

Optimalisering av lita ammoniakkvarmepumpe med akkumuleringstank for romoppvarming og tappevannsberedning

Jonas Bjørneklett

Produktutvikling og produksjon
Innlevert: juni 2013
Hovedveileder: Trygve Magne Eikevik, EPT

Noregs teknisk-naturvitskaplege universitet
Institutt for energi- og prosessteknikk

EPT-M-2013-25

MASTEROPPGAVE

for

Stud.techn. Jonas Bjørneklett

Våren 2013

Optimalisering av liten ammoniakk varmepumpe med akumuleringstank for romoppvarming og tappevannsberedning*Optimizing a Small Ammonia Heat Pump with Accumulator Tank for Space and Hot Tap Water Heating***Bakgrunn og målsetting**

I Norge selges det i dag ca. 80.000 luft til luft varmepumper hvert år. Markedet for varmepumper som leverer varme til tappevann og romoppvarming er betydelig lavere. Typiske varmepumper for denne type oppvarming bruker R410a som kuldemedium. Termodynamisk er ammoniakk å foretrekke, men nyttes lite eller ikke i små anlegg. Årsaken til dette er at det finnes lite komponenter til små ammoniakk anlegg, samt at ammoniakk er giftig og at en derfor ikke ønsker å ha slike anlegg innendørs.

Det skal bygges et mindre anlegg utendørs for bruk i enebolig som skal varme tappevann og romoppvarming via gulvvarme. I denne oppgaven skal det evalueres ulike løsninger for ammoniakk som kuldemedium i boligvarmepumper, og instrumentere og følge opp anlegget med målinger over fyringssesongen for å se på energibruk, driftsforhold, styringsstrategi og komponentvalg.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter

1. Litteraturstudium med fokus på oppgavens innhold
2. Videreutvikle et enkelt beregningsverktøy (EXCEL) for evaluering av energibehov over året
3. Evaluere størrelse og behov for akkumuleringstank i gulvvarmesystemet ved ulike tariffer for strøm over døgnet
4. Vurdere styringsstrategi for varmepumpen med hensyn energipriser over døgnet, samt alternativ styring av kompressor - on/off eller frekvensstyring
5. Verifisering av beregningsmodell ved å måle på et nytt NH₃ varmepumpeanlegg med bergvarme som varmekilde.
6. Skrive et vitenskapelig "paper" med hovedresultater fra oppgaven
7. Forslag til eventuell videreføring av oppgaven

” - ”

Senest 14 dager etter utlevering av oppgaven skal kandidaten levere/sende instituttet en detaljert fremdrift- og eventuelt forsøksplan for oppgaven til evaluering og eventuelt diskusjon med faglig ansvarlig/veiledere. Detaljer ved eventuell 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 velskrevet. 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 eventuelt 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 alle (andre) fagmiljøer som kandidaten har kontakt med gjennom sin utførelse av oppgaven, samt etter eventuelle pålegg fra Institutt for energi- og prosesssteknikk.

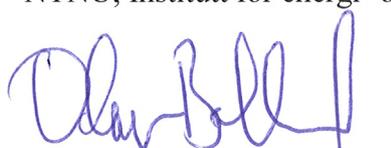
Risikovurdering av kandidatens arbeid skal gjennomføres i henhold til instituttets prosedyrer. Risikovurderingen skal dokumenteres og inngå som del av besvarelsen. Hendelser relatert til kandidatens arbeid med uheldig innvirkning på helse, miljø eller sikkerhet, skal dokumenteres og inngå som en del av besvarelsen. Hvis dokumentasjonen på risikovurderingen utgjør veldig mange sider, leveres den fulle versjonen elektronisk til veileder og et utdrag inkluderes i besvarelsen.

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

Besvarelsen leveres digitalt i DAIM. Et faglig sammendrag med oppgavens tittel, kandidatens navn, veileders navn, årstall, institutt navn, og NTNUs logo og navn, leveres til instituttet som en separat pdf-fil. Innlevert oppgave i Word og PDF format, sammen med separat fil for sammendrag, vitenskapelig "paper", samt alt relevant materiale brukt under utarbeidelsen av oppgaven leveres faglig ansvarlig veileder i digitalt format på en DVD/CD-rom på innlevingstidspunktet.

- Arbeid i laboratorium (vannkraftlaboratoriet, strømnings teknisk, varmeteknikk)
 Feltarbeid

NTNU, Institutt for energi- og prosesssteknikk, 16. januar 2013


Prof. Olav Bolland
Instituttleder


Prof. Trygve M. Eikevik
Faglig ansvarlig veileder

Endringer i problemstillinga

Før arbeidet med prosjektet starta var planen at varmpumpa skulle sveisast på laben og monterast i løpet av våren. Det oppstod imidlertid visse forseinkingar som gjorde at dette ikkje bli fullført. Det førte til at delen frå problemstillinga med å følgje opp anlegget og foreta målingar av det etter at det var montert ikkje blei gjennomførbart. Dette punktet vart erstatta med dimensjonering av pumper i kretsane, valg av ventilar og komponentar i anlegget, samt dimensjonering av røyr i ammoniakkretsen.

Bekreftet

13/6-2013

A handwritten signature in blue ink, appearing to read "E. Silness".

Forord

Denne rapporten vart skreven på Instituttet for Energi- og Prosessteknikk (EPT) ved Norges Teknisk-Naturvitenskapelige Universitet i Trondheim. Masteroppgåva har ei studiebelastning på 30 studiepoeng, og har gått over vårsemesteret 2013.

Våren 2012 hadde eg emnet TEP 4255 – Varmepumpende prosesser/systemer. I motsetnad til ein del andre fag eg har hatt, vakte dette stor interesse hjå meg. Hausten 2012 vart det difor naturleg for meg å velja fordjupningsemne og prosjekt innanfor same temaet.

Arbeidet med fordjupningsprosjektet var svært lærerikt og interessant. Når eg fekk moglegheita til å vidareføra prosjektet i ei masteroppgåve var valet enkelt.

Oppgåva tek for seg eit bolighus der det skal installerast ei varmpumpe med ammoniakk som kjølemedium. Målet med oppgåva er å vidareutvikla excelmodellen som blei påbegynt i fordjupningsprosjektet, evaluera størrelse og behov for akkumuleringstank i golvvarmesystemet og korleis denne kan utnyttast effektivt i samspel med varmpumpa ved ulike straumtariffar over døgeret. Det skal estimerast kor mykje straum som kan sparast i løpet av eit år ved bruk av ein slik tank. I tillegg skal det foretakast dimensjonering og val av komponentar og røyr i systemet.

Eg vil retta ein stor takk til Trygve Magne Eikevik ved EPT, NTNU. Han har vore veiledaren min i denne oppgåva og har vore til stor hjelp. Han har stor erfaring når det gjeld varmpumpande system, noko eg har drege god nytte av.

Trondheim, 16.06.2013

Jonas Bjørneklett

Samandrag

I Norge vert det i dag selt ca 80 000 luft-til-luft varmepumper kvart år. Marknaden for varmepumper som leverer varme til tappevatn og romoppvarming er betydeleg lågare. Typiske varmepumper for denne type oppvarming nyttar R410a som kuldemedium. Termodynamisk er ammoniakk å foretrekkja, men vert lite eller ikkje nytta i små anlegg. Årsaka til dette er at det fins lite komponentar til små ammoniakkanlegg, samt at ammoniakk er giftig og at ein difor ikkje ynskjer å ha slike anlegg innandørs.

I denne oppgåva blir det sett på eit bolighus der det skal installerast ei lita væske-vatn varmepumpe med ammoniakk som kjølemedium. Den skal nyttast til varming av tappevatn og romoppvarming via golvvarme.

Følgjande postar har blitt undersøkt:

- Naudsynt vasstemperatur på golvvarmesystemet
- Analyse av varmekapasitet i akkumuleringstank av varierende volum
- Analyse av straumprisvariasjon over døgeret
- Vurdering av styringsstrategi for varmepumpa
- Dimensjonering av pumper i kretsane
- Dimensjonering av røyr i ammoniakkretsen
- Val av naudsynte ventilar og andre komponentar til anlegget

Den dynamiske excelmodellen som syner varmebehovet til huset ved forskjellige utetemperaturar har blitt vidareutvikla til å innehalde vasstemperatur, tanktemperatur og kompressorarbeid på ein time-for-time basis gjennom eit heilt år. Den syner også driftstatus på varmepumpa(on/off) for kvar time. Naudsynt kondenseringstemperatur som funksjon av utetemperatur T_{ute} er gitt av likninga $T_{cond} = -0,3021 * T_{ute} + 43,236$. Ved å nytta eit tankvolum på 500 liter kan ein gjennom eit år spare 9,4 MWh ved å veksla mellom å henta varme frå tanken og direkte frå varmepumpa. Kutter ein ned på forbruket dei dyraste timane om morgonen og kvelden, kan ein oppnå ytterlegare innsparingar. Valet av pumper til HX35-krets, samt til varmtvannskrets og akkumuleringstankkrets enda på ei Magna 25-100 og to ALPHA2 25-40 pumper. Røyra i ammoniakkretsen har vorte dimensjonert til 18 mm indre diameter. Det har også vorte sett opp ei liste over forslag til naudsynte komponentar til anlegget.

Abstract

In Norway today there are sold about 80 000 air-to-air heat pumps every year. The market for heat pumps that deliver heat to tap water and space heating is significantly smaller. Typical heat pumps for this application are using R410a as a refrigerant. Thermodynamically, ammonia is preferable, but is used to little or no extent in small plants. The reason for this is that there are little components to be found for small ammonia plants, combined with the fact that ammonia is toxic, and it is therefore not desirable to have such plants indoor.

The subject of examination in this thesis is a single family house where a small fluid-to-water heat pump with ammonia as a refrigerant is to be installed. This heat pump shall be used for tap water heating and space heating via floor heating.

The following aspects have been studied:

- Required water temperature in the underfloor heating system
- Analysis of the heating capacity of the accumulation tank at varying volumes
- Analysis of the variation in the electricity price throughout the day
- Evaluation of control strategy for the heat pump
- Dimensioning of the pumps in the circuits
- Dimensioning of the pipes in the ammonia circuit
- Choice of required valves and other components for the plant

The dynamic excel model which shows the house heating demand at different outdoor temperatures has been further developed to contain water temperature, tank temperature and compressor work at an hourly basis throughout a year. It also shows the operating status of the heat pump(on/off) for each hour. Required condensing temperature as a function of the outdoor temperature is given by $T_{cond} = -0,3021 * T_{out} + 43,236$. By using a 500 liter tank, 9,4 MWh of energy can be saved in a year through toggling between extracting heat from the tank and directly from the heat pump. By reducing the consumption during the most expensive hours in the morning and evening, additional savings can be achieved. The choice of pumps for the HX35 circuit, the hot tap water circuit and the accumulation tank circuit landed on a Magne 25-100 and two ALPHA2 25-40 pumps. The pipes in the ammonia circuit have been dimensioned at 18 mm inner diameter. A list containing necessary components for the plant has also been created.

Innhold

1 Innleiing.....	1
1.1 Målsetting.....	1
1.2 Begrensingar.....	1
2 Litteraturstudie.....	3
2.1 Noverande nytteområde.....	4
2.2 Framtidige nytteområde.....	4
2.3 Bruk i bolighus.....	4
2.4 Utvikling.....	5
2.5 Hydrokarbon.....	7
2.6 Ammoniakk i lavkapasitets kjøle- og varmpumpesystem - utfordringar.....	8
2.7 Eksisterande anlegg.....	10
2.8 Oppsummering.....	11
3 Berekingar.....	13
3.1 Vasstemperatur.....	13
3.2 Tankberekningar.....	16
3.3 Timestyring.....	18
3.4 Kraftpris.....	21
3.5 Avanserte Målings- og Styresystemer (AMS).....	22
3.6 Kompressorregulering.....	22
3.7 Val og dimensjonering av pumper.....	23
3.8 Dimensjonering av røyr i ammoniakkretsen.....	31
3.9 Kalkulering av energibesparelse ved bruk av akkumulatortank.....	33
3.10 Kraftforbruk.....	34
4 Val av komponentar.....	37
5 Resultat.....	39
5 Drøfting og konklusjon.....	41
6 Framtidig arbeid.....	43
7 Referanseliste.....	45

Figurliste

Figur 1 Ozone Depletion- and global warming potential	3
Figur 2 Oppvarmingsbehov som funksjon av utetemperatur	13
Figur 3 Naudsynt tur/retur temperatur i golvvarmesystem som funksjon av utetemperatur	13
Figur 4 Levert varme som funksjon av kondenseringstemperatur	14
Figur 5 Temperaturdistribusjon i kondensatoren	15
Figur 6 Naudsynt og reell vassstemperatur som funksjon av utetemperatur	16
Figur 7 Tanken si varmeliveringsevne ved $\Delta T=5$	17
Figur 8 Tanken si varmeliveringsevne ved $\Delta T=10$	18
Figur 9 Variasjon i straumpris for 11-17 Mars 2013[9]	19
Figur 10 Klokkeslett for intruffen makspris	20
Figur 11 Klokkeslett for inntruffen makspris, helgedagar	21
Figur 12 Straumpris som funksjon av utetemperatur. Det er langt fleire faktorar enn temperaturen som spelar inn på straumprisen	21
Figur 13 Marknadskrafts prisforventing neste 4 år [10]	22
Figur 14 Prinsippskisse varmepumpeanlegg	23
Figur 15 Nokre dimensjonar for kollektorslangar i plast [14]	24
Figur 16 Nokre standard røyrdimensjonar [15]	25
Figur 17 Støttapskoeffisient for bend og T-røyr [18]	27
Figur 18 Prinsippskisse akkumulatortank	28
Figur 19 Tapskoeffisient ved forskjellig innløpsgeometri [19]	29
Figur 20 Produkteikning Ecoline Coil - RTV E 200 [20]	29
Figur 21 Geometrien til ein røyrkveil [21]	30
Figur 22 Punkt for berekning av tettheit. Log p-h diagram for ammoniakk ved $T_{cond} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$	32
Figur 23 Massestrøm ammoniakk som funksjon av kondenseringstemperatur	32
Figur 24 Kompressorarbeid som funksjon av kondenseringstemperatur	35
Figur 25 Kondenseringstemperatur som funksjon av utetemperatur	35
Figur 26 Pumpekaraktistikk for valgt pumpe i krets 1 [22]	47
Figur 27 Pumpekaraktistikk for valgt pumpe i krets 2 [22]	48
Figur 28 Pumpekaraktistikk for valgt pumpe i krets 3 [22]	49
Figur 29 Pumpekaraktistikk for ALPHA2 25-60 [22]	50
Figur 30 Teknisk data strupeventil [23]	51
Figur 31 Komponentliste for NH ₃ -anlegg [24]	52
Figur 32 Dynamisk viskositet for etanol-vannblandinger [13]	53
Figur 33 Spesifikk varmekapasitet for vann-etanolblandinger [13]	54
Figur 34 Utdrag frå kompressor faktablad 1	55
Figur 35 Utdrag frå kompressor faktablad 2	56
Figur 36 Utdrag frå kompressor faktablad 3	57

Tabellar

Tabell 1 Volumstraum og trykktap i pumpekretsane.....	31
Tabell 2 Straumningshastigheit for ammoniakk ved $T_{\text{cond}} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$	33
Tabell 3 Straumningshastigheit for ammoniakk ved $T_{\text{cond}} = 45 \text{ }^{\circ}\text{C}$	33
Tabell 4 Liste over nødvendige komponenter til anlegget.....	37
Tabell 5 Volumstraum og trykktap for pumpekretsane	39

Vedlegg

A1 – Pumpekarakteristikk Magna 25-100 – Krets 1
A2 – Pumpekarakteristikk ALPHA2 25-40 – Krets 2
A3 – Pumpekarakteristikk ALPHA2 25-40 – Krets 3
A4 – Pumpekarakteristikk Magna 25-60
B1 – Teknisk data strupeventil
C1 – Komponentliste
D1 – Dynamisk viskositet etanol-vannblandinger
D2 – Spesifikk varmekapasitet etanol-vannblandinger
E1 – Faktablad kompressor (utdrag)

1 Innleiing

Ammoniakk har vore nytta som kjølemedium i større anlegg sidan ein byrja med kjøling. I små system derimot, har det knapt blitt nytta i det heile teke sidan introduksjonen til halogenhaldige hydrokarbon på 1930-talet.

Den seinare tids fokus på miljøet og redusering av utslepp av gassar som bidreg til auka drivhuseffekt, samt er nedbrytande for ozonlaget, har ført til at naturlege kuldemedium har blitt meir populære att. Spesielt i større anlegg har det vorte svært attraktivt å nytta CO₂ og ammoniakk.

I små anlegg er det framleis ein veg å gå når det gjeld ammoniakk. Det fins utfordringar både når det gjeld sikkerheit, samt tilgang på passande komponentar. Men dette er eit område det blir forska på og som det forhåpentlegvis vert gjort framsteg innan iløpet av dei komande åra.

1.1 Målsetting

I denne oppgåva skal det sjåast nærmare på eit slikt ammoniakkanlegg. Den påbegynte excelmodellen skal vidareutviklast, det skal evaluerast størrelse og behov for ein akkumulatortank i golvvarmesystemet og korleis denne kan utnyttast effektivt i samspel med varmepumpa ved ulike straumtariffar over døgeret. Det skal estimerast kor mykje straum som kan sparast i løpet av eit år ved bruk av ein slik tank. I tillegg skal det foretakast dimensjonering og val av komponentar og røyr i systemet.

1.2 Begrensingar

Då anlegget ikkje er montert enno, har det ikkje vore mogleg å foreta fysiske målingar av det. Det har difor vorte gjort ein del forenklingar og overslag når det gjeld røyrlengder, bend, tapskoeffisientar o.l. Pumpa til vatnet i sjølve golvvarmeanlegget har ikkje vorte dimensjonert då det var svært vanskeleg å anslå røyrlengde og antal bend i den kretsen. Midlere væsketemperaturar er også antekne verdiar.

Tanken har i utrekningane vorte sett på som ein einheit på 500 liter. I verkelegheita er det planlagt to tankar på hhv 200 og 300 liter.

2 Litteraturstudie

Følgjande 3 sider er utdrag frå [1].

Ammoniakk har vore det mest populære kjølemediet for industrielle system i mange delar av verda i meir enn 100 år. Frå dei aller fleste tekniske perspektiv er det eit attraktivt kjølemedium. Det er billig og lett tilgjengeleg, har gode varmeovergangsegenskapar, lågt trykkfall samanlikna med andre kjølemedium, gir høg effektivitet frå relativt rimeleg utstyr og er enkelt å bruke. I tillegg er den direkte påverknaden på miljøet lav ved at det ikkje er skadeleg for ozonlaget, samt har eit globalt oppvarmingspotensial på mindre enn 1.[2]

	R407C	R404A	R134a	R290	R717
ODP	<0.0003	<0.0003	<0.0005	0	0
GWP (100-yr)	1700	3800	1300	≈20	<1

Figur 1 Ozone Depletion- and global warming potential

Dei siste åra har ammoniakk blitt teke i bruk på mange bruksområder der det tidlegare ikkje var vanleg. Denne trenden med å bevege seg vekk frå kjølemedium som er ozonøydeleggjande og bidreg til global oppvarming har gitt nytt liv til systemløyisingar som nyttar ammoniakk. I seinare tid har miljøfokusket skifta til energieffektivitet, bærekraft og drivhusgassutslepp. Dette har vidare forsterka ammoniakken sitt rykte som eit miljøvenleg alternativ for industrielle system.

