

Numerisk modellering av varmeoverskudd i grunnvarmeanlegg – Konsekvenser og forebyggende tiltak

Masteroppgave i Energiteknologi

Termiske Maskiner

Hanne Vikingstad Midttveit



Universitetet i Bergen

Geofysisk institutt



Høgskulen på Vestlandet

Institutt for maskin- og marinfag

Bergen, juni 2018



Numerisk modellering av varmeoverskudd i grunnvarmeanlegg – Konsekvenser og forebyggende tiltak

Hanne Vikingstad Midttveit

30 studiepoeng

Universitetet i Bergen (UiB)
Det matematisk-naturvitenskapelig fakultet
Geofysisk institutt
Postboks 7803
5020 Bergen, Norge

I samarbeid med:

Høgskulen på Vestlandet (HVL)
Fakultet for ingeniør- og naturvitenskap
Institutt for maskin- og marinfag
Postboks 7030
5020 Bergen, Norge

English title: Numerical Modelling of Excess Heat in Ground Source Heat Pump Systems – Consequences and Preventive Measures

Forfatter, studentnummer: Hanne V. Midttveit, 139208 (HVL) / 254319 (UiB)

Studieprogram: Energiteknologi, Termiske Maskiner
Dato: 01. juni 2018
Veileder ved HVL: Førsteamanuensis Norbert Lümmen
Veileder ved UiB: Professor Martin Fernø
Oppdragsgiver: Teknisk avd. v/ Haukeland Universitetssjukehus
Oppdragsgivers referanse: Kjetil Ertvaag

Antall filer levert digitalt: 1

Forord

Denne masteroppgaven avslutter mine fem år som student. Den er skrevet i forbindelse med masterprogrammet Energiteknologi med spesialisering innen Termiske Maskiner. Studieretningen er et samarbeid mellom Universitetet i Bergen og Høgskulen på Vestlandet. Oppgaven omhandler numerisk modellering av grunnvarmeanlegg, temperaturutvikling i brønnparker og utnyttelse av overskuddsvarme. Det tas utgangspunkt i et bergvarmeanlegg ved Haukeland Universitetssjukehus som forsyner det nye Barne- og Ungdomssjukehuset med oppvarming og kjøling.

Den numeriske modelleringen er utført i TRNSYS. En underliggende målsetning med oppgaven har vært å legge et grunnlag for at fremtidige studenter ved HVL skal kunne benytte TRNSYS i sine arbeider. HVL gikk til anskaffelse av lisenser ved oppstarten av denne oppgaven i januar 2018. Følgelig hadde ikke institusjonen erfaring med denne programvaren fra før av, og opplæring i programvaren har vært en selvstendig prosess. Dette har krevd litt tid og tålmodighet, men ikke bydd på de store utfordringene. Arbeidet med TRNSYS har vært både lærerikt og fornøylig, og programvaren kan anbefales til studenter som ønsker å skaffe seg erfaring med et fleksibelt verktøy som kan brukes til å simulere energisystemer.

Oppsummert har arbeidet med oppgaven vært spennende og jeg sitter igjen med masse ny kunnskap. Jeg er takknemlig for å ha fått lov til å arbeide med et samfunnsnyttig tema som interesserer meg. Det må nevnes at jeg har hatt flere gode hjelpere i arbeidet med denne oppgaven. Jeg vil derfor rette en stor takk til de følgende:

Kjetil Ertvaag og Runar Kråkenes ved Teknisk Avdeling ved Haukeland Universitetssjukehus, for å gi meg tilgang til informasjon om deres bergvarmeanlegg og for god hjelp underveis.

Min hovedveileder Førsteamanuensis Norbert Lümmen ved HVL for hans engasjement, støtte, gode råd og grundige revidering.

Min biveileder Professor Martin Fernø ved UiB for gode innspill angående oppgavens struktur.

Jørn Stene, John Selbekk, Ørjan Erlandsen og Ivar S. Tryggestad ved COWI avd. Trondheim for å besvare mine spørsmål angående deres estimater og planer for anlegget.

Seniorforsker Kirsti Midttømme og Forsker Jan Kocbach ved Christian Michelsen Research for å stille sin kunnskap til rådighet på tross av hektiske tider og egne baller i luften.

Min familie og mine venner for innholdsrike og nødvendige pusterom. For dette vil jeg også takke mine medstudenter på B425, et rom fullt av godt kameratskap og dårlig humor.

Min samboer Espen for at han alltid har klokkeetro på meg og for grundig korrekturlesing.

Hanne V. Midttveit
Bergen, juni 2018

Sammendrag

For å oppnå målsetningene i Parisavtalen og Klimaloven må Norges klimagassutslipp reduseres. Grunnvarmeanlegg kan redusere energiforbruk og klimagassutslipp i bygningssektoren, og kan dermed bli en viktig bidragsyter når fremtidens klimamål skal nås. Grunnvarmeanlegg overfører varme mellom bygninger og grunnmasser ved hjelp av varmepumper. Dersom en netto årlig energimengde avgis eller hentes ut fra grunnen over lengre tid kan det oppstå varige temperaturendringer. Denne oppgaven belyser konsekvensene av dette og hvordan det kan unngås. Varige temperaturendringer er hovedsakelig et problem for ytelsen til grunnvarmeanlegg, som reduseres dersom temperaturen i grunnen avviker fra optimalt driftsområde. Oppgaven tar utgangspunkt i et case-anlegg som forsyner Barne- og Ungdomssjukeuset ved Haukeland Universitetssjukehus med oppvarming og kjøling. Etter ferdigstillelse skal anlegget overføre varme mellom en brønnpark bestående av 165 borehull og to bygninger. Anleggets netto varmeoverskudd estimeres og det lages en modell i TRNSYS for å undersøke temperaturutviklingen i grunnen dersom varmeoverskuddet avgis til brønnparken. Simuleringer viser at temperaturen i brønnparken stiger med 15,1 °C over en periode på 25 år som følge av varmeoverskuddet fra varmepumpene. Etter det 25. året oppstår det en likevektstilstand, hvor belastningen ikke fører til ytterligere temperaturøkning.

For å unngå at temperaturen stiger skal varmeoverskuddet fra anlegget nyttiggjøres. Planen er at noe av varmeoverskuddet skal benyttes til forvarming av tappevann i Sentralblokken, som er et nærliggende bygg. Det lages tre modeller i TRNSYS som representerer ulike systemer for varmtvannsberedning. Den ene modellen representerer et beredersystem uten forvarming av vann, mens de to andre representerer to ulike løsninger som benytter forvarmet vann. En av disse benytter forvarmet vann i ett trinn, mens den andre benytter forvarmet vann i to trinn. Energiforbruket til de tre modellene sammenlignes for å estimere energibesparelsen som kan oppnås ved å forvarme tappevann i en av beredersentralene i Sentralblokken. Resultatene viser at energibesparelsen for systemet som benytter forvarmet vann i ett trinn gir en energibesparelse på 44,5 %, mens systemet som benytter forvarmet vann i to trinn gir en energibesparelse på 54,8 %. Utnyttelse av overskuddsvarme til forvarming av tappevann i Sentralblokken resulterer i at temperaturøkningen i brønnparken reduseres til 3,15 °C på 25 år, som gir en sluttemperatur på 12,5 °C. Dette medfører en betydelig redusert risiko for at ytelsen til anlegget forringes som følge av varige temperaturendringer i grunnen.

Abstract

The emission of greenhouse gases must be reduced to meet the objectives of The Paris Agreement. Geothermal heat pumps (GSHP) can reduce energy consumption and emission of greenhouse gases in the building sector. When an annual net amount of energy is added to or extracted from the ground it can cause a lasting temperature change. This can result in a deterioration in the performance of the heat pump because it no longer operates at the intended temperature conditions.

This thesis is a case study of a GSHP-system which provides heating and cooling for two hospital buildings at Haukeland University Hospital located in Bergen, Norway. The system is planned by COWI AS and exchanges heat with the ground through 165 borehole heat exchangers. It is estimated that the heat pumps will produce a net amount of heat in the future as result of a large need for process cooling. A numerical model is developed in TRNSYS to investigate the temperature rise in the ground resulting from the excess heat from the heat pumps. The results show a temperature increase in the ground of 15,1 °C over a simulation period of 25 years. After the 25th year a quasi-equilibrium state is reached, where the thermal load does not cause further increase in the mean ground temperature.

To avoid heat accumulation the excess heat is going to be utilized for preheating of domestic hot water (DHW) in a nearby building. Three models are developed in TRNSYS to estimate the energy savings that are achievable from this solution. The first model represents a system without preheated water, while the other two represent two different systems that include preheated water. In one of these, preheated water is sent into an after-heater component which is used to produce hot water at 70 °C. The other one additionally includes preheated water into the mixer of the system to reduce the amount of after-heated water that is needed to produce tap water at 55 °C in the mixer. The energy consumptions of the three systems are simulated and compared. The system that only includes preheated water into the water heater reduces the energy need for DHW-production by 44,5 %, while the system that also includes preheated water into the mixer results in a 54,8 % reduction. In addition, the preheating of DHW causes the temperature increase in the ground to reduce from 15,1 °C to 3,15 °C, with the new temperature after 25 years being 12,5 °C. This significantly reduces the risk of efficiency deterioration as a result of increased ground temperature.

Innhold

Forord	i
Sammendrag	iii
Abstract	v
Oversikt over symboler og enheter	x
1 Introduksjon	1
1.1 Formål med oppgaven	2
1.2 Innholdsbeskrivelse	2
2 Teori	4
2.1 Grunnvarmeanlegg	4
2.2 Varmetransport	7
3 Litteraturstudie	27
3.1 Historisk perspektiv	27
3.2 Effekten av grunnvann og konveksjon	28
3.3 Resultater av ubalansert termisk belastning	29
3.4 Borehullskonfigurasjon og kollektortype	31
3.5 Metoder som kan redusere termisk ubalanse i brønnparker	32
3.6 Forskning i Norge	36
3.7 Simuleringsverktøy	37
4 Metode	39
4.1 Simuleringsverktøy – TRNSYS	39
4.2 Beregning av energimengder	40
4.3 Modell A - Langsiktig temperaturforløp i brønnpark	43
4.4 Modell B - Temperaturforløp med dagens forutsetninger	50
4.5 Modell 1, 2 og 3 - Varmtvannsberedning ved Sentralblokken	52
4.6 Modell C - Temperaturutvikling ved forvarming i Sentralblokken	66
4.7 Validering av modeller	67
5 Resultater	69
5.1 Modell A - Langsiktig temperaturforløp i brønnpark	69
5.2 Modell B - Temperaturforløp med dagens forutsetninger	70
5.3 Modell 1, 2 og 3 - Varmtvannsberedning ved Sentralblokken	70

5.4	Modell C – Temperaturutvikling ved forvarming i Sentralblokken	72
5.5	Estimert årlig kostnadsbesparelse	73
6	Modellenes sensitivitet	74
6.1	Modell A – Langsiktig temperaturforløp i brønnpark	74
6.2	Modell 1, 2 og 3 - Varmtvannsberedning ved Sentralblokken	80
7	Diskusjon	86
7.1	Estimert varmeoverskudd	86
7.2	Modell A – Langsiktig temperaturforløp i brønnpark	86
7.3	Modell B - Temperaturforløp under dagens forutsetninger	92
7.4	Modell C – Temperaturutvikling ved forvarming i Sentralblokken	93
7.5	Oppsummering – Temperaturutvikling i brønnparken	93
7.6	Modell 1, 2 og 3 - Varmtvannsberedning ved Sentralblokken	94
8	Konklusjoner	100
8.1	Forslag til videre arbeid	100
	Litteraturliste	102
	Vedlegg	i
	Vedlegg A – Alternative metoder for beregning av nettoeffekt i varmesesong	ii
	Vedlegg B – Parameter- og inputverdier for brønnparkmodellene	vi
	Vedlegg C – Metode for belastning av brønnpark i Modell B	xiv
	Vedlegg D - Parameter- og inputverdier for beredermodellene	xvii
	Vedlegg E – Varmevekslersimuleringer i programvaren til SWEP (SSP G7)	xxx
	Vedlegg F – Effektforløp for Modell 1, 2 og 3 - Varmtvannsberedning	xxxiii
	Vedlegg G – Vannmengder gjennom berederen i Modell 1, 2 og 3	xxxv
	Vedlegg H – Virkningen av å øke brønnparkens lagringsvolum	xxxvi
	Vedlegg I – Simulering av fjernvarmeveksler i programvaren SSP G7	xli

Oversikt over symboler og enheter

Tegn	Betydning	Enhet
\dot{Q}_k	Varmeoverføringsrate via varmeledning	W
A	Areal	m ²
T	Temperatur	K
ΔT	Temperaturdifferanse	K
∇T	Temperaturgradient	K/m
k	Varmeledningsevne	W/(m·K)
L	Lengde/høyde/dybde	m
R_k	Termisk motstand mot varmeledning	(m ² ·K)/W
T_o og T_i	Temperatur utenfor sylindervegg og temperatur innenfor sylindervegg	K
r_o og r_i	Ytre radius cylinder og indre radius cylinder	m
\dot{q}_G	Generert varme per volumenhet i et lagringsvolum	W/m ³
ρ	Massetetthet	kg/m ³
c_p	Spesifikk varmekapasitet ved konstant trykk	J/kg·K
t	Tid	s
α	Termisk diffusivitet	m ² /s
\dot{Q}_c	Varmeoverføringsrate via konveksjon	W
h	Varmeoverføringskoeffisient ved konveksjon (filmkoeffisient)	W/(m ² ·K)
T_s og T_f	Overflatetemperatur og fluidtemperatur	K
k_f	Varmeledningsevnen til et fluid	W/(m·K)
d_t	Rekkevidde for termisk grensesjikt i et fluid	m
d_h	Rekkevidde for hydrodynamisk grensesjikt i et fluid	m
μ_f	Den dynamiske viskositeten til et fluid ved fluidets middeltemperatur	kg/(m·s)
μ_w	Den dynamiske viskositeten til et fluid nær en overflate	kg/(m·s)
U	Total varmeoverføringskoeffisient	W/(m ² ·K)
$R_{tot.}$	Total termisk motstand	(m ² ·K)/W

T_h og T_c	Temperaturen til varm og kald væskestrøm i en varmeveksler	K
$\overline{\Delta T}$	Gjennomsnittlig temperatordifferanse mellom varm og kald væskestrøm i en varmeveksler	K
$LMTD$	Logaritmisk Midlere Temperatordifferanse i en varmeveksler	K
ΔT_1	Differansen mellom den den varme væskestrømmens temperatur ut av en motstrømsvarmeveksler og den kalde væskestrømmens temperatur inn	K
ΔT_2	Differansen mellom den den varme væskestrømmens temperatur inn i en motstrømsvarmeveksler og den kalde væskestrømmens temperatur ut	K
h_i og h_o	Varmeoverføringskoeffisient for væskesjikt på innsiden og utsiden av et rør	W/(m ² ·K)
d_i og d_o	Indre og ytre rørdiameter	m
F_G	Korreksjonsfaktor for Logaritmisk Midlere Temperatordifferanse i en varmeveksler	-
G_e	Middelverdi av fluidets massefluks gjennom et skallpass i en rørkjelvarmeveksler	kg/(s·m ²)
D_e	Ekvivalent strømningsdiameter for en platevarmeveksler	m
D_p	Plateavstanden i en platevarmeveksler	m
ϵ	Effektiviteten til en varmeveksler	-
$T_{h, inn}$ og $T_{h, ut}$	Temperaturen til varmeste væskestrøm inn og ut av en varmeveksler	K
$T_{c, inn}$ og $T_{c, ut}$	Temperaturen til kaldeste væskestrøm inn og ut av en varmeveksler	K
\dot{m}_h og \dot{m}_c	Massestrømmen til varm og kald væskestrøm gjennom en varmeveksler	kg/s
R_{grunn} og R_{BH}	Den termiske motstanden til grunnen rundt et borehull og den termiske motstanden til borehullet	(m·K)/W
k_{grunn}	Varmeledningsevnen til grunnen	W/(m·K)
R_{fv} , R_{rv} og R_{fm}	Frostvæskens termiske motstand, rørveggenes termiske motstand og fyllmassenes termiske motstand	(m·K)/W
T_{fv} og T_{rv}	Temperaturen til frostvæsken og temperaturen til rørveggen i en borehullsvarmeveksler	K

\dot{q}_{BH}	Varmeoverføringsrate per meter borehull som følge av varmeledning	W/m
L_{varme}	Nødvendig borehullslengde dimensjonert etter nominelt varmebehov	m
$\dot{Q}_{ut, nom.}$	Nominelt effektuttak fra en brønnpark	W
$L_{kjøling}$	Nødvendig borehullslengde dimensjonert etter kjølebehov	m
$\dot{Q}_{inn, maks.}$	Maksimalt effekttilskudd til brønnparken som følge av kjøledrift	W
\dot{Q}_{uttak}	Midlere netto varmeuttak fra brønnparken i varmesesongen	W
$\dot{Q}_{romvarme}$ og $\dot{Q}_{ventilasjonsvarme}$	Midlere effektbehov til romvarme og ventilasjonsvarme	W
$\dot{Q}_{tappevann}$	Midlere effektbehov til forvarming av tappevann (ved BUS)	W
$\dot{Q}_{prosess}$	Midlere effektbehov til prosesskjøling	W
\dot{W}_C	Midlere effektbehov til varmepumpenes kompressorer	W
$\dot{Q}_{tilført}$	Midlere netto effektmengde som tilføres brønnparken i kjølesesongen	W
$\dot{Q}_{ventilasjonskjøling}$	Midlere effektbehov til ventilasjonskjøling	W
T_{inn} og T_{ut}	Temperatur inn i og ut av en komponent	K
\dot{Q}_{motor}	Varmeoverføringsrate mellom pumpemotor og væskestrøm	W
$\dot{W}_{aksling}$	Arbeid som trengs for å drive pumpeakslingen	W
$\eta_{pumping}$	Virkningsgraden til pumpeprosessen	-
$f_{motortap}$	Andel varmeproduksjon som overføres til væskestrømmen	-
$\dot{W}_{nominell}$	Pumpens merkeeffekt	W
η_{total}	Pumpens totale virkningsgrad	-
η_{motor}	Pumpemotorens virkningsgrad	-
$\dot{Q}_{tilført}$	Den termiske belastningen som tilføres en væskestrøm	W
$\dot{W}_C(T_{ute})$	Kompressorenes effektforbruk som funksjon av utetemperatur estimert ved hjelp av driftsdata fra en varmesesong	W

$\dot{Q}_{\text{uttak, BUS1}}$	Estimert varmeuttak fra brønnparken i varmesesongen gjennom de første fem årene	W
η_{bereder}	Berederkomponentens virkningsgrad	-
$\frac{dT_{\text{tank}}}{dt}$	Temperaturrendring i akkumulatortanken per tidsenhet	K/s
$\dot{Q}_{\text{inn, tank}}$ og $\dot{Q}_{\text{ut, tank}}$	Varmeoverføringsrate til akkumulatortank via innkommende og utgående væskestrøm	W
m_{tank}	Massen til akkumulatortankens vanninnhold	kg
$c_{p, \text{tank}}$	Spesifikk varmekapasitet for akkumulatortankens vanninnhold	J/kg·K
$\dot{Q}_{\text{varmtvann}}$	Beregnet effektbehov til varmtvannsberedning	W
T_z	Temperatur i grunnen ved en dybde Z	K
T_0	Temperaturen i grunnen ved overflaten	
$\frac{\Delta T}{\Delta Z}$	Geotermisk temperaturgradient	K/m
Z	Dybde i grunnen	m

1 Introduksjon

På grunn av begrensede fossile ressurser og klimaendringer bør en betydelig andel av fremtidig energiproduksjon foregå ved hjelp av bærekraftige og utslippsvennlige løsninger. I 2015 ble Parisavtalen underskrevet av nasjonene i EU og 174 andre nasjoner [1]. Hensikten med avtalen er å styrke preventive tiltak mot klimaendringer og begrense global oppvarming. I tillegg skal avtalen forbedre nasjonenes evne til å håndtere konsekvenser som følge av klimaendringene. I Norge har regjeringen lovfestet tidsbestemte mål for utslippsreduksjon gjennom Klimaloven [2] som trådte i kraft 1. januar 2018. I Klimaloven er det lovfestet at målet for 2030 skal være å redusere Norges klimagassutslipp med 40 % sammenlignet med utslippsnivået i 1990. Målet for 2050 skal være at Norge blir et lavutslippssamfunn med 80 – 95 % lavere klimagassutslipp enn i 1990. Dermed er Klimaloven en viktig pågangsdriever for energibesparelser og økt bruk av utslippsvennlige løsninger.

Omtrent en tredel av energiforbruket i verdens utviklingsland brukes til næringsbygg og boligbygg [3]. I EU-landene står bygningsmassen for 40 % av energiforbruket og 36 % av CO₂-utslippene [4]. På globalt nivå er energibehovet til bygninger forventet å øke på grunn av befolkningsvekst, økende bygningsarealer og økende krav til komfort [5, 6]. Dermed er byggsektoren et viktig fokusområde når utslipp av klimagasser skal begrenses. Det har de siste årene blitt innført direktiver som skal bidra til forbedringer i byggsektoren. EU har blant annet innført Energy Performance of Buildings Directive (2010) og Energy Efficiency Directive (2012) [4].

For å oppnå målsetningene om å begrense energiforbruk og utslipp i byggsektoren kan det benyttes lavutslippskilder, effektive energisystemer og løsninger som gir redusert behov for aktiv oppvarming og kjøling. Kjøling, romoppvarming og produksjon av varmt tappevann står for omtrent 60 % av totalt energiforbruk i bygninger [7]. Grunnvarme er en energikilde som kan redusere energiforbruk til alle disse formålene og dermed også utslipp av klimagasser [8]. Med en vekstrate på 10 % de siste 10 årene i omtrent 30 land er grunnvarme en av de raskest voksende fornybarteknologiene i verden [9]. Norge er et av de fremste landene i Europa innen grunnvarme og har noen Europas største grunnvarmeanlegg [10]. I Norge finnes det omtrent 26 000 anlegg som produserer en årlig energimengde på 3,5 TWh [10]. I kombinasjon med Klimaloven og Parisavtalen vil forbudet mot bruk av mineralolje som varmekilde fra 2020 [11] kunne føre til ytterligere økning i antall grunnvarmeanlegg.

For at grunnvarmeanlegg effektivt skal kunne bidra til å redusere energiforbruk og klimagassutslipp bør de utføres på en måte som sikrer høy ytelse gjennom flere år. Selv om teknologien er velutviklet er varige temperaturendringer i grunnen fortsatt en utfordring som forårsaker redusert ytelse [12]. Energiberegninger og simuleringer er en viktig del av planleggingsprosessen til større anlegg. Et grundig forarbeid øker sannsynligheten for at det utføres riktig dimensjonering av varmepumper og energibrønner. I tillegg vil nøyaktige simuleringer gi økt vurderingsgrunnlag når det skal utarbeides en reguleringsstrategi.

1.1 Formål med oppgaven

Denne oppgaven belyser konsekvensene av ubalanserte energimengder i grunnvarmeanlegg og hvilke preventive tiltak som kan benyttes for å forebygge disse. Det utføres numeriske simuleringer av et case-anlegg, hvor konsekvenser av varmedominant drift og potensiell energibesparelse ved nyttiggjøring av overskuddsvarme undersøkes. Anlegget som undersøkes i denne oppgaven er et bergvarmeanlegg som forsyner Barne- og Ungdomssjukehuset ved Haukeland Universitetssjukehus (BUS) med oppvarming og kjøling. På grunn av et stort estimert prosesskjølebehov er anlegget forventet å produsere et varmeoverskudd etter prosjektets ferdigstillelse. Omfanget og konsekvensene av det estimerte varmeoverskuddet undersøkes. Det lages to numeriske modeller som benyttes til å simulere varmeutveksling mellom anleggets brønnpark og varmepumper. Temperaturutviklingen i brønnparken som resultat av denne varmeutvekslingen presenteres og analyseres.

Ifølge Statistisk Sentralbyrå [13] er sykehus en av bygningstypene som har størst energiforbruk. Energibesparelser som kan oppnås ved å nyttiggjøre varmeoverskuddet fra anlegget ved BUS til forvarming av tappevann i Sentralblokken (som er et nærliggende bygg) undersøkes. Det lages tre numeriske modeller som representerer ulike systemløsninger for varmtvannsberedning. Den ene modellen representerer et beredersystem uten forvarming av vann, mens de to andre representerer to ulike løsninger som benytter seg av forvarming. Det årlige energiforbruket til de tre modellene sammenlignes for å estimere energibesparelsen som kan oppnås ved de to løsningene som benytter forvarmet vann.

Det undersøkes i tillegg hvordan utnyttelse av overskuddsvarmen påvirker den langsiktige temperaturutviklingen i brønnparken. Dette gjøres ved å tilføre brønnparken en termisk belastning som tilsvarer differansen mellom estimert effektoverskudd fra varmepumpene ved BUS og effektforbruk til forvarming av tappevann i Sentralblokken.

Det er av interesse å tilegne seg erfaringer med et velfungerende og allsidig simuleringsverktøy som kan benyttes til å simulere grunnvarmeanlegg. I denne oppgaven er det derfor valgt å benytte TRNSYS (Transient System Simulation Tool), et program som er i utstrakt bruk til simulering av transiente energisystemer. Det gis en grundig beskrivelse av fremgangsmåten og dokumentasjonen som benyttes i arbeidet med selve programvaren. Hensikten med dette er at fremtidige studenter som ønsker å benytte TRNSYS skal kunne dra nytte av arbeidet.

1.2 Innholdsbeskrivelse

Denne oppgaven er strukturert på følgende måte:

Kapittel 2 tar for seg en teoretisk beskrivelse av grunnvarmeanlegg. Først beskrives faktorer som påvirker ytelsen til en varmepumpe, som er drivkraften bak varmeoverføringen som skjer i et grunnvarmeanlegg. Deretter beskrives noen vanlige systemtyper som benyttes til å transportere varme mellom varmepumpe og grunn, før det gis en teoretisk innføring i varmeoverføringsmekanismer som er viktige for grunnvarmeanlegg.

Kapittel 3 er et litteraturstudium som presenterer ulike forskningsarbeider om grunnvarmeanlegg. Først gis det en kort innføring i den historiske utviklingen til teknologien. Deretter presenteres noen ulike problemstillinger og funn som er av relevans for temaet i denne oppgaven. Litteraturstudiet avsluttes med en oversikt over ulike simuleringsverktøy som kan benyttes til å simulere grunnvarmeanlegg og gir en begrunnelse av hvorfor TRNSYS er valgt i denne oppgaven.

Kapittel 4 gir en beskrivelse av fremgangsmåten som benyttes i modellering og simulering av case-anlegget ved BUS. Kapittel **Feil! Fant ikke referanse-kilden.** gir en kort beskrivelse av TRNSYS som simuleringsverktøy. Kapittel 4.2 gir en oversikt over de ulike forbrukspostene til kjøling og oppvarming som dekkes av anlegget og hvordan overskuddsvarmen fra anlegget estimeres. Overskuddsvarmen avgis til brønnenparken i en TRNSYS-modell for å undersøke virkningen av dette. Kapittel 4.3 beskriver oppbyggingen av Modell A, som modellerer varmeavgivning til brønnenparken i 25 år. Modell A benyttes til å simulere langsiktig temperaturforløp dersom fullstendig varmeoverskudd avgis til brønnenparken. Kapittel 4.4 beskriver oppbyggingen av Modell B, som representerer de 5 første driftsårene til anlegget. Modell B benyttes til å simulere temperaturutviklingen under dagens forutsetninger. Kapittel 4.5 beskriver oppbyggingen av Modell 1, 2 og 3 som representerer ulike systemer for varmtvannsberedning. Disse modellene benyttes til å estimere oppnåelig energibesparelse dersom overskuddsvarme fra anlegget ved BUS benyttes til forvarming av tappevann i Sentralblokken. Kapittel 4.7 gir en beskrivelse av valideringsmulighetene som finnes for modellene.

Kapittel 5 presenterer resultatene av simuleringene som utføres. Først presenteres resultatene fra Modell A og Modell B, som gir estimerte temperaturforløp under de ulike driftsforholdene som disse modellene representerer. Deretter presenteres simuleringsresultatene for Modell 1, 2 og 3 som angir årlig energiforbruk for de ulike beredersystemene disse modellene representerer.

Kapittel 6 er en sensitivitetsanalyse som forsøker å belyse hvor sensitive modellene er for ulike parameter- og inputverdier som benyttes i TRNSYS. Et utvalg parameter- og inputverdier justeres innenfor gitte grenser for å undersøke virkningen dette har på simuleringsresultatene. Resultatene for Modell A presenteres først og deretter resultatene for Modell 1, 2 og 3.

I Kapittel 7 analyseres resultatene i Kapittel 5 og 6. Modellenes sensitivitet for de ulike variablene som undersøkes i Kapittel **Feil! Fant ikke referanse-kilden.** diskuteres. I tillegg diskuteres resultatenes gyldighet på bakgrunn av de forenklinger og antagelser som er gjort i oppgaven. Det presenteres også noen forslag til videre arbeider som kan utføres.

I Kapittel 8 gis det en oversikt over de konklusjoner som kan trekkes fra resultatene, i tillegg til en oversikt over videre arbeider som kan være nyttige.

2 Teori

Det følgende gir en teoretisk innføring i virkemåten til grunnvarmeanlegg og de varmeoverføringsmekanismene som er viktige for slike anlegg.

2.1 Grunnvarmeanlegg

Grunnvarme består hovedsakelig av solvarme som lagres i øvre sjikt av jordoverflaten, og omtales også som grunn termisk energi eller geovarme. Teoretisk sett kan grunnvarme alene dekke energiforbruket til hele bygningsmassen i Norge [14]. Ved hjelp av varmepumpeteknologi kan det moderate temperaturnivået i grunnen benyttes til varme- og kjøleformål på en fornybar, miljøvennlig og effektiv måte [15-17]. Grunnvarmeanlegg kan benyttes til kjøling, oppvarming eller begge deler. Kjøling oppnås ved å benytte grunnen som varmesluk for varmepumpens kondensator, mens oppvarming oppnås ved at grunnen benyttes som varmekilde for fordampere.

2.1.1 Ytelsen til en varmepumpe

Ytelsen til varmepumpen i et grunnvarmeanlegg er avgjørende for hvor store energibesparelser som kan oppnås. Varmepumpers ytelse angis ofte ved hjelp av en effektfaktor, som har betegnelsen COP (Coefficient of Performance). Effektfaktoren er definert som forholdet mellom oppnådd nyttig kjøle- eller varmeeffekt og den effekten som må tilføres kompressoren for å drive varmepumpeprosessen. Dermed kan COP uttrykkes ved

$$COP = \frac{\text{Effektutbytte}}{\text{Tilført effekt}} = \frac{\dot{Q}_{\text{nyttig}}}{\dot{W}_C} \quad 1)$$

hvor \dot{Q}_{nyttig} er oppnådd effektutbytte i form av oppvarming eller kjøling og \dot{W}_C er effekten som tilføres varmepumpens kompressor.

Den ideelle syklusen til varme- og kjølemaskiner er en reversert Carnot-syklus [18]. Mens Carnot-syklusen er en termodynamisk syklus som bruker termisk energi til å produsere et netto arbeid, bruker en reversert Carnot-syklus et tilført arbeid for å oppnå overføring av varme. Prosessen består av to isoterme og to adiabatisk prosesser, og er opphavet til øvre teoretiske effektfaktorer for varmepumper. Disse er gitt ved følgende sammenhenger, for henholdsvis varme- og kjøledrift:

$$COP_{\text{Carnot, varme}} = \frac{1}{1 - \frac{T_L}{T_H}} \quad 2)$$

$$COP_{\text{Carnot, kjøle}} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} \quad 3)$$

hvor T_L og T_H er konstant temperaturnivå på henholdsvis kald og varm side.

Formel 2 og 3 er utledet fra en idealisert prosess som er fullstendig reversibel. I praksis er den oppnåelige verdien for gitte verdier av T_L og T_H vesentlig lavere, på grunn av ulike irreversible prosesser som ikke kan unngås. I en varmepumpe består disse blant annet av fluidfriksjon, struping og varmeutveksling med omgivelser. I tillegg vil oppnåelig COP påvirkes av virkningsgraden til de ulike komponentene, som kompressor og varmevekslere (fordamper og kondensator). Carnot-syklusen er nyttig som referanse for virkelige prosesser, og illustrerer sammenhengen mellom varmepumpens COP og temperaturnivåene den arbeider mellom.

Avhengig av ulike systemvariabler og driftsforhold oppnår moderne varmepumper vanligvis en COP på 2 - 4,5 når de benyttes til oppvarming [18, 19]. Temperaturnivåene på varmepumpens fordamper- og kondensatorside er de variablene som har størst innvirkning på varmepumpens ytelse [17], fordi effekt faktoren er omvendt proporsjonal med temperaturdifferansen mellom disse. En lav temperaturdifferanse kan oppnås ved at temperaturen som leveres av varmepumpen holdes nært kildens temperaturnivå [20]. Grunnvarme er en kilde med et relativt stabilt temperaturnivå som er omtrent 1 - 2 °C høyere enn den gjennomsnittlige utetemperaturen i et gitt område [21]. Dette gir gode driftsforhold for en varmepumpe, og veldimensjonerte anlegg som utnytter grunnvarme kan oppnå COP-verdier på rundt 5 for oppvarming [22] og enda høyere for kjøling. Dersom frikjøling benyttes kan effekt faktoren i perioder overstige 20 [23]. Prinsippet bak frikjøling er beskrevet i Kapittel 2.2.5.

Den samlede effekt faktoren for et grunnvarmeanlegg inkluderer energiforbruket til både varmepumper og andre energikrevende komponenter, som for eksempel sirkulasjonspumper og vifter [8]. Samlet effekt faktor for et system kan dermed uttrykkes på følgende måte:

$$COP_{\text{system}} = \frac{\text{Effektutbytte}}{\text{Tilført effekt}} = \frac{\dot{Q}_{\text{nyttig}}}{\dot{W}_C + \dot{W}_P + \dot{W}_V + \dots} \quad 4)$$

hvor \dot{W}_P er effekt som tilføres sirkulasjonspumper og \dot{W}_V er effekt som tilføres vifter. Eventuelt annet energikrevende utstyr må også inkluderes dersom samlet systemytelse skal kvantifiseres.

COP er en momentanverdi [24] og den operative effekt faktoren i et gitt klima vil variere gjennom året på grunn av variasjoner i bygningens kjøle- og varmebehov og variasjoner i kildetemperatur. En mer nøyaktig måte å kvantifisere ytelsen til en varmepumpe på er å angi effekt faktoren som en sesongfaktor, som ofte betegnes SPF (Seasonal Performance Factor). SPF er definert som forholdet mellom totalt energiutbytte og totalt energiforbruk gjennom et helt år eller gjennom en kjøle- eller varmesesong [25]. Sesongfaktoren for grunnvarmeanlegg er vanligvis 3 - 4 [22, 26, 27].

2.1.2 Varmeveksling med grunnen - Kollektorsystem

Grunnvarmepumper kan utnytte varme i jord, berg, grunnvann eller havbunn som kilde, hvor berg og grunnvann er de som er mest anvendt [14]. For å oppnå varmeoverføring mellom grunn og varmepumper benyttes et såkalt kollektorsystem. Det finnes en rekke ulike systemtyper, men overordnet differensieres det mellom direkte og indirekte kollektorsystemer.

Direkte grunnvarmesystem

Et direkte system benytter seg av grunnvann som energibærer mellom grunn og varmepumpe, og omtales ofte i litteraturen som GWHP-systemer (Groundwater Heat Pump Systems). Grunnvannet hentes ut ved hjelp av borehull som vanligvis er 10 - 50 m dype og har en diameter på 150 - 300 mm [9, 14]. Vannet pumpes opp til varmepumpen hvor det utveksler varme med kuldemediet [14], før det sendes tilbake til grunnen via reinjiseringsbrønner eller til en nærliggende elv eller innsjø [3]. Direkte systemer kan oppnå relativt høy effektfaktor, men man er avhengig av at grunnvannstilsiget er tilstrekkelig stort og at dette har høy nok temperatur [19]. I tillegg er vannkvaliteten avgjørende, da noen bestanddeler kan føre til beleggdannelse [3]. Case-anlegget som benyttes i denne oppgaven har et indirekte kollektorsystem, som er den mest vanlige systemtypen [3]. Direkte grunnvarmesystemer utdypes derfor ikke ytterligere i denne oppgaven.

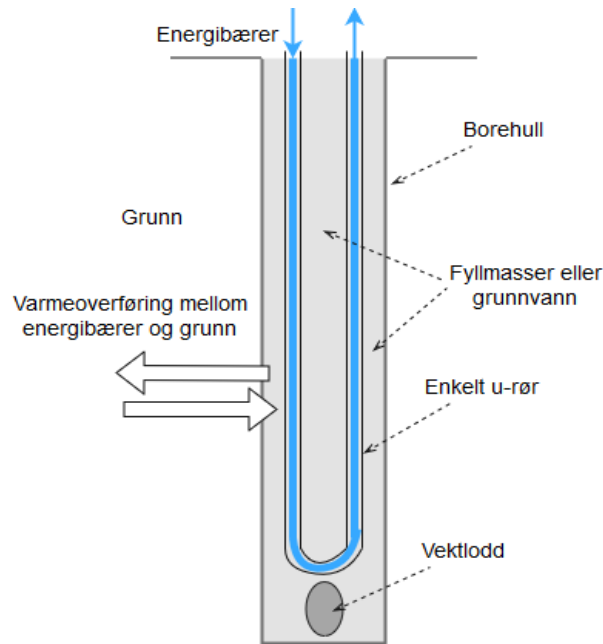
Indirekte grunnvarmesystem

I et indirekte grunnvarmesystem benyttes det et sekundærmedium som energibærer mellom grunn og varmepumpe. For å oppnå varmeoverføring mellom energibæreren og grunnen benyttes det et varmevekslersystem i form av underjordiske kollektorrør. Energibæreren utveksler varme med grunnen ved at det sirkulerer gjennom kollektorrørene. Deretter pumpes det opp til overflaten, hvor det utveksler varme med varmepumpen [3].

Kollektorsystemet kan ha horisontal eller vertikal orientering. En *horisontal* kollektor kan i hovedsak utføres på tre ulike måter [3]. Den kan bestå av flere rørkretser plassert i parallelle plan nedover i grunnen, eller en enkel krets som enten strekker seg over ett plan eller som er spiralformet. Avhengig av hvilken løsning som velges legges kollektoren 2 – 20 m under jordoverflaten, en dybde som påvirkes av utetemperaturen på stedet [3]. Denne løsningen krever et større areal for et gitt effektutbytte enn en vertikal kollektor, og benyttes vanligvis i mindre anlegg som utnytter jordvarme.

En *vertikalt* kollektorsystem består av ett eller flere borehull som vanligvis har en dybde på 100 – 250 m og en diameter på 100 – 200 mm [3, 14]. På innsiden av hvert borehull plasseres det et enkelt eller dobbelt u-rør av polyetylen, hvor enkle u-rør er den mest utbredte løsningen [9]. Ved boring i løsmasser som jord, sand eller grus må borehullene stabiliseres ved hjelp av stålrør. Det benyttes ofte et vektlodd for å lette installasjonen og motvirke oppdrift som kan oppstå ved isdannelse på kollektorrøret [9]. Et borehull med kollektorrør omtales ofte som en borehullsvarmeveksler eller en energibrønn. Dette er den mest utbredte kollektortypen i større grunnvarmeanlegg. Det finnes flere fordeler ved å benytte et vertikalt system kontra et horisontalt: (1) rørene er i kontakt med mer dyptliggende grunnmasser som har stabil temperatur, (2) kollektoren krever mindre areal, (3) det trengs ikke like lange rørstrekk og (4) energiforbruk til pumper er lavere [3]. Brønnboring er imidlertid kostbart og utgjør en betydelig andel av den samlede investeringskostnaden til et anlegg [14].

For anlegg som dimensjoneres for å dekke energibehovet til større bygninger, som for eksempel industribygg eller boligblokker, bores det flere energibrønner i en rutenettformasjon [28]. Samlet sett omtales ofte en slik samling av energibrønner som en brønnpark. Anlegget ved BUS er et såkalt bergvarmeanlegg som benytter borehullsvarmevekslere boret i berggrunn. Dette er den mest anvendte og robuste metoden for nyttiggjøring av grunnvarme [14, 26]. Prinsipp og hovedkomponenter for borehullsvarmevekslere er illustrert i Figur 1.



Figur 1: Illustrasjon av hovedkomponentene i en vertikal borehullsvarmeveksler. Tegnet ved hjelp av draw.io [29] med utgangspunkt i illustrasjon fra [30].

Energibæreren i indirekte grunnvarmesystemer inneholder vanligvis en viss andel frostvæske for å forhindre at væsken fryser i kollektorrørene ved stort varmeuttak fra brønnparken. Det benyttes vanligvis vann tilsatt glykoler, alkoholer, salter eller ammoniakkløsninger [31]. Etylenglykol er den mest brukte frostvæsken i grunnvarmeanlegg i Norge, men denne er i ferd med å fases ut på grunn av høy giftighet [9]. Alternative frostvæsker er blant annet denaturert etanol og ulike biologisk nedbrytbare kaliumforbindelser [9].

2.2 Varmetransport

Overføring av energi fra et lukket system til et annet er selve formålet med et bergvarmeanlegg. Energi kan overføres mellom lukkede systemer på to måter: i form av arbeid og i form av varme [18]. Energioverføring i form av arbeid vil for et bergvarmeanlegg i hovedsak bestå av det elektriske arbeidet som tilføres sirkulasjonspumper og varmepumpens kompressor. Arbeidet som tilføres er nødvendig for at anlegget skal kunne utføre sine funksjoner og arbeidets størrelse er avgjørende for hvor store energibesparelser som oppnås. Energioverføring i form av arbeid utdypes imidlertid ikke, da hovedfunksjonen til et grunnvarmeanlegg utføres gjennom overføring av energi som varme.

For to nærliggende systemer med ulik temperatur vil det foregå en overføring av energi mellom systemene så lenge det finnes en temperaturdifferanse. Energioverføring vil også skje innenfor systemgrensene til alle systemer hvor det finnes en temperaturgradient [32]. Energien som overføres på grunn av en temperaturdifferanse skjer i form av varme, en prosess som videre omtales som varmetransport eller varmeoverføring og betegnes med symbolet Q .

I et bergvarmeanlegg foregår varmetransport kontinuerlig mellom flere ulike delsystemer. Det overføres for eksempel energi mellom varmepumpens kuldemedium og anleggets energibærer, mellom energibærer og forbrukere i varme- og kjølekrets (radiatorer, ventilasjonsluft, prosesskjøling og lignende) og mellom energibærer og brønnpark.

Energimengdene som overføres mellom de ulike delsystemene er avgjørende for anleggets samlede ytelse. I praksis er det ofte en varmeoverføringsrate som oppgis, nemlig en effekt. Effekt kan betegnes med symbolet \dot{Q} og er definert som varmetransport dQ per tidsenhet dt :

$$\dot{Q} = \frac{dQ}{dt} \quad 5)$$

Varme kan overføres ved hjelp av tre ulike mekanismer: varmeledning, konveksjon og stråling. Det følgende beskriver varmeledning og konveksjon, da det er disse varmetransportsmekanismene som har størst innflytelse på ytelsen til et bergvarmeanlegg.

2.2.1 Varmeledning

Varmeledning er energioverføring som skyldes de mikroskopiske bevegelsene til molekylene i et materiale og omtales også som termisk konduksjon. Som følge av en temperaturgradient vil molekylene i materialet bevege seg med ulik hastighet. Molekyler som kommer i kontakt med hverandre overfører kinetisk energi mellom seg, ved at molekyler med høyere energi avgir energi til molekyler med lavere energi. I gasser og væsker skjer varmeledning via kollisjoner som skyldes partiklenes tilfeldige bevegelser, mens den i fast stoff skyldes molekylene vibrasjoner om sin gitterplassering og via frie elektroner som forflytter seg gjennom materialet [32].

Fourierloven

Varmetransport via varmeledning kan uttrykkes ved hjelp av Fourierloven. Fourierloven sier at varmefluksen (varmeoverføringsraten per arealenhet) gjennom et fast materiale eller en stillestående væske er proporsjonal med temperaturgradienten i varmeoverføringens retning. Temperaturgradienten angir temperaturdifferanse per lengdeenhet. Den generelle varianten av Fourierloven med varmetransport i tre dimensjoner gjennom et homogent materiale kan uttrykkes ved

$$\frac{d\dot{Q}_k}{dA} = -k \left(\frac{\delta T}{\delta x} + \frac{\delta T}{\delta y} + \frac{\delta T}{\delta z} \right) = -k \nabla T \quad 6)$$

hvor \dot{Q}_k er varmeoverføringsrate via varmeledning, A er materialets areal vinkelrett på varmefluksen, k er materialets varmeledningsevne (eller termiske konduktivitet), T er temperatur og $\delta T / \delta x$, $\delta T / \delta y$ og $\delta T / \delta z$ er temperaturgradientene langs henholdsvis x-, y- og z-aksen, som samlet sett kan uttrykkes som ∇T ved hjelp av gradientoperatoren ∇ . Det negative fortegnet indikerer at varmetransporten skjer i den retningen som tilsvarer en negativ temperaturgradient, nemlig fra et område med høyere temperatur til et område med lavere temperatur. Dersom man betrakter varmeledning i én dimensjon kan varmeledning langs x-aksen uttrykkes ved

$$\frac{d\dot{Q}_k}{dA} = -k \frac{dT}{dx} \quad 7)$$

hvor dT/dx er temperaturgradienten langs x-aksen.

