

# Sammenligning av luft/vann- og borehullsvarmepumpe

CHRISTINE GRODÅS JØRS  
MARIT EMILIE HUSSTØYL

Bacheloroppgave i Energiteknologi  
Bergen, Norge 2019





# Sammenligning av luft/vann- og borehullsvarmepumpe

Christine Grodås Jørs  
Marit Emilie Husstøyl

Institutt for Maskin- og Marinfag  
Høgskulen på Vestlandet  
NO-5063 Bergen, Norge

Høgskulen på Vestlandet  
Fakultet for Ingeniør- og Naturvitskap  
Institutt for maskin- og marinfag  
Inndalsveien 28  
NO-5063 Bergen, Norge

Omslag fotografi © Norbert Lümmen

*English title:* Comparison of air/water- and borehole heat pump

Forfatter(e), studentnummer: Christine Grodås Jørs 182405  
Marit Emilie Husstøyl 182421

Studieprogram: Energiteknologi  
Dato: Mai 2019  
Rapportnummer: IMM 2019-M73  
Veileder ved HVL: Gert Nielsen XRGY  
Oppdragsgiver: GK Kulde  
Oppdragsgivers referanse: Anders Johansen

Antall filer levert digitalt: 3

## Forord

Denne oppgaven er skrevet som et avsluttende prosjekt ved Institutt for Maskin- og marinfag (IMM) ved Høgskulen på Vestlandet (HVL). Oppgaven er et avsluttende arbeid for et treårig bachelorstudium i energiteknologi. Bacheloren gir 20 studiepoeng, dette inkluderer ferdig rapport, presentasjon av oppgaven og EXPO.

Oppgaven er gitt av GK Kulde ved hjelp av Anders Johansen våren 2019, med mål om en oppgave som omhandler sammenlikning av luft/vann-varmepumper og borehullsvarmepumper. Prosjektgruppa består av to studenter som har vist stor interesse for energibruk og VVS. Gjennom oppgaven har studentene fått god forståelse for hvordan varmesystemer dimensjoneres og driftes.

Det rettes en stor takk til ekstern veileder Anders Johansen for oppgave, god veiledning og hjelp med innsamling av data. Vil også takke intern veileder Gert Nielsen for god veiledning og et godt samarbeid. Uten deres kunnskap og hjelp hadde det blitt vanskelig å fullføre oppgaven. Ønsker også å takke SWECO og GK for informasjon, dokumenter og tilgang til varmeanlegg.

Bergen, mai 2019



## Sammendrag

Denne rapporten tar for seg sammenligning av luft/vann- og borehullsvarmepumpe. Bruken av borehull som varmekilde for varmepumper sprer seg rundt i Norge og spesielt på vestkysten. En del antagelser blir gjort når det kommer til effektiviteten, både når det gjelder energi og økonomi uten forskning for å underbygge. Målet med oppgaven er å få undersøkt om en godt dimensjonert luft/vann-varmepumpe har bedre, dårligere eller lik energiøkonomi som en gjennomsnittlig borehullsvarmepumpe.

Oppgaven innledes med en teoretisk og praktisk del om varmepumper og energikilder, som gir grunnlaget for de utarbeidede analysene og konklusjonene. Etter teoridelen kommer metoden og resultatene fra den grafiske fremstillingen og teoretiske beregningen. Det er da brukt informasjon og data fra GK-bygget og SWECO-bygget i Bergen til å lage en grafisk fremstilling.

Det har vært en del problemer med tanke på logging av data fra de to anleggene og det ble derfor fremstilt data fra en lite gunstig periode. Da det ikke er nok data fra de to anleggene vil det ikke være mulig å trekke en konklusjon ut ifra den grafiske fremstillingen. Skulle det vise seg at det ikke er stor forskjell i levert effekt mellom borehull- og luft/vann-varmepumpe, vil man kunne argumentere for at luft/vann-varmepumpe er det beste valget. Luft/vann-varmepumpe vil være vesentlig billigere og de ekstra kWh man får fra brønnene vil da ikke kunne forsvares i forhold til hva den koster.

Fra de teoretiske beregningene viser det seg at luft/vann-varmepumpen vil kunne levere ønsket effekt, selv ved  $-8,8$  °C. Temperaturen i Bergen er sjeldent mye lave enn dette og den vil dermed kunne dekke varmebehovet til bygget. Fra dataene som er mottatt ser man at turtemperaturen i anlegget er alt for høy, dette er ugunstig og vil kunne føre til lavere COP.





## **Abstract - Engelsk**

This report deals with the comparison of air/water- and borehole heat pumps. The use of boreholes as a heat source for heat pumps is spreading around in Norway and especially on the west coast. Some assumptions are made when it comes to efficiency, both in terms of energy and economy without research to support. The aim of this rapport is to investigate whether or not a well-dimensioned air/water heat pump has better, worse or equal energy economy as an average borehole heat pump.

The report starts with a theoretical and practical section about heat pumps and energy sources, which provides the basis for the analysis and conclusion. After the theory comes the method and information about the heating systems. Information and data from the GK building and the SWECO building in Bergen were then used to make a graphical representation.

There have been a few problems receiving data form the two heating systems. Therefore, data was produced from a less favorable period. Since there are not enough data from the two systems, it will not be possible to draw a conclusion from the graphical presentation. If it were to show that the difference in delivered power between the air/water- and borehole heat pump is very small, one could argue that the air/water heat pump is the best choice. Air / water heat pump will be considerably cheaper and the extra kWh you get from the wells will not be justified in relation to the costs.

From the theoretical calculations it shows that the air/water heat pump will be able to deliver the desired effect, even at  $-8.8$  °C. The temperature in Bergen is rarely much lower than this and it will therefore be able to cover the heating demand of the building. From the data we have received, it shows that the flow temperature in the system is too high, this is unfavorable and could lead to lower COP.



## Innhold

Forord.....	3
Sammendrag .....	5
Abstract - Engelsk.....	7
1. Innledning .....	13
1.1 Bakgrunn .....	13
1.2 Problemstilling .....	14
1.3 Avgrensning .....	15
1.4 Oppbygging .....	15
2. Teori og praktisk erfaring .....	16
2.1 Varmepumpens hovedprinsipp .....	16
2.1.1 Kuldekretsen .....	17
2.1.2 Trykk-entalpi diagram.....	18
2.1.3 Kuldemedier .....	21
2.2 Ulike typer utforming av varmeanlegg.....	24
2.2.1 Varmepumpe med DX-ventiler .....	24
2.2.2 Varmepumpe med sugegassvarmeveksler.....	25
2.2.3 Varmepumpe med væskefylt fordampere .....	27
2.3 Luft/vann varmepumpe .....	31
2.3.1 Fordeler med en luft/vann-varmepumpe.....	32
2.3.2 Ulemper med luft/vann-varmepumper .....	32
2.3.3 Avriming av væskefylte anlegg.....	33
2.4 Borehullsvarmepumpe.....	34
2.4.1 Fordeler borehullsvarmepumpe.....	36
2.4.2 Ulemper borehullsvarmepumpe .....	36
2.5 Effektfaktor og energisparing .....	37
2.5.1 Effektfaktor .....	37
2.5.2 Årsvarmefaktor og årsenergifaktor .....	39
2.5.3 Energisparing.....	40
2.6 Kapasitetsregulering.....	41
2.6.1 Av/på regulering .....	41
2.6.2 Trinnregulering.....	41
2.6.3 Turtallsregulering/trinnløs regulering .....	42

2.6.4 Akkumulatortank .....	43
2.7 Varmeveksler teori.....	44
2.7.1 Medstrøms varmeveksler .....	45
2.7.2 Motstrøms varmeveksler .....	45
2.7.3 Dimensjonering av fordampere .....	46
2.8 Kostnader varmepumpeanlegg.....	48
2.8.1 Luft/vann .....	48
2.8.2 Borehull.....	49
2.8.3 Enova.....	50
2.9 Prosjektering, drift og vedlikehold .....	51
2.9.1 Klimasoner .....	51
2.9.2 Velfungerende anlegg og årsaker til at varmepumper ikke virker optimalt .....	54
2.10 SD-anlegg og climacheck .....	56
3. Metode for logging av data og grafisk fremstilling .....	57
3.1 Grafisk fremstilling .....	57
3.2 Hvordan sammenligne likt mot likt.....	59
3.3 Informasjon om anleggene .....	60
3.3.1 SWECO - bygget.....	60
3.3.2 GK - bygget.....	62
3.4 Beregninger av differanser i turtemperatur.....	64
4. Resultater .....	66
4.1 Grafisk fremstilling 11-17.03.2019 .....	66
4.1.1 Utetemperatur .....	66
4.1.2 Sugetrykk.....	67
4.2 Teoretiske beregninger.....	68
4.2.1 Teoretiske beregninger på varmekilde og levert effekt .....	68
4.2.2 Beregning turtemperatur .....	69
5. Diskusjon .....	70
5.1 Teori .....	70
5.2 Grafisk fremstilling .....	71
5.3 Teoretisk beregning .....	72
5.4 Energieffektivitet VS energiøkonomi .....	72
5.5 Styrker og svakheter med metoden .....	73
5. Konklusjon.....	75
Referanser .....	76

## Nomenklatur

SD – anlegg	= Sentral driftskontroll
COP	= Effektfaktor
DUT	= Dimensjonerende utetemperatur
$W_{\text{net,inn}}$	= Arbeid inn på kompressor (Tilført effekt kompressor)
Brinevæske	= Væske som ikke kan fryse, tilsatt sprit eller glykol
Kavitasjon	= Dannelse av gassboler som imploderer i en væske.
Forekommer dersom trykket i en væske synker under damptrykket, slik at man får faseovergang.	
Duggpunktstemperatur	= Temperaturen luften må kjøles til, slik at metning inntreffer.
P	= Trykk [Pa, N/m <sup>2</sup> ]
V	= Gass volum [m <sup>3</sup> ]
$c_p$	= Spesifikk varmekapasitet trykk
$c_v$	= Spesifikk varmekapasitet volum
k	= Spesifikk varmekapasitet konstant
$Q_H$	= Avgitt varmeeffekt fra varmepumpe [kW]
$COP_{\text{max}}$	= Teoretisk varmefaktor
$T_{\text{høy}}$	= Levert temperatur
$T_{\text{lav}}$	= Temperatur varmekilde
SPF	= Årsvarmefaktor
$\dot{Q}$	= Varmeroverføring mellom to fluider [W]
U	= Varmeroverføringskoeffisient [W/(m <sup>2</sup> K)]
A [m <sup>2</sup> ]	= Varmervekslerareal
LMTD [K]	= Logaritmisk middeltemperatur differanse
$\Delta T_{\text{ut}}$	= Temperaturdifferanse ut
$\Delta T_{\text{inn}}$	= Temperaturdifferanse inn



# 1. Innledning

## 1.1 Bakgrunn

Norges første varmepumpe ble bygget i 1918 og ble da brukt til å produsere salt fra sjøvann. Varmepumpe til boligbruk begynte å spre seg rundt på 90-tallet. Det var da stort sett reversible luft/luft-varmepumper som lagde mye støy og var dårlig egnet for lave temperaturer [1].

Mye har skjedd de siste 100 årene. Energibruk i bygg, står i dag for ca. 40% av energibruken i Norge. Utviklingen av energibruk i bygg er derfor en viktig del av det norske energisystemet. Oljefyring og ved har tradisjonelt vært de mest utbredte lokale energiløsningene, men fra år 2020 vil det være forbud mot bruk av mineralolje til oppvarming. Det vil derfor bli en omlegging av energibruken fra fossile energikilder til elektrisitet, fjernvarme og varmepumper [2].

NVE anslår at det i dag driftes ca. 750 000 varmepumper i Norge [3]. Bruken av borehull som varmekilde for varmepumper sprer seg rundt i Norge og spesielt på vestkysten. En av grunnene til dette er ønsket om å spare energi og dermed også penger. En del antagelser blir gjort når det kommer til effektiviteten, både når det gjelder energi og økonomi uten forskning for å underbygge [4].

Varmepumper er den foretrukne teknologien for nullenergibygg. Trenden med varmepumper finner man også i mange passivhus og andre lavenergibygg i Norge. Varmepumper er installert i 42 % av alle boliger i Norge. «Det å finne ut hvilken varmepumpe som er mest lønnsomme vil da ha mye å si for hvordan markedet vil se ut fremover» [5].

En væske/vann-varmepumpe med energibrønn vil gi en stabil energikilde året rundt ettersom den ikke påvirkes av utetemperaturen. Luft/vann-varmepumpen vil kunne møte utfordringer når det kommer til klima, ettersom temperaturen på uteluften varierer i løpet av året [6].

Et av problemene man ser med borehullsvarmepumper er at det er et veldig kostbart system og mange velger å spare inn penger ved å bore kortere brønner. Anlegget vil da yte dårligere over tid. Det som da skjer er at varmepumper vil hente ut mer varme enn det fjellet klarer å fylle på med ny varme om sommeren. Dersom man bruker brønnen til frikjøling om sommeren vil dette dermed være gunstig fordi man da kan "lade" opp brønnene [6].

## 1.2 Problemstilling

Problemstilling: "Sammenligning mellom borehullsvarmepumpe og luft/vann-varmepumpe gjennom fyringssesongen i kystklima".

Det er ønskelig å få undersøkt om en godt dimensjonert luft/vann-varmepumpe har bedre, dårligere eller lik energiøkonomi som en gjennomsnittlig væske/vann-varmepumpe. Hypotesen er at varmepumpen med best energiøkonomi er den varmepumpen som har høyest sugetrykk. Oppfatningen blant autoriteter innenfor fagfeltet er at væske/vann-varmepumpe har klart høyest SCOP. I denne rapporten ønskes det å få undersøkt om dette stemmer.

Dersom det skulle vise seg at SCOP er ganske lik, vil nedbetalingstiden på en luft/vann varmepumpe være betydelig lavere enn for en væske/vann-varmepumpe. Med en luft/vann-varmepumpe vil man blant annet slippe å bore energibrønn og kutter dermed en del på installasjonskostnadene og tiden som vil kreves til installasjon.

Det skal observeres relevante parametere over tid, og fremstille grafisk disse trendene slik at de kan sammenlignes. Tilgangen til SD-anleggene vil være i ren avlesningsmodus, og det vil dermed ikke være mulig å endre parameter og tukle med varmesystemet.



### **1.3 Avgrensning**

På grunn av tidsbegrensninger ble det først bestemt at det skulle logges data fra første kvartal i driftsåret 2019. Men grunnet en lang prosess med å finne anlegg og få kontakt med riktige personer ble det tidlig bestemt at en såpass lang logging ikke ville bli mulig. Det ble derfor besluttet å logge data fra en sammenhengende uke.

Det vil ikke bli sett på COP grunnet vanskeligheter med å sammenlikne COP for de ulike anleggene. Det vil da kreve innsikt i driften av varmeanleggene og det er det ikke tid eller personellmessige ressurser til.

### **1.4 Oppbygging**

I denne oppgaven benyttes det både kvantitative og kvalitative metoder. Oppgaven innledes med en teoretisk og praktisk del om varmepumper og energikilder, som vil gi grunnlaget for de utarbeidede analysene og konklusjonene. Denne delen vil være svært relevant for oppgaven og vil gi et godt vurderingsgrunnlag for videre analyse.

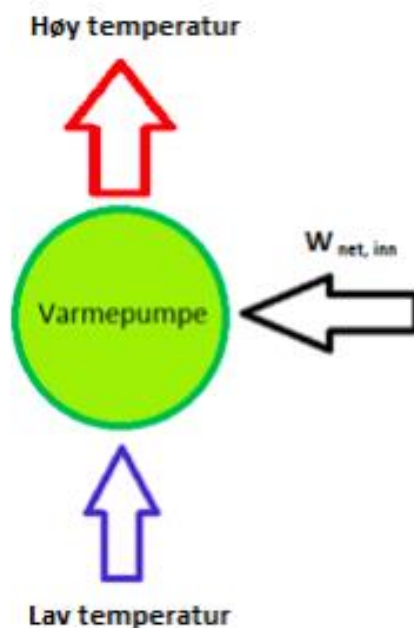
Til denne delen benyttes relevante bøker fra skolens bibliotek og fra tidligere fag, i tillegg til artikler fra nettet. Det brukes da relevante søkesider som “Engineering Village”, “Google Scholar” og “Byggforskserien”. Fagfolk som har kunnskap om temaet er også en viktig ressurs. Det er et tema hvor det finnes veldig lite publisert og det vil derfor være viktig å utnytte den kunnskapen som eksisterer. Både intern og ekstern veileder mye kunnskap om temaet.

Etter teoridelen kommer metoden og resultatene fra den grafiske fremstillingen. Det er da brukt informasjon og data fra GK- og SWECO-bygget. Det er logget relevante parametre over tid, som er fremstilt grafisk i Excel. Etter resultatene kommer diskusjonen. Her blir det drøftet hva grafene forteller oss i samhold med teorien. Det blir lagt vekt på å finne ut hvorfor resultatene ble som de ble og hva som burde blitt gjort annerledes. Til slutt konkluderes det om resultatene samsvarer med dagens oppfatning av varmepumper og om resultatene gir en god indikasjon på hvilken varmepumpe som gir best energiøkonomi og energieffektivitet.

## 2. Teori og praktisk erfaring

### 2.1 Varmepumpens hovedprinsipp

Prinsippet bak varmepumpeteknologien gjør det mulig å utnytte lavverdig omgivelsesvarme (fornybar energi) fra grunnvann, sjøvann, fjell, jord, uteluft o.l. eller ulike former for lavtemperatur overskuddsvarme som ventilasjonsluft og avløpsvann [7]. Veldig forenklet kan man si at varmepumpen er en maskin som flytter varme fra et kaldt sted til et varmt sted, en prosess som ikke vil forekomme naturlig.

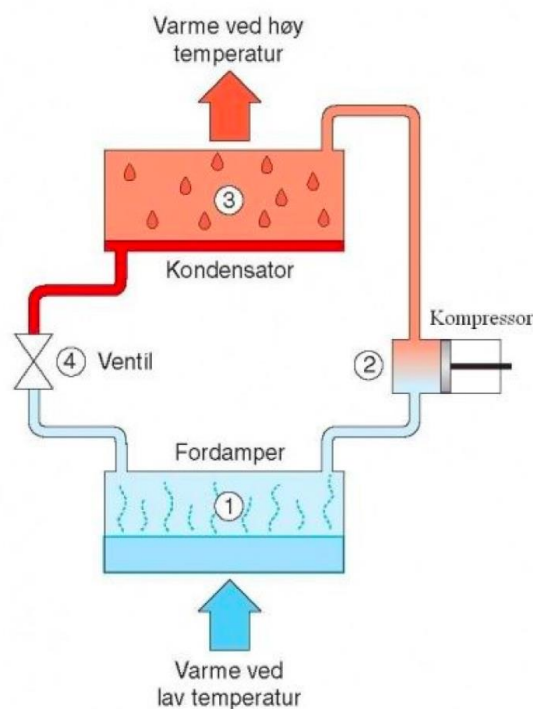


Figur 1: Prinsipp varmepumpe [3]

Fra termodynamikkens 2.lov vet man at varme har egenskapen til å flytte seg fra områder med høy temperatur til områder med lav temperatur. Denne prosessen kan reverseres ved å bruke en liten mengde elektrisitet ( $W_{net, inn}$ ), overskuddsvarme eller gass. Varmepumpen kan dermed hente varme fra områder med lav temperatur og pumpe det inn i områder med høyere temperatur [3]. Det som gjør den spesiell er at den klarer å levere mer energi enn det man betaler for.

### 2.1.1 Kuldekretsen

For å forstå hva som skjer inne i varmepumpen når varmen utvinnes må man se på kuldekretsen. Tradisjonelt er varmepumpen en lukket krets bestående av 4 komponenter: fordampner, kompressor, kondensator og strupeventil [3]. Man har en kollektorslynge der en brinevæske (væske som ikke kan fryse, blir tilsatt f.eks. sprit eller glykol) sirkulerer og transporterer termisk energi [8].



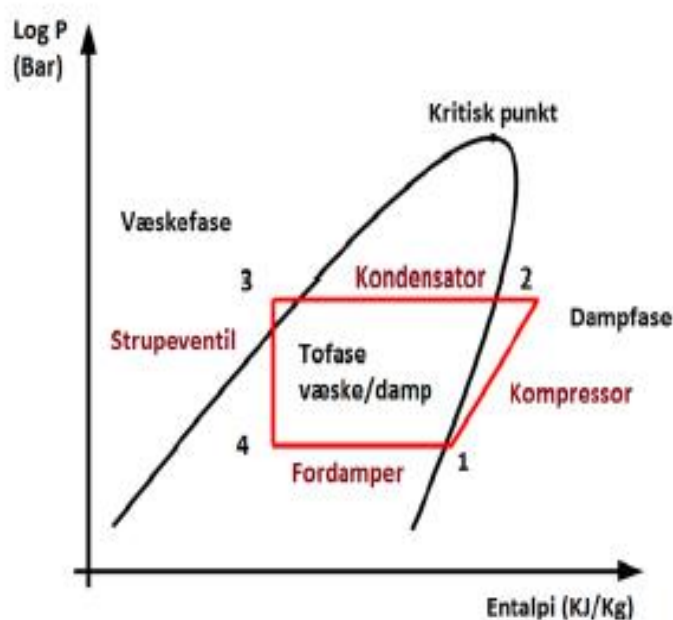
Figur 2: varmepumpe [9]

- 1) I fordampneren møter det kalde kuldemediet som sirkulerer i varmepumpen den lunkne brinevæsken i kollektorslyngen. Kuldemediet blir da varmet opp og fordampner.
- 2) Videre i kompressoren øker trykket på kuldemediet som nå er blitt gass. Når trykket øker, øker også temperaturen [8]. Når kompressoren suger inn damp fra fordampneren, vil den opprettholde et så lavt trykk at væsken fortsetter å fordampne [10].
- 3) Nå via en kondensator blir varme overført fra det varme kuldemediet til boligens varmesystem. Temperaturen på kuldemediet synker og mediet går tilbake til væskeform.

4) Kuldemediet sirkulerer videre, og trykket senkes så i ekspansjonsventilen. Dette får temperaturen til å synke, og kuldemediet blir kaldt igjen. Trykkfallet sørger for at arbeidsmediet kan koke ved lavere temperatur [3]. Prosessen blir gjentatt når kuldemediet på nytt møter den lunkne brinevæsken fra kollektorslyngen [8].

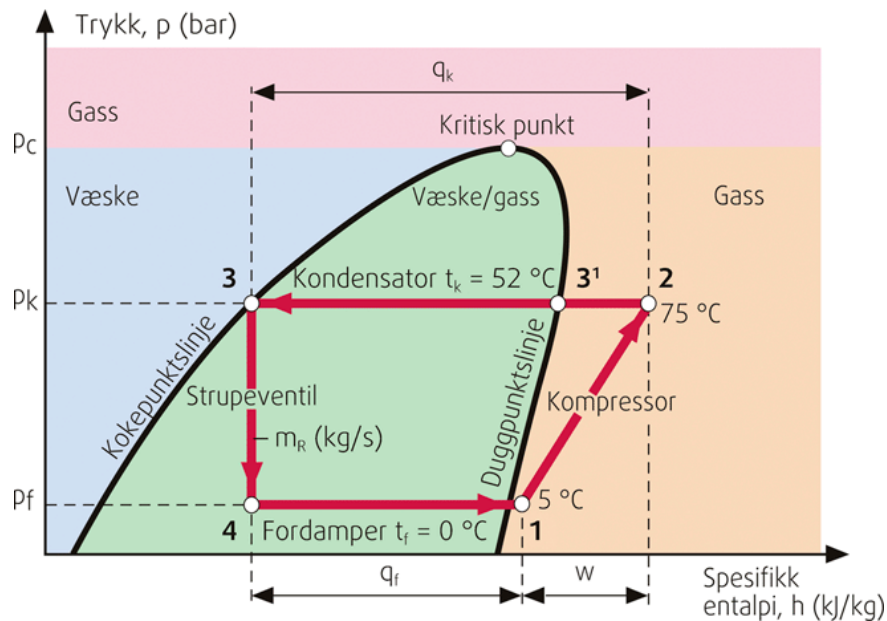
### 2.1.2 Trykk-entalpi diagram

Det er også mulig å illustrere varmepumpeprosessen i et trykk/entalpi-diagram. De ulike kuldemediene har forskjellige termiske egenskaper og derfor også egne trykk/entalpi diagram. På x-aksen kan man lese av spesifikk entalpi. Denne verdien forteller hvor mye varme en kilo kuldemedium inneholder. Det er dermed mulig å finne spesifikk varme ved å se på endringene i entalpi. På y-aksen leser man av trykket [11].