Det er to betydelege sikkerheitshensyn som må takast når ein nyttar ammoniakk som kjølemedium. Gassen er akutt giftig dersom inhalert i moderate mengder, og har ei ubehageleg lukt sjølv ved svært små konsentrasjonar, noko som kan føre til klager frå personell som er i kontakt med systemet eller frå lokal befolkning dersom systemet lek regelmessig. Blandingar av ammoniakk og luft er også brennbare under visse omstendigheiter, og kan forårsake brannskader og strukturelle skader, dog ikkje i same grad som hydrogen og petroleum.

Det første steget i å gjera ammoniakk meir akseptert er å læra opp personell som skal arbeide med det. Brorparten av industrielle ulukker som har omhandla ammoniakk i kjøleanlegg påverka dei som var i umiddelbar nærheit av lekkasjen. Skadane som har oppstått i desse hendingane kunne alle vore forhindra, så det er tydeleg at den viktigaste faktoren i å forbetra ammoniakksikkerheit er opplæring og trening av arbeidarar som kjem i kontakt med stoffet

frå tid til annan. Riktig forståelse av eigenskapane til kjølemediet sikrar også at pengar ikkje blir tapt på unødvendige sikkerheitstiltak.

Gasspåvisings- og ventilasjonssystem er ikkje veldig forskjellige eller dyrare enn det som krevst til eit stort fluorkarbonanlegg der ein stor lekkasje vil medføre kvelningsfare.

Redusering av mengda ammoniakk som skal til for å oppnå ønska kjøleyting har vore ein viktig del av attinføringa av ammoniakk som kjølemedium i offentlege og industrielle bygg. Det er no relativt vanleg at ein ikkje treng meir enn 100g per kW kjøleyting i standard kjølemaskiner, og nokre design kjem ned i 25 g per kW. Like viktig er fordelinga av ammoniakk inne i varmepumpa. Systemløysingar som ikkje treng væskebeholdar i høgtrykksdelen av systemet har mykje mindre sjanse for å skapa problem. Fordelane med å minimisere mengda kjølemedium har vore fulgt i Europa sidan tidleg på 1990-talet. På International Congress of Refrigeration-konferansen i Beijing i august 2007, identifiserte formannen i IIR(International Institute of Ammonia Refrigeration) målet med redusering av kjølemediemengd som kritisk for framtida til ammoniakkkjøling.

2.1 Noverande nytteområde

I nyare år har ammoniakkjølarar blitt tekne i bruk i mange prosjekt som tidlegare ville ha nytta R-11, R-12 eller R-22, i hovudsak større anlegg.

2.2 Framtidige nytteområde

Det at ammoniakkjølarar har blitt akseptert i eit så breidt spekter av bruksområder har skapt moglegheiter for nye implementeringar av ammoniakkutstyr på uventa stader. Samanlikna med R-134a, som er det beste av dei vanlegaste fluorkarbona til varmepumpebruk, gir ammoniakk meir effektiv varmeattvinning ved høgare temperaturar som eit resultat av høg latent varme og kritisk temperatur. Det betyr at varmepumpeeffektiviteten med ammoniakk er betydeleg betre enn med fluorkarbon. Antalet ammoniakkjølarar som er installert på taket av kontorbygg og offentlege bygg har vist at denne teknologien er trygg og påliteleg, så det er ingen grunn til at luftkjølte ammoniakkvarmepumper til varmtvannsoppheting ikkje kunne bli implementert dersom dei rette kompressorane er tilgjengelege.

2.3 Bruk i bolighus

Den gode ytelsen til ammoniakkvarmepumper har også tiltrekt seg merksemd frå marknaden til boligvarmepumper. Fleire forskningsprosjekt i Europa som nyttar ammoniakk eller ei blanding av ammoniakk og dimetyleter har vist konseptet med system med låge fyllingar for

boligoppvarming; der den største hindringa er mangel på passande komponentar, spesielt kompressorar og kontrollventilar.

2.4 Utvikling

Det er ikkje tvil om at kompressorutvikling vil skapa nye moglegheiter for ammoniakksystem. Hermetiske og semihermetiske kompressorar vil i stor grad redusere risikoen for lekkasje og øke pålitelegheita til systemet. Sjølv om det fins tydelege problem med koparviklingane i eit ammoniakksystem, så har fleire kompressorkonsept blitt testa dei siste åra. Ei løysing er å nytta ein «canned motor», dvs ein kompressor der motoren er fysisk adskilt frå sugegassen, lik dei som er i hermetiske kjølepumper. Denne løysinga har blitt nytta i mange år, men effektivitetsreduksjonen er relativt stor og dette hindrar vidare utvikling av konseptet. Dette er kanskje uheldig, sidan «canned» ammoniakkompressorar likevel er betydeleg meir effektive enn ein tradisjonell semihermetisk R-404a kompressor over heile arbeidsområdet. Eit anna konsept er bruken av aluminiumviklingar i staden for kopar. Dette gir også ein liten reduksjon i effektivitet. Ei magnetisk kraftoverføring kan også nyttast, men det kan vera vanskeleg å overkomma det nødvendige startmomentet for fortreningskompressorar.

Det fins produsentar som allereie lagar hermetiske scrollkompressorar for ammoniakk. Dette har blitt nytta i ein prototype vasskjølar med kjøleytelse på ca 30 kW med ein semihermetisk «can-less» motor.

Foruten kompressorar, så er det behov for vidare utvikling i varmevekslardesign for ammoniakkjølarar. Luftkjølte kondensatorar med mikrorør gir ein betydeleg reduksjon i kjølemediummengd, og det kan også vera mogleg å produsera ein tørrfordampar til vasskjøling basert på eit røyrkjelsystem, men med mikrorøyrmateriale til røyra.

Samtidig med desse tekniske utviklingane fins det eit behov for ein omfattande gjennomgang av sikkerheitsstandardane for å sikra at ammoniakkutstyr ikkje brukt feil, men òg slik at det ikkje blir ekskludert frå eigna og gunstig anvendelse. Den høge effektiviteten til ammoniakk i boligvarmepumper, dersom implementert i boligsektoren i rimelege antal, vil gi betydeleg reduksjon i karbonutslepp, og når det gjeld erstatting av elektrisk oppvarming vil innsparinga bli over 75% gitt at ei passande varmekjelde er tilgjengeleg. Begrensinga på

kjølemediummengd i ammoniakksystem er basert på industrielle IDLH¹-verdiar som går ut frå at 30 minutt er naudsynt for å evakuera eit utsett område. Dette er rimeleg for anlegg som er installert i større industrielle kompleks, men er overflødig i boligsamanheng, med tanke på den lett merkbare lukta som er assosiert med ein ammoniakklekkasje.

Det er viktig å forstå at ammoniakk skil seg frå mange andre kjølemedium på dette området med tanke på at det ikkje er mogleg å bli utsett for ein helsefarleg konsentrasjon uten å vera klar over tilstedeværelsen til stoffet. Sjølv for folk utan luktesans vil det oppstå karakteristiske teikn på auge- og halsirritasjon ved konsentrasjonar på langt under den giftige grensa, noko som vil tvinge den utsette personen til å forlate området for å søkja frisk luft.

Det virkar fornuftig å tillate større mengder ammoniakk til bruk i bolig- og kommersielle varmpumper samt andre områder, dersom anlegget ikkje er installert i eit område der folk har begrensa bevegingsfriheit, slik som visse område innen sjukehus, skular og fengsel. Andre typar varmtvatnhetarar er heller ikkje installert i slike område. Dei befinner seg heller i eit designert fyringsrom. Derfor vil ikkje denne begrensinga hindre marknadpotensialet i stor grad for slikt utstyr.

Følgjande side er utdrag frå [3].

Ammoniakk har blitt brukt i stor skala i nokre land, men har vore begrensa i andre land på grunn av nasjonale reguleringar som gjer det vanskelegare å konstruera ammoniakksystem, spesielt i tettbefolka områder. Slike reguleringar fins i Frankrike, Italia og Nederland. I Storbritannia, Danmark og Tyskland er ikkje lovgivinga så restriktiv, og difor gunstigare. Eksempel på merkbare framsteg i bruken av ammoniakk for kjølarar er introduksjonen av heilsveiste platevarmevekslarar og plate-mantel varmevekslarar, auken i bruk av luftkjølte kondensatorar i rustfritt stål, og utvikling av ekspansjonsventilar.

Standard luftkjølte kjøleanlegg som brukar ammoniakk er no tilgjengeleg for vatn og lavtemperatur glykol, og har blitt nytta i stor grad for ishallar og air-condition anlegg i kontor, varehus og datasenter. Samanlikna med ein typisk kjølar som nyttar skruekompressor med R407C eller R134a kan ammoniakkjølarar vera opp til 15% meir effektiv ved tilsvarande vilkår. Ein av dei største prosjekta som nytta ammoniakkjølarar er Terminal 5 på Heathrow lufthamn. Ammoniakk vart også nytta til kjøling i infrastrukturen under sommar-OL i London 2012.

¹ Immediately Dangerous to Life or Health

Ein nøkkel til implementering av ammoniakk på fleire område har vore konseptet med system med låg fyllingsgrad, der ein typisk har nytta platevarmevekslarar, men nyleg også med mikrorøyr-vekslarar og med forskjellige pumpefrie design. Nyleg utvikling i kjølelagersystem med lågtrykksvæskebeholdarar blei presentert under IIAR²-møtet tidlegare i år (Pearson 2012). System med ekstremt lave kjølemediefyllingar har også vore presentert tidlegare (Palm 2008, Tomooka 2011, Hrnjak 2011), men ingen av desse har enno blitt kommersialisert utanfor dei tradisjonelle marknadane for ammoniakkanlegg. Gjennom eit langvarig prosjekt ved KTH³ i Sverige, har Björn Palm skreve om eit laboratorieforsøk med ei boligvarmepumpe med ein ytelse på 9 kW og ei spesifikk kjølemediemengd på 11 g per kW. Dette oppsiktsvekkjande resultatet vart oppnådd gjennom bruk av spesielle aluminiumfordamparar og kondensatorar, og nytta ei total fylling på kun 100 g. Prosjektet beviste også at bruken av koparrøyr med ammoniakk kunne nyttast dersom ammoniakken var heilt vassfri. Tomooka presenterte resultat av ein ammoniakkjølar som nytta ein kondensator med finnedede røyr, platefordampar og hermetisk scrollkompressor. Denne kjølararen har ein spesifikk ammoniakkfylling på 171 g pr kW. Hrnjak har beskrevet tilpasningar til denne kjølararen som nyttar ein mikrorøyr kondensator, noko som fekk den spesifikke fyllinga ned til 71 g pr kW.

2.5 Hydrokarbon

Noko som har vore svært vesentleg, men kanskje lite tydeleg opp gjennom historia til Gustav Lorentzen konferansen har vore den store dominansen til hydrokarbon i boligkjølemarknaden i Europa. Denne trenden starta i 1993. Sidan 1992 har kjøleapparatproduksjonen på verdensbasis auka frå 63 millionar einheiten (der omtrent alle nytta KFK) til 104 millionar einheiten, der 65 millionar nytta HFK kjølemedium. I 2008 var hydrokarbon nytta i 85% av alle kjøleeinheiten i Europa og 35% på verdensbasis (UNEP, 2010). Dei største marknadane for HFK kjølarar fins i Nord-, Sentral- og Sør-Amerika, samt Asia, og omfattar 53% av verdens 104 millionar kjøleeinheiten som blei produsert i 2008. Det er dog estimert at 75% av verdens kjøleeinheitproduksjon vil vere basert på hydrokarbon innan år 2020. Den nylege anerkjenninga av hydrokarbon under SNAP⁴-programmet i USA vil forenkle denne relativt raske omlegginga.

² International Institute of Ammonia Refrigeration

³ Kungliga Tekniska Högskolan

⁴ Significant New Alternatives Policy

2.6 Ammoniakk i lavkapasitets kjøle- og varmepumpesystem - utfordringar

Ammoniakk har som nevnt blitt nytta som kjølemedium i store dampkomprimeringsystem samanhengande sidan ein byrja med kjøling.[4] I små system har det knapt blitt nytta i det heile teke sidan introduseringa av halogenholdige hydrokarbon rundt 1930. Det kan vere fleire grunnar til dette[5]:

1. Ammoniakk er kjent for å vera brennbart og giftig, og kan skapa panikk. Det kan derfor argumenterast for at det ikkje skal nyttast i den private sektoren.
2. Ammoniakk er korroderande for kopar, noko som gjer det vanskeleg å designe hermetiske kompressorar for ammoniakk. Samstundes krev den sterke lukta eit heilt tett system.
3. Korrosjonen med kopar betyr også at koparrøyra som er mest nytta i kjølesystem i dag ikkje kan nyttast. Dette gjer ammoniakksystem uvanleg og ukjent for dei fleste VVS-ingeniørar.
4. Mineralolje er ikkje blandbart med ammoniakk. Derfor vil tørrfordamparsystem, som er vanleg i små anlegg, oppleve dårlegare varmeoverføring og dårlegare ytelse dersom olja samlar seg i fordamparen.
5. Eit separat oljereturneringssystem kan bli naudsynt, noko som gjer systemet endå dyrare.
6. Ammoniakk gir høg temperaturauke ved kompresjon. Derfor vil trykkforholdet i eit eittrinnsystem vere begrensa.

Ut frå dette kan ein sjå at det er utfordringar som ein må overkomma for å introdusera ammoniakk i små system i den private sektoren. Og det fins løysingar på dei ovennevnte problema:

1. Ammoniakk er brennbart og giftig, og dette krevjer at systemet er designa slik at kjølemediefyllinga er låg. Sidan brennbarheita og giftigheita til ammoniakk er låg, vil ei fylling på eit par hundre gram kunne verta akseptert i dei fleste situasjonar.
2. (Semi)-hermetiske kompressorar kan bli designa enten slik at motoren er fysisk adskilt frå sugegassen, som allereie er på marknaden for små system, eller ved å nytta aluminium i motorviklingane istadenfor kopar. Slike kompressorar er tilgjengelege, men hittil berre for større system.
3. Ammoniakkssystem kan verta designa i stål eller aluminium, noko som kan vera ein fordel i framtida med tanke på aukande koparprisar.

4. Det fins oljer på marknaden som er blandbare med ammoniakk. Slike oljer kan nyttast i tørrfordamparsystem uten oppsamling av olje i fordamparen. Eit anna alternativ som kjem på marknaden no er oljefrie kompressorar.
5. Systemkostnadane vil bli noko høgare i dag sidan det er få eller ingen alternativ til system- eller komponentleverandørar. Imidlertid vil det å gå frå kopar til aluminium, nytting av naturlege kjølemedium istadenfor syntetiske som er avgiftsbelagte, saman med dei gunstige termodynamiske eigenskapane, føre til meir økonomiske løysingar.
6. Den høge temperaturen på avgassen kan vera fordelaktig i visse anvendingar.

I seinare tid, som følge av leiting etter alternativ med mindre påverknad på global oppvarming, har altså bruken av ammoniakk i mindre system komme i fokus att.

Følgjande 2 avsnitt er utdrag frå [4].

Interessa frå den Europeiske Unionen i utvikling av teknologi rundt alternative kjølemedium har resultert i ei rekke forskningsprosjekt som er støtta av EU på dette emnet. To av desse har heilt eller delvis vært retta mot utvikling av små ammoniakksystem. I prosjektet OSCAR⁵ har fleire system på størrelsar frå 3 til 20 kW blitt konstruert og testa. Alle nytta blandinga av 60% ammoniakk og 40% dimetyleter, kalla R723. Dei fleste, om ikkje alle, systema var konstruert til å nytta rørsystem av kopar og messingniplar, og nokre var til og med bygd med standard hermetiske kompressorar konstruert for HFK-kjølemedium. Resultata synte at det ikkje oppsto noko korrosjon på koparen på dei systema som nytta kjølemedium med mindre enn 400 ppm vatn. Alle systema som var bygd med hermetiske kompressorar streika etter kort tid. Grunnen til dette viste seg å vera at ammoniakken øydela den elektriske isolasjonen på viklingane i kompressormotorane.

Det andre EU-prosjektet som delvis fokuserer på utvikling av små ammoniakksystem vert kalla SHERHPA⁶. Dette prosjektet fokuserer på utvikling av varmpumpesystem som nyttar ulike typar naturlege kjølemedium, bl.a. hydrokarbon, karbondioksid og ammoniakk. Sidan det er eit kollektivt forskningsprosjekt, er eitt av hovedmåla å støtte små og mellomstore firmaer som utviklar teknologi for komponentar og varmpumpesystem med naturlege kjølemedium. Som ein del av prosjektet, har KTH arbeidd med ein pre-prototyp av ei væske-til-væske varmpumpe til bruk i vanlege husholdningar. Målet er å nytta erfaringa som er opparbeidd frå dette systemet til å byggja ein prototyp som designmessig er så nær som

⁵ Innovation in small capacity ammonia refrigeration plants

⁶ Sustainable Heat and Energy Research for Heat Pump Applications

mogleg til eit kommersielt anlegg. Denne prototypen skal byggjast i samarbeid med den svenske varmpumpeprodusenten Thermia, og vil bli basert på ein av standardmodellane deira.

2.7 Eksisterande anlegg

Bjørn Palm har i samarbeid med Behzad Monfared gjennom KTH arbeidd med ei ammoniakkvarmpumpe til bruk i einebolig. I det siste prosjektet deira i 2012[5] konstruerte dei eit vatn-til-vatn anlegg med 7.2 kW kjøleyting (ved fordampingstemperatur på -5°C og kondenseringstemperatur på $+40^{\circ}\text{C}$) til oppheting av varmtvatn og romheting. Det blei levert varmtvatn på 60°C og vatn til romoppvarming på 40°C . Pumpa kunne henta varme frå grunnen, enten eit borehol eller ein innsjø via ein krets med eit sekundærfluid.

Nøkkelkomponentane i systemet var som følgjer:

- Kondensator av typen rustfritt stål sveist platevarmeveksler, ein type som er utvikla for bruk med ammoniakk takka vere den spesielle sveiseteknikken som er nytta.
- Overhetingsvarmevekslar av samme type som kondensatoren, berre mindre.
- Elektronisk ekspansjonsventil frå Carel med korresponderande driver som muleggjer programmering for ammoniakkbruk utan modifisering.
- Fordamparen er ein prototyp varmevekslar utvikla i eit prosjekt om hydrokarbon system(Fernando et al. 2008). Det er ein røykjelvarmevekslar lagd av flate multikanal aluminiumrøyr. Røyra er plassert slik at varmekjeldefluidet, ved hjelp av ledeplater, blir tvinga til å gå fram og attende gjennom smale åpningar mellom dei flate røyra, medan kjølemediumet går rett gjennom vekslaren, frå botn til topp. Grunnen til at denne prototypen vart nytta var at det oppsto oljereturneringsproblem med ein platevarmevekslar av typen som vart nytta som kondensator. I tillegg vart denne vekslaren utvikla for å ha eit svært lite internt volum, som er viktig for den totale fyllinga til systemet.
- Kompressoren er ein åpen type frå Goeldner, som er dreve av ein permanent magnet elektrisk motor, med ein dedikert variabel turtall driver.

