

Madeleine Charlotte Storås

Evaluering av avansert oppvarmings- og kjølesystem med termisk lagring

Trondheim, høst 2016



Veileder: Natasa Nord
Medveileder: Hanne Kauko
Christian Schlemminger

PROSJEKTOPPGAVE

for

Madeleine Charlotte Storås

Høst 2016

Evaluering av avanserte oppvarmings- og kjølesystem med termisk lagring

Assessment of an advanced heating and cooling system with thermal storing

Bakgrunn

For å oppnå Norges mål for klima og energipolitikk er det nødvendig å redusere klimagassutslipp, øke bruk av fornybar energi og redusere effektivt energibruk. Bolig- og bygningskomplekser står for omtrent 40 % av norsk energiforbruk og her ligger et stort potensial for energieffektivisering og energisamspill. SINTEF-prosjektet INTERACT strekker seg mot løsninger for optimal design, integrering og styring av komplekse termiske energisystemer. Arbeidet i denne prosjektoppgaven knyttes direkte til fag og forskere i dette prosjektet. Målet med oppgaven er energianalyse av en høgscolebygning i Norge med et avansert energisystem. Systemet anvender blant annet faseforandringsmaterialer (phase change materials, PCM) som en kuldeler, samt energibrønner for sesongbasert termisk lagring. I oppgaven skal energistrømmene og temperaturnivåene i forskjellige deler av systemet analyseres ved forskjellige varme- og kjølebehov for å evaluere om systemet driftes på en god måte. Oppgaven består av analyse av måledata fra forskjellige deler av energisystemet samt med modellering av systemet. En videre mulighet er å modellere bygningen og energisystemet med en passende modelleringsverktøy (IDA-ICE, MATLAB) for å optimalisere systemet. Oppgaven blir gjennomført sammen med en erfaren forsker. Det finnes muligheter for masteroppgave innen samme tematikk.

Mål

Evaluering, dokumentering og driftsoptimalisering av avansert oppvarmings- og kjølesystem med termisk lagring.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter:

1. Litteraturstudie om avanserte oppvarmings- og kjølesystemer samt med termisk lagring. Litteraturstudie om funksjonskontroll og optimalisering av energiytelser.
2. Samle data om anlegget ved høgscolebygning. Analysere anlegget og forstå hvordan anlegget fungerer.
3. Logge energibruk, temperatur andre relevante energi ytelser som kan logges energi-oppfølgningssystem. Analysere måledata og definere profiler og parametere som er viktige for videre studie.
4. Utvikle en enkelt modell for det avanserte oppvarmings- og kjølesystem samt med termisk lagring i MATLAB.
5. Kalibrere modellen på basis av måledata.
6. Følsomhets analyse av resultatene.
7. Optimalisere drift av anlegget med hensyn til lavenergibruk og pålitelighet.
8. Presentere resultater og forberede material for masteroppgave.

Belastningen på prosjektet utgjør 15 studiepoeng.

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

Det forutsettes at kandidaten på eget initiativ etablerer et tilfredsstillende kontaktforhold med faglærer og eventuelle veileder(e).

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

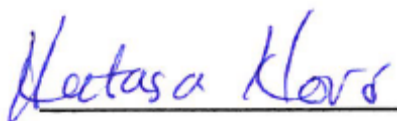
I henhold til ”Utfyllende regler til studieforskriften for teknologistudiet/sivilingeniørstudiet” ved NTNU § 20, forbeholder instituttet seg retten til å benytte alle resultater og data til undervisnings- og forskningsformål, samt til fremtidige publikasjoner.

Besvarelsen leveres via Its Learning.

Leveringsfrist: 21. desember 2016.

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

Institutt for energi- og prosessteknikk, 22. august 2016.



Natasa Nord
Faglærer/veileder

Medveileder(e):
Hanne Kauko, hanne.kauko@sintef.no

Sammendrag

Bygningssektoren står for store deler av det globale energiforbruket og bidrar til store mengder utslipp av klimagasser. Det iverksettes derfor flere og flere tiltak for å bedre energieffektiviteten i bygningssektoren. Energibruk i universitets- og høgscolebygg kan minne som forbruket i kontorbygninger, ettersom begge har høy intern varmebelastning som følge av et stort antall tekniske apparater. Behovet for kjøling gir en mulighet for lagring av overskuddsvarme, som kan benyttes i perioder med behov for oppvarming.

Rapporten tar utgangspunkt i energisentralen ved Høgskolen i Bergen, som er et avansert oppvarmings- og kjølesystem med termisk lagring. Høgskolen ble renoveret med mål om å minke spesifikt energiforbruk, og prosjektet var ferdigstilt i 2014. Energisentralen består av flere varmpumpeaggregater som både er varmpumper og kjølemaskiner og dermed dekker både grunnlast for oppvarming og kjøling av bygningene. Varmepumpene er direkte tilkoblet en brønnpark, som fungerer som en varmekilde i perioder med behov for bygningsoppvarming. I perioder der behovet for kjøling er mye større enn behovet for oppvarming, altså om sommeren, vil varme kunne lagres i energibrønnene. Slik veksling mellom lagring- og uttak av energi i sesonger, er gunstig for en effektiv energisentral.

Spisslasten for energisentralen ved Høgskolen i Bergen dekkes av fjernvarme levert av BKK for oppvarming, og bruk av kuldslagringstanker ved økt behov for kjøling. Driften av disse kuldslagringstankene skal være balansert gjennom døgnet, og kan dekke et effektbehov på hele 1600 kW i 7 timer. Klimatisering av bygninger er en svært energikrevende prosess, og for å redusere installert motoreffekt for kjølemaskinene har adiabatisk forkjøling av ventilasjonsluft blitt installert i 14 aggregater.

Tilgjengelig måledata for daglig energiforbruk i perioden fra 1. november 2015 til 31. oktober 2016 er undersøkt. Målet med rapporten er å undersøke samspillet mellom de forskjellige delene av energisentralen og undersøke hvorvidt driften fungerer på en god måte. Ettersom tilgjengelig måledata er gitt som for energi gjennom døgnet, og ikke effektbehov, vil flere antakelser skape unøyaktighet for visse resultater. I en periode fra rundt 11. desember til 1. februar er utgitt måledata gjennomsnittsverdier noe som naturligvis også skapte utfordringer knyttet til analyse av driften.

Fra energianalysen ble det funnet ut at driften av brønnparken ikke virket å være balansert for analyseperioden. Det ble derfor utviklet en modell over energiflyten i brønnparken for å undersøke dette nærmere, men lite instrumentering og varierende tilgang på måledata har vært en utfordring.

Innhold

1 Innledning	1
1.1 Bakgrunn	1
1.2 Formål	2
1.3 Problembeskrivelse og struktur	2
1.4 Begrensninger og antakelser	3
2 Bakgrunns litteratur for høyt effektive energisentraler	4
2.1 Varmepumpeteknologi	4
2.1.1 Varmepumpeytelser	4
2.1.2 Valg av arbeidsmedium	6
2.1.3 Valg av varmekilde	6
2.2 Motstrømsvarmeveksler	7
2.3 Energibrønner som del av en brønnpark	8
2.4 Bruk av faseforandringsmaterialer i kuldslagringstanker	9
2.5 Adiabatisk forkjøling av ventilasjonsluft	10
2.6 Fjernvarme	11
2.7 Funksjonskontroll	11
3 Oppvarmings- og kjølesystemer med termisk lagring	13
3.1 Vulkan energisentral	13
3.1.1 Driftsstrategi	13
3.1.2 Erfaringer	15
3.2 REMA 1000 Kroppanmarka	15
3.2.1 Driftsstrategi	16
3.2.2 Erfaringer	17
3.3 Høgskolen i Bergens energisentral	17
3.3.1 Driftsstrategi	18
3.3.2 Hovedfordelene ved energianlegget	19
3.4 Felles trekk	19
4 Systembeskrivelse av HiBs energisentral	21
4.1 Hovedelementene i anlegget	23
4.1.1 Varmepumpeaggregater	23

4.1.2	Brønnpark for termisk sesonglagring av energi	23
4.1.3	Fjernvarme	24
4.1.4	Faseforandringsmaterialer	24
4.1.5	Adiabatisk kjøling	24
4.2	Driftsstrategi	25
4.2.1	Driftsstrategi basert på kjølelasten	25
4.2.2	Veksling mellom bruk av varmepumpene	27
4.2.3	Utetemperaturkompensering	28
4.2.4	Reguleringsstrategi for brønnparken (system 350.001)	31
5	Metode	33
5.1	Analyse av måledata	33
5.2	Modellering av energiflyten gjennom brønnparken i system 350.001	33
5.2.1	Varmemodus	35
5.2.2	Kjølemodus	36
5.2.3	Manglende instrumentering	38
6	Resultater	39
6.1	Energianalyse	39
6.1.1	Årlig energiforbruk til bygningsoppvarming og kjøling	39
6.1.2	Energisentralens varme side	43
6.1.3	Høgskolens kjølebehov	44
6.1.4	Kuldelagringsstankene	45
6.1.5	Brønnpark	46
6.1.6	Varmepumpeaggregater	48
6.2	Modellering av energibruk for brønnparken	50
6.2.1	Følsomhetsanalyse	52
6.2.2	Modellens pålitelighet	55
7	Diskusjon	57
8	Konklusjon	58
9	Videre arbeid	59
10	Bibliografi	60

A	Vedlegg 1 - Arbeidstegning	64
B	Vedlegg 2 - Funksjonsbeskrivelse	66
C	Vedlegg 3 - Datablad	76
	C.1 Kompresorytelse	76
	C.2 Datakjøring	91
D	Vedlegg 4 - MATLAB	106
	D.1 Modell av massestrøm og temperatur gjennom brønnparken	106
	D.2 Kurve for temperaturføler RT03 ved utetemperaturkompensering i kjølemodus	107
	D.3 Følsomhetsanalyse for $\Delta T_{loading}$ lik $4,5^{\circ}\text{C}$ i kjølemodus	108

Figurer

1	Spesifikt energibruk og driftstid for forskjellige typer bygg [5]	1
2	Prinsippskisse av en varmepumpe/kjølemaskin	5
3	Temperaturendringer for en motstrømsvarmeveksler [14]	7
4	Temperaturendring som funksjon av dybde i grunnen [16]	8
5	Sammenligning mellom PCM-basert- og konvensjonell is-lading for termisk energilagring [21]	10
6	Adiabatisk kjøling av ventilasjonsluft [28]	10
7	Kontinuerlig funksjonskontroll	12
8	Skisse av energisentralen Vulkan i varmemodus [5]	14
9	Skisse av energisentralen Vulkan ved aktiv kjøling [5]	14
10	Skisse av energisentralen Vulkan ved fri kjøling [5]	15
11	Skisse av energisystemet på Kroppanmarka [5]	16
12	Skisse av de forskjellige delene av energisentralen ved HiB [5]	18
13	Systemskjema av energisentralen ved HiB	21
14	Førenklet skisse av energisystemet	22
15	Systemets drift i modus A	26
16	Systemets drift i modus B	26
17	Systemets drift i modus C	26
18	Systemets drift i modus D	27
19	Skalverdi for turtemperatur 320.001.RT40 i dagdrift	29
20	Skalverdi for turtemperatur 350.002.RT06 i varmemodus	29
21	Skalverdi for turtemperatur 350.002.RT06 i kjølemodus	30
22	Turtemperatur 350.001.RT03 og 350.003.RT42 i kjølemodus	30
23	Ladejustert skalverdi 350.001.RT03	31
24	Energistrømmer for system 350.001 i varmemodus	35
25	Energistrømmer for system 350.001 i kjølemodus	37
26	Varighetskurve for HiB	40
27	Energiforbruk og utetemperatur gjennom hele analyseperioden	40
28	Energi-temperatur-kurve for bygningsoppvarming	41
29	Energi-temperatur-kurve for kjøling	42
30	Forskjell mellom total avgitt varme fra varmepumpene (produsert) og forbruk	43
31	Forskjell mellom produsert kjøleenergi og forbruk	44
32	Energiuttak og -lading av kuldelagringstankene	45

33	Bruk av kuldelagringstankene ved endring i utetemperatur	46
34	Forhold mellom varmeuttak og dumping av varme til energibrønnene	47
35	Forhold mellom varmeuttak og -dumping, basert på minste kvadraters metode	48
36	Forhold mellom tilført og avgitt energi fra varmepumpene	48
37	Sammenligning av tilført og avgitt energi fra varmepumpene, basert på minste kvadraters metode	49
38	Effektfaktor for varme og kjøling gjennom hele analyseperioden	49
39	Massestrøm gjennom brønnparken i system 350.001	50
40	ΔT gjennom brønnparken i system 350.001	51
41	Forenklet ΔT gjennom brønnparken i system 350.001	51
42	Temperaturføler RT03 i system 350.001	52
43	Nominell massestrøm i varme- og i kjølemodus	53
44	Temperaturendring i brønnparken ved nominell massestrøm	53
45	Årlig temperaturendring i brønnparken ved $\Delta T_{\text{loading}}$ lik $4,5^{\circ}\text{C}$ i kjølemodus .	54
46	Årlig endring i massestrøm for ΔT lik $4,5^{\circ}\text{C}$ i kjølemodus	54
47	Nødvendig levert effekt fra varm side av energisentralen gjennom varmeveksler LV	55

Tabeller

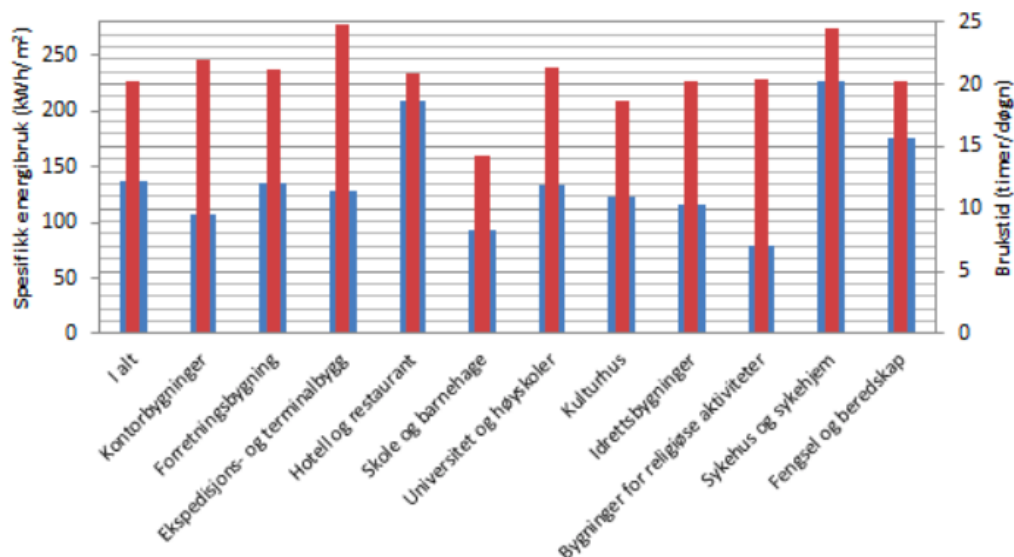
1	Sammenligning av høyt effektive energisentraler	20
2	Deler av energisentralen	21
3	Oppsummering over de forskjellige driftsmodusene	27
4	Varmemodus. Fire forskjellige driftsmoduser for varmepumpene	28
5	Kjølemodus. Fem forskjellige driftsmoduser for kjølemaskinene	28
6	Oversikt over anleggets energimålere	33
7	Konstante verdier i modellen	35
8	Verdier som kunne vært nyttige å ha for utforming av en modell for brønnparken	38

1 Innledning

1.1 Bakgrunn

Bygningssektoren står for om lag 40% av det globale energiforbruket, og så mye som rundt en tredel av det globale klimagassutslippet [1]. I likhet med resten av verden, brukes rundt 40% av den totale energien i bygninger også i Norge [2]. Dette inkluderer energibruken i husholdninger og innen servicenæringen, samt den energien som brukes til konstruksjon og produksjon for bygg og anlegg. Fra 2014 til 2015 økte den totale energibruken i Norge med 1,2%, og forbruket økte mest i boliger og tjenesteytende næringer [2]. Dersom det ikke blir iverksatt tiltak for å bedre energieffektiviteten i bygningssektoren, er energiforbruket ventet å øke med 50% innen 2050 [3]. Denne økningen er en konsekvens av blant annet en sterk vekst i antall husholdninger, samt et økt krav for godt inneklima og lenger driftstid.

Potensialet for energibesparelse i bygningssektoren er altså stort, og er både knyttet til prosjekteringen av bygget, men også til byggets driftsstrategi. Spesifikt energiforbruk er avhengig av mange faktorer, men som vist i figur 1 er det for de fleste typer bygg en klar sammenheng mellom driftstid og energiforbruk. Energiforbruk er også knyttet til sted, antall tekniske installasjoner og fokus på energieffektive tiltak. Energieffektivitet er definert som evnen til å utføre samme tjeneste ved bruk av mindre energi [4]. Figur 1 viser også at ulike typer bygg vil ha ulikt spesifikt energibehov, for eksempel vil sykehus ha lenger driftstid, større krav til ventilasjon og høyere bruk av elektriske apparater, sammenlignet med andre typer bygg. Forskjell i spesifikt energibehov gjør naturligvis at energiforsyningssystemene også bør være ulike, og for optimal energiutnyttelse er det avgjørende at disse tilpasses byggets særegne energibehov. Men til tross for innføring av energisparende tiltak og strengere bygningsforskrifter (for eksempel til bygningskroppens tetthet) er det ikke nødvendigvis slik at energibruken i nyere bygg er lavere enn i eldre. Dette kommer av et høyere krav til et godt inneklima, et økt antall tekniske installasjoner samt lenger driftstid [5].



Figur 1: Spesifikt energibruk og driftstid for forskjellige typer bygg [5]

Energibruk i universitets- og høyskolebygg kan minne om forbruket i kontorbygninger. Dette fordi de begge har et stort antall datamaskiner og server-rom, og en stor andel av elektrisitetsforbruket går dermed til elektriske apparater. Høy intern varmebelastning skaper et behov for

kjøling, og nyere energisentraler bør derfor utformes med hensyn til lagring av overskuddsvarme. En slik løsning er benyttet for blant annet Høgskolen i Bergen (HiB). Høgskoler har relativt lang driftstid, og vil normalt inneholde blant annet kantiner og kafeer. Disse faktorene gir et økt behov for energiforbruk knyttet til oppvarming av tappevann.

Den totale energibruken for ett type bygg er ikke bare avhengig av spesifikt energiforbruk, men selvfølgelig også av antall bygninger og arealet av alle disse. I Norge er det 8 universiteter, 8 høgskoler og 5 vitenskapelige høgskoler med statlig eierskap, men det finnes også en rekke private høyere utdanningsinstitusjoner [6]. Totalt areal for universitets- og høgskolebygg var hele 3 380 510 m^2 i 2015 ifølge Norsk senter for forskningsdata (NSD) [7]. For universitets- og høgskolebygg regnes et gjennomsnittlig spesifikt energibruk å være 260 kWh/m^2 per år [5]. Dersom man multipliserer dette med totalt areal i denne sektoren ser man at potensialet for årlige besparelser er stort.

Ett av miljømålene ved renoveringen av Høgskolen i Bergen var at nybyggene skulle ha et maksimalt energiforbruk på 150 kWh/m^2 per år (gjelder for brutto areal) [8], altså en energireduksjon på rundt 40%. Det var Statsbygg som hadde hovedansvaret for rehabiliteringen av høgskolen, og prosjektet ble ferdigstilt i 2014. Statsbygg er en statlig forvaltningsbedrift som har fokus på miljøvennlige og energieffektive bygg, og har med dette prosjektet utviklet det første byggeprosjektet som kombinerer brønnpark, kuldelagring i form av faseforandringsmaterialer i lagringstanker og adiabatisk forkjøling av ventilasjonsluft. Dette anlegget utgjør også Vestlandets største brønnpark (til sammen 81 borehull), Europas største kuldelager (250 m^3) og Skandinavias største installasjon av adiabatisk forkjøling av ventilasjonsluft (14 anlegg)!

SINTEFs Interact er et prosjekt som omhandler energisystemer og -effektivisering. Prosjektet skal utvikle metoder, modeller og verktøy for å utvikle løsninger for optimal design, integrering og styring av komplekse oppvarmings- og kjølesystemer. Arbeidet i denne prosjektoppgaven er direkte knyttet til fag og forskere i Interact.

1.2 Formål

Formålet med oppgaven er å utføre en analyse av energisentralen ved HiB, både av hver enkel del og som helhet. Det skal undersøkes daglige målinger av energiforbruk i de forskjellige delene av energisystemet, og evaluere om systemet driftes på en god måte.

1.3 Problembeskrivelse og struktur

Det første punktet i oppgaven går ut på å utføre et litteraturstudium om avanserte oppvarmings- og kjølesystemer samt med termisk lagring, funksjonskontroll og optimalisering av energiytelser. Litteraturstudiet presenteres i kapittel 2, der hvert underkapittel tar for seg sentrale deler av energisentralen. Kapittel 3 vil ta for seg et studie av høyt effektive energisentraler med termisk lagring.

Punkt 2 i oppgaven går ut på å samle data om anlegget. Anlegget skal også analyseres og forstås. Beskrivelse av anlegget er presentert i kapittel 4 om energisystemet. I samme kapittel vil en forenklet skisse bli forklart og det vil gås nærmere inn på driftsstrategien for anlegget.

Videre, i punkt 3, skal det utføres en analyse av energiforbruket i systemet. Denne delen av oppgaven er presentert i kapittel 6. Etttersom det ble utgitt daglige verdier for energiforbruk i kWh gjennom en periode på et helt år ble oppgaven begrenset til å studere hvordan forbruket endrer seg gjennom året, og sammenlignet med endring i utetemperatur gjennom samme

periode. Analysen omfatter altså ikke en døgnbasert analyse ettersom man ikke hadde tilgang på timesverdier for forbruket.

Det ble senere utviklet en forenklet modell av brønnparken i den avanserte energisentralen i MATLAB. Fremgangsmåten dette ble gjort på er presentert i kapittel 5.2. Resultatene fra modellen blir presentert i kapittel 6.2, som inkluderer en følsomhetsanalyse av driften.

1.4 Begrensninger og antakelser

For å utføre alle deler av oppgaven var en nødt til å ta noen antakelser. Dette fordi mangel på måldata har medført til utfordringer knyttet til å utvikle en modell for det avanserte oppvarmings- og kjølesystemet. Modellen har likevel blitt laget, men er basert på flere antakelser som svekker resultatenes troverdighet. Modellen gir likevel innsikt i hvordan driften av energisentralen fungerer, men bør videreutvikles dersom man får tilgang til mer måldata.

2 Bakgrunns litteratur for høyt effektive energisentraler

Det ble studert en rekke emner for å forberede et studie av energisentralen ved HiB. I dette kapittelet vil disse emnene bli presentert. Hensikten med dette var å forberede seg på hva som kunne være interessant å analysere i denne oppgaven, samt problemer som kan oppstå ved slike analyser.

2.1 Varmepumpeteknologi

Varmepumpesystemer reduserer behovet for høyverdig energi med typisk 40 til 80% sammenlignet med oppvarmingssystemer som baserer seg på elektrisitet, gass, olje, bioenergi og fjernvarme [9]. Riktig bruk av varmepumpeanlegg kan altså spare samfunnet for bruk av høyverdig energi, og bidra til å redusere CO_2 -utslipp dersom tilført elektrisitet er produsert av fornybare energikilder. Siden varmepumpeanlegget på HiB utgjør en sentral del av energisentralen ble det besluttet å påbegynne litteraturstudiet med det.

2.1.1 Varmepumpeytelser

Mål for energiforsyning av bygninger via varmepumpe er redusert energiforbruk og lavt miljøavtrykk. For planlegging av varmepumpende systemer er det ønskelig med en høy effektfaktor, god driftssikkerhet og lang levetid. Det er også viktig at varmepumpene har høy effektfaktor selv ved delast. Effektfaktoren for en ideell varmepumpeprosess er representert ved Carnot-effektfaktoren, ε_c , og er definert ved formel 1.

$$\varepsilon_c = \frac{T_k}{T_k - T_l} \quad (1)$$

Her er en forutsetning at temperaturgrensene er konstante, og at en ønsker varme avgitt ved gitt temperaturnivå T_k (også kalt den reverserte Carnot-prosessen). T_l er temperaturen til omgivelsene der varmeopptak skjer [10]. I virkeligheten vil ikke varmepumpene jobbe som Carnot varmepumper og det er derfor vanlig å bruke Coefficient of Performance (COP), som er den virkelige effektfaktoren. Den virkelige effektfaktoren for varmepumper er definert som den ideelle effektfaktoren, ε_c , multiplisert med varmepumpens virkningsgrad (Carnot-virkningsgraden), η_c , og er gitt ved formel 2.

$$COP_{vp} = \varepsilon_c \cdot \eta_c = \frac{Q_k}{P_{el}} \quad (2)$$

I formelen er Q_k avgitt varmeeffekt fra varmepumpen i kW og P_{el} er tilført elektrisk effekt for å drive varmepumpen i kW. For kjøling vil effektfaktoren være gitt av forholdet mellom levert kjøleeffekt, Q_f , og tilført elektrisk effekt P_{el} , begge gitt i kW. Kjøleeffektfaktoren er gitt ved ligning 3.

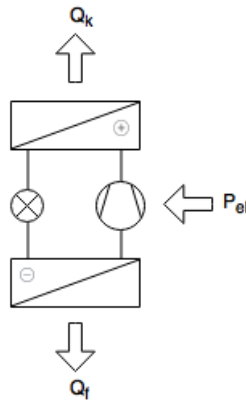
$$COP_{kj} = \frac{Q_f}{P_{el}} \quad (3)$$

For å beregne effektiviteten til en varmepumpe er det ofte en fordel å benytte energimengder over tid, fremfor effektfaktor som bare tar utgangspunkt i effekter i et gitt tidspunkt. Det er derfor vanlig å benytte årsvarmefaktor for å beregne lønnsomheten til systemet. Varmefaktoren for en varmepumpe, SPF_{netto} , beskriver avgitt varme, eventuelt kjøleenergi, over en gitt periode og er gitt ved ligning 4.

$$SPF_{netto} = \frac{Q_{vp}}{E_{vp}} \quad (4)$$

Her er Q_{vp} avgitt varme, eventuelt kjøleenergi, fra varmepumpen i kWh, og E_{vp} tilført elektrisk energi til kompressorer og eventuelt vifter og pumper i kWh.

En varmepumpe består av fire hovedkomponenter; fordamper, kompressor med elektromotor, kondensator og strupeventil, som vist i figur 2. I figuren er tilført og avgitt effekt, som blir benyttet i ligning 2 og 3, markert.



Figur 2: Prinsippskisse av en varmepumpe/kjølemaskin

Komponentene i en varmepumpe kobles sammen med en lukket rørsystem hvor det sirkulerer et arbeidsmedium som overfører termisk energi fra varmekilde til varmesystem. Dette skjer ved at arbeidsmediet endrer tilstand etter hver komponent i kretsen. Fordamperen er en varmeveksler som absorberer varme fra varmekilden og fordamper ved lavt trykk og lav temperatur. Så kommer arbeidsmediet til kompressoren, der den blir komprimert til høyere trykk og dermed også høyere temperatur (overhettete damp). Kondensatoren er en ny varmeveksler som sørger for at arbeidsmediet (damp) avgir varme til varmesystemet ved avkjøling og kondensasjon ved høyt trykk og høy temperatur. Siste fase arbeidsmediet (væske) må gjennom strupeventilen, der trykk og dermed temperatur avtar. Etter ventilen er arbeidsmediet en blanding av damp og væske, og går inn i fordamperen for ny runde i systemet.

Varmepumper dimensjoneres ofte for å dekke grunnlasten, det vil si 40-70% av effektbehovet, noe som tilsvarer rundt 90-95% av bygningens årlige varmebehov [10]. Dette er fordi spesifikk investeringskostnad (kr per kW varmeytelse) for varmepumpeanlegg er høyere enn for konvensjonelle fyringsanlegg. Hvis varmepumpeanlegget dimensjoneres for å dekke maksimalt effektbehov, vil vi få et kostbart anlegg som utnyttes dårlig. Lavere virkningsgrad ved delastkjøring vil også føre til at anlegget får lavere årsvarmefaktor, noe som er ugunstig. Spisslasten må dekkes av en annen energikilde, og det er vanlig å benytte seg av et kjelanlegg (elektrisk, oljebasert, gass). Fjernvarme kan også benyttes, som er tilfellet for energisentralen ved HiB. Spisslasten må dimensjoneres slik at den kan dekke hele effektbehovet i tilfelle behov for service på varmepumpen eller driftsstans.

2.1.2 Valg av arbeidsmedium

Det er mange kriterier som må tas hensyn til ved valg av arbeidsmedium for varmepumpeprosesser. Noen av faktorene går på miljøvennlighet og påvirkning på oss mennesker, mens andre dreier seg mer om fysikalske- og termodynamiske egenskaper.

Påvirkning på samfunn og miljø må tas hensyn til, og det har derfor blitt utviklet måter å måle utslipp på. For eksempel vil et arbeidsmediums Global Warming Potential-faktor (GWP) gi oss mediets innvirkning på drivhuseffekten. Flere arbeidsmedier er giftige eller brennbare, og dette må det tas spesielt hensyn til ved dimensjonering av varmepumpene samt planlegging av aggregatene. Ved giftige og/eller brennbare arbeidsmedier må hele anlegget plasseres i et separat rom, og må møte krav for sikkerhetsrutiner. Arbeidsmediets fysikalske- og termodynamiske egenskaper bestemmer mediets kritiske verdier for trykk og temperatur, molekylvekt, fordampningsvarme, gasstetthet og mye mer. Disse egenskapene er helt avgjørende for varmepumpens virkningsgrader og påvirker kostnadene betraktelig. For eksempel vil et høyt trykk i systemet føre til økt nødvendig robusthet for komponentene, som er dyrere og som kan svekke levetiden til flere av komponentene [9].

Det er vanlig å skille mellom syntetiske- og naturlige medier. Noen vanlige arbeidsmedier for større installasjoner er R-134a, NH_3 og CO_2 [10]. Ammoniakk, også betegnet etter medie-nummer R717 (Ashrae-nummer), er et naturlig medium som finnes i jordens biosfære. Ammoniakk er et medium med kjemisk formel NH_3 , og har null påvirkning på drivhuseffekten ($GW_{R717}=0$), og ingen ozon-nedbrytende potensial ($ODP_{R717}=0$). Ammoniakk produserer heller ingen skadelige nedbrytnings- eller biprodukter, men er klassifisert for å være meget giftig og moderat brennbar. Anleggene må derfor dimensjoneres etter standarder, både for EU og Norge, og må derfor kontrolleres og vedlikeholdes. Ammoniakk er en fargeløs og usynlig gass, men den har en stikkende lukt som letteriggjør oppdagelse av eventuell lekkasje (men skaper panikk). Ved $20^\circ C$ er ammoniakk rundt 40% lettere enn luft, og vil derfor være enkel å ventilere [11].

2.1.3 Valg av varmekilde

Både den tekniske og den økonomiske driften av en varmepumpe er nært knyttet til egenskapene til varmekilden, og det er derfor avgjørende for systemet at denne velges riktig. En ideell varmekilde har høy og stabil temperatur gjennom hele fyringssesongen, er rikelig tilgjengelig, er ikke etsende eller forurenset, har gunstige termodynamiske egenskaper og utnyttelse krever lav investerings- og driftskostnader [12]. Men i de fleste tilfeller er det tilgjengeligheten av varmekilden som er den avgjørende faktoren for valget av kilde. Det kan velges mellom flere typer varmekilder, blant annet uteluft, berggrunn, jord, sjøvann og grunnvann. Hver av disse kildene har ulike egenskaper som må tas i betraktning ved utforming av varmepumpesystemet.

Det skilles ofte mellom direkte- og indirekte varmeopptakssystemer. I direkte systemer vil varmekilden være i direkte kontakt med varmepumpens fordamper, mens i indirekte systemer vil den termiske energien overføres mellom varmekilden og fordamperen ved hjelp av en frostvæske som sirkulerer i en sekundærkrets. Det indirekte systemet vil gi en lavere COP enn for det direkte, ettersom temperaturredifferansen mellom varmekilden og arbeidsmediet vil bli større, og vil dermed gi lavere fordampningstemperatur [10].

Bruk av berggrunn som varmekilde krever stor investering og tilgjengelighet av areal. Andre begrensninger er grunnforholdene, løsmassetykkelse, temperatur i grunnen også videre, men en fordel med bruk av berggrunn er at det er tilgjengelig de fleste steder. Ved valg av varmekilde

vil en stabil temperatur gjennom hele året være gunstig for effektfaktor. En mer detaljert bruk av bergrunnen som varmekilde og prinsippet bak frikjøling vil beskrives senere.

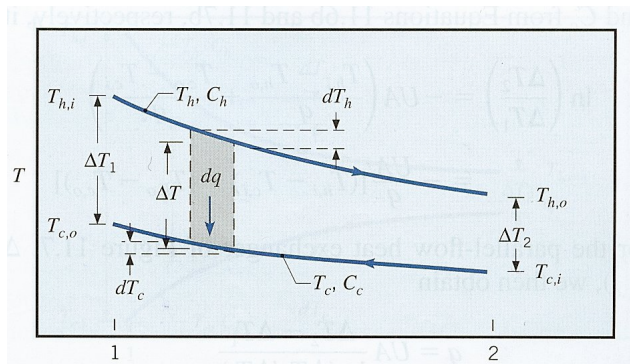
2.2 Motstrømsvarmeveksler

Varmevekslere har som oppgave å overføre termisk energi (entalpi) fra et fluid til et annet, og konvensjonelle varmevekslere er ofte klassifisert etter type konstruksjon og mønsteret på strømmingen. Eksempler på dette er platevarmeveksler, parallell-flyt-varmeveksler eller motstrømsvarmeveksler [13]. For å kunne dimensjonere eller forutsi effektiviteten til en varmeveksler er det nødvendig å beregne varmeoverføringsraten q , se formel 5.

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (5)$$

Som vist i formel 5 er q avhengig av innløp- og utløpstemperatur [$^{\circ}\text{C}$], varmeoverføringskoeffisienten U [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$] og varmeveksleres totale overflateareal A [m^2]. I formelen er ΔT_{lm} lik *log mean temperature difference (LMTD)* [14].

Figur 3 viser temperaturendring for det varme- og det kalde fluidet i en motstrømsvarmeveksler. I motsetning til parallell-strømningsveksler (paralell-flow exchanger) vil denne type utforming føre til at varmeoverføring vil skje mellom de varme delene av begge fluidene på den ene siden, og mellom de kalde delene på den andre siden. Den varme delen av det kalde fluidet kan til og med bli varmere enn den kalde siden til det varme fluidet. Det har blitt vist at ΔT_{lm} er større for motstrømsvarmeveksler enn for parallell, og fra ligning 5 ser man dermed at det kan benyttes en mindre overflate for å levere samme q , forutsatt at U er lik for begge typer varmevekslere. Motstrømsvarmevekslere er altså mer effektive [14].



Figur 3: Temperaturendringer for en motstrømsvarmeveksler [14]

Effektoverføring for et fluid gjennom en varmeveksler kan beregnes ved formel 6.

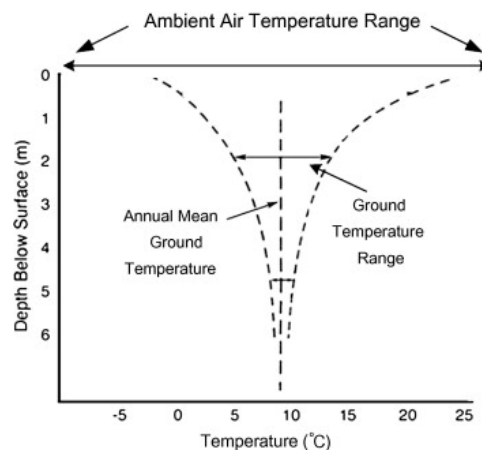
$$q = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{tur} - T_{retur}) \quad (6)$$

I ligningen er \dot{m} lik massestrømmen til fluidet [kg/s], c_p er fluidets spesifikke varmekapasitet [$\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$], og T_{tur} og T_{retur} henholdsvis tur- og returtemperatur [$^{\circ}\text{C}$].

2.3 Energibrønner som del av en brønnpark

Bruk av varmepumpe med berggrunnen som varmekilde er gunstig ettersom temperaturen i berggrunnen holder seg relativt konstant gjennom hele året. Utnyttelse berggrunnen skjer ved at varme blir hentet ut fra kuldebærere som sirkulerer i rør som ligger horisontalt eller vertikalt i grunnen. Den termiske kapasiteten til jorden avhenger av fuktighetsinnhold og andre klimatiske forhold. På grunn av ekstraksjon av varme fra jorda, vil jordtemperaturen minke i løpet av fyringssesongen. Men om sommeren vil solen øke temperaturen i grunnen igjen, og på denne måten muliggjøre å gjenopprette temperaturnivået for varmekilden [12]. I flere analyser har det blitt funnet ut at berggrunnsvarmepumpe er mer lønnsomt (har bedre COP) i sørlige strøk (sammenlignet med Hamburg) [12, 15].

På daglig basis vil temperaturen i grunnen variere mest til en dybde på mindre enn 0,8 m, mens dypere vil temperaturvariasjon reduseres [16]. Men variasjonene er større i sesonger enn daglig. Figur 4 viser den årlige endringen i bakketemperatur med økende dybde. Denne figuren er imidlertid utarbeidet for Ottawa i Canada, men prinsippet bak endring i temperatur som funksjon av dybde i grunnen er tydelig demonstrert. Dybden der bakketemperaturen holder seg konstant er avhengig av mange faktorer, for eksempel innkommende solinnstråling, snødekke, lufttemperatur, nedbør og termiske egenskaper i bakken. I Canada og i Europa er konstante årlige temperaturer vanligvis observert for en dybde over 10 m [16, 17].



Figur 4: Temperaturendring som funksjon av dybde i grunnen [16]

Berggrunnsvarmepumper utnytter altså den relative konstante temperaturen i bakken, som er varmere enn omgivelsesluften om vinteren og kjøligere om sommeren. Grunntemperaturen holder seg med andre ord nærmere ønsket temperaturnivå inne i bygningene. I perioder der det er stor variasjon mellom luften ute og inne, vil en varmepumpe med luft som varmekilde gjøre mer arbeid for å gi samme grad av varme, noe som reduserer COP. Dersom brønnparken er brukt som varmekilde for varmepumpene, vil COP for varmepumpene minke med 2-3% for hver grad borehullenes temperatur synker.

Det er vanlig at energibrønnene er plassert 5 til 6 m fra hverandre, for å forhindre at nærliggende energibrønner påvirker hverandre og endre forholdene i grunnen [16]. Hver brønn er vanligvis over 150 m dype for industrielle anvendelser. En tommelfingerregel er at 45 til 55 m rør i bakken er nødvendig per kW kapasitet for varmepumpen [18]. Varmeoverføring i ufrosset jord skjer hovedsakelig ved konduksjon, men også ved konveksjon, og den viktigste parameteren for jorden er dermed den termiske ledningsevnen [17].

Det har blitt forsket på at varmepumper som benytter seg av bervearmepumpe med kuldebærer i lukket sløye kan yte med betydelig redusert maksimal elektrisk effekt sammenlignet

med konvensjonelle luft-til-luft varmepumper [12, 15]. Forsøk gjort på varmepumper koblet til kuldebærer i vertikale, lukkede sløyfer i grunnen viser at elektrisitetsforbruket i slike anlegg er mellom 30 og 50% lavere enn for luft-til-luft-anlegg [12]. Mens simuleringer viser at energibesparelsene for slike anlegg kan spare oss for 30 til opp til 70% av årlig energiforbruk til bygningsoppvarming og kjøling (sammenlignet med luft-til-luft) [15].

Varmepumper med grunnvarme som varmekilde kan i mange land tilby betydelige reduksjoner i de samlede CO_2 -utslippene knyttet til oppvarming og kjøling av bygninger, ettersom utnyttelse av grunnvarme er regnet som fornybar energi [19]. Temperaturendringer i grunnen forårsaket av geotermisk energiutnyttelse er vanligvis liten. Likevel bør de sjekkes, og miljøvurderinger kreves ofte av myndigheter. Bruk av frikjøling gjennom brønnparken kan hjelpe med å balansere systemet dersom andel varmeuttak er høyere en varmelagring. Frikjøling vil være gunstig i tilfeller der bygningene har et høyt behov for kjøling [20].