Figur 3: Trykk/entalpi-diagram [11]

- 4-1 Varme hentet fra anlegget
- 2-3 Varme levert til varmeanlegget
- 1-2 Tilført energi til kompressor



Figur 4: Trykk/entalpi diagram [12]

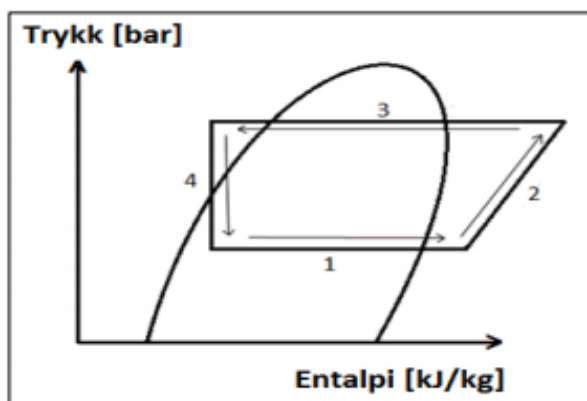
På bildet over er diagrammet delt inn i ulike farger. I det blå området vil arbeidsmediet være i væsketilstand med en temperatur som er lavere enn kokepunkttemperaturen ved gitt trykk (underkjølt væske). I det grønne området under grafen vil arbeidsmediet være en blanding av væske og gass. Arbeidsmediet vil i det oransje området være i gassstilstand med temperatur høyere enn duggpunktstemperaturen ved gitt trykk (overhettet damp) [12].

### Overhettet damp

Overheting er et mål på hvor mye kuldemedium ekspansjonsventilen slipper inn i fordampere. Dersom overhetingen er for stor, vil det bety at for lite kuldemedium slippes gjennom ventilen. Kompressoren vil da jobbe under dårlige forhold og man vil få en dårlig virkningsgrad.

Dersom man har for liten overheting, vil det bety at for mye kuldemedium slippes gjennom ventilen. Kuldemediet vil da ikke ha tid til å fordampe og kompressoren vil ikke kunne komprimere kuldemediet [13]. Dersom kuldemedium i væskeform kommer inn på kompressoren kalles det væskeslag og kan fort ødelegge kompressoren. Gasstemperaturen er vanligvis 5-10 grader høyere enn kokepunkttemperaturen for å hindre innsug av væskedråper i kompressoren [12].

I kuldeanlegg er kompressoren beregnet for å komprimere damp. Sammenlignet med vann har damp et spesifikt volum med en faktor nesten 1000 ganger større enn væsken. I stempel kompressorer må dampen som kommer inn på kompressoren overhetes for å sikre at det ikke kommer væske med som legger seg på stempelet. Væske kan ikke komprimeres vil dermed kunne føre til knuste sugeventiler i kompressoren [10]. I scroll- og skruekompressorer vil kompressoren ødelegges av en nærmest eksplosiv fordampning når det varmes opp under komprimering.



Figur 5: Overheting av medium [14]

Overheting gir en dårligere utnyttning av fordamperen. Dette er fordi en del av fordamperen må brukes til å overhete dampen [10]. Som man ser på figur 5 passerer grafen metningskurven, noe som betyr at mediet overhetes. Overheting får man ved å sammenligne sugegasstemperaturen med fordampningstemperaturen [13]. Det er ønskelig å ha så lav overheting som mulig (10K) [15].

$$\text{Overheting} = \text{sugegasstemperatur} - \text{fordampningstemperatur}$$

Formel 1: Overheting [13]

### Trykkfall i sugerør

Det er vanlig å regne med et trykkfall i sugerør som tilsvarer temperaturfall på 1K. Dette er fordi man trenger et trykkfall for å kunne flytte gassen (1K/100m). Grunnen til at det er oppgitt slik er at temperaturforskjell ikke vil gi samme trykkforskjell ved ulike temperaturer og kuldemedier [15].

### 2.1.3 Kuldemedier

Kuldemedier brukes til å transportere termisk energi i varmepumpeprosessen. Dette skjer ved at kjølemediet gjennomgår flere faseendringer gjennom prosessen [14]. Når man dimensjonerer, utformer og drifter varmepumpeanlegg må man vurdere hvilket arbeidsmedium man vil ha. Man må da se på miljø- og sikkerhetsegenskaper, maksimalt trykk/temperatur ved varmeavgivelse, volumetrisk varmeytelse i tillegg til egenskaper som påvirker energieffektiviteten [12].

Valg av riktig kjølemiddel er det viktigste valget rundt kjølemaskiner og varmepumper. Dersom man velger en dårlig kompressortype, fordamperkonstruksjon eller lignende, vil dette være mulig å rette opp ved god og nøyaktig regulering. Dersom man velger feil kjølemiddel vil dette derimot ikke kunne rettes opp. Det vil da være mer sannsynlig at man må bygge om aggregatet eller bytte det ut [16]. Likevel ser man at mange velger kortsiktige investeringer fremfor det kjølemiddelet som er best.

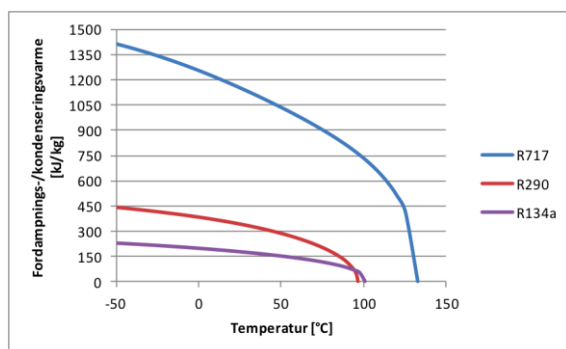
Det finnes to hovedgrupper kuldemedier; syntetiske og naturlige. De syntetiske arbeidsmediene er HFK altså halogenerte hydrokarboner. De naturlige arbeidsmediene finner man naturlig i jordens biosfære. Anlegg som bruker naturlige arbeidsmedier oppnår vanligvis høyere effektfaktor enn anlegg med syntetiske medier. Dette skyldes bedre varmeovergang egenskaper, høyere kompressor virkningsgrad og høyere prosesseffektivitet. Viktige utfordringer med denne typen arbeidsmedium er giftighet for Ammoniakk, brennbarhet for hydrokarboner og høyt trykk for CO<sub>2</sub> [12].

### Viktige faktorer ved valg av kuldemedium:

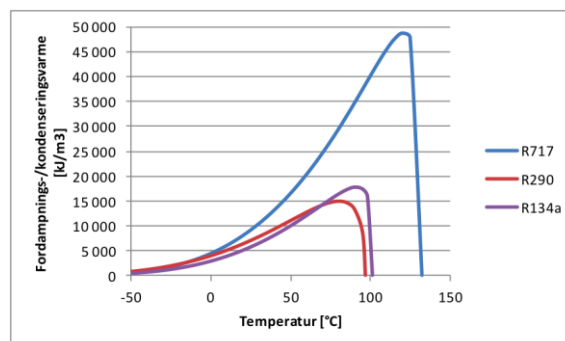
- Stor fordampningsvarme - entalpidifferanse mellom mettet væske og mettet damp
- Lite spesifikt volum/stor densitet i gassfase - for å oppnå minst mulig kompressor og kompressorarbeid
- Lav varmekapasitet i væskefase
- Høy varmekapasitet i gassfase
- Høyt kritisk trykk
- Høy kritisk temperatur
- Kjemisk stabilitet ved høye temperaturer
- God blandbarhet med olje
- God varmeovergang i både væske- og gassfase
- Tilgjengelighet og pris
- Miljøkonsekvenser

[16]

Det er ønskelig med høy fordampningsvarme fordi det da vil være mindre kjølemiddel som sirkulerer i anlegget. Som man kan se fra figur 8 har R 717(Ammoniak) markant høyere fordampningsvarme enn de to andre stoffene R 290(Propan) og R 134a.



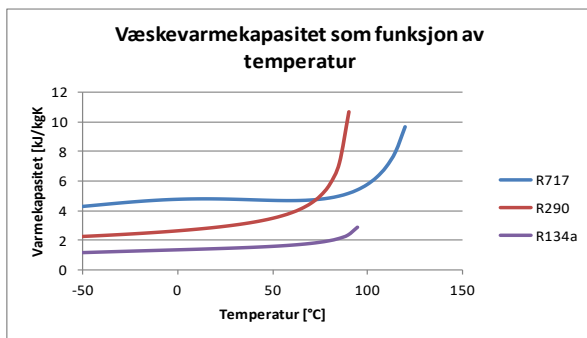
Figur 6: Spesifikk fordampningsvarme som funksjon av temperatur [16]



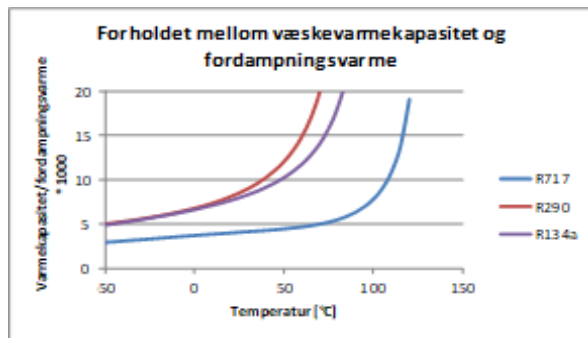
Figur 7: Volumetrisk fordampningsvarme som funksjon av temperatur [16]



Det er også ønskelig med et kjølemiddel som har lav varmekapasitet i væskefase. Varmekapasiteten angir helningen av mettet-væske-linjen og desto høyere varmekapasitet mediet har desto større helning får linjen. Mindre helning er ønskelig fordi man da får mindre flashgass og trenger mindre energi for å nå kokepunktet. Flashgass er produktet som dannes spontant når kondensert væske kokes [16].



Figur 8: Væskevarmekapasitet som funksjon av temperatur [16]



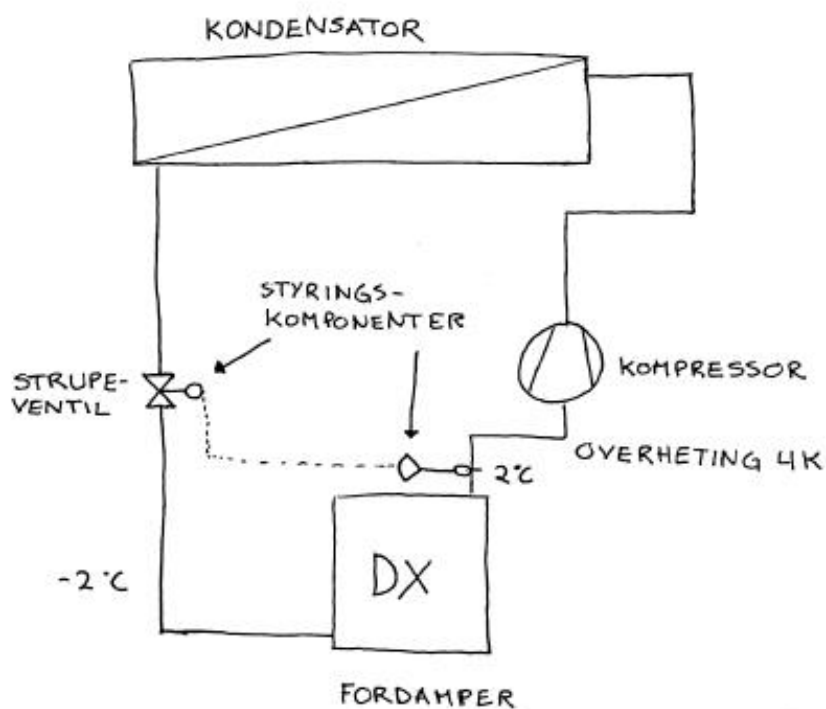
Figur 9: Forholdet mellom væskevarmekapasitet og fordampningsvarme [16]

Som man ser fra grafen har Ammoniakk mer enn dobbelt så stor væskevarmekapasitet som de to andre stoffene. Innflytelsen fra flashing er likevel mye mindre for Ammoniakk enn for de to andre stoffene. Det interessante er derfor ikke bare selve væskevarmekapasiteten men forholdet mellom væskevarmekapasiteten og fordampningsvarmen i et gitt punkt [16].

## 2.2 Ulike typer utforming av varmeanlegg

### 2.2.1 Varmepumpe med DX-ventiler

Kjølemiddel: R 134a og R 22

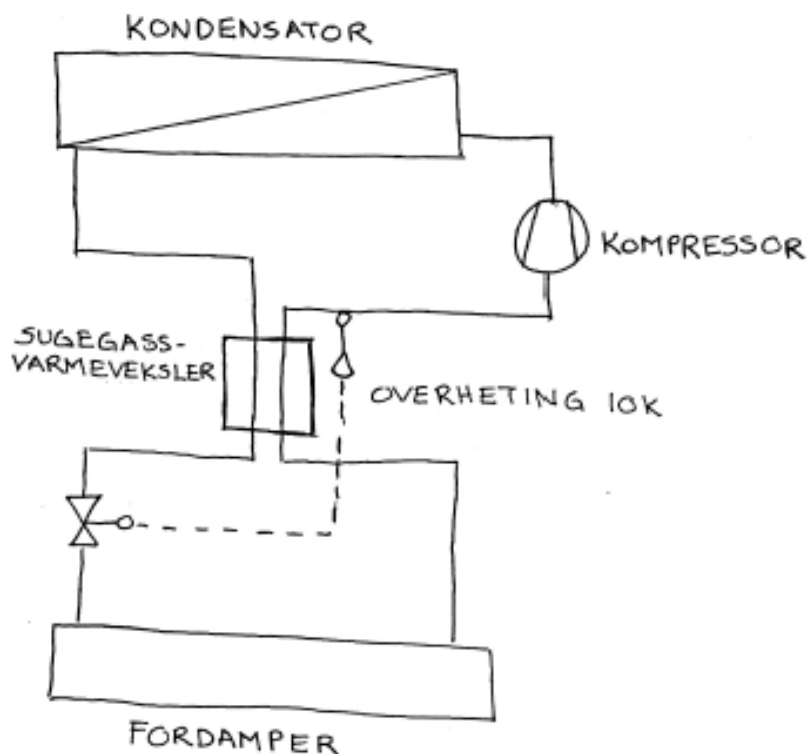


Figur 10: DX-system

Anlegg med DX-system skal sikre overheting av kjølemiddelet. For å få plass til overheting er man nødt til å senke trykket. DX-løsninger er generelt enkle rørtekniske og krever dermed mindre beholdere og tanker. Anlegget har to styringskomponenter, som tåler variasjoner dårlig.

## 2.2.2 Varmepumpe med sugegassvarmeveksler

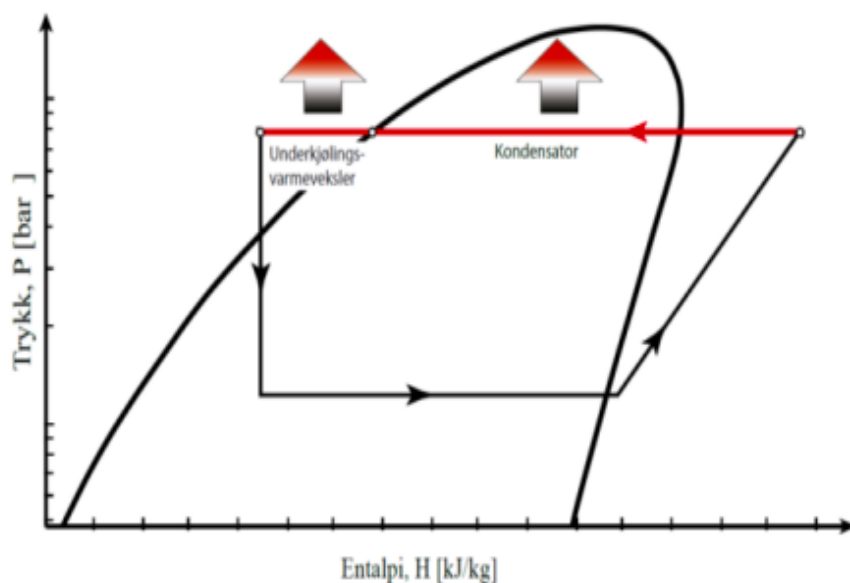
Kjølemiddel: R 290 Propan



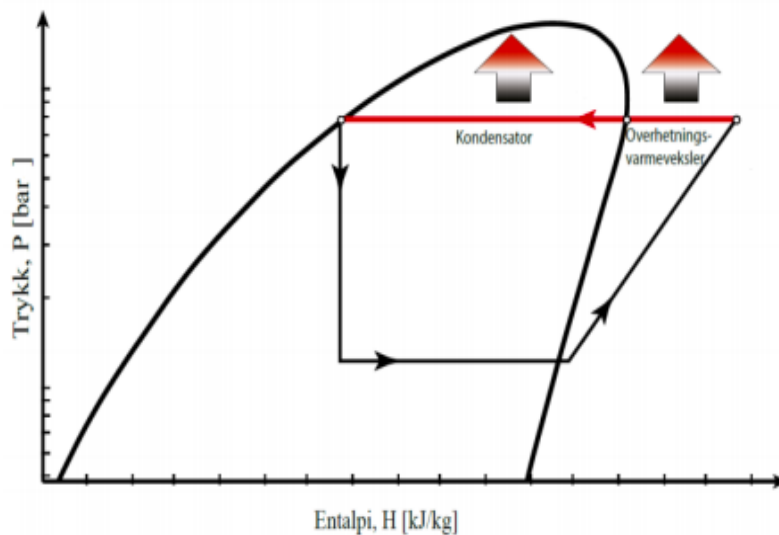
Figur 11: Sugegassvarmeveksler

Sugegassvarmeveksler montert i kuldeanlegg vil kunne gi merytelse eller tap i kuldeytelse, avhengig av hvilket kuldemedium anlegget bruker. Underkjøling og overheting av arbeidsmediet vil være med på å øke effekt faktoren. Dette skjer ved hjelp av varmevekslere i kondensator og fordamper [14].

Underkjølingsvarmeveksleren er plassert etter kondensatoren og utnytter varmen som forlater kondensatoren. Overheting varmeveksler plasseres mellom kompressor og kondensator og utnytter varmen fra arbeidsmediet ut fra kompressoren [14]. På høytrykksiden vil man få nedkjølt væsken og på lavtrykksiden vil temperaturen på sugegassen øke.



Figur 12: Varmepumpeprosess med underkjølingsvarmeveksler, inntegnet i PH-diagram [14]

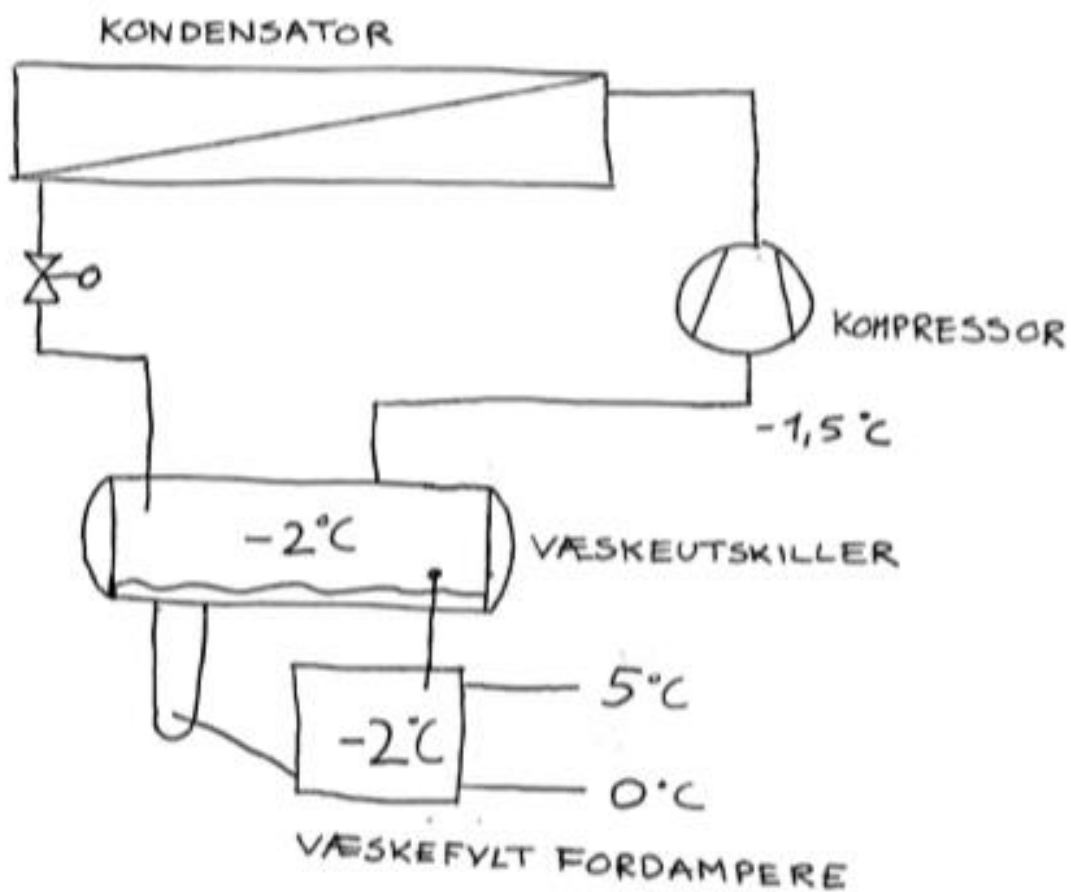


Figur 13: Varmepumpeprosess med overhetningsvarmeveksler, inntegnet i PH-diagram [14]

Sugegassvarmeveksler er vanlig i anlegg med R 507 og R 404 A som kjølemiddel. I lavtemperaturanlegg med f.eks R 22 vil varmeveksleren kunne gi for høy temperatur inn på kompressoren. I anlegg med Ammoniakk (R717) bruker man normalt ikke sugegassvarmeveksler [10].

### 2.2.3 Varmepumpe med væskefylt fordampere

Kjølemiddel: Ammoniakk



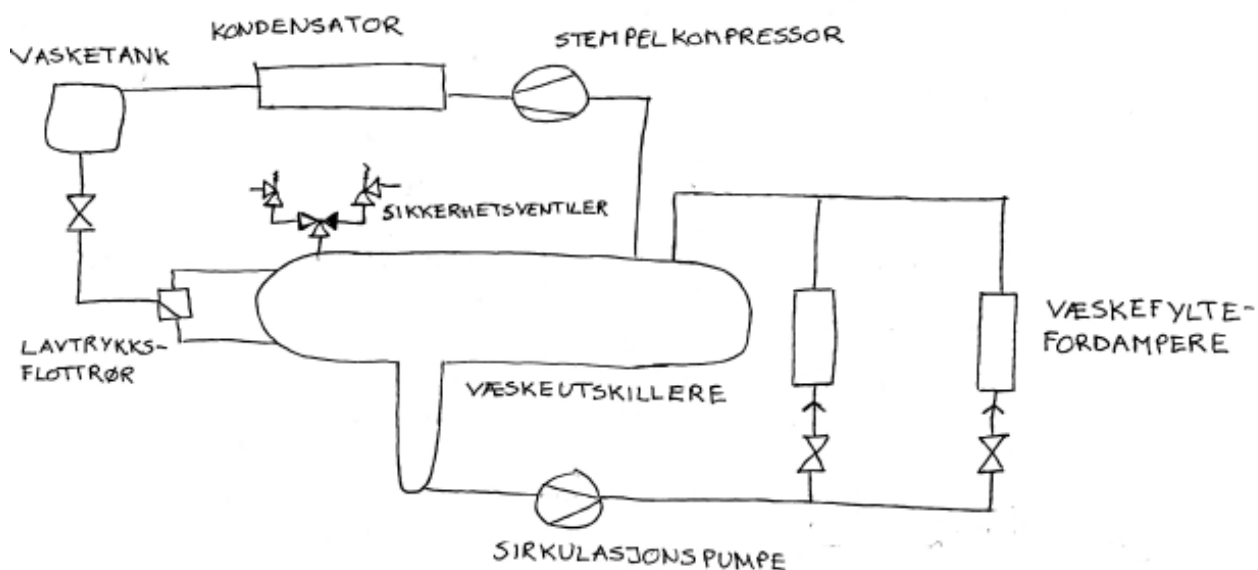
Figur 14: Varmepumpe med væskefylt fordampere

## Væskefylt fordampner



Figur 15: væskeutskiller i teknisk rom

I ammoniakkanlegg har man en væskefylt fordampner. Dette fører til at man vil trenge en væskeutskiller. Kompressoren suger inn dampen fra væskeutskilleren og fører den til kondensatoren. For å unngå problemer med kavitasjon (gassdannelse) i pumpen må det være en statisk væskehøyde over pumpeinntaket [10]. Det vil sirkulere mer væske enn det som koker av. Flatene vil derfor alltid være fuktig og man får dermed bedre varmeovergang [15].