Heile systemet vart designa med tanke på det interne volumet til kvar komponent og samanbinding. I det siste prosjektet vart det nytta ein ammoniakkfylling på 200g, men det har tidlegare blitt vist at eit liknande system kan køyra med berre 100g ammoniakk.

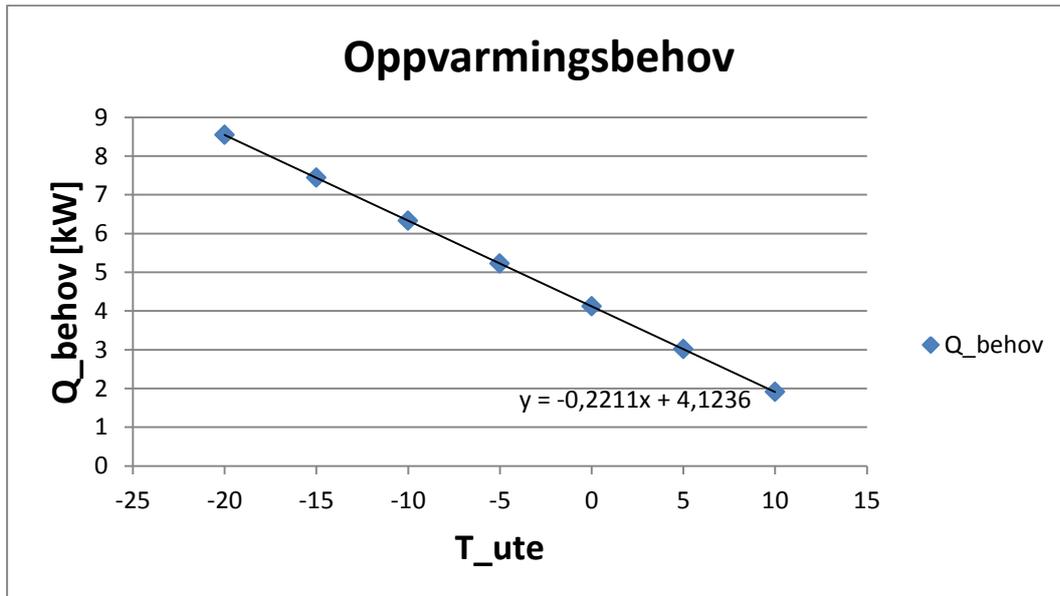
2.8 Oppsummering

Ammoniakk har vorte akseptert på mange nye område uten betydelege ekstra kostnader, og uten nokon auka risiko for folk i dei aktuelle bygningane. Dette har blitt oppnådd ved å ta i bruk ei rekkje nye teknologiar, material og teknikkar. Vidare utvikling på desse områda skapar mange moglegheiter til energisparing, og desse moglegheitene bør ikkje ignorerast. Ei samkøyrte tilnærming til teknisk, kommersiell og legislativ utvikling er naudsynt. Det er behov for ein detaljert gjennomgang av lovgiving og standardar fordi prinsippa som desse standardane byggjer på blei fastsett for over 50 år sidan, og teknologien har forandra seg svært mykje sidan då.

3 Berekingar

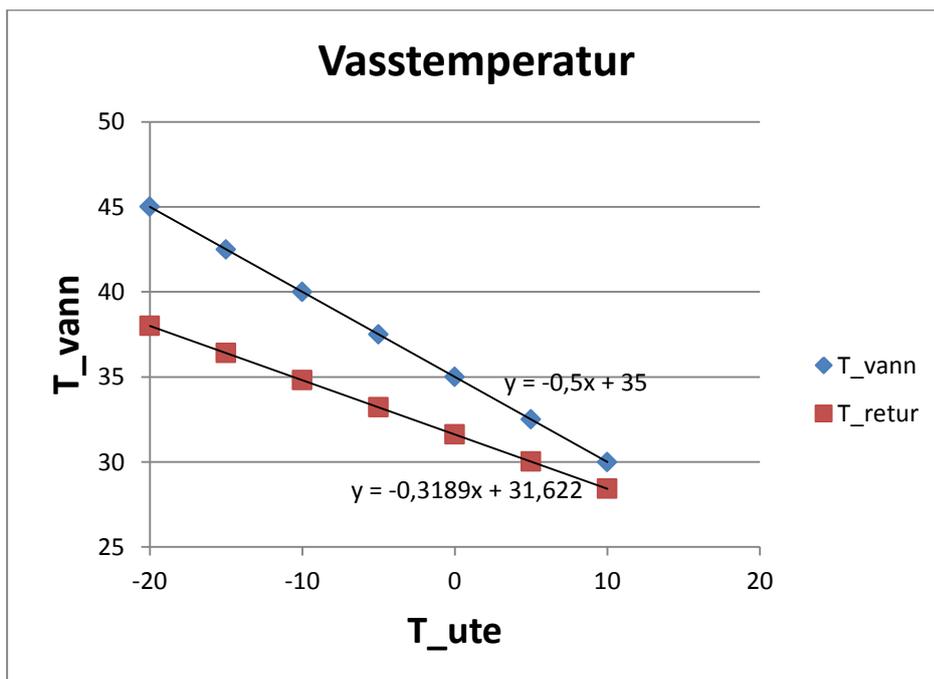
3.1 Vasstemperatur

Den første utfordringa i oppgåva var å finna naudsynt temperatur på vatnet i varmpumpesystemet for å dekkja varmebehovet til huset. Huset sitt varmebehov ved forskjellige utetemperaturar var allereie gitt ved følgjande graf:



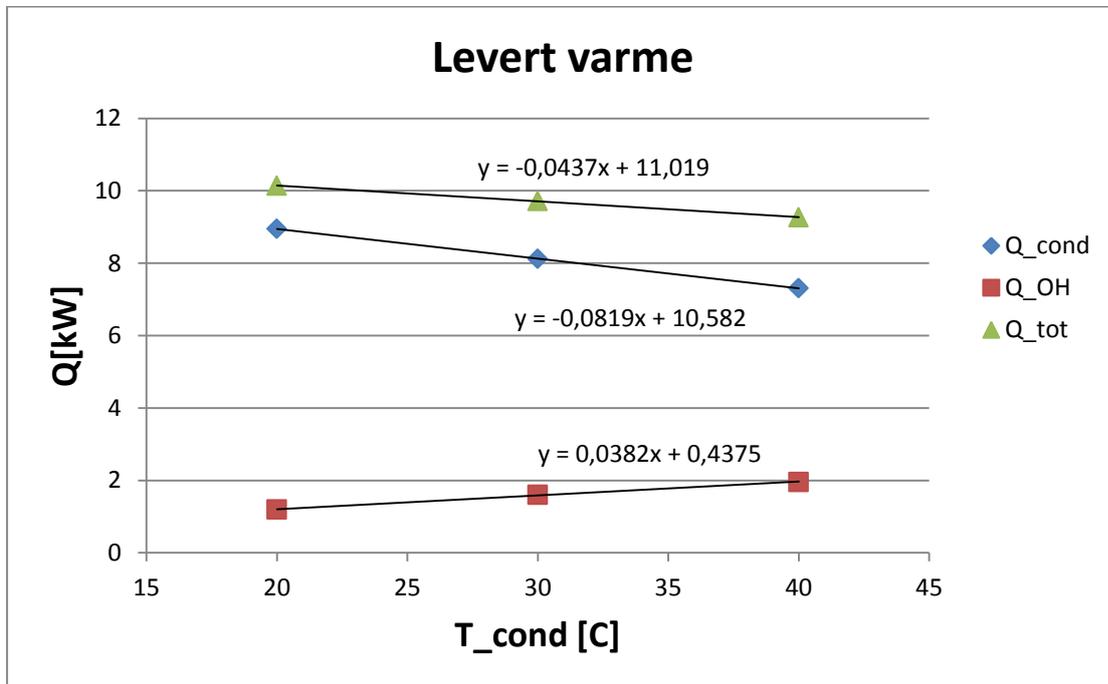
Figur 2 Oppvarmingsbehov som funksjon av utetemperatur

Naudsynt temperatur i golvvarmesystemet for å dekkja dette varmebehovet vart sett til å vera som følgjer:



Figur 3 Naudsynt tur/retur temperatur i golvvarmesystem som funksjon av utetemperatur

Varmepumpa si leveringsgrad har allereie blitt rekna ut som funksjon av kondenseringstemperatur og er illustrert i grafen under:



Figur 4 Levert varme som funksjon av kondenseringstemperatur

For å finna kondenseringstemperatur og medfølgjande vassstemperatur ved dei forskjellige temperaturane, vart det teke utgangspunkt i følgjande formlar:

$$(1) Q_c = f(t_k)$$

$$(2) Q_c = \dot{m} * C_p * \Delta T$$

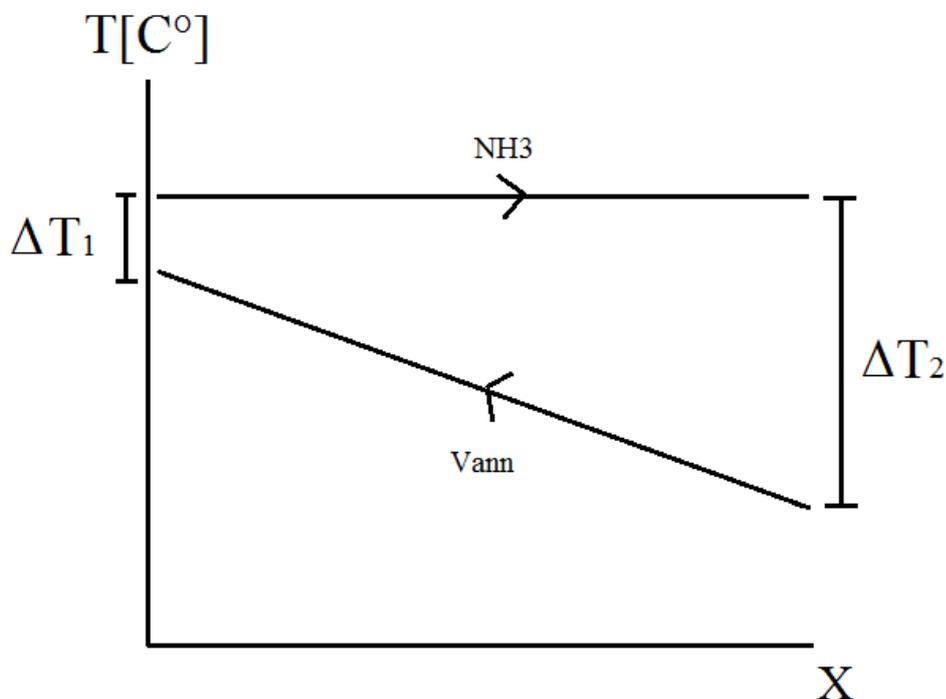
$$(3) Q_c = U * A * \Delta T_{lm}$$

Q_c :	Avgitt varme	[kW]
t_k :	Kondenseringstemperatur	[°C]
\dot{m} :	Massestraum vatn	[kg/s]
C_p :	Spesifikk varmekapasitet vatn	[kJ/(kg*K)]
ΔT :	Temperaturdifferanse golvsystem	[°C]
U :	Varmeovergangskoeffisient	[kW/m ² *k]
A :	Varmeve:kslarareal	[m ²]
ΔT_{lm} :	Logaritmisk gjennomsnittlig temperaturdifferanse [-]	

Den logaritmiske gjennomsnittlige temperaturredifferansen i kondensatoren kan finnast ved følgjande likning:

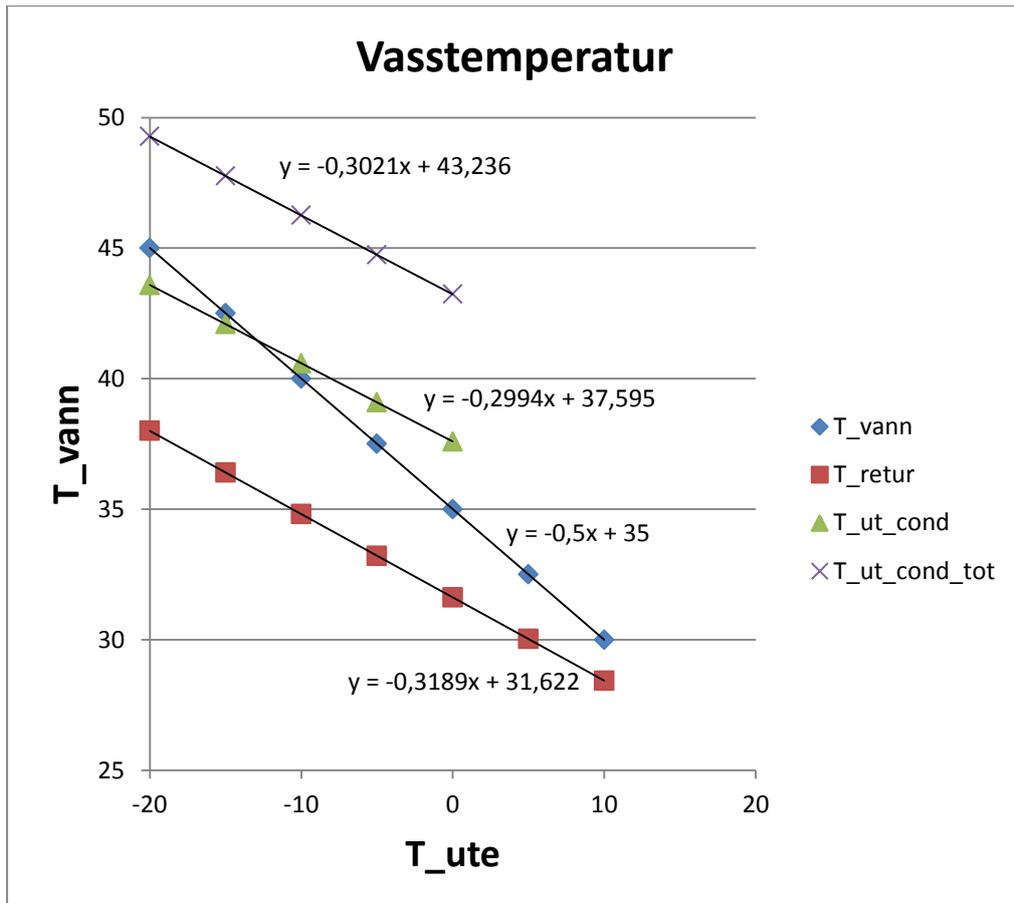
$$(4) \Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

Der ΔT_2 er temperaturredifferansen mellom kjølemediet som går ut og vatnet som går inn i kondensatoren, og ΔT_1 er temperaturredifferansen mellom kjølemediet som går inn og vatnet som går ut av kondensatoren. I dette tilfellet har temperaturendringa til ammoniakken i kondensatoren blitt vurdert som neglisjerbar.



Figur 5 Temperaturdistribusjon i kondensatoren

Dette gir tre likningar, (1), (2) og (3), med to ukjende parametrar, henholdsvis kondenseringstemperatur og vassstemperatur ut av kondensatoren. Ved å setje desse tre likningane lik kvarandre, vart dei ukjende verdiane funne ved hjelp av iterasjon. Det vart funne ein funksjon for vassstemperaturen når kun kondenseringssvarme vart nytta (T_{ut_cond}), samt ein funksjon for vassstemperaturen når overhetingsvarme vart nytta i tillegg ($T_{ut_cond_tot}$). Resultatet vart som følgjer:



Figur 6 Naudsynt og reell vasstemperatur som funksjon av utetemperatur

Ved å setja likninga for naudsynt vasstemperatur (den blå linja) lik likninga for reell vasstemperatur (den grønne linja) kjem det fram at varmpumpa klarar å dekkja heile varmebehovet til huset kun ved hjelp av kondenseringsvarme ned til ein utetemperatur på $-13\text{ }^{\circ}\text{C}$. Dersom det vert kaldare enn det må det nyttast andre varmekjelder i tillegg. Dersom overhetingsvarme vert nytta, vil varmpumpa kunne dekkja heile varmebehovet åleine utan hjelp frå elektriske varmekolbar o.l.

3.2 Tankberekningar

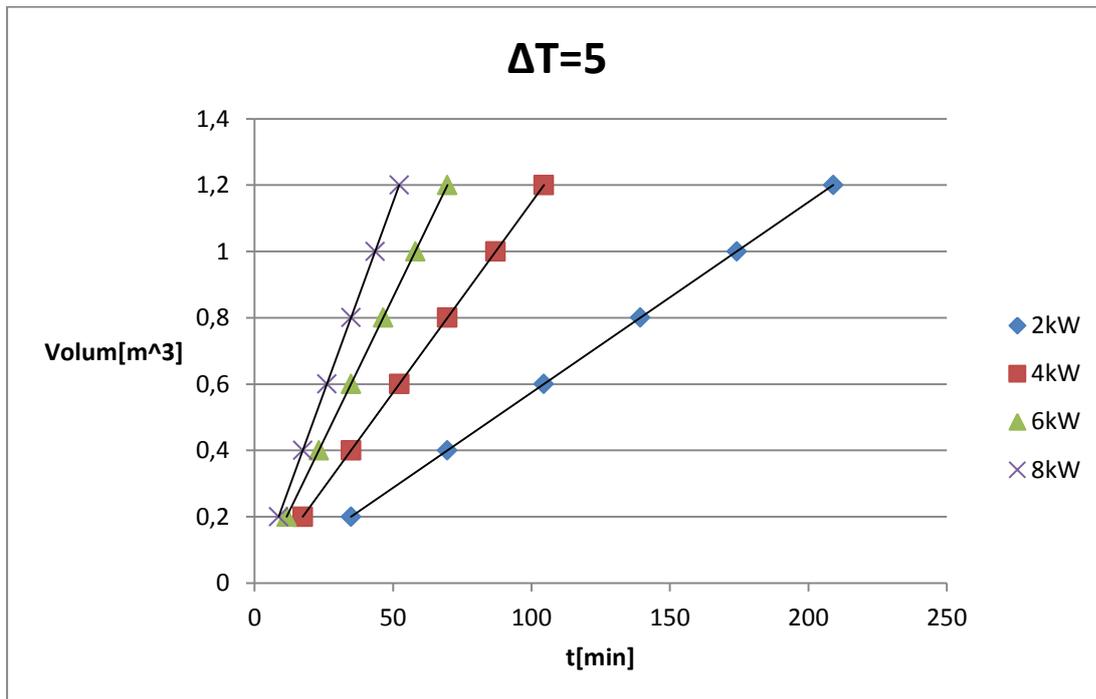
Det har blitt gjort berekningar for å finna naudsynt størrelse på akkumuleringstank for å kunne holda systemet forsynt med varmt vatn når varmpumpa ikkje går. I utgangspunktet er det overhetingsvarmen som skal varme opp tanken. Når det er varmare enn $-13\text{ }^{\circ}\text{C}$ ute vil også overskotet frå kondenseringsvarmen gå til dette formålet.