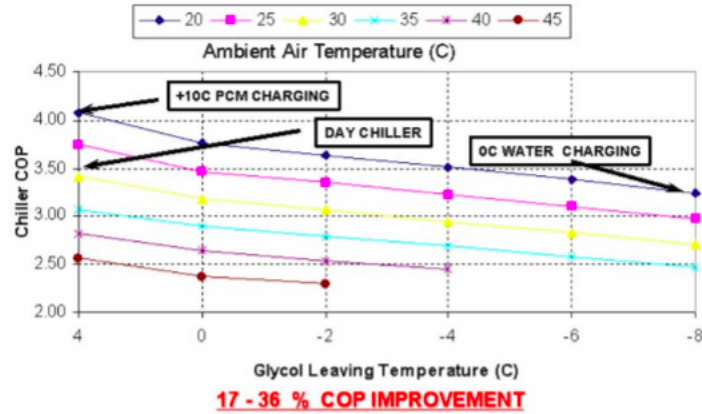
En ulempe ved bruk av berggrunnen som varmekilde er den høye investeringskostnaden sammenlignet med luft-til-luft varmepumpe, og fordelene ved utformingen av slike komplekse systemer bør derfor være tilstrekkelige til å motbalansere denne høye startkostnaden. For å få til dette må anlegget dimensjoneres riktig. Og dimensjoneringen bør derfor basere seg på detaljert systemsimulering, som inkluderer både utformingen av bygningen, VVS-utstyr og kontrollsystem [15].

2.4 Bruk av faseforandringsmaterialer i kuldelagringstanker

Termisk lagring er midlertidig lagring av høy- eller lavtemperatur energi for senere bruk, og er gunstig for å unngå deponering av brukbar energi [21]. Energilagring reduserer ikke bare misforholdet mellom tilbud og etterspørsel, men forbedrer også ytelsen og påliteligheten til energisystemet [22]. Termisk lagring er viktig for reduksjon av spisslast, og det har blitt funnet ut at bruk av faseforandringsmaterialer kan redusere innendørs temperatursvingninger betydelig samtidig som ønskelig termisk komfort opprettholdes [23]. Et faseforandringsmateriale, også kjent som PCM (for Phase change material), er et stoff som ved å endre fase (for eksempel fra væske til fast stoff) kan lagre eller frigjøre store mengder varmeenergi [24]. Når et slikt materiale fryser frigjør det store mengder energi i form av latent varme, mens når det smelter blir energien som endres fra fast til flytende tilsvarende mengde av energi som absorberes fra omgivelsene [21]. Ettersom vann/is regnes som et svært effektivt faseforandringsmateriale utvikles materialer med vannets egenskaper, men med forskjellig fryse-/smeltepunkt. Disse materialene kan fryse eller smelte over eller under $0^\circ C$, noe som byr på nye muligheter for miljøvennlige og økonomiske systemer med termisk lagring [21].

Et riktig dimensjonert PCM-lager vil bidra til å spre kjølelasten gjennom en periode på 24 timer, og det må balanseres nøye for at lønnsomheten skal opprettholdes. Avhengig av størrelsen på systemet kan PCM-lageret brukes som et diversifiseringsverktøy. Det vil si at lageret fungerer som en buffer for å begrense spisslasten, slik at hovedsystemet kan generelt yte relativt stabilt. En slik løsning er brukt for Høgskolen i Bergen.

Bruk av PCM-lagring i en kjølevannskrets har tidligere blitt undersøkt, og det har blitt vist at ved smeltetemperatur på $8\sim 10^\circ C$ kan en benytte en konvensjonell vannkjøler uten at investering i lavtemperatur-glycolkjøler er nødvendig [21]. I figur 5 er lading for luftkjølte kjølemaskiner for forskjellige driftstemperaturer gitt. Figuren viser at det er fordelaktig å bruke PCM fremfor en konvensjonell vann/is-lavtemperaturkjøler. Det kan også konkluderes med at en lav temperatur på omgivelsesluften kombinert med høy fordampningstemperatur resulterer i en generelt høyere COP, i størrelsesorden 17-36% avhengig av type enhet og plassering. [21]

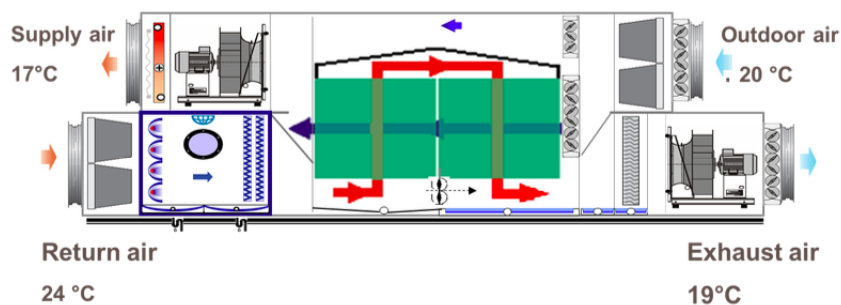


Figur 5: Sammenligning mellom PCM-basert- og konvensjonell is-lading for termisk energilagring [21]

Det er allerede vist at bruk av PCM i kuldeanlegg forbedrer energieffektiviteten samt kvaliteten av frossen mat. Men inkorporering av PCM i kuldeanlegg byr på flere utfordringer. Ulike aspekter som for eksempel tykkelse- og mengden av materialet, og faseendring ved temperatur som optimaliserer energibruk i kjølesystemer, kan gi utfordringer for bruk av PCM [24].

2.5 Adiabatisk forkjøling av ventilasjonsluft

Høyere krav til et godt inneklima, en tettere bygningskropp, samt klimaendringer fører til at flere og flere bygg trenger kjøling om sommeren [25]. Men klimaanlegg bruker store mengder energi konvensjonelt produsert av kraftverk, som igjen kan være ansvarlige for å slippe ut store mengder med klimagasser [26]. Adiabatisk kjøling representerer et alternativ for hvordan man kan minke varmebelastning i mekanisk ventilerte bygninger på en rimelig og økonomisk måte fordi kuldebæreren er vann. I bygninger med relative høye kjølebelastninger kan altså adiabatisk kjøling av ventilasjonsluft bidra til å senke behovet for mekanisk produsert kulde [27]. Med adiabatisk mener man en tilstandsendring som skjer med konstant energiinnhold [28]. Figur 6 viser prinsippet bak adiabatisk kjøling inkludert i et ventilasjonsaggregat.



Figur 6: Adiabatisk kjøling av ventilasjonsluft [28]

I alle moderne ventilasjonsanlegg finnes det relativt effektive varmegjenvinnere, som overfører varme fra avtrekksluften til den friske luften på vei inn. Når man ønsker å bruke indirekte adiabatisk forkjøling bruker man disse, bare motsatt. Prinsippet bak adiabatisk forkjøling

går ut på å tilføre fuktighet til avtrekksluften, slik at denne blir kaldere enn den friske luften utenfra. Deretter benyttes varmegjenvinneren for å avkjøle friskluften før den siger inn i bygget.

Det har blitt vist at det er mulig å kjøle ned mer enn halvparten av varmelasten som produseres i bygningen ved bruk av adiabatisk kjøling, men at all varme ikke kan fjernes på denne måten [25]. Samme undersøkelse viser også at adiabatisk kjøling er mer økonomisk enn mekanisk kjøling gjennom hele kjølesesongen, forutsatt at anlegget er dimensjonert riktig. Men at mestparten av tilført energi til systemet går med til å drive viftene. S. Riffat (2000) bekrefter at slik passiv teknologi for avkjøling av luft vil kunne gi vesentlige energibesparelser [26]. Det kan til slutt nevnes at type varmegjenvinner spiller en sentral rolle for hvorvidt denne teknologien egner seg i et gitt bygg. I bygninger med økt krav til frisk luft, som for eksempel på sykehus, er det viktig at avtrekksluften ikke kommer i kontakt med tilluften, og dette må det tas spesielt hensyn til ved utforming av slike aggregater.

2.6 Fjernvarme

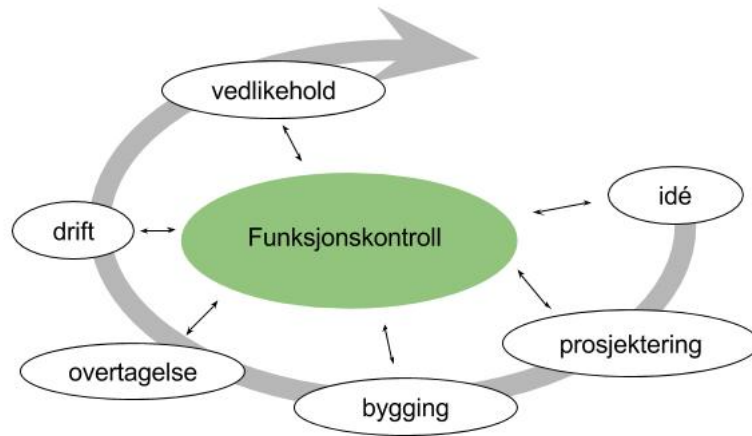
Prinsippet bak fjernvarme er å bruke energiresurser som er til overs i samfunnet, og bidrar dermed til å redusere samfunnets totale bruk av energiresurser [29]. For eksempel kan fjernvarmeanlegg plasseres ved etablert industri for å benytte seg av spillvarme fra prosessene. Fjernvarme er basert på at distribusjon foregår ved hjelp av varmtvann med temperaturer opp til rundt 120°C (høytemperaturanlegg). Tidligere benyttet man seg også av damp, men det har man gått bort fra. Investeringskostnadene for et fjernvarmenett er forholdsvis høye sammenlignet med elektrisitet og gass, men dersom man først har investert i og dimensjonert nettet, koster det lite å distribuere ytterligere effekt og energi. Vanligvis skilles primær- og sekundærsiden av fjernvarmeanlegget av abonnentsentraler, der varmeoverføring skjer via varmevekslere. Slik bli primærsiden og sekundærsiden adskilt trykkmessig. I abonnentsentralen blir også turtemperaturen i sekundærsystemet tilpasset temperaturbehovet i abonnentens anlegg [30].

Valget av dimensjoneringsverdier for hele anlegget er avgjørende for å få varmesystemer som er energi- og kostnadseffektive. Lavtemperaturanlegg gir større fleksibilitet i valget av energikilder sammenlignet med høytemperaturanlegg, noe som gjør lavtemperaturanlegg mer gunstige. Lave temperaturer muliggjør også bruk av rørmaterialer i plast [30].

2.7 Funksjonskontroll

Dagens bygninger har mer komplekse energisystemer enn tidligere, og det er ofte mulig å hente ut måledata (for eksempel temperatur, massestrøm osv.) fra anleggene. Implementering av svært energieffektive løsninger, som streber etter nullutslipps-status, stiller høyere krav til informasjon om byggets drift og mer instrumentering. Likevel oppdages det ofte problemer og feil ved bygget ytelse, mens man samtidig er nødt til å tilfredsstille lovpålagte- og økonomiske krav for bruk av energi. For å overvinne disse utfordringene og kunne utnytte seg av fullt potensiale for energieffektive løsninger, er det nødvendig å ha et verktøy som kan utføre en kvalitetskontroll for hele energisystemet og byggets ytelse. Det må også kunne utføres feilsøking, og unngå tap av informasjon i systemet. Funksjonskontroll er et anerkjent verktøy for kvalitetskontroll for et byggs energiytelse gjennom hele systemets levetid. For å utføre en kvalitetskontroll for et gitt system, er det både nødvendig å ha nok informasjon om bygningssystemer og gode vurderingsverktøy [31].

Det er flere definisjoner på funksjonskontroll, men alle inkluderer verifikasjon, dokumentasjon, overvåkning og optimalisering av et byggs ytelse [32]. Kort sagt kan funksjonskontroll sies å være en kvalitetsorientert prosess for å verifisere hvorvidt driften av bygningen møter definerte mål gjennom hele sitt livsløp. Funksjonskontroll er ikke en egen fase i prosjektet, men en systematikk som skal sikre at alle ytelser i en bygning er som forutsatt til enhver tid. Figur 7 viser hvordan kontinuerlig funksjonskontroll implementeres ”fra vugge til grav”.



Figur 7: Kontinuerlig funksjonskontroll

For at komplekse energisystemer skal gi den energibesparelsen som forventet og ha minimalt med driftsforstyrrelser, er det viktig at systemet styres og reguleres riktig. Det er viktig å ta hensyn til dette allerede i tidlig fase av prosjektet, og at hvert enkelt system sine innstillinger står i forhold til hverandre, for å oppnå en god driftsøkonomi. Klimatisering er en svært energikrevende prosess, der formålet med automatiseringen er å holde en eller flere klimatilstander innenfor ønskede grenser [30]. Dette skal helst skje uten menneskelig påvirkning, og på en ressursmessig og økonomisk forsvarlig måte. Kontinuerlig funksjonskontroll har som mål å sikre et avtalt inneklimate, energibruk og økonomi gjennom planlegging, prosjektering, produksjon og bruk. Grunnlag for kontinuerlig kontroll av oppnådd funksjon dannes ved at energi- og inneklimatestater for en bygning i drift sammenlignes med forutsetningene som ble satt i prosjekteringen.

Det skilles mellom to ulike verktøy for ytelsesvurdering som kan defineres som funksjonell ytelsestesting (functional performance testing (FPT)) og feildeteksjon og diagnose (fault detection and diagnosis (FDD)) [32]. FPT er viktig under bygning og leveringsfasen mens FDD er nødvendig under drift og vedlikehold. Funksjonskontroll forutsetter bruk av bestemte prosedyrer for oppfølging av bygg og anlegg fra idé til drift, som kan være basert på manuelle, datamaskinassisterte eller -baserte metoder, for å simulere energi og inneklimate. Slik kan blant annet riktig kostnad, inneklimate og enerbruk oppnås.

Det er en klar sammenheng mellom energiøkonomisering og automatisering, og en riktig automatisering er en forutsetning for å ha en god energiøkonomi for bygningen. Det er imidlertid viktig å forstå at det er samspillet mellom bygget, de klimatekniske installasjonene og automatiseringsutstyret som bestemmer kvaliteten av reguleringen av klimatilstanden, og ikke automatiseringsutstyret alene [30]. En undersøkelse gjort viser at overvåkning av systemet kan gi årlig energibesparelse på opp til 20%, om informasjonen fra sensorer og programmer for identifisering av kontrollproblemer og utstyrsfeil brukes riktig [33].

3 Oppvarmings- og kjølesystemer med termisk lagring

Som en forberedelse til å utføre en energianalyse av energisystemet til Høgskolen i Bergen ble det utført en et studie av lignende energisentraler. Dette var hensiktsmessig for forståelsen av hvordan energisentralen ved HiB fungerer, samt fordeler systemer med termisk lagring kan by på. En sammenligning mellom disse høyt effektive energisentralene oppsummeres i kapittel 3.4.

3.1 Vulkan energisentral

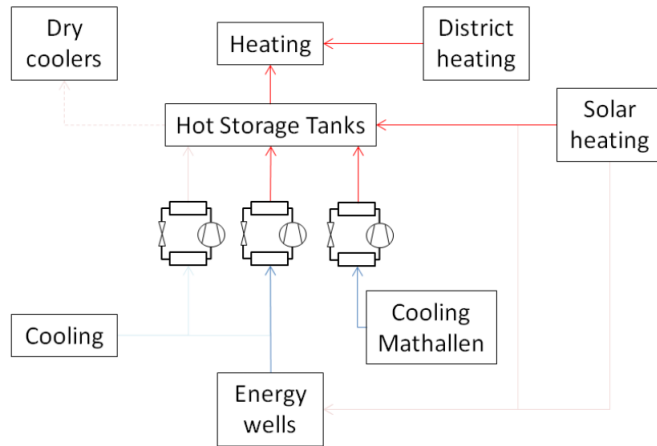
Vulkan energisentral er lokalisert i Oslo, og leverer varme til syv bygninger; Bellona, Fabrikken, PS Hotell, Scandic, Mathallen og Søndre- og Nordre Kvartal. Av disse byggene er to av dem kontorbygg, to er hotell, to består av dagligvarebutikker og leiligheter, og Mathallen er kjent for sine matboder, kafeer og restauranter. Med andre ord leverer energisentralen energi til et mangfold av typer bygg med ulike varme- og kjølebehov gjennom året. Disse byggene er bygget i henhold til høye energistandarder, enten etter klasse A eller B, som er henholdsvis passivhus (NS3701:2012) og lavenergibyggninger (NS3701) [5].

Energisentralen kan levere en varmeeffekt på 3 375 kW og kjøleeffekt på 1 848 kW, og dekke et totalt årlig energibehov på 4,5 GWh (inkluderer både oppvarming og kjøling) [34]. Sentralen består til sammen av tre varmepumper, -64 energibrønner (som hver er 300 m dype), samt solfangere på Bellonas fasade. Vannlagertanker fungerer som korttidslager for varmeenergi, mens isbanker fungerer som korttidslager for kjøling. Sentralen er i tillegg koblet til fjernvarme levert av Hafslund.

3.1.1 Driftsstrategi

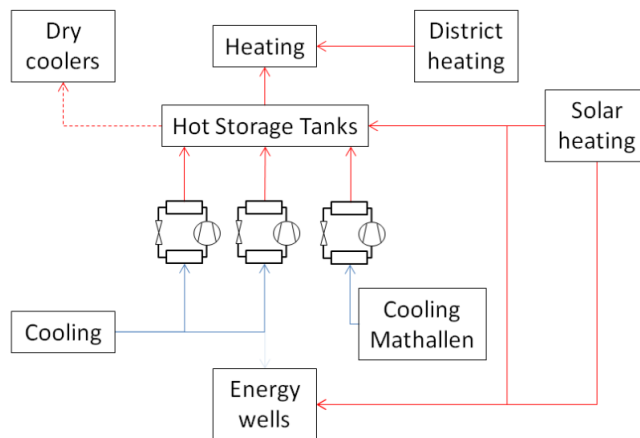
Driftstrategien til Vulkan energisentral består hovedsakelig av tre forskjellige moduser; oppvarming, aktiv kjøling og frikjøling. Det er i tillegg mulig å kombinere bruk av solfangere med alle overnevnte moduser, kalt solfangermodus. Det er også mulig å kombinere de forskjellige tilstandene for å optimalisere driften av anlegget. Dette vil være gunstig i perioder der utetemperaturen varierer mye i løpet av dagen, som for eksempel om våren og på høsten.

Ved behov for bygningsoppvarming vil varmepumpene forsynes med varme fra brønnparken som vist i figur 8. Dersom det skulle være behov for kjøling i deler av systemet, kan produsert kjøling fra fordampersiden av varmepumpene benyttes. Produsert varme fra kondensatorsiden akkumuleres i lagertankene, og kan benyttes ved behov. Termisk energi fra solen lagres også i de varme lagertankene. Grunnet temperaturbegrensninger for varmepumpene står disse kun for forvarming av tappevann, og det benyttes fjernvarme for å varme tappevannet til ønsket temperatur. Dersom energisentralen ikke klarer å levere nok varme til bygningene benyttes fjernvarme også til dette (spisslast).



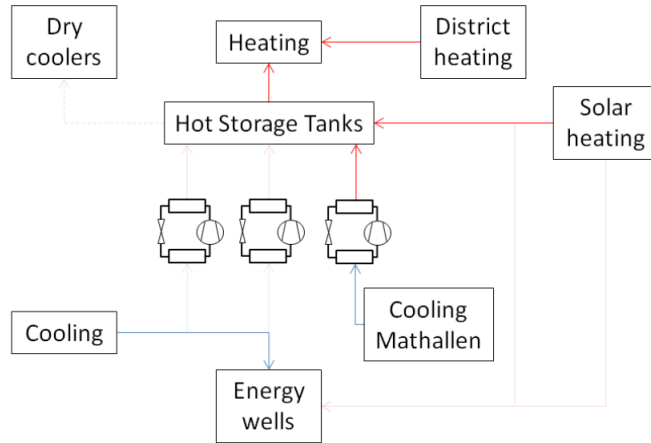
Figur 8: Skisse av energisentralen Vulkan i varmemodus [5]

Ved aktiv kjøling leverer varmepumpene kjøling til bygningene og Mathallen, samtidig som varme leveres til de varme lagertankene og til oppvarming av bygningene, som vist i figur 9. Dersom produsert varme er høyere enn behovet for oppvarming i bygningene, vil overskuddsvarmen lagres i brønnparken. Også her må fjernvarme benyttes til oppvarming av tappevann, og solfangerne kan enten levere varme til lagertankene eller direkte til brønnparken.



Figur 9: Skisse av energisentralen Vulkan ved aktiv kjøling [5]

I perioder med relativt lavt kjøle- og varmebehov og når energibrønnene er kalde, vil anlegget driftes ved frikjøling, som fremstilt i figur 10. Dette kan typisk oppstå om våren etter at brønnparken har levert varme til bygningsoppvarming gjennom hele vinteren. Frostvæske sirkulerer direkte mellom kjølevarmeveksler og brønnparken, og den eneste varmepumpen i drift er den som leverer kjøling til Mathallen, der lave temperaturer er avgjørende for oppbevaring av mat. Bygningenes varmebehov dekkes av kondensatorsiden til varmepumpen i drift, samt varme fra fjernvarme, kombinert med bruk av solfangerne om mulig. Det må alltid vurderes hva som er mest lønnsomt av at systemet driftes i denne tilstanden og at det må kjøpes varme fra fjernvarmenettet for å sikre oppvarming av tappevann og bygningsoppvarming, eller om det er mer lønnsomt at systemet driftes i aktivt kjølemodus der overskuddsvarme kan brukes til å forvarme tappevann og dekke behovet for bygningsoppvarming.



Figur 10: Skisse av energisentralen Vulkan ved fri kjøling [5]

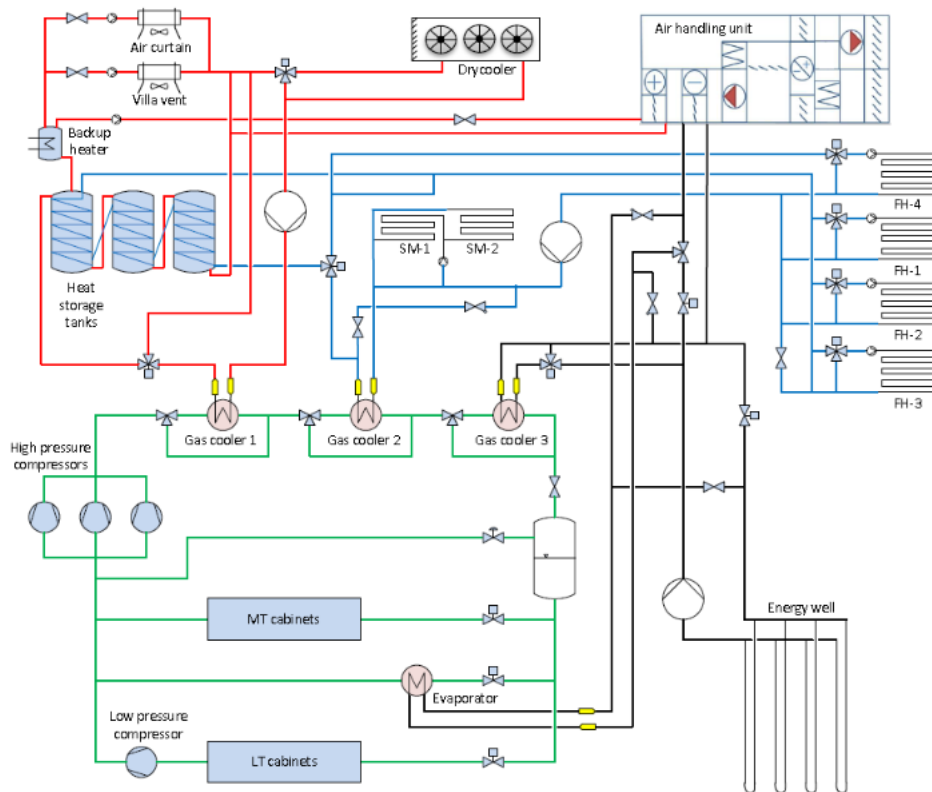
3.1.2 Erfaringer

Norconsult AS har spilt en sentral rolle for utformingen av Vulkan energisentral, og har i ettertid uttalt seg om hvilke erfaringer de har rundt bygging og drift av energisentralen. En erfaring fra byggdelen var at anlegget var planlagt med tre tørrkjeler, men realisert uten. Det har vært en del driftsproblemer knyttet til en feilmontert stengeventil, og mange driftsmoduser har også gjort det vanskeligere å programmere for sentral automatikk. Det har også blitt notert at kapasiteten på kjøleanlegget er rundt 65% av innmeldt behov, og at ved en hetebølge var det periodevis relativt høye temperaturer på isvannsnettet, uten at isvannet var satt i drift. Det har også blitt benyttet prefabrikerte platkummer for energibrønnene. Disse vil ikke holdes tilstrekkelig tett for grunnvannstrykket, og burde derfor vært plasstøpte [35].

3.2 REMA 1000 Kroppanmarka

REMA 1000 Kroppanmarka åpnet i august 2013 og regnes som en av Nord Europas mest energieffektive matvarebutikker, med rundt 30% lavere energiforbruk enn bygg i samme bransje, og butikken ble derfor tildelt Trondheim kommunes energisparepris i 2014 [36]. Det er flere faktorer som har vært avgjørende for at det lave energiforbruket har blitt oppnådd for det 1000 m^2 -store bygget [37]. God utnyttelse av dagslys har redusert behovet for kunstig lys, ny teknologi for ventilasjon tilpasset matvarebutikker, kjølesystem med det naturlige og svært effektive kuldemediet CO_2 (Ashrae-nummer R744), varmelagring i forskjellige temperaturnivåer -og smart bruk av varmevekslerne i samspillet mellom de forskjellige delene av energisentralen, har alle bidratt til å minke energibruken betraktelig [5].

Energisentralen til REMA 1000 på Kroppanmarka består av fem hoveddeler, og er fremstilt i figur 11. Den grønne delen av anlegget representerer CO_2 -kjølekretsen, som er selve kjernen i systemet. De røde linjene presenterer kretsen for termisk lagring, de blå linjene representerer kretsen for gulvvarme og de svarte linjene viser kretsen for energibrønnen. Den siste delen av systemet er luftaggregatet (air handling unit), som er vist i øvre hjørne.



Figur 11: Skisse av energisystemet på Kroppanmarka [5]

3.2.1 Driftsstrategi

I kjølekretsen går arbeidsmediet gjennom en to-steps kompresjons- og ekspansjonsprosess, som sikrer fordampning ved to temperaturnivåer (ved -8°C og ved -35°C for kjølerom og fryser). Kompresjon skjer gjennom en lavtrykkskompressor med effekt på 7 kW og tre parallellkoblede høytrykkskompressorer med akkumulert kompressoreffekt på 73 kW [5]. Varmen fra denne kjølekretsen leveres gjennom tre gasskjølere (plate-varmevekslere) ved forskjellige temperaturer. Gasskjøler 1, 2 og 3 leverer varme til henholdsvis kretsen for termisk lagring, gulvvarmekretsen og til energibrønnene.

Varme fra gasskjøler 1 benyttes i kretsen for termisk lagring, som er en høy-temperatur krets, og brukes primært til å varme ventilasjonsluften til luftaggregatet, men kan også brukes til luftteppe (air curtain) eller villa vent-enheten som leverer varme til de sosiale rom i matvarebutikken. Varme kan lagres i tre varmelagringstanker dersom energiforbruket er lavt, og hentes ut igjen dersom behovet skulle øke. Dette medfører en mer jevn drift for kompressorene, noe som reduserer spisslasten og forbedrer effektiviteten totalt for systemet. Varme fra lagringstankene kan også benyttes i kretsen for gulvvarme dersom behovet skulle være der. Om disse tankene er fulladet og behovet for oppvarming i bygningen er minimalt kan varmen slippes ut til omgivelsene via en tørrkjøler. Det er også installert et elektrisk varmeapparat som fungerer som backup dersom stor svikt i systemet skulle oppstå.

Kuldebærer i kretsen for gulvvarme er en blanding av vann og propylenglykol, som primært får varme fra gasskjøler 2. Denne varmen spres i fire forskjellige sløyfer der tre av dem føres under betonggulvet i salgsområdet, mens den siste sløyfen føres under kjølerommet for å holde bakken frostfri. I tillegg er to snøsmeltende sløyfer koblet til kretsen. Disse sløyfene skal holde inngangsområdet fri for snø og is.

Den tredje gasskjøleren leverer varme til brønnparken. Brønnparken består av fire energibrønner som hver er 170 m dype, og er plassert i en avstand på 8 m fra hverandre [5]. En vann-alkohol-blanding er brukt som varmbærer i kretsen. Om sommeren, når behovet for oppvarming er lavt, kan energibrønnene levere fri kjøling i tillegg til å bidra til å redusere returtemperaturen til arbeidsmediet R744, som igjen øker COP for kjølekretsen. Brønnparken er også koblet til luftaggregatet og kan dermed kjøle ned ventilasjonsluften. Om vinteren kan energibrønnene brukes som varmekilde for å dekke det ekstra varmebehovet. Brønnparken er ytterligere koblet til fordamperen for middels-temperatur-beholderen i kjølekretsen og kan brukes som en tilleggs kjølelast dersom et lavt internt kjølebehov for beholderne og høyt oppvarmingsbehov i bygningen vil oppstå.

Luftaggregatet skal sikre termisk komfort, samt et godt inneklima i byggene, og driften av aggregatene styres hovedsakelig av fem parametre. Disse er omgivelsestemperaturen, temperaturen i butikken, konsentrasjon av CO_2 , relativ luftfuktighet og tilgjengelig varme i lagringstankene. En CO_2 -sensor er koblet til luftaggregatet og kontrollerer at uteluft bare blir tilført dersom CO_2 -konsentrasjonen i avtrekksluften overstiger en viss settpunktverdi. På denne måten begrenses tilført uteluft, og dermed blir også varmebehovet redusert. Varme til varmebatteriene er levert fra varmelagringstankene, og varmegjenvinningshjulet kan brukes til å forvarme uteluften, men grunnet relativt høyt trykktap i hjulet strømmer luften bare gjennom varmeveksleren når det er nødvendig. Luften kjøles enten ned av uteluften (forutsatt at $T_{ute} < T_{inne}$) eller av energibrønnene. Energibruket til aggregatet holdes lavt ved å redusere interne trykktap og rotasjonshastigheten til viftene [5].

Bygningen er også konstruert på en energieffektiv måte. Gjennomskinnelige vegger mot vest, nord og øst muliggjør utnyttelse av naturlig lys og dermed minker bruken av elektrisk belysning. Veggene er også laget av materialet aerogel, som er et svært porøst materiale med lav termisk konduktivitet. Solenergi tilfører også varme gjennom veggene, men om sommeren må overskuddsvarmen fjernes. Butikkområdet er delt inn i fire forskjellige soner, og ved å måle bakgrunnslyset i hver sone brukes elektrisk lys kun dersom det er nødvendig.

3.2.2 Erfaringer

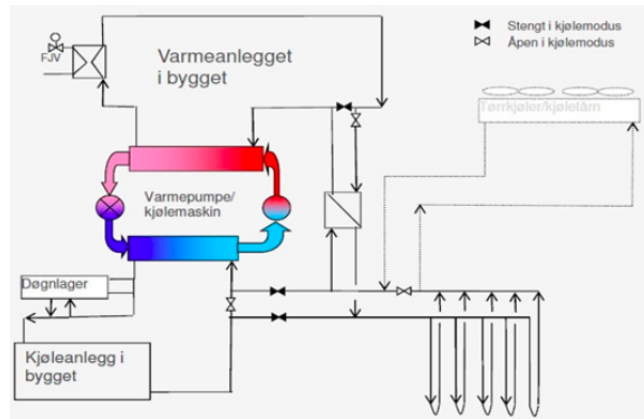
Rema 1000 på Kroppanmarka er utstyrt med en rekke sensorer og måleinstrumenter for prosessovervåkning og kontroll. Måledata kan derfor analyseres og anlegget kan dermed evalueres. Erfaringer fra anleggets drift viser at luftaggregatet opererer tilfredsstillende om vinteren og om våren, men at høye innetemperaturer om sommeren er uakseptabelt. Høy innetemperatur kan føre til ødeleggelse av matvarer og redusert komfort, og økt energiforbruk i kjølekretsen og plug-in apparater. Et tiltak som kan gjøres for å redusere varmetilførsel gjennom vinduer og aerogel-overflater om sommeren er bruk av aktiv solavskjerming [5].

3.3 Høgskolen i Bergens energisentral

Med mål om samlokalisering for de tre avdelingene ingeniørfag, lærerutdanning og sosial- og helsefag ble det vedtatt å rehabilitere Høgskolen i Bergen. Prosjektet var ferdigstilt i 2014 og høgskolen består av et brutto areal på nesten 51 000 m^2 . Av disse er 47 350 m^2 bygninger som består av bibliotek, auditorier, seminarrom, studentrom, laboratorier, kontorer, studenthus m.m. De resterende 3750 m^2 av høgskolens areal går med til en parkeringskjeller. HiB har en dimensjonerende kjøle- og varmeeffekt på henholdsvis 3000 kW og 2830 kW [38]. Installert kjølekapasitet er høyere enn varmekapasiteten grunnet en stor mengde overskuddsvarme fra solinnstråling og indre belastninger (studenter, datamaskiner, servere osv.) om sommeren.

Høgskolens energibehovet er 1060 MWh for kjøling og 2600 MWh for oppvarming per år [38]. Sammenhengen mellom høyt energibehov for oppvarming sees i sammenheng med lang driftstid. Sett i perspektiv tilsvarer oppvarmingsbehovet ved HiB en installert effekt tilsvarende 1000 eneboliger, og kjølebehovet tilsvarende 4000 kjøleskap [28].

Høgskolen i Bergens energisentral er hovedsakelig utarbeidet av SWECO, og er et kombinert varme- og kjølesystem som vist i figur 12. Figuren er en forenkling, og består bare av de fem hoveddelene av anlegget: varmepumpe/kjølemaskin, en brønnpark for termisk sesonglagring, fjernvarme, faseforandringsmaterialer (PCM) for termisk døgnlagring og adiabatisk kjøling.



Figur 12: Skisse av de forskjellige delene av energisentralen ved HiB [5]

Det er mye som er lagt til grunn for prosjekteringen av den nye Høgskolen i Bergens avanserte energianlegg. Den grunnleggende tanken bak designet av det termiske energianlegget er å holde på, det vil si lagre, all den energien som er sendt inn i bygget. Det vil si at man flytter overskuddsenergi fra områder hvor det er for varmt, til områder der det er et behov for mer energi. Hvis dette behovet ikke eksisterer kan overskuddsvarmen lagres til det blir kaldt. For sesongbasert termisk lagring benyttes energibrønner og for døgnbasert kuldelagring benyttes faseforandringsmaterialer.

Om sommeren har byggene et kraftig varmeoverskudd. Som tidligere nevnt, kommer dette til dels av høy utetemperatur og sol, men også av indre belastninger som lys, teknisk utstyr og personer som avgir mye varme. Dette varmeoverskuddet må bort, og fjernes primært av ventilasjonsluft. Denne ventilasjonsluften hentes utenfra, kjøles ned til ønsket temperaturnivå og tilføres oppholdssonene. I oppholdssonene vil luften igjen varmes opp, og trekkes deretter ut av bygget igjen.

Avkjøling av luft til en passende temperatur er svært energikrevende. Derfor oppstod idéen om å trekke ut overskuddsvarmen og lagre den til vinteren, hvor behovet for oppvarming er størst. Denne overskuddsvarmen lagres derfor i brønnparker i grunnen under høgskolen, og kan via en varmepumpe hentes ut igjen ved behov.

3.3.1 Driftsstrategi

Energisentralens driftsstrategi består primært av en dynamisk veksling mellom to ulike driftsmoduser, varmmodusdrift og kjølemodusdrift. Som tidligere nevnt består energianlegget av fem hoveddeler, der varmepumpene er selve kjernen i systemet. Tre varmepumpene dekker grunnlasten for både bygningsoppvarming og kjøling, og forsynes hovedsakelig med energi fra

brønnparken, men også delvis fra kjølevannskretsen. Varmen blir avgitt av varmepumpens kondensator-side, mens kjøling produseres i fordampere (omtalt som kjølemaskin).

Varmeanlegget består av 3 varmepumper med naturlig kjølemedium og en brønnpark som fungerer som et termisk sesonglager. Fordelen med et varmelager i grunnen er at overskuddsvarme produsert om sommeren kan utnyttes om vinteren, da behovet for oppvarming er størst. For å dekke spisslasten benyttes fjernvarme levert av BKK. Kondensatorvarme brukes også til forvarming av tappevann, mens det er fjernvarme som står for hovedoppvarmingen av tappevannet. Hele oppvarmingen på HiB tilsvarer installert effekt for rundt 1000 eneboliger, der varmen til 810 av dem tas ut av brønnparkene gjennom varmepumpene. Det resterende varmebehovet dekkes av fjernvarme [27]. Systemet har som oppgave å levere energi til radiatorer, ventilasjonsanlegg, gulvvarme og gatevarme.

Kjøleanlegget består av 3 varmepumper som opererer som kjølemaskiner, og faseforandringsmaterialer (PCM) i kuldelagringsstanker for å dekke spisslasten. Denne kombinasjonen er gunstig ettersom den fører til en besparelse i totalt effektbehov for å drive kjølemaskinene. De tre kjølemaskinene har en motoreffekt på 300 kW (installed compressor power) og kan (sammen med energibrønnene) gi en kjøleeffekt på 1400 kW. Kuldelagringsstankene fungerer som et termisk døgnlager og har en kuldeytelse på 11200 kWh, det vil si at det kan leveres 1600 kW i 7 timer. Dersom man ville valgt den tradisjonelle løsningen med kjølemaskiner uten kuldelagringsstanker ville en vært nødt til å ha en motoreffekt på 700 kW for å dekke kjøleeffekten på 3000 kW. Kombinasjonen sparer altså anlegget for 400 kW installert motoreffekt [28]. Det er heller ikke behov for å øke størrelsen på brønnparken. Et annet tiltak som er gjort for å redusere nødvendig installert kjøleeffekt er å investere i adiabatisk forkjøling av ventilasjonsluft. Denne løsningen ble funnet på senere, og det termiske døgnlageret er derfor muligens noe overdimensjonert.

En mer detaljert presentasjon av anleggets systemkomponenter og driftsstrategi vil bli presentert i henholdsvis kapittel 4.1 og 4.2, og det er derfor valgt å ikke gå dypere inn i forklaringen her.

3.3.2 Hovedfordelene ved energianlegget

Et byggs kjølelast er vanskelig å redusere, men ved riktig kombinasjon i energisentralen kan man likevel spare energi for å dekke dette behovet. Kombinasjonen mellom brønnpark, kuldelager og adiabatisk kjøling er gunstig på mange måter. Som tidligere nevnt vil en kombinasjon mellom kjølemaskinene og kuldelagringsstankene føre til at kjølemaskinkapasiteten reduseres med 53%, noe som reduserer behovet for infrastruktur og installert effekt. All overskuddsvarme kan fanges opp i brønnparken som er tilpasset varmepumpedrift. På denne måten slipper man stygge og støyfulle maskiner på tak. Ved å utnytte all varme opprettholdes effektiviteten av energisentralen. Kjølemaskinene er bedre tilpasset optimal drift som varmepumpe og får derfor en bedre COP, noe som gir store energibesparelser. Den adiabatisk kjølingen reduserer kjøleeffekten med rundt 40%.