Figur 16: Ammoniakk varmepumpe

### Ammoniakk som kuldemedium

Ammoniakk har stor fordampningsvarme, er billig kuldemedium og gir ingen miljømessige skadevirkninger. Mediet er giftig, men vil gi en sterk lukt som advarsel før man når faregrensen. Ammoniakk har mindre massetetthet enn luft og vil dermed stige oppover. Man trenger derfor utluftning som sitter i taket i maskinrommet [10]. Mange tror at mediet er eksplosivt, men dette stemmer ikke. Mediet er brennbart og trenger en tenningskilde med hele 629 °C [16].

Dersom man ser på trykk/entalpi-diagrammet til Ammoniakk vil man se at isentropene heller mer mot høyre enn andre kjølemidler som 134a (se vedlegg 7 og 8). Dette fører til at kuldemediet varmes fortere opp. Det er derfor ønskelig med så liten overheting som mulig [15]. Formen på isentropene har å gjøre med  $k$ -verdien i formelen for isentropisk kompresjon. For ammoniakk ligger  $k$ -verdien på 1,31, mens den for R134a ligger noe lavere.

$$PV^k = \text{konstant}$$

Formel 2: Isentropisk kompresjon

$$k = \frac{c_p}{c_v}$$

Formel 3: Spesifikk varmekonstant

$P$  = Absolutt trykk [Pa, N/m<sup>2</sup>]

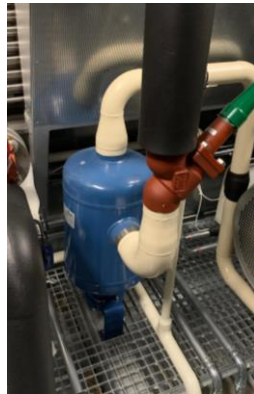
$V$  = Gass volum [m<sup>3</sup>]

$k$  = Spesifikk varmekonstant

$c_p$  = Spesifikk varme med konstant trykk

$c_v$  = Spesifikk varme med konstant volum [17]

Et av problemene med ammoniakk er at det ikke blander seg med oljen i kompressoren. Det må derfor være en oljeutskiller i kompressoraggregatet som fører oljen tilbake til kompressoren [10]. Andre kjølemiddel er blandbare med oljen og har derfor større gevinst ved overheting [15].

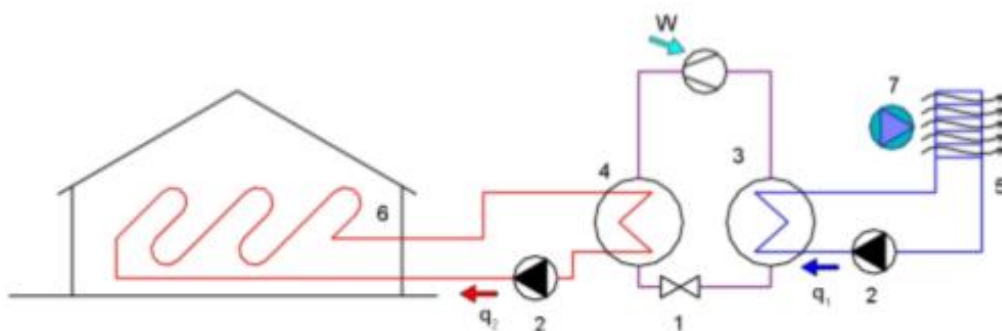


Figur 17: oljeutskiller(blå)

Lavtemperaturanlegg med stor overheting av dampen inn på kompressoren og stort kompresjonsforhold vil kunne gi så høy trykkgasstemperatur at oljen som er blandet med kjølemiddelet brytes ned. Det vil da dannes flere spaltningsprodukter og man vil få dårligere smøreevne og i verste fall havari av kompressoren. I anlegg med R 717 og R 22 monteres trykkrørstermostat for å sikre kompressoren mot høy trykkgasstemperatur [10].



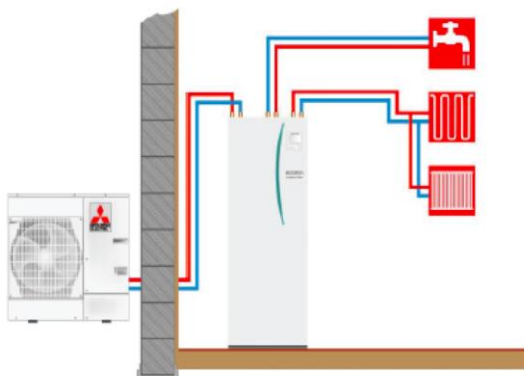
## 2.3 Luft/vann varmepumpe



Figur 18: Luft/vann-varmepumpe: 1-Ekspansjon ventil, 2-Sirkulasjonspumpe, 3-Fordamper, 4-kondensator 5—luft/væske varmeveksler, 7-Ventilator [18]

En luft/vann-varmepumpe henter varme gratis fra uteluft og leverer tilbake varmtvann og romvarme. På denne måten sparer man mye energi, og kan faktisk spare så mye som opptil 80 % til oppvarming. Alle varmepumper som henter energi fra uteluften leverer mindre varme jo kaldere det er ute [19]. Varmepumpen vil være lite effektiv under  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$  og trenger derfor spisslast som dekker 100% av effektbehovet ved DUT [11].

Luft/vann-varmepumpe består av en utedel og en innedel som er tilknyttet til varmtvannsbereder og av og til en akkumuleringstank. Varmepumpen avgir varme via vannbåren gulvvarme, radiatorer, viftekonvektorer eller tappevann [20].



Figur 19: Luft/vann-varmepumpe [21]

Årsvirkningsgraden for luft/vann-varmepumper vil ligge mellom 2,0-2,5. Kobber-anlegg basert på HFK eller hydrokarboner vil ha en levetid på ca. 10-15 år. Ammoniakk anlegg vil ha vesentlig lenger levetid rundt 25-30 år [15].

### **2.3.1 Fordeler med en luft/vann-varmepumpe**

- Dekker store deler av boligens behov for varmt tappevann
- Investeringskostnadene er lavere enn f.eks. væske/vann-varmepumper, da man slipper å grave eller bore.
- Uteluft som varmekilden er alltid tilgjengelig.
- Forsyner anlegg for vannbåren varme, og hvis man allerede har et vannbårent system i boligen er det relativt små inngrep som må til for å installasjon
- Ingen lokale utslipp.
- Høy effektfaktor, særlig i kystområder med høy gjennomsnittstemperatur

### **2.3.2 Ulemper med luft/vann-varmepumper**

- Avgir mindre varme når det er kaldt, altså i periodene hvor behovet er størst  
Man må derfor ha en annen form for oppvarmingskilde på de kaldeste dagene.
- Når temperaturen faller lavere enn 2-5 °C vil det skje en automatisk avriming for å få bort eventuell is på utedelen. Under avrimingen vil anleggets varmefaktor synke.
- Saltholdig og fuktig uteluft kan forkorte levetiden til utedelen.
- Utedelen lager støy.
- Vil være synlig og ta plass, vil ikke kunne gjemme den under bakken.

[20]

### 2.3.3 Avriming av væskefylte anlegg

I luft/vann anlegg vil man ha problemer med rimdannelse på anlegget. Når varmepumpen går i varmemodus vil kuldemediet fordampe i den utvendige delen og dersom utetemperaturen blir for lav vil det dannes rim på anlegget. Dersom det legger seg for mye rim på anlegget, vil den kunne blokkere luftstrømmen i anlegget så mye at effektiviteten i fordampere vil synke og merkbart påvirke systemkapasiteten [22].

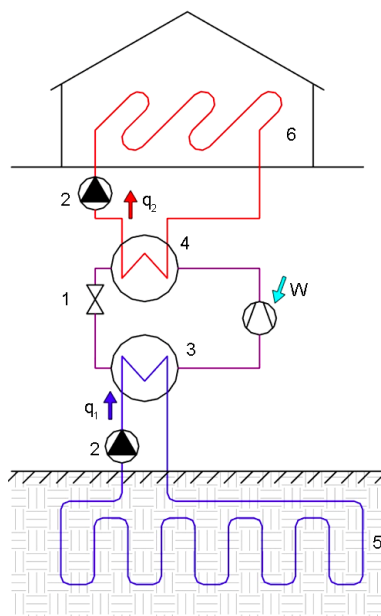
Is på anlegget er nødt til å fjernes og dette gjøres ved å reversere syklusen og kjøre det i avkjølings modus. Den utvendige viften stoppes og det varme kjølemediet (dampen) sendes til den utvendige fordampere for å smelte isen [22].

Dersom man kan lage et system som krever mindre tid til avriming, vil man kunne få en mer effektiv varmepumpe og spare forbrukeren for penger. Dette fordi man vil spare mye tid på avriming som man heller kunne brukt til oppvarming.



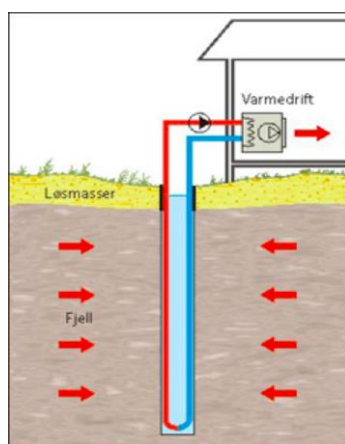
Figur 20: Varmepumpe med is på utedel [23]

## 2.4 Borehullsvarmepumpe



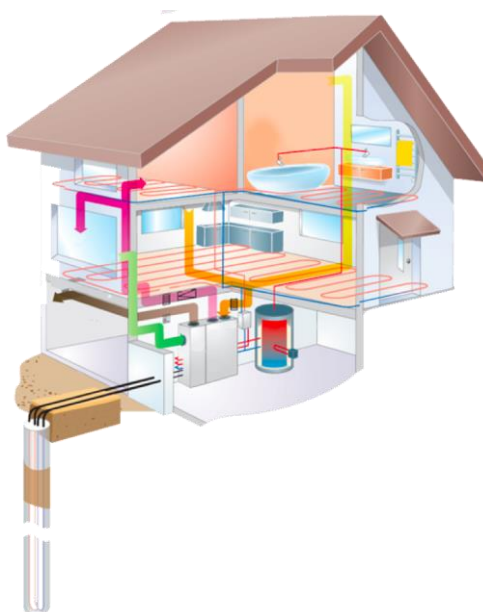
Figur 21: Borehullsvarmepumpe: 1-ekspansjonsventil, 2-sirkulasjonspumpe, 3-fordamper, 4-kondensator, 5-Borehullskrets, 6-varmekrets [18]

Ved bruk av borehullsvarmepumpe benytter man bergvarme i bakken. Dersom man kommer dypere enn 10 meter ned i grunnen, vil temperaturen være tilsvarende konstant hele året. Temperaturen vil være nesten lik årsmiddeltemperaturen på stedet, med liten variasjon [24]. Det at temperaturen er stabil, vil føre til at man slipper store svingninger i temperaturen inn på anlegget. Varmepumpen vil dermed fungere like godt når det er kaldt ute.



Figur 22: Eksempel på energibrønn [25]

Varmen hentes man via væskefylte plastslanger som er senket ned i energibrønner (borehull). Væsken pumpes så til varmepumpen, hvor den avgir varmen. Dybden på borehullene vil for de fleste boliger i Norge variere mellom 80-200 meter med en **normal** diameter på mellom 12-15 cm [24]. Det at anlegget ligger under bakken vil være en fordel, siden det da ikke vil være en synlig del av bygningen.



Figur 23: Borehullsvarmepumpe [26]

Når man skal regne på temperaturutviklingene i energilageret over tid er det flere viktige faktorer man må ta hensyn til. Man må ta hensyn til antall energibrønner, borehullsdybde, plassering av brønnene, brønnenes termiske egenskaper i tillegg til variasjonen i varme- og kjølebelastningen i bygningen gjennom året [27].

Beliggenhet av brønnene vil ha mye å si for utformingen av brønnsystemet. Dersom brønnene for eksempel ligger i Karasjok, må man beregne en senteravstand på hele 30 meter. Dette er fordi somrene er korte og kalde og man dermed ikke har noe varmeoverskudd å pumpe ned om sommeren. Dersom brønnen dimensjoneres for Bergen trenger man bare 8 meter i senteravstand, fordi man her overskudd om sommeren som pumpes ned i brønnene [28].

Typisk verdi for mulig varmeuttak fra en energibrønn er ifølge Novema 30 W +/- 10% per meter borehull [29]. Erfaringer sier at dette vil ligge i grenseland og at man ikke burde bruke mer enn 25 W/m [15].

#### **2.4.1 Fordeler borehullsvarmepumpe**

- Ikke synlig
- Stabil temperatur hele året, slipper store svingninger
- Bedre virkningsgrad enn luft/vann varmpumpe ved lave temperaturer
- Trenger ikke bore nye borehull, bare skifte kollektorslange og varmpumpe

#### **2.4.2 Ulemper borehullsvarmepumpe**

- Krever drift fra personer med kunnskap
- Høye investeringskostnader
- Må ha tomt som er tilpasset brønn

## 2.5 Effektfaktor og energisparing

### 2.5.1 Effektfaktor

Ved analyse og evaluering av varmepumpesystem er effektfaktor (COP) en viktig indikator. Effektfaktoren angir anleggets energieffektivitet og gir forholdet mellom avgitt varmeeffekt fra anlegget (kW) og tilført elektrisk effekt til kompressoren (kW). Det er ønskelig å ha så høy effektfaktor som mulig [7].

$$COP = \frac{Q_H}{W_{net,inn}}$$

Formel 4: Effektfaktor [30]

$Q_H$  = Avgitt varmeeffekt fra varmepumpen [kW]

$W_{net,inn}$  = Tilført elektrisk effekt til varmepumpen

Det er mulig å regne varmepumpens teoretiske varmefaktor ved hjelp av Carnot. Dette er en varmefaktor som det i realiteten ikke er mulig å oppnå, men vil gi viktig informasjon om forhold. Fra formelen under kommer det frem at man oppnår høyere effektfaktor, desto lavere temperaturdifferanse, som er forskjellen mellom anleggets fordampnings- og kondenseringstemperatur. Brønnvarmepumper har generelt høyere effektfaktor enn luft/vann grunnet lavere temperaturdifferanse [14].

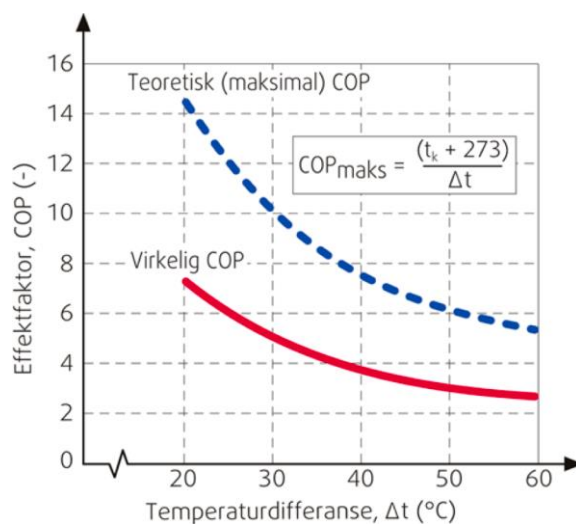
$$COP_{max} = \frac{T_{høy}}{(T_{høy}) - (T_{lav})}$$

Formel 5: Teoretisk varmefaktor ( $COP_{max}$ ) [14]

$T_{høy}$  = Levert temperatur [K]

$T_{lav}$  = Temperatur varmekilde [K]

Effektfaktoren vil avta med 2-3% per grad kondenseringstemperaturen økes eller fordampningstemperaturen senkes. Det er derfor gunstig med en høytemperatur varmekilde og en varmepumpe som leverer varme med moderat temperatur. Figur 24 viser COP for ideell varmepumpe uten tap (blå) og en virkelig varmepumpe (rød) ved varierende temperaturdifferanser. Effektfaktor for varmepumper til bygningsoppvarming ligger mellom 2 og 5 [12].



Figur 24: Effektfaktor for varmepumpe ved varierende temperaturdifferanser [12]

Hvordan struping av arbeidsmediet foregår vil også påvirke effektfaktoren. De billigste varmepumpene har fast struping med kapillarrør, mens de beste har mer avanserte elektronisk styrte strupeventiler. Det vil med slik styring være mulig å optimalisere strupingen under ulike driftsforhold og dermed oppnå høyere effektfaktor [31].

### Hva påvirker effektfaktoren?

- Temperaturløft mellom kondensator og fordamper. Lavere temperaturløft gir høyere COP.
- Arbeidsmedium
- Underkjøling av kondensat
- Overheting av damp

[32]



## 2.5.2 Årsvarmefaktor og årsenergifaktor

Årsvarmefaktor, SPF (Seasonal Performance Factor) er den gjennomsnittlige effektfaktoren over et år for et varmepumpesystem som kun leverer varme.

$$\text{SPF} = \frac{\text{årlig varmeleveranse fra varmepumpe}}{\text{årlig tilført energimengde}}$$

Formel 6: Årsvarmefaktor [55]

*Netto årsvarmefaktor* ( $\text{SPF}_{\text{netto}}$ ) er varmeleveranse fra varmepumpen (kWh/år) dividert på årlig tilført energimengde (kWh/år) for drift av kompressorer i tillegg til vifter og pumper integrert i aggregatene [12].

*Brutto årsvarmefaktor* ( $\text{SPF}_{\text{brutto}}$ ) er varmeleveranse(kWh/år) fra varmepumpen og spisslastsystem dividert på årlig tilført energimengde(kWh/år) for drift av varmepumpe, spisslastsystem i tillegg til pumper og annet tilleggsutstyr [12].

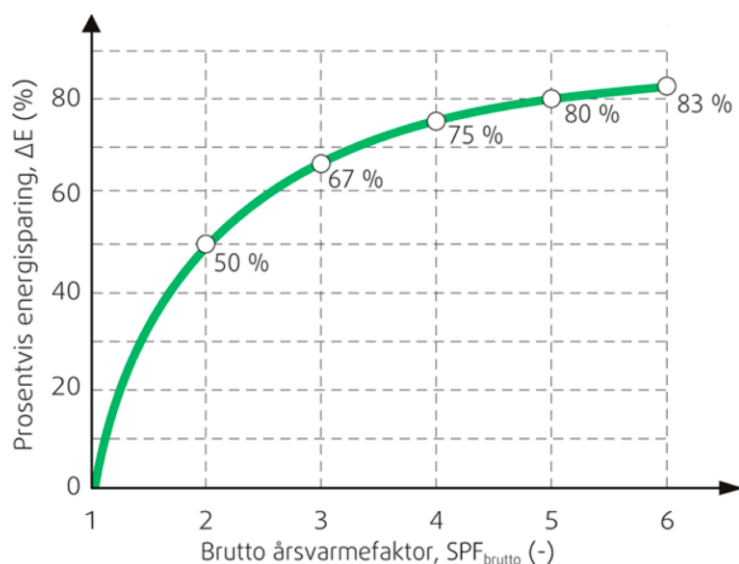
*Årsenergifaktor* ( $\text{SPF}_{\text{tot}}$ ) er årlig varme- og kjøleleveranse fra varmepumpe og spisslastsystem(kWh/år) dividert på årlig tilført energimengde(kWh/år) for drift av hele anlegget [12].

### 2.5.3 Energisparing

Energisparing er forholdet mellom levert energi og tilført energi.

$$\text{Energisparing} = \text{levert energi} - \text{tilført energi}$$

Formel 7: Energisparing



Figur 25: Forhold mellom brutto årsvarmefaktor (SPF<sub>brutto</sub>) og prosentvis energisparing(ΔE) ved sammenlikning av varmepumpesystem og elektrisk oppvarming [12].

På figur 26 ser man prosentvis energisparing for et varmepumpesystem i forhold til et elektrisk oppvarmingssystem. Det er ikke et lineært forhold mellom årsvarmefaktor og energisparing. En dobling i årsvarmefaktor vil derfor ikke tilsvare en dobling i spart energi. Dette er en sammenheng det er viktig å formidle til forbrukeren, slik at det ikke forekommer urealistiske forventninger til energisparing.

Som vist på figur 25 vil det være størst økning i energibesparelsen frem til en årsvarmefaktor på 3. Etter dette vil grafen ”slakke av” og en økning i årsvarmefaktor vil gi lite ekstra besparelse [12].

## **2.6 Kapasitetsregulering**

Varmepumpen er dimensjonert for en gitt effekt og dersom varmepumpen leverer lavere effekt enn dimensjoneringspunktet, går maskinen på dellast. Ved dellast må varmepumpen reguleres slik at den kan levere en lavere effekt enn det den er dimensjonert for. Dette kan gjøres på flere ulike måter, og kalles for kapasitetsregulering. Blant de ulike typene har man av/på regulering, Trinnregulering eller turtallsregulering [11].

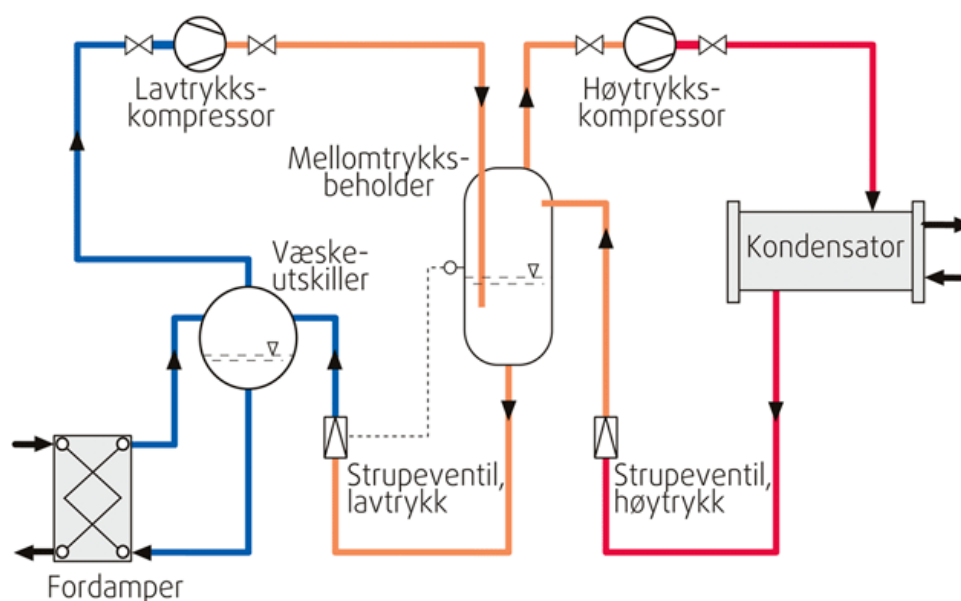
### **2.6.1 Av/på regulering**

Ved av/på teknologi vil varmepumpen gå med fullt pådrag til ønsket temperatur er oppnådd. Den vil så slå seg av og vente til temperaturen er sunket et visst antall grader før den slår seg på igjen ved behov [33]. Det er ofte de billigste varmepumpene som har denne typen regulering. Dette vil gi temperatursvingninger inne og dermed dårligere komfort [34]. Mye start og stopp av kompressoren vil også føre til slitasje og dermed redusert levetiden [11].

### **2.6.2 Trinnregulering**

I større anlegg benyttes det ofte flere kompressorer for å oppnå ønsket levert effekt. Det vil være av/på regulering av alle kompressorene og man vil da få like mange trinn å regulere på, som antall kompressorer det er i systemet. En slik utforming med flere kompressorer vil gi økt levetid til anlegget. Man kan blant annet bytte på å bruke kompressorene, slik at de ikke blir slitt like fort [12]. Trinnregulering i kombinasjon med tilstrekkelig varmeakkumulering vil forhindre hyppig start og stopp av varmepumpen [35].

Totrinns anleggsutforming er vanlig ved større varmepumpeanlegg med temperaturløft over 50-60 °C. Ved en slik utforming vil effektfaktoren øke med 20-50% i forhold til et anlegg med ett-trinn. På den andre siden vil investerings- og vedlikeholdskostnadene være høyere. På figur 27 er det vist en totrinns anleggsutforming [12].



