

Peder Moe

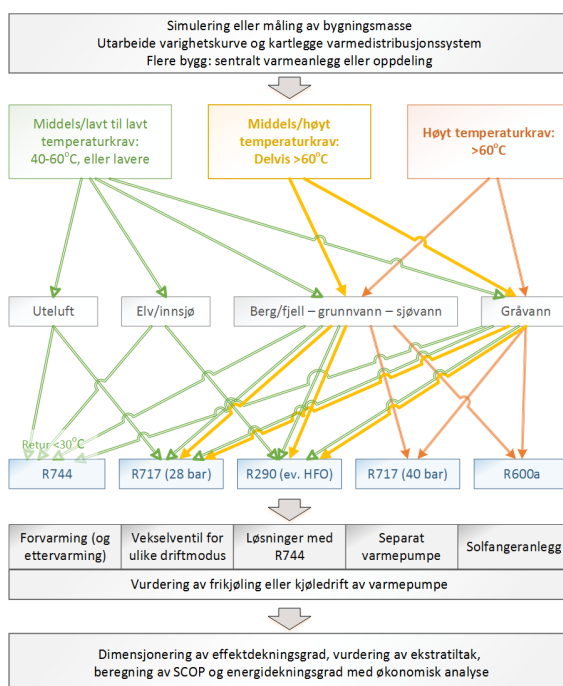
Metodikk for design av varmepumpeanlegg for omsorgssentre/sykehjem ved bruk av miljøvennlig arbeidsmedium

- og saksstudie fra et kommunalt omsorgssenter

Masteroppgave i Produktutvikling og produksjon

Veileder: Jørn Stene

Juni 2019



Peder Moe

Metodikk for design av varmepumpeanlegg for omsorgssentre/ sykehjem ved bruk av miljøvennlig arbeidsmedium

- og saksstudie fra et kommunalt omsorgssenter

Masteroppgave i Produktutvikling og produksjon
Veileder: Jørn Stene
Juni 2019

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Fakultet for ingeniørvitenskap
Institutt for energi- og prosesseteknikk

Forord

Denne masteroppgaven er utarbeidet som en avsluttende del på sivilingeniørutdanningen i Produktutvikling og produksjon ved Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet. Med hovedprofil som Energiforsyning og klimatisering av bygninger er det valgt å utarbeide en generell metodikk for design av varme-/kjølesystem ved bruk av varmepumpe med miljøvennlig arbeidsmedium for omsorgsentre/sykehjem, med Vennesla omsorgssenter som saksstudie. Masteroppgaven er utført ved Institutt for energi- og prosesssteknikk (EPT), i samarbeid med Norconsult AS. Arbeidsmengden utgjør 30 studiepoeng.

Jeg vil rette en takk til min veileder Jørn Stene, for god veiledning og tilgjengelighet hele veien under arbeidet. Stene har vist stor entusiasme for arbeidet mitt og jeg har hatt stor glede av diskusjoner om varmepumper og alt mulig annet. Jeg har dratt nytte av hans mange erfaringer og dype kunnskap. Videre vil jeg takke Tor Aslak Ånensen og Atle Solberg, ved Norconsult, for god hjelp underveis. Begge har brukt mye tid til å besvare spørsmål og bistå meg i arbeidet. Jeg vil også takke Norconsult, ved Camilla Espedalen, som takket ja til forslaget mitt om samarbeid. I tillegg vil jeg takke Helge Ståhl, Eirik Lundevold og Bjørn Jahnsson fra Vennesla kommune, som har lagt godt tilrette for meg i prosessen og gitt meg tilgang på byggene, dokumentasjon og deres SD-anlegg. Til slutt vil jeg også takke min far, Carl Erik Moe, for korrekturlesing, og veiledning til oppgavestruktur og tekstoppbygging. Til tross for at dette ikke er hans fagfelt har han gjort det han kan for å gi meg best mulig hjelp.

Sammendrag

Avhandlingen foreslår metodikk for design av varme-/kjølesystem for omsorgssentre/sykehjem ved bruk av varmepumpe med miljøvennlig arbeidsmedium. Metodikken er beregnet for tilfeller med oppgradering av energisentral, utvidelse av bygningsmasse eller lignende, og er lagt opp stegvis:

1. Kartlegging av varme- og kjølebehov: Simulering eller måling av energiforbruk for bygningsmasse, utarbeide varighetskurve og kartlegge eksisterende varmeløsning. Her tas det også stilling til om man skal vurdere et sentralanlegg for flere bygg.
2. Vurdering av temperaturnivå i varmedistribusjonssystemet, og tiltak for å redusere det: Dette innebærer revurdering av utekompenseringskurve for turtemperatur, ombygging av varmedistribusjonsnett for større temperaturfall og lavere temperaturnivå.
3. Tilgjengelige varmekilder: Vurdering av hvilke varmekilder som kan passe temperaturnivået gitt av steg 2 og er tilgjengelig ved bygningsmassens beliggenhet.
4. Mulig arbeidsmedium: Med hensyn til de to foregående stegene vurderes egnede arbeidsmedium, i siste steg bestemmes kostnadsoptimal løsning.
5. Varmtvannsberedning og kjøling: Ulike løsninger for å dekke varmtvannsforbruket vurderes med blant annet forvarming, to-trinnsoppvarming eller egen CO₂-varmepumpe. I tillegg gjennomgås metode for kjøling.
6. Helhetlig vurdering: Bestemmer effektdekningsgrad og gjør en gjennomgang av forventet gjennomsnittlig COP og energidekningsgrad for å beregne hvilken løsning fra de foregående stegene som er optimal etter oppdragsgivers kriterier.

Denne metodikken er benyttet på et sykehjem i Vennesla bestående av to bygg med ulik alder, byggteknisk standard, varmedistribusjonssystem og temperaturnivå. Bygningsmassen har hatt høyt energiforbruk for oppvarming grunnet stort varmetap fra den eldre delen, dårlig varmegjenvinning fra ventilasjonsluft og problemfull varmepumpeløsning for den nyere delen.

Det foreslås å bygge varmedistribusjonsnett om til seriekobling av varmelaster for begge bygg og bruk av ny utekompenseringskurve til den eldre delen (for turtemperatur). Dette vil redusere temperaturnivået slik at byggene klassifiseres henholdsvis som middels/høyt og middels/lavt av metodikken for den eldre og nyere delen. Analyse viser at temperaturkravet overstiger 60°C 70 timer i året for den eldre delen, og kun ved DUT for den nyere delen.

To alternative løsninger foreslås: 1. propan-varmepumpe med bergvarme som varmekilde for begge bygg, eventuelt med uteluft for den nyere delen, og 2. én energisentral for begge bygg med bergvarmepumpe med ammoniakk. Beregnet SCOP og energibesparelse er 3,9 og totalt ca. 560 MWh for alternativ 1, og 4,1 og totalt ca. 575 MWh for alternativ 2. Grunnet høyere levetid vurderes alternativ 2 som kostnads-optimal løsning med nedbetalingstid på 8 år og netto nåverdi på 4 MNOK. Som konklusjonen illustrer, så viser saksstudiet at metodikken kan være nyttig for design av varme-/kjølesystem, men krever individuell vurdering.

Summary

This thesis proposes a methodology for the design of heating/cooling system for care center/nursery homes by using heat pump with natural working fluid or HFO. The methodology is intended for renewal of heat central and expansion of building stock, and consists of the following steps:

1. Calculation of heating and cooling demands: Simulation or measurements of energy use for the building stock, construction of duration curve and mapping of existing heat distribution system. Possible use of a central heating system.
2. Assessment of temperature levels in the heat distribution system, and measures to reduce it: Including reevaluation of outdoor temperature compensation, reconstruction of the heat distribution system in order to increase the temperature drop and lower the temperature level.
3. Available heat sources: Evaluation of which heat sources are suitable for the temperature level given by the previous step at the buildings location.
4. Possible working fluid: Evaluation of which working fluids that are best suited with regards to the prior steps. In the last step the most cost-efficient solution is calculated.
5. Domestic hot water and cooling: Possible designs in order to cover the hot water heating: preheating, 2-stage system, separate heat pump. System design with regards to cooling is evaluated.
6. Overall assessment: Power coverage factor is decided and overall COP and energy coverage factor are calculated in order to choose the optimum solution, from the prior steps, with regards to given criteria.

The methodology is used at a nursing home in Venesla consisting of two buildings, of different age, technical condition, heat distribution system and supply temperature. The buildings require a high heat and energy use due to large heat loss from the older unit, low heat recovery from the ventilation air and inadequate heat pump solution for the new building.

It is proposed to connect the heat loads for the heat distribution system in series for both buildings and use a new outdoor temperature compensation curve for the older unit. This will reduce the temperature levels so that the buildings will be classified as medium/high and medium/low for the newer and older unit respectively, according to the methodology. Analysis shows that the supply temperature surpasses 60 °C 70 hours a year for the older unit and only at DOT for the newer unit.

Two alternative solutions are suggested: 1. propane heat pumps with ground as a heat sources for both buildings, or possibly outdoor air for the new unit, and 2. one central heat plant using a ground source heat pump with ammonia as working fluid for both building. Calculated total SCOP and energy saving is 3.9 and about 560 MWh for option 1, and 4.1 and about

575 MWh for option 2. Option 2, with payback time of 8 years and net present value of just above 4 MNOK, is deemed the most cost-efficient solution due to higher lifetime. The case shows that the methodology can be useful for design of heating/cooling system in care centers/nursery homes in general, but individual assessment is needed for each new case.

Nomenklatur

Denne listen beskriver symboler og forkortelser som blir brukt gjennom dokumentet

Symboler

| | | |
|------------|--|---------------------------|
| α | Energidekningsgrad | [%] |
| β | Effektdekningsgrad | [%] |
| η | Virkningsgrad | [%] |
| A | Areal | [m ²] |
| E | Energi | [kWh] |
| \dot{Q} | Varmeytelse | [kW] |
| q | Spesifikk varmeytelse | [kJ/kg] |
| h | Spesifikk entalpi | [kJ/kg] |
| R | Termisk motstand | [K/kW] |
| U | Total varmeoverføringskoeffisient | [kW/(m ² · K)] |
| H | Varmetapstall | [kW/K] |
| c_p, c_v | Spesifikk varmekapasitet ved konstant trykk og volum | [kJ/(kg · K)] |
| ρ | Massetetthet | [kg/m ³] |
| \dot{m} | Massestrøm | [kg/s] |
| \dot{V} | Volumstrøm | [m ³ /h] |
| ΔT | Temperaturdifferanse | [K] |
| Δp | Trykkdifferanse | [kPa] |

Forkortelser

| | | |
|-------|---|----------------------|
| COP | Effektfaktor | |
| SCOP | Årsvarmefaktor (gjennomsnittlig effektfaktor) | |
| VHC | Volumetric heating capacity (volumetrisk varmeytelse) | [kJ/m ³] |
| VRC | Volumetric refrigeration capacity (volumetrisk kjøleytelse) | [kJ/m ³] |
| CAV | Constant air volume (konstant luftmengde) | |
| PPD | Predicted percentage dissatisfied (forventet prosentandel misfornøyd) | |
| PMV | Predicted mean vote (forventet middelvurdering) | |

| | | |
|------------|--|-------|
| DUT | Dimensjonerende utetemperatur | |
| GWP | Global warming potential (global oppvarmings-potensiale) | |
| ODP | Ozone depletion potential (ozone nedbrytings-potensiale) | |
| HFK | Hydrofluorkarbon | |
| HFO | Hydrofluorolefin | |
| Vv. | Varmtvann | |
| S.vv. | Sirkulerende varmtvann | |
| TEK | Byggteknisk forskrift | |
| <i>NPV</i> | Net present value (netto nåverdi) | [NOK] |
| <i>TB</i> | Tilbakebetalingstid | [år] |
| <i>IT</i> | Inntjeningsstid | [år] |
| <i>B</i> | Årlig besparelse | [NOK] |
| <i>I</i> | Investering | [NOK] |
| <i>r</i> | Realrente | [%] |

Innhold

| | | |
|----------|---|-----------|
| 1 | Innledning | 1 |
| 1.1 | Problembeskrivelse og målsetting | 1 |
| 1.2 | Fremgangsmåte | 2 |
| 2 | Teoribakgrunn | 4 |
| 2.1 | Energiforbruk i sykehjem | 5 |
| 2.2 | Eldre som brukergruppe | 5 |
| 2.3 | Tilskuddsordninger | 7 |
| 3 | Metodikk: design av varmpumpeanlegg | 8 |
| 3.1 | Steg 1: Kartlegging av varme- og kjølebehov | 9 |
| 3.2 | Steg 2: Vurdering av temperaturnivå | 10 |
| 3.3 | Steg 3: Tilgjengelige varmekilder | 13 |
| 3.4 | Steg 4: Mulig arbeidsmedium | 15 |
| 3.5 | Steg 5: Varmtvannsberedning og kjøling | 16 |
| 3.6 | Steg 6: Helhetlig vurdering | 18 |
| 4 | Varmepumpetekniske løsninger | 21 |
| 4.1 | Miljøvennlige arbeidsmedier | 21 |
| 4.1.1 | Karbondioksid (R744) | 22 |
| 4.1.2 | Ammoniakk (R717) | 25 |
| 4.1.3 | Hydrokarboner (R290 og R600a) | 28 |
| 4.1.4 | HFO | 31 |
| 4.2 | Tekniske forbedringer | 32 |
| 4.2.1 | Sugegassvarmeveksler | 32 |
| 4.2.2 | Overhetnings- og underkjølingsvarmeveksler | 33 |
| 4.2.3 | Solfangere | 36 |
| 5 | Kartlegging av varme- og kjølebehov | 40 |
| 5.1 | Venneslaheimen omsorgssenter | 40 |
| 5.1.1 | Beliggenhet | 41 |
| 5.1.2 | Bygningsmasse | 41 |
| 5.1.3 | Brukere | 44 |
| 5.1.4 | Varmesystem | 45 |
| 5.2 | Energiforbruk | 50 |
| 5.2.1 | Energioppfølging | 50 |
| 5.2.2 | Simulering | 53 |
| 6 | Vurdering av temperaturnivå | 58 |
| 6.1 | Eksisterende driftstrategi | 58 |
| 6.2 | Vurdering av temperaturnivå | 59 |

| | | |
|-----------|---|------------|
| 6.2.1 | Utekompenseringskurve | 60 |
| 6.2.2 | Ombygging av varmedistribusjonsnett | 61 |
| 7 | Tilgjengelige varmekilder | 66 |
| 7.1 | Bergvarme | 66 |
| 7.2 | Elv | 68 |
| 7.3 | Luft | 69 |
| 8 | Mulig arbeidsmedium | 71 |
| 8.1 | Propan | 71 |
| 8.2 | Ammoniakk | 72 |
| 8.3 | Karbondioksid | 74 |
| 9 | Varmtvannsberedning og kjøling | 75 |
| 9.1 | Varmtvannsberedning | 75 |
| 9.1.1 | Førvarming (og ettervarming) | 75 |
| 9.1.2 | Separat varmepumpe | 76 |
| 9.1.3 | Solfangere i kombinasjon med varmepumpeanlegg | 77 |
| 9.2 | Kjøling | 77 |
| 10 | Helhetlig vurdering | 79 |
| 10.1 | Alternativ 1: To propan-varmepumper | 79 |
| 10.1.1 | Funksjonsbeskrivelse | 84 |
| 10.1.2 | Varmeopptak | 85 |
| 10.2 | Alternativ 2: Én ammoniakk-varmepumpe | 86 |
| 10.2.1 | Funksjonsbeskrivelse | 89 |
| 10.2.2 | Varmeopptak | 89 |
| 10.3 | SCOP og energidekningsgrad | 90 |
| 10.4 | Ekstratiltak 1: CO ₂ -avtrekksvarmepumpe – nyere del | 91 |
| 10.5 | Ekstratiltak 2: Solfangeranlegg – eldre del | 94 |
| 10.6 | Økonomisk analyse | 96 |
| 11 | Hovedkonklusjon | 98 |
| 11.1 | Metodikk | 98 |
| 11.2 | Venneslaheimen saksstudie | 99 |
| 11.2.1 | Anbefalt systemløsning | 99 |
| 11.3 | Videre arbeid | 100 |
| | Bibliografi | 101 |
| A | Kostnadsanalyse | 108 |
| B | Simuleringsverktøy | 111 |
| B.1 | SIMIEN | 111 |
| B.2 | EED | 113 |
| B.3 | CoolPack | 116 |

| | | |
|----------|--|------------|
| C | Matlab-kode for: | 119 |
| C.1 | Beregning av temperaturnivå | 119 |
| C.2 | Beregning av energidekningsgrad, COP og energibesparelse | 124 |
| C.3 | Avtrekkvarmepumpe | 128 |
| C.4 | Solfangeranlegg | 131 |

Figurer

| | | |
|------|---|----|
| 2.1 | Fremgangsmåte for litteratursøk | 4 |
| 2.2 | Estimert PPD for brukere av sykehjem | 6 |
| 3.1 | Stegvis design av varmepumpeanlegg for sykehjem | 8 |
| 3.2 | Prinsipiell varighetskurve for sykehjem | 10 |
| 3.3 | Steg 2 | 11 |
| 3.4 | Temperatur-varighetskurve for et eksempel-sykehjem | 11 |
| 3.5 | Steg 3 (1) | 13 |
| 3.6 | Steg 3 (2) | 14 |
| 3.7 | Steg 4 (1) | 15 |
| 3.8 | Steg 4 (2) | 16 |
| 3.9 | Illustrasjon av effekt- og energidekningsgrad | 19 |
| 3.10 | Overordnet metodikk for design av varmesystem for sykehjem | 20 |
| 4.1 | Illustrasjon av varmepumpesyklusen med CO ₂ som arbeidsmedium | 22 |
| 4.2 | Temperaturforløp ved varmeoverføring mellom CO ₂ -gass og vann i gasskjøler | 24 |
| 4.3 | Prosessflyt ved seriekoblede varmelaster på Justvik skole illustrert | 25 |
| 4.4 | Trykk-entalpidiagram for ammoniakk | 27 |
| 4.5 | Trykk-entalpidiagram for hydrokarboner | 30 |
| 4.6 | Varmepumpe med underkjølings- og overhettingsvarmeveksler for varmtvannsberedning | 34 |
| 4.7 | Varmepumpe med sugegass- og overhettingsvarmeveksler for varmtvannsberedning | 35 |
| 4.8 | CO ₂ -Varmepumpe med tre gasskjølere for kombinert drift | 35 |
| 4.9 | Solinnstråling i Vennesla | 36 |
| 4.10 | Solfangeranlegg for varmtvannsberedning og oppvarming av frostvæske, med vekselventil | 38 |
| 4.11 | Solfangeranlegg for varmtvannsberedning og oppvarming av frostvæske, 2-trinns kombinert drift | 39 |
| 5.1 | Eiendomskart over bygningsmasse | 40 |
| 5.2 | Skjematisk kart over bygningsmassen | 41 |
| 5.3 | Eldre del, avdeling A-B | 42 |
| 5.4 | Nyere del, avdeling D-E-F-G | 43 |
| 5.5 | Systemskjema for energisentral til eldre bygg | 46 |
| 5.6 | Systemskjema for energisentral til nyere del | 48 |
| 5.7 | Systemskjema for teknisk rom i den nyere delen | 49 |
| 5.8 | Installerte målere for energibruk til varmtvann | 51 |
| 5.9 | Årlig forbruk av varmeenergi for nyere del | 53 |
| 5.10 | Årlig energibudsjett for Venneslaheimen | 55 |
| 5.11 | Venneslaheimen – varighetskurve for begge bygg samlet | 56 |

| | | |
|------|--|-----|
| 5.12 | Varighetskurver for Venneslaheimen | 57 |
| 6.1 | Utekompenserte turtemperaturer for eldre bygg | 58 |
| 6.2 | Utekompenserte turtemperaturer for nyere del | 59 |
| 6.3 | Effektbehov og temperaturkrav for romoppvarming i den eldre delen | 60 |
| 6.4 | Beregnet temperaturnivå på varmedistribusjonsnettet ved ombygging av eldre del | 62 |
| 6.5 | Beregnet temperaturnivå på varmedistribusjonsnettet ved ombygging av nyere del | 62 |
| 6.6 | Beregnet temperaturnivå for begge bygg sammenkoblet | 63 |
| 6.7 | Ombygging av varmekurser for romoppvarming i den eldre delen | 64 |
| 6.8 | Ombygging av varmekurser for romoppvarming i den nyere delen | 65 |
| 7.1 | Berggrunn ved Venneslaheimen, med nærliggende energibrønner | 67 |
| 7.2 | Vanntemperatur i Otra ved Mosby | 69 |
| 8.1 | Eksempler på varmepumper med R290 som arbeidsmedium | 72 |
| 8.2 | Rom-i-rom ammoniakk-varmepumpe | 73 |
| 8.3 | Mulige rørforbindelser mellom eldre del og energisentral | 73 |
| 8.4 | th-diagram for ammoniakk-varmepumpe med overhetningsvarmeveksler for høyere temperaturløft | 74 |
| 9.1 | Varmtvannsberedning med forvarming | 76 |
| 9.2 | Kjøledrift av varmepumpe med varmeavgivelseskrets | 78 |
| 10.1 | Systemskjema for energisentral med propan-varmepumpe for den eldre delen | 80 |
| 10.2 | Systemskjema for energisentral med propan-varmepumpe for den nyere delen | 82 |
| 10.3 | Systemskjema for teknisk rom for den nyere delen | 83 |
| 10.4 | Systemskjema for energisentral med ammoniakk-varmepumpe for begge bygg | 88 |
| 10.5 | CO ₂ -avtrekksvarmepumpe for oppvarming av varmtvann i nyere del | 93 |
| 10.6 | Solfangeranlegg i samspill med varmepumpe i eldre del | 95 |
| B.1 | Forslag til plassering av energibrønner ved Venneslaheimen | 114 |
| B.2 | Temperaturutvikling for energibrønner til alternativ 1, eldre del | 115 |
| B.3 | Temperaturutvikling for energibrønner til alternativ 1, nyere del | 115 |
| B.4 | Temperaturutvikling for energibrønner til alternativ 2 | 116 |
| C.1 | Fremgangsmåte for beregning av returtemperatur over krets med seriekobling | 120 |

Tabeller

| | | |
|------|---|-----|
| 2.1 | Fordeling av energiforbruk ved ulike tidsperioder | 5 |
| 2.2 | Støtteordninger fra Enova SF | 7 |
| 3.1 | Poengvurdering for ulike løsninger | 19 |
| 4.1 | GWP og sikkerhetsklasse for HFK, HFO og naturlige arbeidsmedier | 21 |
| 4.2 | Grunnleggende medieegenskaper for propan og iso-butan | 28 |
| 4.3 | Maksimal fyllingsmengde for propan og iso-butan | 29 |
| 5.1 | Graddagstall for Vennesla og Kristiansand | 41 |
| 5.2 | Personbelastning på Venneslaheimen | 45 |
| 5.3 | Varmetilskudd fra personer | 45 |
| 5.4 | Måleusikkerhet | 52 |
| 5.5 | Varmtvannsforbruk | 53 |
| 5.6 | Varmetilskudd | 53 |
| 5.7 | Årlig energibudsjett for Venneslaheimen | 54 |
| 5.8 | Varmetapstall for Venneslaheimen | 54 |
| 5.9 | Dimensjonerende effektbehov for romoppvarming og ventilasjonsvarme | 56 |
| 6.1 | Driftstrategi: romstyring | 59 |
| 7.1 | Inndata for simulering av brønnpark i EED | 68 |
| 7.2 | Termiske egenskaper for luft | 70 |
| 10.1 | Nødvendig antall energibrønner og dybde simulert med EED alternativ 1 | 86 |
| 10.2 | Nødvendig antall energibrønner og dybde simulert med EED alternativ 2 | 90 |
| 10.3 | SCOP og energidekningsgrad for alternative løsninger | 90 |
| 10.4 | Driftsegenskaper for Enex AirHeat 18 | 92 |
| 10.5 | COP og energidekningsgrad ved bruk av CO ₂ -avtrekksvarmepumpe for varmtvannsberedning | 92 |
| 10.6 | Årlig varmeproduksjon og utnyttelse for solfangeranlegg | 94 |
| 10.7 | Kostnadsanalyse av alternative systemløsninger for Venneslaheimen | 97 |
| 10.8 | Kostnadsanalyse av ekstratiltak for Venneslaheimen | 97 |
| A.1 | Kostnadsberegning: alternativ 1 | 108 |
| A.2 | Kostnadsberegning: alternativ 2 | 109 |
| A.3 | Kostnadsberegning: ekstratiltak | 110 |
| B.1 | Sentrale inndata SIMIEN (1) | 112 |
| B.2 | Sentrale inndata SIMIEN (2) | 113 |
| B.3 | Simulering av Enrad VKA | 117 |
| B.4 | Simulering fra NH ₃ Solutions | 117 |
| B.5 | Inndata for simulering av varmepumpesyklus i CoolPack | 118 |

1. Innledning

Denne avhandlingen foreslår generell metodikk for design av varmepumpe-/kjølesystem med miljøvennlig arbeidsmedium til omsorgssentre/sykehjem, enten ved utvidelse eller forbedring av eksisterende energisentral. I oppgaven er begrepet sykehjem benyttet, og slik det er brukt her omfatter det også eldrehjem og omsorgssenter. Design av ny energisentral til Venneslaheimen omsorgssenter har blitt brukt som saksstudie for metodikken.

Gjennom metodikken er det et mål om å skape en generell fremgangsmåte for å redusere energiforbruk knyttet til oppvarming og kjøling av bygg, og varmtvannsberedning på en bærekraftig måte. Dette gjøres ved design av varmepumpeanlegg hvor det benyttes miljøvennlig arbeidsmedium. Metodikken er stegvis og starter med kartlegging av varmebehov og bygningsmasse, vurdering av temperaturnivå til eksisterende varmedistribusjonssystem og eventuelt tiltak for å redusere det. Deretter kommer valg av varmekilde etter hva som er tilgjengelig og egnet, så bestemmelse av arbeidsmedium, og metode for varmtvannsberedning og kjøling. Til slutt er det en helhetlig vurdering av alternative løsninger med lønnsomhetsanalyse.

Saksstudiet Venneslaheimen omsorgssenter ligger i Vennesla kommune, i Vest-Agder, med BRA i overkant av 7000 m² med totalt 73 plasser. Bygningsmassen består av en eldre del, fra 1951, og et nyere tilbygg, ferdigstilt i 2004.

Sykehjemmet driftes av kommunen, som har hatt store utgifter knyttet til oppvarming. Dette er et resultat av stort varmetap fra bygningskroppen, dårlig varmegjenvinning fra ventilasjonsluft og problemer knyttet til termisk energisentral. Oppgradering av energisentralen har stor potensiell energibesparelse for både den eldre delen og det nyere tilbygget.

1.1 Problembeskrivelse og målsetting

Regjeringen (2019) vil kutte energiforbruket i eksisterende bygg med 10 TWh/år innen 2030 i Norge. For å oppnå dette kreves energibesparende tiltak som er miljøvennlige og bærekraftige, hvor bruk av varmepumper er et viktig og kraftfullt verktøy. Forbedring av termiske energisystem har mulighet til å redusere energiforbruket betraktelig, men det er viktig at det ikke er fare for utslipp av klimagasser som følge av valgt systemløsning. Varmepumper med naturlig arbeidsmedium vil ikke ha innvirkning på global oppvarming, eller miljøskadelige konsekvenser ved en eventuell lekkasje. I tillegg representerer HFO-er et miljøvennlig alternativ til HFK-arbeidsmedier. Det er derfor nødvendig å vite hvilke muligheter som finnes for bruk av slike varmepumper, og hvordan de kan utnyttes for denne type bygg.

Sykehjem er energiintensive bygninger hvor det er potensiale for å spare energi. Om lag 40 % av Norges totale energiforbruk går med til oppvarming, kjøling, lys, husholdningsapparater og lignende i bygninger (Bøeng and Holstad, 2013). Sykehjem utgjør 5 % av samlet oppvarmet areal for alle bygninger i Norge (Enova SF, 2016).

Oppgaven har hatt som hensikt å utarbeide en generell metodikk for design av optimal varmpumpeløsning for ulike sykehjem med ulike rammebetingelser. Metodikken er basert på arbeidet med saksstudie og kartlegging av muligheter for denne typen bygg. Det er som mål at dette skal bidra til å redusere energibruk og kostnader knyttet til oppvarming, samtidig som det brukes miljøvennlig arbeidsmedium. Gjennom metodikken skal det også kartlegges muligheter for kjøling og varmtvannsberedning med varmpumpe dersom det ikke allerede er lagt tilrette for dette.

Utforming, dimensjonering og drift av varmpumpesystemer for sykehjem med sammensatt bygningsmasse av eldre og nyere årgang med ulike termisk behov og temperaturkrav byr på en rekke utfordringer. Oppgaven omfatter en systematisk gjennomgang og evaluering av ulike tekniske løsninger for varmpumpeanlegg som dekker romoppvarming, oppvarming av ventilasjonsluft, varmtvannsberedning og eventuelt klimakjøling. Varmedistribusjonssystemet med eventuell ombygging og modifisering inngår i evalueringen. I vurderingen av varmpumpesystemet er det aktuelt å se på for eksempel type varmekilde, aggregat-/systemdesign og type arbeidsmedium, investeringskostnader, årsvarmefaktor (SCOP), og lønnsomhet (LCC, årskostnader). Prosjektering av ny energisentral for Vennesla omsorgssenter er benyttet som et saksstudie.

Oppgaven er bearbeidet ut fra følgende punkter:

1. Systematisk vurdering av ulike varmpumpetekniske løsninger for sykehjem ved ulike rammebetingelser med hensyn til for eksempel varmekilde, aggregat-/systemdesign og arbeidsmedium, investeringskostnader, årsvarmefaktor (SCOP), driftsegenskaper og lønnsomhet (LCC, årskostnader). Utforming og drift av varmedistribusjonssystemet inngår også i evalueringen.
2. Utvikling av en metodikk for utforming av energisentraler med varmpumpe og eventuelt modifisering av varmedistribusjonssystem for sykehjem med sammensatt bygningsmasse av ulik årgang og dermed ulike termiske behov, ulike temperaturkrav og så videre.
3. Design av ny termisk energisentral med varmeopptakssystem for Vennesla omsorgssenter, inklusiv eventuell modifisering av eksisterende varmedistribusjonssystem

1.2 Fremgangsmåte

I kapittel 2 er relevant bakgrunns litteratur for oppgaven gjennomgått. Dette gir et godt grunnlag for å oppnå en god løsning for det termiske energisystemet tilpasset brukerne. Kapittel 3 foreslår generell metodikk for design av varmpumpeanlegg ved sykehjem.

I kapittel 4 er varmpumpetekniske løsninger gjennomgått, med miljøvennlige arbeidsmedier og teknisk forbedringer. Dette kapitlet utfyller metodikkens steg 4.

Saksstudiet er gjennomgått i kapittel 5–10. I kapittel 5 blir eksisterende bygningsmasse beskrevet, i tillegg til beliggenhet, brukere og bruksmønster, og varmesystemet med varme-

opptakssystem. Her er det også gjennomgått hvordan målinger på anlegget er blitt utført. Energiforbruk er gjennomgått i kapittel 5.2.

Vurdering av temperaturnivå for varmesystemet ved Venneslaheimen er gjort i kapittel 6. Eksisterende driftsstrategi gjennomgås og ny utekompenseringskurve bestemmes for den eldre delen. Temperaturnivået beregnes for begge byggene samt for sammenkobling av dem til en sentral energisentral.

Tilgjengelige varmekilder ved Venneslaheimen er analysert i kapittel 7. For Venneslaheimen er muligheten for bergvarme, elv og luft som varmekilde gjennomgått. Videre i kapittel 8 gjennomgås ulike arbeidsmedium. Her er det diskutert bruk av propan, ammoniakk og CO₂ for en fullstendig eller delvis løsning, på bakgrunn av metodikken og gjennomgang av varmeumpe-tekniske løsninger i kapittel 4.

I kapittel 9 bestemmes metode for varmtvannsberedning og kjøling ut i fra utgangspunkt gitt av de foregående stegene og rammebetingelsene gitt av bygningsmassen. Her vurderes forvarming, separat varmepumpe og solfangeranlegg.

På bakgrunn av de foregående kapitlene er det foreslått to helhetlige løsninger som vurderes mot hverandre i kapittel 10. Beregninger for forventet SCOP og energidekningsgrad er gjort, samt økonomisk analyse for å vurdere lønnsomheten i løsningene. I dette kapitlet foreslås det også to ekstratiltak for ytterligere energibesparelser med tilhørende analyse.

Til slutt oppsummerer kapittel 11 oppgaven og konkluderer med anbefalt systemløsning for Venneslaheimen. Her blir også metodikken som er foreslått i kapittel 3 diskutert. Sist i kapitlet er det forslag til videre arbeid.

2. Teoribakgrunn

Brukergruppen for omsorgssentre og sykehjem er i hovedsak eldre, men også helsepersonell, besøkende og andre som arbeider med renhold, vedlikehold og lignende. En viktig målsetting med innhenting av litteratur er derfor å kartlegge og forstå hvordan brukersammensetningen påvirker designet av det termiske energisystemet.

Fremgangsmåte for litteratursøk er illustrert i figur 2.1. Som utgangspunkt er det benyttet forelesninger fra fag på NTNU; her er i hovedsak fagene “TEP4260 - Varmepumper for bygningsklimatisering” og fordypningsemnet “TEP16 - Heat Pump Technology” benyttet. Begge fagene er undervist av Jørn Stene, veileder for denne oppgaven, og fulgt av forfatter. I tillegg er institusjoner som Enova også benyttet som kilde, og senere i oppgaven også blant annet Norske Standarder, Direktoratet for samfunnssikkerhet og beredskap (DSB) Norges geologiske undersøkelser (NGU) og Norges vassdrags- og energidirektorat (NVE).



Figur 2.1: Fremgangsmåte for litteratursøk

Kartlegging av behov for forskningsartikler er gjort med bakgrunn i eksisterende bygningsmasse og brukere. Etter hvert som mulige løsninger undersøkes har det vært behov for utfyllende litteratur på noen av punktene under. Prosessen med litteratursøk har på denne måten vært iterativ. Tema for forskningsartikler er valgt hvor det trengs utfyllende informasjon for varmpumpeanlegget og bygningsmassen:

- Energiforbruk i sykehjem
- Eldre som brukergruppe
- Tilskuddsordninger for gjennomføring av energibesparende tiltak

I kapittel 4 er tilsvarende fremgangsmåte benyttet for kartlegging av varmpumpetekniske løsninger. Der er tema:

- HFO-er og naturlige arbeidsmedier
- Tekniske forbedringer for varmtvannsberedning med varmpumpe
- Solfangere i kombinasjon med varmpumpeløsning

2.1 Energiforbruk i sykehjem

På oppdrag for Enova har Multiconsult og Analyse og Strategi gjennomført en analyse for å avdekke potensial og barrierer til næringbyggs energiytelse (Bøhn et al., 2012). Her er blant annet en rekke bygningskategorier simulert for ulike byggstandarder. Blant dem er energiforbruket til sykehjem simulert i SIMIEN for et eksempelbygg som oppfyller byggt teknisk forskrifter fra før 1949 og frem til TEK10, og Lavenergibygg etter NS 3701. Resultatet er vist i tabell 2.1. Her vises energiforbruket knyttet til de ulike oppvarmingsbehovene, kjøling og totalt energiforbruk som inkluderer vifter, pumper, lys og teknisk utstyr i tillegg.

| <i>Aktuell TEK</i> | Lavenergibygg | 10 | 07 | 97 | 87 | 69 | 49 | Eldre |
|--------------------|---------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Romoppvarming | 19,1 | 46,2 | 51,5 | 75,2 | 76,8 | 94,7 | 169,9 | 188,5 |
| Ventilasjonsvarme | 19,5 | 13,0 | 47,5 | 57,5 | 72,3 | 82,4 | - | - |
| Varmtvann | 29,8 | 29,8 | 29,8 | 29,8 | 29,8 | 29,8 | 29,8 | 29,8 |
| Kjøling | - | - | - | - | - | - | - | - |
| Total energibruk | 144,8 | 189,0 | 247,6 | 317,2 | 386,5 | 354,4 | 311,9 | 330,6 |

Tabell 2.1: Fordeling av energiforbruk ved ulike tidsperioder [kWh/m²] (Bøhn et al., 2012) Beregnet for sykehjem på 2400 m² fordelt på 2 etasjer i Oslo vha. SIMIEN.

Bøhn et al. (2012) vurderer teknisk potensial for energieffektivisering av alle sykehjem til å være i underkant av 1 TWh/år, hvorav ca. halvparten vil være lønnsomt å gjennomføre. Beregnet teoretisk mulig energieffektivisering er ca. 2 TWh/år for 2010.

I en rapport utarbeidet av COWI ved Stene og Øiene Smedegård (2013) på oppdrag for Enova er blant annet effekt- og energibehov for sykehjem ulike steder i Norge med ulik byggestandard analysert. Av rapporten vurderes nattsinking som lite egnet for bygninger som er middels tunge. Det gir liten energibesparelse, samtidig som effektbehovet for bygningen vil øke. Det økte effektbehovet vil medføre større investeringskostnad for varmeanlegget, spesielt ved bruk av varmepumpe hvor det er høy investeringskostnad per installert varmeeffekt. Simulering av kontorbygg med byggestandard som *normalhus* indikerer at nattsinking medfører 10% økning av effektbehovet. Med normalhus-standard er det lagt til grunn TEK87 med enøktiltak.

2.2 Eldre som brukergruppe

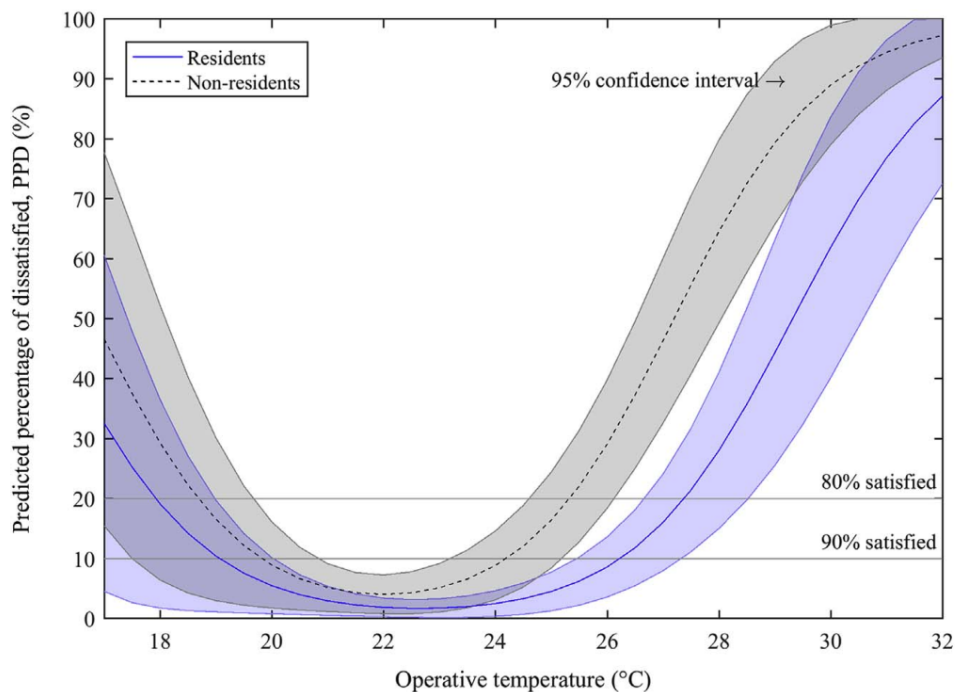
Det er nødvendig å være bevisst på hvordan eldre og pleietrengende pasienter skiller seg fra unge og friske som brukergruppe. Preferanser og tilpasningsevne til innendørsklima vil ikke være like for de ulike brukergruppene. For å kunne velge en best mulig løsning for det termiske energisystemet til et sykehjem må dette tas med i betraktningen. Dette gjelder spesielt for valg av styringsstrategi.

Etter hvert som mennesker blir eldre blir man også i dårligere stand til å håndtere skiftende temperatur. Fysiologiske studier har vist at eldre ikke er i like stor grad i stand til å re-

gulere kroppsvarmen når man blir utsatt for lavere temperatur (sammenlignet med yngre). Dette skyldtes delvis at eldre har lavere muskelmasse og lavere aktivitetsnivå som gir lavere metabolisme (MET) og dermed lavere varmeproduksjon. Kroppens reaksjon på kulde er å redusere blodtilstrømningen mot huden, øke metabolismen, og etter hvert skjelve. Dette reduserer varmetap samtidig som varmeproduksjonen økes for å opprettholde kroppstemperaturen. Etter hvert som man blir eldre vil kroppens evne til dette avta (Florez-Duquet and McDonald, 1998; DeGroot and Kenney, 2007).

Termisk komfort for eldre oppleves annerledes enn for resten av befolkningen ifølge et studie av Tartarini et al. (2018). I studiet ble fem sykehjem i Australia undersøkt, og over 500 beboere, helsepersonell og besøkende ble intervjuet samtidig som inneklimate ble kartlagt. Studiet benytter PMV-modellen. Resultatene viser at eldre kler seg varmere – de benytter tykkere og mer klær med totalt høyere isolasjonsevne, I_{clo} – enn de resterende brukerne. Blant beboerne var det korrelasjon mellom alder og grad av bekledding; høyere alder medførte mer klær.

Om sommeren benyttet beboerne egne vifter samt åpning av vinduer for å kompensere for økt temperatur. Slik regulerer beboerne aktivt parametre de har kontroll over for å oppnå termisk komfort. Samtidig viser funnene at de eldre var mer tolerante for et større temperaturintervall, spesielt høyere temperaturer. Figur 2.2 viser PPD-diagram, gjengitt fra artikkelen. Dette viser tydelig at beboerne ønsker høyere temperatur, helst ca. 23 °C, og er mer tolerante for et større temperaturintervall enn øvrige brukere (Tartarini et al., 2018).



Figur 2.2: Estimert PPD for brukere av sykehjem (Tartarini et al., 2018)

Eldre (vist med blå) er mer tolerante for større temperaturintervall og ønsker høyere temperatur enn øvrige brukere (vist med grå).

2.3 Tilskuddsordninger

Gjennom statlige tilskuddsordninger er det mulig for bedrifter og privatpersoner å få dekket deler av utgiftene knyttet til energibesparende tiltak. I Norge tilbyr Enova SF støtte for dette. Målsettingen er å bidra til arbeid mot et lavutslippssamfunn, og til innovasjon og nyskapning av bærekraftige løsninger.

På nettsidene til Enova SF (2019b) listes støtteprogrammene opp. For et sykehjem kan det være aktuelt å søke om støtte i kategoriene: “Varmesentral”, samt eventuelt “Introduksjon av ny teknologi i bygg og områder” og “Beste tilgjengelige teknologi i eksisterende bygg”. Kategoriene avhenger av hvilken løsning som velges og hvor langt oppdragsgiver ønsker å gå. For saksstudiet, Venneslaheimen, er førstnevnte uansett aktuelt dersom dagens energisentral(er) skiftes ut.

Tabell 2.2 gjengir støtteordningene, med spesifiserte satser for varmesentralinstallasjoner.

| | Krav | Støttesats |
|---|--|--|
| Varmesentraler | Basert på fornybar energikilde - Solfangeranlegg - Væske-vann varmpumpe - Flis, briketter, pellets | Inntil 45 %, maks 1 million 201 kr/m ² 1600 kr/kW 1700 kr/kW |
| Introduksjon av ny teknologi i bygg og områder | Innovative energiløsninger, samt tiltak for redusert klimagassutslipp: - Enkeltteknologier/teknologier i samspill og energisystemet med forretningsmodeller knyttet til disse | 30–60 % av merkostnader |
| Beste tilgjengelige teknologi i eksisterende bygg | Må oppfylle “BAT” og minst en av: - Bidra til redusert energibruk - Konvertering fra direkte elektrisk oppvarming til vannbåren fornybar | 30 % av kostnader |

Tabell 2.2: Støtteordninger fra Enova SF (2019b)

For å kunne bli tildelt støtte må støtten være en forutsetning for å oppnå målet i støtteordningen. Prosjektet må altså avhenge av støtten for å bli gjennomført. Støtte vil kun deles ut for prosjekter som søker før prosjektet igangsettes eller før det er forpliktet til å gjennomføres. Beløpet som mottas skal være knyttet til merkostnadene ved å velge en mer miljøvennlig løsning enn alternativet, og er begrenset til å dekke en andel av disse (Enova SF, 2017).

3. Metodikk: design av varmepumpeanlegg for sykehjem

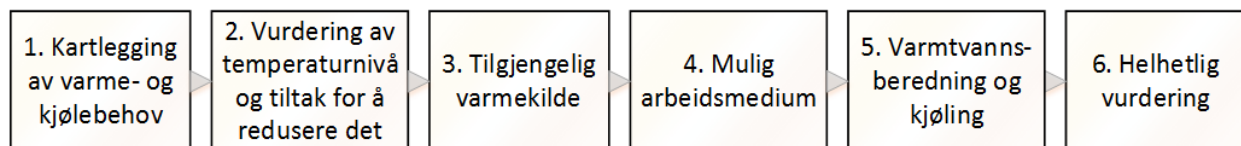
Som fortalt innledningsvis er det et uttalt mål i Norge om å sterkt redusere energiforbruket til bygninger. For å oppnå dette er det nødvendig å energieffektivisere eksisterende bygg, så vel som nye bygninger. Som senere vist i kapittel 10 er det mulig å redusere energiforbruket i stor grad ved installasjon av varmepumpe og ombygging av energisentralen for et sykehjem.

F-gass direktivet stiller en rekke krav ved bruk av fluor-holdige arbeidsmedier, blant annet HFK-arbeidsmedier. Dette er gjennomgått i kapittel 4.1. Som alternativ til HFK- er HFO og naturlige arbeidsmedier godt egnet. Disse har i motsetning til HFK-gasser svært liten eller ingen påvirkning på global oppvarming, og for naturlige arbeidsmedium er stoffene og deres egenskaper godt kjente.

Med mål om å adressere disse to utfordringene er det i dette kapitlet foreslått en metodikk for design av varmepumpeanlegg i eksisterende eller nye sykehjem hvor det benyttes miljøvennlig arbeidsmedium. Foreslått metodikk er benyttet gjennom denne avhandlingen for evaluering av ulike varmepumpetekniske løsninger for Venneslaheimen som saksstudie, som viser at det er fullt mulig.

Metodikken er et rammeverk for design-prosessen og gir en oversikt over hvilke muligheter som kan være egnet for et gitt sykehjem. Den er utformet på en slik måte at det kreves individuell vurdering, som er nødvendig for å fange kompleksiteten i prosessen og krever derfor kunnskap om miljøvennlige arbeidsmedium og varmepumpetekniske løsninger – noe kapittel 4 er ment å bidra til. Videre er metodikken basert på egenskaper ved de ulike alternativene. Her er det ikke tatt hensyn til kostnadsnivå eller hva som er kommersielt tilgjengelig, da dette kan forandre seg etterhvert som nye produkter utvikles.

Stegene i metodikken er vist i figur 3.1, og gjennomgås i kapittel 3.1–3.6. Det hele oppsummeres som et flytskjema i figur 3.10. Metodikken er ment å benyttes i tidlig-stadie for å bestemme arbeidsmedium, effektdekningsgrad og systemutforming som utgangspunkt for videre detalj-prosjektering. Det er lagt opp til bruk av Matlab-koder som er inkludert som vedlegg. Prosedyren kan til en viss grad overføres til annen tallbehandlings-programvare, for eksempel Microsoft Excel (kan dog være utfordrende for enkelte av kodene, spesielt steg 2).



Figur 3.1: Stegvis design av varmepumpeanlegg for sykehjem

Flytskjema i figur 3.10 oppsummerer hele metodikken ut i fra disse stegene.

3.1 Steg 1: Kartlegging av varme- og kjølebehov

Valg av løsning er avhengig av varme- og kjølebehov, fordeling av varmebehovet mellom ulike varmelaster, temperaturnivå for varmesystemet, varmekilde med mer. Med gode tall for størrelsen på energiforbruket og hvordan det er fordelt mellom ulike varmelaster er det mulig å tilpasse systemløsning for å dekke disse på best mulig måte. Størrelsen på varmepumpe, altså effektdekningsgraden, og dermed mulig energidekningsgrad er sentralt for å oppnå mest mulig energibesparelse og samtidig oppnå et lønnsomt prosjekt. Dette tas opp igjen i steg 6 med effektdekningsgrad.

For de videre stegene i metodikken må energiforbruk kartlegges over et helt driftsår. I eksisterende bygg bør målinger av varme- og kjølebehovet gjennomføres, ved logging med et gitt intervall. Dersom mulig bør målingene strekke seg over flere år for å utligne eventuelle klimavariasjoner, graddagskorrigering bør uansett benyttes. Det vil også være tilstrekkelig med simulering, for eksempel ved bruk av SIMIEN (ProgramByggerne, 2018). I noen tilfeller kan simuleringsresultat vise annen verdi enn hva som er reelt (analyse av Justvik skole viser et stort avvik mellom simulerte og faktiske verdier for energibruk til oppvarming (Moe, 2018)). Resultatene fra simulering bør derfor valideres med målte data dersom mulig, og modellen tilpasses om nødvendig.

I eksisterende bygg må varmedistribusjonssystemet kartlegges. Ved flere varmekurser som radiatorer, gulvvarme, ventilasjonsvarme, snøsmelting og lignende må lastprofil og effektforhold bestemmes. Helst bør målinger for hver av dem gjennomføres for et bedre dimensjoneringgrunnlag. Dersom bruk av CO₂-varmepumpe er aktuelt vil måling av returtemperatur fra varmedistribusjonssystemet gjøre det mulig å vurdere gjennomførbarheten og beregne COP.

For utfyllende størrelse kan tabellverdier fra relevante TEK-forskrifter i kombinasjon med standarder benyttes. Standarder som NS-EN 12831, NS-EN 52016 og SN/TS 3031 med flere dekker metoder for beregning av bygningers energiytelse med energi- og effektbehov for oppvarming og kjøling. I slike standarder beregnes gjerne brutto effektbehov for oppvarming etter formel 3.1, og varmetapstallet beregnes etter formel 3.2 for forskjellige poster, hvor f er korreksjonsfaktor. Her må det i ettertid tas høyde for internlaster for beregning av netto effektbehov, som er lavere. Effekt for varmebatteri kan også beregnes etter formel 3.3–3.4.

$$\dot{Q} = (H_{Total,bygg} + H_{Vent}) \cdot (T_{inne} - T_{ute}) \cdot A, \text{ hvor:} \quad (3.1)$$

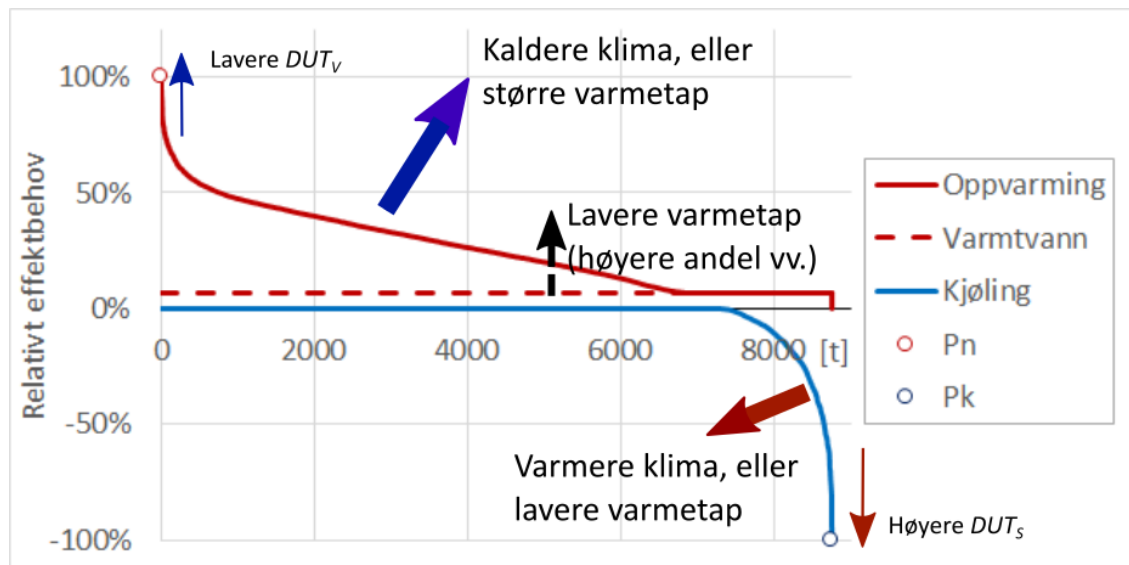
$$H = \sum_k (A_k \cdot U_k \cdot f) \quad (3.2)$$

$$\dot{Q}_{varmebatteri} = \rho \cdot \dot{V} \cdot c_p \cdot (T_{settpunkt} - T_{tilluft}), \text{ hvor:} \quad (3.3)$$

$$T_{tilluft} = \eta_{v.gj.} \cdot (T_{avtrekk} - T_{ute}) + T_{ute} \quad (3.4)$$

Etter simulering eller måling ved bestemt intervall lagres resultatet i Excel-dokument for bruk av Matlab for beregninger i de påfølgende stegene. Varighetskurve må også konstrueres som vil gi en idé om nødvendig varmeytelse for å oppnå høy energidekningsgrad, som vil bli nøyere gjennomgått i steg 6 hvor effektdekningsgrad bestemmes. Eksempel på varighetskurve

er vist i figur 3.2, og den illustrerer hvordan byggstandard og klima vil påvirke energi- og effektbehovet.



Figur 3.2: Prinsipiell varighetskurve for sykehjem

Kaldere klima og/eller større varmetap vil føre til økt varmebehov og lavere andel varmtvannsoppvarming, mens varmere klima og/eller lavere varmetap fører til økt kjølebehov. DUT påvirker spisslastbehovet.

Ved flere bygninger må man i tillegg summere simulerings- eller måleresultatet for å få et totalforbruk for bygningsmassen, og konstruere et varighetsdiagram for dette. Dette benyttes til å vurdere en løsning med et sentralt varmepumpeanlegg, som alternativ til ett anlegg per bygg. Gjennom metodikken vurderes dette som et alternativ, og på denne måten vurderes hele bygningsmassen under ett. Dette kan gjøre det mulig med et større og bedre anlegg, men setter igjen begrensninger for oppvarming av ulike varmelaster. En utfordring kan være plassering av energisentral og avstand mellom byggene som må vurderes individuelt. Kostnad for rørføringer må i så fall inkluderes i den økonomiske analysen, i tillegg til at varmetap fra rørene trekkes fra mulig energibesparelse. Dette gjøres i steg 6, hvor sistnevnte beregnes ved bruk av Matlab-kode i vedlegg C.2.

3.2 Steg 2: Vurdering av temperaturnivå

Varmedistribusjonssystemets temperaturnivå spiller en vesentlig rolle for design av varmepumpeanlegg. I dette og de påfølgende stegene er det laget et beslutningstre for valg av egnet løsning, her (som i figur 3.10) starter man med utgangspunktet gitt av bygningsmassen: rød, gul eller grønn. Ved flere bygninger vurderes temperaturnivå for hvert bygg, og løsninger som passer for kun noen av dem kan vurderes for en helhetlig løsning i de neste stegene. Dette kan gi høy energidekningsgrad selv om ikke alle bygg kan benytte varmepumpen hele året. Utgangspunktet, med kategoriene for steg 2, er vist i figur 3.3 med tilhørende tekst:



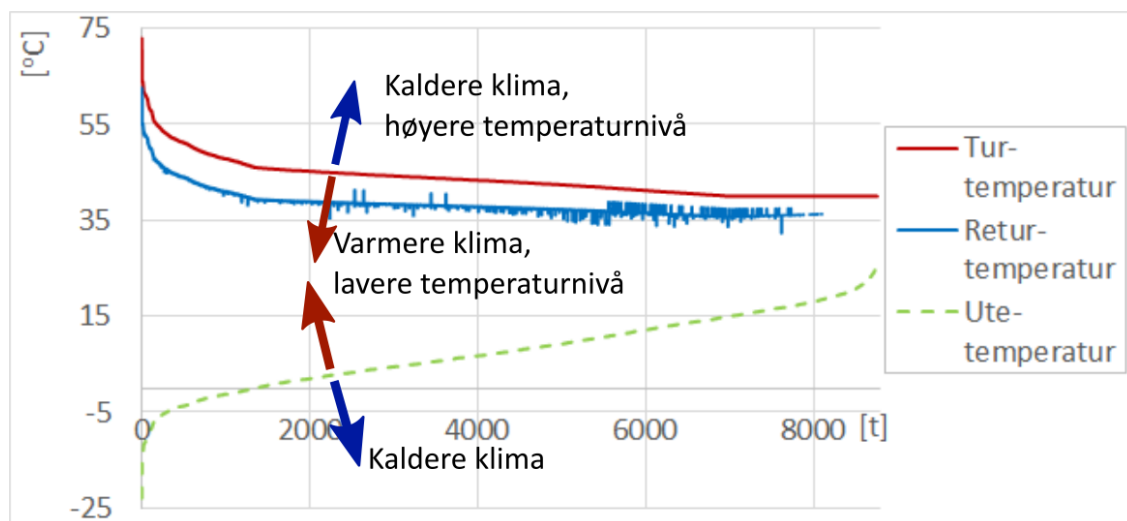
Middels/lavt–lavt temperaturnivå (turtemperatur mellom 40–60 °C): gir gode forutsetninger for høy COP og varmeytelse. Åpner for mange mulige løsninger. Flere varmelaster kan utnyttes i spesielle tilfelle for bruk av CO₂-varmepumpe.