Varmedledning gjennom homogen vegg

Det enkleste tilfellet av varmedledning kan beskrives som varmetransport i én dimensjon gjennom en plan vegg. Dersom man betrakter stasjonær varmetransport i én dimensjon gjennom et homogent materialstykke med plane overflater kan Fourierloven forenkles til følgende uttrykk:

$$\frac{\dot{Q}_k}{A} = -k \frac{\Delta T}{L} \quad 8)$$

hvor L er materialets tykkelse i den retningen varmetransport skjer og ΔT er temperaturdifferansen mellom varm og kald side. Temperaturdifferansen ΔT er den drivende faktoren for varmetransport. Dersom den termiske motstanden til materialstykket defineres som $R_k = L/k$, kan varmeoverføringsraten per areal uttrykkes ved

$$\frac{\dot{Q}_k}{A} = \frac{\Delta T}{R_k} \quad 9)$$

Varmedledning gjennom vegg med flere sjikt

For tilfeller med varmetransport gjennom en vegg bestående av flere materialer må det tas hensyn til hvert materiales tykkelse og varmedningsevnen til hvert materialsjikt. For hvert homogene sjikt i kan Fourierloven uttrykkes ved

$$\frac{\dot{Q}_{k,i}}{A_i} = \frac{\Delta T_i}{R_{k,i}} \quad 10)$$

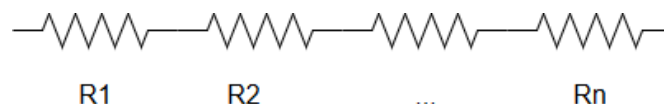
Den totale temperaturdifferansen over alle sjiktene vil tilsvare summen av differansene over hvert respektive sjikt:

$$\Delta T_{\text{total}} = \sum_{i=1}^n \Delta T_i \quad 11)$$

Dersom areal og varmeoverføringsrate er felles for alle sjiktene kan varmeoverføringsrate per areal uttrykkes ved

$$\frac{\dot{Q}_k}{A} = \frac{\Delta T_{\text{tot.}}}{\sum R_i} \quad 12)$$

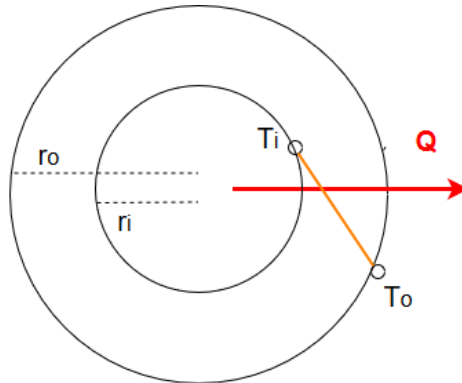
Den totale termiske motstanden til en vegg som er sammensatt av flere materialer kan betraktes på samme måte som elektriske motstander koblet i serie, som vist i Figur 2.



Figur 2: Illustrasjon av elektriske motstander koblet i serie, en analogi som ofte benyttes om den totale termiske motstanden til en vegg bestående av flere sjikt.

Varmeledning gjennom sylindervegg

Varmeledning gjennom sylindriske overflater vil forekomme flere steder i et bergvarmeanlegg. Varmetransporten som foregår i en brønnpark bestående av borehullsvarmevekslere vil inkludere varmeledning mellom hvert borehull og omkringliggende grunn. Borehullene og u-rørene kan betraktes som sylindriske overflater. I tillegg vil også varmetap gjennom rørstrekk bestå av varmeledning gjennom sylindriske overflater. Varmeoverføringsraten i radiell retning gjennom en sylindervegg kan utledes ved å ta utgangspunkt i Fourierloven for en sylinder med en indre radius r_i , en ytre radius r_o , lengde L og en temperaturredifferanse mellom sylinderens utside og innside som vist ved et tverrsnitt i Figur 3.



Figur 3: Tverrsnitt av sylinderformet vegg som illustrerer de ulike variablene som benyttes i Formel 13-15. Figuren er tegnet ved hjelp av draw.io [29].

En fullstendig utledning utføres i [32], hvor det tas utgangspunkt i stasjonær varmetransport. Resultatet gir følgende sammenheng:

$$\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) = -\frac{2\pi Lk}{\dot{Q}_{\text{syl.}}} (T_o - T_i) \quad 13)$$

Det er praktisk å uttrykke varmeoverføringsraten gjennom en sylindervegg per lengdeenhet, noe som gir følgende uttrykk:

$$\frac{\dot{Q}_{\text{syl.}}}{L} = \frac{2\pi k \Delta T}{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} \quad 14)$$

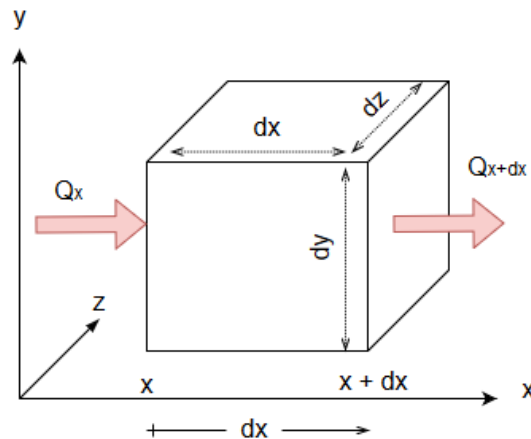
hvor $\dot{Q}_{\text{syl.}}/L$ er varmeoverføringsraten i radiell retning per lengdeenhet, k er sylinderveggs varmeledningsevne, ΔT er den positive temperaturredifferansen mellom sylinderveggs innside og utside, r_o er sylinderens utvendige radius og r_i er sylinderens innvendige radius.

Den termiske motstanden til sylinderveggen kan i denne sammenhengen defineres som:

$$R_{\text{syl.}} = \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi Lk} \quad 15)$$

Transient varmeledning

For noen varmeoverføringsprosesser må det tas hensyn til at temperaturen endrer seg med tid, for eksempel på grunn av varmeakkumulering i et materiale. Et bergvarmeanlegg vil kunne forårsake varige temperaturendringer ved at varme akkumuleres eller utarmes fra brønnenparken [16]. I slike tilfeller blir varmeoverføringen en transient prosess. Transiente prosesser krever en utvidet versjon av Fourierloven som også kalles konduksjonslikningen [32]. Et uttrykk for varmeoverføringsraten i transiente prosesser kan utledes ved å betrakte et lite kontrollvolum som tilføres en varmekraft. En fullstendig utledning av konduksjonslikningen finnes i [32]. Det tas utgangspunkt i et kontrollvolum i rektangulære koordinater og varmeledning i én dimensjon som vist i Figur 4.



Figur 4: Illustrasjon av kontrollvolum med rektangulære koordinater som benyttes i utledningen av Formel 16 og 17 som finnes i boken *Principles of Heat Transfer* [32]. Tegnet ved hjelp av draw.io [29].

Ved å ta utgangspunkt i termodynamikkens første hovedsetning som omhandler energibevaring kan det settes opp en energibalanse for kontrollvolumet som vist i Figur 5.

$$\begin{array}{rcc}
 \text{Varmetransport inn i kontrollvolumet} & = & \text{Varmetransport ut av kontrollvolumet} \\
 + & & + \\
 \text{Varme generert i kontrollvolumet} & = & \text{Energi lagret i kontrollvolumet}
 \end{array}$$

Figur 5: Energibalanse som benyttes ved utledning av Formel 17 i boken *Principles of Heat Transfer* [32].

Leddene som beskriver varmetransport inn og ut av systemet gjennom varmeledning kan uttrykkes ved hjelp av Fourierloven, mens generert varme per volumenhet betegnes med \dot{q}_G . Dette resulterer i følgende uttrykk, som utledes i boken *Principles of Heat Transfer* [32]:

$$k \frac{\delta^2 T}{\delta x^2} + \dot{q}_G = \rho c_p \frac{\delta T}{\delta t} \quad (16)$$

Denne differensiallikningen kan løses for $T(x, t)$ dersom startbetingelser og randbetingelser er kjent. Forholdet $k/\rho c_p$ er definert som den termiske diffusiviteten, α . Temperaturgradienten kan uttrykkes ved hjelp av Laplace-operatoren ∇^2 . Differensiallikningen kan dermed skrives på følgende måte:

$$\alpha \nabla^2 T - \frac{\delta T}{\delta t} + \dot{q}_G = 0 \quad (17)$$

2.2.2 Konveksjon

Konveksjon er energioverføring som i hovedsak forårsakes av makroskopisk massetransport i en væske eller gass. Konveksjon er et resultat av to varmetransportmekanismer som skjer samtidig: mikroskopisk massetransport (varmeledning) og makroskopisk massetransport [32]. Dersom den makroskopiske massetransporten skyldes en tetthetsgradient i fluidet omtales varmeoverføringen som fri konveksjon, mens den omtales som tvungen konveksjon dersom massetransporten skyldes en trykkdifferanse produsert av for eksempel en pumpe eller vifte [32]. I mange tilfeller vil både tvungen og fri konveksjon eksistere samtidig. I et bergvarmeanlegg er det i hovedsak varmeledning og tvungen konveksjon forårsaket av sirkulasjonspumper og varmepumpens kompressor som er av betydning. Fri konveksjon som følge av en tetthetsgradient beskrives derfor ikke i denne oppgaven. Det henvises i stedet til lærebøker som omtaler varmetransport, som *Unit Operations of Chemical Engineering* [33] og *Principles of Heat Transfer* [32].

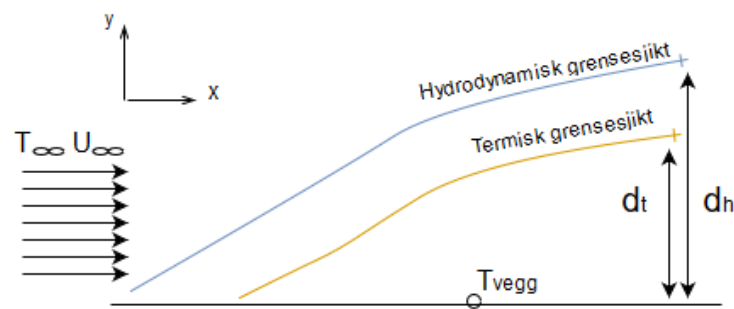
Varmeoverføringsraten via konveksjon mellom et fluid og en overflate kan uttrykkes ved Newtons lov om avkjøling, som er gitt ved

$$\dot{Q}_c = h A (T_s - T_f) \quad 18)$$

hvor \dot{Q}_c er varmeoverføringsrate via konveksjon, h er varmeoverføringskoeffisienten, A er overflatens areal, T_s er overflatens temperatur og T_f er temperaturen til det strømmende fluidet.

Laminær strømning over plan overflate

For et fluid som beveger seg parallelt med en overflate som er varmere eller kaldere enn fluidet vil det oppstå to grensesjikt: et termisk og et hydrodynamisk som illustrert i Figur 6. I det hydrodynamiske grensesjiktet blir strømningsforholdene påvirket av overflaten, mens det termiske grensesjiktet er området som påvirkes i form av en temperaturgradient.



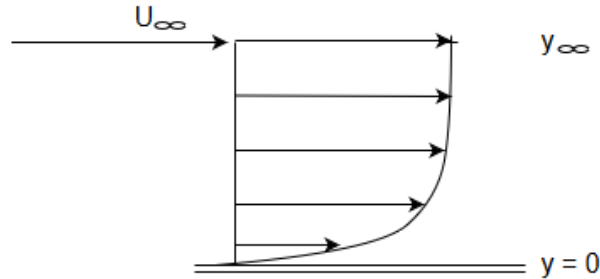
Figur 6: Illustrasjon av rekkevidden til det hydrodynamiske og termiske grensesjiktet som oppstår ved laminær strømning over en plan overflate. T_∞ og U_∞ angir fluidets temperatur og strømningshastighet uten innvirkning fra overflaten, T_{vegg} angir overflatens temperatur, d_t angir rekkevidden til det termiske grensesjiktet og d_h angir rekkevidden til det hydrodynamiske grensesjiktet. Tegnet ved hjelp av draw.io [29] med utgangspunkt i en figur i boken *Unit Operations of Chemical Engineering* [33].

Varmetransporten som skjer i kontaktsjiktet mellom fluid og overflate vil kun bestå av varmeledning [32]. Dette er fordi skjærkreftene skaper en hastighetsgradient i det hydrodynamiske grensesjiktet av typen som er illustrert i Figur 7. Strømningshastigheten er null i avstand $y = 0$ fra overflaten. Dermed bidrar ikke den konvektive varmeoverføringsmekanismen.

Varmeoverføringsraten i umiddelbar nærhet til overflaten kan uttrykkes ved følgende sammenheng:

$$\dot{Q}_{c, \text{grense}} = -k_f A \left. \frac{dT}{dy} \right|_{y=0} \quad 19)$$

hvor k_f er fluidets varmeledningsevne, A er overflatens areal og $\delta T / \delta y$ er temperaturgradienten ved overflaten.



Figur 7: Illustrasjon av hastighetsgradienten som oppstår ved laminær strømning over en plan overflate. U_∞ angir strømningshastigheten til fluidet ved en avstand y_∞ hvor hastigheten er upåvirket av overflaten.

Temperaturgradienten er imidlertid avhengig av både mikroskopiske og makroskopiske bevegelser i fluidet, og varmeoverføringsraten vil følgelig også påvirkes av den relative strømningshastigheten til den frie væskestrømmen, som betegnes med U_∞ . Den totale varmeoverføringsraten er dermed en sum av varmeledning nær overflaten og konveksjon ved $y > 0$.

Varmeoverføringskoeffisienten, h

Varmeoverføringskoeffisienten betegnes vanligvis med symbolet h , og kalles også filmkoeffisienten. Den er et resultat av forholdene som oppstår i fluidsjiktet nær overflaten, og angir varmeoverføringsraten i dette sjiktet. Varmeoverføringskoeffisientens verdi avhenger av overflatens geometri og ruhet, fluidets egenskaper og ulike strømningsparametere som turbulens og strømningshastighet. For laminær strømning over en plan overflate er det funnet at varmeoverføringskoeffisienten er omvendt proporsjonal med d_t , som er rekkevidden til det termiske grensesjiktet som vist i Figur 6. Dette kan utledes ved å benytte analytiske metoder og empiriske sammenhenger i kombinasjon med temperaturgradienten i det termiske grensesjiktet [33]. En utledning som utføres i [33] gir følgende uttrykk for varmeoverføringskoeffisienten ved laminær strømning over en plan overflate:

$$h = k_f \frac{1,5}{d_t} \quad 20)$$

hvor h er varmetransportkoeffisienten for laminær strømning over en plan overflate, k_f er fluidets varmeledningsevne og d_t er rekkevidden til det termiske grensesjiktet langs en akse perpendikulært på overflaten. Rekkevidden til det termiske grensesjiktet d_t er en funksjon av x , som vist i Figur 6. Dermed vil også varmeoverføringskoeffisienten h være en funksjon av x .

Følgende empiriske sammenheng kan benyttes for å oppnå et uttrykk for $h(x)$:

$$d_t = d_h Pr^{-\frac{1}{3}} = 4,64x Re(x)^{-0,5} Pr^{-\frac{1}{3}} \quad (21)$$

hvor d_h er rekkevidden til det hydrodynamiske grensesjiktet, Pr er det dimensjonsløse Prandtl-tallet og $Re(x)$ er det dimensjonsløse Reynoldstallet for strømning over en overflate [33].

Verdien til Pr beskriver fluidets egenskaper, og er tilgjengelig som tabellverdier for ulike fluider. Det avhenger av varmekapasitet, viskositet og varmeledningsevne. $Re(x)$ er avhengig av fluidets tetthet, viskositet og strømningshastighet, i tillegg til tilbakelagt avstand x fra overflatens startpunkt. Dermed kan varmeoverføringskoeffisienten $h(x)$ uttrykkes ved følgende sammenheng [33]:

$$h(x) = k_f \frac{1,5 k_f}{4,64x Re(x)^{-0,5} Pr^{-\frac{1}{3}}} \approx \frac{1}{3} \frac{k_f}{x} Re(x)^{0,5} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (22)$$

I teorien om konveksjon er det definert en rekke dimensjonsløse tall. Formel 23 inkluderer enda et dimensjonsløst tall, i tillegg til Re og Pr . Dette har fått navnet Nusselt-tallet betegnes med Nu og er definert som:

$$Nu(x) \equiv h(x) \frac{x}{k_f} \quad (23)$$

Dermed har man følgende sammenheng mellom de tre dimensjonsløse gruppene Nu , Re og Pr :

$$Nu(x) = \frac{1}{3} Re(x)^{0,5} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (24)$$

For å finne en gjennomsnittlig verdi av varmetransportkoeffisienten over en gitt overflate med lengde L må $h(x)$ integreres over overflatens lengde og divideres med L . Resultatet gir følgende sammenheng for den gjennomsnittlige varmetransportkoeffisienten \bar{h} for laminær strømning over en plan overflate [33]:

$$\bar{h} = \frac{2}{3} \frac{k_f Pr^{\frac{1}{3}} Re^{0,5}}{L} \quad (25)$$

Formel 25 også kan uttrykkes ved hjelp av de dimensjonsløse gruppene Nu , Re og Pr :

$$Nu = \frac{2}{3} Re^{0,5} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (26)$$

hvor $Nu = \bar{h} (L/k_f)$.

Turbulent strømning gjennom rør

For situasjoner som ikke kan betraktes som laminær strømning over en plan overflate kan koeffisienten være en utfordring å estimere fordi konveksjon er et komplekst fenomen. Det finnes flere ulike metoder som kan benyttes, som dimensjonsanalyser, eksperimentelle metoder, numeriske analyser og eksakte matematiske løsninger med randbetingelser [32]. Alle metodene har imidlertid sine begrensninger, og bør velges ut fra hvilket problem som skal løses. Estimering av varmeoverføringskoeffisienten er et omfattende emne som ikke utdypes ytterligere i denne oppgaven. Det er utarbeidet flere empiriske formler som kan benyttes. For eksempel kan Nusselt-tallet for turbulent strømning gjennom et rør uttrykkes ved den empiriske Sieder-Tate-likningen [33]:

$$Nu = 0,027 Re^{0,8} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (27)$$

hvor μ_f er fluidets viskositet ved middeltemperatur, μ_w er fluidets viskositet nær rørvæggen og Re er Reynoldstallet for rør som avhenger av rørets diameter og fluidets viskositet, tetthet og strømningshastighet.

2.2.3 Varmetransport i varmevekslere

En betydelig andel av varmeoverføringen som skjer i et bergvarmeanlegg foregår ved hjelp av varmevekslere. Selve varmpumpen inneholder to varmevekslere: fordampere og kondensatorer, som overfører varme mellom varmpumpens kuldemedium og energibæreren. I kjølemodus er det varmeoverføringsraten mellom kuldemedium og frostvæske i fordampere som utgjør varmpumpens effektutbytte, mens det i varmmodus utgjøres av varmeoverføringsraten i kondensatorer. Temperaturdifferansen mellom kuldemedium og omgivelser bør derfor være størst mulig gjennom disse komponentene for å oppnå høy varmeoverføringsrate i fordampere og kondensatorer. En tommelfingerregel er at varmpumpens effektfaktor øker 2 – 4 % per °C fordampningstemperaturen heves eller kondenseringstemperaturen senkes [18].

I tillegg til varmpumpens fordampere og kondensatorer kan det benyttes varmevekslere opptil flere steder i et anlegg, avhengig av hvilke varme- og kjøleformål anlegget dekker. Det finnes flere ulike typer varmevekslere. Overordnet skiller det mellom rekuperative typer, regenerative typer og typer som benytter direkte kontakt [32]. Direkte kontakt vil si at den varme og kalde fluidstrømmen er i fysisk kontakt med hverandre, som for eksempel i et kjøletårn hvor vanddråper utveksler varme med en luftstrøm. I regenerative varmevekslere opptar kald og varm fluidstrøm det samme volumet vekselvis, hvor de utveksler varme med en kjerne som mellomlagrer termisk energi. Denne typen benyttes blant annet til varmegjenvinning mellom avtrekksluft og tilluft i ventilasjonsanlegg [34]. I bergvarmeanlegg benyttes det imidlertid mest rekuperative varmevekslere, som derfor vektlegges i denne oppgaven. I en rekuperativ varmeveksler holdes varm og kald fluidstrøm fysisk adskilt ved at de har egne strømningskanaler adskilt av skillevegger i form av plater eller rørvegger. Rekuperative varmevekslere kan videre deles inn i med- og motstrømsvarmevekslere, avhengig av hvordan væskestrømmene beveger seg relativt til hverandre. Varmeoverføring mellom kald og varm fluidstrøm skjer via en kombinasjon av konveksjon til og fra skilleveggen og konduksjon gjennom den.

Total varmeoverføringskoeffisient (U -verdi)

Den viktigste egenskapen til en varmeveksler er den totale varmeoverføringskoeffisienten som ofte betegnes med symbolet U . Varmeoverføringsraten per arealenhet mellom en fluidstrøm med temperatur T_c og en fluidstrøm med høyere temperaur T_h kan uttrykkes ved hjelp av den totale varmeoverføringskoeffisienten på følgende måte:

$$\frac{\dot{Q}}{A} = U \Delta T = U (T_h - T_c) \quad 28)$$

hvor U er den totale varmeoverføringskoeffisienten som kan uttrykkes ved

$$U = \frac{1}{R_{\text{tot}}} \quad 29)$$

hvor R_{tot} er den totale termiske motstanden, som er avhengig av varmevekslerens utførelse.

Logaritmisk midlere temperaturdifferanse

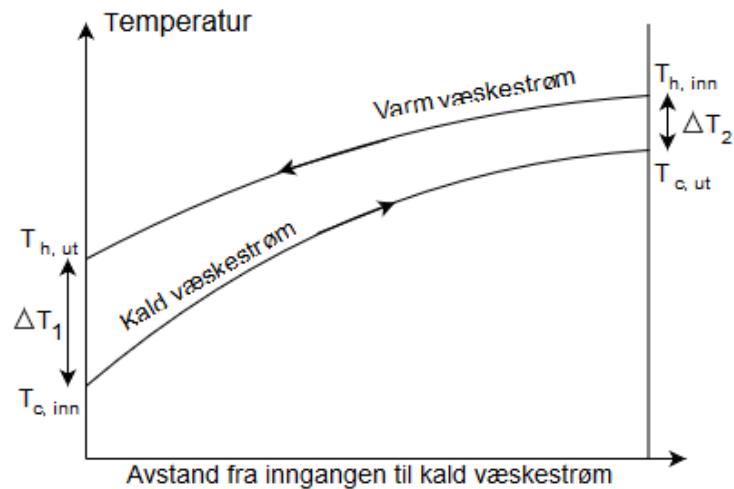
I praksis vil ΔT variere med både tid og plassering i en varmeveksler fordi den varme fluidstrømmen kontinuerlig avgir termisk energi til den kalde fluidstrømmen. Som nevnt er temperaturdifferansen drivkraften bak varmeoverføringen. Variasjoner i ΔT fører til at varmeoverføringsraten varierer gjennom varmeveksleren selv for design som har uniform varmeoverføringskoeffisient. For å estimere varmeoverføringsraten kan det benyttes en tilnæringsmetode som betrakter ΔT som en uniform middelvei $\overline{\Delta T}$ [32]. Dermed kan varmeoverføringsraten uttrykkes ved

$$\dot{Q} = UA \overline{\Delta T} = UA LMTD \quad 30)$$

Middelveien til temperaturdifferansen mellom fluidstrømmene kalles Logaritmisk Midlere Temperaturdifferanse ($LMTD$). For utledning av $LMTD$ henvises det til [33]. Ved å forutsette konstant total varmeoverføringskoeffisient U , konstante varmekapasiteter, neglisjerbar varmeoverføring med omgivelser og stasjonære parallelle væskestrømmer kan $LMTD$ uttrykkes ved følgende sammenheng:

$$LMTD = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad 31)$$

Figur 8 illustrerer temperaturdifferansene ΔT_1 og ΔT_2 for en motstrømsvarmeveksler.



Figur 8: Grafisk fremstilling av temperaturutviklingen for varm og kald væskestrøm gjennom en motstrømsvarmeveksler. Tegnet ved hjelp av draw.io [29] med utgangspunkt i figur funnet i Unit Operations of Chemical Engineering [33].

Rørkjelvarmevekslere

De vanligste typene rekuperative varmevekslere er rørkjelvarmevekslere og platevarmevekslere [32]. Rørkjelvarmeveksler er den norske betegnelsen på såkalte *shell-and-tube*-varmevekslere, som er i utstrakt bruk i kjemi- og prosessindustrien [32]. Det enkleste rørkjelprinsippet er en koaksial varmeveksler, hvor fluidstrømmene beveger seg parallelt i et indre og et ytre rør. Avhengig av fluidtype og andre driftsparametere kan den varme væskestrømmen plasseres enten i det ytterste eller innerste strømningsvolumet. I det følgende omtales det ytre røret som et skall og det indre røret som et rør. For en enkel koaksial varmeveksler kan den termiske motstanden uttrykkes enten med hensyn til overflatearealet til innsiden av rørveggen A_i , som gitt ved Formel 32 eller med hensyn til det utvendige arealet til rørveggen A_o , som gitt ved Formel 33:

$$R_{tot, i} = \frac{1}{h_i} + \frac{d_i}{2k} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{d_i}{h_o d_o} \quad 32)$$

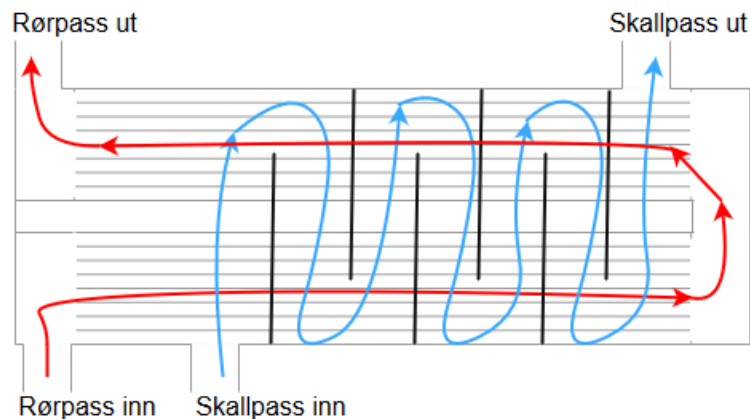
$$R_{tot, o} = \frac{1}{h_o} + \frac{d_o}{2k} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{d_o}{h_i d_i} \quad 33)$$

Hvor d_i er indre rørdiameter, d_o er ytre rørdiameter og h_i og h_o er varmeoverføringskoeffisientene på henholdsvis innsiden og utsiden av rørveggen. Varmeoverføringsraten gjennom rørveggenes indre og ytre overflateareal kan for en koaksial varmeveksler dermed uttrykkes ved henholdsvis Formel 34 og Formel 35.

$$\frac{\dot{Q}}{A_i} = U_i \Delta T = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{d_i}{2k} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{d_i}{h_o d_o}} \Delta T \quad 34)$$

$$\frac{\dot{Q}}{A_o} = U_o \Delta T = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{d_o}{2k} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{d_o}{h_i d_i}} \Delta T \quad 35)$$

Den mest utstrakte typen rørkjelvarmevekslere er mer avansert, og består av et skall som inneholder flere parallelle rørstrekk. Det ene fluidet strømmer inne i rørene og det andre strømmer over utsiden av rørene. Det ytterste fluidet vil ved hjelp av ledefinner tvinges til å bevege seg på tvers av rørenes retning, noe som gir en høyere varmeoverføringsrate mellom de to fluidstrømmene. Temperaturdifferansen mellom de to fluidstrømmene avhenger av hvordan væskestrømmene forflytter seg gjennom varmeveksleren. Hvor mange komponentlengder fluidet tilbakelegger mellom sin inngangsport og utgangsport omtales i det følgende som et pass. Figur 9 viser en konstruksjon med ett skallpass og to rørplass, en såkalt 1-2-varmeveksler. Antall skall- og rørplass er avgjørende for hvor høy varmeoverføringskoeffisient som oppnås og for hvordan temperaturdifferansen mellom de to fluidstrømmene utvikler seg gjennom varmeveksleren. For eksempel vil en 2-4-varmeveksler ha høyere varmeoverføringskoeffisient enn en 1-2-varmeveksler, ifølge [33].



Figur 9: Illustrasjon av en 1-2-rørkjelvarmeveksler med ett skallpass og to rørplass. Laget ved hjelp av draw.io [29] med utgangspunkt i figur fra Principles of Heat Transfer [32].

I praksis vil ikke Formel 31 gi en god tilnærming for temperaturdifferansen mellom væskestrømmene i en rørkjelvarmeveksler, på grunn av forenklinger og antagelser som gjøres i utledningen av *LMTD* [33]. Det er derfor innført en korreksjonsfaktor som benevnes F_G , slik at en mer nøyaktig midlere temperaturdifferanse kan beregnes ved

$$\overline{\Delta T} = F_G LMTD \quad 36)$$

Verdien til F_G avhenger av hvor mange skall- og rørplass varmeveksleren har. For en grundigere beskrivelse av F_G henvises det til boken *Unit Operations of Chemical Engineering* [33].

Varmeoverføringskoeffisienten for rørene til en rørkjelvarmeveksler kan beregnes ved hjelp av Sieder-Tate-likningen gitt ved Formel 27. Varmeoverføringskoeffisienten for skallpasset er mer komplisert fordi væskestrømmen i skallet går på tvers av rørstrømningen i noen deler av varmeveksleren og parallelt med rørstrømningen i andre deler. En tilnærmet varmeoverføringskoeffisient for skallpasset kan beregnes fra Donohue-likningen, som er gitt ved

$$\frac{h_o d_o}{k} = 0,2 \left(\frac{d_o G_e}{\mu} \right)^{0,6} \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{0,33} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad 37)$$

hvor h_o er varmeoverføringskoeffisienten mellom fluidstrømmen og rørenes utside, d_o er rørenes ytre diameter og G_e er en vektet middelerdi av fluidets massefluks (strømningsrate per arealenheter) gjennom skallet.

Platevarmevekslere

For bruksområder med moderate temperatur- og trykknivåer kan platevarmevekslere benyttes i stedet for rørkjelvarmevekslere [33]. Platevarmevekslere er enkle å rengjøre og har en relativt høy total varmeoverføringskoeffisient [33]. En platevarmeveksler består av et relativt stort antall parallelle korrugerte stålplater som holdes adskilt av en stålramme. Den kalde og varme væskestrømmen ledes over annenhver plate, slik at det oppstår en temperaturdifferanse over platene. Avstanden mellom hver plate er vanligvis 2 - 5 mm og strømningshastigheten i en væske-til-væske-varmeveksler er vanligvis 0,2 - 1,0 m/s. De korrugerte overflatene sikrer turbulent strømming over platene, noe som gir en større varmeoverføringskoeffisient [33]. Varmeoverføringskoeffisienten til en konvensjonell platevarmeveksler kan beregnes fra følgende empiriske uttrykk:

$$Nu = \frac{h D_e}{k} = 0,37 Re^{0,67} Pr^{0,33} \quad 38)$$

hvor D_e er strømningskanalens ekvivalente diameter, som er fire ganger hydraulisk radius r_h . Den ekvivalente radiusen til de fleste platevarmevekslere er 2 ganger plateavstanden [33]. Dermed kan D_e beregnes fra

$$D_e = 4 r_h = 8 D_p \quad 39)$$

hvor D_p er plateavstanden.

Ytelsen til en varmeveksler

Ytelsen til en varmeveksler kan angis i form av den totale varmeoverføringskoeffisienten, U eller i form av en såkalt effektivitet, ϵ . Effektiviteten er forholdet mellom oppnådd og mulig energioverføring mellom kald og varm side. Dersom den termiske kapasiteten til den varme fluidstrømmen $\dot{m}_h c_{p,h}$ er større enn den termiske kapasiteten til den kalde fluidstrømmen, $\dot{m}_c c_{p,c}$ beregnes effektiviteten fra Formel 40.

$$\epsilon = \frac{\dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,inn} - T_{h,ut})}{\dot{m}_c c_{p,c} (T_{h,inn} - T_{c,inn})} \quad 40)$$

Dersom den termiske kapasiteten til den kalde fluidstrømmen er større enn den termiske kapasiteten til den varme fluidstrømmen beregnes effektiviteten fra Formel 41:

$$\epsilon = \frac{\dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,ut} - T_{c,inn})}{\dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,inn} - T_{c,inn})} \quad 41)$$

2.2.4 Varmetransport i brønnparker

Både den kortsiktige og langsiktige ytelsen til et bergvarmeanlegg avhenger av varmeoverføringsmekanismene som foregår i brønnparken. I en brønnpark vil det som nevnt foregå varmeledning mellom energibrønner og omkringliggende grunnmasser, som kan betraktes som varmeledning gjennom sylindriske overflater. Varmeledningsraten gjennom en sylindrisk overflate er beskrevet i Kapittel 2.2.1. Det vil i tillegg foregå konveksjon via turbulent strømning gjennom u-rørene, som kan beregnes ved hjelp av Sieder-Tate-likningen gitt ved Formel 27.

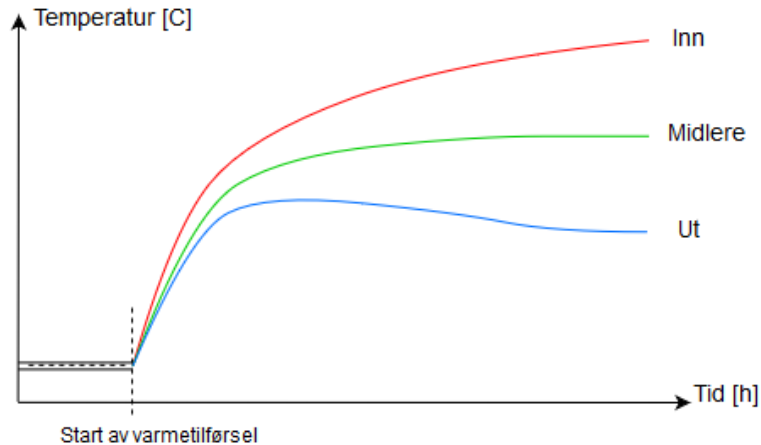
Termisk responstesting

Kartlegging av grunnens egenskaper er nødvendig for å kunne estimere temperaturutviklingen i brønnparken og frostvæsken over tid og for å kunne utføre et nøyaktig dimensjoneringsarbeid. Ytelsen til et bergvarmeanlegg avhenger i stor grad av den lokale varmeoverføringsraten mellom borehullene i brønnparken og omkringliggende grunnmasser [35]. Ved kjennskap til oppnåelig varmeoverføringsrate er det større sannsynlighet for at dimensjoneringsarbeidet kan utføres på en presis måte. Oppnåelig varmeoverføringsrate per meter borehull avhenger av energibrønnenes termiske motstand, de termiske egenskapene til bergarten og hvilke hydrogeologiske forhold som foreligger [36].

Det finnes ulike metoder som kan brukes til å estimere oppnåelig varmeoverføringsrate [37]. For eksempel kan det benyttes eksisterende berggrunnsdata og erfaringer fra nærliggende borehull. Norges Geologiske Undersøkelse (NGU) har en database som inneholder informasjon om eksisterende borebrønner i Norge [38]. Bergartens termiske egenskaper kan også kartlegges gjennom laborietesting [39]. Disse metodene vil ikke avdekke hydrogeologiske forhold eller vertikale variasjoner, som kan være særegne for et område. For større anlegg er det derfor vanlig å utføre prøveboringer, slik at oppnåelig varmeoverføringsrate kan estimeres in situ ved hjelp av en såkalt Termisk Responstest (TRT). Denne metoden anbefales for brønnparker med mer enn 10 - 12 energibrønner [40].

TRT er en testmetode som ifølge [39] og [41] ble utført for første gang i 1983 av Mogensen [42] ved Kungliga Tekniska Högskolan i Sverige. Metoden viste seg å kunne brukes til å estimere både grunnens varmeledningsevne og borehullsmotstanden. Den ble videre undersøkt, utviklet og standardisert rundt årtusenskiftet av blant andre Gehlin [43], Gehlin og Hellström [44, 45] og Gehlin og Spitler [46]. En TRT utføres ved at et borehull påføres en konstant termisk belastning ved å sirkulere en væskestrøm gjennom borehullet. Ved hjelp av et elektrisk varmeelement tilføres væskestrømmen en konstant varmeeffekt over en valgt testperiode. Hellström et al. [47] anbefaler en testvarighet på minimum 50 timer, mens det i andre arbeider anbefales en testvarighet på 72 timer [3, 9].

Tur- og returtemperaturen til væsken måles kontinuerlig, og vil gjennomgå en utvikling som likner utviklingen illustrert i Figur 10. Rød kurve representerer temperaturen til væskestrømmen inn i borehullet, mens blå kurve representerer temperaturen ut av borehullet. Grønn kurve representerer midlere verdi. I starten er det vanlig å sirkulere væske gjennom borehullet uten å tilføre varme for å estimere det uforstyrrede temperaturnivået i brønnparken [39]. I denne perioden vil det være liten forskjell i væsketemperatur inn og ut av borehullet. Ved start av varmetilførsel vil imidlertid temperaturdifferansen begynne å øke, før den etter hvert får en konstant verdi dersom den tilførte varmeeffekten ikke overstiger grunnens effektive varmeledningsevne.



Figur 10: Et eksempel på utviklingen til væsketemperaturen inn og ut av borehullet under en termisk responstest. Laget ved hjelp av draw.io med utgangspunkt i figur fra [39].

Sammen med væskens volumstrøm og tilført varmeeffekt benyttes temperaturdataene til å estimere varmeoverføringsraten med grunnen [47]. For at testen skal ha størst mulig nytteverdi bør effekten som tilføres væskestrømmen være nærliggende den nominelle varmeoverføringsraten som er forventet under drift [9]. Det er hensiktsmessig å fortsette temperaturmålingene etter at varmebelastningen slås av, da dette vil gi et estimat på hvor hurtig opprinnelig temperaturnivå gjenopprettes [40]. Dette kan gi en indikasjon på om grunnvannsgjennomstrømning er til stede eller ikke.

Den tradisjonelle metoden for en TRT gir kun et estimat på den gjennomsnittlige varmeledningsevnen til grunnen rundt borehullet. I realiteten kan det oppstå vertikale temperaturvariasjoner langs borehullets lengdeakse som resultat av ulike geologiske og hydrogeologiske forhold. For å måle en kontinuerlig temperaturprofil må det utføres en *Distributed Thermal Response Test* (DTRT). Ved hjelp av fiberoptisk måleutstyr kan temperaturen langs hele borehullslengden måles med en høy grad av nøyaktighet [39].

Borehullsmotstand

Den totale termiske motstanden til en energibrønn er avgjørende for varmeoverføringsraten som kan oppnås mellom energibrønnen og omkringliggende grunnmasser. Som nevnt i Kapittel 2.2.1 kan den termiske motstanden til en sammensatt vegg betraktes som en seriekobling av motstander. I det følgende er de termiske motstandene som betraktes oppgitt som motstand per dybdeenhet, som må multipliseres med total borehullslengde for å oppnå samlet verdi for en gitt brønnpark.

Den totale termiske motstanden mellom frostvæsken og omkringliggende grunnmasser består ifølge José Acuña [39] av to bidrag: den termiske motstanden til bergarten og den termiske motstanden til borehullsvarmeveksleren. Total termisk motstand per meter borehulldybde kan dermed uttrykkes ved

$$R_{\text{tot.}} = R_{\text{grunn}} + R_{\text{BH}} \quad (42)$$

hvor R_{grunn} er grunnens termiske motstand og R_{BH} er borehullsvarmevekslerens termiske motstand. Motstanden til grunnen, R_{grunn} kan ved stasjonær varmeoverføring utledes ved å betrakte et sylindervolum hvor ytre vegg representerer skillet mellom påvirket og upåvirket grunn og indre vegg representerer skillet mellom påvirket grunn og borehullets vegg ifølge Acuña [39]. Denne betraktningen gir følgende uttrykk for den termiske resistansen til det påvirkede grunnvolumet:

$$R_{\text{grunn}} = \frac{\ln\left(\frac{r_{\text{grunn}}}{r_{\text{BH}}}\right)}{2\pi k_{\text{grunn}}} \quad (43)$$

hvor r_{grunn} er radiusen til det påvirkede grunnvolumet, r_{BH} er borehullsradiusen og k_{grunn} er varmeledningsevnen til bergarten. Den termiske motstanden til borehullet R_{BH} består videre av tre bidrag: frostvæskens termiske motstand, rørveggs termiske motstand og fyllmaterialets termiske motstand [39]:

$$R_{\text{BH}} = R_{\text{fv}} + R_{\text{rv}} + R_{\text{fm}} \quad (44)$$

hvor R_{fv} er frostvæskens termiske motstand, R_{r} er rørveggs termiske motstand og R_{fm} er fyllmassens termiske motstand. Både R_{fv} og R_{rv} vil påvirkes av u-rørets diameter. Motstanden R_{fv} avhenger i tillegg av varmeoverføringskoeffisienten h , beskrevet i Kapittel 2.2.2. Motstanden R_{rv} kan beregnes ved å betrakte en sylindrisk overflate som beskrevet i Kapittel 2.2.1, og er avhengig av u-rørets tykkelse og varmeledningsevne. Fyllmaterialets termiske motstand R_{fm} er materialavhengig. Denne vil inkludere en termisk kontaktmotstand dersom det benyttes et fyllmateriale annet enn grunnvann, på grunn av en begrenset kontaktflate mellom fyllmasse og rørvegger. I Norge er det vanlig at brønnene kun inneholder grunnvann [48]. Borehullsmotstanden per borehullslengde kan også uttrykkes ved å ta utgangspunkt i Fourierloven, noe som gir følgende sammenheng:

$$R_{\text{BH}} = \frac{T_{\text{fv}} - T_{\text{rv}}}{\dot{q}_{\text{BH}}} \quad (45)$$

hvor T_{fv} er frostvæskens gjennomsnittstemperatur i u-røret, T_{rv} er rørveggs temperatur og \dot{q}_{BH} er varmeoverføringsraten via varmeledning per meter borehull. Varmeoverføring via konveksjon på grunn av frostvæskens strømning gjennom u-røret kan beregnes ved å estimere varmeoverføringskoeffisienten h . Dette kan for eksempel gjøres ved hjelp av Formel 27 for turbulent strømning gjennom et rør som ble presentert i Kapittel 2.2.2. Dersom borehullene er plassert i et område med grunnvannsgjennomstrømning vil det oppstå konveksjon i grunnen som et resultat av grunnvannets bevegelser gjennom grunnmassene. Konveksjon er et sammensatt tema som ikke utdypes ytterligere i denne oppgaven. Virkningen grunnvannsgjennomstrømning kan ha på et bergvarmeanlegg er beskrevet i Kapittel 2.2.5 og Kapittel 3.2.

2.2.5 Brønnparkens termiske respons

Dersom varmeoverføringen mellom borehull og varmepumper er tilstrekkelig stor sammenlignet med grunnens evne til å transportere varme kan det oppstå en termisk ubalanse i brønnparken. Dette gjelder særlig store anlegg som skal forsyne bygninger med ubalanserte energibehov til kjøling og oppvarming. Overordnet kan bygninger i denne sammenhengen deles inn i to hovedtyper: kjøledominante bygg og varmedominante bygg [49]. For kjøledominante bygg er det årlige kjølebehovet større enn oppvarmingsbehovet, slik at varmepumpeanlegget produserer et netto varmeoverskudd. Dersom varmeoverskuddet avgis til brønnparken kan det resultere i at temperaturen stiger [49], noe som i litteraturen omtales som varmeakkumulering. Dette gjelder typisk for næringsbygg med store interne tilskudd eller bygninger som befinner seg i et varmt klima [16]. For varmedominante bygg vil anlegget motta et varmeoverskudd fra grunnen, noe som kan resultere i at temperaturnivået i brønnparken synker [49]. Dette omtales i litteraturen som utarming og inntreffer i kalde klima [50]. Anlegg som kun benyttes til kjøling eller oppvarming er særlig utsatt for termisk ubalanse i grunnen fordi brønnparken i slike tilfeller benyttes utelukkende som varmekilde eller varmesluk.