3.4 Felles trekk

Tabell 1 gir en oversikt over de viktigste momentene ved hvert av energisentralene. Det har blitt bemerkt at termiske energilager i mange tilfeller har spilt en sentral rolle for utnyttelse av overskuddsvarme. Et vanlig valg for termisk sesonglager er energibrønner, som også er benyttet i alle disse energisentralene. Både Vulkan energisentral, Rema 1000 på Kroppanmarka og Høgskolen i Bergen har et lukket system [5]. Etter analyse av disse systemene kan det

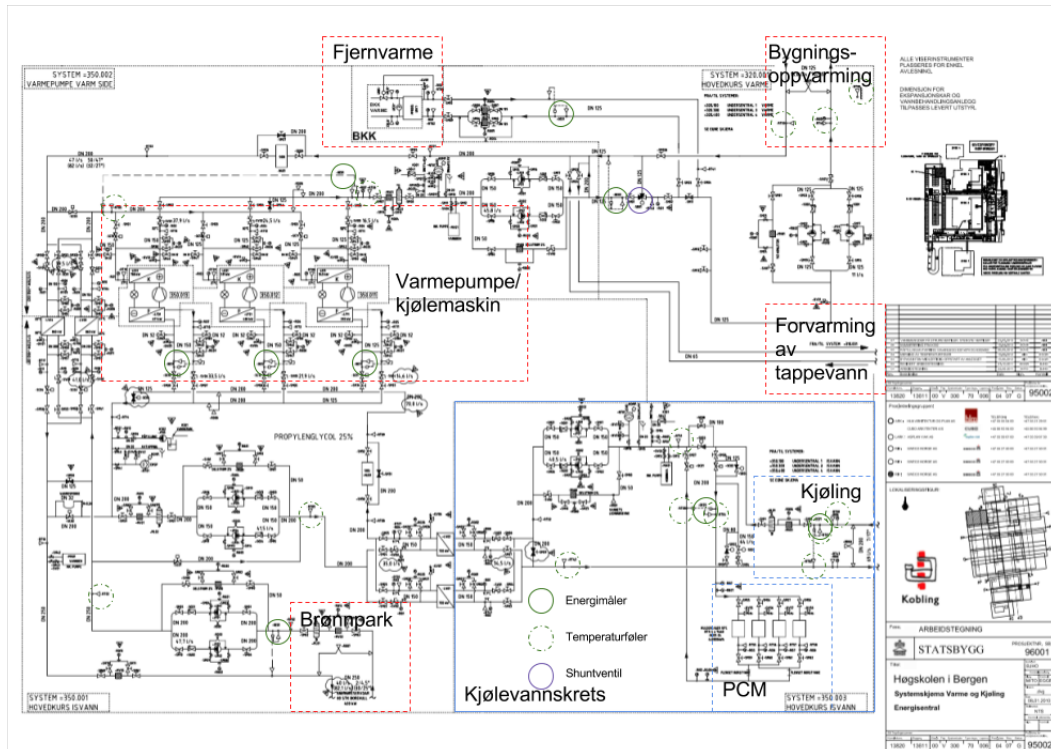
konkluderes med at integrerte energisystemer for utnyttelse av spillvarme inkluderer energilagring, varmepumpe og tilknytning til fjernvarme som skal dekke spisslast. Det kan også konkluderes i at utnyttelse av overskuddsvarme/spillvarme er et godt godt energisparingstiltak. Dette skjer for eksempel på Kroppanmarka, der store mengder av oppvarmingsbehovet dekkes av spillvarme fra kjølesystemet på supermarkedet. Samspill av energiforsyning mellom forskjellige bygninger for bedre utnyttelse av spillvarme er imidlertid så langt lite praktisert, og vil bare være tilfellet for Vulkan av de analyserte energisentralene i denne rapporten.

Tabell 1: Sammenligning av høyt effektive energisentraler

	Vulkan energisentral	Rema 1000 Kroppanmarka	Høgskolen i Bergen
Totalt oppvarmingsareal	38 481 m ²	1000 m ²	50 983 m ²
Bygningstype	Kontorbygg, hoteller, restauranter og næringsbygg	Næringsbygg	Undervisningsbygg
Oppvarmingskapasitet	3,4 MW	-	2,8 MW
Kjølekapasitet	1,8 MW	-	3,0 MW
Varmepumpe	3 varmepumper	Kjølekrets med to-trinns kompresjon av det svært effektive arbeidsmediet CO ₂	3 ammoniakk- varmepumper/kjølemaskiner
Termisk sesonglager	Borehull (64 x 300 m)	Borehull (4 x 170 m)	Borehull (81 x 220 m)
Termisk døgnlager	Vanntanker (5 x 2000 l varmtvannstanker, 1 x 2000 l + 2 x 1500 l kaldtvannstanker)	3 varmelagringstanker	PCM lagertanker (4 x 60 m ³)
Fjernvarme	Spisslast. Oppvarming av tappevann	Ingen tilkobling	Spisslast. Oppvarming av tappevann

4 Systembeskrivelse av HiBs energisentral

Det opprinnelige systemskjemaet av energisentralen ved HiB er presentert i figur 13. I figuren er de forskjellige delene av systemet, samt alle energimålere og hovedtemperaturfølerne markert. Systemets shuntventil er også markert ettersom denne vil kunne påvirke systemet i varmmodus betraktelig. I dette kapitlet vil en teknisk forklaring av energisentralens deler, samt en forklaring av driftstrategien ved forskjellig energibehov presenteres.



Figur 13: Systemskjema av energisentralen ved HiB

En oppsummering av hvilke systemer energisentralen består av er presentert i tabell 2. Det er viktig at hvert enkelt system sine innstillinger står i forhold til hverandre for å oppnå en god driftsøkonomi.

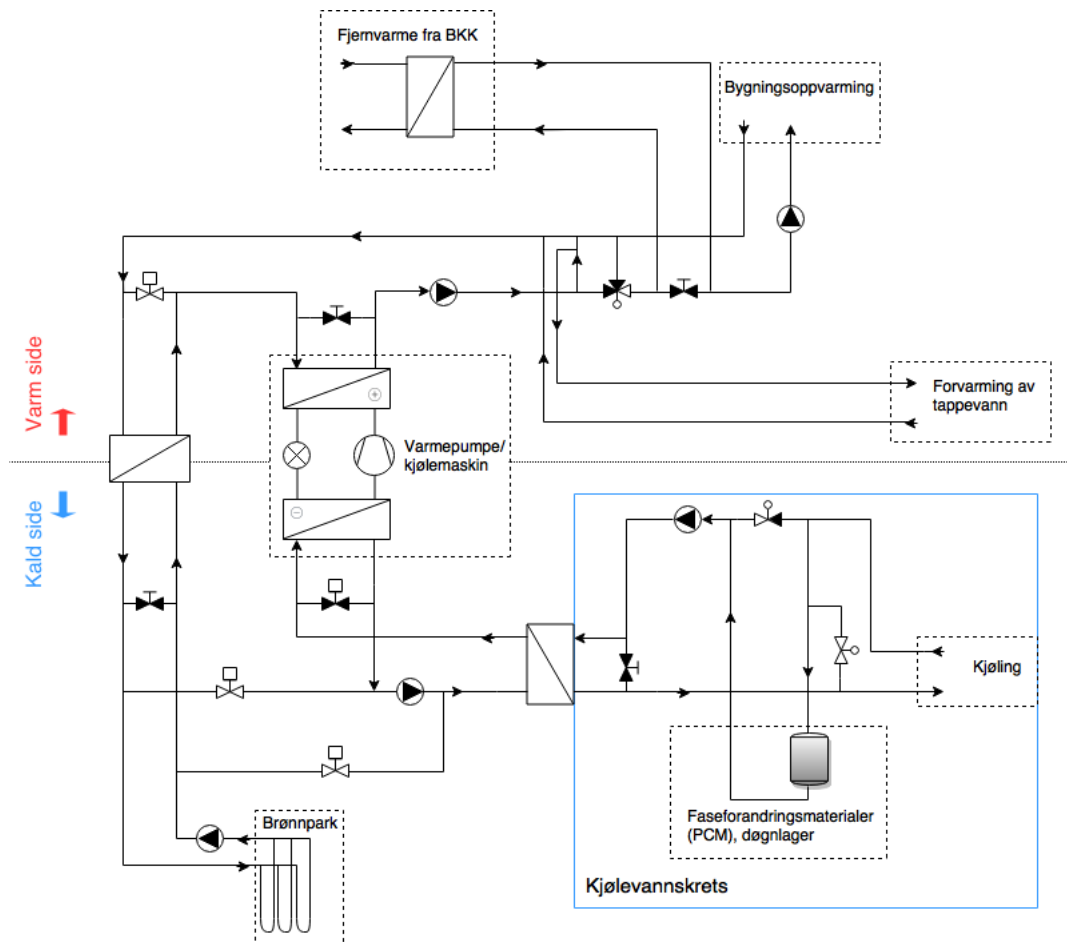
Tabell 2: Deler av energisentralen

320.001	Hovedkurs varme
350.001	Varmepumper, kald side og brønnpark/energireservoar
350.002	Varmepumper, varm side (kondensatorside)
350.003	Isvannssystem
350.011	Varmepumpe 1
350.012	Varmepumpe 2
350.013	Varmepumpe 3

Samtlige energimålere i hver del av energisentralen er markert i figur 13, og disse benytter ultralyd ved måling av vannmengde. Målerne skal ha en målenøyaktighet som tilfredstiller

klasse 2 eller 3 (EN1434), det vil si med et avvik på rundt 2% under ideelle forhold. Regne-enheten skal ha minimum IP-klasse 54, og ha display for avlesning av lokale verdier. Noen følerpar har behov for 10 m kabel, og måler 350.003-OE03 må inneha funksjon for måling av både varme- og kjøleenergi. Energimålerne tilknyttes undersentralen via M-bus og oppdateres med verdier minimum hvert 45 sekund. Det overføres verdier for tur- og returtemperatur, vannmengde, effekt og akkumulert varme- og kjøleenergi.

Ut fra det avanserte systemskjemaet gitt i figur 13 er det utarbeidet en forenklet skisse, som det tas utgangspunkt i videre i oppgaven. Dette var hensiktsmessig for studiet av energiflyt i sentralen ved forskjellig driftsmodus. Det forenklede skissen er gitt i figur 14, som tydelig viser hvordan de ulike energikildene er koblet sammen. Forenklinger som er gjort går blant annet ut på å kombinere identiske elementer som er koblet i parallell til ett enkelt element. Riktignok opererer de tre varmpumpene ved forskjellig kapasitet, men de er i skissen forenklet til én varmpumpe. Energisentralen består av flere systemer der alle er koblet til forskjellige måleinstrumenter (energimålere, temperaturfølere osv.), bypasses og åpne ventiler. Disse er heller ikke valgt å markere i figur 14 for at figuren skal bli så tydelig som mulig.



Figur 14: Forenklet skisse av energisystemet

Det er varmpumpene som er kjernen i energisentralen. Disse forsynes med varme fra brønnparken (og delvis fra kjølevannskretsen) i perioder det er behov for bygningsoppvarming. Varmepumpene dekker grunnlasten for oppvarming, mens fjernvarme levert av BKK dekker spisslasten. Dersom varmpumpene er i drift produseres også kjøling, som vil dekke grunnlasten for kjøling på høgskolen. Dersom kjølebehovet er høyt vil bruk av faseforandringmaterialer i kuldelagringstankene dekke spisslasten. I kjølemodus vil varmpumpene vanligvis produsere mer varme enn nødvendig for bygningsoppvarming. Denne varmen kan lagres i

brønnparken, og hentes ut igjen i perioder med behov for bygningsoppvarming.

4.1 Hovedelementene i anlegget

Som beskrevet i kapittel 3.3 består energisentralen ved HiB av fem hoveddeler. En mer detaljert oversikt over hver av disse vil bli presentert i dette kapittelet.

4.1.1 Varmepumpeaggregater

Høgskolen i Bergen har et varmpumpesystem som både leverer varme og kjøling til bygningene. Varmepumpe og kjølemaskin er altså samme maskin, men omtales som kjølemaskin når de jobber i kjølemodus, altså når overskuddsvarme dumpes ned i energibrønnene, og varmpumpe når denne energien hentes opp igjen. I tillegg til å være knyttet til energibrønnene vil varmpumpene også delvis forsynes av overskuddsenergi fra kjølevannskretsen i system 350.003.

HiBs varmpumpesystem består av tre (ett-trinns) varmpumpeaggregater koblet i parallell, der hvert av de tre aggregatene har forskjellig ytelse. Arbeidsmediet brukt i varmpumpene er ammoniakk (R717), som tidligere nevnt er et høyt effektivt arbeidsmedium for slike installasjoner. Effektfaktoren (COP) for varmpumpene er 4,2, som er av høy kvalitet [28]. Effektfaktoren (varmekoeffisienten) er et mål på hvor effektivt energien utnyttes i varmpumpesystemet og en faktor lik 4,2 betyr at man får 4,2 kW varme for hver kW elektrisitet man tilfører maskinen. Varmepumpen har god COP gjennom hele året på grunn av det termiske sesonglageret.

Varmepumpene er dimensjonert med en total varmekapasitet på 1600 kW, der varmpumpe 1, 2 og 3 skal dekke et effektbehov på henholdsvis 343 kW, 511 kW og 788kW. Kjølemaskinene er dimensjonert for totalt 1400 kW kjølekapasitet, hvorav de individuelle kjølekapasitetene for kjølemaskin 1, 2 og 3 er henholdsvis 292 kW, 438 kW og 671 kW. Total installert effekt for kompressorene er 300 kW [28]. Energianlegget kan driftes i forskjellige moduser med mål om å dekke behovet for oppvarming og kjøling av bygningene, som henholdsvis gjengis som varmmodus og kjølemodus. Temperaturene i de forskjellige delene av energianlegget avhenger naturligvis av hvilken modus anlegget driftes i. Dersom anlegget driftes i varmedriftsmodus vil utgående temperatur for kondensator og fordampner være henholdsvis 50°C og 5°C. I kjølemodus vil disse temperaturene derimot være henholdsvis 23°C og 5°C. Aggregatene har stempelkompressorer og plate/mantel-varmevekslere. Kompressorene er frekvensregulerte og kan reguleres ned til rundt 40% turtall, og deretter styres avlastning på sylindrene Av/På. Dette gir systemet gode lastegenskaper [38].

4.1.2 Brønnpark for termisk sesonglagring av energi

En energibrønn er et borehull i bakken som benytter berggrunnen som energikilde. Dette er gunstig siden berggrunnen holder en stabil temperatur, på rundt 8 til 9 grader, gjennom hele året [28]. Ved prosjekteringen av brønnparksystemet ved den nye høgskolen ble det funnet ut at lagringsbehovet for varme var stort. For å kunne kvitte seg med all varmen var det behov for rundt 180 borehull á 220 m, men man fant også ut at 80 borehull vil gi nok varme til varmpumpen for oppvarming. 180 hull ville ført til en voldsom investering for en kjølesituasjon som kun vil oppstå en kort periode hvert år, og det ble derfor valgt å rette seg mot en situasjon der bruk av 80 borehull vil være godt nok. Av geometriske grunner velges 81 borehull.

Brønnparken består av 81 borehull, som hver er 220 m dype. De 81 borehullene er delt i 9 separerte grupper, der hver gruppe består av 9 brønner i rektangulær formasjon. Avstanden mellom hver brønn er i overkant av 7 m [28]. En slik avstand er valgt med tanke på et ønske om at ingen termisk interaksjon vil oppstå dersom man for eksempel bare ønsker å benytte seg av varme fra én av brønnene. Hver brønngruppe har også installert hver sin energimåler. I brønnparken sirkulerer vann med 25% propylenglykol gjennom doble kollektorrør, som er plassert som en slynge ned i brønnene. Her oppstår en varmeveksling fra berggrunnen til vannet slik at bergvarmen transporteres gjennom vannet opp til varmepumpe/kjølemaskin.

Brønnparken fungerer om en varmekilde når det er behov for bygningsoppvarming og som varmesluk når det er behov for kjøling, da overskuddsvarme vil kunne lagres i brønnparken. I situasjoner der varme ikke blir tilført brønnparken, kan temperaturen i borehullene være lav nok til å kjøle ned temperaturen fra fordampere ytterligere. I disse tilfeller kan brønnparken benyttes til å levere frikjøling til kjølevannskretsen istedenfor å levere varme til fordampere [38].

4.1.3 Fjernvarme

For å dekke spisslasten for varmebehovet benyttes varme fra et fjernvarmeanlegg fra BKK. Skalverdi for turtemperaturen fra fjernvarmenettet er 70°C, og returtemperatur etter bygningsoppvarmingen ligger på omtrent 35°C, ifølge funksjonsbeskrivelsen til system 320.001, se vedlegg B. Fjernvarme brukes også for å varme tappevannet til ønsket temperatur.

4.1.4 Faseforandringsmaterialer

Faseforandringsmaterialer (PCM) i kuldelagringstanker benyttes for å dekke spisslasten for kjøling. Anlegget består av 4 sylindriske tanker som hver er fylt med 11.800 små beholdere (Flat ice element) som inneholder PCM. De fire tankene er plassert i parallell under bakken og installasjonen rommer til sammen et volum på 255 m³ [28]. Dette systemet er et døgnlager for termisk energi, som kan lades om natten (når det er relativt kaldt) og benyttes når man har behov for kjøling på dagtid. Ved lading fryses altså faseforandringsmaterialene i tankene, og ved økt kjølebehov smeltes de igjen. Ettersom døgnlageret fryser/smelter gjennom en periode på 24 timer er det, som forklart i kapittel 2.4, viktig at energilageringen balanseres riktig for opprettholdt lønnsomhet.

Dersom et høyt effektbehov for kjøling skulle oppstå, vil vann i kjølevannskretsen strømme gjennom tankene og videre gjennom små strømningskanaler mellom de stablede PCM-beholderne, slik at vannet kjøles ned ytterligere. Totalt har døgnlageret kapasitet til å dekke et kjølebehov på 11.200 kWh, altså levere en kjøleeffekt på 1600 kW i 7 timer [28]. Lagringsmediet i PCM-beholderne er Salhydrat S10, som har en faseforandringstemperatur på 10°C [39]. Dette materialet vil, med tanke på temperatur og volum, gi tilnærmet ideell løsning sammenlignet med bruk av is og vann. Dersom vann hadde blitt brukt måtte volumet på lagringstankene være på hele 1010 m³ for å dekke den samme spisslasten [28]!

4.1.5 Adiabatisk kjøling

Adiabatisk kjøling er inkludert i 14 aggregater, der temperaturen på avtrekksluften synker ved at fuktighet blir tilført luften. Avtrekksluften blir da kaldere enn den friske luften, og ved å bruke varmegjenvinneren vil friskluften bli avkjølt. Ved å bruke indirekte adiabatisk forkjøling i ventilasjonsaggregatene bruker man varmegjenvinneren til å gjenvinne kjøling om

sommeren. Klimakjøling av rommene skjer via ventilasjonsluften, bruk av fancoils og små omgjøringsaggregat. Adiabatisk kjøling reduserer rundt 40% på kuldeeffekten [28].

4.2 Driftsstrategi

Som tidligere nevnt driftes energisentralen enten i varmemodusdrift eller i kjølemodusdrift. Det har tidligere blitt utført to analyser av energisentralen ved HiB, der begge fokuserer på sentralens kjølesystem. Det har av den grunn blitt gitt en mer nøyaktig beskrivelse av hvordan systemet fungerer i kjølemodus, og en mer detaljert driftsstrategi vil derfor bli beskrevet med utgangspunkt i hvordan anlegget opererer i kjølemodusdrift.

Med utgangspunkt i anleggets funksjonsbeskrivelse har det likevel vært mulig å skille mellom når anlegget opererer i varmemodus og når det opererer i kjølemodus, se vedlegg B. I figur 13 er flere energimålere og temperaturfølere markert. Disse er med på å kontrollere hvordan systemet driftes, og er med på å indikere hvilken modus energisentralen opererer i.

Varmemodus aktiveres dersom et av følgende kriterier er oppfylt i mer enn 15 minutter:

- Turtemperatur fra brønnpark (350.001.RT02) er 0,6 grad lavere enn innstilt isvannstemperatur (350.003.RT42)
- Effekt tilført brønnpark (målt med energimåler 350.001.OE01) minus eventuelt energi tilført fra fjernvarmen via energimåler 320.001.OE01, er mindre enn 50 kW

Kjølemodus aktiveres dersom følgende kriterier er oppfylt:

- Turtemperatur fra brønnpark (350.001.RT03) er mindre enn 0,6 grad lavere enn instilt isvannstemperatur (350.003.RT42) i mer enn 15 minutter og
- Utetemperaturen er høyere enn 15°C og/eller
- Ved lading av kjøleenergilageret (system 350.003) om natten

4.2.1 Driftsstrategi basert på kjølelasten

Videre følger en kort forklaring av driftstrategien basert på systemet i kjølemodusdrift [38]. Dersom noen komponenter i systemet kan operere i to forskjellige tilstander i samme modus, er dette betegnet med subscript.

Modus A - Lavt behov for kjøling: Ved et lavt kjølebehov vil varmepumpene jobbe i oppvarmingsmodus, og kjøleeffekten som samtidig genereres i fordamperen vil være høyt nok til å dekke kjølebehovet i bygningene. Avhengig av oppvarmingsbehovet og temperaturen i brønnparken, kan brønnparken enten benyttes som varmekilde for varmepumpene (Modus A_1) eller levere frikjøling til kuldekretsen for å kjøle den ned ytterligere (Modus A_2). Ettersom behovet for kjøling er lavt vil den resterende kulden som blir produsert brukt til å lade faseforandringsmaterialene (PCM-lageret) i denne perioden. Resultatene for drift i Modus A_1 og A_2 er fremstilt i henholdsvis figur 15a og 15b.

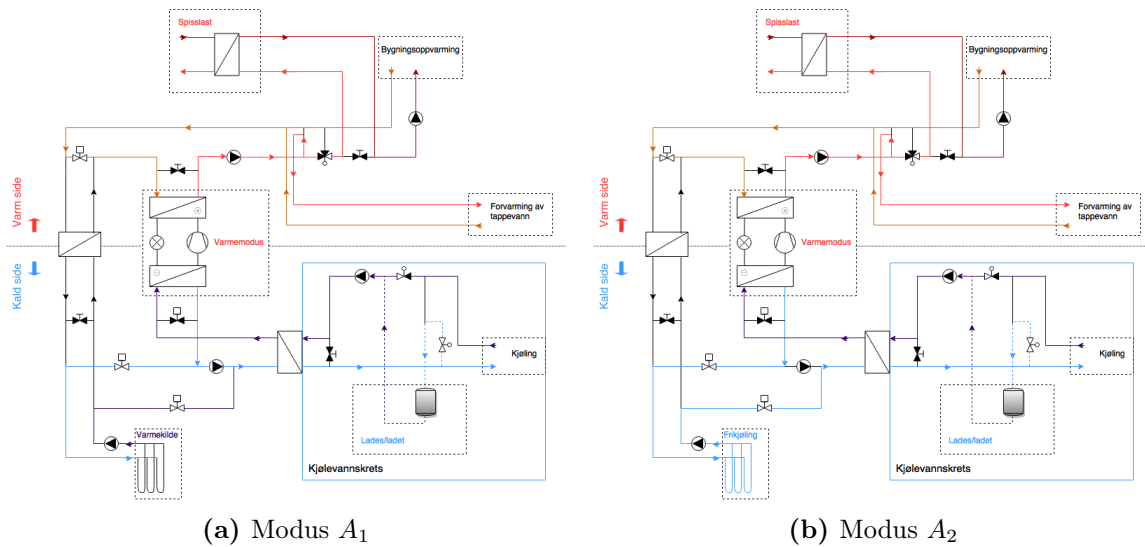


Figure 15: Systemets drift i modus A

Modus B - Moderat behov for kjøling: Varmepumpene vil nå jobbe som kjølemaskiner. Kondensatorsiden i kjølemaskinene vil dekke oppvarningsbehovet i bygningene, men dersom varmeproduksjonen blir for høy vil overskuddsvarmen lagres i brønnparken. Under optimale forhold vil faseforandring lageret nå være fulladet, men hvis ikke kan det lades i dette moduset forutsatt at kjølebehovet dekkes. En fremstilling av dette moduset er vist i figur 16.

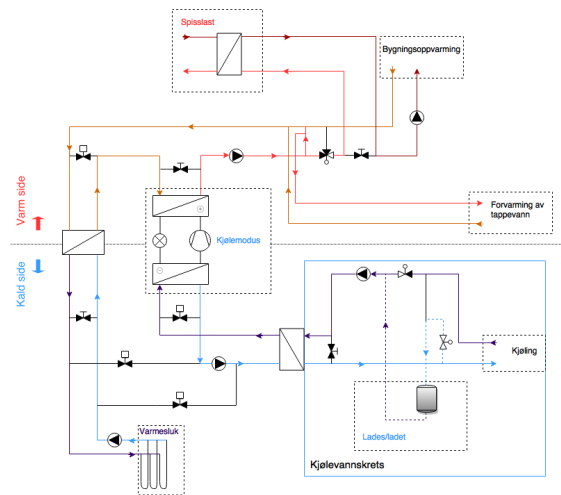


Figure 16: Systemets drift i modus B

Modus C - Høyt kjølebehov med utladning av PCM-lageret: Denne situasjonen vil oppstå dersom kjølebehovet er større enn 1400 kWh i mer enn 10 minutter. Nå vil kjølemaskinene jobbe 100%, og brønnparken vil lades med varme fra kondensatorene. I tillegg vil PCM-lageret utlades, det vil si smeltes, for å dekke topplasten, og styres i et kontrollpunkt (RT51) for å forhindre at utlading av lageret skjer for fort. Se figur 17.

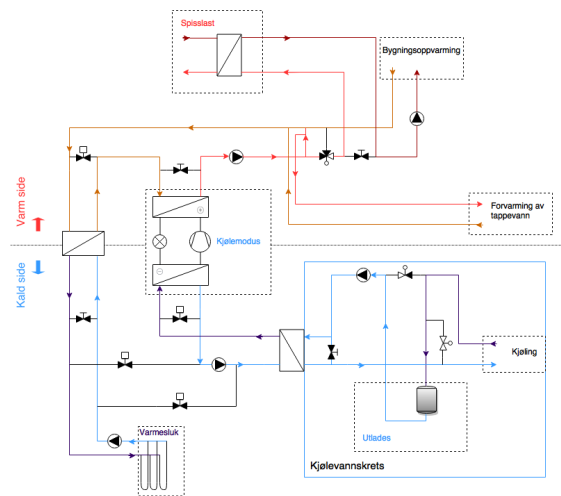
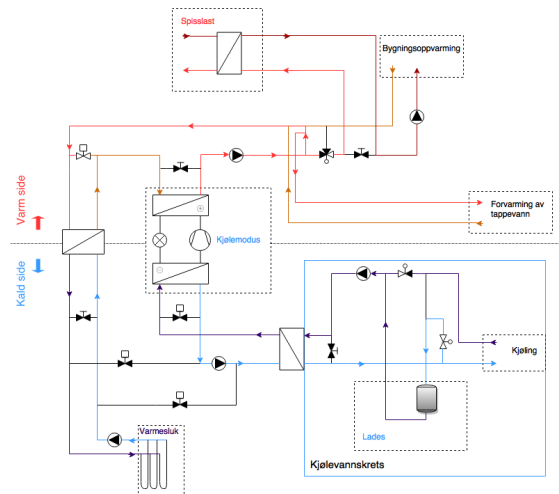


Figure 17: Systemets drift i modus C

Modus D - PCM-lageret lades: Der-
som kuldebehovet for byggene er under
1300 kWh i over 15 minutter oppstår
denne situasjonen. Både oppvarmings- og
kjølebehovet er relativt lavt, og mestpar-
ten av varmen generert av kondensator-
siden til varmepumpene blir derfor le-
vert til brønnparken. Kjølevannets forsy-
ningstemperatur er lavere enn 9°C , slik at
PCM-lageret vil lades, dvs fryses.

Det er vanlig at systemet driftes i den-
ne modusen om natten, da kjølelasten er
lav. Dette kalles vedlikeholdslading, som
garanterer et fulladet PCM-lager. Se figur
18.



Figur 18: Systemets drift i modus D

PCM-lageret utlades som backup: Dersom kjølevanntilførselen er høyere enn 9°C i mer enn 10 minutter, som tyder på systemfeil, vil smelting av PCM-lageret brukes til å kompensere for manglende kjølekapasitet. Denne backup-utladningen skjer uavhengig av hvilket modus lasten er i.

De forskjellige modusene beskrevet over er oppsummert i tabell 3.

Tabell 3: Oppsummering over de forskjellige driftsmodusene

Modus	Oppvarmingsbehov			Kjølebehov			Driftmodus			
	Lavt	Moderat	Høyt	Lavt	Moderat	Høyt	HP	TES	PCM	DH
A ₁			X	X			Varmemodus	Varmekilde	Lades/ladet	Spisslast varme
A ₂		X		X			Varmemodus	Frikjøling	Lades/ladet	Spisslast varme
B	X				X		Kjølemodus	Varmesluk	Lades/ladet	Spisslast varme
C	X					X	Kjølemodus	Varmesluk	Utlades	Spisslast varme
D	X			X			Kjølemodus	Varmesluk	Lades	Spisslast varme

4.2.2 Veksling mellom bruk av varmepumpene

Det finnes flere forskjellige driftsmoduser for varmepumpene/kjølemaskinene i varmemodus og i kjølemodus. Avhengig av varmebehovet og kjølebehovet i bygningene, vil en kombinasjon av de tre aggregatene bestemmes basert på ønsket levert effekt. Tabell 4 og 5 viser hvordan kapasitetsregulering ved inn- og utkobling av de forskjellige varmepumpene skjer, og er laget basert på funksjonsbeskrivelsen og utgitt datablad, se henholdsvis vedlegg B og C.

Tabell 4: Varmemodus. Fire forskjellige driftsmoduser for varmpumpene

Varmebehov/Trinn	1	2	3	4
Innkobling [kW]		240	340	480
Utkobling [kW]		200	290	430
Varmepumpe 1 (350.011)	X			
Varmepumpe 2 (350.012)		X		X
Varmepumpe 3 (350.013)			X	X
Fordamperkapasitet [kW]	237	356	618	974
Kondensatorkapasitet [kW]	302,2	453	767	1220
Kompressorens effektforbruk [kW]	65,2	96,8	153	250

Som vist i tabell 4 kan varmpumpeanlegget driftes i fire forskjellige moduser, der inn- og utkobling av de ulike varmpumpene reguleres ut fra varmebehovet. Dersom anlegget driftes i varmemodus 1 vil drift av varmpumpe 1 være nok til å dekke effektbehovet for oppvarming. Dersom effektbehovet skulle øke til over 240 kW aktiveres varmemodus 2, det vil si bruk av varmpumpe 2 alene. Dersom effektbehovet øker til over 340 kW vil varmpumpe 3 innkobles, mens varmpumpe 2 utkobles, og systemet driftes i varmemodus 3. Og slik forsetter reguleringen av inn- og utkobling for å sørge for at effektbehovet blir dekket. Fra tabellen bemerkes det at alle de tre varmpumpene aldri vil være i drift samtidig.

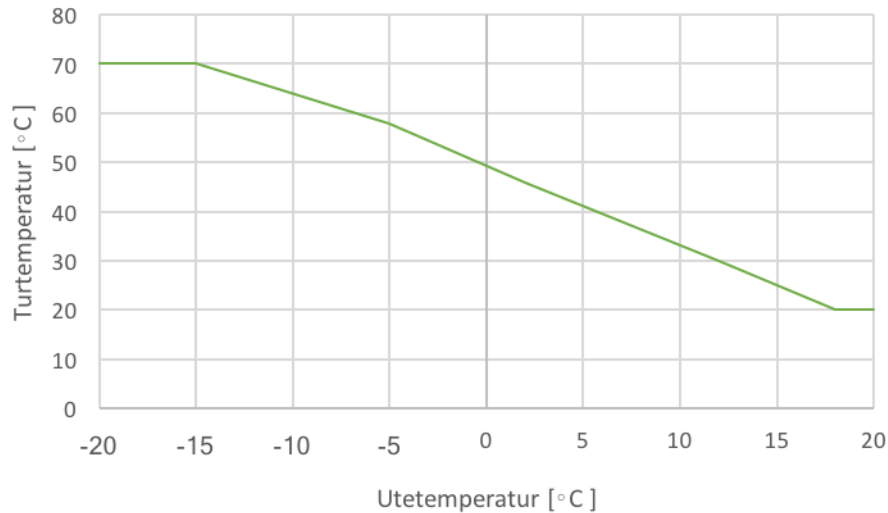
Tabell 5: Kjølemodus. Fem forskjellige driftsmoduser for kjølemaskinene

Trinn	1	2	3	4	5
Innkobling [kW]		270	380	590	920
Utkobling [kW]		235	330	500	720
Varmepumpe 1 (350.011)	X				X
Varmepumpe 2 (350.012)		X		X	X
Varmepumpe 3 (350.013)			X	X	X
Fordamperkapasitet [kW]	292	438	671	1109	1401
Kondensatorkapasitet [kW]	342,2	512,5	788	1299	1642
Kompressorens effektforbruk [kW]	50,2	74,5	118	193	243

I kjølemodus vil inn- og utkobling av de forskjellige varmpumpene reguleres tilsvarende som for i varmemodus, men vil skje etter skalverdiene i tabell 5. Maksimal driftskapasitet er 1401 kW i varmemodus og 1030 kW i kjølemodus.

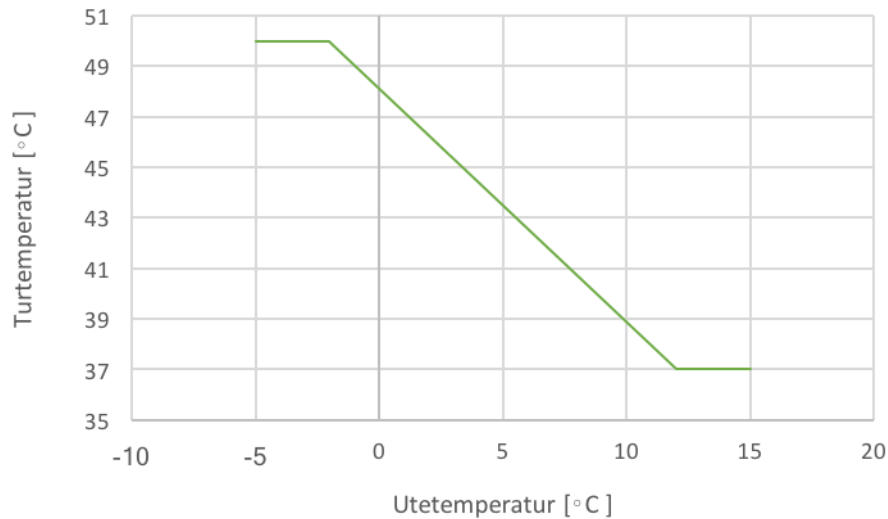
4.2.3 Utetemperaturkompensering

Samtlige deler av energisentralen er utetemperaturkompensert. For system 320.001 er regulering av temperaturføler RT40 utetemperaturkompensert, og gitt som i figur 19 for dagdrift. Sentralen operer i dagdrift fra kl 05:00 til 22:00 fra mandag til fredag, og fra kl 08:00 til 18:00 på lørdag og søndag. Ellers opererer sentralen i nattdrift, det vil si at tidsstyring forskyver utetemperaturen $+5^{\circ}\text{C}$ om natten for endring av temperaturkurven.



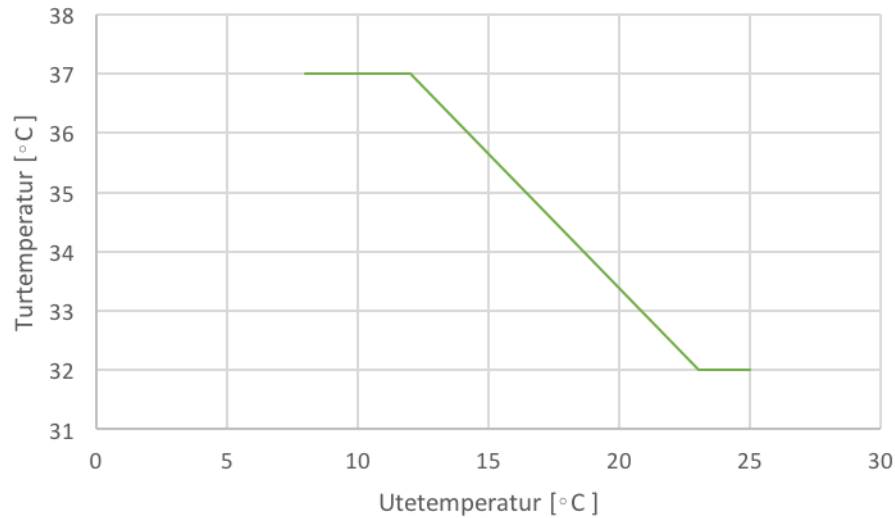
Figur 19: Skalverdi for turtemperatur 320.001.RT40 i dagdrift

Temperaturregulering av kondensator-kretsen i system 350.002 er kaskaderegulert, der temperaturføler 350.002.RT06 er hovedføleren mens 350.002.RT05 er hjelpeføleren. Skalverdien for turtemperatur er satt med hensyn til utetemperaturen, og vil naturligvis variere etter om anlegget driftes i varme- eller kjølemodus. Bestemt skalverdi for turtemperaturen til kondensator-kretsen er fremstilt i figur 20 for drift i varmemodus, og i figur 21 for kjølemodus. Utetemperaturen er målt av temperaturføler 320.001.RT90, se figur 13.



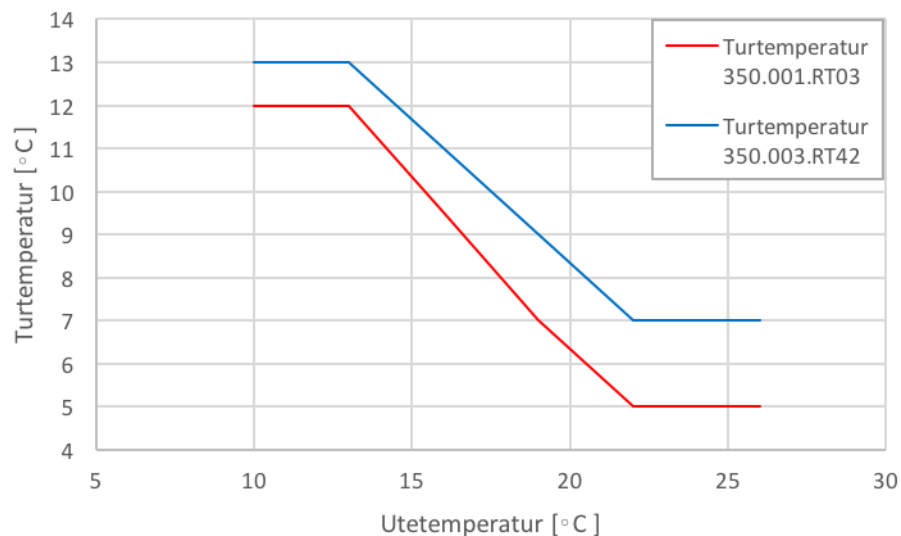
Figur 20: Skalverdi for turtemperatur 350.002.RT06 i varmemodus

Figur 20 viser hvordan driften av varmepumpene er utetemperaturkompensert i varmemodus. Fra figuren ser man at nødvendig turtemperatur for kondensator-kretsen er 50°C dersom utetemperaturen skulle nå et temperaturnivå på under -2°C. Ved en utetemperatur på 12°C er tilsvarende verdi lik 37°C. Kurven for systemet er innstillbar, men er her tilpasset varmekurven for system 320.001 som vist figur 19.



Figur 21: Skalverdi for turtemperatur 350.002.RT06 i kjølemodus

Figur 21 viser skalverdi for turtemperatur 350.002.RT06 i kjøledrift. Fra figuren ser man at skalverdien er satt lik 37°C ved en utetemperatur på 12°C , og lik 32°C for en utetemperatur på 23°C . For kjølemodus vil kjølemaskinene også reguleres etter temperaturnivå for isvannskretsen 350.003, som også er utetemperaturkompensert. Den utekompenserte isvannstemperaturen, gitt ved temperaturføler 350.003.RT42, er gitt i figur 22.