Middels/høyt temperaturnivå (turtemperatur delvis over 60 °C): avhenger av radiatorstype, -størrelse, og antall, byggets varmetap, klima og lignende. Utskiftning eller etterinstallasjon kan være aktuelt. Begrenser mulige løsninger noe.

Høyt temperaturnivå (turtemperatur i stor grad over 60 °C): avhengig av samme som for middels/høyt temperaturnivå. Klima kan være avgjørende for hvilken kategori ett bygg havner i. Begrenser mulige løsninger.

Eldre bygg med stort varmetap og få radiatorer vil ha høyt temperaturkrav. I bygg med flere oppvarmingsmetoder som radiatorer, gulvvarmekurser og ventilasjonskurser er det muligheter for seriekobling av disse for å redusere returtemperaturen. I spesielle tilfeller kan dette føre til mulig bruk av CO₂-varmepumpe hvor dette er avgjørende, men også ved bruk av underkjølingsvarmeveksler for en konvensjonell varmepumpe kan det øke energibesparelsen.

Det er viktig å være bevisst på hvilken betydning klima har på temperaturnivået. På samme måte som for varighetsdiagram med effektbehov (figur 3.2) vil temperaturnivå bli påvirket av kaldere og varmere klima. Dette er illustrert i figur 3.4, hvor varighetsdiagram av tur- og returtemperatur er vist for et eksempelbygg. Temperaturnivået over året til et bygg avhenger dermed ikke bare av varmetap og varmedistribusjonssystem, men altså også klima.



Figur 3.4: Temperatur-varighetskurve for et eksempel-sykehjem

Kaldere klima vil føre til høyere temperaturnivå, mens varmere klima fører til lavere temperaturnivå. Vurdering av kun varmedistribusjonssystem og varmetap for å bestemme temperaturnivå er dermed ikke tilstrekkelig.

Dersom det er mulig å senke temperaturkravet bør utekompenseringskurve revurderes. Både COP og energidekningsgrad vil i så fall kunne økes. Ved utskiftning fra olje- eller elkjel kan denne være unødvendig høy. Spesielt i tilfeller hvor varmepumpen er begrenset av maksimalt temperaturløft eller kondenseringstemperatur vil dette påvirke energidekningsgraden. I tillegg vil jevnt over lavere kondenseringstemperatur føre til høyere COP og varmeytelse for varmepumpen.

Ny utekompenseringskurve for turtemperatur kan konstrueres ved bruk av varmetapstallet for å beregne nødvendig effektbehov for enkelte rom og areal. Dette gir en gjennomsnittlig verdi og tar ikke hensyn til at enkelte rom med større andel yttervegg, vindu eller lignende vil ha større varmetap. En margin kan legges til eller individuell vurdering av rommene kan gjennomføres for å ta høyde for dette. Internlaster må også inkluderes.

Ved hjelp av ligning 3.1 må nødvendig temperatur for installerte radiatorer/gulvvarme bestemmes for netto effektbehov ved ulike utetemperaturer (tabeller med sammenheng mellom temperatur og effekt oppgis som regel av leverandør). Ved bruk av ligning 3.3 kan dette gjøres tilsvarende for varmebatteri.

For bygg med SD-anlegg som har romstyring kan pådrag av varme til rommene overvåkes for å finne ut hvilke rom som har større varmebehov. Her må man være observant på at reguleringsmekanismen kan gi inntrykk av et større pådrag enn hva som er nødvendig. Det bør vurderes å skifte ut eller etterinstallere flere radiatorer i rom som begrenser muligheten for å senke temperaturnivået. En radiator med større overflate og høyere U -verdi vil behøve lavere temperaturnivå for å avgi samme effekt.

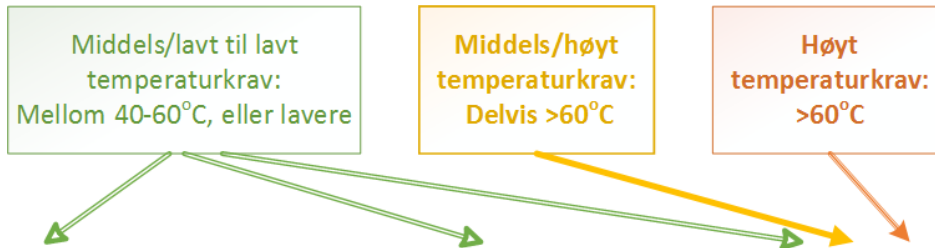
Tilstanden til radiatorer, rør, isolasjon og andre komponenter må vurderes for korrosjon, slitasje og lignende. Detaljer for dette blir ikke diskutert her, men rensing av varmedistribusjonsnett kan være svært viktig. Innvendig korrosjon, sedimentering, beleggdannelse og begroing i varmeavgivere vil øke termisk motstand og dermed redusere avgitt varmeeffekt ved gitt temperaturnivå.

Dersom flere varmekurser av ulikt temperaturnivå er parallellkoblet, vil ombygging til seriekobling føre til større temperaturfall og redusert vannstrøm. Seriekoblingen kan dermed redusere energibruk fra pumper, men det er viktig å være klar over at trykkfallet og nødvendig løftehøyde for pumper vil øke. Større temperaturfall kan utnyttes ved bruk av underkjølingsvarmeveksler for varmepumpe som gir økt COP og varmeytelse. Varmepumpens varmeytelse vil øke med ca. 1 % og COP tilsvarende per grad væsken underkjøles (Zidjemans, 2014). Dette avhenger av hvilket arbeidsmedium som benyttes. Dersom returtemperaturen er lav nok kan det være aktuelt å benytte en CO₂-varmepumpe.

For beregning av forventet temperaturfall kan Matlab-kode i vedlegg C.1 benyttes i kombinasjon med simulering eller loggede data med bestemt intervall. Enkelte modifiseringer av koden kan være nødvendig for å at den skal passe med oppsett, filnavn og så videre (forklart i vedlegg C.1). Her er massestrøm bestemt av forhåndsdefinert temperaturfall over hver varmekurs, som funksjon av utekompenseringskurven. Ved enkel modifisering kan koden skrives om til konstant massestrøm eller annen reguleringsstrategi.

3.3 Steg 3: Tilgjengelige varmekilder

Varmekilde for varmepumpen må vurderes etter tilgjengelighet, mulig energibesparelse, vedlikehold, kostnadsnivå og andre spesielle hensyn. Mulig energibesparelse vil naturligvis bli påvirket av hvordan varmekilden vil medvirke til høy COP og energidekningsgrad. I kapittel 7 diskuteres tre ulike varmekilder: bergvarme, uteluft og elv for plasseringen til Venneslaheimen. Her gis det en enkel gjennomgang av varmekildene i figur 3.5–3.6 med tilhørende tekst. Denne listen er ikke uttømmende og lokale forhold må tas i betraktning (Stene, 2018e,g):



Figur 3.5:
Steg 3 (1)
(utdrag
fra figur
3.10)

Luft passer best for mindre installasjon hvor det ikke er høyt temperaturkrav. Store svingninger i temperatur, i motfase med oppvarmings- og kjølebehov, gir dårligere forhold enn øvrige varmekilder.

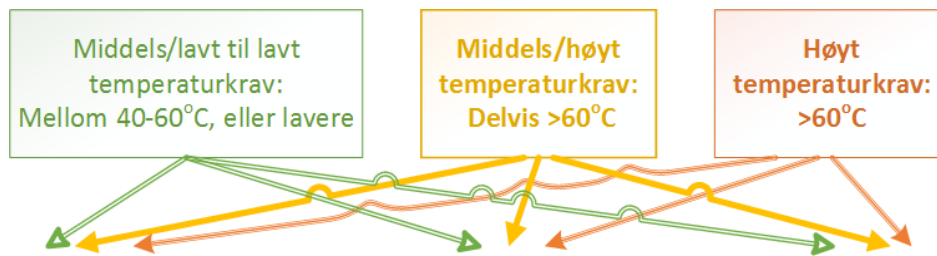
- Lavest middeltemperatur av de nevnte og krever stor gjennomstrømning for varmeopptak, temperaturnivået avhenger i stor grad av beliggenhet.
- Utfordringer med avriming, korrosjon (sjøluft), i tillegg til høyt energibruk fra vifter.
- Lav utetemperatur samtidig som høyt temperaturkrav fører til høyt trykkforhold og høy trykkgasstemperatur som reduserer levetid for kompressorene. Det kan også begrense mulig temperaturløft.
- Lav investeringskostnad, men minst potensial for energibesparelse, moderat driftssikkerhet, driftskostnader og vedlikeholdskostnader.

Elv/innsjø avhenger av størrelse, beliggenhet, vannmengde og lignende, og kan passe de fleste applikasjoner (kun pil fra middels/lavt-lavt temperaturnivå er valgt konservativt).

- Flere faktorer vil påvirke temperaturen som gjør at lokale målinger må utføres, spesielt kan grunne elver komme nærme frysepunkt.
- Lav temperatur vinterstid kan begrense mulighet for varmeopptak med fare for frysing, og høy temperatur sommerstid kan gi dårlige betingelser for kjøledrift.
- Har mange likheter med sjøvann og tilsvarende varmeopptakssystem, men krever mindre av utstyret ettersom det er mindre korroderende.
- Begroing og forurensninger kan være utfordrende.
- Høyere frysepunkt i ferskvann kontra saltvann.

Berg/fjell passer de fleste applikasjoner, men større anlegg krever større areal for å fordele energibrønner. Gode grunnforhold er også viktig.

- Holder relativt stabil temperatur uavhengig av årstid som gir gode forhold for høy COP og høy varmeytelse.
- Gode forhold for kjøling og mulighet for frikjøling i store deler av sommeren.
- Over tid vil energibrønner kjøle ned berggrunnen og liten brønnavstand vil forsterke effekten (bør være minimum 15 m). Tilbakeførsel av varme til energibrønner (lading) kan motvirke dette.
- Dårlige grunnforhold kan øke kostnader og redusere mulig effektuttak. Testing av grunnforhold bør gjøres.
- Høy driftssikkerhet, lang levetid og lite vedlikehold med lave driftskostnader, men høy installasjonskostnad.



Figur 3.6:
Steg 3 (2)
(utdrag fra
figur 3.10)

Grunnvann passer godt for de fleste applikasjoner, men tilgjengelighet avhenger av lokale forhold.

- Meget stabil varmekilde med temperaturnivå som gir gode driftsbetingelser for både oppvarming og kjøling med frikjøling.

- Vannkvalitet kan sette store begrensninger: mineralrikt vann, eller annet smuss og lignende kan føre til beleggdannelse og tetting av komponenter som fører til driftsproblemer.

- Krever undersøkelser i forkant og faglig vurdering, utfelling i varmevekslere og rør kan være krevende.

- Moderat investeringskostnad og mulighet for høy energibesparelse, dog høyt energiforbruk for pumper.

Sjøvann forutsetter at bygningen ligger nærme sjøen, hvor det er gode dybdeforhold eller mulighet for plassering av kollektorer i sjøbunn.

- Jevn temperatur året rundt med god temperatur (avhengig av lokale forhold) gir gode forhold for oppvarming, avhengig av temperatur kan også frikjøling være mulig.

- Kan utformes som indirekte eller direkte varmeopptakssystem med flere muligheter, mer korroderende enn ferskvann og krever derfor spesielt utstyr.

- Ytterligere utfordringer som følge av begroing, forurensninger.

- Moderat investeringskostnad og vedlikehold, lave driftskostnader og høy energibesparelse.

Gråvann (spillvarme) passer godt for applikasjoner med stor andel oppvarming og høyt temperaturkrav for å redusere nødvendig temperaturløft. Andre former for varmegjenvinning kan også være aktuelt.

- Høy og stabil temperatur uavhengig av årstid som gir gode forhold for høy COP og varmelytelse.

- Vannmengden, tidsvariasjoner og forurensninger kan sette begrensninger, det kreves derfor reservoar for oppsamling og utjevning av tilsiget.

- Viktig med effektiv og regelmessig rensing av varmevekslere.

- Høy og stabil temperatur er godt egnet for oppvarming, mindre egnet for kjøling (ingen frikjøling).

- Krever spesielt utstyr, men har moderat investeringskostnad.

Valg av varmekilde må ta hensyn til lastprofilen og varmepumpeløsning. Helst ønskes et stabilt og høyt temperaturnivå om vinteren for oppvarming, og lavt nok til å kunne benyttes for frikjøling om sommeren. Ved dimensjonering må det tas hensyn til netto mengde energiuttak. Sykehjem er i drift hele året, hver dag og med driftstid fra morgen til kveld. I tillegg er det et stabilt høyt varmtvannsbehov. Dette bidrar til økt energibehov i forhold til spisslastbehov. Som vist av Stene and Øiene Smedegård (2013) gjør dette at sykehjem har større energibehov i forhold til spisslastbehov enn eksempelvis kontorbygg. Denne effekten forsterkes for eldre bygg og bygg med lavere byggstandard som har større varmetap som følge av dårligere isolasjon, kuldebroer, lav grad av varmegjenvinning i ventilasjonsanlegget og lignende.

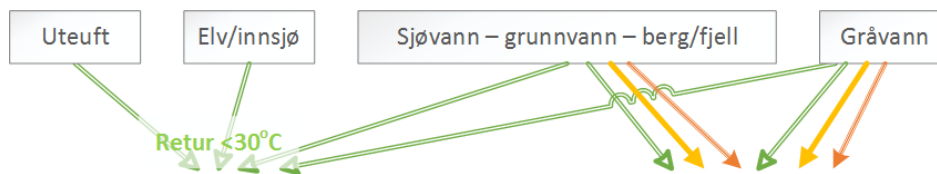
Varmekilder med begrenset mengde termisk energi må dimensjoneres i større grad med hensyn til energiuttaket fremfor effektuttak. Tilbakeførsel av varme om sommeren ved kjøledrift eller ytterligere tilførsel fra for eksempel solfangere vil “lade” varmekilden og bidra til økt temperatur i fyringssesongen (i kapittel 9.1 er bruk av solfangere i kombinasjon med bergvarme diskutert).

3.4 Steg 4: Mulig arbeidsmedium

Valg av arbeidsmedium er en sentral del av prosjekteringen og kan sette begrensninger eller åpne for muligheter for systemutformingen, og mulig COP og energibesparelse. Kapittel 4 er utfyllende til dette steget og går i detaljer på ulike arbeidsmedier og tekniske forbedringer nevnt her. HFO-er er tatt med som alternativ til propan.

Hvilket arbeidsmedium som passer best avhenger av flere forhold og dette er illustrert her i figur 3.7–3.8 med tilhørende tekst (Stene, 2018a,b,c,d):

Merk at fargen på pilene er gitt av temperaturnivå fra steg 2, og egnede alternativ dermed er bestemt av temperaturnivå i varmedistribusjonssystemet.



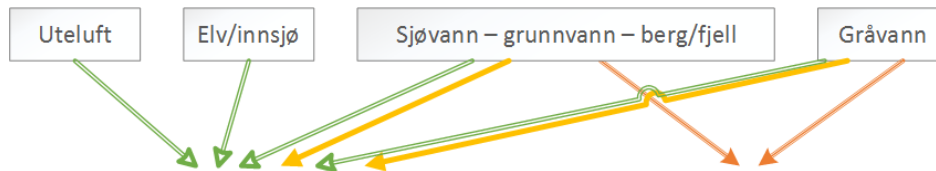
Figur 3.7:
Steg 4 (1)
(utdrag fra
figur 3.10)

Karbondioksid (R744) kan benyttes for kombinert romoppvarming og varmtvannsberedning. Som pekepinn kan returtemperatur på $30^{\circ}C$ eller lavere benyttes som øvre grense, dette er for eksempel maksimal inngående vanntemperatur for varmepumper levert av Enerblue (2019a,b).

- Avhengig av varmebehov og temperaturnivå kan høyere COP oppnås enn for andre arbeidsmedium som følge av bedre temperaturtilpasning (gjelder for oppvarming av tappevann)
- Krever seriekobling av varmelaster med avtakende temperaturnivå for romoppvarming. Dette kan gjøres på ulike måter
- Sikkerhetsklasse A1: ingen behov for sikkerhetstiltak

Ammoniakk (R717) passer for større sykehjem, eventuelt med flere bygninger. Kan kreve større investering enn de øvrige arbeidsmediene.

- Best egnet til å oppnå høy COP for romoppvarming og -kjøling sammenlignet med de andre nevnte.
- Trykkklasse på 28 bar kan levere varme opp til ca. $55^{\circ}C$, mens for høyere temperatur kreves 40 bar eller mer og tiltak for å redusere trykkgasstemperatur (høyere kostnad).
- Lang levetid og driftssikre anlegg.
- Kommersielt tilgjengelig i ulike varianter, kan være nødvendig med spesialdesign for høy trykkklasse.
- Sikkerhetsklasse (B2L): giftig og har høye sikkerhetskrav (forklart senere, i kapittel 4.1).



Figur 3.8:
Steg 4 (2)
(utdrag fra
figur 3.10)

Propan (R290) er fleksibelt både for temperaturnivå på varm og kald side. Det er egnet for anvendelser ved både lavt og middels temperaturnivå, og har lignende egenskaper som R134a.

- Varmeleveranse på 60 °C kan oppnås ved trykkklasse på 25 bar.
- Arbeidsmediet gir mulighet for høy COP ved romoppvarming og også for varmtvannsberedning (som senere vist i kapittel 4.1).
- Flere norske leverandører tilbyr standard varmepumpeaggregat opp til om lag 140 kW varmeytelse med 5 kg fyllingsmengde.
- Sikkerhetsklasse A3 (brennbart) og krever sikkerhetstiltak, med blant annet begrensning i fyllingsmengde (jf. kapittel 4.1).
- **HFO** (sikkerhetsklasse A2L) kan eventuelt benyttes som alternativ, og har tilsvarende egenskaper som R134a.

Iso-butan (R600a) er godt egnet ved høyt temperaturnivå. I bygningsmasse av eldre karakter med varmedistribusjonssystem med høy-temperatur kan dette være aktuelt.

- Kondenseringstemperatur på 80 °C krever ca. 15 bar kondenseringstrykk.
- Lavt normalkokepunkt gjør at varmekilder med lav temperatur er uaktuelt
- I tilfeller med høye temperaturløft kan kaskade-anlegg benyttes med for eksempel propan i lavtemperaturtrinnet.
- Sugegassvarmeveksler eller annen overheting nødvendig for å unngå to-faseområdet under kompresjon, underkjølingsvarmeveksler er også gunstig.
- Sikkerhetsklasse A3 (brennbart) og krever sikkerhetstiltak, med blant annet begrensning i fyllingsmengde.
- Få/ingen kommersielle standard-aggregat.

3.5 Steg 5: Varmtvannsberedning og kjøling

Etter valg av arbeidsmedium må det bestemmes metode for varmtvannsberedning hvor målet er størst mulig energidekningsgrad med varmepumpen. Dette avhenger i stor grad av hva som er kommersielt tilgjengelig av varmepumpeaggregat, om hvor stort varmtvannsbehovet er, og om det eventuelt kan spesialdesignes et varmepumpeaggregat. I tillegg skal kjøling tilrettelegges for.

Varmtvannsberedning kan gjøres på flere måter:

- Forvarming: er bedre egnet ved høyt temperaturkrav og lavt varmtvannsforbruk og underkjølingsvarmeveksler og/eller kondensatorvarme kan benyttes for dette. Underkjølingsvarmeveksleren vil bidra til å øke både COP og varmeytelse, som er forklart i kapittel 4.2. Ved forvarming av varmtvann oppnås god temperaturløft og dermed energieffektiv drift. Kondensatorvarme kan også brukes for forvarming og kan oppnå høyere temperaturnivå, men dårligere temperaturløft. Energidekningsgraden er bestemt av temperaturkrav fra utekompenseringskurve i forhold til temperaturkravet for varmtvann og tilgjengelig varmeytelse.

- 2-trinnsoppvarming: egnet også for bygg med middels/høyt temperaturkrav. Overhettingsvarmeveksler kan benyttes for ettervarming av varmtvannet, da i kombinasjon med kondensator og/eller underkjølingsvarmeveksler for forvarming. Dette tillater oppvarming til høyere temperatur enn hva som er mulig med kun kondensatorvarme og vil dermed bidra til høyere energidekningsgrad og økt COP (gjennomgått i kapittel 4.2). Energidekningsgraden er igjen bestemt av temperaturnivået i varmesystemet.
- Vekselventil for ulike driftsmodus: Passer alle typer temperaturnivå, og er egnet ved middels til høyt varmtvannsbehov og foregår ved veksling mellom romoppvarming og varmtvannsberedning. I varmtvannsmodus kan bruk av for eksempel underkjølings- og/eller overhettingsvarmeveksler i samspill med kondensator gi høy COP og energidekningsgrad (illustrert i figur 4.6). Sugegassvarmeveksler kan også benyttes for å øke trykkgasstemperaturen og mengde varme som kan avgis i overhettingsvarmeveksleren. Forskjellen fra kombinert drift er at varmepumpen reguleres etter ulikt sett-punkt og leverer varme til prioritert modus.
- CO₂-varmepumpe med tre gasskjølere: Passer bygg med lavt temperaturnivå og høy andel varmtvannsbehov, og innebærer kombinert drift av varmtvannsberedning og romoppvarming. Første gasskjøler forvarmer varmtvannet – neste dekker romoppvarming med gulvvarme – tredje ettervarmer varmtvannet (illustrert i figur 4.8). Fungerer best ved stabilt høyt varmtvannsbehov som tillater kombinert drift. Krever også driftmodus for kun romoppvarming og kun varmtvannsberedning.
- CO₂-varmepumpe: seriekobling av varmelaster for romoppvarming og varmtvannsberedning i parallell. Dette krever lav returtemperatur og kan for eksempel gjøres med seriekobling av: radiatorer–gulvvarme–ventilasjonsbatteri. Justvik skole i Kristiansand benytter en slik løsning og analysert av Moe (2018) (gjennomgått i kapittel 4.1.1). Systemet oppnådde høy COP til tross for lavere varmtvannsbehov enn antatt.
- Separat varmepumpe: kan benyttes i bygg med stort varmtvannsbehov, og da med CO₂-varmepumpe som beste alternativ. CO₂-varmepumpe seg svært godt til oppvarming av varmtvann, men krever lav inngående vanntemperatur i gasskjøler og god temperatursjiktning i varmtvannstankene. Gjenoppvarming av sirkulerende varmtvann kan derfor være utfordrende. For en slik varmepumpe kan avkastluft vurderes som varmekilde.
- Solfangeranlegg i kombinasjon med varmepumpe (gjennomgått i kapittel 4.2.3): kan passe for alle typer temperaturnivå og er egnet ved middels til høyt varmtvannsbehov. Dette gjør det mulig å oppnå høy turtemperatur og økt COP sammenlignet med kun varmepumpe. Dette kan enten gjøres med ulike driftmodus for varmepumpen, eller kombinert drift med forvarming fra varmepumpen (vist i figur 4.10 og 4.11). Kombinert drift passer bedre for høyt temperaturnivå med lavt til middels varmtvannsbehov.

Både separat varmepumpe og solfangeranlegg kan vurderes som ekstratiltak som erstatter eller utfyller en varmepumpe med forvarming og eventuelt ettervarming. Dermed kan en økonomisk analyse gjennomføres for å beregne eventuell ekstra gevinst ved gjennomføring.

Kjøling av eldre sykehjem i Norge vil ha lavt energibehov sammenlignet med varmebehovet. Med få driftstimer og høyt effektbehov, som illustrert i figur 3.2, vil dimensjonering av

varmepumpeanlegg etter kjølebehovet kunne føre til overdimensjonering og unødvendig store kostnader. Imidlertid kan allergi, støv, støy og lignende gjøre at manuell lufting ikke er mulig. Det bør derfor uansett legges til rette for frikjøling dersom varmekilde tillater det og eventuelt bruk av varmepumpe som kjølemaskin. Romkjøling kan gjøres ved bruk av ventilasjonsluft eller lignende.

Ved bruk av uteluft, elv/innsjø eller gråvann vil det trolig være nødvendig med mulighet for kjøledrift. Berg/fjell, grunnvann og sjøvann kan benytte frikjøling i hvert fall i deler av sesongen. For bergvarme spesielt vil tilbakeførsel av varme bidra til å opprettholde temperaturnivået i berggrunnen. Andre tiltak som solskjerming og eventuelt bruk av PCM (faseendringsmaterialer) for å redusere spisslastbehovet bør også vurderes.

3.6 Steg 6: Helhetlig vurdering

Foregående steg gir flere mulige løsninger, hvor flere kan være aktuelle som gjør at man ikke har én åpenbar løsning. Til nå har hverken størrelsen på varme- eller kjølebehovet, og heller ikke økonomi påvirket valgene. Dette vil naturligvis spille en stor rolle for valg av løsning.

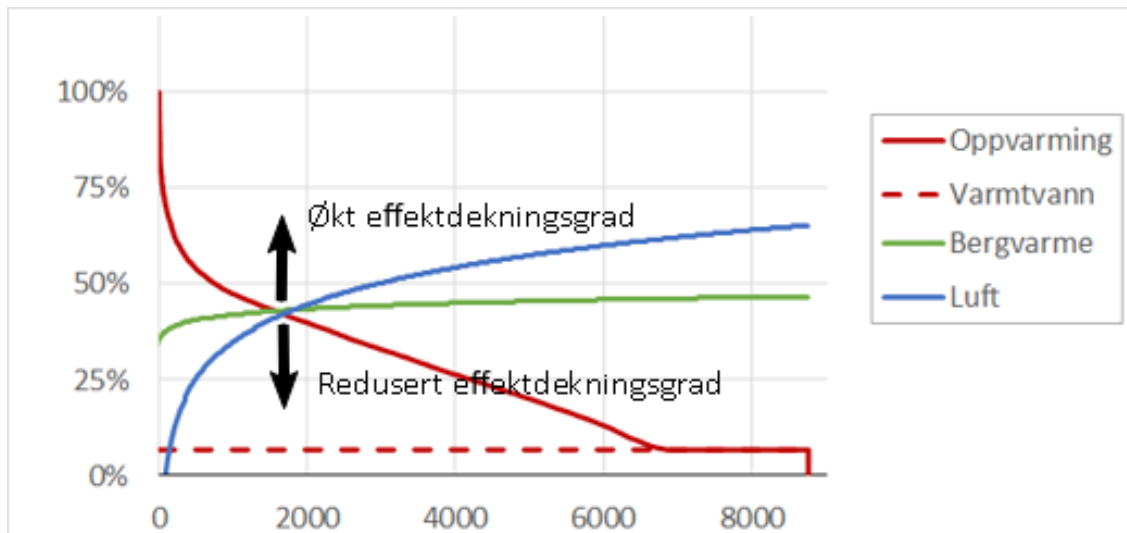
Først må varmepumpens effektdekningsgrad bestemmes. Det bør gjøres en følsomhetsanalyse som undersøker kostnads-optimal effektdekningsgrad for alternativene. Dette kan gjøres ved bruk av Matlab-kode i vedlegg C.2, for beregning av energidekningsgrad og SCOP. Denne sammenstiller beregnet COP og varmeytelse ved ulike driftforhold for den aktuelle varmepumpen med simulerings- eller måleresultatet. I vedlegget og i selve koden er oppbygging og bruk forklart, her må enkelte linjer tilpasses oppsettet og lengde på eventuelle rørstrekk må spesifiseres. Som utgangspunkt bør samme aggregat av ulik størrelse vurderes for de forskjellige alternativene, både under og over antatt kostnads-optimal størrelse. Høyere effektdekningsgrad vil naturligvis gi høyere energidekningsgrad og motsatt, som illustrert i figur 3.9.

Fra beregnet energibesparelse kan lønnsomhetsanalyse gjennomføres ved beregning av tilbakebetalingstid, inntjeningstid eller netto nåverdi. Tilbakebetalingstid, beregner antall år før investeringen er nedbetalt, vist i formel 3.5. Dette er den enkleste formen og gir et overslag på lønnsomheten for alternativet, men tar ikke hensyn til levetid eller tidsverdien til penger. Inntjeningstid, vist i formel 3.6, beregner det samme, men tar høyde for tidsverdien til penger. Netto nåverdi, vist i formel 3.7, beregner total netto inntjening over hele levetiden.

$$TB = \frac{I_0}{B} \quad (3.5)$$

$$IT = \frac{\log\left(\left[1 - \frac{I_0}{B} \cdot r\right]^{-1}\right)}{\log(1 + r)} \quad (3.6)$$

$$NPV = -I_0 + \sum_{n=1}^k \frac{B_n}{(1 + r)^n} \quad (3.7)$$



Figur 3.9: Illustrasjon av effekt- og energidekningsgrad

Høyere effektdekningsgrad gir økt energidekningsgrad og energibesparelse, men kan være begrenset av mulig temperaturløft eller maksimal turtemperatur.

Her er B_n årlig besparelse i år n beregnet fra energibesparelse og fratrukket årlige drifts- og vedlikeholdskostnader, I_0 er investeringskostnad, k levetid og r realrente. Andre metoder for lønnsomhetsanalyse kan også være aktuelle, men de er ikke behandlet her. Hvilken metode som benyttes avhenger av kriterier gitt av oppdragsgiver.

Tilsvarende kan økt energibesparelse beregnes for eventuelle ekstratiltak for varmtvannsberedning fra steg 4 og økonomisk analyse gjennomføres for de. Her må det tas med i beregningene at ved å iverksette ekstratiltakene vil energidekningsgraden til “grunnløsningen” reduseres når denne lasten overtas.

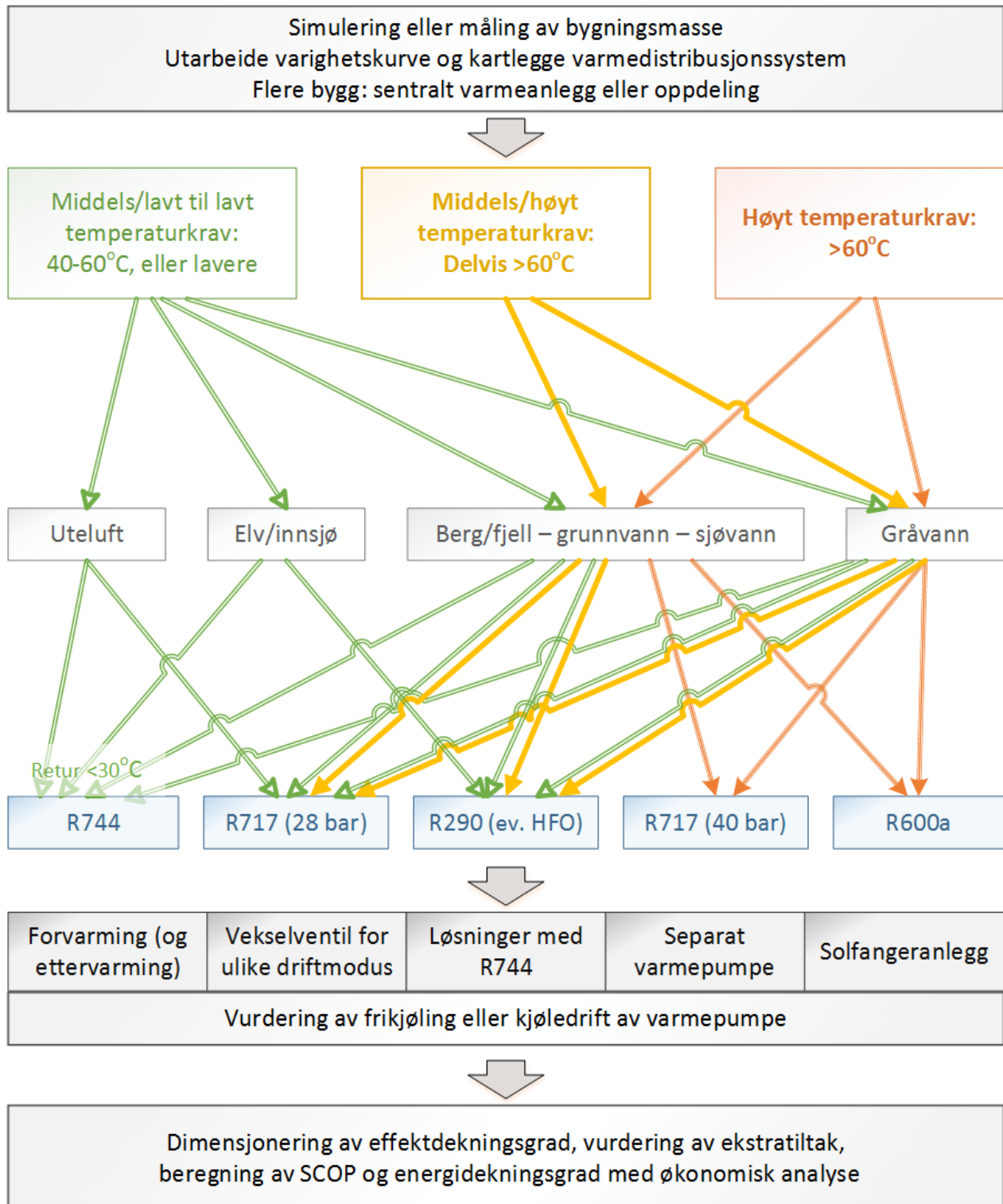
Etter valgt effektdekningsgrad kan de ulike alternativene vurderes mot hverandre og hvorvidt eventuelle ekstratiltak vil lønne seg. Det er ulike måter å gjøre dette på og avhenger av hva oppdragsgiver legger vekt på. En måte kan være å gi ulike kategorier poeng fra 1–10, for eksempel som foreslått i tabell 3.1.

| Kategori | Økonomi | Driftssikkerhet | Energibesparelse | Levetid | Totalsum |
|----------|---------|-----------------|------------------|---------|----------|
| Poeng | | | | | |

Tabell 3.1: Poengvurdering for ulike løsninger

Oppsummert metodikk

Hele metodikken som er gjennomgått stegvis kan oppsummeres som et flytskjema, vist i figur 3.10. Flytskjema viser beslutningstreeet for mulige løsninger. I beslutningstreeet starter man med utgangspunkt gitt av temperaturnivå, steg 2, og ved å følge piler får man mulige løsninger. Fargen er gitt av temperaturnivået Saksstudiet i kapittel 5–10 demonstrerer bruken av metodikken og bør leses i sammenheng med dette kapitlet.



Figur 3.10: Flytskjema: overordnet metodikk for design av varmesystem for sykehjem
Illustrerer fremgangsmåten for design av varmepumpeanlegg ved bruk av miljøvennlig arbeidsmedium. I beslutningstre (steg 2–4) starter man med utgangspunkt gitt i steg 2 og følger fargede piler (gitt av temperaturnivå) som viser mulige, egnede løsninger.

4. Varmepumpetekniske løsninger

Dette kapitlet er utfyllende til steg 4 og 5 i metodikken. Her beskrives ulike varmepumpetekniske løsningene med miljøvennlige arbeidsmedier (HFO og naturlige) og tekniske forbedringer av varmepumpeprosessen som kan benyttes for varmtvannsberedning. Det er et mål for Vennesla kommune (2018a) om å ha identitet som “Grønn urban bygd” og i møte med representanter for kommunen uttalte de et ønske om å bruke bærekraftige løsninger og å utnytte solenergi (E. Lundevold, personlig kommunikasjon, 09. jan.2019). Derfor vil dette kapitlet gi en oversikt over hvilke muligheter som finnes for det og hvilke implikasjoner de gir.

4.1 Miljøvennlige arbeidsmedier

I loven om bruk av helse- miljøfarlige kjemikalier, Produktforskriften (2004) kapittel 6a – omtalt som F-gass direktivet – reguleres bruken av HFK-gasser i Norge. Det er mål om å fase ned bruken av slike gasser. Allerede i løpet av ti år, frem til 2029, skal forbruket være redusert med 70 % fra nivået i perioden 2011–2013. Blant annet er det fra og med 2019 forbudt å importere eller eksportere denne typer gasser uten særskilt tillatelse. Videre er det også krav om sertifisering av personell som håndterer stoffene.

Direktivet omfatter blant annet varmepumpeanlegg som benytter HFK-arbeidsmedier som R407C, R410A og R134a. Dette er gasser med høyt potensiale for bidrag til global oppvarming. Disse sammenlignes med HFO, utviklet som et miljøvennlig alternativ til R134a, og naturlige arbeidsmedier i tabell 4.1. De sistnevnte har liten til ingen innvirkning på global oppvarming, men har til gjengjeld andre utfordringer, som behov for sikkerhetstiltak eller behov for spesiell utforming av varmedistribusjonssystemet.

| Arbeidsmedier | GWP | Sikkerhetsklasse |
|-------------------------|------|------------------|
| R134a | 1430 | A1 |
| R407C | 1774 | A1 |
| R410A | 2088 | A1 |
| HFO | 4-7 | A2L |
| R290 (propan) | 3 | A3 |
| R600a (iso-butan) | 3 | A3 |
| R600 (butan) | 4 | A3 |
| R717 (ammoniakk) | 0 | B2L |
| R744 (CO ₂) | 0 | A1 |

Tabell 4.1: GWP og sikkerhetsklasse for HFK, HFO og naturlige arbeidsmedier (Norsk Standard, 2016a)

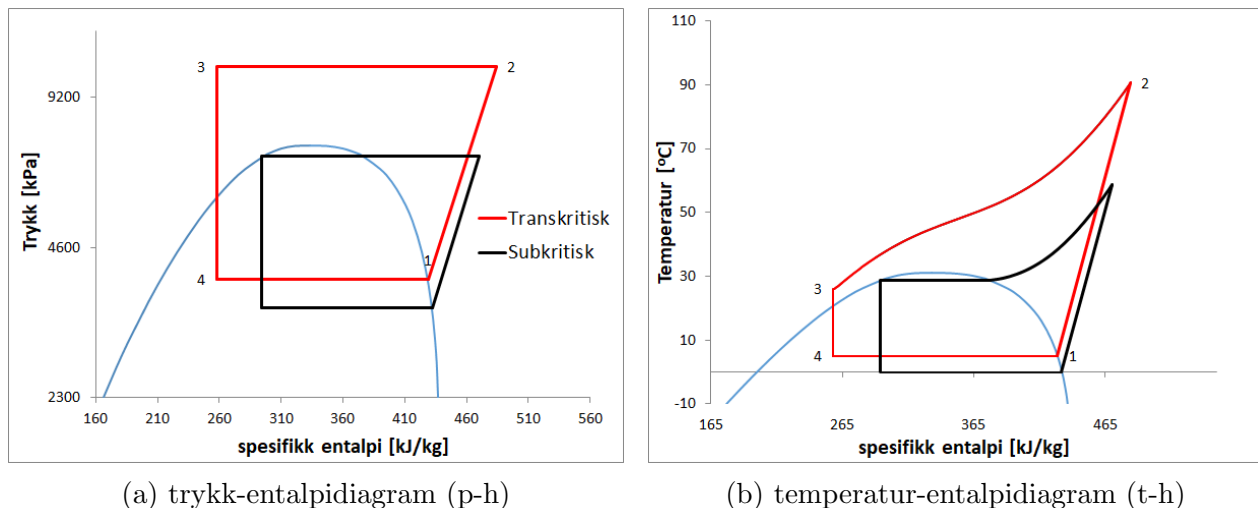
4.1.1 Karbondioksid (R744)

Oppbyggingen og bruksområdet for varmepumpe med CO₂ (R744) skiller seg fra konvensjonelle subkritiske varmepumper. I denne delen vil det derfor bli gjennomgått hvilke hensyn som må tas og hvilke implikasjoner bruken av CO₂ som arbeidsmedium gir. En tidligere prosjektoppgave av Moe (2018) gjør en grundig gjennomgang av dette. Funnene og erfaringer fra prosjektoppgaven danner grunnlaget for kapittelet her.

CO₂ er et miljøvennlig arbeidsmedium som hverken er giftig eller brennbart. I motsetning til hydrokarboner og ammoniakk er det derfor ingen krav til sikkerhetstiltak. Gassen kan dog virke kvelende ved høyt luftinnhold. På grunn av høyere massetetthet vil CO₂-gass samle seg i bunnen av et rom (Haraldsen and Pedersen, 2018), som gjør at det ved høy fylling i et rom med lite volum kan være hensiktsmessig med gassdetektor og alarm.

Konvensjonelle varmepumper avgir varme ved subkrittisk trykk i to-faseområdet. For en CO₂-varmepumpe skjer varmeoverføring som regel ved nedkjøling av gass i en motstrøms varmeveksler (gasskjøler) ved overkrittisk trykk, altså over krittisk punkt. All varme avgis ved nedkjøling av CO₂-gassen og ikke ved kondensasjon, som betyr at varmeavgivelse skjer ved glidende temperatur. Dette gir mulighet for en god temperaturlpasning ved oppvarming av energibærer fra lav til høy temperatur. Varmtvannsoppvarming er et formål som er godt egnet for dette.

Avhengig av trykk ved varmeavgivelse er det mulig å oppnå en høy maksimal turtemperatur. Varmepumpesyklusen er illustrert i figur 4.1, hvor også en subkrittisk varmepumpesyklus er inkludert for sammenligning. Figur 4.1a viser trykk-entalpidiagram og figur 4.1b viser temperatur-entalpidiagram.



Figur 4.1: Illustrasjon av varmepumpesyklusen med CO₂ som arbeidsmedium
Rød viser transkrittisk varmepumpesyklus og sort subkrittisk. Steg 1-2 er kompresjon, 2-3: varmeavgivelse (gasskjøler), 3-4: strupning, 4-1: varmeopptak (fordamper).

Utover de overnevnte egenskapene har CO₂ grunnleggende termofysikalske- og strømnings-egenskaper som gjør det godt egnet som arbeidsmedium. Blant annet har CO₂ (Stene, 2018d):

- Betydelig høyere damptetthet (ρ_g) enn andre arbeidsmedier.
- Høy spesifikk varmekapasitet (c_p -verdi) både i væske- og gassfase. Dette sammen med høy damptetthet vil gi høy volumetrisk varmeytelse. Resultatet er lavere volumstrøm og mindre kompressor
- Lavere trykkforhold gjør at en CO₂-kompressor oppnår mellom 5–15 % høyere isentropisk og volumetrisk virkningsgrad.
- Sammenlignbar termisk konduktivitet med andre arbeidsmedium i væskefase, og høy termisk konduktivitet i gassfase. Dette fører til god varmeoverføring i fordamper og ekstra god varmeoverføring i gasskjøler.
- Lavt temperaturløstap per trykktap ($\Delta T/\Delta p$). Trykktap i rør, ventiler og andre komponenter påvirker ikke i like stor grad varmepumpens ytelse som dette gjør for andre arbeidsmedier. Rørdimensjonene kan reduseres, som vil redusere kostnadene.

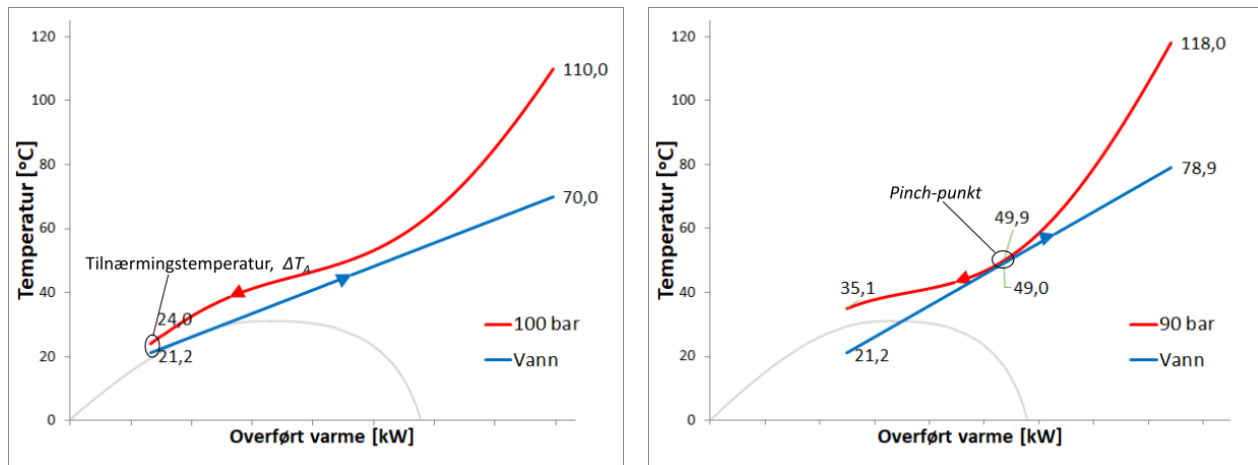
Varmeavgivelse ved glidende temperatur muliggjør i spesielle tilfeller bedre temperaturløsning og lavere middeltemperatur enn for varmeavgivelse ved konstant temperatur. Bedre temperaturløsning vil gi høyere COP. For CO₂ betyr det også at for å oppnå energieffektiv drift er det nødvendig å avkjøle CO₂-gassen mest mulig. Dette øker andelen avgitt varmeenergi relativt til tilført energi i kompressor, og øker dermed effektfaktoren. Høyere utgående gasstemperatur fører til lavere entalpiforskjell i gasskjøler og dermed lavere effektfaktor og spesifikk varmeytelse, definert som $q_{gk} \equiv h_2 - h_3$ (ref figur 4.1b).

Gasskjølertrykket påvirker helningen på isobaren (punkt 2–3 i figur 4.1): ved økt trykk fås en rettere kurve og høyere trykkgasstemperatur. Ifølge SINTEF-rapport av Stene et al. (2004) vil det for et CO₂-varmepumpeanlegg finnes et optimalt gasskjølertrykk som gir maksimal COP avhengig av rammebetingelsene. Tur- og returtemperatur på energibærer vil påvirke dette.

Drift

Figur 4.2 viser temperaturforløpet for varmeoverføring i gasskjøler mellom CO₂-gass og vann. To viktige forhold for temperaturløsningen her er *tilnærmingstemperaturen*, ΔT_A og *pinch-punkt*. Tilnærmingstemperaturen er temperaturdifferansen mellom inngående vanntemperatur og utgående CO₂-temperatur. Lavest mulig tilnærmingstemperatur er ønskelig. Pinch-punktet er det punktet i gasskjøleren med lavest temperaturdifferanse mellom avkjølings- og oppvarmingskurven. Dette bør være sammenfallende med tilnærmingstemperaturen, som er tilfelle i figur 4.2a (Haukås et al., 2016).

Gasskjølertrykket vil i stor grad påvirke plasseringen av pinch-punktet, men som forklart av Haukås et al. (2016) vil også sirkulert mengde for arbeidsmedium og energibærer spille en rolle. Oftest vil utgående vanntemperatur være bestemt av sett-punkt, og inngående av temperatur på nettvannet eller retur fra anlegget. Figur 4.2b viser hvordan pinch-punktet kan forårsake høy tilnærmingstemperatur og dårlig temperaturløsning, som resulterer i lav COP og lav spesifikk varmeytelse.



(a) God temperaturtilpasning

Pinch-punkt sammenfaller med tilnærmingstemperatur i enden av gasskjøler.

(b) Dårlig temperaturtilpasning

For lavt gasskjølertrykk fører til at pinch-punkt er inne i gasskjøleren.

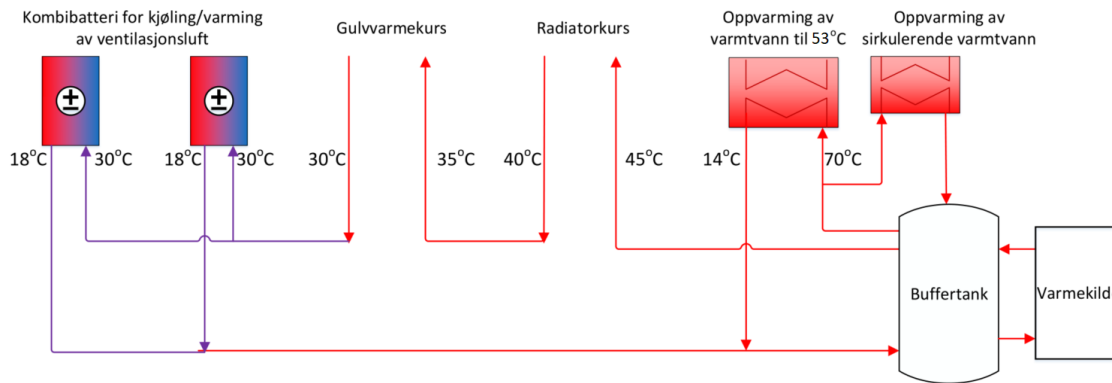
Figur 4.2: Temperaturforløp ved varmeoverføring mellom CO₂-gass og vann i gasskjøler

Figur 4.2b viser tilfellet ved Justvik skole i Kristiansand som benytter CO₂-varmepumpe for alle oppvarmingsformål. En feil ved varmepumpens temperaturføler på turtemperaturen førte til feil intern regulering og pinch-punkt i gasskjøler. Dette ble fikset våren 2019 og medførte økt COP på 10–15 % og økning i varmeytelse på over 20 %. Varmepumpen leverte ikke tilstrekkelig varmeytelse store deler av vinteren første driftsår som begrenset energidekningsgraden. Dermed vil energibesparelsen øke betraktelig ved forbedret drift, som vist i 4.2a (Moe, 2018).

For å oppnå høy COP er altså lav utgående temperatur for CO₂ fra gasskjøleren essensielt. Ut-over hva som allerede er forklart vil lav utgående spesifikk entalpi for CO₂ gi lavt strupningstap. CO₂ har høy spesifikk varmekapasitet i forhold til entalpforskjell i fordampere ($c_p/\Delta h_f$), ifølge Stene (2018d) fører dette til stor mengde dampdannelse ved høy utløpstemperatur. Redusert utløpstemperatur vil dermed redusere tap og naturligvis også gi økt varmeytelse, Δh_f , som igjen krever større varmevekslerareal.

Maksimal nedkjøling av CO₂-gassen er et resultat av god temperaturtilpasning som gir lav tilnærmingstemperatur, ΔT_A , og avgivelse av varme over et stort temperaturområde. Utgående temperatur for CO₂ fra gasskjøler ved oppvarming av vann er gitt ved $T_{CO_2,utg} = T_{H_2O,retur} + \Delta T_A$. Dette krever lav returtemperatur av vannet og effektiv varmeoverføring i gasskjøleren. Det er viktig å benytte motstrøms varmeveksling samt optimal utforming av varmeoverførende areal for å maksimere UA_{gk} (Stene, 2018d). Samtidig vil også gasskjølertrykket spille en viktig rolle. Varmeavgivelse over et stort temperaturområde kan skje ved for eksempel oppvarming av varmtvann eller seriekobling av varmelaster med avtakende temperaturkrav.

Justvik skole viser hvordan seriekobling av varmelaster med avtakende temperaturnivå kan gjøres for å oppnå lav returtemperatur tilbake til varmepumpen. Figur 4.3 illustrerer prosessflyten til seriekoblingen.



Figur 4.3: Prosessflyt ved seriekoblede varmelaster på Justvik skole illustrert (Moe, 2018)
Seriekobling sikrer god nedkjøling av vannstrøm før den går i retur via akkumulatortank. I det virkelige anlegget kan hver varmelast forbigås slik at de kan operere uavhengig av hverandre.

I tillegg til tidligere nevnte feil fører et avvik mellom prosjekterte og faktiske driftsbetingelser til en begrensning i mulig energidekningsgrad og COP i forhold til hva som var ventet for skolen. Dette kommer av langt lavere behov for oppvarming av tappevann, høyere behov for gjenoppvarming av sirkulerende tappevann, i tillegg til et noe avvikende forhold mellom energibehovet til varmekursene for romoppvarming (Moe, 2018).

4.1.2 Ammoniakk (R717)

Ammoniakk (R717) har, i likhet med det øvrige naturlige arbeidsmediene, ingen direkte påvirkning på klima. Derimot er arbeidsmediet meget giftig og krever særskilte sikkerhetstiltak. Det har også lav brennbarhet, som gjør at det er klassifisert i sikkerhetsklasse B2L (Norsk Standard, 2016a). Til gjengjeld er det mulig å oppnå litt høyere effektfaktor sammenlignet med andre arbeidsmedium.

Ammoniakk har gunstige egenskaper som gjør det godt egnet som arbeidsmedium, Stene (2018a) oppsummerer det slik:

- Høyt kritisk trykk og temperatur, og et stort temperaturområde. Dette gjør det egnet for anvendelser ved moderat og høy temperatur, i tillegg til kjøleanlegg.
- Svært høy spesifikk fordampnings- og kondenseringentalpi, som medfører svært lav massestrøm.
- Høy termisk konduktivitet som gir god varmeoverføringsevne, spesielt i væskefase.
- Lav dynamisk viskositet og svært lav tetthet både i gass- og væskefase som gir små dimensjoner og mindre trykktap. Samtidig fører det til lavere fyllingsmengde.

Resultatet er moderat volumetrisk kulde- og varmeytelse og derfor moderat kompressorvolum, i tillegg til mulighet for varmeavgivelse ved høy temperatur, og energieffektiv varmepumpeprosess.

Som nevnt er ammoniakk giftig og krever derfor en rekke sikkerhetstiltak. Allerede ved lave konsentrasjoner kan gassen være svært skadelig. Grenseverdien for akutt giftighetseksponering er for ammoniakk på 220 mg/m^3 , eller ca. 300 ppm. Lavest mulig fyllingsmengde per effekt er ønskelig i tilfelle lekkasje, og krever kompakte komponenter og indirekte system. Ved plassering av anlegg i maskinrom er det ingen øvre grense for tillatt fyllingsmengde (Norsk Standard, 2016a).

Blant sikkerhetskrav for utforming av maskinrom til ammoniakk-varmepumpe er (Stene, 2018a; Norsk Standard, 2016b):

- Det skal være gassdetektorer i taket for både lav og høy konsentrasjon. Disse skal være tilkoblet alarmsystem med lys og lyd.
- Rommet skal være brannsikkert i minst 60 minutter og ha selvlukkende dører som åpner utover. I tillegg skal konstruksjonen være gasstett.
- Hele fyllingsmengden skal kunne samles opp på gulvet – ammoniakk skal ikke dreneres til offentlig avløp. Eget ventilasjonssystem med blant annet avkast på et trygt sted. Scrubber kan benyttes for absorpsjon av arbeidsmediet.
- I rommet skal det være nødbelysning på batteridrift, manuell nødstoppbryter utenfor, øyevask, brannslukningsapparat, gassmaske og førstehjelpsutstyr.

Varmepumper som benytter ammoniakk må utformes i jern, stål, stållegeringer, eller aluminium for å unngå korrosjon. Kobber, sink eller andre kobberbaserte legeringer kan ikke benyttes. Stikkprøver av sveisete skjøter med røntgentesting er påkrevd av sikkerhetshensyn (Stene, 2018a).

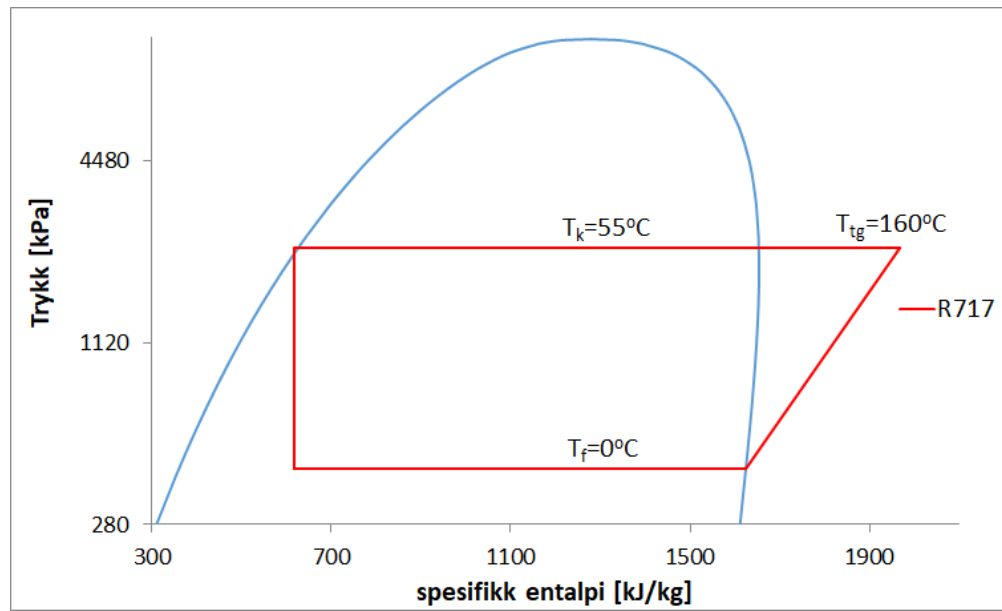
Drift

En utfordring ved bruk av ammoniakk er høy trykkgasstemperatur som følge av høy c_p/c_v -verdi. Spesielt ved høyt temperaturløft kan dette bli et problem. Slike tilfeller kan derfor kreve særskilte tiltak, som for eksempel kjøling av gassen i kompressor, to-trinns anlegg eller ett-trinns anlegg med væskeinnsprøytning.

I tillegg må varmepumpeaggregatets utforming og komponenter bidra til å begrense trykkgasstemperaturen. Høyere isentropisk virkningsgrad for kompressor og høyere temperatur på varmekilde vil naturligvis bidra til å redusere trykkgasstemperaturen. Overhetning av sugegass i fordampner bør også unngås.