Figur 26: Totrinns anleggsutforming [12]

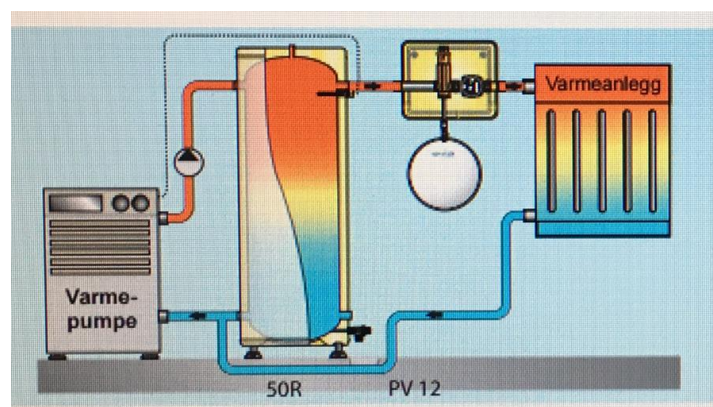
### 2.6.3 Turtallsregulering/trinnløs regulering

Ved turtallsregulering vil kompressoren regulere hastigheten ved behov. På varme dager vil den gå med lavt pådrag. På kalde dager og økende varmebehov vil den trinne seg opp og øke hastigheten. Varmepumper som har trinn- eller turtallsregulering er mer energieffektive, da de gir jevnere temperatur og dermed høyere komfort. Anleggene vil også ha lengre levetid, siden man vil unngå mange start og stopp på kompressoren [33].

Det har tidligere vært ønskelig å ikke kjøpe en for stor varmepumpe, fordi den da vil starte og stoppe mer enn nødvendig og føre til dårligere COP. Trinnløs motorstyring fører til at det ikke lenger er slik. Pumpen vil kunne gå hele tiden selv om belastningen er lav. Det vil være mulig å tilpasse turtallet og dermed avgi varmeeffekt som tilsvarer det faktiske behovet. Store pumper med lavt turtall gir høy COP, men vil også koste vesentlig mer [31].

### 2.6.4 Akkumulatortank

Ved å installere en akkumulatortank vil det være mulig å lagre energi, for så å benytte den i perioder med høyere behov. Dette vil være med på å dempe svingninger i effektbehovet og derfor minimere antall start/stopp i anlegget. Man vil på den måten få en jevnere drift og optimalisering av effektfaktor [36]. Det kan også tenke seg at en akkumuleringstank vil kunne være med å redusere strømutfordringene, da strømprisene i fremtiden trolig vil påvirkes av når på døgnet den brukes [37].



Figur 27: Akkumulatortank [38]

## 2.7 Varmeveksler teori

Varmevekslere er enheter hvor man har to fluidstrømmer som utveksler varme uten å blande seg. Varme overføres fra det kalde fluidet til det varme fluidet gjennom veggen som separerer dem.  $\dot{Q}$  vil være frekvensen av varmeoverføring mellom de to fluidene [30].

$$\dot{Q} = UA * LMTD [W]$$

Formel 8: Formeltekst [39]

$\dot{Q}$  = Varmeoverføring mellom de to fluidene

$U$  = Varmeoverføringskoeffisient [ $W/(m^2K)$ ]

$A$  = Varmevekslerareal [ $m^2$ ]

LMTD = Logaritmisk middeltemperaturdifferanse [K]

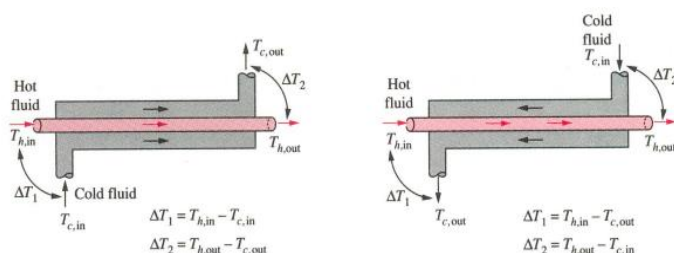
$$LMTD = \frac{\Delta T_{ut} - \Delta T_{inn}}{\ln \left( \frac{\Delta T_{ut}}{\Delta T_{inn}} \right)}$$

Formel 9: Logaritmisk middeltemperaturdifferanse [39]

$\Delta T_{ut}$  = Differanse temperatur ut

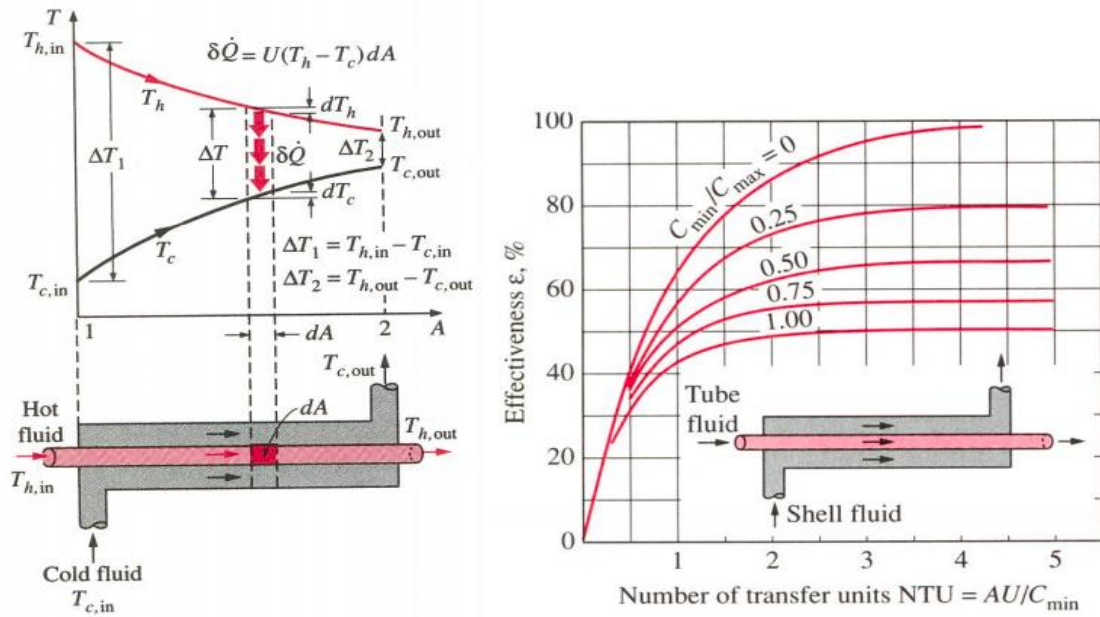
$\Delta T_{inn}$  = Differanse temperatur inn

Man kan montere varmevekslerne på to måter: Motstrøms og medstrøms. Ved medstrøms varmeveksler vil grafen for utgående temperatur aldri kunne passere grafen for inngående temperatur. Dette er et av problemene man ser i arbeidslivet. Mange bedrifter monterer varmevekslerne feil, og de blir dermed montert i medstrøms istedenfor motstrøms. Dette vil kunne føre til dårligere varmeoverføring mellom de to fluidstrømmene. Feilmontasje av varmevekslere gir ikke alene dårlig utnyttelse av flaten, men vil føre til mange timers arbeid med feilfinning og ettermontasje.



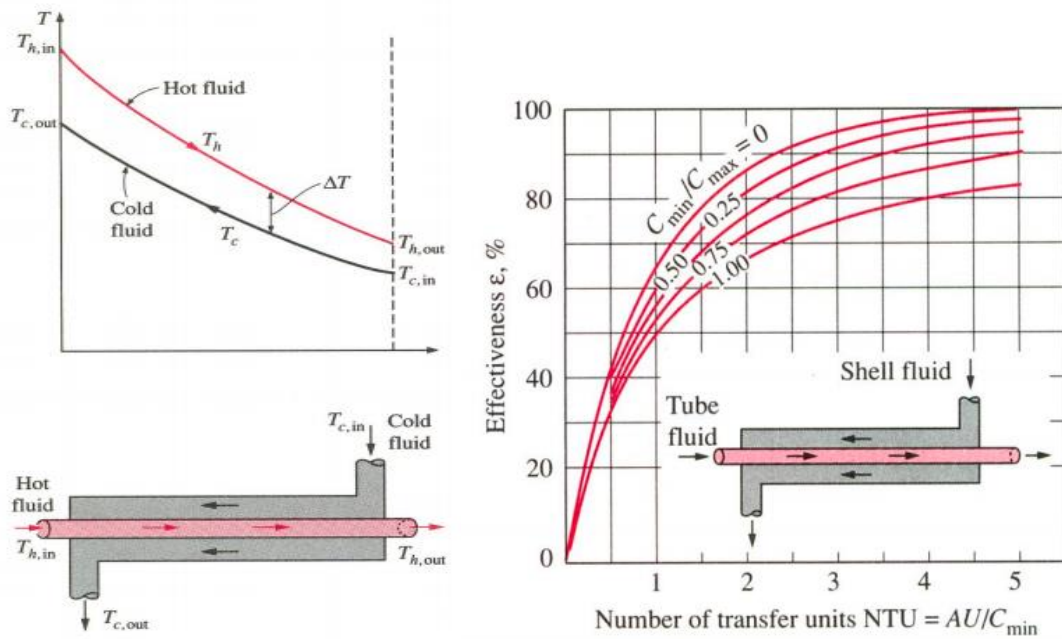
Figur 28: Med- og motstrøms varmeveksler [39]

### 2.7.1 Medstrøms varmeveksler



Figur 29: Medstrøms varmeveksler [39]

### 2.7.2 Motstrøms varmeveksler



Figur 30: Motstrøms varmeveksler [39]

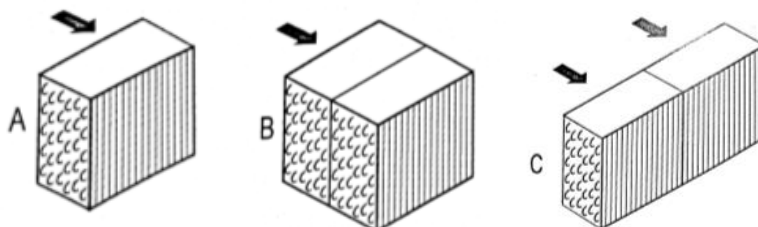
### 2.7.3 Dimensjonering av fordampere

I formel 8 er  $UA$  en konstant og sier noe om størrelsen på fordampere. Problemet er ofte at denne blir for liten. Ut ifra formel 8 vil det være mulig å finne størrelsen på fordampere dersom temperaturdifferansen, varmeoverføringen og varmeoverføringskoeffisienten er kjent.

$$A = \frac{\dot{Q}}{(U * LMTD)} [m^2]$$

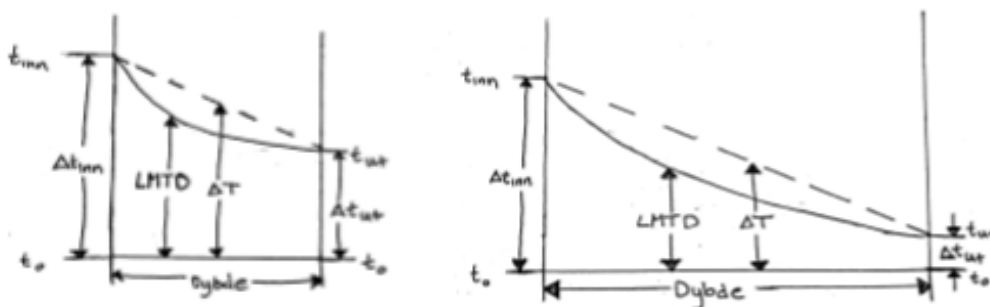
Formel 10: Areal fordampere

Fordamperytelsen vil være avhengig av størrelsen på fordampere. I tillegg til dette er plasseringen av flatene i forhold til luftstrømmen en viktig faktor. Fra figur 31 har fordampere A og B samme areal for luftgjennomstrømning, mens fordampere B og C har dobbelt så stor flate som A [10].



Figur 31: Ulike utforminger og størrelser for fordampere [10]

Dersom man antar at luftstrømmen gjennom C er dobbelt så stor som gjennom A, vil man ha samme temperaturdifferanse (LMTD) gjennom begge fordampere. Grunnet samme areal for luftgjennomstrømning, vil luftmengden gjennom A og B være lik. B vil dermed gi større ytelse enn A, men ikke i nærheten av så stor som C [10].



Figur 32: Temperaturforløp gjennom A og C    Figur 33: Temperaturforløp gjennom B



LMTD angir differansen mellom fluider. En dyp fordampner har mange rader med finner som luften må passere. Luften vil da nærme seg fordampnerens overflatetemperatur. En slik fordampner brukes når det er ønskelig å fjerne fuktighet fra luften. Dersom det ikke er nødvendig å fjerne fuktighet fra luften, vil en fordampner med stort areal for luftgjennomstrømning gi større ytelse [10].

### **Varmepumper som er dimensjonert for kjøleeffekt**

Det vil være store variasjoner både i størrelse og kvalitet på varmepumper og bygg. Det er mulig å oppnå liten forskjell mellom sugetrykk og utetemp, ved å ha et stort areal på fordampneren [28].

I noen tilfeller er varmepumpene tatt ut som kjølemaskiner og ikke som varmepumper. Dersom man dimensjonerer for kjøleeffekten vil man få veldig store fordampere og mindre belastning som varmepumpe. Dette er fordi kjølebehovet vanligvis er mye større enn varmebehovet.

Maskiner som er dimensjonert for kjøleeffekt er beregnet for å ta kondensatorytelse ved kjølebehov. I tillegg til dette må den også kunne ta motorvarmen og blir dermed ekstra stor. Da varmepumpene er tatt ut som kjølemaskiner og får mindre belastning som varmepumpe, vet man ikke hvor hardt belastet fordampneren er til enhver tid.

## 2.8 Kostnader varmepumpeanlegg

I avsnitt 2.8 er det sett på kostandene for varmepumpeanlegg. Det er da tatt utgangspunkt i kostnadene for en gjennomsnittlig enebolig. Dette fordi det er vanskelig å anslå pris på større bygg siden det er stor variasjon i størrelse og bruk.

«Varmepumpe til oppvarming har generelt sett en høyere investeringskostnad enn konvensjonelle panelovner på strøm, men på lang sikt kan teknologien bli kostnadseffektiv da elektrisitetsforbruket reduseres. Graden av lønnsomhet er derfor avhengig av prisen på strøm» [3]. Spesifikk investering (kr per kW varmeytelse) for komplette varmepumpeanlegg ligger typisk 3-5 ganger høyere enn for konvensjonelle fyringsanlegg [7].

### 2.8.1 Luft/vann

Kostnaden for en luft/vann-varmepumpe inkludert installasjon kan variere svært mye. I følge Novema vil en luft/vann-varmepumpe ligge mellom 60.000 og 130.000. Ifølge “bestevarmepumpe.no” vil en god luft/vann VP normalt ha en kostnad fra 100.00 kr og oppover. Levetiden til en god luft/vann/varmepumpe vil normalt ligge mellom 12 og 15 år dersom den blir installert korrekt og vedlikeholdt [40]

Til tross for investeringen vil luft/vann-varmepumper levere 2,5 – 3,5 ganger så mye varme som strømmen varmepumpen bruker. Det vil derfor være mulig å spare mye på oppvarming av bolig og varmtvann. Med den relativt lave investeringskostnaden og høye besparelsen vil det for de fleste være mulig å nedbetale investeringskostnaden i løpet av 6 – 10 år. Mer nøyaktige beregningen avhenger av hvilken varmepumpe man velger, boligens oppvarmingsbehov, isolasjon og andre hensyn [40].

## 2.8.2 Borehull

«Investeringskostnadene ved grunnvarme er en del høyere enn uteluftvarmepumpe som følge av behov for rørsystem i bakken. Dette er årsaken til at det ofte er større energianlegg som utnytter grunnvarmen. I forhold til olje, gass og elektriske ovner, kan grunnvarme være et rimeligere alternativ på lang sikt» [3].

Kostnadene for anlegg med borehull vil variere og vil være avhengig av en del faktorer. Ifølge Enova vil selve varmepumpen koste fra 120 000 kroner og oppover, i tillegg til dette vil kostnaden for installasjon og boring av energibrønnen komme [41]. Prisen på boring vil blant annet variere ut ifra dybde, lokale grunnforhold og hvor langt det er ned til berg. En kort brønn vil ha høyere meterpris da prisen for å sette opp boreriggen er det samme. Men en grei tommelfingerregel er ca. 350 kroner per meter energibrønn. Totalpris for et anlegg kan ligge mellom 200 000 og 300 000 kroner [42].

Et vanlig spørsmål når det kommer til grunnvarme er tykkelsen på løsmassedekket. Dersom man skal bore i løsmasser må man stabilisere løsmassene ved å sette ned et foringsrør i stål. Dette fører til at installeringen blir rundt fire ganger så dyr som boring i fast fjell og vil være avgjørende for valg av løsning [43].

“En vanlig enebolig har et strømforbruk på ca. 25.000 kWh per år. Installerer du en væske/vann-varmepumpe kan du spare 11.100 kWh i året. Dersom vi antar en gjennomsnittlig strømpris på 1 kr/kWh, vil du totalt kunne spare omtrent 150.000 kroner i løpet varmepumpens levetid, som normalt er 20 år” [41].

Man kan med bergvarmepumpe spare 60 – 80 prosent av energibehovet til varmt tappevann og oppvarming i boligen. På grunn av dette vil man betale ned investeringen med energien man sparer. Dette skjer ofte i løpet av 8 – 12 år, i noen tilfeller også raskere. Dette avhenger av hvor stor boligen er, hvor godt isolert den er og antall personer som oppholder seg i boligen [42].

### 2.8.3 Enova

#### **Støtte bergvarme:**

«Du kan få tilbake inntil 20.000 kroner når du investerer i en væske-til-vann-varmepumpe. Hvis varmepumpen har energimålere for strøm og varme får du 10.000 kroner ekstra i støtte. Fra 1. juni reduseres maksstøtten for væske-til-vann-varmepumper fra 20.000 kroner til 10.000 kroner. Samtidig fjernes støtten på kr. 10.000 til energimåler fra 1. juni» [41].

#### **Støtte luft/vann varmepumpe:**

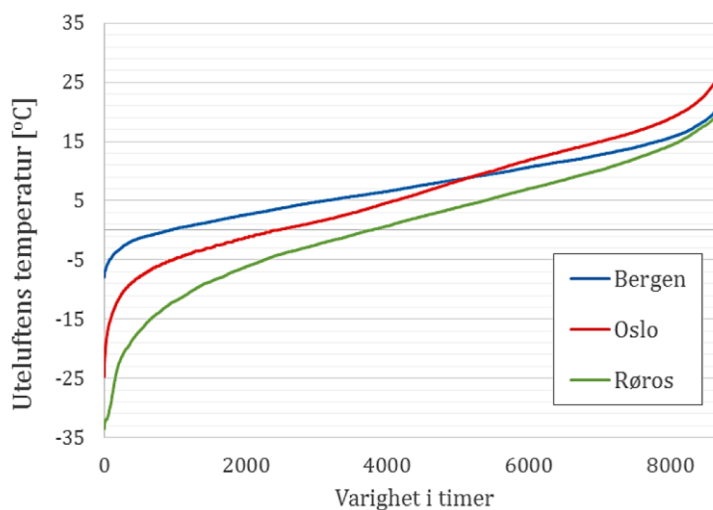
«Du kan få tilbake inntil 10.000 kroner når du kjøper en luft/vann-varmepumpe. Hvis varmepumpen har energimålere for strøm og varme får du 10.000 kroner ekstra i støtte. Fra 1. juni reduseres maksstøtten for luft/vann-varmepumper fra 10.000 kroner til 5.000 kroner. Samtidig fjernes støtten på 10.000 kroner til energimåler fra 1. juni» [44].

## 2.9 Prosjektering, drift og vedlikehold

Lønnsomheten til et varmepumpeanlegg er i større grad avhengig av riktig dimensjonering, utforming og drifting av anlegget enn konvensjonelle anlegg med elektrisitet, olje eller gass. Det kreves i større eller mindre grad tverrfaglig kompetanse ved både prosjektering, installasjon og drift [7].

### 2.9.1 Klimasoner

Maksimalt effektbehov og årlig energibehov er direkte knyttet opp mot temperaturens forløp gjennom et år. En bygning som er helt lik, har samme bruksmønster og internlaste vil dermed ha ulik effekt-varighetskurve ved ulike geologiske forhold. Grunnlaget for planlegging og optimalisering av et varmeforsyningssystem må derfor tilpasses plasseringen av bygget [45].

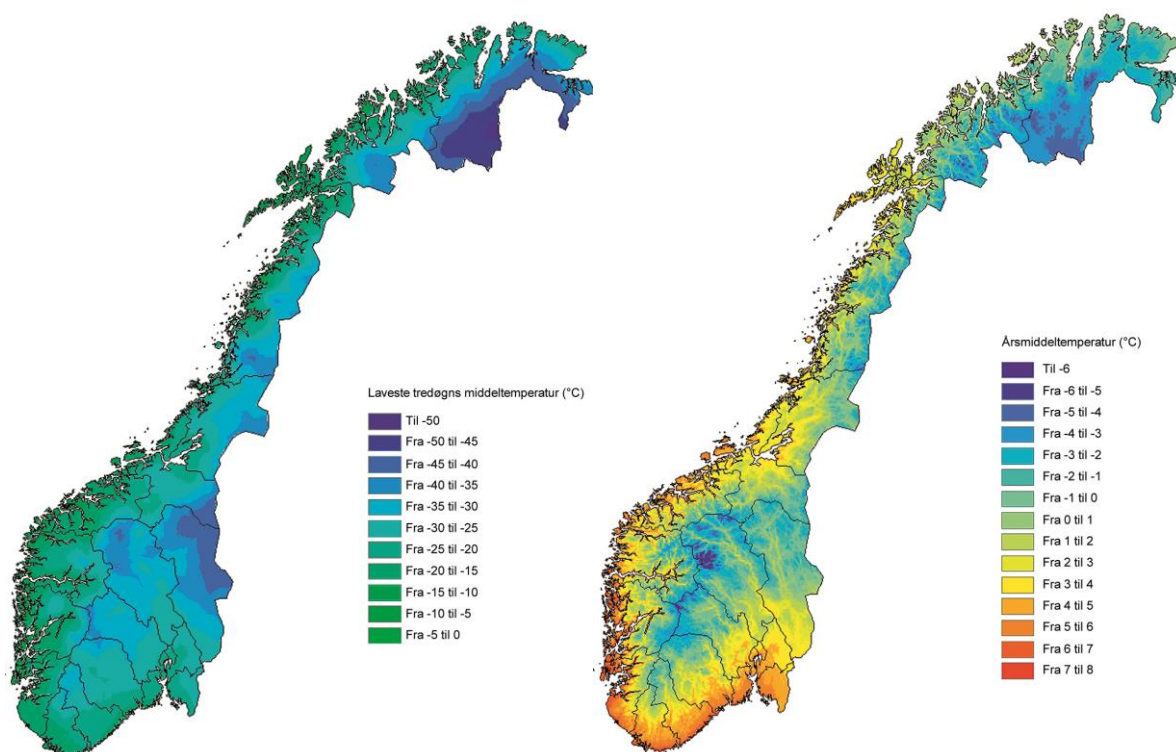


Figur 34: Temperaturvariasjoner for ulike beliggenheter [46]

Uteluftens temperaturvarighet for bygget må kartlegges med tanke på klimasone. Årsmiddeltemperatur gir gjennomsnittlig døgnmiddeltemperatur over en 30 års periode og gir grunnlag for beregninger av varmetap mot grunnen. Dimensjonerende utetemperatur, DUT er laveste gjennomsnittlig utelufttemperatur over enten ett, to, tre eller fire døgn. DUT brukes til å finne dimensjonerende effektbehov og man bruker da i all hovedsak ett eller tre døgn [46].