Brønnparkens temperaturrespons kan ha innvirkning på både ytelsen og den forventede levetiden til et anlegg. Dersom temperaturendringen i brønnparken blir stor kan et bergvarmeanlegg i verste fall ende opp med å bli ubrukelig etter relativt få år [16, 51]. Dette omtales i litteraturen som *ground fouling* [16, 49]. Begrepet inkluderer både utarming og varmeakkumulering, av en slik grad at grunnvarmesystemet ikke lengre kan benyttes. For et kjøledominant bygg vil dette i praksis si at temperaturen i grunnen har steget til et nivå som gjør at anlegget ikke lengre kan avgi overskuddsvarme til grunnen. For et varmedominant bygg innebærer det at temperaturnivået blir for lavt til at grunnen kan benyttes som varmekilde. I tillegg til redusert ytelse for varmepumpeanlegget kan en varig temperaturendring føre til biologiske forstyrrelser og setningsskader [16, 40, 52]. Dersom frostvæsken eller grunnvannet i borehullene fryser vil dette føre til økt trykk i rørene, noe som kan forårsake lekkasje.

Brønnparkens termiske respons er en viktig faktor som bør tildeles tilstrekkelig oppmerksomhet i anleggets planleggingsfase. Ifølge [16] anbefaler ASHRAE (American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers) at forholdet mellom tid med oppvarmingsbehov og tid med kjølebehov bør være 1.6-1.8 : 1 for å opprettholde termisk balanse. I praksis vil dette si at hver time med maksimalt kjølebehov bør utbalanseres med 1.6 - 1.8 timer med maksimalt oppvarmingsbehov [16]. Temperaturutviklingen simuleres vanligvis ved hjelp av egnet programvare, hvorav noen eksempler er nevnt i litteraturstudiet i Kapittel 3. Hvordan brønnparken responderer på belastningene den utsettes for avhenger av flere ulike faktorer, men i hovedsak geologiske forhold og brønnparkens utforming. I det følgende presenteres noen av disse faktorene.

Geologiske faktorer

De geologiske forholdene i og rundt brønnenparken kan være avgjørende for om det oppstår en termisk ubalanse i grunnen. Som det kommer frem av Fourierloven i Formel 6 vil bergarter med høy varmeledningsevne resultere i større varmeoverføringsrate enn bergarter med lav varmeledningsevne. En bergart med høy varmeledningsevne kan dermed til en viss grad forebygge utarming og varmeakkumulasjon, fordi det resulterer i en større varmeutveksling mellom brønnenparken og omkringliggende grunnmasser. På samme måte vil også hydrogeologiske forhold påvirke brønnenparkens termiske respons. Grunnvannsgjennomstrømning er en faktor som sjelden kartlegges [53], men som kan ha innvirkning på ytelse. Grunnvannsgjennomstrømning vil resultere i et konveksjonsbidrag som gir økt varmeoverføringsrate. Dermed kan grunnens uforstyrrede temperaturnivå i større grad opprettholdes, slik at ytelsen ikke forringes over tid som følge av redusert temperaturdifferanse [15, 51, 54]. På lang sikt vil selv grunnvann med lav strømningshastighet kunne påvirke brønnenparkens termiske respons i betydelig grad [37]. Varmetransport som skyldes grunnvann med lav hastighet kan være vanskelig å oppdage ved hjelp av termisk responstesting dersom testvarighetene som brukes ikke er lang nok [37]. På grunn av kostnader utføres det vanligvis ikke undersøkelser spesifikt rettet mot kvantifisering av grunnvannsgjennomstrømning [53]. Kartlegging av grunnvannsgjennomstrømning i berg er komplisert og resultatene er forbundet med store usikkerheter [55]. I tillegg kan det være en utfordring å inkludere konveksjonsbidrag i modellering av brønnenparker [37], slik at virkningen er vanskelig å estimere. Flere av verktøyene som er i utstrakt bruk til simulering av brønnenparker inkluderer ikke modellering av grunnvann i bevegelse, som for eksempel EED (Earth Energy Designer) [56] og TRNSYS [57]. Det finnes imidlertid egne simuleringsverktøy for modellering av grunnvannsstrømning, som for eksempel FEFLOW [58]. For litteratur som omhandler modellering av bergvarmeanlegg og virkningen av hydrogeologiske faktorer henvises det til litteraturstudiet i Kapittel 3.

Brønnenparkens utførelse

Når det gjelder brønnenparkens utførelse er det i hovedsak størrelse og borehullenes plassering i forhold til hverandre som vil ha innvirkning på anleggets ytelse. For å sikre at en tilfredsstillende effektfaktor opprettholdes er det viktig at brønnenparken er riktig dimensjonert i forhold til forventet termisk belastning fra varmepumpene. For anleggets ytelse er det særlig viktig at samlet mengde borehull kan oppnå tilstrekkelig høy varmeoverføringsrate [59], avhengig av hvor stor andel av bygningens varme- og kjøleeffektbehov som skal dekkes. Total nødvendig borehullslengde kan finnes ved å ta utgangspunkt i de effektmengder som skal overføres mellom brønnenpark og varmepumper. For å unngå unødvendig bruk av spisslast må brønnenparken kunne dekke nominelt effektbehov til oppvarming [59]. Ved dimensjonering etter varmebehov kan nødvendig borehullslengde beregnes fra

$$L_{\text{varme}} = \frac{\dot{Q}_{\text{ut, nom.}}}{\dot{q}_{\text{BH}}} \quad (46)$$

hvor L_{varme} er nødvendig borehullslengde, $\dot{Q}_{\text{ut, nom.}}$ er nominelt effektuttak som skyldes varmedrift og \dot{q}_{BH} er oppnåelig varmeoverføringsrate via konduksjon per meter borehull. Dimensjonering etter kjøleeffekt kan utføres på samme måte.

Brønnboring er som nevnt kostbart. Det finnes ulike metoder som kan redusere nødvendig borehullslengde. Lav borehullsmotstand, R_{BH} øker varmeoverføringsraten, \dot{q}_{BH} og reduserer dermed nødvendig antall borehullsmeter. Ved å benytte kollektorrør med ujevn innside, såkalte turbokollektorer, kan det oppnås større turbulens og dermed større varmeoverføringsrate ifølge produsenten MuoviTech [60]. Hybridløsninger med solfangere kan bidra som en ekstra varmekilde og på denne måten redusere nødvendig borehullslengde til varmedrift. Kuldslagringstanker kan på samme måte benyttes til å redusere nødvendig borehullslengde til kjøledrift. Denne teknologien baserer seg på at varme trekkes ut av kuldslagringstanken i perioder med lavt kjølebehov, slik at man oppnår et lavtemperaturreervoar som kan tilkobles varmepumpens kondensator i perioder med stort kjølebehov. Ved Høgskulen på Vestlandet Campus Kronstad har denne metoden gitt en halvering i nødvendig antall borehull [61].

Borehullenes plassering i forhold til hverandre kan ha en innvirkning på brønnparkens termiske respons og dermed også anleggets ytelse. Vanligvis plasseres borehullene i enkle rektangulære geometrier med en fast innbyrdes avstand. Avstanden som benyttes avhenger av tilgjengelig areal og hva som er vanlig praksis. Vanlig praksis kan variere fra land til land, fra 3 m i Kina til 10 m i Tyskland [20]. Flere borehull plassert i nærheten av hverandre fører til at det oppstår en termisk interferens mellom dem [28, 62, 63]. Brønnparker med flere borehull vil derfor ha en lavere oppnåelig overføringsrate per meter borehull, \dot{q}_{BH} for gitte geologiske forhold enn et enkeltstående borehull [64]. Interferens mellom borehull vil i tillegg påvirke brønnparkens termiske respons. Større bergvarmeanlegg kan benytte seg av brønnparker med flere titalls borehull, noe som gjør store anlegg mer utsatt for varige temperaturendringer i grunnen enn mindre anlegg [65, 66]. Undersøkelser tyder på at brønnparker som har en kompakt geometri med mindre andel randsone i forhold til volum er mer utsatt for varige temperaturendringer enn linjefformasjoner [16]. Ifølge [16] anbefaler ASHRAE at innbyrdes avstand er minimum 6 m for borehull i rutenettformasjon, men at avstanden kan reduseres for borehull som er plassert i en linjeformasjon eller dersom årlige termiske belastninger er velbalanserte. For en grundigere gjennomgang av hvordan brønnparkens utførelse kan påvirke ytelse og termisk respons henvises det til Kapittel 3.4 i litteraturstudiet.

Andre systemvalg som påvirker brønnparkens respons

Ved hjelp av presis dimensjonering og reguleringsmetoder en termisk balanse opprettholdes selv i anlegg med stor ubalanse mellom varme- og kjølemengder. Det finnes ulike tiltak som kan forebygge utarming og varmeakkumulasjon. Hybridanlegg er en mye brukt metode som baserer seg på at grunnvarmesystemet kombineres med et tilleggssystem som bidrar med ekstra varmeuttak eller varmetilførsel til grunnen [67]. Tilleggssystemet fungerer som et ekstra varmesluk eller en ekstra varmekilde for varmepumpen, slik at en langsiktig energibalanse er lettere å oppnå på grunn av økt fleksibilitet. Vanligvis benyttes tilleggssystemet som spisslast i perioder med stort kjøle- eller varmebehov, mens grunnvarmesystemet tar seg av grunnbelastningen [49]. For eksempler på hybridløsninger og andre metoder som kan benyttes for å forebygge utarming eller varmeakkumulering henvises det til Kapittel 3.5.

Sesonglagring og frikjøling

Dersom det utføres grundig forarbeid og nøyaktig dimensjonering kan brønnparkens respons utnyttes på en måte som er fordelaktig for anleggets ytelse. En brønnpark bestående av et tilstrekkelig stort antall energibrønner i rutenettformasjon kan fungere som et termisk sesonglager. Ved å øke brønnparkens volum sammenlignet med mengde randsoner kan varmeoverføringsraten mellom brønnparken og omkringliggende grunnmasser få redusert betydning sammenlignet med termisk belastning fra varmepumpene [16]. Dermed er det mulig å oppnå sesonglagring av overskuddsvarme fra kjøledrift om sommeren, slik at denne kan hentes ut igjen om vinteren når varmebehovet er stort [9]. Dette resulterer i at temperaturresponsen til brønnparken får en sinusformet profil med økende temperatur i kjølesesongen og synkende temperatur i varmesesongen. På denne måten holdes gjennomsnittstemperaturen stabil over lang tid samtidig som at det oppnås økt effektfaktor i både kjøle- og varmedrift på grunn av gunstige temperaturdifferanser.

Et veldimensjonert anlegg kan utnytte det lave temperaturnivået som oppstår i brønnparken i overgangen fra varmesesong til kjølesesong. I denne perioden kan anlegget levere frikjøling, det vil si varmeavgivelse til brønnpark uten bidrag fra varmepumpens kompressor. Frikjøling er mulig i perioder hvor temperaturen i brønnparken er lavere enn temperaturnivået til kuldebæreren i kjølekretsen, for eksempel etter lengre perioder med varmedrift. Etter en stund vil det imidlertid oppstå termisk likevekt mellom grunn og frostvæske og aktiv kjøling ved hjelp av kjølemaskin må brukes videre.

Dersom brønnparken skal kunne benyttes til frikjøling bør varmeoverføringsraten med brønnparken kunne dekke bygningens maksimale effektbehov til kjøling [59]. Dette er for å sikre at et tilfredsstillende inneklime kan opprettholdes. I så fall må total borehullslengde oppfylle følgende sammenheng:

$$L_{\text{kjøling}} = \frac{\dot{Q}_{\text{inn, maks.}}}{\dot{q}_{\text{BH}}} \quad (47)$$

hvor $L_{\text{kjøling}}$ er nødvendig borehullslengde, $\dot{Q}_{\text{inn, maks.}}$ er maksimalt effekttilskudd som skyldes kjøledrift og \dot{q}_{BH} er oppnåelig varmeoverføringsrate per meter borehull.

3 Litteraturstudie

Dersom det ikke iverksettes egnede tiltak i anlegget ved BUS kan resultatet bli langvarig temperaturendring. Litteraturstudiet som utføres i denne oppgaven fokuserer derfor i hovedsak på varmeakkumulering og utarming i grunn som følge av varmepumpeanlegg. Dette er en interessant problemstilling som har innvirkning på ytelsen til grunnvarmeanlegg og som reduserer energi- og utslippsbesparelser.

Det gis først en kort innføring i teknologiens historie. Deretter presenteres ulike forskningsarbeider som omhandler langsiktig ytelse og den termiske responsen i grunnen rundt energibrønner. Det presenteres ulike metoder som kan brukes for å unngå varig temperaturendring og ulike simuleringeverktøy som kan benyttes i planleggingsfasen.

3.1 Historisk perspektiv

Ifølge Sarbu og Sebarchievici [3] ble det første kjente tilfellet av grunnvarme brukt som kilde for en varmepumpe omtalt i en Sveitsisk patent fra 1912. Dermed har grunnvarme blitt forsket på i omtrent et århundre. Interessen nådde et høydepunkt etter andre verdenskrig i Europa og Nord-Amerika, men avtok på 1950-tallet med olje- og gassindustriens fremvekst [3]. En nyvunnet interesse oppstod med oljekrisen på 1970-tallet, og i de følgende tiårene ble det utført eksperimentelt arbeid og forsøk på å utvikle standardiserte metoder for dimensjonering og oppføring av grunnvarmeanlegg.

Antall installerte grunnvarmeanlegg har de siste årene hatt en jevn vekst på omtrent 10 - 30 % på global basis [68]. I Europa finnes det over 1 million grunnvarmeanlegg, og omtrent en tredel av disse befinner seg i Sverige [27]. De geologiske forholdene er like gunstige i Norge, som er et av landene i verden med størst økning i antall anlegg [14]. Med mer enn 26 000 anlegg i drift produserer disse en energimengde på rundt 3,5 TWh/år [10]. Forskingen har blant annet hatt fokus på kartlegging av grunnens termiske egenskaper [69-72], reduksjon av investeringskostnader [73, 74], videreutvikling av dimensjonerings-metodikk [75-77] og ytelse under ulike forhold [8, 36, 78-82].

Det er utviklet flere ulike modeller for simulering av borehullsvarmevekslere og grunnvarmeanlegg. De enkleste modellene er ifølge Choi et al. [83] *infinite-line-source*-modellen og *infinite-cylindrical-source*-modellen. Disse analytiske modellene betrakter grunnen som et uendelig volum og varmeoverføringen betraktes som én-dimensjonal varmeledning i en retning perpendikulært på borehullets lengdeakse [83]. Som opphav til *infinite-line-source*-modellen og *infinite-cylindrical-source*-modellen henvises det til bøker skrevet på 50-tallet av henholdsvis Ingersoll et al. [84] og Carslaw og Jaeger [85]. I 1987 utviklet Eskilson [86] en modell i sin doktoravhandling som fikk navnet *g-funksjonen*. Modellen baserer seg på både numeriske og analytiske betraktninger, og brukes til å estimere temperaturresponsen til borehullsveggen i en enkeltstående borehullsvarmeveksler i homogene grunnmasser [87]. *G-funksjonen* er omtalt flere steder i litteraturen [15, 83] og benyttes fortsatt ved modellering av grunnvarmesystemer [87, 88]. I 1989 utviklet Hellström en numerisk modell ved navn *Duct Storage Model* (DST), som i 1996 ble videreutviklet for å kunne implementeres i TRNSYS [89]. Denne modellen er av betydning for arbeidet som utføres i denne oppgaven og er derfor tildelt en grundigere beskrivelse i Kapittel 4.3.3. Yavusturk og Spitler [90] undersøkte i 1999 korttidsresponsen til et borehull med utgangspunkt i *g-funksjonen* til Eskilson [86] og utviklet en numerisk modell.

Modellen inkluderer de termiske egenskapene til den energibærende væsken og varmemotstanden til rør- og fyllmaterialer. De siste tiårene er det blitt utbredt å bruke numeriske metoder i modelleringen [17, 35, 54, 64, 83, 91], noe som gir økt fleksibilitet. Både *finite-element*-metoder [16, 51, 92, 93] og *finite-difference*-metoder [15] benyttes til å modellere brønnparker.

3.2 Effekten av grunnvann og konveksjon

Mange av de mest anvendte modellene baserer seg i hovedsak på Fouriers lov om varmeledning, deriblant *analytical line-source model*, *cylindrical-source model* og flere nyere numeriske modeller [94]. Dette er en forenkling som er i utstrakt bruk ved simulering av grunnvarmeanlegg [83], og de siste tiårene har det blitt utviklet mange tester, modeller og dimensjoneringsmetoder for oppføring av energibrønner i områder uten grunnvannsgjennomstrømning [37]. Denne forenklingen er også implementert i flere av de mest brukte simuleringsverktøyene, deriblant EED og TRNSYS [35]. Ifølge Hecht-Méndez et al. [63] utførte Eskilson en av de første kjente undersøkelsene av konveksjonseffekter i energibrønner i sin doktoravhandling i 1987 [86]. Eskilson konkluderte den gang med at konveksjon har en neglisjerbar virkning på varmeoverføringen i borehull [86]. Det har siden den gang blitt utført undersøkelser som tyder på at grunnvannets nivå og bevegelser har en betydelig innvirkning, og hydrogeologiske faktorer fått et økt fokus.

Fan et al. [95] har utviklet en numerisk *finite-volume*-modell som inkluderer konveksjon. Modellen er brukt til simulering av et varmpumpeanlegg som kombinerer borehull og døgnlagring av kulde i grunnen. Simuleringene tyder på at tilstedeværelse av grunnvann påvirker varmeoverføringen i betydelig grad, og at grunnvannets hastighet er av betydning. I kjøledrift ble effektiviteten til kuldelagringen redusert som følge av konveksjon, mens effektiviteten i varmedrift ble forbedret. Det konkluderes med at høy strømningshastighet er fordelaktig for tradisjonelle grunnvarmeanlegg. I [78] utfører Fan et al. en årssimulering av det samme anlegget for et bygg med dominerende kjølebehov. Resultatene viser at metoden med kuldelagring er gunstig, da kun 2,28 % av totalt kjølebidrag i løpet av et år endte opp som netto varmeinput til grunnen.

Angelotti et al. [35] har utviklet en numerisk *finite-difference*-modell og undersøkt varmeoverføring mellom en enkeltstående borehullsvarmeveksler og en sandfylt akvifer. Det er utført årssimuleringer for et anlegg som benyttes til kjøling og oppvarming, hvor virkningen av ulike grunnvannshastigheter undersøkes. Simuleringene viser at varmeoverføringsraten gjennomgår en betydelig ikke-lineær økning med økende grunnvannshastighet, et resultat som er overensstemmende med lignende undersøkelser. Simuleringene tyder i tillegg på at en høy grunnvannshastighet vil moderere den fordelaktige lave temperaturen som oppstår ved starten av kjølesesongen. Angelotti et al. konkluderer derfor med at høy grunnvannshastighet kan redusere ytelsen til anlegg som bidrar med både kjøling og oppvarming, noe som er overensstemmende med resultatet til Fan et al [95].

Wang et al. [94] har utført en in-situ undersøkelse i Baoding, Kina. Arbeidet presenterer sammenhengen mellom grunnens temperaturgradient og konveksjon forårsaket av varme og kalde grunnvannsstrømmer. Det presenteres en forenklet analytisk modell for estimering av strømningshastighet. Temperaturgradienten i et borehull ble undersøkt, og det ble tatt prøver av jordsmonnet ved ulike dybder. Ut fra måleresultatene ble grunnvannets strømningshastighet estimert. Wang et al. konkluderer med at mengden og plasseringen av ulike grunnvannsstrømmer har betydning for varmeoverføringen, og at grunnvann i bevegelse kan være fordelaktig for anlegg med ubalanse mellom varme- og kjølebehov.

Flere modeller benytter en såkalt *depth-averaging-approach* som betrakter grunnen som en homogen masse med uniforme egenskaper [63]. Lee og Lam [15] har utviklet en numerisk modell som tar hensyn til ulike sjikt i grunnen med ulike termiske egenskaper, og som i tillegg inkluderer effekten av inhomogen grunnvannsgjennomstrømning. Også Zhou et al. [96] har utviklet en numerisk modell som tar hensyn til sjikt i grunnen. Grunnens langsiktige respons som resultat av tilført overskuddsvarme fra et grunnvarmeanlegg er simulert ved hjelp av FLUENT. Resultatene viser at temperaturresponsen i grunnen varierer lagvis på grunn av lagenes ulike termiske egenskaper, og at temperaturøkningen er tilnærmet proporsjonal med varmeledningsevnen til hvert sjikt. Varmefluksen langs borehullet varierer proporsjonalt med de ulike sjiktens varmeledningsevne.

3.3 Resultater av ubalansert termisk belastning

Et annet tema med økende fokus er den langsiktige ytelsen til grunnvarmeanlegg [51, 92, 97]. For at et anlegg skal kunne yte optimalt gjennom sin forventede levetid, må det driftes på en bærekraftig måte [65], slik at varige endringer i grunnens temperaturnivå holdes på et akseptabelt nivå. Det forskes derfor på langtidsvirkningen av ubalanserte energimengder og forebyggende tiltak [92].

Rybach og Eugster [65] har undersøkt et grunnvarmeanlegg brukt til oppvarming i Sveits. Kollektoren bestod av et 105 m dypt borehull med koaksial utforming. Temperaturen i nærliggende områder rundt borehullet ble målt ved starten av hver oppvarmingssesong. Målinger ble utført over en periode på 15 år, og numeriske simuleringer ble utført. Resultatene viste en påvirkning fra utetemperatur i det øverste sjiktet på 15 m, før temperaturnivået stabiliserte seg lengre ned. Varmeuttaket resulterte i et synkende temperaturnivå i området rundt borehullet de første årene, før det oppstod en kvasi-likevektstilstand som stanset ytterligere utarming.

En nyere studie utført av Wang et al. [66] har sammenlignet virkningen av ubalansert belastning på en enkeltstående borehullsvarmeveksler med virkningen det har på en brønnpark. Den termiske responsen i grunnen gjennom 50 år er simulert, med et årlig varmeuttak som tilsvarer 16 % av årlig varmetilførsel. Resultatet tyder på at det i hovedsak er brønnparker med flere borehull som er utsatt for varmeakkumulering. Den enkeltstående borehullsvarmeveksleren ble i liten grad påvirket av ubalansen, noe som stemmer overens med resultatet til Rybach og Eugster [65]. For en brønnpark med 3x3-konfigurasjon øker temperaturen til frostvæsken fra 18 °C til omtrent 30 °C i løpet av 50 år. Wang et al. [66] konkluderer i tillegg med at økt antall borehull og økt innbyrdes avstand kan redusere varmeakkumuleringen, men at den mest kostnadseffektive løsningen er å begrense differansen mellom kjøle- og varmebelastningen.

Undersøkelser utført av Signorelli et al. [64] tyder på at gjenopprettelsestiden for grunnen omkring en brønnpark er vesentlig lengre enn for et enkeltstående borehull. Numeriske simuleringer av 30 års varmedrift med ett borehull og med en brønnpark bestående av seks borehull i 2x3-formasjon er utført. Konveksjon fra grunnvannsstrømmer inkluderes ikke i undersøkelsen. Simuleringene resulterte i en gjenopprettelsestid på 30 år for det enkeltstående borehullet og 70 år for brønnparken med seks borehull.

Lazzari et al. [51] har undersøkt langtidsytelsen under ulike belastningsforhold og med ulike borehullskonfigurasjoner ved hjelp av en numerisk modell. Konveksjonsbidrag fra grunnvann neglisjeres og grunnen modelleres med homogene egenskaper og uniform temperatur. Den laveste temperaturen til frostvæsken over en 50-års periode som resultat av ulike kombinasjoner av belastningsforhold og konfigurasjon er kartlagt. Resultatene tyder på at et enkelt borehull ikke behøver å kompenseres med kjøledrift om sommeren for å kunne bidra med oppvarming over lengre tid. En linjeformasjon av borehull behøver delvis kompensasjon i form av kjøledrift, mens en kvadratisk utformet brønnpark krever en tilnærmet fullstendig utbalansering av varmebehov i form av kjøledrift.

Zhang og Wei [12] har analysert temperaturresponsen i en brønnpark som resultat av kjøledominant drift ved hjelp av driftsdata fra et grunnvarmeanlegg med en brønnpark bestående av 1100 borehull på 30 m. Det undersøkte anleggets årlige energibehov utgjøres av 40 % oppvarming og 60 % kjøling. Data fra en driftsperiode på 3 år er analysert. Dataene viser at anlegget opererer utenfor dimensjonert driftsområde store deler av året, noe som resulterer i redusert effektfaktor. I løpet av de 3 årene som overvåkes øker temperaturen i grunnen omtrent 2 °C.

Yang et al. [54] har ved hjelp av numeriske metoder undersøkt konsekvensene av kjøledominant drift. En todimensjonal numerisk modell som inkluderer konveksjon fra grunnvann i bevegelse er utviklet, og en brønnpark med 10x10-konfigurasjon er undersøkt. Modellen brukes til å undersøke hvordan ubalanse mellom varme- og kjølebehov, grunnens termiske egenskaper og grunnvanns gjennomstrømning påvirker grunnens temperatur. Arbeidet konkluderer med at borehullskonfigurasjon er en faktor som enten kan bidra til eller forebygge termisk ubalanse i grunnen. I tillegg understrekes viktigheten av velbalanserte energimengder for brønnparker som opptar et stort areal. Responsen i brønnparken påvirkes av grunnens egenskaper og grunnvannsgjennomstrømning motarbeider varmeakkumulering.

Chiasson, Rees og Spitler [37] har undersøkt hvordan grunnvannsstrømning påvirker kartlegging av grunnens egenskaper under termisk responstesting, samt hvordan den langsiktige responsen til en brønnpark påvirkes. En modell bestående av en enkel borehullvarmeveksler og en numerisk *finite-element*-modell av strømmende grunnvann er brukt til å simulere termiske responstester under ulike geologiske forutsetninger. Resultatene fra de simulerte testene brukes, i henhold til standard prosedyrer, til å estimere grunnens varmeledningsevne for de ulike tilfellene. De ulike tallene for varmeledning benyttes videre i simulering av et grunnvarmeanlegg med flere borehull. Belastningen som benyttes er data fra et reelt bygg, og langtidsresponsen til brønnparken er simulert for hvert sett med geologiske forutsetninger. Resultatene tyder på at grunnvannets hastighet kan avgjøre hvor nøyaktige resultater det er mulig å oppnå fra en termisk responstest.

Den laveste undersøkte hastigheten gav følgende utslag med en standard testvarighet på 50 timer: 1,12 W/(m·K) for 60 m/år mot 1,11 W/(m·K) uten grunnvannsgjennomstrømning. En økt testvarighet på 168 timer resulterte i en estimert varmeledningsevne på 1,2 W/(m·K) for samme grunnvannshastighet. Større hastighet resulterte i økt estimert varmeledningsevne og større differanse mellom de to testvarighetene. For den langsiktige responsen til den simulerte brønnparken var selv saktegående grunnvannsstrømmer av betydning, og 60 m/år var nok til å holde temperaturnivået stabilt. En moderat grunnvannshastighet resulterte i størst overdimensjonering av brønnparken.

Zanchini et al. [92] har utført en studie som undersøker temperaturresponsen til en brønnpark gjennom en hel sesong og responsen under effektopper. Dette er gjort ved hjelp av *finite-element*-simuleringer i COMSOL Multiphysics. Resultatene presenteres som dimensjonsløse verdier, og tyder på at grunnvannsgjennomstrømning ikke påvirker brønnparkens respons under effektopper på timenivå, men at det er av betydning for anleggets langsiktige ytelse. Forfatterne refererer i tillegg til tidligere utført arbeid, hvor de fant at en hastighet på omtrent 30 m/år kan være tilstrekkelig til å opprettholde et bærekraftig temperaturnivå, selv med stor ubalanse mellom varme- og kjølemengder [92, 98].

3.4 Borehullskonfigurasjon og kollektortype

Borehullenes plassering i forhold til hverandre kan påvirke brønnparkens termiske respons over tid og dermed også ytelsen til et anlegg [16, 99]. Choi et al. [83] har brukt en todimensjonal transient elementmetode til å undersøke effekten grunnvannsgjennomstrømning har på ulike borehullskonfigurasjoner. Over en periode på 15 år ble det simulert et netto varmeuttak fra 9 borehull plassert i ulike konfigurasjoner og med ulike grunnvannsforhold. Konfigurasjonstypene L-formasjon, rett linje og rektangulær ble undersøkt. Studien konkluderer med at tilstedeværelse av grunnvannsgjennomstrømning reduserer temperaturfallet som forårsakes av varmeuttaket. Dette resultatet stemmer overens med andre arbeider [54, 92]. I tillegg konkluderer Choi et al. med at den rektangulære konfigurasjonstypen er mest sensitiv for grunnvannets strømningshastighet. Både linjeformasjonen og L-formasjonen ble påvirket av strømningsretning, med linjeformasjonen som den mest sensitive konfigurasjonen. Strømningsretning hadde neglisjerbar virkning på den rektangulære konfigurasjonen.

De fleste brønnparker modelleres med en forenklet konfigurasjonsgeometri, som for eksempel rektangulær, L-form eller T-form, uavhengig av hvordan sluttgeometrien ser ut. Teza, Galgaro og Carli [97] har utført simuleringer av en brønnpark bestående av 28 borehull med en dybde på 100 m. Brønnparken skal etter planen forsyne et eksisterende næringsbygg på 14 900 m³ med kjøling og varme, og energibrønnene skal plasseres i et irregulært mønster. Resultatene sammenlignes med simuleringer av et rektangulært rutenett med 4x7-konfigurasjon og omtrent samme innbyrdes avstand, for å undersøke hvor utslagsgivende det er å forenkle brønnparkens geometri i dimensjoneringsfasen. En periode på 25 år simuleres ved hjelp av en *finite-element*-metode. Simuleringene tyder på at en forenkling av den undersøkte brønnparkens geometri ikke gir betydelig utslag på høyeste og laveste frostvæsketemperaturer.

Law og Dworkin [16] har utført simuleringer av fire bygninger; et sykehus, et gatekjøkken, en bolig og en skole. Temperaturresponsen for ulike borehullskonfigurasjoner er undersøkt ved hjelp av finite-element-metoder. Hvert bygg simuleres over en periode på 20 år med borehullskonfigurasjonene 2x2, 4x4 og 2x8. Temperaturendringen i grunnen skjer raskest de første årene, før den avtar gradvis. Den største temperaturendringen skjer i midten av brønnparken. I tillegg viser resultatene fra simuleringer av 2x2-konfigurasjonen at en innbyrdes avstand på 6 m (som anbefales av ASHRAE) ikke alltid er tilstrekkelig til å forhindre termisk ubalanse. Det konkluderes med at en 2x8-konfigurasjon er bedre egnet til å opprettholde et konstant temperaturnivå enn en 4x4-konfigurasjon på grunn av et større omkringliggende grenseareal. Den største temperaturendringen inntreffer i simuleringen av gatekjøkkenet. Et stort kontinuerlig kjølebehov resulterer i at temperaturen midt i brønnparken øker til 35 °C i løpet av 4,5 år og 6,5 år for henholdsvis 4x4- og 2x8-konfigurasjonen.

Yuan et al. [99] har utviklet en modell for simulering av brønnparker som inkluderer temperaturvariasjoner mellom borehullenes vegger. Det utføres simuleringer av en kvadratisk brønnpark i 90 dager. Det benyttes en kombinasjon av analytiske og numeriske metoder, og borehullene kategoriseres etter deres plassering i brønnparken; hjørne, kant eller sentralt. Resultatene viser at varmefluksen er lik for alle borehullene i oppstartsfasen, før det oppstår interferens mellom dem. Etter en stund har borehullene med hjørneplassering den største varmeoverføringsraten, etterfulgt av borehull med kantplassering. Borehull med sentral plassering i brønnparken har den laveste varmeoverføringsraten. Resultatene viser også at redusert interferens kan oppnås ved å øke innbyrdes avstand mellom borehullene eller ved å benytte en diskontinuerlig driftsstrategi og øke andel nedetid i forhold til driftstid. Grunnens termiske restitusjonsrate reduseres over tid, og er ifølge Yuan et al. mest avhengig av forholdet mellom nedetid og driftstid.

3.5 Metoder som kan redusere termisk ubalanse i brønnparker

I litteraturen er det nevnt en rekke ulike metoder som kan forebygge termisk ubalanse i brønnparker, hvor de fleste er reguleringsstrategier eller hybridssystemer.

3.5.1 Reguleringsstrategier

Paly et al. [20] har ved hjelp av lineær programmering utviklet en optimaliseringsstrategi for regulering av varmeuttak fra brønnparker. Strategien baserer seg på at ulike borehull belastes i ulik grad på en måte som optimaliserer varmepumpens ytelse mot grunnens temperaturrespons og variasjoner i varmebehov. Hecht-Méndez et al. [63] har videreutviklet optimaliseringsstrategien presentert av Paly et al. [20] for å undersøke virkningen av grunnvannsgjennomstrømning. Temperaturfordelingen rundt 25 borehull som følge av 15 ulike grunnvannshastigheter undersøkes, og basert på resultatet utvikles det strategier for varmeuttak som skal optimalisere varmepumpens ytelse. Studien konkluderer med at individuell styring av borehull kan være fordelaktig avhengig av strømningshastighet og andre parametere.

Wan et al. [67] har foreslått en ny reguleringsstrategi for et hybridanlegg bestående av et grunnvarmesystem og en vandrevet kjølemaskin. Anlegget er tilknyttet et kjøledominant bygg. Den foreslåtte reguleringsstrategien baserer seg på at den vandrevne kjølemaskinen fortrinnsvis benyttes som varmesluk dersom våtkuletemperaturen i uteluften er lavere enn settverdien for våtkuletemperaturen inne i bygget. Når kjølebehovet overstiger kapasiteten til kjølemaskinen flyttes kjøledriften over til brønnparken. Dersom våtkuletemperaturen i uteluften derimot er høyere enn

settverdien, vil brønnparken fortrinnsvis benyttes som varmesluk, før tilleggssystemet tas i bruk når kjølebehovet overstiger kapasiteten til brønnparken. Anlegget simuleres i TRNSYS med 20 års driftstid, og den nye reguleringsstrategien sammenlignes med to konvensjonelle løsninger. Resultatene illustrerer at den nye strategien kan bidra til å holde temperaturen stabil på en energieffektiv måte, mens de to konvensjonelle strategiene i ulik grad fører til termisk ubalanse i brønnparken.

3.5.2 Tiltak mot utarming

Lavt temperaturnivå i brønnparken som følge av et dominerende energibehov til oppvarming kan utnyttes i form av frikjøling. Alternativt kan det benyttes en hybridløsning hvor tilleggssystemet fungerer som en ekstra varmekilde, som for eksempel spillvarme, en luft-til-væske-varmepumpe eller et solfangeranlegg.

Frikjøling

Wu et al. [100] foreslår frikjøling som løsning på problemet med utarming av brønnparker i de kaldeste områdene i Kina. Bygninger som befinner seg i områder med kaldt vinterklima har i utgangspunktet ikke behov for kjøling, slik at energiforbruk til kjølesystem ikke prioriteres. Wu et al. [100] foreslår frikjøling om sommeren som et tiltak for å gjenvinne noe av det synkende temperaturnivået i brønnparken og samtidig oppnå sommerkjøling uten ekstra energiforbruk. Simuleringer utført i TRNSYS tyder på at frikjøling kan bidra til å opprettholde balanse i brønnparken og samtidig bidra til et forbedret inneklima om sommeren.

Pahud, Belliardi og Caputo [59] har utviklet en metode som kan benyttes til å undersøke muligheten for frikjøling, i tillegg til en dimensjoneringsmetodikk for brønnparker som skal benytte seg av dette. Studien kartlegger ulike faktorer som påvirker potensialet for at et anlegg kan oppnå frikjøling, og hvilke faktorer som bør inkluderes i dimensjoneringsarbeidet. Det utvikles en applikasjon til TRNSYS som kalles COOLSIM2, som benyttes til å simulere et anlegg som bidrar med oppvarming og frikjøling til et lavenergi-kontorbygg. Simuleringer utføres over en driftstid på 50 år. Resultatene viser at frikjøling i hovedsak er fordelaktig for bygninger med lavt energiforbruk, og i anlegg hvor kjøletemperaturen ikke er for lav og temperaturnivået i grunnen ikke er for høyt. Forholdstallet mellom energien som avgis til grunnen og energien som hentes ut fra grunnen er en avgjørende faktor, og 50 % er et gunstig nivå for frikjøling. Det påpekes at dimensjoneringsmetoden som presenteres i alle tilfeller må suppleres med simuleringer.

Zhou et al. [23] har utført eksperimentelle undersøkelser og numeriske simuleringer av et grunnvarmeanlegg som forsyner et kontorbygg med varme og kjøling, for å undersøke om frikjøling av bygningen er gjennomførbart. Anlegget simuleres i TRNSYS med tre ulike driftsmoduser; varmemodus, konvensjonell kjølemodus og frikjøling. Simuleringer over en driftsperiode på 10 år viser en gjennomsnittlig effektfaktor på 3,8 i konvensjonell kjølemodus og 23,3 under frikjøling. Drift med frikjøling avgir mindre varme til grunnen enn normal kjøledrift. Løsningen som inkluderte frikjøling gav en økende energibesparelse for hvert år, sammenlignet med konvensjonell kjøledrift. Den samlede energibesparelsen etter 10 år ble 8,1 %. Studien konkluderer med at frikjøling kan gi tilfredsstillende resultater for bygninger med liten differanse mellom kjøle- og varmebehov under visse forutsetninger, som at bygningens innvendige termiske og fuktmessige belastninger må være tilstrekkelig lave og at klimaet må være relativt kaldt og tørt.

Hybridanlegg

You et al. [101] har undersøkt et hybridanlegg hvor tilleggssystemet består av en varmepumpe som henter varme fra uteluft, og som benytter seg av *thermosiphon-prinsippet*. Når varmepumpen driftes som thermosiphon benytter den seg av naturlig konveksjon, slik at kuldemediet sirkuleres uten bidrag fra kompressoren. Hjelpekretsen kan på denne måten overføre varme til grunnen med høy effektfaktor. Resultatene fra undersøkelsen viser at denne metoden kan opprettholde termisk balanse i grunnen med en høyere energieffektivitet enn et hybridanlegg som benytter en konvensjonell varmekilde som hjelpesystem. I tillegg er den undersøkte løsningen mer økonomisk enn å benytte solfanger dersom driftstiden er 30 år.

Wu et al. [50] har undersøkt muligheten for å benytte kjøletårn i anlegg som i utgangspunktet er varmedominante, men som befinner seg i et klima med skiftende karakter. Hypotesen i studiet er at kjøletårnet kan kvitte seg med overskuddsvarme samtidig som en absorpsjonsvarmepumpe driftes i kjølemodus, slik at en bedre termisk balanse kan opprettholdes og nødvendig mengde borehull kan reduseres. Simuleringer utført ved hjelp av TRNSYS tyder på at løsningen kan opprettholde termisk balanse i brønnparken. Hybridsystemet med absorpsjonsvarmepumpe oppnår bedre ytelse i varmemodus enn et tilsvarende hybridsystem med konvensjonell varmepumpe, men yter dårligere i kjølemodus. Mengden borehull kan reduseres med 37 - 52 % og dermed oppnås en reduksjon i nødvendig arealforbruk.

Babak [102] har undersøkt nytteverdien av å lagre spillvarme fra en gassturbin i grunnen og gjenvinne denne i perioder med stort oppvarmingsbehov. Ytelsen til et varmepumpeanlegg i Iran som benytter seg av 9 borehullsvarmevekslere med spiralformede kollektorrør undersøkes og temperaturen i grunnen overvåkes. Det foreslås et tilleggssystem med en mikro-gassturbin og 16 ekstra borehull, som kan generere elektrisitet og lagre overskuddsvarme i de 16 borehullene. I perioder med varmebehov henter grunnvarmepumpen varme fra de 9 opprinnelige borehullene. Babak konkluderer med at kombinasjonen grunnvarmeanlegg og mikro-gassturbin er energieffektivt og lønnsomt. I tillegg påpekes fordelene ved å benytte spiralkollektorer, som gir reduserte borekostnader sammenlignet med u-rør.

Hybridanlegg med solvarme

Anlegg som kombinerer solenergi med grunnvarme er en hybridløsning med økende popularitet [6]. Denne typen anlegg omtales i litteraturen som *Solar Assisted Ground Source Heat Pumps (SAGSHP)*, og det finnes flere studier som tyder på at dette er en metode som effektivt kan redusere virkningen av ubalanserte energimengder og feildimensjonering. Ifølge Bi et al. [103] ble hybridsystemer som kombinerer solvarme og grunnvarme foreslått av P. D. Metz [104] i 1982. Solvarme kan kombineres med grunnvarme på mange ulike måter. For forebygging av utarming kan varme fra solfangere sendes ned i brønnparken som et regenererende tiltak. Alternativt kan varmepumpen veksle mellom å benytte grunnvarme og solvarme som kilde for å unngå at varmeuttaket fra brønnparken blir for stort.

Kjellsson, Hellström og Perers [28] har undersøkt ulike kombinasjoner av grunnvarmesystemer og solfangere ved hjelp av simuleringer i TRNSYS. Resultatene viser at solfangere er et effektivt tiltak for å motvirke utarming av grunnen for anlegg med underdimensjonerte energibrønner. Nødvendig energi til sirkulasjonspumper kan imidlertid overstige besparelsen i varmepumpens energiforbruk, avhengig dimensjoneringsarbeidet som utføres. Effektfaktoren til varmepumper i solfangerhybridanlegg kan bli høy i perioder hvor temperaturen på fordampersiden blir hevet av solfangersystemet. Den årlige sesongfaktoren for underdimensjonerte anlegg var derimot lav, som kan resultere i at effektfaktoren gir et feilaktig bilde av anleggets totale effektivitet. For veldimensjonerte anlegg vil den mest fornuftige bruken av solenergi være oppvarming av tappevann i perioden mars til oktober og regenerering av energibrønner i perioden november til februar.

Xi et al. [105] har utført eksperimentelle studier på et testanlegg bestående av solfangere koblet i serie med et grunnvarmesystem. Brønnparkens termiske respons og anleggets ytelse registreres. Flere driftsmoduser undersøkes over en sammenlagt periode på 22 dager. Resultatene tyder på at anleggets ytelse i varmedrift er direkte avhengig av borehullets temperaturnivå. Kontinuerlig driftsmodus uten bidrag fra solfangere resulterte i størst reduksjon i temperatur og dermed størst reduksjon i COP. Kontinuerlig driftsmodus med bidrag fra solfangere resulterte i konstant temperaturnivå og en samlet systemeffektfaktor på 4,66. I tillegg konkluderer arbeidet med at varme fra solfangere kun bør brukes til å opprettholde tilstrekkelig termisk balanse i grunnen. Det anbefales at et eventuelt overskudd utover dette ikke avgis til grunnen, men at den fortrinnsvis brukes som kilde for varmepumpen eller til gulvvarme for å sikre høyest mulig energieffektivitet.

Eslami-nejad og Bernier [106] har utført simuleringer på et hybridanlegg bestående av solfangere og et borehull med doble u-rør. Konvensjonell grunnvarmedrift sammenlignes med en driftsstrategi som avgir varme fra solfangeren til grunnen. Resultatene fra simuleringer av 20 års driftstid tyder på at varmepumpens energiforbruk ikke reduseres nevneverdig for solhybridanlegget sammenlignet med et konvensjonelt grunnvarmeanlegg. Den nødvendige borehullslengden reduseres imidlertid med 17,6 % og 33,1 % for to ulike systemkonfigurasjoner med solfangere.

3.5.3 Tiltak mot varmeakkumulering

For bygninger med dominant kjølebehov må tilleggssystemet fungere som et ekstra varmesluk for å forhindre at temperaturen i brønnparken stiger. Tilleggssystemet kan bestå av for eksempel tørrkjølere [107], kjøletårn [107, 108] eller en kjøledam [76, 109].

I en nyere studie utført av Zhou et al. [52] presenteres en reguleringsstrategi for et hybridssystem med kjøletårn som baserer seg på at kjøletårnet benytter overgangsperioden mellom sesongene til å kvitte seg med overskuddsvarme lagret i grunnen. To anlegg modelleres i TRNSYS: et hvor grunnvarmesystemet er seriekoblet til kjøletårnet og et hvor systemene parallellkobles. Simuleringer utføres over 30 år. Resultatene demonstrerer at bruk av kjøletårn i overgangsperioder forhindrer temperaturøkning i brønnparken på en effektiv måte, men at denne løsningen fører til økt energiforbruk. I tillegg presenteres det to reguleringsstrategier for bruk av kjølemaskin som tilleggssystem, i et forsøk på å redusere energiforbruket. Kjølemaskinen som ble brukt i simuleringene hadde ikke høy nok sesongfaktor i kjølemodus, og resulterte ikke i redusert energiforbruk sammenlignet med bruk av kjøletårn.

Nyttiggjøring av overskuddsvarme

For å oppnå økt energieffektivitet kan overskuddsvarmen fra kjøleprosessen nyttiggjøres i stedet for å avgis til omgivelsene, som for eksempel varme i fortau eller parkeringsanlegg [68]. Mer konvensjonelle bruksområder inkluderer forvarming av tappevann og forvarming av ventilasjonsluft.