Tanken skal holda ein gitt middeltemperatur, T . Ved å senka denne temperaturen eit gitt antal grader, ΔT , over ein tidsperiode t , vil ein kunne henta ut ein varmeeffekt, Q , avhengig av størrelsen på tanken. Følgjande formel vart nytta:

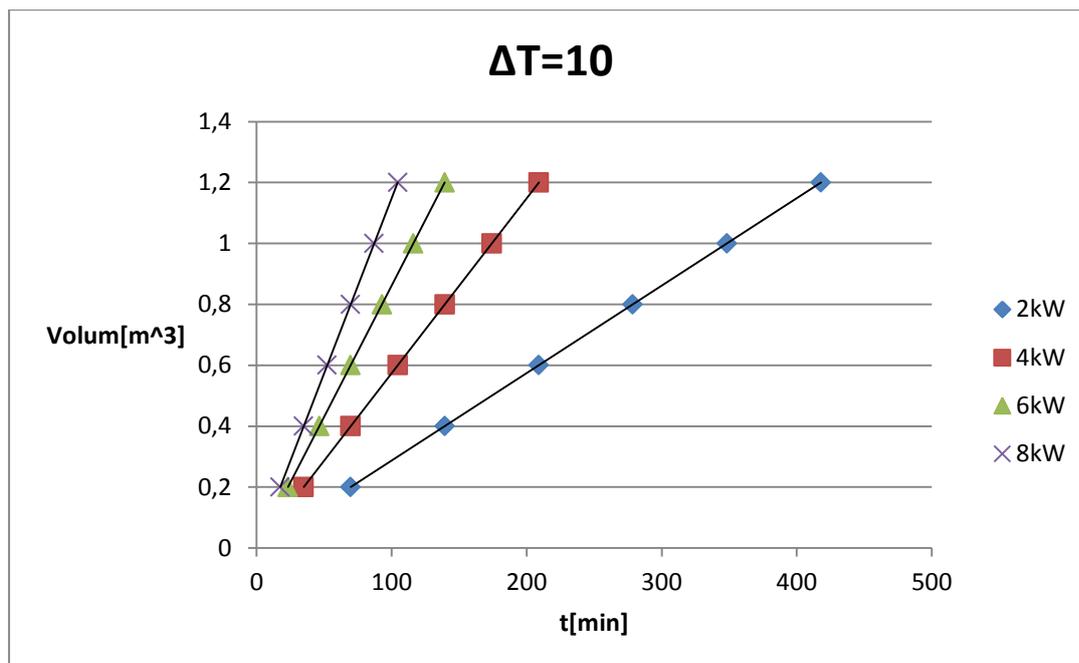
$$(5) t = \frac{\rho * C_p * V * \Delta T}{Q * 60}$$

t : tid [m]
 ρ : Tettheit vatn [kg/m³]
 V : Volum tank [m³]
 ΔT : Temperatursenking tank [°C]
 Q : Avgitt varme [kW]

Resultatet vart presentert som grafar som syner tankvolum som funksjon av tid ved gitte verdiar for Q og ΔT . Den første grafen viser verdiar ved ΔT på 5 °C, medan den andre syner verdiar ved ΔT lik 10 °C.



Figur 7 Tanken si varmeliveringsevne ved $\Delta T=5$



Figur 8 Tanken si varmeløsingsevne ved $\Delta T=10$

Ut ifrå grafane kan ein sjå at ved ei temperatursenking på 5 °C vil ein med eit tankvolum på 1.2 m³ kunne henta ut 8 kW over ein periode på 50 minutt. Dersom temperatursenkinga er 10 °C, vil tidsperioden ein kan henta ut 8 kW på dobla seg til 100 minutt. I den andre enden av skalaen vil ein kunne henta ut ein effekt på 2 kW over nesten 420 minutt, altså 7 timar.

Dette betyr at på dei kaldaste dagane med størst varmebehov vil det kunne verta utfordrande å dekkja heile behovet ved å henta varme frå tanken dersom varmpumpa ikkje går, då ein må ha ein svært stor tank for å klare dette.

3.3 Timestyring

Malvik E-verk tilbyr ein straumavtale til sine kundar som heiter timespot[6]. Den baserer seg på ein marknadsstyrt straumpris som varierer frå time til time. Det betyr at kunden betalar det straumen kosta den timen dei brukte straumen. Straumprisane vert lagt ut på kraftbørsen Nord Pool[7] ein dag i forvegen, slik at kunden kan leggja forbruket sitt til dei billigaste timane, samt redusera forbruket når det er dyrast. Dette kan til dømes gjerast ved å unngå å setja på tørketrommel, vaskemaskin etc i timar med høg pris, og venta til prisen er lågare.

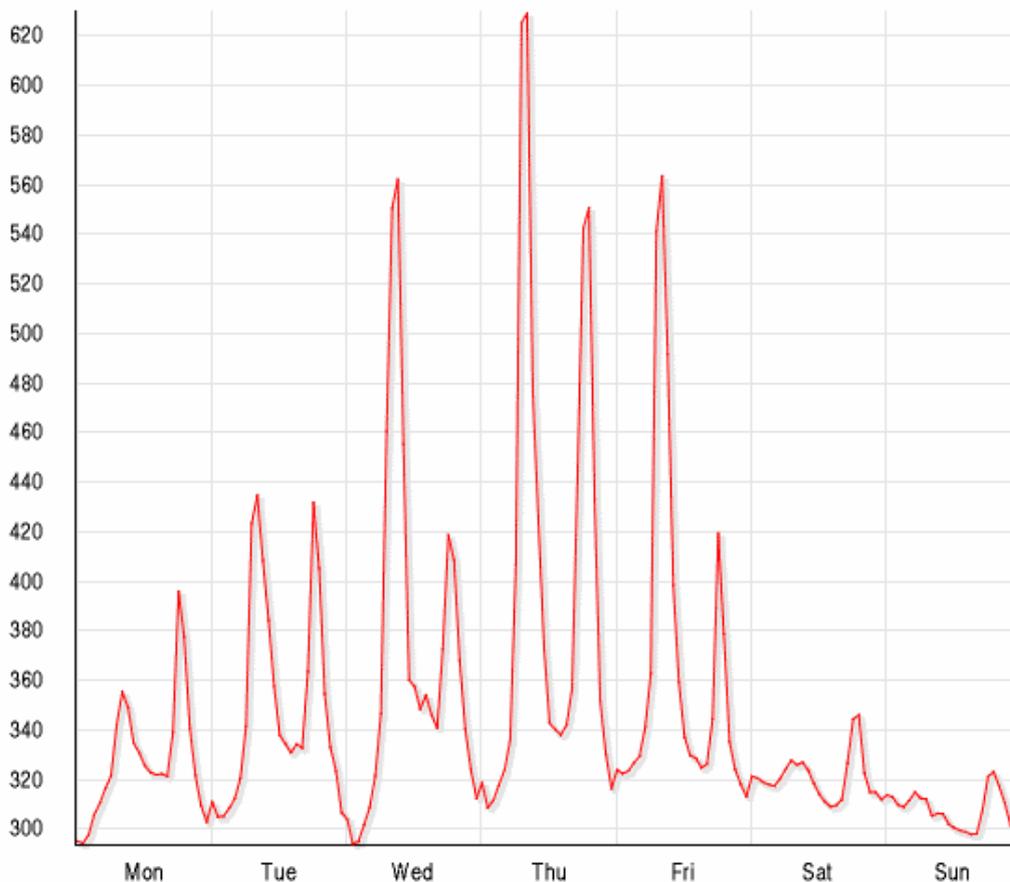
Smart styring er eit styringsprodukt som via ein spesiell målar i huset kan styra ut lavprioritert forbruk, som for eksempel varmtvatnbereder eller varmekablar i forhåndsdefinerte tidsperiodar der timeprisen normalt er høgast. Denne styringa krever at brukaren er timemålt og har eigne sikringskursar på det forbruket som skal styrast. For å kunna timemåla ein kunde må det installerast ein ny målar/terminal med GPRS-kommunikasjon som har kapasitet til dette. Det medfører ein eingangssum som kunden må dekkja på ca 1000 kr. Grunnen til det er at dagens kommunikasjon med målarane i Malvik Everk sitt nett går på høgspennetnettet. Dette er treg kommunikasjon som gjer at dei ikkje har kapasitet til å timemåle alle anlegg[8].

Ein slik avtale vil vera svært gunstig i samanheng med varmpumpe og akkumuleringstank. Ved å la varmpumpa stå og i staden hente varme frå akkumuleringstanken dei timane prisen er høgast, vil ein kunne gjera betydelege innsparingar.

Prisen varierer som nevnt over heile døgeret, der kvar time har sin pris. I løpet av eit år blir det 8760 prisar i spotmarknaden. Dersom ein ser på prisane gjennom eit døger, kjem det fram ein tydeleg trend. Straumen er som regel dyrast i 8-tida om morgonen, samt i 18-tiden på kvelden. Dette har mest sannsynleg samanheng med at folk bruker straum til dusjing og liknande før dei reiser på jobb om morgonen, og til matlaging og diverse etter dei kjem heim frå jobb.

Etter toppunktet om morgonen synk prisen fram til 15-tida på ettermiddagen før den byrjar å ta seg oppatt. Desidert billigast er straumen i 02-tida på natta. Dette er altså det mest gunstige tidspunktet å bruke straum på, det er dog ikkje anbefalt å la elektriske artiklar som vaskemaskin og tørketrommel gå om natta med tanke på brannfare.

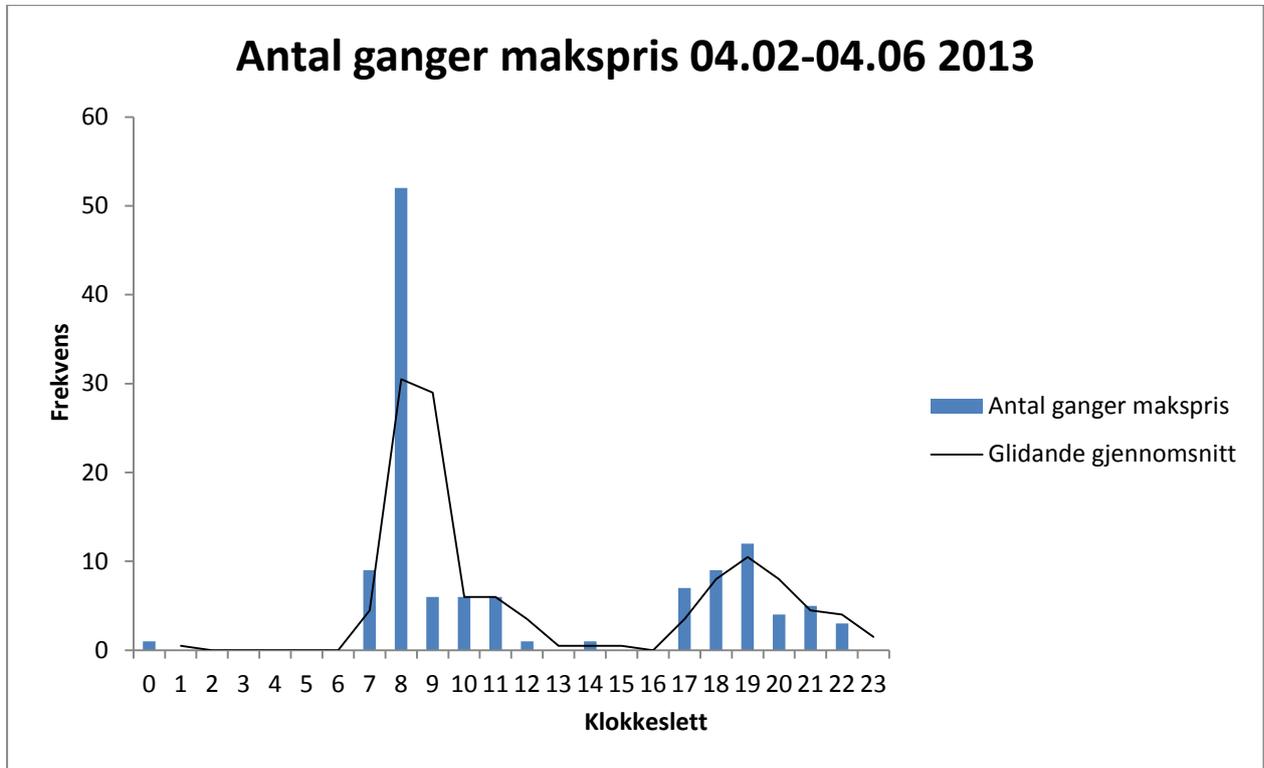
I helgene har folk flest fri, og forbruksmønsteret er litt anleis. Difor kan straumprisane vera noko meir uregelmessige desse dagane. Ein vil som regel få dei same toppane om morgonen og kvelden, men forskjellane er ofte ikkje så store.



Figur 9 Variasjon i straumpris for 11-17 Mars 2013[9]

På biletet over ser ein tydeleg dei to pristoppene som intreff kvar dag. Det kan variera om prisen er høgast om morgonen eller kvelden. Ein ser også at amplituden flatar meir ut på helgedagane.

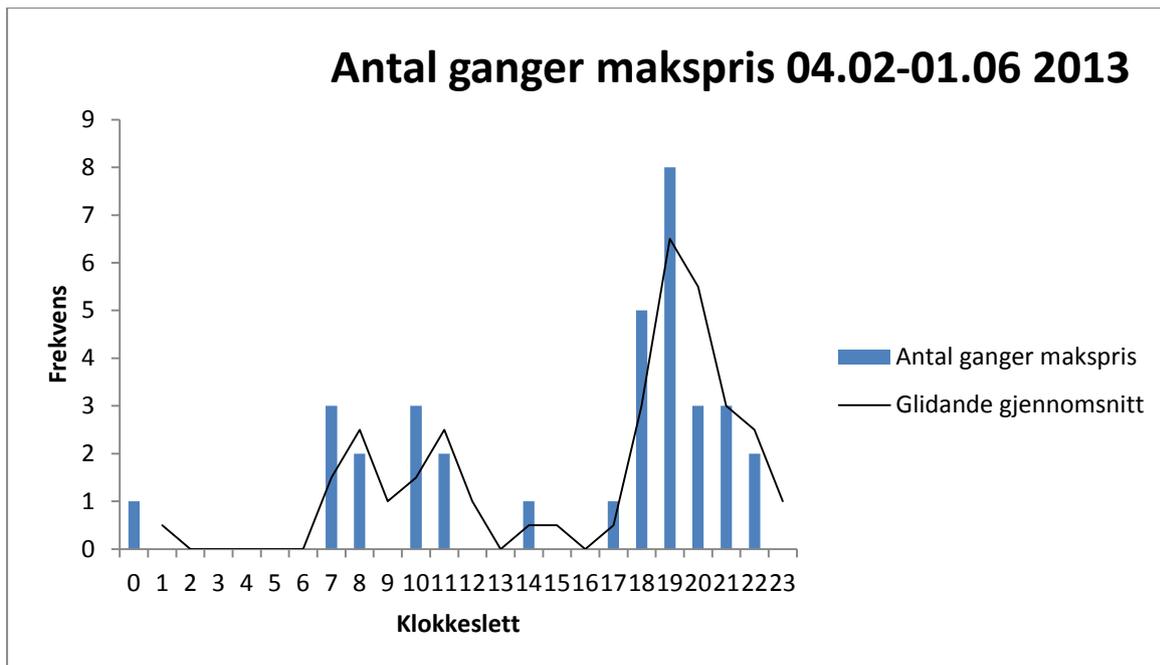
Det er blitt gjort ein analyse på kva tid på døgeret maksprisen inntraff våren 2013. Verdiane er henta frå Nordpool[7]. Resultatet er presentert i grafen under.



Figur 10 Klokkeselett for intruffen makspris

Ut ifrå denne grafen kan ein sjå at det kan lønna seg å unngå å bruke straum frå kl 07-10 på dagen og frå 17-20 på kvelden.

Dersom ein berre ser på verdiar frå helgene, får ein følgjande graf:

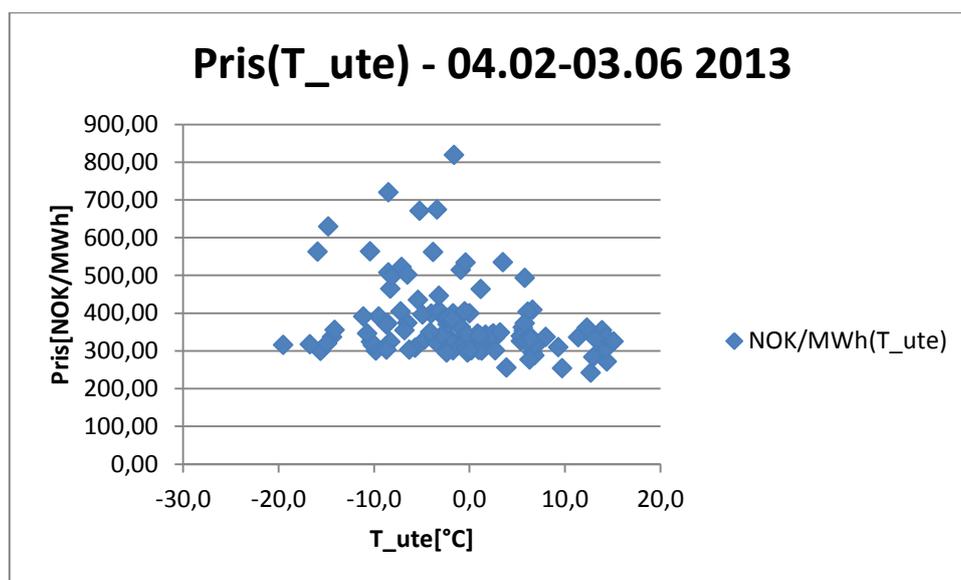


Figur 11 Klokkeslett for inntruffen makspris, helgedagar

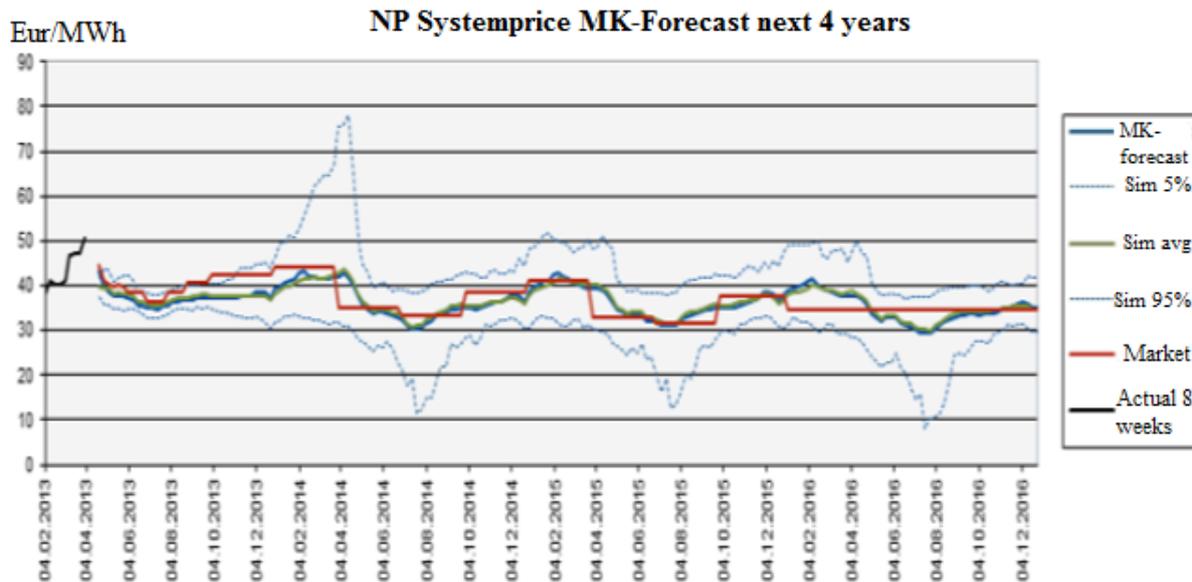
Her kjem det fram at prisen oftast når makspunktet frå kl 18-21 på kvelden. Grunnen til at ein ikkje får den dominerande pristoppen i 7-8 tida på morgonen kan som nevnt vera at folk har fri i helgene, og dermed ikkje står opp så tidleg. I tillegg lagar folk gjerne mat seinare på kvelden og er vakne lengre.