Sted	Oslo	Bergen	Røros	Tromsø
Årsmiddeltemperatur[°C]	6,1	7,8	0,8	2,7
Dim. utetemperatur (DUT) [°C]	-19,8	-12	-41,5	-14,6

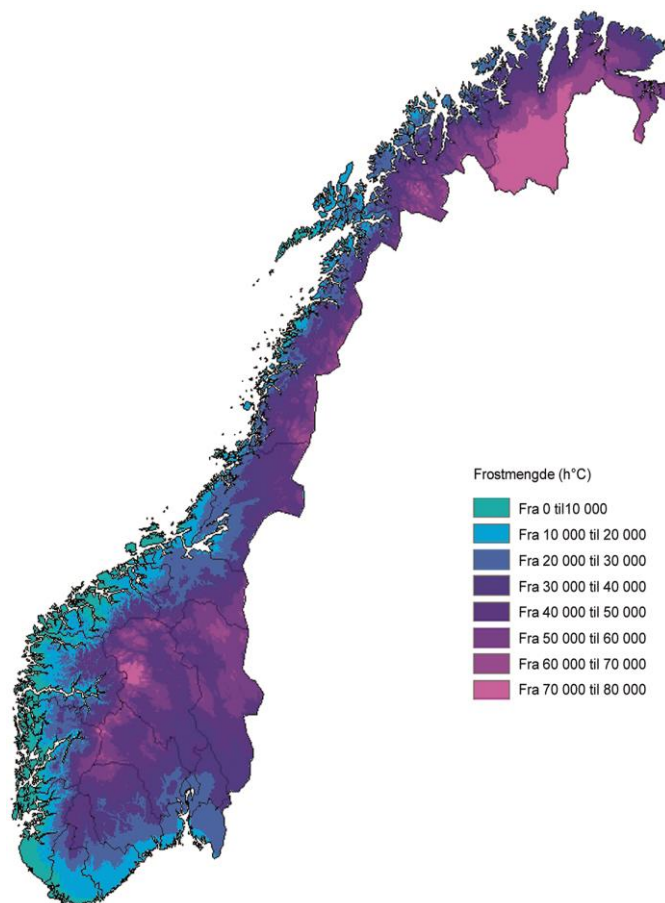
Tabell 1: Temperaturdata for ulike beliggenheter [46]



Figur 35: DUT og årsmiddeltemperatur [46]

Det er også viktig å se på spesifikk beliggenhet. Dersom man skal bruke utetemperatur i beregningene vil man for Bergen få opp en DUT på  $-12$  °C. Det man ikke vil få opp er at temperaturene vil variere lokalt på de ulike stedene i byen. Dette er en av grunnene til at lokalkunnskap er viktig når man skal dimensjonere et bygg. Det man da vil se er at DUT på Fantoft vil ligge rundt  $-15$  °C, mens den i Fyllingsdalen vil ligge på ca.  $-17$  °C [15].

Dimensjonerende frostmengde er også noe man må ta hensyn til når man skal installere varmepumpe. Frostmengde er antall timer med frost i løpet av en frostsosong. Frostsosongen er perioden hvor midlere daglig uteluftstemperatur er lavere enn 0 °C [46].



Figur 36: Luftens frostmengde [46]

## 2.9.2 Velfungerende anlegg og årsaker til at varmepumper ikke virker optimalt

“Opptil  $\frac{1}{3}$  av varmepumper virker ikke slik de skal ved overlevering” [47]

Det er flere faktorer som er utslagsgivende for at anleggene skal fungere optimalt.” Det er ikke varmepumpen det er noe galt med, når varmepumpen ikke virker” [48]. Velfungerende anlegg stiller høye krav til kompetanse i både prosjektering, innregulering og drift. Det er derfor viktig med et godt samarbeid både under prosjektering-, overtakelse- og driftsfase.

Dyktige fagfolk er viktig for at et anlegg skal være riktig dimensjonert og driftet. “Et problem kan være manglende kunnskap i ulike ledd hos kunde, rådgivere og leverandører. For kundens del er det ofte driftsavdelingen som vet hva som fungerer, mens det er prosjektavdelingen som står for innkjøp” [47].

Både overdimensjonering og underdimensjonering vil gi problemer ved drifting av anleggene [47]. Det er viktig at dimensjonering skjer på grunnlag av realistiske beregninger av effekt- og energibehov. “Det mange gjør feil ved dimensjonering av effektbehov til varme og kjøling er at man ikke tar til inntekt faktisk samtidighet og faktisk effektbehov, man ender da opp med for store og unødvendig kostbare løsninger” [49].

Dersom man dimensjonerer med for lavt effektbehov vil man ikke få tilstrekkelig varmeleveranse. Spisslast må da dekke større deler og man vil få høye strømutgifter. Dersom man på den andre siden dimensjonerer for høyt effektbehov vil anlegget kjøres i ugunstig delast i tillegg til at man vil få unødvendige høye investeringskostnader [11]. Mange start og stopp vil føre til slitasje og kortere levetid [50].

For at varmepumpen skal ha best mulig virkningsgrad må returtemperaturen være lavest mulig. Dersom returtemperaturen blir for høy vil varmeoverføringen i kondensator være lav. Det vil også kreves stort trykkfall for å endre fase på arbeidsmediet og oppnå lav nok temperatur til at det kan ta opp energi fra energikilden. Anlegget vil dermed ikke fungere optimalt [35].



Det er ønskelig med lavest mulig temperaturdifferanse i anlegget med høyest mulig temperatur i fordamper og lavest mulig temperatur i kondensator [32]. Effektfaktoren vil avta med 2-3% per grad kondenseringstemperaturen økes eller fordampningstemperaturen senkes [12].

Det er viktig å drive forebyggende vedlikehold på alle varmepumpeanlegg. Dette vil være med på å redusere driftsstyrrelser og øke driftssikkerheten. På denne måten vil man bidra til å redusere faren for lekkasje av arbeidsmedium, øke levetiden til anlegget og sikre at anleggets energieffektivitet opprettholdes [7].

Ved å installere en akkumulatortank vil det være mulig å lagre energi, for så å benytte den i perioder med høyere behov. Dette vil være med på å dempe svingninger i effektbehovet og derfor minimere antall start/stopp i anlegget. Man vil på den måten få en jevnere drift og optimalisering av effektfaktor [36].

## 2.10 SD-anlegg og climacheck

### SD-anlegg

I større anlegg er man avhengig av å ha SD-anlegg, sentral driftskontroll for å kunne styre, regulere og overvåke anlegget. Det skal være et hjelpeverktøy for driftsavdelingen, slik at de enkelt kan drifte anleggene på riktig og effektiv måte. Med et slikt anlegg vil det være mulig å tilpasse energibruken til det reelle behovet, slik at man ikke bruker mer energi enn nødvendig [51]. Det vil også være mulig å hente ut flere ulike parametre til analyse eller annen bruk.

### Climacheck

Climacheck er et firma som driver med analyse av kjøle- og varme prosesser. De har som formål å optimalisere funksjonaliteten og daglige driften av varmpumpe-, kjøle- og klimaanlegg [52].

*ClimaCheck online* er en nettside som gjør det mulig å overvåke anlegg. Nettsiden er koblet opp mot en klimasjekkoffert som henger på veggen i teknisk rom. Klimasjekkofferten gir kontinuerlig overvåking og informasjon om systemets “prestasjon” over tid.



Figur 37: Klimasjekkoffert [53]

## 3. Metode for logging av data og grafisk fremstilling

### 3.1 Grafisk fremstilling

Det er gjort en sammenlikning av to varmepumpeanlegg, ett som har borehullsvarmepumpe og ett som har luft/vann varmepumpe. Borehullsvarmepumpen står på SWECO-bygget på Fantoft og luft/vann varmepumpen står på GK bygget i Fyllingsdalen. For å sammenlikne de to anleggene er det logget data fra anleggenes SD-anlegg. Relevante parametre er observert over tid og trendene er fremstilt grafisk i resultatdelen. Tilgang til SD-anleggene er i ren avlesningsmodus og det er dermed ikke mulig å endre eller tukle med varmesystemene.

Parametre man skal observere:

1. Utetemperatur
2. Sugetrykk i temperatur
3. Inngående vanntemperatur
4. Utgående vanntemperatur
5. Temperatur opp fra brønn
6. Avgitt effekt fra VP
7. Tilført effekt til VP

Prosessen med å finne anlegg og ta kontakt med riktige personer er tidkrevende. For å få tilgang til anleggene er det tatt kontakt med flere personer i både SWECO og GK. Det er blant annet tatt kontakt med Dan Vegard Vårdal i SWECO og Svein Tvedt i GK som godkjente tilgangen til anleggene. GK er ansvarlig for SD-anleggene i begge byggene og tilgang er derfor gitt til ekstern veileder Anders Johansen som er ansatt i GK.

Det er besluttet å lage grafisk fremstilling for en sammenhengende uke. Dette skyldes både tid og problemer med begge anleggene. Det optimale ville vært å logge data over en lengre periode og få med kalde dager. Grunnet feil i SD-anlegget på SWECO-bygget er alle data fra før 15.februar slettet. Det er derfor ikke mulig å få tak i en lang sammenhengende periode eller perioder med temperaturer under null. Det er valgt uke 11 til logging og fremstilling.

På SWECO-bygget logges parametrene via anleggets SD-anlegg. Gruppen har ikke selv tilgang til SD-anlegget og data er derfor tilsendt av ekstern veileder Anders Johansen. Dataene er mottatt i CSV format og omgjøres manuelt til xlsx før fremstilling.

Det er ikke mulig å få tak i data fra GK-bygget sitt SD-anlegg og det var derfor nødvendig å finne alternative metoder for logging. Det er tatt kontakt med Svein Tvedt i GK Bergen for tilgang til *Climackeck Online* konto. Det er også tatt kontakt med Jakob Månberg i Climackeck Sverige for hjelp til logging av data via klimasjekkoffert i teknisk rom.

Nettsiden *Climackeck Online* er koblet opp mot en klimasjekkoffert som henger på veggen i teknisk rom slik man ser på figur 38. Det er på nettsiden mulig å velge hvilken dato/datoer man ønsker data fra. Dette markerer man i kalenderen som man kan se i vedlegg 9. Man trykker så på “order prosessrapport” når man har valgt ønsket periode.



Figur 38: Klimasjekkoffert GK-bygget

### 3.2 Hvordan sammenligne likt mot likt

For å best mulig kunne sammenlikne likt mot likt er det valgt å finne to bygg som befinner seg i Bergensområdet. Planen var først å sammenligne bygg i både Bodø og Bergen, men for å spare oss for mye regning og omgjøring mellom de to byene er det bestemt å bare bruke bygg som ligger i Bergen.

Det er også viktig å finne to varmepumper som benytter det samme kjølemiddelet og det er dermed bestemt å finne to anlegg som benytter Ammoniakk som kjølemiddel. For å kunne sammenligne sugetrykket, må begge sugetrykkene være oppgitt i grader celsius. Grunnen til at det er oppgitt slik er at temperaturforskjell ikke vil gi samme trykkforskjell ved ulike temperaturer og kuldemedier

For en helt nøyaktig sammenligning burde varmepumpene ideelt sett stått i samme bygg, men dette er ikke mulig. Ved sammenligning er det viktig å finne to varmepumper med noenlunde lik bruk og størrelse. De to varmepumpene er begge satt opp i kontorlokaler, med varierende bruk av utleiedelene. Luft-vann varmepumpen står i kontorlokalene til GK i Folkebernadottesvei 41 i Fyllingsdalen. Bygget har en størrelse på 12 000 kvm. Væske/vann-varmepumpen står i kontorlokalene til SWECO på Fantoft, som har en størrelse på 9000 kvm.

Dersom man skal bruke utetemperatur i beregningene vil man for Bergen få opp en DUT på  $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Det man ikke vil få opp er at temperaturene varierer lokalt på de ulike stedene i byen. Dette er en av grunnene til at lokalkunnskap er viktig når man skal dimensjonere et bygg. Det man da vil se er at DUT på Fantoft vil ligge rundt  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ , mens den i Fyllingsdalen vil ligge på ca.  $-17\text{ }^{\circ}\text{C}$  [15].

### 3.3 Informasjon om anleggene

#### 3.3.1 SWECO - bygget



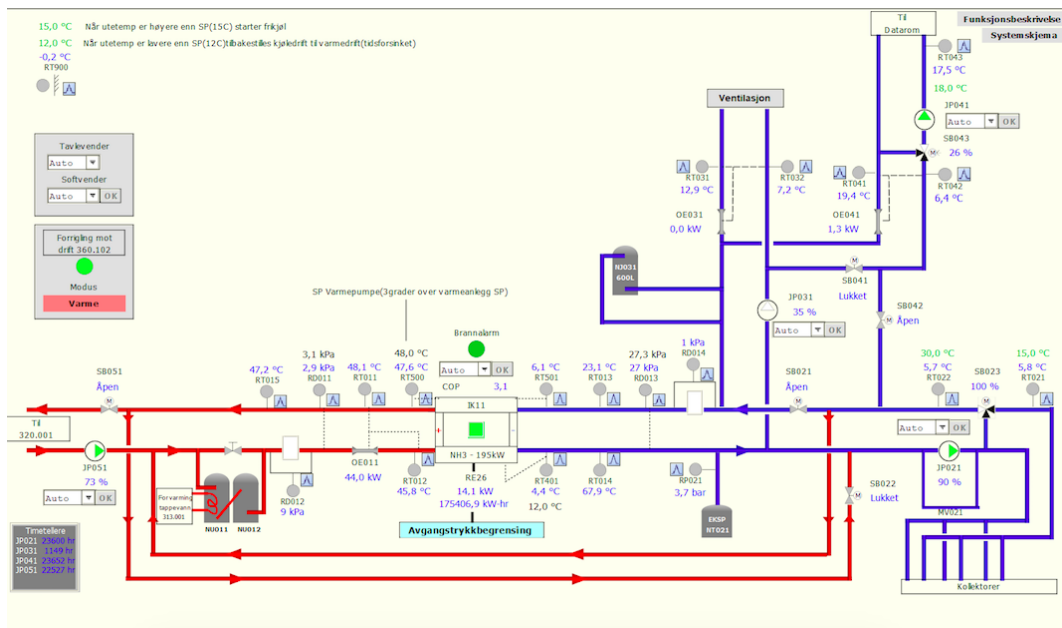
Figur 39: SWECO-bygget [54]

SWECO-bygget er et passivhus og BREEAM Excellent bygg, som ligger på Fantoft i Bergen. Bygget var ferdig i 2016 og er prosjektert etter TEK 10. Bygget har et oppvarmet BRA på 9000 kvm [55]. Bygget har en kvadratisk form med atrium i midten, noe som vil gi lite ytterveggareal i forhold til volum. På taket er det et 400 kvadratmeter solcellepanel, med et forventet bidrag på 42.000 kWh. Det er også integrert solcellepanel på sydfasaden [56].



Figur 40: SWECO bygget [57]

## Systembeskrivelse



Figur 41: Varmeanlegg SWECO

I varmeanlegget på SWECO-bygget er det væske/vann-varmepumpe, som benytter grunnvarme som varmekilde. Varmepumpen bruker ammoniakk som kuldemedium og henter varme fra energibrønner som er boret ned i bakken. Bygget har 15 brønner, med en dybde på 220m. Brønnene tilfører varme gjennom en varmeveksler. I tillegg til energibrønner er bygget også koblet til fjernvarme fra BKK.

Varmtvannet distribueres ved hjelp av et vannfylt rørsystem og sirkulasjonspumpe. Rørsystemet leverer varme til radiatorer som sprer varme til de ulike rommene. Anlegget er dimensjonert for ett temperatursett på 60/40 til radiatorer (se vedlegg 11).

Varmepumpen er dimensjonert som kjølemaskin og ikke som varmepumpe. Den er dimensjonert for en kjøleeffekt på 195 kW og en effekt inn på kompressoren på 30,8 kW. Varmeeffekt er oppgitt til 50 kW med en effekt inn på kompressoren på 11 kW. Andre driftsdata er oppgitt i vedlegg 11.



### 3.3.2 GK - bygget

GK bygget eies av DNB og ligger i Folkebernadottesvei 40 i Fyllingsdalen. Bygget har en størrelse på 12 000 m<sup>2</sup> og er Bergens første BREEAM NOR very good rehabiliterte bygg [58].



Figur 42: GK bygget [59]

#### Systembeskrivelse

I varmeanlegget på GK-bygget er det en luft/vann varmepumpe, som står på byggets tak. Varmepumpen bruker ammoniakk som kuldemedium og henter varme fra uteluften. Varmen tilføres til varmebatteri i teknisk rom og distribueres via ventilasjonen.





Figur 44: Varmeanlegg GK-bygget



Figur 45: støtdempere varmeanlegg

Maskinen er prefabrikkert i container i Danmark og transporter til Bergen. Som man kan se på bildet under er containeren plassert oppå støtdempere slik at man vil unngå at støy og ar vibrering spres til resten av bygget.

Anlegget har en reversibel ammoniakk varmepumpe/kjølemaskin. En del av komponentene har derfor flere funksjoner, noe man kan se på systemskjemaet i vedlegget. Blant annet har man komponenter som vil kunne fungere både som fordampere og kondensator avhengig av om maskinen går i kjøle- eller varmemodus. Det er installert 4 stk. varmevekslere i containerens sidevegg. I kjølemodus vil de gå som kondensatorer og i varmemodus vil de gå som fordampere. Siden anleggets kjølemedium er ammoniakk trengs det også en væskeutskiller.



Figur 46: Fordamper



Figur 47: Væskeutskiller

Anlegget har en totrinns anleggsutforming og vil kunne gå i 1-trinns eller 2-trinns. Når kompressoren går i to trinns, vil en ventil åpnes og ammoniakken vil gå i en sløyfe fra lavtrykk til høytrykk. Varmepumpen er dimensjoert som kjølemasking og ikke som varmpumpe. Den er dimensjonert for en kjøleeffekt på 420 kW og en effekt inn på kompressoren på 66 kW. Varmeeffekt er oppgitt til 250 kW. Andre driftsdata er oppgitt i vedlegg 10.

### 3.4 Beregninger av differanser i turtemperatur

$$\text{Differanse } T_{tur} = T_{tur,beregnet} - T_{tur,varmeanlegg} [K]$$

*Formel 11: Differanse turtemperatur*

$T_{tur,varmeanlegg}$  = Turtemperatur målt  
 $T_{tur,beregnet}$  = Turtemperatur beregnet

$$T_{tur,beregnet} = \frac{\Delta T_{vann,faktisk}}{2} + T_{mid,radiator} [^{\circ}C]$$

*Formel 12: Beregnet turtemperatur [15]*

$\Delta T_{vann,faktisk}$  = Faktisk temperaturredifferanse vann  
 $T_{mid,radiator}$  = Middeltemperatur radiator

$$\Delta T_{vann,faktisk} = \Delta T_{vann,dim} * \text{faktisk relativt varmebehov}$$

*Formel 13: Faktisk temperaturredifferanse vann [15]*

$\Delta T_{vann,dim}$  = Dimensjonerende temperaturredifferanse vann

$$\text{Faktisk relativt varmebehov} = \frac{\dot{Q}_{fakt}}{\dot{Q}_{dim}} = \frac{T_{dim,inne} - T_{ute}}{(T_{dim,inne}) - (T_{dim,ute})}$$

*Formel 14: Faktisk relativt varmebehov [15]*

$\dot{Q}_{fakt}$  = Faktisk varmebehov

$\dot{Q}_{dim}$  = Dimensjonerende varmebehov

$$T_{mid,radiator} = \Delta T_{radiator,faktisk} + T_{dim,inne} [^{\circ}C]$$

*Formel 15: Middelsestemperatur radiator [15]*

$\Delta T_{radiator, faktisk}$  = Faktisk temperatordifferanse radiator

$T_{dim,inne}$  = Dimensjonerende innetemperatur

$$\Delta T_{radiator,faktisk} = \left( \frac{\dot{Q}_{faktisk}}{\dot{Q}_{dim}} \right)^{\frac{1}{1,3}} * AMTD_{radiator,dim}$$

*Formel 16: Faktisk temperatordifferanse radiator [4]*

$\Delta T_{radiator,faktisk}$  = Faktisk temperatordifferanse radiator

$AMTD_{radiator,dim}$  = Aritmetisk middelsestemperatur forskjell

$$AMTD_{radiator,dim} = \frac{T_{tur,dim} + T_{retur,dim}}{2} - T_{dim,inne}$$

*Formel 17: Aritmetisk middelsestemperatur forskjell [15]*

$T_{tur,dim}$  = Dimensjonerende turtemperatur

$T_{retur,dim}$  = Dimensjonerende returtemperatur

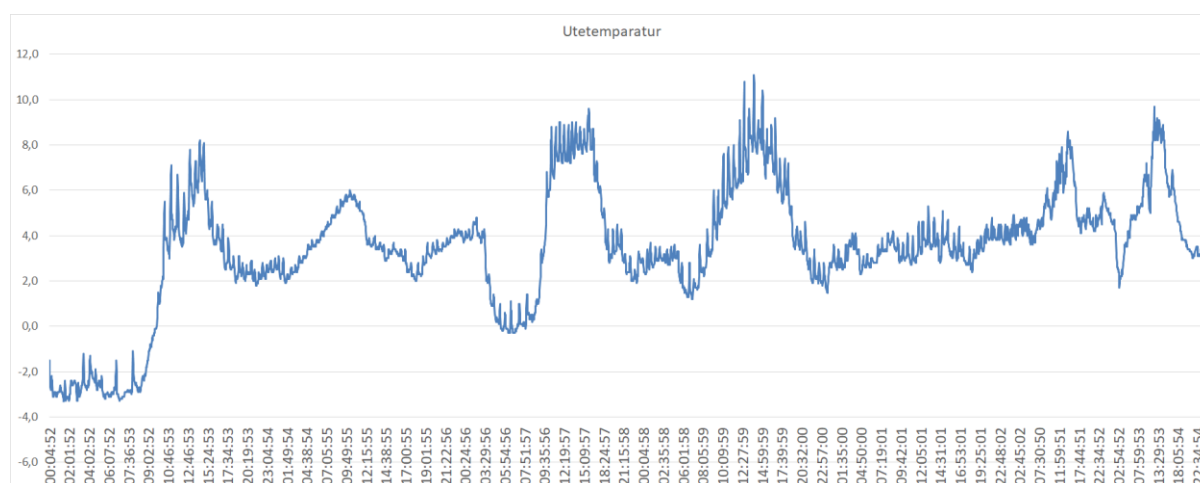
$T_{dim,inne}$  = Dimensjonerende inne temperatur

## 4. Resultater

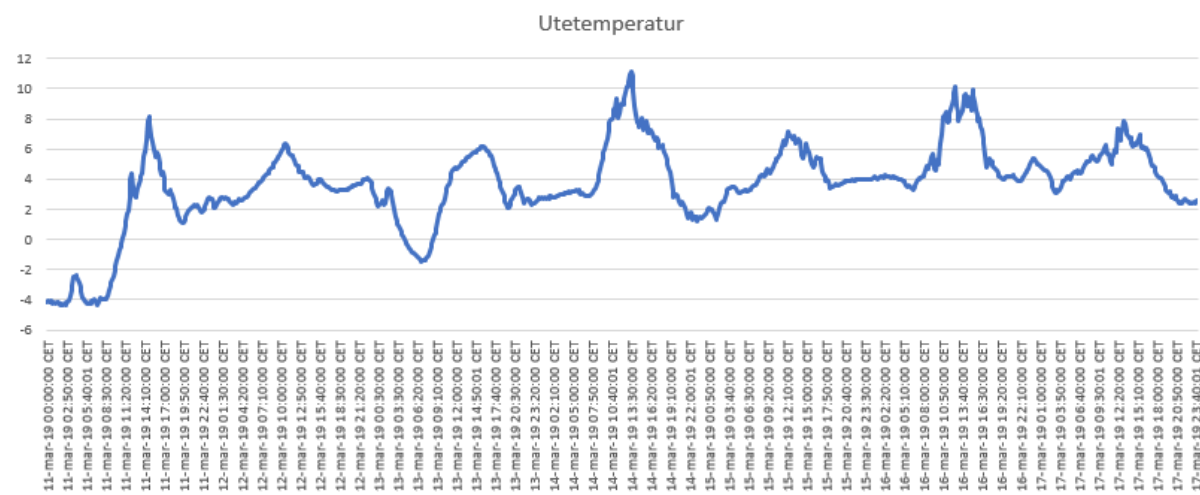
I følgende seksjon presenteres grafisk fremstilling av parametre som er logget fra de to varmeanleggene på SWECO-bygget og GK-bygget

