35.8	52.1	4.3	8.0	1537.7	401.5	3.8	1618.4
7	55.5	35.2	51.1	4.3	8.0	1503.5	383.1	3.9	1555.7
8	54.3	34.6	50.0	4.4	8.0	1457.3	361.4	4.0	1503.5
9	54.1	34.6	50.0	4.5	8.0	1422.6	351.1	4.1	1457.3
10	53.65	34.6	50.0	3.7	7.0	1341.9	334.3	4.0	1422.6
11	53.27	34.6	50.0	2.9	6.0	1272.6	320.8	4.0	1341.9
12	52.85	34.6	50.0	2.1	5.0	1194.8	304.4	3.9	1272.6
13	52.45	34.6	50.0	3.7	6.5	1116.9	274.1	4.1	1194.8
14	51.73	34.6	50.0	3.6	8.0	966.9	228.9	4.2	1116.9
15	51	34.6	50.0	8.0	10.0	793.8	181.5	4.4	966.9
16	50.61	34.6	50.0	10.3	12.0	678.5	152.7	4.4	793.8
17	50.46	34.6	50.0	10.4	12.0	626.5	143.6	4.4	678.5
18	50.26	34.58	50	10.7	12.0	540.0	126.2	4.3	626.5
						540.0	126.2	4.3	540.0
Dag	0 Energi	Dager	Kondensator	Kompressor	Gasskyl Avgitt	Gasskyl Tilført	Fordamperpumpe	Enhet	
1	5 1 ill 2		179128	49689	40740	47929	1712 kWh	1712 kWh	
2	10 2 ill 3		180912	49186	27900	32824	1712 kWh	1712 kWh	
3	15 3 ill 4		182046	48877	19800	23284	1712 kWh	1712 kWh	
4	20 4 ill 5		182893	48641	13740	16165	3425 kWh	3425 kWh	
5	30 5 ill 6		367805	96706	13080	15388	3425 kWh	3425 kWh	
6	40 6 ill 7		364933	94145	2160	2541	3425 kWh	3425 kWh	
7	50 7 ill 8		355289	89334	0	0	3425 kWh	3425 kWh	
8	60 8 ill 9		345590	85497	0	0	3425 kWh	3425 kWh	
9	80 9 ill 10		653477	164500	0	0	6849 kWh	6849 kWh	
10	100 10 ill 11		157225	157225	0	0	6849 kWh	6849 kWh	
11	125 11 ill 12		740214	187553	0	0	8561 kWh	8561 kWh	
12	150 12 ill 13		693497	173542	0	0	8561 kWh	8561 kWh	
13	200 13 ill 14		1250277	301791	0	0	17123 kWh	17123 kWh	
14	250 14 ill 15		1066437	246260	0	0	17123 kWh	17123 kWh	
15	280 15 ill 16		530028	120337	0	0	10274 kWh	10274 kWh	
16	300 16 ill 17		313196	71125	0	0	6849 kWh	6849 kWh	
17	320 17 ill 18		279956	64761	0	0	6849 kWh	6849 kWh	
18	365 18 ill 19		583163	136309	0	0	15411 kWh	15411 kWh	
Sum			8 896 320	2 185 477	117 420	138 141	124 997 kWh	124 997 kWh	

Effektdekning VP	0.81 [-]
Levert Varmeeffekt	9 013 740 [kWh]
Energidekning VP	0.987 [-]
SPFVP	4.07 [-]
SPFVP+K	3.88 [-]
SPFVot	3.68 [-]