Li, Yang og Zhang [110] har undersøkt muligheten for å benytte en grunnvarmepumpe til romvarme, kjøling og oppvarming av tappevann. Et boligbygg er undersøkt ved hjelp av en 3D-modell og simuleringer i FLUENT. Temperaturfordelingen i grunnen for et konvensjonelt grunnvarmeanlegg og et anlegg hvor overskuddsvarmen benyttes til oppvarming av tappevann sammenlignes. Resultatene viser at temperaturen i grunnen stiger med 2 °C i løpet av 6 års drift uten oppvarming av tappevann, og at den synker med 0,7 °C i løpet av samme periode med oppvarming av tappevann.

Cui et al. [111] har undersøkt verdien i å bruke overskuddsvarme fra kjøling til oppvarming av tappevann. En modell av et grunnvarmesystem som benyttes til romvarme, kjøling og oppvarming av tappevann i en leilighet er simulert med timesoppløsning i HVACSIM+. Oppvarming av tappevann foregår ved hjelp av en *desuperheater*, en varmeveksler som benytter overhetet damp fra varmepumpens kompressor. Overskuddsvarme fra kjøledrift benyttes til å varme kuldemediet opp til overhetet tilstand, mens grunnen fungerer som varmekilde om vinteren. Årlig energiforbruk beregnes og sammenlignes med forbruket til et konvensjonelt grunnvarmesystem med varmtvannstank. Resultatene viser at denne løsningen effektivt forebygger temperaturøkning i grunnen. Systemet som er undersøkt kan dekke nesten 95 % av byggets tappevannsbehov og energibesparelsen til oppvarming av tappevann er på 70 %. Systemets totale energibesparelse er 3,4 % sammenlignet med et konvensjonelt system.

3.6 Forskning i Norge

I 2009 ble det etablert et norsk forskningscenter for geotermisk energi kalt Norwegian Center for Geothermal Energy Research (CGER), som holder til hos sin vertsinstitusjon Christian Michelsen Research (CMR) i Bergen. De har flere samarbeidspartnere på tvers av ulike fagfelt, men deres overordnede interesseområder er oppvarming, kjøling og elektrisitetsproduksjon ved hjelp av geotermisk energi [112]. Ved CMR utføres det blant annet simuleringer av geotermiske systemer, fiberoptisk temperaturmåling, rådgivning, rapportering til International Geothermal Association (IGA) og Europe Geothermal Energy Council (EGEC), mulighetsstudier og utvikling av systemløsninger [112]. CMR har hatt en rolle i flere prosjekter som omhandler geoenergi, og det følgende tar for seg et utvalg av disse. For flere forskningsprosjekter henvises det til CMR sine nettsider [113].

CMR er hovedpartner i et pågående prosjekt ved navn Integreerte varme- og kjølesystem for sykehusbygg med mål om minimal brutto energibruk [114]. Prosjektet ledes av Norconsult og har mottatt 8,4 millioner kroner i støtte fra forskningsrådet. Hovedformålet med arbeidet er å utvikle en modell og et reguleringsystem som kan benyttes under prosjektering av helsebygg. Modellen skal blant annet kunne simulere varmepumper og borehull, og ved å optimalisere utnyttelsen av overskuddsvarme og kjølebehov ønsker Norconsult å oppnå best mulig utnyttelse av grunnvarme som energikilde i helsebygg. Planen er at modellen skal kunne bidra til å redusere overdimensjonering av varme- og kjølesystemer og dermed sikre økt energieffektivitet og reduserte investeringskostnader. Prosjektet hadde oppstart i 2017 og har en planlagt varighet på 4 år.

Et annet prosjekt som nylig fikk innvilget støtte fra forskningsrådet er RockStore [115]. Kirsti Midttømme ved CMR skal være prosjektleder og formålet med prosjektet er å undersøke muligheten for å implementere termisk energilagring i grunn i energisystemer. Arbeidet som skal utføres er beskrevet som utvikling, demonstrasjon og overvåking av neste generasjons BTES-systemer (Borehole-Thermal-Energy-Storage-systemer).

CMR er også involvert i to forskningsprosjekter tilknyttet Zero Village Bergen [116]. Zero Village Bergen er et ambisiøst pilotprosjekt hvor hovedformålet er å lage Norges første nullutslippsnabolag, bestående av 800 boenheter [117]. Med dette vil man oppnå nyttige erfaringer og finne løsninger som kan benyttes for å oppnå fremtidens nullutslippskrav til bygninger. Prosjektet er et samarbeid mellom ByBo AS, forskningssenteret ZEB (The Research Centre on Zero Emission Buildings) og forskningssenteret FME ZEN (The Research Centre on Zero Emission Neighbourhoods in Smart Cities) i tillegg til andre aktører. Zero Village Bergen hadde oppstart i 2009 og skal ha bygningsløsninger og tekniske løsninger som gir lavt energibehov og effektive energisystemer. De to delprosjektene som involverer CMR omhandler utviklingen av energiløsninger og bruk av energilagring i grunn [116]. Foreløpig er bruk av solceller eller solfangere i kombinasjon med grunnvarmepumper vurdert som det beste alternativet med hensyn til energibesparelser og kostnader [117].

3.7 Simuleringsverktøy

Som nevnt er brønnparkens termiske respons av betydning for ytelsen og den forventede levetiden til et bergvarmeanlegg. Simuleringer er derfor et viktig verktøy i forbindelse med utredning og dimensjonering av brønnparker. Brønnparksimuleringer utføres ved hjelp av egnet programvare, hvor det finnes flere ulike alternativer.

Persson et al. [118] har utført en sammenligning av ulike verktøy som kan benyttes til simulering av grunnvarmesystemer. Arbeidet beskriver 6 ulike programmer: Earth Energy Designer (EED), IDA Indoor Climate and Energy (IDA ICE), Polysun, Transient Systems Simulation Tool (TRNSYS), Modelica og Matrix Laboratory (MATLAB) i kombinasjon med Simulink. Programmene muligheter når det gjelder brønnparkmodellering sammenlignes i en tabellarisk oversikt, før modelleringsmetoder for brønnpark og andre vesentlige systemkomponenter beskrives for hver programvare. EED, IDA ICE og Polysun er omtalt som mest brukervennlige. TRNSYS, Modelica og MATLAB med Simulink beskrives som programmer med større fleksibilitet. Andre verktøy som nevnes av Persson et al. [118] er Ground Loop Heat Exchanger Professional (GLHEPRO), EnergyPlus og eQuest. I tillegg kan programmer som bruker *finite-element*-metoder benyttes, som for eksempel COMSOL Multiphysics [92].

3.7.1 TRNSYS

TRNSYS er et verktøy som er i utstrakt bruk til simulering av grunnvarmeanlegg [108] og som har vist seg å gi pålitelige resultater [50]. Programmet blir blant annet brukt til simulering av ulike reguleringsmetoder [67], optimalisering og ytelsessimuleringer, simulering av hybridanlegg [50, 108] og simulering av termisk respons i brønnparker [52, 88, 100]. På bakgrunn av dette er det valgt å benytte TRNSYS som simuleringsverktøy i denne oppgaven.

Fredrik Bjønness har i sin masteroppgave [119] undersøkt muligheten for å benytte grunnvarme som energikilde i et næringsbygg. Modellering og simuleringer utføres i TRNSYS og arbeidet konkluderer med at 20 borehull med en dybde på 200 m er passende dimensjonering som gir kostnadsbesparelser sammenlignet med opprinnelig energisystem. Arbeidet utfører sammenligner i tillegg TRNSYS og EED som simuleringsverktøy, som konkluderer med et avvik i energibærerens middeltemperatur på 0,03 - 0,04 °C ved simuleringstidene 5 og 10 år.

Montagud et al. [120] har utviklet en TRNSYS-modell av et anlegg og sammenlignet simuleringsresultater med eksperimentelle målinger utført over en dag i kjølemodus. Resultatene viser at modellen gir et nøyaktig estimat på både væsketemperaturen i distribusjonskretsen inne i bygget og væsketemperaturen i brønnenparken. Varigheten til varmepumpens oppe- og nedetid er omtrent den samme i modellen som de målte verdiene. Modellen estimerer kompressorens effektforbruk med et gjennomsnittlig avvik på 2 %.

Sebarchievici og Sarbu [121] har utviklet to TRNSYS-modeller som simuleres og sammenlignes med eksperimentelle data. Modellene benyttes til å simulere nødvendig energiforbruk til kjøling, oppvarming og produksjon av varmt tappevann. Simuleringene gir et avvik i energiforbruk til oppvarming på 1,59 % og et avvik i energiforbruk til kjøling på 1,64 %. Simuleringer for varmtvannsberedning gir et avvik i årlig energiforbruk på 0,21 - 0,62 % sammenlignet med målte verdier. Det konkluderes med at simuleringsresultatene stemmer godt overens med de eksperimentelle dataene. Simuleringer over en periode på et år gir 0,21-0,62 % lavere energibehov til varmtvannsberedning enn måldata for fire undersøkte varmtvannstemperaturer: 40, 45, 50 og 60 °C. Simulert årlig energibehov til produksjon av varmtvann ved 60 °C er 2347 kWh/år for en forbruksmengde på 150 l/dag.

Pärisch et al. [122] har sammenlignet simuleringsresultater fra tre ulike TRNSYS-modeller med eksperimentelle målinger. De tre modellene som undersøkes er Superposition Borehole Model (SBM), Duct Ground Heat Storage Model (DST) og Erdwarmesonden Model (EWS). Sammenligning av TRNSYS-modellene med eksperimentelle målinger og en detaljert tredimensjonal FEM-modell laget i COMSOL Multiphysics viser at EWS-modellen gir et avvik på under 10 %, mens SBM-modellen og DST-modellen gir større avvik fordi de ikke inkluderer varmekapasiteten til væsken og fyllmassen i borehullene. Arbeidet presenterer parameterjusteringer som kan utføres for å øke nøyaktigheten til modellene.

Åsa Thorén har i sin masteroppgave [123] vurdert gyldigheten av ulike brønnenparkmodeller som er tilgjengelig i TRNSYS. Ved å sammenligne simuleringsresultater med driftsdata er det funnet at brønnenparkkomponentene Type 557a og 557b i TRNSYS kan underestimere varmeoverføringsraten tidlig i driftsperioden fordi borehullets varmekapasitet ikke inkluderes i tilstrekkelig grad. Dette er overensstemmende med resultatene funnet av Pärisch et al. i [122]. Thorén konkluderer med at Type 557b gir det mest nøyaktige resultatet av de to komponentene som sammenlignes, fordi denne krever en eksperimentelt estimert borehullsmotstand.

I denne oppgaven benyttes TRNSYS til å simulere temperaturutviklingen i brønnenparken ved BUS over en periode på 25 år dersom estimert varmeoverskudd avgis til brønnenparken. I tillegg lages det tre modeller som representerer tre ulike systemer for varmtvannsberedning. Disse benyttes til å estimere energibesparelsen som kan oppnås ved å utnytte overskuddsvarmen til forvarming av tappevann i Sentralblokken.

4 Metode

Et bergvarmeanlegg som forsyner Barne- og Ungdomssjukehuset ved Haukeland (BUS) med oppvarming og kjøling benyttes som case-anlegg i denne oppgaven. Både BUS og tilhørende bergvarmeanlegg er prosjektert av COWI. Første byggetrinn (BUS1) ble ferdigstilt i 2016, mens byggetrinn 2 (BUS2) etter planen skal stå ferdig ved årsskiftet 2022 - 2023 [124]. Ifølge estimeringer utført av COWI vil byggenes energibehov til kjøling være større enn energibehov til oppvarming etter ferdigstillelse av BUS2 og planlagte tekniske anlegg [125]. Som beskrevet i Kapittel 3 er dette en vanlig problemstilling som kan være av betydning for anleggets langsiktige ytelse dersom det ikke iverksettes egnede tiltak. Arbeidet som utføres i denne oppgaven kan deles inn i to hovedtema:

- (1) Kartlegging av temperaturutviklingen i brønnparken dersom varmeoverskudd avgis til grunnen
- (2) Estimering av energibesparelser ved utnyttelse av varmeoverskudd til forvarming av tappevann

Ved å ta utgangspunkt i estimerte energibehov for BUS1 og BUS2 gjøres det et overslag på hvor stort effektoverskudd anlegget vil produsere. Det utvikles deretter en modell for å simulere hvordan temperaturen i brønnparken utvikler seg over tid dersom fullstendig varmeoverskudd avgis energibrønnene. Denne modellen omtales videre som Modell A. Det utvikles en modell som representerer anlegget under dagens driftsforhold, før ferdigstillelse av BUS2 og tekniske anlegg. Denne modellen omtales videre som Modell B. Deretter utvikles det tre modeller som representerer ulike systemer for varmtvannsberedning. Disse benyttes til å estimere energibesparelsen som kan oppnås ved å utnytte overskuddsvarmen til forvarming av tappevann i Sentralblokken, og omtales videre som Modell 1, 2 og 3. Det lages i tillegg en modell som undersøker hvordan utnyttelse av overskuddsvarmen påvirker temperaturutviklingen i brønnparken. Denne modellen omtales som Modell C.

I det følgende presenteres fremgangsmåten som brukes til å løse de to problemstillingene som betraktes i denne oppgaven. Simuleringsverktøyet som benyttes presenteres i korte trekk, før fremgangsmåten for modelleringen gjennomgås. Fremgangsmåten som benyttes til å modellere termisk belastning av brønnparken ved BUS blir beskrevet i Kapittel 4.3 og 4.4. Fremgangsmåten som benyttes til å modellere varmtvannsberedning ved Sentralblokken blir beskrevet i Kapittel 4.5.

Komponentparametere, driftsparametere og energimengder er innhentet gjennom en kombinasjon av mottatt dokumentasjon og mailkorrespondanse med Kjetil Ertvaag ved Teknisk Avdeling i Helse Bergen og Jørn Stene, John Selbekk, Ørjan Erlandsen og Ivar S. Tryggestad ved COWI sin avdeling i Trondheim.

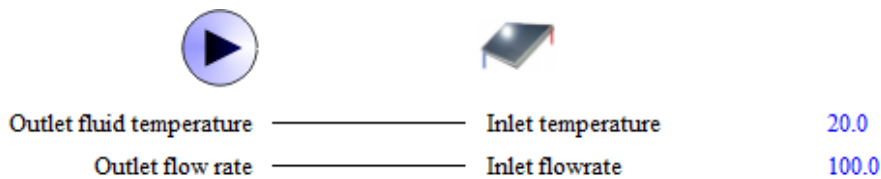
4.1 Simuleringsverktøy – TRNSYS

TRNSYS er et simuleringsverktøy som er utviklet spesielt for simulering av transiente systemer, som er systemer med tidsavhengige variabler. Programmet er i utstrakt bruk til simulering av transiente energisystemer [57]. Det kan for eksempel benyttes til modellering og simulering av brenselceller, ulike fornybare varme- og kjølesystemer, ventilasjonsanlegg og flersonebygninger. TRNSYS benyttes av ingeniører og forskere over hele verden til å modellere alt fra enkle systemer med en håndfull komponenter til store anlegg med omfattende styringssystem.

TRNSYS er basert på programmeringsspråket Fortran, og består av to hoveddeler: kjernen og komponentbiblioteket [57]. Kjernen er den delen som leser, prosesserer, beregner, interpolerer og plottes. Komponentbiblioteket er en omfattende samling av komponenter som kan modellere ulike delsystemer og deres funksjoner. Standardbiblioteket inneholder omtrent 150 komponenter, som består av alt fra pumper og ventiler til vindturbiner og styringskomponenter. I tillegg er det mulig å kjøpe spesialiserte tilleggskomponenter laget av selskapet Thermal Energy System Specialists (TESS). I denne oppgaven benyttes TESS-biblioteket *GHP Library*, i tillegg til standardbiblioteket. Det medfølger et omfattende dokumentbibliotek med programvaren som benyttes som læringsgrunnlag for modelleringen som utføres i denne oppgaven.

TRNSYS benytter en grafisk, modulbasert modelleringsmetode hvor ulike komponenter settes sammen til et større system. Hver komponent inneholder innebygde likninger som benyttes til å beregne ulike outputverdier. En rekke ulike parameter- og inputverdier må defineres for hver komponent for at de interne likningene skal løses. Parameterverdiene behandles som konstante verdier, mens inputverdiene er tidsavhengige variabler. De ulike komponentene kobles sammen til et system ved hjelp av sine inputvariabler og outputvariabler.

En kobling mellom to komponenter er illustrert i Figur 11, som viser sammenkoblingen mellom to av outputverdiene til en pumpekomponent og to av inputverdiene til en solfangerkomponent.



Figur 11: Skjermdump fra TRNSYS som viser hvordan en pumpekomponent og en solfangerkomponent kan kobles sammen gjennom sine input- og outputverdier.

4.2 Beregning av energimengder

På grunn av en innkjøringsperiode startet ikke automatisert drift av anlegget ved BUS før desember 2017. I tillegg vil ikke BUS2, som utgjør over halvparten av bygningsmassen [124], stå ferdig før i 2023. Tilgang på driftsdata er dermed begrenset, og det er valgt å ta utgangspunkt i forhåndsestimerte verdier. Effektoverskuddet fra varmpumpene beregnes fra byggenes estimerte energibehov til ulike forbruksposter. De estimerte energibehovene er hentet fra bygningssimuleringer som COWI har utført i SIMIEN [126, 127]. På grunn av varmetap i rørføringer kan varmpumpenes energiforbruk være noe større enn byggenes energibehov til kjøling og oppvarming. Rørføringene er imidlertid grundig isolert med armaflex i kjøledistribusjonskretsen og mineralull med aluminiumsfolie i varmedistribusjonskretsen ifølge Kjetil Ertvaag ved teknisk avdeling [128]. På bakgrunn av dette er det valgt å neglisjere disse tapene.

4.2.1 Driftsmoduser i modellen

I realiteten styres anlegget av et SD-anlegg (Sentralt Driftovervåkningsanlegg), som sikrer at driften kontinuerlig kan tilpasses byggenes kjøle- og varmebehov. I denne oppgaven modelleres kun to driftsmoduser: overordnet kjøledrift og overordnet varmedrift. For å definere varme- og kjølesesongens varighet er det brukt en kombinasjon av værdata og resultater fra SIMIEN [126, 127].

Det hentes ut værdata fra eKlima, som er databasen til Meteorologisk Institutt [129]. Det benyttes værdata med timesoppløsning fra målestasjonen på Florida i Bergen for de siste ti årene (2008 - 2017). Fra disse værdataene beregnes det et gjennomsnittsår som brukes til å finne fornuftige skiller mellom varme- og kjølesesong. Gjennomsnittsåret har i perioden 16. mai til 4. oktober en døgnverdi som kontinuerlig overstiger 10 °C. For enkelhets skyld settes varmesesongen fra og med 01. oktober til og med 15. mai, mens kjølesesongen settes fra og med 16. mai til og med 30. september. Denne fordelingen stemmer relativt godt overens med den månedlige fordelingen av netto energibehov til ventilasjonsvarme og -kjøling fra COWI sine simuleringer i SIMIEN [126, 127].

Det antas at datahallen utføres på en måte som resulterer i at effektbehov til prosesskjøling er tilnærmet uavhengig av utetemperatur. Prosesskjølingen behandles derfor som en grunnlast som fordeles jevnt over året. Det antas at også energibehovet til varmtvannsberedning er uavhengig av utetemperatur [130]. Estimerte energibehov til ulike forbruksposter og en beskrivelse av hvordan disse fordeles som grunnbelastninger over timene i kjøle- og varmesesongen er gitt i Tabell 1.

Tabell 1: Oversikt over estimerte energibehov hentet fra COWI sine simuleringer i SIMIEN [126, 127] og en beskrivelse av hvordan disse fordeles over kjøle- og varmesesongen. ⁽¹⁾Prosesskjøling er ikke en del av energibehovene som er estimert ved hjelp av SIMIEN. Estimerte energibehov til prosesskjøling er hentet fra annen mottatt dokumentasjon [131] og inkluderer kjøling av kommunikasjonsrom, sykehusteknisk utstyr og planlagt datahall (kjøling av servere) [132]. ⁽²⁾Det benyttes en konstant effektverdi til varmepumpenes kompressorer gjennom hver sesong som beregnes fra årlig energibehov. Estimert energibehov til varmepumpene er hentet fra SIMIEN-resultater [126, 127].

Forbrukspost	Årlig energibehov BUS1 [kWh]	Årlig energibehov BUS2 [kWh]	Totalt årlig energibehov [kWh]	Fordelingsmetode
Romvarme	1 488 827	476 758	1 965 585	1/3 i kjølesesong, 2/3 i varmesesong
Ventilasjonsvarme	108 802	150 498	259 300	Jevnt over varmesesong
Tappevann	902 302	1 273 325	2 175 627	Jevnt over året
Ventilasjonskjøling	218 321	139 527	357 848	Jevnt over kjølesesong
Prosesskjøling ⁽¹⁾	2 978 000	1 752 000	4 730 000	Jevnt over året
Årlig el. energi til varmepumper ⁽²⁾	741 007	728 583	1 469 590	Jevnt over året

4.2.2 Nettoeffekt i varmesesong

Varmesesongen modelleres til å vare fra og med 01. oktober til og med 15. mai, noe som tilsvarer 227 døgn. Prosesskjøling antas å være eneste kjølebehov i denne perioden. Det antas dermed at det ikke benyttes ventilasjonskjøling i varmesesongen. For å estimere netto effektutveksling med brønnparken i varmesesongen forsøkes tre ulike beregningsmetoder. Den beregningsmetoden som benyttes videre i modelleringen presenteres i det følgende, mens de to andre er beskrevet i Vedlegg A. I valgt metode omregnes estimerte energibehov fra SIMIEN [126, 127] til midlere effektverdier.

Byggenes totale energibehov til ulike forbruksposter fordeles som gitt i Tabell 1. Det skilles for enkelhets skyld ikke mellom de ulike månedene i varmesesongen. Et uttrykk for netto varmeuttak fra brønnen i varmesesongen finnes ved hjelp av varmepumpens energibalanse. Netto midlere varmeuttak beregnes fra

$$\dot{Q}_{\text{uttak}} = \dot{Q}_{\text{romvarme}} + \dot{Q}_{\text{ventilasjonsvarme}} + \dot{Q}_{\text{tappevann}} - \dot{Q}_{\text{prosess}} - \dot{W}_C \quad (48)$$

hvor \dot{Q}_{uttak} er netto midlere varmeuttak, $\dot{Q}_{\text{romvarme}}$ er midlere effektbehov til romvarme, $\dot{Q}_{\text{ventilasjonsvarme}}$ er midlere effektbehov til ventilasjonsvarme, $\dot{Q}_{\text{tappevann}}$ er midlere effektbehov til forvarming av tappevann, \dot{Q}_{prosess} er midlere effekt til prosesskjøling og \dot{W}_C er varmepumpenes midlere effektforbruk. Tabell 2 viser midlere effektbehov til de ulike forbrukspostene i varmesesongen, beregnet ved hjelp av estimerte energibehov gitt i Tabell 1.

Tabell 2: Oversikt over estimerte midlere effektbehov til de forbrukspostene som dekkes av bergvarmeanlegget ved BUS. ⁽¹⁾Prosesskjøling er ikke en del av energibehovene som er estimert ved hjelp av SIMIEN. Estimerte energibehov til prosesskjøling er hentet fra annen mottatt dokumentasjon [131]. ⁽²⁾El. til varmepumpesystem fratrukket effektforbruk til sirkulasjonspumper på 44 kW.

Forbrukspost	Midlere effekt [kW]
Romvarme, $\dot{Q}_{\text{romvarme}}$	240,5
Ventilasjonsvarme, $\dot{Q}_{\text{ventilasjonsvarme}}$	47,60
Tappevann, $\dot{Q}_{\text{tappevann}}$	248,4
Prosesskjøling ⁽¹⁾ , \dot{Q}_{prosess}	540,0
El. til kompressor ⁽²⁾ , \dot{W}_C	123,8

Foreløpig er kjøleeffektbehovet til den planlagte datahallen estimert til 400 kW [133], noe som tilsvarer i overkant av 70 % av totalt effektbehov til prosesskjøling, \dot{Q}_{prosess} . Datahallens endelige størrelse og utførelse er ikke kjent, da dette prosjektet er i en planleggingsfase. Estimert effektbehov til prosesskjøling er derfor en relativt usikker verdi. Valgt fordeling av energibehov, som er beskrevet i Tabell 1, resulterer i et estimert netto varmeuttak, \dot{Q}_{uttak} på -127,2 kW. At netto varmebehov er negativt betyr at denne fremgangsmåten resulterer i et varmeoverskudd, fordi midlere effektbehov til oppvarming dekkes fullstendig av varmeoverskuddet fra prosesskjøling og kompressoreffekt.

4.2.3 Nettoeffekt i kjølesesong

Kjølesesongen er antatt å vare fra og med 16. mai til og med 30 september, som tilsvarer 138 døgn. Det finnes ingen driftsdata fra kjølemodus tilgjengelig fordi automatisert drift startet i desember 2017. Både kompressorenes effektforbruk og energibehov til ulike forbruksposter er derfor hentet fra estimerte verdier i SIMIEN-rapporter [126, 127]. Energibehovene fordeles som gitt i Tabell 1. Det antas at det ikke brukes ventilasjonsvarme i kjølesesongen. Det skilles for enkelhetsskyld ikke mellom de ulike månedene i kjølesesongen og det beregnes et midlere effektbehov til hver forbrukspost.

Metoden som benyttes til å beregne netto varmeoverskudd i kjølesesongen tilsvarer dermed metoden som brukes til å beregne netto varmebehov i varmesesongen. Et uttrykk for netto midlere varmeeffekt som tilføres brønnen i kjølesesongen finnes ved hjelp av varmepumpens energibalanse. Netto midlere effektilførsel er gitt ved

$$\dot{Q}_{\text{tilført}} = \dot{Q}_{\text{prosess}} + \dot{Q}_{\text{ventilasjonskjøling}} - \dot{Q}_{\text{tappevann}} - \dot{Q}_{\text{romvarme}} + \dot{W}_C \quad (49)$$

hvor $\dot{Q}_{\text{tilført}}$ er netto midlere effektilførsel, \dot{Q}_{prosess} er midlere effektbehov til prosesskjøling, $\dot{Q}_{\text{ventilasjonskjøling}}$ er midlere effektbehov til ventilasjonskjøling, $\dot{Q}_{\text{tappevann}}$ er midlere effektbehov til forvarming av tappevann og \dot{W}_C er varmepumpens midlere effektforbruk. Tabell 3 viser estimerte effektbehov til de ulike forbrukspostene i kjølesesongen. Valgt fordeling av estimert energibehov gir et netto varmeoverskudd, $\dot{Q}_{\text{tilført}}$ på 325,6 kW i kjølesesongen.

Tabell 3: Oversikt over estimert midlere effektbehov til ulike kjøleformål som dekkes av anlegget ved BUS. ⁽¹⁾ Prosesskjøling er ikke en del av energibehovene som er estimert ved hjelp av SIMIEN. Estimerte energibehov til prosesskjøling er hentet fra annen mottatt dokumentasjon [131]. ⁽²⁾ El. til varmepumpesystem fratrukket effektforbruk til sirkulasjonspumper på 44 kW.

Forbrukspost	Midlere effekt [kW]
Romvarme, $\dot{Q}_{\text{romvarme}}$	197,8
Tappevann, $\dot{Q}_{\text{tappevann}}$	248,3
Ventilasjonskjøling, $\dot{Q}_{\text{ventilasjonskjøling}}$	108,0
Prosesskjøling ⁽¹⁾ , \dot{Q}_{prosess}	540,0
El. til kompressor ⁽²⁾ , \dot{W}_C	123,8

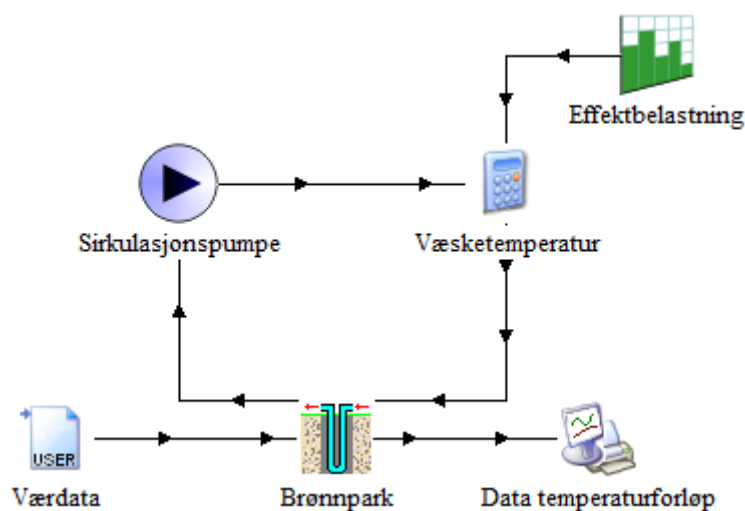
4.3 Modell A - Langsiktig temperaturforløp i brønnpark

Modell A benyttes til å simulere temperaturutviklingen i brønnparken over 25 år dersom fullstendig estimert varmeoverskudd avgis til brønnparken. Det er ferdig brønnpark med 165 borehull og termiske belastninger fra BUS1 og BUS2 med ferdigstilte tekniske anlegg som simuleres med denne modellen.

4.3.1 Beskrivelse av Modell A

I realiteten overføres overskuddsvarme fra varmepumpene ved hjelp av en egen krets bestående av sirkulasjonspumper, ventiler og varmevekslere. Denne kretsen styres av SD-anlegget slik at varmeeffekten som avgis til brønnparken kan overvåkes og styres. Hensikten med Modell A er å belyse den termiske responsen som kan oppstå som resultat av en ubalansert belastningsprofil. Modellen er derfor forenklet og inkluderer ikke SD-anlegg med tilhørende styringskomponenter. Den eneste styringen som inkluderes i modellen er et årlig skifte mellom overordnet varme- og kjøledrift. Planlagt utnyttelse av overskuddsvarme utelates. I stedet blir fullstendig netto effektoverskudd i kjølesesongen avgitt til brønnparken. Modellen består i grove trekk av en brønnpark som påføres en konstant termisk belastning.

De aspektene som representerer case-anlegget er dermed i hovedsak brønnpark- og pumpeparametere og størrelsen på den termiske belastningen. Oppbyggingen av Modell A er vist i Figur 12, som er en skjermdump fra TRNSYS.



Figur 12: Skjermdump fra TRNSYS som viser komponentene i Modell A. Det påføres en termisk belastning av frostvæsken, hvor belastningens størrelse og varighet er definert ved hjelp av Type 14h (øverst til høyre). Komponenten Væsketemperatur beregner væsketemperaturen inn i brønnparken som følge av belastningen.

4.3.2 Energibærende væske og brønnpark

En frostvæske bestående av 25 % etylenglykol i vann benyttes som energibærer i brønnparken [125]. Etylenglykol er velegnet både som varmebærer og kuldebærer på grunn av høyt flammepunkt og relativt lavt frysepunkt [134]. Ifølge leverandøren DOW [135] har monoetylenglykol et flammepunkt på 116 °C og et frysepunkt på -13,7 °C. Frostvæskens tetthet, varmeledningsevne og varmekapasitet er funnet ved hjelp av CoolProp [136], som er et tilleggsprogram til Excel. For å finne frostvæskens egenskaper benyttes det en masseandel etylenglykol i vann på 27 %, som tilsvarer en volumandel på 25 % ifølge opplysninger fra leverandøren [137].

Væsketemperaturene som benyttes som parameterverdier og til å finne væskenes egenskaper er hentet fra anleggets systemskjema som er utformet av COWI [138]. Det antas at disse temperaturene er gjeldende også etter ferdigstillelse av BUS2. I modellen betraktes væskeegenskapene som konstante verdier. I tilfeller hvor væsken gjennomgår en temperaturendring gjennom komponenten benyttes gjennomsnittsverdien av inn- og uttemperatur til å finne væskens egenskaper.

Endelig borehullskonfigurasjon slik den er oppgitt i mottatt dokumentasjon [125] består av 5 x 33 borehull plassert i et rektangulært rutenett med en innbyrdes avstand på 6 m. Denne borehullskonfigurasjonen er illustrert i Figur 13.



Figur 13: Planlagt borehullskonfigurasjon ved ferdigstillelse av anlegget ved BUS slik den er gitt i COWI sin dokumentasjon [125].

Brønnparkkomponenten i TRNSYS utfører imidlertid beregninger for et sylindrisk lagringsvolum, noe som blir grundigere beskrevet i modellens komponentoversikt i Kapittel 4.3.3. Dermed er det antall borehull, innbyrdes avstand og dybde som representeres i modellens brønnparkkonfigurasjon. Brønnparkens termiske egenskaper er hentet fra en forundersøkelse utført av Geoenergi AS [139].

4.3.3 Komponenter i Modell A

Det følgende presenterer de ulike komponentene som benyttes i Modell A. I TRNSYS er de ulike komponentene navngitt med hvert sitt typenummer. I modellene tildeles imidlertid hver komponent et mer beskrivende navn for å gi modellene økt lesbarhet. Typenummeret er likevel inkludert i beskrivelsen av de ulike komponentene, for at disse skal være gjenkjennbare i programvaren. Formler og forenklinger som benyttes av TRNSYS er hentet fra TRNSYS-dokumentet *Mathematical References* [140]. For fullstendig informasjon om virkemåten til alle komponentene som benyttes henvises det til dette dokumentet [140]. En fullstendig tabellarisk oversikt over parameter- og inputverdiene som benyttes i de ulike komponentene er gitt i Vedlegg B.

Værdata – Type 9a

Når TRNSYS installeres medfølger det værdata for flere europeiske byer, deriblant Bergen. Datafilen for Bergen inneholder imidlertid kun værdata for ett år, og det er uvisst hvilket år dataene er hentet fra. Etersom datafilen ikke er endret etter 2004 antas det at værdataene er eldre enn dette. Det er derfor valgt å benytte værdata hentet fra eKlima [129]. Etter innspill fra Kirsti Midttømme ved CMR [48] er værdata med døgnoppløsning vurdert som tilstrekkelig nøyaktig på grunn av den termiske tregheten i brønnparkens store masse. Værdataene som benyttes er døgnverdier fra de siste ti årene (2008 - 2017) målt ved værstasjonen på Florida i Bergen. I Modell A benyttes værdataene som en inputverdi til brønnparkkomponenten. For å implementere værdataene i modellen benyttes Type 9a, en komponent som leser eksterne datafiler.

Brønnpark - Type 557a

De to komponentene i TRNSYS som kan brukes til å modellere vertikale borehullsvarmevekslere med u-rør er basert på en modell utviklet av Göran Hellström på 80-tallet. Modellen er skrevet i programmeringsspråket Fortran og har fått navnet DST-modellen (Duct Ground Heat Storage Model) [141]. DST-modellen inkluderte opprinnelig kun et termisk lagringsvolum i grunnen. I 1996 ble modellen implementert i TRNSYS, i form av komponentene Type 557a og Type 557b som inngår i TESS-biblioteket *GHP-Library*. Disse komponentene inkluderer vertikale u-rør som inneholder et energibærende fluid, i tillegg til lagringsvolumet.

Lagringsvolumet som benyttes av DST-modellen er en vertikal sylinder med homogene og tidsuavhengige termiske egenskaper [141]. Borehullene antas å ha en uniform fordeling i lagringsvolumet. Varmeoverføringen deles inn i et lokalt problem og et globalt problem. Det lokale problemet beskriver varmeoverføring i og rundt kollektorrørene, mens det globale problemet omhandler varmeoverføring mellom grunnmassene som utgjør lagringsvolumet og varmeoverføring mellom lagringsvolumet og omkringliggende grunnmasser. Varmeoverføring i form av konveksjon inkluderes for innsiden av kollektorrørene, mens varmeoverføring mellom grunnmasser kun modelleres som varmeledning. Temperaturen i lagringsvolumet beregnes ved hjelp av superposisjonsprinsippet som summerer tre ulike bidrag: en global løsning, en lokal løsning og en løsning fra en stasjonær fluks.

Komponenten i TRNSYS løser de lokale og globale problemene ved hjelp av en *finite-difference*-metode, mens det stasjonære fluksproblemet løses analytisk [142]. En fullstendig beskrivelse av DST-modellen og koden som benyttes i TRNSYS-komponenten er gitt av Göran Hellström i [141].

Til å modellere brønnparken ved BUS benyttes TRNSYS-komponenten Type 557a. Denne modellerer en brønnpark bestående av vertikale borehull med u-rørskollektorer og en ukjent borehullsmotstand. En fullstendig oversikt over de parameter- og inputverdier som benyttes til å modellere brønnparken presenteres i Vedlegg B.

Sirkulasjonspumpe – Type 114

Til å frakte frostvæsken rundt i brønnparken benyttes det to pumper av typen Grundfos TPE 100 – 390 [143]. Databladet for denne pumpen er funnet på leverandørens nettsider [144]. I modellen slås de to pumpene sammen til én pumpeekvivalent med dobbel kapasitet og effektforbruk. I realiteten opererer pumpene i anlegget på BUS med variabel hastighet og styres av SD-anlegget.

Ettersom styringssystemet ikke inkluderes i denne oppgaven er det valgt å modellere sirkulasjonspumpene ved hjelp av Type 114, som modellerer en pumpe med konstant strømningshastighet. Komponentens bestemmer strømningsraten gjennom modellen via parameteren Rated Flow Rate og et kontrollsignal [140]. I modellen settes kontrollsignalet til pumpekomponenten lik 1, som gir kontinuerlig væskegjennomstrømning gjennom systemet. TRNSYS beregner væsketemperaturen ut av pumpekomponenten ved hjelp av følgende sammenheng:

$$T_{\text{ut}} = T_{\text{inn}} + \frac{\dot{Q}_{\text{motor}}}{\dot{m} c_p} \quad 50)$$

hvor \dot{Q}_{motor} er varmeoverføringsraten fra pumpens motor til væskestrømmen og \dot{m} er væskens strømningsrate gjennom komponenten. \dot{Q}_{motor} beregnes av TRNSYS ved hjelp av følgende sammenheng:

$$\dot{Q}_{\text{motor}} = \dot{W}_{\text{aksling}} (1 - \eta_{\text{pumping}}) + f_{\text{motortap}} (\dot{W}_{\text{nominell}} - \dot{W}_{\text{aksling}}) \quad 51)$$

hvor \dot{W}_{aksling} er arbeidet som trengs for å drive akslingen, η_{pumping} er virkningsgraden til pumpeprosessen, f_{motortap} er andelen varme som overføres fra motoren til væskestrømmen og $\dot{W}_{\text{nominell}}$ er pumpens nominelle merkeeffekt. I modellen settes f_{motortap} lik 0, fordi motoren er montert på utsiden av væskestrømmen i den pumpetyper som benyttes i anlegget [144]. Dermed utelukkes det siste leddet i Formel 51. Virkningsgraden for pumpeprosessen, η_{pumping} beregnes fra følgende sammenheng:

$$\eta_{\text{pumping}} = \frac{\eta_{\text{total}}}{\eta_{\text{motor}}} \quad 52)$$

hvor η_{total} er pumpens sammenlagte virkningsgrad som leses av pumpekurven i leverandørens datablad [144] og η_{motor} er pumpemotorens virkningsgrad som er oppgitt i samme datablad.

Akslingsarbeidet, \dot{W}_{aksling} beregnes av komponenten ved hjelp av følgende sammenheng:

$$\dot{W}_{\text{aksling}} = \dot{W}_{\text{nominell}} \eta_{\text{motor}} \quad 53)$$

Termisk belastning av væskestrøm – Equation og Type 14h

For å modellere varmeavgivelse til brønnparken er det laget en komponent som påfører en termisk belastning til en væskestrøm ved hjelp av en likning, videre omtalt som en belastningskomponent og en styringsfunksjon modellert ved Type 14h. Til å modellere termisk belastning av frostvæsken brukes en Equation-komponent. Denne komponenten fungerer på samme måte som andre TRNSYS-komponenter, men krever brukerdefinerte sammenhenger mellom parameter-, input- og outputvariabler. I alle komponenter som modelleres med Type 14 og Equation-komponenter må verdiene som benyttes legges inn med standardenhetene til TRNSYS. For effekt er dette kJ/h, mens for varmekapasitet er det kJ/(kg·K). Følgende sammenheng legges inn i belastningskomponenten:

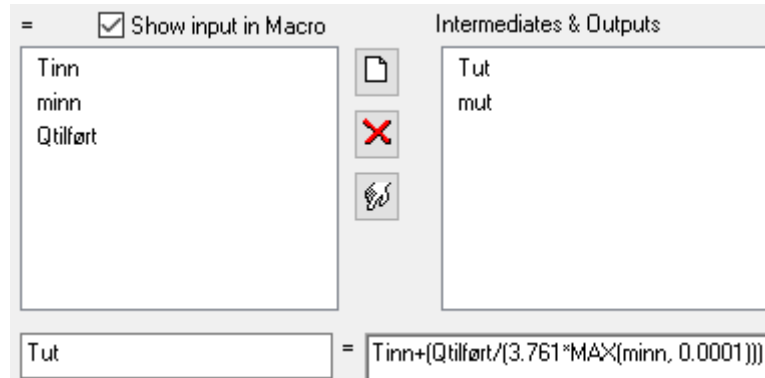
$$T_{\text{ut}} = T_{\text{inn}} + \frac{\dot{Q}_{\text{tilført}}}{\dot{m} c_p} \quad 54)$$

hvor T_{ut} er væsketemperatur ut av komponenten etter påført belastning, T_{inn} er væsketemperatur inn i komponenten, \dot{m} er væskens strømningsrate og c_p er væskens varmekapasitet. Tabell 4 gir en oversikt over variablene som er definert i belastningskomponenten.

Tabell 4: Oversikt over variablene som er definert i komponenten som belaster væskestrømmen i Modell A.

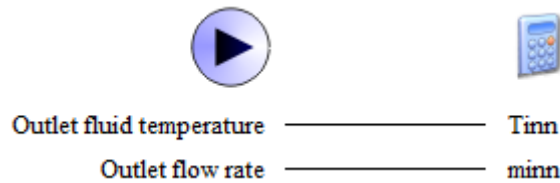
Variabel	Variabeltype	Verdi
c_p	Parameter	Frostvæskens spesifikke varmekapasitet (ved konstant trykk). Denne er funnet ved hjelp av CoolProp [136] ved 15 °C, som er estimert middeltemperatur for frostvæsken [125].
$\dot{Q}_{\text{tilført}}$	Input	Effektmengde som tilføres væskestrømmen. Verdi hentes fra en styringsfunksjon som modelleres med Type 14h.
T_{inn}	Input	Temperatur inn i belastningskomponenten. Verdi hentes fra væskestrømmen ut av pumpekomponenten.
\dot{m}_{inn}	Input	Strømningsrate inn i belastningskomponenten. Verdi hentes fra strømningsrate ut av pumpekomponenten.
T_{ut}	Output	Verdien som beregnes av belastningskomponenten. Denne angir væsketemperatur inn i brønnparken.
\dot{m}_{ut}	Output	Strømningsrate ut av belastningskomponenten. Denne variabelen settes lik \dot{m}_{inn} .

Figur 14 viser hvordan T_{ut} er definert som en funksjon av de andre variablene i belastningskomponenten.



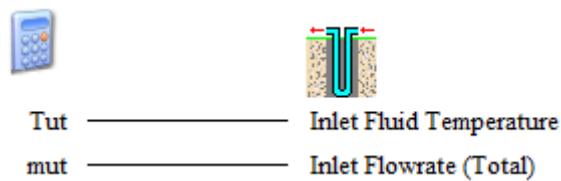
Figur 14: Skjermdump som viser sammenhengen mellom de ulike variablene som er definert i belastningskomponenten som benyttes i Modell A. Denne sammenhengen benyttes til å beregne væsketemperaturen inn i brønnparkkomponenten.

Funksjonen MAX benyttes for å unngå at $\dot{m}_{inn} = 0$ benyttes i starten av simuleringen. Denne funksjonen angir at c_p skal multipliseres med den største av de to verdiene \dot{m}_{inn} og 0,0001. Dersom denne funksjonen ikke inkluderes oppstår det en feilmelding, fordi nevneren i uttrykket for T_{ut} blir 0. Figur 15 viser hvordan belastningskomponentens inputvariabler er koblet sammen med pumpekomponentens outputvariabler.



Figur 15: Skjermdump som viser hvordan sirkulasjonspumpens outputvariabler er koblet sammen med belastningskomponentens inputvariabler i Modell A.