### 4.1 Grafisk fremstilling 11-17.03.2019

#### 4.1.1 Utetemperatur



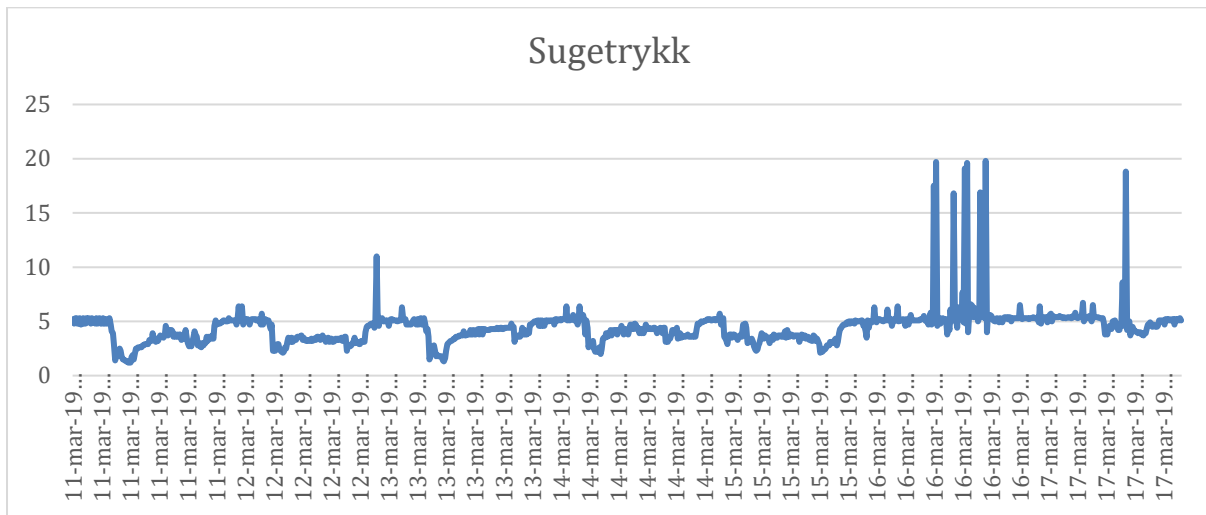
Figur 48: GK-bygget utetemperatur



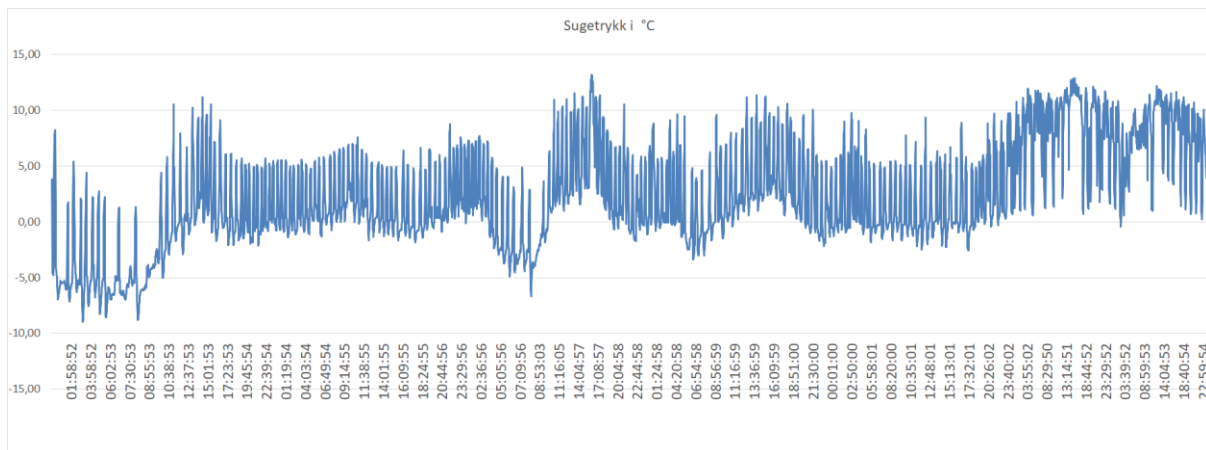
Figur 49: SWECO-bygget utetemperatur

### 4.1.2 Sugetrykk

På GK-bygget er sugetrykket oppgitt i bar. Det er derfor nødvendig å gjøre dette om til grader celsius for å kunne sammenligne for de to byggene. Det er brukt coolprops for omgjøring fra bar til grader celsius. Trykket er målt i overtrykk og man må derfor først regne til absolutt trykk ved å ta overtrykket og legge til 1 for så å regne til grader celsius.



Figur 50: SWECO-bygget sugetrykk



Figur 51: GK-bygget sugetrykk

## 4.2 Teoretiske beregninger

### 4.2.1 Teoretiske beregninger på varmekilde og levert effekt

Tall for beregninger er hentet fra vedlegg 10 og 11, som er spesifikasjoner på de to varmepumpene.

Dimensjonerende forhold fordamper		Forhold under drift som VP	
195 kW		58,5 kW	
8	8 °C	1,80	1,80 °C
10	17 °C	2,40	4,50 °C
LMTD	4,65 K		1,40 K
UA	41,90 kW/K		41,90 kW/K
			0,00
$LMTD = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln\left(\frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}\right)} = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln \Delta T_A - \ln \Delta T_B}$			

Figur 52: Beregninger SWECO-bygget

Dimensjonerende forhold fordamper		Forhold under drift som VP	
486 kW		250 kW	
40	40 °C	-16	-16 °C
26	32 °C	-11,8847732	-8,80 °C
	10,72 K		5,52 K
	45,33 kW/K		45,33 kW/K
			0,00

Figur 53: Beregninger GK-bygget

## 4.2.2 Beregning turtemperatur

$$T_{\text{tur,dim}} = 60^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{retur,dim}} = 40^{\circ}\text{C}$$

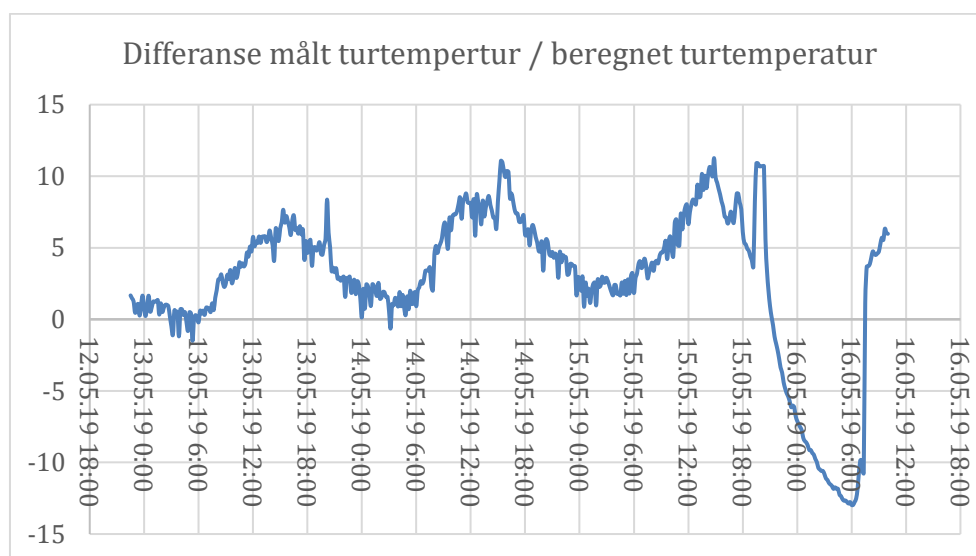
$$T_{\text{dim,inne}} = 22^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{dim,ute}} = -12^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{vann,dim}} = 60 - 40 = 20 \text{ K}$$

$$T_{\text{mid,radiator}} = \frac{60^{\circ}\text{C} + 40^{\circ}\text{C}}{2} = 50^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Faktisk relativt varmebehov} = \frac{22 - T_{\text{ute}}}{22 - (-12)}$$



Figur 54: Differanse målt turtemperatur og beregnet turtemperatur

## 5. Diskusjon

### 5.1 Teori

Fra teoridelen vil man se at et godt dimensjonert anlegg er avhengig av mange faktorer. En viktig faktor er valg av kuldemiddel. Dersom man velger en dårlig kompressortype, fordamperkonstruksjon eller lignende, vil dette være mulig å rette opp ved god og nøyaktig regulering. Dersom man velger feil kjølemiddel vil dette derimot ikke kunne rettes opp. Likevel ser man at gode kjølemidler forkastes fremfor en kortsiktig investering.

System design er også en viktig faktor. Enkle løsninger som DX-systemer krever mindre beholdere og tanker, men vil også tåle variasjoner dårligere. Ammoniakk anlegg vil være dyrere da de er mer rørteknisk avansert. Ammoniakkanlegg er bygget i stål. Dette vil gjøre dem dyrere, men vil også føre til markant lenger levetid. Det er gunstig med liten temperaturdifferanse og derfor ha anlegg med en høytemperatur varmekilde og en varmepumpe som leverer varme med en moderat temperatur.

Valg av energikilde vil være en viktig avgjørelse. Borehullsvarmepumpe vil gi en stabilvarmekilde hele året, da temperaturen i grunnen ikke varierer. Luft/vann-varmepumpe vil påvirkes av svingninger i utetemperaturen og vil være mindre effektiv ved temperaturer under -15 °C. I kystklima slik som i Bergen, vil temperaturen gjennom et år ikke svinge like mye som i innlandet og man vil derfor sjeldent ligge i temperaturområdet hvor luft/vann-varmepumpen opererer dårlig.

Billige løsninger vil ofte ha flere driftsproblemer, ha dårligere energieffektivitet og tåle variasjoner dårligere. “Generally, heat pump installations with low capital costs achieve lower energy efficiency and have more operational problems than high quality systems with higher capital costs” [47]. Selv om løsningen er en billigere engangsinvestering, vil det ofte lønne seg å investere i en litt dyrere varmepumpe med bedre kvalitet da den vil ha lengre levetid og ha mindre driftsproblemer.



Dersom man kan produsere en luft/vann-varmepumpe som krever mindre tid til avriming, vil man kunne få en mer effektiv varmepumpe og spare forbrukeren for penger. Dette fordi man vil spare mye tid på avriming som man heller kunne brukt til oppvarming. GK i Bodø har laget en luft/vann-varmepumpe med større finne avstand, noe som vil føre til mindre problemer med avriming.

En viktig faktor for et lønnsomt varmeanleggene som virke optimalt er riktig dimensjonering, drift og vedlikehold. Dyktige fagfolk er viktige for at et anlegg skal være riktig dimensjonert og driftet. Vedlikehold på anleggene vil redusere driftsforstyrrelser og øke driftssikkerheten. Det er også viktig at det er dyktige fagfolk som installerer anleggene. Et problem man ser i bransjen er feil installasjon av varmevekslere. Dersom varmevekslerne monteres medstrøms istedenfor motstrøms vil dette føre til dårligere varmeovergang.

### 5.2 Grafisk fremstilling

Både anlegget til GK og SWECO hatt problemer med SD-anlegget. Det var ikke mulig å få tak i data fra GK-bygget sitt SD-anlegg og det var derfor nødvendig å finne alternative metoder for logging. Det ble tatt kontakt med Svein Tvedt i GK Bergen for tilgang til *Climackeck Online* konto. Det ble også tatt kontakt med Jakob Månberg i Climacheck Sverige for hjelp til logging av data via klimasjekkoffert i teknisk rom.

Det ble besluttet å bare lage grafisk fremstilling for en sammenhengende uke. Dette skyldes både tid og problemer med anleggene. Det optimale ville vært å logge over en lengre periode og få med kalde dager. Grunnet feil i SD-anlegget på SWECO-bygget er alle data fra før 15.februar slettet. Det er derfor ikke mulig å få tak i en lang sammenhengende periode eller perioder med temperaturer under null. Dette fører til at man ikke vil få en god fremstilling av trendene og gjøre det vanskelig å trekke konklusjoner ut ifra resultatene.

I tillegg til at data før 15. Februar er slettet, var det problemer SD-anleggets nettside. Det ble prøvd flere ulike nettlesere og påloggings ID-er uten hell. Det var derfor ikke mulig å hente ut alle de ønskede parametrene. Da det tilslutt ble mottatt data var dette ikke fra riktig måned.

Fra grafene ser man at utetemperaturen på de to lokasjonene stort sett vil være like ved gitt tidspunkt og ha de samme svingningene gjennom uken. Sugetrykkene vil også være relativt like. Da det ikke er nok data fra de to anleggene vil det ikke være mulig å trekke en konklusjon ut ifra den grafiske fremstillingen. Det optimale ville være å logge data gjennom et helt år og logge data fra flere bygg.

Som man kan se fra grafene i resultatdelen vil det noen steder være avvik i målingene. På grafen for sugetrykk på SWECO-bygget vil man blant annet se tydelige utslag. Dette kan blant annet skyldes glimt i strømmen.

### **5.3 Teoretisk beregning**

Fra de teoretiske beregningene vil man fra figur 53 se at luft/vann-varmepumpen på GK-bygget vil kunne levere ønsket varmeeffekt selv ved  $-8,8$  °C. Temperaturen i Bergen er sjeldent mye lave enn dette og den vil dermed kunne dekke mesteparten av varmebehovet til bygget.

Ved studie av dataene fra SWECO-bygget ble det oppdaget at det var svært liten forskjell i turtemperatur og returtemperatur. Det var indikasjoner på at turtemperaturen var for høy og det ble derfor valgt å legge til en del på metoden for å se på dette. Fra figur 53 ser man differansen mellom målt turtemperatur og beregnet turtemperatur for SWECO-bygget. Det man kan se fra denne figuren er at den virkelige turtemperaturen ligger opptil 10 grader høyere enn det den er beregnet til. Dette er ugunstig og vil føre til dårligere COP for anlegget.

### **5.4 Energieffektivitet VS energiøkonomi**

Som nevnt i innledningen er oppfatningen blant autoriteter at væske/vann er den beste typen varmepumper. «Vann-vann-varmepumper er den klart beste teknologien for energisparing, men det er også den dyreste, sier Sintef-forsker Jørn Stene» [113]. Kostnadene for borehullvarmepumpe vil være vesentlig dyrere enn væske/vann-varmepumpe, da man i tillegg til varmepumpen må betale for boring av brønn. Kostnadene for boring av brønner vil variere ut ifra dybde og lokale grunnforhold.

Dersom det ikke er stor forskjell i levert effekt mellom borehull- og luft/vann-varmepumpe, vil man kunne argumentere for at luft/vann/varmepumpe er det beste valget. Denne vil være vesentlig billigere og de ekstra kWh man får fra brønnene vil da ikke kunne forsvares i forhold til hva den koster.

En viktig faktor for et lønnsomt varmeanlegg som virker optimalt er riktig dimensjonering, drift og vedlikehold. Dersom man kan produsere en luft/vann-varmepumpe som krever mindre tid til avriming, vil man kunne få en mer effektiv varmepumpe og spare forbrukeren for penger. Dette fordi man vil spare mye tid på avriming som man heller kunne brukt til oppvarming.

Det vil ofte lønne seg å investere i en litt dyrere varmepumpe med bedre kvalitet da den vil ha lengre levetid og ha mindre driftsproblemer. Likevel skal man ikke bruke for mye penger for å oppnå en veldig høy effektfaktor, da en dobling i årsvarmefaktor ikke vil gi en dobling i spart energi. Det vil være størst økning i energibesparelsen frem til en årsvarmefaktor på 3 og man vil oppnå liten ekstra besparelse ved å øke årsvarmefaktoren ytterligere.

### **5.5 Styrker og svakheter med metoden**

Ideelt sett burde varmepumpene stått i samme bygg, men dette er ikke mulig. For å kunne si noe om trendene og kunne trekke konklusjoner burde vi hatt flere bygg. Dette fordi det vil være store variasjoner både i størrelse og kvalitet på varmepumper og bygg.

Begge anleggene vi har sett på er veldig godt dimensjonert og man ville dermed mest sannsynlig fått andre resultater med mer gjennomsnittlige anlegg. De to varmepumpene er tatt ut som kjølemaskiner og ikke som varmepumper. Dersom man dimensjonerer for dette vil man få veldig store fordampere og mindre belastning som varmepumpe. Dette fordi kjøleeffekt behovet er mye større enn varmebehovet.

Maskiner som er dimensjonert for kjøleeffekt er da beregnet for å ta kondensatorytelse ved kjølebehov. I tillegg til dette må den også kunne ta motorvarmen og blir dermed ekstra stor. Da varmepumpene er tatt ut som kjølemaskiner og får mindre belastning som varmepumpe, vet man ikke hvor hardt belastet fordampere er til enhver tid. Det blir derfor vanskelig å sammenligne COP for de to maskinene.

Loggingen burde vært gjennomført over lengre tid. Da det ikke var data tilgjengelig fra før 14. februar, ble det fremstilt data fra lite gunstige måneder. Luft/vann-varmepumpene vil operere dårligere desto kaldere utetemperaturen er. Optimalt sett burde man derfor logget kalde måneder for å tydelig få frem forskjellene.

## 5. Konklusjon

Det har vært en del problemer med tanke på logging av data fra de to anleggene. Det ble derfor fremstilt data fra en lite gunstig periode. Optimalt sett burde man logget kalde måneder for å tydelig få frem forskjellene. Loggingen burde også vært gjennomført over lengre tid.

For en helt nøyaktig sammenligning burde varmepumpene ideelt sett stått i samme bygg, men dette er ikke mulig. For å kunne si noe om trendene og kunne trekke konklusjoner burde vi hatt flere bygg. Dette fordi det vil være store variasjoner både i størrelse og kvalitet på varmepumper og bygg. Begge anleggene vi har sett på er veldig godt dimensjonert og man ville dermed mest sannsynlig fått andre resultater med mer gjennomsnittlige anlegg. De to varmepumpene er tatt ut som kjølemaskiner og har derfor veldig store fordampere og mindre belastning som varmepumpe.

Da det ikke er nok data fra de to anleggene vil det ikke være mulig å trekke en konklusjon ut ifra den grafiske fremstillingen. Dersom man skulle fortsatt på prosjektet burde man logge data gjennom et helt år og logge data fra flere bygg. Skulle det vise seg at det ikke er stor forskjell i levert effekt mellom borehull- og luft/vann-varmepumpe, vil man kunne argumentere for at luft/vann-varmepumpe er det beste valget. Luft/vann-varmepumpe vil være vesentlig billigere og de ekstra kWh man får fra brønnene vil da ikke kunne forsvares i forhold til hva den koster.

Da det ikke var mulig å trekke konklusjon ut ifra de grafiske fremstillingene, ble det bestemt å legge til en teoretisk beregning. Fra de teoretiske beregningene viser det seg at luft/vann-varmepumpen vil kunne levere ønsket effekt, selv ved  $-8,8$  °C. Temperaturen i Bergen er sjeldent mye lave enn dette og den vil dermed kunne dekke varmebehovet til bygget. Fra dataene vi har mottatt ser man at turtemperaturen i anlegget er alt for høy, dette er ugunstig og vil kunne føre til lavere COP.

En viktig faktor for et lønnsomt varmeanlegg som virker optimalt er riktig dimensjonering, drift og vedlikehold. Dersom man kan produsere en luft/vann-varmepumpe som krever mindre tid til avriming, vil man kunne få en mer effektiv varmepumpe og spare forbrukeren for penger. Dette fordi man vil spare mye tid på avriming som man heller kunne brukt til oppvarming. Det vil ofte lønne seg å investere i en litt dyrere varmepumpe med bedre kvalitet da den vil ha lengre levetid og ha mindre driftsproblemer.

## Referanser

- [1] Enova, «[enova.no](http://enova.no),» Enova, [Internett]. Available: <https://www.enova.no/privat/alle-energitiltak/varmepumper/>. [Funnet 22 05 2019].
- [2] Energifakta Norge, «[energifaktanorge.no](http://energifaktanorge.no),» 03 01 2019. [Internett]. Available: [www.energifaktanorge.no/et-baerekraftig-og-sikkert-energisystem/baerekraftige-bygg/](http://www.energifaktanorge.no/et-baerekraftig-og-sikkert-energisystem/baerekraftige-bygg/). [Funnet 19 05 2019].
- [3] K. Ebnes og E. Hagen, «Driftsvurdering av Kalnes energisentral,» Norges miljø-og biovitenskapelige universitet, Ås, 2017.
- [4] G. Nielsen, «Boreholeinstallation or air to water heat pumps. What to use and where,» Multiconsult, Bergen, 2015.
- [5] Sintef, «[sintef.no](http://sintef.no),» Sintef, 30 08 2018. [Internett]. Available: <https://www.sintef.no/siste-nytt/varmepumper-er-den-foretrukne-teknologien-for-nesten-nullenergibygg-nzeb/>. [Funnet 03 02 2019].
- [6] «[varmepumpeinfo.no](http://varmepumpeinfo.no),» Varmepumpeinfo, 09 11 2018. [Internett]. Available: <https://www.varmepumpeinfo.no/energikilder-for-varmepumper/bergvarme>. [Funnet 19 01 2019].
- [7] J. Stene, «Varmepumper for oppvarming og kjøling av bygninger,» Sintef Energiforskning AS, Trondheim, 2000.
- [8] Thermia, «[thermia.no](http://thermia.no),» Thermia, [Internett]. Available: <http://www.thermia.no/varmepumper-informasjon/hvordan-fungerer-en-varmepumpe/inne-i-varmepumpen-kuldekretsen/>. [Funnet 15 02 2019].
- [9] A. Christensen, «[forskning.no](http://forskning.no),» 23 08 2006. [Internett]. Available: <https://forskning.no/energi-fysikk/2008/02/se-hvordan-varmepumpa-virker>. [Funnet 10 03 2019].
- [1 R. Nydal, Praktisk kuldeteknikk, Bergen: Skarland Press AS, 2013.  
0]
- [1 A. M. Brekke, «Effekt- og energidekning med luft til vann varmepumpesystemer i  
1] moderne bygg,» Høgskolen i Oslo og Akershus, Oslo, 2015.
- [1 Byggforsk, «[byggforsk.no](http://byggforsk.no),» Byggforsk, 11 2009. [Internett]. Available: [https://www-  
2\] byggforsk-  
no.galanga.hvl.no/dokument/541/varmepumper\\_i\\_bygninger\\_funksjonsbeskrivelse](https://www-byggforsk-no.galanga.hvl.no/dokument/541/varmepumper_i_bygninger_funksjonsbeskrivelse). [Funnet 10 03 2019].
- [1 Energisentrum AS, «[energisentrum.no](http://energisentrum.no),» [Internett]. Available:  
3] [http://www.energisentrum.no/upload\\_images/90751B3CFD9543F889EB1A095F514163.pdf](http://www.energisentrum.no/upload_images/90751B3CFD9543F889EB1A095F514163.pdf). [Funnet 10 03 2019].
- [1 A. Helstrup, O. A. Bolstad og M. Aw-Abdi-3ra, «Et nyskapende og praktisk  
4] undervisningsopplegg for varmepumper,» Høgskolen i Oslo og Akershus, Oslo, 2012.
- [1 G. Nielsen, Interviewee, *Bacheloroppgave*. [Intervju]. 04 2019.  
5]

- [1 G. Nielsen, «Fremtidens kjølemedleri kulde- og varmepumpende installasjoner, både på land og offshore,» Multiconsult, Bergen, 2019.
- [1 Engineering ToolBox, «engineeringtoolbox.com,» Engineering ToolBox, [Internett].
- 7] Available: [https://www.engineeringtoolbox.com/specific-heat-capacity-gases-d\\_159.html](https://www.engineeringtoolbox.com/specific-heat-capacity-gases-d_159.html). [Funnet 06 05 2019].
- [1 K. Tennokese, T.-A. Koiv, A. Mikola og V. Vares, «semanticsscholar.org,» 10 2013.
- 8] [Internett]. Available: [https://pdfs.semanticscholar.org/26f4/2b28bf6f668610c218beed989129c0d8d212.pdf?\\_ga=2.19818808.1866325232.1557771498-1376690077.1557771498](https://pdfs.semanticscholar.org/26f4/2b28bf6f668610c218beed989129c0d8d212.pdf?_ga=2.19818808.1866325232.1557771498-1376690077.1557771498). [Funnet 06 02 2019].
- [1 Thermia, «thermia.no,» Thermia, [Internett]. Available:
- 9] <https://www.thermia.no/luftvarmepump/luft-vatten-varmepump/hvordan-fungerer-en-luftvann-varmepumpe/>. [Funnet 15 02 2019].
- [2 Varmepumpe info, «varmepumpeinfo.no,» Varmepumpe info, 29 11 2018. [Internett].
- 0] Available: <https://www.varmepumpeinfo.no/varmepumpetyper/luft-til-vann-varmepumpe>. [Funnet 15 03 2019].
- [2 Kind energi, «kindenergi.no,» [Internett]. Available: <http://kindenergi.no/luft-vann-1-varmepumpe/>. [Funnet 15 02 2019].
- [2 B. C. Langley, Heat Pump Technology, New Jersey: R.R Donnelley and Sons Company, 2] 2002.
- [2 Bygge bolig, «byggebolig.no,» Bygge bolig, 16 11 2011. [Internett]. Available:
- 3] <https://byggebolig.no/luft-luft-varmepumpe/lg-artcool-iser-ned>. [Funnet 15 04 2019].
- [2 Norges geologiske undersøkelse, «ngu.no,» [Internett]. Available:
- 4] <https://www.ngu.no/emne/grunnvarme>. [Funnet 03 2018].
- [2 Østlandske Varmesenter AS, «ost-varme.no,» [Internett]. Available: <https://www.ost-varme.no/varmepumper/bergvarme---vaeskevann>. [Funnet 20 02 2019].
- [2 Variant VVS, «variantvvs.no,» [Internett]. Available:
- 6] <http://www.variantvvs.no/index.php/varmepumpe>. [Funnet 03 2019].
- [2 Sintef, «sintef.no,» [Internett]. Available:
- 7] <https://www.sintef.no/projectweb/annex29/grunnvarme/>. [Funnet 04 03 2018].
- [2 A. Johansen, Interviewee, *Bacheloroppgave*. [Intervju]. 2019.
- 8]
- [2 Novema, «novema.no,» Novema. [Internett]. [Funnet 2018].
- 9]
- [3 Y. A. Cengel og M. A. Boles, Thermodynamics An Engineering Approach, McGraw-Hill 0] Education, 2015.
- [3 TU Energi, «tu.no,» TU Energi, 30 11 2004. [Internett]. Available:
- 1] <https://www.tu.no/artikler/unnga-varmepumpefella/243080>. [Funnet 05 04 2019].
- [3 O. Berggrav, Oppvarmingsteknikk, Oslo: Teknologisk Forlag, 1980.
- 2]
- [3 Toshiba varmepumper, «toshibavarmepumper.no,» Toshiba varmepumper, [Internett].
- 3] Available: <https://www.toshibavarmepumper.no/sporsmal-og-svar/hva-er-trinnlos-regulering-inverter/>. [Funnet 03 04 2019].