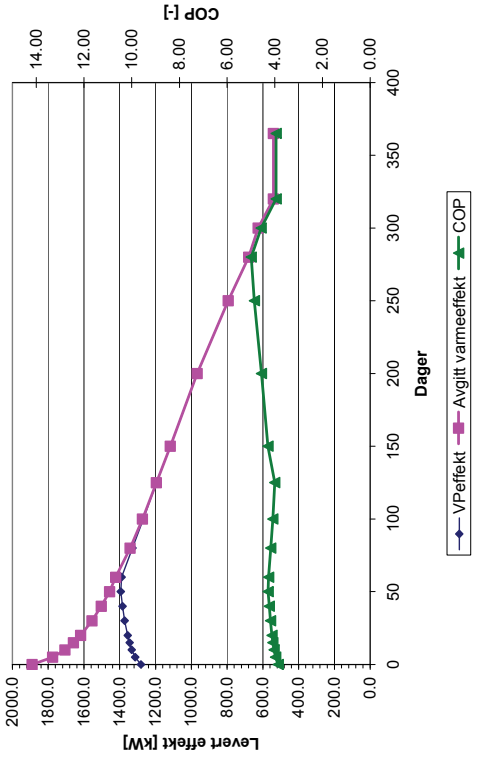
# Resultater fra Alternativ 3, Turbo R134a, Tur-/retur 60/40 °C

Time	Cond1:IDP	Cond1:Isech	Cond1:SecOut	Evap2:IRfOut	Evap2:Isech	Cond1:q	HSMotor2:win	HComp2:rmRfr	HComp2:refflisen	COP	Boiler:Cap
0	57.33	40.0	53.6	5.9	8.0	1280.6	331.4	1.0	0.7	3.86	1890.1
1	57.33	40.0	53.6	5.9	8.0	1281.1	332.2	1.0	0.7	3.86	1890.1
2	56.33	38.6	52.5	5.8	8.0	1314.0	331.4	1.0	0.7	3.97	1775.0
3	55.72	37.7	51.8	5.8	8.0	1332.5	330.3	1.0	0.7	4.03	1705.5
4	55.31	37.1	51.3	5.7	8.0	1344.8	329.5	1.0	0.7	4.08	1658.8
5	54.95	36.6	51.0	5.7	8.0	1355.7	329.0	1.0	0.7	4.12	1619.7
6	54.38	35.8	50.3	5.6	8.0	1372.9	328.6	1.0	0.7	4.18	1554.9
7	53.89	35.2	49.8	5.6	8.0	1384.2	327.2	1.0	0.7	4.23	1503.2
8	53.44	34.6	49.3	5.6	8.0	1393.9	325.8	1.0	0.7	4.28	1457.9
9	53.64	34.6	49.6	5.6	8.0	1389.4	326.4	1.0	0.7	4.26	1423.4
10	53.47	34.6	49.9	5.6	7.0	1329.4	318.9	1.0	0.7	4.17	1341.4
11	53.2	34.6	50.0	3.9	6.0	1267.9	310.7	1.0	0.7	4.08	1272.9
12	52.85	34.6	50.0	3.1	5.0	1194.7	298.6	1.0	0.7	4.00	1194.7
13	52.45	34.6	50.0	4.7	6.5	1116.9	260.5	0.8	0.7	4.29	1116.9
14	51.73	34.6	50.0	6.6	8.0	966.9	212.3	0.6	0.7	4.56	966.9
15	51	34.6	50.0	9.0	10.0	793.8	163.3	0.5	0.7	4.86	794
16	50.61	34.6	50.0	11.3	12.0	678.5	136.1	0.4	0.7	4.98	678.5
17	50.46	34.6	50.0	11.4	12.0	626.5	137.1	0.3	0.7	4.57	627
18	50.26	34.58	50	11.7	12.0	540.0	136.9	0.3	0.7	3.95	540
18	50.26	34.58	50	11.7	12.0	540.0	136.9	0.3	0.7	3.95	540.0