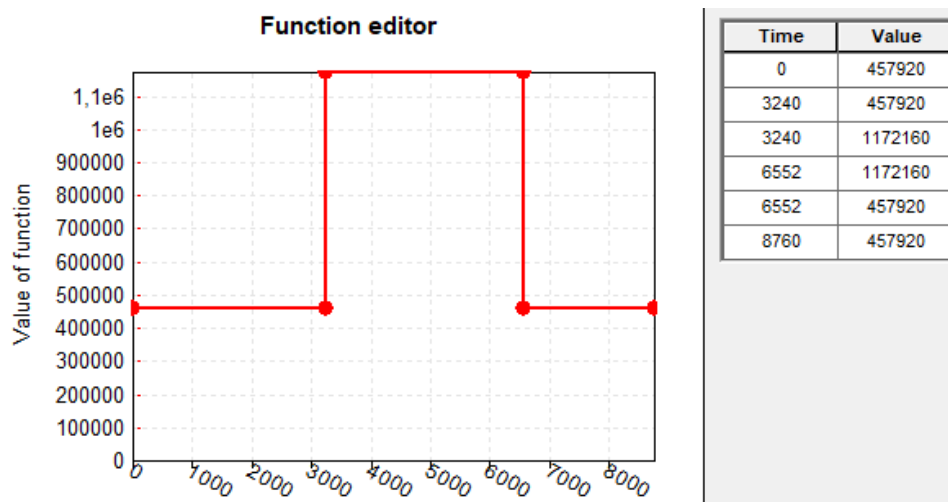
Figur 16 viser hvordan belastningskomponentens outputvariable er koblet sammen med brønnparkens inputvariabler.



Figur 16: Skjermdump som viser hvordan belastningskomponentens outputvariabler er koblet sammen med brønnparkkomponentens inputvariabler i Modell A.

For å angi når skiftet mellom varme- og kjølesesongen skal skje og hvor stor varmeeffekt som skal tilføres væskestrømmen benyttes det en styringsfunksjon som modelleres ved hjelp av Type 14h. Denne komponenten kan brukes til å modellere en hvilken som helst variabel så lenge verdien regnes om til den gitte variabelens standardenhet i TRNSYS. I Modell A benyttes Type 14h til å modellere effekt, som har standardenhet kJ/h.

Verdiene som legges inn i styringsfunksjonen er hentet fra estimert netto varmeoverskudd for varme- og kjølesesongen på henholdsvis 127,2 kW og 325,6 kW. Figur 17 viser en skjermdump av belastningsprofilen som er lagt inn i styringsfunksjonen, hvor effektverdiene er omregnet til kJ/h.



Figur 17: Skjermdump som viser effektprofilen som benyttes av belastningskomponenten i Modell A. Disse benyttes som inputverdier til belastningskomponenten som beregner væsketemperaturen inn i brønnparken.

Utdata - Outputkomponenter

Under oppbyggingen av de ulike modellene kobles hver komponent til en outputkomponent, slik at forløpet til outputverdiene kan observeres. På denne måten oppdages feil og mangler i modellen underveis. Til dette formålet benyttes plotterkomponenten Type 65d, som er en såkalt Online Plotter. Denne komponenten visualiserer forløpet til ønskede outputverdier uten at det produseres en datafil. For å registrere og lagre simuleringsresultater i en datafil benyttes Type 65c, som er en såkalt Plotter With File. Denne produserer en tekstfil som inneholder valgte outputverdier for en gitt komponent. De samme outputkomponentene benyttes i modellene som lages i denne oppgaven.

4.3.4 Simuleringer av Modell A

Det er i denne oppgaven valgt å simulere temperaturresponen til brønnparken ved BUS over en periode på 25 år. Bakgrunnen for dette er at simuleringsperioder på 20 - 30 år er i utstrakt bruk i litteraturen [16, 52, 64, 67, 97, 106]. I tillegg kan det oppstå en termisk likevektstilstand etter en periode på omtrent 25 år, hvor temperaturnivået stabiliserer seg [40]. I tillegg til simuleringsperioden må det velges et tidssteg for simuleringene. For hvert tidssteg løser programvaren likningssettet som utgjøres av de ulike komponentenes likninger. Hvilke outputvariabler som skal lagres bestemmes ved hjelp av outputkomponentene beskrevet i Kapittel 4.3.3. Hver outputvariabel som lagres produserer ett datapunkt for hvert tidssteg i simuleringsperioden. For simuleringer av Modell A er 60 minutter vurdert som en tilstrekkelig høy tidsoppløsning. Denne vurderingen er tatt på bakgrunn av simuleringer som viser at et tidssteg på 30 minutter ikke gir andre simuleringsresultater enn 60 minutter.

4.4 Modell B - Temperaturforløp med dagens forutsetninger

Modell A representerer anlegget etter at BUS2, datahall og brønnpark er ferdigstilt. Starttemperaturen som benyttes i brønnparkkomponenten er hentet fra forundersøkelsen [139] og de første driftsårene inkluderes dermed ikke i Modell A. Temperaturen i brønnparken kan imidlertid endre seg de første driftsårene. Det lages derfor en ny modell, Modell B, for å undersøke temperaturutviklingen i brønnparken under dagens driftsforutsetninger. Netto effektbehov for BUS1 i kjøle- og varmesesongene estimeres.

4.4.1 Nettoeffekt i varmesesong – Modell B

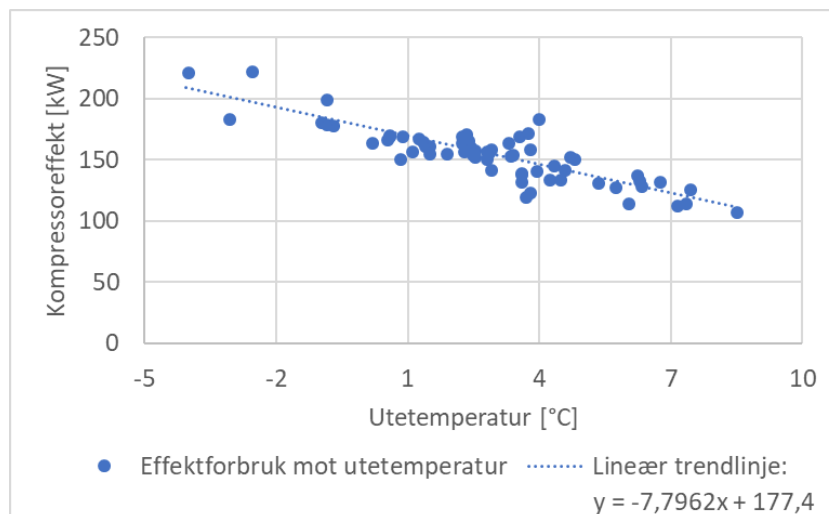
Beregning av nettoeffekt i varmesesongen gjøres ved hjelp av estimerte energibehov for BUS1 og uten varmeoverskudd fra den planlagte datahallen. Som nevnt i Kapittel 4.2.2 er datahallens effektbehov estimert til omtrent 400 kW [133]. Ved beregning av nettoeffekter under dagens driftsforhold trekkes derfor denne effektmengden fra prosesskjølebehovet. Energibehovene for BUS1 som er oppgitt i Tabell 1 omregnes til midlere effektverdier gjennom varmesesongen. Varmeuttaket fra brønnparken beregnes ved hjelp av en modifisert versjon av Formel 48 gitt ved:

$$\dot{Q}_{\text{uttak, BUS1}} = \dot{Q}_{\text{romvarme}} + \dot{Q}_{\text{ventilasjonsvarme}} + \dot{Q}_{\text{tappevann}} - \dot{Q}_{\text{prosess}} - \dot{W}_C(T_{\text{ute}}) \quad 55)$$

hvor $\dot{W}_C(T_{\text{ute}}) = 177,4 - 7,796 T_{\text{ute}}$. Formel 55 resulterer i følgende lineære funksjon for effektuttaket i varmesesongen:

$$\dot{Q}_{\text{uttak, BUS1}} = 57,8 + 7,80 T_{\text{ute}} \quad 56)$$

Det antas at energimengden til varmepumpeanlegget som oppgis i SIMIEN-resultater [126] gjelder drift etter ferdigstillelse av tekniske anlegg og BUS2. Derfor er kompressoreffekten som funksjon av utetemperatur, $\dot{W}_C(T_{\text{ute}})$ estimert ved hjelp driftsdata fra varmesesongen 2017 – 2018. Det benyttes lineær regresjon i Excel for å finne funksjonen til trendlinjen som vist i Figur 18. En beskrivelse av hvordan driftsdata er brukt til å estimere $\dot{W}_C(T_{\text{ute}})$ er beskrevet i Vedlegg A.2.



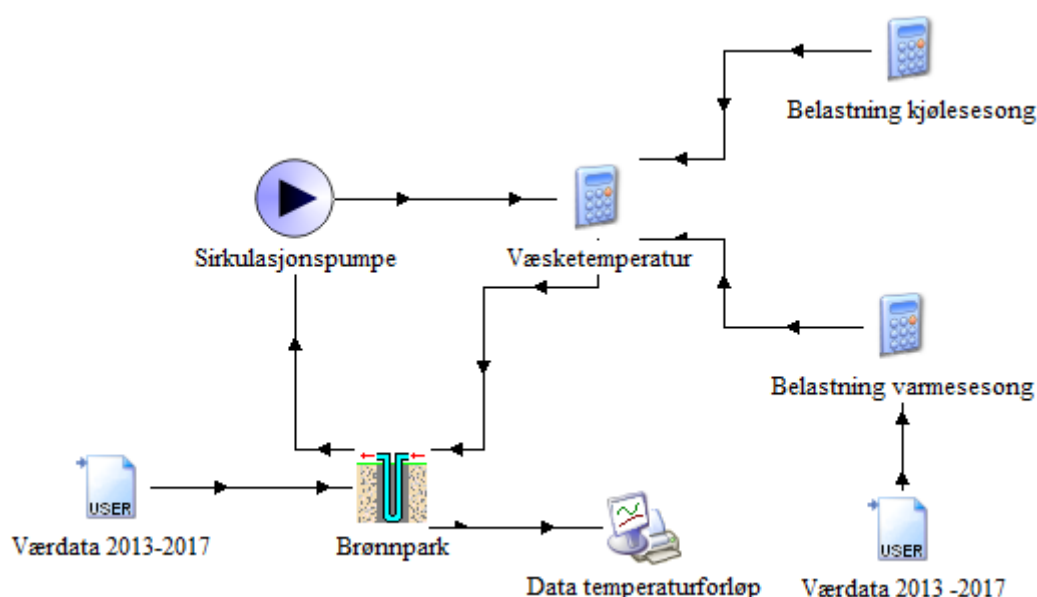
Figur 18: Kompressoreffekt som funksjon av utetemperatur estimert ved hjelp av driftsdata fra desember 2017 – februar 2018. Dataenes lineære trendlinje benyttes som $\dot{W}_C(T_{\text{ute}})$ i Formel 55.

4.4.2 Nettoeffekt i kjølesesong – Modell B

Kompressoreffekt som funksjon av utetemperatur, $\dot{W}_C(T_{ute})$ er et resultat av driftsdata i en varmesesong. Dermed er det ikke sikkert at denne er representativ for kompressoreffekten i kjølemodus. Det foreligger ikke driftsdata for kjølemodus, for oppstart av automatisert drift var desember 2017. I stedet benyttes det en tilnærming som tar utgangspunkt i oppgitt effektfaktor i kjøle- og varmemodus. Testdata mottatt fra varmepumpeleverandøren [145] tilsier at maskinenes effektfaktor er omtrent 1,2 ganger høyere i varmemodus enn i kjølemodus. På bakgrunn av dette antas det at kompressorenes effektforbruk er omtrent 1,2 ganger høyere i kjølemodus enn i varmemodus. Gjennomsnittlig effektforbruk for desember 2017 – februar 2018 multipliseres derfor med 1,2. Dette gir et estimert effektforbruk, \dot{W}_C på 186,2 kW i kjølesesongen. Datahallens estimerte kjølebehov på 400 kW trekkes fra prosesskjølebehovet og energibehovene for BUS1 som er oppgitt i Tabell 1 omregnes til midlere effektverdier over kjølesesongen. Deretter benyttes Formel 49 til å estimere netto effekttilskudd til brønnenparken. Dette resulterer i et konstant varmetilskudd til brønnenparken på 69,3 kW i kjølesesongen, som brukes som termisk belastning av frostvæsken gjennom kjølesesongen i Modell B.

4.4.3 Beskrivelse av Modell B

I Modell B benyttes et redusert lagringsvolum som representerer de 75 borehullene som utgjør brønnenparken i dag, i tillegg til at belastningen endres. Øvrige input- og parameterverdier er de samme som benyttes i Modell A, som er gitt i Tabell B.2 i Vedlegg B. Lagringsvolumet beregnes ved hjelp av formelen som oppgis i Tabell B.2, som for dagens brønnenpark gir 584 483 m³. Ettersom BUS2 etter planen ferdigstilles i 2022 er det valgt å utføre simuleringen over en periode på fem år. Det benyttes værdata med døgnoppløsning fra eKlima [129] for de fem siste årene (2013 – 2017). Utover dette er Modell B identisk med Modell A. Oppbyggingen av Modell B er vist i Figur 19. En beskrivelse av komponentene som modellerer belastningen er gitt i Vedlegg C.



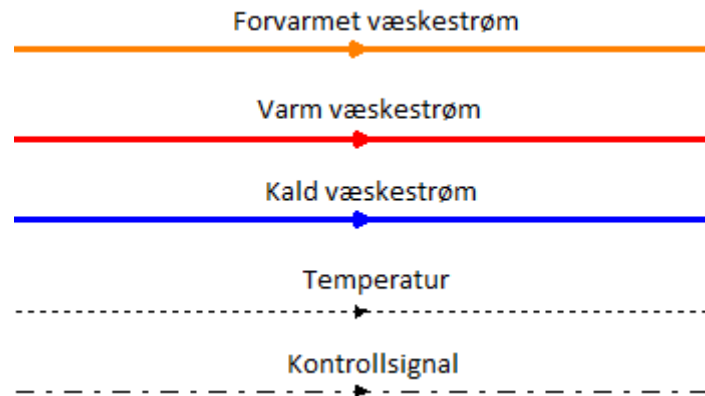
Figur 19: Skjermdump fra TRNSYS som viser oppbyggingen av modellen som benyttes til å simulere temperaturutviklingen i brønnenparken under dagens forutsetninger. En beskrivelse av komponentene som brukes til å modellere de termiske belastningene gjennom varme- og kjølesesongen er gitt i Vedlegg C.

4.5 Modell 1, 2 og 3 - Varmtvannsberedning ved Sentralblokken

Overskuddsvarmen fra bergvarmeanlegget ved BUS skal nyttiggjøres for å unngå varmeakkumulering i brønnparken. Planen er at overskuddsvarmen skal brukes til å forvarme vann i Sentralblokken, som er et av de andre byggene ved Haukeland Universitetssjukehus. COWI har utført et mulighetsstudium for forvarming av tappevann ved en av beredersentralene i Sentralblokken ved å bruke overskuddsvarme fra BUS [146]. Mulighetsstudiet benyttes som informasjonsgrunnlag for modellering av varmtvannsberedning ved Sentralblokken.

Det lages tre ulike beredermodeller som skal representere tre ulike systemløsninger for varmtvannsberedning. Disse omtales videre som Modell 1, 2 og 3. Modellene benyttes til å estimere energibesparelsen som kan oppnås ved forvarming av tappevann i en beredersentral ved at deres energiforbruk sammenlignes.

Det er valgt å endre farge og linjetype på noen av koblingene mellom TRNSYS-komponentene for å gi modellene økt lesbarhet. Fargede heltrukkede linjer benyttes for væskestrømmer med ulik temperatur: oransje for forvarmet vann, rød for ettervarmet vann og blå for kaldtvann. Stiplede linjer representerer temperaturdata og strek-stiplede linjer representerer kontrollsignal. Disse linjetyperne er vist i Figur 20. Koblingene som har sort heltrukket linje representerer enten forbruksmengde for tappevann eller en effektmengde.



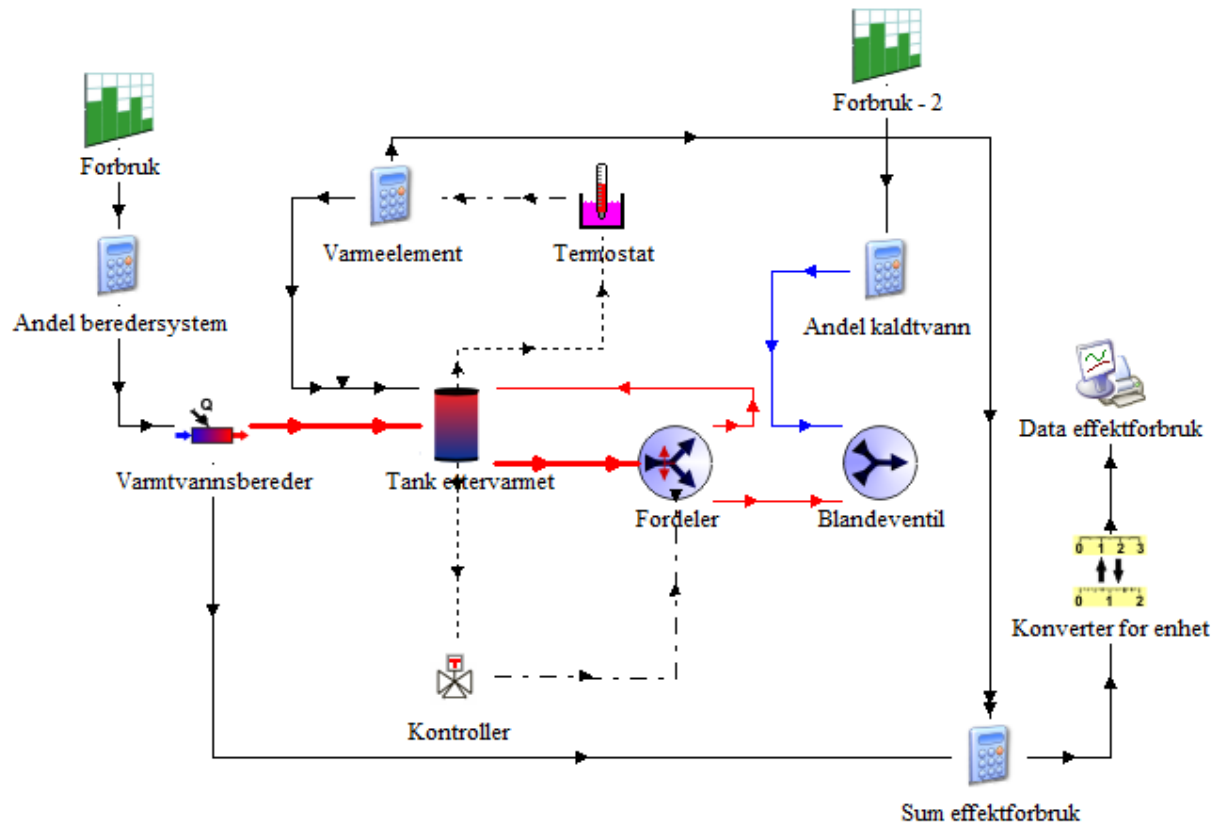
Figur 20: Oversikt over de ulike linjetyperne som benyttes i Modell 1, 2 og 3 for å illustrere hvilke outputverdier som overføres fra en komponent til en annen. Den oransje linjen (øverst) illustrerer en forvarmet væskestrøm, den røde linjen (nr. 2) illustrerer en varm væskestrøm og den blå linjen (nr. 3) illustrerer en kald væskestrøm. Den stiplede linjen (nr. 4) illustrerer temperaturdata og den strek-stiplede linjen (nederst) illustrerer et kontrollsignal.

Det følgende gir en kort beskrivelse av Modell 1, 2 og 3 og hvilke beredersystemer disse representerer, før funksjonen til de ulike enkeltkomponentene beskrives grundigere i Kapittel 4.5.4 og Kapittel 4.5.5.

4.5.1 Modell 1 – Varmtvannsberedning uten forvarming av tappevann

Modell 1 representerer et beredersystem hvor det ikke benyttes forvarmet vann og som brukes som sammenligningsgrunnlag for de to andre modellene. Kaldtvann ved 10 °C sendes inn i en berederkomponent som varmer opp vannet til 70 °C. Det varme vannet lagres i en akkumulatortank og en andel går videre til produksjon av varmt tappevann ved 55 °C. Produksjon av varmt tappevann foregår ved hjelp av et blandesystem bestående av en kontroller, en fordeler og en blandeventil.

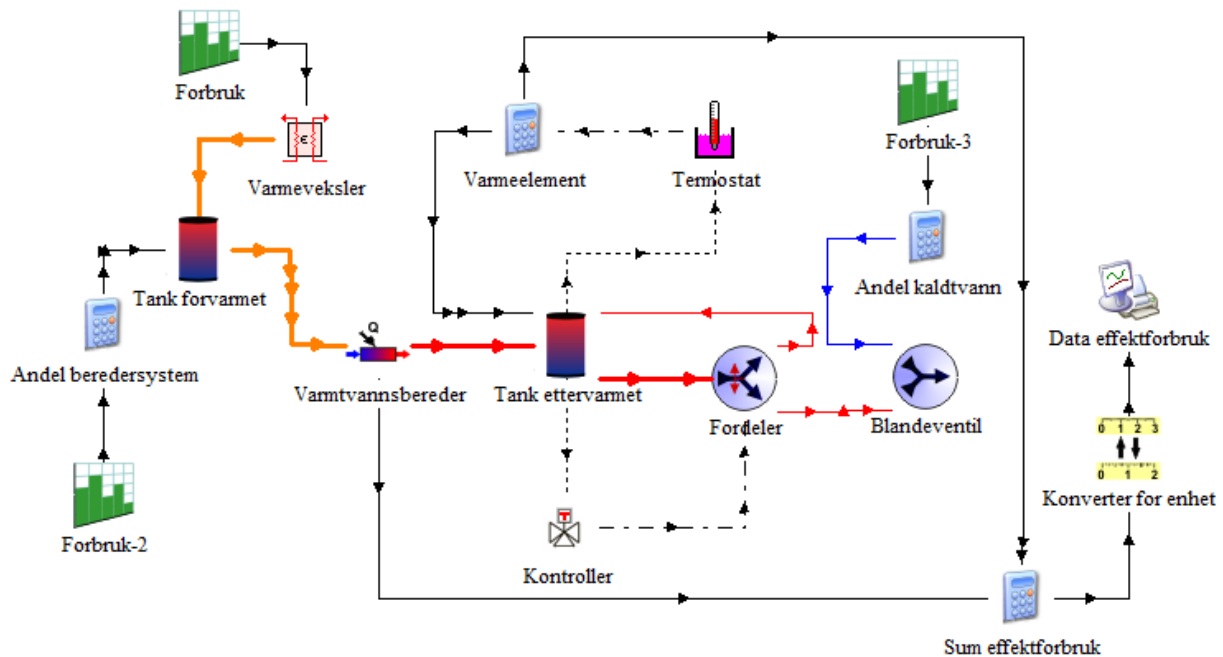
For en grundigere beskrivelse av komponentene som utgjør blandesystemet henvises det til Kapittel 4.5.4. Oppbyggingen til Modell 1 er vist i Figur 21, som er en skjermdump fra TRNSYS.



Figur 21: Skjermdump fra TRNSYS som viser hvordan komponentene i Modell 1 er koblet sammen. Modell 1 representerer et konvensjonelt beredersystem som ikke benytter forvarmet vann. Kaldtvann ved 10 °C varmes opp til 70 °C av berederkomponenten. Fordelerkomponenten henter ut nødvendig mengde varmtvann fra akkumulatortanken og sender dette videre til blandeventilen. Blandeventilen blander det varme vannet med kaldtvann slik at temperaturen ut av beredersystemet blir 55 °C. Linjetyperne som benyttes er beskrevet i Figur 20.

4.5.2 Modell 2 – Forvarmet vann inn i berederkomponent

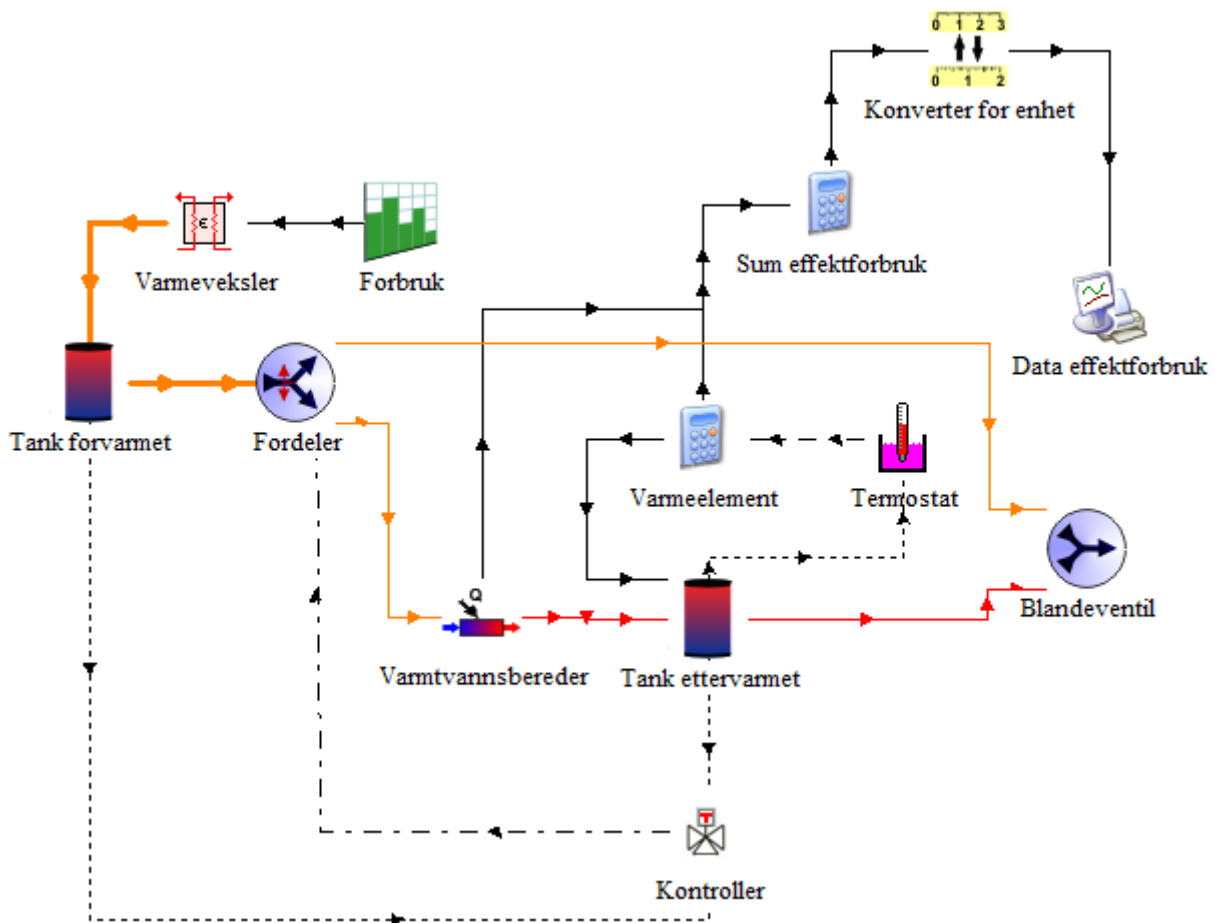
Modell 2 representerer et beredersystem som benytter forvarmet vann i ett ledd. I denne modellen sendes forvarmet vann inn i berederkomponenten. Dette resulterer i at differansen mellom vannets temperatur før og etter berederkomponenten blir mindre, noe som reduserer komponentens energiforbruk sammenlignet med Modell 1. Blandesystemet som benyttes i Modell 2 fungerer på samme måte som i Modell 1, og blir beskrevet grundigere i Kapittel 4.5.4. Figur 22 viser hvordan komponentene i Modell 2 er satt sammen.



Figur 22: Skjermdump fra TRNSYS som viser hvordan komponentene i Modell 2 er koblet sammen. Modell 2 representerer et beredersystem som benytter forvarmet vann i ett trinn. Forvarmet vann sendes inn i berederkomponenten, som ettervarmer vannet til 70 °C. Blandesystemet fungerer på samme måte som blandesystemet i Modell 1, ved at fordeleren sender nødvendig mengde varmtvann til blandeventilen. Blandeventilen tilfører nødvendig mengde kaldtvann slik at temperaturen ut av beredersystemet blir 55 °C. Linjetyperne som benyttes er beskrevet i Figur 20.

4.5.3 Modell 3 – Forvarmet vann inn i berederkomponent og blandeventil

Modell 3 representerer et beredersystem som benytter forvarmet vann i to ledd: inn i berederkomponent og inn i blandeventil. Blandesystemet i Modell 3 er noe annerledes enn det som benyttes i Modell 1 og Modell 2. I Modell 3 er fordeleren plassert før berederkomponenten som ettervarmer vannet til 70 °C. På denne måten avgjør fordeleren hvor stor andel av det forvarmede vannet som skal sendes gjennom beredersystemet og hvor mye som skal sendes direkte til blandeventilen. Ved å sende noe av det forvarmede vannet direkte til blandeventilen reduseres mengden varmtvann som trengs for å produsere tappevann ved 55 °C. Dermed skal systemet representert ved Modell 3 i teorien ha et lavere energiforbruk enn både Modell 1 og Modell 2. Figur 23 viser hvordan komponentene i Modell 3 er satt sammen.



Figur 23: Sjerdump fra TRNSYS som viser hvordan komponentene i Modell 3 er koblet sammen. Modell 3 representerer et beredersystem som benytter forvarmet vann i to ledd. I tillegg til at forvarmet vann sendes inn i berederkomponenten, blandes forvarmet vann med ettervarmet vann i blandeventilen for å oppnå 55 °C. Fordelerkomponenten deler det forvarmede vannet i to væskestrømmer, hvor den ene sendes gjennom berederkomponenten og den andre sendes direkte til blandeventilen. Blandeventilen blander de to væskestrømmene slik at det oppnås en uttemperatur på 55 °C. Linjetyperne som benyttes er beskrevet i Figur 20.

En grundigere beskrivelse av modellenes virkemåte gis gjennom deres komponentbeskrivelser i Kapittel 4.5.4 og Kapittel 4.5.5. I Kapittel 4.5.6 blir vannmengdene som benyttes i de ulike modellene beskrevet. En fullstendig oversikt over de parameter- og inputverdier som benyttes i modellene er gitt i Vedlegg D.

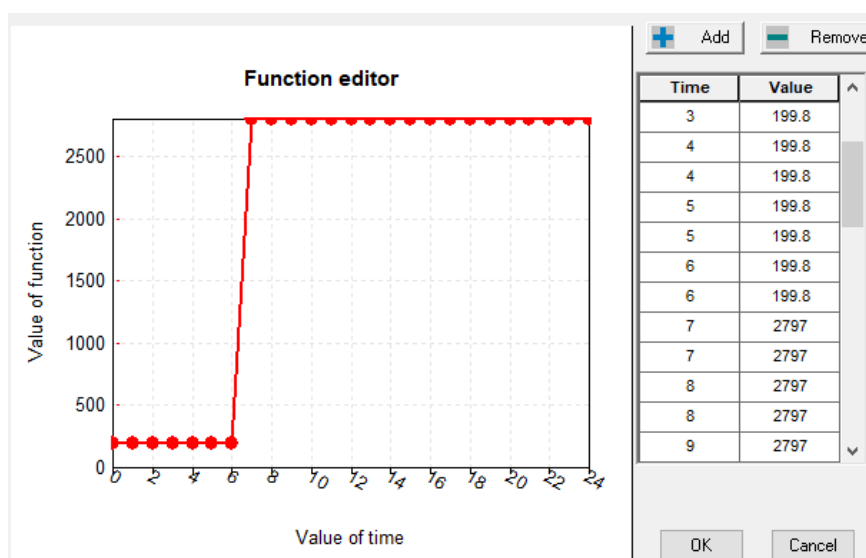
4.5.4 Komponenter i Modell 1, 2 og 3 – Modellering av varmtvannsberedning

De fleste komponentene som benyttes er felles for de tre tappevannsmodellene. Det følgende gir en oversikt over komponenter som er felles og hvilken oppgave disse har i modellene. For noen vesentlige komponenter inkluderes en beskrivelse av likninger og forenklinger som benyttes av TRNSYS. Informasjon om komponentenes virkemåte er hentet i TRNSYS-dokumentasjonen Mathematical References [140] som medfølger programvaren. For fullstendig informasjon om virkemåten til alle komponenter som benyttes henvises det til denne dokumentasjonen [140].

Forbruksprofil – Type 14h

For at modellene skal kunne gjengi virkelig effektforbruk i størst mulig grad er det avgjørende at væskestrømmen ut av systemet er nærliggende forbruksmengden. I mulighetsstudiet oppgis det at gjennomsnittlig forbruk av varmt tappevann ved 55 °C er 2150 l/h [146]. Det forutsettes at oppgitt forbruk gjelder varmt tappevann ved 55 °C.

Det opplyses om at forbruket i 6 timer fra 00:00 til 06:00 er lavt, men utover dette er fordelingen gjennom døgnet ikke kjent. Det undersøkes om simuleringsverktøyet DHW-calc [147] kan benyttes til å lage en forbruksprofil for Sentralblokken. Simuleringer er utført med både standardverdier og andre verdier. Profilene inneholder lange perioder uten forbruk, noe som sannsynligvis ikke vil inntreffe for et relativt stort sykehusbygg. På bakgrunn av dette er det valgt å ikke benytte en tappevannsprofil fra DHW-calc. I stedet er det valgt å bruke 200 l/h fra 00:00 til 06:00 og 2800 l/h fra 06:00 til 00:00 i modellen, noe som gir et forholdstall på 1:14 mellom natt og dag. Denne fordelingen er vilkårlig utover at den gir en gjennomsnittlig døgnerverdi på 2150 l/h. Valgte volumstrømmer regnes om til programvarens standardenhet for massestrøm som er kg/h. Forbruksprofilen modelleres ved hjelp av Type 14h med verdier som vist i Figur 24.



Figur 24: Skjermdump som viser hvordan Type 14h benyttes til å modellere forbruksprofilen i modellene som brukes til å simulere varmtvannsberedning i Sentralblokken.

Berederkomponent – Type 138

Til å modellere berederkomponenten som ettervarmer vannet benyttes Type 138. Denne modellerer en varmekilde som tilfører effekt til en væskestrøm [140]. Effekten som må tilføres for å oppnå ønsket settpunkttemperatur ut av komponenten beregnes i TRNSYS ved hjelp av følgende sammenheng:

$$\dot{Q}_{\text{tilført}} = \frac{\dot{m} c_p (T_{\text{ut}} - T_{\text{inn}})}{\eta_{\text{bereder}}} \quad 57)$$

hvor \dot{m} er strømningsraten gjennom komponenten, c_p er væskens varmekapasitet, T_{ut} er væsketemperatur ut av komponenten, T_{inn} er væsketemperatur inn i komponenten og η_{bereder} er berederkomponentens virkningsgrad. Ved å velge en representativ virkningsgrad kan denne komponenten benyttes til å representere hvilken som helst varmekilde.

I denne oppgaven settes virkningsgraden til berederkomponenten lik 1. Dermed er det berederkomponentens energibehov til varmtvannsberedning som modelleres ved hjelp av denne komponenten. Virkelig energiforbruk til varmtvannsberedning vil i realiteten være noe høyere enn simulert verdi, avhengig av virkningsgraden til varmekilden som benyttes. I Byggteknisk forskrift (TEK 17) stilles det krav til at innvendige vanninstallasjoner utføres på en måte som forebygger bakterievekst [148]. Ifølge Folkehelseinstituttet er temperaturheving til 70 °C et tiltak som effektivt tar livet av legionellabakterier [149]. Settpunkttemperaturen, T_{ut} settes derfor til 70 °C. Fullstendig oversikt over parameter- og inputverdier som benyttes i denne komponenten gis i Vedlegg D.1.

Akkumulatortank med ettervarmet vann – Type 158

For å sikre at det alltid er nok varmt tappevann tilgjengelig inkluderes det en akkumulatortank til det ettervarmede vannet. Denne modelleres ved hjelp av Type 158. Dette er en komponent som modellerer en vertikal væsketank med konstant volum [140]. Den inneholder i utgangspunktet ingen varmeelementer, men kan modellere tilført varme gjennom via en inputverdi (Auxiliary Heat Input). Komponentens kan modellere maksimalt to inn- og utgående væskestrømmer. Disse blir tildelt hver sine inn- og utgangsporter og væskestrømmene nummereres 1 og 2. Komponentens tildeler automatisk samme vannmengde ut av utgangsport 1 som den som kommer inn i tanken via inngangsport 1. Det samme gjelder for inn- og utgangsport 2. Dermed opprettholder komponenten automatisk en massebalanse for begge væskestrømmene. Væskestrømmene blandes med tankinnholdet og temperaturforløpet i tanken er beskrevet ved hjelp av følgende differensiallikning:

$$\frac{dT_{\text{tank}}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{\text{inn, tank}} - \dot{Q}_{\text{ut, tank}}}{m_{\text{tank}} c_{p, \text{tank}}} \quad 58)$$

hvor $\dot{Q}_{\text{inn, tank}}$ er effekten som fraktes inn i tanken via innkommende væskestrøm, $\dot{Q}_{\text{ut, tank}}$ er effekten som fraktes ut av tanken via utgående væskestrøm, m_{tank} er massen til tankens innhold og $c_{p, \text{tank}}$ er varmekapasiteten til tankens innhold. TRNSYS benytter en analytisk iterasjonsmetode til å løse problemet, noe som resulterer i at denne komponenten er uavhengig av tidsoppløsningen som benyttes i simuleringene [140]. En grundigere beskrivelse av hvordan denne komponenten utfører iterasjoner er gitt i dokumentasjonen som medfølger programmet [140].

Komponenten kan modelleres med flere isoterme noder, slik at temperatursoner og inndelinger kan inkluderes. I denne oppgaven inkluderes det kun én node, og det antas dermed at innholdet i tanken har uniform temperaturfordeling. Denne komponenten inneholder flere ulike typer varmeoverføring, som varmetap gjennom vegger, varmeledning mellom tilstøtende noder og konveksjon mellom nodene som følge av væsketransport inn og ut av tanken og eventuell varmetilførsel fra eksterne kilder. En fullstendig beskrivelse av de ulike likningene som benyttes av denne komponenten er gitt i dokumentasjonen som medfølger programvaren [140].

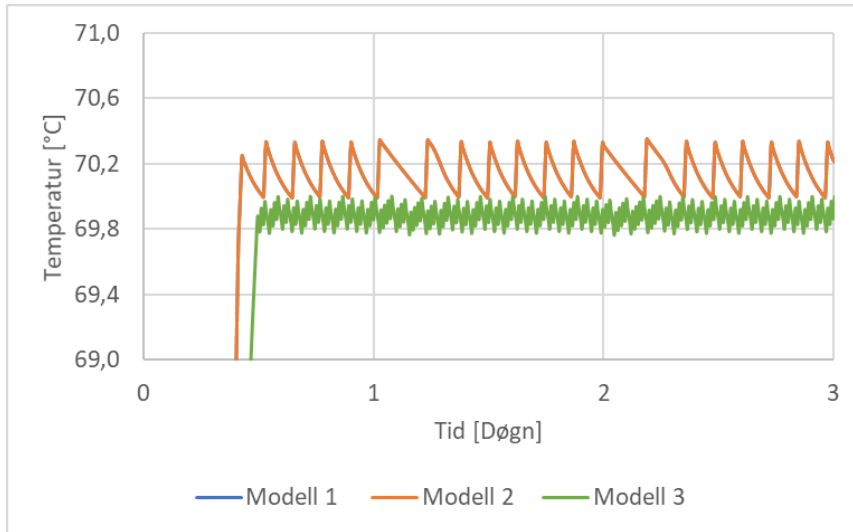
Ifølge John Selbekk i COWI [150] er det foreslått å benytte 6 akkumulatortanker på 1000 liter ved beredersentralen i Sentralblokken. Som en forenkling modelleres disse som én tankekvivalent. Det er valgt å ta utgangspunkt i modellen Maxi Standard (MS) fra OSO AS, funnet i datablad [151]. Den største akkumulatortanken som oppgis i databladet er MS5000, som er en modell som rommer i underkant av 5000 l. Det benyttes derfor ekstrapolering til å estimere de opplysningene som mangler. Faktisk væskevolum er bare oppgitt for MS600 og MS1000. For å estimere volumet til en akkumulatortank som inneholder omtrent 6000 l, ekstrapoleres det derfor volumverdiene som er gitt for modellene MS600 og MS1000, som rommer henholdsvis 550 og 885 l. Det ekstrapoleres opp til en fiktiv modell med et faktisk væskevolum på 5910 l. For å estimere varmetapstallet er det ekstrapolert med opplysningene som er gitt for MS3000 og MS5000, da disse ligger nærmere den fiktive tankstørrelsen. Resultatet er et varmetapstall på 552 W, en diameter på 2100 mm og en høyde på 3135 mm. For en fullstendig oversikt over parameter- og inputverdier som benyttes i denne komponenten henvises det til Vedlegg B.

Varmeelement – Type 106 og Equation

Ifølge byggforskserien til SINTEF [152] bør vannet i en akkumulatortank holde 70 °C for å unngå dannelse av legionella. På bakgrunn av dette er det ønskelig at innholdet i akkumulatortanken med ettervarmet vann holder 70 °C. For å kompensere for varmetap i tanken er det valgt å inkludere et effektbidrag som skal sikre at settpunkttemperatur opprettholdes. I modellen er dette løst ved hjelp av en væsketermostat modellert ved hjelp av Type 106 og et varmeelement modellert ved hjelp av en Equation-komponent. Væsketermostaten henter informasjon fra termometeren i tanken og avgir en outputverdi lik 1 når tilleggsvarme behøves og en outputverdi lik 0 når det ikke behøves. Outputverdien (1 eller 0) multipliseres med en valgt effektstørrelse ved hjelp av Equation-komponenten.

Effektstørrelsen til varmeelementet bestemmes gjennom å utføre simuleringer med ulike effektverdier. Effekten må være stor nok til at vanntemperaturen holdes ved 70 °C. Samtidig vil en for stor effektverdi kunne føre til at temperaturen tidvis overstiger 70 °C, som kan resultere i unødvendig energiforbruk. Gjennom simuleringer er det funnet at en effekt på 20 kW gir et tilfredsstillende resultat for alle de tre modellene, hvor den laveste vanntemperaturen som inntreffer er omtrent 69,8 °C i Modell 3. På bakgrunn av dette benyttes 20 kW i videre simuleringer.

Figur 25 viser temperaturforløpet til vannet i akkumulatortanken gjennom tre døgn ved bruk av et varmeelement på 20 kW.

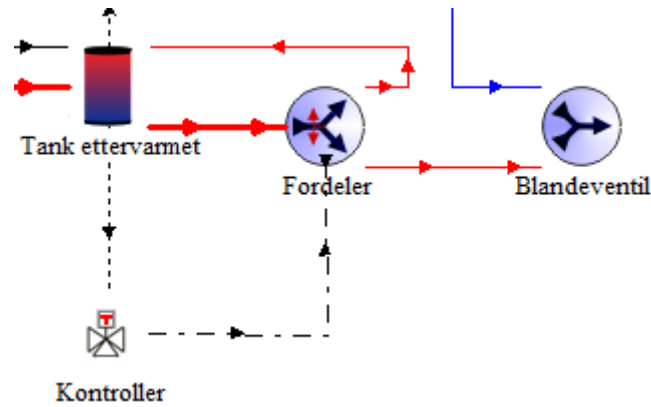


Figur 25: Temperaturforløpet til vannet i akkumulatortanken med ettervarmet vann for Modell 1, 2 og 3 dersom det benyttes et varmeelement på 20 kW. Temperaturforløpene til Modell 1 og 2 er sammenfallende og representert ved oransje kurve (øverst), mens temperaturforløpet til Modell 3 er vist ved grønn kurve (nederst).

Blandesystem – Type 11f, Type 115 og Type 11h

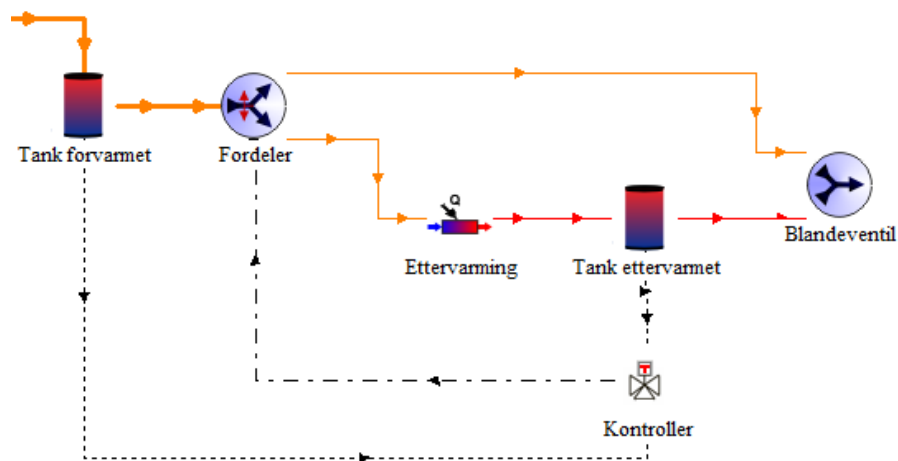
TEK17 stiller i §15-5 krav til at innvendige vanninstallasjoner ikke kan forårsake forbrennings-skader [148]. Det anbefales av SINTEF Byggforsk at temperaturen til varmt forbruksvann ikke overstiger 55 °C for å unngå skolding [153]. For å sikre at tappevannstemperaturen ut av beredersystemet ikke overstiger 55 °C er det inkludert et temperaturstyrt blandesystem. Blandesystemet består av en fordeler modellert ved Type 11f, en kontroller modellert ved Type 115 og en blandeventil modellert ved Type 11h. Blandesystemet har samme hovedfunksjon i alle modellene, men oppbyggingen og plasseringen til blandesystemet i Modell 3 skiller seg fra de to andre. Det følgende tar for seg virkemåten til blandesystemene for de ulike modellene, mens vannmengdene blir beskrevet i Kapittel 4.5.6.