For oppvarming opp til $50\text{--}52^\circ\text{C}$ kreves trykkklasse på 28 bar. Dersom det er behov for høyere temperatur kreves høyere trykkklasse – oppvarming til 70°C krever 40 bar og så videre – og det krever som nevnt tiltak for begrensnings av trykkgasstemperatur, avhengig av temperatur på varmekilde.

Figur 4.4 viser trykk-entalpidiagram for ammoniakk. Fordampningstemperatur på 0°C , kondenseringstemperatur på 55°C , og rammebetingelser som gitt her resulterer i trykkgasstemperatur på 160°C .



Figur 4.4: Trykk-entalpidiagram for ammoniakk: Isentropisk virkningsgrad: $\eta_{is} = 0,70$, varmetapsfaktor: $f_Q = 10\%$

Høy trykkgasstemperatur som følge av høy c_p/c_v -verdi, overhettet gass utgjør 23% av varmeytelse.

Palm (2008) viser at det er mulig å benytte ammoniakk som arbeidsmedium i mindre varmepumpeenheter. En varmepumpeprototype på 9 kW ble konstruert med lav fyllingsmengde i hans studie. Ved testing oppnådde varmepumpen COP på mellom 3,8–4,8 ved fordampningstemperatur på mellom -13 – $+15$ °C, og konstant kondensatortemperatur på 48 °C (virkningsgrad for motor til kompressor ikke inkludert). I etterkant fulgte et studie i Latvia opp med konstruksjon av en bergvarmepumpe på 8,4 kW for rom- og varmtvannsoppvarming. Ved kondenseringstemperatur på 40 °C og fordampningstemperatur på -3 °C ble COP på 4,0 beregnet (Zajacs et al., 2017).

I en tidligere masteroppgave av Risnes (2015) ble varmepumpeanlegget ved NTNUs campus Gløshaugen studert. Dette er et prosessanlegg tilknyttet det interne isvannsnett og fjernvarmenettet. Her benyttes varmegjenvinning fra datakjøling for oppvarming av bygningsmassen hvor det kreves høy turtemperatur. Anlegget består av to ett-trinns aggregater med henholdsvis 40 og 52 bar trykkklasse og maksimal leveransetemperatur på 72 °C og 80 °C. Det er dimensjonert for 7/12 °C på kald side. Nominell varmeytelse er på ca. 600 kW, og kjøleytelse rundt 400 kW hver.

For å oppnå maksimal COP og varmeytelse benyttes syv seriekoblede varmevekslere på anleggets varme side. Det første aggregatet har kondensator, oljekjoler og overhettingsvarmeveksler, mens aggregat nummer to har underkjølingsvarmeveksler i tillegg. Total gjennomsnittlig COP for både oppvarming og kjøling er målt til ca. 4,4 (Risnes, 2015).

4.1.3 Hydrokarboner (R290 og R600a)

Hydrokarboner omfatter arbeidsmedier med kjemisk formel C_xH_y . Innenfor hydrokarboner er både propan og iso-butan interessante. Som for de andre naturlige arbeidsmediene, er det tilnærmet ingen bidrag til global oppvarming ved lekkasje. Felles for hydrokarbonene er derimot at de alle er svært brennbare og eksplosive. Alle hydrokarboner er klassifisert i sikkerhetsklasse A3 (Norsk Standard, 2016a). Ved bruk av hermetiske kompressorer er hele systemet forseglet, men det kreves allikevel sikkerhetstiltak i tilfelle lekkasje, som vil bli forklart i dette kapitlet.

Stene (2018c) gir en innføring i grunnleggende medieegenskaper for hydrokarboner:

- Hydrokarboner har mellom 40–60 % lavere damp- og væsketetthet enn HFK-medier. Dette medfører større volumstrøm samtidig som spesifikk fyllingsmengde (kg/kW) vil være lav.
- Volumetrisk kulde- og varmeytelse er allikevel moderat ($VRC \equiv q_{fordamp.} \cdot \rho_g$ og $VHC \equiv q_{kondens.} \cdot \rho_g$ [kJ/m³]). Dette gir et moderat kompressorvolum, avhengig av typen hydrokarbon. Eksempelvis krever R134a 40 % større kompressorvolum enn R290.
- Propan har moderat varmetap per trykktap ($\Delta T/\Delta p$), mens iso-butan har noe høyere. Dette avtar med økende temperatur. Rørdimensjoner kan økes for å kompensere for dette.
- Hydrokarboner er compatible med standard materialer, pakninger og komponenter. Det er derimot nødvendig med spesialolje ettersom hydrokarboner løses svært godt i alle oljer. Overhetning er nødvendig for å sikre mot arbeidsmedium løst i olje.

Tabell 4.2 viser egenskaper for propan, iso-butan og butan. Både iso-butan og butan har lavere arbeidstrykk enn propan, og har mulighet til å levere varme ved høyere temperatur. I tabellen er også grenseverdier for brann- og eksplosjonsfare vist. Mellom ca. 2–10 % volumprosent kreves for å oppnå nedre og øvre eksplosjonsgrense. Ettersom alle gassene er tyngre enn luft kan oppsamling føre til at denne grensen nås nærme gulvet før volumprosenten i rommet som helhet er nådd.

| | Propan (R290) | Iso-butan (R600a) |
|---|---------------|-------------------|
| Kritisk temperatur [°C] | 96,7 | 134,6 |
| Kritisk trykk [bar] | 42,5 | 37,2 |
| Trykk ved 0 °C [bar] | 4,7 | 1,6 |
| Trykk ved 60 °C [bar] | 21,2 | 8,8 |
| LEL (nedre eksplosjonsgrense) %(V) | 2,1 | 1,4 |
| UEL (øvre eksplosjonsgrense) %(V) | 9,5 | 8,3 |
| LFL (nedre grense for brannfare) [kg/m ³] | 0,038 | 0,043 |

Tabell 4.2: Grunnleggende medieegenskaper for propan og iso-butan (Stene, 2018c; Sigma-Aldrich Norway AS, 2015; Norsk Standard, 2016a)

Forskrift om håndtering av farlig stoff (2009) stiller krav til bruken av arbeidsmediene for

varmepumper. Det stilles krav til utstyr og anlegg, installasjon, kontroll, drift og sikkerhetstiltak med videre. Direktoratet for samfunnssikkerhet og beredskap (2018) oppgir derimot i brev at kulde- og varmepumpeanlegg oppfyller tilstrekkelig grad av sikkerhet når standarden NS-EN 378 del 1–4 legges til grunn. Tidligere krav om trykkavlastningsflate kan dermed omgås ettersom standarden ivaretar forskriftens krav til effektiv ventilasjon og trykkavlastning for innendørs installasjoner under terreng.

Maksimalt tillate fyllingsmengde er beregnet etter NS-EN 378-1 for ulike typer oppstillingssted og vist i tabell 4.3. Her er bygningskategori A benyttet, som innebærer at det blant annet finnes soverom og at det befinner seg et ukontrollert antall personer i bygget. Romarealet for maskinrommet i den eldre delen er 40 m^2 , med takhøyde på om lag $2,5\text{ m}$ som utgjør romvolum på ca. 100 m^3 . Fyllingsmengde ved ventilert kabinett beregnes etter formel: $130\text{ m}^3 \cdot \text{LFL}$. Dette gjør at iso-butan med høyere LFL-verdi får høyere tillatt fyllingsmengde enn propan.

| | Propan (R290) | Iso-butan (R600a) |
|----------------------------------|---------------|-------------------|
| Oppholdsrom (kategori I og II) | 0,8 | 0,9 |
| Maskinrom (kategori III) | 5,0 | 5,0 |
| Ventilert kabinett (kategori IV) | 5,0 | 5,6 |

Tabell 4.3: Maksimal fyllingsmengde for propan og iso-butan [kg] (Norsk Standard, 2016a)

Andre anbefalte sikkerhetstiltak for å minimere risiko er (hvorav flere er påkrevd) (Stene, 2018c; Norsk Standard, 2016b):

- Forhindre lekkasje: lav fyllingsmengde, loddede eller lockring forbindelser, (semi-) hermetisk kompressor, sikkerhetsventiler, lekkasjetesting, drift innenfor anbefalt driftsområde
- Forhindre tennkilder i sone: ATEX-godkjent kompressor og pressostater, ingen varme flater eller åpen flamme, intet elektrisk utstyr som kan generere gnister
- Indirekte systemutforming og gasstett kabinett eller maskinrom
- Lekkasjedetektor med alarmsystem: sensor ved gulv nivå som aktiveres ved 25 % av LEL
- Uavhengig feilsikkert ventilasjonssystem: grunnventilasjon i tillegg til nødventilasjon med avtrekksvifte ved gulv nivå, ev. passivt dreneringssystem til trygg utendørs plass

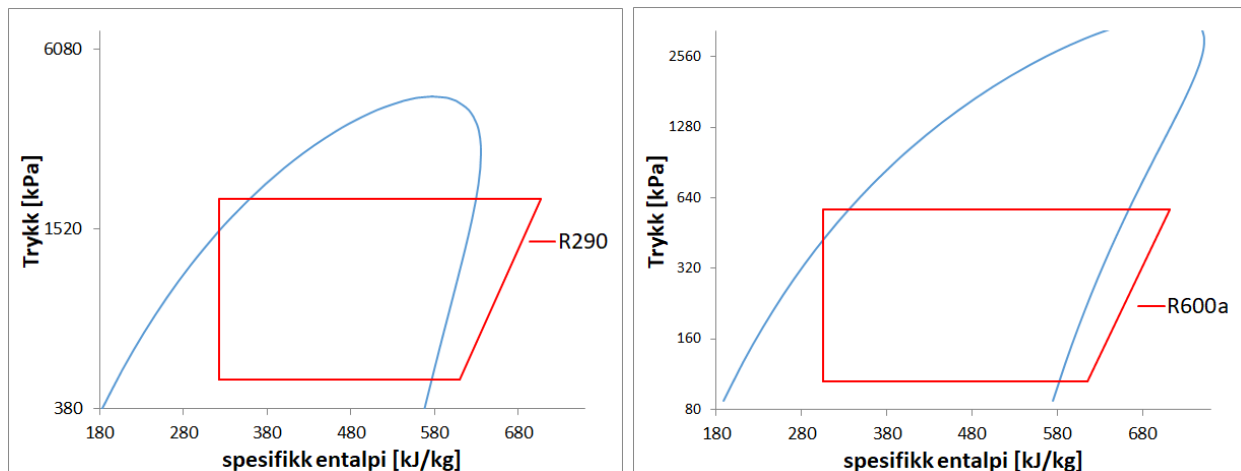
Drift

Propan har moderat kritisk temperatur og kritisk trykk, mens iso-butan har høy kritisk temperatur og lavt kritisk trykk (vist i tabell 4.2). Dette gjør at propan har et moderat driftstrykk og er egnet for anvendelser ved både lavt og middels temperaturnivå. For varmeleveranse på $60\text{ }^\circ\text{C}$ er det nødvendig med kondensatortrykk på om lag 24 bar (Stene, 2018c).

Iso-butan med høy kritisk temperatur og lavt arbeidstrykk er godt egnet ved høyt temperaturkrav, over $60\text{ }^\circ\text{C}$. Det er per tid ikke kommersielt tilgjengelig som standardaggregat, men

iso-butan har blitt benyttet ved flere større bygg og prosessanlegg i Norge som spesialdesignet anlegg. Varmeleveranse på 80 °C krever kondensatortrykk på ca. 15 bar (Stene, 2018c).

Figur 4.5 viser trykk-entalpidiagram for propan og iso-butan. Her kan det sees at iso-butan har et “bananformet” to-faseområde og kommer derfor nærme metningstilstand ved utløpet av kompressor. Overhetning er derfor nødvendig. Dette gjør også at iso-butan er godt egnet for underkjøling og for bruk av sugegassvarmeveksler.



(a) Propan (R290)

Overhetet gass utgjør 20% av varmeytelse.

(b) Iso-butan (R600a)

Overhetet gass utgjør 12% av varmeytelse.

Figur 4.5: Trykk-entalpidiagram for hydrokarboner

Gjennom et studie viser Xu et al. (2018) at varmepumper med propan er godt egnet for både romoppvarming og oppvarming av varmtvann. Her analyseres to ulike strategier for begge de nevnte formålene. Den ene strategien benytter to varmepumper for hvert sitt formål og den andre benytter kun én varmepumpe for begge. Sistnevnte benytter overhetningsvarmeveksler for oppvarming av varmtvann mens kondensator benyttes for romoppvarming (ulike strategier for oppvarming av varmtvann vil bli diskutert i kapittel 4.2).

Ulike tilfeller ble undersøkt for begge strategiene. Simulering ble gjort med varmekilde på 0/−3 °C (inngående/utgående) og romoppvarming med 40/45 °C på vannsiden, mens tappesvann ble varmet opp til 60 °C. Begge strategier oppnår total COP mellom 3,0–3,2 avhengig av inngående vanntemperatur for varmtvannsberedning (45 °C ved lavest COP og 15 °C ved høyest) (Xu et al., 2018).

Varmepumper med propan kan også være et godt alternativ til oppvarming av varmt tappesvann. Pitarch et al. (2017) viser at ved underkjøling og utnyttelse av høyere temperatur for overhetet gass er det mulig å oppnå svært høy COP for oppvarming av varmtvann. Ved oppvarming fra 30 °C til 60 °C ble det blant annet oppnådd COP mellom 4,2–4,8 avhengig grad av underkjøling. Dette er imidlertid ved høy fordampningstemperatur på 20 °C. Sammenlignet med katalogverdier for kommersielle luft-vann varmepumpe med CO₂ ble det oppnådd sammenlignbar COP med propan. En CO₂-varmepumpe fungerer bedre jo lavere inngående vanntemperatur er, men dette viser at propan kan være bedre egnet til for eksempel gjenoppvarming av sirkulerende varmtvann.

4.1.4 HFO

HFO-er er utviklet som miljøvennlig arbeidsmedier for å erstatte R134a. Arbeidsmediene som inkluderes under betegnelsen HFO er R1234yf og R1234ze(E). Disse er, som vist i tabell 4.1, begge klassifisert som sikkerhetsklasse A2L og har henholdsvis GWP 4 og 7 (Norsk Standard, 2016a). Dette betyr at arbeidsmediene ikke er giftige, men har lav brannfarlighet.

Blant de nevnte HFO-ene brukes R1234yf i klimaanlegg til biler og R1234ze(E) for klimakjøling og varmepumper. Egenskapene for de to stoffene og R134a er relativt like og beregnet COP tilsvarende (Palm, 2011). Sánchez et al. (2017) undersøkte mulighet for direkte erstatning av R134a med blant annet R1234yf og R1234ze(E). R1234yf kan erstatte R134a direkte i en varmepumpe tilpasset R134a, men det vil føre til redusert COP og lavere fordampertytelse. R1234ze(E) krever derimot større slagvolum og kan ikke fungere som en direkte erstatning. Temperaturnivået vil være tilsvarende som for R134a med ca. 65 °C maksimal turtemperatur ved 28 bar trykkklasse (Stene, 2018b).

Mota-Babiloni et al. (2016) har gjort en gjennomgang i forskningslitteraturen for R1234ze(E) og noen av de grunnleggende medieegenskaper i forhold til R134a er gjengitt her:

- R1234ze(E) krever større slagvolum, men har ca. 20 % lavere massestrøm per kompresjonsvolum
- Noe høyere kritisk temperatur enn R134a, litt lavere kritisk trykk og litt høyere normalkokepunkt som innebærer lavere trykknivå. Volumetrisk kulde- og varmeytelse er tilsvarende som for R134a.
- Varmeoverføringsegenskapene for R1234ze(E) er lignende R134, med noe lavere varmeoverføringskoeffisient ved kondensasjon. R1234ze(E) har høyere trykktap sammenlignet med R134a.
- Med kompressor tilpasset arbeidsmediet kan R1234ze(E) oppnå høyere COP enn R134a, mens ved bruk av R1234ze(E) som direkte erstatning en varmepumpe tilpasset R134a vil COP-en reduseres.

En rapport bestilt av Miljødirektoratet sammenstiller kunnskap om helse- og miljø-effektene av HFO-er. HFO-er har en svært kort atmosfærisk levetid på kun noen få dager, som er årsaken til den lave GWP-en. Ved nedbryting i atmosfæren dannes trifluoreddiksyre (TFA), flussyre (HF) og CO₂ fra R1234yf, mens fra R1234ze(E) dannes maursyre (HCOOH) og flussyre i tillegg til CO₂. Disse syrene er vannløselige og vil komme ned som nedbør, som kan føre til akkumulering i vann eller terreng. TFA er svak nok til at den rask nøytraliseres ved utblanding i vann. Miljøkonsekvensene som følge av utslipp fra HFO-er ansees som neglisjerbar, men lang nedbrytningstid kan føre til lokal oppsamling. Maursyre er en sterk syre, men som TFA blandes denne også tilstrekkelig ut i vann til at den nøytraliseres. Maursyre som dannes ved eksplosjon eller brann kan derimot være farlig for mennesker og dyr, ettersom denne er ekstremt giftig (Fleet et al., 2017).

Miljøvennlige arbeidsmedier

Naturlige arbeidsmedier fremstår som gode alternativ til HFK-arbeidsmedier. Dette er godt kjente stoffer med liten til ingen påvirkning på drivhuseffekten (som vist i tabell 4.1), og vil derfor ikke bidra til global oppvarming. Disse krever dog gjerne spesialtilpassede anlegg for å fungere optimalt og for å ivareta sikkerheten.

I dag finnes det et begrenset antall kommersielle varmepumper som benytter naturlige arbeidsmedium, i kapittel 8 er noen av disse vist og det er diskutert hvordan de kan anvendes for det aktuelle anlegget i saksstudiet. Trolig vil utvalget av varmepumper øke i tiden fremover i takt med utfasingen av HFK-arbeidsmedier, videre her, som i metodikken, tas det derfor ikke spesielt hensyn til dette. Som alternativ til naturlige arbeidsmedier kan HFO benyttes i varmepumpeaggregat designet for R134a. HFO har i likhet med de naturlige arbeidsmediene tilnærmet ingen påvirkning på klima.

I en avisartikkel av Rath (2018) beskrives det som utfordrende og dyrt å få tak i HFK-arbeidsmedier med kvotereguleringen i EU. Innskjerpingen har ført til en halvering av mengden HFK-arbeidsmedium solgt i markedet, og en prisøkning på 30–50 % for flere gasser. Rath (2018) beskriver veien fremover slik: “Forskrifter og standarder tilpasses nå raskt den nye situasjonen, og dette vil gjøre det enklere å bruke brannfarlige kuldemedier fremover. På lang sikt er det ingen annen løsning enn at anleggseiere kjøper kuldeanlegg og varmepumper med klimavennlige kuldemedier”.

4.2 Tekniske forbedringer

Utstyr som sugegassvarmeveksler, ekstra varmeveksler for underkjøling eller overhetning diskuteres her for de aktuelle arbeidsmediene. Disse vil kunne bidra til økt COP, varmeytelse og energidekningsgrad, spesielt for varmtvannsberedning med en konvensjonell varmepumpe. I tillegg blir muligheter for solfangeranlegg i kombinasjon med varmepumpe gjennomgått.

4.2.1 Sugegassvarmeveksler

Sugegassvarmeveksler overfører varme internt i varmepumpesyklusen ved oppvarming av sugegass før kompressor og nedkjøling av arbeidsmediet i væskefase etter kondensator. For hydrokarboner er dette viktig og leveres som standard i aggregat fra *Enrad*. Som nevnt er overhetning av gassen viktig for å sikre at disse arbeidsmediene ikke er løst i olje. En sugegassvarmeveksler kan dermed være nødvendig for å sikre anbefalt overhetning. Spesielt er det viktig ved bruk av iso-butan med overhetning for å unngå at gassen kommer i to-faseområdet under kompresjon. Trykk-entalpi-diagrammet i figur 4.5b viser hvordan “banan”-formen på to-faseområdet gjør at iso-butan er utsatt for dette.

For varmepumper som benytter ammoniak skal ikke sugegassvarmeveksler benyttes. Det vil føre til økt trykkgasstemperatur som allerede er en utfordring, samtidig som COP-en reduseres (Stene, 2018a). Den høye temperaturen kan skade smøreljen (Zidjemans, 2014).

Som for hydrokarboner er sugegassvarmeveksler viktig for en CO₂-varmepumpe og standard i alle anlegg levert av blant annet *Enerblue*. Den har en lik funksjon ved fordampning av oljeholdig arbeidsmedium for olje-retur. Samtidig vil den sikre kompressoren mot fuktig innsug (Haukås et al., 2016). I tillegg vil intern varmeoverføring i varmepumpeprosessen bidra til å øke COP-en. Stene (2018d) lister opp hvordan dette påvirker varmeytelse og COP slik:

- Væskedråper i sugegassen fordampes og øker isentropisk virkningsgrad for kompressor
- Økt gasstemperatur gir lavere gasstetthet ved innløpet til kompressor, og dette reduserer massestrømmen
- Økt trykkgasstemperatur gir økt spesifikk gasskjølerytelse
- Redusert temperatur på arbeidsmediet før struping øker spesifikk fordamperytelse
- Økt trykkgasstemperatur reduserer optimalt gasskjølertrykk for CO₂-varmepumpe og dermed også kompressorarbeid

Kim et al. (2005) har undersøkt effekten av sugegassvarmeveksler for oppvarming av varmtvann med CO₂-varmepumpe. Optimalt gasskjølertrykk reduseres, samtidig som massestrøm og kompressorarbeid også reduseres, i takt med økt areal av sugegassvarmeveksler. Videre vises det hvordan størrelsen på sugegassvarmeveksleren påvirker COP-en og varmeytelse ved forskjellig gasskjølertrykk. Ved lavt gasskjølertrykk økes COP og varmeytelse ved bruk av sugegassvarmeveksler. Ved for høyt trykk vil sugegassvarmeveksler bidra til redusert COP og varmeytelse, om enn i liten grad. Dette skjer dersom trykket er over hva som er optimalt gasskjølertrykk *uten* sugegassvarmeveksler. Gevinsten av sugegassvarmeveksler er avtakende ettersom arealet øker, med hensyn til pris vil det dermed finnes en optimal størrelse.

4.2.2 Overhetnings- og underkjølingsvarmeveksler

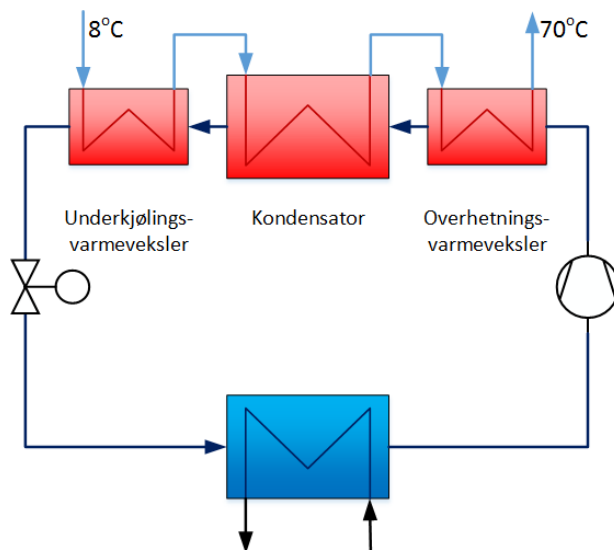
Både overhetnings- og underkjølingsvarmeveksler er aktuelle forbedringer til en konvensjonell, subkritisk varmepumpeprosess. Overhetningsvarmeveksler plasseres før kondensatoren i seriekobling, slik at arbeidsmediet i gassfase nedkjøles her. Denne tillater oppvarming av energibærer på varm side til høyere temperatur enn kondenseringstemperaturen. Overhetningsvarmeveksler vil ikke øke COP-en til varmepumpen direkte, men den gjør det mulig å utnytte den høyere gasstemperaturen.

Dersom det er behov for et høyere temperaturnivå på kun deler av oppvarmingsbehovet kan overhetningsvarmeveksler være svært gunstig. Dette er aktuelt ved oppvarming av varmt tappevann. Ved å redusere nødvendig kondenseringstemperatur og dermed også temperaturløft økes COP-en med overhetningsvarmeveksler. Den vil også kunne bidra til samlet økt energibesparelse ved at varmepumpen er i stand til å oppnå høyere energidekningsgrad.

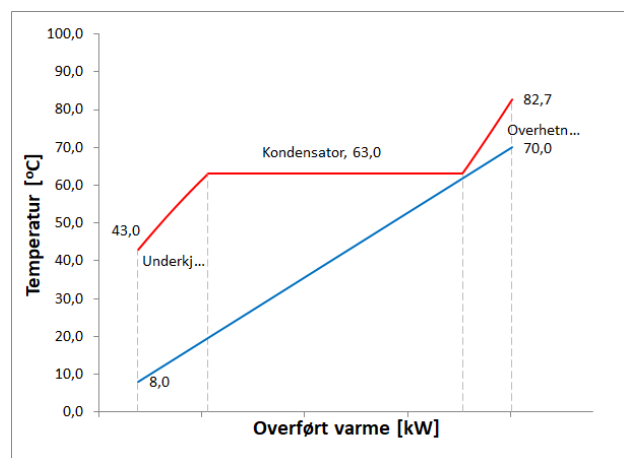
Overhetningsvarmeveksler vil i tillegg gjøre at kondensatoren får en bedre temperaturløft og mindre overført varmemengde, som gir mindre varmevekslertap. Andelen overhetningsvarme utgjør typisk 10–20 % av varmepumpens totale varmeytelse. Andelen avhenger av arbeidsmediets egenskaper, kompressorens trykkforhold og isentropisk virkningsgrad, samt overhetning av sugegassen (Zidjemans, 2014).

Tilsvarende kan underkjølingsvarmeveksler benyttes for å dekke varmebehov ved lavere temperaturnivå. Denne vil ytterligere avkjøle arbeidsmediet etter kondensatoren i væskefase. På denne måten økes mengden avgitt energi, uten å tilføre mer energi fra kompressor, og dermed økes også COP-en. Naturligvis må varmeopptaket dimensjoneres for dette ettersom mer varme må tas opp i fordamper. Ifølge Zidjemans (2014) vil total avgitt varme fra varmepumpen øke med ca. 1 % for hver grad væsken underkjøles, og dermed økes også COP tilsvarende (hvor mye avhenger av arbeidsmediet). Arbeidsmedier med høy dampkvalitet etter struping vil tjene mest ved bruk av underkjølingsvarmeveksler.

Figur 4.6 viser hvordan underkjølings- og overhetningsvarmeveksler kan benyttes for oppvarming av varmtvann. Kombinasjonen gir bedre temperaturlpasning mellom oppvarmingskurven til vann og nedkjøling av arbeidsmediet som vist i figur 4.6b. Tilsvarende viser figur 4.7 oppvarming av varmtvann ved bruk av sugegass- og overhetningsvarmeveksler. Her er inngående gass til kompressor ytterligere varmet som gir høyere trykkgasstemperatur og dermed større andel energi avgitt i overhetningsvarmeveksler. Begge tilfeller vil kunne øke COP og energidekningsgrad.



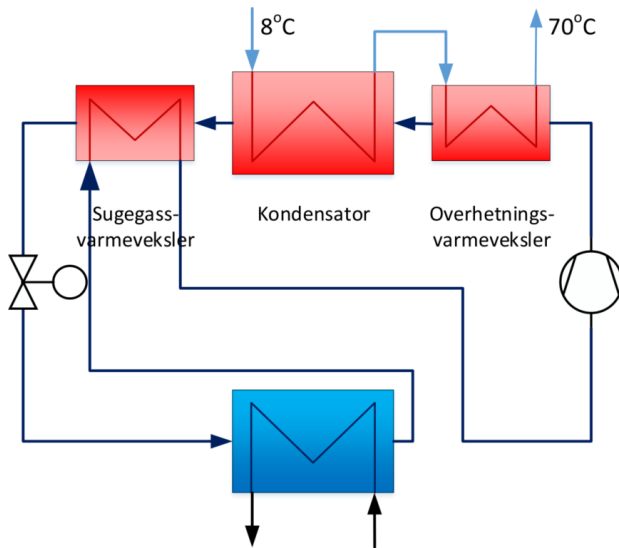
(a) Systemskjema for varmepumpen



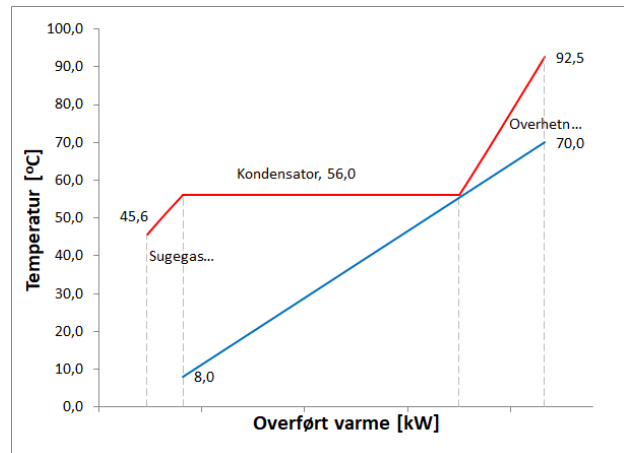
(b) Oppvarming av varmtvann vist i th-diagram, her med R290 som arbeidsmedium

Figur 4.6: Varmepumpe med underkjølings- og overhetningsvarmeveksler for varmtvannsbehandling

underkjølingsvarmeveksler gjør at større andel varme avgis, og overhetningsvarmeveksler gjør at varme kan avgis ved høyere temperatur. Øker COP og potensielt energidekningsgrad, og krever dermed økt varmeopptak (større fordamperareal).



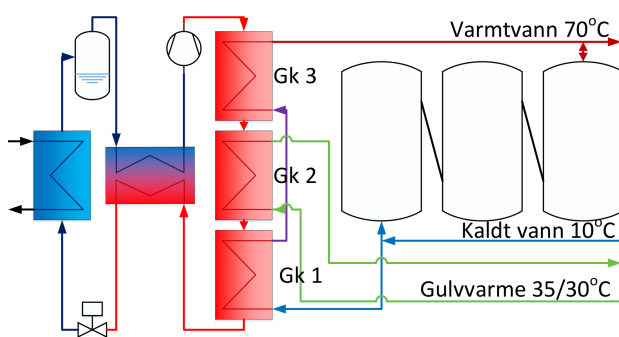
(a) Systemskjema for varmepumpen



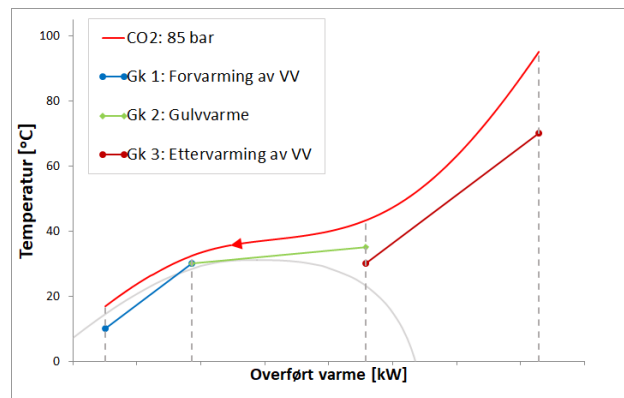
(b) Oppvarming av varmtvann vist i th-diagram, her med R290 som arbeidsmedium

Figur 4.7: Varmepumpe med sugegass- og overhettingsvarmeveksler for varmtvannsberedning. Sugegassvarmeveksler øker trykkgasstemperaturen som gjør at større andel varme kan avgis i overhettingsvarmeveksler og ytterligere reduserer nødvendig kondenseringstemperatur. Kan øke COP og energidekningsgrad, og krever dermed økt varmeopptak (større fordampereareal).

Tilsvarende kan en CO₂-varmepumpe benytte flere seriekoblede gasskjølere for å dekke ulike varmelaster. I figur 4.8 er det vist et eksempel med kombinert drift, hvor både romoppvarming og varmtvannsberedning dekkes av varmepumpe som resulterer i god temperaturtilpasning og høy COP. Varmepumpen vil også kunne operere i modus for kun varmtvannsberedning eller romoppvarming. En slik løsning ble undersøkt av Stene (2007) som viser at ved kombinert drift oppnås høyere COP enn ved kun varmtvannsberedning eller romoppvarming.



(a) Systemskjema for CO₂-varmepumpen med varmtvannstanker (seriekoblet for god temperaturtilpasning), og gulvvarme



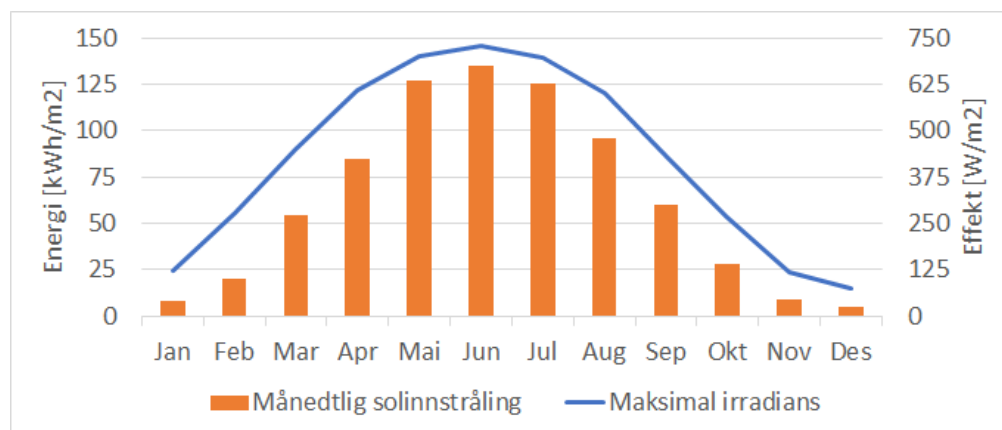
(b) Oppvarming av varmtvann og gulvvarme vist i th-diagram, ved 85 bar

Figur 4.8: CO₂-Varmepumpe med tre gasskjølere for kombinert drift. Første gasskjøler forvarmer varmtvann, neste dekker romoppvarming ved gulvvarme og tredje ettervarmer varmtvann. Resulterer i god temperaturtilpasning og høy COP.

4.2.3 Solfangere

Her diskuteres muligheten for å utnytte solvarme ved solfangere i kombinasjon med varmepumpeanlegg, hvor det er valgt å fokusere på beliggenheten til saksstudiet. For et sykehjem vil det være mest aktuelt å benytte solfangere for oppvarming av tappevann, ettersom behovet for romoppvarming stort sett korrelerer negativt med mengden solinnstråling. Sør i Norge er det gode muligheter for å utnytte solenergi. Halvorsen et al. (2011) viser at det i Vennesla er gode solforhold, med over $0,35 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{dag})$ i januar og over $5,5 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{dag})$ i juli. Dette er blant plassene med best solforhold i hele Norge.

Figur 4.9 viser diagram for solinnstråling i Vennesla. Dette er konstruert ved bruk av data fra programvaren Klimadata 21 (Sandberg, 2007). Det er her tatt utgangspunkt i et månedlig gjennomsnitt for en horisontal plate med direkte og diffus solinnstråling på breddegrad 58. Som en ser viser grafen irradians på $728 \text{ W}/\text{m}^2$ i juni med høyest verdi, og ca. 10–15 % av det i månedene desember og januar. Totalt innstrålt energi er $752 \text{ kWh}/\text{m}^2$ årlig (Sandberg, 2007). Dette viser noe lavere total innstråling enn karttjenesten til Verdensbanken (2016), som viser $984 \text{ kWh}/\text{m}^2$ årlig for en horisontal flate.



Figur 4.9: Solinnstråling i Vennesla (Sandberg, 2007)

Ved oppvarming av tappevann vil det være en temperaturdifferanse på $60\text{--}100^\circ\text{C}$ mellom utetemperatur og temperaturkrav. For dette formålet vil vakuumbør-solfanger være best egnet, med forventet virkningsgrad mellom 75–80 %. Alternativt kan plane solfangere brukes, da med virkningsgrad på 40–70 % (Halvorsen et al., 2011).

Aktuelle muligheter for bruk av solfangere i kombinasjon med varmepumper er foreslått av Stene (2018f,g):

- Hybrid-solfanger (PVT) med både solceller for generering av elektrisitet og solfanger for varme. Solfangeren vil bidra til å øke virkningsgraden ved å kjøle ned solcellene. Varmen kan utnyttes til å varme frostvæsken før fordampere og dermed øke varmepumpens COP, eventuelt tilbakeførsel av varme til brønnpark.
- Solfangere til oppvarming av varmt tappevann som grunnlast. Overskuddsvarme kan utnyttes til å varme frostvæske før fordampere eller termisk lading av energibrønner når solinnstråling ikke er tilstrekkelig.

Ved et anlegg i Spania har bruken av hybrid-solfangere i kombinasjon med varmpumpe blitt testet. Her benyttes solvarmen alene som alternativ varmekilde til luft, med akkumulatortanker på kald side. På stedet har irradiansen blitt målt til om lag 30–60 % høyere enn forventet i Vennesla. Ved det aktuelle anlegget genererte solfangerne 5–6 ganger mer termisk energi enn elektrisk energi generert av solcellene. Målingene viser en økning i årlig COP til 4,6 sammenlignet med 3,0 ved bruk av luft som varmekilde. Til tross for mer stabile sol- og klimaforhold enn norske forhold leverte ikke varmekilden tilstrekkelig ytelse om vinteren (Amo et al., 2019).

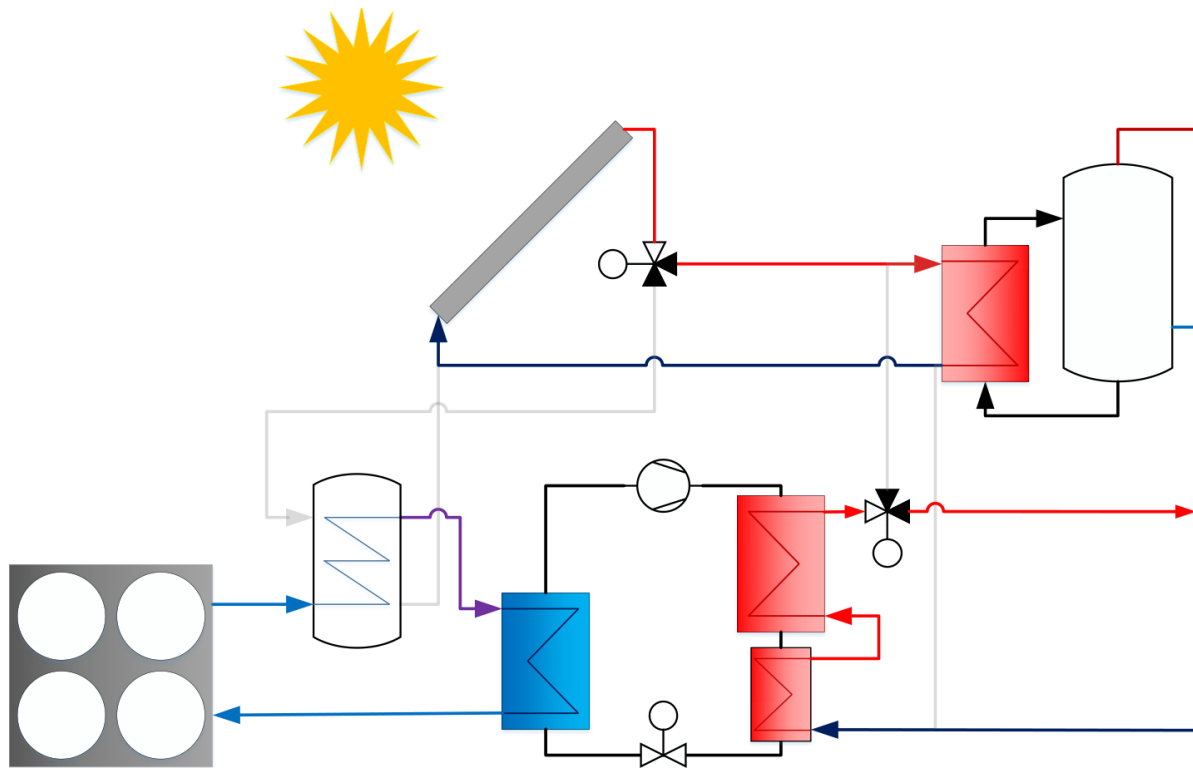
Et lignende anlegg i Milano, Italia, benytter hybrid-solfangere til forvarming av varmt tappevann og som varmekilde seriekoblet med luft for en varmpumpe. Varmepumpen leverer varme til ettervarming av tappevannet og romoppvarming. Ved bruk av solfangerne som varmekilde økte effektfaktoren med 34 % i forhold til kun bruk av uteluft. For oppvarming av tappevann oppnådde systemet en dekningsgrad på 63 % for solfangerne i mai–september (Besagni et al., 2018).

Dette viser at det er mulig å benytte en kombinasjon av varmpumpe og solfanger, eventuelt også med solceller, for å oppnå en samlet bedre ytelse. I kapittel 9.1 diskuteres dette for bruk ved Venneslaheimen og foreslås i kapittel 10.5 som ekstratiltak for å ytterligere redusere årlig energiforbruk.

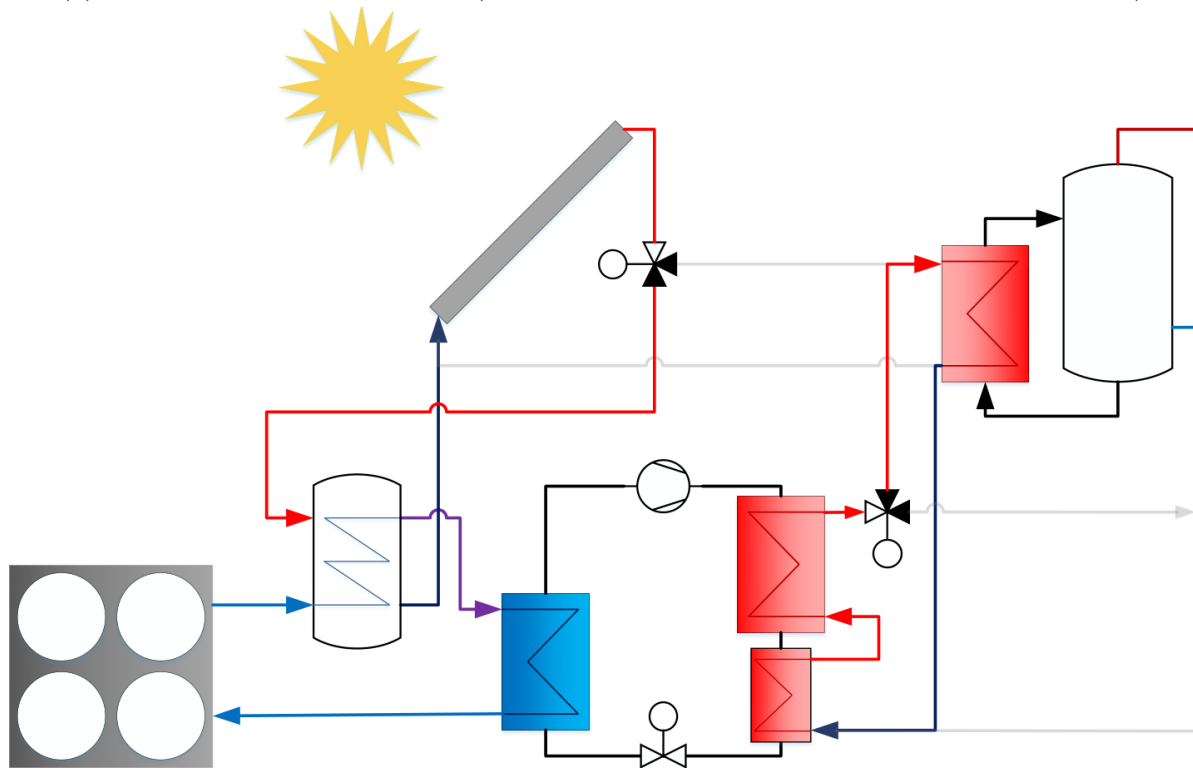
Figur 4.10 viser et eksempel med bruk av solfanger i kombinasjon med varmpumpe for varmtvannsberedning og romoppvarming, her med bergvarme som varmekilde. Denne løsningen vil fungere i kombinasjon med en konvensjonell varmpumpe, også med varmpumpe for kun romoppvarming. Løsningen vil fungere som følgende:

- Varmtvannsberedning med solfanger, som vist i figur 4.10a. Så lenge solfangeren oppnår tilstrekkelig temperatur benyttes den direkte for oppvarming av tappevann. Varmepumpe kan eventuelt også benyttes for romoppvarming ved behov.
- Oppvarming av frostvæske inn til fordampner, som vist i figur 4.10b. Her vil varmpumpen kunne operere i driftsmodus for oppvarming av tappevann eller romoppvarming. Dette løfter fordampningstemperaturen og øker både COP og varmeytelse for varmpumpen, som igjen fører til økt energibesparelse.
- Termisk energilagring når ikke varmpumpe er aktiv og det ikke er behov for oppvarming av tappevann (krever sirkulasjon i kretsen med frostvæske). På denne måten økes gjennomsnittlig temperatur i berggrunnen og dermed også fordampningstemperatur. Dette kan også føre til behov for færre energibrønner og dermed sparte kostnader.

Som alternativ kan også hybrid-solfanger benyttes, som vil generere elektrisitet samtidig som varme. Det kan brukes på samme måte, eller kun til spesifikke varmelaster og oppvarming av frostvæsken før fordampner.



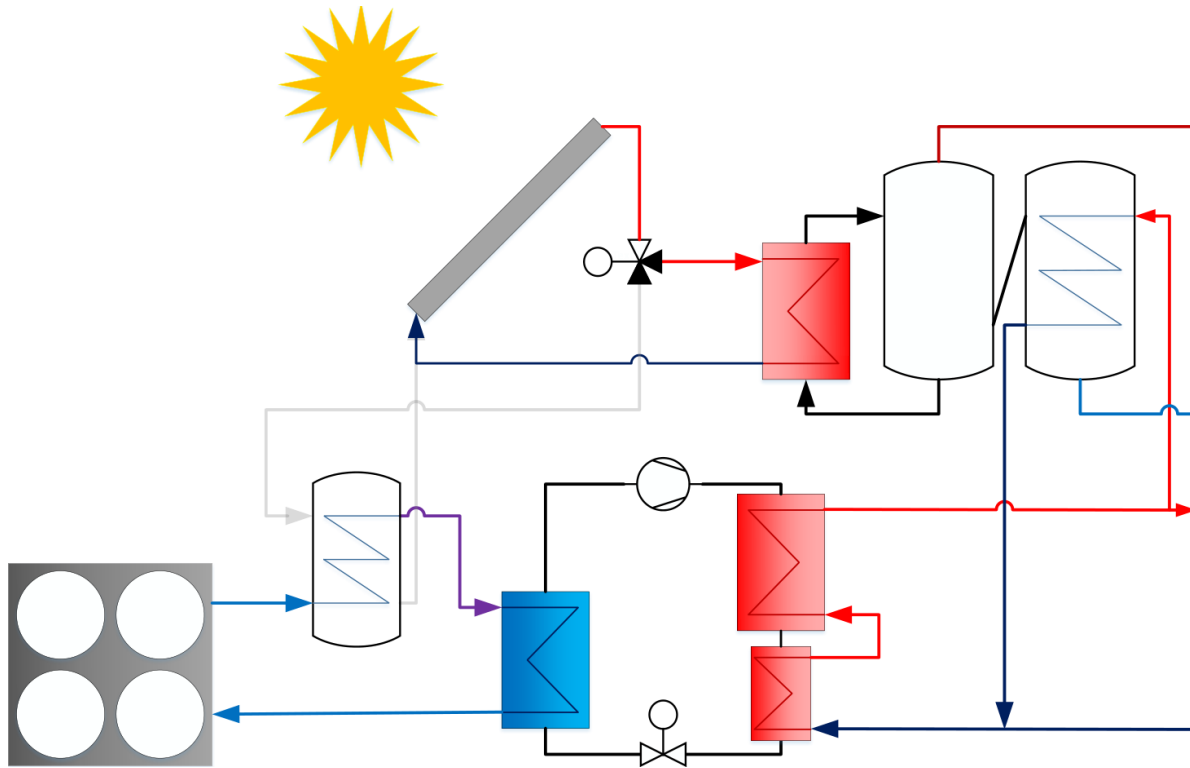
(a) Solfanger varmer tappevann (varmepumpe vist i driftsmodus for romoppvarming)



(b) Solfanger varmer frostvæske (varmepumpe vist i driftsmodus for varmtvannsberedning)

Figur 4.10: Solfangeranlegg for varmtvannsberedning og oppvarming av frostvæske, med vekselventil

Figur 4.11 viser en lignende løsning med 2-trinns oppvarming med kombinert drift. Solfangeranlegget dekker ettervarming av varmtvannet, mens varmepumpen forvarmer vannet samtidig som den dekker romoppvarming. Solfangerlegget vil forvarme frostvæsken dersom det ikke er behov for ettervarming av varmtvann.



Figur 4.11: Solfangeranlegg for varmtvannsberedning og oppvarming av frostvæske, 2-trinns kombinert drift

Blant kommersielle produkter finnes HYSS – Hybrid Solar System – levert av Free Energy Norge AS (2019). Dette kombinerer varmepumpe og solfangeranlegg med tre driftsmodus: varmtvannsberedning med solfangerene, forvarming av frostvæske og tilbakeføring av varme til berggrunnen. For boligmarkedet leveres modeller med varmeytelse fra 5,8–22 kW i fire kapasitetstrinn. For større bygg leveres modeller fra 22–100 kW i fire trinn, og tillater sammenkobling med opptil 6 enheter som gjør at maksimal varmeytelse er 600 kW.

Ifølge produsenten vil en økning av frostvæsken på 10 °C kunne resultere i økt COP med inntil 36 % for et gulvvarmesystem og 24 % for et radiatorsystem. HYSS-systemet benytter foreløpig kun R410A som arbeidsmedium i varmepumpen (Free Energy Norge AS, 2019). Videre opplyses det ved henvendelse at de fleste av anleggene deres oppnår SCOP på nærmere 5 (E. Torset, personlig kommunikasjon, 31. mai 2019).

Kombinasjonen med solfangere og varmepumpe, samt bruken av underkjølings-, sugegass- og overhetningsvarmeveksler vil bli foreslått for saksstudiet som illustrerer hvordan de kan anvendes på ulike måter.

5. Kartlegging av varme- og kjølebehov

I tråd med metodikken starter prosjekteringen med kartleggingen av bygningsmassen og dens varmebehov som forklart i kapittel 3.1. I tillegg til kartleggingen presenteres Vennesla omsorgssenter som saksstudie her i kapittel 5.1.

5.1 Venneslaheimen omsorgssenter

Venneslaheimen omsorgssenter er et sykehjem plassert like ved Venneslafjorden – som er en del av elven Otra – og eies og driftes av Vennesla kommune. Bygningsmassen består av en eldre del og en nyere del. Eiendomskart er vist i figur 5.1, her er gateadresse (Venneslavegen) 289 den eldre delen, og 293 samt 295 den nyere delen.



Figur 5.1: Eiendomskart over bygningsmasse (hentet fra Kartverket sine tjenester 02. jan. 2019)

5.1.1 Beliggenhet

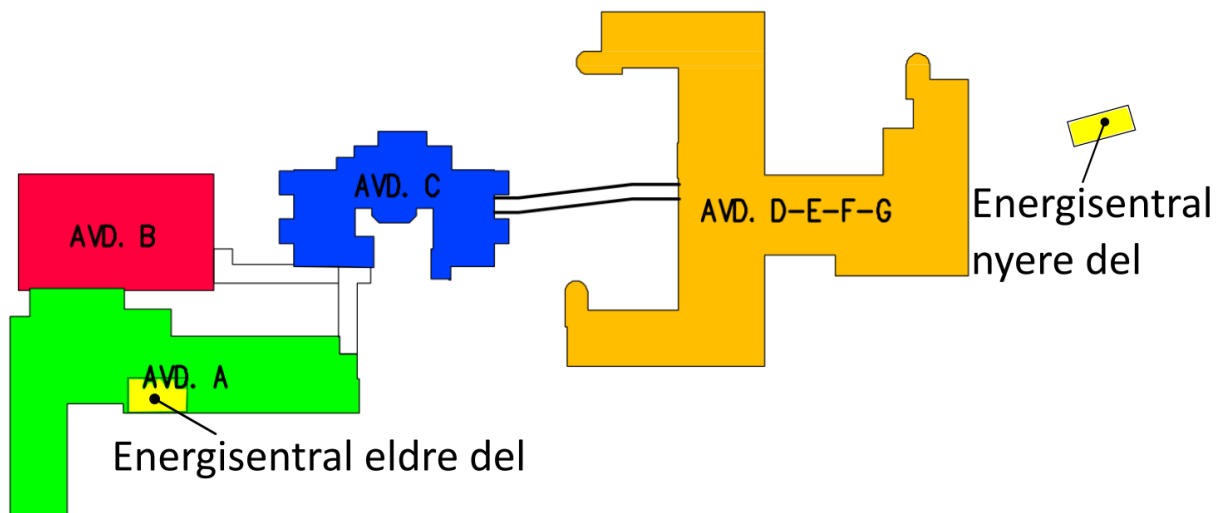
Vennesla er en innlandskommune i Vest-Agder. Tabell 5.1 viser graddagstall for kommunen de siste årene samt normalperioden som regnes ut ifra 1981–2010. Det er her sammenlignet med Kristiansand kommune, ved Kjevik, som er nærmeste værstasjon. Kristiansand ligger ved kysten og som en ser er det litt varmere med om lag 7% høyere graddagstall for Vennesla.

| | 2018 | 2017 | 2016 | 2015 | 2014 | 2013 | 2012 | 2011 | Normal |
|-----------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|--------|
| Vennesla | 3430 | 3385 | 3461 | 3300 | 3093 | 3801 | 3708 | 3419 | 3676 |
| Kristiansand (Kjevik) | 3213 | 3128 | 3231 | 3074 | 2861 | 3508 | 3463 | 3203 | 3480 |

Tabell 5.1: Graddagstall for Vennesla og Kristiansand (Enova SF, 2019a, 2016)

5.1.2 Bygningsmasse

Bygningsmassen er fordelt i avdelinger i de forskjellige byggene, som vist i figur 5.2. Her utgjør den nyere delen avdeling D-E-F-G, og den eldre A-B. Avdeling C er utleieenheter, disse blir oppvarmet elektrisk med panelovner og varmekabler. De er ikke tilkoblet varmedistribusjonssystemet og blir ikke vurdert i design av ny løsning. Som en ser av figuren ligger energisentralene langt fra hverandre og det gjør det utfordrende med en eventuell felles, ny energisentral. Dette blir tatt opp igjen i kapittel 8.



Figur 5.2: Skjematisk kart over bygningsmassen
Energisentraler er tegnet inn som lys gul.

Byggene er forbundet med gangbroer som vist i figuren. Alle avdelinger er forbundet med avdeling C som knutepunkt. Mellom den nyere delen og den eldre delen går det en vei ned til parkeringsplass, som vist i figur 5.1. Mesteparten av området foran bygningene, mot bilveien, er asfaltert og brukes til parkeringsplasser. På baksiden av byggene, mot elva, er det en park med gangvei og opparbeidet hage.

Eldre bygg

Den eldre delen varmes opp av energisentralen via et vannbåren varmedistribusjonssystem (avdeling A og første etasje i avdeling B). Avdeling A har 13 plasser for somatiske brukere og 12 plasser for korttidspasienter hvorav 2 plasser er for kommunal øyeblikkelig hjelp. I tillegg er det i avdeling A administrasjon, kontorer, vaskeri og kjøkken.

I avdeling B er det kontorer for hjemmetjenesten og habilitering. Disse utgjør tilsammen totalt bruksareal på 4083 m². Deler av avdeling A benytter elektrisk oppvarming med panelovner. Dette gjelder kun loftet i tredje etasje, og kjøkkendel i første etasje med dagligstue og spiserom. Figur 5.3 viser bilde av den eldre delen, med avdeling A og B.



Figur 5.3: Eldre del, avdeling A-B

Energisentralen ligger her i underetasjen ut mot fremsiden av bygget. Utenfor er det en veranda som gjør at energisentralens yttervegg ikke har direkte kontakt med friluft. Det er allikevel en luftekanal som sørger for friskluft til rommet (nødvendig for bruk av oljekjel). Mellom veranda og parkeringsplass er det uteområde med belegningsstein. Energisentralen har følgende varmeproduserende enheter tilkoblet varmedistribusjonssystemet:

- Elektrokjel: varmeytelse 300 kW, maksimal driftstemperatur 100 °C
- Oljekjel: varmeytelse 350 kW, maksimal driftstemperatur 140 °C

Energisentralen dekker all varmtvannsoppvarming, oppvarming av ventilasjonsluft for deler av bygget, samt det meste av romoppvarmingen i bygget via det vannbårne varmesystemet. Ventilasjonsaggregat som dekker avdeling B og deler av underetasjen til avdeling A er tilkoblet varmesystemet. Bygningen har to andre ventilasjonsaggregat som dekker de resterende

arealene, disse benytter elektriske varmebatteri. Samtlige av varmegjenvinnerne i denne delen er byttet ut med nye av typen Covent (2019) RX060i og RX040i som har en forventet temperaturvirkningsgrad på ca. 80 % (B. Jahnsson, personlig kommunikasjon, 07. jun. 2019).