Punkt	Dag	0 Energi	Kondensator	Kompressor	Gas skjel Avgitt	Gas skjel Tilført	Fordamperspumpe	Enhet
1	1	0	155702	39816	64200	75529	1712	kWh
2	5	1	18789	39700	50040	58871	1712	kWh
3	10	2	160641	39584	41220	48494	1712	kWh
4	15	3	162033	39506	34620	40729	1712	kWh
5	20	4	327436	78908	53400	62824	3425	kWh
6	30	5	330857	78695	36120	42494	3425	kWh
7	40	6	333377	78358	21840	25694	3425	kWh
8	50	7	333993	78261	11520	13553	3425	kWh
9	60	8	625111	154878	10800	12706	6849	kWh
10	80	9	623354	151109	4080	4800	6849	kWh
11	100	10	738787	182787	1500	1765	8561	kWh
12	125	11	693487	167733	0	0	8561	kWh
13	150	12	1250265	283661	0	0	17123	kWh
14	200	13	1056443	225363	0	0	17123	kWh
15	250	14	530028	107502	0	0	10274	kWh
16	280	15	313196	65567	0	0	6849	kWh
17	300	16	279966	65749	0	0	6849	kWh
18	320	17	583199	147814	0	0	6849	kWh
365	18	19	8 684 065	2 025 292	329 340	387 459	124 997	kWh
Sum	300	8 684 065	2 025 292	329 340	387 459	124 997	124 997	kWh

(Trykktap på 8 mVs og 100 l/s)

Effektdekning VP	0.73 [-]
Løvert Varmeeffekt	9 013 405 [kWh]
Energidekning VP	0.963 [-]
SPFvp	4.29 [-]
SPFvp+kj	3.74 [-]
SPFtot	3.55 [-]



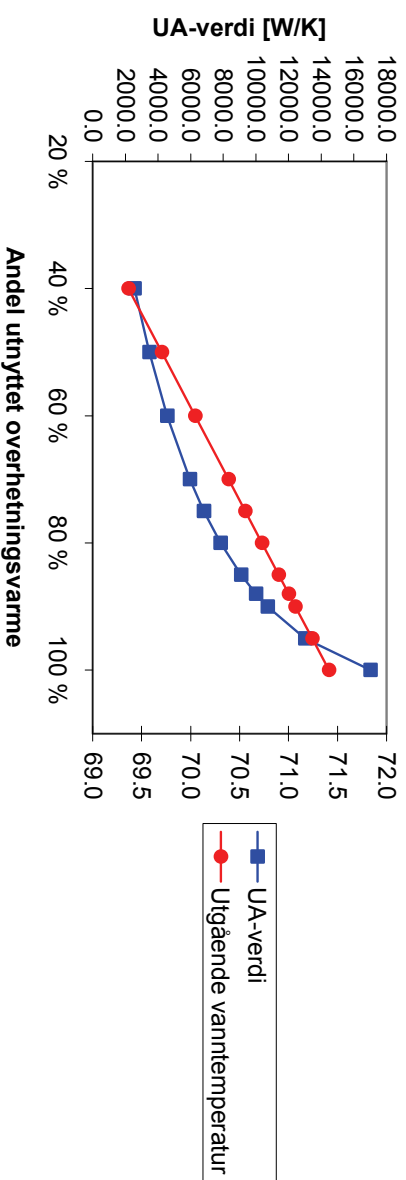
# Vedlegg H

## Overhettingsvarmeveksler

### UA- analyse, tottrinns anlegg

80/50 system

Arbeidsmedium	R717
Kondensatortrykk	Pa 3 312 318
Trykkørørstemperatur	°C 111
Kondenseringsstemperatur	°C 70
h_ trykkørør	J/kg 1798649
h_satvap_kond	J/kg 1645582
Spes overhettingsvarme	kJ/kg 153
Massestrøm	kg/s 1.4
Overhettingsvarme	kW 214
Massestrøm vann	kg/s 15
Cp_vann	J/kgK 4188
Temperatur inn vann	°C 68