3.4 Kraftpris

Det er ei kjennsgjerning at når det er kaldt ute brukar folk meir straum, noko som igjen fører til høgare straumprisar. Men det er fleire faktorar som spelar inn på kraftprisen. Prisen på olje, gass, kol, CO², elsertifikat, utbygging av overføringskapasitet og utbygging av ny produksjon er døme på parametarar som påverkar prisen forbrukarane betalar for straumen.



Figur 12 Straumpris som funksjon av utetemperatur. Det er langt fleire faktorar enn temperaturen som spelar inn på straumprisen.



Figur 13 Marknadskrafts prisforventing neste 4 år [10]

Den raude linja i figuren ovanfor syner marknadskrafts prisforventing dei neste fire åra. Ut ifrå grafen kan ein sjå at det er forventa nokonlunde jamn pris framover med ein fallande trend. Den fallande trenden kan lettast forklarast med eit produksjonsoverskot i Norden grunna satsing på fornybar energi.

3.5 Avanserte Målings- og Styresystemer (AMS)

AMS er betegnelsen på eit nytt system som skal innførast gradvis i Norge fram mot 2017. Det skal installerast strømmålarar kobla til internett som automatisk registrerer forbruket til kundane på ein time-for-time basis, og videresender informasjonen til nettselskapa. På denne måten slepp forbrukarane lesa av straumen sjølve, og leverandørane får meir detaljert informasjon om forbruksmønsteret til kundane. Dette kan straumprodusentane nytta til å styra straumnettet og produksjonen meir effektivt.[11]

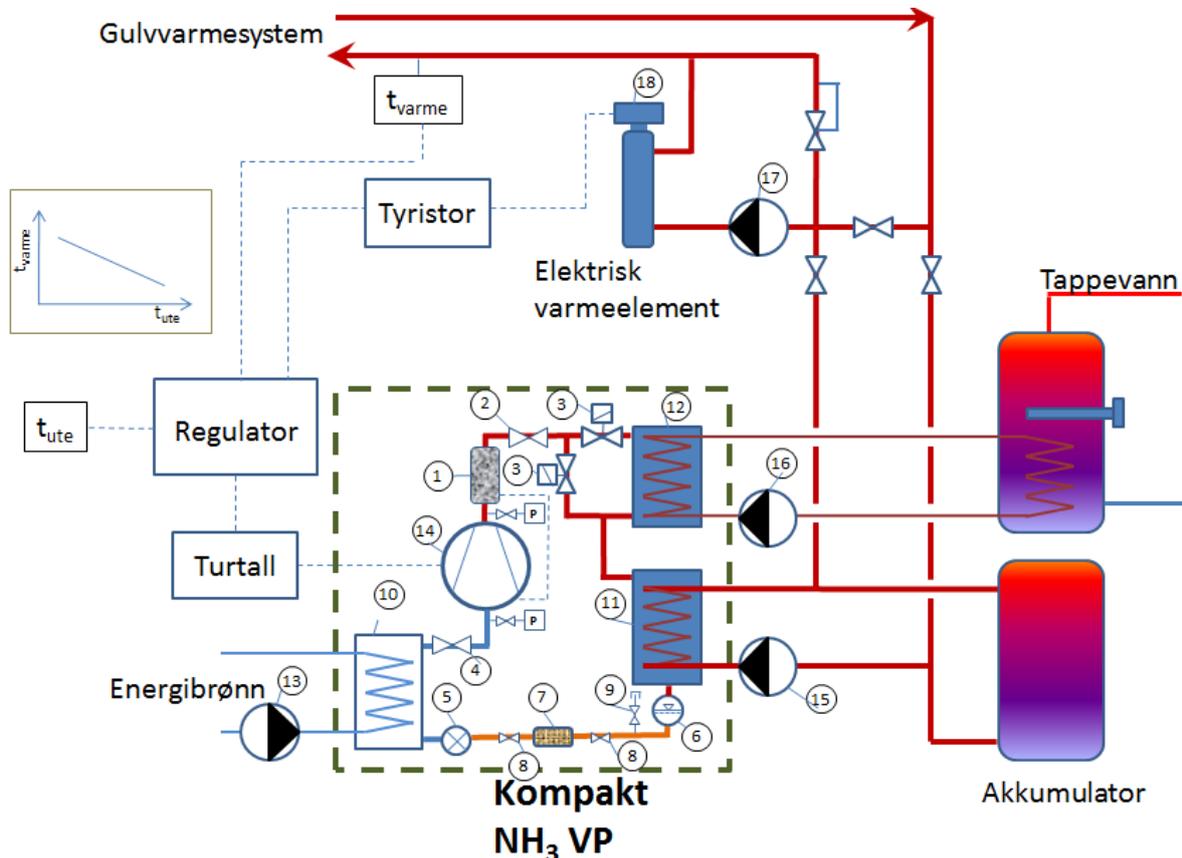
Målet er at straumkundar i Noreg skal ha teke i bruk AMS innan 1. januar 2017. Det er difor sannsynleg at fleire kraftleverandørar kjem til å tilby straumavtalar som baserer seg på time-for-time forbruk.

3.6 Kompressorregulering

Dersom ein skulle valt frekvensstyring på kompressoren hadde det blitt komplikasjonar med strupeventilen til fordamparen. Kompressoren som skal nyttast i dette anlegget kan i tillegg ikkje gå lågare enn 25 Hz, som tilsvarar 50% belastning, utan at det går ut over oljesmøring. Det har difor blitt vurdert slik at on/off regulering er det beste valet for dette anlegget. Det gjer òg at den vidare timebaserte berekninga av energibruk og behov i Excelmodellen blir enklare.

3.7 Val og dimensjonering av pumper

Det har med utgangspunkt i røyrdimensjonar og typar blitt sendt ein forespurnad til Grundfos om tilbod på passande pumper til dei forskjellige kretsane i systemet. Grundfos sendte forslag til pumper med tilhøyrande pumpekaraktistikkar[12], men då det ikkje var oppgjeve kapasitetar på pumpene, måtte det foretakast berekningar av volumstraum og trykktap i røyrene og kontrollerast opp mot pumpekurvene.



Figur 14 Prinsippskisse varmepumpeanlegg

Tilbod vart gjevne på pumpe 13, 15, 16 og 17 (sjå figur over); samt ei pumpe som skal stå for passiv kjøling av soverommet ved å sirkulere kald HX35 direkte frå brønnen til rommet. HX35 er ei vatn-etanolblanding med 35 vekt% etanol. I dei vidare berekningane skal det kun sjåast på pumpe 13, 15 og 16. For oversikta si skuld vil kretsane til pumpe 13, 15 og 16 heretter bli referert til som hhv krets 1, 2 og 3.

HX35-kretsen som sirkulerer kjølevæske frå energibrønnen til fordamparen på varmepumpa består av to typar røyr: ein kollektorslange i plast med ytre diameter $D_y = 40 \text{ mm}$ i den vertikale brønndelen, og eit koparrøyr med ytre diameter $D_y = 28 \text{ mm}$ som går tilnærma horisontalt frå brønnen til fordamparen. Desse to røyrdelane har forskjellig væskehastighet og trykktap, og blir i berekningane betrakta som to kretsar.

Energibrønneren er 150 m djup. Total røyrlengd på plastrøyret vert $L_1 = 300 \text{ m}$. I botnen er det eit 180° U-bend. Dette vert for enkelheits skuld betrakta som to 90° bend. Den midlere væsketemperaturen i heile HX35-kretsen vert sett til $T_{midl} = 5^\circ\text{C}$. Massestraumen i kretsen er lik i både den vertikale og horisontale delen, og kan finnast frå følgjande formel:

$$(6) \dot{m} = \frac{Q_0}{C_p * \Delta T}$$

Q_0 : Kjøleyting fordampar [kW]

C_p : Spesifikk varmekapasitet HX35 [kJ/(kg*K)]

ΔT : Temperaturendring til HX35 i fordamparen [$^\circ\text{C}$]

Kjøleytinga vert sett til 7 kW (kondenseringstemperatur $40\text{--}45^\circ\text{C}$) og ΔT vert sett til 5°C .

Varmekapasitet C_p , tettheit ρ , og dynamisk viskositet μ , for HX35 er temperaturavhengig og vert funne i tabell [13] ved 5°C .

For å berekna volumstraumen i røyra må røyret sin indre diameter D_i , vera kjent. Eit enkelt PEM PN 10 U-røyr har indre diameter $D_i = 35,2 \text{ mm}$.

DIMENSIONER

2x40mm PEM	40x2.4mm	PN10 SDR17	PE100
2x40mm PEHD	40x3.7mm	PN16 SDR11	PE100
4x40mm PEM	40x2.4mm	PN10 SDR17	PE100
4x40mm PEHD	40x3.7mm	PN16 SDR11	PE100
2x32mm PEM	32x2.0mm	PN10 SDR17	PE100
2x32mm PEHD	32x3.0mm	PN16 SDR11	PE100
4x32mm PEM	32x2.0mm	PN10 SDR17	PE100
4x32mm PEHD	32x3.0mm	PN16 SDR11	PE100

Figur 15 Nokre dimensjonar for kollektorslangar i plast [14]

Eit standard koparrøyr med ytre diameter $D_y = 28 \text{ mm}$ har indre diameter $D_i = 25 \text{ mm}$ (sjå figur 16).

PRESSFITTINGS		STÅLRØR SØMLØSE			KOBBERØR		PEX-PLASTRØR	
D _{innv} [mm]	D _{utv} [mm]	Dim	D _{innv} [mm]	D _{utv} [mm]	D _{innv} [mm]	D _{utv} [mm]	D _{innv} [mm]	D _{utv} [mm]
					6,0	8,0	6,4	10,0
9,6	12,0	DN 8	8,9	13,5	8,0	10,0	8,0	12,0
12,6	15,0	DN 10	12,6	17,2	10,0	12,0	10,0	15,0
15,6	18,0	DN 15	16,1	21,3	12,6	15,0	12,0	16,0
19,0	22,0	DN 20	21,7	26,9	15,6	18,0	13,0	17,0
25,0	28,0	DN 25	27,3	33,7	19,0	22,0	16,0	20,0
32,0	35,0	DN 32	36	42,4	25,0	28,0	20,4	25,0
39,0	42,0	DN 40	41,9	48,3	31,0	35,0	26,2	32,0
51,0	54,0	DN 50	53,1	60,3	38,0	42,0	32,6	40,0

Figur 16 Nokre standard rørdimensjonar [15]

Det indre tverrsnittet til røyret A_i , kan finnast frå følgjande formel:

$$(7) A_i = \pi * r_i^2$$

A_i : Indre tverrsnitt [m²]

r_i : Indre radius [m]

Volumstraumen \dot{V} , kan deretter kalkulerast frå følgjande likning:

$$(8) \dot{V} = \dot{m} * \rho$$

\dot{V} : Volumstrøm HX35 [m³/kg]

\dot{m} : Massestrøm HX35 [kg/s]

ρ : Tettheit HX35 [kg/m³]

Hastigheita v , kan finnast frå følgjande likning:

$$(9) v = \frac{\dot{V}}{A_i}$$

v : Hastighet HX35 [m/s]

For å kalkulera trykktapet i røyra må først Reynoldstalet bereknast. Det er gitt ved følgjande formel:

$$(10) Re = \frac{\rho * v * D_i}{\mu}$$

D_i : Indre diameter røyr [m]

μ : Dynamisk viskositet HX35 [kg/(s*m)]

Når Reynoldstalet er funne kan røyrfriksjonstalet bereknast. For turbulente strømnigar har Colebrook komme fram til følgjande empiriske ligning[16] for friksjonstalet f :

$$(11) \frac{1}{\sqrt{f}} = -2 * \log\left(\frac{2,51}{Re * \sqrt{f}} + \frac{\varepsilon}{3,72 D_i}\right)$$

f : Røyrfriksjonstal [-]

ε : Røyrveggen sin absolutte ruheit [m]

Røyrveggen sin absolutte ruheit kan setjast til 0 for kopar- og plastrøyr[16]. Sidan det er slike røyr som vert nytta her vil det siste leddet frå likning (11) falla bort. Denne likninga let seg berre løyse ved hjelp av iterasjon når Re er kjent.

Friksjonstapet per meter i røyra er gitt ved følgjande formel:

$$(12) R = \frac{f}{D_i} * \frac{\rho * v^2}{2}$$

R : Friksjonstap [Pa/m]

For å forenkla berekningane har Hazan-Williams funne følgjande samanheng[17] mellom friksjonstapet R , massestraumen \dot{m} , og røyrets innvendige diameter D_i . Formelen gjeld i utgangspunktet for vatn i plast- og koparrøyr med temperatur 80 °C, men har ved forsøk vist seg å ha ein feilmargin på kun 1,5% når vassstemperaturen er 40 °C. I kretsane til pumpe 15 og 16 er det vatn som er nytta som varmebærar, og denne formelen kan då nyttast:

$$(13) R = 3623 * \dot{m}^{1,707} * D_i^{-4,642}$$

\dot{m} : Massestrøm [kg/h]

D_i : Indre røyr diameter [mm]

Massestraumen kan finnast slik:

$$(14) \dot{m} = \frac{Q_0 * 3600}{C_p * \Delta T}$$

\dot{m} : Massestrøm [kg/h]

Det endelege friksjonstapet kan deretter finnast ved å nytta likninga under:

$$(15) R_{tot} = R * l$$

R_{tot} : Friksjonstap [Pa]

l : Røylengd [m]

Trykktap som oppstår på grunn av retningsendingar i bend og liknande kallast støttap.

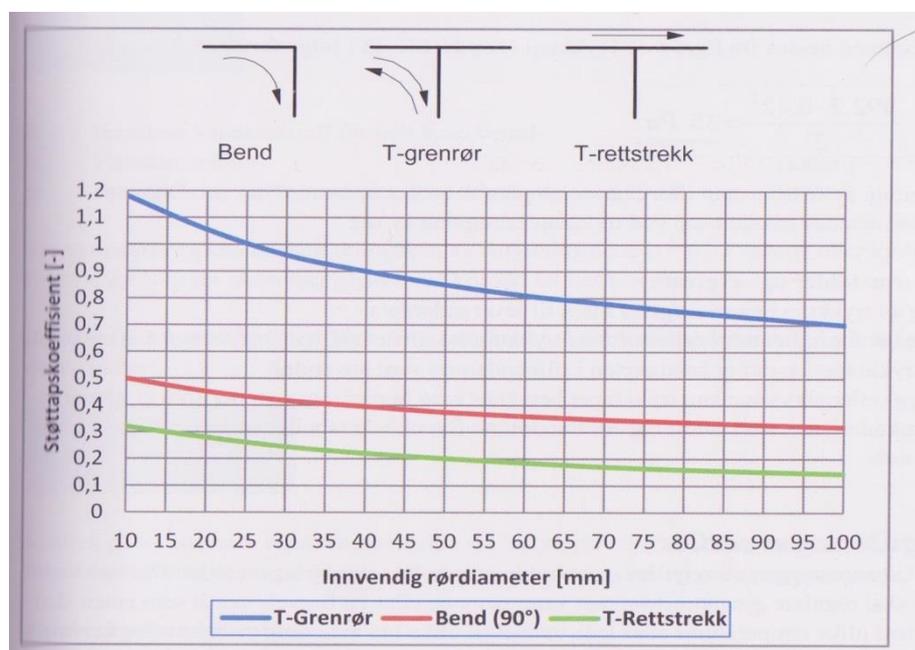
Trykktap ved støt kan bereknast slik:

$$(16) \Delta p_{støt} = \xi * \frac{\rho * v^2}{2}$$

$\Delta p_{støt}$: Støttap [Pa]

ξ : Trykktapskoeffisient [-]

I litteraturen fins det ein heil del data for støttapskoeffisientane på ulike røyrdelar. Nokon refererer til vasshastigheit, røyrdiameter og krumningsradius. Andre refererer til røyrdiameter og røyrtype.

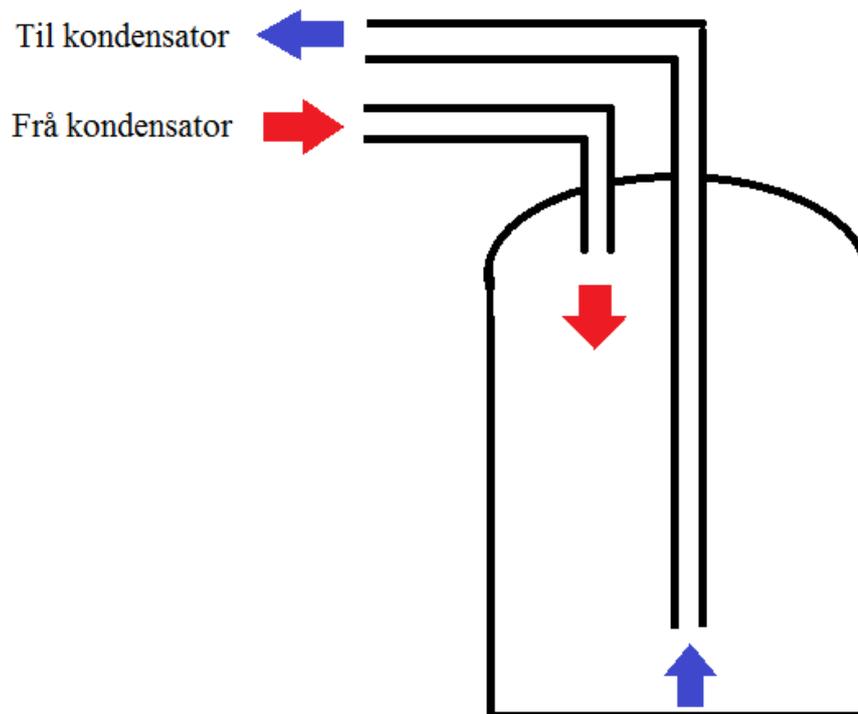


Figur 17 Støttapskoeffisient for bend og T-røyr [18]

Figuren ovanfor illustrerer støttapskoeffisient for T-røyr og bend avhengig av innvendig røyr diameter. Data er henta frå håndboka Ashrae Fundamentals og refererer til røyrdeleer for lodding/sveising med normal krumningsradius. Det er oppgitt eit variasjonsområde i størrelsesordenen $\pm 40\%$ for oppgitte verdiar.

I tillegg til friksjonstap og støttap vil det bli tap i varmevekslarar og tankar. Trykktapet i fordamparen i krets 1 blir sett til 50 kPa. Tapet i kondensatoren i krets 2 er oppgitt til 6,4 kPa, medan trykktapet i overhetingsvarmevekslaren i krets 3 er oppgitt til 0,4 kPa.

Når det gjeld tapet i akkumulatoren i krets 2 er det litt meir komplisert. Det varme vatnet frå kondensatoren blir pumpa inn i toppen av tanken. Det kalde vatnet blir vidare sugd opp frå botnen av tanken (sjå figur nedanfor).