Nyere bygg

I 2004 ble bygningsmassen til Venneslaheimen utvidet med et nybygg med bruttoareal på 3920 m² fordelt på tre etasjer, hvorav tredje etasje er loft med teknisk rom som utgjør 822 m². Dette bygget omfatter en skjermet enhet med 24 plasser for demente i 1. etasje, og 16 plasser for somatiske brukere, samt 8 plasser for ressurskrevende brukere i 2. etasje. Begge etasjene har kjøkken og dagligstue i hver av de tre avdelingene. Figur 5.4 viser bilde av den nyere delen.



Figur 5.4: Nyere del, avdeling D-E-F-G

Her er det bygget en energisentral i et eget bygg som vist i figur 5.2. Opprinnelig besto oppvarmingssystemet av oljekjel og en varmepumpe, som senere ble bygget om. Dagens energisentral har følgende varmeproduserende enheter:

- Varmepumpe med R407C som arbeidsmedium av merket Aermec (1994)
 - Varmeytelse: 126 kW (ved $T_f = 10\text{ }^\circ\text{C}$ og $T_k = 50\text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta T = 5K$)
 - Tre scroll-kompressorer, dellastregulering på 33, 67 og 100 % ved På/Av-regulering av hver kompressor
 - Maksimal kondenseringstemperatur: 60 °C
- Elektrokjel i serie: varmeytelse 225 kW, maksimal turtemperatur 95 °C

Bygget varmes opp via et vannbåren varmedistribusjonssystem. For romoppvarming i første etasje benyttes gulvvarme, og i andre etasje benyttes radiatorer. Ventilasjonsluften varmes opp med et varmebatteri tilkoblet varmedistribusjonssystemet. I tillegg forvarmes varmt tappevann via varmeveksler med varme fra varmepumpen, mens ettervarming skjer med elkolber i varmtvannstanker. Utover dette er det på varmepumpens kalde side lagt en kurs med varmeveksler på returen fra varmepumpen. Denne er tilkoblet kjølebatteri og kan gi frikjøling av ventilasjonsluften.

Teknisk rom er plassert i tredje etasje alene, med god tilgjengelighet. Hovedrørføringer kommer opp her via en sjakt fra energisentralen. I det tekniske rommet er ventilasjonsaggregatet, varmtvannstanker, og fordeling til romoppvarming med gulvvarme og radiatorer. Forgreninger med gulvvarme og radiatorer føres ned igjen og fordeles ut i bygget. Det er ingen resirkulasjon av varmtvann. Rør i det tekniske rommet ligger åpne og er lett tilgjengelige som gjør det mulig med ombygging uten stor inngrepen i bygget.

5.1.3 Brukere

Brukere av byggene er hovedsaklig eldre beboere, i tillegg til helsepersonell. Totalt er det 73 plasser fordelt på avdelingene. I deler av bygningen er det også kontorer for hjemmesykepleien og habilitering.

Vennesla kommune (2018b) beskriver tilbudet til beboerne på sine nettsider. Hver pasient får egen primærsykepleier som er sin kontaktpersonen, mens det er faste tilsynsleger på besøk hver tirsdag. Det er muligheter for langtidsopphold, korttidsopphold og avlastningsopphold og to plasser for *kommunal øyeblikkelig hjelp*. Det er felles vaskeri for privat tøy og hvert rom har TV, eget bad med dusj og toalett.

Av helsepersonell varierer bemanningen på de ulike skiftene: dag, kveld og natt. Beboerne er der naturligvis hele døgnet, samtidig som omsorgssenteret er åpent for besøkende hele døgnet. Nestleder Trine Eidet (personlig kommunikasjon, 17. jan. 2019) forteller at alle plassene som regel er i bruk, og forteller om rutinene for de som arbeider der. Videre opplyser hun om aktivitetsnivået; hvor beboerne er mest sittestillende og helsepersonellet gående. I de øvrige avdelingene varierer aktivitetsnivået fra gåing, stillesittende og til stående arbeid. Personbelastningen er vist i tabell 5.2.

For beregning av varmetilskudd fra personer benyttes 70 W for beboere og 120 W for helse- og driftspersonell, med utgangspunkt i nevnte aktivitetsnivå (Novakovic et al., 2007). Ut ifra dette blir gjennomsnittlig varmetilskudd fra brukerne som vist i tabell 5.3. Her er ikke besøkende, utplasserte skoleelever, eller andre inkludert i beregningen.

| <i>Avdeling</i> | Dag (07:30–15:00) | Kveld (14:45–22:30) | Natt (22:15–07:30) |
|-----------------------|-------------------|---------------------|--------------------|
| A1/A3 | 13 (4) | 13 (4) | 13 (1) |
| A2 | 12 (4-5) | 12 (3) | 12 (1) |
| B (kun kontoransatte) | (24) | (6) | (2) |
| Vaskeri og vaktmester | (4) | - | - |
| <i>Sum eldre del</i> | <i>61-62</i> | <i>38</i> | <i>29</i> |
| 1. etasje nybygg | 24 (6) | 24 (6) | 24 (2) |
| 2. etasje nybygg | 24 (8) | 24 (7) | 24 (1) |
| <i>Sum nybygg</i> | <i>62</i> | <i>61</i> | <i>51</i> |

Tabell 5.2: Personbelastning på Venneslaheimen, helse- og driftspersonell står i parentes (T. Eidet personlig kommunikasjon, 17. jan. 2019; A. A. Nakkestad personlig kommunikasjon, 24. jan. 2019; L. Fagerheim personlig kommunikasjon, 5. feb. 2019; J. Aasheim personlig kommunikasjon, 5. feb. 2019)

| | I driftstiden (07:30–22:30) | Natt (22:30–07:30) |
|-------------------------|-----------------------------|--------------------|
| A (eldre del, sykehjem) | 1,0 | 0,8 |
| B (eldre del, kontorer) | 2,0 (0,5) | 0,2 |
| D-E-F-G (nyere del) | 1,6 | 1,2 |

Tabell 5.3: Varmetilskudd fra personer [W/m^2] (Kveld i parentes for avd. B)

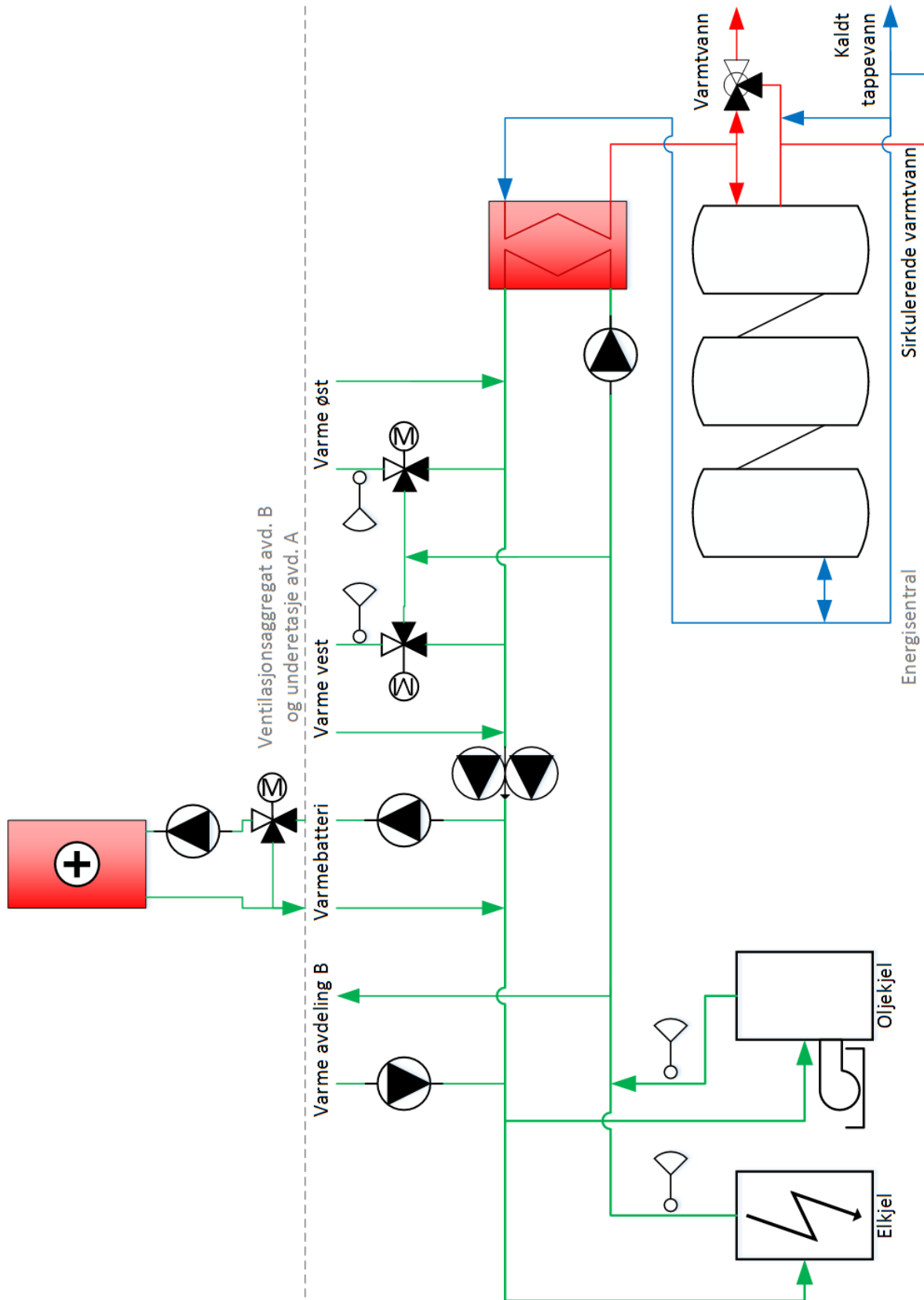
5.1.4 Varmesystem

Begge bygg benytter vannbårent oppvarmingssystem. Den eldre energisentralen har fordelingen ut til de ulike varmekursene samlet i samme rom, i motsetning til den nyere delen som har eget teknisk rom. I energisentralen for den eldre delen varmes varmtvann, samt sirkulerende varmtvann, og turvannet for romoppvarming og oppvarming av ventilasjonsluft fordeles. Her er det kun oppvarming av ventilasjonsluft for deler av bygget. Blandeventil mellom tur- og returvann på systemet sørger for å oppnå riktig turtemperatur på radiatorkursene.

Figur 5.5 viser systemskjema for det eldre bygget med følgende varmelaster:

- Oppvarming av ventilasjonsluft, turtemperatur oppnås ved shunt-kobling
- Romoppvarming ved radiatorer, lik turtemperatur som fra elkjel
- Varmtvannsberedning med lik temperatur som fra elkjel

Den eldre delen har romoppvarming med radiatorer i alle rom, utenom de som varmes elektrisk. I energisentralen skjer fordeling ut til ulike deler av bygget: øst, vest og avdeling B, som vist i figuren. Som nevnt leverer ikke energisentralen varme for oppvarming av ventilasjonsluft til hele bygget. Energisentralen er kun tilnyttet ventilasjonsaggregatet til avdeling B, og underetasjen i avdeling A. De øvrige ventilasjonsaggregatene i den eldre delen benytter elektrisk oppvarming.



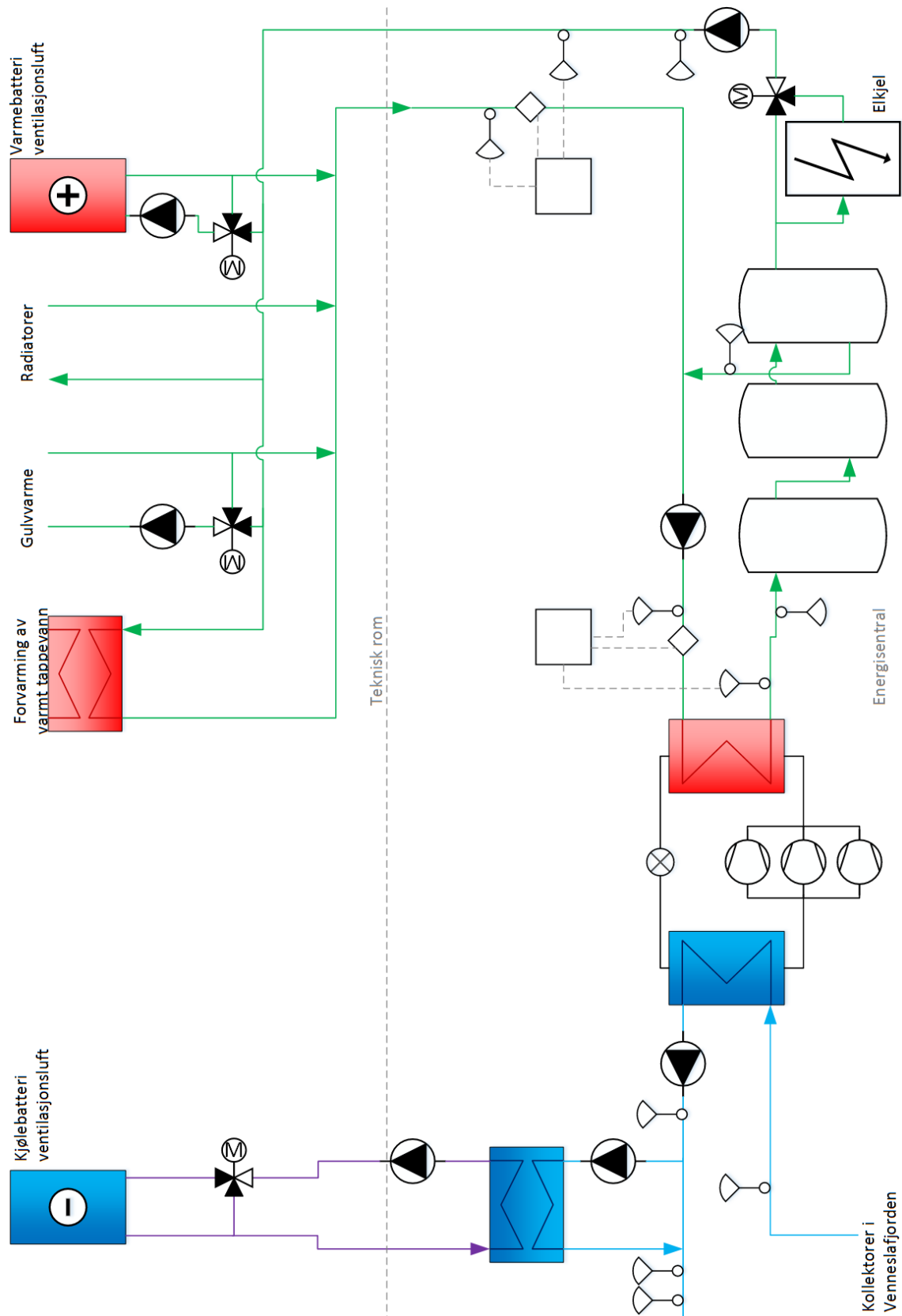
Figur 5.5: Systemskjema for energisentral til eldre bygg

Figur 5.6 viser systemskjema for energisentralen til den nyere delen, med avdeling D-E-F-G. Dette ble nylig ombygget fra en tidligere løsning med oljekjel. Som vist i figuren er varmepumpen seriekoblet med elektrokjelen for spisslast. Mellom dem er det tre store seriekoblede akkumulatortanker. Direkte tilkobling til retur fra tredje tank tillater sirkulasjon over varmepumpen og akkumulatortankene. Massestrømmen over pumpe like før varmepumpen kan altså være større enn massestrømmen over pumpen etter akkumulatortankene og ut til varmekursene. Akkumulatortankene vil dermed utjevne lasten og sikre stabil drift – noe som er nødvendig på grunn av kun tre-trinns dellastregulering av varmepumpen.

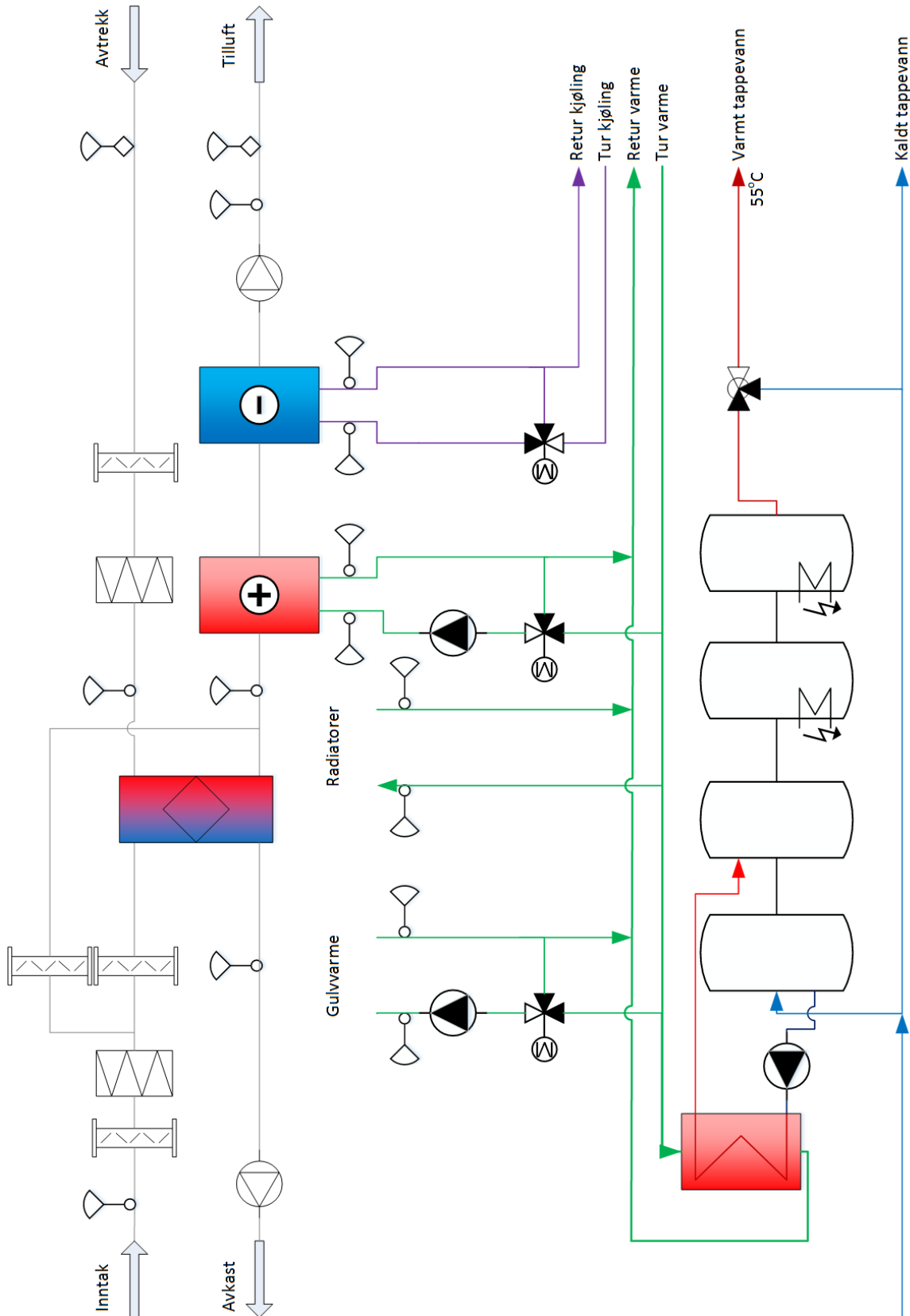
Systemskjema for teknisk rom er vist i figur 5.7. Her er også ventilasjonsaggregatet vist. Det vannbårne varmesystemet er parallellkoblet med følgende avgreninger:

- Oppvarming av ventilasjonsluft, turtemperatur oppnås ved shunt-kobling
- Romoppvarming ved radiatorer, lik som turtemperatur fra energisentral
- Romoppvarming ved gulvvarme, turtemperatur oppnås ved shunt-kobling
- Forvarming av varmtvann til lik temperatur som fra energisentral

Videre er det frikjøling for kjøling av ventilasjonsluften til bygget. Det er i tillegg lagt opp til ettermontering av tørrkjøler på returen tilbake til varmepumpen for varmedump og kjøle-drift av varmepumpen.



Figur 5.6: Systemskjema for energisentral til nyere del. *Varmepumpen kun illustrerende.*



Figur 5.7: Systemskjema for teknisk rom i den nyere delen

Varmeopptakssystem

Varmeopptak for varmpumpen er fra Venneslafjorden som er en del av elven Otra som renner ut i Kristiansand. Det er lagt totalt 11 kollektorsløyfer nedgravd i elvebunnen, hvorav en er revet opp av sivkutter. Det har ikke vært mulig å innhente noe informasjon om dette systemet, hverken fra byggeier eller driftsansvarlig.

Vennesla kommune har selv ikke lyktes i å finne dokumentasjon, men opplyser at systemet ikke fungerer godt nok og ønsker å etablere nytt varmeopptakssystem. Vaktmester, som tar seg av den daglige driften av omsorgssenteret, opplyser at det har vært en del problemer forbundet med dette systemet. Blant annet har begrenset varmeeffekt gjort at dagens varmepumpe ikke er operativ de kaldeste dagene, når nødvendig temperaturløft og effektbehov er størst. I tillegg har samleikum dårlig tilgjengelighet, og ligger slik i terrenget at den som regel er fylt med vann.

5.2 Energiforbruk

Her gjennomgås de målingene og simuleringene som er blitt gjort for Venneslaheimen. Dette er en del av steg 1 i metodikken, med kartlegging av varme- og kjølebehov som danner utgangspunktet for de videre stegene, med blant annet beregning av temperaturnivå og dimensjonering av aggregatstørrelse.

5.2.1 Energioppfølging

Venneslaheimen har SD-anlegg med mulighet for ekstern tilkobling og overvåkning av anlegget. Utstyr for målinger er imidlertid nokså begrenset. På den nyere delen er det installert flere temperaturfølere for varmeopptaket, men ettersom dette systemet har vært problemfullt og uansett skal byttes har disse ikke blitt benyttet. I tillegg er det installert to energimålere, en som måler samlet tilført varmeenergi til bygget og en som måler levert varmeenergi fra varmpumpen. På alle varmekursene er det installert manuelt avlesbare temperaturfølere, både for tur og retur.

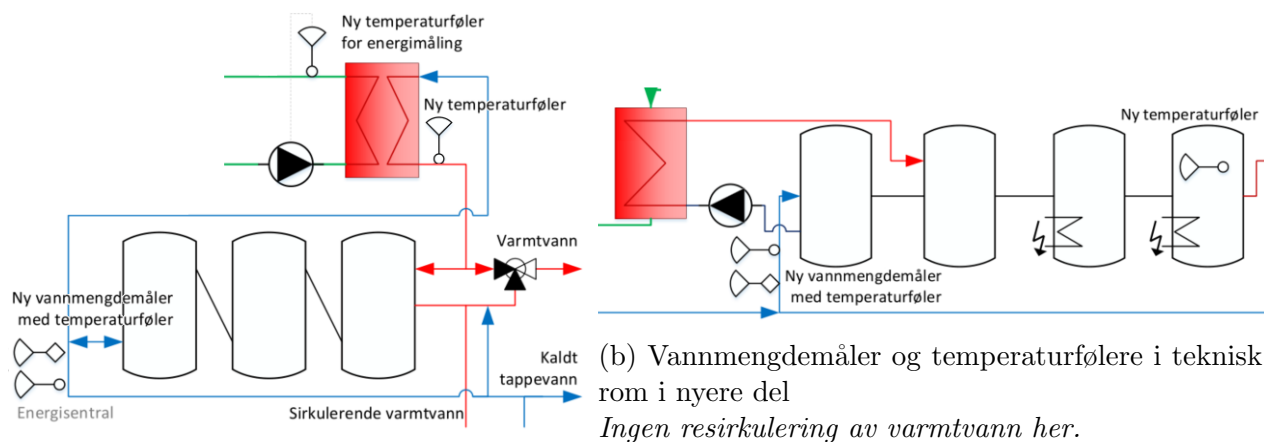
Energimålerne er av typen Kamstrup Multical 602, hvor nøyaktigheten beregnes som vist i tabell 5.4 (plassering er vist i figur 5.6). På ventilasjonsaggregatet er det installert temperaturfølere på inntak, avkast, tilluft og avtrekk, i tillegg til volumstrøm som blant annet gjør det mulig å beregne temperaturvirkningsgrad til varmegjenvinner.

Energisentral og romstyring i det eldre bygget er mer begrenset. For energisentralen er det kun mulig å lese av temperaturfølere på turvannet til varmekursene varme øst og vest, og åpningsgrad på tilhørende blandingsventiler. Det er ingen mulighet for å måle returtemperatur eller volumstrøm. Det er heller ikke mulig å måle levert energi fra elektrokjel. Videre er det her installert en rekke manuelt avlesbare termometre som naturligvis ikke enkelt lar seg logge.

Dagens energisentraler gir ingen muligheter for måling av energiforbruk knyttet til oppvarming av varmt tappevann. Uten dette er det ikke mulig å få et nøyaktig tall på forbruket. Ved å benytte tabellverdier fra SN/TS 3031 er det mulig å estimere forbruket, men det kan være stor usikkerhet knyttet til det, som vist av Moe (2018). Spesielt energiforbruk knyttet til gjenoppvarming av sirkulerende varmtvann kan være høyt.

For tiden arbeides det med å kartlegge varmtvannsforbruket gjennom forskningsprosjektet “VarmtVann2030” i regi av NTNU og SINTEF, i samarbeid med norske leverandører og byggeiere. Til nå er det målt energiforbruk knyttet til varmtvannsberedning på tre sykehjem i mellom 4 til 6 uker som viser lavere verdier enn tabellverdier fra standarden. Prosjektgruppen omtaler dagens kunnskapsnivå på varmtvannsforbruk som relativt lavt og sikter på å øke dette (SINTEF, 2017).

Det er under arbeidet med oppgaven installert nye vannmålere på anlegget for å få nøyaktig tall på forbruket av varmtvann. Både for den eldre og den nyere delen er det installert vannmengdemålere for kaldt tappevann inn på varmtvannstankene, samt temperaturfølere som gjør det mulig å beregne energiforbruket, vist i figur 5.8. På grunn av manglende installasjon av enkelte temperaturfølere og for sen leveranse av avlesningsutstyr ble dessverre ikke målingene gjennomført.



(a) Vannmengdemåler og temperaturfølere i energisentral i eldre del

Figur 5.8: Installerte målere for energibruk til varmtvann

Temperaturføler tilkoblet pumpe i eldre del og etter varmeveksler er ikke installert, heller ikke temperaturføler i varmtvannstank i nyere del.

På den eldre delen, figur 5.8a, er det også gjenoppvarming av sirkulerende tappevann som derfor krever separat måling eller estimering. For dette er det valgt å benytte sirkulasjonspumpe sammen med temperaturføler til å måle samlet energiforbruk for oppvarming av varmt tappevann. Dette måler avgitt varme over varmeveksler for varmtvann. Sirkulasjonspumpen er av typen Grundfos MAGNA 3, med intern volumstrømestimering og temperaturføler, som sammen med tilhørende ekstern temperaturføler beregner energiforbruket.

For både den nyere delen er det valgt å bruke vannmengdemåler med intern temperaturføler for tilført kaldt vann fra nettet. Her er det benyttet Kamstrup Multical 21. Denne i kombinasjon med temperaturføler for oppvarmet tappevann vil kunne brukes for å estimere forbruket. For den eldre delen vil gjenoppvarming av sirkulerende varmtvann utgjøre differansen mellom denne verdien og avgitt varme over varmeveksler. Målerusikkerhet for vannmengdemåleren og de øvrige målerne vist i tabell 5.4.

| Produktnavn | Type | Måleusikkerhet |
|------------------------|-----------------|---|
| Kamstrup Multical 21 | Vannmengdemåler | 10 l/t til 16 l/t $\pm 5\%$ |
| | | 16 l/t til 3,1 m ³ /t $\pm 2\%$ |
| Kamstrup Multical 602 | Temperaturføler | 0 °C til 20 °C $\pm 1\text{ °C}$ |
| | Energimåler | Beregnet: $\pm(0,15 + 2/\Delta T)\%$ Følere: $\pm(0,4 + 4/\Delta T)\%$ |
| Grundfos MAGNA3 32-100 | Energimåler | $\pm((\delta\dot{V}/\dot{V})^2 + (\delta T/\Delta T)^2)^{0,5}\%$ |
| | Vannmengdemåler | (5% av maks. volumstrøm) $\pm 0,63\text{ m}^3/\text{h}$ |
| | Temperaturføler | 35 °C til 90 °C $\pm 2\text{ °C}$ |
| Grundfos RPT T2 | Temperaturføler | 15 °C til 90 °C $\pm 0,5\text{ °C}$ |
| Ukjent | Temperaturføler | - |

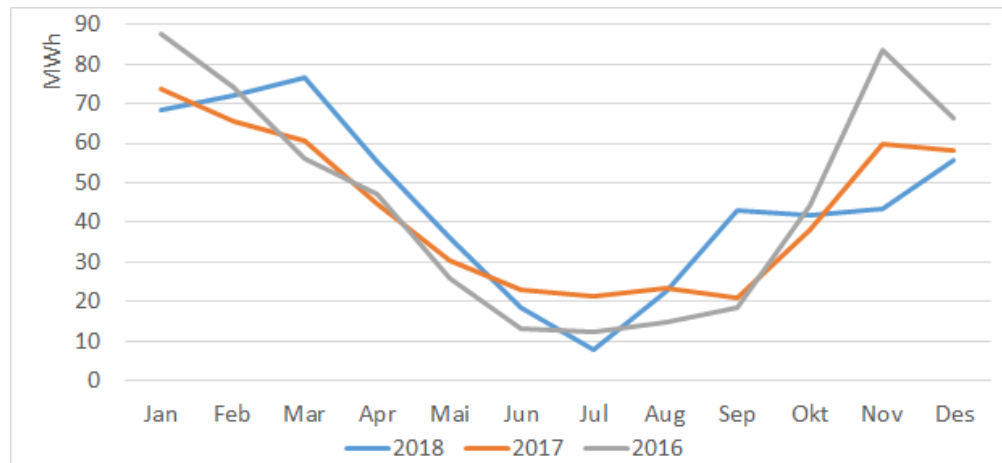
Tabell 5.4: Måleusikkerhet (Kamstrup, 2019, 2012; Grundfos, 2015a,b)

Som vist i nederste linje av tabell 5.4 er typen temperaturføler benyttet i energisentraler ukjent. Manglende dokumentasjon og merke gjorde at det ikke er mulig å si noe om måleusikkerheten til disse, og bruken av disse er derfor begrenset. Dette gjelder ikke temperaturfølere tilkoblet energimålere, eller de nyinstallerte. Temperaturfølere med ukjent usikkerhet er kun benyttet for lufttemperatur i ventilasjonsaggregatet for det nyere bygget.

Romoppvarming

Målt energiforbruk fra energimåler for levert varme til den nyere delen er benyttet. Forbruket er logget med månedlig oppløsning i flere år. Levert varme går her til forvarming av varmt tappevann, oppvarming av ventilasjonsluft og romoppvarming som vist i kapittel 5.1.4. Her er det valgt å se på de tre foregående årene, og levert varme er vist i figur 5.9. Dette tilsvarer altså forbruket og varmetapet fra rørføringene bort til bygget og teknisk rom. Med dagens installerte utstyr er det ikke mulig med mer detaljerte data enn dette.

Forbruket fra de tre foregående årene varierer fra om lag 520 MWh til 545 MWh, med gjennomsnitt på 535 MWh. Graddagskorrigert blir dette mellom 560–580 MWh, med gjennomsnitt på 570 MWh. Det er ikke mulig å ut ifra dette si noe om hvor mye de forskjellige varmekursene utgjør. Ustabil og amputert drift av varmepumpen gjør at det ikke er interessant hva dekningsgraden eller effektfaktoren er, og det er derfor heller ikke undersøkt.



Figur 5.9: Årlig forbruk av varmeenergi for nyere del
 For forvarming av varmt tappevann, oppvarming av ventilasjonsluft og romoppvarming.

Varmtvannsforbruk

Måleresultatet fra prosjektet Varmtvann2030 indikerer at tabellverdier fra SN/TS 3031 kan være for høye. Målingene er vist i tabell 5.5 sammen med verdier fra SN/TS 3031. Etersom dette er foreløpige resultat for et begrenset antall bygg over en kort periode og egne målinger ikke ble gjennomført benyttes verdier fra standarden videre. Ved videre dimensjonering av anlegget bør målingene fullføres og foreslås som videre arbeid i kapittel 11.

| | Årlig forbruk [kWh/m ²] | Forbruk per rom [MWh] | Varmetap |
|---------------|-------------------------------------|-----------------------|----------|
| SN/TS 3031 | 30 | 4,9 og 1,9 | - |
| Varmtvann2030 | 5–13 | 0,7–1,0 | 10–50 % |

Tabell 5.5: Varmtvannsforbruk (Norsk Standard, 2016c; SINTEF, 2018)

5.2.2 Simulering

Simuleringer av energiforbruket er gjort i SIMIEN, som beskrevet med inndata og detaljer i vedlegg B.1. Det tatt utgangspunkt i ønsket innetemperatur på 23 °C. Dette er i følge figur 2.2 forventet å gi over 95 % fornøyde brukere for både beboere (eldre) og ikke-beboere. Varmetilskuddet er justert som vist i tabell 5.6. Dette er basert på verdier vist i tabell 5.3 for personer samt varmtvannsforbruk som vist i tabell 5.5 (her er det benyttet et gjennomsnitt).

| | Teknisk utstyr | Personer |
|--------------------------------------|----------------|----------|
| SN/TS 3031 [W/m ²] | 2,6 | 3 |
| Justerte verdier [W/m ²] | - | 1 og 1,5 |
| Beboerrom [W] | 40 | 70 |

Tabell 5.6: Varmetilskudd (Norsk Standard, 2016c)

I utgangspunktet er det stor forskjell mellom byggene på fordeling av energibruk. Det nyere bygget har langt større forbruk knyttet til oppvarming av ventilasjonsluft. Dette kommer av at denne delen benytter kryssvarmeveksler med beregnet temperaturvirkningsgrad til kun 40 %, om vist i vedlegg B.1. Den eldre delen har installert nye varmegjennvinnere med forventet temperaturvirkningsgrad på 80 %.

Utskiftning til ny varmegjennvinner i den nyere delen til en med 80 % virkningsgrad vil redusere energiforbruket knyttet til oppvarming av ventilasjonsluften med hele 228 MWh/år, eller 74 kWh/(m²·år) og det anbefales å gjøre dette. I simuleringer og beregninger som vises her og senere er dette antatt gjort. Tabell 5.7 viser beregnet årlig energibruk for begge byggene.

| <i>Bygg</i> | Eldre del (A-B) | Nyere del (D-E-F-G) |
|------------------------|-----------------|---------------------|
| 1a Romoppvarming | 434 994 | 214 849 |
| 1b Ventilasjonsvarme | 50 584 | 12 109 |
| 2 Varmtvann | 121 608 | 92 271 |
| 3a Vifter | 238 053 | 165 328 |
| 3b Pumper | 17 764 | 11 604 |
| 4 Belysning | 190 758 | 144 739 |
| 5 Teknisk utstyr | 95 379 | 72 369 |
| 6a Romkjøling | 10 214 | 7 039 |
| 6b Ventilasjonskjøling | 10 714 | 26 979 |
| Totalt | 1 170 067 | 747 287 |

Tabell 5.7: Årlig energibudsjett for Venneslaheimen, i [kWh]

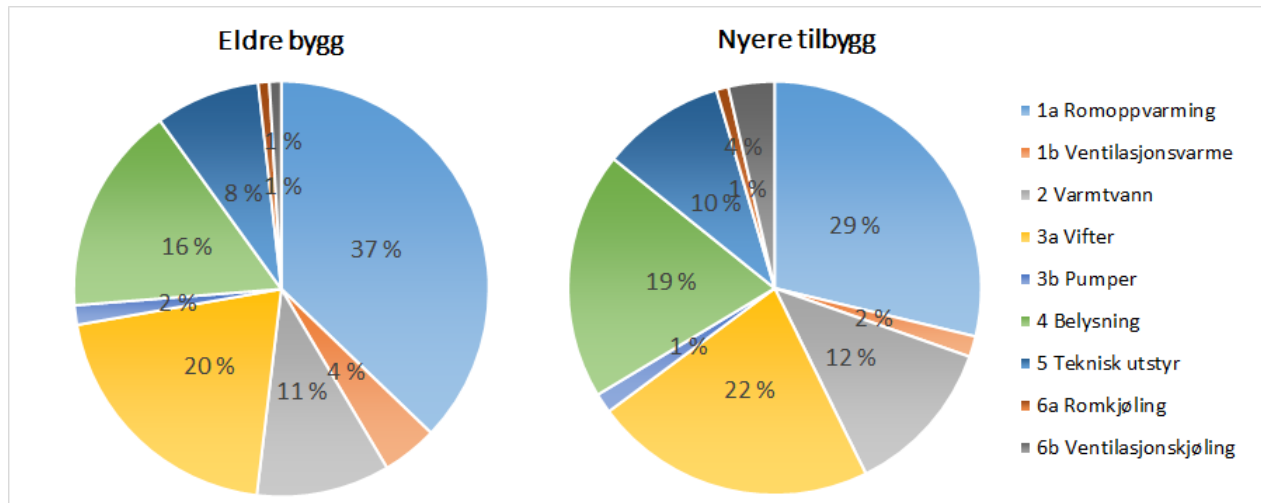
Antar installasjon av varmegjennvinner med temperaturvirkningsgrad på 80 % for nyere del.

Varmetapstall for byggene er vist i tabell 5.8. Verdiene er senere benyttet for beregning av nødvendig temperaturnivå i varmedistribusjonssystemet, i steg 2.

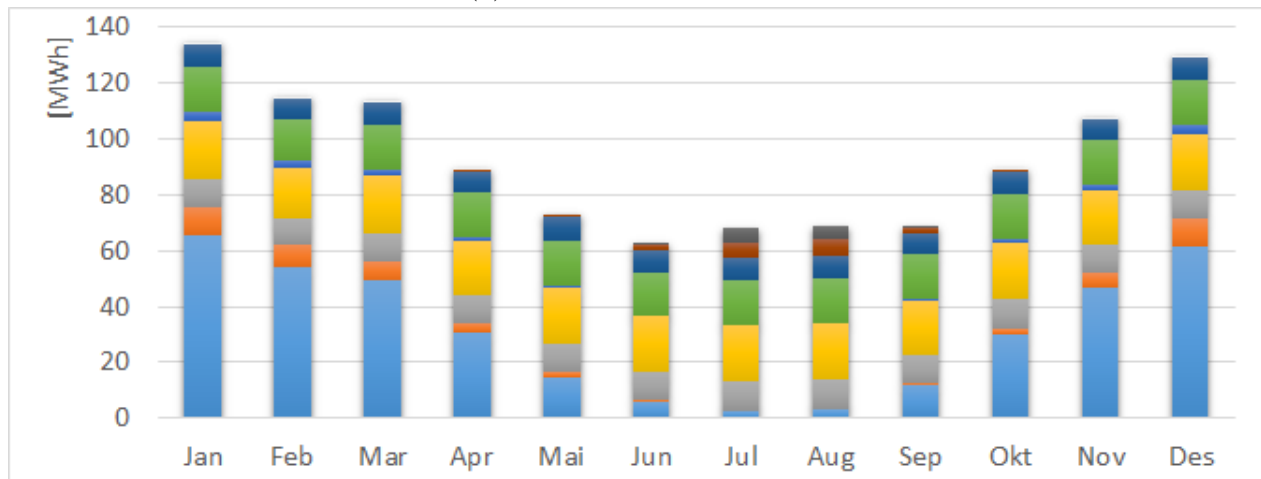
| <i>Bygg</i> | Eldre del | Nyere del |
|---------------------|-----------|-----------|
| Yttervegger | 0,17 | 0,13 |
| Tak | 0,12 | 0,12 |
| Gulv mot grunnen | 0,06 | 0,08 |
| Glass/vinduer/dører | 0,27 | 0,19 |
| Kuldebroer | 0,09 | 0,09 |
| Infiltrasjon | 0,50 | 0,15 |
| Ventilasjon | 0,44 | 0,46 |
| Totalt | 1,65 | 1,22 |

Tabell 5.8: Varmetapstall for Venneslaheimen, i [W/m²K]

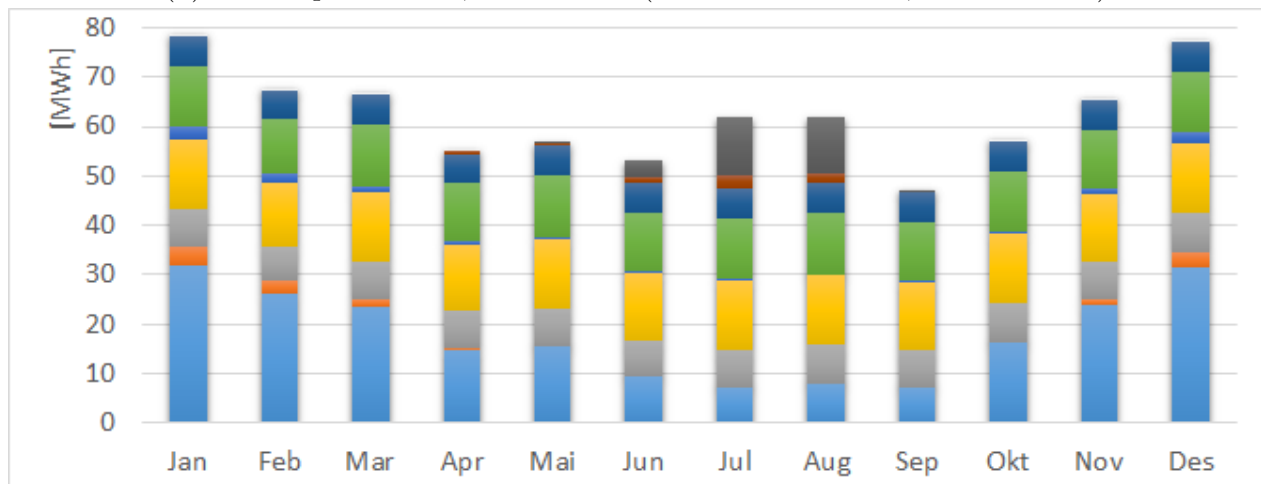
Figur 5.10 viser energiforbruket visuelt, med kakediagram i figur 5.10a, og stolpediagram for energiforbruket til byggene enkeltvis fordelt på måneder i figur 5.10b–5.10c.



(a) Diagram for et driftsår



(b) Fordelt på måneder, for eldre del (bruttoareal 4083 m², BRA 4083 m²)



(c) Fordelt på måneder, for nyere del (bruttoareal 3920 m², BRA 3098 m²)

Figur 5.10: Årlig energibudsjett for Venneslaheimen
 Antar installasjon av varmegjenvinner med temperaturvirkningsgrad på 80% for nyere del.

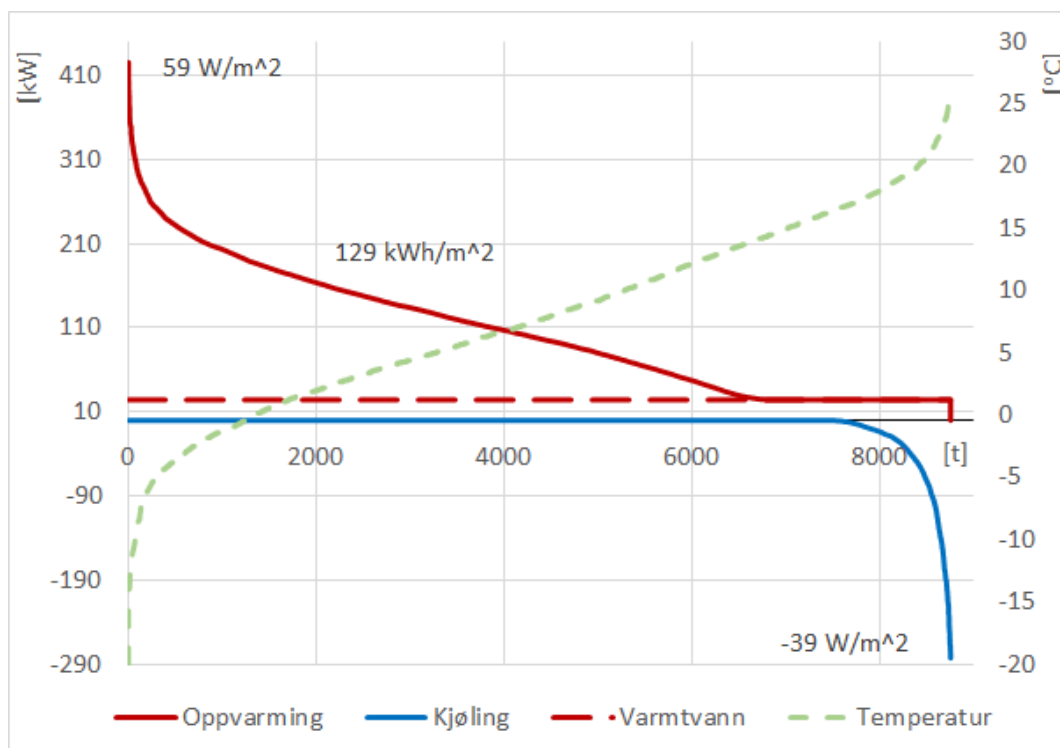
Effektbehovet for de ulike varmelastene er vist i tabell 5.9 ved dimensjonerende forhold. I den eldre delen dekkes, som nevnt, kun deler av ventilasjonsvarmen fra energisentralen. Ettersom det er CAV-ventilasjon i bygget med lik driftstrategi og konstant luftmengde beregnes effektbehovet for ventilasjonsvarme til luftaggregat tilkoblet energisentralen etter areal-andelen. Arealet til avdeling B og ventilert del av underetasje i avdeling A utgjør 36 % av bruttoarealet til det eldre bygget.

| | Romoppvarming | Ventilasjonsvarme |
|---------------------|---------------|-------------------|
| D-E-F-G (nyere del) | 92 | 43 |
| A-B (eldre del) | 194 | 71 |
| Avdeling B | - | 25 |

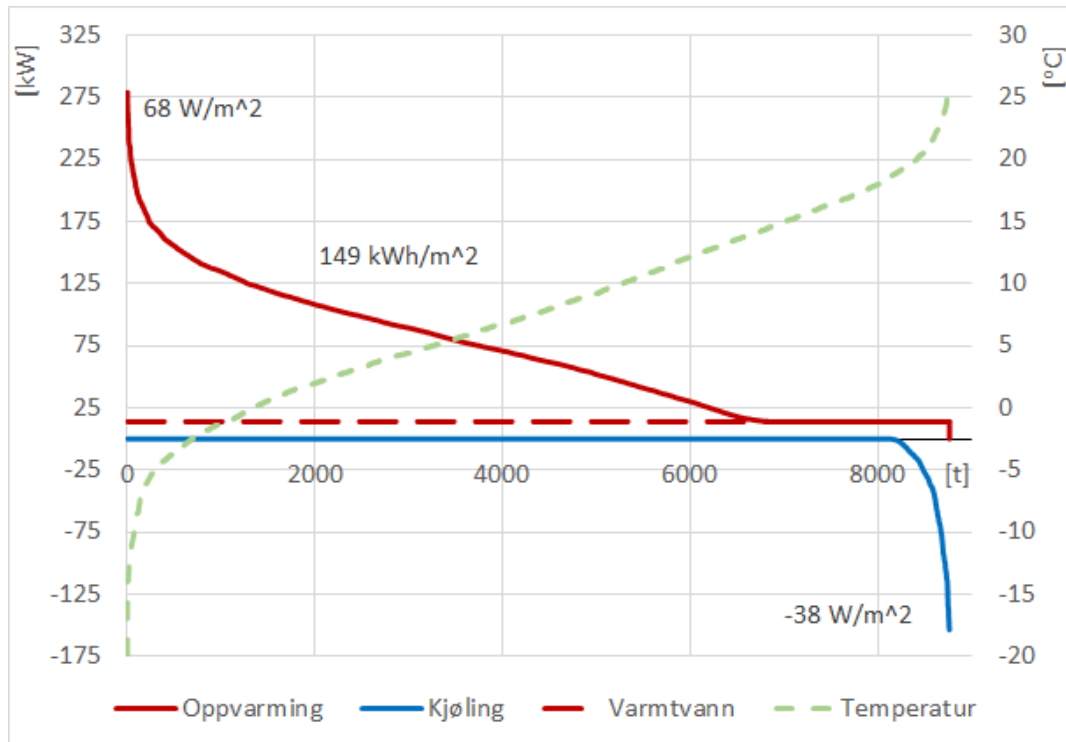
Tabell 5.9: Dimensjonerende effektbehov for romoppvarming og ventilasjonsvarme, i [kW]

Varighetskurve for begge byggene er vist i figur 5.11, altså hele Venneslaheimen tilsammen. Figur 5.12 viser varighetskurvene enkeltvis med den eldre delen i figur 5.12a og den nyere delen i figur 5.12b.

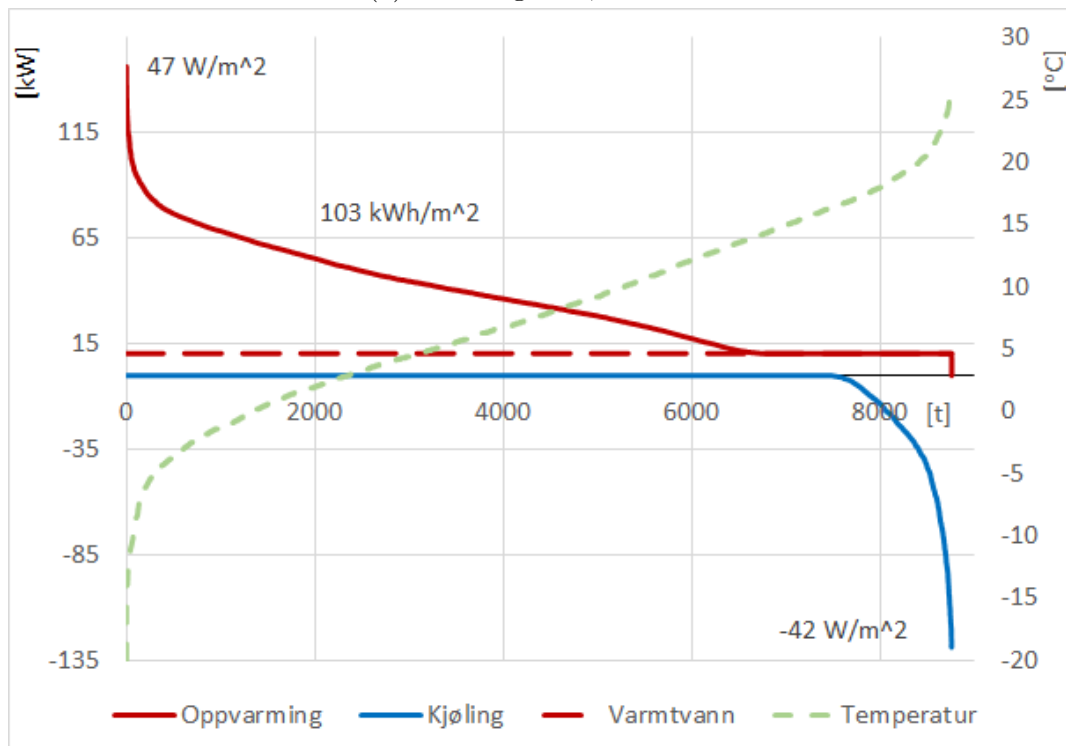
Alle tre viser relativt like former; nokså stabil last, med høy spisslast, hvor det nyere bygget har en mer “spiss” form og høyere spisslastbehov for kjøling. Ettersom avdeling D-E-F-G er et nyere bygg, med mindre varmetap fra bygningskroppen, er dette naturlig. Det nyere bygget krever også mer kjøling.



Figur 5.11: Venneslaheimen – varighetskurve for begge bygg samlet



(a) Avdeling A-B, eldre del



(b) Avdeling D-E-F-G, nyere del

Figur 5.12: Varighetskurver for Venneslaheimen

Antar installasjon av varmegjenvinner med temperaturvirkningsgrad på 80% for nyere del.

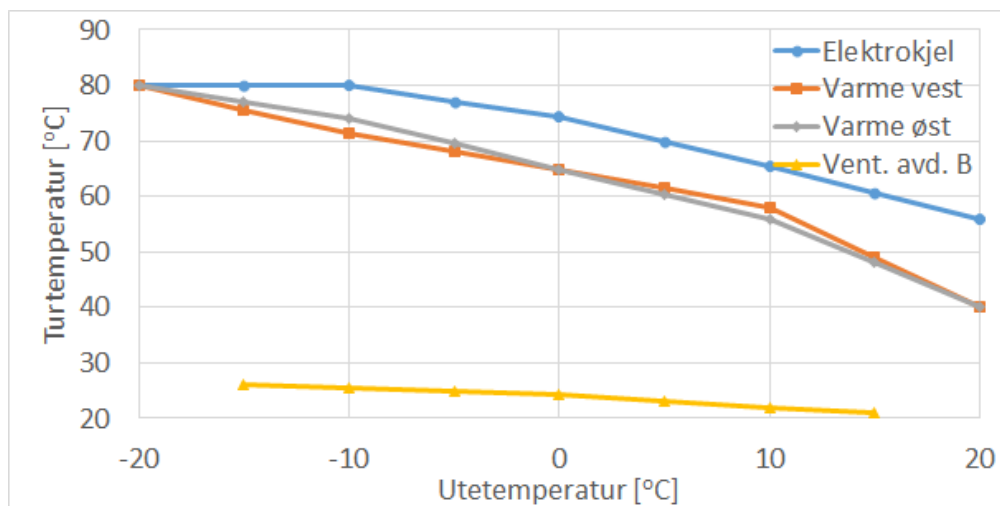
6. Vurdering av temperaturnivå

Etter kartlegging av varmebehov og bruksprofil i kapittel 5.1 er det i dette kapittelet vurdert temperaturnivået til bygningsmassen og muligheter for å redusere dette. Dette er steg 2 i metodikken.

6.1 Eksisterende driftstrategi

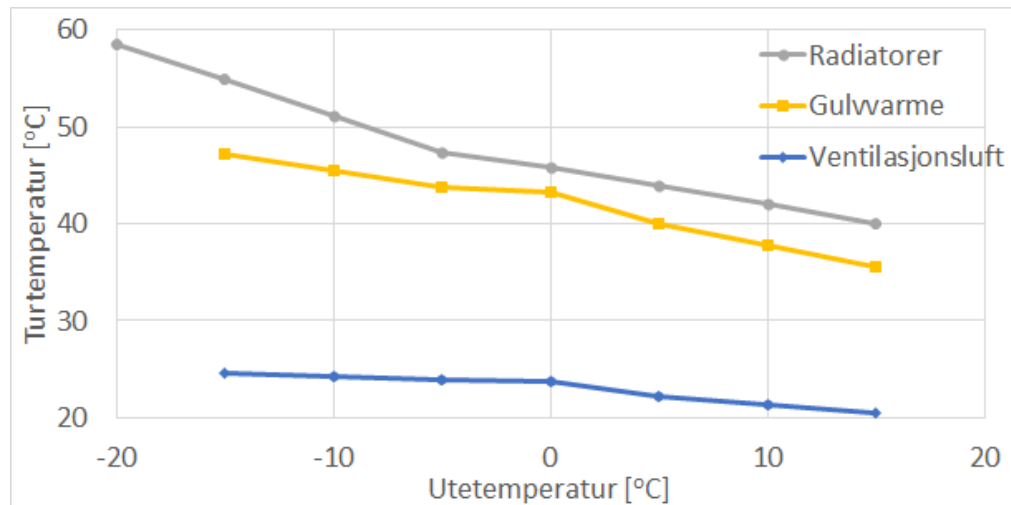
Temperaturnivå i varmekursene styres etter utetemperaturen, såkalt utekompensert turtemperatur. Ved lavere utetemperatur økes turtemperaturen for å øke avgitt effekt og dermed kunne opprettholde ønsket innetemperatur. Samtidig fås lavere tur-/returtemperatur på varmekursene når det er lavere effektbehov, og dermed oppnås høyere COP og varmeytelse ved bruk av varmepumpe.

Figur 6.1 viser kurven for utekompensert turtemperatur for den eldre delen. Varme øst og varme vest går ut til forskjellige deler av byggets radiatorer. Disse varmekursene benytter blandeventil som tar ut en delstrøm etter behov, og regulerer på denne måten turtemperaturen (shunt-kobling). Som en ser av figuren holder varmekursene lavere temperaturnivå enn hva som leveres av elkjel. Tappevannet varmes opp av turvannet direkte fra elkjel via varmeveksler. Vannet varmes dermed opp til nesten lik temperatur som turvannet.



Figur 6.1: Utekompenerte turtemperaturer for eldre bygg

Kurvene for de ulike varmekursene til det nyere bygget er vist i figur 6.2. Varmekursene med gulvvarme og oppvarming av ventilasjonsluft benytter shunt-kobling for å regulere turtemperaturen. Radiatorkurs er koblet direkte uten blandeventil og turtemperaturen er lik turtemperaturen fra varmepumpen. Forvarming av varmtvann skjer ved varmeveksling av turvannet fra energisentral, da altså ved likt temperaturnivå som radiatorkurs.