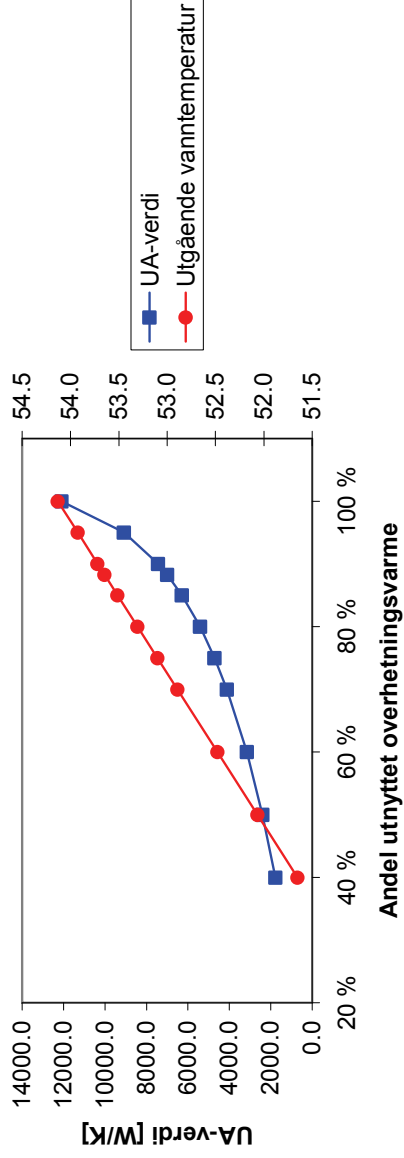


Andel overført	-	40 %	50 %	60 %	70 %	75 %	80 %	85 %	88 %	90 %	95 %	100 %
Varme overført	kW	86	107	129	150	161	171	182	189	193	204	214
Temp ut NH3	°C	94.6	90.5	86.4	82.3	80.25	78.2	76.15	74.92239	74.1	72.05	70
Temp ut vann	°C	69.4	69.7	70.0	70.4	70.6	70.7	70.9	71.0	71.1	71.2	71.4
LMTD	K	33.6	31.0	28.2	25.2	23.6	21.9	20.1	18.9	18.0	15.6	12.6
UA-behov	W/K	2554.3	3461.7	4561.3	5950.7	6808.9	7828.9	9083.8	10000.0	10711.3	13021.8	17019.8
Siste økning			907.4	1099.6	1389.5	858.1	1020.0	1254.9	916.2	711.3	2310.6	3998.0

# UA-analyse, ettrinns anlegg

60/40 system

Arbeidsmedium	R717
Kondensatortrykk	Pa 2 196 082
Trykkørstemperatur	°C 125
Kondenseringstemperatur	°C 53
h_ trykkør	J/kg 1874618
h_ satvap_kond	J/kg 1652737
Spes overhettingsvarme	kJ/kg 222
Massestrøm	kg/s 1.17
Overhettingsvarme	kW 260
Massestrøm vann	kg/s 15
Cp_ vann	J/kgK 4188
Temperatur inn vann	°C 50



	40 %	50 %	60 %	70 %	75 %	80 %	85 %	88 %	90 %	95 %	100 %
Andel overført	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Varme overført	104	130	156	182	195	208	221	229	234	247	260
Temp ut NH3	96.2	89	81.8	74.6	71	67.4	63.8	61.4458	60.2	56.6	53
Temp ut vann	51.7	52.1	52.5	52.9	53.1	53.3	53.5	53.6	53.7	53.9	54.1
LMTD	58.7	54.2	49.4	44.2	41.4	38.3	35.1	32.7	31.4	27.1	21.5
UA-behov	1768.1	2394.5	3153.4	4113.6	4707.8	5416.1	6291.8	7000.0	7437.0	9091.0	12095.8
Siste økning	626.4	759.0	960.1	594.3	708.3	875.6	708.2	437.0	1654.0	3004.8	

## Trykktap og U-verdi beregninger med regneark basert på ligninger fra Martin (1995)

Plate heat exchanger with geometry data from HEDH page 3.7.3-7  
Using analytical equations by Martin valid for Chevron angles between 10 and 80°. Can be used for extrapolation