Figur 18 Prinsippskisse akkumulatortank

Det oppstår då tap grunna røyrinngang- og utgang i tanken. Likninga for tap grunna røyrinngang- og utgang er som følgjer:

$$(17) \Delta P = \xi * \frac{\rho}{2} * v^2$$

ΔP : Trykktap innløp/utløp [Pa]

ξ : Trykktapskoeffisient [-]

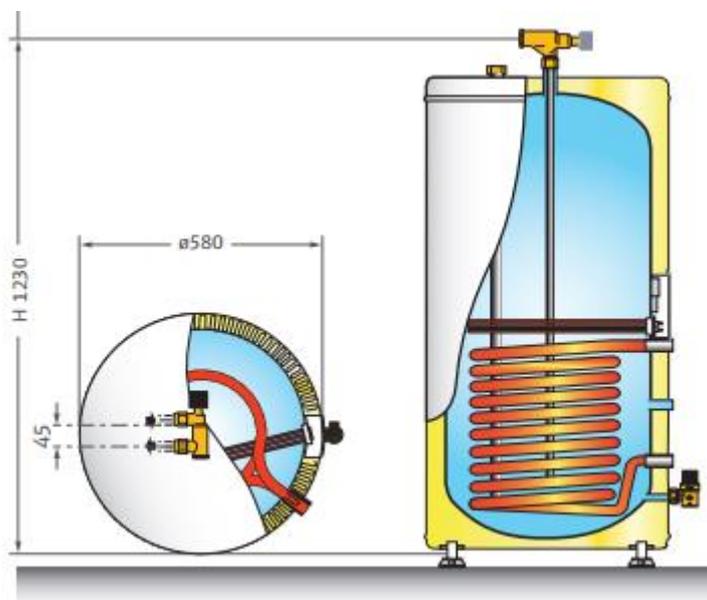
Trykktapskoeffisienten er avhengig av utforminga på inn/utløpet og kan finnast frå tabellen under:

Entrance Type	Minor Loss Coefficient, K^a			
Reentrant	0.78			
Square-edged	0.5			
Rounded	r/D	0.02	0.06	≥ 0.15
	K	0.28	0.15	0.04

^aBased on $h_{l_m} = K(\bar{V}^2/2)$, where \bar{V} is the mean velocity in the pipe.

Figur 19 Tapskoeffisient ved forskjellig innløpsgeometri [19]

For å finne trykktapet i varmtvannstanken i krets 3 må ein sjå på korleis røyra ligg i tanken. I dette tilfellet er tanken av typen Ecoline Coil RTV E. Den består av ein beholder med ein røykveil der varmen blir overført.



Figur 20 Produktteikning Ecoline Coil - RTV E 200 [20]

For å finne trykktapet i ein røykveil kan likninga under nyttast:

$$(18) \Delta p = \xi * \frac{l}{D_i} * \frac{\rho * v^2}{2}$$

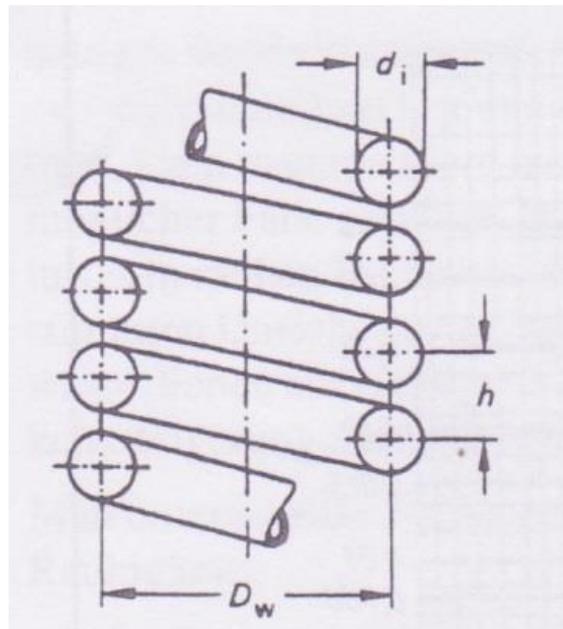
Δp : Trykktap røykveil [Pa]

ξ : Trykktapskoeffisient [-]

l : Lengd røyrkveil [m]

For turbulente strømnigar der $Re < 10^5$, kan følgjande likning nyttast for å finna trykktapskoeffisienten:

$$(19) \xi = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} * (1 + 0,095 * \left(\frac{D_i}{D}\right)^{0,5} * Re^{0,25})$$



Figur 21 Geometrien til ein røyrkveil [21]

Ved kveilutformingar der $h < D_w$, noko som er tilfellet her, kan ein setja $D = D_w$. Sjå figur ovanfor. Det innvendige volumet i kveilen er oppgitt i faktabladet til varmtvannstanken.

Lengda på røyrkveilen kan finnast ved å nytta likninga under:

$$(20) l = \frac{V}{\pi * r_i^2}$$

V : Volum røyrkveil [m³]

r_i : Innvendig radius [m]

Tabell 1 Volumstraum og trykktap i pumpekretsane

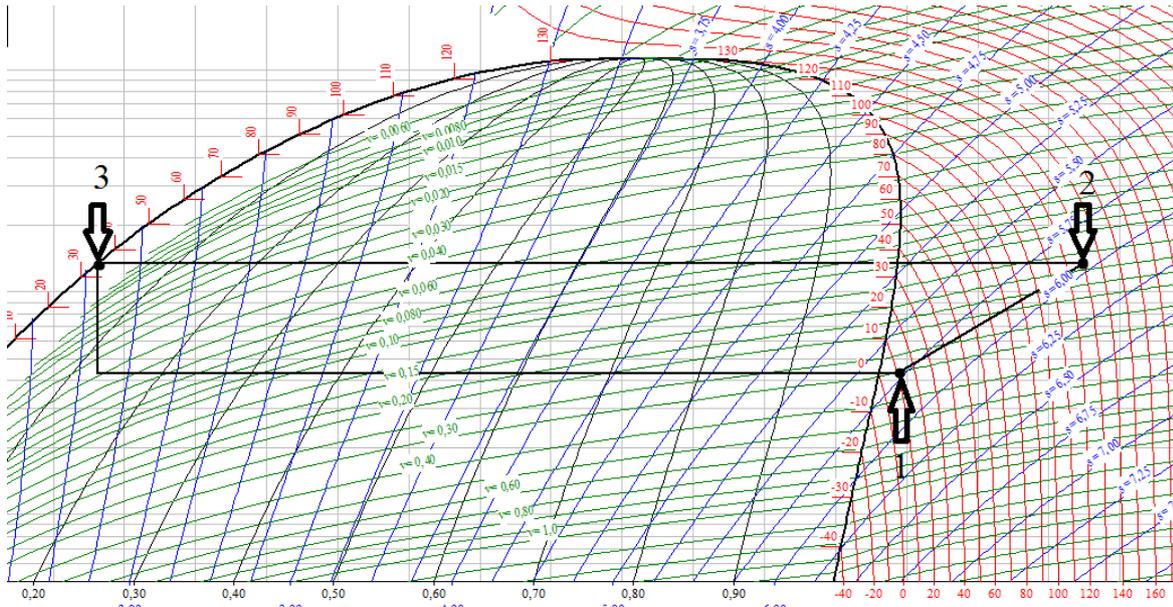
	Krets 1	Krets 2	Krets 3
Volumstraum[l/s]	0,35	0,10	0,30
Friksjonstap [kPa]	28,6	1,8	8,9
Antall 90° bend	13	20	14
Tot trykktap bend [kPa]	1,1	0,52	3,55
Røylengd [m]	320	20	14
Trykktap varmeveksler/tank[kPa]	50	2,36	9,78
Sum Trykktap [kPa]	79,8	4,7	22,2

Ut ifrå resultatata som er berekna kjem det fram at pumpene i krets 1 og krets 3 ligg innafør arbeidsområdet til dei foreslegne pumpene. Pumpa som er foreslegen til krets 2 derimot, ser ut til å vere noko overdimensjonert. Ei løysing kan vere å erstatta den foreslegne Alpha2 25-60 pumpa med ei mindre Alpha2 25-40, som er den same pumpa som skal nyttast i krets 3. Sjå vedlegg A1-A4 for pumpekarakteristikkar.

3.8 Dimensjonering av røyr i ammoniakkreten

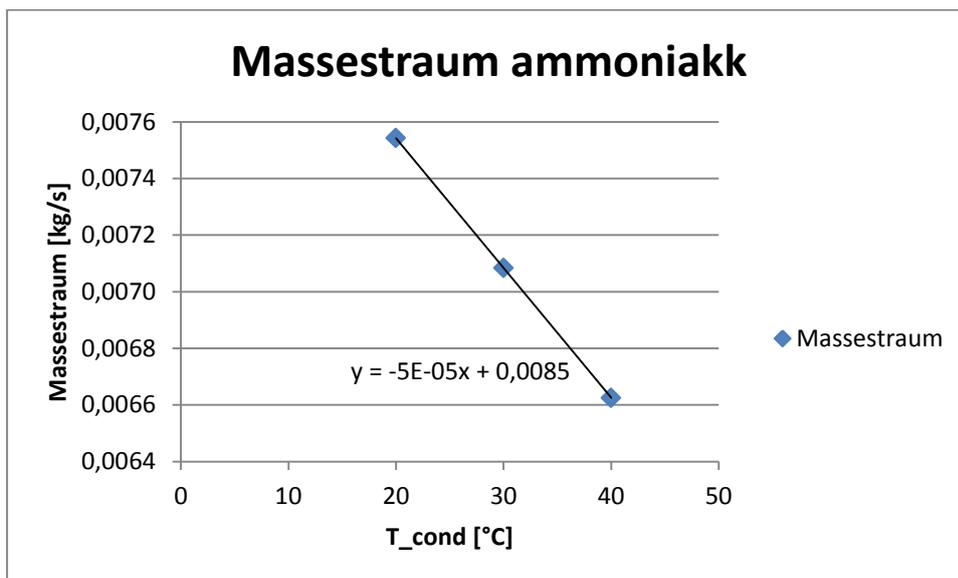
Når det gjeld røyra i sjølve varmepumpekretsen skal det ikkje reknast på trykktap, men kun finnast røyrdimensjon basert på hastigheita og volumstraumen til fluidet. Det er tre røyrstrekk som skal vurderast. Strekk 1 frå fordampar til kompressor, strekk 2 frå kompressor til overhetingsvarmevekslar/kondensator og strekk 3 frå kondensator til fordampar. Dette skal gjerast ved to forskjellige driftstilstandar: kondenseringstemperatur på henholdsvis 35 og 45 °C. Kravet er at fluidhastigheita ikkje skal overskrida 1 m/s på væskesida. På gassida må hastigheita vera minimum 2 m/s.

For å berekna volumstraumen i desse tre strekka må først tettheita til ammoniakken ved dei gjeldande tilstandane finnast. Den blir henta frå coolpack i følgjande punkt:



Figur 22 Punkt for berekning av tettheit. Log p-h diagram for ammoniakk ved $T_{cond} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$

Massestraumen til ammoniakken har tidlegare vorte rekna ut ved forskjellige kondenseringstemperaturar. Ut ifrå dei tala kan det finnast ei likning for massestraumen som ein funksjon av T_{cond} . Denne samanhengen er synt i figuren under:



Figur 23 Massestrøm ammoniakk som funksjon av kondenseringstemperatur

Ved å nytta likning (8) kan ein finna volumstraumen i dei ulike punkta. For å finna hastigheita må det først takast utgangspunkt i ein gitt røyrdimensjon. Sugeledning og trykkledning i kompressoren har ein diameter på 18 mm. Det vert teke utgangspunkt i denne dimensjonen. Deretter kan likning (9) nyttast for å finna v . Det gir følgjande resultat:

Tabell 2 Straumningshastighet for ammoniakk ved T_cond = 35 °C

Ammoniakkrets			
T_cond[°C]	35		
Massestrøm[kg/s]	0,00675		
Indre diameter[m]	0,018	0,018	0,018
Tverrsnitt røyr[m ²]	0,000254469	0,00025447	0,00025447
	ut av fordampner	ut av kompr	ut av kond
Tettheit[kg/m ³]	3,289473684	7,1942446	588,235294
Volumstrøm[m ³ /s]	0,002052	0,00093825	1,1475E-05
Hastighet[m/s]	8,06385045	3,68708951	0,0450939

Tabell 3 Straumningshastighet for ammoniakk ved T_cond = 45 °C

Ammoniakkrets			
T_cond[°C]	45		
Massestrøm[kg/s]	0,00625		
Indre diameter[m]	0,018	0,018	0,018
Tverrsnitt røyr[m ²]	0,000254469	0,00025447	0,00025447
	ut av fordampner	ut av kompr	ut av kond
Tettheit[kg/m ³]	3,289473684	8,77963126	568,181818
Volumstrøm[m ³ /s]	0,0019	0,00071188	0,000011
Hastighet[m/s]	7,466528194	2,79749198	0,04322727

Ved røyr diameter på 18 mm kjem det fram at strekk 1 får ei hastighet på 7,47 m/s. Strekk 2 får ei hastighet på 2,80 m/s, medan verdien i strekk 3 er 0,04 m/s. Alle desse verdiane er innanfor det akseptable området.

3.9 Kalkulering av energibesparelse ved bruk av akkumulatortank

Først vart det funne ei likning for kor mykje overskotsvarme som vert generert når varmpumpa leverer meir varme enn huset har behov for. Det vart teke utgangspunkt i differansen mellom naudsynt vass temperatur og reell vass temperatur i systemet. Følgjande likning vart nytta:

$$(21) Q = \dot{m} * C_p * (T_1 - T_2)$$

Q: Overskotsvarme [kW]

\dot{m} : Massestrøm vatn [kg/s]

C_p : Spesifikk varmekapasitet vatn [kJ/(kg*K)]

T_1 : Reell turtemperatur vatn [°C]

T_2 : Naudsynt turtemperatur vatn [°C]

Når varmepumpa går og det er mildt nok ute til at det vert produsert eit overskot, vil dette overskotet gå med til å auke temperaturen i akkumuleringstanken. For å finna temperaturauken i tanken vart likninga under nytta:

$$(22) \Delta T = \frac{Q * 3600}{m * C_p}$$

ΔT : Temperaturendring tank [°C]

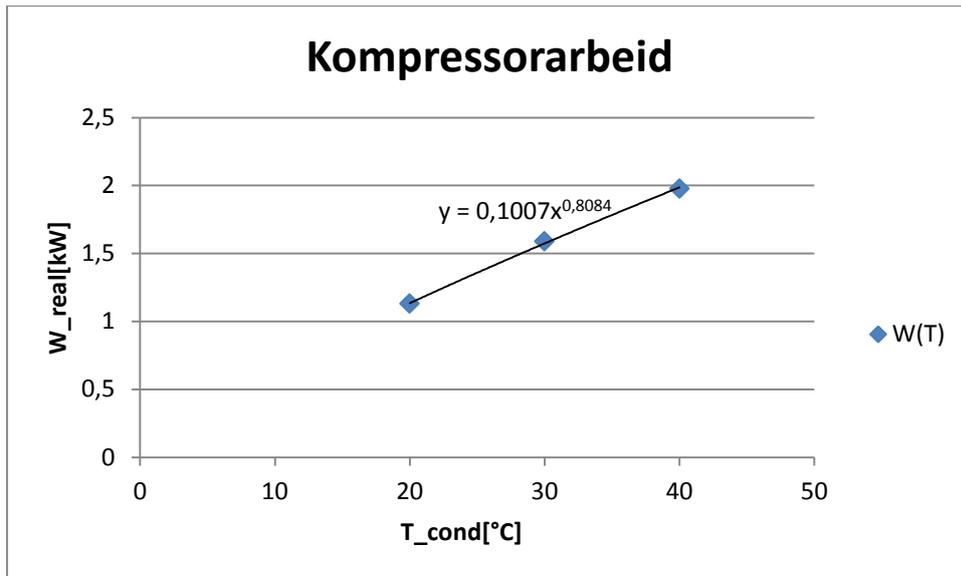
m : Masse vatn i tank [kg]

Det vart bestemt at tanken skulle varmast opp til den nådde ein temperatur lik 5 grader høgare enn turtemperaturen (den temperaturen som er naudsynt for å akkurat dekkja behovet). Når denne temperaturen inntreff skal varmepumpa stoppast, og det skal kun hentast varme frå tanken.

Det vert i denne modellen rekna på tidsskritt på ein time. For å finna kor mykje temperaturen i tanken har minka på ein time når varmepumpa står kan formel (22) nyttast, der Q er varmebehovet til huset. Dersom tanktemperaturen er mindre enn fem grader lågare enn naudsynt turtemperatur etter eitt tidsskritt, startar varmepumpa att. Viss temperaturen framleis er høgare enn den naudsynte verdien, vil varmepumpa stå og det vil hentast varme frå tanken i ein time til.

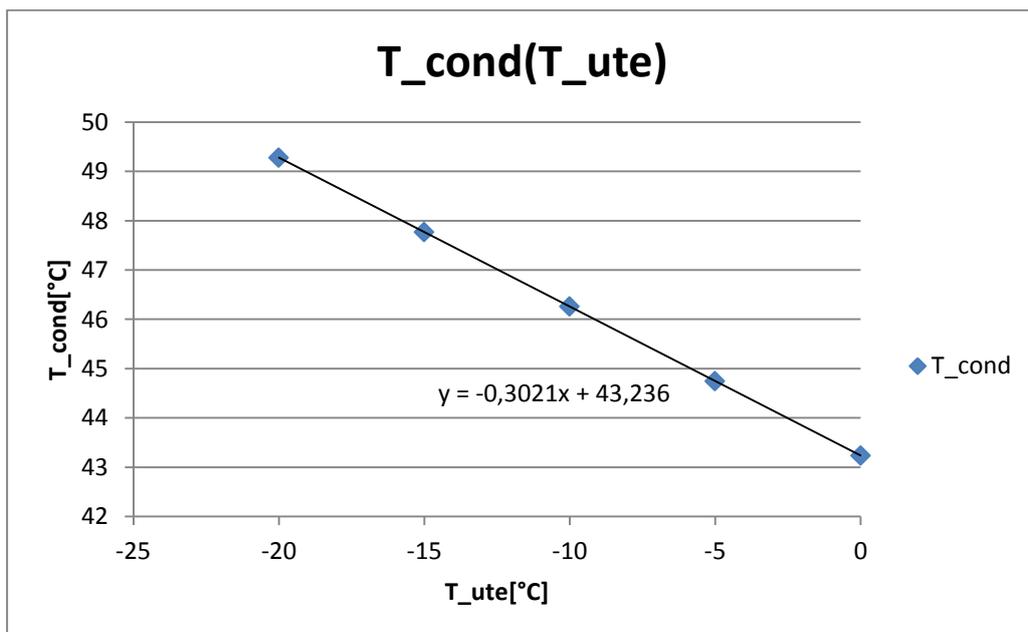
3.10 Kraftforbruk

Kompressoren sitt kraftforbruk har tidlegare vorte kalkulert ved forskjellige kondenseringstemperaturar. Ved hjelp av desse verdiane kan det finnast ei likning for forbruket som funksjon av T_{cond} . Denne er synt i grafen nedanfor:



Figur 24 Kompressorarbeid som funksjon av kondenseringstemperatur

Vidare kan det finnast ei likning for kondenseringstemperatur som funksjon av utetemperaturen. Den er som følger:



Figur 25 Kondenseringstemperatur som funksjon av utetemperatur

Når desse samanhengane er kjent kan dei kombinerast for å gi ei likning som syner kraftforbruket som ein funksjon av utetemperaturen. Det vert då mogleg å rekna ut kor mykje straum kompressoren trekkjer for kvart tidsskritt i modellen. Ved å summere kraftforbruket kompressoren hadde hatt dei timane varmepumpa står kan ein finna det totale antal kilowattimar som vert spart i løpet av eitt år.