Figur 6.2: Utekompenserte turtemperaturer for nyere del

Hvert enkelt rom tilknyttet det vannbårne varmedistribusjonsnett er koblet opp mot SD-anlegget og styres derfra. Det er ikke mulig å overstyre temperaturen fra rommene. De ulike avdelingene har tilpasset driftstrategien til bruksmønsteret. Tabell 6.1 viser styringen for rommene på Vennesla omsorgssenter. Sett-verdier varierer noe mellom rommene, hvor noen også er stilt inn til høyere verdier enn vist her.

| | Sett-temperatur [°C] | Temperatursenkning [°C] | Brukstid |
|----------------------|----------------------|-------------------------|-----------------------|
| Beboerrom | 23 | 21 | 08:00-24:00 |
| Bad | 23 | 21 | 08:00-21:00 |
| Kjøkken/dagligstue | 22 | 21 | 07:00-21:00 |
| Vaskeri | 23 | 20 | 00:00-24:00, ukedager |
| Kontorer, avd. leder | 23 | 21 | 00:00-24:00 |
| Kontorer, avd. B | 23 | 18 | 07:30-15:00, ukedager |

Tabell 6.1: Driftstrategi: romstyring

Begge byggene har balansert ventilasjon med konstant luftmengde (CAV). Den nyere delen har en luftmengde på rundt 14 000 m³/t, med to timer i døgnet hvor luftmengden økes. Mellom 07–08:00 og 12–13:00, altså om morgenen og ved lunsjtid, økes luftmengden til rundt 24 000 m³/t. Ventilasjonsaggregatet til avdeling B og underetasje i avdeling A har ikke mulighet for avlesning av luftmengde. Dette er stilt til “høy” luftmengde alle dager i perioden 06–16:00 og “lav” ellers i døgnet.

6.2 Vurdering av temperaturnivå

I tråd med metodikken vurderes det tiltak for å redusere temperaturnivået. Først ved å senke turtemperatur i den eldre delen og deretter ved ombygging av varmedistribusjonsnett for begge bygg.

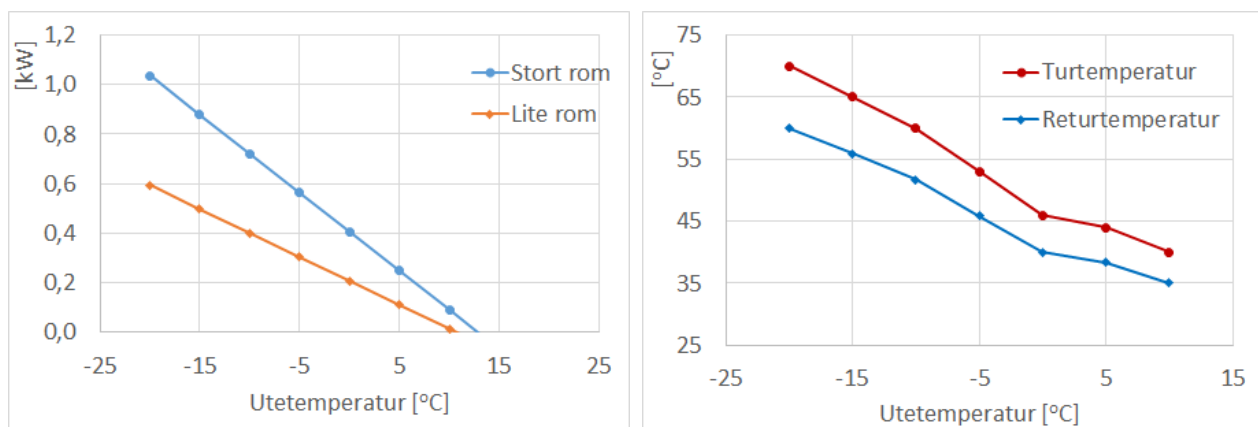
6.2.1 Utekompeniseringskurve

For å oppnå høyest mulig COP ved bruk av varmepumpe kreves lavest mulig temperaturnivå på varmedistribusjonsnett. Den nyere delen benytter gulvvarme i første etasje og radiatorer i andre etasje. Som vist i figur 6.2 er temperaturnivået her allerede lavt, tilpasset bruk av varmepumpe. I den eldre delen, avdeling A-B, er temperaturnivået derimot høyt. Som vist i figur 6.1 ligger turtemperaturer rundt $65\text{ }^{\circ}\text{C}$ for radiatorer i avdeling A, og $75\text{ }^{\circ}\text{C}$ for elkjelen og avdeling B ved utetemperatur på $0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ved bruk av varmepumpe vil det være en utfordring å oppnå såpass høy temperatur. Derfor er det nødvendig å redusere temperaturnivået i varmedistribusjonsnett.

Ved befaring ble flere av beboerrommene undersøkt. Størrelsen på rommene varierer fra ca. 16 m^2 for de minste til i underkant av 26 m^2 for de største. I de rommene som ble sjekket er det montert radiator av typen Lyngson PRE med to paneler og 1 konvektorribbe (type CFR21), av personalet ble det opplyst at radiatorene i de øvrige beboerrommene var like. Høyden på disse er 400 mm og lengden 1200 mm .

Med utgangspunkt i varmetapstall som vist i tabell 5.8, romstørrelse, varmetilskudd fra tabell 5.6, samt ønsket innetemperatur kan effektbehov for romoppvarming beregnes etter formel 3.1 vist i metodikken. Varmetap fra ventilasjon er ikke inkludert her. Figur 6.3 viser resultatet, med nødvendig effektbehov i figur 6.3a som funksjon av utetemperaturen. Stort rom tilsvarer her 26 m^2 og lite tilsvarer 16 m^2 .

Ut ifra effekt oppgitt i tabell av fabrikant, Lyngson (2011), er nødvendig tur- og returtemperatur beregnet. Dette er vist i figur 6.3b med utekompeniseringskurve. For lite rom er det tatt utgangspunkt i en radiator som beskrevet (CFR21 400×1200), denne oppnår om lag 50–60 % mer effekt enn nødvendig av figur 6.3a. I stort rom er det nødvendig med flere små, eller en større radiator. En radiator av samme type, men lengde på 1600 mm oppnår til en hver tid mer enn 24 % over nødvendig effekt.



(a) Effektbehov for beboerrom i avdeling A

(b) Temperaturkrav radiatorer

Figur 6.3: Effektbehov og temperaturkrav for romoppvarming i den eldre delen

Her tas det ikke høyde for at enkelte rom er utsatt for større varmetap enn andre. Det vil være tilfelle for rom med større andel yttervegg relativt til gulvareal og større vindusflater enn øvrige rom. I rom som dette er det aktuelt å installere større eller flere radiatorer tilpasset rommet, og det må vurderes individuelt for hvert enkelt rom.

6.2.2 Ombygging av varmedistribusjonsnett

Ved ombygging av energisentraler/teknisk rom er det mulig å legge til rette for større temperaturfall over varmedistribusjonsnettet og lavere massestrøm enn dagens utforming. Dette vil ikke bare kunne redusere energibruk til pumper, men også redusere returtemperaturen til varmpumpen. Som forklart i kapittel 4.2 kan dette utnyttes ved bruk av underkjølingsvarmeveksler som vil bidra til økt COP og varmeytelse.

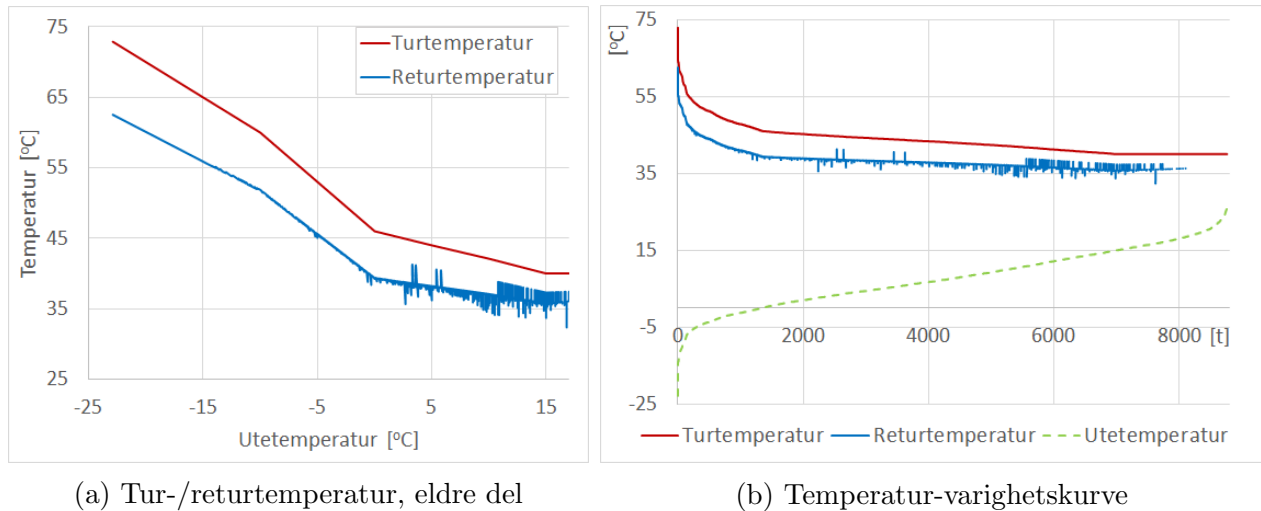
Her fokuseres det på varmekurser for romoppvarming, varmtvannsberedning som også vil ha fordel av underkjølingsvarmeveksler er tatt opp i kapittel 9.1, sammen med kjøling, som er steg 4.

I den eldre delen, avdeling A-B, anbefales installasjon av radiatorer og tilkobling til det vannbårne varmenettet for areal som per i dag varmes opp elektrisk. Dette gjelder, som nevnt i kapittel 5.1.4, underetasje i avdeling B og loft i avdeling A, samt kjøkken. I hvert fall i avdeling B er det lagt tilrette for dette med rørføringer. De to resterende ventilasjonsaggregatene bør også tilkobles energisentralen. Dette gjør det mulig å oppnå større energidekningsgrad og dermed større energibesparelse. I videre beregninger og analyse antas dette gjort.

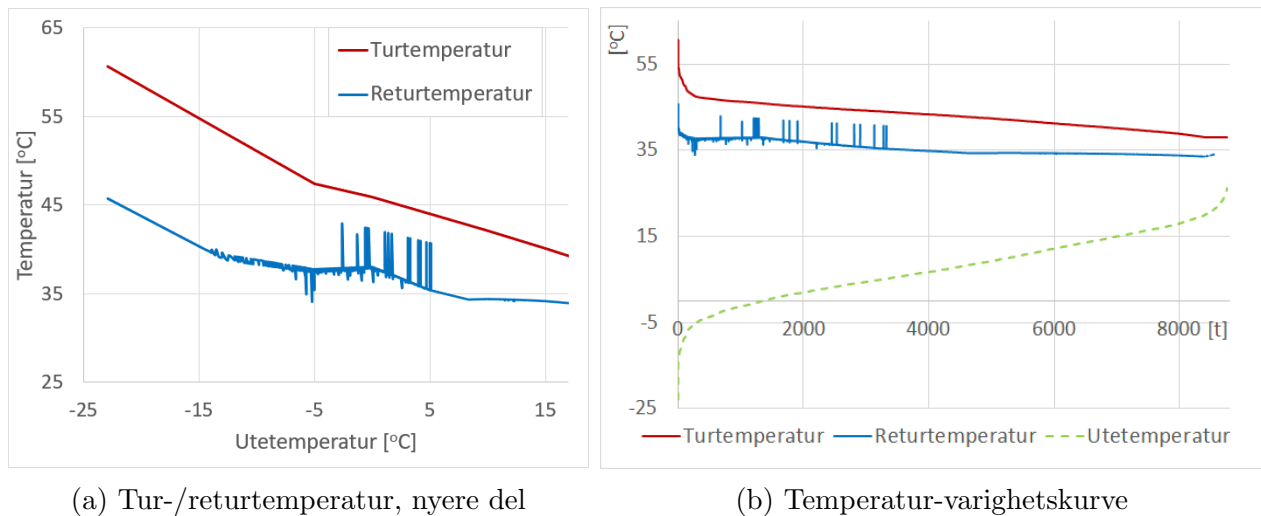
I energisentralen i den eldre delen kan varmekursene for romoppvarming kobles som en slags seriekobling. Med kun radiatorer for romoppvarming begrenses muligheten til økt temperaturfall. Og ettersom forholdet mellom effektbehov for romoppvarming og ventilasjonsvarme er stort – effektbehov ved romoppvarming er nesten 3 ganger større enn ventilasjonsvarme, som vist i tabell 5.9 – er ytterligere temperaturfall over ventilasjonsbatteriet lite. Til tross for dette vil seriekobling bidra til å øke temperaturfallet noe, som kan utnyttes ved bruk av underkjølingsvarmeveksler.

I den nyere delen er det mye større potensiale med økt temperaturfall. Her bør teknisk rom bygges om til seriekobling for romoppvarming for dette. Her er det seriekobling av varmekursene med rekkefølgen: radiatorer – gulvvarme – varmebatteri og vil altså sørge for lavere returtemperatur til varmpumpen. Massestrømmen i hver varmekurs bør tilpasses slik at returtemperatur fra en varmekurs ikke er lavere enn turtemperatur til neste varmekurs. Med lite variasjon i driftsstrategien vil varmebehovet for hver varmekurs være stabilt.

Beregnet temperaturnivå for den eldre delen er vist i figur 6.4, og for den nyere delen i figur 6.5. Her er det antatt at temperaturfall over hver kurs er bestemt av utekompenseringskurve til de ulike kursene og nødvendig massestrøm beregnet ut i fra det. Massestrømmen til hver kurs bestemmes ut i fra det forhåndsdefinerte temperaturfallet og nødvendig effektbehov. Dermed blir temperaturfallet over hele kretsen avhengig av forholdet mellom massestrømmen til de forskjellige varmekursene. Detaljer og Matlab-kode for denne beregningsmodellen er i vedlegg C.1.



Figur 6.4: Beregnet temperaturnivå på varmedistribusjonsnett ved ombygging av eldre del *Eldre dels temperaturfall bestemmes i hovedsak av radiatorkurs.*

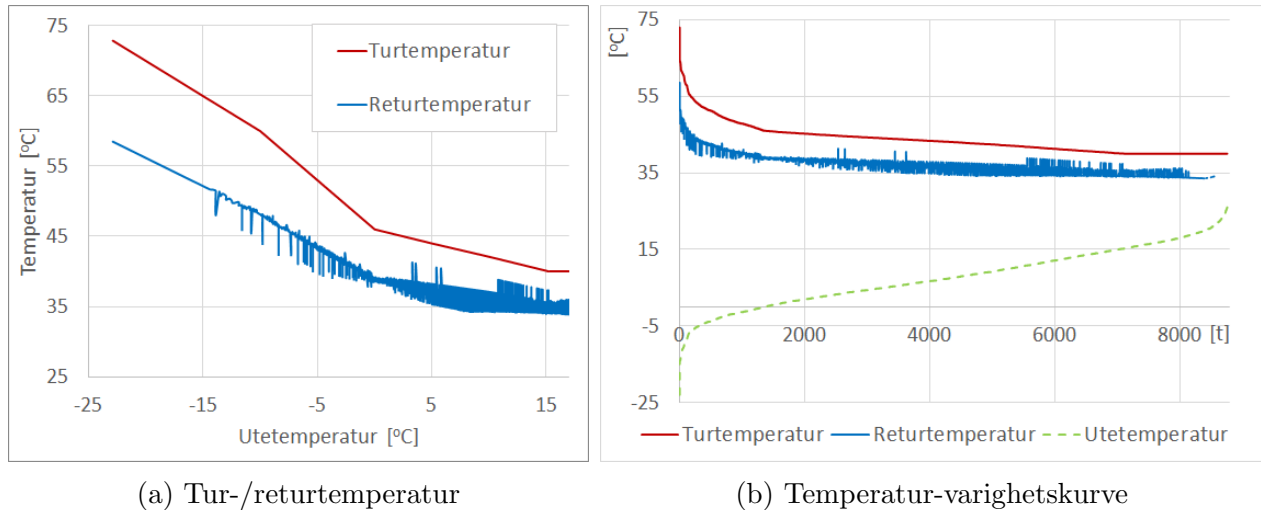


Figur 6.5: Beregnet temperaturnivå på varmedistribusjonsnett ved ombygging av nyere del *For det nyere bygget vil massestrøm gå via radiatorkurs, gulvvarmekurs og ventilasjonsbatteri, som øker totalt temperaturfall.*

Den eldre delen har som utgangspunkt radiatorer som dominerende last og fra tidligere et høyt temperaturnivå etter klassifiseringen i beslutningstreet i steg 2. Ved å revurdere utekompenseringskurven og senke temperaturkravet er dette nå middels/høyt og dermed gul farge (jf. 3.2), med kun om lag 70 timer med turtemperatur over 60 °C. I den nyere delen er utgangspunktet grønn farge med flere varmekurser og resulterende temperaturnivå klassifisert som middels/lavt. Her vil temperaturkravet kun overstige 60 °C ved DUT.

Begge forslagene har lagt opp til minst mulig ombygging, og mest mulig gjenbruk av eksisterende komponenter. Det kreves allikevel noen nye komponenter som ventiler, varmeveksler og nye rør enkelte steder.

Ved sammenkobling av byggene med en slags shunt-kobling mellom, som senere er foreslått i kapittel 10.2, kan totalt temperaturfall økes ytterligere. Her vil den eldre delen være først i seriekoblingen og ledende for temperaturkravet, og den eldre delen som nummer to. På lik måte som temperaturnivået er beregnet for byggene enkeltvis er temperaturnivået beregnet for hele Venneslaheimen sammenkoblet. Figur 6.6 viser beregnet temperaturnivå for dette.

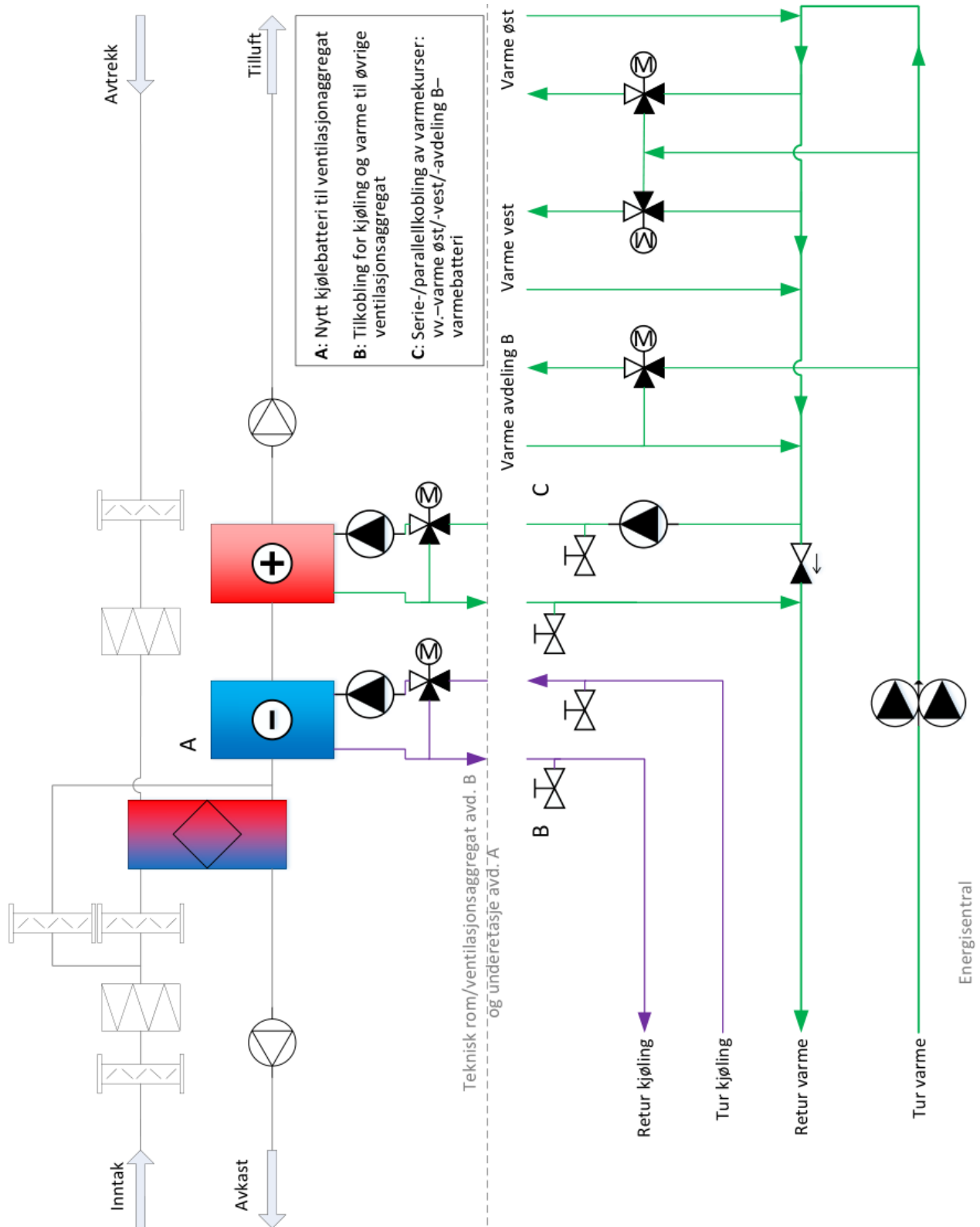


Figur 6.6: Beregnet temperaturnivå for begge bygg sammenkoblet

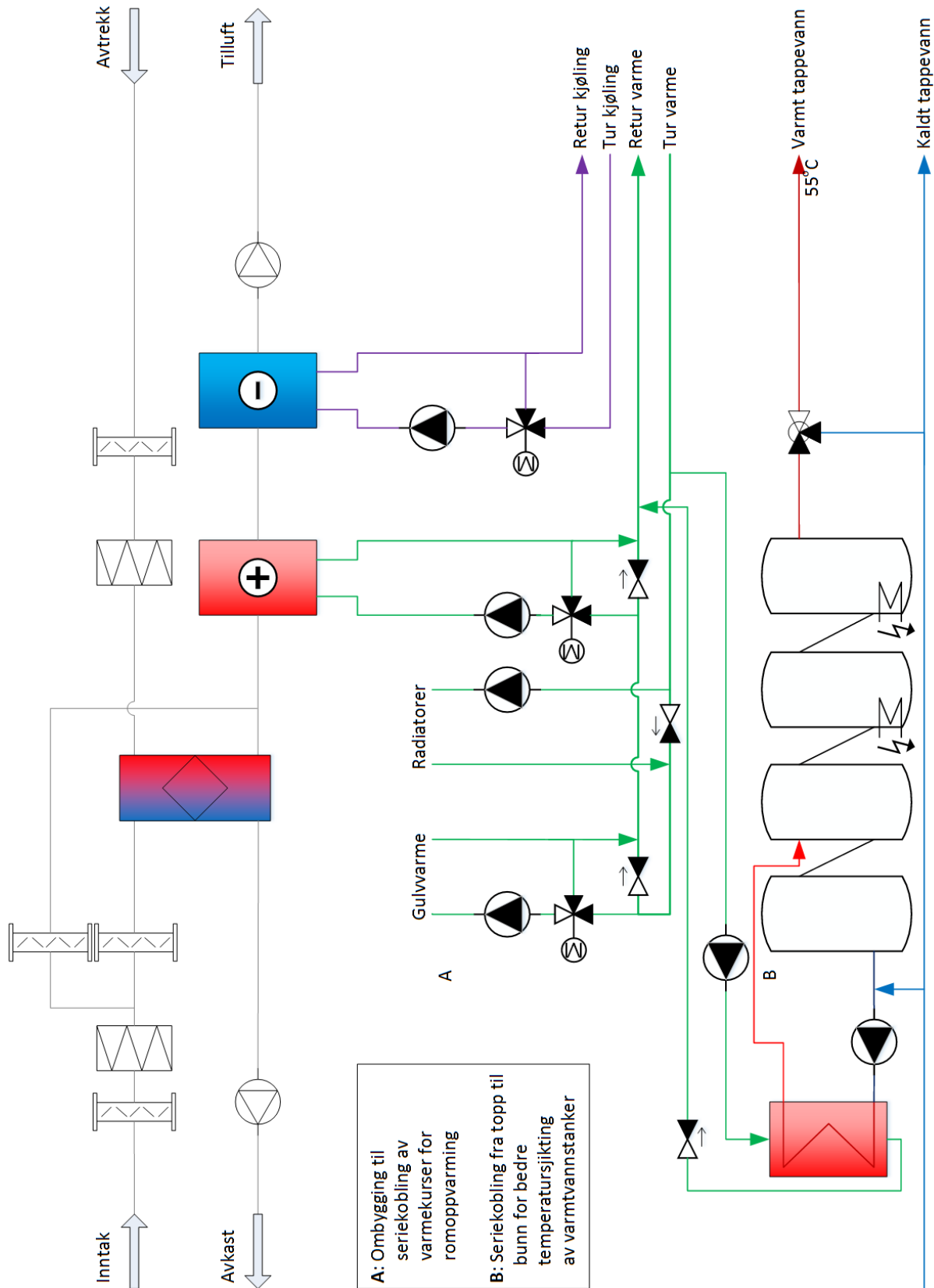
Temperaturkrav i eldre del er ledende, men seriekobling med to radiatorkurs, gulvvarme og to ventilasjonskurser sikrer større temperaturfall og lavere returtemperatur.

Begge byggene sammenkoblet vil gi et gult utgangspunkt med middels/høyt temperaturnivå etter steg 1 og 2. Antall timer med turtemperatur over 60°C er som for den eldre delen alene, men returtemperaturen er jevnt over lavere. Senere kapitler med forslag til alternative løsninger for energisentraler bygger på disse ombygningene.

Figur 6.7 viser ombygging av energisentral i den eldre delen, hvor seriekobling av varmekurser for romoppvarming kan gjøres. Det er i tillegg tegnet inn nytt kjølebatteri i ventilasjonsanlegget for den eldre delen, nødvendig for kjøling av bygget i samspill med frikjøling eller kjøledrift. Tilsvarende viser figur 6.8 ombygging av teknisk rom i den nyere delen, hvor seriekobling av varmekurser for romoppvarming anbefales for økt temperaturfall. Varmtvannsberedning, varmepumpe, spisslast og lignende er ikke inkludert i figurene, dette er bestemt i de påfølgende stegene.



Figur 6.7: Ombygging av varmekurser for romoppvarming i den eldre delen



Figur 6.8: Ombygging av varmekurser for romoppvarming i den nyere delen

7. Tilgjengelige varmekilder

I tråd med metodikken, steg 3, vurderes varmekilder som er tilgjengelige ved beliggenheten til Venneslaheimen. Med et bygg av middels/høyt temperaturkrav og et med middels/lavt er flere mulige varmekilder åpne når man følger beslutningstreet. Av disse er det tre som er tilgjengelige på plasseringen: bergvarme, elv og luft. Bergvarme krever energibrønner, elven vurderes med indirekte varmeopptak, og luft både med uteluft og avkastluft fra ventilasjonsaggregat.

Dagens løsning benytter 11 kollektorsløyfer som ligger nedgravd i elvebunnen i Venneslafjorden. En av disse sløyfene er revet opp av sivkutter. Som nevnt i kapittel 5.1.4 er tilbakemeldingen fra vaktmester ved Vennesla omsorgssenter at dette systemet har vært problemfullt, og ikke fungert etter hensikten. I tillegg er det et ønske fra Vennesla kommune om å se på muligheten for å etablere et nytt system for varmeopptak.

7.1 Bergvarme

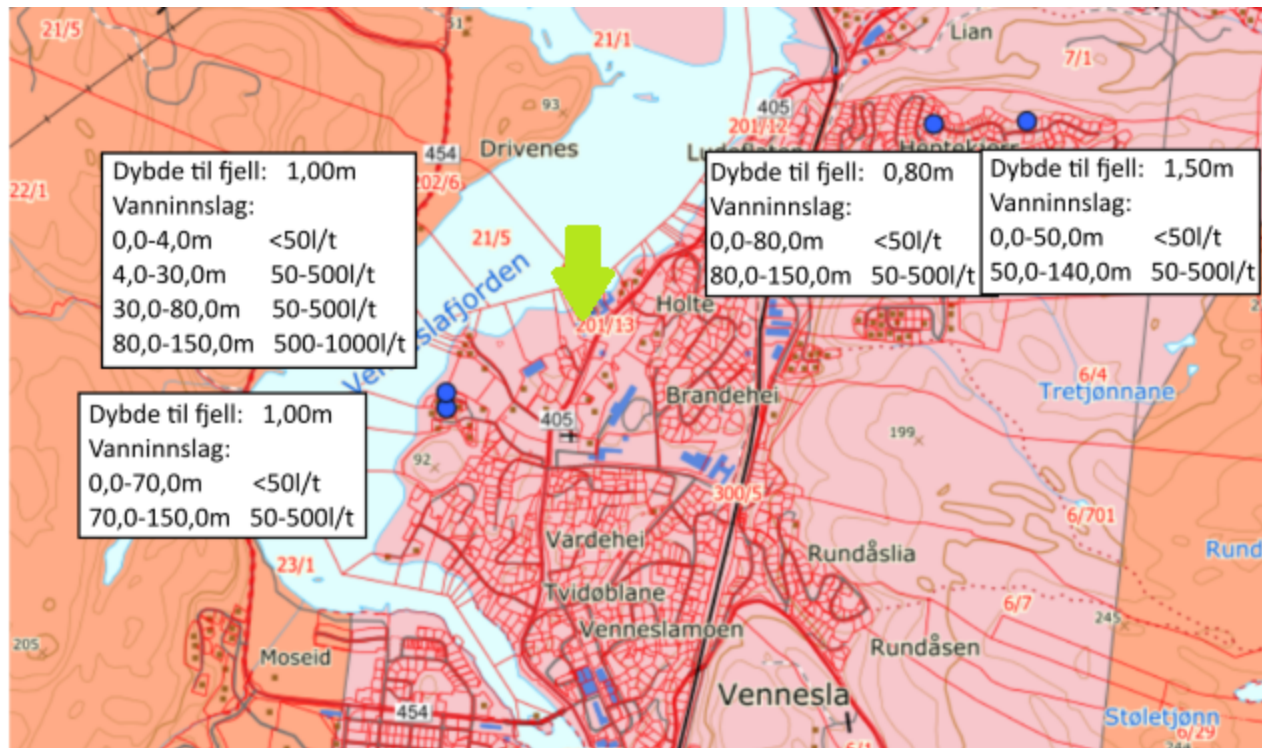
Energibrønner for utnyttelse av bergvarme representerer en varmekilde med god driftsikkerhet, og relativt stabilt temperaturnivå både i fyringssesongen og om sommeren. Dette passer for alle utgangspunkt og temperaturnivå som vist i beslutningstreet, figur 3.10, og er dermed egnet for både den eldre og nyere delen. Denne varmekilden tillater utnyttelse av frikjøling i perioder, samtidig som temperaturnivået er relativt stabilt når oppvarmingsbehovet er størst. Energibrønner er et driftssikkert system med lang levetid samtidig som det krever minimalt med vedlikehold så lenge det er riktig dimensjonert (Stene, 2018e).

Plasseringen til Vennesla omsorgssenter gir mulighet til boring av nye energibrønner, men det må planlegges hvordan de best kan plasseres i terrenget. Mesteparten av områdene rundt bygningsmassen er i dag brukt for parkeringsplass eller parkområde. Det innebærer at asfalt eller parkområder muligens må etableres på nytt etter boring, som naturligvis øker utgiftene.

Ifølge kartjenester levert av NGU (2016) er berggrunnen ved Venneslaheimen plassering sammensatt av øyegneis, granitt og foliert granitt. Dette utdypes med: “Øyegneis, vesentlig omdannede porfyriske granitter og granodioritter med store krystaller (1-20 cm) av alkalifeltspat”. I forbindelse med grunnvarmekartlegging i Akershus gjort av Midttømme et al. (2004) ble varmeledning for granitt og gneis målt. Prøvene viser at det er store interne forskjeller, men verdiene ligger i hovedsak mellom 2,8–3,2 W/(m · K) for granitt og 3,0–3,4 W/(m · K) for gneis. Tilsvarende kartlegging i Oslo viser varmeledningsevne på mellom 2,8–3,3 (W · K) for granittisk øyegneis (Ramstad et al., 2014). Middelverdien på 3,1 W/(m · K) blir brukt i videre beregninger og simuleringer.

Figur 7.1 viser kart over berggrunnen ved omsorgssenteret, her er dybde til fast fjell og vanninnslag for nærliggende energibrønner vist. Disse brønnene tyder på at det ikke er mye løsmasse i området før fast fjell, her mellom 0,8–1,5 m dybde. Det gir lite behov for foringsrør

i stål og reduserer kostnader ved boring, for de viste brønnene er det brukt 3 m foringsrør. Vanninnslaget viser mellom <50l/t og 500–1000l/t avhengig av plassering og dybde.



Figur 7.1: Berggrunn ved Venneslaheimen, med nærliggende energibrønner (NGU, 2016) *Grønn pil viser plassering til Venneslaheimen. Nærliggende brønner (blå) indikerer liten dybde til fjell og stabilt vanninnslag.*

For borehullsvarmeveksler kan enten enkle eller doble U-rør benyttes. Sistnevne har større areal og mindre termisk motstand som dermed gir høyere varmeopptak per meter borehull. Avstandsbraketter mellom kollektorslangene er viktig for å redusere intern varmetransport. Dette minimerer varmeoverføring mellom oppad- og nedadgående væskestrøm og øker dermed brønnyttelsen. I tillegg bør energibrønnene parallellkobles for best mulig ytelse (Stene, 2018e).

Videre bør det benyttes riflete rør for varmevekslerne i energibrønnene. Dette er såkalte “turbokollektorer”, som gir bedre varmeopptak og lavere trykktap enn glatte rør. Fordelen er at turbulensgraden for frostvæsken økes, også ved lavere volumstrøm. Dette gjør at termisk motstand reduseres, samtidig som volumstrømmen og energibruken til pumper reduseres. I studier gjort av MuoviTech (2018), utvikler av konseptet, vises dette: Blant annet viser undersøkelser at termisk motstand reduseres med inntil $0,07 \text{ (m} \cdot \text{K)/W}$, som er 20 % lavere enn for glatte rør.

Programvaren EED er benyttet for energiberegninger for varmeuttak fra berggrunnen, detaljer for dette er beskrevet i vedlegg B.2. Tabell 7.1 viser inndata for beregningene. Disse verdiene er tilsvarende dem som tidligere er omtalt, og standardverdier for beliggenheten og bergarten gitt av programmet. Data for borehullsvarmeveksler er egenskaper for rørtypene PE100 DN40 SDR-17 for enkle U-rør og DN32 for doble. Avstandsbraketten er avhengig av

brønndiameter, og er her vist for diameter på 115 mm for enkle og doble U-rør.

I kapittel 10 er brønnparken simulert for de alternative løsningene. For mest mulig presise resultat anbefales det å gjennomføre en termisk respons-test (TRT). Denne måler berggrunnens varmeledningsevne og termisk motstand for borehullene ved det aktuelle stedet. Dersom egenskapene er mer gunstige enn egenskapene benyttet her vil antall energibrønner og total brønndybde kunne reduseres.

| Berggrunn | | Borehullsvarmeveksler (U-rør) | | |
|---|------|-------------------------------|-------|-------|
| | | | Enkle | Doble |
| Varmeledning [W/(m · K)] | 3,1 | Varmeledning [W/(m · K)] | 0,42 | 0,42 |
| Varmekapasitet [MJ/(m ³ · K)] | 2,25 | Ytterdiameter [mm] | 40 | 32 |
| Overflatetemperatur [°C] | 7,3 | Veggtykkelse [mm] | 2,4 | 2,0 |
| Geotermisk varmekraft [W/m ²] | 0,05 | Avstandsbrakett [mm] | 71 | 75 |

Tabell 7.1: Inndata for simulering av brønnpark i EED

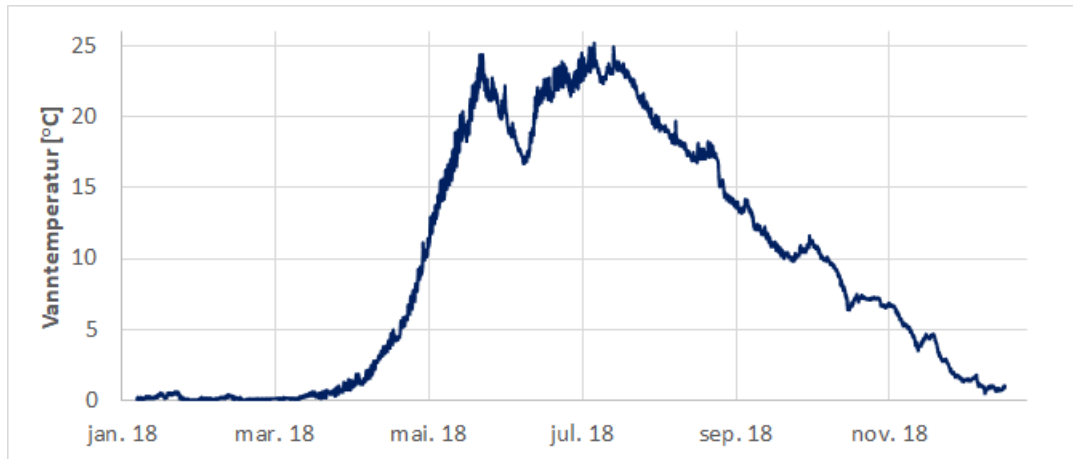
7.2 Elv

Venneslaheimen ligger, som nevnt, like ved Venneslafjorden som er en del av Otra som muliggjør varmeopptak herfra. Etter beslutningstreet er dette best egnet for bygg med middels/lavt til lavt temperaturnivå, og passer dermed til den nyere delen. Lokale forskjeller kan, som tidligere nevnt, forandre på dette. Ved målestasjonen Heisel, som ligger like nedstrøms for bygningsmassen, logges vannføringen i elva. Data for perioden fra 1999 til 2017 har blitt tilsendt per e-post fra Agder Energi AS ved H. Sorteberg (personlig kommunikasjon, 11. jan. 2019). Gjennomsnittlig vannføring ligger på 156 m³/s, enkelte år ned mot 110–120 m³/s og opp mot 220 m³/s på det meste. Stor omrøring i elven og uniform temperatur vil derfor være rimelig å anta.

Varmeopptakssystem i elv er i stor grad tilsvarende som anlegg for sjøvann. Det kan gjøres på samme måte, men med noen vesentlige forskjeller. Ferskvann er mindre korrosivt enn saltvann, men temperaturen i elver er mer varierende. Direkte og indirekte varmeopptak kan benyttes, og har hver sine fordeler og ulemper. Direkte system, uten sekundærkrets med frostvæske, gir mindre temperaturdifferanse mellom elvevannet og arbeidsmediet i fordampere, og dermed høyest COP for varmpumpen. Samtidig krever det spesielt utstyr med frostsikker fordampere og filtre for å unngå beleggdannelse, gjentetting, korrosjon og frostsprengning. Dette anvendes normalt kun ved store anlegg. Indirekte system, med sekundærkrets med frostvæske, gir større temperaturdifferanse og lavere effektfaktor, men tillater standard varmpumpeaggregater og krever ikke spesialutstyr (Stene, 2018e).

En mulighet for varmeopptak i Venneslafjorden ville vært indirekte løsning ved bruk av trommelkollector. Målinger i Venneslafjorden viser dog at temperaturen i elven nærmer seg null grader om vinteren – måling utenfor bygget i overflaten 12. februar viser temperatur på kun 1,5 °C. Gjennom 2018 har det vært lav temperatur, nær 0 °C, i store deler av fyringssesongen. I tillegg kommer temperaturen i sommermånedene opp i mot 25 °C som gir dårlige forhold for

kjøling sammenlignet med bergvarme. Dette er vist i figur 7.2 og er målt på målestasjon ved Mosby som er like nedstrøms for Venneslaheimen i Otra. Data fra denne målestasjonen er tilsendt fra NVE. Det lave temperaturnivået gjør at det er stor risiko for frysing av vannet på utsiden trommelkollektorer som kan hindre vanngjennomstrømning og øke termisk motstand.



Figur 7.2: Vanntemperatur i Otra ved Mosby, like nedstrøms for Venneslaheimen (E. Klausen, personlig kommunikasjon, 25. mar. 2019)

Målinger viser lav temperatur, nær 0°C, i store deler av januar, og høy temperatur, rundt 20–25°C om sommeren. Dette medfører ugunstige driftsforhold for både varme- og kjøledrift.

Et studie i Kina viser at ising på trommelkollektor er et stort problem når temperaturen nærmer seg frysepunktet. Dette reduserte varmeoverføringsevnen til varmeveksleren i stor grad og begrenset både varmeytelsen og effektfaktoren (Zheng et al., 2015). Stene (2018e) trekker frem fare for blokkering som kan resultere i redusert gjennomstrømning eller full driftsstans, i tillegg til mekanisk skade som kan føre til lekkasje av arbeidsmedium, dersom temperaturen synker for lavt.

Dermed anses indirekte varmeopptak med kollektorslanger nedgravd i elvebunnen som eneste mulige løsning for varmeopptak i elven. Dette er slik dagens system er utformet, men ved etablering av ny energisentral vil det i tilfelle være behov for legging av nye sløyfer tilpasset systemets varmeopptak. Med lavt temperaturnivå vinterstid og høyt om sommeren er driftsbetingelsene ikke spesielt gode, og dessuten er erfaringene til Vennesla kommune med dette dårlige. Varmeopptak fra elven blir derfor ikke vurdert videre som aktuell varmekilde.

7.3 Luft

Som den mest tilgjengelige varmekilden er luft rimelig som investering sammenlignet med de ovennevnte, men gir samtidig lavest potensiale for energibesparelse. Varmeytelsen for varmepumpe avtar med synkende temperatur, i takt med at effektbehovet for romoppvarming øker. For en varmepumpe kan maksimalt temperaturløft være begrenset av trykkgasstemperatur, eller mulig trykkforhold mellom kondensator og fordampner. Dette vil også gi økt slitasje på komponenter og redusert levetid (Stene, 2018e).

Samtidig har luft lav varmeledningsevne, lav spesifikk varmekapasitet, og lav tetthet (som vist i tabell 7.2). Dette fører til at det kreves stor gjennomstrømning av luftvolum for å oppnå tilstrekkelig varmeopptak. Konsekvensen er dermed høyt energibruk til vifter relativt til varmeopptaket. I sum gjør dette at denne varmekilden er best for bygg som har middels/lavt og lavt temperaturnivå, da spesielt med tanke på at dette reduserer nødvendig temperaturløft. Dette gjør at luft er aktuelt for den nyere delen.

| | Varmeledningsevne, k | Spesifikk varmekapasitet, c_p | Tetthet, ρ |
|-----------------------------------|------------------------|---------------------------------|------------------------|
| Luft, $-20\text{ }^\circ\text{C}$ | 0,023 W/(m · K) | 1,006 kJ/(kg · K) | 1,38 kg/m ³ |
| Luft, $0\text{ }^\circ\text{C}$ | 0,024 W/(m · K) | 1,006 kJ/(kg · K) | 1,29 kg/m ³ |
| Luft, $20\text{ }^\circ\text{C}$ | 0,026 W/(m · K) | 1,007 kJ/(kg · K) | 1,19 kg/m ³ |

Tabell 7.2: Termiske egenskaper for luft (Incropera et al., 2012)

Ved bruk av luft som varmekilde må også tap som følge av avriming fra fordamper eller tørrkjølere påregnes. Størrelsen på tapet vil variere avhengig av type varmepumpe og luftfuktighet m.m., men kan ifølge leverandør ligge i området 6-12% (P. A. Aaslund, personlig kommunikasjon, 5. mar. 2019), og vil avhenge av temperatur og relativ luftfuktighet.

Avtrekksluft fra ventilasjonsaggregat benyttes som varmekilde, som er foreslått senere i kapittel 10.4 for CO₂-varmepumpe. Ved bruk av formel 7.1 kan tilgjengelig varmeeffekt beregnes. Med utgangspunkt i verdier fra tabell 7.2 og luftmengde på 14 000 m³/t vil 1 °C temperatursenking gi en effekt på 5,4–4,7 kW, med lufttemperatur mellom $-20\text{ }^\circ\text{C}$ og $+20\text{ }^\circ\text{C}$. Varveksler tilpasset varmeopptak i avkastkanal bør benyttes for å ikke forårsake for stort trykkfall. Indirekte varmeopptak med væske-vann varmepumpe eller direkte varmeopptak med luft-vann varmepumpe med fordamper tilpasset dette kan være aktuelt.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (7.1)$$

Bruk av luft som varmekilde krever vifter som vil forårsake støy. Byggteknisk forskrift (2017) setter krav om at lydforhold skal være tilfredsstillende for personer som oppholder seg i bygget og uteområdet rundt. Dette omfatter støy fra bygningstekniske installasjoner som tørrkjølere. NS 8175 fastsetter grenseverdier for støy for ulike typer anlegg, hvor lydklasse C er tilstrekkelig ifølge TEK17. Fra tekniske installasjoner skal dermed lydnivået ikke overstige 30 dBA i oppholds- og soverom (Norsk Standard, 2012).

Her hvor bygningsmassen benyttes som bolig av brukerne og dessuten ligger tett på andre boliger kan dette sette begrensninger. Ved installasjon av varmepumpe med luft som varmekilde må det dermed vurderes hvilket støynivå det vil forårsake. Avhengig av nivået må eventuelt tiltak for å redusere støy iverksettes, for eksempel lyddempende plater som retter lyden vekk.

Luft gir ikke de beste forholdene for varmeopptak men kan vurderes som varmekilde for det nyere bygget for å finne kostnads-optimal løsning.

8. Mulig arbeidsmedium

I dette kapitlet vil mulige arbeidsmedier bli gjennomgått i henhold til steg 4 fra metodikken. Mulige arbeidsmedier vurderes med egenskaper, og hvilke begrensinger og forutsetninger de har i forhold til bygningsmassen med de aktuelle behovene og muligheter de gir.

Til nå i metodikken har den eldre delen middels/høyt temperaturnivå og bergvarme som aktuell varmekilde. Og den nyere delen har middels/lavt temperaturnivå med både bergvarme og luft som aktuelle varmekilder. Her gjennomgås arbeidsmedier som er aktuelle etter beslutningstreet, figur 3.10. Det er fokusert på de naturlige arbeidsmediene for saksstudiet, hvor HFO er utelatt ettersom det ikke gir noen åpenbar fordel sammenlignet med propan sett bort fra reduserte sikkerhetskrav.

I kapittel 4.1 ble det gjennomgått egenskaper og forutsetninger for disse. I de følgende kapitlene blir det diskutert hvordan arbeidsmediene kan brukes i design av et nytt varmepumpeanlegg for Vennesla omsorgssenter.

8.1 Propan

For både den eldre og nyere delen kan propan være aktuelt. Dette passer opp til middels/høyt temperaturnivå og er egnet for begge bygg. Det eldre bygget med bergvarme som varmekilde og den nyere delen med enten bergvarme eller luft.

Som forklart i kapittel 4.1 vil propan som arbeidsmedium fungere godt for romoppvarming i tillegg til varmtvannsberedning. Flere tilfeller viser at propan-varmepumper oppnår høy COP både ved oppvarming av varmtvann og romoppvarming, ulempen er behovet for sikkerhetstiltak. Som nevnt i kapittel 4.1 er oppfyllelse av NS-EN 378 del 1-4 tilstrekkelig.

Varmepumper med propan er kommersielt tilgjengelig i ønsket størrelse med et par eksempler i figur 8.1. Blant standard-aggregat leverer ABK AS (2017) væske/vann-varmepumper av merket *Enrad*, vist i figur 8.1a. Disse er modulbasert og leveres i seks størrelser fra 59–136 kW varmeytelse med maksimalt 65 °C turtemperatur og 5 kg fyllingsmengde. Varmepumpen er bygget som ventilerte kabinett med vifte, og leveres standard med inverterstyring, sugegass-varmeveksler og underkjølingsvarmeveksler (P. A. Aaslund, personlig kommunikasjon, 28. feb. 2019). Videre leverer også Eptec AS (2017) luft/vann-varmepumper fra *Enerblue* med opptil 65 kW varmeytelse, vist i figur 8.1b. Denne kan levere varme ved 62 °C ned til utetemperatur på –10 °C.



(a) Enrad væske/vann-varmepumpe (P. A. Aaslund, personlig kommunikasjon, 20. mai, 2019) Ventilerte kabinett med varmelytelse 59–136 kW, maksimalt 5 kg fyllingsmengde.



(b) Enerblue luft/vann-varmepumpe (Eptec AS, 2017) Varmelytelse 25–65 kW

Figur 8.1: Eksempler på varmepumper med R290 som arbeidsmedium

8.2 Ammoniakk

Ammoniakk er det naturlige arbeidsmediet som viser de beste egenskapene for å oppnå høy effektfaktor. Utfordringen her, som for propan, vil ligge i nødvendige sikkerhetstiltak, men også i begrensning i forhold til temperaturkrav og kostnader. Ammoniakk krever spesiell utforming av varmepumpeaggregatet med tanke på materialvalg, komponenter og eventuelle tiltak dersom varme skal leveres ved høy temperatur, som forklart i kapittel 4.1. Ved varmeleveranse på over 52 °C kreves trykkklasse høyere enn 28 bar, eller bruk av overhettingsvarmekslers.

Norske leverandører som Eptec AS (2012) leverer varmepumper med ammoniakk fra 200 kW og oppover, med mulighet for underkjølingsvarmeveksler og economizer. NH₃ Solutions (2019) i Danmark leverer spesialbygde ammoniakk-varmepumper fra 50 kW kjølytelse og oppover, figur 8.2 viser en rom-i-rom-løsning bygget etter NS-EN 378. En mulig løsning kan dermed innebære én energisentral med rørforbindelser, som dekker varmebehovet for begge bygg. Dette kan i så fall danne grunnlag for varmesentral for flere fremtidige bygg i nærområdet i regi av kommunen.

Avstanden mellom byggene gjør det utfordrende å samle oppvarmingssystemet for Venne-
slaheimen til én energisentral. Som en ser av figur 8.3 ligger energisentralen til den nyere delen øst for bygget. Fra denne er det derimot langt til den eldre delen – som krever høyest temperaturnivå – og det vil føre til en del varmetap.



Figur 8.2: Rom-i-rom ammoniakk-varmepumpe (NH₃ Solutions, 2019)
Leveres som spesialtilpassede varmepumper fra 50 kW og opp.

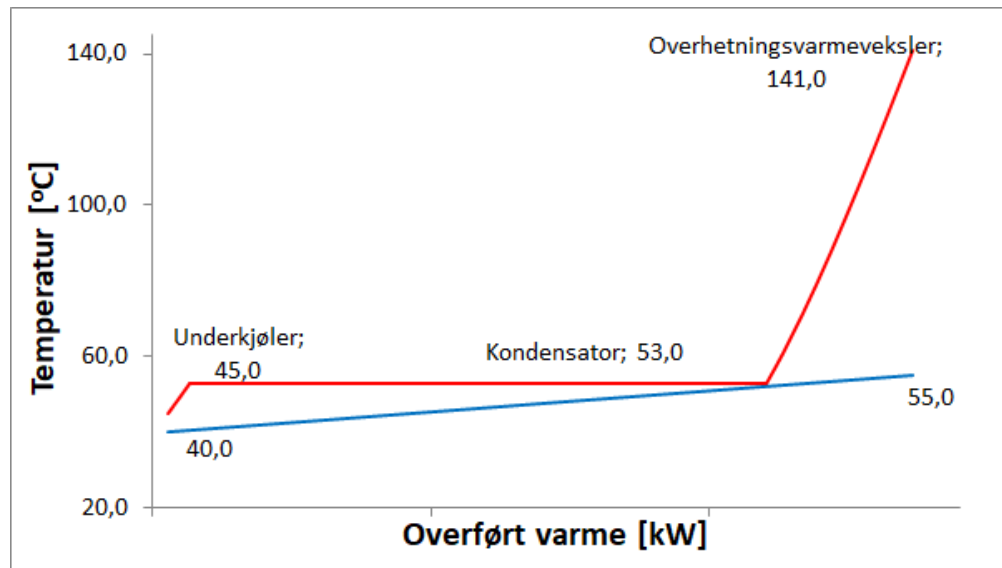
Mellom inngangsparti til avdeling D-E-F-G og inngangsparti nærmest energisentralen i den eldre delen er det om lag 50 m ifølge Google Maps. I tillegg må rørføringer inni byggene påregnes. Fra energisentralen til den nyere delen til inngangspartiet i den eldre delen er det ca. 115 m.



Figur 8.3: Mulige rørforbindelser mellom eldre del og energisentral
Fra energisentral er det ca. 115 m og fra teknisk rom ca. 50 m til inngangsparti i eldre del.

Etablering av ny energisentral mellom byggene vil kunne redusere avstanden og lengden på rørstrekk, men det blir ikke vurdert i oppgaven her.

For å kunne oppnå turtemperatur opp i mot 70 °C kreves altså trykkklasse på 40 bar, som gir mulighet for høyere energidekningsgrad i de kaldeste periodene, men vil øke kostnadene og krever spesialdesignet varmepumpeaggregat. Dette vil imidlertid ikke bli vurdert her. Ved bruk av overhettingsvarmeveksler vil det også være mulig å øke utgående vanntemperatur noe. Figur 8.4 viser oppvarming av vann fra 40 °C til 55 °C med kondenseringstemperatur på 53 °C.



Figur 8.4: th-diagram for ammoniakk-varmepumpe med overhettingsvarmeveksler for høyere temperaturløft

Oppvarming av vann fra 40–55 °C ved $p_k = 23$ bar basert på datasimulering mottatt fra NH₃ Solutions (M. Rudbæk, personlig kommunikasjon, 28. mai 2019).

8.3 Karbondioksid

Som kapittel 4.1 viser er det en rekke forutsetninger som må ligge til grunn for å oppnå energieffektiv drift ved bruk av CO₂-varmepumpe. Aller viktigst er kanskje nedkjøling av CO₂-gassen til lav temperatur i gasskjøler for å kunne oppnå høy COP og varmytelse. I metodikken er det satt en øvre grense for returtemperaturen på 30 °C. Samtidig bør det også være behov for oppvarming til høyt temperaturnivå for å utnytte potensialet. Et oppvarmingsformål som passer til dette er tappevannsoppvarming, men også varmedistribusjon for romoppvarming kan tilpasses disse kriteriene, som vist ved Justvik skole (jf. figur 4.3).

Dessverre er det ikke mulig å oppnå stort nok temperaturfall for å sikre tilstrekkelig lav inngående vanntemperatur for hverken av byggene ved Venneslaheimen, og CO₂-varmepumpe kan derfor ikke benyttes for romoppvarming. Den nyere delen har lavest temperaturnivå og flere varmelaster. Som vist i kapittel 6.2.2 vil returtemperaturen ved ombygging ligge i intervallet 35–45 °C, altså over den øvre grensen.

9. Varmtvannsberedning og kjøling

I henhold til steg 5 i metodikken bestemmes metode for varmtvannsberedning og kjøling med valgt arbeidsmedium og utgangspunkt fra tidligere steg.

9.1 Varmtvannsberedning

Venneslaheimen har et vesentlig behov for oppvarming av tappevann, beregnet til ca. 20 % av totalt varmebehov for den eldre delen og ca. 30 % for den nyere delen. Årlig energibehov for dette er henholdsvis om lag 120 og 90 MWh.

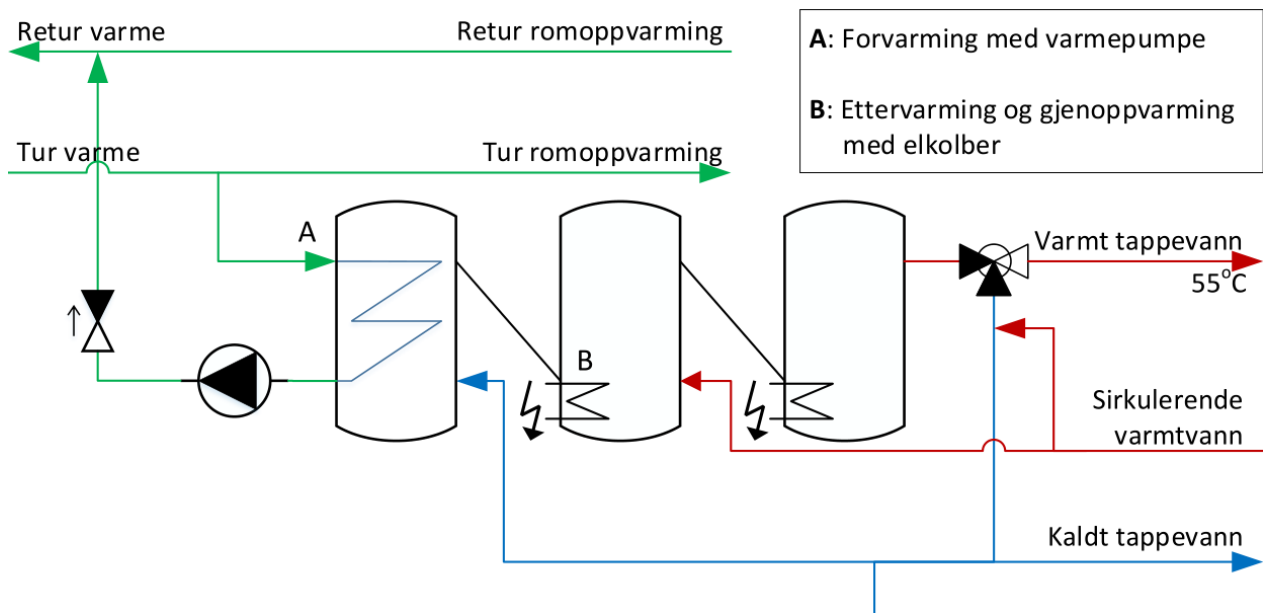
9.1.1 Forvarming (og ettervarming)

Ifølge metodikken burde den eldre delen med middels/høyt temperaturnivå ha forvarming og eventuelt ettervarming ved kombinert drift, mens i den nyere delen med middels/lavt temperaturnivå er det egnet for bruk av vekselventil med driftmodus for varmtvannsberedning. Enrad-varmepumper kommer standard med underkjølingsvarmeveksler og det er mulig å få dette i tillegg til overhettingsvarmeveksler levert til ammoniakk-varmepumper fra NH₃ Solutions.