I Modell 1 og 2 er fordeleren plassert etter akkumulatortanken som inneholder vann ved 70 °C. Fordeleren deler væskestrømmen ut av akkumulatortanken inn i to væskestrømmer: den ene væskestrømmen sendes tilbake til tanken, mens den andre sendes videre i systemet og inn i blandeventilen. Hvor stor andel som sendes videre styres av kontrollerkomponenten, ved at denne sender et signal til fordeleren om at endelig væsketemperatur skal være 55 °C. Blandeventilen blander den varme væskestrømmen fra fordeleren med en andel kaldtvann på 10 °C for å oppnå ønsket temperatur ut til tappestedene. Blandesystemet i Modell 1 og 2 er vist i Figur 26.



Figur 26: Sjerdump som viser blandesystemet som benyttes i Modell 1 og 2. Fordeleren deler væskestrømmen ut av akkumulatortanken inn i to væskestrømmer: den ene væskestrømmen sendes tilbake til tanken, mens den andre sendes videre i systemet og inn i blendeventilen. Hvor stor andel som sendes videre styres av kontrollerkomponenten, ved at denne sender et signal til fordeleren om at endelig væsketemperatur skal være 55 °C. Blandeventilen blander den varme væskestrømmen fra fordeleren med en andel kaldtvann på 10 °C for å oppnå ønsket temperatur ut til tappestedene.

I Modell 3 er fordeleren plassert før varmtvannsberederen. Forvarmet vann sendes inn i fordeleren hvor det fordeles i to væskestrømmer. Den ene væskestrømmen sendes til ettervarming mens den andre sendes direkte til blendeventilen, hvor den blandes med den varme væskestrømmen på 70 °C. Blandesystemet i Modell 3 er vist i Figur 27.

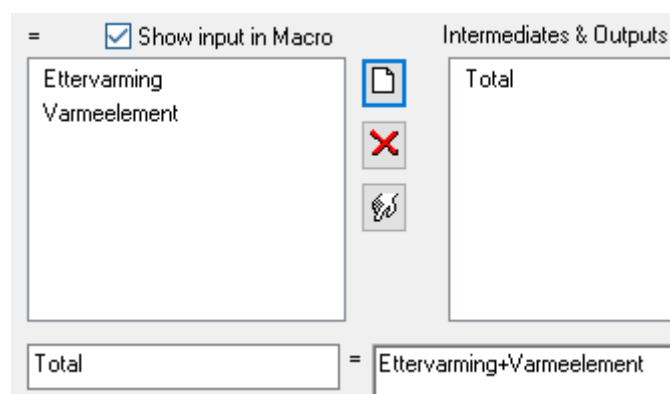


Figur 27: Sjerdump som viser blandesystemet som benyttes i Modell 3. Forvarmet vann kommer inn til fordeleren hvor det fordeles i to væskestrømmer. Den ene væskestrømmen sendes til ettervarming mens den andre sendes direkte til blendeventilen, hvor det blandes med den varme væskestrømmen på 70 °C.

I Modell 3 blandes forvarmet vann direkte inn i blendeventilen, noe som gir dårlig sikring mot legionella. Denne løsningen vil derfor kreve tiltak for å redusere risikoen for legionellasmitte. Ifølge mulighetsstudiet til COWI er det installert et system for rensing ved hjelp av UV-lys i beredersentralen som skal gi tilstrekkelig sikring [146].

Summering av effektbidrag - Equation

For å beregne de ulike beredermodellenes totale effektforbruk er det valgt å inkludere en Equation-komponent som summerer effektbidraget fra berederkomponenten og nødvendig varmeeffekt som tilføres akkumulatortanken for å opprettholde 70 °C. Sammenhengen mellom inputverdier og outputverdier for denne komponenten er vist i Figur 28.



Figur 28: Skjermdump som viser variablene som benyttes av komponenten som summerer effektmengder i tappevannsmoellene.

Inputvariabelen Ettervarming er effektmengden berederkomponenten benytter for å produsere varmtvann ved 70 °C. Inputvariabelen Varmeelement er effektmengden som tilføres akkumulator-tanken med ettervarmet vann for å opprettholde en væsketemperatur på 70 °C.

Konvertering av effektenhet

For å konvertere det sammenlagte effektforbruket for berederkomponenten og varmeelementet i de ulike modellene fra kJ/h til kW er det brukt en enhetskonverter. Denne modelleres ved hjelp av Type 57. I denne komponenten legges det inn informasjon om hvilken enhet som skal konverteres og hvilken enhet man ønsker som outputverdi.

4.5.5 Tilleggskomponenter i Modell 2 og 3

Komponentene som er beskrevet i det foregående kapittelet inngår i Modell 1, 2 og 3. For Modell 2 og Modell 3 inkluderes det i tillegg en varmevekslerkomponent og en akkumulatortank med forvarmet vann. Det følgende gir en beskrivelse av disse komponentene. En fullstendig oversikt over parameter- og inputverdiene som benyttes er gitt i Vedlegg D.

Varmevexsler – Type 91

I Modell 2 og 3, som inkluderer forvarmet vann, benyttes det en varmevekslerkomponent til å modellere overføring av varme mellom bergvarmeanlegget ved BUS og beredersentralen i Sentralblokken. Det er i denne oppgaven valgt å bruke Type 91 som modellerer en varmeveksler med konstant effektivitet, ϵ . Ifølge dokumentasjon som medfølger TRNSYS [140] beregner denne komponenten temperaturøkningen på varmevekslerens belastningsside ved hjelp av Formel 40 og 41 ved at effektiviteten, ϵ legges inn som en inputverdi.

For å estimere en realistisk effektivitet under gitte driftsforhold tas det utgangspunkt i modellen B56 fra SWEP, som er en platevarmevekslertype som benyttes til forvarming av tappevann ved BUS [143]. Ytelsen til denne modellen er simulert ved hjelp av SWEP sin egen programvare SSP G7 [154]. Temperaturene som benyttes i SSP-simuleringene er hentet fra mulighetsstudiet til COWI [146]. Forventet turtemperatur på varmevekslerens kildeside er 45 °C, kaldtvannstemperaturen er oppgitt å være 10 °C og midlere temperatur på forvarmet tappevann er estimert til 40 °C [146].

Tilgjengelig varmeoverskudd fra varmepumpene ved BUS er avgjørende for energibesparelsen som kan oppnås gjennom forvarming av tappevann. I denne oppgaven tas det utgangspunkt i at estimerte midlere varmeoverskudd beregnet i Kapittel 4.2.2 og Kapittel 4.2.3 er tilgjengelig. Disse effektmengdene overstiger den estimerte størrelsen til varmeveksleren som trengs til forvarming av vann til omtrent 40 °C ved en av beredesentralene i Sentralblokken [146]. For ytterligere informasjon om dimensjonerende effekt for varmeveksleren og simuleringer utført i SSP henvises det til Vedlegg E. Simuleringene i SSP resulterer i en effektivitet på $\epsilon = 0,855$ for Modell 2 og $\epsilon = 0,854$ for Modell 3. En fullstendig oversikt over parameter- og inputverdier som benyttes i varmevekslerkomponenten i Modell 2 og 3 er gitt henholdsvis i Vedlegg D.10 og D.11.

Akkumulatortank med forvarmet vann – Type 158

Det er valgt å inkludere en akkumulatortank med forvarmet vann som et mellomledd mellom varmeveksler og ettervarming i Modell 2 og 3. Det er tatt utgangspunkt i tankmodellen MS1000 fra OSO og dimensjoner og totalt varmetapstall er hentet fra leverandørens datablad [151]. Denne modelleres ved hjelp av samme komponent som tanken for ettervarmet vann, nemlig Type 158 som er beskrevet i Kapittel 4.5.4. En oversikt over parameter- og inputverdier for denne komponenten er gitt i Vedlegg D.12.

Stillestående vann ved 20 – 50 °C kan resultere i uønsket vekst av legionellabakterier [149]. Det er dermed risiko for dannelse av legionella i akkumulatortanken med forvarmet vann, da det forvarmede vannet er ventet å ha en temperatur på omtrent 40 °C [146]. For å forebygge vekst kan det være fordelaktig å benytte en mindre akkumulatortank, slik at man oppnår økt vanngjennomstrømning. I Modell 2 og 3 er det valgt å benytte en tank på 885 l. En liten akkumulatortank vil resultere i lavere leveringssikkerhet for forvarmet vann, noe det ikke tas hensyn til i denne oppgaven. I modellene har beredersystemet til enhver tid tilgang til nok forvarmet vann til å dekke tappevannsbehovet gitt i Kapittel 4.5.4.

4.5.6 Vannmengder gjennom berederkomponent og inn i blandeventil

For at estimert energibesparelse som kan oppnås ved forvarming skal få et realistisk resultat, må de tre modellene kunne levere forbruksmengden som er beskrevet i Kapittel 4.5.4 og samtidig opprettholde et tilfredsstillende temperaturnivå. Det følgende gir en beskrivelse av vannmengdene som sendes gjennom berederkomponenten i de ulike modellene.

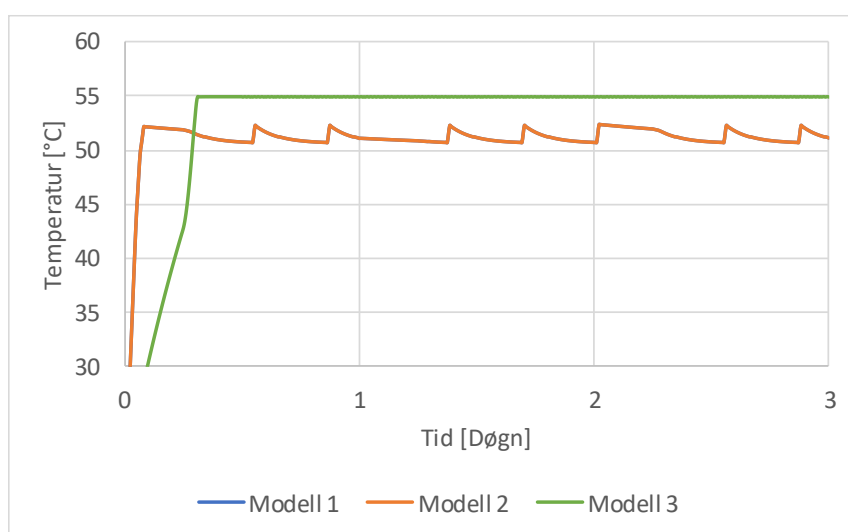
Modell 1 og 2

I Modell 1 og 2 tilføres det en andel kaldtvann inn i blandeventilen. Dermed kan vannmengden gjennom berederkomponenten reduseres noe sammenlignet med forbruksmengden i disse modellene. Det utføres simuleringer hvor det benyttes ulike andeler av forbruket gjennom systemet og ulike andeler kaldtvann inn i blandeventilen, for å undersøke hvor mye vann som må sendes gjennom berederkomponenten for å oppnå tilfredsstillende temperatur på tappevannet ut av systemet. Den laveste vannandelen gjennom berederkomponenten som gir et tilfredsstillende resultat benyttes i videre simuleringer, hvor minimum 50 °C ved en strømningsrate som tilsvarer forbruksmengden er vurdert som tilfredsstillende. Det er funnet at en vannmengde på 0,9 ganger forbruket gjennom berederkomponenten og en mengde kaldtvann på 0,32 ganger forbruket inn i blandeventilen gir et tilfredsstillende resultat for Modell 1 og 2, som dermed benyttes videre.

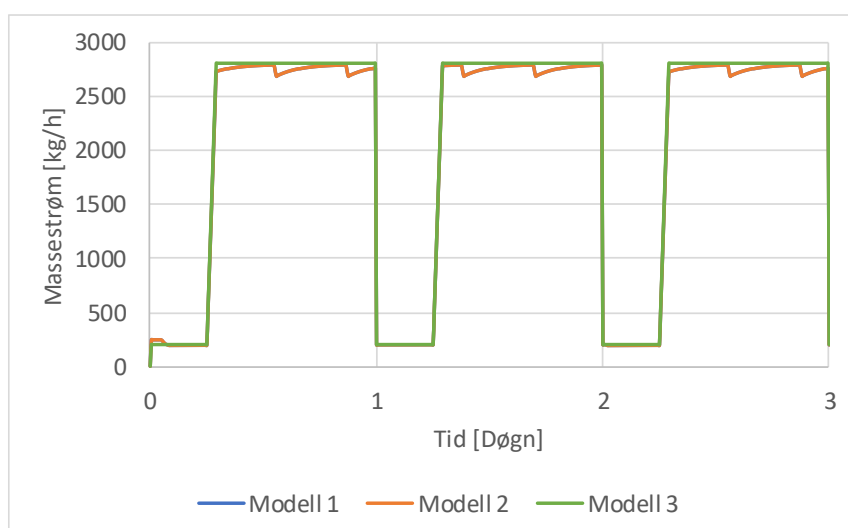
Modell 3

I Modell 3 er det blandesystemet som avgjør hvor stor andel av forbruket som sendes gjennom berederkomponenten. Blandesystemene er beskrevet i Kapittel 4.5.4. Forvarmet vann med en strømningsrate som tilsvarer forbruket sendes inn i fordeleren, som tildeler nødvendig mengde til beredersystemet. Tappevannet ut av Modell 3 vil derfor automatisk ha en strømningsrate som tilsvarer forbruksmengden og en temperatur på 55 °C.

Figur 29 og Figur 30 viser en simulering over tre døgn for henholdsvis temperatur og strømningsrate ut av blandeventilen med respektive vannmengder gjennom beredersystemet i Modell 1, 2 og 3. Verdiene for Modell 1 og 2 har sammenfallende dataverdier. Vannmengdene som berederkomponenten må varme opp for de ulike modellene er vist i Vedlegg G.



Figur 29: Temperaturforløpet til tappevann ut av Modell 1, 2 og 3 gjennom 3 døgn med valgte vannmengder gjennom berederkomponent og inn i blandeventil. Temperaturforløpene for Modell 1 og 2 er sammenfallende og representert ved oransje kurve (nederst), mens temperaturforløpet for Modell 3 er vist ved grønn kurve (øverst).



Figur 30: Strømningsraten til tappevann ut av Modell 1, 2 og 3 med valgte vannmengder gjennom berederkomponent og inn i blandeventil. Temperaturforløpene for Modell 1 og 2 er sammenfallende og representert ved oransje kurve (nederst), mens temperaturforløpet for Modell 3 er vist ved grønn kurve (øverst).

4.5.7 Simuleringer av Modell 1, 2 og 3

Fordi samme forbruksprofil gjentas for hvert døgn som simuleres er energiforbruk per døgn forventet å ha en konstant verdi. Det er likevel valgt å utføre simuleringer for 365 døgn, slik at årlig energiforbruk kan beregnes direkte fra datapunktene. Årlig energiforbruk beregnes ved å multiplisere effektdataene med tidssteget og summere disse.

Tidsoppløsningen som brukes i simuleringene er avgjørende for hvor lang tid simuleringene tar og hvor mange datapunkt som må behandles i ettertid. Det tar i underkant av 10 minutter å utføre simuleringer med laveste tidssteg, og tidsbruk er derfor ikke vurdert som en avgjørende faktor for valg av tids-oppløsning. Datamengden er imidlertid proporsjonal med tidsoppløsningen som benyttes, og følgelig blir databehandlingen mer krevende dersom det benyttes en høy oppløsning. Modell 1, 2 og 3 simuleres med fem ulike tidsoppløsninger for å undersøke hvordan tidsoppløsningen påvirker resultatene. Tabell 5,

Tabell 6 og Tabell 7 gir en oversikt over simuleringresultatet for årlig energibehov ved ulike tidssteg for henholdsvis Modell 1, 2 og 3. Hvor lang tid det tar å fullføre en simulering er oppgitt i antall hele minutter for største og minste tidssteg.

Tabell 5: Oversikt over årlig energibehov estimert gjennom simuleringer av Modell 1. Tabellen viser simulert årlig energibehov ved ulike tidssteg og avviket i simulert energibehov mellom de ulike tidsstegene. Antall hele minutter det tar å fullføre en simulering oppgis for lengste og korteste tidssteg.

Tidssteg [min]	Årlig energiforbruk for Modell 1 [kWh/år]	Avvik [kWh/år]	Avvik [%]	Simuleringstid [min]
60	1 220 471	-	-	< 1
30	1 198 966	21 505	1,76	
15	1 182 014	16 952	1,41	
7,5	1 172 088	9926	0,840	
1	1 160 198	11 890	1,01	9

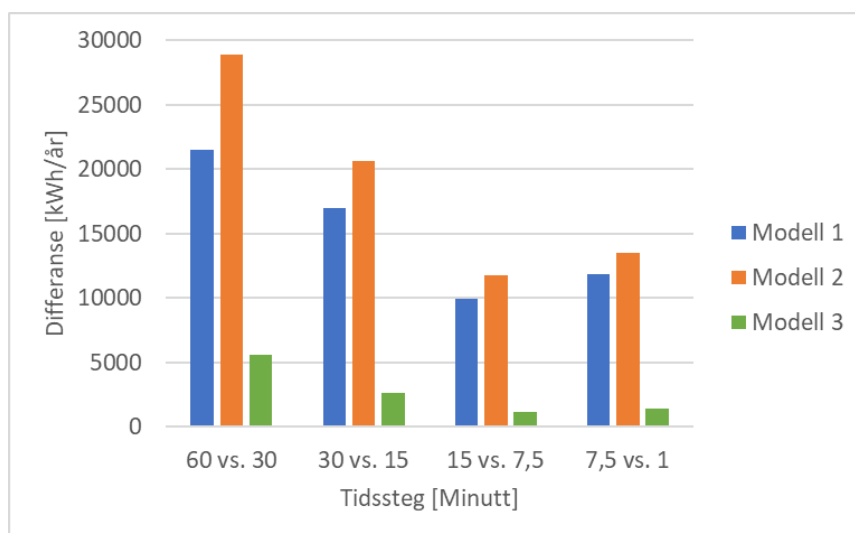
Tabell 6: Oversikt over årlig energibehov estimert gjennom simuleringer av Modell 2. Tabellen viser simulert årlig energibehov ved ulike tidssteg og avviket i simulert energibehov mellom de ulike tidsstegene. Antall hele minutter det tar å fullføre en simulering oppgis for lengste og korteste tidssteg.

Tidssteg [min]	Årlig energiforbruk for Modell 2 [kWh/år]	Avvik [kWh/år]	Avvik [%]	Simuleringstid [min]
60	712 162	-	-	< 1
30	683 261	28 901	4,06	
15	662 600	20 661	3,02	
7,5	650 818	11 782	1,78	
1	637 319	13 499	2,07	9

Tabell 7: Oversikt over årlig energibehov estimert gjennom simuleringer av Modell 3. Tabellen viser simulert årlig energibehov ved ulike tidssteg og avviket i simulert energibehov mellom de ulike tidsstegene. Antall hele minutter det tar å fullføre en simulering er gitt for lengste og korteste tidssteg.

Tidssteg [min]	Årlig energiforbruk for Modell 3 [kWh/år]	Avvik [kWh/år]	Avvik [%]	Simuleringstid [min]
60	520 949	-	-	< 1
30	526 506	5557	1,07	
15	529 151	2645	0,502	
7,5	530 290	1139	0,215	
1	531 674	1384	0,261	8

Figur 31 gir en grafisk fremstilling av differansen mellom simuleringresultatene.



Figur 31: Avvik i estimert årlig energiforbruk i kWh/år mellom ulike tidsoppløsninger. Avvikene utgjør mindre enn 5 % av totalt årlig energiforbruk. Avvik oppgitt som prosentandel av årlig energiforbruk er gitt i Tabell 5, Tabell 6 og Tabell 7.

Avvikene utgjør mindre enn 5 % av totalt årlig energiforbruk. Som det kommer frem av Figur 31 kan det se ut som resultatene konvergerer ved en tidsoppløsning på 7,5 minutter for alle modellene. I følge [155] bør det benyttes en forbruksprofil for tappevann med høyere tidsoppløsning enn 1 time dersom det skal benyttes et tidssteg i TRNSYS som er kortere enn 6 minutter. Varmtvannsforbruket ved Sentralblokken er kun kjent på timebasis. Det antas på bakgrunn av disse faktorene at et tidssteg på 7,5 minutter gir tilstrekkelig nøyaktige resultater for modellene i denne oppgaven, og denne verdien benyttes i videre simuleringer.

Dataene for effektforbruk gjennom hele simuleringperioden benyttes som beregningsgrunnlag for årlig energiforbruk. Som nevnt multipliseres effektmengden i hvert tidssteg med valgt tidssteg og summeres. Effektførøpene for Modell 1, 2 og 3 er gitt i Vedlegg F.

4.6 Modell C - Temperaturutvikling ved forvarming i Sentralblokken

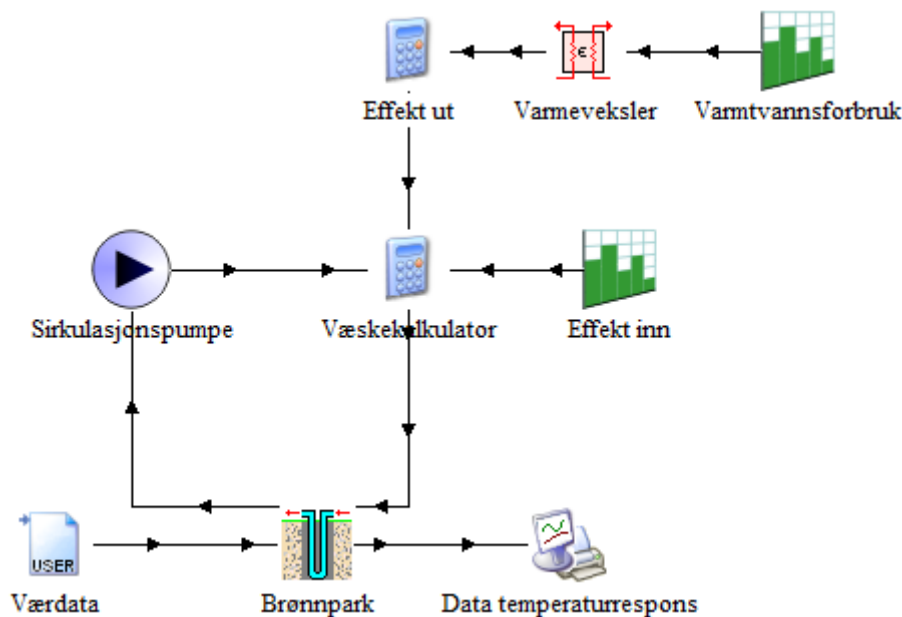
For å undersøke temperaturutviklingen i brønnparken dersom overskuddsvarme fra anlegget benyttes til forvarming av tappevann i Sentralblokken er det laget en modell som subtraherer effektbehovet til forvarming fra den termiske belastningen som påføres frostvæsken. Denne modellen omtales videre som Modell C.

I Modell C belastes frostvæsken med differansen mellom det estimerte effektoverskuddet fra varmpumpene og den effektmengden som benyttes til forvarming av tappevann i Sentralblokken. Dette gjøres ved at effektforbruk til forvarming trekkes fra estimert effektoverskudd ved hjelp av komponenten Væskerekalkulator. Utover belastningen som påføres frostvæsken er denne modellen identisk med Modell A.

Effektmengden som brukes til forvarming i Sentralblokken beregnes ved at komponenten med navn Effekt ut (øverst i modellen) beregner effektmengden som brukes til forvarming i varmevekslerkomponenten. Dette gjøres ved hjelp av følgende sammenheng:

$$\dot{Q}_{\text{varmtvann}} = \dot{m} c_p \Delta T \quad 59)$$

hvor ΔT er temperaturredifferansen inn og ut av varmevekslerens belastningsside og \dot{m} er strømningsraten gjennom varmevekslerens belastningsside. \dot{m} hentes fra forbruksmengden på samme måte som for varmevekslerkomponenten i Modell 2 og 3. Figur 32 viser en skjermdump av Modell C.



Figur 32: Skjermdump som viser oppbyggingen av Modell C. Denne modellen er identisk med Modell A, sett bort ifra at den termiske belastningen av frostvæsken er mindre. Effektmengden som brukes til forvarming ved Sentralblokken beregnes ved at komponenten med navn Effekt ut (øverst) beregner effekten som brukes til forvarming i varmevekslerkomponenten. Komponenter Væskerekalkulator belaster frostvæsken med differansen mellom det estimerte effektoverskuddet fra varmpumpene og effektmengden til forvarming.

4.7 Validering av modeller

Det følgende beskriver valideringsmulighetene som finnes for modellene som benyttes i denne oppgaven.

4.7.1 Brønnparkmodeller

COWI har utført simuleringer av brønnparkens temperaturrespons i en tidligere fase i prosjektet. Ved hjelp av programvaren EED har de estimert en temperaturøkning på 15 °C over 10 år [125]. I COWI sine simuleringer er det brukt et totalt årlig varmebehov på omtrent 4 GWh til oppvarming og 5,1 GWh til kjøling [132]. Dette tilsvarer en ubalanse mellom kjøle- og varmebehov på 30 %. Forutsetningene bak disse estimatene er ikke kjent. I denne oppgaven benyttes estimerte energibehov fra SIMIEN-simuleringer [126, 127]. Disse estimatene oppgir det samme kjølebehovet, men det årlige varmebehovet er estimert til 4,4 GWh. Dermed er ubalansen mellom årlig kjøle- og varmebehov som benyttes i Modell A bare 16 %. På bakgrunn av dette kan ikke simuleringsresultatet fra EED brukes til å validere resultatene fra Modell A.

Modell A og B har få komponenter og gyldigheten avhenger derfor i stor grad av de parameter- og inputverdiene som benyttes og hvilke modelleringsmetoder som benyttes av de ulike komponentene i programvaren. Dersom estimert effektoverskudd ikke avviker betydelig fra det fremtidige overskuddet fra anlegget er brønnparkkomponenten modellert ved Type 557a avgjørende for om temperaturforløpet er realistisk. Åsa Thorén [123] har sammenlignet simuleringsresultater fra ulike TRNSYS-komponenter med driftsdata. Resultatene viser at Type 557a gir et gjennomsnittlig avvik i væsketemperatur på 1,1 °C over en driftsperiode på fem år.

Det er usikkerhet rundt estimert effektoverskudd. I tillegg representerer Modell A et hypotetisk tilfelle, da anleggets SD-anlegg i realiteten skal sørge for at det opprettholdes en langsiktig energibalanse i brønnparken. Dermed vil ikke validering ved hjelp av driftsdata være mulig for Modell A. Det foreligger ikke driftsdata for kjølemodus enda, og dermed kan heller ikke resultatene fra Modell B valideres ved hjelp av driftsdata.

4.7.2 Varmtvannsberedning ved Sentralblokken

For å validere gyldigheten til modellene som benyttes til å simulere beredersystemene utføres det kontrollberegninger ved hjelp av Formel 59. Energibehovet for Modell 1 og 2 beregnes med en massestrøm på 0,9 ganger oppgitt gjennomsnittlig varmtvannsforbruk gjennom døgnet, noe som tilsvarer 0,597 kg/s. For Modell 1 benyttes en temperaturdifferanse ΔT på 60 K, fordi vannet må varmes opp fra 10 °C til 70 °C. For Modell 2 benyttes en temperaturdifferanse ΔT på 30 K, fordi vannet skal varmes opp til 70 °C fra en estimert forvarmet temperatur på 40 °C [146].

I Modell 3 vil vannmengden gjennom beredersystemet styres av blandesystemet, og denne verdien er dermed ukjent. For å estimere denne verdien benyttes det en energibalanse og en massebalanse over blandeventilen.

Dersom det antas at vannets varmekapasitet er tilnærmet konstant i det aktuelle temperaturområdet gir energibalansen følgende forenklete uttrykk, etter at den spesifikke varmekapasiteten er dividert bort:

$$\dot{m}_{\text{inn},1}T_{\text{inn},1} + \dot{m}_{\text{inn},2}T_{\text{inn},2} = \dot{m}_{\text{ut}}T_{\text{ut}} \quad (60)$$

Massebalansen kan uttrykkes ved

$$\dot{m}_{\text{inn},1} + \dot{m}_{\text{inn},2} = \dot{m}_{\text{ut}} \quad (61)$$

Dersom temperaturen til det forvarmede vannet, $T_{\text{inn},1}$ settes lik estimert verdi på 40 °C, temperaturen ut av systemet settes lik settpunkttemperaturen på 55 °C og massestrømmen ut av beredersystemet, \dot{m}_{ut} settes lik gjennomsnittlig forbruksmengde på 0,597 kg/s kan de to likningene løses for massestrømmene inn i blandeventilen, $\dot{m}_{\text{inn},1}$ og $\dot{m}_{\text{inn},2}$. Denne metoden resulterer i en 50/50-fordeling mellom de to innkommende massestrømmene og dermed 0,299 kg/s gjennom beredersystemet. Estimert energibehov for de ulike beredersystemene er vist i Tabell 8.

Tabell 8: Beregnede verdier for årlig energibehov til de ulike beredersystemene som modelleres ved hjelp av Modell 1, 2 og 3.

Modell	Beregnet energibehov [kWh/år]
1	1 183 717
2	591 836
3	328 798

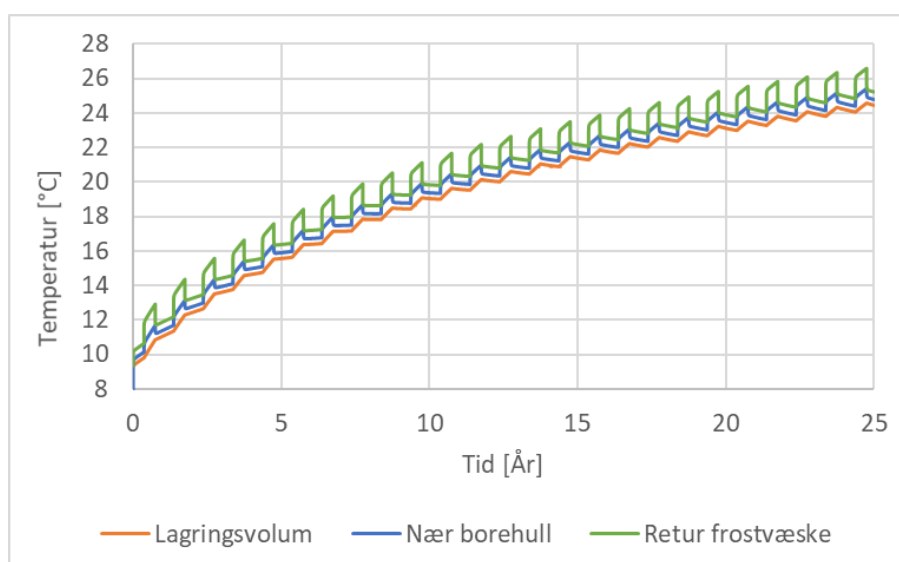
5 Resultater

Det er valgt å holde resultater og analyse adskilt. Det følgende gir en deskriptiv oversikt over de resultatene som er funnet, mens analyse utføres i Kapittel 7. Først presenteres simuleringresultatene for temperaturutvikling i brønnparken simulert med Modell A og B. Deretter presenteres resultatene for energiforbrukene til Modell 1, 2 og 3 som representerer forvarming av tappevann i Sentralblokken. Til slutt presenteres temperaturutviklingen for Modell C, hvor effektforbruk til forvarming av vann i Sentralblokken ekskluderes fra den termiske belastningen som tilføres brønnparken.

5.1 Modell A - Langsiktig temperaturforløp i brønnpark

Det følgende viser simuleringresultatet for temperaturutviklingen i brønnparken simulert ved Modell A. I denne modellen blir fullstendig estimert varmeoverskudd (etter ferdigstillelse av BUS2 og datahall) avgitt til brønnparken over en periode på 25 år. Den termiske belastningen av frostvæsken tilsvarer estimerte effektbehov beskrevet i Kapittel 4.3.3. En fullstendig oversikt over parameter- og inputverdier gis i Vedlegg B. Tre outputverdier presenteres: gjennomsnittstemperaturen til lagringsvolumet, gjennomsnittlig temperatur nær borehullene og frostvæskens returtemperatur etter å ha sirkulert gjennom brønnparken.

Figur 33 viser temperaturutviklingen i brønnparken ved BUS dersom fullstendige estimerte effektoverskudd for varme- og kjølesesongen på henholdsvis 127,2 kW og 325,6 kW avgis til brønnparken over en periode på 25 år. Resultatet viser en økning av lagringsvolumets gjennomsnittstemperatur på 15,1 °C over 25 år, som gir en sluttemperatur på 24,5 °C. Frostvæskens høyeste temperatur i det 25. året er 26,6 °C.

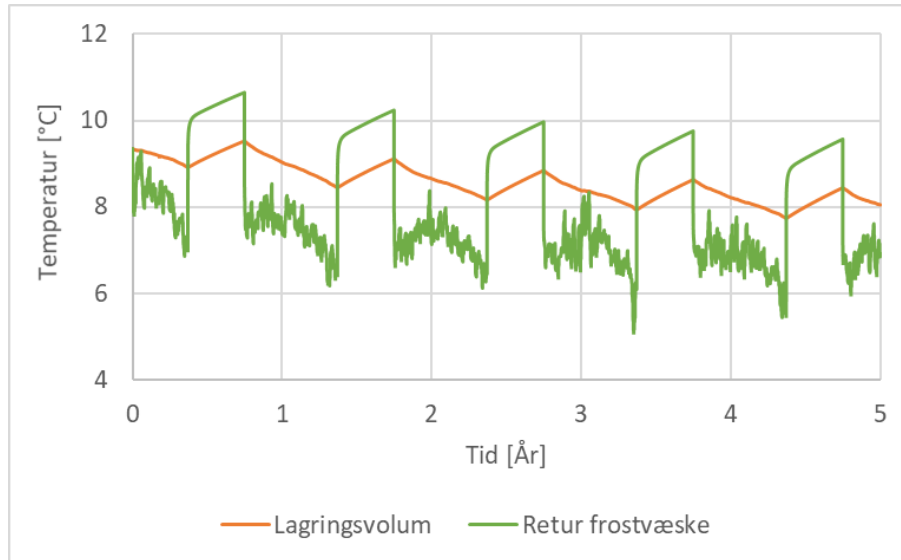


Figur 33: Simulert temperaturforløp for Modell A. I modellen avgis fullstendig estimert varmeoverskudd fra varmepumpene til brønnparken ved BUS over en periode på 25 år. De sykliske svingningene skyldes de estimerte effektoverskuddene i kjøle- og varmesesongen beskrevet i henholdsvis Kapittel 4.2.2 og Kapittel 4.2.3.

Det observeres at temperaturforløpet følger samme trend for de tre outputverdiene, med gjennomsnittlig temperatur for grunn nær borehullene mellom de to andre verdiene. Det er derfor i det følgende valgt å fokusere på gjennomsnittlig temperatur i lagringsvolumet og frostvæskens returtemperatur.

5.2 Modell B - Temperaturforløp med dagens forutsetninger

Lagringsvolumets gjennomsnittstemperatur og frostvæskens returtemperatur er simulert gjennom de første 5 driftsårene som beskrevet i Kapittel 4.4. Modellen representerer dagens driftsforhold med 75 borehull og energimengder for BUS1 uten datahall. Resultatet av simuleringen er vist i Figur 34. Gjennomsnittlig temperatur i brønnparken etter de første 5 driftsårene er estimert til 8,05 °C. Laveste returtemperatur for frostvæsken etter fem år er estimert til 6,93 °C.

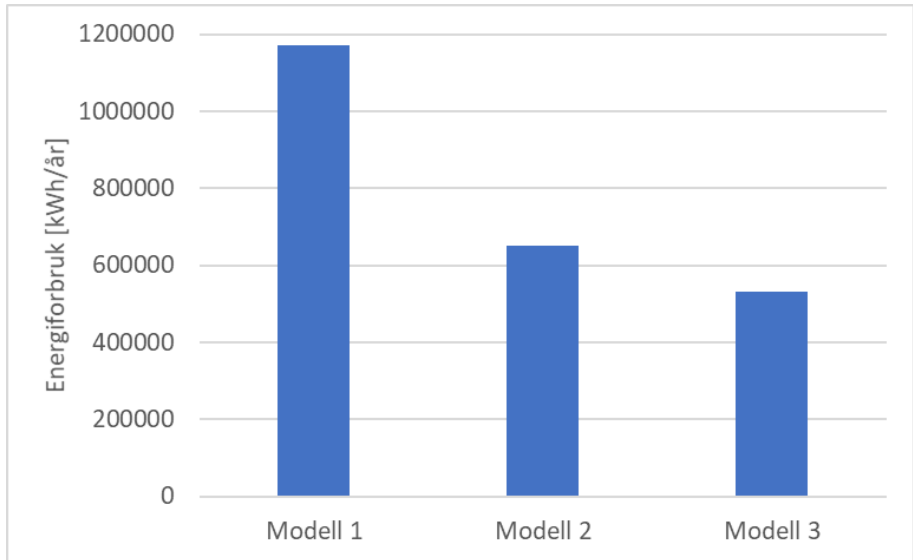


Figur 34: Simulert temperaturforløp for lagringsvolumets gjennomsnittstemperatur og frostvæskens returtemperatur gjennom de fem første driftsårene, hvor varmepumpeanlegget benyttes til kjøling og oppvarming av BUS1.

For å undersøke om de fem første driftsårene vil påvirke sluttemperaturen i Figur 33 utføres det en ny simulering av Modell A hvor Parameter 30 justeres. Parameter 30, som angir temperaturen til lagringsvolumet ved simuleringens start, justeres til 8,05 °C. Ny estimert sluttemperatur etter 25 år er 23,5 °C, som er en reduksjon på 1 °C sammenlignet med sluttemperaturen i Figur 33.

5.3 Modell 1, 2 og 3 - Varmtvannsberedning ved Sentralblokken

Det følgende presenterer estimert årlig energibehov til varmtvannsberedning ved en beredersentral i Sentralblokken. Årlig energibehov simuleres for tre ulike systemtyper representert ved Modell 1, Modell 2 og Modell 3. Modell 1 representerer løsningen uten forvarming av tappevann, og benyttes som sammenligningsgrunnlag for de to andre systemtypene. Modell 2 representerer løsningen som benytter forvarmet vann inn i berederkomponenten og Modell 3 representerer løsningen som benytter forvarmet vann inn i både berederkomponent og blandeventil. En grundigere beskrivelse av de ulike beredersystemene som modellene representerer er gitt i Kapittel 4.5. Figur 35 viser akkumulert energibehov til varmtvannsberedning for Modell 1, 2 og 3 over ett år.



Figur 35: Simulert årlig energibehov for de tre ulike beredersystemene representert ved Modell 1, 2 og 3. Modell 1 benytter ikke forvarmet vann, Modell 2 benytter forvarmet vann i ett trinn og Modell 3 benytter forvarmet vann i to trinn. En grundigere beskrivelse av modellene er gitt i Kapittel 4.5. Estimert energiforbruk for henholdsvis Modell 1, 2 og 3 er 1 172 088 kWh/år, 650 818 kWh/år og 530 290 kWh/år.

Tabell 9 viser årlig estimert energibehov til varmtvannsberedning for de ulike systemløsningene representert ved Modell 1, 2 og 3, samt årlig energibesparelse for hver av de to løsningene som benytter forvarmet vann (Modell 2 og 3) sammenlignet med løsningen uten forvarmet vann (Modell 1).

Tabell 9: Oversikt over simuleringresultater for de ulike beredermodellenes årlige energiforbruk. I tillegg presenteres estimerte energibesparelser for Modell 2 og 3 som kWh/år og prosentvis. Energibesparelsen er gitt relativt til Modell 1 som ikke benytter forvarmet vann.

Modell	Årlig energibehov [kWh/år]	Energibesparelse [kWh/år]	Energibesparelse [%]
1	1 172 088	-	-
2	650 818	521 270	44,5
3	530 290	641 798	54,8

Tabell 10 sammenligner årlig energibehov til varmtvannsberedning estimert ved hjelp av beregningene beskrevet i Kapittel 4.7.2 med simuleringresultatene for årlig energibehov.

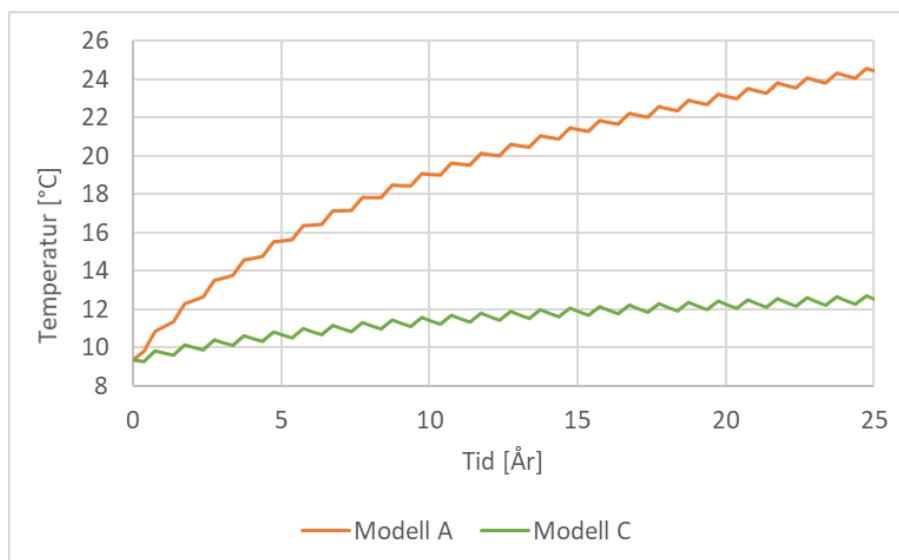
Tabell 10: Sammenligning av beregnede energibehov og simulerte energibehov for Modell 1, 2 og 3 og avvik mellom disse metodene. Avvikene mellom beregnede og simulerte energibehov for de ulike modellene er oppgitt som en prosentandel av beregnede energibehov.

Modell	Beregnete årlige energibehov [kWh/år]	Simulerte årlige energibehov [kWh/år]	Avvik [%]
1	1 183 717	1 172 088	0,982
2	591 836	650 818	9,97
3	328 798	530 290	61,3

5.4 Modell C – Temperaturutvikling ved forvarming i Sentralblokken

Modell C er laget for å undersøke virkningen som forvarming av tappevann i Sentralblokken kan ha på den langsiktige temperaturutviklingen i brønnparken. Frostvæsken belastes med differansen mellom det estimerte effektoverskuddet fra varmepumpene og den effektmengden som benyttes til forvarming av tappevann i Sentralblokken som beskrevet i Kapittel 4.6.

I Figur 36 sammenlignes temperaturutviklingen i brønnparken for Modell A og C, som representerer utviklingen over 25 år. Resultatet for Modell C viser at forvarming av tappevann ved den undersøkte beredersentralen i Sentralblokken reduserer temperaturøkningen betydelig. Gjennomsnittlig sluttemperatur for Modell C etter 25 år er 12,5 °C. Dette er en betydelig forbedring sammenlignet med sluttemperaturen for Modell A på 24,5 °C. Maksimal temperatur på frostvæsken det 25. året er 13,7 °C.



Figur 36: Sammenligning av temperaturutviklingen i brønnparken ved BUS for Modell A og Modell C. I Modell A avgis fullstendig estimert varmeoverskudd til brønnparken, mens i Modell C ekskluderes effektmengden til forvarming av vann i Sentralblokken, slik at den termiske belastningen av frostvæsken blir mindre.

5.5 Estimert årlig kostnadsbesparelse

Løsningen som benyttes til varmtvannsberedning i dag er fjernvarme [128]. I følge BKK sine nettsider [156] består den laveste fjernvarmeprisen for næringskunder av 3 ledd: strømmens markedspris, overføring av fjernvarme og et effektledd.

Prisen for overføring av fjernvarme er 33,92 øre/kWh, mens prisen for effektleddet er 4,5 øre/kWh [156]. Det tas utgangspunkt i en strømpris på 36 øre/kWh på bakgrunn av tall fra Statistisk Sentralbyrå [157]. Totalkostnaden for fjernvarme er dermed 74,42 øre/kWh. Følgelig resulterer energibesparelsen til systemet representert av Modell 2 i en årlig kostnadsbesparelse på omtrent 388 000 kroner/år. Systemet representert av Modell 3 gir en kostnadsbesparelse på omtrent 478 000 kroner/år.