4 Val av komponentar

For å bestemma kva ventilar og andre komponentar som var naudsynte til anlegget vart det rådført med salgssjef i Moderne Kjøling AS, Guttorm Stuge. Det vart komme fram til følgjande liste:

Tabell 4 Liste over nødvendige komponenter til anlegget

Varenummer	Beskrivelse	Antall	Enhet
148H3087	FIA 25 D Filterhus – rett for buttsveis Danfoss	1	stk
148H3122	FIA-INS 15-20 100my Filterinnsats Danfoss	1	stk
148B3442	SVA-ST 20 D Stoppventil vinkel med hette Danfoss	4	stk
032F6220	EVRA 20 Magnetventil u/spole for flenstilkobling Danfoss	2	stk
018F6701	018F6701 spole for EVR EVRA 10W/220V/50Hz Danfoss	2	stk

Sjå vedlegg C1 for komplett liste.

I tillegg vart det valt ein TEA 20-2 strupeventil for ammoniakk frå Danfoss(sjå vedlegg B1).

5 Resultat

Den eksisterande excelmodellen har vorte utvida til å innehalde naudsynt vassstemperatur, reell vassstemperatur, tanktemperatur, overskotsvarme, varmpumpestatus(on/off) og kompressoren sitt kraftforbruk time for time gjennom eit heilt år. Den totale energibesparinga ved å la varmpumpa stå og henta varme frå tanken er berekna til å vera 9,4 MWh på eitt år.

Naudsynt kondenseringstemperatur som funksjon av utetemperatur er gitt av likninga

$$T_{cond} = -0,3021 * T_{ute} + 43,236.$$

Volum på akkumuleringstank har blitt valt til 500 liter. Ved ein ΔT lik 10 °C vil den kunne avgje 1 kW over 348 minutt eller 8 kW over 44 minutt.

Analyse av straumprisvariasjon over døgeret har vist at straumen vanlegvis når toppar rundt kl 08 om morgonen og kl 17 om ettermiddagen. Det kan vera lurt å bruke lite straum rundt desse tidspunkta, eventuelt la varmpumpa stå og hente varme frå tanken desse timane.

Når det gjeld styringsstrategi for kompressoren har valet enda på on/off regulering. Dette fordi frekvensstyring kan skapa problem med strupeventilen til fordamparen. I tillegg gjer on/off styring berekninga av excelmodellen enklare.

Følgjande resultat vart funne for pumpekretsane:

Tabell 5 Volumstraum og trykktap for pumpekretsane

	Krets 1	Krets 2	Krets 3
Volumstraum [l/s]	0,35	0,10	0,30
Trykktap [kPa]	79,8	4,7	22,2

Resultata frå krets 1 er innafor driftsområdet til den foreslegne Magna 25-100 pumpe.

Verdiane frå krets 3 er også innafor driftsområdet til ALPHA2 25-40 pumpe. I krets 2 derimot er verdiane noko lågare enn driftsområdet til den foreslegne ALPHA2 25-60 pumpe. Det kan difor vera hensiktsmessig å gå ned til ei ALPHA2 25-40 pumpe også i denne kretsen.

Røyra i ammoniakkretsen har vorte dimensjonert til 18 mm indre diameter. Denne utrekninga er kun basert på krava til strømningshastigheit. Det er ikkje rekna på trykktap i denne kretsen.

Naudsynte komponentar til anlegget har blitt valt med hjelp frå Moderne Kjøling AS ved Guttorm Stuge.

5 Drøfting og konklusjon

Gjennom denne oppgåva har det blitt gjort nokre forenklingar når det gjeld utrekningar.

Sidan anlegget ikkje er montert enno, har det ikkje vore mogleg å foreta fysiske målingar av det. Det har difor vorte gjort ein del overslag når det gjeld røylengder, bend, tapskoeffisientar o.l. Desse må det nødvendigvis gjerast ei grundigare oppmåling av for å få eit meir nøyaktig resultat.

Ifølgje berekningane som er gjort vil varmpumpa klare å dekkje huset sitt oppvarmingsbehov kun ved bruk av kondenseringsvarme ned til ein utetemperatur på -13 °C . Blir det kaldare enn det må andre varmekjelder som varmekolbe o.l nyttast i tillegg.

Akkumuleringstanken har vorte sett til å operera innanfor eit temperaturområde på 10 °C . Tidsskritt i modellen har blitt sett til ein time. Det vil seie at dersom temperaturen i tanken har sunke med 9 °C i løpet av ein time, vil det bli henta varme frå tanken i ein time til. Det fører til at den endelege temperaturen i tanken før varmpumpa startar att vil kunne vere opptil $10\text{-}15\text{ °C}$ lågare enn nødvendig turtemperatur. Dette vil dog ikkje føre til store temperaturendringar i huset bortsett frå på dei kaldaste dagane.

I modellen som er laga har varmpumpa sin driftstatus vorte berekna kun på basis av temperatur i akkumuleringstanken. Det har altså ikkje vorte teke hensyn til straumprisane i desse berekningane. På generelt grunnlag vil det vere lurt å bruke lite straum i form av andre elektriske artiklar som vaskemaskin, tørketrommel o.l i desse periodane, men det kan absolutt vere hensiktsmessig å få til ei styring på varmpumpa som tek hensyn til tidspunkt på døgeret der prisen er høg. Dette kan spesielt bli aktuelt med innføringa av AMS.

Pumpa til vatnet i sjølve golvvarmeanlegget har ikkje vorte dimensjonert då det var svært vanskeleg å anslå røylengde og antal bend i den kretsen. Midlere væsketemperaturar er også antekne verdiar.

Volumstraumen og trykktapet i krets 1 og 3 ligg innafor driftsområdet til pumpene som var foreslegne av Grundfos, medan pumpa for krets 2 viste seg å vera overdimensjonert. Dei kalkulerte verdiane vart presentert for Grundfos, som kom med eit forslag til ei mindre pumpe. Ifølgje pumpekarakteristikken til den nye pumpa, ser også denne ut til å ha eit driftsområde som ligg over det som naudsynt frå berekningane. Dersom grunnen til det er at dette var den minste pumpa Grundfos kunne tilby, kan det vera aktuelt å sjå etter mindre pumper hjå andre leverandørar.

Proessen med val av ventilar og andre komponentar til anlegget viste seg å vera ganske utfordrande. Det kom tydeleg fram at det per i dag er vanskeleg å finna komponentar til ammoniakkanlegg i så liten skala. Mange leverandørar har vorte kontakta med lite hell. Til slutt var det Moderne Kjøling AS ved salgssjef Guttorm Stuge som la fram ei liste over ventilar som kunne passa til anlegget.

Det har som nevnt vore naudsynt å anta ei rekkje verdiar i denne oppgåva. Excelmodellen er laga slik at det er enkelt å justere verdiar som viser seg å vera feil. Dersom ein endrar verdiar som til dømes isentropisk verknadsgrad på kompressor, vassstemperatur eller tankvolum, reknar modellen ut nye driftspunkt automatisk. Såleis er det relativt lett vint å gjera endringar i ettertid dersom nokon av verdiane ikkje er nøyaktige.

6 Framtidig arbeid

Det neste steget som vil vera naturleg i forhold til denne oppgåva vil vera å foreta målingar på anlegget når det er ferdig montert for å verifisera opp mot tala som er kalkulert i berekningsmodellen. Ellers kan følgjande punkt vera aktuelle å fordjupa seg meir i:

- Implementering av styringssystem som tek hensyn til straumprisar over døgeret
- Nærare vurdering av styringsstrategi ift on/off – turtalsregulering
- Naudsynt tankstørrelse ved ulik styringsstrategi
- Optimal størrelse på varmepumpe ift auknad av isoleringstjukkelse i bygg
- Betydning av lavenergilyd(LED) for energibruk
- Integrering av andre energiteknologiar, solceller o.l mht økonomi

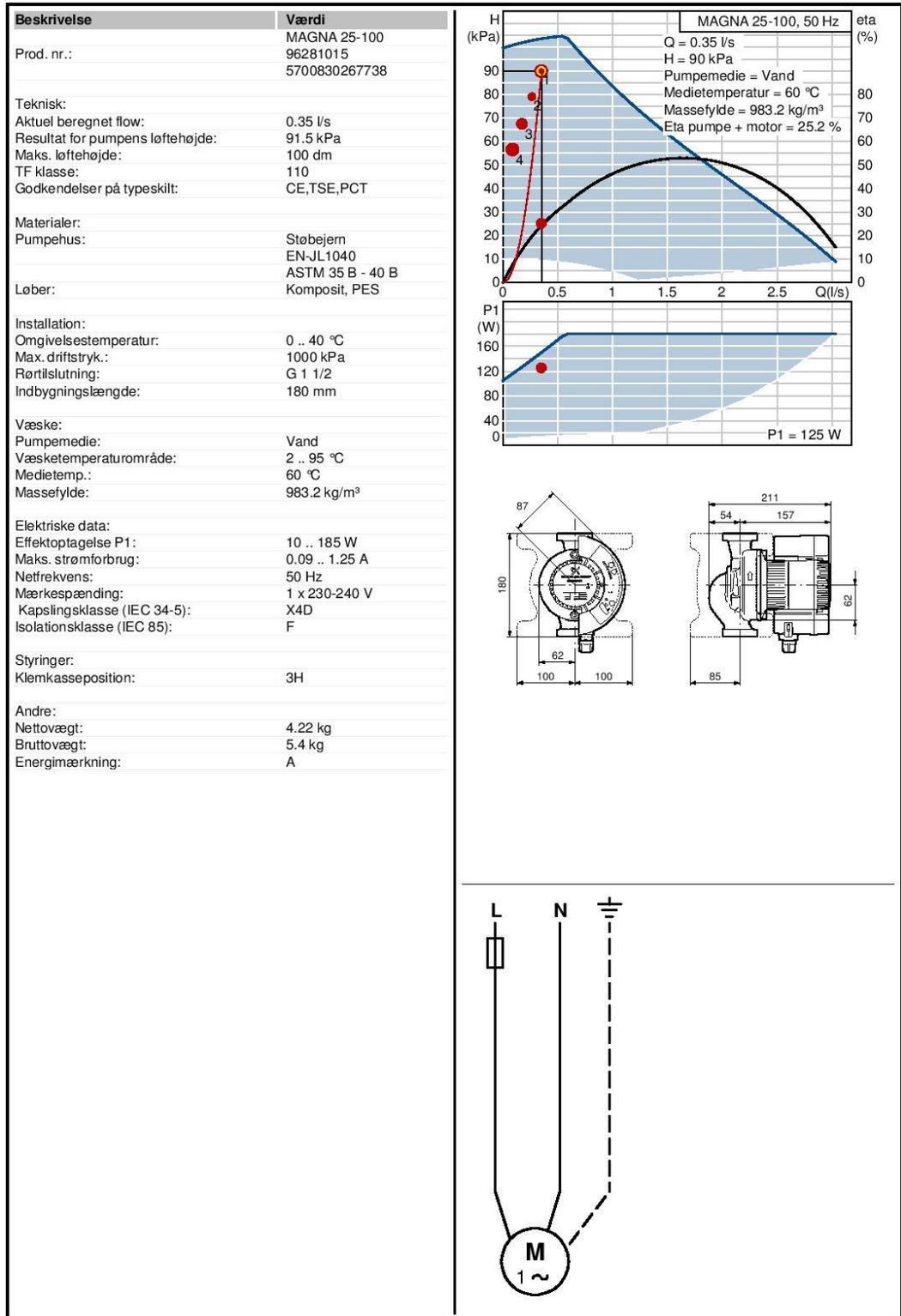
7 Referanseliste

- 1) Pearson A. (2008): Ammonia's Future. ASHRAE Journal, vol 50, no. 2. s. 30-36
- 2) Monfared B. (2011): Design and construction of a small ammonia heat pump.
- 3) Pearson A.(2012): Market successes of natural refrigerants: twenty years of progress. In: 10th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, Delft, The Netherlands, 2012. s. 87-88.
- 4) Palm B. (2008): Ammonia in low capacity refrigeration and heat pump systems. Int. J. Refrigeration 31 (4). s. 709-715.
- 5) Monfared B, Palm B.(2012): Small ammonia heat pump with variable speed compressor. In: 10th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, Delft, The Netherlands, 2012. s. 749-756.
- 6) www.malvik-everk.no
- 7) Informasjon motteke pr mail frå Malvik E-verk
- 8) <http://www.nordpoolspot.com/Market-data1/Elspot/Area-Prices/ALL1/Hourly/>
- 9) <http://www.dynamic.nordpoolspot.com/marketinfo/elspot/trondheim/elspot.cgi>
- 10) Lilleholt TR. (2013): Prognoser for det Nordiske kraftmarknaden. s. 36. Fra: Nordiske Prisingivere, Oslo Plaza, 17-18 april 2013.
- 11) http://no.wikipedia.org/wiki/Smart_Grid
- 12) Sjå vedlegg A1-A4. Motteke på mail frå Grundfos.
- 13) Teknisk data for HX35. http://www.basum.no/files/2012/10/PDF_HX-Tabeller-tekniske-data.pdf
- 14) Motteke på mail frå ABK Klima ved Per Stykket.
- 15) Zijdemans D. (2012) Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer. s. 235
- 16) Zijdemans D. (2012) Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer. s. 239
- 17) Zijdemans D. (2012) Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer. s. 239-240
- 18) Ashrae Fundamentals 2001 – pipe sizing
- 19) Fox RW, Pritchard PJ, McDonald AT. (2010): Introduction to Fluid Mechanics, 7th ed. s.334
- 20) <http://www.osohotwater.no/boligprodukter/ecoline-coil.html>
- 21) VDI-Wärmeatlas 9. Auflage 2002, Druckverlust in durchströmten Rohren, Lab 4
- 22) Pumpekaraktistikkar. Motteke pr mail frå Grundfos ved Paal Moen.
- 23) Teknisk data strupeventil. <http://www.danfoss.com/Norway/BusinessAreas/Refrigeration+and+Air+Conditioning/Products/Detail/RA/Thermostatic-Expansion-Valves/Thermostatic-Expansion->

Valves-Exchangeable-Orifice/TEA/TEA-complete-valves/068G6001/649c5bb5-71b7-43af-b385-67bd4a8ac5f6/3d25c4da-b060-4e7d-9abb-da8a74853c41.html

24) Komponentliste for NH3-anlegg. Motteke pr mail frå Moderne Kjøling AS ved Guttorm Stuge

Vedlegg A1

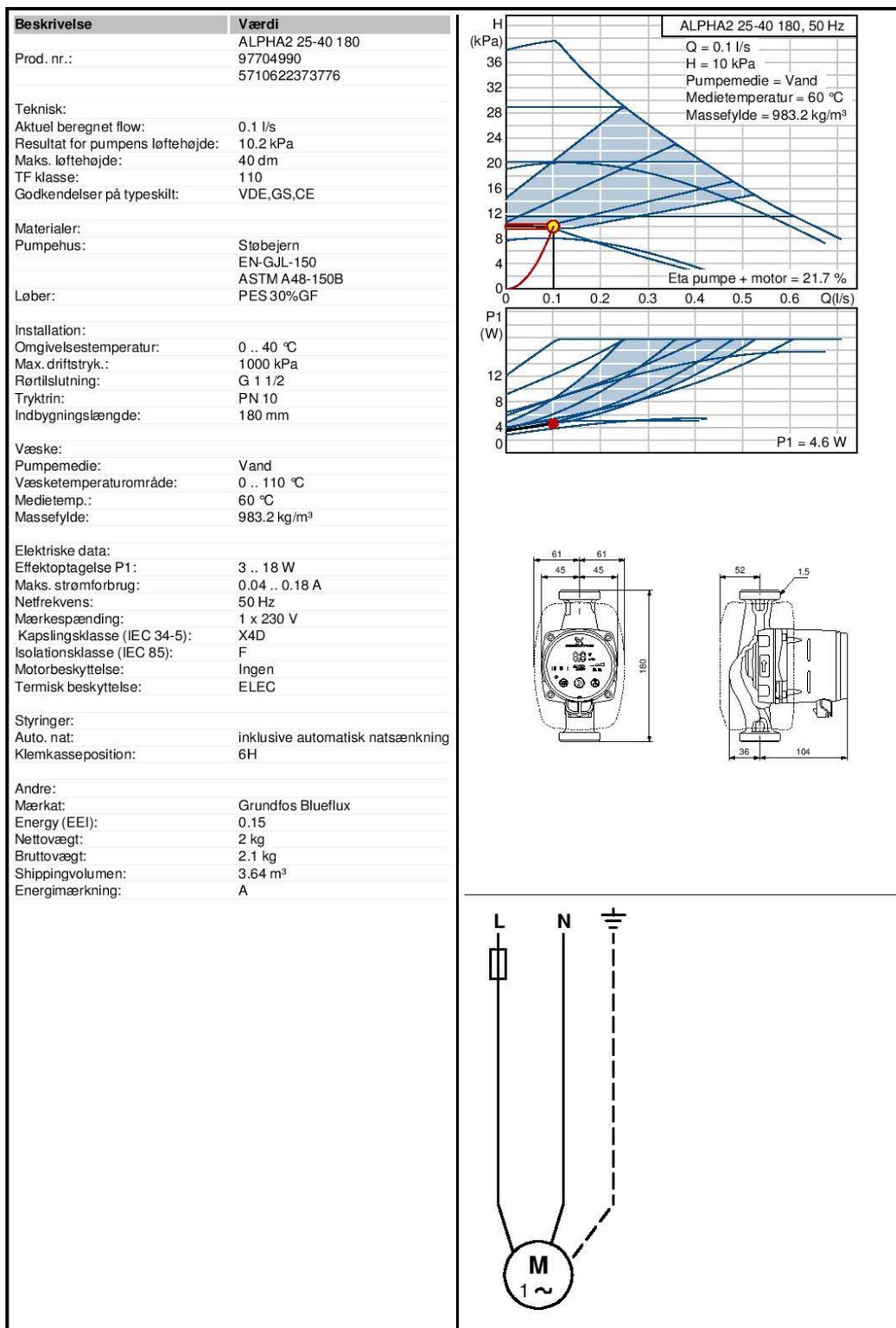


Udskrift fra Grundfos CAPS [2012.04.042]

1/1

Figur 26 Pumpekaraktistikk for valt pumpe i krets 1 [22]