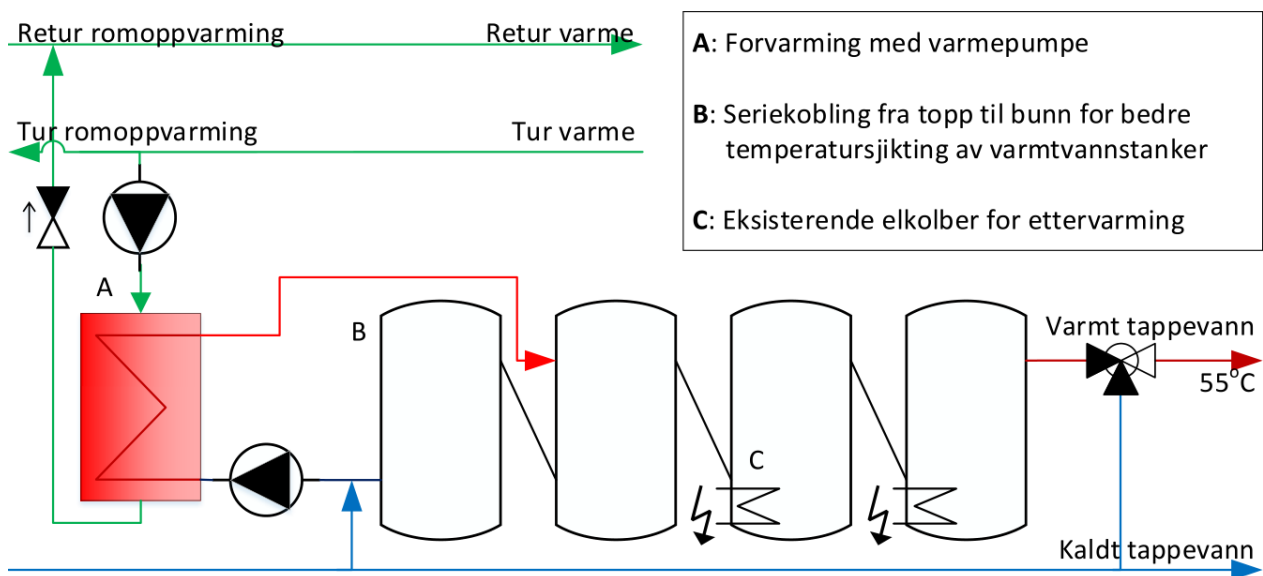
Slik dagens løsning er med avstand mellom energisentral og teknisk rom, og ett sett med rørforbindelser er bruk av vekselventil ikke er mulig for den nyere delen eller for et sentralt varmepumpeanlegg. Dermed vil forvarming av varmtvann med kombinert drift uansett vurderes for alle alternativ ved bruk av varmepumpe.

Forvarming av varmtvann vil ha høyt temperaturfall og skjer i parallellkobling med romoppvarming i begge byggene. Dette er vist i figur 9.1 og kommer i tillegg til ombygging av varmekurser for romoppvarming (figur 6.7–6.8). Figur 9.1a viser varmtvannsberedning for den eldre delen, og figur 9.1b viser for den nyere delen. I den nyere delen er seriekobling av varmtvannstanker også bygd om til å være fra topp til bunn for å oppnå bedre temperatursjiktning. Dermed vil temperaturen være lavere lengre bak i systemet og lavere i tanken koblet til varmeveksler som gir bedre betingelser for forvarmingen. Forvarmingen skjer over større temperaturområde og ved større energidekningsgrad enn tidligere. For dette formålet vil en underkjølingsvarmeveksler virkelig komme til nytte.

Dersom varmepumpeaggregat kan leveres med overhettingsvarmeveksler kan denne kobles til varmtvannstank nummer to via varmeveksler for ettervarming av varmtvann for den eldre delen. I så fall vil varmepumpen tidvis kunne dekke opptil hele varmtvannsbehovet, også gjenoppvarming av sirkulerende varmtvann. Elkolber må fortsatt kunne dekke hele varmtvannsberedningen dersom varmepumpen ikke er aktiv. Pådraget til sirkulasjonspumper reguleres etter temperatur nederst i tilkoblet varmtvannstank for begge bygg.



(a) Eldre del: Forvarming med varmepumpe og ettervarming elkolber



(b) Nyere del: Forvarming med varmepumpe og ettervarming med elkobler, og seriekobling fra topp til bunn for bedre temperatursjiktning

Figur 9.1: Varmtvannsberedning med forvarming

Energisentral med varmepumpe og lignende er på side vist som "varme", romoppvarming er som vist i figur 6.7–6.8.

9.1.2 Separat varmepumpe

En CO₂-varmepumpe kun for varmtvannsberedning gir mulighet for høy COP og energidekningsgrad, hvor avtrekksvarmepumpe for den nyere delen er godt egnet. Det tekniske rommet i den nyere delen er godt lagt til rette for en slik ombygning. Teknisk rom ligger som nevnt

i loftsetasjen med både varmtvannstanker og ventilasjonsaggregat for hele bygget. Dersom varmegjenvinneren her ikke blir oppgradert (som er anbefalt å gjøre) vil det være spesielt gunstige forhold for varmeopptak. Dagens luftaggregat har varmegjenvinner med lav temperaturvirkningsgrad på 40 % og jevn luftmengde gjør dette til en stabil, lett tilgjengelig og rimelig varmekilde. Alternativt kan tørrkjøler på taket for uteluft benyttes. Ettersom varmtvannsbehovet er stabilt gjennom året vil sommermånedenes høye uteluftstemperatur komme godt til nytte.

Masteroppgave av Borge (2014) viser at en slik løsning for varmtvannsberedning kan gi stor energibesparelse. Her ble Tveita borettslag undersøkt med avtrekksvarmepumpe for oppvarming av varmtvann, med CO₂ som arbeidsmedium. Borettslaget var nylig rehabilitert, men har ikke varmegjenvinning av avtrekksluften som gjør at denne holder en temperatur på omkring 26 °C. Målinger viser at SCOP for hele 2013 lå på ca. 4,5 som medførte energibesparelse på 78 % hvor energibruk til pumper ikke er inkludert. Dette er foreslått for den nyere delen i kapittel 10.4 som ekstratiltak.

9.1.3 Solfangere i kombinasjon med varmepumpeanlegg

Etter ønske fra Vennessla kommune er det vurdert muligheten for bruk av solfangere som komplement til varmepumpeanlegg. Det er blitt gjort en enkel gjennomgang av litteraturen på området i kapittel 4.2.3, og tatt en praktisk tilnærming til muligheten. Det vil bli gjort en forenklet analyse av mulighet for økt energibesparelse og effektfaktor, samt dimensjonering av anlegg, dette er gjort i kapittel 10.5.

Solforholdene i Norge er best når varmebehovet er minst og dårligst når varmebehovet er størst. Dette gjør at solvarme er mindre egnet til å dekke romoppvarming, men kan derimot være egnet for oppvarming av varmt tappevann som har et stabilt behov gjennom året. I kombinasjon med varmepumpe vil solfangere kunne benyttes til varmtvannsberedning i sommermånedene når forholdene tillater det og andre formål resten av året. Som det ble gjennomgått i kapittel 4.2.3 er det flere måter solfangere kan utnyttes på. Her hvor det er lagt opp til forvarming av varmtvann for begge bygg vil kombinert drift, som vist i figur 4.11, være aktuelt. Dette er foreslått for den eldre delen i kapittel 10.5 som ekstratiltak.

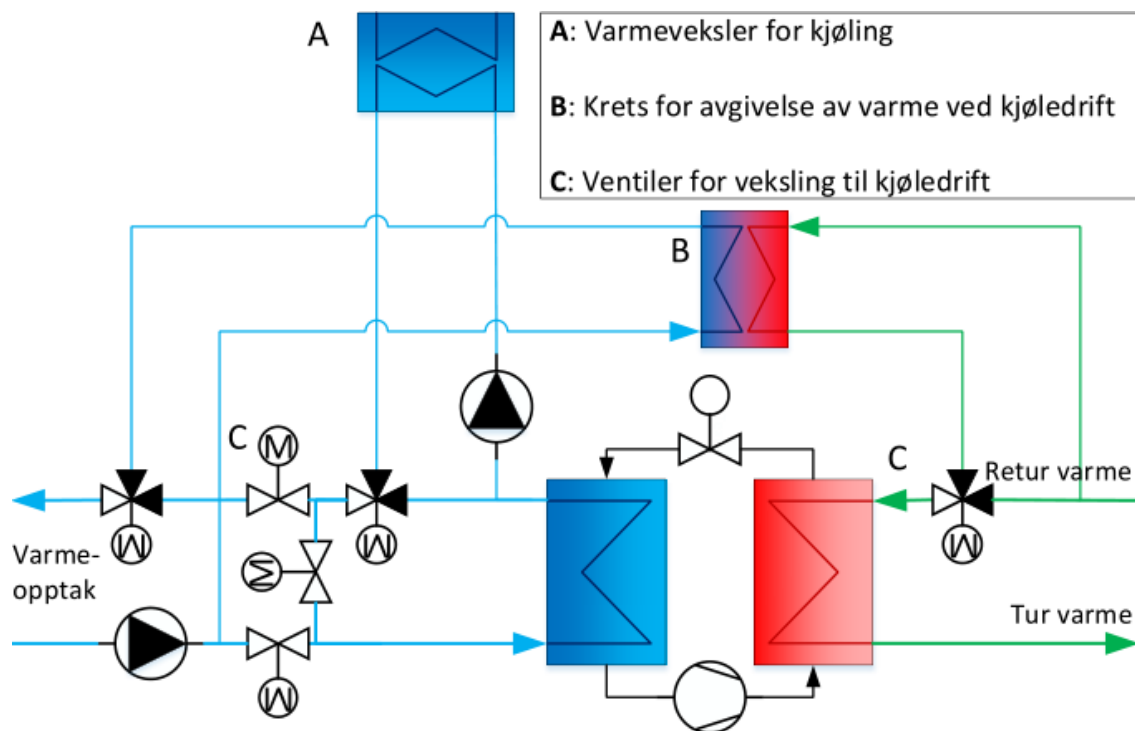
9.2 Kjøling

Som nevnt i metodikken vil eldre sykehjem ha lavt kjølebehov sammenlignet med varmebehov, noe som også er tilfelle for Vennesslaheimen. Energiforbruket for kjøling er henholdsvis ca. 5 og 15 % av energiforbruket for romoppvarming for den eldre og nyere delen. Samtidig er spisslastbehovet for kjøling henholdsvis ca. 60 og 90 % sammenlignet med oppvarming.

Frem til nå er bergvarme som varmekilde vurdert som aktuelt for begge bygg, og uteluft som alternativ for den nyere delen. Med bergvarme kan det være tilstrekkelig med frikjøling, imidlertid viser simulering av energibrønner i EED at temperaturen sommerstid kan komme

opp i 12–15 °C (dette er vist senere i kapittel 10.1.2 og 10.2.2). Derfor er det nødvendig med mulighet for kjøledrift.

Figur 9.2 viser hvordan kjøledrift er mulig for varmepumpe med indirekte varmeopptak. Dette gjelder for både bergvarme som varmekilde og uteluft ved bruk av tørrkjølere. I modus for kjøledrift vil horisontale ventiler stenge og vertikal åpne markert som C på kald-side, og vekselventil C på varm side vil åpne for varmeavgivelse med varmeveksler B. Varmeveksler A kobles til kjølebatteri for kjøling av ventilasjonsluft.



Figur 9.2: Kjøledrift av varmepumpe med varmeavgivelsesrets

Varmepumpe er vist forenklet, varme går til akkumulatortanker, elkjel, varmtvannsberedning og romoppvarming, varmeopptak kan være både bergvarme og luft.

10. Helhetlig vurdering

To alternative løsninger for å dekke varmebehovet til Vennesla omsorgssenter er foreslått: to propan-varmepumper i kapittel 10.1, og ammoniakk-varmepumpe i kapittel 10.2. Dette er helhetlige løsninger basert på de foregående stegene. Lønnsomheten til forslagene vil bli vurdert i kapittel 10.6. Fra steg 5 er det også foreslått to ekstratiltak for varmtvannsberedning som kan komme i tillegg til begge løsningene, disse er vurdert i kapittel 10.4–10.5.

10.1 Alternativ 1: To propan-varmepumper

Som følge av steg 1–5 er det kommet frem til et alternativ med propan-varmepumpe for begge bygg. Da med bergvarme som varmekilde for den eldre delen og enten luft eller bergvarme for den nyere delen. Her er det tatt utgangspunkt i varmepumpeserien Enrad VKA.

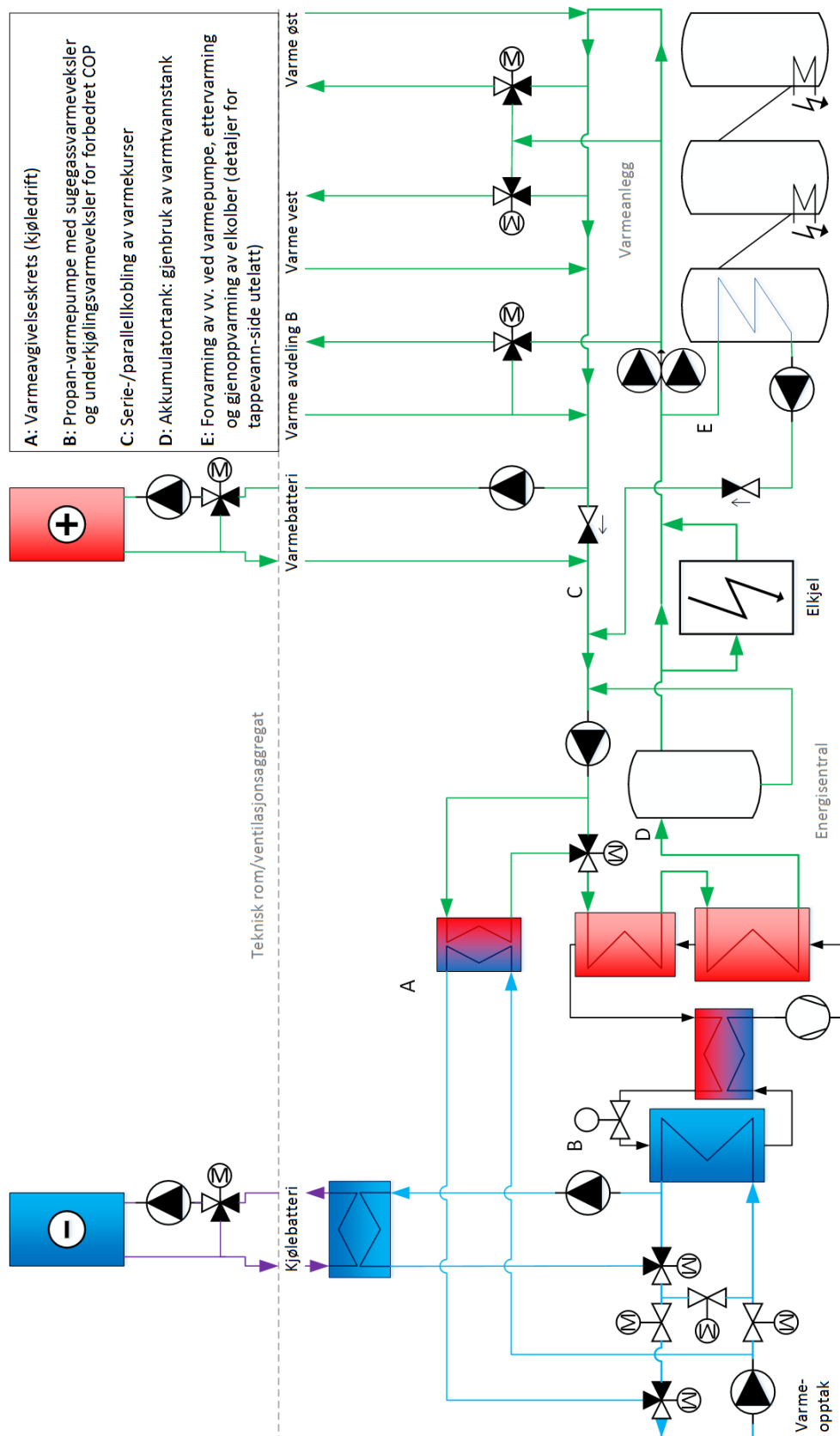
Eldre del

Systemskjema for den eldre delen er vist i figur 10.1. Anlegget har to driftsmodus: romoppvarming med oppvarming av ventilasjonsluft og forvarming av varmtvann, og kjøling av ventilasjonsluft ved frikjøling eller kjøledrift.

Forvarming skjer først i kretsen, i parallell med øvrige varmelaster. Varmekursene som går til radiatorer er alle parallellkoblet som neste ledd. Turtemperatur reguleres likt for disse. Ventilasjonsbatteri er koblet som siste ledd i serien.

Temperaturfallet over seriekoblingen vil ikke påvirkes mye av ventilasjonskursen, som vist i figur 6.4. Dette gjør at arbeidsmediet heller ikke blir underkjølt i særlig stor grad. Dermed vil effekten av sugegassvarmeveksleren bli tilsvarende større som gjør at trykkgasstemperaturen økes. Merk at beregnet temperaturfall ikke inkluderer innvirkningen forvarming av varmtvann vil ha.

Som nevnt er det anbefalt at alle ventilasjonsaggregater tilkobles energisentralen for varme og kjøling. Dersom det gjøres anbefales det at disse parallellkobles med dagens ventilasjonskurs, i serie med radiatorkurser. Dette vil øke temperaturfallet, og ettersom varmepumpen vil oppnå høyere energidekningsgrad oppnås høyere energibesparelse.



Figur 10.1: Systemskjema for energisentral med propan-varmepumpe for den eldre delen

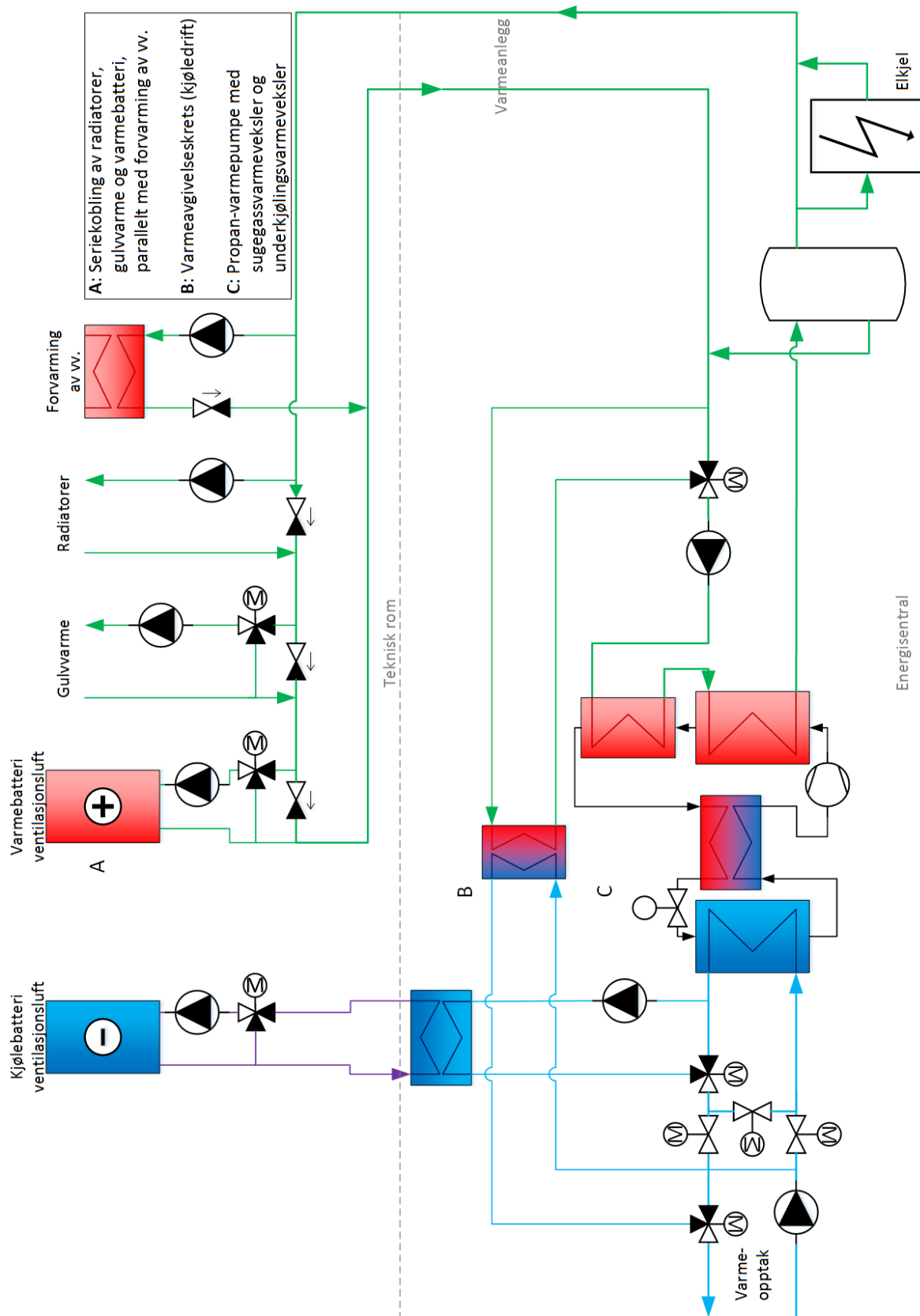
Nyere del

Systemskjema for det nyere bygget er vist i figur 10.2, med systemskjema for teknisk rom i figur 10.3. Eksisterende rørføringer fra energisentral til teknisk rom gjør at varmepumpen leverer lik temperatur til alle varmekurser. Varmepumpen vil dekke forvarming av varmtvann, romoppvarming og oppvarming av ventilasjonsluft. Underkjølingsvarmeveksler benyttes for økt COP og varmeytelse.

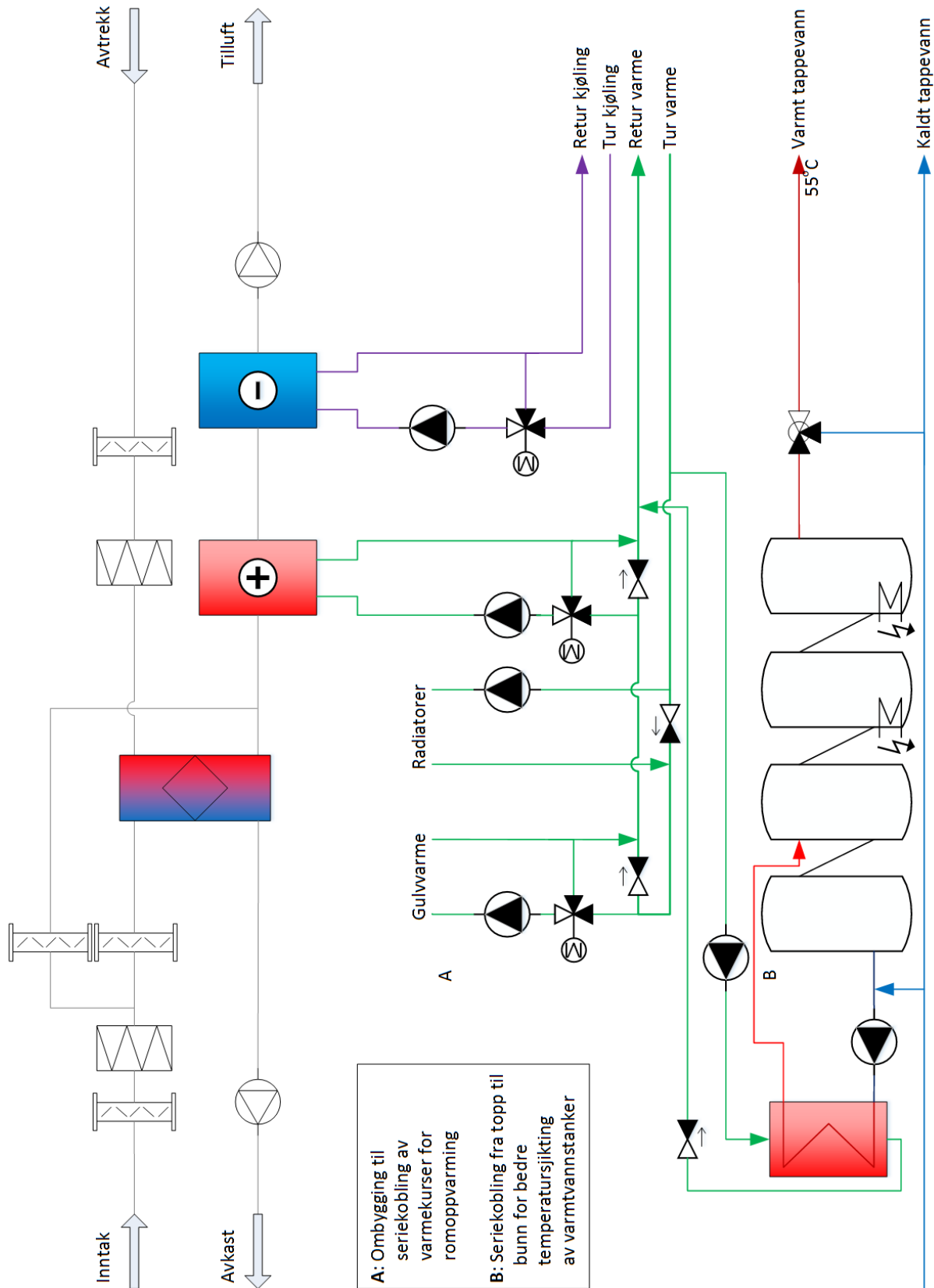
For kjøling om sommeren er det lagt opp en varmeavgivelseskrets som tillater varmepumpen å operere i kjølemodus. Bygget kjøles da ned via ventilasjonsluften, hvor nattkjøling vil være spesielt godt egnet dersom uteluft benyttes som varmekilde. Ved bruk av energibrønner vil frikjøling benyttes i den grad det lar seg gjøre, samtidig som anlegget har mulighet til å gå over i kjøle drift dersom temperaturen på frostvæsken blir for høy. Overskuddsvarme føres da ned i berggrunnen.

Det kreves ny varmepumpe, varmeveksler og rør for varmeavgivelseskrets samt ombygging for annen kobling av varmekurser. I tillegg må anlegget utstyres med ekspansjonskar, temperaturfølere og målere tilstrekkelig for regulering, og bør også utstyres utover dette for oppfølging av energiforbruk og COP. Dette gir mulighet for optimalisering av anlegget.

På samme måte som før benyttes elkjel som spisslast dersom varmepumpen ikke kan levere tilstrekkelig effekt, eller temperaturnivå. Kjel med bio-olje eller lignende kan også være aktuelt, men har ikke blitt vurdert i arbeidet med denne oppgaven som følge av begrenset tid. Elkjelen er koblet i serie med varmepumpen slik at den kun benyttes ved behov.



Figur 10.2: Systemskjema for energisentral med propan-varmepumpe for den nyere delen



Figur 10.3: Systemskjema for teknisk rom for den nyere delen

10.1.1 Funksjonsbeskrivelse

Funksjonsbeskrivelsen bør leses samtidig som systemskjema vist i figur 10.1–10.3 gjennomgås. Noe er felles for begge energisentraler, og forklares sammen. I alle tilfeller med regulering benyttes lukkede tilbakekoblingsløyfer med reguleringsfunksjon tilpasset vanskelighetsgrad av kontrollobjektet. Alle driftsparametre bør optimaliseres etter oppstart.

Felles

En delstrøm går gjennom elkjel og pådraget til elkjelen bør reguleres av intern automatikk for varmpumpe hvis mulig, og om ikke av temperatur i rør nedstrøms for elkjelen. Elkjelen skal ikke koble inn før varmpumpen ikke klarer å levere tilstrekkelig varmeytelse. Eksisterende elkjeler kan benyttes så fremt de kan programmeres som beskrevet her. Turtemperatur på vannstrømmen er styrt av temperaturkrav fra radiatorkurs som til enhver tid vil være styrende. Det må her også tas høyde for noe varmetap og dermed temperaturfall i rørføringer frem til teknisk rom for den nyere delen.

Akkumulatortanker bidrar til utjevning av driften for varmpumpene, men utgjør selv ikke tilstrekkelig dellastregulering. Varmepumpene bør ha turtallsregulert kompressor for god dellastregulering og høy kompressorvirkningsgrad ved dellast. Kompressor reguleres etter turkrav. Dette gir mer stabil og jevn drift uten mange start-stopp. Ved sammenligning mellom turtalls- og på/av-regulering ved ulike varmpumpesystemer og steder i Italia viste Adhikari et al. (2012) at turtallsregulering kan oppnå opp til 20 % høyere COP. Dette underbygges av datasimulering for varmpumpen (Enrad VKA), mottatt fra ABK. I alle tilfeller oppnås høyest COP ved dellast-drift med turtallsregulering (P. A. Aaslund, personlig kommunikasjon, 26. apr. 2019).

Anbefalt akkumuleringsvolum er ifølge J. Stene (personlig kommunikasjon, 29. apr. 2019) anslagsvis 20 l per kW varmeytelse ved laveste kapasitet. Ved turtallsregulering ned til 25 % tilsvarende det 350 og 600 l for varmeytelse på 70 og 120 kW. Akkumulatortanker fra tidligere løsning er tenkt gjenbrukt for byggene, disse rommer fra 600–1000 l og én er dermed tilstrekkelig for hvert bygg.

Om sommeren når det er behov for kjøling går anleggene i kjøledrift og kjøler ned ventilasjonsluften ved hjelp av kjølebatteri. Dette skjer ved valgt sett-punkt for utetemperatur. Varmekurser for romoppvarming og oppvarming av ventilasjonsluft vil da ikke lenger være aktive. Når temperatur på frostvæske er for høy for frikjøling vil varmpumpen driftes som en kjølemaskin og varme avgis fra varmeavgivelseskreter. Merk at frikjøling kun er mulig ved bruk av energibrønner, ikke ved luft som varmekilde. Forvarming av varmtvann er fortsatt mulig i kjøledrift.

Eldre del

Varmekurser benytter fortsatt shunt-koblinger, da dette ikke er nødvendig å bygge om fra tidligere utførelse og gir systemet fleksibilitet. Blandeventil reguleres av turtemperatur på

kursen og bør i stor grad være fullt åpen for vannstrøm fra varmpumpe for radiatorkurser. Hovedpumpe sørger for sirkulasjon på samlestock.

Tappevann forvarmes av rørvarmeveksler i kaldeste varmtvannstank, den første i serien. Pådraget styres av temperatur i bunnen av tanken som vil falle ved tilførsel av kaldt vann etter tapping. Ettetvarming og gjenoppvarming av sirkulerende varmtvann dekkes av elkolber.

Nyere del

Hver varmekurs har egen sirkulasjonspumpe som sørger for å forsyne kursen med tilstrekkelig vannstrøm, og sirkulasjonspumpe fra samlestock etter elkjel er fjernet. Sirkulasjonspumpene på hver varmekurs reguleres etter ønsket temperaturdifferanse mellom tur- og returnvann. Det er viktig at disse ikke går unødig for å redusere energibruken og for å ikke redusere temperaturfall over hele kretsen. Blandeventiler reguleres av turtemperatur på den aktuelle kursen. Selv om varmekursene er seriekoblet operer hver varmekurs helt uavhengig av hverandre. Hver kurs kan forbigås, og tilbakeslagsventiler sikrer at vannstrømmen går riktig vei.

Tappevann forvarmes av platevarmeveksler, hvor vann trekkes fra bunnen av kaldeste varmtvannstank – den første i serien – ved tapping, og tilføres toppen av neste tank. Sirkulasjonspumpe starter når temperatur i kaldeste varmtvannstank synker under sett-temperatur og stopper igjen når denne nærmer seg sett-temperatur. Sett-temperatur her bør være lik som for radiatorkurs fratrukket en temperaturdifferanse over varmeveksler. Elkolber i de to neste varmtvannstankene ettervarmer tappevannet. Gjenoppvarming av sirkulasjonsvann dekkes ikke av energisentral (som før).

10.1.2 Varmeopptak

Som varmeopptak er det mulig med bergvarme ved etablering av energibrønner eller bruk av luft. Ved simulering i EED med inndata for energiforbruk gjennomgått i kapittel 5.2.2 og berggrunn i kapittel 7.1 er nødvendig energibrønner beregnet og vist i tabell 10.1. Det er her benyttet forventet energidekningsgrad og COP som beregnet for byggene, dette er gjennomgått senere, i kapittel 10.3. Vedlegg B.2 viser detaljer for EED-simulering og forslag til plassering av energibrønner i terrenget.

Dersom luft skal benyttes som varmekilde er det nødvendig med indirekte varmeopptak eller luft/vann-varmpumpe. Enerblue-varmeumpe som tidligere ble nevnt kunne vært aktuell, men denne er svært dyr og derfor vurderes kun Enrad-varmpumpe med indirekte varmeopptak. En utfordring vil være å finne en egnet plassering for varmeopptaket til det eldre bygget som ikke forårsaker støy eller er til plage for brukerne. Ved indirekte varmeopptak med tørrkjølere og sekundærkrets vil ytterligere temperaturdifferanse mellom uteluft og fordampningstemperatur forekomme som reduserer mulig COP. Tørrkjølere må minst dimensjoneres for ca. 50 kW for det nyere bygget med Enrad VKA 300. Dette er beregnet formel 10.1 ved nominell varmeytelse og ønsket COP på 4,5.

| <i>Bygg</i> <i>Borehullsvarmeveksler</i> | Eldre del | | Nyere del | |
|---|-----------|---------|-----------|---------|
| | Enkle | Doble | Enkle | Doble |
| Antall brønner | 14 | 13 | 8 | 7 |
| Brønnavstand [m] | 16,5 | 17 | 14,5 | 14,5 |
| Effektiv brønndybde [m] | 245 | 245 | 245 | 245 |
| Brønnekonfigurasjon | 6 x 5 U | 5 x 5 U | 5 x 4 L | 4 x 4 L |
| Min. mid. temperatur frostvæske ved år 25 [°C] | -3,0 | -3,0 | -2,3 | -2,7 |
| Maks. mid. temperatur frostvæske ved år 25 [°C] | 12,9 | 12,1 | 15,1 | 14,3 |

Tabell 10.1: Nødvendig antall energibrønner og dybde simulert med EED alternativ 1
Kun én mindre brønn ved bruk av doble borehullsvarmevekslere.

$$\dot{Q}_f = \dot{Q}_k \cdot \left(1 - \frac{1}{COP}\right) \quad (10.1)$$

10.2 Alternativ 2: Én ammoniakk-varmepumpe

Som alternativ til forslag med propan-varmepumper er det her foreslått bruk av ammoniakk-varmepumpe, med 28 bar trykkklasse. Ved å følge beslutningstreet for byggene samlet har man i utgangspunktet middels/høyt temperaturkrav som krever et aggregat med 40 bar trykkklasse, med spesialutstyr som vil øke kostander (jf. kapittel 4.1). Som nevnt i metodikken kan også løsninger egnet for deler av bygningsmassen vurderes.

Ammoniakk-varmepumper ved trykkklasse på 28 bar kan levere varme med temperatur opp til 52 °C. Ved bruk av overhettingsvarmeveksler er det også være mulig å heve temperaturen ytterligere til ca. 55 °C, som vist i figur 8.4. Dette vil medføre at varmepumpen ikke er i stand til å levere tilstrekkelig temperatur ca. 175 timer for den eldre delen. Imidlertid vil beregnet returtemperatur – og turtemperatur for den nyere delen – kun overstige 55 °C ved DUT. I perioden varmesentralen ikke har mulighet til å levere tilstrekkelig temperatur til den eldre delen vil den nyere delen oppnå full energidekningsgrad ettersom hele varmeytelsen kan benyttes for dette bygget.

Figur 10.4 viser systemskjema for dette alternativet. Prinsippene her for utforming av energisentralen og varmedistribusjonsnett er i stor grad lik som for alternativ 1 med propan. Den store forskjellen er bruk av kun én varmepumpe – med ammoniakk som arbeidsmedium – og dermed kun én energisentral som forsyner begge bygg via tekniske rom. Som forklart er ammoniakk både giftig og tærende på enkelte materialer som fører til at varmepumpeaggregat er kostbart å produsere, i tillegg til behov for sikkerhetstiltak ved energisentralen.

For plassering av energisentral vil det være hensiktsmessig å benytte eksisterende bygning som i dag brukes for energisentral til den nyere delen. Som vist i figur 5.1–5.2 ligger denne bygningen avsides, hvor folk ferdes i mindre grad, samtidig som bygging eller utvidelse ikke vil gå utover parkområder for beboerne og besøkende. Andre plasseringer kan og være

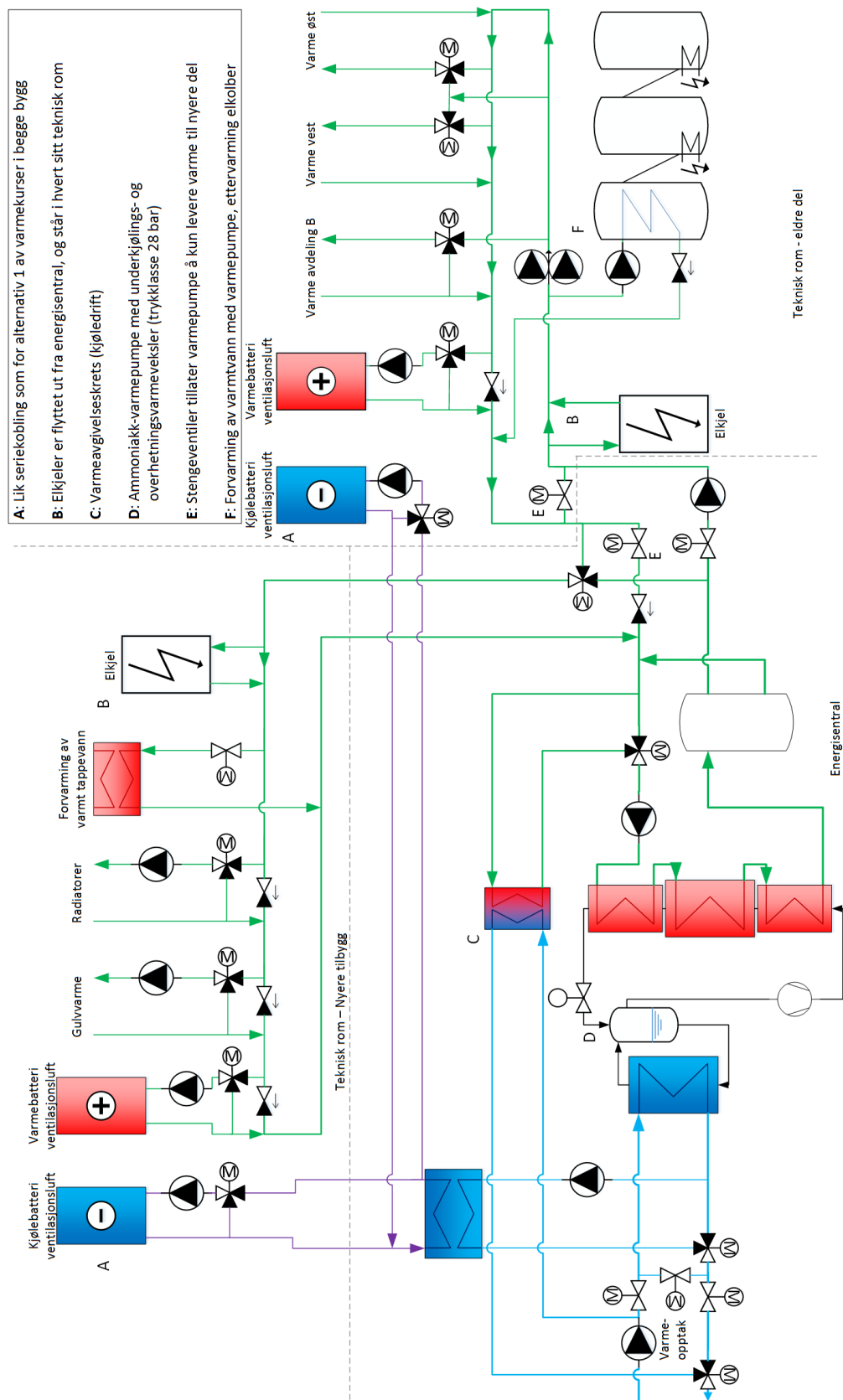
hensiktsmessige, men det er ikke tatt stilling til det her. For å oppfylle nødvendig sikkerhetstiltak, som forklart i kapittel 4.1, må ombygging uansett påregnes. I tillegg vil dette som forklart kreve nye rørføringer fra energisentralen til den eldre delen, på om lag 115 m.

Med lange rørstrekk i bakken må det påregnes varmetap. Beregning av varmetap gjøres her forenklet og etter formel 10.2. Dette er implementert som en Matlab-funksjon, hvor varmemotstand beregnes fra formler fra Incropera et al. (2012). Koden og detaljer rundt utregningen er vist i vedlegg C.2. Ved 55 °C turtemperatur og varmeytelse på 180 kW medfører rørstrekket et varmetap på ca. 1–2 %.

$$\dot{Q}_{tap} = \frac{1}{R_{tot}} \cdot \Delta T \quad (10.2)$$

Varmedistribusjonsnettene er seriekoblet, med en slags shunt-kobling, med den eldre delen som første ledd og den nyere delen som andre og siste ledd. Dette fordi temperaturkravet i den eldre delen vil være ledende for sett-punktet til varmepumpen, samtidig som temperaturfallet er lite (sett bort fra forvarming av varmtvann). Dermed kan vannstrømmen i retur fra eldre del benyttes som tur på nyere del, men treveis-blandeventil tillater samtidig at den nyere delen tilføres vann direkte fra energisentral ved behov.

Dette, i tillegg til seriekobling av varmekurser tilsvarende som for alternativ 1, er gjort for å utnytte lavere temperaturkrav ved enkelte varmelaster og dermed øke totalt temperaturfall. Underkjølingsvarmeveksler benyttes for oppvarming av dette, som vil øke COP og varmeytelse som tidligere forklart. Ombygging av teknisk rom i nyere del er likt som vist i figur 10.3, med unntak av treveis-blandeventil på radiatorkurs for de tilfeller der temperatur på vannstrømmen er over sett-punkt. Tilsvarende er ombygging av varmekurser for den eldre delen er likt som vist i figur 10.1.



Figur 10.4: Systemskjema for energisentral med ammoniakk-varmepumpe for begge bygg

10.2.1 Funksjonsbeskrivelse

Funksjonsbeskrivelsen bør leses samtidig som systemskjema vist i figur 10.4 gjennomgås. Som for alternativ 1 benyttes lukkede tilbakekoblingsløyper med reguleringsfunksjon tilpasset vanskelighetsgrad av kontrollobjektet, og alle driftsparametre bør optimaliseres etter oppstart.

Sett-punkt for turtemperatur styres etter utekompenseringskurve for den eldre delen etter som den til enhver tid vil være høyest. Denne temperaturen på vannstrømmen sendes til begge bygg. Den nyere delens utekompenserte turtemperatur vil være lavere, og benytter derfor returvann fra eldre del i den grad det er mulig. Treveis-blandeventil blander turvann fra varmpumpe med returvann fra eldre del og åpningsgraden reguleres etter temperatur nedstrøms for ventilen.

Når sett-punkt overstiger 55°C stenger de to stengeventilene merket som E i energisentralen og den i teknisk rom for eldre del åpner. Dette gjør at varmpumpen kun leverer varme til den nyere delen, mens elkjel står for oppvarming av den eldre delen.

Akkumulatortanker bidrar til utjevning av driften, men turtallsregulering av kompressor er fortsatt anbefalt som dellastregulering. Kompressor reguleres etter sett-punkt for turtemperatur. Ved tilsvarende dimensjonering som for alternativ 1 bør akkumulatorvolumet ligge rundt 800l for varmpumpe med maksimal varmeytelse på 180 kW.

Elkjeler er plassert i teknisk rom, i hvert bygg, for å unngå ekstra varmetap fra rørføringer. En delstrøm vil hele tiden føres gjennom elkjelene. Pådraget reguleres av temperatur på vannstrømmen nedstrøms, og seriekoblingen gjør at disse ikke brukes mer enn nødvendig.

Varmekurser er bygget opp som for alternativ 1 i begge bygg og det refereres her til kapittel 10.1.1 for beskrivelse av dem. Radiatorkurs i den nyere delen er imidlertid noe forandret. Radiatorkursen benytter her shunt-kobling med treveis-blandeventil for regulering dersom temperaturen på turvannet er for høy. Dette vil være tilfelle når retur fra den eldre delen er høyere enn temperaturkravet til den nyere delen.

10.2.2 Varmeopptak

For dette anlegget vurderes kun bergvarme med energibrønner som varmekilde, i tråd med metodikken. En ammoniakk-varmpumpe vil ha utfordring knyttet til trykkgasstemperaturen, som kan bli svært høy, som forklart i kapittel 4.1.

Simulering i EED viser at nødvendig dimensjonering av brønnpark krever 22 brønner i U-konfigurasjon med dybde på 250 m. Effektiv dybde er antatt til å være 245 m, som vist i tabell 10.2. Som for alternativ 1 er det benyttet forventet energidekningsgrad og COP som er gjennomgått i kapittel 10.3.

| <i>Borehullsvarmevexsler</i> | Enkle | Doble |
|--|---------|---------|
| Antall brønner | 22 | 20 |
| Brønnavstand [m] | 16 | 17 |
| Effektiv brønndybde [m] | 245 | 245 |
| Brønnskonfigurasjon | 6 x 9 U | 6 x 8 U |
| Min. midlere temperatur frostvæske ved år 25 [°C] | -3,0 | -3,0 |
| Maks. midlere temperatur frostvæske ved år 25 [°C] | 11,7 | 11,6 |

Tabell 10.2: Nødvendig antall energibrønner og dybde simulert med EED alternativ 2
Igjen liten effekt ved bruk av doble borehullsvarmevexslere.

10.3 SCOP og energidekningsgrad

Simuleringen av varmpumpen er gjort i simuleringstøytøyet CoolPack, som er forklart med detaljer i vedlegg B.3.

Ved bruk av simulert COP og varmeytelse ved forskjellige driftsforhold gjennom et driftsår er det gjort en beregning av årsvarmefaktor, energidekningsgrad og dermed energibesparelse. For hver time over et driftsår interpoleres verdiene for COP og varmeytelse for gjeldende utetemperatur og sammenlignes med gjeldende effektbehov. Kjøle-COP er beregnet ved kjøling med temperaturnivå på 7/12 °C. For bergvarme er maksimal frostvæsketemperatur fra EED-simulering benyttet og for luft er utetemperatur på 25 °C brukt. Oppvarming av varmtvann (forvarming) gjøres ved tilgjengelig varmeytelse og varmes opp til gjeldende sett-punkt for varmpumpen. Resultatet er vist i tabell 10.3 og benyttes i kapittel 10.6 for lønnsomhetsanalyse.

| <i>Varmekilde</i> | Alt. 1 (eldre del) | Alt. 1 (nyere del) | | Alt. 2 |
|---|--------------------|--------------------|------|-----------|
| | Bergvarme | Bergvarme | Luft | Bergvarme |
| Nominell varmeytelse [kW] | 118 | | 66 | 180 |
| Effektdekningsgrad, β | 44 % | | 45 % | 49 % |
| SCOP [-] | 3,8 | 4,0 | 3,0 | 4,1 |
| SCOP varmtvann (forvarming) [-] | 4,2 | 4,2 | 3,5 | 4,4 |
| Kjøleytelse [kW] | 145 | 80 | 76 | 230 |
| Kjøle-COP [-] | 12,0 | 12,0 | 6,3 | 13,5 |
| Energidekningsgrad, α | 91 % | 96 % | 84 % | 93 % |
| Energidekningsgrad varmtvann, α_{vv} . | 45 % | 48 % | 31 % | 50 % |
| Energibesparelse romoppvarming | 67 % | 72 % | 56 % | 71 % |
| Energibesparelse varmtvann | 34 % | 37 % | 22 % | 38 % |

Tabell 10.3: SCOP og energidekningsgrad for alternative løsninger
Energibruk fra pumper og lignende som er nødvendig uavhengig løsning er ikke inkludert.

10.4 Ekstratiltak 1: CO₂-avtrekksvarmepumpe – nyere del

Som tidligere nevnt gjør praktisk hensyn det utfordrende med varmtvannsoppvarming ved bruk av varmepumpen fra energisentralen til det nyere bygget. Energisentralen leverer varme til det tekniske rom gjennom rørføringer med tur og retur. Derfor må varmepumpen levere varme til alle varmekursene med lik temperatur, og sjalting mellom ulike driftsmodus eller bruk av overhettingsvarmeveksler kun for ett formål er ikke mulig uten å legge nye rør. Gjenoppvarming av sirkulerende varmtvann dekkes ikke av energisentralen, vannet sirkulerer ikke tilbake til teknisk rom og det er heller ikke mulighet for å legge tilrette for dette uten å gjøre store inngrep i bygget.

Derfor foreslås installasjon av CO₂-avtrekksvarmepumpe som ekstratiltak, etter steg 5. En avtrekksvarmepumpe benytter avkastluften, etter varmegjenvinner, som varmekilde. Årlig beregnet energiforbruk for oppvarming av varmtvann på 92 MWh, og utgjør 29 % av total oppvarming. Varmtvannsforbruket vil være jevnt gjennom året, og med tilstrekkelig kapasitet på varmtvannstanker sikres stabil drift av varmepumpen.

Anbefalt varmekapasitet for varmepumpen er ifølge Haukås et al. (2016) gjennomsnittlig effektbehov for varmtvannsoppvarming over døgnet med sikkerhetsmargin på 20 %. For anlegget utgjør dette varmeytelse på ca. 13 kW. Videre anbefales det at høye slanke akkumulatortanker koblet i serie, helst med store, åpne rør og/eller diffusor mellom dem, benyttes for å oppnå god temperatursjikting.

Figur 10.5 viser systemskjema for teknisk rom ved installasjon av avtrekksvarmepumpe. Hvorvidt sekundærkrets, A, er nødvendig vil avhenge av om varmepumpen er laget for indirekte eller direkte varmeopptak (luft-vann eller væske-vann). I stor grad kan komponenter gjenbrukes fra dagens løsning, med lettere ombygging. Istedenfor å forvarme varmtvann fra energisentralen kobles den nye varmepumpen i en egen krets med varmtvannstanker.

Varmtvannstankene som benyttes er allerede høye og slanke, men har et lavt volum på 400 l og rørdimensjoner mellom dem er på 32 mm. Styrtrapping kan føre til høye hastigheter og gjennomstrømning i tankene som gjør at varmt og kaldt vann blandes. Konsekvensen er økt gjennomsnittlig returtemperatur til gasskjøler og redusert COP og varmeytelse. Det foreslås derfor installasjon av ekstra varmtvannstank i serie med diffusor, både ved inn- og utløp, for forbedret temperatursjikting. Om mulig bør det også ettermonteres diffusorer på eksisterende varmtvannstanker.

To av dagens varmtvannstanker har varmeelementer for ettervarming. I forslaget her benyttes disse som spisslast. Reguleringen må sikre at disse ikke brukes unødige. Varmepumpen behøver kun På/Av-regulering som i samspill med akkumulatortanker er tilstrekkelig dellastregulering (Haukås et al., 2016). Videre er det viktig at varmepumpens interne regulering sikrer optimalt gasskjølertrykk ved ulike driftsforhold.

Med utgangspunkt i nevnte verdier og oppgitte data for varmepumpe er det beregnet SCOP og årlig energibesparelse. Matlab er benyttet sammen med temperaturprofil fra SIMIEN og spesifikasjoner fra varmepumpeleverandør for dette. Fordampningstemperaturen beregnes

som funksjon av utetemperatur, temperaturvirkningsgrad på varmegjenvinner og innetemperatur, i tillegg til massestrøm og spesifikk varmekapasitet til luft samt eventuelt LMTD i fordampere. Dette sammenstilles med beregnet av COP og varmeytelse simulert ved ulike forhold av leverandør. Det tas også høyde for eventuell avriming ved temperatur rundt 0 °C. Detaljer og Matlab kode er vist i vedlegg C.3.

For vurdering av SCOP er det her blitt benyttet data for varmepumpenhet *Enex AirHeat 18*, med nominell varmekapasitet på 15,8 kW, levert av ABK. Verdier for COP og varmeytelse ved oppvarming av vann fra 10 °C til 70 °C er simulert av leverandør er vist under i tabell 10.4. Verdiene er oppgitt ved utetemperatur og tilsvarende avkasttemperatur i Matlab-modellen. Resulterende SCOP og energibesparelse er vist i tabell 10.5 for både dagens varmegjenvinner og for tilfelle med utskiftning av denne.

| Lufttemperatur [°C] | -15 | -10 | -5 | 0 | 5 | 10 | 15 | 20 | 25 |
|---------------------|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|
| COP [-] | 2,8 | 2,9 | 3,2 | 3,4 | 3,7 | 3,9 | 4,2 | 4,5 | 4,7 |
| Varmeytelse [kW] | 9,1 | 10,4 | 11,8 | 13,1 | 14,7 | 16,4 | 17,9 | 19,8 | 21,0 |

Tabell 10.4: Driftsegenskaper for Enex AirHeat 18, simulert av ABK (P. A. Aaslund, personlig kommunikasjon, 5. mar. 2019)

For oppvarming av varmtvann fra 10 °C til 70 °C.

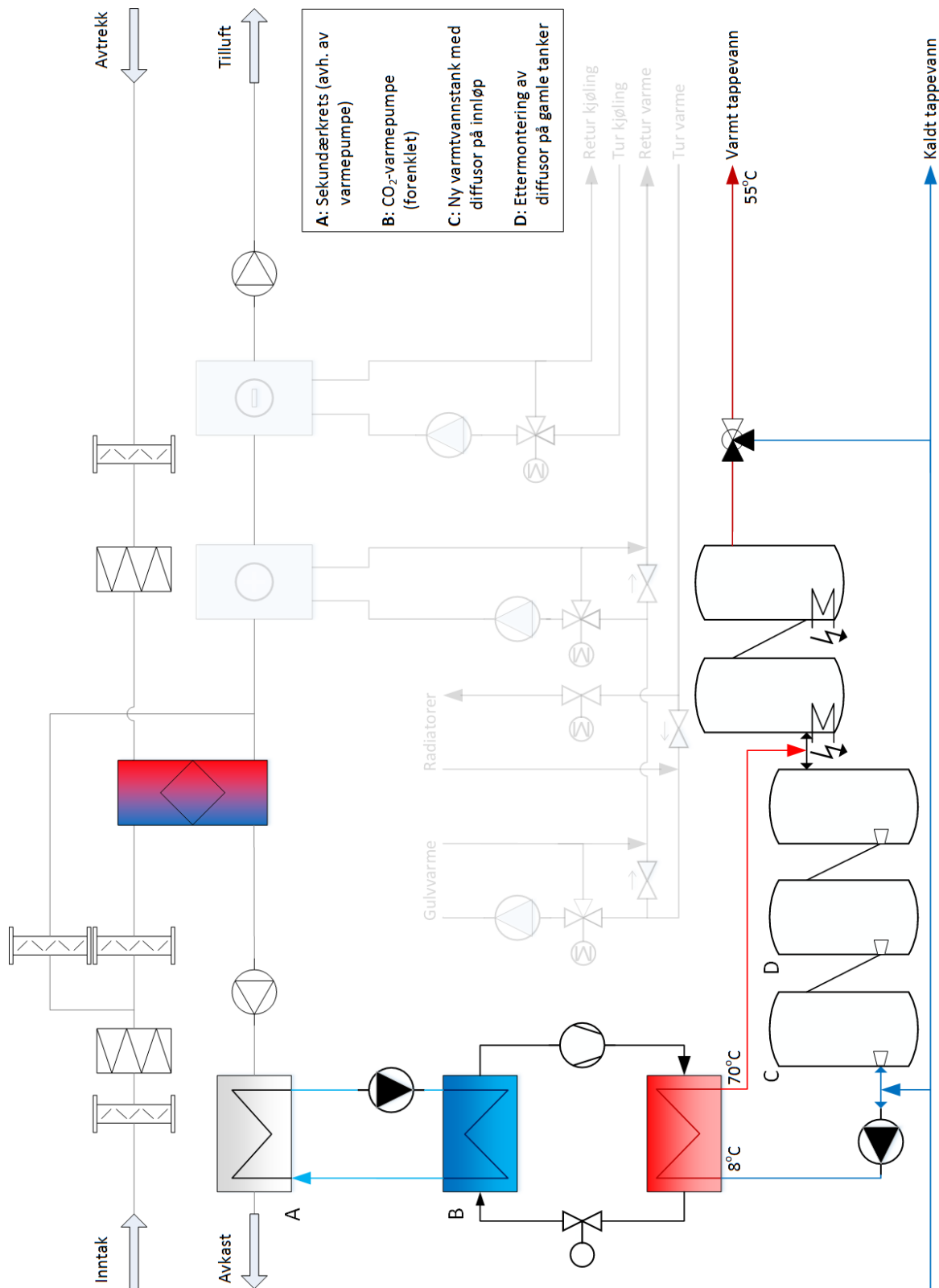
| | SCOP [-] | Energidekningsgrad, α [%] | Energibesparelse [MWh/år] |
|---------------------|----------|----------------------------------|---------------------------|
| $\eta_{v.gj.}=40\%$ | 4,2 | 100 | 70 (76 %) |
| $\eta_{v.gj.}=80\%$ | 3,9 | 99 | 68 (73 %) |

Tabell 10.5: COP og energidekningsgrad ved bruk av CO₂-avtrekksvarmepumpe for varmtvannsberedning

Dette forutsetter at sjikting mellom varmt og kaldt vann opprettholdes i varmtvannstanker; i virkeligheten kan dette være vanskelig og lavere energidekningsgrad må påregnes. Energibruk fra pumper er ikke inkludert.