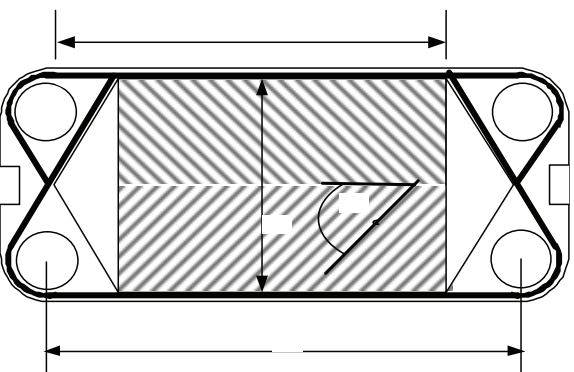
### Geometrical data:

Total area	19.21 m <sup>2</sup>
Material	Stainless steel
Thermal conductivity for plate	15.00 W/mK
Plate thickness	0.0008 m
Number of passes, Np	1
Total number of plates	82
Angle	60°
Area enhancement	1.17
Horizontal port center	-
Vertical port center	-
Total compressed pitch	-
Port nozzles Diameter	0.100 m
Excess area for fouling	10.000 %
Clean U	5520.000
Quoted Pressure drop	30.000 kPa
	49.000 kPa

### Calculation:

Plate area	0.240146
W	0.334
L = AWV	0.719
Plate distance, b	0.0024
Cross flow area	0.0008016
Hydraulic diameter	0.00410256
Number of channels	81
For medleside	40
For vannside	41

### Modell: M10-BW (Delsveist)



### Process data (water)

Flow rate	kg/s	Vannside	15	Medleside	1.4
Medium		R 718	R717		
Mean temperature	C				91.5
Pressure	Pa				3 303 945
Inlet temperature	K				341.05
Outlet temp	K				343.83
Density	kg/m <sup>3</sup>				1000
Specific heat	J/kg K				4200
Thermal conductivity	W/mK				0.63
Prandl Number	-				4.00
Bulk viscosity	kg/m s				0.0006
Heat load	W/mk				1.51E+06

### Calculated data

Channel flow rate	kg/s	0.365854	0.035
Mass velocity	kg/m <sup>2</sup> s	456.4043	43.6626747
Reynolds number	-	3120.713	13522.6322
Re <sub>e</sub>	-	3651.234	15821.4797
Port velocity	m/s	1.909859	7.83569869
Plate velocity	m/s	0.456404	1.91933114

### From Martin (1995)

a	3.8	K1e	63.8	K1	52.11096
b	0.18	ne	0.289	n	0.289
c	0.36	B1e	1280	B1	935.0573
		C1e	5.63	C1	4.811966

Darcy, ksi0	0.456928	0.41044629
Darcy, ksi1	5.094361	3.33466649
Darcy, ksi	2.002127	1.79369352
Nu	97.71067	205.72394
NU/P <sup>-1/3</sup>	81.22456	193.697514
Htc, W/m <sup>2</sup> s	15 004.7	1 514.4
Overall heat transfer coefficient (U) W/m <sup>2</sup> s	1 281.5	

U, Water on both sides	5 358.3
Pressure drop	
Port KSI=1.5 Pa	2 736
Channel Pa	36 546
Total Pa	39 281

B

LA

W

Plate heat exchanger with geometry data from HEDH page 3.7.3-7  
Using analytical equations by Martin valid for Chevron angles between 10 and 80°. Can be used for extrapolation

**Geometrical data:**

Total area	33.46 m <sup>2</sup>
Material	Stainless steel
Thermal conductivity for plate	15.00 W/mK
Plate thickness	0.0005 m
Number of passes, Np	1
Total number of plates	106
Angle	61 °
Area enhancement	1.17
Horizontal port center	- m
Vertical port center	- m
Total compressed pitch	- m
Port nozzles Diameter	0.110 m
Excess area for fouling	10.000 %
Clean U	5520.000
Quoted Pressure drop	30.000 kPa
	49.000 kPa