6 Modellenes sensitivitet

For å undersøke modellenes sensitivitet for ulike parameter- og inputverdier utføres det en sensitivitetsanalyse. Analysen vil gi et inntrykk av hvilke variabler som har størst innvirkning på resultatene og bidra til å oppdage eventuelle feil.

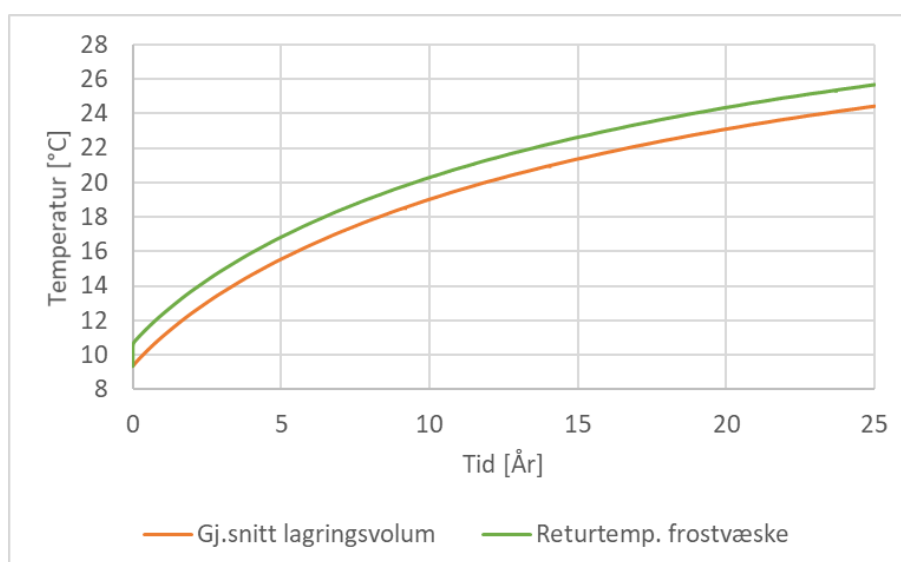
6.1 Modell A – Langsiktig temperaturforløp i brønnpark

Sensitivitetsanalyse av temperaturforløpet i brønnparken er utført på Modell A, som med sine opprinnelige parameter- og inputverdier omtales som grunnmodellen. Det observeres at temperaturforløpet følger samme trend for de tre outputverdiene som presenteres i Figur 33. Det er derfor valgt å fokusere på én av disse i sensitivitetsanalysen, nemlig gjennomsnittlig temperatur i brønnparken. En oversikt over de parameter- og inputverdier som benyttes i grunnmodellen er gitt i Vedlegg B.

I tillegg til sensitivitetsanalysen utføres det simuleringer hvor brønnparkkomponenten i Modell A har et større lagringsvolum, for å undersøke om en større brønnpark kunne redusert temperaturøkningen i Figur 33. Resultatet av disse simuleringene presenteres i Vedlegg H.

6.1.1 Fordeling av termisk belastning

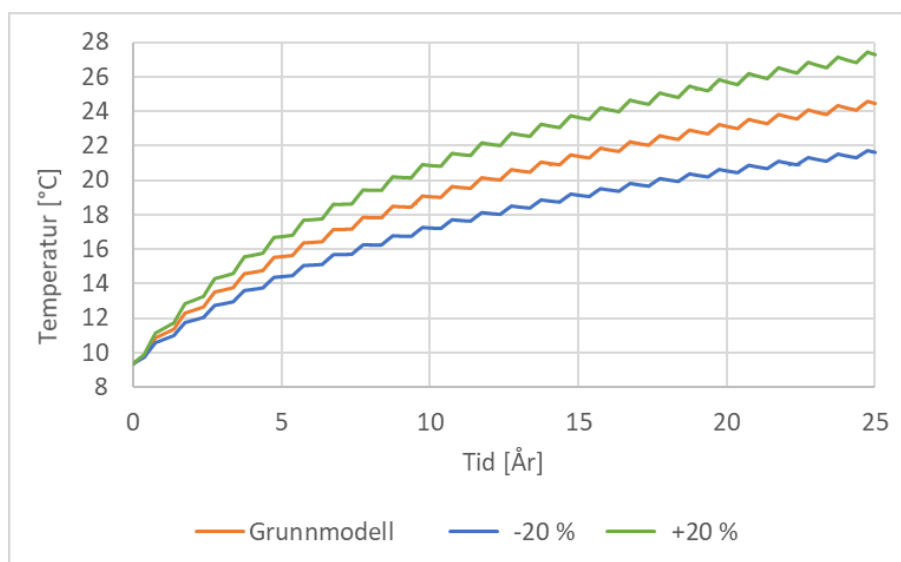
For å undersøke om belastningens fordeling er av betydning for temperaturutviklingen fordeles samlet estimert energioverskudd jevnt over. Estimerte effektoverskudd i varme- og kjølesesong omregnes til et totalt årlig energioverskudd som fordeles jevnt over 8760 timer. Dette resulterer i en jevn belastning på 202,2 kW. Figur 37 viser simulert temperaturforløp for lagringsvolumet og frostvæsken med denne belastningsprofilen. Gjennomsnittlig temperatur i lagringsvolumet etter 25 år med denne belastningsprofilen er 24,4 °C, bare 0,1 °C lavere enn resultatet for grunnmodellen. Dette tyder på at belastningens fordeling er av liten betydning for resultatet.



Figur 37: Simulert temperaturutvikling for brønnparken ved BUS dersom estimert varmeoverskudd for kjøle- og varmesesongen summeres og fordeles jevnt. Den grønne kurven (øverst) representerer returtemperaturen til frostvæsken og den oransje kurven (nederst) representerer gjennomsnittlig temperatur i lagringsvolumet. Temperaturutviklingen representerer et hypotetisk tilfelle hvor fullstendig varmeoverskudd fra varmepumpeanlegget avgis til brønnparken.

6.1.2 Størrelse på termisk belastning

Belastningen gjennom varme- og kjølesesongen justeres 20 % fra estimerte effektoverskudd som benyttes i grunnmodellen. Temperaturforløpet for en effektbelastning som er 20 % lavere og 20 % høyere enn den som benyttes i grunnmodellen er vist i Figur 38.



Figur 38: Sammenligning av temperaturforløp for ulike belastningsprofiler. Den øverste kurven angir temperaturforløpet for en tilført effektmengde som er 20 % høyere enn den som benyttes i grunnmodellen, den midterste kurven angir temperaturforløpet for grunnmodellen og den nederste kurven angir temperaturforløpet for en 20 % lavere effektmengde.

Tabell 11 gir en oversikt over sluttemperatur og temperaturendring for de ulike belastningsstørrelsene som undersøkes.

Tabell 11: Oversikt over sluttemperatur, temperaturendring og avvik i temperaturendring for de ulike effektbelastningene som er undersøkt. Resultatene tyder på at temperaturendringen er tilnærmet proporsjonal med belastningens endring.

Verdi	Grunnmodell	- 20 %	+ 20 %
Temperaturendring over 25 år [°C]	15,1	12,3	18,0
Avvik fra grunnmodell [%]	-	18,5	19,2

6.1.3 Input 3 – Temperature on Top of Storage

Brønnparken er plassert under bygningsmassen til BUS. Det opplyses om at temperaturen i kjellerarealet over brønnparken er mellom 10 og 15 °C [128]. I grunnmodellen benyttes det en gjennomsnittlig verdi på 12,5 °C. Virkningen av at denne parameteren settes lik 10 og 15 °C undersøkes. Resultatet viser at disse verdiene gir en sluttemperatur på henholdsvis 24,0 °C og 25,0 °C, som begge avviker 0,5 °C sammenlignet med sluttemperaturen til grunnmodellen.

6.1.4 Input 4 – Air Temperature

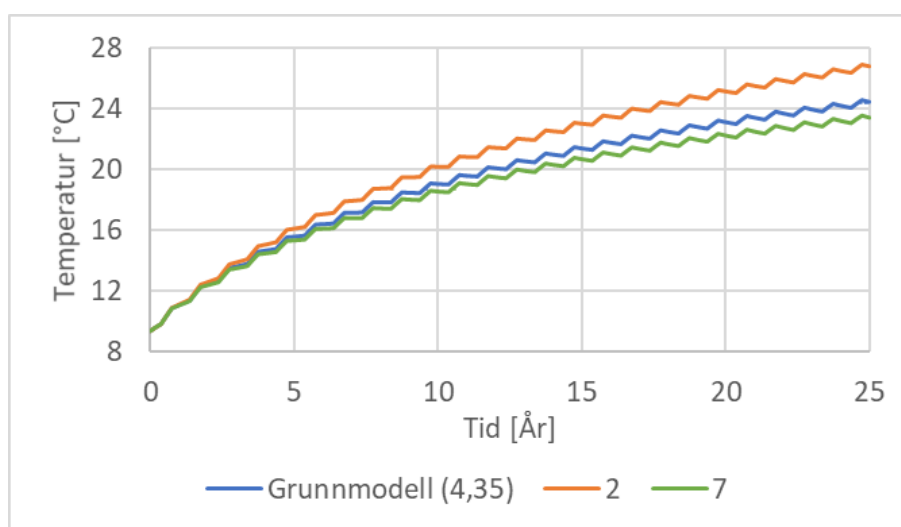
Det undersøkes om årsmiddeltemperaturen kan benyttes som inputverdi til brønnparkkomponentens Input 4 som alternativ til værdataene hentet fra eKlima [129]. Denne inputverdien settes lik årsmiddeltemperaturen i Bergen som er 7,7 °C [158]. Temperaturen etter 25 år ved bruk av denne inputverdien avviker 0,14 °C fra grunnmodellens resultat, noe som tyder på at årsmiddeltemperaturen på stedet kan benyttes uten betydelig avvik.

6.1.5 Parameter 8 – Number of vertical regions

I grunnmodellen er antall vertikale soner i lagringsvolumet satt lik 10. Virkningen av å sette denne parameteren lik 5 og 20 undersøkes. Resultatene gir et ubetydelig avvik på 0,01 °C sammenlignet med sluttemperaturen for grunnmodellen.

6.1.6 Parameter 9 – Storage Thermal Conductivity

Som beskrevet i Kapittel 4.3.3 er brønnparkkomponenten i TRNSYS basert på DST-modellen, en modell som antar uniforme termiske egenskaper for lagringsvolumet. I følge termisk responstesting av to prøvebrønner [139] er varmeledningsevnen estimert til 4,35 W/(m·K), som benyttes i grunnmodellen. Ifølge grunnvannsdata-basen til NGU [38] ligger brønnparken på en grense mellom bergartene kvartsitt og mylonittgneis, noe som kan resultere i at de termiske egenskapene kan variere horisontalt avhengig av hvor borehullene er plassert i forhold til grensen. I tillegg er bergartene i dette området en del av en geologisk formasjon som kalles Bergensbuen [159]. Lagene i Bergensbuen har en fallvinkel på omtrent 40 grader [159]. Dermed kan lagringsvolumet også ha termiske egenskaper som varierer i vertikal retning. Midttømme et al. [160] har undersøkt varmeledningsevnen til ulike bergarter i Oslo-området gjennom laborietesting. Av 1398 undersøkte prøver hadde mindre enn 20 av disse en varmeledningsevne lavere enn 2,0 W/(m·K). Undersøkelsene viser at enkelte kvartsittarter kan ha en laboriemålt varmeledningsevne på 6,68 W/(m·K). I tillegg oppgis det at effektiv varmeledningsevne kan være 10 % høyere enn laboriemålt verdi [160]. På bakgrunn av dette er det valgt å undersøke ytterpunktene 2,0 og 7,0 W/(m·K). Utviklingen til gjennomsnittstemperaturen i lagringsvolumet med de ulike verdiene er vist i Figur 39.



Figur 39: Sammenligning av simulert temperaturforløp for ulike varmeledningsevner i lagringsvolumet. Den øverste kurven angir temperaturforløpet for en varmeledningsevne på 2 W/(m·K), den midterste kurven angir temperaturforløpet for grunnmodellen med 4,35 W/(m·K) og den nederste kurven angir temperaturforløpet for en varmeledningsevne på 7 W/(m·K).

Tabell 12 gir en oversikt over hvordan temperaturendringen i brønnparken ved de undersøkte verdiene for varmeledningsevne avviker fra temperaturendringen til grunnmodellen, som benytter en varmeledningsevne på 4,35 W/(m·K).

Tabell 12: Oversikt over sluttemperatur og prosentmessig endring i sluttemperatur for ulike verdier for lagringsvolumets varmeledningsevne. Resultatene tyder på at temperaturendringens størrelse ikke nødvendigvis er proporsjonal med endring i varmeledningsevnen til lagringsvolumet.

Verdi	Grunnmodell	2 W/(m·K) - 54,0 %	7 W/(m·K) + 60,9 %
Temperaturendring over 25 år [°C]	15,1	17,5	14,1
Avvik fra grunnmodell [%]	-	15,1	7,24

6.1.7 Parameter 10 – Storage Heat Capacity

Som nevnt befinner brønnparken seg i et grenseområde mellom kvartsitt og mylonittgneis, som har varmekapasiteter på henholdsvis 1778 kJ/(m³·K) og 3555 kJ/(m³·K) [161]. En varmekapasitet på 1778 kJ/(m³·K) gir en gjennomsnittlig sluttemperatur som er 1,16 °C høyere enn grunnmodellen, mens en varmekapasitet på 3555 kJ/(m³·K) gir en sluttemperatur som er 1,11 °C høyere enn grunnmodellen gir.

6.1.8 Parameter 14 – Center-to-center Half Distance

Betydningen av denne parameteren er illustrert i Figur B.1 i Vedlegg B. I grunnmodellen er det tatt utgangspunkt i at u-rørsforgreningene er sentralt plassert i foringsrøret, slik at senter-til-senter-avstand mellom de to forgreningene er 70 mm. I realiteten vil vanligvis u-røret ligge løst i foringsrøret og avstanden mellom forgreningene vil dermed kunne variere [48]. Dersom de to forgreningene havner så langt fra hverandre i foringsrøret som mulig blir senter-til-senter-avstanden 100 mm. Plasseres de helt inntil hverandre vil avstanden tilsvare rørenes diameter som er 40 mm. Parameter 14 angir halvparten av senter-til-senter-avstanden. Dermed er det verdiene 50 mm og 20 mm som sammenlignes med grunnmodellen. En avstand på 20 mm gir en gjennomsnittlig sluttemperatur som er 0,33 °C høyere enn grunnmodellen gir, mens en avstand på 50 mm gir en sluttemperatur som er 0,36 °C lavere enn grunnmodellen.

6.1.9 Parameter 21 – Pipe-to-pipe Heat Transfer

Denne parameteren angir om modellen skal inkludere varmeoverføring mellom forgreningene i u-røret. I mottatt dokumentasjon er det ikke opplyst om tiltak for å redusere varmeoverføring mellom u-rørene. Denne variabelen er derfor satt lik -1 i grunnmodellen, som angir at varmeoverføring mellom forgreningene skal inkluderes. Det er utført en simulering hvor parameterverdien settes lik 0, for å undersøke virkningen av at varmeoverføring mellom u-rørene ikke inkluderes. Gjennomsnittlig sluttemperatur avviker 0,02 °C fra resultatet til grunnmodellen.

6.1.10 Parameter 30 + 31 – Surface Temperature + Thermal Gradient of Storage

I grunnmodellen er det valgt å sette den termiske gradienten lik 0 og overflatetemperaturen til lagringsvolumet lik gjennomsnittstemperaturen i prøvebrønnene. Denne metoden gir en uniform vertikal temperatur i energibrønnene. Virkningen av å inkludere den geotermiske gradienten undersøkes. Den geotermiske gradienten kan defineres ved hjelp av følgende sammenheng:

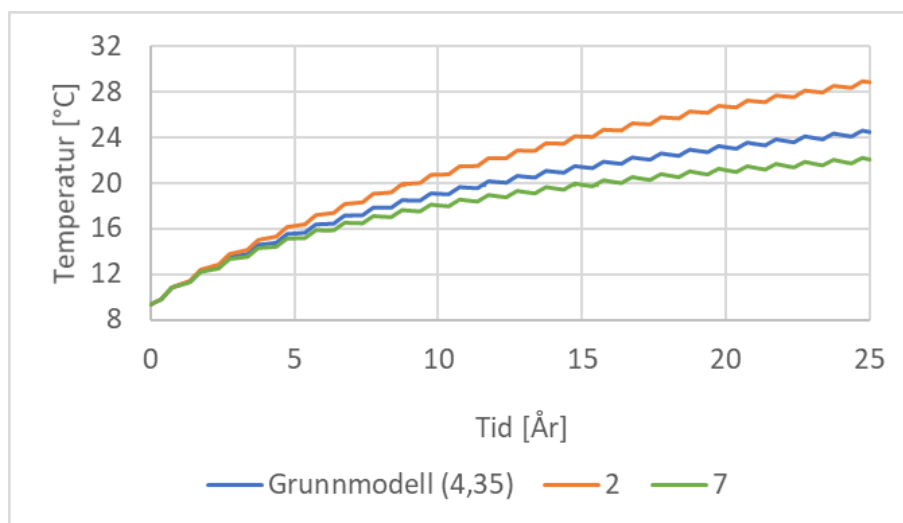
$$T_z = T_0 + \frac{\Delta T}{\Delta Z} Z \quad (62)$$

hvor T_z er temperaturen ved dybden Z , T_0 er temperaturen ved overflaten og $\Delta T/\Delta Z$ er den geotermiske gradienten.

Mayasa H. Rashed [162] har i sin masteroppgave estimert den geotermiske gradienten ved Haukeland gjennom målinger i 3 prøvebrønner. Gjennomsnittsverdien for disse tre målingene er $0,0162 \text{ }^\circ\text{C/m}$. Målingene viser at temperaturen er omtrent $11,2 \text{ }^\circ\text{C}$ ved et dyp på 250 m. Disse verdiene benyttes til å beregne en estimert verdi for T_0 , som modelleres ved Parameter 30. Dette gir en overflatetemperatur på $7,15 \text{ }^\circ\text{C}$, som benyttes sammen med temperaturgradienten på $0,0162 \text{ }^\circ\text{C/m}$. Metoden med overflatetemperatur og temperaturgradient gir et temperaturavvik på $0,19 \text{ }^\circ\text{C}$ etter 25 år sammenlignet med grunnmodellen. Dette tyder på at bruk av gjennomsnittlig temperatur fra forundersøkelse er en god tilnærming i dette tilfellet.

6.1.11 Parameter 40 - Thermal Conductivity of Layer

Denne parameteren angir varmeledningsevnen til grunnen utenfor lagringsvolumet. I grunnmodellen benyttes det samme termiske egenskaper utenfor lagringsvolumet som i lagringsvolumet. På grunn av utformingen til Bergensbuen kan det imidlertid være at grunnen utenfor lagringsvolumet har andre termiske egenskaper. Verdiene som undersøkes er $2,0$ og $7,0 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$, som er ytterpunktene beskrevet i Kapittel 6.1.6. Figur 40 viser temperaturforløpet for de undersøkte verdiene for varmeledningsevnen utenfor lagringsvolumet.



Figur 40: Sammenligning av simulert temperaturforløp for ulike varmeledningsevner i grunnen utenfor lagringsvolumet. Den øverste kurven angir temperaturforløpet for en varmeledningsevne på $2 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$, den midterste kurven angir temperaturforløpet for grunnmodellen med $4,35 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ og den nederste kurven angir temperaturforløpet for en varmeledningsevne på $7 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$.

Tabell 13 gir en oversikt over hvordan temperaturendringen i brønnparken ved de undersøkte verdiene for varmeledningsevne avviker fra temperaturendringen til grunnmodellen, som benytter en varmeledningsevne på 4,35 W/(m·K).

Tabell 13: Oversikt over sluttemperatur og prosentmessig endring i sluttemperatur for ulike verdier av varmeledningsevnen til grunnen utenfor lagringsvolumet. Resultatene tyder på at temperaturendringens størrelse ikke nødvendigvis er proporsjonal med endring i varmeledningsevnen til grunnen utenfor lagringsvolumet.

Verdi	Grunnmodell	2 W/(m·K) - 54,0 %	7 W/(m·K) + 60,9 %
Temperaturendring over 25 år [°C]	15,1	28,3	20,4
Avvik fra grunnmodell [%]	-	87,3	35,1

6.1.12 Parameter 41 - Heat Capacity of Layer

Denne parameteren angir varmekapasiteten til grunnen utenfor lagringsvolumet. I grunnmodellen benyttes samme verdi som for lagringsvolumet. Denne parameteren settes lik 1778 og 3555 W/(m·K), som er ytterpunktene nevnt i Kapittel 6.1.7 som omhandler varmekapasiteten i lagringsvolumet. Den laveste varmekapasiteten som undersøkes gir en sluttemperatur som er 0,99 °C høyere enn den grunnmodellen gir, mens den høyeste varme-kapasiteten gir en sluttemperatur som er 0,72 °C lavere.

6.1.13 Parameter 42 – Thickness of Layer

Parameter 42 angir tykkelsen til laget som utgjør grunnen utenfor lagringsvolumet. I grunnmodellen er det valgt å beholde programmets standardverdi på 1000 m. Det er valgt å undersøke hvordan resultatene påvirkes dersom denne parameteren endres til 500 m eller 1500 m. Disse verdiene gir ingen endring i sluttemperatur sammenlignet med grunnmodellen.

6.1.14 Oppsummering - Sensitivitetsanalyse av Modell A

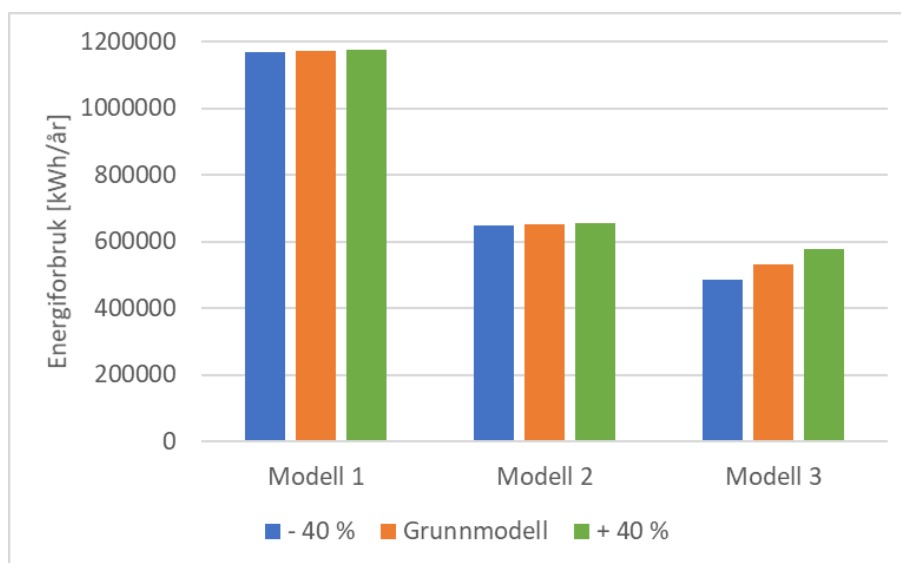
Det kommer frem av sensitivitetsanalysen at Modell A er relativt robust i forhold til de undersøkte parameter- og inputverdiene. Det er i hovedsak størrelsen på den termiske belastningen og varmeledningsevnen til grunnen i og utenfor lagringsvolumet som er av betydning for det simulerte temperaturforløpet for Modell A. Det antas at Modell B responderer på samme måte som Modell A, fordi hovedkomponenter og parameterverdier som benyttes stort sett er identiske.

6.2 Modell 1, 2 og 3 - Varmtvannsberedning ved Sentralblokken

Det følgende presenterer simuleringresultater for justeringer av noen vesentlige parameter- og inputverdier som benyttes i Modell 1, 2 og 3. Modellene med sine opprinnelige parameter- og inputverdier omtales som grunnmodeller. En tabellarisk oversikt over parameter- og inputverdiene som benyttes i grunnmodellene er gitt i Vedlegg D.

6.2.1 Varmetapstall for akkumulatortank med ettervarmet vann – Parameter 5

Som beskrevet i Vedlegg D.2 er det tatt utgangspunkt i en tankmodell fra OSO [151] for å estimere en realistisk verdi til varmetapstallet gitt ved Parameter 5. For å undersøke om varmetapstallet til akkumulatortanken med ettervarmet vann er avgjørende for modellenes energiforbruk undersøkes virkningen av 40 % høyere varmetapstall og 40 % lavere varmetapstall. Resultatene er vist i Figur 41.

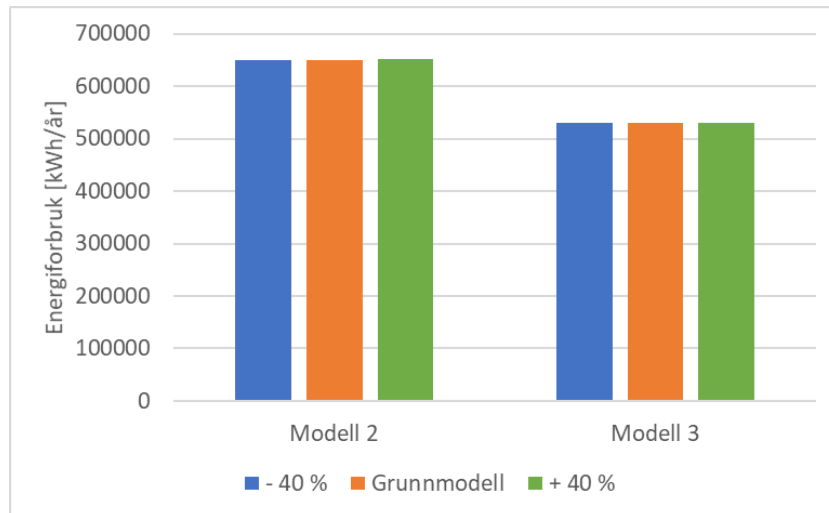


Figur 41: Sammenligning av årlig energiforbruk for Modell 1, 2 og 3 ved ulike verdier for Parameter 5 som angir varmetapstallet til akkumulatortanken med ettervarmet vann. Blå søyle (venstre) angir energiforbruk for 40 % lavere varmetapstall enn det som benyttes i grunnmodellen (midten), grønn søyle (høyre) angir energiforbruk for 40 % høyere varmetapstall.

For Modell 1 gir begge endringene i varmetapstall et årlig energiforbruk som avviker mindre enn 0,4 % fra energiforbruket til grunnmodellen. For Modell 2 er avviket i mindre enn 0,7 % for begge endringene, mens endringene fører til et avvik på over 8 % for Modell 3.

6.2.2 Varmetapstall for akkumulatortank med forvarmet vann – Parameter 5

For å undersøke om varmetapstallet til akkumulatortanken med forvarmet vann er avgjørende modellenes årlige energiforbruk utføres det simuleringer med 40 % høyere varmetapstall og 40 % lavere varmetapstall. Resultatene for årlig energiforbruk for Modell 2 og 3 med ulike varmetapstall for denne komponenten er vist i Figur 42. En beskrivelse av parameter- og inputverdier som benyttes i grunnmodellene er gitt i Vedlegg D.12.

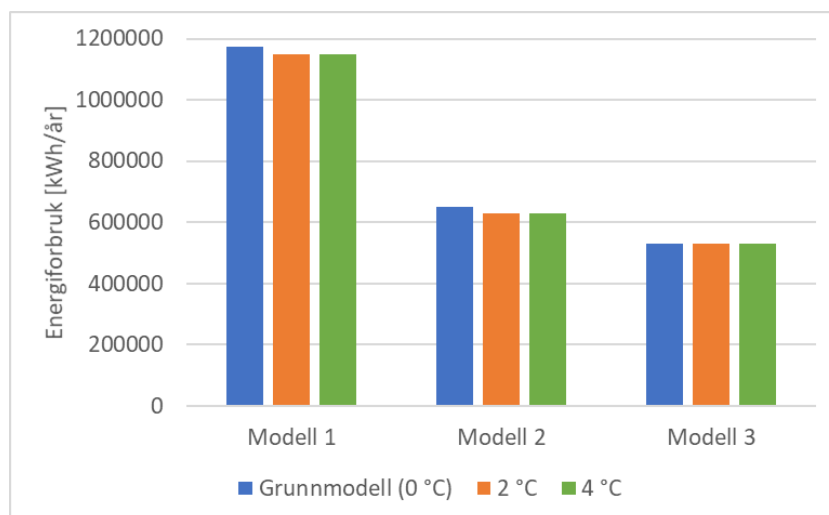


Figur 42: Sammenligning av årlig energiforbruk for Modell 1, 2 og 3 ved ulike verdier for Parameter 5 som angir varmetapstallet til akkumulatortanken med forvarmet vann. Denne komponenten benyttes kun i Modell 2 og 3. Blå søyle (venstre) angir energiforbruk for 40 % lavere varmetapstall enn det som benyttes i grunnmodellen, oransje søyle (midterst) angir energiforbruk for grunnmodellen og grønn søylen (høyre) angir energiforbruk for 40 % høyere varmetapstall.

For Modell 2 resulterer endringen i denne parameteren til et avvik på under 0,6 % sammenlignet med grunnmodellen. For Modell 3 er avviket i underkant av 0,2 %.

6.2.3 Termostatens temperaturdødbånd – Parameter 2

Det benyttes en termostatkomponent til å kontrollere temperaturen i akkumulatortanken med ettervarmet vann, som beskrevet i Kapittel 4.5.4. I grunnmodellene er termostatkomponentens temperaturdødbånd satt lik 0 °C. Betydningen av denne parameteren er illustrert i Figur D.1 i Vedlegg D. Virkningen av å sette denne parameteren lik 2 og 4 °C undersøkes. Disse verdiene tillater at temperaturen fluktuerer mellom henholdsvis 69 - 71 °C og 68 - 72 °C. Årlig energiforbruk for Modell 1, 2 og 3 for de ulike verdiene av Parameter 2 er vist i Figur 43.

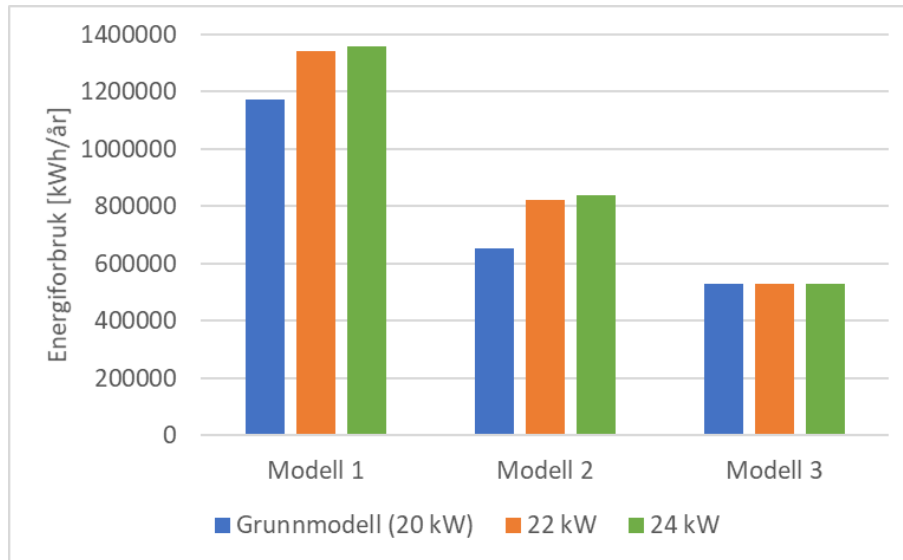


Figur 43: Sammenligning av årlig energiforbruk for Modell 1, 2 og 3 ved ulike verdier for Parameter 2 som angir temperaturdødbåndet til termostatkomponenten. Blå søyle (venstre) angir energiforbruk med et dødbånd på 0 °C som benyttes i grunnmodellen, oransje søyle (midten) angir energiforbruk ved et dødbånd på 2 °C og grønn søyle (høyre) angir energiforbruk med et dødbånd på 4 °C.

For Modell 1 gir begge endringer i temperaturdødbånd et avvik fra grunnmodellens energiforbruk på 1,9 %. I Modell 2 resulterer endringene i et avvik på 3,5 %. I Modell 3 er avviket mindre enn 0,2 %.

6.2.4 Varmeelementets størrelse

I grunnmodellene er det valgt å bruke et varmeelement på 20 kW. Som beskrevet i Kapittel 4.5.4 er denne størrelsen nødvendig for å opprettholde 70 °C i akkumulatortanken. Det undersøkes hvor stor innvirkning det har dersom effekten til varmeelementet økes til 22 kW og 24 kW. Modellenes energiforbruk for effektstørrelsene som undersøkes er vist i Figur 44.



Figur 44: Sammenligning av årlig energiforbruk for Modell 1, 2 og 3 ved ulike verdier for varmeelementets effektstørrelse. Blå søyle (venstre) angir energiforbruk for grunnmodellen som benytter et varmeelement på 20 kW, oransje søyle (midten) angir energiforbruk med et varmeelement på 22 kW og grønn søyle (høyre) angir energiforbruk med et varmeelement på 24 kW.

En økning i varmeelementets størrelse fra 20 kW til 22 kW resulterer i en økning i årlig energiforbruk på 14,5 % for Modell 1, 26,1 % for Modell 2 og 0,01 % for Modell 3, sammenlignet med de respektive grunnmodellene. En økning til 24 kW resulterer i en økning i energiforbruk på 16,0 % for Modell 1, 28,7 % for Modell 2 og 0,03 % for Modell 3.

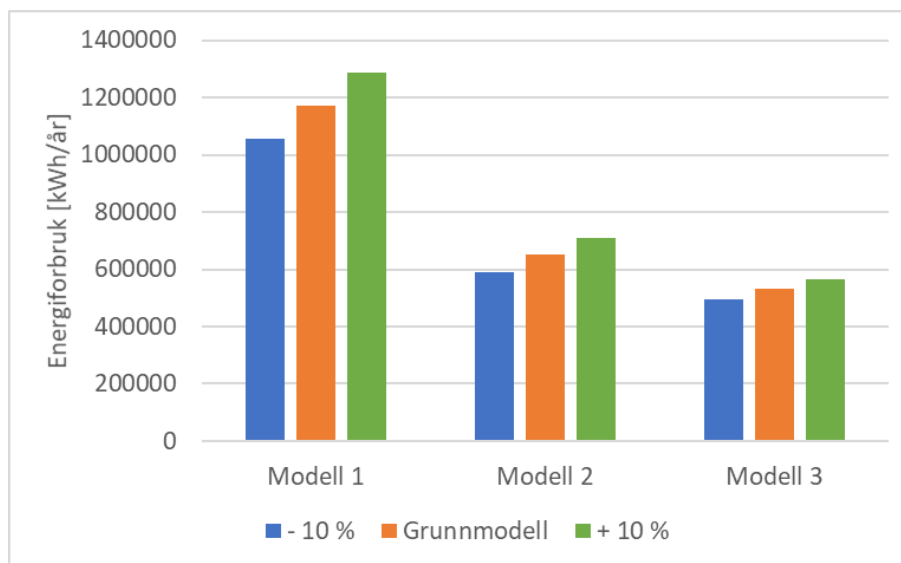
Varmeelementets effektstørrelse justeres i tillegg til 10 kW og 18 kW for å undersøke om et mindre varmeelement resulterer i et lavere energiforbruk. For Modell 1 resulterer disse effektstørrelsene i et avvik på omtrent 0,1 % i årlig energiforbruk sammenlignet med grunnmodellen. For Modell 2 er avviket omtrent 0,2 % for begge effektstørrelsene, mens for Modell 3 er avviket omtrent 0,3 %.

6.2.5 Forbruk av varmt tappevann

Varmtvannsforbruket beskrevet i Kapittel 4.5.4 varierer i form av størrelse og fordeling for å undersøke virkningen av dette.

Forbruksmengde

Forbruksprofilen som benyttes i grunnmodellen er 200 l/h fra 00:00 til 06:00 og 2800 l/h fra 06:00 til 00:00 som beskrevet i Kapittel 4.5.4. Denne profilen gir en gjennomsnittsverdi på 2150 l/h gjennom døgnet. Forbruksmengdene som undersøkes er 10 % lavere og 10 % høyere forbruk både om dagen og om natten. Figur 45 viser energiforbruket for de ulike forbruksmengdene.

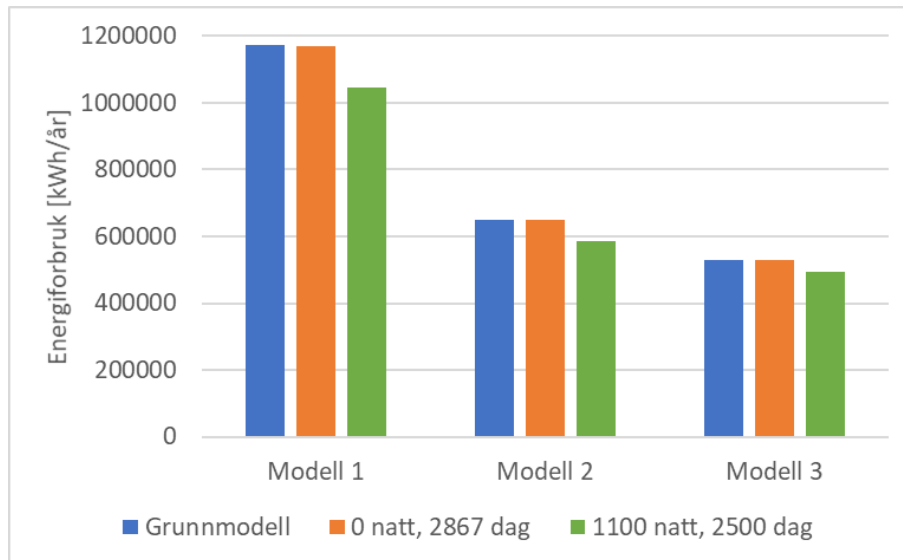


Figur 45: Sammenligning av årlig energiforbruk for Modell 1, 2 og 3 ved ulike størrelser på varmtvannsforbruket. Den blå søylen (venstre) angir energiforbruk ved et varmtvannsforbruk som er 10 % lavere enn i grunnmodellen, den oransje søylen (midten) angir energiforbruket til grunnmodellen og den grønne søylen (høyre) angir energiforbruk ved et forbruk 10 % høyere i grunnmodellen.

En reduksjon i varmtvannsforbruk på 10 % resulterer i et redusert årlig energiforbruk på 9,9 % for Modell 1, 9,1 % for Modell 2 og 6,3 % for Modell 3 sammenlignet med de respektive grunnmodellene. En økning i varmtvannsforbruk på 10 % har like stor prosentmessig innvirkning på de ulike modellene, men da i form av et økt årlig energiforbruk.

Forbrukets fordeling over døgnet

Forbruksprofilen som benyttes i modellene er vilkårlig, sett bort fra at den gir et gjennomsnittlig forbruk på 2150 l/h, som beskrevet i Kapittel 4.5.4. Det undersøkes derfor om fordelingen av forbruket er av vesentlig betydning for resultatene ved å utføre simuleringer med to andre forbruksprofiler. Den ene forbruksprofilen som undersøkes har et forbruk på 0 l/h fra 00:00 til 06:00 og 2867 l/h fra 06:00 til 00:00, mens den andre har et forbruk på henholdsvis 1100 l/h og 2500 l/h i samme tidsrom. Begge forbruksprofilene gir en gjennomsnittsverdi på 2150 l/h, som tilsvarer den gjennomsnittlige verdien i grunnmodellene. Figur 46 viser energiforbruket til modellene med de ulike forbruksprofilene.

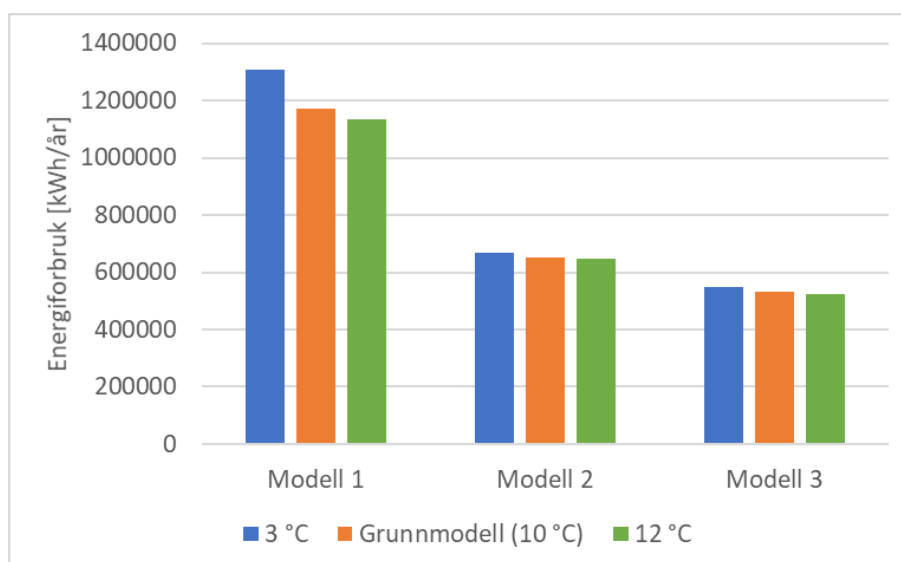


Figur 46: Sammenligning av årlig energiforbruk for Modell 1, 2 og 3 ved ulik fordeling av varmtvannsforbruket gjennom døgnet. Den blå søylen (venstre) angir energiforbruket for grunnmodellen, den oransje søylen (midten) angir energiforbruket ved et varmtvannsforbruk på 0 l/h om natten og 2867 l/h om dagen og den grønne søylen (høyre) angir energiforbruket ved et varmtvannsforbruk på 1100 l/h om natten og 2500 l/h om dagen.

Forbruksprofilen med et varmtvannsforbruk på 0 l/h om natten resulterer i et avvik på 0,28 % for Modell 1, 0,25 % for Modell 2 og 0,18 % for Modell 3, sammenlignet med energiforbruket til de respektive grunnmodellene. Forbruksprofilen med 1100 l/h om natten og 2500 l/h om dagen resulterer i et avvik på 11 % for Modell 1, 9,8 % for Modell 2 og 6,8 % for Modell 3.

6.2.6 Temperatur på kaldtvannstilførsel

I grunnmodellene benyttes en kaldtvannstemperatur på 10 °C, som er oppgitt gjennomsnittsverdi i mottatt dokumentasjon [146]. Temperaturen på kaldtvannstilførselen vil imidlertid kunne variere gjennom året avhengig av råvannskildens plassering og størrelse. Under arbeidet med bacheloroppgaven som undertegnede skrev sammen med Elisabeth Vindenes i 2016 [163] ble det innhentet temperaturdata for råvannskilder fra Vann- og Avløpsetaten i Bergen Kommune. Et årsforløp for temperaturen i Svartediket, som er en råvannskilde nær Haukeland, viser at temperaturen i 2015 varierte mellom 3 og 12 °C. Det utføres på bakgrunn av dette simuleringer med kaldtvannstemperaturer på 3 og 12 °C, for å undersøke hvilken innvirkning denne variabelen har på modellenes energiforbruk. Kaldtvannstemperaturen er en variabel som avgjør temperaturen inn i berederkomponenten i Modell 1 og turtemperaturen inn varmevekslerens belastningsside i Modell 2 og Modell 3. I tillegg angir den temperaturen til vannet som blandes med den varme væskestrømmen i blandeventilen i Modell 1 og 2. Resultatene for årlig energiforbruk med ulike kaldtvannstemperaturer er vist i Figur 47.



Figur 47: Sammenligning av årlig energiforbruk for Modell 1, 2 og 3 med ulike kaldtvannstemperaturer. Den blå søylen (venstre) angir energiforbruk med en kaldtvannstemperatur på 3 °C, den oransje søylen (midten) angir energiforbruket til grunnmodellen som har en kaldtvannstemperatur på 10 °C og den grønne søylen (høyre) angir energiforbruk med en kaldtvannstemperatur på 12 °C.

En kaldtvannstemperatur på 3 °C resulterer i en økning i årlig energiforbruk på 11 % for Modell 1, 2,7 % for Modell 2 og 3,5 % for Modell 3. En kaldtvannstemperatur på 12 °C resulterer i en reduksjon i energiforbruk på 3,3 % for Modell 1, 0,78 % for Modell 2 og 1,0 % for Modell 3.

6.2.7 Oppsummering - Sensitivitetsanalyse av Modell 1, 2 og 3

Årlig energiforbruk for Modell 1 og 2 påvirkes svært lite av at varmetapstallet til akkumulatortanken med ettervarmet vann endres med 40 %. Modell 3 påvirkes i større grad, men er heller ikke spesielt følsom for denne parameteren. Hverken varmetapstallet til akkumulatortanken med forvarmet vann og temperaturdødbåndet til termostaten har en betydelig innvirkning på modellenes årlige energiforbruk.