Som en ser gir begge tilfellene høy grad av energibesparelse og det er ikke mye som skiller dem. Årsaken til dette er høy energidekningsgrad og SCOP for begge tilfeller, som viser at en avtrekksvarmepumpe vil prestere godt med en lastprofil som varmtvannsberedning gir. Riktignok vil det være lav fordampningstemperatur om vinteren, men like stort varmebehov om sommeren med høy fordampningstemperatur vil bidra til å utligne det. Med andre ord vil varmepumpen prestere dårligere om vinteren, men gode rammebetingelser med høy lufttemperatur om sommeren gjør opp for dette.

I kapittel 10.6, i tabell 10.8, er det gjort en økonomisk analyse av ekstratiltaket, og som en kan se vil dette være lønnsomt.



Figur 10.5: CO₂-avtrekksvarmepumpe for oppvarming av varmtvann i nyere del
 Øvrige varmekurser koblet som før (vist dempet), hvorvidt sekundærkrets A er nødvendig
 avhenger av type varmepumpe.

10.5 Ekstratiltak 2: Solfangeranlegg – eldre del

Figur 10.6 viser hvordan solfangeranlegg kan kobles sammen med energisentral i den eldre delen for varmtvannsberedning og oppvarming av frostvæske på kald side. Varmepumpen kan operere uavhengig driftsmodus for solfangeranlegget som vist her. Det er her vist for alternativ 1, men vil være tilsvarende for alternativ 2 med kun én energisentral. Forskjellen vil være at oppvarming av frostvæske må skje via retur fra kjølebatteri for alternativ 2.

Utformingen tillater solfangeranlegget å varme tappevann når det er tilstrekkelig med sol og høyt nok temperaturnivå er mulig. Vekselventil B styres av temperatur på vannstrømmen oppstrøms for ventilen. Oppvarming av varmtvann skjer via seriekobling av varmeveksler for ettervarming og rørvarmeveksler for forvarming. Eventuell overskuddsvarme avgis via varmeavgivelseskrets og tilbakeføres berggrunnen. Åpningsgrad på fordelingsventil D reguleres av forholdet mellom vannstrøm over sirkulasjonspumpene på samlestokk og for kretsen til solfangere, merk at sirkulasjonspumpe på samlestokk reguleres etter romoppvarmingsbehovet.

I perioder med mindre sol, når turtemperaturen fra solfangerene være tilstrekkelig, vil vekselventil B veksle til modus for oppvarming av frostvæske. Rørvarmeveksler varmer frostvæsken på kald side som øker fordampningstemperaturen og dermed økes COP og varmeytelse når varmpumpen er i drift. Akkumulatorvolumet i rørvarmeveksleren sørger for stabil oppvarming av frostvæsken. Dersom det ikke er varmebehov vil varmen føres tilbake til berggrunnen.

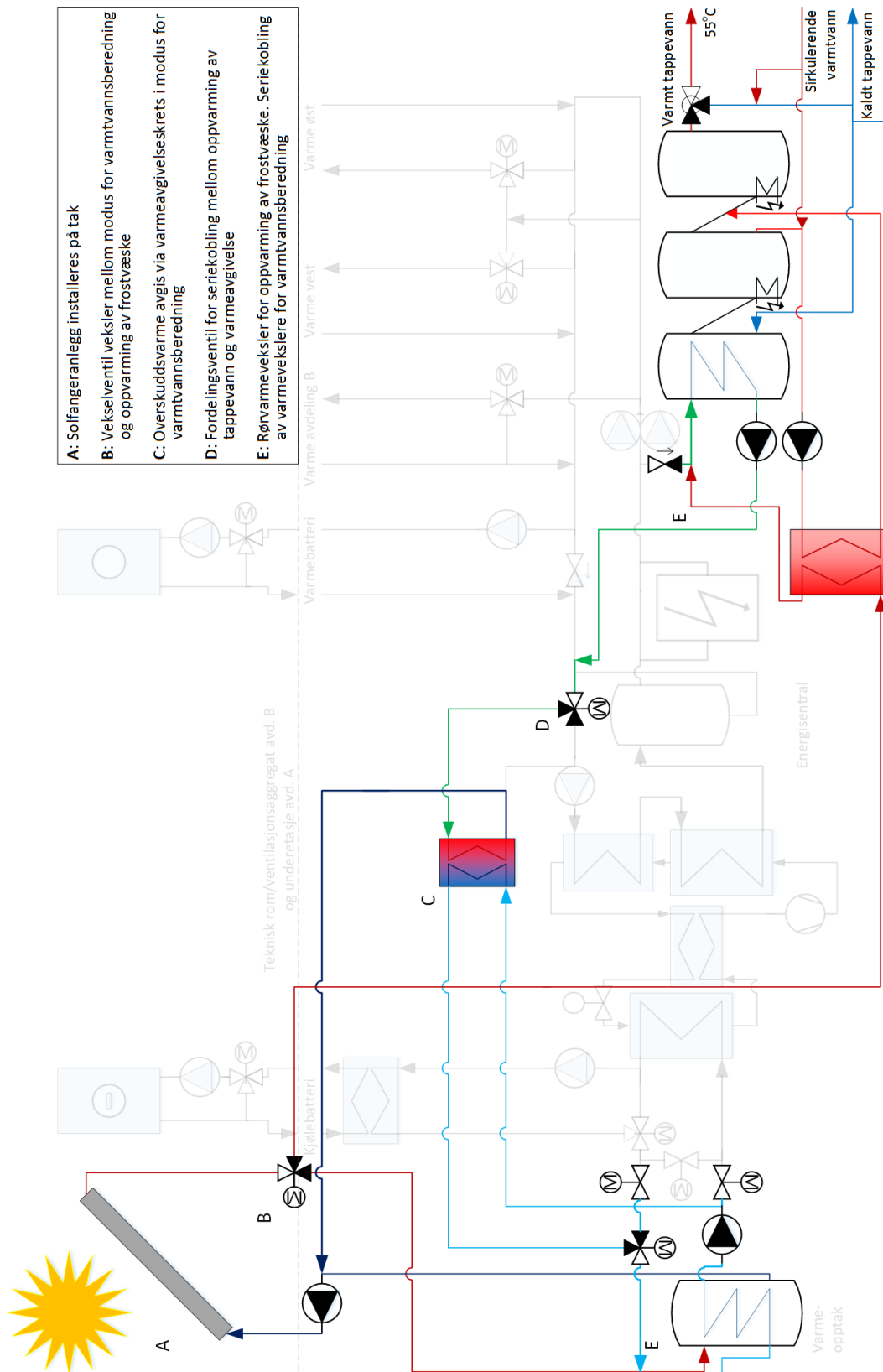
Aktuell plassering av solfangere er takflaten mot forsiden av bygget, rett over energisentralen. For beregning av energiproduksjon fra solfangere er det benyttet en takvinkel på 22° i forhold til horisontalplanet. Helningsvinkelen medfører en årlig korreksjonsfaktor på 0,98, i forhold til optimal helningsvinkel (Flekkefjord med lik breddegrad og sammenlignbare forhold som Vennessla er benyttet). Taket er orientert med himmelretning på 135° som medfører en korreksjonsfaktor på 0,90 sammenlignet med direkte sørvendt tak (Zidjemans, 2014).

For beregning av årsproduksjon er solinnstråling som vist i kapittel 4.2.3, figur 4.9, benyttet. Arealet på solfangeranlegget er 50 m² med virkningsgrad for vakuumbør type A fra Zidjemans (2014). Årsproduksjon er vist i tabell 10.6.

| <i>Varmekilde for alternativ 1</i> | Bergvarme |
|------------------------------------|-----------|
| Energidekning varmtvann [MWh] | 19 (15%) |
| Tilbakeført varme [MWh] | 21 |
| Total produksjon [MWh] | 40 |
| Gjennomsnittlig virkningsgrad [-] | 71 % |

Tabell 10.6: Årlig varmeproduksjon og utnyttelse for solfangeranlegg

Energiproduksjonen er beregnet månedlig med noen forenklinger; modellen og detaljer for utregning er vist i vedlegg C.4 med Matlab-kode. Solfangerene operer i varmtvannsoppvarmingsmodus i juni–september, og varmer frostvæsken i den resterende perioden. Beregningene er forenklet ved at tilbakeført varme er antatt å utnyttes til kun å redusere antall energibrønner, derfor er det ikke tatt høyde for økt COP for varmpumpen. Tilbakeført varme inkludert i simulering av brønnpark og fører til reduksjon av nødvendig antall brønner med én.



Figur 10.6: Solfangeranlegg i samspill med varmepumpe i eldre del
 Anlegget kan både varme opp varmtvann og varme frostvæske (inaktive komponenter dempet).

10.6 Økonomisk analyse

For å vurdere hvilket alternativ som er mest lønnsomt er tilbakebetalingstiden og netto nåverdien beregnet, etter formel 3.5 og 3.7.

Kostnad benyttet for varmepumper er oppgitt ved forespørsel om uforpliktende sluttpris for aktuelle varmepumper fra leverandører i Norge og Danmark, inklusiv merverdiavgift. For ombyggings- og installasjonskostnadene er det vurdert hvilke komponenter som trengs og hva det kreves av installatører. Deler av dette er vurdert i samspill med leverandører av varmepumper og solfangeranlegg som blir vurdert som aktuelle for anlegget. Resterende kostnader er vurdert i samarbeid med Norconsult AS, ved Tor Aslak Ånensen, basert på deres erfaringer og interne kalkyler.

Estimatene er overslag og kan avvike fra virkelige kostnader, spesielt for monterings- og installasjonsarbeid, men benyttes for å gi en idé om lønnsomheten i prosjektene. Uforutsette kostnader kan også forekomme. Derfor anbefales det i videre prosjektering å gjøre en grundig vurdering av disse kostnadene for å kunne gi et mer reellt bilde.

Vennesla kommune har per i dag fast driftspersonale ved Venneslaheimen omsorgssenter, og det antas at ny(e) energisentral(er) ikke vil bidra til økt bemanningsbehov. Årlig vedlikeholdskostnad er basert på tall fra leverandør, og i samarbeid med Norconsult. Som for ombyggings- og installasjonskostnader er dette estimat og kan avvike fra reelle kostnader. Dessuten tar ikke denne vurdering hensyn til at fornyelse av varmesystemet kan faktisk føre til reduserte utgifter.

Total investering i starten av tidsperioden benyttes og restverdi for alle tilfeller ved endt levetid er satt til null. I den økonomiske analysen er det benyttet levetid for varmepumpene på 15 og 20 år for propan og ammoniakk henholdsvis. Strømpris benyttet er 1 NOK/kWh. Realrenten benyttet av Vennesla kommune er per 2019 2,3 %, men økes gradvis til 3 % i løpet av fire år (B. Jahnsson, personlig kommunikasjon, 19. mar. 2019). I beregningene benyttes 3 % som gir mest konservativt resultat.

For propan-varmepumpene er det tatt utgangspunkt i Enrad VKA 600 og 300, for henholdsvis den eldre og den nyere delen. Disse er beregnet til å være kostnads-optimal effektdekningsgrad sammenlignet med tilsvarende aggregat en størrelse større og mindre (ikke vist). Enrad-varmepumpene leveres av ABK og uforpliktende pris for varmepumpe, installasjon, vifte med mer er mottatt på e-post.

Alternativ 2 med ammoniakk-varmepumpe tar utgangspunkt i varmepumpe levert av NH₃ Solutions med varmeytelse på 180 kW, og underkjølings- og overhetningsvarmeveksler. Detaljer for kostnadsberegning er vist i vedlegg A for alle alternativ.

Kjøling er ikke tatt med i de økonomiske beregningene. Dagens bygningsmasse og energisentraler leverer ikke dette, og all kjøling fra en ny løsning vil være å anse som en bonus som øker komforten til brukerne. Dessuten vil kjøleledrift bidra til termisk energilagring i berggrunnen som er gunstig for varmepumpedriften i fyringssesongen – noe som er tatt høyde for ved dimensjonering av brønnparken. Naturligvis vil høyere kjøle-COP gi lavere kostnader

ved kjøling, og høyere kjøleytelse gir større mulighet for å holde temperaturen på ønsket nivå i de varmeste periodene.

| Varmekilde | Alternativ 1 | | Alternativ 2 |
|---------------------------------------|--------------|------------------|--------------|
| | Bergvarme | Bergvarme + luft | Bergvarme |
| Varmeytelse (nominell) [kW] | 184 | 184 | 180 |
| Energibesparelse [MWh/år] | 566 | 517 | 585 |
| Investeringskostnad varmepumpe [kNOK] | 920 | 920 | 1000 |
| Installasjonskostnad [kNOK] | 3356 | 3002 | 3772 |
| Tilskudd fra ENOVA [kNOK] | 294 | 294 | 288 |
| Økt vedlikeholdskostnad [kNOK/år] | 10 | 24 | 10 |
| Levetid [år] | 15 | 15 | 20 |
| Besparelse [kNOK/år] | 556 | 493 | 575 |
| Nedbetalingstid [år] | 7 | 7 | 8 |
| Netto nåverdi [kNOK] | 2654 | 2254 | 4071 |

Tabell 10.7: Kostnadsanalyse av alternative systemløsninger for Venneslaheimen (P. A. Aaslund, personlig kommunikasjon, 10. apr. 2019; B. C. Varild, personlig kommunikasjon, 11. apr. 2019; T. A. Ånensen, personlig kommunikasjon, 25. apr. 2019; M. Rudbæk, personlig kommunikasjon, 28. mai 2019; B. Sveinsen, personlig kommunikasjon, 05. jun. 2019)

Som tabellen viser vil alternativ 1 gi lavest nedbetalingstid, hvor høyest netto nåverdi fås med bergvarme som varmekilde for begge bygg. Allikevel vil økt levetid for alternativ 2 føre til høyere netto nåverdi og lønnsomhet for prosjektet.

Økonomisk analyse for ekstratiltakene er gjort under i tabell 10.8. Disse bygger på Effekten av ekstratiltakene på energisentralene med tall som benyttet i tabell 10.7 er også inkludert her. Begge er beregnet til å gi positiv netto nåverdi og er dermed lønnsomme. Nedbetalingstiden er imidlertid høy for solfangeranlegget.

| | Ekstratiltak 1 | Ekstratiltak 2 |
|-----------------------------------|----------------|----------------|
| Varmeytelse (nominell) [kW] | 15,8 | |
| Energibesparelse [MWh/år] | 68 (-34) | 19 (-7) |
| Investeringskostnad [kNOK] | 284 (-97) | 110 (-97) |
| Installasjonskostnad [kNOK] | 105 | 116 |
| Tilskudd fra ENOVA [kNOK] | 25,3 | 10,1 |
| Økt vedlikeholdskostnad [kNOK/år] | 5 | 3 |
| Levetid [år] | 15 | 30 |
| Besparelse [kNOK/år] | 32 | 10,1 |
| Nedbetalingstid [år] | 9 | 12 |
| Netto nåverdi [kNOK] | 80 | 79 |

Tabell 10.8: Kostnadsanalyse av ekstratiltak for Venneslaheimen (P. A. Aaslund, personlig kommunikasjon, 5. mar. 2019; J. Larsen, personlig kommunikasjon, 10. apr. 2019; T. A. Ånensen, personlig kommunikasjon, 25. apr. 2019)

11. Hovedkonklusjon

I denne avhandlingen foreslås en metodikk for design av varmepumpe-/kjølesystem for sykehjem ved bruk av miljøvennlig arbeidsmedium. Metodikken er tatt i bruk for saksstudiet Venneslaheimen, og kan brukes ved utbygging, rehabilitering eller lignende ved andre sykehjem i Norge for å redusere energiforbruk. Ved bruk av miljøvennlig arbeidsmedium vil det ikke være fare for bidrag til global oppvarming ved lekkasje og anlegget berøres ikke av F-gass direktivet.

11.1 Metodikk

Metodikken er et rammeverk for design-prosessen og gir en oversikt over hvilke muligheter som kan være egnet for et gitt sykehjem. Den er utformet på en slik måte at det kreves individuell vurdering, som er nødvendig for å fange kompleksiteten i prosessen og utviklingen i markedet. Dette gjør at metodikken fortsatt krever kunnskap om regelverk for sikkerhetstiltak, om bruk av de miljøvennlige arbeidsmediene som er inkludert og om hva som er kommersielt tilgjengelig.

Både fremgangsmåten og beregningsmetodene med Matlab-koder er anvendelig for andre bygg, men beregningsmetodene må tilpasses det aktuelle tilfellet. Arbeidet viser at metodikken fungerer ved en rekke ulike rammebetingelser. For Venneslaheimen er metodikken benyttet til tre tilfeller: hvert bygg enkeltvis og begge bygg samlet. Det må likevel foretas en individuell vurdering av bygningsmasse og egnethet av mulige løsninger. Det er samtidig verdt å merke seg at det gjenstår detalj-prosjektering, gjennomføring av foreslåtte tiltak og påfølgende analyse for å kunne fastslå virkningen av metodikken.

Selv med disse begrensningene vil metodikken kunne være nyttig for prosjektering av fornying eller utvidelse av sykehjem. Den er effektiv, fullstendig og kan gi kvalitativt gode løsninger med god økonomi – forutsatt at brukeren kan gjøre de nødvendige vurderingene. Samtidig kan den bidra til valg av miljøvennlige varmepumpeløsninger.

En utfordring med metodikken vil være sykehjem med høyt temperaturkrav som klassifisert steg 2, uten mulighet til å redusere temperaturnivået i varmedistribusjonssystemet eller til å benytte sentralt varmeanlegg sammen med nærliggende bygg. Her vil metodikken foreslå både varmepumpeaggregat med ammoniak (40 bar trykkklasse) og iso-butan. Dette er ikke kommersielt tilgjengelig som standardaggregat og krever spesialdesignede anlegg som kan fordyre foreslåtte løsninger og gjøre dem ulønnsomme. Fremtidig utvikling av nye varmepumpeaggregat og ny varmepumpeteknologi kan forandre dette.

11.2 Venneslaheimen saksstudie

Bygningsmassen til Venneslaheimen er sammensatt med ulike brukergrupper, flere varmedistribusjonssystem og varierende byggeteknisk standard. Ved gjennomgangen av saksstudiet illustrerer bruken av metodikken. Gjennomgangen fungerer dermed som både et eksempel og veiledning for alle bygg, og som et direkte forslag for bygg som har tilsvarende rammebetingelser. I tillegg viser saksstudiet at prosjekter med bruk av naturlige arbeidsmedium som propan og ammoniakk vil være lønnsomme og gjennomførbare for denne typen bygg.

Foreslåtte løsninger vil bidra til redusert energiforbruk og økt termisk komfort for brukerne. Dagens oppvarmingssystem er i praksis kun elkjeler, og har ingen mulighet for kjøling, annet enn åpning av vinduer og dører om sommeren (til tross for at det faktisk er lagt opp til frikjøling av nyere del er temperaturnivået for høyt i elven om sommeren). Samlet gjør dette at bygningsmassen per i dag krever mye energi for oppvarming og resulterer i tillegg til lav termisk komfort om sommeren – det er rapportert ubehagelig høy temperatur fra både beboerne og ansatte, noe som også simuleringene viser. Beregningene viser at energiforbruket knyttet til oppvarming av bygningsmassen kan reduseres med opptil ca. 63 % (inkludert oppvarming av tappevann).

11.2.1 Anbefalt systemløsning

Rapporten foreslår ulike alternativ til ny løsning for oppvarmingssystem for begge bygningene til Venneslaheimen (kapittel 10). Alle alternativ vil bidra til redusert energiforbruk og økt termisk komfort. Av dem vil Alternativ 1 (jf. kapittel 10.1) gi lavest tilbakebetalingstid, hvor bergvarme som varmekilde gir høyest nåverdi. Dette alternativet gir lavest nedbetalingstid på 7 år, og netto nåverdi på 2,7 MNOK. Årlig energibesparelse for oppvarming er ca. 61 %.

Alternativ 2 (jf. kapittel 10.2) er det alternativet som krever høyest investeringskostnad og gir høyest årlig energibesparelse på ca. 63 %. Det vil ha nedbetalingstid på 8 år, og høyest netto nåverdi på rett over 4 MNOK. Dette alternativet anbefales derfor som den mest kostnadsoptimale løsningen. Høyere forventet levetid på ammoniakk-varmepumpen enn for propan er utslagsgivende for den høye nåverdien.

Beregningene viser at begge ekstratiltakene vil være lønnsomme og anbefales derfor. CO₂-varmepumpe for oppvarming av tappevann har nedbetalingstid beregnet til å være 9 år og netto nåverdi 80 kNOK. Ekstratiltak 2 med solfangeranlegg for oppvarming av tappevann og frostvæske er beregnet til å ha nedbetalingstid på 12 år og netto nåverdi på 79 kNOK, mye grunnet høy levetid. Det må imidlertid bemerkes at analysen ikke tar hensyn til økt COP som følge av oppvarming av frostvæsken, det er antatt at varme tilbakeføres berggrunnen som vil redusere antall energibrønner.

11.3 Videre arbeid

For videre arbeid er det foreslått følgende:

- Detalj-prosjektering og gjennomføring av valgt løsning med påfølgende analyse. Dette vil vise hvordan foreslått løsning av metodikken fungerer i praksis, i tillegg til hvordan en varmpumpeløsning med naturlig arbeidsmedium kan anvendes for slike bygg og hvor godt den kan prestere. Det vil være hensiktsmessig å ta høyde for senere forbedring av bygningsmassen som kan tenkes å bli gjennomført ved videre prosjektering. Tiltak som etterisolasjon, utskiftning av vinduer, dører og lignende vil bidra til å redusere varmetapstallet. Slike tiltak vil forskyve oppvarmingsbehovet mot høyere andel varmtvannsoppvarming. Samtidig vil det også føre til større kjølebehov om sommeren.
- Bruk av metodikken for prosjektering ved andre sykehjem, vil kunne ytterligere demonstrere bruken og avdekke eventuelle feil eller svakheter. Med dette vil metodikken kunne videreutvikles og forbedres. Det kan også være mulig å bruke metodikken på andre typer bygg med lignende behov ved lettere modifikasjoner.
- For selve saksstudiet kan mer presis beregningsmodell benyttes for å beregne energiforbruk og mulig energibesparelse (Dymola, IDA-ICE og lignende), i tillegg kan beregningsmodell for bruk av solfangere forbedres slik at den også tar høyde for økt COP. Mer omfattende simuleringsverktøy vil gi mer presist og nøyaktig resultat. Det har ikke blitt vurdert som nødvendig i lys av oppgavens mål. Fokuset har ikke vært å produsere en optimalisert beregningsmodell for et spesifikt anlegg, men altså en vurdering av flere alternative systemutforminger. Dette ville vært ressurskrevende og gått på bekostning av oppgavens omfang.
- Som forklart i kapittel 5.2.1 var det et mål i arbeidet med masteroppgaven å måle energiforbruk for varmtvannsberedning, men dette ble altså ikke gjort. Foreløpige resultater fra Varmtvann2030-prosjektet antyder at tabellverdier fra SN/TS 3031 er for høye. I videre arbeid bør arbeidet med installasjon av temperaturfølere ferdigstilles slik at målinger kan gjennomføres.

Bibliografi

- ABK AS (2017). *Enrad Chiller VKA*. Tilgjengelig fra: <https://www.abkklima.no/naringsbygg/varmepumper-og-aircondition-for-naringsbygg/vaske-vann-varmepumper/enrad-chiller-vka/>. (Hentet 20-05-2019).
- Adhikari, R. S., Aste, N., Manfren, M., and Marini, D. (2012). Energy Savings through Variable Speed Compressor Heat Pump Systems *Energy Procedia*, 14, s. 1337-1342. Tilgjengelig fra: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610211045188>. (Hentet 27-03-2019).
- Aermec (1994). *NLW – Water-cooled water chillers, heat pumps and moto-evaporating units NLW With capacities from 100 to 307 kW with Scroll compressors*. Tilgjengelig fra: <http://www.cko-climat.ru/data/uploads/a/iblock/catalog/24/1994.pdf>. (Hentet 02-01-2019).
- Amo, A. D., Martínez-Gracia, A., Bayod-Rújula, A. A., and Cañada, M. (2019). Performance analysis and experimental validation of a solar-assisted heat pump fed by photovoltaic-thermal collectors, *Energy*, 169, s. 1214-1223. Tilgjengelig fra: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544218324897>. (Hentet 06-02-2019).
- Besagni, G., Croci, L., Nesa, R., and Molinaroli, L. (2018). Field study of a novel solar-assisted dual-source multifunctional heat pump, *Renewable Energy*, 132, s. 1185-1215. Tilgjengelig fra: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148118310267>. (Hentet 06-02-2019).
- Blocon AB (2018). *EED - Earth Energy Designer*. Tilgjengelig fra: <https://buildingphysics.com/eed-2/>. (Hentet 15-01-2019).
- Borge, M. (2014). *Analyse av CO2-varmepumper for varmtvannsberedning av boligblokker*. Masteroppgave, Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet. Tilgjengelig fra: <https://brage.bibsys.no/xmlui/handle/11250/257938> (Hentet 04-03-2019).
- Brødrene Dahl (2016). *VMT (VA) Konsept Fjernvarme*. Tilgjengelig fra: https://www.dahl.no/globalassets/hovedside/produkter-og-tjenester/vmtva/kataloger/pdf/fjernvarme_2016.pdf. (Hentet 25-03-2019).
- Byggteknisk forskrift (2017). *Forskrift om tekniske krav til byggverk*. Tilgjengelig fra: <https://lovdata.no/dokument/SF/forskrift/2017-06-19-840>. (Hentet: 26-04-2019).
- Bøeng, A. C. and Holstad, M. (2013). *Fakta om energi – Utviklingen i energibruk i Norge*. Oslo-Kongsvinger: Statistisk sentralbyrå. Tilgjengelig fra: https://www.ssb.no/energi-og-industri/artikler-og-publikasjoner/_attachment/104473?_ts=13d86acd6f8. (Hentet 29-04-2019).

- Bøhn, T. I., Palm, L. T., Bakken, L., Åse Nossum, and Jordell, H. (2012). *Potensial- og barrierestudie Energieffektivisering i norske yrkesbygg* (rapport nr.: 2012:01.02). Trondheim: Enova. Tilgjengelig fra: https://www.enova.no/download/?objectPath=upload_images/DBB7F468825144BB9D68B3FDD8BE5F23.pdf&filename=Underlagsrapport-Multiconsult.pdf. (Hentet 01-05-2019).
- Covent (2019). *Innendørs aggregater for generell ventilasjon*. Tilgjengelig fra: <https://covent.no/land/land-innendørs/>. (Hentet 07-06-2019).
- DeGroot, D. W. and Kenney, W. L. (2007). Impaired defense of core temperature in aged humans during mild cold stress, *Physiological Reviews*, 292(1), s. 103-108. Tilgjengelig fra: <https://www.physiology.org/doi/full/10.1152/ajpregu.00074.2006>. (Hentet 17-01-2019).
- Direktoratet for samfunnssikkerhet og beredskap (2018). *Avklaring om bruk av brannfarlige kuldemedier under terreng*. Tilgjengelig fra: <https://www.vke.no/siteassets/dokumenter/avklaring-om-bruk-av-brannfarlige-kuldemedier-under-terreng.pdf>. (Hentet 10-04-2019).
- Enerblue (2019a). *Technical brochure HP90 Air-Water*. Tilgjengelig fra: <http://enerblue.it/download/?ID=P.14>. (Hentet 06-05-2019).
- Enerblue (2019b). *Technical brochure HP90 Water-Water*. Tilgjengelig fra: <http://enerblue.it/download/?ID=P.16>. (Hentet 06-05-2019).
- Enova SF (2016). *Enovas byggstatistikk for 2016*. Trondheim: Enova. Tilgjengelig fra: https://www.enova.no/download/?objectPath=upload_images/43269E5476904C64AFED6F5B0C0F304A.pdf&filename=EnovasByggstatistikk2016.pdf. (Hentet 02-01-2019).
- Enova SF (2017). *Informasjon og generelle krav*. Tilgjengelig fra: https://www.enova.no/download?objectPath=upload_images/DB4B41A0195C4EDD8DAE53F4F0244168.pdf&filename=1%20Informasjon%20og%20generelle%20krav.pdf. (Hentet 28-02-2019).
- Enova SF (2019a). *Graddagstall*. Tilgjengelig fra: <https://www.enova.no/om-enova/drift/graddagstall/>. (Hentet 07-05-2019).
- Enova SF (2019b). *Støtte til energi- og klimatililtak i virksomheter*. Tilgjengelig fra: <https://www.enova.no/bedrift/bygg-og-eiendom/>. (Hentet 07-05-2019).
- Eptec AS (2012). *GEA Grasso FX*. Tilgjengelig fra: <https://www.eptec.no/Produkter/gea-grasso-fx-nh3-varmepumpe/>. (Hentet 26-05-2019).
- Eptec AS (2017). *Purple*. Tilgjengelig fra: <https://www.eptec.no/Produkter/purple-vp/>. (Hentet 20-05-2019).
- F-Chart Software (2019). *EES: Engineering Equation Solver*. Tilgjengelig fra: <http://www.fchart.com/ees/>. (Hentet 04-04-2019).

- Fleet, D., Hanlon, J., Osborne, K., Vedrine, M. L., and Ashford, P. (2017). *Study on environmental and health effects of HFO refrigerants* (rapport nr.: M-917). Miljødirektoratet. Tilgjengelig fra: <https://www.miljodirektoratet.no/globalassets/publikasjoner/M917/M917.pdf>. (Hentet 11-02-2019).
- Florez-Duquet, M. and McDonald, R. B. (1998). Cold-induced thermoregulation and biological aging, *Physiological Reviews*, 78(2), s. 339-358. Tilgjengelig fra: <https://www.physiology.org/doi/full/10.1152/physrev.1998.78.2.339>. (Hentet 17-01-2019).
- Forskrift om håndtering av farlig stoff (2009). *Forskrift om håndtering av brannfarlig, reaksjonsfarlig og trykksatt stoff samt utstyr og anlegg som benyttes ved håndteringen*. Tilgjengelig fra: <https://lovdata.no/dokument/SF/forskrift/2009-06-08-602>. (Hentet 10-04-2019).
- Free Energy Norge AS (2019). *HYSS – mer enn en varmpumpe!* Tilgjengelig fra: <http://www.free-energy.com/hyss>. (Hentet 22-05-2019).
- Grundfos (2015a). *Grundfos Datablad – RPT T2 trykk- og temperaturtransmitter*. Tilgjengelig fra: <http://nrfportal.vvsnrf.no/assets/1106/productSheet/Datablad%20RPT%20T2%20F%C3%B8ler%202015-05-31%20NO.pdf>. (Hentet 12-10-2018).
- Grundfos (2015b). *Grundfos Datahæfte – MAGNA3 - Model A-B-C - Cirkulationspumper 50/60 Hz*. Tilgjengelig fra: <http://net.grundfos.com/Apply/ccmsservices/public/literature/filedata/Grundfosliterature-4359551.pdf>. (Hentet 07-06-2019).
- Halvorsen, U. M., Bernhard, P., Salvesen, F., Bugge, L., Andresen, I., and Simonsen, I. (2011). *Mulighetsstudie – Solenergi i Norge*. Oslo: SINTEF og KanEnergi. Tilgjengelig fra: <https://brage.bibsys.no/xmlui/bitstream/handle/11250/2427475/Samlet%20rapport%20solenergi%2040311.pdf?sequence=1&isAllowed=y>. (Hentet 04-02-2018).
- Haraldsen, H. and Pedersen, B. (2018). Karbondioksid, *Store Norske Leksikon*. Tilgjengelig fra: <https://snl.no/karbondioksid>. (Hentet 30-01-2019).
- Haukås, H. T., Stene, J., Rekstad, H., Neksa, P., Hafner, A., and Eikevik, T. M. (2016). *Kompendium – CO₂ (R744) som kuldemedium*. Norsk Kjøleteknisk Forening. Tilgjengelig fra: <https://nkf-norge.no/co2-kompendium/>. (Hentet 04-11-2018).
- Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L., and Lavine, A. S. (2012). *Principles of Heat and Mass Transfer*. 7. utg. Signapore: John Wiley And Sons Ltd.
- IPU (2018). *CoolPack*. Tilgjengelig fra: <https://www.ipu.dk/products/coolpack/>. (Hentet 04-04-2018).
- Kamstrup (2012). *Multical 602 Data sheet*. Tilgjengelig fra: <http://www.vit.sk/wp-content/uploads/2017/01/MULTICAL602-TechnicalDescription-en.pdf>. (Hentet 07-06-2019).

- Kamstrup (2019). *Technical Description Multical 21 & flowIQ*. Tilgjengelig fra: <https://products.kamstrup.com/ajax/downloadFile.php?uid=515d4b410de78&display=1>. (Hentet 21-05-2019).
- Kim, S. G., Kim, Y. J., Lee, G., and Kim, M. S. (2005). The performance of a transcritical CO₂ cycle with an internal heat exchanger for hot water heating, *International Journal of Refrigeration*, 28, s. 1064-1072. Tilgjengelig fra: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700705000587>. (Hentet 23-09-2018).
- Lyngson (2011). *PRE radiatorer*. Tilgjengelig fra: <https://lyngson.no/wp-content/uploads/2016/09/PRE-brosjyre2011-2594-1.pdf>. (Hentet 23-01-2019).
- MathWorks (2004). *The Origins of MATLAB*. Tilgjengelig fra: <https://www.mathworks.com/company/newsletters/articles/the-origins-of-matlab.html>. (Hentet 11-04-2019).
- Midttømme, K., Ramstad, R. K., Solli, A., SørDAL, T., and Elvebakk, H. (2004). *Grunnvarmekartlegging i Asker og Bærum* (rapport nr.: 2004.013). Trondheim: NGU. Tilgjengelig fra: https://www.ngu.no/FileArchive/208/2004_013.pdf. (Hentet 11-02-2019).
- Moe, P. (2018). *Analyse av det termiske energisystemet ved Justvik skole*. Prosjektoppgave, Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet.
- Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbrí, J., Molés, F., Ángel Barragán Cervera, Peris, B., and Verdú, G. (2016). A review of refrigerant R1234ze(E) recent investigations *Applied Thermal Engineering*, 95, s. 211-222. Tilgjengelig fra: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700716303012>. (Hentet 14-05-2019).
- MuoviTech (2018). *Turbocollector – Give high COP*. Tilgjengelig fra: https://www.muovitech.com/pdf/mt_a4_folder_turbo_EN.pdf. (Hentet 12-03-2018).
- NGU (2016). *Granada – Nasjonal grunnvannsdatabase*. Tilgjengelig fra: http://geo.ngu.no/kart/granada_mobil/. (Hentet 11-02-2019).
- NH₃ Solutions (2019). *Ammoniakkøleanlæg fra NH₃ Solutions A/S*. Tilgjengelig fra: <http://nh3solutions.com/>. (Hentet 26-05-2019).
- Norsk Standard (2012). *NS 8175 Lydforhold i bygninger - Lydklasser for ulike bygningstyper*. Tilgjengelig fra: <https://www.standard.no/no/Nettbutikk/produktkatalogen/Produktpresentasjon/?ProductID=532803>. (Hentet: 26-04-2019).
- Norsk Standard (2016a). *Kuldeanlegg og varmpumper - Sikkerhets- og miljøkrav - Del 1: Grunnleggende krav, definisjoner, klassifisering og vurderingskriterier*. Tilgjengelig fra: <http://www.standard.no/no/Nettbutikk/produktkatalogen/Produktpresentasjon/?ProductID=927300>. (Hentet: 04-02-2019).
- Norsk Standard (2016b). *Kuldeanlegg og varmpumper - Sikkerhets- og miljøkrav - Del 3: Oppstillingssted og personvern*. Tilgjengelig fra: <https://www.standard.no/no/Nettbutikk/produktkatalogen/Produktpresentasjon/?ProductID=927302>. (Hentet: 24-02-2019).

- Norsk Standard (2016c). *SN/TS 3031 Bygningers energiytelse – Beregning av energibehov og energiforsyning*. Tilgjengelig fra: <https://www.standard.no/no/Nettbutikk/produktkatalogen/Produktpresentasjon/?ProductID=859500>. (Hentet: 28-05-2018).
- Novakovic, V., Hanssen, S. O., Thue, J. V., Wangensteen, I., and Gjerstad, F. O. (2007). *Enøk i bygninger (effektiv energibruk)*. 3. utg. Oslo: Gyldendal Undervisning.
- Palm, B. (2008). Ammonia in low capacity refrigeration and heat pump systems, *International Journal of Refrigeration*, 31 (4), s. 709-715. Tilgjengelig fra: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700707002459>. (Hentet 26-02-2019).
- Palm, B. (2011). Refrigerants of the future. In *Proc 10th IEA Heat Pump Conference*. Tokyo, Japan, 16.-19. mai, 2011. Tilgjengelig fra: <http://kth.diva-portal.org/smash/get/diva2:483181/FULLTEXT01.pdf> (Hentet 13-05-2019).
- Pitarch, M., Navarro-Peris, E., González-Maciá, J., and M. Corberán, J. (2017). Evaluation of different heat pump systems for sanitary hot water production using natural refrigerants, *Applied Energy*, 190, s. 911-919. Tilgjengelig fra: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S030626191631947X>. (Hentet 03-02-2019).
- Produktforskriften (2004). *Forskrift om begrensning i bruk av helse- og miljøfarlige kjemikalier og andre produkter*. Tilgjengelig fra: <https://lovdata.no/dokument/SF/forskrift/2004-06-01-922>. (Hentet 28-01-2019).
- ProgramByggerne (2018). *SIMIEN wiki*. Tilgjengelig fra: <http://www.programbyggerne.no/SIMIEN/>. (Hentet 15-01-2019).
- Ramstad, R. K., Midttømme, K., Liebel, H. T., Frengstad, B. S., and Willemoes-Wissing, B. (2014). Thermal conductivity map of the Oslo region based on thermal diffusivity measurements of rock core samples, *Bulletin of Engineering Geology and the Environment*, 74 (4), s. 1275-1286. Tilgjengelig fra: <https://link.springer.com/article/10.1007%2Fs10064-014-0701-x>. (Hentet 13-02-2019).
- Rath, S. (2018). Brutal nedfasing av HFK-kuldemedier *VVS aktuelt*. Tilgjengelig fra: <https://www.vvsaktuelt.no/brutal-nedfasing-av-hfk-kuldemedier-126182/nyhet.html>. (Hentet 28-01-2019).
- Regjeringen (2019). *Granavolden-plattformen*. Tilgjengelig fra: <https://www.regjeringen.no/no/dokumenter/politisk-plattform/id2626036/>. (Hentet 29-04-2019).
- Risnes, H. (2015). *Analyse av høytemperatur ammoniakk kjøle- og varmepumpeanlegg ved NTNU*. Masteroppgave, Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet. Tilgjengelig fra: <https://brage.bibsys.no/xmlui/handle/11250/2350079> (Hentet 25-04-2019).
- Sandberg, E. (2007). *Klimadata M21*. Tilgjengelig fra: <http://www.kompetansebiblioteket.no/Klimadata-M21.aspx>. (Hentet 19-11-2018).
- Sigma-Aldrich Norway AS (2015). Produktdatablad *SafeUse AS*. Tilgjengelig fra: <https://app.safeuse.no/MainPage.aspx>. (Hentet 31-01-2019).

- SINTEF (2017). *VarmtVann2030*. Tilgjengelig fra: <https://www.sintef.no/projectweb/varmtvann/>. (Hentet 08-01-2019).
- SINTEF (2018). *Store forskjeller i energibruk til varmtvann*. Tilgjengelig fra: <https://www.sintef.no/siste-nytt/store-forskjeller-i-energibruk-til-varmtvann/>. (Hentet 12-05-2019).
- Stene, J. (2007). Integrated CO₂ heat pump systems for space heating and hot water heating in low-energy houses and passive houses. In *International Energy Agency (IEA) Heat Pump Programme – Annex 32*. Kyoto, Japan, 6. desember, 2007. Tilgjengelig fra: http://www.r744.com/files/pdf_379.pdf (Hentet 22-05-2019).
- Stene, J. (2018a). Ammoniakk (R717) som arbeidsmedium i varmpumper *TEP16 Heat Pump Technology*. Tilgjengelig fra: <https://ntnu.blackboard.com>. (Hentet: 08-11-2018).
- Stene, J. (2018b). Arbeidsmedier for varmpumpeprosessen *TEP4260 - Varmepumper for bygningsklimatisering*. Tilgjengelig fra: <https://ntnu.blackboard.com>. (Hentet: 26-01-2018).
- Stene, J. (2018c). Hydrokarboner (HK) som arbeidsmedier i varmpumper *TEP16 Heat Pump Technology*. Tilgjengelig fra: <https://ntnu.blackboard.com>. (Hentet: 22-11-2018).
- Stene, J. (2018d). Karbondioksid (R744) som arbeidsmedium i varmpumper *TEP16 Heat Pump Technology*. Tilgjengelig fra: <https://ntnu.blackboard.com>. (Hentet: 30-08-2018).
- Stene, J. (2018e). Varmekilder for varmpumper *TEP4260 - Varmepumper for bygningsklimatisering*. Tilgjengelig fra: <https://ntnu.blackboard.com>. (Hentet: 26-02-2018).
- Stene, J. (2018f). Varmepumper i passivhus - boligbygg *TEP16 Heat Pump Technology*. Tilgjengelig fra: <https://ntnu.blackboard.com>. (Hentet: 18-10-2018).
- Stene, J. (2018g). Varmepumper i passivhus - yrkesbygg *TEP16 Heat Pump Technology*. Tilgjengelig fra: <https://ntnu.blackboard.com>. (Hentet: 25-10-2018).
- Stene, J., Andersen, T., and Stang, J. (2004). *CO₂-varmpumper for oppvarming og kjøling av kontorbygg*. Trondheim: SINTEF. Tilgjengelig fra: <https://www.sintef.no/globalassets/upload/smartbygg/wp3/co2-varmpumper-for-oppvarming-og-kjoling-av-kontorbygg.pdf>. (Hentet 22-08-2018).
- Stene, J. and Øiene Smedegård, O. (2013). *Hensiktsmessige varme- og kjøleløsninger i bygninger*. Trondheim: COWI og Enova. Tilgjengelig fra: https://www.enova.no/upload_images/380D698AC6CC4A0D98695AC29342ECDC.pdf. (Hentet 29-01-2019).
- Sánchez, D., Cabello, R., Llopis, R., Arauzo, I., Catalán-Gil, J., and Torrella, E. (2017). Energy performance evaluation of R1234yf, R1234ze(E), R600a, R290 and R152a as low-GWP R134a alternatives *International Journal of Refrigeration*, 74, s. 269-282. Tilgjengelig fra: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700716303012>. (Hentet 14-05-2019).

- Tartarini, F., Cooper, P., and Fleming, R. (2018). Thermal perceptions, preferences and adaptive behaviours of occupants of nursing homes *Building and Environment*, 132(1), s. 57-69. Tilgjengelig fra: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360132318300246>. (Hentet 21-01-2019).
- Vennesla kommune (2018a). *Vennesla skal bli grønn urban bygd*. Tilgjengelig fra: <https://www.vennesla.kommune.no/vennesla-skal-bli-groenn-urban-bygd.6161983-424579.html>. (Hentet 07-05-2019).
- Vennesla kommune (2018b). *Venneslaheimen omsorgssenter*. Tilgjengelig fra: <https://www.vennesla.kommune.no/venneslaheimen-omsorgssenter.422417.no.html>. (Hentet 16-01-2019).
- Verdensbanken (2016). *Global Solar Atlas*. Tilgjengelig fra: <https://globalsolaratlas.info/?c=50.905712,29.430825,4&s=58.2697,7.9686>. (Hentet 06-02-2019).
- Xu, T., Navarro-Peris, E., Piscopiello, S., Sawalha, S., Corberán, J. M., and Palm, B. (2018). Large-Capacity Propane Heat Pumps for DHW Production in Residential Buildings. In *13th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants*. Valencia, Spania, 18.-20. juni, 2018. Spania: Refrigeration Science and Technology, s. 1222-1230. Tilgjengelig fra: <http://kth.diva-portal.org/smash/get/diva2:1256244/FULLTEXT01.pdf> (Hentet 26-02-2019).
- Zajacs, A., Lalovs, A., Borodinecs, A., and Bogdanovics, R. (2017). Small ammonia heat pumps for space and hot tap water heating, *Energy Procedia*, 122, s. 74-79. Tilgjengelig fra: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610217329053>. (Hentet 28-03-2019).
- Zheng, W., Ye, T., You, S., and Zhang, H. (2015). The thermal performance of seawater-source heat pump systems in areas of severe cold during winter, *Energy Conversion and Management*, 90, s. 166-174. Tilgjengelig fra: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890414009315>. (Hentet 13-02-2019).
- Zidjemans, D. (2014). *Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer*. 3. utg, Oslo: Skarland Press.

A. Kostnadsanalyse

For de ulike foreslåtte løsningene er det beregnet kostnad for nye komponenter som kreves, installasjon, prosjektering med mer. Dette er et overslag basert på systemløsninger i kapittel 10.1–10.2 som vist i figur 10.1, 10.2 og 10.4. Priser for varmpumper med propan er basert på kommunikasjon med Per Arne Aaslund ved ABK AS, for tørrkjøler er det mottatt pris fra Børge Sveinsen ved Eptec AS. Priser for boring av energibrønner er basert på kommunikasjon med Bjørn Christian Varild ved Bosum Boring AS. Resterende kostnader er utarbeidet i samarbeid med Norconsult ved Tor Aslak Ånensen basert på deres kalkyler og erfaringer. Avvik kan forekomme fra reell kostnad, og estimatet er heller ikke nødvendigvis uttømmende.

Tabell A.1 viser kostnadsberegning for Alternativ 1 med to væske/vann-varmpumper med propan som arbeidsmedium, som omtalt i kapittel 10.1. Her er tatt med kostnader både for bruk av luft og bergvarme som varmekilde.

| <i>Bygg</i> | Kostnad (eksl. MVA) | |
|--|---------------------|-------------|
| | Eldre del | Nyere del |
| Varmepumpe væske/vann | 418,7 | 317,0 |
| Risikoanalyse (tennkilder, alarm m.m.) | 40 | 40 |
| Ventilasjon | 31,6 | 31,6 |
| Brønnpark | 1108 | 642 |
| (ev.) Tørrkjøler m. akustikktiltak | - | 254 |
| Varmeveksler frostvæske/vann | 30 | 15 |
| Rørvarmeveksler | 20 | - |
| Kjølebatteri | 20 | - |
| Tilbakeslags- og sikkerhetsventiler | 6 | 7 |
| Motoriserte stenge-, regulerings- og blandeventiler | 39 | 24 |
| Sirkulasjonspumpe | 60 | 40 |
| Ekspansjonssystem og filter | 10 | 10 |
| Rørarbeider teknisk rom | 35 | 35 |
| Igangsettelse av varmpumpe og innregulering | 12 | 15 |
| Spyling/flushing/rensing av eksisterende komponenter | 15 | 15 |
| Elektro og automatisering | 75 | 75 |
| Diverse (inkl. prosjektering) | 100 | 100 |
| Rivekostnad | 44 | 35 |
| Totalt (m. brønnpark) | 2094 | 1366 |

Tabell A.1: Kostnadsberegning: alternativ 1 [kNOK] (P. A. Aaslund, personlig kommunikasjon, 10. apr. 2019; B. C. Varild, personlig kommunikasjon, 11. apr. 2019; T. A. Ånensen, personlig kommunikasjon, 25. apr. 2019; B. Sveinsen, personlig kommunikasjon, 05. jun. 2019)

Tabell A.2 viser kostnadsberegning for Alternativ 2 med væske-vann-varmpumpe med ammoniakk, omtalt i kapittel 10.2. Dette alternativet bygger også på foreslått ombygging og er dermed på noen punkter lik summen av ombygging i hvert bygg for forrige alternativ. Den

store forskjellen er naturligvis kun en varmepumpe, og dermed noen færre komponenter som resultat av det. For ammoniakk varmepumpe er det mottatt pris fra Mads Rudbæk ved NH₃ Solutions ved e-post korrespondanse. Kostnader for gravearbeid og legging av nye rør mellom bygg er basert på Vennesla kommunes kalkyler (B. Jahnsson, personlig kommunikasjon, 30. apr. 2019). Igjen er Priser for boring av energibrønner basert på kommunikasjon med Bjørn Christian Varild ved Bosum Boring, og resterende kostnader er utarbeidet i samarbeid med Norconsult basert på deres kalkyler og erfaringer. Avvik fra reell kostnad og uforutsette utgifter kan forekomme.

| | Kostnad (eksl. MVA) |
|---|---------------------|
| Varmepumpe væske-vann med ekstrautstyr | 815 |
| Scrubber og risikoanalyse (branntett rom, alarm m.m.) | 350 |
| Brønnpark | 1749 |
| Rørvarmeveksler | 20 |
| Kjølebatteri | 20 |
| Tilbakeslags- og sikkerhetsventiler | 13 |
| Motoriserte stenge-, regulerings- og blandeventiler | 67 |
| Sirkulasjonspumpe | 60 |
| Ekspansjonssystem | 20 |
| Rørarbeider teknisk rom | 70 |
| Igangsettelse av varmepumpe og innregulering | 20 |
| Spyling/flushing/rensing av eksisterende komponenter | 30 |
| Elektro og automatisering | 150 |
| Diverse (inkl. prosjektering) | 200 |
| Rivekostnad | 79 |
| Gravearbeid og rør mellom bygg | 209 |
| Totalt | 3873 |

Tabell A.2: Kostnadsberegning: alternativ 2 [kNOK] (P. A. Aaslund, personlig kommunikasjon, 10. apr. 2019; B. C. Varild, personlig kommunikasjon, 11. apr. 2019; T. A. Ånensen, personlig kommunikasjon, 25. apr. 2019; M. Rudbæk, personlig kommunikasjon, 28. mai 2019)

Det er gjort tilsvarende kostnadsanalyse for ekstratiltakene beskrevet i kapittel 10.4–10.5. Tabell A.3 viser dette. Her tas det hensyn til at ekstratiltakene vil komme i tillegg til ombygging som resultat av alternativ 1 eller 2. Dermed vil komponenter som inngår i systemdesignet fra annen ombygging, og som brukes på en annen måte her, ikke tas med i kostnadsestimatet på nytt. Her er priser for varmepumpe basert på kommunikasjon med Per Arne Aaslund ved ABK AS, og solfangeranlegget på kommunikasjon med Joar Larsen ved Agder Solenergi AS. Resterende kostnader er som før utarbeidet i samarbeid med Norconsult.

| <i>Tiltak</i> | Kostnad (eksl. MVA) | |
|--------------------------------|-------------------------------------|-----------------|
| | CO ₂ -avtrekksvarmepumpe | Solfangeranlegg |
| Varmepumpe/solfangere | 227 | 88 |
| Rørvarmeveksler | - | 20 |
| Varmeveksler | - | (gjenbruk) |
| varmtvannstank og diffusorer | 30 | - |
| Ventiler og ekspansjonssystem | 6 | 16 |
| Sirkulasjonspumpe | (gjenbruk) | 10 |
| Rørarbeider teknisk rom | 10 | 5 |
| Igangsettelse og innregulering | 8 | - |
| Elektro og automatisering | 10 | 10 |
| Diverse (inkl. prosjektering) | 20 | 32 |
| Totalt | 311 | 181 |

Tabell A.3: Kostnadsberegning: ekstratiltak [kNOK] (P. A. Aaslund, personlig kommunikasjon, 05. mar. 2019; J. Larsen, personlig kommunikasjon, 10. apr. 2019; T. A. Ånensen, personlig kommunikasjon, 25. apr. 2019)

B. Simuleringsverktøy

Oppgaven legger vekt på å vurdere ulike varmepumpetekniske løsninger for sykehjem ved ulike rammebetingelser. Flere varmekilder, aggregat- og systemdesign, og arbeidsmedium vurderes. Derfor benyttes simuleringsverktøy som tillater raske beregninger med akseptabel nøyaktighet. I den grad det er mulig er resultatene verifisert med måledata. I tillegg til de som er beskrevet er *Microsoft Excel* med utvidelsen *RnLib* blitt benyttet som supplement og for å lage diagram, og *Microsoft Visio* er benyttet for å lage systemskjema og figurer.

B.1 SIMIEN

For beregning av energibruk ved Venneslaheimen er SIMIEN benyttet. SIMIEN er en norsk-utviklet programvare for simulering av energibruk og inn klima for bygninger. Det er ifølge leverandøren, ProgramByggerne (2018), et timesbasert dynamisk beregningsverktøy basert på beregningsmetoder gitt av SN/TS 3031. Standarden fastlegger blant annet regler for beregning av bygningers varmetapstall, totalt netto energibehov, levert energi til bygninger fordelt på ulike energivarer, primærbehov og CO₂-utslipp (Norsk Standard, 2016c).

SIMIEN er validert i henhold til prosedyren beskrevet av NS 15265, en standardmetode for vurdering av nøyaktigheten til dynamiske beregningsmetoder for energibruk i bygg. Programmet tilfredsstiller kravet til nøyaktighet (ProgramByggerne, 2018).

På oppdrag fra Vennesla kommune ble bygningene energimerket av Rejlers i 2014, og i den forbindelse ble det laget SIMIEN-modeller. Disse modellene er benyttet som utgangspunkt og er modifisert. Enkelte inndata er justert etter målte verdier, detaljer for dette er vist i kapittel 5.2.2. Det eldre bygget med avdeling A-B, og det nyere bygget med avdeling D-E-F-G er simulert hver for seg.

Kristiansand (Kjevik) er valgt som plasseringen i simuleringen ettersom data ikke er tilgjengelig for Vennesla. Dette gjør at energibehovet for oppvarming vil bli underestimert ettersom Kristiansand har noe varmere klima enn Vennesla. Som vist i tabell 5.1 er graddagstallet for Vennesla om lag 7% høyere. Resultatene for romoppvarming og ventilasjonsvarme er derfor justert etter dette med faktoren 1,07. De øvrige postene vil ikke være påvirket.

Til tross for dårlig målerutrustning forteller energioppfølgingen for bygningsmassen til den nyere delen, avdeling D-E-F-G, allikevel om levert varme til hele dette bygget. SIMIEN modellen er justert for å være i tråd med de foregående årene. Det bemerkes her at en del av målt oppvarmingsbehov kan komme av tap fra teknisk rom, rørføringer mellom bygningsmasse og energisentral, eller andre plasser som ikke tas hensyn til i SIMIEN-modellen.

Inndata i SIMIEN filene er som vist i tabellene under: tabell B.1–B.2. Her er enkelte data justert for å få bedre tilpasning til målte verdier. For det nyere tilbygget er isolasjonsevne, kuldebro og lignende justert til tabell-verdier i SIMIEN for å få bedre tilpasning med målte

verdier. I tillegg er innetemperatur, brukstid osv. tilpasset driftstrategien til Venneslaheimen for begge modeller.