- [3 TU Energi, «tu.no,» TU Energi, 30 11 2004. [Internett]. Available:  
4] <https://www.tu.no/artikler/unnga-varmepumpefella/243080>. [Funnet 15 03 2019].
- [3 E. Enget, M. Klufftødegård og H. Smehaug, «Energieffektivitet i vannbårne energianlegg:  
5] Akkumuleringstankens påvirkning på systemtemperatur,» OsloMet, Oslo, 2018.
- [3 A. Meeg, «energi.no,» Norsk energi, [Internett]. Available: [https://www.energi.no/optimal-6\] drift-av-fjernvarmesystem](https://www.energi.no/optimal-6] drift-av-fjernvarmesystem). [Funnet 15 03 2019].
- [3 Enova, «enova.no,» Enova, 05 06 2018. [Internett]. Available:  
7] <https://www.enova.no/privat/alle-energitiltak/akkumulatortank/>. [Funnet 10 04 2019].
- [3 Bygge bolig, «byggebolig.no,» Bygge bolig, 06 11 2016. [Internett]. Available:  
8] <https://byggebolig.no/vannbaren-varme/hvordan-koble-opp-akkumulatortank>. [Funnet 20 04 2019].
- [3 «queensu.ca,» [Internett]. Available:  
9] <https://me.queensu.ca/Courses/MECH4301/Heat%20Exchanger%20Notes%20for%20posting%202015.pdf>. [Funnet 15 04 2019].
- [4 Beste varmepumpe, «bestevarmepumpe.no,» Beste varmepumpe, [Internett]. Available:  
0] <https://bestevarmepumpe.no/luft-til-vann-varmepumpe>. [Funnet 20 04 2019].
- [4 Enova, «enova.no,» Enova, [Internett]. Available: [https://www.enova.no/privat/alle-1\] energitiltak/varmepumper/vaske-til-vann-varmepumpe-/](https://www.enova.no/privat/alle-1] energitiltak/varmepumper/vaske-til-vann-varmepumpe-/). [Funnet 20 04 2019].
- [4 Varmepumpe info, «varmepumpeinfo.no,» Varmepumpe info, 09 11 2018. [Internett].  
2] Available: <https://www.varmepumpeinfo.no/energikilder-for-varmepumper/bergvarme>. [Funnet 14 01 2018].
- [4 J. d. Beer., «NGU.no,» Norsk geologisk undersøkelse, [Internett]. Available:  
3] <https://www.ngu.no/emne/grunnvarme>. [Funnet 10 02 2018].
- [4 Enova, «enova.no,» Enova, [Internett]. Available: [https://www.enova.no/privat/alle-4\] energitiltak/varmepumper/luft-til-vann-varmepumpe/](https://www.enova.no/privat/alle-4] energitiltak/varmepumper/luft-til-vann-varmepumpe/). [Funnet 25 04 2019].
- [4 S. Wadahl, «Utvikling av analyser av modell for beregning av optimal  
5] varmekostnad/varmepris for lokale varmesentraler med gitt forbruksmønster,» NTNU, Trondheim, 2009.
- [4 Sintef byggforsk, «byggforsk.no,» Sintef byggforsk, 11 2018. [Internett]. Available:  
6] [https://www.byggforsk.no/dokument/204/klimadata\\_for\\_termisk\\_dimensjonering\\_og\\_fros\\_tsikring](https://www.byggforsk.no/dokument/204/klimadata_for_termisk_dimensjonering_og_fros_tsikring). [Funnet 10 04 2019].
- [4 T. S. N. Storbækken, «Varmepumper: Drift eller vedlikehold? - Hvorfor varmepumper  
7] ikke alltid står til forventningene.,» NMBU, Ås, 2015.
- [4 B. Antonsen, «tekniskenyheter.no,» Tekniske nyheter, 20 02 2015. [Internett]. Available:  
8] <https://www.tekniskenyheter.no/varmepumper/varmepumper/stoy-er-det-problemet-som-er-vanskeligst-a-fikse>. [Funnet 25 03 2019].
- [4 D. V. Vårdal, Interviewee, *VVS Forum*. [Intervju]. 11 12 2018.  
9]
- [5 J. Seehusen, «tu.no,» TU Bygg, 04 02 2014. [Internett]. Available:  
0] <https://www.tu.no/artikler/norske-ingeniorer-kan-for-lite-om-varmepumper/228523>. [Funnet 30 03 2019].
- [5 Kriterieveiviseren, «kriterieveiviseren.difi.no,» Kriterieveiviseren, 26 09 2018. [Internett].  
1] Available: <https://kriterieveiviseren.difi.no/nb/content/nb-sd-anlegg>. [Funnet 24 04 2019].



- [5 ClimaCheck, «climacheck.com,» ClimaCheck, [Internett]. Available:  
 2] <https://home.climacheck.com/>. [Funnet 24 04 2019].
- [5 ClimaCheck, «climacheck.com,» ClimaCheck, [Internett]. Available:  
 3] <https://home.climacheck.com/products/climacheck-online/>. [Funnet 24 04 2019].
- [5 Byggeindustrien, «bygg.no,» Byggeindustrien, 25 10 2016. [Internett]. Available:  
 4] <http://www.bygg.no/article/1291418>. [Funnet 10 2018].
- [5 SWECO, «sweco.no,» SWECO, [Internett]. Available:  
 5] <https://www.sweco.no/projects/sweco-bygget-i-bergen2/>. [Funnet 10 2018].
- [5 Grønn byggallianse, «byggalliansen.no,» Grønn byggallianse, [Internett]. Available:  
 6] <https://byggalliansen.no/prosjekter/breem-sertifiserte-prosjekter/swecobygget/>. [Funnet 10 2018].
- [5 Enova, «enova.no,» Enova, [Internett]. Available: <https://www.enova.no/om-enova/om-organisasjonen/teknologiportefoljen/energieffektiv-varehandels--og-kontorbygg-i-bergen/>. [Funnet 10 2018].
- [5 Estate, «estatevest,» Estate, 28 02 2018. [Internett]. Available:  
 8] <https://www.estatevest.no/dnb-fyller-opp-med-gigantavtale-i-dalen/>. [Funnet 30 01 2019].
- [5 DNB, «leietakerdnb.no,» DNB, [Internett]. Available:  
 9] <https://leietakerdnb.no/properties/naeringseiendom-kontorbygg-leie-folkebernadottesvei-fyllingsdalen-bergen/>. [Funnet 30 01 2019].
- [6 Termodynamikk bok.  
 0]

## Figurliste

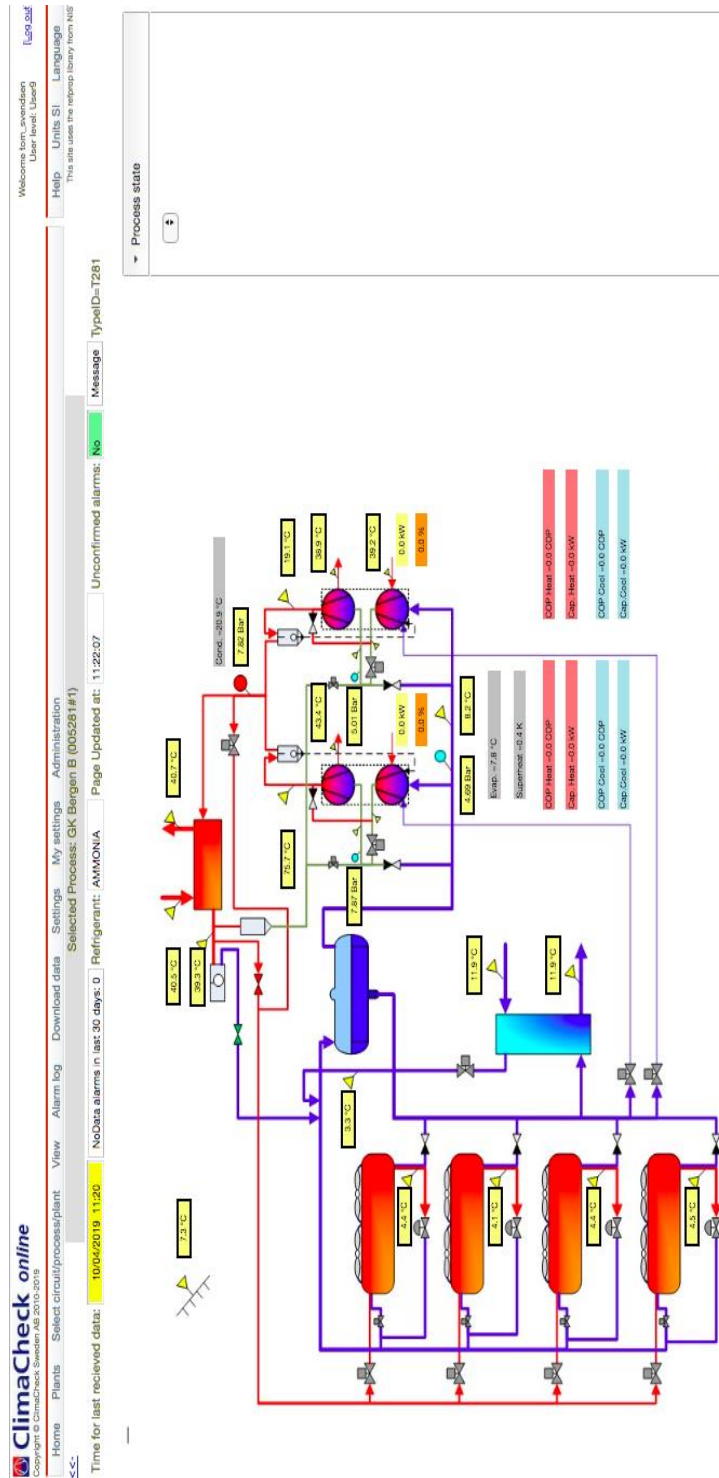
Figur 1: Prinsipp varmepumpe [3] .....	16
Figur 2: Varmepumpe [9] .....	17
Figur 3: Trykk/entalpi-diagram [11] .....	18
Figur 4: Trykk/entalpi-diagram [12] .....	19
Figur 5: Overheting av medium [14] .....	20
Figur 6: Spesifikk fordampningsvarme som funksjon av temperatur [16] .....	22
Figur 7: Volumetrisk fordampningsvarme som funksjon av temperatur[16] .....	22
Figur 8: Væskevarmekapasitet som funksjon av temperatur[16].....	23
Figur 9: Forholdet mellom væskevarmekapasitet og fordampningsvarme[16] .....	23
Figur 10: DX-system[22] .....	22
Figur 11: Sugegassvarmeveksler .....	25
Figur 12: Varmepumpeprosess med underkjølingsvarmeveksler, inntegnet i PH-diagram [14] .....	26

Figur 13: Varmepumpeprosess med overhetingsvarmeveksler, inntegnet i PH-diagram [14] .....	26
Figur 14: Varmepumpe med væskefylt fordampere .....	27
Figur 15: Væskeutskiller i teknisk rom .....	28
Figur 16: Ammoniakk varmpumpe .....	28
Figur 17: Oljeutskiller (blå) .....	30
Figur 18: Luft/vann-varmpumpe[18] .....	31
Figur 19: Luft/vann varmpumpe [21] .....	31
Figur 20: Varmepumpe med is på utedel [23] .....	33
Figur 21: Borehullsvarmpumpe [18] .....	34
Figur 22: Eksempel på energibrønn [25] .....	34
Figur 23: Borehullsvarmpumpe [26] .....	35
Figur 24: Effektfaktor for varmpumpe ved varierende temperatordifferanser [12] .....	38
Figur 25: Forhold mellom brutto årsvarmefaktor( $SPF_{brutto}$ ) og prosentvis energisparing( $\Delta E$ ) ved sammenlikning av varmpumpesystem og elektrisk oppvarming [12] .....	40
Figur 26: Totrinns anleggsutforming [12] .....	42
Figur 27: Akkumulatortank [38] .....	43
Figur 28: Med- og motstrøm varmeveksler [39] .....	44
Figur 29: Medstrøms varmeveksler [39] .....	45
Figur 30: Motstrøms varmeveksler [39] .....	45
Figur 31: Ulike utforminger og størrelser for fordampere [10] .....	46
Figur 32: Temperaturforløp gjennom A og C [10] .....	46
Figur 33: Temperaturforløp gjennom B [10] .....	46
Figur 34: Temperaturvariasjoner for ulike beliggenheter [46] .....	51
Figur 35: DUT og årsmiddeltemperatur [46] .....	52
Figur 36: Luftens frostmengde [46] .....	53
Figur 37: Klimasjekkoffert [53] .....	56
Figur 38: Klimasjekkoffert GK-bygget .....	58
Figur 39: SWECO-bygget [54] .....	60
Figur 40: SWECO-bygget [57] .....	60

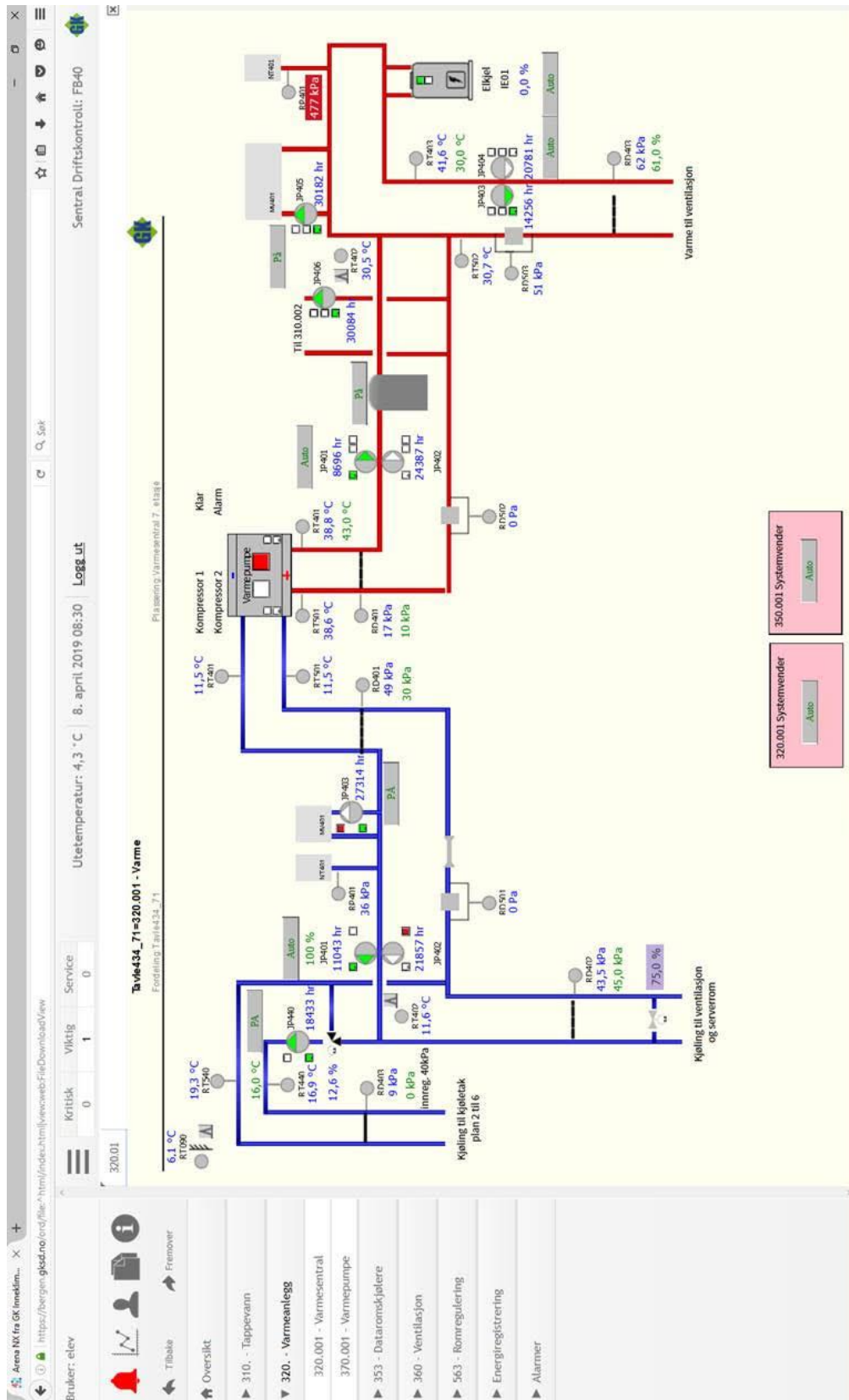
Figur 41: Varmeanlegg SWECO .....	61
Figur 42: GK-bygget [59] .....	62
Figur 44: Varmeanlegg GK-bygget .....	63
Figur 45: Støtdempere varmeanlegg .....	63
Figur 46: Fordamper .....	63
Figur 47: Væskeutskiller .....	63
Figur 48: GK-bygget utetemperatur .....	66
Figur 49: SWECO-bygget utetemperatur .....	66
Figur 50: SWECO-bygget sugetrykk .....	67
Figur 51: GK-bygget sugetrykk .....	67
Figur 52: Beregninger SWECO-bygget .....	68
Figur 53: Beregninger GK-bygget .....	68
Figur 54: Differanse målt turtemperatur og beregnet turtemperat .....	69