Figur 22: Turtemperatur 350.001.RT03 og 350.003.RT42 i kjølemodus

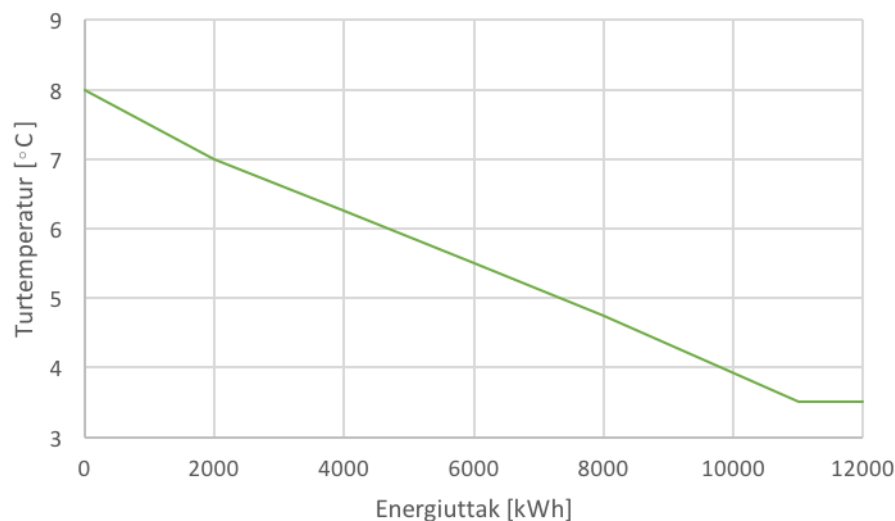
Skalverdi for isvannstemperatur 350.001.RT03 er beregnet i henhold til skalverdien for 350.003.RT42, og varierer som vist i figur 22. Denne verdien overføres til varmepumpenes kjøleskalverdi som benyttes i drift ved kjølemodus. Turtemperatur 350.001.RT03 er regulert til å alltid være lavere enn skalverdien for 350.003.RT42. Dette muliggjør benyttelse av frikjøling fra brønnparken. Merk at forholdet mellom grafene er på 1°C ved en utetemperatur på 10°C , og øker til 2°C ved en utetemperatur på 22°C .

Dersom turtemperaturen for isvannskretsen RT42 er lavere enn 9°C vil energilageret vedlikeholdslades. Utlading må derimot reguleres nøye, for å hindre for stort uttak av kjøleenergi. Dersom alle varmepumpene har gått på 100% i minimum 10 minutter i kjølemodus frigjøres det for bruk av kjøling fra lageret. Uttaket av kjøleenergi fra energilageret reguleres ved at man regulerer turtemperatur RT51, se i kjølevannskretsen i figur 13. Reguleringen skjer i henhold til en beregnet temperatur. Slik vil man få kontroll på energiuttaket for å hindre for rask utlading, samt at varmepumpene hindres til å regulere ned kapasiteten. Beregning av skalverdi for RT51 er gjort ved bruk av formel 7.

$$RT51_W = RT42_B + \frac{340}{OE01_{Vannmengde}} \quad (7)$$

I formel 7 er OE51 målt vannmengde [l/sek], og forutsatt at returtemperatur RT50 er rundt 17°C. Dette er fordi systemet er dimensjonert til at verdiene for tur- og returtemperatur for kjøling av bygningene er henholdsvis 7°C og 17°C.

Lading av PCM-lagertankene skjer enten dersom energimåler OE01 er høyere enn 1300 kW i mer enn 15 minutter i løpet av dagen eller dersom en av de fire tanktemperaturene (RT55, RT56, RT57 eller RT58) er høyere enn 10,2°C. Ved lading bestemmes skalverdi for RT42 ved justering av skalverdi for temperaturføler 350.001.RT03, se figur 13. Figur 23 viser hvordan skalverdien for isvannstemperatur 350.001.RT03 justeres i forhold til energiuttak målt på energimåler OE01.



Figur 23: Ladejustert skalverdi 350.001.RT03

Betingelsen for ladestopp er at energimåler OE03 er mindre eller lik 50 kW lading i 10 minutter. Når dette skjer vil skalverdien for RT42 reguleres etter utekompenseringskurven, gitt i figur 22.

4.2.4 Reguleringsstrategi for brønnparken (system 350.001)

Veksling mellom varme- og kjølemodus i brønnparken reguleres av trykkdifferanse og temperaturføler 350.001.RT03. I kjølemodus vil brønnparken lades dersom all varme fra kondensatorene ikke blir benyttet til bygningsoppvarming. For veksling fra kjøling til varmemodus vil

samtligte varmepumper få et signal om at driftsmodusen settes til varmemodus, og det må minimum være vannsirkulasjon mot en av fordamperne på en av varmepumpene. I varmemodus vil energibrønnene brukes som varmekilde, og driften deles inn i to ulike tilstander. I tilstand 1 er turtemperatur 350.001.RT02 fra brønnparken (se figur 13) høyere enn 9°C. I denne tilstanden blandes kjølt vann fra turledningen fra varmepumpene med vannet fra brønnparken til innstilt vanntemperatur for RT03 lik 8,5°C, for å oppnå tilstrekkelig med kjøling mot system 350.003. Turtallet for to parallellkoblede pumper reguleres av temperaturføler RT03 for å oppnå ønsket temperatur.

I tilstand 2 er turtemperaturen fra brønnparken, RT02, lavere enn 9°C, og det er i denne tilstanden frikjøling kan utnyttes. Men frikjøling vi imidlertid bare oppstå dersom ett av følgende kriterier er tilstede:

- Målt kjøleeffekt på kjøleenergimåler 350.003-OE01 er større enn 160 kW
- Målt vannmengde på energimåler 350.003-OE01 er større enn 12 l/s.

5 Metode

Denne delen av oppgaven er todelt, der første del omfatter en generell energianalyse av energisentralen. Del to vil omhandle energiflyten i system 350.001, med fokus på brønnparken. I denne delen vil en modell for analyse av energistrømmene gjennom energibrønnene presenteres. Energianalysen til systemet er gjort ved hjelp av beregningsverktøyet excel, mens modelleringen av brønnparken er gjort i Matlab.

5.1 Analyse av måledata

Det ble utgitt måledata fra alle de forskjellige delene av energisentralen. Målingene som ble utgitt er daglig energiforbruk i kWh gjennom en periode på ett år, fra 1. november 2015 til og med 31. oktober 2016. En oversikt over hvilke energimålere SWECO har anskaffet verdier til er presentert i tabell 6. Disse energimålerne er også markert i figur 13. I tillegg til måledata har døgnverdier for utetemperatur på målestasjonen Florida (stasjonsnummer 50540) i Hordaland, Bergen, blitt hentet ut fra Meteorologisk institutts vær- og klimadata, over samme periode. Denne målestasjonen er representativ for HiB. Som en forenkling er det valgt å benytte daglige middeltemperaturer videre i analysen. Denne beslutningen ble tatt på grunnlag av at disse temperaturene vil være mest representative for døgnverdiene og mest sammenlignbare med daglig energiforbruk, ettersom vi hverken vet hvordan temperaturen eller energiforbruket varierer i løpet av døgnet.

Tabell 6: Oversikt over anleggets energimålere

Energimåler	Systemkomponent	Målt verdi	Kommentar
310.001-OE51	Tappevann	Energiforbruk	Forvarming
320.001-OE01	Fjernvarme	Lever energi	Spisslast
320.001-OE02	Varmepumpe	Lever energi	Grunnlast
350.002-OE01	Varmepumpe	Lever energi	Kondensator (totalt produsert varme)
350.001-OE01	Brønnpark	Varmekilde	Varmeuttak
350.001-OE01	Brønnpark	Varmesluk	Dumping av varme til brønnene
350.001-OE11	Varmepumpe 1	Lever energi	Fordamper (produsert kjøling)
350.001-OE12	Varmepumpe 2	Lever energi	Fordamper (produsert kjøling)
350.001-OE13	Varmepumpe 3	Lever energi	Fordamper (produsert kjøling)
350.011, 432.020-RE03	Varmepumpe 1	Tilført energi	Energi som er tilført hver enkelt tavle for varmpumpene.
350.012, 432.020-RE04	Varmepumpe 2	Tilført energi	I denne energien inngår energi til kompressor, tap i
350.013, 432.020-RE05	Varmepumpe 3	Tilført energi	frekvensomformere, elektronikk og oppvarming av oljen i kompressorene.
350.003-OE01	Kjøling	Energiforbruk	Forbruk av energi til kjøling av bygningene
350.003-OE03	PCM-lager	Kjøleuttak	Spisslast
350.003-OE03	PCM-lager	Kjølelading	Lading av lageret

Målet med denne delen av oppgaven var å undersøke om høgskolens energisentral driftes på en god måte. For å gjøre dette har en sentral del av undersøkelsen gått ut på å analysere hvert av systemene i tabell 2, for så å undersøke om samspillet mellom disse fungerer optimalt.

5.2 Modellering av energiflyten gjennom brønnparken i system 350.001

Brønnparken spiller en sentral rolle for effektiviteten til varmpumpene, og må derfor være i årlig balanse for å opprettholde et energieffektivt system. Det ble derfor besluttet å undersøke energistrømmene gjennom brønnparken nøyere, ved hjelp av å utvikle en modell for massestrøm samt endring i temperaturdifferansen for brønnparken. Hensikten med dette var å undersøke hvorvidt energibrønnene er i balanse. Dersom massestrømmen gjennom brønnene holder seg tilnærmet konstant, samtidig som ΔT minker, kan det det være mulig å

undersøke om det termiske lageret lades ut. Det var også et mål å undersøke hvorvidt sesong-lageret er overdimensjonert. Utforming av en slik modell vil også gi bedre innsikt i hvordan de forskjellige systemene i energisentralen henger sammen.

Manglende instrumentering er et gjennomgående problem i denne rapporten. Dette gir spesielt utfordringer i denne delen av oppgaven, der modelleringen av energibrønnene har blitt basert på en rekke antakelser. Dette gir naturligvis større usikkerhet og utfordringer knyttet til optimalisering av driften.

For å utvikle simuleringen av massestrøm og ΔT gjennom brønnparken har det blitt tatt utgangspunkt i funksjonsbeskrivelsen, arbeidstegning av energisentralen (se figur 13) og utgitt datablad om varmpumpene, se henholdsvis vedlegg B, A og C. Først har et skille mellom drift i varme- og kjølemodus blitt undersøkt for system 350.001. Ettersom man bare har funksjonsbeskrivelsen eller daglige energimålinger å basere seg på, vil et skille mellom varme- og kjølemodus være enklest å knytte til utetemperatur. Antakelsene som da har blitt gjort er at kjølemodus aktiveres dersom utetemperatur overskrider 15°C , som gitt i driftsstrategien i kapittel 4.2. Daglige verdier for energiforbruk har altså blitt sammenlignet med daglige verdier for utetemperatur, og slik har det blitt antatt at for dager med utetemperatur på over 15°C vil systemet drifte i kjølemodus gjennom hele døgnet. Ellers vil det drifte i varmemodus. I virkeligheten vil energisentralen veksle mellom varme- og kjølemodus etter ulikt behov gjennom døgnet, men siden vi ikke vet hvordan driften varierer i løpet av døgnet er denne forenklingen gjort. Ettersom oppgitt måledata er gitt som energi og ikke effekt, er det antatt et konstant effektbehov gjennom hele døgnet.

Videre har det blitt utviklet skisser for hvordan systemet vil drifte i varme- og kjølemodus, der målet var å få en oversikt over hvordan energistrømmene sirkulerer i system 350.001 i de forskjellige modusene. Energistrømmene for varme- og for kjølemodus er presentert i henholdsvis figur 24 og 25. Disse skissene er basert på funksjonsbeskrivelsen, der det er gitt at ventil SC01 og SC02 er åpne i varmemodus, mens begge er stengt i kjølemodus. Det er energistrømmene som gitt i disse to skissene det har blitt tatt utgangspunkt i ved utforming av modellen.

I datablad for varmpumpe 1 (markert ved 200 kW og posisjon 1 i vedlegg C) er verdier for nominell kjøling oppgitt. Denne informasjonen har blitt brukt for å forenkle modelleringen av massestrømmen gjennom systemet. Ettersom fordamperne er varmevekslere, og her til og med motstrømsvarmevekslere, har formel 6 fra kapittel 2.2 vært nyttig for å knytte massestrømmen opp mot levert effekt. Det blir oppgitt at temperaturendringen for nominelle verdier for propylenglykol gjennom fordamperen er en temperaturreduksjon fra 10°C til 5°C , altså med en ΔT_f lik 5°C . Ettersom ikke annet er oppgitt er derfor en temperaturendring lik 5°C antatt konstant for fordamperen gjennom hele analyseperioden. I databladet er spesifikk varmekapasitet for propylenglykol gitt lik $3,865 \text{ kJ/kgK}$. Denne vil endre seg litt avhengig av temperatur, men antas også konstant i modellen. Tettheten til fluidet i system 350.001 er gitt i vedlegg C og er $1036,00 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$. Massestrømmen for nominelle verdier for propylenglykol er oppgitt til å være $51295,3 \text{ kg/h}$ (det vil si ca $14,25 \text{ kg/s}$). For å dobbeltsjekke at verdiene i databladet stemmer overens, kan effekten beregnes ved formel 6. Dette gir følgende:

$$q = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T_f = 14,25 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 3,865 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 5\text{K} = 275,35\text{kW} \quad (8)$$

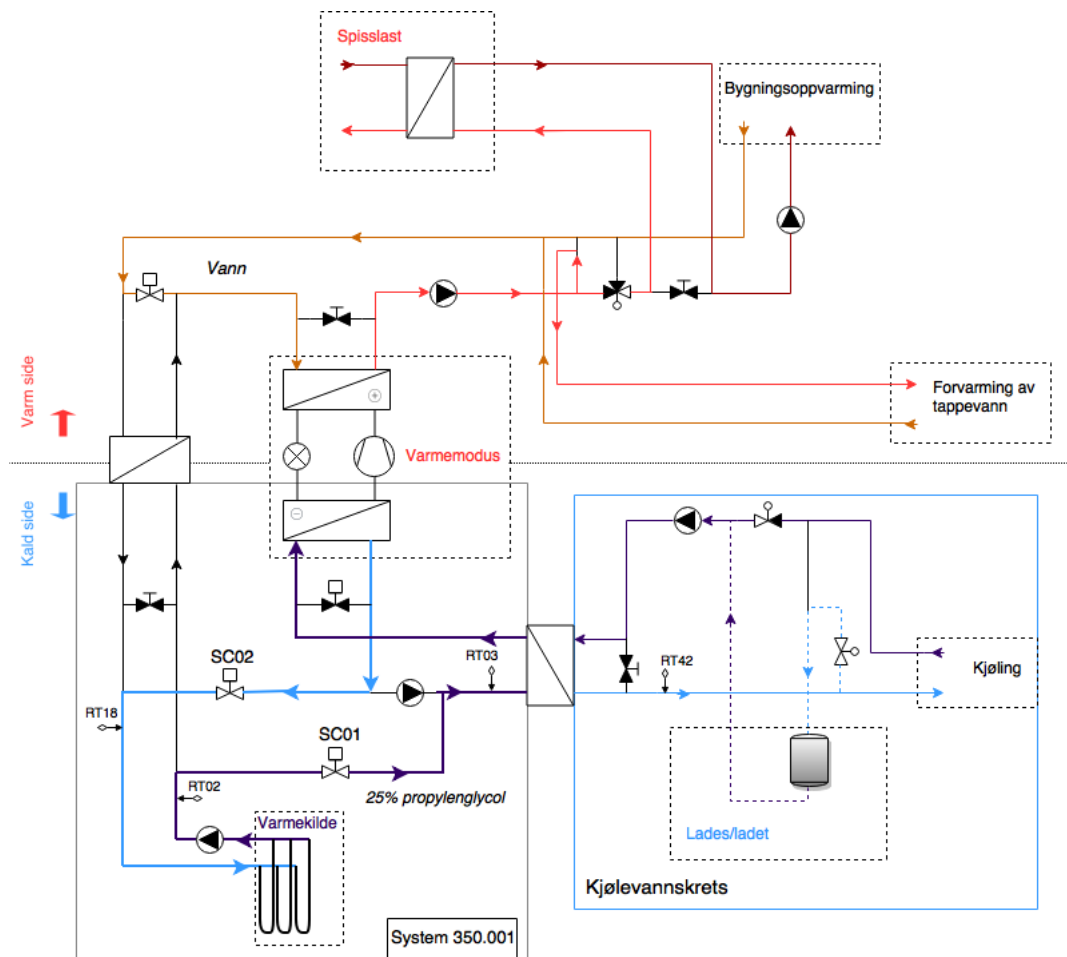
Opgitt nominell effekt er 275 kW, som stemmer med beregningen i ligning 8. En oversikt over nominelle verdier fra datablad som er antatt konstante er gitt i tabell 7.

Tabell 7: Konstante verdier i modellen

Variabel	Verdi
c_p	$3,865 \frac{kJ}{kg \cdot K}$
ρ	$1036 \frac{kg}{m^3}$
ΔT_f	5 K
c_{pvann}	$4,183 \frac{kJ}{kg \cdot K}$
ΔT_{vs}	5 K
ΔT_{ks}	5 K
t	24 timer

5.2.1 Varmemodus

Dersom utetemperaturen er lavere enn 15°C vil energisentralen drifte i varmemodus, se figur 24. I denne tilstanden vil brønnparken fungere som en varmekilde, der varme hentes opp fra energibrønnene og forsyner fordampere med energi. For å forenkle driften antas det at all kjøling produsert av fordampere i denne tilstanden vil gå gjennom brønnparken, som markert i figuren. I dette moduset vil altså brønnparken kjøles ned.



Figur 24: Energistrømmer for system 350.001 i varmemodus

Massestrømmen i kretsen er beregnet ut fra produsert energi fra kjølemaskinene, gitt ved formel 9.

$$\dot{m} = \frac{E}{24 \cdot c_p \cdot \Delta T_f} \quad (9)$$

I formelen er effekten funnet ved å dividere energi E [kWh] på 24 timer, c_p er spesifikk varmekapasitet for 25% propylenglykol og ΔT_f er temperaturendring gjennom fordampere, se tabell 7. Ettersom både spesifikk varmekapasitet c_p og ΔT_f er antatt konstante, vil massestrømmen være direkte avhengig av generert energi, E . Totale daglige verdier for E er gitt ved å summere måledata fra måler 350.001-OE11, OE12 og OE13, se tabell 6. Det har nå blitt funnet daglige verdier for massestrøm i system 350.001 gjennom hele fyringssesongen.

Ettersom det antas at hele massestrømmen alltid passerer brønnparken i varmemodus, vet vi at massestrømmen funnet ved hjelp av formel 9 også vil strømme gjennom brønnparken. For å finne temperaturendring ΔT gjennom brønnparken skrives ligning 6 om til følgende resultat:

$$\Delta T = \frac{E}{24 \cdot \dot{m} \cdot c_p} \quad (10)$$

Ved bruk av formel 10 kan temperaturendring for brønnparken beregnes for alle døgn energisentralen driftes i varmemodus. Her er massestrømmen funnet ved formel 9 og c_p er gitt i tabell 7. Energimåler 350.001-OE01 for brønnparken viser to forskjellige verdier, én for uttak og én for dumping av energi til brønnene, se tabell 6. I varmemodus vil brønnene fungere som en varmekilde, og det vil derfor benyttes verdier for varmeuttak fra energimåler OE01 for E i formel 10. Dette valget er også basert på at det finnes forskjellige dimensjonerende verdier for massestrøm og temperatur inn og ut av brønnene ved dumping og levering av varme, se vedlegg A.

Frikjøling gjennom brønnparken er i denne modelleringen ekskludert ettersom den sannsynligvis ikke ville oppstått gjennom et helt døgn, samtidig som at vi ikke har oppgitt nok informasjon om system 350.003 til å gjøre gode antakelser, se kapittel 4.2.4.

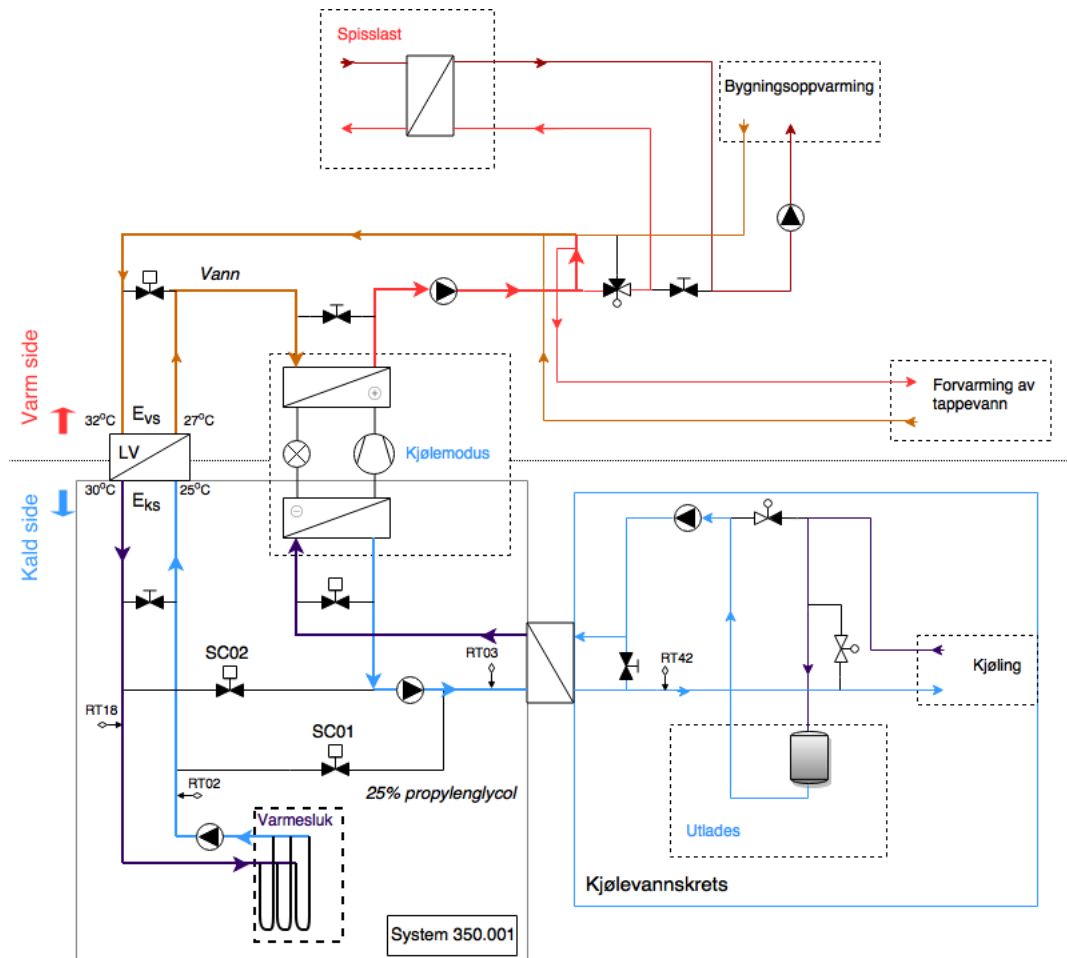
5.2.2 Kjølemodus

Dersom utetemperaturen er over 15°C aktiveres kjølemodus. I kjølemodus vil massestrømmen i system 350.001 sirkulere i to separate kretser, som vist i figur 25. I kjølemodus er behovet for oppvarming relativt lavt, og kondensator-siden til varmepumpene vil da produsere mer varme enn nødvendig. Denne varmen føres over varmeveksler (LV) og lagres i brønnparken, se figur 25. Brønnparken fungerer altså som et varmesluk.

For å finne energien som blir overført fra varm- til kald side gjennom varmeveksler LV i denne modusen, må man benytte seg av energibalanse. Produsert varme fra kondensatorene (350.002-OE01) skal være nok til å forvarme tappevann (310.001-OE51) og dekke grunnlasten til bygningsoppvarming (320.001-OE02). Ettersom HiBs energisentral er utformet slik at ikke noe energi skal avledes ut fra sentralen, vil energien som ikke blir brukt dumpes ned i brønnparken for å senere kunne benyttes. Denne ”*overskuddsenergien*” er funnet som gitt ved formel 11.

$$Lagring = produsert - forbruk = OE01 - OE51 - OE02 \quad (11)$$

For å finne ut hvor mye energi som blir overført fra den varme til den kalde siden av energi-



Figur 25: Energistrømmer for system 350.001 i kjølemodus

sentralen (gjennom LV), er det igjen benyttet energibalanse. Dersom man antar en ideell varmeveksler med ingen tap vil levert energi fra varm side være lik mottatt energi på kald side, som vist i ligning 12.

$$E_{vs} = E_{ks} \quad (12)$$

$$\dot{m}_{vann} \cdot c_{pvann} \cdot \Delta T_{vs} \cdot t = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T_{ks} \cdot t$$

Som vist i figur 25 er dimensjonerende verdier for ΔT over LV lik for både varm og kald side av systemet, og har verdien 5K. For å forenkle modellen ble det besluttet å anta at den er konstant, og at det er massestrømmen som vil variere ved endring i levert effekt. Spesifikk varmekapasitet for vann og for 25% propylenglykol er begge gikk i tabell 7. Tiden t er også lik for begge sidene av systemet. Massestrømmen gjennom brønnparken, \dot{m} , kan dermed beregnes ut fra \dot{m}_{vann} og forholdet mellom varmekapasitetene. Massestrømmen over LV for den varme siden av energisentralen, \dot{m}_{vann} , er beregnet ved formel 13.

$$\dot{m}_{vann} = \frac{E}{24 \cdot c_{pvann} \cdot \Delta T} \quad (13)$$

Videre finner man massestrømmen gjennom brønnparken ved formel 14, som er utarbeidet fra formel 12.

$$\dot{m} = \dot{m}_{vann} \frac{c_{pvann}}{c_p} \quad (14)$$

Slik er massestrømmen gjennom brønnparken i kjølemodus funnet, og verdien for denne varierer da avhengig av hvor mye varme som dumpes i brønnparken (siden vi har antatt konstant ΔT gjennom varmeveksleren). Temperaturdifferanse gjennom energibrønnene er så beregnet ved formel 10, men energien brukt for beregningene er her OE01 for varmesluk. Dette valget er basert på at det i kjølemodus vil lagres energi i brønnparken. Ettersom man antar to separate kretser vil ikke kjøling leveres til brønnparken (som vil gi et varmeuttak fra energibrønnene) gjennom døgnet i denne forenklete simuleringen. Det ville derfor vært ulogisk å bruke verdier der brønnparken opererer som en varmekilde i dette kjølemoduset.

Kjøling produsert av fordampene vil direkte føres mot system 350.003, slik at denne kretsen kan kjøles ned så mye som mulig. Driften av kjølemaskinene er utetemperaturkompenserte, der temperaturføler RT42, og dermed også RT03, reguleres etter figur 22, se kapittel 4.2.3.

5.2.3 Manglende instrumentering

Det er flere deler av modellen som kunne blitt forbedret dersom et økt antall av instrumentering hadde blitt oppgitt. For å kunne konkludere med om energibrønnene lades ut er informasjon om grunnens type jord, tykkelse, sammensetning, vanninnhold, tetthet, varmeledningsevne og informasjon om solinnstrålig, nedbørmengde, vindhastighet og lignende vært nødvendig å ha. Dersom man utfører målinger i grunnen rundt energibrønnene kan slik informasjon anskaffes.

Dersom man hadde hatt massestrømmene til forskjellige tider for system 350.001, temperatur for de forskjellige delene, samt et klart skille mellom når energisentralen driftes i de forskjellige modusene, ville det vært mulig å utvikle en bedre modell. Ettersom energiforbruket vanligvis ikke er konstant gjennom døgnet, vil effektbehov for de ulike delene av systemet også gi en mer reell analyse. Målepunkter det ville vært nyttig å ha verdier for er listet opp i tabell 8.

Tabell 8: Verdier som kunne vært nyttige å ha for utforming av en modell for brønnparken

Variabel	Kommentar
\dot{m}	Massestrøm gjennom brønnparken
RT18	Temperatur inn i brønnparken
RT02	Temperatur ut av brønnparken
RT11, RT12 og RT13	Temperatur ut av hver fordampere
RT03 og RT04	Temperatur ut av varmeveksler LV på varm side
RT15 og RT17	Temperatur ut av varmeveksler LV på kald side

6 Resultater

I likhet med kapittel 5, er dette kapittelet også todelt. Del én vil også her dreie seg om energianalyse av måledata til anlegget, med mål om å undersøke hvorvidt det er potensiale for forbedring av driften til anlegget. Hver del av anlegget vil derfor bli analysert, og samspillet mellom disse vil bli undersøkt. I del to vil en modell av energistrømmene i system 350.001 modelleres, og en følsomhetsanalyse vil utføres for å undersøke hvor sensitiv brønnparken er for endring massestrøm.

6.1 Energianalyse

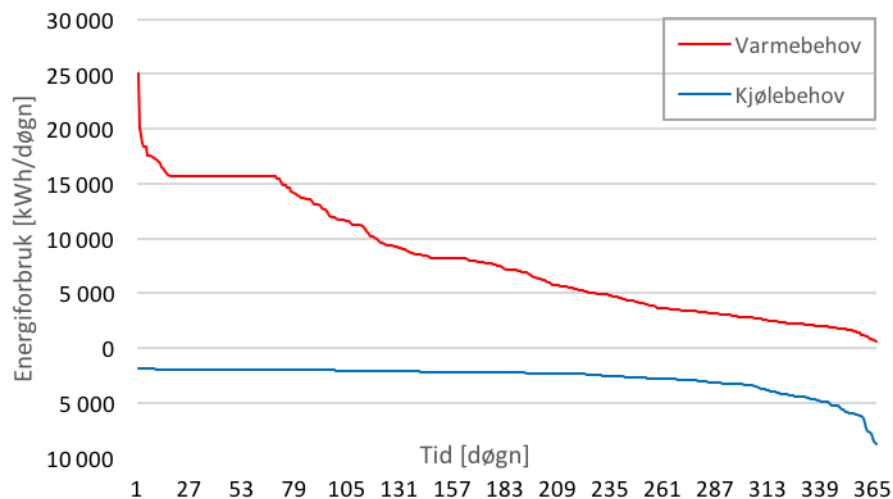
Først vil en generell analyse av energiforbruket på høgskolen bli analysert og sammenlignet med forbruket på gjennomsnittlige høgskoler. Senere vil en analyse av hver enkelt del påfølge. Beregningsverktøyet som er benyttet i denne delen av oppgaven er Excel.

Som tidligere skrevet er verdier for energimålerne gitt i kWh per døgn. Dette har ført til at en analyse av forbruk gjennom døgnet tider ikke har vært mulig å gjennomføre. En døgnbasert analyse over effektforbruk kunne vært av stor interesse, ettersom forbruket er antatt å variere med døgnet tider. På høgskoler vil for eksempel personbelastninger øke behovet for kjøling, og dette er bare én av flere sammenhenger som kunne vært interessant å analysere for energibruken på HiB.

6.1.1 Årlig energiforbruk til bygningsoppvarming og kjøling

Det ble først valgt å undersøke HiBs energiforbruk både til oppvarming og til kjøling. Dette var hensiktsmessig ettersom det er høgskolens energiforbruk man ønsker å minimere. HiBs varighetskurve er presentert i figur 26. Høgskolens varmebehov består totalt av bygningsoppvarming og forvarming av tappevann. Ettersom verdier for oppvarming av tappevann fra fjernvarme ikke har blitt tildelt vil høgskolens totale energiforbruk egentlig være noe høyere, men grunnet manglende måledata er dette ekskludert i denne analysen. Energiforbruket til bygningsoppvarming består av både levert varme fra varmepumpene, som dekker grunnlasten, gitt av energimåler 320.001-OE02, summert med spisslasten som dekkes av fjernvarme, gitt av energimåler 320.001-OE01. Høgskolens behov for kjøling er gitt ved energimåler 350.003-OE01, se tabell 6. Figur 26 viser at høgskolens høyeste varme- og kjølebehov henholdsvis er 25 020 kWh og 8800 kWh, per døgn. Selv om det ikke er vist i figuren, var det skuddår i 2016 og analyseperioden består derfor av totalt 366 døgn. I varighetskurven bemerkes et konstant varmebehov på 15 737 kWh for en periode på rundt 50 dager. Totalt energiforbruk til oppvarming var på nesten 2960,7 MWh gjennom analyseperioden (366 dager). For kjøling var tilsvarende verdi lik 1012,5 MWh. Dette er i samme størrelsesorden som ved dimensjonerende behov gitt i kapittel 3.3, som er 2600 MWh for oppvarming og 1060 MWh for kjøling per år.

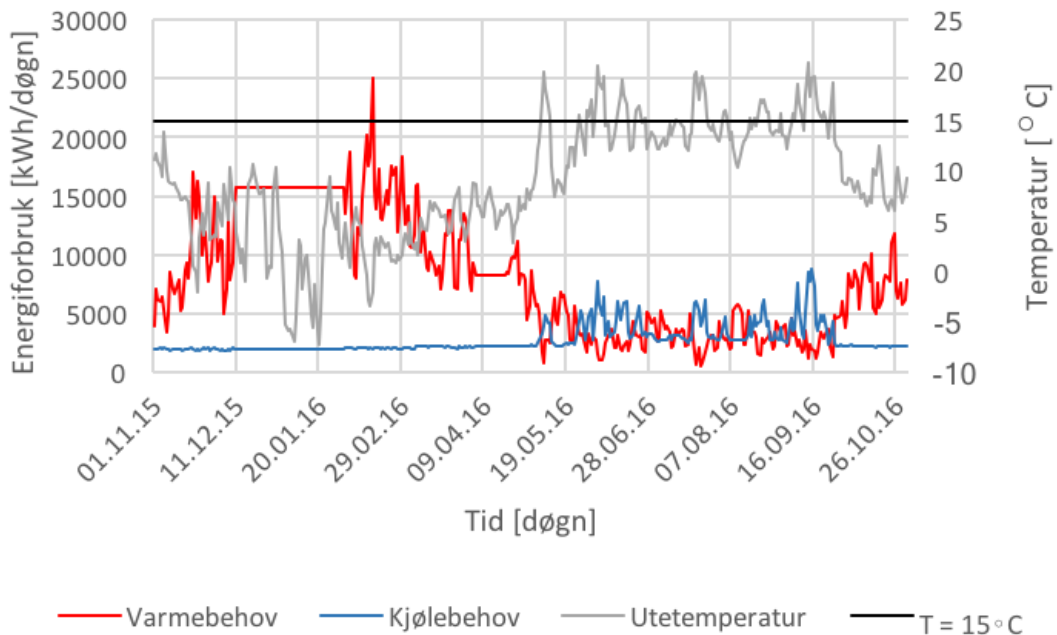
Effektbehovet til en bygning er avgjørende for hvordan energisentralen skal dimensjoneres. Ofte vil det derfor presenteres et varighetsdiagram for effektbehovet for et varme/kjøle-anlegg, der fordelt produksjon fra forskjellige effektkilder er markert. Som tidligere nevnt var utgitt måledata i kWh per døgn. Man kunne selvsagt dividert alle disse verdiene på 24 timer og på denne måten funnet et gjennomsnittlig daglig effektbehov, men ettersom vi ikke vet hvordan effektbehovet varierer i løpet av døgnet tider (kan variere mye), ville ikke disse verdiene vært helt representative. Det er derfor valgt å presentere varighetsdiagrammet som daglig energiforbruk.



Figur 26: Varighetskurve for HiB

Figur 26 viser et relativt konstant behov for kjøling på rundt 2000 kWh/døgn gjennom hele året, noe som representerer grunnlasten for kjøling. Et konstant behov for kjøling gjennom hele året er, som det ble skrevet innledningsvis, normalt for høgskole- og universitetsbygg grunnet høy intern varmebelastning fra blant annet personer og elektriske apparater.

Energibruk knyttet til oppvarming og kjøling har ofte en klar sammenheng med utetemperatur. Det var derfor ønskelig å undersøke om dette også var tilfellet for energiforbruket på HiB. Resultatet er presentert i figur 27. Totalt varme- og kjølebehov ble funnet på samme måte som for figur 26.



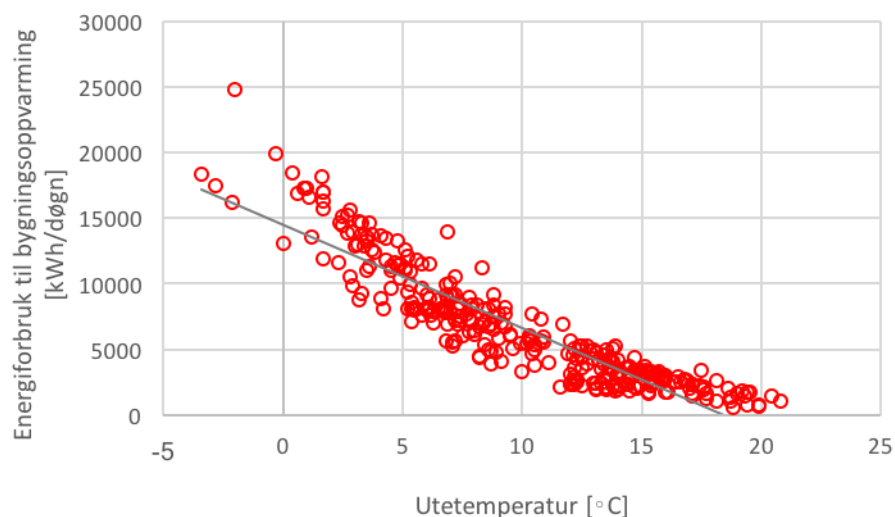
Figur 27: Energiforbruk og utetemperatur gjennom hele analyseperioden

Figur 27 viser en klar sammenheng mellom temperatur og energiforbruk. Fra figuren ser man

at dersom utetemperaturen er lav (i perioden november til februar), vil varmebehovet være høyt, og når utetemperaturen stiger (i perioden mai til september), vil kjølebehovet øke. Dette er logisk, ettersom for eksempel behovet for fyring vil øke om vinteren når det er kaldt ute. Om sommeren vil høy utetemperatur og økt solinnstråling føre til et økt behov for kjøling. Som påpekt for figur 26 ser man også her at det vil være et kjølebehov gjennom hele året, uavhengig av utetemperaturen, noe som trolig er på grunn av indre varmebelastninger. Fra rundt slutten av juni til midten av august er kjølebehovet redusert selv om utetemperaturen varierer som normalt. Dette kan ha en sammenheng med at høgskolens elever har sommerferie, og at indre belastninger dermed vil reduseres. Ifølge kapittel 4.2 om HiBs driftsstrategi vil kjølemodus aktiveres ved en utetemperatur på 15°C , og denne temperaturen er derfor markert i figur 27. Figuren viser tydelig at i perioder der utetemperaturen overskrider 15°C vil et økt behov for kjøling oppstå. Dette vil være i perioden fra rundt starten av juni til midten av september, altså i sommerhalvåret.

I perioden mellom 11. desember 2015 og 1. februar 2016 registreres det et konstant varmebehov uavhengig av utetemperaturen for høgskolen. Etter opplysninger fra SWECO er det grunnet oppgraderingsfeil på SD-anlegget gitt gjennomsnittsverdier i denne perioden. Videre i energianalysen kunne man estimert et virkelig varmebehov ved en grundig analyse av måledata, men ettersom dette ville blitt svært omfattende og bruk av gjennomsnittsverdier ikke vil ødelegge for resultatene i denne oppgaven, er det valgt å bruke disse gjennomsnittsverdiene videre i oppgaven.

Det var ønskelig å undersøke sammenhengen mellom energiforbruk og utetemperatur nøyere. Det ble derfor utviklet energi-temperatur-kurver for både bygningsoppvarming og for kjøling. Resultatet er presentert i henholdsvis figur 28 og figur 29. Ettersom energiforbruket er ventet å variere i løpet av døgnet har det blitt besluttet å ikke dele døgnerverdiene på 24 timer for å finne den tradisjonelle ET-kurven (effekt-temperatur-kurve). Både figur 28 og 29 viser en lineær sammenheng mellom energibehov og utetemperatur, som er markert ved trendlinje for hvert forbruk (lineær regresjon). Den klare sammenhengen mellom forbruk og utetemperatur indikerer i at driften av energisentralen til HiB er utetemperaturkompensert.