For det nyere tilbygget, avdeling D-E-F-G, har luftmengde og temperaturer blitt logget over en periode fra 10. januar til 14. mars. Ut ifra verdiene har temperaturvirkningsgraden for varmegjenvinner blitt beregnet etter formel B.1 (balansert ventilasjon). Resultatet er temperaturvirkningsgrad på 40 %.

$$\eta_{\text{varmegjenvinner}} = \frac{T_{\text{tilluft}} - T_{\text{inntak}}}{T_{\text{avtrekk}} - T_{\text{inntak}}} \quad (\text{B.1})$$

| Bygg | Eldre del | Nyere del |
|--|-----------|-----------|
| Areal yttervegger [m ²] | 1815 | 1440 |
| Areal tak [m ²] | 1446 | 1574 |
| Areal gulv [m ²] | 1388 | 1574 |
| Areal vinduer og ytterdører [m ²] | 367 | 372 |
| Oppvarmet bruksareal (BRA) [m ²] | 4083 | 3098 |
| Oppvarmet luftvolum [m ³] | 12 169 | 9294 |
| U-verdi yttervegger [W/(m ² · K)] | 0,39 | 0,28 |
| U-verdi tak [W/(m ² · K)] | 0,33 | 0,23 |
| U-verdi gulv [W/(m ² · K)] | 0,17 | 0,16 |
| U-verdi vinduer og ytterdører [W/(m ² · K)] | 3,00 | 1,60 |
| Areal vinduer og dører delt på bruksareal [%] | 9,0 | 12,0 |
| Normalisert kuldebro [W/(m ² · K)] | 0,09 | 0,09 |
| Normalisert varmekapasitet [W · t/(m ² · K)] | 13 | 14 |
| Lekkasjetall (n50) [1/t] | 7,20 | 2,10 |
| Temperaturvirkningsgr. varmegjenvinner [%] | 80 | 40 |
| Spesifikk vifteeffekt (SFP) [kW/(m ² /s)] | 3,30 | 3,30 |
| Luftmengde i driftstiden [m ³ /(t · m ²)] | 9,00 | 5,00 |
| Luftmengde utenfor driftstiden [m ³ /(t · m ²)] | 2,00 | 5,00 |
| Systemvirkningsgrad oppvarmingsanlegg [-] | 0,84 | 0,86 |
| Installert effekt romoppv. og varmebatt. [W/m ²] | 65 | 90 |
| Settpunkttemperaur [°C] | 22,3 | 23,0 |
| Systemeffektfaktor kjøling [-] | 1,00 | 1,00 |
| Settpunkttemperatur for romkjøling [°C] | 25,0 | 24,0 |
| Installert effekt romkjøling og kjølebatt. [W/m ²] | 70 | 70 |
| Spesifikk pumpeeffekt romoppvarming [kW/(l/s)] | 0,50 | 0,50 |
| Spesifikk pumpeeffekt romkjøling [kW/(l/s)] | 0,60 | 0,60 |
| Spesifikk pumpeeffekt varmebatteri [kW/(l/s)] | 0,50 | 0,50 |
| Spesifikk pumpeeffekt kjølebatteri [kW/(l/s)] | 0,60 | 0,60 |

Tabell B.1: Sentrale inndata SIMIEN (1)

| <i>Bygg</i> | Eldre del | Nyere del |
|--|-----------------|------------------|
| Driftstid oppvarming [t] | 16,0 | 16,0 |
| Driftstid kjøling [t] | 24,0 | 24,0 |
| Driftstid ventilasjon [t] | 16,0 | 16,0 |
| Driftstid utstyr [t] | 16,0 | 16,0 |
| Oppholdstid personer [t] | 24,0 | 24,0 |
| Effektbehov belysning i driftstid [W/m ²] | 8,00 | 8,00 |
| Varmetilskudd belysning i driftstid [W/m ²] | 8,00 | 8,00 |
| Effektbehov utstyr i driftstid [W/m ²] | 4,00 | 4,00 |
| Varmetilskudd utstyr i driftstid [W/m ²] | 4,00 | 4,00 |
| Effektbehov varmtvann på driftsdager [W/m ²] | 3,40 | 3,40 |
| Varmetilskudd varmtvann i driftstiden [W/m ²] | 0,00 | 0,00 |
| Varmetilskudd personer i oppholdstiden [W/m ²] | 1,00 | 1,50 |
| Total solfaktor for vindu og solskjerming [-] | 0,55 | 0,55 |
| Gjennomsnittlig karmfaktor vinduer [-] | 0,21 | 0,21 |
| Solskjermingsfaktor horisont/utspring (N/Ø/S/V) | 1,0/1,0/1,0/1,0 | 1,0/1,0/0,98/0,9 |

Tabell B.2: Sentrale inndata SIMIEN (2)

B.2 EED

Simulering av energibrønner er gjort i EED v.4 (Earth Energy Designer), utviklet av svenske Blocon, og basert på numeriske modeller forenklet til analytiske funksjoner for varmetransport. Funksjonene benyttes for beregning av temperaturutvikling for valgt konfigurasjon og inndata. Dette tillater beregninger på grunnforholdene over tid med månedlig oppløsning (Blocon AB, 2018). For best mulig simulering bør det utføres en termisk respons-test som måler egenskapene til berggrunnen ved den aktuelle plasseringen.

Inndata til EED er beskrevet generelt i kapittel 7.1, og vist i tabell 7.1. Nødvendig brønnark er dimensjonert for varmeopptak foreslåtte systemutforminger medfører, basert på energibruk som gjennomgått i kapittel 5.2, og beregnet SCOP og energidekningsgrad.

Forslag til plassering av energibrønner er tegnet i figur B.1, ved bruk av kartverket sine tjenester. Her er det benyttet en avstand mellom brønner på minst 14–16 m med “U”- og “L”-konfigurasjon for minst mulig termisk påvirkning. Andre konfigurasjoner kan benyttes og importeres til EED ved hjelp av funksjonen “irregular configuration” som finner mest mulig tilsvarende konfigurasjon i biblioteket til programvaren.

Forslaget her er ikke nødvendigvis optimal plassering av brønnene. Lokale forhold grunnforhold må også tas med i betraktning. For større middellavstand mellom brønnene kan også brønnene skråbores, for eksempel med annenhver 15° i forskjellige retninger. I så fall kan toppen av brønnene være plassert tettere sammen. Termisk respons-testing og gjennomførelse av foreslåtte ekstratiltak kan føre til at antallet brønner kan reduseres.

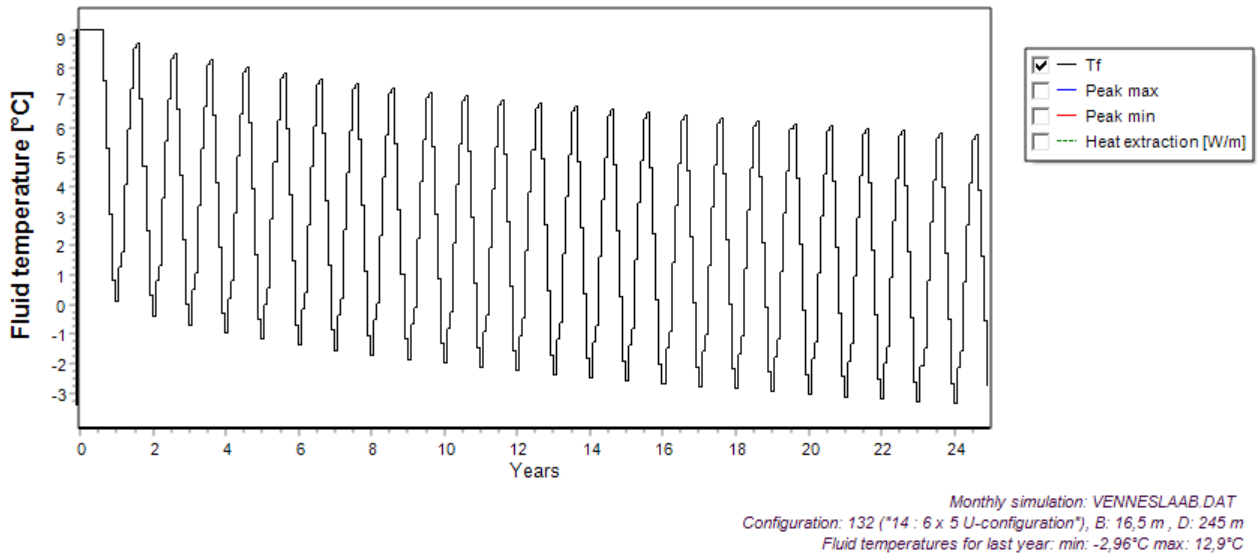


Figur B.1: Forslag til plassering av energibrønner ved Venneslaheimen (hentet fra Kartverket sine tjenester 26. mai 2019)

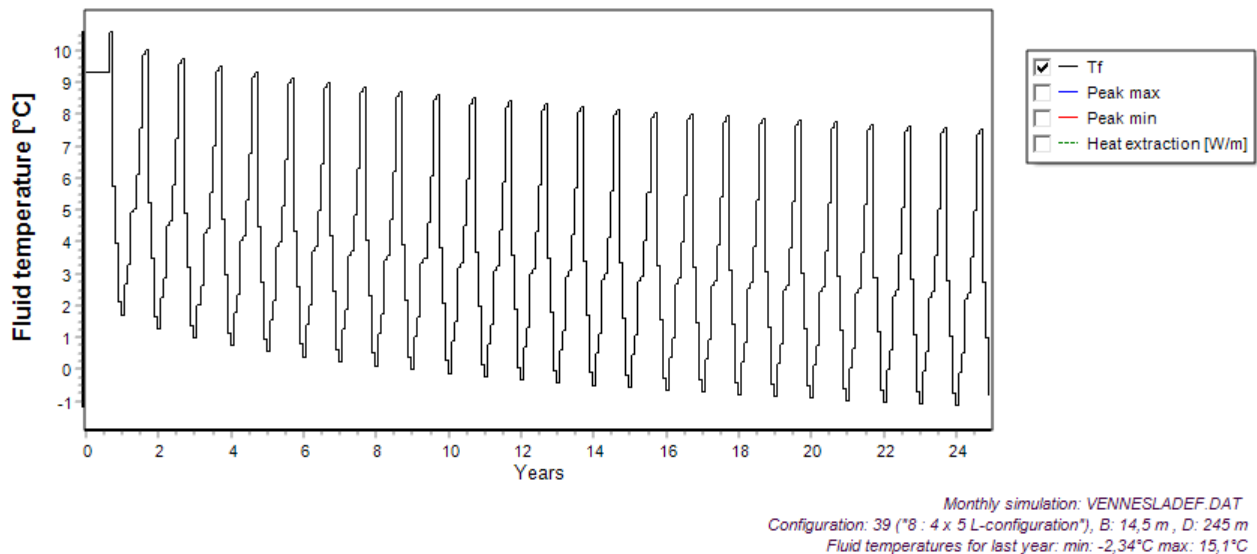
Skråboring kan benyttes for å øke middelvinstanden mellom brønnene.

Resultatet for simuleringene er vist i påfølgende figurer. Her vises temperaturutviklingen for brønnene over 25 år, hvor hver av dem holder en minimumstemperatur på over -3°C . Figur B.2 viser utvikling til energibrønnene til propan-varmepumpe til den eldre delen, og figur B.3 viser til den nyere delen (alternativ 1). Utviklingen til energibrønnene for alternativ 2 med

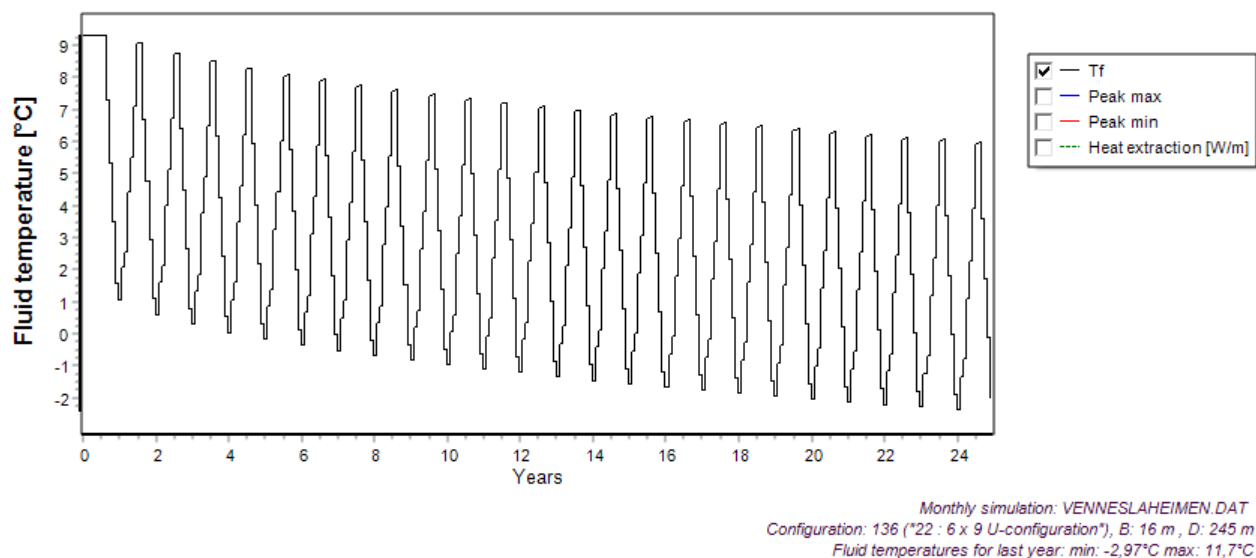
ammoniakk-varmepumpe vises i figur B.4. Det er ikke vist for tilfellene med varmevekslere av doble U-rør.



Figur B.2: Temperaturutvikling for energibrønner til alternativ 1, eldre del
 14 brønner i 6 x 5 U-konfigurasjon 16,5 m avstand, med minimumstemperatur på ca. -3°C
 og maksimumstemperatur på ca. 13°C .



Figur B.3: Temperaturutvikling for energibrønner til alternativ 1, nyere del
 8 brønner i 4 x 5 L-konfigurasjon 14,5 m avstand, med minimumstemperatur på ca. $-2,3^{\circ}\text{C}$
 og maksimumstemperatur på ca. 15°C .



Figur B.4: Temperaturutvikling for energibrønner til alternativ 2
 22 brønner i 6 x 9 U-konfigurasjon 16 m avstand, med minimumstemperatur på ca. -3°C og maksimumstemperatur på ca. 12°C .

B.3 CoolPack

CoolPack er benyttet for å simulere varmepumpeprosessen. Dette er samling av simuleringer utviklet ved Danmarks Tekniske Universitet (DTU). CoolPack tillater simulering av varmepumpesyklus, systemsimulering, analyse av driftsforhold, med mer (IPU, 2018). Her er “Cycle Analysis” blitt benyttet; hvor varmepumpeprosessen simuleres for ulike typer anlegg og arbeidsmedium.

Dette programmet er utviklet i *EES: Engineering Equation Solver* som kan hurtig løse tusenvis av koblede u-lineære algebraiske- og differensialligninger numerisk. EES benytter store databaser med termodynamiske- og transportegenskaper for ulike stoffer ved løsning av ligninger (F-Chart Software, 2019).

Simulering er gjort ved bestemte driftsbetingelser, hvor det er interpolert mellom intervallene for hver time over et driftsår og sammenstilt med varmebehov gitt av simulering i SIMIEN for å beregne SCOP. Temperatur i fordampner og kondensator, samt underkjøling er bestemt ut i fra beregnet temperaturnivå (som vist i figur 6.4–6.6). Simuleringsmodellene er tilpasset data mottatt fra leverandører for aktuelle varmepumper. Verdier benyttet for simulering er vist i tabell B.5.

Inndata er tilpasset slik at resultatene er i overensstemmelse med oppgitt COP og varmeytelse fra leverandør. På grunn av begrenset respons ved henvendelse til leverandører og produsenter har det måttet blitt gjort noen antakelser. Tabell B.3 viser datasimulering mottatt fra ABK for propan-varmepumpe av (Enrad VKA). Simuleringene i CoolPack er gjort

for utetemperaturer mellom -25 – 20 °C med intervall på 5 °C.

Fordampningstemperatur er beregnet etter simulerte verdier i EED for brønnpark og ved utetemperatur for luft. Kondenseringstemperatur er beregnet etter temperaturkrav fra utekompenseringskurve. Ekstra temperaturforskjell fra frostvæske er antatt til å være 3 °C.

| <i>Aggregatstørrelse</i> | 400 | | 500 | | 600 | |
|---------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Temperatur kald side [°C] | 0/-3 | | 0/-3 | | 0/-3 | |
| Temperatur varm side [°C] | 40/30 | 60/50 | 40/30 | 60/50 | 40/30 | 60/50 |
| Varmeytelse [kW] | 79,1 | 66,9 | 109,3 | 93,1 | 118,7 | 100,6 |
| Kjøleytelse [kW] | 55,2 | 39,2 | 76,3 | 54,4 | 82,8 | 58,8 |
| Kompressorarbeid [kW] | 18,6 | 23,0 | 25,7 | 32,1 | 28,0 | 34,7 |
| COP [-] | 4,24 | 2,91 | 4,25 | 2,90 | 4,23 | 2,90 |
| Kjøle-COP [-] | 2,96 | 1,70 | 2,96 | 1,69 | 2,96 | 1,69 |

Tabell B.3: Simulering av Enrad VKA (P. A. Aaslund, personlig kommunikasjon, 26. apr. 2019)

Tabell B.4 viser datasimulering mottatt fra NH3 Solutions ved forespørsel.

| <i>Aggregat</i> | NH3 Solutions | |
|------------------------------|---------------|-------|
| Fordampningstemperatur [°C] | | -5,0 |
| Kondenseringstemperatur [°C] | 40 | 52 |
| Underkjøling [°C] | 6 | 8 |
| Trykkgasstemperatur [°C] | 113,3 | 141,0 |
| Varmeytelse [kW] | 185,0 | 185,7 |
| Kjøleytelse [kW] | 151,3 | 144,1 |
| Kompressorarbeid [kW] | 38,9 | 51,0 |
| COP [-] | 4,8 | 3,6 |
| Kjøle-COP [-] | 3,9 | 2,8 |

Tabell B.4: Simulering fra NH₃ Solutions (M. Rudbæk, personlig kommunikasjon, 28. mai 2019)

Tabell B.5 viser inndata benyttet i CoolPack-simuleringen. Dette er kun en forenklet modell hvor både slagvolum og isentropisk virkningsgrad varieres for varmpumpene. For beregning av varmpumpe med tilsvarende størrelse som Enrad VKA 300 justeres varmeytelsen etter forhold mellom modellene. Høyest slagvolum og virkningsgrad er tilfelle ved lavere temperaturløft. Ved bruk av uteluft som varmekilde er det antatt tap på 15 % som følge av avriming ved utetemperatur på 5 °C og lavere. Det er også antatt ekstra viftarbeid som 10 % av kompressorarbeid ved beregning av COP for uteluft som varmekilde.

| <i>Arbeidsmedium</i> | R290 | R717 |
|--|--------------------------|-------------|
| LMTD kondensator og fordamper | 4,3 | 4 |
| Sugegassvarmeveksler: η_T | 0,4 | - |
| Slagvolum: \dot{V}_s [m ³ /h] | 64,0–71,9 og 124,0–139,1 | 161,5–166,8 |
| Kompressor: η_{is} | 0,7–0,75 | 0,7–0,75 |
| Trykktap: Δp_{SL} [K] | 0,5 | 0 |
| Δp_{DL} [K] | 0,5 | 0 |
| Varmetap: f_Q [%] | 0 | 0 |
| Overhetning: ΔT_{SH} [K] | 5 | 0 |

Tabell B.5: Innndata for simulering av varmepumpesyklus i CoolPack

C. Matlab-kode for:

Matlab, utviklet av MathWorks (2004), er et programmeringsverktøy for matematikk og er designet for iterative beregninger. Det er basert på programmeringsspråket C og inneholder en rekke funksjoner. Det tillater implementering av algoritmer, manipulering av matriser, med mer.

I arbeidet med denne masteroppgaven er det utviklet egne funksjoner og dataskript for ulike beregninger og behandling av data. Alle koder bortsett fra trivielle funksjoner er beskrevet og inkludert i sin helhet her. Data lagres i, og leses fra, Microsoft Excel-filer.

C.1 Beregning av temperaturnivå

Ved ombygging av varmekurser til seriekobling (i den grad det lar seg gjøre) er det forventet økt temperaturfall. Temperaturfall over varmekursene er beregnet ved bruk av Matlabskriptet som vist her. Dette er gjort for hver time etter effektbehovet og utetemperaturprofilen hentet fra SIMIEN-simulering.

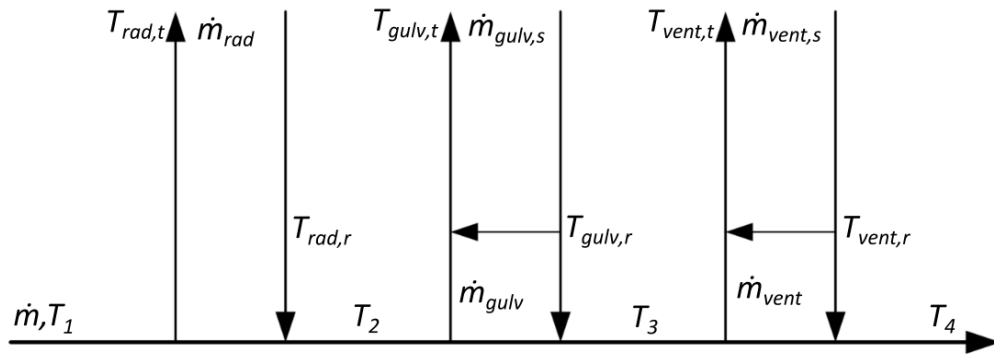
Her er det benyttet utekompenseringskurve for radiatorkurs som turtemperatur. Ut i fra temperaturfallet og turtemperatur for hver varmekurs er returtemperatur over hele kretsen beregnet med Matlab-kode vist i liste C.1. Det er antatt at massestrømmen over hver kurs reguleres etter effektbehovet og temperaturfallet gitt av utekompenseringskurven. Temperaturfallet er bestemt ved DUT og ved utetemperatur på 10 °C, imellom disse punktene benyttes interpolering. Ved enkel omskrivning av kode (og ligninger) kan dette forandres til å f.eks. konstant massestrøm over hver kurs.

Koden er i stor grad selvforklarende med kommentarer for de fleste linjer, og det som kan være nødvendig å redigere for bruk til annet oppsett eller bygg er:

- Koden importerer data fra valgt excel-fil for utetemperaturprofil og varmelaster, og eventuell justeringsfaktor for graddagstall (linje 5, 11–12 og 29–32)
- Utekompensert turtemperatur importeres fra egen excel-fil, og beregnet temperaturfall ved DUT og ved valgt utetemperatur (linje 14–26)
- Forholdet mellom installert effekt for gulvvarme, radiatorer og eventuelle andre varmeavgivere for romoppvarming (linje 35–45 for to tilfeller her, antas konstant)
- Beregning for sentralt varmeanlegg gjøres ved å ha kjørt beregninger for byggene enkeltvis først (linje 55–79)
- Ut-data skrives til valgt excel-fil for turtemperatur og beregnet returtemperatur for hele kretsen sortert etter stigende utetemperatur (linje 145–155)

Fremgangsmåten for utregning av returtemperatur er illustrert i figur C.1, med ligninger C.1–C.4. I varmekursene med shunt-kobling vil deler av sirkulerende massestrømmen gå tilbake kretsen og deler i retur og blandes med tilført massestrøm for å oppnå ønsket temperatur. For gulvvarmekursen vil \dot{m}_{gulv} føres tilbake til kretsen (og tilføres kursen), mens $\dot{m}_{gulv,s} - \dot{m}_{gulv}$ går i retur for blanding.

Verdiene ved tilstand 2 er gitt av ligninger C.2, tilstand 3 av ligninger C.3, og tilstand 4 av ligninger C.4. Merk at disse må alle løses sammen og iterativt. Som vist i ligninger C.1 styres massestrømmen over hele kretsen av hvilken kurs som til en hver tid trekker mest. Hvor mye hver kurs trekker er igjen bestemt av temperatur på vannstrømmen som avhenger av temperaturfallet fra forrige kurs og hvor mye vann som forbigås (altså total massestrøm minus det kurser trekker). Det sees bort fra forvarming av varmtvann i denne modellen.



Figur C.1: Fremgangsmåte for beregning av returtemperatur over krets med seriekobling

$$T_1 = T_{tur}, \quad \dot{m} = \max(\dot{m}_{rad}, \dot{m}_{gulv}, \dot{m}_{vent}), \quad \text{hvor:} \quad (\text{C.1})$$

$$\dot{m}_{rad} = \frac{\dot{Q}_{rad}}{c_p \cdot \Delta T_{rad}}, \quad T_2 = T_1 - \frac{\Delta T_{rad} \cdot \dot{m}_{rad}}{\dot{m}} \quad (\text{C.2})$$

$$\dot{m}_{gulv,s} = \frac{\dot{Q}_{gulv}}{c_p \cdot \Delta T_{gulv}}, \quad \dot{m}_{gulv} = \frac{\Delta T_{gulv} \cdot \dot{m}_{gulv,s}}{T_2 - T_{gulv,r}}, \quad T_3 = T_2 - \frac{\Delta T_{gulv} \cdot \dot{m}_{gulv}}{\dot{m}} \quad (\text{C.3})$$

$$\dot{m}_{vent,s} = \frac{\dot{Q}_{vent}}{c_p \cdot \Delta T_{vent}}, \quad \dot{m}_{vent} = \frac{\Delta T_{vent} \cdot \dot{m}_{vent,s}}{T_3 - T_{vent,r}}, \quad T_4 = T_3 - \frac{\Delta T_{vent} \cdot \dot{m}_{vent}}{\dot{m}} \quad (\text{C.4})$$

Listing C.1: Beregning av temperaturnivå

```

1 clear
2 close all
3
4 t = 8760; % timer i aaret [t]
5 f = 1.07; % Justeringsfaktor graddagstall
6 c_p = 4.180; % Spesifikk varmekapasitet vann [kJ/(kg*K)]
7 feilGrense = 0.001; % Tillatt feil ved iterasjoner

```



```

8  sheet = 'Venneslaheimen'; % ark med verdier, mulige: 'AB', 'DEF', '
    Venneslaheimen '
9
10 % Importerer utetemperatur fra SIMIEN utdata
11 readFile = 'timesverdier.xlsx'; % Fil som leses fra
12 T = xlsread(readFile, sheet, 'D10:D8770'); % Utetemperaturprofil
13 writeFile = 'temperaturnivaa.xlsx'; % Fil som skrives til
14
15 % Utekompensert turtemperatur (reguleringskurve)
16 Tute = xlsread('DataVP', sheet, 'B4:B15'); % Utetemperatur [C]
17 Tkrav = xlsread('DataVP', sheet, 'D4:D15'); % Turtemperatur [C]
18 TturGulv = xlsread('DataVP', sheet, 'H4:H15'); % Turtemperatur gulv [C]
19 TturVent = xlsread('DataVP', sheet, 'I4:I15'); % Turtemperatur ventilasjon
    [C]
20 % Temperaturfall ved DUT
21 TfrDUT = 10;
22 TfgDUT = 8;
23 TfvDUT = 5;
24 % Temperaturfall ved 10 grader ute
25 Tfr10 = 5;
26 Tfg10 = 4;
27 Tfv10 = 3;
28
29 % Effektbehov varmelaster
30 Qrom = xlsread(readFile, sheet, 'E10:E8770'); % Effektbehov romoppvarming
    [W]
31 Qrom = Qrom/1000*f; % Justert for graddagstall [kW]
32 Qvent = xlsread(readFile, sheet, 'F10:F8770'); % Effektbehov ventilasjon [
    W]
33 Qvent = Qvent/1000*f; % Justert for graddagstall [kW]
34
35 % Justerer for forskjeller mellom de ulike byggene
36 if strcmp(sheet, 'AB') % Kun radiatorer for romoppvarming
37     %Qvent = Qvent * (490+977)/4083; % Kun avdeling B
38     Qrad = 1*Qrom; % Effekt radiatorer [kW]
39     Qgulv = 0*Qrom; % Effekt gulvvarme [kW]
40 elseif strcmp(sheet, 'DEF') % 50/50 radiatorer og gulvvarme i DEFG
41     Qrad = 0.5*Qrom; % Effekt radiatorer [kW] (50% av nyere tilbygg)
42     Qgulv = 0.5*Qrom; % Effekt gulvvarme [kW] (50% av nyere tilbygg)
43     TfrDUT = 8; % Temperaturfall radiator ved DUT
44     Tfr10 = 4; % Temperaturfall radiator ved 10 grader
45 end
46
47 % Lager lister for inn og utloepstemperatur for varmepumpe
48 Tret = zeros(t,1); % Retur (Inn kondensator/underkjoeler)
49 Ttur = zeros(t,1); % Tur (Ut kondensator)
50 time = zeros(t,1); % Timenummer
51 masse = zeros(t,1); % Massestroem

```

```

52
53 % Beregning ved to bygg sammenkoblet som eldre og ny del
54 % Maa ha kjoert beregninger paa AB og DEF foerst
55 if strcmp(sheet, 'Venneslaheimen')
56     T = sortrows(T, 'ascend'); % Sortert utetemperatur
57     AB = xlsread(writeFile, 'AB', 'B3:D8762'); % eldre del
58     TturAB = AB(:,1); % Tur eldre del [C]
59     TretAB = AB(:,2); % Retur eldre del [C]
60     TretAB(isnan(TretAB))= 0; % Fjerner NaN-verdier
61     mEldre = AB(:,3); % Massestroem eldre [m^3/s]
62     DEF = xlsread(writeFile, 'DEF', 'B3:D8762'); % ny del
63     TturDEF = DEF(:,1); % Tur ny del [C]
64     TretDEF = DEF(:,2); % Retur ny del [C]
65     TretDEF(isnan(TretDEF))= 0; % Fjerner NaN-verdier
66     mNy = DEF(:,3); % Massestroem eldre [m^3/s]
67     for i = 1:t % Gaar gjennom hver time
68         masse(i) = max(mEldre(i),mNy(i)); % Massestroem over kursen
69         time(i) = i;
70         Ttur(i) = max(TturAB(i),TturDEF(i));% Turkrav
71         % Bestemmer returtemperatur
72         if masse(i) == 0
73             Tret(i) = NaN;
74         elseif TretAB(i) >= TturDEF(i)
75             Tret(i) = TretAB(i) - (TturDEF(i)-TretDEF(i))*mNy(i)/masse(i);
76         elseif TretAB(i) < TturDEF(i)
77             Tret(i) = (TretDEF(i)*mNy(i) + (masse(i) - mNy(i))*TretAB(i)
78                 )/masse(i);
79         end
80     else % For bygg enkeltvis
81         for i = 1:t % Gaar gjennom hver time
82             j = 1;
83             if max(Tute) > T(i) && min(Tute) < T(i) % Sjekker om verdi er
84                 innenfor liste
85                 while T(i)-Tute(j) > (Tute(2)-Tute(1))
86                     j = j + 1;
87                 end
88                 fInt = (T(i) - Tute(j))/(Tute(j+1) - Tute(j)); %
89                 Interpoleringsfaktor
90                 Ttur(i) = Tkrav(j) + (Tkrav(j+1) - Tkrav(j))*fInt; %
91                 Turtemperatur radiatorer
92                 TgulvT = TturGulv(j) + (TturGulv(j+1) - TturGulv(j))*fInt;
93                 % Turtemperatur gulvvarme
94                 TventT = TturVent(j) + (TturVent(j+1) - TturVent(j))*fInt;
95                 % Turtemperatur ventilasjonskurs
96             elseif min(Tute) > T(i) % dersom verdi er utenfor liste
97                 Ttur(i) = max(Tkrav);

```

```

93         TgolvT = max(TturGulv);
94         TventT = max(TturVent);
95     end
96     % Interpolerer for Temperaturfall over hver varmekurs
97     TfallRad = TfrDUT + (Tfr10-TfrDUT)*(T(i) - (-22.9))/(10 -
        (-22.9));
98     TfallGulv = TfgDUT + (Tfg10-TfgDUT)*(T(i) - (-22.9))/(10 -
        (-22.9));
99     TfallVent = TfvDUT + (Tfv10-TfvDUT)*(T(i) - (-22.9))/(10 -
        (-22.9));
100
101     TradR = Ttur(i) - TfallRad; % retur fra radiatorkurs
102     TgolvR = TgolvT - TfallGulv; % retur fra gulvvarme
103     TventR = TventT - TfallVent; % retur fra ventilasjonskurs
104     time(i) = i;
105
106     % Bergner verdier ved tilstander 1-4 (flere like paralelle
        kurser
107     % i serien antas her som ett steg)
108     T1 = Ttur(i); % Ttur = T1 = TradT
109     mRad = Qrad(i)/(c_p*TfallRad); % Antar denne er stoerst (
        startgjett)
110     if Qrad(i) ~= 0 % ... saa lenge den ikke er 0
111         m = mRad;
112     else % ... i saa fall antas mVent
        stoerst
113         mVentS = Qvent(i)/(c_p*TfallVent);
114         mVent = TfallVent*mVentS/(T1 - TventR);% Antar da at T3=T1
115         m = mVent;
116     end
117
118     mGammel = -1; % Startverdi for aa sikre en
        iterasjon
119     while abs(m - mGammel) > feilGrense % Itererer til innenfor
        grense
120         mGammel = m; % Oppdaterer fra forrige it.
121         T2 = T1 - TfallRad*mRad/m; % Temperatur etter radiatorkurs
122         % Hvis retur fra forrige kurs ikke har tilstrekkelig temp
123         % vil en delstroem forbigaa for aa oppnaa riktig temperatur
124         if T2 < TgolvT
125             T2 = TgolvT; % Forenkling (skal ikke skje
                ved korrekt reguleringskurve)
126         end
127         mGulvS = Qgulv(i)/(c_p*TfallGulv); % Sirkulasjonsstroem
                over gulv
128         mGulv = TfallGulv*mGulvS/(T2 - TgolvR); % trekker fra
                krets
129         T3 = T2 - TfallGulv*mGulv/m;% Temperatur etter

```

```

130         gulvvarmekurs
131     % Dersom retur fra forrige kurs ikke har tilstrekkelig
132     temperatur
133     % vil en delstroem forbigaa for aa oppnaa riktig temperatur
134     if T3 < TventT
135         T3 = TventT;           % Forenkling (skal ikke skje)
136     end
137     mVentS = Qvent(i)/(c_p*TfallVent); % Sirkulasjonsstroem
138     over vent
139     mVent = TfallVent*mVentS/(T1 - TventR); % trekker fra
140     krets
141     T4 = T3 - TfallVent*mVent/m;% Temperatur etter
142     ventilasjonskurs
143     m = max([mRad,mGulv,mVent]); % Massestroem over kretsen
144     end
145     Tret(i) = T4;
146     masse(i) = m;
147 end
148 end
149 Ttotal = [T,Ttur,Tret,masse]; % Lager en matrise med alle lister
150 if strcmp(sheet,'AB') || strcmp(sheet,'DEF')
151     Ttotal = sortrows(Ttotal,'ascend'); % Sorterer lister etter
152     stigende utetemperatur
153 end
154 % Skriver til excel-dokument
155 xlswrite(writeFile,{''Utetemperatur'},sheet,'A2:A2');
156 xlswrite(writeFile,{''Turtemperatur'},sheet,'B2:B2');
157 xlswrite(writeFile,{''Returtemperatur'},sheet,'C2:C2');
158 xlswrite(writeFile,{''Massestroem'},sheet,'D2:D2');
159 xlswrite(writeFile,Ttotal,sheet,'A3:D8762');
160 xlswrite(writeFile,time,sheet,'E3:E8762');

```

C.2 Beregning av energidekningsgrad, COP og energibesparelse

Matlab er benyttet for å beregne årlig energidekningsgrad, COP og energibesparelse ved ulike varmekilder (vist i liste C.2). Beregning av COP og varmeytelse ble først beregnet ved ulike forhold i CoolPack. Her tas det høyde for turtemperatur i varmedistribusjonsnett og temperatur på varmekilde ved gitt utetemperatur. Disse verdiene sammenlignes så med varmebehov ved gitt utetemperatur fra SIMIEN simuleringen.

Som ved koden for temperaturnivå er det her også kommentarer til linjene som gjør koden selvforklarende. Det som kan være nødvendig å redigere for bruk til annet oppsett eller bygg er:

- Koden importerer data fra valgt excel-fil for utetemperaturprofil og varmelaster, i tillegg til, og justeringsfaktor for graddagstall (linje 7, 10 og 12–23)
- Simulering av varmepumpe med utekompensert turtemperatur importeres fra egen excel-fil (linje 11, og 25–30)
- For hver time i året interpoleres det i simuleringsintervall for å beregne COP og energidekningsgrad (linje 39–77)
- Nøkkelverdier beregnes og ut-data skrives til skjermen i tillegg til å skrive energidekningsgrad for hver time ut til excel-fil (linje 79–93)

Listing C.2: Årlig COP, dekningsgrad og energibesparelse

```

1 clear
2 close all
3
4 % Energiforbruk
5 t = 8760; % Timer i aaret [timer]
6 a = 1/1.2; % Relativ driftstid varmtvann [-] (Haukaas et al., 2016)
7 f = 1.07; % Justeringsfaktor for graddagstall
8
9 % Importerer verdier fra simulering
10 readFile = 'timesverdier.xlsx'; % Excel-ark med energiforbruk (SIMIEN)
11 readFile2 = 'DataVP.xlsx'; % Simulering av varmepumpe
12 sheet = 'DEF'; % ark med verdier, mulige: 'AB', 'DEF', 'Venneslaheimen'
13 T = xlsread(readFile, sheet, 'D11:D8770'); % Utetemperaturprofil
14
15 Qbeh = xlsread(readFile, sheet, 'O11:O8770'); % Effektbehov romoppvarming
    [W]
16 Qbeh = Qbeh/1000*f; % (justert for graddagstall) [kW]
17 DHW = xlsread(readFile, sheet, 'N6'); % Energibehov vv [kWh/aar]
18 Qdhw = DHW/(a*t); % Effektbehov vv [kW]
19 Tdhw = 70; % Temperatur paa varmtvann
20 if strcmp(sheet, 'Venneslaheimen') % For begrensning av varmelev pga.
    temperaturkrav, se linje 60--65
21     QDEF = xlsread(readFile, 'DEF', 'O11:O8770'); % Effektbehov DEF [W]
22     QDEF = QDEF/1000*f; % Effektbehov DEF [kW]
23 end
24
25 % Importerer verdier fra simulering av varmepumpe (tabeller)
26 Tute = xlsread(readFile2, sheet, 'B4:B15'); % Verdier gitt ved temp [C]
27 COP_sim = xlsread(readFile2, sheet, 'E4:E15'); % COP [-] 'O'/'E' for luft/
    bergvarme
28 Q_sim = xlsread(readFile2, sheet, 'F4:F15'); % Varmekapasitet [kW] 'P'/'
    F' for luft/bergvarme
29 Qc_sim = Q_sim./COP_sim; % Varmeopptak [kW]
30 Ttur = xlsread(readFile2, sheet, 'D4:D15'); % Turtemperatur
31

```

```

32
33 E = sum(Qbeh);           % Totalt energibehov [kWh]
34 Edek = zeros(t,1);     % Benyttes for aa summere energidekning [kWh]
35 EdekDHW = zeros(t,1); % Benyttes for aa summere energodekning vv. [kWh]
36 Ebesp = 0;             % Benyttes for aa summere energibesparelse [kWh]
37 EbespDHW = 0;         % Benyttes for aa summere energibesparelse vv [kWh]
38 % Beregner vektet gjennomsnittlig SPF, energidekningsgrad osv.
39 for i = 1:t
40     j = 1; % teller iterasjoner
41     while T(i)-Tute(j) > (Tute(2)-Tute(1))
42         if j == length(Tute)-1
43             fprintf('Te out of range\n');
44             break
45         end
46         j = j + 1;
47     end
48     % Interpoleringsfaktor
49     fInt = (T(i) - Tute(j))/(Tute(j+1) - Tute(j));
50     % Interpolerer for aa finne COP [-]
51     COP = COP_sim(j) + (COP_sim(j+1) - COP_sim(j))*fInt;
52     % Interpolerer for aa finne Q (varmeyerelse) [kW]
53     Q = Q_sim(j) + (Q_sim(j+1) - Q_sim(j))*fInt;
54     % Interpolerer for aa finne turtemperatur [C]
55     T_tur1 = Ttur(j) + (Ttur(j+1) - Ttur(j))*fInt;
56     % Spesielle forhold for enkelte bygg avh. importert ark
57     if strcmp(sheet, 'Venneslaheimen')
58         % Inkluderer varmetap fra roerstrekk til eldre del
59         Q = Q - Varmetap(T_tur1); % Trekker varmetap fra varmeyerelse
60         if T_tur1 > 55 % Dersom varmepumpe kun kan levere til DEF
61             Qbeh(i) = QDEF(i); % Varmebehov begrenset av temp.niva
62         end
63     end
64
65     if Q > Qbeh(i) % Varmeyerelse stoerre enn behov
66         Edek(i) = Qbeh(i); % 100% dekningsgrad
67         if Q > (Qbeh(i) + Qdhw) % Tilgjengelig varmeyerelse stoerre enn
68             behov vv; beregner dekningsgrad
69             EdekDHW(i) = Qdhw*a*(T_tur1-10)/(Tdhw-10);
70         else % Tilgjengelig varmeyerelse begrenset
71             EdekDHW(i) = (Q-Qbeh(i))*a*(T_tur1-10)/(Tdhw-10);
72         end
73     else % Tilgjengelig varmeyerelse begrenset av ledig
74         kapasitet
75         Edek(i) = Q;
76     end
77     Ebesp = Ebesp + Edek(i)*(1 - 1/COP); % energibesparelse
78     romoppvarming
79     EbespDHW = EbespDHW + EdekDHW(i)*(1-1/COP); % energibesparelse

```

```

    forvarming av vv
77 end
78 beta = max(Q_sim)/max(Qbeh);    % Effektdekningsgrad [-]
79 alpha = sum(Edek)/E;           % Energidekningsgrad [-]
80 alphaDHW = sum(EdekDHW)/DHW;   % Energidekningsgrad vv [-]
81 besp = Ebesp/E*100;            % Energibesparelse [%]
82 bespDHW = EbespDHW/DHW*100;    % Energibesparelse vv [%]
83 xlswrite(readFile,Edek*1000,sheet,'P11:P8770'); % Skriver
    energidekningsgrad for hver time [W]
84 %EED = Montly(Edek);           % Energidekning fordelt paa maaneder
85
86 SCOP = alpha/(alpha-besp/100); % Aarsvarmefaktor [-]
87 SCOPdhw = alphaDHW/(alphaDHW-bespDHW/100); % Aarsvarmefaktor vv [-]
88 fprintf('Bygg/avdeling: %s \n',sheet);
89 fprintf('SCOP=%1.2f \nalpha=%1.3f \nE_besp=%5.0f, %2.1f%% \n\n',...
90     SCOP,alpha,Ebesp,besp);
91 fprintf('DHW: SCOP=%1.2f \nalpha=%1.3f \nE_besp=%5.0f, %2.1f%% \n\n',...
92     SCOPdhw,alphaDHW,EbespDHW,bespDHW);

```

Ved lange rørstrekk inkluderes varmetap fra rørene i bakken. Dette er implementert som en Matlab-funksjon som beregner varmetapet ved gitt turtemperatur. Koden er vist i liste C.3. Denne benytter formler for varmemotstand som vist i formel C.5–C.6:

$$R_{shapefactor} = \frac{\ln(4z/D)}{2\pi Lk_{bakke}} \quad (C.5)$$

$$R_{t,cond} = \frac{\ln(D/D_{inv.})}{2\pi Lk_{ror}} \quad (C.6)$$

Hvor L er lengde på rør, k varmeledningsevne, D diameter og z dybde (Incropera et al., 2012). Verdier for fjernvarmerør er hentet fra katalog til Brødrene Dahl (2016), og bør tilpasses aktuelle rør som legges.

Listing C.3: Varmetap fra rør i bakken

```

1 function q = Varmetap(Ti)
2 T2 = 6.6 + 273; % Aarsmiddeltemperatur bakke (som for EED) [K]
3 Ti = Ti + 273; % Temperatur vaeskestroem [K]
4 Tfall = 10;    % Temperaturfall [K]
5
6 % Data for fjernvarmeroer, hentet fra katalog fra Broedrene Dahl (2016)
7 L = 115;      % lengde paa roer [m]
8 D = 0.14;    % diameter yttermantel [m]
9 t = 0.0022;  % Tykkelse yttermantel [m]
10 Di = 0.063; % innerdiameter [m]
11 ti = 0.0029;% Tykkelse innerroer [m]
12 k1 = 15.0;  % Varmeledning innerroer i staal [W/(mK)]
13 k2 = 0.026; % Varmeledning isolasjon [W/(mK)] (Incropera et al. 2012)
14 k3 = 0.4;   % Varmeledning PE-roer [W/(mK)] (Incropera et al. 2012)

```

```

15 k = 3.1;      % varmeledning bakken [W/(mK)]
16 z = 1.0;     % dybde roer ligger paa [m]
17 S = 2*pi*L/(log(4*z/D)); % shape factor, s. 236 (Incropera et al. 2012)
18 % qBakke = Sk(T1-T2)
19
20 % antar uniform temperatur inni hele roerstrekk
21 Rcond1 = log(Di/(Di-ti))/(2*pi*L*k1); % Staalroer innerst
22 Rcond2 = log(D/Di)/(2*pi*L*k2);      % Isoleringslag
23 Rcond3 = log((D+t)/D)/(2*pi*L*k3);   % Plastkappe
24
25 Rtot = 1/(S*k) + Rcond1 + Rcond2 + Rcond3; % Beregner varmemotstand
26
27 qTur = 1/Rtot * (Ti - T2) / 1000; % Tur-roer [kW]
28 qRetur = 1/Rtot * (Ti - Tfall - T2) / 1000; % Retur-roer [kW]
29 q = qTur + qRetur; % Varmetap [kW]
30 end

```

C.3 Avtrekksvarmepumpe

For beregning av SCOP med avtrekksvarmepumpe ble også Matlab brukt, sammen med egenskaper oppgitt av leverandør simulert for en aktuell varmepumpe ved ulike driftsforhold. Andre simuleringsverktøy kan og brukes for beregning av COP og varmeytelse ved ulike driftsforhold, for eksempel CoolPack. Matlab benyttes deretter for å sammenstille dette med utetemperaturprofilen, som brukt i SIMIEN. Verdiene for varmepumpen er vist i tabell 10.4. Mellom disse stegene er det interpolert.

Det er lagt inn en relativ driftstid, 'a', på 80% for å ta høyde for at varmepumpen ikke er i kontinuerlig drift (Haukås et al., 2016). I tillegg er det lagt inn tap ved behov for avriming. Størrelsen på tapet avhenger av varmepumpetypen og verdiene brukt her ble oppgitt av leverandør, ABK, ved e-postkorrespondanse (vist i linje 85–95) (P. A. Aaslund, personlig kommunikasjon, 5. mar. 2019).

Her er det også forklaringer til linjene og koden kan modifiseres for bruk ved annet oppsett:

- Koden importerer data fra valgt excel-fil for utetemperaturprofil og varmtvannsbehov (linje 10–13)
- Simulering/tabellverdier for varmepumpe importeres (linje 16–20)
- Verdier for luftanlegg (linje 23–29)
- Nøkkelverdier beregnes og skrives ut til skjerm (linje 90–94)

Listing C.4: Avtrekksvarmepumpe

```

1 clear
2 close all
3 % Energiforbruk
4 a = 1/1.2; % Relativ driftstid varmepumpe [-] (Haukaas et al., 2016)

```



```

5 t = 8760; % Timer i aaret [timer]
6 LMTD = 5; % LMTD i fordampner
7 T_avt = 23; % Avtrekkstemperatur = romtemperatur [C]
8
9 % Importerer utetemperatur fra SIMIEN utdata
10 readfile = 'timesverdier.xlsx';
11 T = xlsread(readfile, 'DEF', 'D10:D8770'); % Utetemperaturprofil [C]
12 E = xlsread(readfile, 'DEF', 'M6'); % Aarlig energibruk varmtvann [kWh]
13 Q = E/(t*a); % Noedvendig effekt varmpumpe [kW]
14
15 % Importerer verdier fra simulering av varmpumpe
16 readfile2 = 'DataVP.xlsx';
17 T_eSim = xlsread(readfile2, 'AvtrekksVP', 'A3:A15'); %
    Fordampningstemperatur [C]
18 COP_sim = xlsread(readfile2, 'AvtrekksVP', 'B3:B15'); % COP [-]
19 Q_sim = xlsread(readfile2, 'AvtrekksVP', 'C3:C15'); % Varmeytelse [kW]
20 Qc = Q*(1-1/COP_sim(11)); % Beregner for delta T luftside
21
22 % Egenskaper for luft (Incropera et al. 2012)
23 T_l = [250-273, 300-273]; % Lufttemperatur [C]
24 rho = [1.3947, 1.1614]; % Massetetthet [kg/m^3]
25 c_p = [1.006, 1.007]; % Spesifikk varmekapasitet [kJ/(kg*K)]
26
27 % Verdier fra anlegg
28 eta_t = 0.4; % Temperaturvirkningsgrad varmegjenvinner
29 V = 14000; % Volumstroem vent.anlegg [m^3/t]
30
31 Edek = zeros(t,1); % Energidekning [kWh]
32 Ebsp = 0; % Benyttes for aa summere energibesparelse [kWh]
33 % Beregner vektet gjennomsnittlig SCOP og dekningsgrad
34 for i = 1:t
35     T_til = (T_avt - T(i))*eta_t + T(i); % Tilluftstemp foer v.b. [C]
36     T_avk = T_avt - (T_til - T(i)); % Qinn = Qut og antar m*Cp=konst
37
38
39     rho1 = rho(1) + (rho(2)-rho(1))*(T_avk-T_l(1))/(T_l(2)-T_l(1));
40     c_p1 = c_p(1) + (c_p(2)-c_p(1))*(T_avk-T_l(1))/(T_l(2)-T_l(1));
41     m = V*rho1/3600; % Massestroem ved T_avk grader [kg/s]
42
43     delT = Qc/(m*c_p1); % Temperatursenking luftside [C]
44     %T_e = LMTDsolve(LMTD,T(i),T(i)-delT); % Loeser for Te numerisk [C]
45     T_e = T_avk - delT/2; % Benyttes naar leverandoer oppgir
        driftsbetingelser ved utetemperatur [C]
46
47     j = 1; % teller iterasjoner
48     if T_e < -15 || T_e > 30 % Sjekker om temperaturen er utenfor
        arbeidsomraade
49         COP = 1;

```

```

50     Qh = 0;
51     Qc = 0;
52     else % Finner COP og Qh dersom temperatur er innenfor
53         while T_e-T_eSim(j) > (T_eSim(2)-T_eSim(1))
54             if j == length(T_eSim) % Sjekker om liste er for kort
55                 fprintf('Te out of range\n');
56                 break
57             end
58             j = j + 1;
59         end
60         % Interpolerer for aa finne COP
61         COP = COP_sim(j) + (COP_sim(j+1) - COP_sim(j))*...
62             (T_e - T_eSim(j))/(T_eSim(j+1) - T_eSim(j));
63         Qh = Q_sim(j) + (Q_sim(j+1) - Q_sim(j))*(T_e - T_eSim(j))...
64             /(T_eSim(j+1) - T_eSim(j));
65         Qc = Qh*(1-1/COP);
66     end
67     % Tar hoeyde for tap fra avriming
68     % Verdier oppgitt av leverandoer ved e-postkorrespondanse ABKklima
69     % (P. A. Aaslund, personlig kommunikasjon, 5. mar. 2019)
70     if T_e < 5 && T_e > 0 % 6% mellom 5 og 0 grader
71         COP = COP*(1-0.06);
72         Qh = Qh*(1-0.06);
73     elseif T_e < 0 && T_e > -5 % 12% mellom 0 og -5 grader
74         COP = COP*(1-0.12);
75         Qh = Qh*(1-0.12);
76     elseif T_e < -5 && T_e > -5.4 % 11% mellom -5 og -5.4 grader
77         COP = COP*(1-0.11);
78         Qh = Qh*(1-0.11);
79     elseif T_e < -5.4 % 7% for under -5.4 grader
80         COP = COP*(1-0.07);
81     end
82
83     if Qh > Q
84         Edek(i) = Q*a;
85     else
86         Edek(i) = Qh*a;
87     end
88     Ebesp = Ebesp + Edek(i)*(1 - 1/COP); % energibesparelse
89 end
90 besp = Ebesp/E * 100; % Spart energi [%]
91 alpha = sum(Edek)/E; % Energidekningsgrad
92 SCOP = alpha/(alpha-besp/100); % Aarsvarmefaktor [-]
93
94 fprintf('SCOP=%1.2f \nalpha=%1.3f \nE_besp=%5.0f , %2.1f%% \n',SCOP,
alpha ,Ebesp , besp );

```

C.4 Solfangeranlegg

For beregning av årlig varmeproduksjon fra solfangeranlegg er Matlab-kode som vist i liste C.5 benyttet. Dette er en forenklet modell som beregner månedlig varmeproduksjon ut i fra ligning C.7 (Zidjemans, 2014). Hvor Q_{utb} er energiutbytte i [kWh], I_{opt} er månedlig innstrålt solenergi ved optimal vinkel, η_{sf} er virkningsgrad for solfangerpanelene og f er korreksjonsfaktor for orientering og helningsvinkel. Virkningsgraden beregnes etter ligning C.8, hvor E_g er solintensitet, k er varme-tapskoeffisient for konduksjon og konveksjon, og stråling. T er midlere temperatur for sirkulerende væske og luft. Modellen tar ikke høyde for økt COP som følge av oppvarming av frostvæske før fordamper.

$$Q_{utb} = I_{opt} \cdot \eta_{sf} \cdot f_A \cdot f_H \quad (C.7)$$

$$\eta_{sf} = \eta_0 - k_1 \frac{T_V - T_L}{E_g} - k_2 \frac{(T_V - T_L)^2}{E_g} \quad (C.8)$$

Som tidligere er det forklaringer til linjene og koden kan modifiseres for bruk ved annet oppsett:

- Solinnstråling og klimadata er spesifisert for beliggenheten (linje 5–8)
- Korreksjonsfaktorer for helningsvinkel og orientering (linje 10–12)
- Varmtvannsbehov og -effekt (linje 15–16)
- Data for solfangeranlegg (linje 18–26)
- Væsketemperatur for månedene (linje 30–33)
- Nøkkelverdier beregnes og skrives ut til skjerm (linje 58–64)

Listing C.5: Solfangeranlegg

```
1 clear
2 close all
3 % Maanedlig innstraalt energi og effekt ved optimal vinkel diffus+
   direkte
4 % (gjennomsnittlig) fra Klimadata M21 (Sandberg, 2007):
5 Iopt = [35,62,120,146,198,201,182,150,109,62,25,28]; % [kWh/m^2]
6 Eg = [122,276,451,608,700,728,698,600,434,266,119,75]; % [W/m^2]
7 % Maanedsmiddeltemperatur Kjevik fra Klimadata M21 (Sandberg, 2007):
8 Tl = [-1.7, -1.8, 1.0, 4.6, 9.9, 14, 15.5, 14.8, 11.5, 7.9, 3.1, -0.1];
9 % Korreksjonsfaktorer (Zidjemans, 2014):
10 fa = 0.9; % Korreksjonsfaktor for soervendt orientering
11 fh = [0.78, 0.88, 0.93, 0.98, 0.99, 1.00, 1.00, 0.98, 0.94, 0.89, ...
12      0.72, 0.78]; % Manedlig korreksjonsfaktor for helningsvinkel (
   forenklet) figur 3.47 og tabell 3.4
13 a = 1/1.2; % Relativ driftstid vv.oppvarming (Haukaas et al., 2016)
14 QdhwBeh = 121608; % Aarlig energiforbruk vv. [kWh]
15 Edhw = QdhwBeh/(8760*a); % Noedvendig effekt vv. [kW]
```

```

16 % Solfangers virkningsgrad: vakuumroer type A, enkeltroer (Zidjemans,
    2014)
17 eta0 = 0.818; % Virkningsgrad solfangerpanel uten temperaturdiff.
18 k1 = 1.36; % Varmetapskoeffisient (konduksjon/konveksjon) [W/(m^2K)]
19 k2 = 0.0078; % Varmetapskoeffisient (straaing) [W/(m^2K^2)]
20 % Solfangers virkningsgrad: Agder energi, vakuumroer (J. Larsen,
    personlig kommunikasjon 11. apr. 2019)
21 %eta0 = 0.777; %
22 %k1 = 1.05; % [W/(m^2K^2)]
23 %k2 = 0.026; % Forskjellig enhet! [W/(m^2K)]
24 A = 50; % Overflateareal solfangere [m^2]
25 etaSf = zeros(12,1); % Virkningsgrad
26 % Midlere vaesketemperatur: 10 grader for oppvarming av fv., 60 for vv.
27 Tfv = 10; Tvv = 60; % Vv. konservativt (hoeyt) tar hoejde for s.vv.
28 Tv = Tl;Tv = Tv + Tfv;
29 Tv(6:9) = Tvv; % Juni-september er vv.
30 %Tv(:) = Tvv; % Kun vv.
31 Q = zeros(12,1); % Varme [kWh]
32 Qdhw = zeros(12,1); % Varme varmtvannsoppvarming [kWh]
33 for i = 1:12
34 % Beregner virkningsgrad solfanger
35 if k2 ~= 0.0078 % Tar hensyn til forskjellig enheter/beregning
36 k2 = k2/(Tv(i) - Tl(i));
37 end
38 Egi = Eg(i)*fH(i)*fa; % Innstraalt effekt etter
    korreksjonsfaktorer
39 etaSf(i) = eta0 - k1*(Tv(i)-Tl(i))/Egi - k2*(Tv(i)- Tl(i))^2/Egi;
40 if etaSf(i) < 0 % Dersom anlegg ikke leverer oensket temperatur
41 etaSf(i) = 0;
42 end
43 % Innstraalt energi maanedlig
44 Q(i) = Iopt(i)*etaSf(i)*fa*fH(i)*A;
45 if Tv(i) >= Tvv && Q(i) <= QdhwBeh/12*a % Varmtvannsberedning
46 Qdhw(i) = Q(i);
47 elseif Tv(i) >= Tvv % Varmtvannsberedning effektbegrensning
48 Qdhw(i) = QdhwBeh/12*a;
49 end
50 end
51 % Varmeproduksjon
52 Qtot = sum(Q); % Total varmeproduksjon [kWh]
53 QdhwTot = sum(Qdhw); % Varme for vv. [kWh]
54 Qtilb = sum(Q - Qdhw); % Tilbakefoert varme [kWh]
55 eta = Qtot/(sum(Iopt.*fH)*fa*A); % Vektet virkningsgrad solfanger
56 r = QdhwTot/QdhwBeh*100; % Energidekningsgrad vv.
57 fprintf('\nQ_dhw=%1.0f, %2.1f%% \nQ_tilb=%1.0f \neta=%1.2f \n',QdhwTot,
    r, Qtilb , eta);

```