# Vedlegg

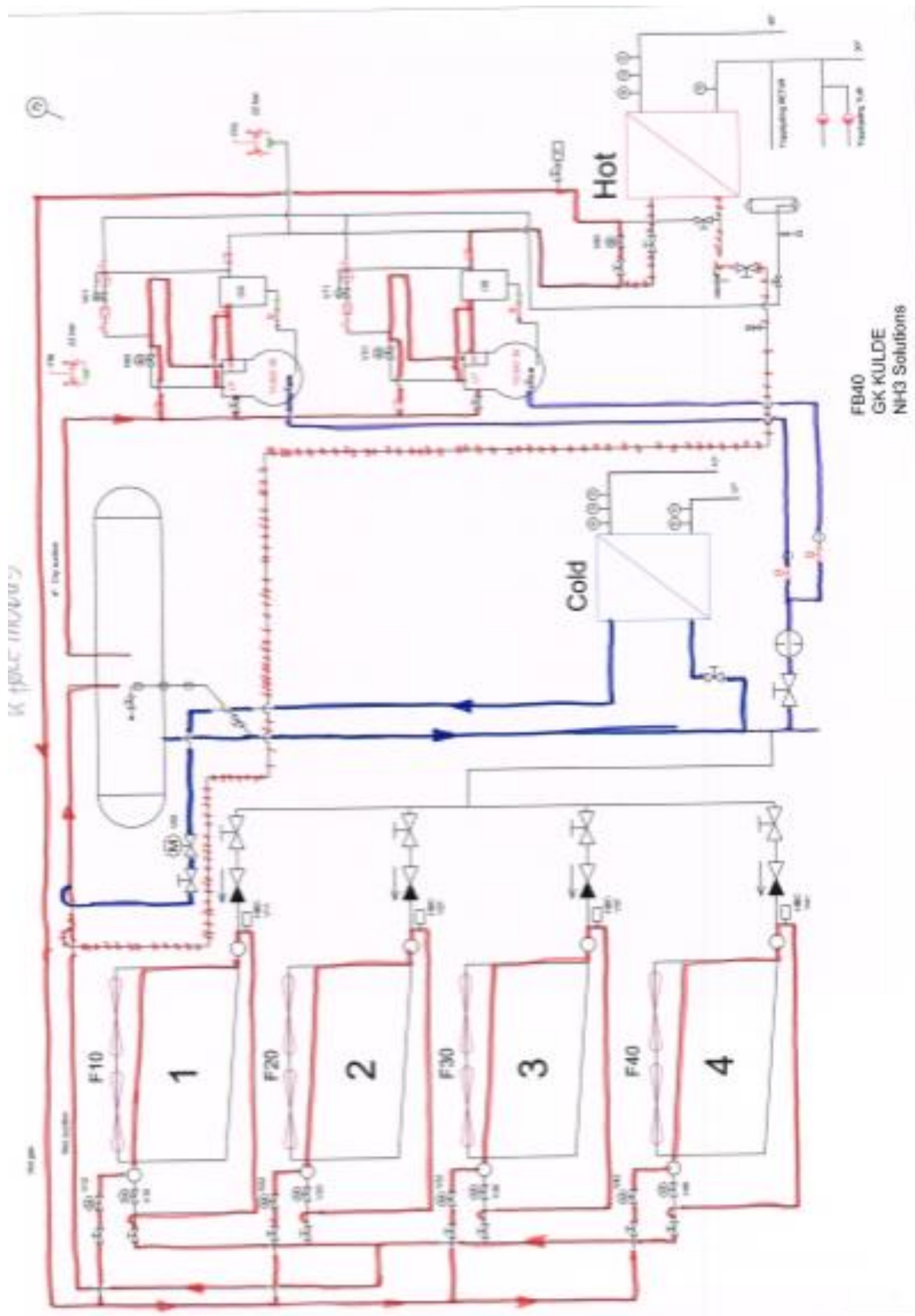
## 1. Systemskjema GK-bygget climacheck



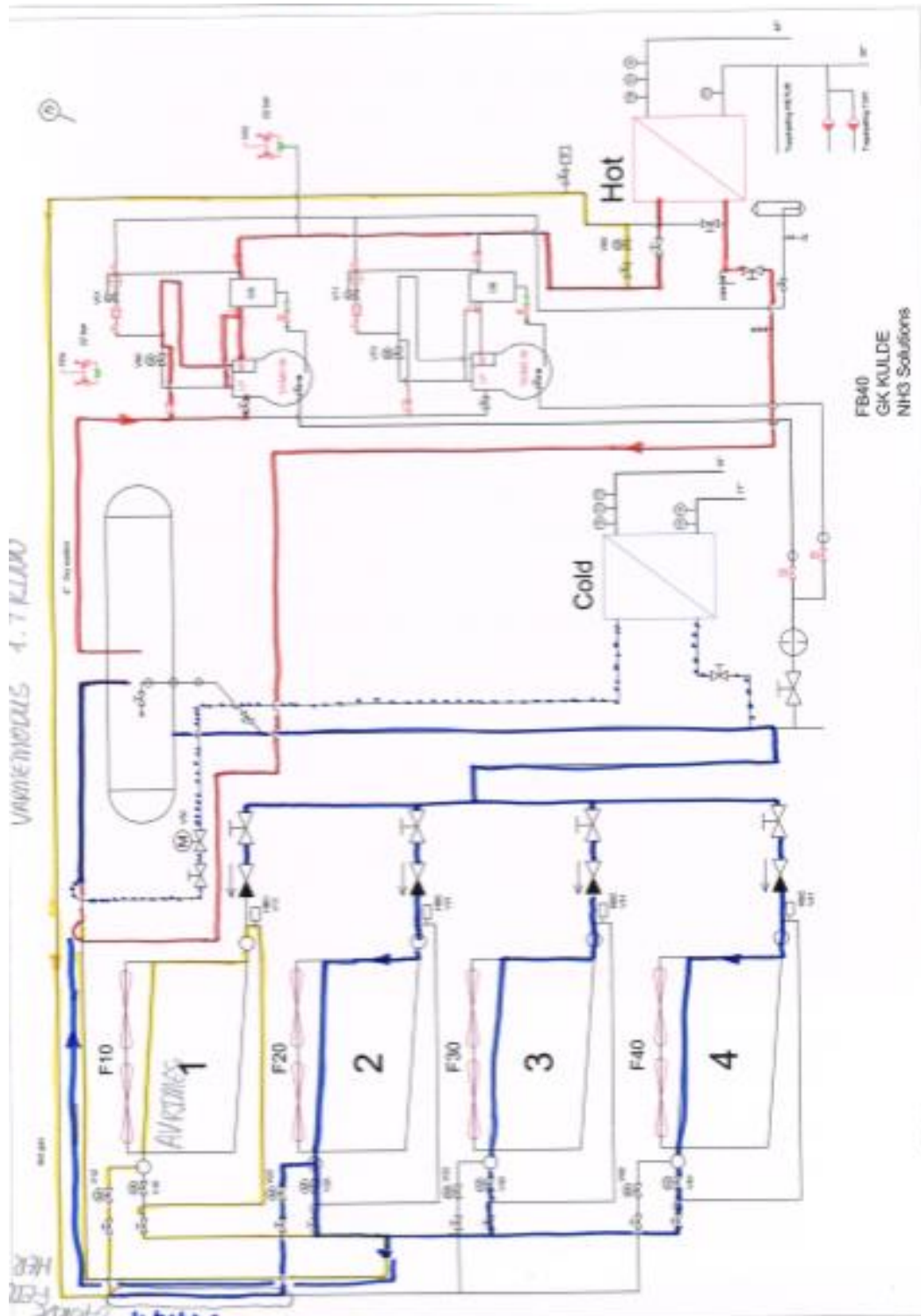
## 2. Systemskjema GK varmeanlegg



### 3. Systemskjema GK kjølemodus

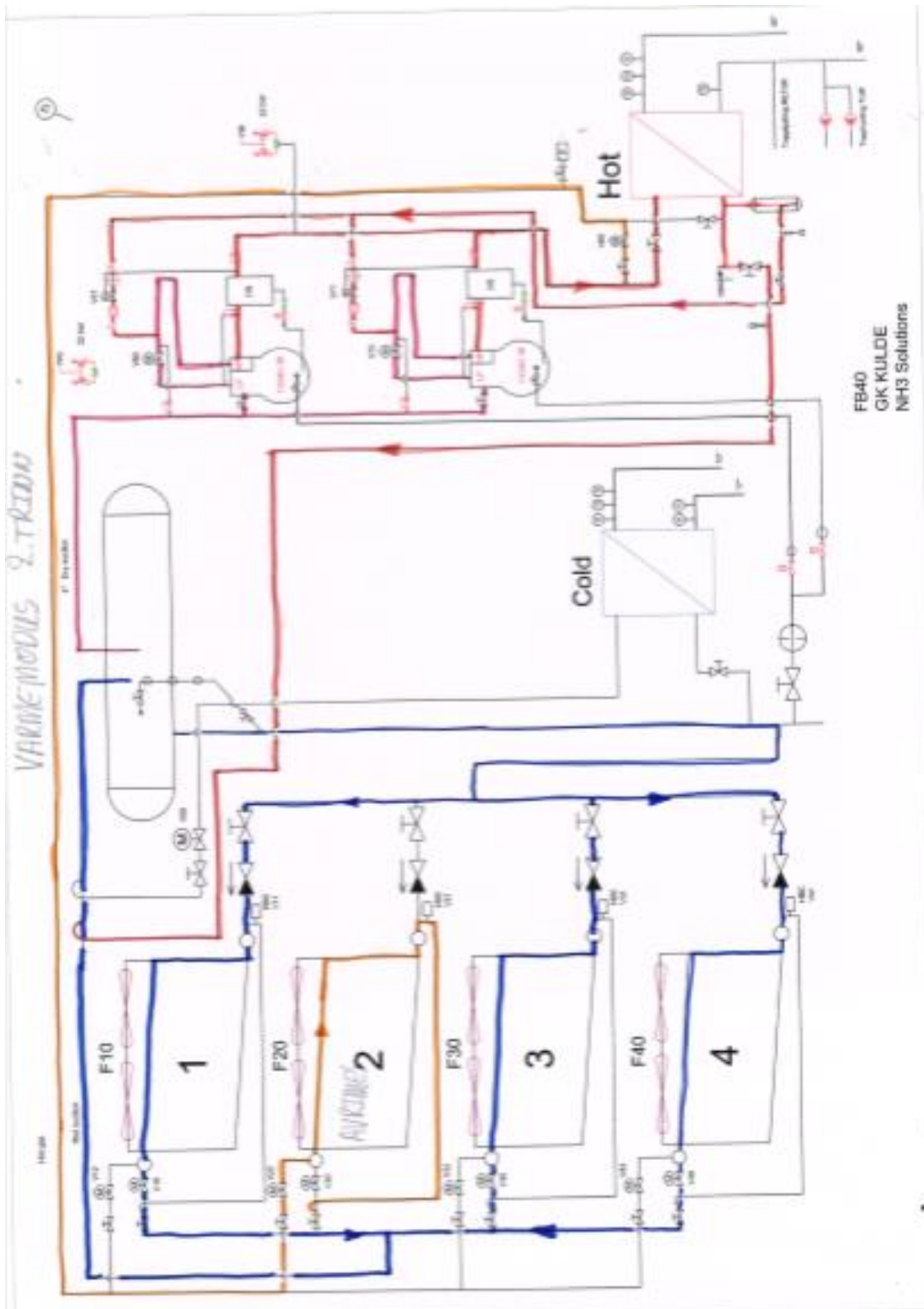


#### 4. Systemskjema GK varmemodus 1.trinn



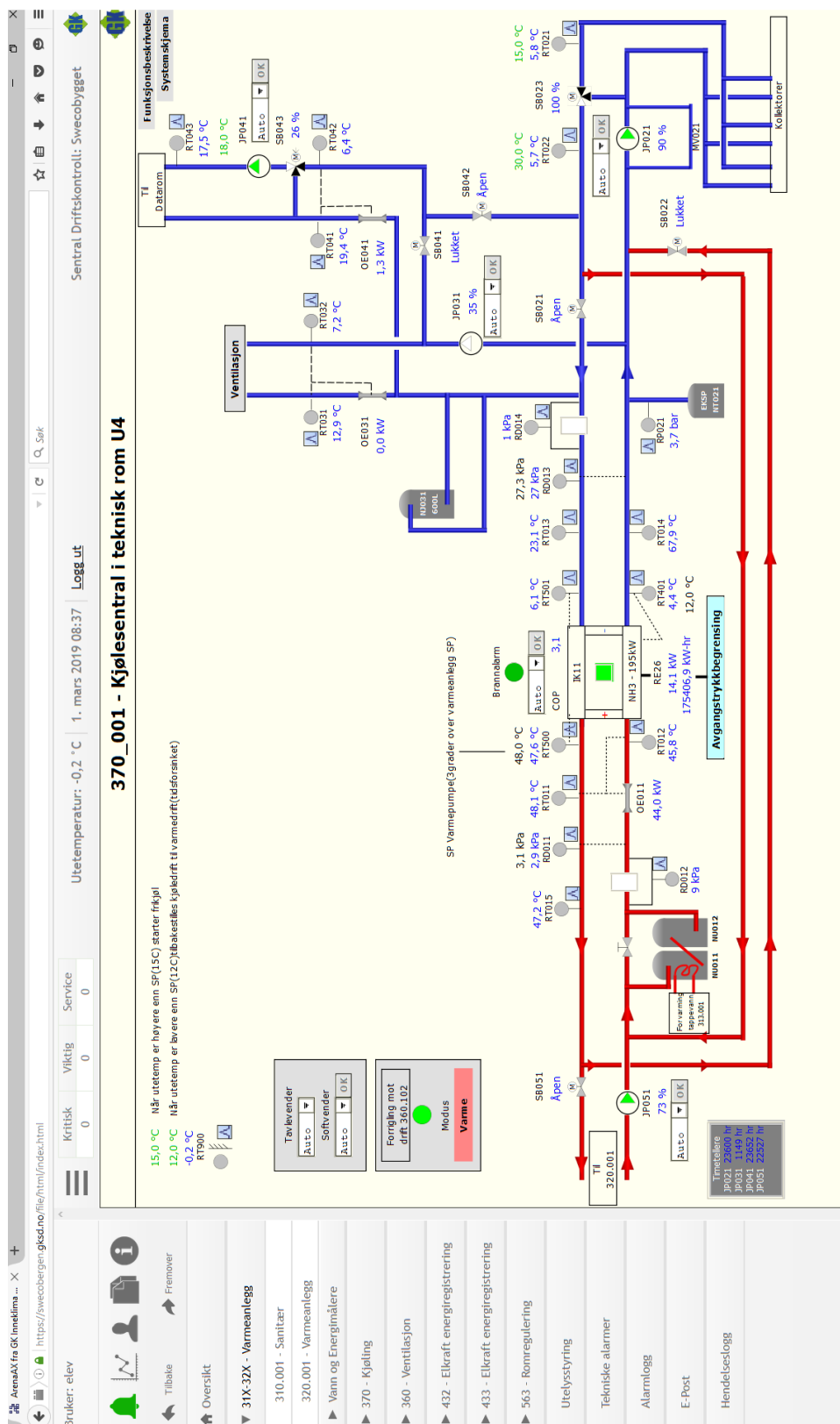


### 5. Systemskjema GK varmemodus 2.trinn

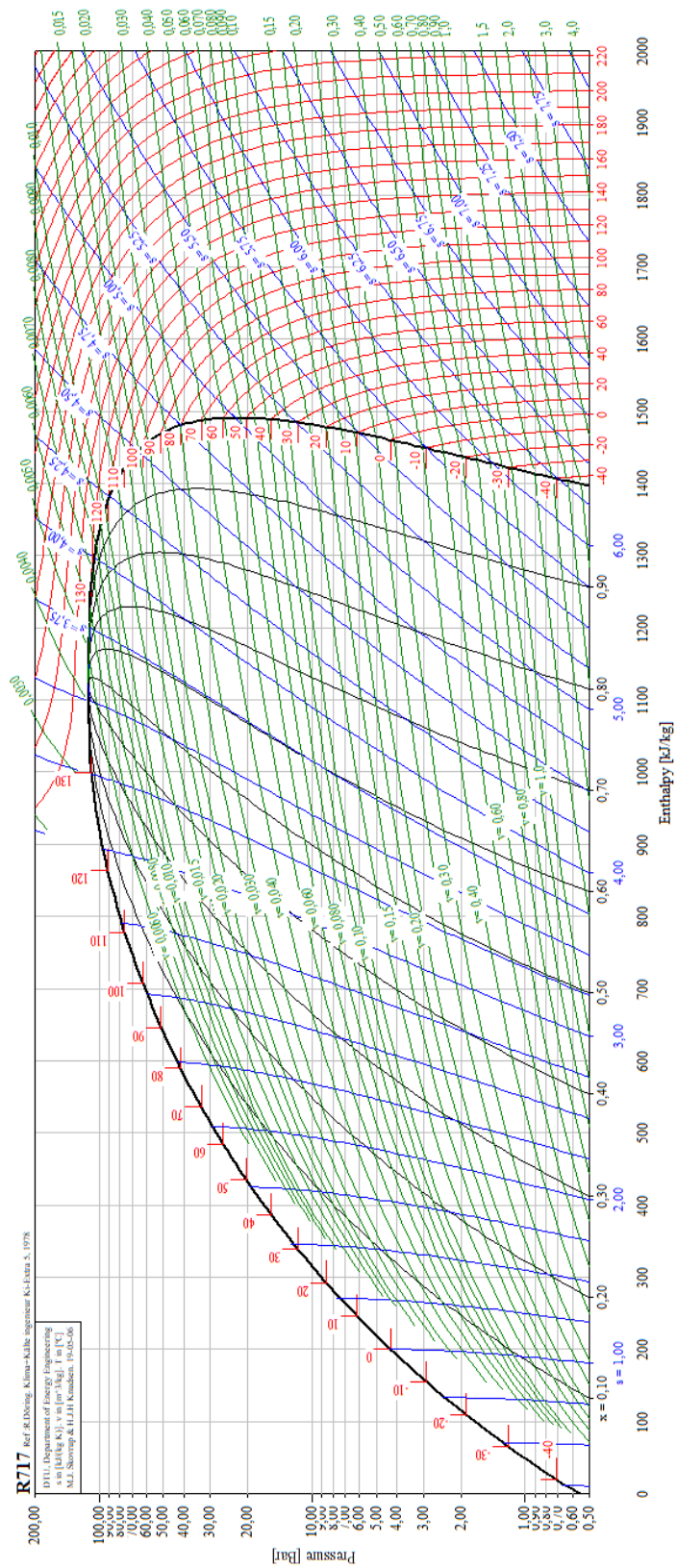




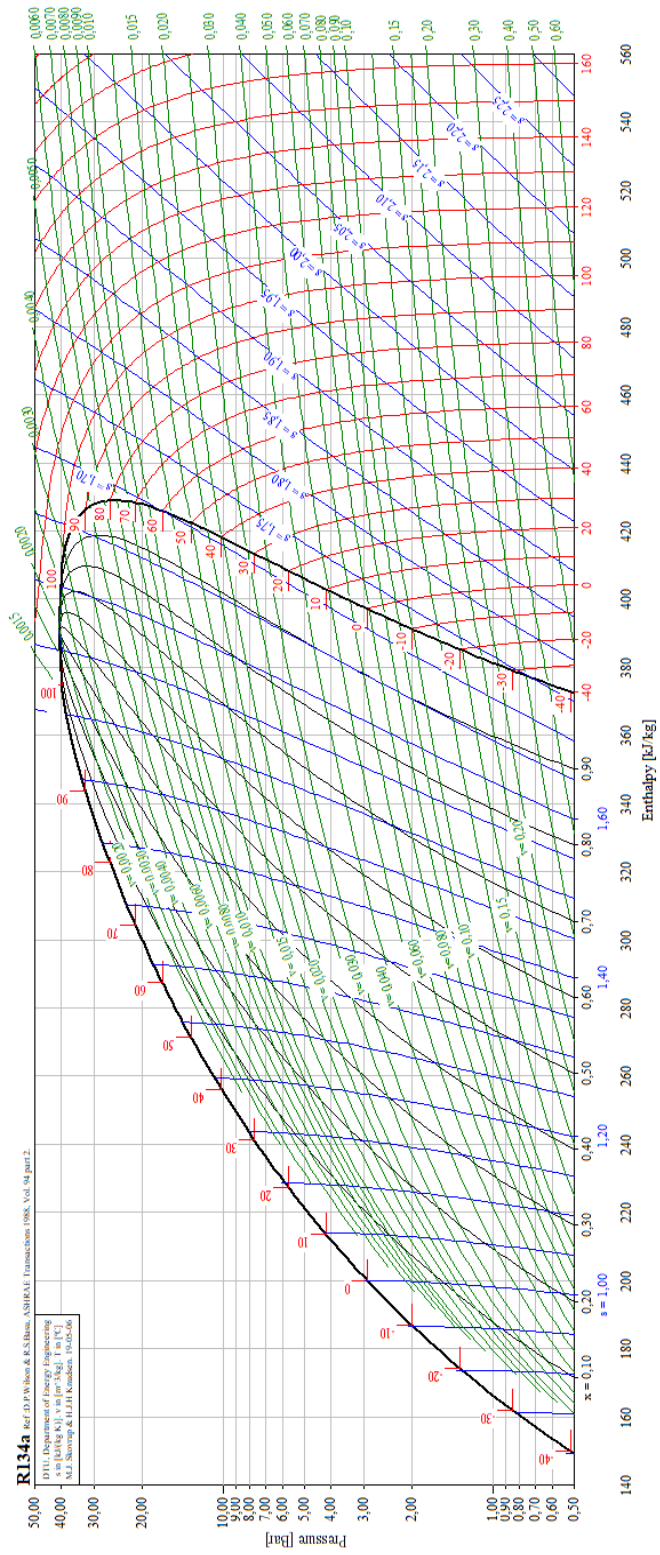
## 6. Systemskjema SWECO-bygget




## 7. Trykk/entalpi-diagram R717



## 8. Trykk/entalpi-diagram R134a



## 9. Climacheck online



Copyright © ClimaCheck, Sweden AB 2010-2019

Welcome tom\_svendisen  
User level: User9 [\[Log out\]](#)

---

Home Plants Select circuit/process/plant View Alarm log Download data Settings My settings Administration

Selected Process: GK Bergen A (005281)

Help Units SI Language

This site uses the reprop library from NIST

---

### Download files with raw data

One day     Date interval  
 Select one day or start date

Mon	Tue	Wed	Thu	Fri	Sat	Sun
01	1	2	3	4	5	6
02	7	8	9	10	11	12
03	13	14	15	16	17	18
04	19	20	21	22	23	24
05	25	26	27	28	29	30
06	31					

= no file available

[Download](#)

### Order Process Data Report for download

ID: 005281

Start Date: 14/01/2019

End Date: 20/01/2019

E-Mail: christine.jors@gmail.com

Use User Table:

Report format: Excel SI Units

Report culture: EN

Order Process Report

Requested report added

Pending Reports this process

#	E-Mail	Start Date	End Date	Table View	Report format	Report culture
<a href="#">Delete</a>	christine.jors@gmail.com	14/01/2019	20/01/2019	System	0	en-US

---

### Energy data download

From date: 25/04/2019 To date: 25/04/2019

Per Hour

Date	Avg Temp	Energy Comp (kWh)	Energy Aux. (kWh)	ENERGY_3	ENERGY_4	ENERGY_5	ENERGY_6	Energy Cool	Energy Heat	ENERGY_TOT
25/04/2019 00:00	18.3	180.9	7.1							188

[Download as Excel](#)

## 10. Driftsdata GK-bygget

### DRIFTSDATA FOR ANLÆGGET KØLE-DRIFT:

KØLEEFFEKT	420 kW
OPTAGEN EFFEKT PÅ KOMPRESSOR	66 kW
KAPACITETSREGULERING	FREKVENSOMFORMER + TRINUDKOBLING
KOMPRESSOR COP	6,3 KØL
FORDAMPNINGSTEMPERATUR	7,6 °C
KØLEMIDDEL	NH <sub>3</sub>
MEDIE VÆSKESIDE	VAND
TEMPERATURSÆT	17 °C / 10 °C
FLOW	51.440 KG/H
TRYKTAB VEKSLER	29 kPa
KONDENSERINGSTEMPERATUR	39,4 °C
LUFTTEMPERATUR	26 °C
CA. DRIFTSVÆGT	13.000 kg
STANDARD UDVENDIGE MÅL [L x B x H]	12.190 x 2.440 x 2.590 mm
KOMPRESSOR COP VED 50 % LAST	CA. 9,2 KØL
KOMPRESSOR COP VED 20 % LAST	CA. 11 KØL
MAX. KØLEYDELSE 1 KOMPRESSOR	CA. 300 kW

### DRIFTSDATA FOR ANLÆGGET VARMEPUMPE-DRIFT:

VARMEEFFEKT	250 kW
OPTAGEN EFFEKT PÅ KOMPRESSORER	30,9 + 37,0 kW
KAPACITETSREGULERING	FREKVENSOMFORMER + TRINUDKOBLING
KOMPRESSOR COP	3,68 VARME
KONDENSERINGSTEMPERATUR	46 °C
MEDIE VÆSKESIDE	VAND
TEMPERATURSÆT	30 °C / 45 °C
FLOW	14.360 KG/H
TRYKTAB VEKSLER	27 kPa
FORDAMPNINGSTEMPERATUR	-16 °C
LUFTTEMPERATUR	-10 °C
SOUND POWER LEVEL	91 dB(A)
OPTAGEN EFFEKT EC VENTILATORER	12.000 W
NOMINEL STRØMSTYRKE KONDENSATOR	18,6 A
LAMELMATERIALE	SWR AL MG 2,5 (3,6 mm LAMELAFSTAND)

## 11. Driftsdata og spesifikasjoner SWECO-bygget NH<sub>3</sub> Solutions

### ANLÆGGET ER OPBYGGET MED:

- 1 STK. SABROE CMO 26 KOMPRESSOR
- 1 STK. ALFA LAVAL M10-BWREF FORDAMPER MED TILHØRENDE STÆNKUDSKILLER.
- 1 STK. ALFA LAVAL M10-BWREF KONDENSATOR
- 1 STK. DANFOSS SIKKERHEDS PRESSOSTAT, KP7ABS
- 1 SÆT. DANFOSS DOBBELTE SIKKERHEDSVENTILER PÅ SUGE SIDEN
- 1 SÆT DANFOSS DOBBELTE SIKKERHEDSVENTILER HØJTRYKSSIDEN
- 1 STK. UNISAB 3 STYRING MED SIGNALUDVEKSLING TIL CTS
- 1 STK. BUSCK ELMOTOR, 37 KW I **ENERGIKLASSE IE3**
- 1 STK. DANFOSS FREKVENSBOMFORMER FC-102 37 KW IP 55
- 1 STK. NET ANALYSATOR
- ISOLERING AF RØR OG STÆNKUDSKILLER MED ARMAFLEX
- KOMPLET EL FOR TRÅDNING PÅ ANLÆG
- 2 STK. MANUALLER (1 PAPIR & 1 ELEKTRONISK)
- CE MÆRKET I HENHOLD TIL PED97/23/EC

### DRIFTSDATA FOR ANLÆGGET I KØLEMODE:

- KØLEEFFEKT 195 KW (RMP = 1690)
- OPTAGEN EFFEKT PÅ KOMPRESSOR 30,8 KW
- KAPACITETSREGULERING FREKVENSBOMFORMER + TRINUDKOBLING
- KOMPRESSOR COP 6,34 KØL
- 
- FORDAMPNINGSTEMPERATUR 8 °C
- KØLEMIDDEL NH<sub>3</sub>
- MEDIE VÆSKESIDE VAND
- TEMPERATURSÆT 17 °C / 10 °C
- FLOW 23.880 KG/H
- TRYKTAB VEKSLER 20 KPA
- 
- KONDENSERINGSTEMPERATUR 39 °C
- MEDIE VÆSKESIDE VAND
- TEMPERATURSÆT 30 °C / 38 °C
- FLOW 24.230 KG/H
- TRYKTAB VEKSLER 19 KPA
- 
- CA. DRIFTSVÆGT CA. 2.900 KG
- STANDARD UDVENDIGE MÅL [L X B X H] 2.500 X 1.800 X 2.100 MM

### DRIFTSDATA FOR ANLÆGGET I VARMEMODE:

- VARMEEFFEKT 50 KW (4 CYLINDER VED MIN. RPM)
- TRINUDKOBLING: 1, 2, 4 OG 6 CYLINDER
- 
- OPTAGEN EFFEKT PÅ KOMPRESSOR CA. 11 KW
- KAPACITETSREGULERING FREKVENSBOMFORMER + TRINUDKOBLING
- KOMPRESSOR COP CA. 4,6 VARME
- 
- FORDAMPNINGSTEMPERATUR 2 °C
- KØLEMIDDEL NH<sub>3</sub>
- MEDIE VÆSKESIDE VAND
- TEMPERATURSÆT 5 °C / 3 °C
- FLOW 17.520 KG/H
- TRYKTAB VEKSLER 12 KPA
- 
- KONDENSERINGSTEMPERATUR 48 °C
- MEDIE VÆSKESIDE VAND
- TEMPERATURSÆT 42 °C / 48 °C
- FLOW 7.186 KG/H
- TRYKTAB VEKSLER 2 KPA