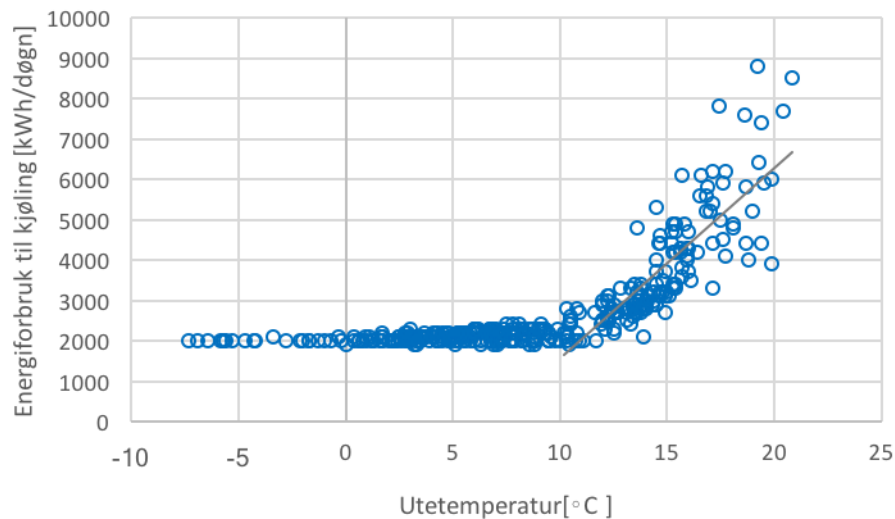
Figur 28: Energi-temperatur-kurve for bygningsoppvarming

Energiforbruket til bygningsoppvarming er funnet ved å summere grunnlasten (320.001-OE02) og spisslasten (320.001-OE01) dekket av fjernvarme, gjennom hele analyseperioden. I figur

28 er altså energiforbruket som går med til forvarming av tappevann ekskludert. Dette valget er basert på at forbruk av varmtvann ikke er forventet å variere avhengig av endring i utetemperatur, og forbruket utgjør en svært liten del av det totale varmebehovet.

I figur 28 er det relativt konstante energiforbruket på rundt 15 000 kWh/døgn ekskludert, ettersom det på forhånd var oppgitt at disse var gjennomsnittsverdier og ikke basert på anleggets drift i forhold til utetemperaturen, se figur 27. Dette valget ble gjort for å unngå støy på grafen, slik at et forhold mellom energiforbruk og utetemperatur vil demonstreres tydelig.

Naturlig nok viser grafen at oppvarmingsbehovet minker dersom utetemperaturen øker, og ved høye utetemperaturer er avvikene fra den lineære regresjonslinjen minst. Ettersom maks gjennomsnittlig temperatur i perioden var på 20,8 °C viser figuren naturligvis ikke hvordan oppvarmingsbehovet endrer seg for høyere temperaturer. Ettersom det i et inneklimateperspektiv er et mål å nå termisk komfort, ligger en optimal operativ temperatur på rundt 23°C ± 2°C, forutsatt et aktivitetsnivå på 1 met (sittende aktivitet for flestparten av studentene) og et bekledningsnivå på 1 clo (isolasjonsverdi for normal bekledning) på høgskolen [30]. Ved utetemperaturer over 23°C er det derfor ikke forventet et behov for bygningsoppvarming, men snarere et økt behov for kjøling.



Figur 29: Energi-temperatur-kurve for kjøling

I figur 29 ser man et økende behov for kjøling ved høyere utetemperaturer. Dette er forventet ettersom overskuddsvarme fra blant annet solinnstråling må fjernes fra oppholdssoner. Grafen viser også et konstant behov for kjøling på rundt 2000 kWh/døgn gjennom hele perioden, uavhengig av ending i utetemperatur. Ettersom det ikke er registrert noen feil på energimåler 350.003-OE01 antas det konstante behovet for kjøling å ha en sammenheng med at det analyseres en høgskole. Høgskolebygg har som nevnt tidligere indre varmebelastninger fra blant annet elektriske installasjoner og server-rom gjennom hele året, som gir et konstant behov for kjøling. Figuren viser også at ved en utetemperatur på 10°C aktiverer et økt behov for kjøling. I perioder der utetemperaturen overskrider 15°C er ikke sammenhengen mellom kjølebehov og utetemperatur like tydelig, ettersom punktene sprer seg i økt rekkevidde. Som skrevet i kapittel 4.2 vil anlegget ved 15°C begynne å operere i kjølemodus.

Den lineære regresjonslinjen er basert på at høgskolen har en konstant kjølebehov på rundt 2000 kWh gjennom hele året uavhengig av utetemperatur, og beregnet ut fra at et økt behov

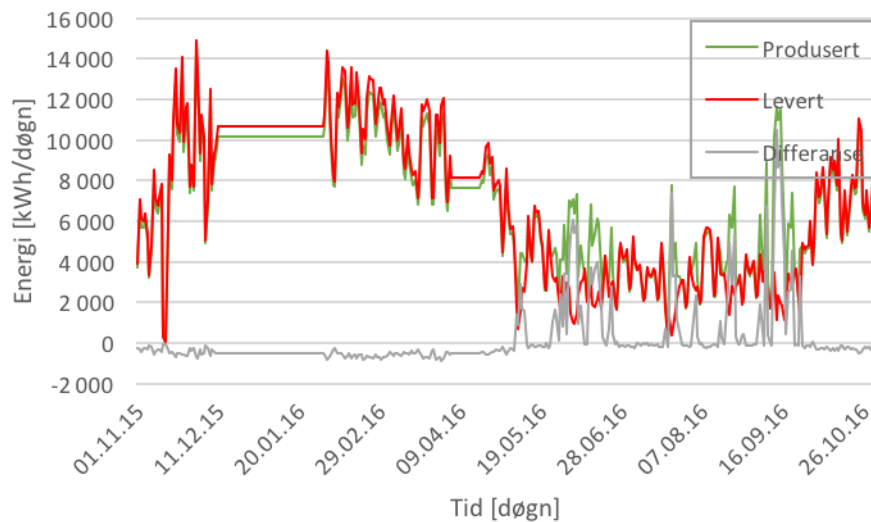
for kjøling vil oppstå dersom utetemperaturen overskrider 10°C .

6.1.2 Energisentralens varme side

Det ble nå utført en steady-state-analyse av energisentralen. Dette var hensiktsmessig for forståelsen av hvordan samspillet mellom hvert system i sentralen fungerer. Energibalansen ble utført for 2. november, da anlegget blant annet leverer varme til bygningsoppvarming. Det ble først fokusert på den varme siden av sentralen, se figur 14.

Det var under sammenligningen av energi produsert av kondensator-siden til varmepumpene (energimåler 350.002-OE01) og levert energi til å dekke grunnlasten til bygningsoppvarming (energimåler 320.001-OE02) det først ble oppdaget noe ulogisk. Ifølge energisentralens funksjonsbeskrivelse vil avgitt varme fra varmepumpene, gitt ved energimåler 350.002-OE01, dekke grunnlasten til bygningsoppvarming (energimåler 320.001-OE02) og forvarming av tappevann (310.001-OE51), i varmmodus. For 2. november viser energimåler 350.002-OE01 en varmeproduksjon på 6800 kWh, 320.001-OE02 måler en energimengde på 6868 kWh og 310.001-OE51 måler 222 kWh. Hvordan levert varme til bygningsoppvarming kan være høyere en produsert varme fra varmepumpene skaper mistanke om at ikke alt er som det skal. I tillegg er uttaket av tappevann koblet i parallell før energimåler 320.001-OE02, så en liten massestrøm vil dermed gå med til forvarming, noe som fører til at avviket mellom produksjon og forbruk øker ytterligere.

Siden det ble funnet et avvik i energibalansen for 2. november ble det besluttet å undersøke hvorvidt problemet vedvarer for resten av analyseperioden. Resultatet er presentert i figur 30, som viser forholdet mellom varmeproduksjon fra varmepumpene (350.002-OE01) og summen av levert varme til forvarming og grunnlasten av bygningsoppvarming (310.001-OE51 + 320.001-OE02). Differansen mellom produsert- og levert energi er også markert, der positive verdier vil si at det produseres tilstrekkelig med varme for å dekke behovet for både forvarming og bygningsoppvarming. Dette er tilfellet når energimåler 320.001-OE02 registrerer lave verdier, altså når behovet for oppvarming er lavt. Det vil si at avgitt varme fra varmepumpene lagres i brønnparken og dermed ikke registreres av energimåler 320.001-OE02, noe som indikerer i at anlegget driftes i kjølemodus.

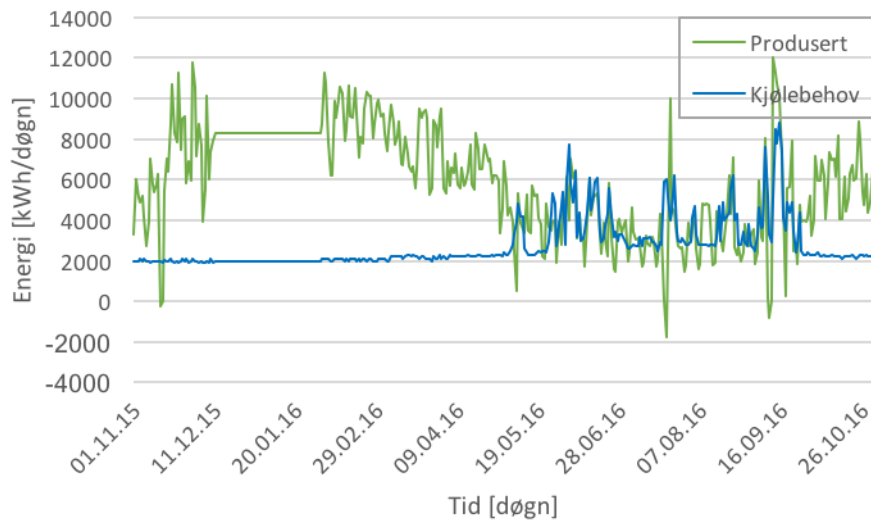


Figur 30: Forskjell mellom total avgitt varme fra varmepumpene (produsert) og forbruk

Ifølge figur 30 vil varmpumpene altså ikke produsere nok energi til både forvarming og grunnlasten av bygningsoppvarming dersom anlegget driftes i varmemodus. En forklaring på dette er gitt av SWECO, som på forhånd hadde en mistanke om at én av temperaturfølerne for energimåler 350.002-OE01 har vært plassert for nærme varmpumpene. SWECO gir opplysninger om at energimålerne er lever for klasse 2, dvs med $\pm 2\%$ måletoleranse under ideelle montasjeforhold. En endring i tur- og/eller retur-temperatur vil ha stor innvirkning på varmevekslerens varmeoverføring, og formel 6 gir at en økt temperaturdifferanse fører til økt levert effekt. At SWECO har mistanke om at en av temperaturfølerne for 350.002-OE01 ikke måler en helt nøyaktig blandet vanntemperatur for varmpumpene er derfor mest sannsynlig den reelle forklaringen på at verdien for energimåler 350.002-OE01 er målt for lav, og dermed løsningen på problemet i dette delkapittelet. Videre utdypes SWECO at det er mistanke om at det i snitt måles rundt 4% for lav energimengde for 350.002-OE01, men at dette også påvirkes noe av hvilke varmpumper som er i drift.

6.1.3 Høgskolens kjølebehov

Ettersom det var et avvik i målingene mellom produsert og levert varme til bygningsoppvarming ble det besluttet å undersøke hvorvidt dette var tilfellet for kjøling også. Det ble derfor fremstilt en graf over hvor mye kjøling som blir produsert av varmpumpene (på fordampersiden) og kuldelagringsstankene, og bygningens kjølebehov gjennom året. Resultatet er fremstilt i figur 31. I figuren er produsert energi fra kjølemaskinene (350.001-OE11-OE13) summert med forbruket av energi fra PCM-lageret (350.003-OE03 uttak minus lading) per døgn. Kjølebehovet er funnet som tidligere, ved direkte bruk av energimåler 350.003-OE01.



Figur 31: Forskjell mellom produsert kjøleenergi og forbruk

Figur 31 viser at produsert kjøling er høyere enn forbruk gjennom hele perioden, med unntak av få dager. Riktignok vil det bare være når sentralen driftes i kjølemodusdrift det vil være interessant å analysere grafen, ettersom det er ved høye effektbehov det er interessant å undersøke om kjøleløsningen strekker til. Siden varmpumpene både produserer varme (på kondensator-siden) og kjøling (på fordampersiden) samtidig, vil det ved økt behov for bygningsoppvarming også produseres mer kjøling, uavhengig om behovet for kjøling eksisterer eller ikke. I disse perioder, altså om vinteren, fungerer brønnparken som en varmekilde som får dette biproduktet kjøling i retur, og derfor gradvis blir kaldere. Ettersom brønnparken

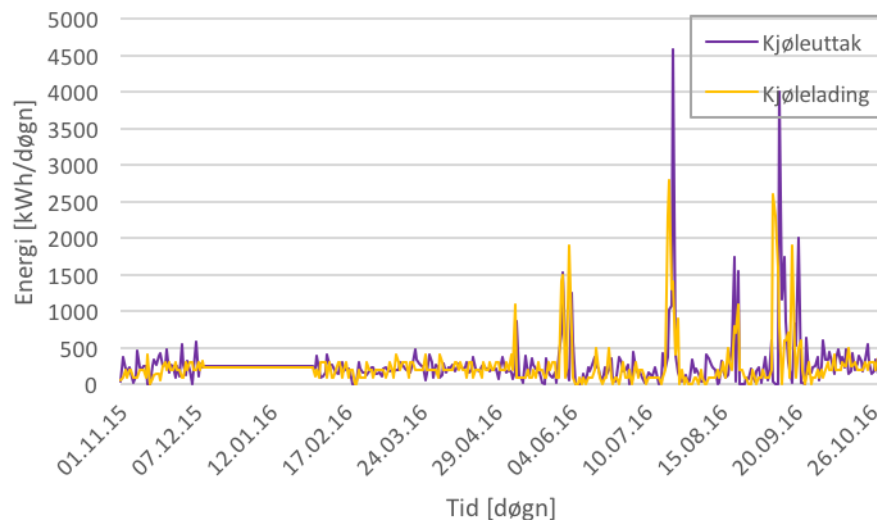
er brukt som varmekilde for varmepumpene vil en kaldere brønnpark, som skrevet i kapittel 2, føre til redusert COP for varmepumpene. En mer detaljert analyse av brønnparken vil bli presentert senere. Kjøleenergi lagres også døgnvis i PCM-lageret.

For noen få dager viser figur 31 negative verdier for produsert energi. Dette vil si at det lagres mer energi enn det produseres. Denne energien lagres i PCM-tankene ved lading av elementene, og disse dagene ser man at kjølebehovet ikke blir dekket. Det besluttes å undersøke den første negative verdien i figuren, det vil si verdier for 14. november 2015, nærmere. Dette døgnet er totalt levert energi fra fordampene lik 190 kWh, det eksisterer ikke noe kjøleuttak fra PCM-lageret, men lageret lades med 400 kWh. Ren energibalanse gir et manglende samsvar mellom levert energi til lading av tankene og produsert energi fra varmepumpene. Dersom 190 kWh produseres, vil hele 210 kWh mangle for at 400 kWh kan lagres. For at energibalansen skal bli korrekt må disse 210 kWh komme fra andre steder av systemet, mest sannsynlig fra fri kjøling via brønnparken. En mer detaljert analyse av PCM-lageret vil utføres i neste delkapittel.

21. juli registreres en netto energidifferanse mellom uttak og lading på hele 1784 kWh, altså at lageret lades med 1784 kWh, mens en kjøleproduksjon er på 0 kWh fra varmepumpene. Dette døgnet er den mest negative verdien i figuren. Samme døgnet registreres en varmeproduksjon fra varmepumpene på 0 kWh, noe som indikerer i at varmepumpene ikke har vært i drift. Dersom varmepumpene ikke er i drift vil de heller ikke få tilført energi til kompressorene. Fra utgitt måledata gir energimålerne 350.011-013, 432.020-RE03-RE05 at det tilføres energi til kompressorene, men at dette er svært lite sammenlignet med generell drift. Etersom varmepumpene ikke leverer energi dette døgnet er det heldigvis slik at tilført energi også er svært lavt. Hvis tilført energi hadde vært like høyt som normalt, men at varmepumpene fortsatt ikke avgir energi, ville helt klart noe være feil for varmepumpendriften. Likevel viser grafen at kjølebehovet denne dagen ikke dekkes, og det er derfor uvisst hvorfor ikke varmepumpene er i drift. At 21. juli er midt i sommerferien kan være noe av grunnen til dette.

6.1.4 Kuldslagringstankene

At døgnlageret er balansert er svært viktig for driften av anlegget. En sammenligning mellom lading og uttak (energimåler 350.003-OE03) er derfor analysert, og gitt i figur 32.



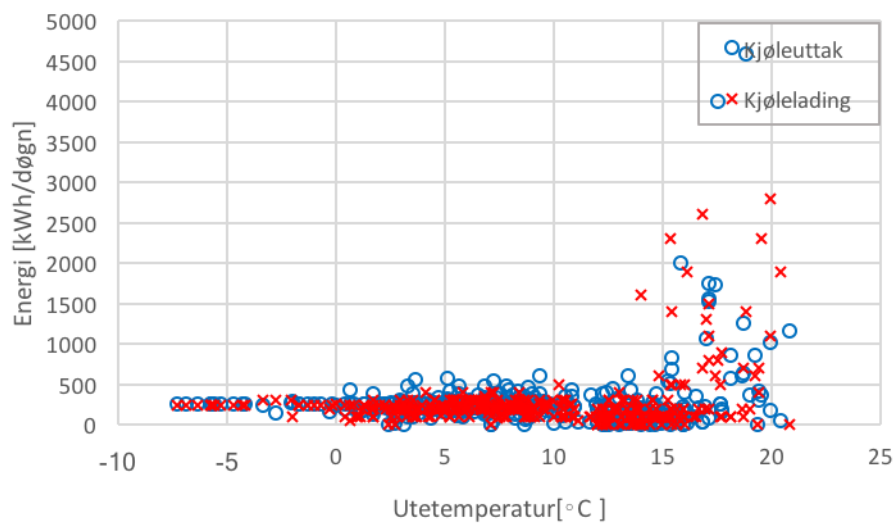
Figur 32: Energiuttak og -lading av kuldslagringstankene

Figur 32 gir at maksimalt kjøleuttak for å dekke spisslasten for kjøling har verdien 4584 kWh, og skjer 23. juli. Som skrevet i systembeskrivelsen i kapittel 4 er kuldelagringstankene dimensjonert for å dekke en spisslast på 11 200 kWh per døgn. Av dette kan det tyde på at PCM-lageret er kraftig overdimensjonert.

Dersom man analyserer kjøleuttak og kjølelading gjennom hele året, vil totale verdier være henholdsvis 99 977 kWh og 94 400 kWh. En differanse på over 5500 kWh gir at systemet ikke er helt i balanse gjennom året. At et kjøleuttak er høyere enn lading indikerer at lageret vil smelte årlig, og dermed få dårligere egenskaper til å dekke spisslasten.

Dersom driften av kuldelagringstankene fungerer likt som i analyseperioden for hvert eneste år, vil lageret lades ut over tid. I dette tilfellet vil det være en fordel at lageret er overdimensjonert. Da kreves det nemlig ikke at tankene skal være fulladet for å levere tilstrekkelig med kjøling. Overdimensjonerte kuldelagringstanker har fordelen av å kunne levere nødvendig med kjøling, og heller lades i perioder behovet for kjøling er lavt.

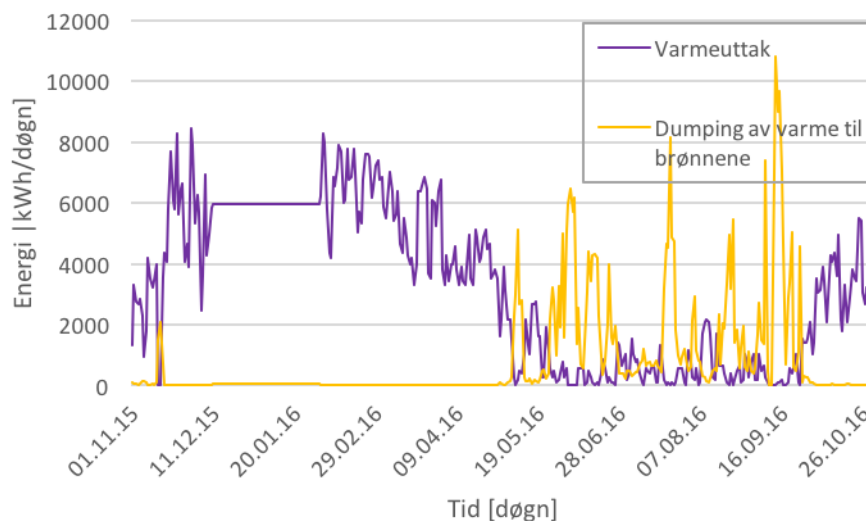
Figur 33 viser hvordan kjøleuttak og -lading skjer ved endring i utetemperatur. Figuren viser at det egentlig ikke er noen klar sammenheng mellom bruk av tankene og utetemperatur før utetemperaturen passerer 15°C. Ved 15°C er det tydelig spredning for både kjølelading og -uttak, som tyder på et mer aktivt behov for dekning av spisslast. Dette har en sammenheng ved at kjølemodus aktiveres ved 15°C, og systemet har derfor et høyere behov for kjøling i disse perioder.



Figur 33: Bruk av kuldelagringstankene ved endring i utetemperatur

6.1.5 Brønnpark

Brønnparken fungerer som et termisk sesonglager, og hovedsakelig som varmekilde for varmepumpene. Det ble derfor valgt å undersøke energibrønnene som en innledende del til kapittel 6.1.6 om varmepumpedriften. For å undersøke hvorvidt brønnparken var i balanse ble verdier fra energimåler 350.001-OE01 analysert. Årlige verdier for denne energimåleren er fremstilt i figur 34. Figuren demonstrerer tydelig hvordan et sesonglager fungerer, der vekslning mellom uttak- og dumping av varme skjer sesongvis gjennom året. Figuren viser altså tydelig at brønnparken fungerer som en varmekilde i fyringssesongen, og som varmesluk om sommeren.

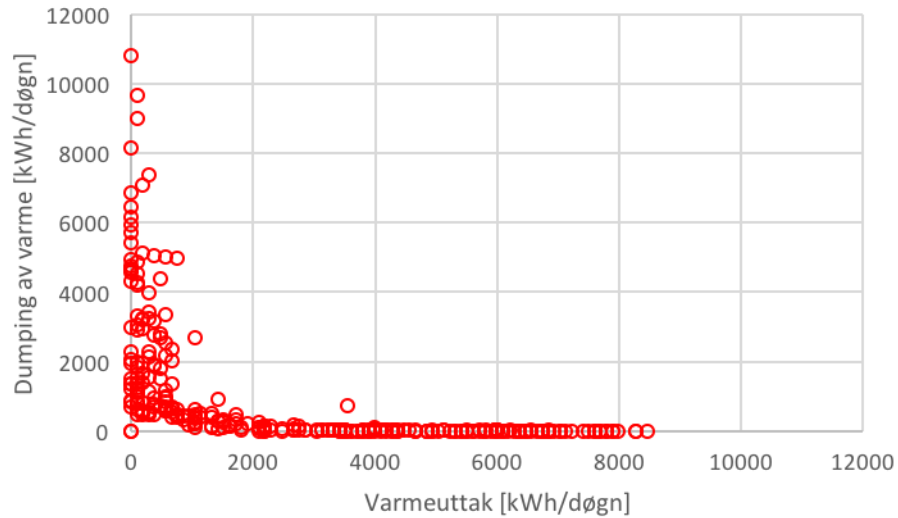


Figur 34: Forhold mellom varmeuttak og dumping av varme til energibrønnene

Figur 34 viser et stort behov for varmeuttak i første halvdel av figuren. Dette vil naturligvis være siden denne perioden representerer fyringssesongen, da det er et økt behov for bygningsoppvarming. Fra starten av mai til slutten av september vil varme dumpes aktivt til energibrønnene. I denne perioden av året er det relativt varmt, som fører til et redusert behov for bygningsoppvarming. Differansen mellom produsert varme fra kondensatorene og brukt varme i system 320.001 vil dumpes i brønnparken, og lagres til sesonger med økt oppvarmingsbehov. Det termiske sesonglageret fungerer altså etter sin hensikt; ved å forsyne anlegget med lagret varme i sesonger der oppvarmingsbehovet er stort. Likevel gir grafene oss en grunn til å tro at det ikke er helt balansert, ettersom varmeuttaket ser ut til å dominere i figuren.

Figur 35 viser også en viss ubalanse mellom uttak og lagring. Siden brønnparken fungerer som et termisk sesonglager er det logisk å anta at uttak og varmelagring ikke vil skje i samme periode, som delvis også stemmer med grafene i figur 34. På grunnlag av dette vil datapunktene i figur 35 enten være plassert på x- eller y-aksen. At datapunktene er plassert på x-aksen vil si at intet varme dumpes i brønnene (y-verdi lik 0). Dersom varme dumpes og det ikke er behov for uttak vil situasjonen være omvendt. Verdiene for uttak/dumping er naturligvis varierende og representeres av økt rekkevidde, se figur 35. Av figuren ser man at det er flest punkter plassert på x-aksen, sammenlignet med y-aksen, noe som indikerer at varmeuttaket er høyere enn andel dumpet varme. Selv om denne resonneringen også stemmer overens med figur 34 er det viktig å være kritisk til denne vage sammenhengen.

Dersom man summerer årlig varmeuttak fra energibrønnene får man verdien 1171,45 MWh. Tilsvarende verdi for dumping av varme er 303,99 MWh. Differansen mellom disse verdiene er på hele 867,45 MWh, noe som klart viser at driften av energibrønnene er i ubalanse. Det vil si at varmen som dumpes i sommermånedene aldri vil være nok til å dekke behovet for varmeuttak i vinterperioden. En årlig varmereduksjon for energibrønnene kan være avgjørende for driften av hele energisentralen. Dette er siden en reduksjon av temperaturen i berggrunnen vil føre til redusert effektfaktor for varmepumpene, som spiller en svært sentral rolle for levert energi til bygningene. Likevel vil temperaturen i berggrunnen påvirkes av flere faktorer, og dersom for eksempel varme strømmer inn fra omgivelsene er det mulig at temperaturen i grunnen holder seg tilnærmet konstant.

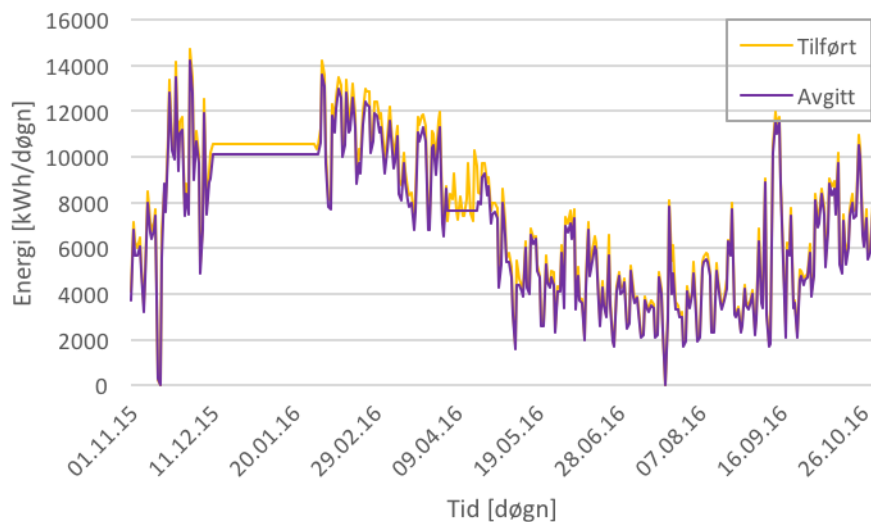


Figur 35: Forhold mellom varmeuttak og -dumping, basert på minste kvadraters metode

6.1.6 Varmepumpeaggregater

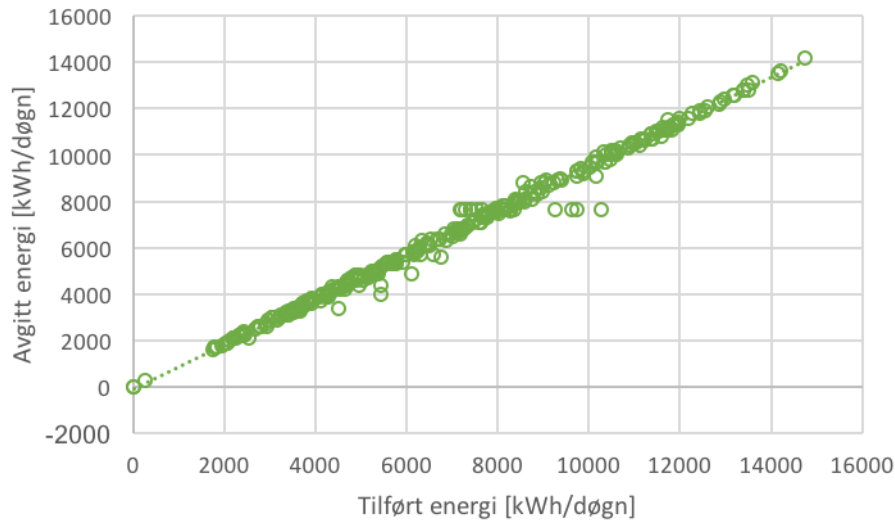
Siden varmepumpene er selve drivkraften i anlegget ble det valgt å analysere driften av disse nøyer. Det ble først utført en generell energianalyse av varmepumpe-systemet, men mål om å undersøke hvorvidt energibruken er forsvarlig.

Dersom man utfører en energibalanse mellom tilført- og avgitt energi fra varmepumpene, kan det undersøkes hvorvidt disse er i balanse. Figur 36 er et resultat av dette. Tilført energi består her av kjøling produsert av fordampere (som er ekvivalent med varme tilført varmepumpene gjennom fordampere) og energi tilført kompressorene (inkludert tap), gitt ved henholdsvis energimåler 350.001-OE11-OE13 og 350.011-013, 432.020-RE03-RE05. I en energibalanse skal det ideelt sett være slik at tilført- skal være lik avgitt energi, da ideelle prosesser vil fungere uten tap. Ettersom figuren viser at det tilføres mer energi enn det avgis, vil det si at dette ikke er en ideell prosess.



Figur 36: Forhold mellom tilført og avgitt energi fra varmepumpene

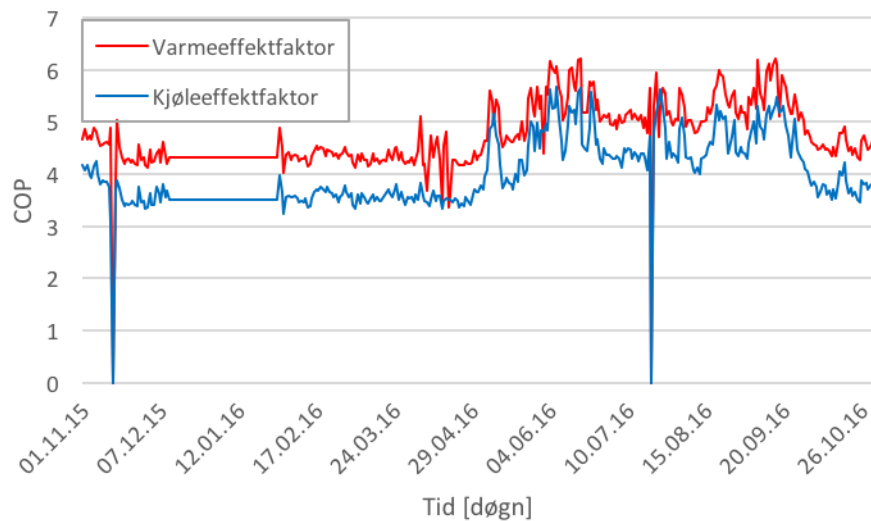
Figur 36 viser en klar sammenheng mellom tilført og avgitt energi, og at varmepumpedriften ser ut til å være i balanse. Det ble videre utviklet en lineær sammenheng for å sjekke om dette stemmer. Resultatet er gitt i figur 37.



Figur 37: Sammenligning av tilført og avgitt energi fra varmepumpene, basert på minste kvadraters metode

Fra figuren kan det konkluderes med at det er et lineært forhold mellom tilfør- og avgitt energi, noe som tyder på at varmepumpene driftes korrekt.

Ettersom energisentralen på HiB både utnytter varme- og kjøleenergien som blir produsert i varmepumpene ble det nå valgt å dele opp energiproduksjonen i to deler. Dette var hensiktsmessig for å undersøke effektiviteten til varmepumpene. Varmeeffekt faktoren og kjøleeffekt faktoren ble funnet ved henholdsvis formel 2 og 3, og faktorene for driften gjennom hele året er gitt i figur 38. Beregningen av COP er basert på verdier fra alle tre varmepumpene og vil derfor representere gjennomsnittlige verdier for sentralen. COP er en benevningsløs verdi, og benevnningen er derfor naturligvis ikke markert i figuren.



Figur 38: Effektfaktor for varme og kjøling gjennom hele analyseperioden

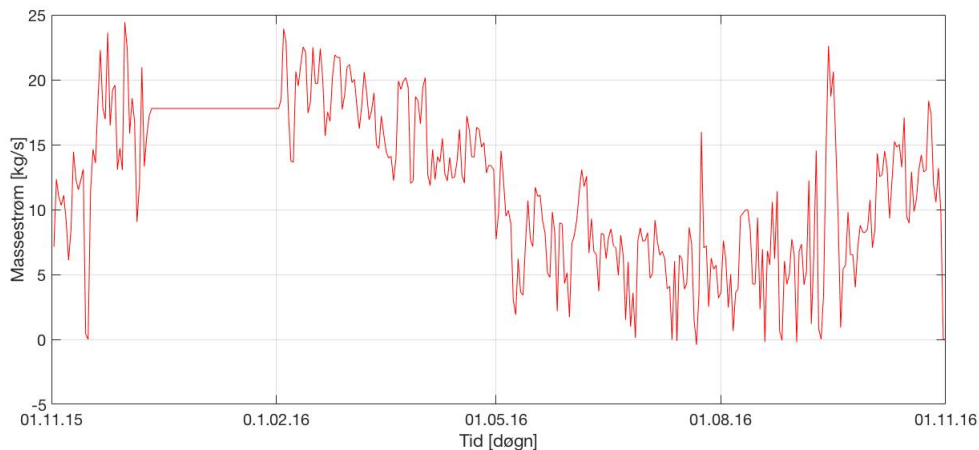
Ut fra figur 38 kan man beregne gjennomsnittsverdier for både varme- og kjøleeffektfaktor gjennom hele året. Disse verdiene ble på henholdsvis 4,7 og 4,0. Fra litteratur om HiB ble det tidligere skrevet at effekt faktoren for varmepumpene er 4,2 [28]. Dette er noe lavere enn beregnet, som kan komme av at det ikke har blitt tatt hensyn til veksling mellom drift, og tap i form av drift ved dellast, for hver enkel varmepumpe.

Videre kunne det vært interessant å analysere effekt faktorene til varmepumpene hver for seg, for å undersøke varmepumpenes dellastegenskaper og veksling mellom bruk av hver varmepumpe. Men ettersom varme avgitt fra alle tre varmepumpene ble målt av samme energimåler (350.002-OE01), og ikke hver for seg, var dette ikke mulig å gjennomføre.

6.2 Modellering av energibruk for brønnparken

Ettersom det i energianalysen ble funnet ut at brønnparken ikke er i balanse gjennom året ble det besluttet å undersøke energistrømmene i system 350.001 nøyere. En modell av brønnparkens veksling mellom varmekilde og -sluk er utarbeidet som beskrevet i kapittel 5.2, og modellert i MATLAB. Resultatet skal presenteres i dette kapitlet.

Massestrømmen gjennom brønnparken er presentert i figur 39 for hvert døgn gjennom analyseperioden. Figuren viser en høyere massestrøm i varmemodus enn i kjølemodus, altså vil en større masse frakte varme ut av parken enn inn i parken. Men om lageret er i ubalanse avhenger imidlertid også av temperaturdifferanse som tas ut eller dumpes ned i brønnene.

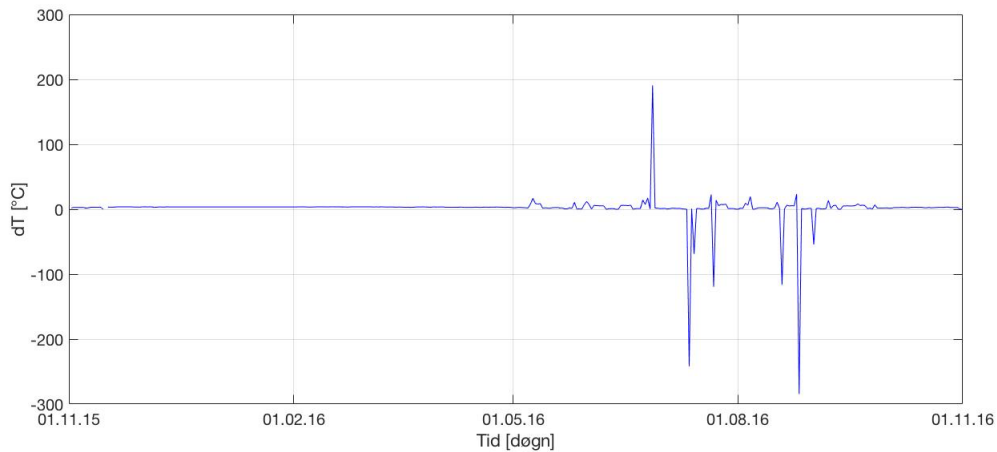


Figur 39: Massestrøm gjennom brønnparken i system 350.001

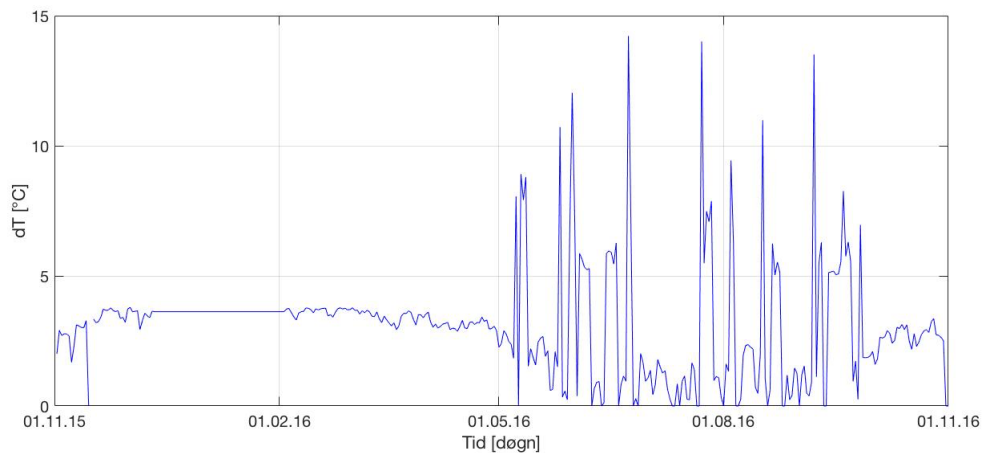
Også i figur 39 er platået for gjennomsnittsverdiene diskutert i kapittel 6.1.1 markert. Dette er grunnet at massestrømmen er beregnet ut fra produsert energi fra fordamperne, som var gitt ved gjennomsnittsverdier i denne perioden. Ved undersøkelse av figur 39 er det tydelig at massestrømmen følger samme mønster som energiendring i brønnparken, se figur 34. Dette kommer av at pumpene i systemet regulerer vannmengden, og vil ved økt behov for energi øke massestrømmen. Pumpene reguleres i henhold til temperaturføler RT03 og trykkdifferansfølere i systemet.

Figur 40 viser temperaturendring gjennom brønnparken for hele analyseperioden. For noen dager ble verdiene for ΔT unaturlig store, som kom av veldig høye verdier for dumping av energi i kjølemodus. Det er ikke reelt at massestrømmen gjennom brønnparken gjennomgår en temperaturendring på nesten 300°C . Disse verdiene ble derfor antatt å være støy, og det ble derfor laget en ny graf for temperaturendring i energibrønnene, med begrensning på 15°C , se

figur 41. Ettersom ΔT for brønnparken er fra rundt $2,5^{\circ}\text{C}$ til 5°C for dimensjonerende verdier kunne det blitt begrenset ytterligere. Det er figur 41 som vil brukes videre i kapittelet.