Calculation:

Plate area	0.32175
W	0.390
L = AW	0.825
Plate distance, b	0.00225
Cross flow area	0.0008775
Hydraulic diameter	0.00384615

Number of channels	105
For medieside	52
For vannside	53

**Process data (water)**

Flow rate	kg/s	Vannside	22	Medieside	1.2
Medium		R 718	R 717		
Mean temperature	C				91.5
Pressure	Pa		3 303 945		
Inlet temperature	K		341.05		383
Outlet temp	K		343.83		346
Density	kg/m <sup>3</sup>		1000		22.75
Specific heat	J/kg K		4200		3582.3
Thermal conductivity	W/mK		0.63		0.0302
Prandl Number	-		4.00		1.57
Bulk viscosity	kg/m s		0.0006		0.000013
Heat load	W/mK		1.51E+06		1.51E+06

**Calculated data**

Channel flow rate	kg/s	0.415094	0.02307692
Mass velocity	kg/m <sup>2</sup> s	473.042	26.2984878
Reynolds number	-	3032.32	7635.77205
Re_e	-	3547.815	8933.8533
Port velocity	m/s	2.314981	5.55067204
Plate velocity	m/s	0.473042	1.15603332

**From Martin (1995)**

a	3.8	K1e	63.8	K1	52.11096
b	0.18	ne	0.289	n	0.289
c	0.36	B1e	1280	B1	935.0573
		C1e	5.63	C1	4.811966

Darcy, ksi0	0.458003	0.42682321
Darcy, ksi1	5.136841	3.93354931
Darcy, ksi	2.110906	1.96286011
Nu	96.93872	137.89855

Kanalvolum i i

0.723938

*B*

*B*

Overall heat transfer coefficient (U) W/m <sup>2</sup> s	80.58286	129.837132
U, Water on both sides	15878.56	1082.77941
Pressure drop	980.5263	6277.885
Port kSI=1.5 Pa	7019.353	525.669556
Channel Pa	5660.05	6400.115
Total Pa	54.679	6.926

*W*

# Beregning av årlig tap av trykkenergi på vannsiden i platevarmeveksler

punkt	dag	Vannstrøm [l/s]			Trykktap [Pa]			Pumpeenergi [kWh]		
		80/50	70/45	60/40	80/50	70/45	60/40	80/50	70/45	60/40
1	0	15,1	18,1	22,6	39 758	56 940	57 836	71,9	123,6	156,9
2	5	15,1	18,1	22,6	39 758	56 940	57 836	143,8	247,2	313,8
3	10	15,1	18,1	22,6	39 758	56 940	57 836	215,7	370,7	470,7
4	15	15,1	18,1	22,6	39 758	56 940	57 836	287,6	494,3	627,6
5	20	15,1	18,1	22,6	39 758	56 940	57 836	359,5	608,6	779,5
6	30	15,1	18,1	22,6	39 758	56 940	57 836	431,4	722,9	912,8
7	40	15,1	18,1	22,6	39 758	56 940	57 836	503,3	837,2	1066,1
8	50	15,1	18,1	22,6	39 758	56 940	57 836	575,3	951,5	1220,2
9	60	15,1	18,1	22,6	39 758	56 940	57 836	647,2	1065,7	1374,3
10	80	14,7	17,7	22,1	37 922	54 303	55 153	832,9	1431,4	1817,3
11	100	13,9	16,7	20,8	33 806	48 394	49 139	984,4	1691,3	2147,0
12	125	13,2	15,8	19,7	30 465	43 600	44 261	1042,8	1791,1	2273,1
13	150	12,4	14,8	18,5	26 915	38 505	39 079	1098,2	1885,7	2392,7
14	200	11,6	13,9	17,3	23 584	33 726	34 220	1086,6	1865,1	2365,8
15	250	10,0	12,0	15,0	17 788	25 413	25 772	1070,0	1835,3	2327,3
16	300	8,2	9,9	12,3	12 112	17 278	17 514	816,7	1399,3	1773,6
17	320	7,0	8,4	10,5	8 930	12 722	12 896	538,3	920,9	1166,9
18	365	5,6	6,7	8,4	5 748	8 171	8 289	310,5	530,1	671,9
<b>Totalt</b>								<b>281,2</b>	<b>479,7</b>	<b>608,3</b>
<b>Totalt</b>								<b>10 909</b>	<b>18 720</b>	<b>23 751</b>