Vedlegg A2

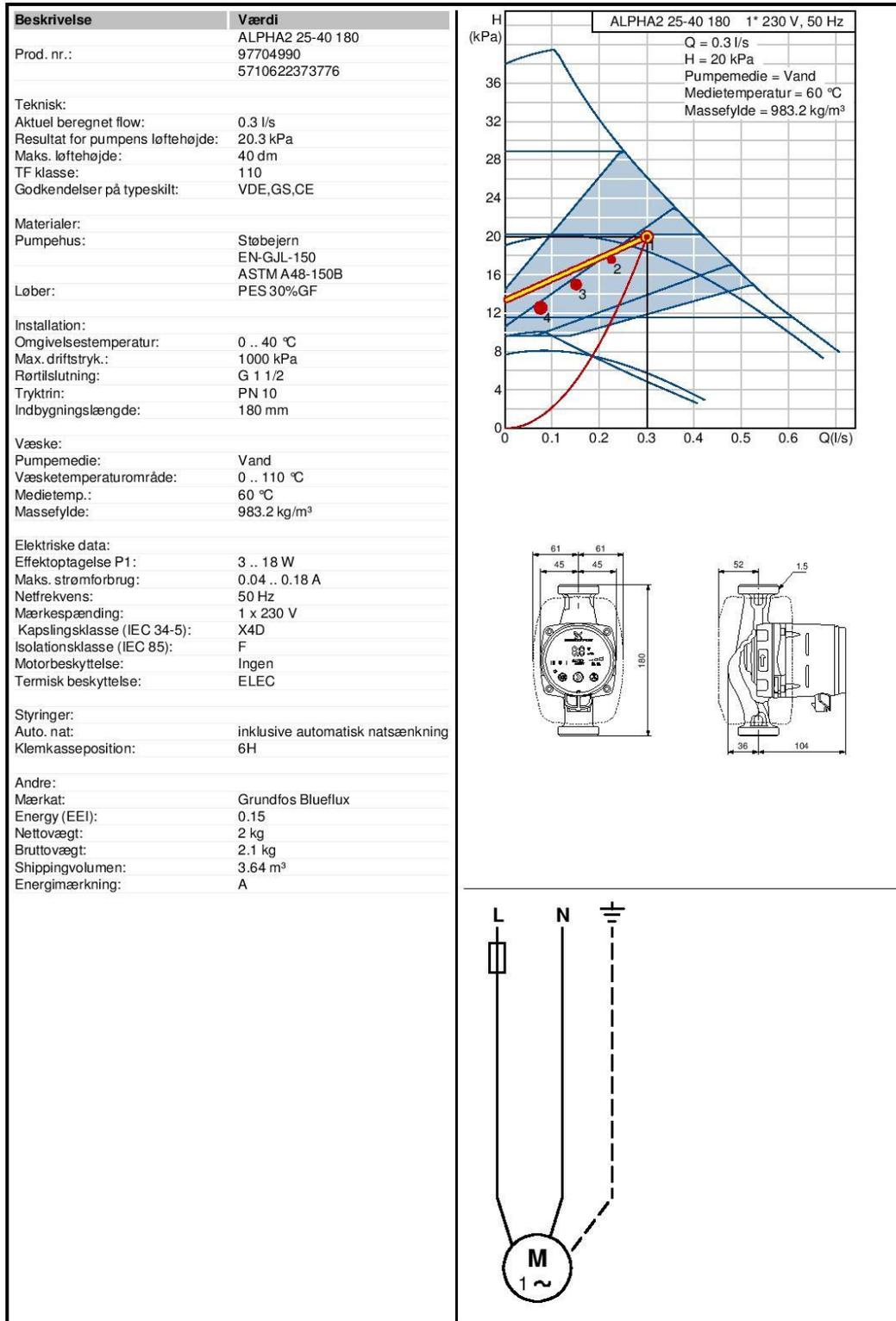


Udskrift fra Grundfos CAPS [2012.04.042]

1/1

Figur 27 Pumpekaraktistikk for valt pumpe i krets 2 [22]

Vedlegg A3



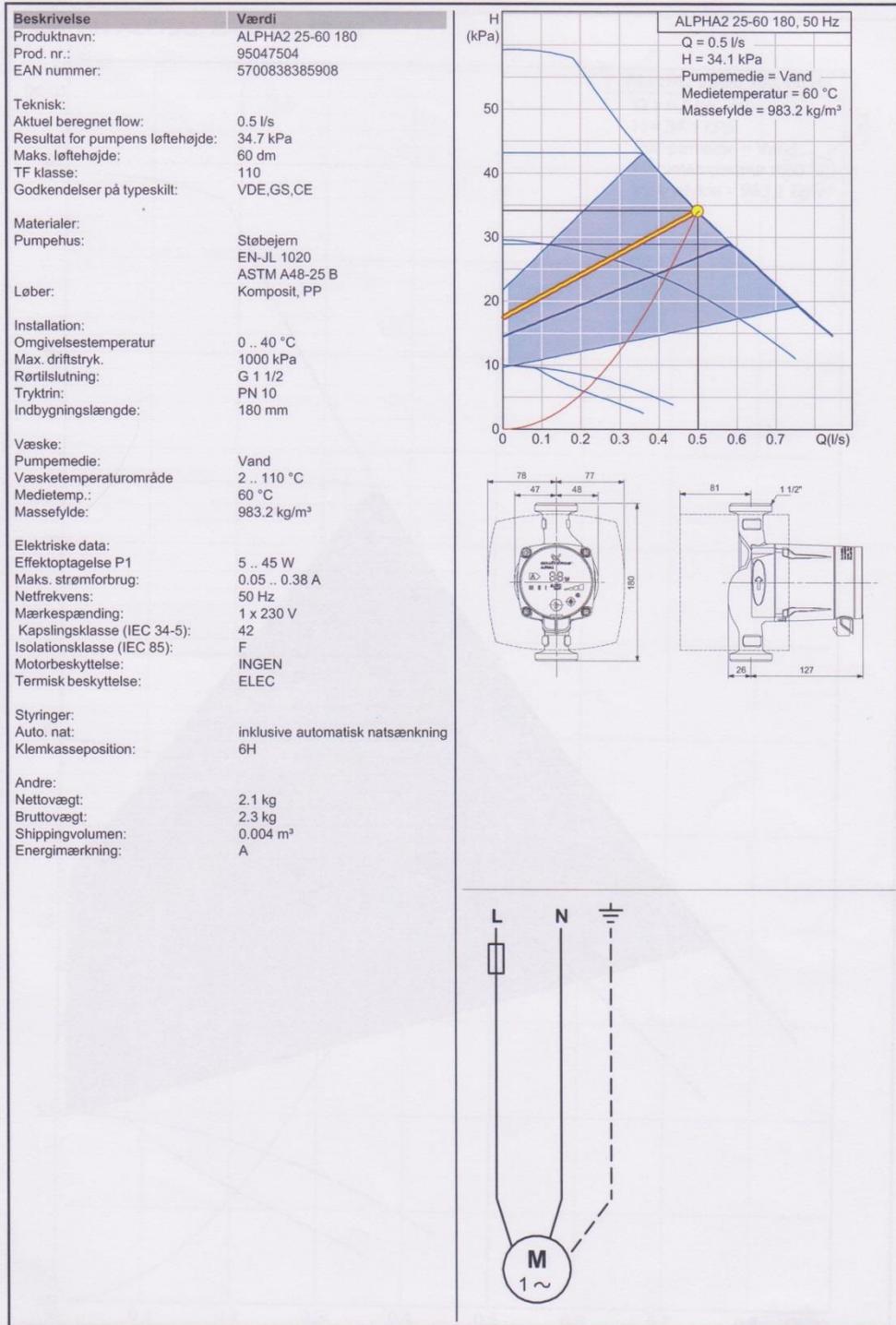
Udskrift fra Grundfos CAPS [2012.04.042]

1/1

Figur 28 Pumpekaraktistikk for valt pumpe i krets 3 [22]

Vedlegg A4

15



Udskrift fra Grundfos CAPS [2012.01.059]

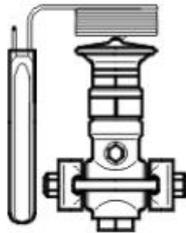
1/2

Figur 29 Pumpekaraktistikk for ALPHA2 25-60 [22]

Vedlegg B1

13.06.13

068G6001 - Produkt spesifikasjoner - Danfoss



068G6001

TEA ventiler til R717 brukes i kjøle- og fryseanlegg, med nominelle kapasiteter fra 3,5 - 295 kW (1 - 85 tons TR). TEA har sveiseflenstilslutninger, utskiftbar dyse, termostatiske elementer og eksterne...

> [Produkt spesifikasjoner](#)

> [Best.nr.](#)

> [Produktetikettene \(2\)](#)

> [Kontakt](#)



Karakteristikk	Verdi
Type	TEA 20-2
Vekt [kg]	2.284 [kg]
Max. bulb temperature [°F]	212 °F
Max. bulb temperature [°C]	100 °C
Capillary tube length [in]	192,0 in
Kapillarrørs lengde	5.000 mm
Kategori	Art. 3, par. 3
NB	GASKET IS NON ASBESTOS
Tilslutningsstørrelse [in]	1/2 IN
Tilslutningstype	Sveiseflense
EAN number	5702422015758
Fluidagruppe	I
More information	GASKET IS NON ASBESTOS
Max. test pressure [bar]	28,5 bar
Max. test pressure [psig]	413 psig
Max. driftstrykk [bar]	19,0 bar
Max. driftstrykk	276 psig
Pakketype	Single pack
Product description	Thermostatic Expans. Valve
Product Design Class	C
Antall pr. pakke	1 PC
Rated capacity, R717 [kW]	7,0 kW
Rated capacity R717 [TR]	2,0 TR
Kuldemedium	R717
Temperaturområde	-50 - 0 °C
Temperaturområde [°F]	-58 - 32 °F

Figur 30 Teknisk data strupeventil [23]

Vedlegg C1



NTNU, Inst. Energi-pros.tekn.
Kolbjørn Hejes vei 1 B

7491 - TRONDHEIM

Leveringsadresse:
NTNU, INST.FOR ENERGI-
PROS.TEKN
Kolbjørn Hejes vei 1 B
7491 - TRONDHEIM

Fakturamottaker:
NTNU Regnskapsseksjonen

Felles fakturamottak
7491 - TRONDHEIM

Kundenummer : 17961
Vår referanse : GS
Deres referanse : JONAS BJØRNEKLETT - VP-R717
Leveringsbetingelse : Avsender legger ut frakt
Leveringsmåte : TOLLPOST
Selger : Guttorm Stuge
22087819 /
guttorm.stuge@renkulde.no

TILBUD 1378

Dato 12.06.2013
Kunden 17961

Lnr	Varenr	Tekst	Antall	L-tid	Enhet	Pris	Rebatt	Beløp
Husk : Bestillingsnr. !!								
10	148H3087	FIA 25 D Filterhus - rett for buttsveis Danfoss	1		stk	1.807,00		1.807,00
20	148H3122	FIA-INS 15-20 100my Filterinn- sats Danfoss	1		stk	753,00		753,00
40	148B3442	SVA-ST 20 D Stoppventil vinkel med hette Danfoss	4		stk	1.339,00		5.356,00
50	032F6220	EVRA 20 Magnetventil u/spole for flenstilkobling Danfoss	2		stk	4.354,00		8.708,00
60	018F6701	018F6701 spole for EVR EVRA 10W/220V/50Hz DANFOSS	2		stk	432,00		864,00
Dersom ikke annet er avtalt er prisene i dette tilbudet gyldig i 1 mnd. Våre salgs og leveringsbetingelser er i henhold til NL01 samt tillegg trykket i vår katalog. ** En del priser vil bli endret 1.1.2013 **								

Sum listepris	17.488,00
Linjerabatter	-0
Orderrabatt 0 %	0
Netto eks. MVA	17.488,00
Vareavgifter	0.00
SUM eks. MVA	17.488,00

Dokument produsert 12.6.2013 10:10 - D:\PRINT

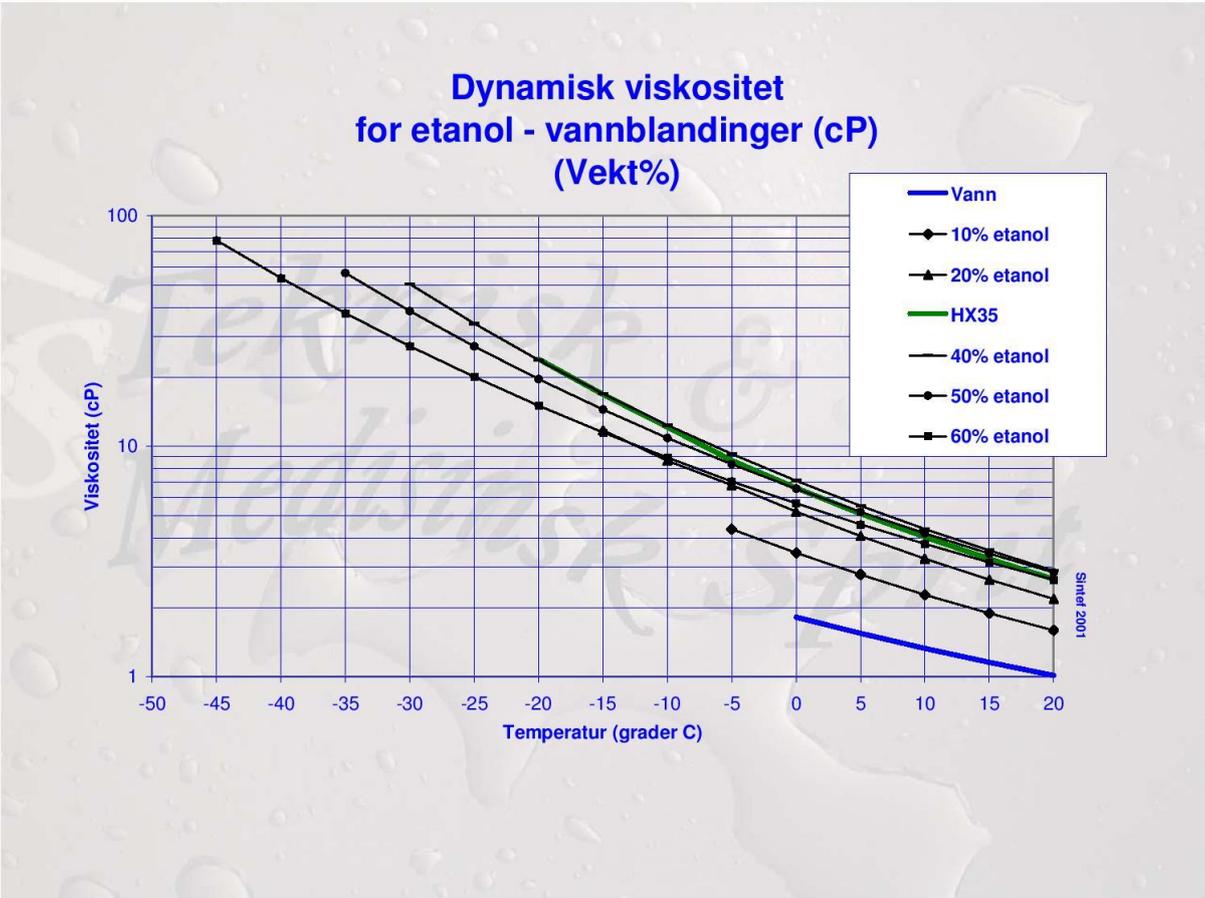


MODERNE KJØLING AS • OSLO • Brobekkeveien 90, 0582 Oslo, Norway • Telefon: 22 08 78 00 • Telefaks: 22 08 78 99
MODERNE KJØLING AS • TRONDHEIM • Nordslettveien 4, 7038 Trondheim, Norway • Telefon: 22 08 78 52 • Telefaks: 22 08 78 99
Organisasjonsnr: NO 914 335 299 MVA www.renkulde.no

Side 1 av 1

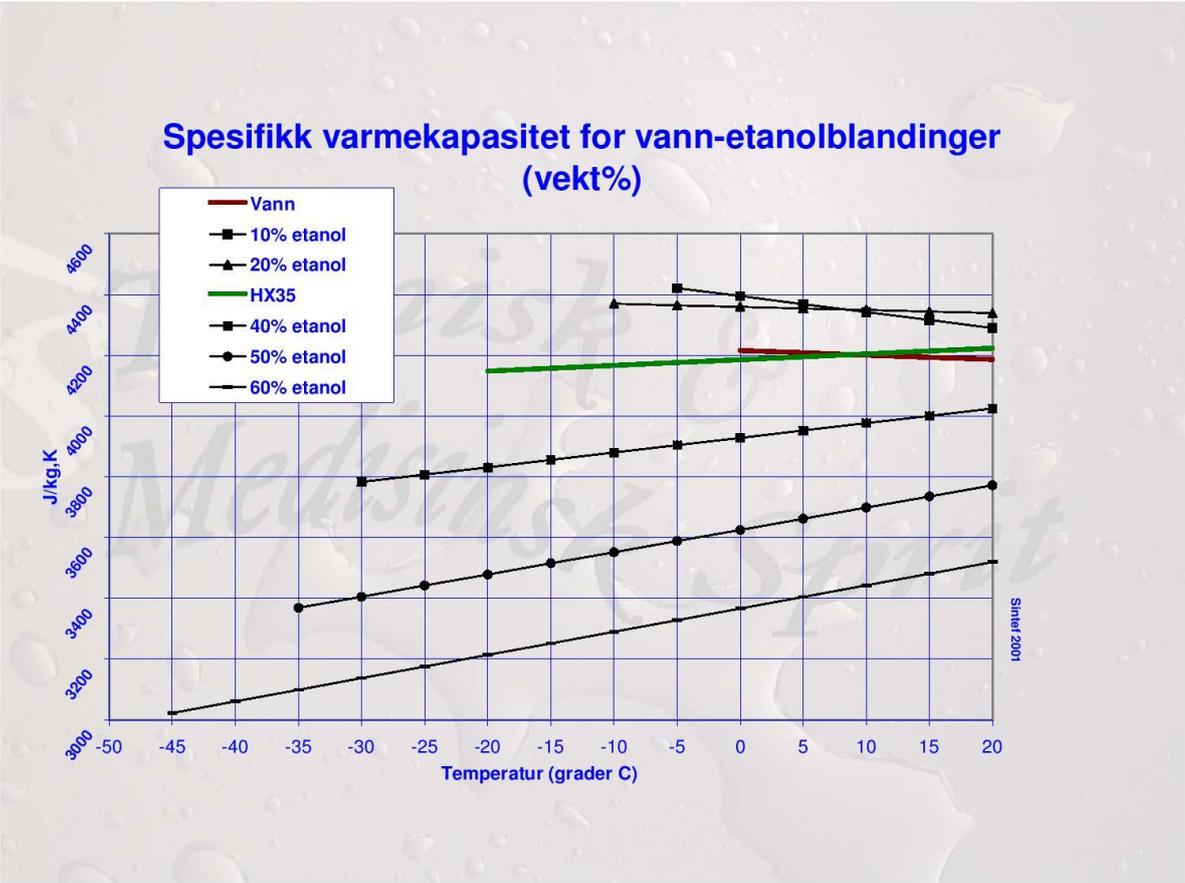
Figur 31 Komponentliste for NH3-anlegg [24]

Vedlegg D1



Figur 32 Dynamisk viskositet for etanol-vannblandinger [13]

Vedlegg D2



Figur 33 Spesifikk varmekapasitet for vann-etanolblandinger [13]

Vedlegg E1

WWW.FRIGOPOL.COM



R717 (NH₃); R723



7-DLC-1.5

bis / to / à

46L-DLD-13

TRENNHAUBEN – KÄLTE – KOMPRESSOREN
SEPARATING HOOD REFRIGERANT COMPRESSORS
COMPRESSEURS FRIGORIFIQUE A ROTOR CHEMISE

MA-102-01-W2

EXPERIENCE

INNOVATION

Figur 34 Utdrag frå kompressor faktablad 1