Figur 40: ΔT gjennom brønnparken i system 350.001



Figur 41: Forenklet ΔT gjennom brønnparken i system 350.001

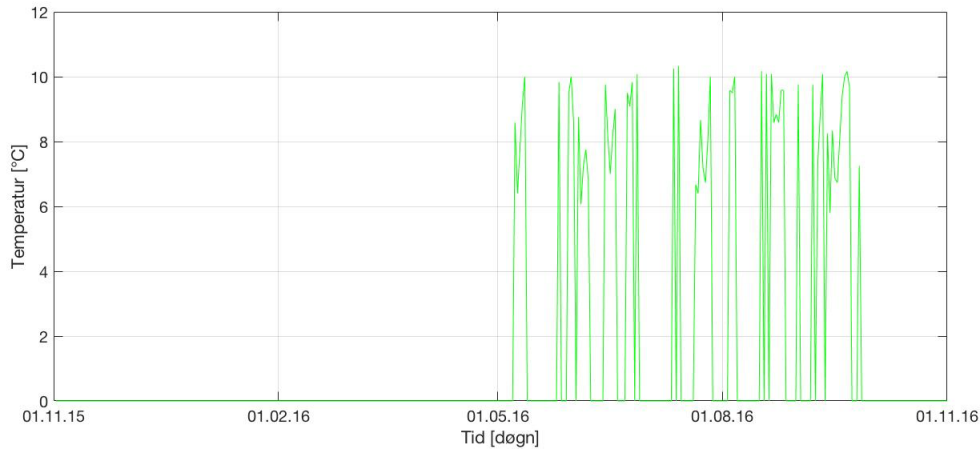
Figur 41 viser et relativt konstant temperaturuttak av brønnen i fyringssesongen, men er mer ustabil temperaturlading i sommerhalvåret. Likevel vil energilageret forsynes med store ΔT i korte perioder i sommermånedene, som kan gjøre opp for noe av dette ustabile forløpet.

For å kunne si noe om lagerets drift er i balanse må figur 39 og 41 sammenlignes. Figurene viser et tydelig sammenheng mellom massestrøm og ΔT , der massestrømmen er lav i perioder med relativt ustabil ΔT og omvendt. Fra figurene bemerkes det at massestrømmen i perioden der varme dumpes i brønnparken er mye lavere enn for perioden for varmeuttak. I tillegg til dette er ΔT i kjølemodus svært ustabil, og som oftest mye lavere enn i varmemodus. Ettersom både massestrømmen og ΔT er lavere i kjølemodus vil levert effekt til lageret være mindre enn effektuttaket i varmemodus, noe som tyder på et ubalansert bruk av sesonglageret. Fra grafene ser det også ut som at systemet vil drifte i varmemodus i større perioder enn kjølemodus gjennom året, noe som øker forskjellen ytterligere. Ut fra dette kan det derfor tenkes at driften av brønnparken ikke er balansert.

Det er imidlertid viktig å til slutt kommentere at selv om brønnparken ser ut til å være i ubalanse vil ikke energibrønnene nødvendigvis kjøles ned årlig. Dette er fordi varme kan strømme inn fra bakken rundt energibrønnene, og på denne måten balansere driften, som

forklart i kapittel 2.3. Men dersom brønnene lades ut mer enn varmen som strømmer inn fra omgivelsene vil brønnparken begynne å kjøles ned.

For kjølemodus var det også mulig å beregne turtemperaturen ut av fordamperne (RT03) siden denne temperaturføleren er utetemperaturkompensert, se kapittel 4.2.3. Denne ble beregnet ut fra figur 22, og resultatet er presentert i figur 42.



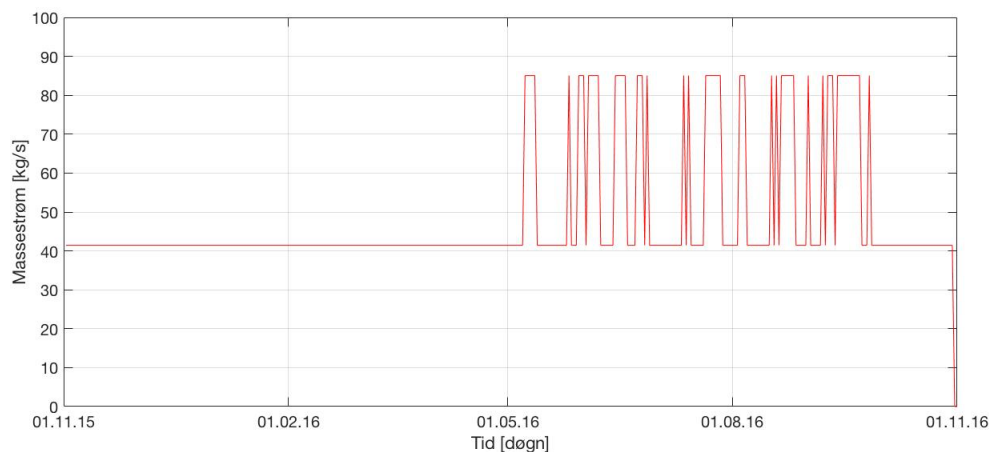
Figur 42: Temperaturføler RT03 i system 350.001

Ettersom det er gått ut fra at system 350.001 drifter i to separate kretser i kjølemodus vil imidlertid ikke figur 42 si noe om temperaturnivået i brønnparken, og figuren vil derfor ikke undersøkes nøyere. Men figuren viser tydelig i hvilken periode systemet driftes i kjølemodus.

6.2.1 Følsomhetsanalyse

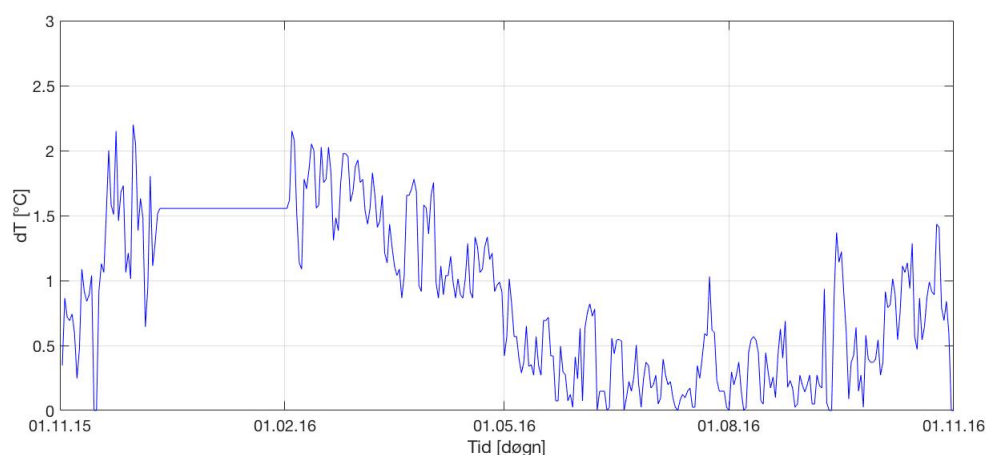
Det ble besluttet å utføre en følsomhetsanalyse av modellen. Dette var hensiktsmessig for å undersøke hvor sensitiv temperaturendring i brønnparken er for endring i massestrøm. Temperaturendring over fordamper og varmeveksler holdes konstant, ettersom det antas at økt effektbehov vil dekkes ved å pumpe mer massestrøm gjennom kretsen. Et annet mål med følsomhetsanalysen var å balansere driften av energilageret.

Grunnet mangler i instrumentering knyttes følsomhetsanalysen hovedsakelig mot dimensjonerende verdier for energisentralen. Gjennom brønnparken er nominelle verdier for massestrømmen lik 40,00 l/sek i varmemodus og 82,10 l/sek i kjølemodus, se vedlegg A. Ved bruk av tabell 7 gir dette en massestrøm på 41,44 kg/sek i varmemodus og 85,05 kg/sek i kjølemodus. Disse konstante massestrømmene er vist i figur 43, som også gir et tydelig skille mellom når varmepumpene driftes i varme- eller kjølemodus.



Figur 43: Nominell massestrøm i varme- og i kjølemodus

Endring i temperatur som funksjon av konstant massestrøm gjennom året er gitt i figur 44. Denne figuren følger forløpet for varmeuttak i fyringssesongen og dumping om sommeren som i figur 34. Dette er naturlig siden verdier for energimåleren 350.001-OE01 bare divideres på konstanter.



Figur 44: Temperaturendring i brønnparken ved nominell massestrøm

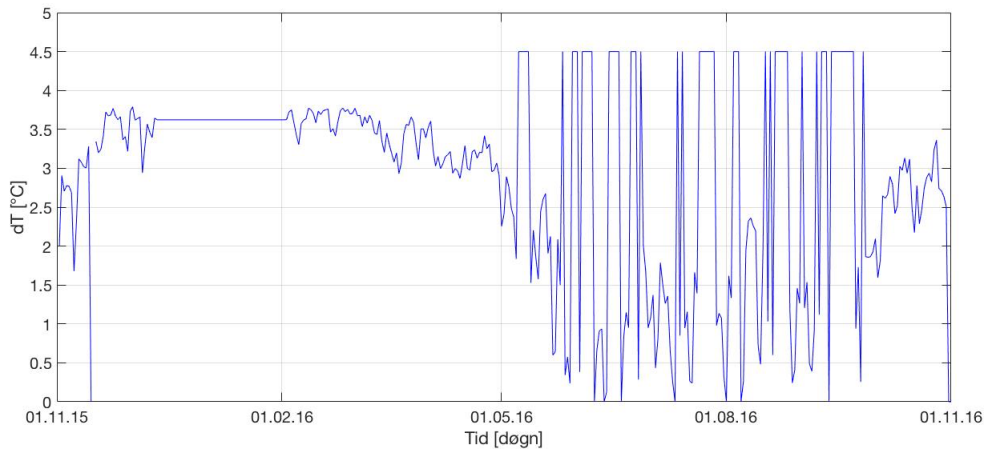
Fra figur 43 og 44 kan sirkulerende massestrøm og temperaturlagring/uttak sammenlignes. For vintersesongen er massestrømmen over dobbelt så lav som for sommersesongen. Figur 44 viser derimot at temperaturlagring/uttak er rundt 3 ganger så høyt fra 1. november 2015 til 1. mai 2016 sammenlignet med temperaturlagringen i sommermånedene. Dersom systemet skulle drifte med nominelle verdier for massestrøm er det klart at lageret ikke ville vært i årlig balanse. I avanserte energisentraler er det imidlertid ikke vanlig at massestrømmene i sentralen er konstant, men vil variere etter effektbehov.

Ut fra dimensjonerende verdier er temperaturendring for varmelagring, ΔT_{lading} , lik 5°C , og temperaturendring for uttak lik $2,5^{\circ}\text{C}$ (ΔT_{uttak}). At verdiene i figur 44 er så mye lavere enn nominelle verdier tyder på at modellen, eller driften, muligens ikke er helt optimal. For dimensjonerende verdier for temperaturendring i brønnparken er ΔT_{lading} dobbelt så stor som ΔT_{uttak} . Temperaturendring som skal tas ut skal altstå være halvparten så stor som det som dumpes i systemet, noe som kan ha sammenheng med at fyringssesongen er lenger enn sommersesongen for norsk klima, og at behovet for bygningsoppvarming er mer stabilt enn

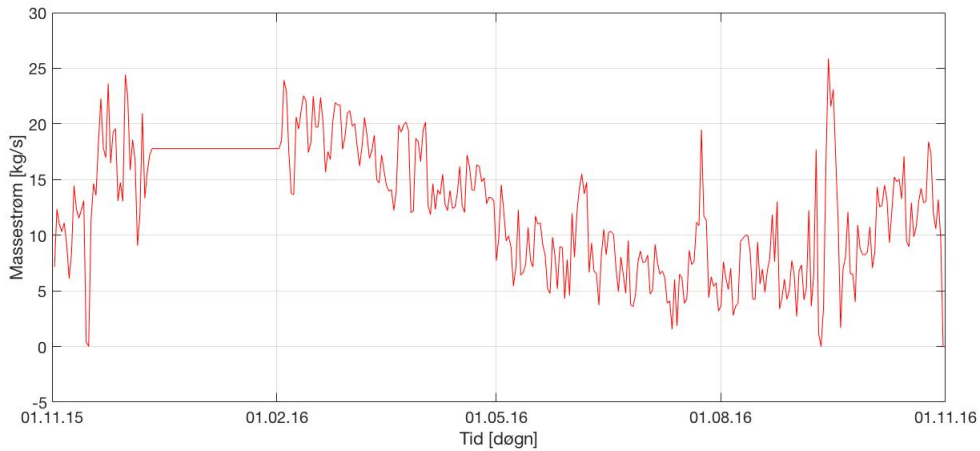
behovet for klimakjøling. Men ifølge figur 44 følger driften av brønnparken på HiB ikke dette, ettersom ΔT_{uttak} ser ut til å være mye høyere enn ΔT_{lading} . Dette skaper igjen skeptisisme mot den utarbeidede MATLAB-modellen, eller kan tyde på at driften av energisentralen ikke er helt optimal.

Ettersom energisentralen til HiB driftes med varierende massestrøm går neste del av følsomhetsanalysen ut på å undersøke hvor sensitiv massestrømmen i brønnparken er for endring i ΔT . Ettersom ΔT og massestrømmen er proporsjonalt avhengig av hverandre vil det å øke massestrømmen med én faktor gjennom analyseperioden, minke ΔT med samme faktor. Siden det er mistanke om at energibrønnene lades ut er det derfor testet hvordan en økt ΔT_{lading} kan motbalansere for uttaket om vinteren, for på denne måten optimalisere driften av det termiske energilageret.

Ut fra figur 41 ser man et tilnærmet konstant temperaturuttak av energibrønnene på rundt $3,5^{\circ}\text{C}$. Figuren viser også at sommerperioden er noe lengre enn vinterperioden, og derfor antas det at energibrønnene må lades med $4,5^{\circ}\text{C}$ i vinterhalvåret for å oppnå årlig balanse. ΔT_{lading} ble derfor satt lik $4,5^{\circ}\text{C}$ for å finne massestrømmen som er nødvendig at skal passere energibrønnene for å balansere energilageret. Disse verdiene er tilnærmet likt som for de dimensjonerende verdiene, der ΔT_{lading} er større enn ΔT_{uttak} . Forløpet til temperaturendring og nødvendig massestrøm gjennom brønnparken er presentert i henholdsvis figur 45 og 46.



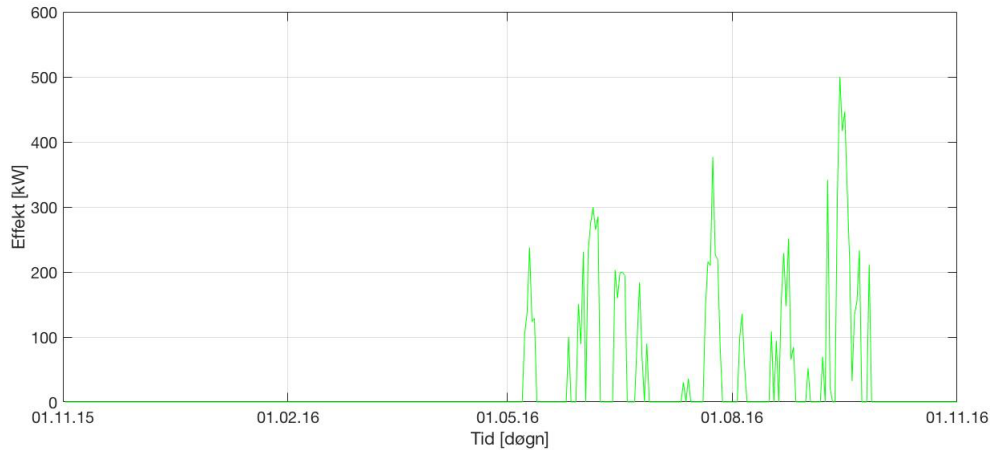
Figur 45: Årlig temperaturendring i brønnparken ved ΔT_{lading} lik $4,5^{\circ}\text{C}$ i kjølemodus



Figur 46: Årlig endring i massestrøm for ΔT lik $4,5^{\circ}\text{C}$ i kjølemodus

Figur 46 viser en mer jevn massestrøm gjennom året, sammenlignet med den opprinnelige massestrømmen gitt i figur 39. En mer stabil $\Delta T_{\text{loading}}$ gir også en mer stabil massestrøm. At både temperaturendring og massestrømmen holder seg mer konstante gjennom året gjør det enklere å undersøke om driften er balansert.

Med hensyn til massestrømmen som vist i figur 46 kan man beregne effekt som må leveres gjennom varmeveksler LV fra energisentralens varme side, se figur 25. Resultatet er presentert i figur 47. Dimensjonerende verdi for varmeveksleren mellom den varme- og kalde delen av energisentralen er 860 kW, noe som er mye høyere enn maksimalt effektbehov som ville vært nødvendig etter denne beregningen.



Figur 47: Nødvendig levert effekt fra varm side av energisentralen gjennom varmeveksler LV

6.2.2 Modellens pålitelighet

Ettersom denne modellen er basert på en rekke antakelser er det viktig å være kritisk til resultatene som er drøftet i dette delkapittelet. For å undersøke hvor reelle resultatene er ble de nominelle verdiene for system 350.001 undersøkt nærmere, for så å sammenlignes med resultatene fra modellen.

Det første som ble sammenlignet med nominelle verdier var massestrømmen gjennom brønnparken. Ifølge systemskjema er dimensjonerende verdier lik 41,44 kg/sek i varmemodus og 85,05 kg/sek i kjølemodus. Dersom man undersøker figur 39, er verdiene for massestrøm lavere i kjølemodus enn i varmemodus, noe som kan tyde på at alt ikke er helt som det skal. Maksimal massestrøm gjennom brønnparken er målt til å være i underkant av 25 kg/sek den 30. november 2015, som er i fyringssesongen. Denne dagen er levert energi fra brønnparken lik 8455 kWh. Dimensjonerende verdi i samme periode er 41,44 kg/sek, for en effekt på 400 kW (med ΔT lik 2,5°C). Dersom man finner forholdet mellom effekten i de to tilstandene, kan dette sammenlignes med forholdet mellom massestrømmene for å si noe om modellens pålitelighet. Forholdet mellom effekten i systemet og dimensjonerende effekt er gitt ved:

$$\frac{\frac{8455 \text{ kWh}}{24 \text{ h}}}{400 \text{ kW}} \approx 0,88$$

Forholdet mellom beregnet og dimensjonert massestrøm for 30. november er gitt ved:

$$\frac{25 \text{ kg/sek}}{41,44 \frac{\text{kg}}{\text{sek}}} \approx 0,6$$

Optimalt sett burde forholdet mellom beregnede og dimensjonerte verdier være de samme. Slik er det imidlertid ikke i dette tilfellet, der forholdet mellom effektbehov er på 0,88 mens forholdet mellom massestrømmene er på 0,6. Dette kan tyde på at modellen ikke er like pålitelig som ønsket. Men i begge tilfeller vil dimensjonerende verdier være høyere enn beregnede, noe som er gunstig for å sikre en pålitelig energisentral. Av dette kan det tyde på at anlegget er dimensjonert med en sikkerhetsmargin, eller rett og slett er overdimensjonert.

Det at frikjøling er ekskludert i denne modellen, svekker også modellens pålitelighet. Etttersom frikjøling kan bidra til lading av energilageret, som forklart i kapittel 2.3, kunne dette hjelpet til å balansere driften. Forholdet mellom uttak og lading vil derfor sannsynligvis være mindre enn resultatene som er presentert i dette kapittelet. Høgskolebygg er forventet å ha et relativt høyt behov for kjøling, og det er derfor forventet at frikjøling vil gi et positivt bidrag.

7 Diskusjon

I perioden fra 11. desember 2015 til 1. februar er det gitt gjennomsnittsverdier for energibruket på HiB. Dette har begrenset mulighetene for å undersøke driften i denne perioden. Ettersom det er midt på vinteren kunne energiforbruket i teorien variert veldig i denne perioden, siden det er tydelig at utetemperaturen gjør det, noe som kunne ført til unormalt høyt oppvarmingsbehov. Dette kunne igjen gitt andre resultater for energisentralens drift. Disse gjennomsnittsverdiene ble ekskludert fra energi-temperaturkurven for oppvarming, for å finne ut hvorvidt varmebehovet var avhengig av utetemperaturen.

Det ble oppdaget en feil i energibalansen mellom produsert varme fra varmepumpene og levert varme til grunnlasten for bygningsoppvarming. Dette kom av monteringsfeil for en av temperaturfølerne for energimåler 350.002-OE01. I oppgaven er det likevel valgt å benytte utgitt måledata for denne energimåleren, men dette vil utgjøre et avvik i energibalansen for energisentralen. Et slikt avvik skaper usikkerhet knyttet til resultatene. Selv om det ikke er oppdaget flere slike målefeil er det ikke sikkert det er ikke-eksisterende i resten av energisentralen. Energimålerne er oppgitt å ha en $\pm 2\%$ måletoleranse, så i teorien er det mulig at unøyaktige målinger påvirker resultatene.

Bruk av daglig måledata byr på utfordringer i flere deler av analysen. Dette er fordi bruk av maksimal effekt ofte vil være nyttig i forbindelse med analyse av om et anleggs dimensjonerende verdier strekker til. Energibruken er forventet å variere i løpet av døgnet, og det vil derfor gi store unøyaktigheter å dele daglig forbruk på 24 timer. Men ettersom det i flere tilfeller har vært behov for bruk av effekt, var å anta et konstant forbruk gjennom døgnet den mest naturlige måten å løse problemet på.

Begrensninger knyttet til måledata har ført til at analysen ikke har blitt så spesifikk som ønskelig. Flere antakelser har blitt gjort, som avgrenser påliteligheten til resultatene. Dette problemet forekommer i størst grad under modelleringen av brønnparken, der det kan tyde på at simulerte verdier ikke samsvarer med dimensjonerte.

8 Konklusjon

Det ble vist at Høgskolen i Bergens totale årlige energiforbruk var på nesten 2960,7 MWh for bygningsoppvarming og 1012,5 MWh for kjøling. Begge disse verdiene er i samme størrelsesorden som de dimensjonerende verdiene til energisentralen, som er 2600 MWh for oppvarming og 1060 MWh for kjøling per år. Per døgn er høgskolens høyeste varme- og kjølebehov funnet til å være henholdsvis 25 020 kWh og 8800 kWh.

Energianalysen viste at driften av energisentralen stort sett fungerer som den skal, der de forskjellige delene følger utetemperaturkompensering som gitt i funksjonsbeskrivelsen. Det ble imidlertid funnet større utfordringer knyttet til lagring av energi, både i kuldelagringstankene og i brønnparken.

For PCM-lageret vil totale verdier for kjøleuttak og kjølelading gjennom hele året være henholdsvis 99 977 kWh og 94 400 kWh. En differanse på over 5500 kWh per år gir at systemet ikke er helt i balanse, og at lageret vil smelte årlig, noe som fører til dårligere egenskaper til å dekke spisslasten. Men det ble også funnet ut at maksimalt kjøleuttak fra kuldelagringstankene var 4584 kWh per døgn. Dimensjonerende verdier for lageret er 11 200 kWh per døgn, noe som kan tyde på at PCM-lageret er kraftig overdimensjonert. Ettersom kjøleuttak er høyere enn kjølelading kan et overdimensjonert system være gunstig. Dette fordi det da ikke kreves at tankene skal være fulladet for å levere tilstrekkelig med kjøling.

Det ble også funnet ut at brønnparken ikke driftes balansert. Årlig varmeuttak fra energi-brønnene er 1171,45 MWh, mens tilsvarende verdi for dumping av varme er 303,99 MWh. Differansen mellom disse verdiene er på hele 867,45 MWh, noe som klart viser at driften av energibrønnene er i ubalanse. Ut fra simuleringer ble samme konklusjon gitt, men ettersom modelleringen av energibrønnene er basert på en rekke antakelser er det viktig å være kritisk til modellen. Det er imidlertid viktig å kommentere at en ubalansert brønnpark ikke nødvendigvis vil lades ut over tid, ettersom energibrønnene kan forsynes med varme fra omgivelsene.

Varmepumpene ser ut til å drifte etter sin hensikt, der forholdet mellom tilført og avgitt energi er lineært. Både varme- og kjøleeffekt faktoren har høye verdier gjennom hele året, der årlige gjennomsnittsverdiene var på henholdsvis 4,7 og 4,0.

Det kan dermed konkluderes med at driften av energisentralen ved HiB stort sett fungerer som den skal, men at det er utfordringer knyttet til bruk av termisk lagring. For å oppnå optimal drift bør driften av disse lagrene derfor undersøkes nærmere.

9 Videre arbeid

Ettersom varmpumpeaggregatene er sentrale for driften av energisentralen bør disse undersøkes nøyere. Det bør utvikles en modell for varmpumpens drift, med mål om å optimalisere driften. Grunnet begrenset måledata var det ikke mulig å gjennomføre i denne oppgaven.

Siden det er kommet frem til at driften av brønnparken ikke balansert vil en mer detaljert analyse av energibrønnene være nødvendig. Ved hjelp av bedre instrumentering kan modellen for energistrømmene i brønnene utvikles på nytt, og gi mer pålitelige resultater. For å kunne si noe om brønnparken lades ut over tid bør måledata fra flere år analyseres, ettersom brønnparken er et sesonglager. Det bør også installeres målere for grunnen rundt energibrønnene for å kunne si noe om hvorvidt brønnparken mottar varme fra omgivelsene.

Ettersom PCM-lageret virker å være overdimensjonert kan det være interessant å analysere dette nøyere. Ettersom utgitt måledata ikke ga informasjon om hvordan lasten over PCM-lageret endret seg i løpet av døgnet vil en døgnbasert analyse av lageret også være nyttig for å finne ut om døgnlagerets kapasitet er tilstrekkelig ved høye effektbehov.

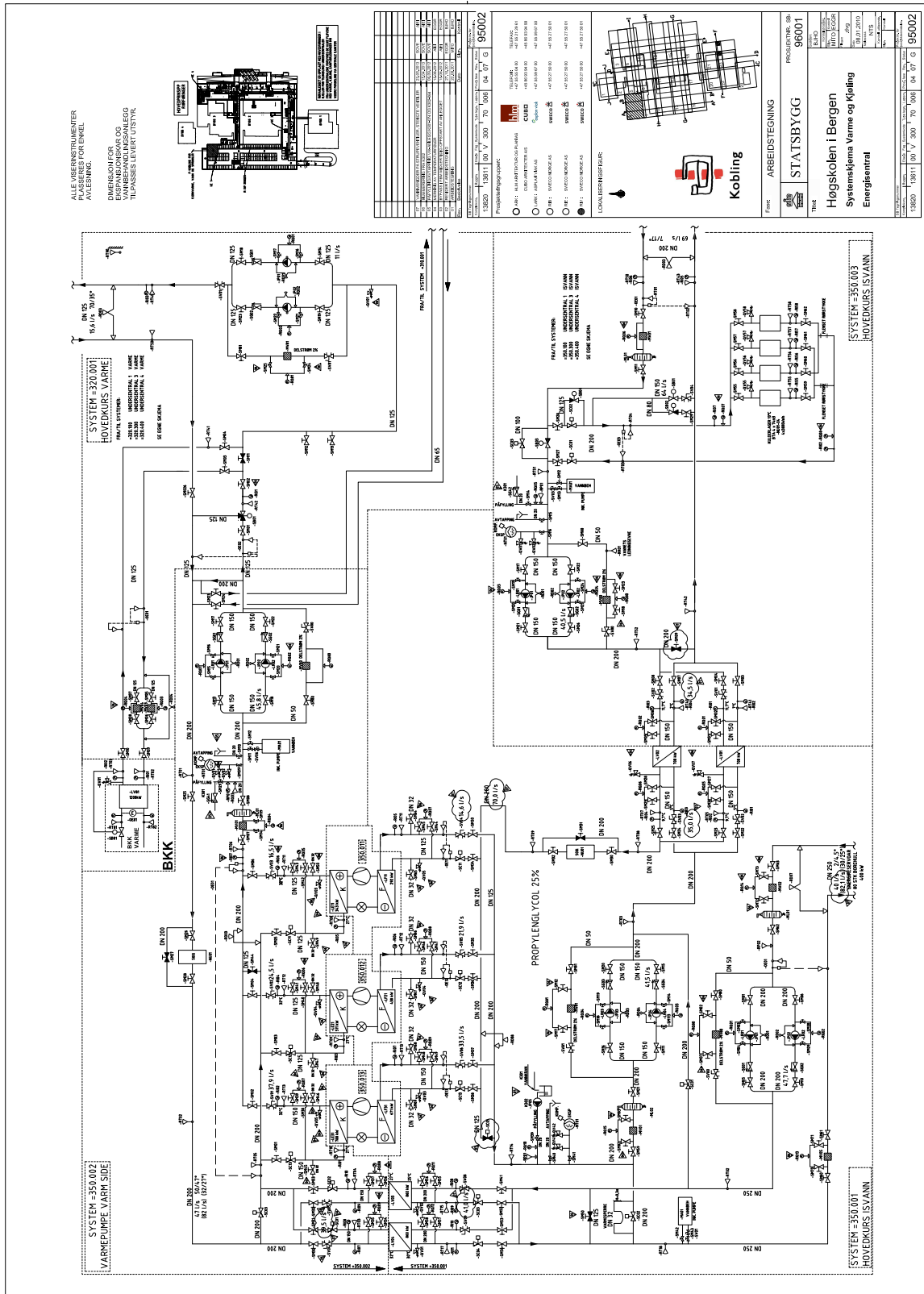
10 Bibliografi

- [1] UNEP SBCI. Sustainable Buildings Climate Initiative, “Buildings and climate change - summary for decision-makers,” <http://www.unep.org/sbci/pdfs/SBCI-BCCSummary.pdf>, 2009, lest: 15. 12. 2016.
- [2] SSB, “Produksjon og forbruk av energi, energibalanse, 2014-2015, endelige tall,” <http://www.ssb.no/energi-og-industri/statistikker/energibalanse/aar-endelige>, 2016, lest:18. 10. 2016.
- [3] International Energy Agency, “Transition to sustainable buildings - strategies and opportunities to 2050,” http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/Building2013_free.pdf, 2013, lest: 15. 12. 2016.
- [4] Lawrence Berkeley National Laboratory, “What is energy efficiency?” <https://eetd.lbl.gov/ee/ee-1.html>, lest: 15. 12. 2016.
- [5] O. Stavset and H. Kauko, “Energy use in non-residential buildings - possibilities for smart energy solutions,” *SINTEF Energy Research*, 2015.
- [6] regjeringen.no, “Universiteter og høyskoler,” <https://www.regjeringen.no/no/dep/kd/org/etater-og-virksomheter/underliggende-etater/statlige-universiteter-og-hoyskoler/id434505/>, lest: 04. 01. 2017.
- [7] NSD - Norsk senter for forskningsdata, “Database for statistikk om høgre utdanning. areal,” http://dbh.nsd.uib.no/statistikk/rapport.action?visningId=27&visKode=false&columns=arstall&index=1&formel=109&hier=insttype!9!instkode!9!leietype!9!navn_adr&sti=¶m=arstall%3D2015!8!2014!8!2013!8!2012!8!2011, lest: 04. 01. 2017.
- [8] statsbygg.no, “Miljømål,” <http://www.statsbygg.no/Prosjekter-og-eiendommer/Byggeprosjekter/HiB-Hogskolen-i-Bergen/Miljo/>, lest: 04. 01. 2017.
- [9] J. Stene and V. Havellen, *Varmepumper til oppvarming og kjøling i bygninger. Tipshefte fra Grønn Byggallianse*. Grønn Byggallianse, NOVAP, 2016.
- [10] J. Stene, *VARMEPUMPER. Grunnleggende varmepumpeteknikk*. 82-14-00397-0: SINTEF Energiforskning AS, 2001.
- [11] —, *Arbeidsmedier (kuldemedier) for varmepumpeprosessen*. TEP4260, 2015.
- [12] O. Zogou and A. Stamatelos, “Effect of climatic conditions on the design optimization of heat pump systems for space heating and cooling,” *Energy Conversion and Management*, vol. 39, no. 7, pp. 609–622, 1998.
- [13] R. K. Shah and D. P. Sekulic, *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley & Sons, 2003.
- [14] F. P. Incropera, D. P. Dewitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine, *Principles of heat and mass transfer*. 978-0-470-64615-1: John Wiley & Sons Inc., 2013.
- [15] O. Zogou and A. Stamatelos, “Optimization of thermal performance of a building with ground source heat pump system,” *Energy conversion and management*, vol. 48, no. 11, pp. 2853–2863, 2007.
- [16] S. Self, B. Reddy, and M. Rosen, “Geothermal heat pump systems: Status review and comparison with other heating options,” *Applied Energy*, vol. 101, pp. 341–348, 2013.
- [17] H. Brandl, “Energy foundations and other thermo-active ground structures,” *Geotechnique*, vol. 56, no. 2, pp. 81–122, 2006.

- [18] P. Healy and V. Ugursal, "Performance and economic feasibility of ground source heat pumps in cold climate," *International Journal of Energy Research*, vol. 21, no. 10, pp. 857–870, 1997.
- [19] R. Curtis, J. Lund, B. Sanner, L. Rybach, and G. Hellström, "Ground source heat pumps—geothermal energy for anyone, anywhere: current worldwide activity," in *Proceedings World Geothermal Congress, Antalya, Turkey*, 2005, pp. 24–29.
- [20] W. Wu, T. You, B. Wang, W. Shi, and X. Li, "Evaluation of ground source absorption heat pumps combined with borehole free cooling," *Energy Conversion and Management*, vol. 79, pp. 334–343, 2014.
- [21] Z. Ure, "Phase change material (pcm) based energy storage materials and global application examples," in *Proceedings of CIBSE Technical Symposium 2011*, 2011.
- [22] A. Sharma, V. Tyagi, C. Chen, and D. Buddhi, "Review on thermal energy storage with phase change materials and applications," *Renewable and Sustainable energy reviews*, vol. 13, no. 2, pp. 318–345, 2009.
- [23] D. Zhou, C.-Y. Zhao, and Y. Tian, "Review on thermal energy storage with phase change materials (pcms) in building applications," *Applied energy*, vol. 92, pp. 593–605, 2012.
- [24] M. I. H. Khan, "Conventional refrigeration systems using phase change material: A review," *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, vol. 24, no. 03, p. 1630007, 2016.
- [25] O. Nehasil and D. Adamovský, "Utilization of indirect adiabatic cooling in heat recovery device," in *Advanced Materials Research*, vol. 649. Trans Tech Publ, 2013, pp. 307–310.
- [26] S. Riffat, H. Shehata, A. Howarth, and P. Doherty, "A novel evaporative air cooler," *International journal of ambient energy*, vol. 21, no. 2, pp. 97–108, 2000.
- [27] Statsbygg, "HYPERMODERNE ENERGIANLEGG PÅ HØGSKOLEN I BERGEN," <http://www.statsbygg.no/Files/prosjekter/hiBergen/andreFiler/FaktaarkEnergianlegg2012.pdf>, 2012, lest: 18. 01. 2017.
- [28] U. Dar, "Høgskolen i bergen. energisentral," *Sweco*, 24. november 2014.
- [29] Norsk Fjernvarme, "Fjernvarme er energieffektivt," <http://www.fjernvarme.no/index.php?pageID=106&openLevel=10>, lest: 13. 01. 2017.
- [30] V. Novakovic, S. O. Hanssen, J. V. Thue, I. Wangensteen, and F. O. Gjerstad, *ENØK I BYGNINGER - Effektiv energibruk*. 978-82-05-37496-6: Gyldendal undervisning, 2014.
- [31] N. Djuric, V. Novakovic, F. Frydenlund, and B. Handal, "Lifetime commissioning as a tool for improving heat recovery using heat pumps," https://www.ntnu.no/wiki/download/attachments/40800145/234_v2_Djuric.pdf?version=1&modificationDate=1326962792000, 2016, lest: 13. 04. 2016.
- [32] N. Nord, V. Novakovic, and F. Frydenlund, "Lifetime commissioning for efficient operation of buildings," https://www.sintef.no/globalassets/upload/energi/pkf/pkf_report_uk.pdf, 2012.
- [33] M. A. Piette, S. K. Kinney, and P. Haves, "Analysis of an information monitoring and diagnostic system to improve building operations," *Energy and Buildings*, vol. 33, no. 8, pp. 783–791, 2001.
- [34] T. Joelson, "Vulkan åpner energisentral," <http://www.bygg.no/article/66163>, 2013, lest: 16. 12. 2016.

- [35] V. Havellen, "Vulkan energisentral. erfaringer," <http://www.energisentralen.no/wp-content/uploads/VULKAN-ENERGISENTRAL-foredrag-VVS-dagene-VH.pdf>, 2014, lest: 16. 12. 2016.
- [36] "Energispareprisen 2014 rema 1000 kroppanmarka," <https://www.trondheim.kommune.no/content/1117750158/Energispareprisen-2014-Rema-1000-Kroppanmarka>, 2015, lest: 15. 12. 2016.
- [37] J. I. Vikan, "Rema 1000 kroppanmarka," <http://www.bygg.no/article/111857>, 2013, lest: 29. 12. 2016.
- [38] C. Schlemminger and M. J. Alonso, "Status report: evaluation of pcm-cold-storage at hib", *SINTEF INTERACT project*, 2015.
- [39] M. Jokiel, "Development and performance analysis of an object-oriented model for phase change material thermal storage (project work)," *Department of Thermal Energy*, 2016.

A Vedlegg 1 - Arbeidstegning



B Vedlegg 2 - Funksjonsbeskrivelse



HØGSKOLEN I BERGEN

Funksjonsbeskrivelse
320.001 Hovedkurs varme

Kobling



Energisentralen består av systemene:

- 320.001 Hovedkurs varme
- 350.001 Varmepumper, kald side og brønnpark/energireservoar
- 350.002 Varmepumper, varm side (kondensatorside)
- 350.003 Isvannssystem
- 350.011 Varmepumpe I
- 350.012 Varmepumpe II
- 350.013 Varmepumpe III

Det er viktig at hvert enkelt system sine innstillinger står i forhold til hverandre for å oppnå en god driftsøkonomi. I beskrivelsen for hvert enkelt system blir det beskrevet 2 ulike driftsmoduser som er varmemodusdrift og kjølemodusdrift.

Det beskrives en dynamisk veksling mellom varme- og kjølemodus under **system 350.001, varmpumper kald side**.

System +01=320.001 Hovedkurs varme

Systemet har som oppgave å levere energi til radiatorer, ventilasjonsanlegg, gulvvarme og gatevarme. Som energikilde benyttes varmpumperne som grunnlast og deretter tilføres varme fra fjernvarmenettet etter behov.

RT40, utekompensert turtemperaturregulering. Skalverdi sendes fra SD-anlegget til BKK-fjernvarmesentralen, 0-10V. Uteføler plasseres på nordfasaden.

Innstilt turtemperaturkurve: 70°C v/-15°C, 58 v/-5, 46v/+2, 30 v/12 og 20°C v/+18°C ute.

Tidstyring forskyver utetemperaturen +5°C om natten for endring av temperaturkurven.

Dagdrift: Ma-Fr: 05:00 - 22:00, Lø-Sø: 08:00 - 18:00.

Vannet forvarmes av varmpumpenes kondensatorvarme og deretter tilføres nødvendig varme fra fjernvarmen. Reguleringsventil SB01 åpner til 100% når turtemperatur 350.02.RT06 er høyere enn returtemperatur 320.01.RT50, hvis ikke styres den til 0%.

Fjernvarme fra BKK:

Skalverdien som er 1°C lavere enn ovennevnte utekompenseringskurve sendes fra SD-anlegget til BKK-fjernvarmesentralen, 0-10V.

Energipuls hentes fra varmesentralen hos BKK. Døgnverdier for energiforbruk lagres i SD-anlegget.

Konstant trykkdifferanse regulerer hastigheten på pumpene

320.001.JP01 & JP02 iht. innstilt trykk, 20 kPa. Trykkdifferanseføler 320.001.RD05 er plassert i undersentral 4 og benyttes som føler for reguleringen.

Pumpene er dimensjonert for å kunne reguleres til 60Hz. Først reguleres en pumpe opp til ca. 56Hz, 93%, og hvis det er behov for større vannmengde parallellreguleres pumpene. Hysteres for inn og utkobling av 2 pumper må tilpasses pumpekaraktistikken. Alternierende pumpestyring en gang i uken på dagtid samt backupstyring hvis en pumpe stopper på feil. Det er overlappende drift i 7 sekunder ved veksling av pumpene.