Reduksjon 87 % 87 % 67 %

Høvert vannstrøm [l/s]	Trykktap [Pa]			Pumpeenergi [kWh]			
	80/50	70/45	60/40	80/50	70/45	60/40	
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	9,3	15,9	51,8
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	18,5	31,7	103,6
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	27,8	47,6	155,4
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	37,1	63,5	207,1
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	46,4	80,2	260,1
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	55,6	96,9	313,7
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	64,7	113,3	367,3
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	73,8	130,3	420,9
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	82,9	147,3	474,5
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	92,0	164,3	528,1
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	101,1	181,3	581,7
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	110,2	198,3	635,3
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	119,3	215,3	688,9
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	128,4	232,3	742,5
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	137,5	249,3	796,1
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	146,6	266,3	849,7
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	155,7	283,3	903,3
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	164,8	300,3	956,9
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	173,9	317,3	1010,5
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	183,0	334,3	1064,1
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	192,1	351,3	1117,7
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	201,2	368,3	1171,3
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	210,3	385,3	1224,9
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	219,4	402,3	1278,5
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	228,5	419,3	1332,1
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	237,6	436,3	1385,7
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	246,7	453,3	1439,3
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	255,8	470,3	1492,9
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	264,9	487,3	1546,5
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	274,0	504,3	1600,1
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	283,1	521,3	1653,7
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	292,2	538,3	1707,3
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	301,3	555,3	1760,9
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	310,4	572,3	1814,5
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	319,5	589,3	1868,1
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	328,6	606,3	1921,7
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	337,7	623,3	1975,3
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	346,8	640,3	2028,9
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	355,9	657,3	2082,5
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	365,0	674,3	2136,1
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	374,1	691,3	2189,7
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	383,2	708,3	2243,3
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	392,3	725,3	2296,9
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	401,4	742,3	2350,5
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	410,5	759,3	2404,1
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	419,6	776,3	2457,7
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	428,7	793,3	2511,3
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	437,8	810,3	2564,9
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	446,9	827,3	2618,5
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	456,0	844,3	2672,1
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	465,1	861,3	2725,7
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	474,2	878,3	2779,3
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	483,3	895,3	2832,9
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	492,4	912,3	2886,5
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	501,5	929,3	2940,1
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	510,6	946,3	2993,7
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	519,7	963,3	3047,3
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	528,8	980,3	3100,9
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	537,9	997,3	3154,5
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	547,0	1014,3	3208,1
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	556,1	1031,3	3261,7
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	565,2	1048,3	3315,3
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	574,3	1065,3	3368,9
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	583,4	1082,3	3422,5
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	592,5	1099,3	3476,1
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	601,6	1116,3	3529,7
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	610,7	1133,3	3583,3
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	619,8	1150,3	3636,9
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	628,9	1167,3	3690,5
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	638,0	1184,3	3744,1
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	647,1	1201,3	3797,7
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	656,2	1218,3	3851,3
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	665,3	1235,3	3904,9
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	674,4	1252,3	3958,5
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	683,5	1269,3	4012,1
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	692,6	1286,3	4065,7
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	701,7	1303,3	4119,3
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	710,8	1320,3	4172,9
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	719,9	1337,3	4226,5
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	729,0	1354,3	4280,1
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	738,1	1371,3	4333,7
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	747,2	1388,3	4387,3
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	756,3	1405,3	4440,9
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	765,4	1422,3	4494,5
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	774,5	1439,3	4548,1
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	783,6	1456,3	4601,7
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	792,7	1473,3	4655,3
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	801,8	1490,3	4708,9
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	810,9	1507,3	4762,5
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	820,0	1524,3	4816,1
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	829,1	1541,3	4869,7
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	838,2	1558,3	4923,3
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	847,3	1575,3	4976,9
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	856,4	1592,3	5030,5
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	865,5	1609,3	5084,1
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	874,6	1626,3	5137,7
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	883,7	1643,3	5191,3
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	892,8	1660,3	5244,9
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	901,9	1677,3	5298,5
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	911,0	1694,3	5352,1
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	920,1	1711,3	5405,7
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	929,2	1728,3	5459,3
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	938,3	1745,3	5512,9
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	947,4	1762,3	5566,5
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	956,5	1779,3	5620,1
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	965,6	1796,3	5673,7
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	974,7	1813,3	5727,3
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	983,8	1830,3	5780,9
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	992,9	1847,3	5834,5
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	1002,0	1864,3	5888,1
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	1011,1	1881,3	5941,7
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	1020,2	1898,3	5995,3
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	1029,3	1915,3	6048,9
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	1038,4	1932,3	6102,5
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	1047,5	1949,3	6156,1
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	1056,6	1966,3	6209,7
7,5	9,0	11,3	14,618	38 177	1065,7	1983,3	6263,3
7,5	9,0	11,					