Regulering av shuntventil 320.001.SB01.

Shuntventilen er 100% åpen hvis kondensatortemperatur 350.002.RT.RT06 er høyere enn returtemperatur 320.01.RT50. Når kondensatortemperatur 350.002.RT.RT06 er lavere enn returtemperatur 320.01.RT50 stenger shuntventilen, 0% åpen.

Frekvensomformerne for pumpene tilknyttes undersentralen via busskommunikasjon.

Energimålerne tilknyttes undersentralen via M-bus og oppdateres med reelle verdier minimum hvert 45 sekunder. Det må påregnes at enkelte følerpar har behov for 10 meter kabel. Som minimum skal det overføres verdier for:

Tur- og returtemperatur med en desimal etter komma, vannmengde, effekt og akkumulert energi.

Datalogging. Energimålernes verdier (effekt, energi, turtemperatur, returtemperatur, vannmengde) lagres for logging hver time i SD-anlegget. Timesverdier lagres for hovedtemperaturene.



Kobling

Energisentralen består av systemene:

- 320.001 Hovedkurs varme
- 350.001 Varmepumper, kald side og brønnpark/energireservoar
- 350.002 Varmepumper, varm side (kondensatorside)
- 350.003 Isvannssystem
- 350.011 Varmepumpe I
- 350.012 Varmepumpe II
- 350.013 Varmepumpe III

Det er viktig at hvert enkelt system sine innstillinger står i forhold til hverandre for å oppnå en god driftsøkonomi. I beskrivelsen for hvert enkelt system blir det beskrevet 2 ulike driftsmoduser som er varmemodusdrift og kjølemodusdrift.

Det beskrives en dynamisk veksling mellom varme- og kjølemodus under **system 350.001, varmpumper kald side**.

System +01=350.001 Varmepumpe, kald side

Valg av **felles driftsmodus for systemene 350.001 og 350.002**.

Systemvender i skjerm bilde: Varmemodus – Kjølemodus – Auto

- | | |
|-------------|---|
| Varmemodus: | Systemene samreguleres som varmpumper |
| Kjølemodus: | Anlegget regulerer med basis til isvannstemperaturen i system 350.003 |
| Auto: | Automatisk veksling mellom varme- og kjølemodus iht- gitte kriterier. |

Når anlegget har endret tilstand skal det inneha denne tilstanden i minimum 30 minutter, innstillbart, før kriteriene for skifte av neste tilstand frigjøres.

Skifte av modus ved varmemodus til kjølemodus:

Kjølemodus aktiveres når følgende er oppfylt:

- Turtemperatur fra brønnpark 350.001.RT03 er mindre enn 0,6 grad, innstillbart, lavere enn innstilt isvannstemperatur 350.003.RT42 i mer enn 15 minutter
- og utetemperaturen er høyere enn 15°C, innstillbart.

Skifte av modus ved kjølemodus til varmemodus:

Varmemodus aktiveres når et av kriteriene er oppfylt i mer enn 15 minutter:

- Turtemperatur fra brønnpark 350.001.RT02 er 0,6 grad, innstillbart, lavere enn innstilt isvannstemperatur 350.003.RT42.
- Effekt tilført brønnpark målt med energimåler 350.001.OE01 minus eventuelt energi tilført fra fjernvarmen via energimåler 320.001.OE01, er mindre enn 50 kW, innstillbart.

(Ved lading av kjøleenergilageret om natten for system 350.003 er anlegget i kjølemodus.)

Se beskrevet funksjon under system 350.003.

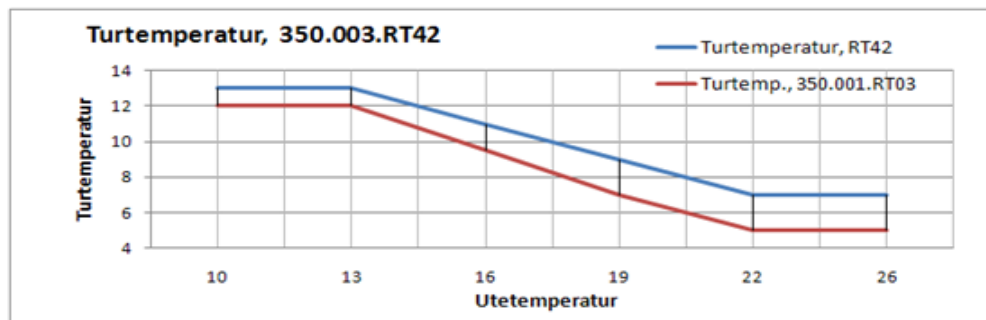


Kobling

Kjølemodus:

Beregnet skalverdi for isvannstemperatur 350.001.RT03

er iht. skalverdien for 350.003.RT42 som overføres som skalverdi til varmepumpenes kjøleskalverdi som benyttes ved drift i kjølemodus. Ved start av kurven ved 13°C skal kjølemaskinenes isvannstemperatur være 1°C lavere enn for RT42. Denne differansen økes gradvis til 2,5°C når utetemperaturen har økt med 7,5°C. I tillegg må det tas hensyn til om systemet er i lademodus av energilageret beskrevet under system 350.003.

**Kapasitetsregulering av inn og utkobling av antall kjølemaskiner.**

Ut i fra kjølebehovet reguleres inn og utkobling av de ulike varmepumpene. Summen av energimålerne 350.003.OE01 og 350.003.OE03 benyttes ved kjøleenergi målingen.

Trinn	1	2	3	4	5
Innkobling [kW]		240	370	590	950
Utkobling [kW]		290	330	500	750
Varmepumpe I	X				X
Varmepumpe II		X		X	X
Varmepumpe III			X	X	X

Tilhørende varmepumpenes 2-veisventiler mot fordampere og kondensator samstyres med varmepumpene. Ved innkobling åpner først 2-veisventilene på kondensatorsiden og fordampersiden og tidsforsinket, 4 minutter, frigis startsignal til varmepumpen. Ved utkobling stoppes først varmepumpen og etter en tidsforsinkelse på 4 minutter stenger tilhørende ventiler. Ved nedkobling av trinn startes først den mindre varmepumpen før den større stoppes. Ved eventuell feil på en varmepumpe kobles neste varmepumpe inn.

Ventilstyring og ventilposisjoner i kjølemodus mht. brønnpark og kondensatorside.

Tabellen viser ventilposisjoner ved kjølemodus.

	Lav belastning	Høy belastning
Varmepumpe I i drift	X	
Varmepumpe II eller III i drift		X
350.002.SC01, 2-veisventil	Åpen	Åpen
350.002.SC02, 2-veisventil	Åpen	Åpen
350.002.SC03, 2-veisventil	Stengt	Stengt
SC04 2-veisventil	Åpen	Åpen
SC03 2-veisventil	Stengt	Åpen
SC02 2-veisventil	Stengt	Stengt
SC01 2-veisventil	Stengt	Stengt
SC05 2-veisventil	Stengt	Stengt

RD08, konstant trykkdifferanse regulerer hastigheten på isvannspumpene

JP03 & JP04 iht. innstilt trykkdifferanse, 57 kPa innstillbart, i alle modus.

Pumpene er dimensjonert for å kunne reguleres til 60Hz. Først reguleres en pumpe opp til ca. 55Hz, ca. 93%, og hvis det er behov for større vannmengde parallellreguleres pumpene. Hysterese for inn og utkobling av 2 pumper må tilpasses pumpekaraktistikken. Alternerende pumpedrift på dagtid en gang i



Kobling

uken. Når en pumpe gir feilmelding starter den andre pumpen automatisk.

Det er overlappende drift i 7 sekunder ved veksling av pumpene.

Frekvensomformerne for pumpene tilknyttes undersentralen via busskommunikasjon.

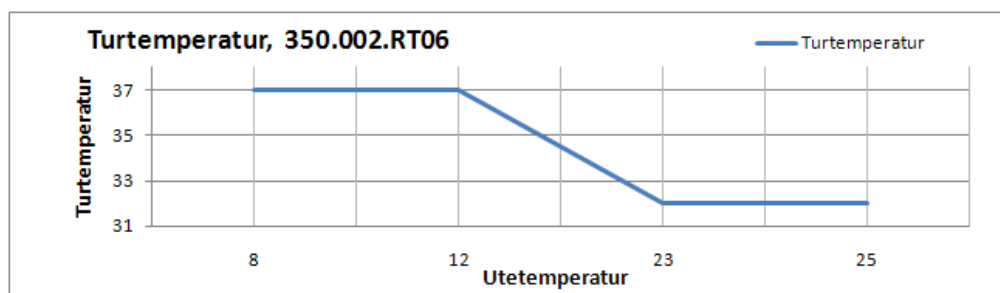
Temperaturregulering av kondensatorkretsen i system 350.002 i kjølemodus.

Kaskaderegulering (Master og slaveregulering). Temperaturføler 350.002.RT06 er hovedføleren og 350.002.RT05 er hjelpeføleren. Temperaturbegrensningen for hjelpeføleren er minimum 5,5°C lavere enn beregnet skalverdi for 350.002.RT06 og maksimum temperatur er lik beregnet skalverdi for 350.002.RT06. Temperatur 350.002.RT05 regulerer **hastigheten for pumpene 350.001-JP01 & JP02** iht. kjølebehovet. Pumpene er dimensjonert for å kunne reguleres til 60Hz. Først reguleres en pumpe opp til ca. 55Hz, 92%, og hvis det er behov for større vannmengde parallelreguleres pumpene. Hysterese for inn og utkobling av 2 pumper må tilpasses pumpekarakteristikken. Alternerende pumpedrift på dagtid en gang i uken. Når en pumpe gir feilmelding starter den andre pumpen automatisk.

Det er overlappende drift i 7 sekunder ved veksling av pumpene.

Frekvensomformerne for pumpene tilknyttes undersentralen via busskommunikasjon.

Kurve for skalverdien for 350.002.RT06.

**Varmemodus:**

Utgående kondensatortemperatur er regulerende enhet som regulerer denne driftsfasen samt energiuttaket fra kondensatorkretsen. Varmepumpene kapasitetsreguleres av sin interne automatikk iht. utgående vanntemperatur som utekompenseres. Skalverdien for turtemperaturen overføres fra SD-anlegget til varmpumpene ved eget signal. Se system 350.002.

Veksling fra kjølemodus til varmemodus.

Samtlige varmpumper får signal om at driftsmodusen settes til varmemodus. Det skal minimum være vannsirkulasjon mot en av fordampene på en av varmpumpene.

2-veisventilene SC03 og SC04 er stengt mot varmevekslerne.

2-veisventilene SC01 og SC02 er i åpen posisjon.

Regulering av trykkdifferanse og temperatur RT03.

Tilstand 1. Turtemperatur RT02 fra brønnpark er høyere enn 9°C, innstillbart.

I denne tilstanden blandes vannet fra turledningen fra varmpumpene, kjølt vann, med vannet fra brønnparken til innstilt vanntemperatur for å oppnå tilstrekkelig kjøling mot system 350.003.

Pumpene JP03 og JP04 fortsetter å regulere i henhold til trykkdifferansføler RD08.

Pumpene JP01 eller JP02 reguleres av turtemperatur RT03 i henhold til innstilt temperatur, 8,5°C, som er innstillbar. Ved synkende temperatur økes pumpens turtall.

Tilstand 2. Turtemperatur RT02 fra brønnpark er lavere enn 9°C, innstillbart.,

Pumpene JP01 og JP02 regulerer i henhold til trykkdifferansføler RD08.

Pumpene JP03 eller JP04 stoppes.

Reguleringsstrategien for hovedpumpene JP01 og JP02 i varmemodus.

I varmemodus reguleres pumpene enten iht. tilstand 1 eller 2.

I driftstilstand 1 reguleres de iht. temperaturføler RT03 og i tilstand reguleres de iht. trykkdifferansføler RD08.

**Kobling**

Man benytter trykkregulatoren for JP01 og JP02.

Samtidig som 2-veisventilene skifter posisjon i driftstilstand 2 kjører man pumpe JP01 og JP03 (eller JP02 og JP04) på samme regulatorutgang (parallelt) og etter 60 sekunder stopper pumpe JP01 og reguleringen fortsetter med pumpe JP03 og eventuelt JP04.

Innstilt utekompensert trykkdifferanse som før, 57 kPa som er innstillbart.

Pumpene er dimensjonert for å kunne reguleres til 60Hz. Først reguleres en pumpe opp til ca. 55Hz, ca 93%, og hvis det er behov for større vannmengde parallellreguleres pumpene. Hysterese for inn og utkobling av 2 pumper må tilpasses pumpekarakteristikken. Alternierende pumpedrift på dagtid en gang i uken og hvis en pumpe gir feilmelding starter den andre pumpen automatisk.

Det er overlappende drift i 7 sekunder ved veksling av pumpene.

Frekvensomformerne for pumpene tilknyttes undersentralen via busskommunikasjon.

Ventilstyring og ventilposisjoner i varmemodus mht. brønnpark og kondensatorside.

Tabellen viser ventilposisjoner ved kjølemodus.

	Varmemodus
350.002.SC01, 2-veisventil	Stengt
350.002.SC02, 2-veisventil	Stengt
350.002.SC03, 2-veisventil	Åpen
SC04 2-veisventil	Stengt
SC03 2-veisventil	Stengt
SC02 2-veisventil	Åpen
SC01 2-veisventil	Åpen
SC05 2-veisventil	Stengt

Frikjøling mot energipark ved varmemodusdrift.

Hvis en av følgende kriterier er tilstedet:

- Målt kjøleeffekt på kjøleenergimåler 350.003.OE01 er større enn 160 kW, innstillbart.
- Målt vannmengde på energimåler 350.003.OE01 er større enn 12 l/s

åpnes 2-veisventil mot kondensatorkretsen for varmepumpe nr. 2 hvis det er varmepumpe nr 1 som er i drift.

Er målt vannmengde på energimåler 350.003.OE01 større enn 30 l/s åpnes 2-veisventil mot kondensatorkretsen for varmepumpe nr. 3 i stedet for varmepumpe nr. 2.

Varmepumpene er slått ut på feil.

Dersom alle varmepumpene er slått ut på feil samtidig og anlegget er i varmemodus åpnes vannsirkulasjonen på kald side via ventil 350.001-SC13 dersom 350.001-RT02 er lavere enn 10°C, innstillbart for å kjøle system 350.003 naturlig.

Energimålere.

Energimålerne skal benytte ultralyd ved måling av vannmengde.

Måleren skal ha en målenøyaktighet som tilfredsstiller klasse 2 eller 3 (EN1434).

Regneenheten skal ha minimum IP-klasse 54 og skal ha display for avlesing av lokale verdier.

Det må påregnes at enkelte følerpar har behov for 10 meter kabel. Energimåler OE01 skal inneha funksjon for måling av varme- og kjøleenergi.

Energimålerne tilknyttes undersentralen via M-bus og oppdateres med reelle verdier minimum hvert 45 sekunder. Som minimum skal det overføres verdier for:

Tur- og returtemperatur med en desimal etter komma, vannmengde, effekt og akkumulert varme- og kjøleenergi.

Datalogging. Timesverdier lagres for hovedtemperaturene, energi, effekt og vannmengde (l/s).

System +01=350.002 Varmepumpe, varm side (kondensatorside)**Utekompensert trykkdifferanse regulerer hastigheten på pumpene**

JP01 & JP02 iht. innstilt trykk i alle modus. Innstillbar kurve; 35 kPa v/+10°C utetemperatur og 45 kPa v/+18°C utetemperatur. Trykkdifferanseføler 350.002.RD03 benyttes som føler for reguleringen.

**Kobling**

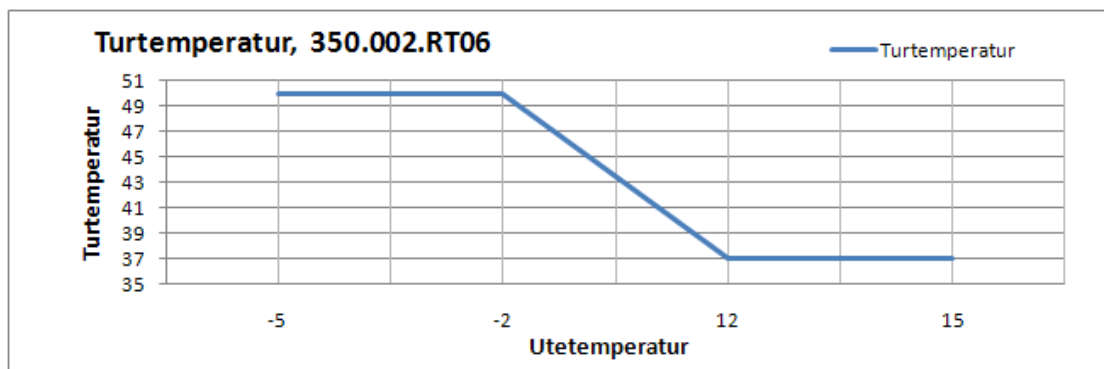
Pumpene er dimensjonert for å kunne reguleres til 60Hz. Først reguleres en pumpe opp til ca. 56Hz, 93%, og hvis det er behov for større vannmengde parallellreguleres pumpene. Hysterese for inn og utkobling av 2 pumper må tilpasses pumpekaraktistikken. Alternierende pumpestyring en gang i uken på dagtid samt backupstyring hvis en pumpe stopper på feil. Det er overlappende drift i 7 sekunder ved veksling av pumpene. Ved denne trykkreguleringen tilføres nødvendig vannmengde over varmpumpenes kondensatorer.

Frekvensomformerne for pumpene tilknyttes undersentralen via busskommunikasjon.

Varmemodus.

Varmepumpene kapasitetsreguleres av sin interne automatikk iht. utgående vanntemperatur som er utekompensert. Skalverdien for turtemperaturen overføres fra SD-anlegget til varmpumpene ved eget signal.

Innstillbar kurve; 50°C turtemperatur v/-2°C utetemperatur og 37°C v/+12°C utetemperatur. Denne kurven er tilpasset varmekurven for system 320.001.

**Antall varmpumper innkobles iht. varmebovet i varmemodus.**

Total avgitt varme fra varmpumpene måles vha. energimåler **350.002-OE01** (bygningsoppvarming + forvarmet tappevann) og regulerer inn og utkoblingen av maskinene.

Effektuttaket må overskride eller underskride innstilte grenser i minimum 5 minutter før neste trinn effektueres. Ved utkobling og utkobling av en varmpumpe forsinkes utkoblingen i ca. 10 minutter hvis en maskin skal koble inn eller ut. Dvs. dobbel kjøring i noen minutter. Først åpner tilhørende 2-veisventiler og 2 minutter senere aktiveres utgang for start av varmpumpe for å sikre varmetilførselen. Ved utkobling stopper først maskinene og 2-veisventilen mot kondensatoren stenger forsinket, ca. 4 minutter.

Tabellen viser effektverdiene for inn og utkobling samt 2-veisventilenes posisjoner ved de ulike modusene.

Varmebehov / Trinn	1	2	3	4
Innkobling [kW]		240	340	480
Utkobling [kW]		200	290	430
350.011 Varpumpe, "300 kW"	X			
350.012 Varpumpe, "450 kW"		X		X
350.013 Varpumpe, "580 kW"			X	X

Modus	Varme	Kjøl VP1	Kjøl >VP1
350.002.SC01, 2-veisventil	Stengt	Åpen	Åpen
350.002.SC02, 2-veisventil	Stengt	Åpen	Åpen
350.002.SC03, 2-veisventil	Åpen	Stengt	Stengt



Kobling

Kjølemodus.

Varmepumpene regulerer iht isvannstemperaturen. Beskrevet under system 350.001.

Energimålere.

Energimålerne skal benytte ultralyd ved måling av vannmengde.

Målerene skal ha en målenøyaktighet som tilfredsstiller klasse 2 eller 3 (EN1434).

Regneenheten skal ha minimum IP-klasse 54 og skal ha display for avlesing av lokale verdier.

Det må påregnes at enkelte følerpar har behov for 10 meter kabel

Energimålerne tilknyttes undersentralen via M-bus og oppdateres med reelle verdier minimum hvert 45 sekunder. Som minimum skal det overføres verdier for:

Tur- og returtemperatur med en desimal etter komma, vannmengde, effekt og akkumulert energi..

Datalogging. Timesverdier lagres for hovedtemperaturene, energi, effekt og vannmengde (l/s).

System +01=350.003 Hovedkurs isvann

Systemet skal levere isvann til komfortkjølingen i byggene, serverrom for data og kjøling for ventilasjonsanlegg. Som kjølekilde benyttes varmpumpenes fordamperside i varmmodus og varmpumpene i kjølemodus som grunnlast og deretter tilføres kjøleenergi fra energilageret som spisslast på dagtid ved høy utetemperatur. Systemet benytter også frikjøling fra brønnparken hvis temperaturnivået i brønnparken er lavere enn ønsket isvannstemperatur.

Dimensjonerende tur- og returtemperatur er 7 og 17 °C. Systemets turtemperatur er utekompensert for å oppnå en god kjøle- og varmefaktor for varmpumpene og for å kunne benytte frikjøling fra brønnparken.

Isvannsmengden er mengderegulert. Sekundærsystemene er utstyrt med 2 veis reguleringsventiler som åpner etter kjølebehovet som gir et mengderegulert system.

Systemet har 3 stk anleggsstater: Normal, utladning og opplading av energilageret.

Konstant trykkdifferanse regulerer hastigheten på pumpene

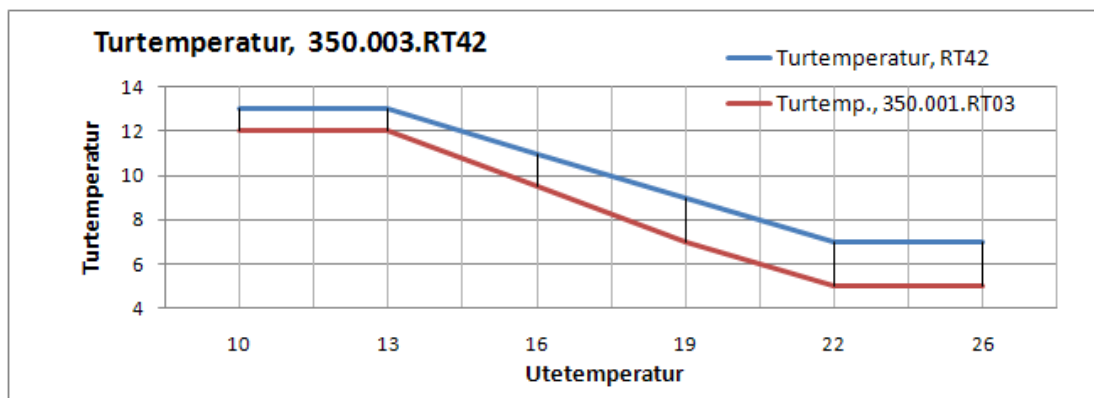
JP01 & JP02 iht. innstilt trykkdifferanse, 20 kPa innstilbart, i alle modus.

Trykkdifferanseføler 350.410.RD40 er plassert i undersentral 4 og benyttes som føler for reguleringen. Pumpene er dimensjonert for å kunne reguleres til 60Hz. Først reguleres en pumpe opp til ca. 55Hz, ca 93%, og hvis det er behov for større vannmengde parallellreguleres pumpene. Hysteres for inn og utkobling av 2 pumper må tilpasses pumpekarakteristikken. Alternierende pumpedrift på dagtid en gang i uken og hvis en pumpe gir feilmelding starter den andre pumpen automatisk.

Frekvensomformerne for pumpene tilknyttes undersentralen via busskommunikasjon.

Utekompensert isvannstemperatur, RT42.

Innstillbar kurve; 7°C turtemperatur v/+22°C utetemperatur og 11°C v/+13°C utetemperatur.

**Beregnet skalverdi for isvannstemperatur 350.001.RT03**

er iht. skalverdien for RT42 som overføres som skalverdi til varmpumpenes kjøleskalverdi som benyttes ved drift i kjølemodus. Ved start av kurven ved 13°C skal kjølemaskinens isvannstemperatur være 1°C lavere enn for RT42. Denne differansen økes gradvis til 2,5°C når utetemperaturen er økt med 7,5°C.

**Vedlikeholdslading av energilager.**

Hvis tur isvannstemperatur RT42 er lavere enn 9,0°C, innstillbart, er ventil SB02 åpen.

	Normal	Normal	Utlading	Utlading	Opplading
RT42, turtemperatur	> 9°C	< 9°C			< 9°C
OE01, Kjøleeffekt			> 1450 kW	> 2000kW	<1300kW
SB01, 2-veisventil	Stengt	Stengt	Stengt	Stengt	Åpen
SB02, reguleringsventil	0%	100%	0%	0%	100%
SC01, 2-veisventil	Stengt	Åpen	Åpen	Åpen	Åpen
SC02, 2-veisventil	Stengt	Stengt	Stengt	Åpen	Stengt
SB04, Reguleringsventil	0%	0%	Regul.	Regul.	0%
SB03, reguleringsventil	100%	100%	100%	Regul.	100%
SC03, 2-veisventil	Åpen	Åpen	Åpen	Stengt	Åpen

Utlading av energilager.

Når alle varmpumpene har gått på 100% i minimum 10 minutter i kjølemodus frigjøres det for bruk av kjøleenergi fra energilageret. Normalt er da kjøleuttaket større enn ca. 1450 kW.

Uttaket av kjøleenergi fra energilageret, utlading, reguleres ved at man regulerer **returtemperatur RT51** iht. en beregnet temperatur slik at man har kontroll på energiuttaket for å hindre for rask utlading og at varmpumpene hindres til å regulere ned kapasiteten.

Formell for beregning av skalverdi for **RT51**:

$$RT51_W = RT42_B + (340/OE01_{\text{vannmengde}})$$

OE01 benytter målt vannmengde i l/s ved beregningen

I formelen er det forutsatt at returtemperatur RT50 er ca. 17°C.

Temperaturreguleringen for RT51 regulerer reguleringsventil SB04 og reguleringsventil SB03 i sekvens iht. beregnet skalverdi. Ved kjølebehov åpner først SB04 fra 0% til 100% og deretter går ventil SB03 fra 100% mot 0%.

Spjeldventil SC02 går fra stengt til åpen stilling når ventil SB03 har posisjon lavere enn 80% og stenger igjen når ventilen er mere enn 95% åpen. Hysteresen må innreguleres ved igangkjøring. Spjeldventil SC03 går fra åpen til stengt stilling når ventil SB03 har posisjon mindre enn 15% og åpner igjen når ventil SB03 er mere enn 95% åpen. Hysteresen må innreguleres ved igangkjøring.

Spjeldventil SC01 er åpen hvis en av ventilene SB01, SB02, SB04 eller SC02 er åpen.

Ventil SB02 stenger når SC02 åpner.

Utlading ved feil på varmpumper i kjøledrift.

Følgende kriterier må være aktive for aktivisering av utlading ved feil på en eller flere varmpumper.

- Dersom alle varmpumpene er i drift eller stoppet på feil.
- Turtemperatur 350.003-RT42 er høyere enn 10°C, innstillbart, i mer enn 8 minutter.

Er denne tilstanden aktiv aktiviseres "utladingsmodusen for >2000kW".

**Lading av energilager for kjøling.**

Energimåler OE03 må inneha funksjon for måling av energi for utlading og lading av energilageret:

Utlading: Effekt, energi akkumulert, energi siste døgn

Lading: Effekt, energi akkumulert, energi siste døgn

Betingelser for registrering av behov for kjølelading:

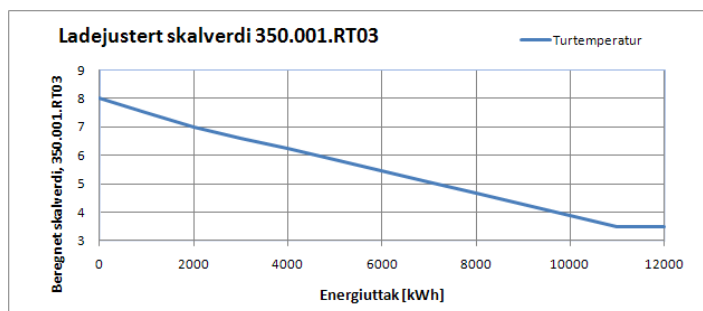
OE01 \geq 1.300 kW i mer enn 15 minutter i løpet av dagen
eller

tanktemperatur RT55, RT56, RT57 eller RT58 \geq 10,2°C.

Ladeflagg aktiviseres = 1

Bestemmelse av skalverdi for RT42 ved lading:

- Justert skalverdi for isvannstemperatur 350.001.RT03 som overføres til varmpumpenes skalverdi etter kompenseringsskurve i forhold til energiuttak målt på energimåler OE01. Skalverdien låses iht maks energiuttak.



Ventilposisjoner ved lading:

	Lading	Lading
RT42, turtemperatur		< 9°C
OE01, Kjøleeffekt	< 1300kW	<800kW
SB01, 2-veisventil	Stengt	Åpen
SB02, reguleringsventil	100%	100%
SC01, 2-veisventil	Åpen	Åpen
SC02, 2-veisventil	Stengt	Stengt
SB04, Reguleringsventil	0%	0%
SB03, reguleringsventil	100%	100%
SC03, 2-veisventil	Åpen	Åpen

Ladestopp. Betingelser for ladestopp:

- Energimåler OE03 \leq 50 kW lading i 10 minutter.
- Sett ladeflagg = 0
- Skalverdi for RT42 etter utekompenseringsskurve aktiviseres

Energimålere.

Energimålerne skal benytte ultralyd ved måling av vannmengde.

Måleren skal ha en målenøyaktighet som tilfredsstiller klasse 2 eller 3 (EN1434).

Regneenheten skal ha minimum IP-klasse 54 og skal ha display for avlesing av lokale verdier.

Det må påregnes at enkelte følerpar har behov for 10 meter kabel

Energimåler OE03 mot energilageret skal inneha funksjon for måling av både varme- og kjøleenergi.

Energimålerne tilknyttes undersentralen via M-bus og oppdateres med reelle verdier minimum hvert 45 sekunder. Som minimum skal det overføres verdier for:

Tur- og returtemperatur med en desimal etter komma, vannmengde, effekt og akkumulert varme- og kjøleenergi.

Datalogging. Timesverdier lagres for hovedtemperaturene RT42, RT50, RT51, RT03, RT04, energi, effekt og vannmengde (l/s).

**Kobling****Backupkjøleløsning for system 350.003 mht system 350.001.****Normal spenningsforsyning opphører.**

Aktiviseres ved hjelp av spenningsrele som overvåker spenningsforsyningen til tavle 434.001 plassert i energisentralen.

Kjølebackupmodus 1:

I denne backuptilstanden styres vannet via energilageret som tar seg av kjølebehovet. Motorstyrte ventiler styres til følgende posisjon ved denne tilstanden aktivisert.

	Backupkjøling
SB01, 2-veisventil	Stengt
SB02, reguleringsventil	0%
SC01, 2-veisventil	Åpen
SC02, 2-veisventil	Åpen
SB04, Reguleringsventil	100%
SB03, reguleringsventil	0%
SC03, 2-veisventil	Stengt

Sirkulasjonspumpe 350.003-JP01 og JP02 forsynes med prioritert spenning, nødstrømsgenerator. Pumpene reguleres iht. trykkdifferansen på normal måte.

Varmepumpene går i varmedrift.

Kriterier for aktivisering av backupkjøling:

- Alle varmpumpene er stoppet på feil og 350.001-RT03 er høyere enn 11°C, innstillbart.

Er denne tilstanden aktiv aktiviseres kjølebackupmodus 1.

Varmepumpene går i kjøledrift.

Kriterier for aktivisering av backupkjøling:

- Alle varmpumpene er stoppet på feil.

Er denne tilstanden aktiv aktiviseres kjølebackupmodus 1.

C Vedlegg 3 - Datablad

C.1 Kompressorytelse

200 kW

- Komp: 1500°/min

- Yielse: 280 kW $v = \frac{2.5}{34} \text{ l}$

- Kond. Yielse: 377 kW - " -



Refrigeration Division

Pos.
A.

GCPP260

Nominal
cooling

200kw

GEA Grasso GmbH

Holzhauser Straße 165
13509 Berlin
Germany
Phone: +49 (0)30 - 43 592 6
Fax: +49 (0)30 - 43 592 777
E-mail: info@grasso.de
Website: www.grasso-global.com

Comsel - Grasso Compressor Selection Software

Print date/time 13-07-2011 . 12:13
Program version 3.10.00 Build 00 Valid until 31.12.2011

TECHNICAL DATA (Standard package)

Reciprocating compressor package	1 x Grasso 410
Refrigerant	NH3
Speed	1500 (/min)
Rotation frequency	50 (Hz)
Evap. temp.	2,5 (°C)
Superheat	0,0 (K)
Superheat useful	0,0 (K)
Cond. temp.	34,0 (°C)
Subcooling	0,0 (K)
Power consumption	47,1 (kW)
Refrigerating capacity	279,9 (kW)
COP = Qo/Pe	5,95 (-)
Oil separator	OS4
Possible steps	50/75/100 (%)

10/5°C

27/32°C

Partload [%]	Cyl. [-]	Pe [kW]	Qo [kW]
100	4	47,1	279,9
75	3	36,7	210,3
50	2	26,3	140,4



200 kw

- Komp: 1710°/min

- Yielse: 315 kw $v^{2,5} / 34\%$

- Kond Yielse: ≈ 370 kw .n-

Comsel - Grasso Compressor Selection Software

Print date/time 22-09-2011 . 11:37
Program version 3.12.00 Build 01 Valid until 31.12.2011

TECHNICAL DATA (Agilium package)

Reciprocating compressor package 1 x Grasso 410
Refrigerant NH3
Speed 1800 (/min)
Rotation frequency 50 (Hz)

Evap. temp. 2,5 (°C)
Superheat 0,0 (K)
Superheat useful 0,0 (K)
Cond. temp. 34,0 (°C)
Subcooling 0,0 (K)

Power consumption 56,9 (kW)
Refrigerating capacity 331,9 (kW)
COP = Qo/Pe 5,83 (-)

Oil separator OS4
Possible steps 25/33/40/50/60/70/80/90/100 (%)

Partload [%]	Speed (Cyl.) [l/min] (l-)	Pe [kW]	Qo [kW]
100	1800 (4)	56,9	331,9
90	1620 (4)	50,9	300,8
80	1440 (4)	45,2	269,3
70	1260 (4)	39,5	237,3
60	1080 (4)	34,0	204,8
50	900 (4)	28,5	171,8
40	720 (4)	23,0	138,3
33	600 (4)	19,3	115,7
25	600 (3)	15,1	86,8

1710/min ≈ 315 kW



Refrigeration Division

Pos.
A.

GCPP260

Nominal
cooling

200kw

GEA Grasso GmbH

Holzhauser Straße 165
13509 Berlin
Germany
Phone: +49 (0)30 - 43 592 6
Fax: +49 (0)30 - 43 592 777
E-mail: info@grasso.de
Website: www.grasso-global.com

Comsel - Grasso Compressor Selection Software

Print date/time 13-07-2011 . 12:13
Program version 3.10.00 Build 00 Valid until 31.12.2011

TECHNICAL DATA (Standard package)

Reciprocating compressor package	1 x Grasso 410
Refrigerant	NH3
Speed	1500 (/min)
Rotation frequency	50 (Hz)
Evap. temp.	2,5 (°C)
Superheat	0,0 (K)
Superheat useful	0,0 (K)
Cond. temp.	34,0 (°C)
Subcooling	0,0 (K)
Power consumption	47,1 (kW)
Refrigerating capacity	279,9 (kW)
COP = Qo/Pe	5,95 (-)
Oil separator	OS4
Possible steps	50/75/100 (%)

10/5°C

27/32°C

Partload [%]	Cyl. [-]	Pe [kW]	Qo [kW]
100	4	47,1	279,9
75	3	36,7	210,3
50	2	26,3	140,4





Pos.
A

GC 44 260
Cooling
M22. coolant

200kW

GEA Grasso GmbH

Holzhauser Straße 165
13509 Berlin
Germany
Phone: +49 (0)30 - 43 592 6
Fax: +49 (0)30 - 43 592 777
E-mail: info@grasso.de
Website: www.grasso-global.com

Comsel - Grasso Compressor Selection Software

Print date/time 13-07-2011 . 12:13
Program version 3.10.00 Build 00 Valid until 31.12.2011

TECHNICAL DATA (Standard package)

Reciprocating compressor package	1 x Grasso 410
Refrigerant	NH3
Speed	1500 (/min)
Rotation frequency	50 (Hz)
Evap. temp.	-1,0 (°C)
Superheat	0,0 (K)
Superheat useful	0,0 (K)
Cond. temp.	34,0 (°C)
Subcooling	0,0 (K)
Power consumption	46,5 (kW)
Refrigerating capacity	241,2 (kW)
COP = Qo/Pe	5,19 (-)
Oil separator	OS4
Possible steps	50/75/100 (%)

Partload [%]	Cyl. [-]	Pe [kW]	Qo [kW]
100	4	46,5	241,2
75	3	36,2	181,2
50	2	26,0	121,0





Pos.
A.

GC P# 260

(cooling)
Max. coolant

200kW

GEA Grasso GmbH

Holzhauser Straße 165
13509 Berlin
Germany
Phone: +49 (0)30 - 43 592 6
Fax: +49 (0)30 - 43 592 777
E-mail: info@grasso.de
Website: www.grasso-global.com

Comsel - Grasso Compressor Selection Software

Print date/time 13-07-2011 . 12:14
Program version 3.10.00 Build 00 Valid until 31.12.2011

TECHNICAL DATA (Standard package)

Reciprocating compressor package	1 x Grasso 410
Refrigerant	NH3
Speed	1500 (/min)
Rotation frequency	50 (Hz)
Evap. temp.	7,0 (°C)
Superheat	0,0 (K)
Superheat useful	0,0 (K)
Cond. temp.	34,0 (°C)
Subcooling	0,0 (K)
Power consumption	46,8 (kW)
Refrigerating capacity	335,5 (kW)
COP = Qo/Pe	7,16 (-)
Oil separator	OS4
Possible steps	50/75/100 (%)

Partload [%]	Cyl. [-]	Pe [kW]	Qo [kW]
100	4	46,8	335,5
75	3	36,5	252,2
50	2	26,2	168,4





Refrigeration Division

Pos.
A.

GC PP 260

Heating
Normal

200kW

GEA Grasso GmbH

Holzhauser Straße 165
13509 Berlin
Germany
Phone: +49 (0)30 - 43 592 6
Fax: +49 (0)30 - 43 592 777
E-mail: info@grasso.de
Website: www.grasso-global.com

Comsel - Grasso Compressor Selection Software

Print date/time 13-07-2011 . 12:15
Program version 3.10.00 Build 00 Valid until 31.12.2011

TECHNICAL DATA (Standard package)

Reciprocating compressor package

1 x Grasso 410

Refrigerant

NH3

Speed

1500 (/min)

Rotation frequency

50 (Hz)

Evap. temp.

2,5 (°C)

10/5 °C

Superheat

0,0 (K)

Superheat useful

0,0 (K)

Cond. temp.

52,0 (°C)

Subcooling

0,0 (K)

Power consumption

65,2 (kW) x

Refrigerating capacity

238,1 (kW)

42/50 °C

COP = Qo/Pe

3,65 (-)

Oil separator

OS3

Possible steps

50/75/100 (%)

Partload [%]	Cyl. [-]	Pe [kW]	Qo [kW]
100	4	65,2	238,1
75	3	50,9	178,9
50	2	36,5	119,4





Refrigeration Division

Pos.
A.

GC PP 260

Heating
Liq. outlet

200kW

GEA Grasso GmbH

Holzhauser Straße 165
13509 Berlin
Germany
Phone: +49 (0)30 - 43 592 6
Fax: +49 (0)30 - 43 592 777
E-mail: info@grasso.de
Website: www.grasso-global.com

Comsel - Grasso Compressor Selection Software

Print date/time 13-07-2011 . 12:16
Program version 3.10.00 Build 00 Valid until 31.12.2011

TECHNICAL DATA (Standard package)

Reciprocating compressor package	1 x Grasso 410
Refrigerant	NH3
Speed	1500 (min)
Rotation frequency	50 (Hz)
Evap. temp.	2,5 (°C)
Superheat	0,0 (K)
Superheat useful	0,0 (K)
Cond. temp.	33,0 (°C)
Subcooling	0,0 (K)
Power consumption	46,0 (kW)
Refrigerating capacity	282,3 (kW)
COP = Qo/Pe	6,14 (-)
Oil separator	OS4
Possible steps	50/75/100 (%)

15°C
130°C

Partload [%]	Cyl. [-]	Pe [kW]	Qo [kW]
100	4	46,0	282,3
75	3	35,8	212,2
50	2	25,7	141,7





Pos.
2.