Beregning av årlig tap av trykkenergi på vannsiden i rørkjelvarveksler

dag	Vannstrøm [l/s]		Trykktap [Pa]			Pumpeenergi [kWh]		
	80/50	70/45	80/50	70/45	60/40	80/50	70/45	60/40
0	15.1	18.1	1 201	1 700	7 727			
5	15.1	18.1	1 201	1 700	7 727	2.2	3.7	21.0
10	15.1	18.1	1 201	1 700	7 727	4.3	7.4	41.9
15	15.1	18.1	1 201	1 700	7 727	6.5	11.1	62.9
20	15.1	18.1	1 201	1 700	7 727	8.7	14.8	83.8
30	15.1	18.1	1 201	1 700	7 727	13.0	22.1	125.8
40	15.1	18.1	1 201	1 700	7 727	17.4	29.5	167.7
50	15.1	18.1	1 201	1 700	7 727	21.7	36.9	209.6
60	14.7	17.7	1 148	1 624	7 370	25.2	42.8	242.8
80	13.9	16.7	1 028	1 453	6 569	29.9	50.7	286.9
100	13.2	15.8	930	1 313	5 919	31.8	53.8	303.9
125	12.4	14.8	825	1 165	5 229	33.6	56.9	320.1
150	11.6	13.9	727	1 025	4 581	33.4	56.5	316.6
200	10.0	12.0	555	781	3 454	33.1	56.1	311.7
250	8.2	9.9	384	539	2 351	25.6	43.3	237.9
280	7.0	8.4	287	402	1 733	17.2	28.9	156.7
300	6.5	7.8	248	347	1 486	13.0	21.9	117.3
320	5.6	6.7	188	264	1 116	10.1	17.0	90.4
365	5.6	6.7	188	264	1 116	9.2	15.5	81.9
<b>Totalt</b>						<b>611</b>	<b>1 034</b>	<b>5 780</b>

80/50	70/45	60/40
Diss 323128	Diss 323128	Diss 323128
Trykktfall [pa]	Trykktfall [pa]	Trykktfall [pa]
1700	1700	7719
1210	1210	5026
554	554	3441
150	150	1600
27	27	420
611	1 034	5 780
<b>1 110</b>	<b>1 880</b>	<b>10 509</b>