GC PK 400

Cooling
Nominal

400kW

GEA Grasso GmbH

Holzhauser Straße 165
13509 Berlin
Germany
Phone: +49 (0)30 - 43 592 6
Fax: +49 (0)30 - 43 592 777
E-mail: info@grasso.de
Website: www.grasso-global.com

Comsel - Grasso Compressor Selection Software

Print date/time 13-07-2011 . 12:21
Program version 3.10.00 Build 00 Valid until 31.12.2011

TECHNICAL DATA (Standard package)

Reciprocating compressor package	1 x Grasso 610
Refrigerant	NH3
Speed	1500 (1/min)
Rotation frequency	50 (Hz)
Evap. temp.	2,5 (°C)
Superheat	0,0 (K)
Superheat useful	0,0 (K)
Cond. temp.	34,0 (°C)
Subcooling	0,0 (K)
Power consumption	69,6 (kW)
Refrigerating capacity	419,6 (kW)
COP = Qo/Pe	6,03 (-)

1015 °C
27/32 °C

Oil separator OS5
Possible steps 33/50/67/83/100 (%)

Partload [%]	Cyl. [-]	Pe [kW]	Qo [kW]
100	6	69,6	419,6
83	5	59,1	348,8
67	4	49,3	281,9
50	3	38,9	210,6
33	2	28,5	139,1





Pos.
2.

GC PP 400
Cooling
min. coolant

400 kW

GEA Grasso GmbH

Holzhauser Straße 165
13509 Berlin
Germany
Phone: +49 (0)30 - 43 592 6
Fax: +49 (0)30 - 43 592 777
E-mail: info@grasso.de
Website: www.grasso-global.com

Comsel - Grasso Compressor Selection Software

Print date/time 13-07-2011 . 12:22
Program version 3.10.00 Build 00 Valid until 31.12.2011


TECHNICAL DATA (Standard package)


Reciprocating compressor package	1 x Grasso 610
Refrigerant	NH3
Speed	1500 (/min)
Rotation frequency	50 (Hz)
Evap. temp.	-1,0 (°C)
Superheat	0,0 (K)
Superheat useful	0,0 (K)
Cond. temp.	34,0 (°C)
Subcooling	0,0 (K)
Power consumption	68,7 (kW)
Refrigerating capacity	361,6 (kW)
COP = Qo/Pe	5,27 (-)
Oil separator	OS4
Possible steps	33/50/67/83/100 (%)


Partload [%]	Cyl. [-]	Pe [kW]	Qo [kW]
100	6	68,7	361,6
83	5	58,4	300,6
67	4	48,7	242,9
50	3	38,5	181,5
33	2	28,2	119,8





C.2 Datakjøring


 <p>SABROE BY JOHNSON CONTROLS</p>		<h1>Sabroe</h1> <h2>Refrigeration Plant Computation</h2> <p>Version 21.06</p>	
File : 255662Q_108_sommer	Ref : CMAD	Page : 1	
Date : 2011/09/12	Time : 14.12.33		
User : JCI - HOLME - YROE SALES	Print : MIE ver. 8.0.6001.18702		
Prog : COMP1/104509			
SINGLE STAGE COMPRESSOR			
compressor type	SMC 108 E VSD	refrigerant	R 717
number of compressors	1.00	evaporating temperature	1.6 deg.C
compressor load	100.0 %	condensing temperature	33.5 deg.C
drive shaft speed	1500.0 RPM (list)	total suction superheat	0.0 K
no. of working cylinders:	8	suction line superheat	0.0 K
drive type	direct	total liquid subcooling	0.6 K
suction line loss	0.6 K		
discharge line loss	0.0 K		
total cooling capacity	671.1 kW	total shaft power req.	117.7 kW
		drive shaft torque	749. Nm
total heating capacity	788. kW	cooling cap./shaft power ratio	5.70
		cooling cap./line power ratio	5.47
equipment for head cooling	water		
equipment for oil cooling	water		
motor:	Leroy/141kW/400V/50Hz/IP55/315MR		
start-up:	VSD		
motor eff.	0.958	motor line power cons.	122.8 kW
		coupling type.	CFA-30/90
operating conditions:			
suction pressure	4.45 bar_a	discharge pressure	12.92 bar_a
suction temperature	0.96 deg.C	discharge temperature	92.70 deg.C
suction specific volume	0.2795 m3/kg	disch. temp. at min. load	103.32 deg.C
enthalpy difference (ref.)	1109.72 kJ/kg	discharge specific volume	0.1296 m3/kg
suction side mass flow	0.6047 kg/s	condenser subcooled liquid density	590.9 kg/m3
swept volume	678.6 m3/h	evaporator saturated liquid density	636.4 kg/m3
cover cooling water flow	0.6 m3/h	pressure ratio (p2/p1)	2.90
cover cooling pressure loss	17.15 kPa		
<p>errors and warnings:</p> <p>NB: no sound level computation - motor data error or data not def.</p> <p>NB: At certain VSD frequencies, resonance vibrations may occur.</p> <p>NB: Skipping limited frequency ranges may be necessary.</p> <p>NB: All data valid for factory built VSD unit only !</p> <p>NB: Sound computation "box" with non-standard dimensions.</p> <p>NB: External motor cooling or oversize motor may be necessary</p> <p>NB: design limits check OK</p>			
<p>Full load performance data for chillers and other refrigeration systems are according to ISO-R916.</p> <p>Measurement tolerances according to ISO-917.</p> <p>Data subject to change without notice.</p>			


		<h1>Sabroe</h1>	
		<h2>Refrigeration Plant Computation</h2>	
		Version 21.06	
File : 255662Q_108_sommer	Ref : CMAD	Page : 2	
Date : 2011/09/12	Time : 14.12.33		
User : JCI - HOLME - YROE SALES	Print : MIE ver. 8.0.6001.18702		
Prog : COMP1/104509			
EVAPORATOR			
evaporator type	ESRD 702001	number of evaporators	1.00
primary side:			
primary refrigerant	R-717	total capacity	671.1 kW
evaporating temperature	1.6 deg.C	mean temperature diff.	5.55 K
		fouling factor	0.000035 m2.K/W
inlet velocity - prim. side	4.20 m/s	outlet velocity - prim. side	12.09 m/s
secondary side:			
secondary refrigerant (204) PROPYLENE_GLYCOL		percentage by weight	25.0 %
inlet temperature	10.0 deg.C	freezing temperature	-10.4 deg.C
outlet temperature	5.0 deg.C	total flow	118.5 m3/h
pressure loss	20.9 kPa		
velocity	1.73 m/s		
density	1024.5 kg/m3	specific heat capacity	3.981 kJ/kg.K
dynamic viscosity	3.841 Cpoise	thermal conductivity	0.479 W/m.K
inlet velocity - sec. side	1.83 m/s	outlet velocity - sec. side	1.83 m/s
min. wall temperature	3.2 deg.C		
		secondary side pass number	1
built-in liquid separator performance:		separator speed	0.22 m/s
separator pressure loss	0.0 K	velocity ratio (cmax/cgas)	1.56
special PHE output:			
no. of cassettes and type	1*200 MG	service transfer coefficient	1494.9 W/m2K
design/rating mode	rating	clean transfer coefficient	1655.4 W/m2K
plate material	AISI-316	refrigerant pressure loss	0.17 mbg
plate thickness	0.6 mm	margin	5.00 %
max. pressure loss sec. side	10.00 mbg	available liquid head	0.40 mbg
primary side connection - in/out	1/1	quality of vapour	0.85
secondary side connection - in/out	2/2	excessive area	0.00 %
hot side channel pressure loss	19.2 kPa		
cold side channel pressure loss	0.25 mbg		
errors and warnings: NB: suitable for closed systems only (dp-channel < 2.9 mbg.) NB: nucleate boiling multiplier automatically disabled			
Full load performance data for chillers and other refrigeration systems are according to ISO-R916. Measurement tolerances according to ISO-917. Data subject to change without notice.			


		<h2>Sabroe</h2>	
		<h3>Refrigeration Plant Computation</h3>	
		Version 21.06	
File : 255662Q_108_sommer	Ref : CMAD	Page : 3	
Date : 2011/09/12	Time : 14.12.33		
User : JCI - HOLME - YROE SALES			
Prog : COMP1/104509	Print : MIE ver. 8.0.6001.18702		
CONDENSER			
condenser type	CRRD 802001	number of condensers	1.00
primary side:			
primary refrigerant	R-717	total capacity	788.0 kW
condensing temperature	33.5 deg.C	mean temperature diff.	3.20 K
condenser liquid subcooling	0.6 K		
		fouling factor	0.000020 m2.K/W
secondary side:			
secondary refrigerant (200) WATER			
inlet temperature	27.0 deg.C		
outlet temperature	32.0 deg.C	total flow	136.3 m3/h
pressure loss	22.6 kPa		
velocity	1.99 m/s		
density	995.8 kg/m3	specific heat capacity	4.181 kJ/kg.K
dynamic viscosity	0.808 Cpoise	thermal conductivity	0.614 W/m.K
inlet velocity - sec. side	2.10 m/s	outlet velocity - sec. side	2.10 m/s
special PHE output:			
no. of cassettes and type	1*200 MG	service transfer coefficient	3105.5 W/m2K
design/rating mode	rating	clean transfer coefficient	3479.2 W/m2K
plate material	AISI-316	refrigerant pressure loss	0.02 mbg
plate thickness	0.6 mm	margin	5.00 %
max. pressure loss sec. side	10.00 mbg		
primary side connection - in/out	1/1	superheated vapour temp.	92.70 deg.C
secondary side connection - in/out	2/2	excessive area	0.00 %
hot side channel pressure loss	0.02 mbg		
cold side channel pressure loss	19.7 kPa		
errors and warnings:			
NB: suitable for closed systems only (dp-channel < 3.0 mbg.)			

	Sabroe	
	Refrigeration Plant Computation	
Version 21.06		
File : 255662Q_108_sommer	Ref : CMAD	Page : 4
Date : 2011/09/12	Time : 14.12.33	
User : JCI - HOLME - YROE SALES		
Prog : COMP1/104509	Print : MIE ver. 8.0.6001.18702	
ChillPAC UNIT DATA - ChillPAC108EV-C		
plant load percentage	100.0	%
plant cooling capacity	671.1	kW
plant heating capacity	788.0	kW
totalt shaft power consumption	117.7	kW
total line power consumption	122.8	kW
capacity/shaft power ratio	5.70	
capacity/line power ratio	5.47	
chiller unit approx. length	4.84	m
chiller unit exact width	1.00	m
chiller unit approx. height	2.00	m
unit approx. operating weight	5525.	kg
unit approx. refrigerant charge	51.	kg
unit approx. evaporator brine/water charge	80.	kg
unit approx. condensor water charge	80.	kg
number of vibration dampers	6	
chiller unit expansion valve	1 x HFI-060FD	
unit expansion valve load	61.5	%
errors and warnings:		

		<h2 style="margin: 0;">Sabroe</h2> <h3 style="margin: 0;">Refrigeration Plant Computation</h3> <p style="margin: 0;">Version 21.06</p>	
File : 255662Q_108_HP	Ref : CMAD	Page : 1	
Date : 2011/09/12	Time : 14.21.02		
User : JCI - HOLME - YROE SALES	Print : MIE ver. 8.0.6001.18702		
Prog : COMP1/104509			
SINGLE STAGE COMPRESSOR			
compressor type	SMC 108 E VSD	refrigerant	R 717
number of compressors	1.00	evaporating temperature	3.1 deg.C
compressor load	55.0 %	condensing temperature	49.9 deg.C
drive shaft speed	825.0 RPM (list)	total suction superheat	0.0 K
no. of working cylinders:	8	suction line superheat	0.0 K
drive type	direct	total liquid subcooling	0.0 K
suction line loss	0.6 K		
discharge line loss	0.0 K		
total cooling capacity	340.6 kW	total shaft power req.	84.0 kW
		drive shaft torque	973. Nm
total heating capacity	422. kW	cooling cap./shaft power ratio	4.05
		cooling cap./line power ratio	3.87
equipment for head cooling	water		
equipment for oil cooling	water		
motor:	Leroy/141kW/400V/50Hz/IP55/315MR		
start-up:	VSD		
motor eff.	0.955	motor line power cons.	88.0 kW
		coupling type.	CFA-30/90
operating conditions:			
suction pressure	4.71 bar_a	discharge pressure	20.30 bar_a
suction temperature	2.50 deg.C	discharge temperature	122.26 deg.C
suction specific volume	0.2649 m3/kg	disch. temp. at min. load	133.37 deg.C
enthalpy difference (ref.)	1029.04 kJ/kg	discharge specific volume	0.0881 m3/kg
suction side mass flow	0.3310 kg/s	condenser subcooled liquid density	562.9 kg/m3
swept volume	373.2 m3/h	evaporator saturated liquid density	634.3 kg/m3
cover cooling water flow	0.5 m3/h	pressure ratio (p2/p1)	4.31
cover cooling pressure loss	9.49 kPa		
<p>errors and warnings:</p> <p>NB: At certain VSD frequencies, resonance vibrations may occur.</p> <p>NB: Skipping limited frequency ranges may be necessary.</p> <p>NB: All data valid for factory built VSD unit only !</p> <p>NB: External motor cooling or oversize motor may be necessary</p> <p>NB: design limits check OK</p>			
<p>Full load performance data for chillers and other refrigeration systems are according to ISO-R916.</p> <p>Measurement tolerances according to ISO-917.</p> <p>Data subject to change without notice.</p>			

		<h2>Sabroe</h2>	
		<h3>Refrigeration Plant Computation</h3>	
		Version 21.06	
File : 255662Q_108_HP	Ref : CMAD	Page : 2	
Date : 2011/09/12	Time : 14.21.02		
User : JCI - HOLME - YROE SALES			
Prog : COMP1/104509	Print : MIE ver. 8.0.6001.18702		
EVAPORATOR			
evaporator type	ESRD 702001	number of evaporators	1.00
primary side:			
primary refrigerant	R-717	total capacity	340.6 kW
evaporating temperature	3.1 deg.C	mean temperature diff.	3.00 K
		fouling factor	0.000035 m2.K/W
inlet velocity - prim. side	3.28 m/s	outlet velocity - prim. side	6.28 m/s
secondary side:			
secondary refrigerant (204) PROPYLENE_GLYCOL		percentage by weight	25.0 %
inlet temperature	7.5 deg.C	freezing temperature	-10.4 deg.C
outlet temperature	5.0 deg.C	total flow	120.0 m3/h
pressure loss	21.5 kPa		
velocity	1.75 m/s		
density	1025.0 kg/m3	specific heat capacity	3.981 kJ/kg.K
dynamic viscosity	4.028 Cpoise	thermal conductivity	0.478 W/m.K
inlet velocity - sec. side	1.85 m/s	outlet velocity - sec. side	1.85 m/s
min. wall temperature	4.1 deg.C	secondary side pass number	1
built-in liquid separator performance:		separator speed	0.12 m/s
separator pressure loss	0.0 K	velocity ratio (cmax/cgas)	2.91
special PHE output:			
no. of cassettes and type	1*200 MG	service transfer coefficient	1396.9 W/m2K
design/rating mode	rating	clean transfer coefficient	1540.8 W/m2K
plate material	AISI-316	refrigerant pressure loss	0.13 mbg
plate thickness	0.6 mm	margin	5.00 %
max. pressure loss sec. side	10.00 mbg	available liquid head	0.40 mbg
primary side connection - in/out	1/1	quality of vapour	0.85
secondary side connection - in/out	2/2	excessive area	0.00 %
hot side channel pressure loss	19.7 kPa		
cold side channel pressure loss	0.25 mbg		
errors and warnings: NB: suitable for closed systems only (dp-channel < 2.9 mbg.) NB: nucleate boiling multiplier automatically disabled			
Full load performance data for chillers and other refrigeration systems are according to ISO-R916. Measurement tolerances according to ISO-917. Data subject to change without notice.			

		<h2>Sabroe</h2>	
		<h3>Refrigeration Plant Computation</h3>	
		Version 21.06	
File : 255662Q_108_HP	Ref : CMAD	Page : 3	
Date : 2011/09/12	Time : 14.21.02		
User : JCI - HOLME - YROE SALES			
Prog : COMP1/104509	Print : MIE ver. 8.0.6001.18702		
CONDENSER			
condenser type	CRRD 802001	number of condensers	1.00
primary side:			
primary refrigerant	R-717	total capacity	422.4 kW
condensing temperature	49.9 deg.C	mean temperature diff.	1.60 K
condenser liquid subcooling	0.0 K		
		fouling factor	0.000020 m2.K/W
secondary side:			
secondary refrigerant (200) WATER			
inlet temperature	46.6 deg.C		
outlet temperature	49.2 deg.C	total flow	140.0 m3/h
pressure loss	22.5 kPa		
velocity	2.05 m/s		
density	989.0 kg/m3	specific heat capacity	4.181 kJ/kg.K
dynamic viscosity	0.566 Cpoise	thermal conductivity	0.638 W/m.K
inlet velocity - sec. side	2.16 m/s	outlet velocity - sec. side	2.16 m/s
special PHE output:			
no. of cassettes and type	1*200 MG	service transfer coefficient	3367.8 W/m2K
design/rating mode	rating	clean transfer coefficient	3850.7 W/m2K
plate material	AISI-316	refrigerant pressure loss	0.01 mbg
plate thickness	0.6 mm	margin	5.00 %
max. pressure loss sec. side	10.00 mbg		
primary side connection - in/out	1/1	superheated vapour temp.	122.30 deg.C
secondary side connection - in/out	2/2	excessive area	0.00 %
hot side channel pressure loss	0.00 mbg		
cold side channel pressure loss	19.4 kPa		
errors and warnings:			
NB: suitable for closed systems only (dp-channel < 3.0 mbg.)			

	Sabroe	
	Refrigeration Plant Computation	
Version 21.06		
File : 255662Q_108_HP	Ref : CMAD	Page : 4
Date : 2011/09/12	Time : 14.21.02	
User : JCI - HOLME - YROE SALES		
Prog : COMP1/104509	Print : MIE ver. 8.0.6001.18702	
ChillPAC UNIT DATA - ChillPAC108EV-C		
plant load percentage	55.0	%
plant cooling capacity	340.6	kW
plant heating capacity	422.4	kW
totalt shaft power consumption	84.0	kW
total line power consumption	88.0	kW
capacity/shaft power ratio	4.05	
capacity/line power ratio	3.87	
chiller unit approx. length	4.84	m
chiller unit exact width	1.00	m
chiller unit approx. height	2.00	m
unit approx. operating weight	5525.	kg
unit approx. refrigerant charge	51.	kg
unit approx. evaporator brine/water charge	80.	kg
unit approx. condensor water charge	80.	kg
number of vibration dampers	6	
chiller unit expansion valve	1 x HFI-050FD	
unit expansion valve load	37.7	%
errors and warnings:		



Technical Specification

Pos. 1] 1 x Chiller Type FX GC PP 260 NH3 variable speed drive

● Technical details

Survey of technical details

Mode of operation	: Cooling	Heating
Rated speed	: 725-1600 min ⁻¹	725-1470 min ⁻¹
Refrigeration capacity acc. to EN 12900 and DIN 8976	: 292 kW	237 kW
Power consumption	: 50,2 kW	65,2 kW
Condenser rating	: 342,2 kW	302,2 kW
Type sec. refrigerant	: Propylene Glycol 30%	
Sec. refrigerant inlet	: 10 °C	10 °C
Sec. refrigerant outlet	: 5 °C	5 °C
Sec. refrigerant outlet min. / max.	: 2 °C / 10 °C	-
Type cooling/heating medium	: Water	
Cooling/heating medium inlet	: 27 °C	42 °C
Cooling/heating medium outlet	: 32 °C	50 °C
Heating medium outlet min/max	: -	30 °C / 50 °C
Flow rate evaporator	: 52,6 m ³ /h, constant flow	44.1 m ³ /h, constant flow
Flow rate condenser	: 58,8 m ³ /h, constant flow	52.6 m ³ /h, constant flow

The following values for dimensions, weights and charges are preliminary. Final binding data according to the latest version of the general drawing only.

Length approx.	: 3100 mm (without power panel, measurements of the power panel: height=2100mm,width=1200mm,depth=600mm)
Width approx.	: 1600 mm without spring elements, with spring elements=1800mm
Height approx.	: 2200 mm
Refrigerant charge approx	: 37 kg
Oil charge approx	: 12 l
Operating weight approx	: 4200 kg

● Package

Grasso Ammonia-Liquid Chiller Type	: FX GC PP 260 NH3
Description	: Ammonia liquid Chiller with reciprocating compressor, evaporator and condenser in execution as plate type heat exchanger, as a compact, complete factory packaged unit, ready for connection on site, dismantled for transport
Compressor Configuration	: Reciprocating compressor Grasso 410, open-type execution with multi-stage capacity control by cylinder offloading. Available part load steps in %: 50/75/100. The applicable part load steps depend on the operating conditions. The compressor is equipped with integrated gas suction filter, solenoid valves for capacity control, oil heater, suction and discharge oil filters, back-pressure independent overflow valve and partially loaded start.
Compressor type	: Grasso 410
Design pressure chiller	: 25 bar
Type liquid separator	: horizontal
Valves on suction side	: Stop valve(s) on suction side
Valves on discharge side	: Stop valve(s) on discharge side
Wiring	
Painting	: Protective paint system S 2.15 acc. to EN ISO 12944-5 for environmental conditions C2 acc. to EN ISO 12944-2. Designed for machine room temperatures between 5°C and 40°C.
Color	: RAL 5014 pigeon blue (standard)
Insulation type	: Suction pipe and liquid separator insulated with PUR and coated with Aluminium sheets. The insulation is designed for 20°C machine



Control unit	room temperature and 70% humidity.
Controller type	: Chiller control GSC (216 SER) with TP 605 CQ 5,7" color graphic display with Windows CE® and capacity control via the secondary refrigerant (cooling mode) and switchable with an external signal from the customer to the capacity control via the heating outlet temperature (heating mode). Limitations: suction pressure, condenser pressure, motor current. 11 different operating modes available, incl. auto, remote, service etc. Main functions of the PLC: 1. Control of secondary refrigerant inlet resp. outlet temperature 2. Electronic unit protection and record of operating hours 3. Release contacts for secondary refrigerant pump and condenser system 4. Operating information, all values of analogue inputs were displayed 5. Failure information shown as text on the display and indicated by an information lamp 6. Potential-free status report of the unit (unit ready, unit in operation, multiple fault). 7. data logging function and trend report
Controller Display	: Display separate arranged in panel door
Controller arrangement	: Integrated in power panel
Controller communication	: Modbus TCP, acc. Grasso description
Display language	: Norwegian
Pressure sensors	: Standard sensors
Number of pressure sensors:	: 3
Mounting of pressure sensors	: in tube
Number of temperature sensors:	: 4
Additional temperature sensors	: none
Selection flow switch secondary refrigerant	: Mechanical flow switch, delivered loose
Selection flow switch cooling medium	: without flow switch
Motor, manufacturer ABB	
Motor type	: Low voltage motor IP 55
Number of motors	: 1
Type of construction	: IMB 3
Number of poles	: 4
Degree of protection	: IP 55
Drive motor rating	: 90 kW
Voltage	: 3 x 400 V ± 5% / 50 Hz
Frequency	: 50 Hz
Switch on mode	: Variable speed drive (VSD), brand for frequency inverter is Danfoss
Type of Power Supply	: Power Panel, IP 54 protection, complete wired and tested, main switch, emergency switch, contactors for oil heater, thermal over current release and safety fuses, power fuses, control transformer with double control safety, primary and secondary, 24 V AC current supply
Cable entry point	: at the bottom with cables in Aluminium
Type of net	: TN-L1,L2,L3;N+PE
Evaporator	
Design Pressure Evaporator	: 16 bar
Plate heat-exchanger of modular semi welded design; medium ports are completed with flanges and counter flanges.	
Cassette material evaporator	: AISI 304
Pressure drop	: 30,2 kPa
Drip tray evaporator	
Condenser	
Design Pressure Condenser	: 25 bar
Plate heat-exchanger of modular semi welded design; medium ports are completed with flanges and counter flanges.	
Cassette material condenser	: AISI 316

Technical specification Hoyskolen Bergen	23/11/2011
Your order no. : 060711 / K-958	
Our order no. : 263 GW 116 CE ,Rev.2	RS/JH

page 2 of 7



Pressure drop	:	28 kPa
Safety devices		
Type	:	Double safety valve with change over valve
Safety valve(s) acc. to PED	:	1
Number of overflow valves	:	1
Approval and documentation		
Approval for Chiller Unit	:	Work's Certificate, Certificate of Conformity acc. to Machines Directive 98/37/EG, Certificate of Conformity acc. to Pressure Equipment Directive (PED) 97/23/EG. Calculation and manufacturing acc. to AD 2000 and EN 378, module H1.
Approval pressure equipment	:	Certificate of Conformity acc. to Pressure Equipment Directive (PED) 97/23/EG. Calculation and manufacturing acc. to AD 2000 and EN 378.
Non destructive Testing	:	10 % non destructive welding test acc. to EN 1435
Documentation consisting of	:	Documentation and CD-ROM consisting of
Language of the documentation	:	English/Norwegian (PED related language)
Sets of documentation	:	2
*** Options (included in price) ***		
-Spring Elements		
-Remote adjustable set point		
-Quick shut off valves		
-additional option 1	:	Insulation of the warm side with mineral wool / Aluminium
-additional option 2	:	Trip tray under the complete chiller
-additional option 3	:	Sequence control module
-additional option 4	:	TAG-Numbers for control panel, acc. Grasso Standard, for explanation the connection between MODBUS and CTS-system
-additional option 5	:	Energy management system, manufacturer Janitza, type UMG 96S, with interface MODBUS RTU
-additional option 6	:	Additional display in the front of the power panel for showing pressures and temperatures
● Exclusions		
Exclusion from scope of supply	:	Foundations, reassembling onsite, pipes on water side, Spare parts and special tools, Refrigerant and lubricating oil, wiring between the chillers for the sequence control, performance test and start up, everything what is not especially mentioned.



Pos. 2] 1 x Chiller Type FX GC PP 400 NH3 variable speed drive

● **Technical details**

Survey of technical details

Mode of operation	Cooling	Heating
Rated speed	: 725-1600 min ⁻¹	725-1470 min ⁻¹
Refrigeration capacity acc. to EN 12900 and DIN 8976	: 438,0 kW	356 kW
Power consumption	: 74,5 kW	96.8 kW
Condenser rating	: 512,5 kW	453 kW
Type sec. refrigerant	: Propylene Glycol 30%	
Sec. refrigerant inlet	: 10 °C	10 °C
Sec. refrigerant outlet	: 5 °C	5 °C
Sec. refrigerant outlet min. / max.	: 2 °C / 10 °C	-
Type cooling/heating medium	: Water	
Cooling/heating medium inlet	: 27 °C	42 °C
Cooling/heating medium outlet	: 32 °C	50 °C
Heating medium outlet min/max	: -	30 °C / 50 °C
Flow rate evaporator	: 78,9 m ³ /h, constant flow	66.2 m ³ /h, constant flow
Flow rate condenser	: 87,9 m ³ /h, constant flow	78.6 m ³ /h, constant flow

The following values for dimensions, weights and charges are preliminary. Final binding data according to the latest version of the general drawing only.

Length approx.	: 3750 mm, (without power panel, measurements of the power panel: height=2100mm, width=1200mm,depth=600mm)
Width approx.	: 1600 mm without spring elements, with spring elements=1800mm
Height approx.	: 2290 mm
Refrigerant charge approx.	: 42 kg
Oil charge approx.	: 15 l
Operating weight approx.	: 5200 kg

● **Package**

Grasso Ammonia-Liquid Chiller Type	: FX GC PP 400 NH3
Description	: Ammonia liquid Chiller with reciprocating compressor, evaporator and condenser in execution as plate type heat exchanger, as a compact, complete factory packaged unit, ready for connection on site, dismantled for transport
Compressor Configuration	: Reciprocating compressor Grasso 610, open-type execution with multi-stage capacity control by cylinder offloading. Available part load steps in %: 50/67/83/100. The applicable part load steps depend on the operating conditions. The compressor is equipped with integrated gas suction filter, solenoid valves for capacity control, oil heater, suction and discharge oil filters, back-pressure independent overflow valve and partially loaded start.
Compressor type	: Grasso 610
Design pressure chiller	: 25 bar
Type liquid separator	: horizontal
Valves on suction side	: Stop valve(s) on suction side
Valves on discharge side	: Stop valve(s) on discharge side
Wiring	
Painting:	: Protective paint system S 2.15 acc. to EN ISO 12944-5 for environmental conditions C2 acc. to EN ISO 12944-2. Designed for machine room temperatures between 5°C and 40°C.
Color	: RAL 5014 pigeon blue (standard)
Insulation type	: Suction pipe and liquid separator insulated with PUR and coated with Aluminium sheets. The Insulation is designed for 20°C machine room temperature and 70% humidity.
Control unit	



Controller type	:	Chiller control GSC (216 SER) with TP 605 CQ 5,7" color graphic display with Windows CE® and capacity control via the secondary refrigerant (cooling mode) and switchable with an external signal from the customer to the capacity control via the heating outlet temperature (heating mode). Limitations: suction pressure, condenser pressure, motor current. 11 different operating modes available, incl. auto, remote, service etc. Main functions of the PLC: 1. Control of secondary refrigerant inlet resp. outlet temperature 2. Electronic unit protection and record of operating hours 3. Release contacts for secondary refrigerant pump and condenser system 4. Operating information, all values of analogue inputs were displayed 5. Failure information shown as text on the display and indicated by an information lamp 6. Potential-free status report of the unit (unit ready, unit in operation, multiple fault). 7. data logging function and trend report
Controller Display	:	Display separate arranged in panel door
Controller arrangement	:	Integrated in power panel
Controller communication	:	Modbus TCP, acc. Grasso description
Display language	:	Norwegian
Pressure sensors	:	Standard sensors
Number of pressure sensors:	:	3
Mounting of pressure sensors	:	in tube
Number of temperature sensors:	:	4
Additional temperature sensors	:	none
Selection flow switch secondary refrigerant	:	Mechanical flow switch, delivered loose
Selection flow switch cooling medium	:	without flow switch
Motor, manufacturer ABB	:	
Motor type	:	Low voltage motor IP 55
Number of motors	:	1
Type of construction	:	IMB 3
Number of poles	:	4
Degree of protection	:	IP55
Drive motor rating	:	132 kW
Voltage	:	3 x 400 V ± 5% / 50 Hz
Frequency	:	50 Hz
Switch on mode	:	Variable speed drive (VSD), brand for frequency inverter is Danfoss
Type of Power Supply:	:	Power Panel, IP 54 protection, complete wired and tested, main switch, emergency switch, contactors for oil heater, thermal over current release and safety fuses, power fuses, control transformer with double control safety, primary and secondary, 24 V AC current supply
Cable entry point	:	at the bottom with cables in Aluminium
Type of net	:	TN-L1,L2,L3;N+PE
Evaporator	:	
Design Pressure Evaporator	:	16 bar
Plate heat-exchanger of modular semi welded design; medium ports are completed with flanges and counter flanges.	:	
Cassette material evaporator	:	AISI 304
Pressure drop	:	33,6 kPa
Drip tray evaporator	:	
Condenser	:	
Design Pressure Condenser	:	25 bar
Plate heat-exchanger of modular semi welded design; medium ports are completed with flanges and counter flanges.	:	
Cassette material condenser	:	AISI 316
Pressure drop	:	30,6 kPa
Safety devices	:	



Type	:	Double safety valve with change over valve
Safety valve(s) acc. to PED	:	1
Number of overflow valves	:	1
Approval and documentation	:	
Approval for Chiller Unit	:	Work's Certificate, Certificate of Conformity acc. to Machines Directive 98/37/EG, Certificate of Conformity acc. to Pressure Equipment Directive (PED) 97/23/EG. Calculation and manufacturing acc. to AD 2000 and EN 378, module H1.
Approval pressure equipment	:	Certificate of Conformity acc. to Pressure Equipment Directive (PED) 97/23/EG. Calculation and manufacturing acc. to AD 2000 and EN 378.
Non destructive Testing	:	10 % non destructive welding test acc. to EN 1435
Documentation consisting of	:	Documentation and CD-ROM consisting of
Language of the documentation	:	English/Norwegian (PED related language)
Sets of documentation	:	2
*** Options (included in price) ***	:	
-Spring Elements	:	
-Remote adjustable set point	:	
-Quick shut off valves	:	
-additional option 1	:	Insulation of the warm side with mineralwool / Aluminium
-additional option 2	:	Trip tray under the chiller
-additional option 3	:	Sequence control module
-additional option 4	:	TAG-Numbers for control panel, acc. Grasso Standard, for explanation the connection between MODBUS and CTS-system
-additional option 5	:	Energy management system, manufacturer Janitza, type UMG 96S, with interface MODBUS RTU
-additional option 6	:	Additional display in the front of the power panel showing pressures and temperatures
● Exclusions	:	
Exclusion from scope of supply	:	Foundations, reassembling onsite, pipes on water side, Spare parts and special tools, Refrigerant and lubricating oil, wiring between the chillers for the sequence control, performance test and start up, everything what is not especially mentioned

D Vedlegg 4 - MATLAB

D.1 Modell av massestrøm og temperatur gjennom brønnparken

```
1 %ANALYSE AV BRNNPARKEN
2 clear all %
   Remove all previous variables and functions
3 clc %
   Clean Command Window
4
5 %hente ut daglige verdier fra excel
6 t=xlsread('Tout.xlsx','Outside_temperature','B19:B384'); %dato, dag
7 Tout=xlsread('Tout.xlsx','Outside_temperature','C19:C384'); %utetemperatur
8 Ef=xlsread('HiB.xlsx','350.001 Fordampere','M9:M374'); %energi levert fra
   fordampene
9 dTf=5; %K 5 grader temperaturendring gjennom fordampene, fra datablad,
   konstant uansett
10 Ebp=xlsread('HiB.xlsx','350.001 Energibronn','I9:I374');
11 Ebpu=xlsread('HiB.xlsx','350.001 Energibronn','B9:B374'); %uttak av varme fra
   brnnpark i varmemodus
12 Ebpd=xlsread('HiB.xlsx','350.001 Energibronn','F9:F374'); %dumping av varme i
   kjlemodus
13
14 %MASSEbalansen fra varmpumpens varme side: overskuddet som lagres gitt ved
15 %flgende:
16 Evs=xlsread('HiB.xlsx','varmside','N9:N374'); %varm side=kald side
17 dTv=5; %antar konstant oppvarming
   gjennom varmevekselren etter nominell verdi
18
19 %definerer de konstantene som brukes:
20 cp=3.865; %kJ/kgK spesifikk varmekapasitet for 25%propylen glykol
21 mdot=zeros(366,1); %daglig verdi for massestrm
22 dT=zeros(366,1); %delta T i brnnpark
23 Tut=zeros(366,1); %Temperatur ut av brnnparken som er utetempkompensert
24
25 mvann=zeros(366,1); %massestrm for vann i den varme kretsen
26 cpvann=4.183; %kJ/kgK, for vann
27
28 for i=1:364
29     if Tout(i)<15 %alts at systemet er i varmemodus
30         %mdot(i)=41.44;
31         mdot(i)=Ef(i)/(24*cp*dTf);
32         dT(i)=Ebpu(i)/(24*mdot(i)*cp);
33     else
34         %mdot(i)=85.06;
35         mvann(i)=Evs(i)/(24*cpvann*dTv);
36         mdot(i)=mvann(i)*(cpvann/cp);
37         dT(i)=Ebpd(i)/(24*mdot(i)*cp);
38         Tinn(i)=utetemp(Tout(i));
39         if dT(i)>15
```

```

40     dT(i)=0;
41     elseif dT(i)<-15
42         dT(i)=0;
43     end
44 end
45 end
46
47 figure
48 %hold on
49 plot(mdot, 'r');
50 grid;
51 ylabel('Massestrøm [kg/s]')
52 xlabel('Tid [dgn]')
53 axis([0 365 0 25])
54
55 hold on
56 figure
57 plot(dT, 'b');
58 grid;
59 ylabel('dT [C]')
60 xlabel('Tid [dgn]')
61 axis([0 365 0 15])
62 hold off
63
64 figure
65 plot(Tinn, 'g');
66 grid;
67 ylabel('Temperatur [C]')
68 xlabel('Tid [dgn]')
69 axis([0 365 0 12])

```

D.2 Kurve for temperaturføler RT03 ved utetemperaturkompensering i kjølemodus

```

1 function [T]= utetemp(Tute) %utetemperaturkompensert kurve for RT03
2 a=(12-7)/(19-13);
3 b=2/3;
4 T=0;
5 if Tute<14
6     T=12;
7 elseif Tute>13 && Tute<19
8     T=12-a*(Tute-13);
9 elseif Tute>=19 && Tute<22
10    T=7-b*(Tute-19);
11 else
12    T=5;
13 end
14 end

```

D.3 Følsomhetsanalyse for $\Delta T_{\text{loading}}$ lik 4,5°C i kjølemodus

```
1 %følsomhetsanalyse
2 %ANALYSE AV BRNNPARKEN
3 clear all %
4   Remove all previous variables and functions
5
6 %hente ut daglige verdier fra excel
7 t=xlsread('Tout.xlsx','Outside_temperature','B19:B384'); %dato, dag
8 Tout=xlsread('Tout.xlsx','Outside_temperature','C19:C384'); %utetemperatur
9 Ef=xlsread('HiB.xlsx','350.001 Fordampere','M9:M374'); %energi levert fra
10   fordamperne
11 dTf=5; %K 5 grader temperaturendring gjennom fordamperne, fra datablad,
12   konstant uansett
13 Ebp=xlsread('HiB.xlsx','350.001 Energibronn','I9:I374');
14 Ebpu=xlsread('HiB.xlsx','350.001 Energibronn','B9:B374'); %uttak av varme fra
15   brnnpark i varmemodus
16 Ebpd=xlsread('HiB.xlsx','350.001 Energibronn','F9:F374'); %dumping av varme i
17   kjlemodus
18
19 %MASSEbalansen fra varmpumpens varme side: overskuddet som lagres gitt ved
20 %flgende:
21 Evs=xlsread('HiB.xlsx','varmside','N9:N374'); %varm side=kald side
22 dTv=5; %antar konstant oppvarming
23   gjennom varmevekselren etter nominell verdi
24
25 %definerer de konstantene som brukes:
26 cp=3.865; %kJ/kgK spesifikk varmekapasitet for 25%propylen glykol
27 mdot=zeros(366,1); %daglig verdi for massestrm
28 dT=zeros(366,1); %delta T i brnnpark
29 Tut=zeros(366,1); %Temperatur ut av brnnparken som er utetempkompensert
30
31 mvann=zeros(366,1); %massestrm for vann i den varme kretsen
32 cpvann=4.183; %kJ/kgK, for vann
33 qvarm=zeros(366,1);
34
35 for i=1:364
36   if Tout(i)<15 %alts at systemet er i varmemodus
37     mdot(i)=Ef(i)/(24*cp*dTf);
38     dT(i)=Ebp(i)/(24*mdot(i)*cp);
39   else
40     dT(i)=4.5;
41     mdot(i)=Ebpd(i)/(24*dT(i)*cp);
42     mvann(i)=mdot(i)*(cp/cpvann);
43     qvarm(i)=mvann(i)*cpvann*dTv;
44   end
45 end
46
47 figure
```



```
43
44 plot(mdot, 'r');
45 grid;
46 ylabel('Massestrm [kg/s]')
47 xlabel('Tid [dgn]')
48 axis([0 365 -5 30])
49
50
51 figure
52 plot(dT, 'b');
53 grid;
54 ylabel('dT [C]')
55 xlabel('Tid [dgn]')
56 axis([0 365 0 5])
57
58
59 figure
60 plot(qvarm, 'g');
61 grid;
62 ylabel('Effekt [kW]')
63 xlabel('Tid [dgn]')
64 axis([0 365 0 600])
```