Modell 1 og 2 har samme sensitivitet for størrelsen til varmeelementet. For Modell 1 og 2 har grunnmodellene, som benytter et varmeelement på 20 kW, lavest energiforbruk. Energiforbruket øker med økende størrelse på varmeelementet, men ser ut til å flate ut ved 24 kW. Modell 3 påvirkes i liten grad av effektstørrelsen til varmeelementet.

Når det gjelder størrelsen på varmtvannsforbruket er Modell 1 mest følsom for denne parameteren, mens Modell 2 og 3 påvirkes i noe mindre grad. Forbruksprofilen som benytter en jevnere fordeling gjennom døgnet resulterer i et lavere energiforbruk enn grunnmodellene, mens forbruksprofilen med 0 l/h om natten ikke gir et nevneverdig avvik sammenlignet med grunnmodellen. Modell 1 er mest sensitiv for endringer i kaldtvannstemperatur. De andre to modellene påvirkes ikke nevneverdig av denne variabelen.

7 Diskusjon

Det følgende er en diskusjon av modellenes usikkerheter og resultatenes gyldighet. Modellenes sensitivitet analyseres på bakgrunn av resultatene i Kapittel 6. Nøyaktigheten til resultatene i Kapittel 5 vurderes ut fra de usikkerheter som foreligger.

7.1 Estimert varmeoverskudd

Energiforbruk til de ulike kjøle- og oppvarmingspostene ved BUS1 og BUS2 er avgjørende for hvor stort varmeoverskudd som produseres av varmepumpeanlegget. Energibehovene som legges til grunn i denne oppgaven er estimerte verdier. Hvilke antagelser og forutsetninger som ligger til grunn for disse estimatene er ikke kjent, og følgelig er heller ikke graden av usikkerhet for estimatene kjent. Virkelig effektforbruk til de ulike kjøle- og oppvarmingsformålene vil avhenge av blant annet utetemperatur og brukeratferd. I tillegg er den planlagte datahallens størrelse og utførelse avgjørende for energibalansen i anlegget. Som nevnt i Kapittel 4.2.2 er datahallens estimerte kjølebehov på 400 kW en usikker verdi fordi prosjektet er i en tidlig planleggingsfase. Samtidig utgjør denne forbruksposten omtrent 70 % av det totale estimerte prosesskjølebehovet, som er den største forbruksposten av verdiene i Tabell 2 og Tabell 3. Netto effektoverskudd i varme- og kjølesesongen er derfor i stor grad avhengig av datahallens kjølebehov.

Det gjøres en forenkling hvor energibehovene omregnes til jevnt fordelte effektbelastninger over valgt kjøle- og varmesesong som beskrevet Kapittel 4.2.1. En jevn fordeling av energibehovene til midlere effektverdier resulterer i et netto effektoverskudd fra anlegget i begge sesongene. I realiteten vil det kunne inntreffe perioder med dimensjonerende effektbehov til oppvarming og kjøling, og perioder med et netto varmeunderskudd kan inntreffe. En jevnt fordelt effekt benyttes også for kompressoreffekten, \dot{W}_C . I realiteten vil denne variere med den kjøle- eller varmeeffekten som varmepumpen må produsere i henhold til varmepumpenes effektfaktor gitt ved Formel 1. De nevnte faktorene resulterer i relativt stor usikkerhet rundt de estimerte effektoverskuddene.

7.2 Modell A – Langsiktig temperaturforløp i brønnpark

Det følgende er en analyse av sensitiviteten og simuleringsresultatene til Modell A, som estimerer temperaturutviklingen i brønnparken for 25 driftsår etter at BUS2 og datahallen er ferdigstilt. I modellen avgis fullstendig varmeoverskudd til brønnparken.

7.2.1 Sensitivitetsanalyse

Som det kommer frem i sensitivitetsanalysen av Modell A i Kapittel 6.1 er temperaturresponsen hovedsakelig følsom for grunnens varmeledningsevne og størrelsen til den termiske belastningen. De andre parameter- og inputverdiene som undersøkes påvirker temperaturendringen over 25 år med 0 - 1,2 °C. At modellen er lite sensitiv for disse verdiene kan skyldes at lagringsvolumet er relativt stort, og vil ikke nødvendigvis være gjeldende ved simulering av mindre brønnparker med færre og/eller grunnere borehull.

7.2.2 Termisk belastning

Den termiske belastningen som påføres brønnparken i modellen har opphav i estimerte midlere effektoverskudd beregnet i Kapittel 4.2.2 og 4.2.3. Om belastningen i modellen er nærliggende det fremtidige varmeoverskuddet til anlegget er derfor usikkert. Som beskrevet i sensitivitetsanalysen i Kapittel 6.1.2 undersøkes virkningen av 20 % økning og 20 % reduksjon i termisk belastning. Resultatene i Tabell 11 viser at 20 % reduksjon i tilført effektmengde kan bidra til at sluttemperaturen etter 25 år reduseres med 11,6 %. En økning i effektmengde på 20 % gir en økning i sluttemperatur på 11,6 %. Dette tyder på at temperaturøkningen i brønnparken er proporsjonal med den termiske belastningen den påføres, som stemmer overens med arbeidet til Wang et al. [66] som konkluderer med at utbalansering av den termiske belastningen er den mest effektive og direktevirkende metoden for å forebygge varig temperaturendring.

Det proporsjonale forholdet stemmer også overens med teorien om varmeledning i Kapittel 2.2.1. Som nevnt modelleres brønnparkkomponenten ved hjelp av DST-modellen. DST-modellen betrakter et lagringsvolum med uniforme og tidsuavhengige egenskaper, og varmeledning er den eneste varmeoverføringsmekanismen som inkluderes for lagringsvolumet. Fourierloven gitt ved Formel 6 sier at en varmeledningsfluks gjennom et materiale er proporsjonal med temperaturgradienten i materialet. Som nevnt i Kapittel 2.2.1 må varmeakkumulering i en brønnpark betraktes som en transient prosess. Formel 17 gir forholdet mellom temperaturgradienten i et materiale og temperaturens endring med tid for transiente varmeoverføringsprosesser. Dersom det antas at lagringsvolumet ikke selv genererer varme kan Formel 17 for én dimensjon uttrykkes på følgende måte:

$$\alpha \frac{\delta^2 T}{\delta x^2} = \frac{\delta T}{\delta t} \quad (63)$$

hvor α er den termiske diffusiviteten som avhenger av grunnens tetthet, varmeledningsevne og varmekapasitet, $\frac{\delta^2 T}{\delta x^2}$ er divergensen til temperaturgradienten i x-retning og $\frac{\delta T}{\delta t}$ er temperaturendring med tid. Ettersom DST-modellen benytter tidsuavhengige termiske egenskaper er den termiske diffusiviteten α en konstant og temperaturen vil endre seg proporsjonalt med temperaturgradienten. Dersom man kombinerer Formel 63 med Fourierloven ser man at temperaturens endringsrate $\frac{\delta T}{\delta t}$ er proporsjonal med varmeledningsfluksen $\frac{d\dot{Q}_k}{dA}$. Dersom varmeledningsfluksen antas å være proporsjonal med den termiske belastningen fra varmpumpeanlegget vil temperaturendringen i brønnparken være proporsjonal med den termiske belastningen fra varmpumpeanlegget.

Varigheten til varme- og kjølesesongen vil variere fra år til år avhengig av variasjoner i utetemperatur. I tillegg vil brukeratferd være avgjørende for hvor mye romvarme og -kjøling som benyttes. Det undersøkes om belastningens fordeling er av betydning for simuleringsresultatet, som beskrevet i Kapittel 6.1.1. Sluttemperaturen etter en simuleringsperiode på 25 år med jevnt fordelt belastning har et avvik på 0,1 °C sammenlignet med Modell A, noe som tyder på at belastningens fordeling gjennom året er av mindre betydning under de forutsetningene som benyttes i denne oppgaven. I realiteten kan belastningens fordeling være av større betydning for temperaturforløpet enn det simuleringene viser, for eksempel dersom det finnes grunnvannsgjennomstrømning med sesongvariasjoner.

7.2.3 Grunnens egenskaper

DST-modellen antar uniforme termiske egenskaper i lagringsvolumet. I realiteten kan de termiske egenskapene variere både horisontalt og vertikalt i en brønnpark. I sensitivitetsanalysen i Kapittel 6.1.6 kommer det frem at grunnens varmeledningsevne er av størst betydning for temperaturforløpet som til modellen, mens varmekapasiteten er av mindre betydning. Figur 39 og Figur 40 tyder på at varmeledningsevnen utenfor lagringsvolumet har samme virkning på temperaturforløpet som varmeledningsevnen i selve lagringsvolumet, men at varmeledningsevnen til grunnen utenfor lagringsvolumet har større innvirkning. I grunnmodellen er det antatt at grunnen utenfor lagringsvolumet har samme verdi som ble funnet i testbrønnene i forundersøkelsen [139] på $4,35 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$. Dersom denne parameteren reduseres til $2 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ resulterer dette i at temperaturøkningen blir 87 % større, sammenlignet med temperaturøkningen til grunnmodellen. Dersom parameteren økes til $7 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ resulterer dette i et avvik i temperaturøkning på 35 % sammenlignet med grunnmodellen. Resultatene tyder på at varmeledningsevnen til de omkringliggende grunnmassene er avgjørende for temperaturutviklingen i brønnparken. Dette understreker viktigheten av grundige forundersøkelser i form av termisk responstesting.

Som nevnt i Kapittel 6.1.6 tyder grunnvannsdatabaseen GRANADA [38] på at brønnparken er plassert i et grenseområde mellom to bergarter. Nøyaktigheten av grensens plassering på kartet i forhold til brønnparken er imidlertid ikke kjent. Plasseringen til de to testbrønnene i forhold til denne grensen er heller ikke kjent, en faktor som kan være avgjørende for om egenskapene er representative for hele brønnparken eller bare deler av den. I tillegg kan energibrønnene ha et avvik fra vertikal retning, særlig dersom boreutstyret har truffet harde bergarter [40]. Det er med andre ord vanskelig å si om varmeledningsevnen som benyttes i modellen er representativ for brønnparkens gjennomsnittlige verdi. Den prosentmessige endringen i sluttemperatur som følge av endring i varmeledningsevne oppgis i Tabell 12. Disse resultatene tyder på at en reduksjon i varmeledningsevne vil føre til større endring i brønnparkens temperaturforløp enn en tilsvarende økning i varmeledningsevne.

Som nevnt i Kapittel 2.2.5 og Kapittel 3.2 vil temperaturforløpet til en brønnpark som utsettes for en termisk belastning avhenge av hydrogeologiske forhold på stedet. Grunnvann i bevegelse vil som nevnt kunne bidra til at opprinnelig temperaturnivå opprettholdes på tross av ubalanserte energimengder. I forundersøkelsen som ble utført i startfasen av BUS [139] oppgis det at grunnvannsspeilet startet omtrent 1 m under bakken i de to testbrønnene som ble boret. Det opplyses om at den ikke-lineære temperaturgradienten tyder på at grunnen er termisk påvirket av tidligere bebyggelse, men at den ikke tyder på vesentlig vannbevegelse.

Som nevnt i Kapittel 3.2 kan selv grunnvann med lav strømningshastighet ha betydelig innvirkning på den langsiktige responsen til en brønnpark [37]. For at konveksjonseffekter fra grunnvann med lav strømningshastighet skal kunne registreres må testtiden være lang nok [37]. I forundersøkelsen er det oppgitt testvarigheter på 45 og 72 timer for de to testbrønnene. Som nevnt i Kapittel 2.2.4 anbefales det i litteraturen en testvarighet på minimum 72 timer [3, 9]. Dermed kan det finnes grunnvannsstrømmer med lav hastighet som ikke har gitt utslag på den termiske responstesten. Dersom det finnes grunnvannsgjennomstrømning i brønnparken ved BUS vil temperaturforløpet i Figur 33 ha for stor stigning fordi den effektive varmeledningsevnen vil være høyere enn den som benyttes i modellen.

Ifølge [40] kan temperaturgradienten ha en variasjon på inntil flere °C innenfor samme tomt, avhengig av hvor målingene utføres. Dermed kan også testbrønnenes plassering være av betydning. For de siste 90 energibrønnene som skal bores er det usikkert hvor grunnvannsspeilet starter, da pågående utgraving av grunnmasser enda ikke har resultert i tegn på grunnvann [128]. Som følge av de hittil nevnte faktorene kan det stilles spørsmål ved hvor representative de termiske egenskapene som benyttes i modellen egentlig er for brønnparken samlet sett.

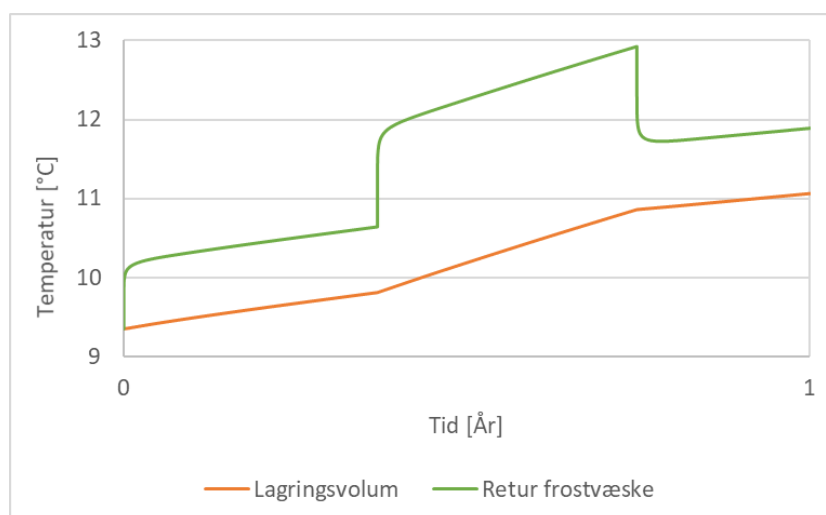
7.2.4 Borehullskonfigurasjon

Som beskrevet i Kapittel 3.7.1 er TRNSYS et nøyaktig og velutprøvd simuleringsverktøy [50, 108]. DST-modellen som benyttes i Type 557a betrakter imidlertid et sylindrisk lagringsvolum. Brønnparken ved BUS skal etter planen ha en rektangulær utforming, som beskrevet i Kapittel 4.3.2. Undersøkelser utført av Teza et al. [97] viser at avviket mellom simulert og virkelig frostvæsketemperatur for en irregulær brønnparkkonfigurasjon som modelleres med rektangulær konfigurasjon er under 1 °C over en simuleringsperiode på 25 år. Simuleringen er utført med en *finite-element*-metode, og brønnparken har 28 borehull på 100 m. Ettersom brønnparken ved BUS er vesentlig større og brønnparkkomponenten i TRNSYS benytter seg av en *finite-difference*-metode er ikke simuleringen til Teza et al. [97] direkte sammenlignbar med simuleringene i denne oppgaven. Dermed er det ikke kjent hvor stor innvirkning DST-modellens sylindriske lagringsvolum har på gyldigheten modellene i denne oppgaven.

Som nevnt i Kapittel 3.4 kan det akkumuleres mer varme i kompakte konfigurasjoner sammenlignet med linjeformede konfigurasjoner som et resultat av en lavere andel grenseareal [16]. Dette tilsier at Type 557a som benyttes til å modellere brønnparken kan overestimere varmeakkumuleringen i brønnparken ved BUS1 fordi overflatearealet mellom lagringsvolumet og omkringliggende grunnmasser underestimeres. I tillegg tyder undersøkelser på at DST-modellen kan underestimere varmeoverføringsraten i tidlig i driftsperioden [122, 123]. Virkningen dette har på langsiktige simuleringsresultater er ikke kjent, og følgelig er også denne faktoren en feilkilde som kan påvirke gyldigheten til temperaturforløpene som simuleres med brønnparkmodellene.

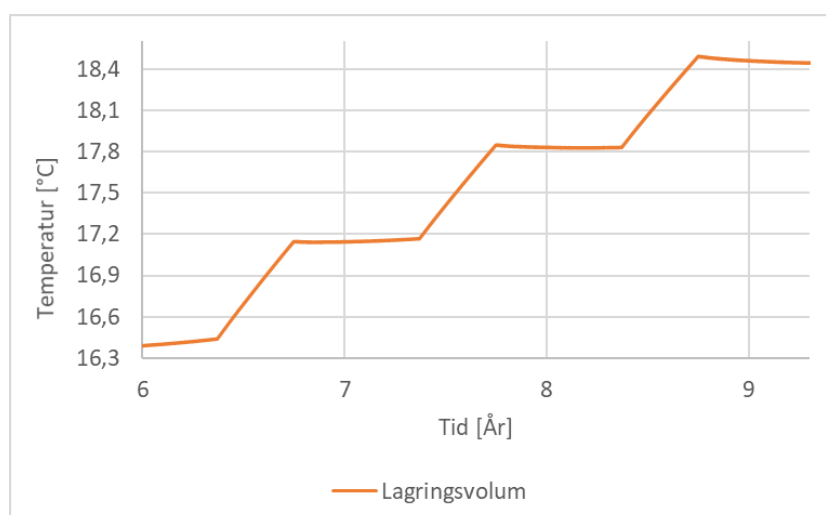
7.2.5 Temperaturen utvikling gjennom simuleringsperioden

De første årene har temperaturen til lagringsvolumet og frostvæsken en stigende trend i både kjøle- og varmesesongen. Figur 48 viser utviklingen til gjennomsnittlig temperatur i lagringsvolumet og returtemperaturen til frostvæsken gjennom det første året i den 25 år lange simuleringsperioden.



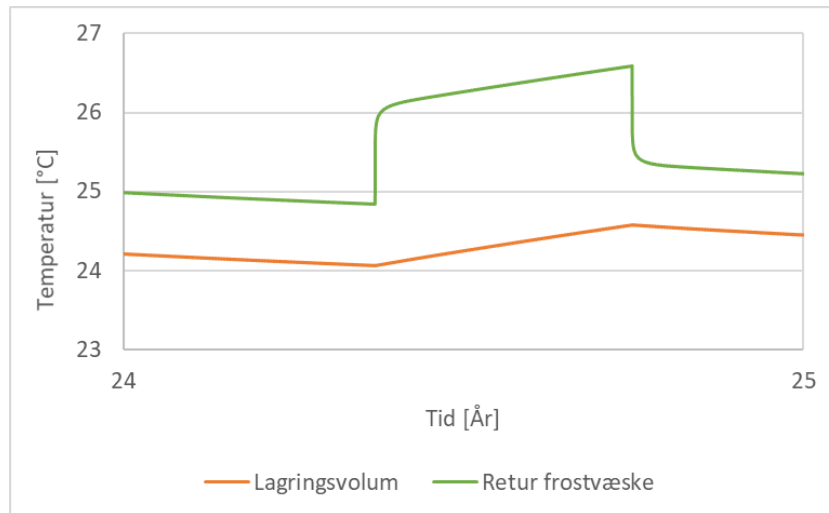
Figur 48: Utviklingen til gjennomsnittlig temperatur i lagringsvolumet og frostvæskens returtemperatur for det første simuleringsåret til Modell A. Temperaturene er stigende i både varme- og kjølesesongen.

Temperaturforløpene flater gradvis ut, slik at temperaturøkningen blir mindre for hver kjølesesong og temperaturen til slutt er konstant gjennom varmesesongen mellom det 6. året og det 7. året. Det påfølgende året, i varmesesongen mellom det 7. året og det 8. året, går temperaturutviklingen over til å bli synkende. Temperaturen i kjølesesongen er imidlertid fortsatt økende, slik at kurven samlet sett flater ut. Utviklingen til gjennomsnittstemperaturen i lagringsvolumet mellom det 6. året og det 9. året er vist i Figur 49. Her er overgangen fra en stigende temperatur før det 7. året til en synkende temperatur i det 8. året synlig.



Figur 49: Utviklingen til gjennomsnittlig temperatur i lagringsvolumet i perioden mellom år 6 og år 9. Temperaturforløpet i varmesesongen flater ut i år 7 og går over til å bli negativt i varmesesongen mellom år 7 og år 8.

Denne temperaturutviklingen tyder på at det til slutt vil oppstå en slags likevektstilstand i brønnparken, hvor belastningen som tilføres ikke lenger fører til ytterligere økning i temperatur. Figur 50 viser temperaturutviklingen for lagringsvolumet og frostvæsken gjennom det siste simuleringsåret.



Figur 50: Forløpene til gjennomsnittlig temperatur i lagringsvolumet og frostvæskens returtemperatur for det siste simuleringsåret til Modell A. I kjølesesongen er temperaturen fortsatt stigende, mens varmesesongen har gått over til å ha et synkende temperaturforløp. Denne kombinasjonen resulterer i at temperaturendringen over året bare er 0,24 °C.

Samlet sett endrer temperaturen seg bare 0,24 °C i løpet av det siste simuleringsåret. Dette tyder på at det vil oppstå en likevektstilstand få år etter det 25. året, noe som stemmer overens med undersøkelsene til Law og Dworkin [16] og Rybach og Eugster [65] som begge viser en asymptotisk temperaturutvikling med størst endring de første årene.

I teorien betyr dette at varmeoverføringsraten mellom brønnparken og omkringliggende grunnmasser er like stor som varmeoverføringsraten mellom frostvæsken og brønnparken. Grunnvannsgjennomstrømning motvirker varmeakkumulering [54]. Chiasson et al. [37] har funnet at en økende grunnvannshastighet resulterer i at likevekt oppnås ved et lavere temperaturnivå og at tiden før en likevektstilstand oppnås reduseres. Dersom det finnes grunnvannsgjennomstrømning i brønnparken ved BUS kan det føre til at varmeakkumuleringen overestimeres av modellen og at en likevektstilstand vil nå tidligere og ved et lavere temperaturnivå.

7.2.6 Langsiktig temperaturutvikling i litteraturen

Det er ikke funnet noen resultater i litteraturen som er direkte sammenlignbare med resultatene i denne oppgaven. Det følgende presenterer noen arbeider fra litteraturstudiet som har undersøkt temperaturøkning i brønnparker, men som på grunn av ulike anleggsavhengige variabler ikke kan sammenlignes direkte med estimert temperaturutvikling ved BUS.

Som nevnt i Kapittel 3.3 har Zhang og Wei [12] analysert måledata for et anlegg hvor årlig energiforbruk utgjøres av 60 % kjøling. Resultatene viser at temperaturen i brønnparken øker med 2 °C på 3 år. Dersom det antas at samme temperaturøkning fortsetter de følgende 22 årene resulterer dette i en temperaturøkning på 16,7 °C etter 25 år. Brønnparken ved BUS består av 250 borehull og er dermed vesentlig mindre enn brønnparken som undersøkes av Zhang og Wei [12]. I tillegg er årlig energibehov til kjøling ved BUS bare 16 % større enn årlig energibehov til oppvarming dersom det forutsettes at verdiene i Tabell 1 er nøyaktige estimater. Selv om anleggene ikke er sammenlignbare illustrerer resultatet til Zhang og Wei [12] at temperaturforløpet til Modell A er et realistisk utfall dersom det ikke iverksettes forebyggende tiltak.

Law og Dworkin [16] har utført simuleringer av fire bygningstyper som viser at gjennomsnittstemperaturen i brønnparken øker omtrent $24\text{ }^{\circ}\text{C}$ på 6,5 år, som tilsvarer en økning på $3,7\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{år}$. Brønnpark som er undersøkt består av 2×8 borehull med 100 meters dybde og en radius på 0,01 m. Denne temperaturøkningen oppstår som følge av en tilnærmet konstant tilført varmekraft på $161,4\text{ W}/\text{m}^2$ borehullsareal. Dersom dette multipliseres med overflatearealet til de 16 borehullene tilsvarer dette en effektmengde på omtrent 16 kW. Sluttemperaturen er gitt for et punkt midt i brønnparken. Resultatene viser at temperaturen lengre unna midtpunktet i brønnparken lavere, noe som betyr at gjennomsnittlig temperaturøkning for lagringsvolumet samlet sett vil være lavere.

Wang et al. [66] har utført simuleringer som viser at temperaturen i en brønnpark bestående av 3×3 borehull med 110 meters dybde øker fra $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ til omtrent $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ i løpet av 50 år. Dette tilsvarer en gjennomsnittlig økning på $0,24\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{år}$, som er vesentlig lavere enn estimert temperaturøkning for BUS, som er omtrent $0,60\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{år}$. Energimengdene som utveksles med brønnparken i undersøkelsen til Wang et al. [66] er $224\text{ GJ}/\text{år}$ tilført varme og $35,9\text{ GJ}/\text{år}$ varmeuttak, som gir en netto tilført energimengde på $188,1\text{ GJ}/\text{år}$. Omregnet til en jevnt fordelt effektbelastning tilsvarer dette omtrent 6 kW. Selv om den energimengden som hentes ut av brønnparken under varmedrift bare er en brøkdel av den energimengden som tilføres, vil perioden med varmeuttak bidra til en viss grad av regenerering. I tillegg er energimengdene lavere enn de energimengdene som utveksles med brønnparken ved BUS og brønnparken som er undersøkt av Law og Dworkin [16]. Dette kan være årsaker til at temperaturøkningen estimert av Wang et al. [66] er lavere.

Ifølge Law og Dworkin [16] kan større brønnparker være mer utsatt for varmeakkumulering på grunn av redusert andel randsone i forhold til lagringsvolum og interferens mellom borehullene. Dermed kan også brønnparkens størrelse og konfigurasjon sett i forhold til den termiske belastningen ha innvirkning på den temperaturutviklingen som inntreffer.

7.3 Modell B - Temperaturforløp under dagens forutsetninger

Simuleringer med Modell B utføres for å estimere temperaturutviklingen for de første fem årene, som beskrevet i Kapittel 4.4. De fleste parameter- og inputverdiene i Modell B er felles med Modell A. Følgelig vil også de samme usikkerhetsmomentene gjelde for Modell B hva angår energimengder og grunnens egenskaper. Det medfører en ekstra feilkilde at de samme verdiene for blant annet strømningsrate gjennom kollektorsystemet og pumpeeffekt benyttes i Modell B som i Modell A. Det er ikke sikkert at disse verdiene er representative for dagens drift, fordi et lavere energibehov til de ulike forbrukspostene resulterer i at det kan benyttes en mindre strømningsrate og pumpeeffekt.

Kompressoreffekten i varmesesongen som funksjon av utetemperatur, $\dot{W}_C(T_{ute})$ er estimert ved hjelp av driftsdata fra siste varmesesong. På grunn av mangel på formålsdelt energimåler til varmepumpene inkluderer driftsdataene også energiforbruk til andre forbruksposter. Kompressoreffekten er derfor estimert ved å ta utgangspunkt i differansen i registrert energiforbruk under oppe- og nedetid for varmepumpene, som beskrevet i Vedlegg A.2. Denne metoden resulterer i at $\dot{W}_C(T_{ute})$ er et usikkert estimat. Siden det ikke foreligger driftsdata for kjølemodus er kompressoreffekten i kjølesesongen estimert ved hjelp av forholdstallet mellom varmepumpenes effektfaktor i kjøle- og varmesesong, som beskrevet i Kapittel 4.4.2. Denne metoden gir en konstant kompressoreffekt. I realiteten vil denne avhenge av hvor mye kjøling anlegget må yte som følge av utetemperatur og intern belastning fra prosesser og mennesker.

Temperaturforløpet for Modell B i Figur 34 viser en svakt synkende trend, noe som tyder på at anlegget er varmedominant under dagens forutsetninger. Dersom det tas utgangspunkt i at estimerte energimengder er nærliggende virkelige verdier under dagens drift, vil temperaturen i grunnen etter de første fem driftsårene være 8,05 °C. Dette er en reduksjon på 1,3 °C sammenlignet med grunnens opprinnelige gjennomsnittstemperatur som ble målt i forundersøkelsen [139]. Temperaturforløpet for Modell B tyder på at anlegget er veldimensjonert for dagens driftsforutsetninger. Det fremtidige varmeoverskuddet vil bidra til at denne endringen enkelt kan reverseres. Resultatet fra Modell B kan imidlertid bety at starttemperaturen som benyttes i Modell A er omtrent 1,3 °C for høy. Som beskrevet i Kapittel 5.2 utføres det en ny simulering av Modell A hvor Parameter 30 settes lik 8,05 °C. Ettersom sluttemperaturen for Modell B bare er 1,3 °C lavere enn starttemperaturen for Modell A er ikke de første fem driftsårene vurdert som en betydelig feilkilde for det langsiktige temperaturforløpet i Figur 33.

Det er usikkert når datahallen skal bygges. Dermed kan det være at varmeproduksjon fra denne må inkluderes i energibalansen innen de fem årene som simuleres i Modell B er over. Dette kan resultere i at temperaturen i brønnparken er høyere enn starttemperaturene som benyttes i både Modell A og Modell B, såfremt det ikke iverksettes forebyggende tiltak innen datahallen ferdigstilles.

7.4 Modell C – Temperaturutvikling ved forvarming i Sentralblokken

Resultatet for Modell C viser at utnyttelse av overskuddsvarme til forvarming av tappevann ved beredersentralen i Sentralblokken reduserer temperaturøkningen i brønnparken betydelig. Gjennomsnittlig sluttemperatur etter 25 år for Modell C er 12,5 °C, som tilsvarer en temperaturøkning på 3,15 °C. At det forekommer en temperaturøkning tyder likevel på at det fortsatt kan nyttiggjøres mer varme fra varmpumpene, særlig ettersom anlegget etter planen skal benyttes til frikjøling [125]. Under frikjøling må temperaturen i brønnparken være lavere enn returtemperaturen fra kjøledistribusjonssystemet, slik at frostvæsken kan avgi varme til brønnparken. Returtemperaturen fra kjøledistribusjonssystemet er estimert til 15 °C ifølge anleggets systemskjema [138]. En større differanse mellom brønnparkens og frostvæskens temperaturnivå vil øke potensialet for frikjøling. Dette kan oppnås ved å tilføre et ekstra varmesluk, for eksempel i form av en ekstra beredersentral, oppvarming av bassengvann eller tørrkjølere.

Li, Yang og Zhang [110] har utført simuleringer i FLUENT og funnet at utnyttelse av overskuddsvarme til forvarming av tappevann kan bidra til å snu temperaturutviklingen i en brønnpark bestående av 9 borehull. Resultatene viser at temperaturutviklingen i brønnparken går fra en økning på 2 °C i løpet av 6 år til en reduksjon på 0,7 °C i løpet av samme periode.

7.5 Oppsummering – Temperaturutvikling i brønnparken

Nevnte usikkerheter rundt estimert effektoverskudd og termiske egenskaper i brønnparken medfører at de simulerte temperaturforløpene til brønnparken må betraktes som estimater. I tillegg presiseres det at anlegget ved BUS i realiteten styres av et SD-anlegg som skal sikre at det opprettholdes et akseptabelt temperaturnivå i brønnparken. Modell A og estimert temperaturøkning vist i Figur 33 representerer derfor et hypotetisk tilfelle.

Det er ikke funnet direkte sammenlignbare resultater i litteraturen, på grunn av ulikheter i størrelsen til den termiske belastningen og brønnparkens størrelse. Dette er anleggsavhengige variabler som er avgjørende for brønnparkens termiske respons.

Høyeste temperatur for frostvæsken i det 25. året er 26,6 °C. Som nevnt i Kapittel 4.3.2 tåler frostvæsken relativt høy temperatur uten at det oppstår fare for antennelse. Dermed er det i hovedsak ytelsen som påvirkes av den varige temperaturøkningen som er simulert i Figur 33. Som nevnt i Kapittel 3.5.2 tyder undersøkelser på at ytelsen er direkte avhengig av borehullets temperaturnivå [105]. Dette underbygges også av Kapittel 2.1.1 som omhandler varmepumpens effektfaktor. Temperaturutviklingen i Figur 33 understreker dermed viktigheten av kontinuerlig overvåking av frostvæskens temperatur og de energimengder som utveksles med brønnparken.

For å unngå at anleggets ytelse reduseres som følge av varmeakkumulering må det iverksettes forebyggende tiltak i form av et varmesluk som muliggjør tilstrekkelig utlading av brønnparken. Dette kan forhindre den varige temperaturøkningen som er simulert med Modell A. Det kan også være gunstig for anleggets kortsiktige ytelse fordi det blir lettere å regulere temperaturdifferansen mellom brønnparken og frostvæsken slik at varmepumpene opererer innenfor dimensjonert temperatur-område. Planen er at overskuddsvarmen fra varmepumpene skal nyttiggjøres, slik at man unngår en ugunstig temperaturøkning etter ferdigstilling av tekniske anlegg. Resultater fra Modell C viser at utnyttelse av overskuddsvarme fra varmepumpene til forvarming av vann ved en beredersentral i Sentralblokken reduserer temperaturøkningen over 25 år fra 15,1 °C til 3,18 °C. For å øke potensialet for frikjøling kan det installeres et ekstra varmesluk, for eksempel i form av en ekstra beredersentral eller oppvarming av bassengvann.

7.6 Modell 1, 2 og 3 - Varmtvannsberedning ved Sentralblokken

Det følgende er en analyse av sensitiviteten og simuleringsresultatene til Modell 1, 2 og 3, som benyttes til å estimere oppnåelig energibesparelse ved forvarming av tappevann i Sentralblokken.

7.6.1 Tilgjengelig overskuddsvarme

Modellene benytter kun en andel av det estimerte effektoverskuddet som beregnes i Kapittel 4.2.2 og Kapittel 4.2.3. Effektmengden til tappevann ved beredersentralen i Sentralblokken er oppgitt av COWI i deres mulighetsstudium [146]. Fordi effektmengden som benyttes i beredermodellene er mindre enn de estimerte verdiene for midlere effektoverskudd er det vurdert som sannsynlig at denne effektmengden faktisk er tilgjengelig. Dette vil imidlertid avhenge av størrelsen og utførelsen til den planlagte datahallen, og følgelig kan virkelig tilgjengelig effektoverskudd være et annet. En mindre tilgjengelig overskuddseffekt resulterer i lavere temperatur ut av varmevekslerens belastningsside, og følgelig vil energiforbruket til berederkomponenten øke i Modell 2 og 3. Konsekvensen av dette er at energibesparelsen som oppgis for beredersystemene representert av Modell 2 og 3 i Tabell 9 er overestimert. Det er også mulig at tilgjengelig overskuddsvarme vil være større i noen perioder. I så fall kan det være lønnsomt å tilknytte flere beredersentraler til anlegget, som også er nevnt i COWI sitt mulighetsstudium [146]. Årlig energibesparelse må uansett vurderes mot ekstra energiforbruk til sirkulasjonspumper og kostnader for ekstra rørføringer, varmevekslere og lignende.

7.6.2 Sensitivitetsanalyse

For å estimere varmetapstallet til akkumulatortankene benyttes det ekstrapolering av eksisterende tankmodeller fra OSO, som beskrevet i Kapittel 4.5.4. En økning i varmetapstallet til akkumulatortanken med ettervarmet vann resulterer i en økning i modellenes energiforbruk, som det kommer frem i Kapittel 6.2.1. Dette skyldes sannsynligvis at økt varmetap gir økt effektforbruk for varmeelementet som benyttes til å opprettholde 70 °C i tanken. Ingen av de tre modellene er imidlertid særlig følsomme for denne parameteren, selv om det utføres en endring på 40 %. Energiforbruket til Modell 1 og 2 har et avvik på under 1 % sammenlignet med grunnmodellene. Dette kan forklares ved at effekttoppene som skyldes varmeelementet er kortvarige og dermed resulterer i et lite bidrag sammenlignet med totalt energiforbruk for et år. Effektførøpene for de ulike modellene er vist i Vedlegg F.

Modell 3 er mer sensitiv for denne variabelen, med et resulterende avvik på 8 %. Dermed vil valg av akkumulatortank til forvarmet vann ha en innvirkning på denne modellens gyldighet, hvor resultatet er et avvik på 8 % dersom den tanken som velges har et varmetapstall som avviker 40 % fra 0,5338 W/(m²·K), som benyttes i grunnmodellen. Det eneste som skiller akkumulatortanken i Modell 3 fra de andre modellene er at den mottar mindre varmtvann fra berederkomponenten. Blandeventilen mottar en del av det forvarmede vannet i stedet for en kaldtvannsandel, noe som gjør at vannmengden gjennom berederkomponenten i Modell 3 reduseres. Dette resulterer i at akkumulatortanken får tilført mindre varme i form av innkommende massestrømmer, som kan være årsaken til at varmeelementet må motarbeide akkumulatortankens varmetap i større grad. Vannmengdene gjennom bereder-komponenten for de ulike modellene er vist i Vedlegg G. Varmetapstallet til den akkumulatortanken som inneholder forvarmet vann resulterer i avvik på mindre enn 1 % for alle modellene. Følgelig er ikke valg av tankmodell og metoden som benyttes til å beregne varmetapstall vurdert som en betydelig feilkilde.

Simuleringsresultatene i Figur 44 viser at en økning i varmeelementets effektstørrelse fra 20 kW til 22 kW gir en økning i årlig energiforbruk på henholdsvis 14,5 %, 26,1 % og 0,01 % for Modell 1, 2 og 3. En reduksjon i varmeelementets effektstørrelse fra 20 kW til 18 kW reduserer imidlertid bare energiforbruket med henholdsvis 0,1 %, 0,2 % og 0,3 % for Modell 1, 2 og 3. For Modell 1 og 2 er trenden den samme: energiforbruket øker når varmeelementets effektstørrelse øker. Økningen i energiforbruk ser imidlertid ut til å flate ut med økende effektstørrelse. Årsaken til at en ytterligere økning i varmeelementets størrelse ikke gir tilsvarende økning i årlig energiforbruk kan være at et stort varmeelement vil gi en hurtig temperaturøkning som fører til at temperaturen overstiger 70 °C. Dermed vil varmeelementet slås av igjen frem til temperaturen i tanken havner under 70 °C. En større andel tid med avslått varmeelementet kan kompensere for det økte effektforbruket når komponenten er påslått.

Som beskrevet i Kapittel 4.5.4 er et varmeelement på 20 kW nødvendig for å opprettholde settpunkttemperaturen i akkumulatortanken med ettervarmet vann. Effekttørrelsene på 10 kW og 18 kW resulterer i at årlig energiforbruk reduseres med mindre enn 1 %. Dette samsvarer med simulert kontrollsignal for disse effekttørrelsene, som er på hele døgnet fordi settpunkttemperaturen ikke nås. Dette kan være årsaken til at det årlige energiforbruket får tilnærmet samme verdi som ved bruk av et varmeelement på 20 kW.

Energiforbruket til Modell 3 er lite sensitiv for en økning i varmeelementets størrelse, med et avvik på bare 0,01 %. Dette kan skyldes at en mindre vannmengde passerer gjennom akkumulatortanken fordi noe sendes direkte fra varmeveksleren til blandeventilen. Dette gir mindre vanngjennomstrømning i akkumulatortanken med ettervarmet vann, som kan ha en innvirkning på hvor ofte varmeelementet slår seg av og på. Vannmengdene gjennom berederkomponenten for de ulike modellene er vist i Vedlegg G.

I Figur 45 kommer det frem at varmtvannforbrukets størrelse påvirker de tre modellene på samme måte: energiforbruket øker med forbruksmengden. Dette er som forventet fordi energiforbruket er proporsjonalt avhengig av strømningsraten gjennom berederkomponenten, som modelleres ved hjelp av Formel 57. Det er valgt å endre forbrukets størrelse med 10 %. For alle modellene er energiforbrukets prosentmessige økning ved 10 % økning i vannforbruk identisk med energiforbrukets reduksjon ved 10 % redusert vannforbruk. Modell 1 er mest sensitiv for endringer i denne parameteren, med et avvik på 9,9 %. Energiforbruket til Modell 2 får et avvik på 9,1 %, mens energiforbruket til Modell 3 får et avvik på 6,3 %. For Modell 1 og 2 er endringen i energiforbruk nesten tilsvarende endringen i varmtvannforbruk. Modell 2 er noe mindre sensitiv for denne variabelen enn Modell 1, og Modell 3 er minst sensitiv. Modell 1 og 2 har samme andel av forbruket gjennom berederkomponenten, som beskrevet i Kapittel 4.5.6. Vannet som går inn i berederkomponenten i Modell 2 er imidlertid forvarmet, og har dermed en vesentlig høyere temperatur enn i Modell 1. Dette kan være årsaken til at energiforbruket er mindre sensitivt for vannforbrukets størrelse i Modell 2 enn det er i Modell 1. I Modell 3 blandes forvarmet vann direkte inn i blandeventilen, slik at vannmengden gjennom berederkomponenten reduseres. Dette kan være årsaken til at Modell 3 er minst sensitiv for forbruksmengden.

I Kapittel 6.2.5 undersøkes er innvirkningen av forbrukets fordeling. Forbruksprofilen som har 0 l/h om natten gir et avvik i årlig energiforbruk på mindre enn 0,3 % sammenlignet med grunnmodellene. Profilen som har et jevnere fordelt forbruk med 1100 l/h om natten og 2500 l/h om dagen resulterer i redusert energiforbruk for alle modellene. For Modell 1 er avviket 11 %, for Modell 2 er det 9,8 % og for Modell 3 er det 6,8 %. Disse avvikene kan være relatert til strømningsraten gjennom akkumulatortanken og hvor lange perioder av gangen varmeelementet er av og på. Det er uansett lite sannsynlig at den jevneste forbruksprofilen representerer virkelige forhold, da det i mottatt dokumentasjon [146] er oppgitt at forbruket er relativt lavt om natten. Ettersom de to andre forbruksprofilene gir tilnærmet like resultater er ikke den valgte fordelingen vurdert som en betydelig feilkilde.

Kaldtvannstemperaturen i modellene justeres fra 7 °C (som benyttes i grunnmodellene) til 3 °C og 12 °C, som beskrevet i Kapittel 6.2.6. Modell 1 har et avvik i årlig energiforbruk på 11 % for 3 °C og 3,3 % for 12 °C. Avviket for Modell 2 er 2,7 % og 0,78 %, mens for Modell 3 er avviket 3,5 % og 1,0 %. Det er med andre ord Modell 1 som er mest sensitiv for endringer i denne variabelen. Dette skyldes sannsynligvis at kaldtvannstemperaturen benyttes i både varmevekslerkomponent, berederkomponent og blandeventil i Modell 1. I Modell 2 benyttes kaldtvann i varmeveksler og blandeventil, mens det i Modell 3 kun benyttes kaldtvann i varmeveksleren. Årsaken til at Modell 3 er mer sensitiv for kaldtvannstemperaturen enn Modell 2 kan ikke forklares. Kaldtvannstemperaturene som undersøkes representerer ytterpunktene for temperaturforløpet i Svartediket for 2015 [163], og det er naturlig å anta at disse temperaturene kun vil inntreffe i korte perioder. Derfor er ikke denne variabelen vurdert som en betydelig feilkilde.

7.6.3 Estimerte energibesparelser

Sensitivitetsanalysen viser at det er varmeelementets størrelse, forbruksmengden og kaldtvannstemperaturen som resulterer i størst endringer i modellens estimerte energibehov. Dersom det forutsettes at forbruksmengden og kaldtvannstemperaturen i mottatt dokumentasjon [146] er nøyaktige estimater er det dermed varmeelementets størrelse som er det største usikkerhetsmomentet i modelleringen. Usikkerhetene som belyses av sensitivitetsanalysen i Kapittel 6.2 påvirker i hovedsak gyldigheten til de estimerte årlige energibehovene. Valg av ulike komponenter som akkumulatortanker, varmeelementer og varmevekslere vil være avgjørende for hvor gyldig estimerte energiforbruk er sammenlignet med virkelig energiforbruk til varmtvannsberedning. Det antas at de prosentvise energibesparelsene for Modell 2 og 3 på henholdsvis 44,5 % og 54,8 % er mer nøyaktige enn de estimerte energiforbrukene til hver enkelt modell. Denne antagelsen gjøres på bakgrunn av at modellene er identiske hva angår størsteparten av de usikkerhetsmomentene som belyses i sensitivitetsanalysen. Det er systemet for forvarming og blandesystemet som skiller de ulike modellene fra hverandre.

Valg av varmeveksler og tilgjengelig overskuddsvarme vil påvirke om de estimerte prosentvise energibesparelsene er oppnåelige. Effektiviteten til beredersystemet som benyttes i dag og effektiviteten til det nye systemet som installeres er avgjørende for den virkelige energibesparelsen som vil oppnås. Virkningsgraden til berederkomponenten (Parameter 3 i Vedlegg D.1) er satt lik 1 i alle modellene for at energiforbrukene skal være sammenlignbare. Det er ikke kjent om systemet som produserer varmt tappevann i dag skal implementeres i det nye systemet eller skiftes ut. I dag er det fjernvarme som benyttes til varmtvannsberedning i Sentralblokken [128]. Berederkomponenten i Modell 1, 2 og 3 modellerer med andre ord en (eller flere) fjernvarmevekslere. Effektiviteten til fjernvarmeveksleren er sannsynligvis avhengig av både strømningsraten som passerer gjennom den og væsketemperatur på belastningssiden, en antagelse gjort på bakgrunn av Formel 40 og Formel 41. Som vist i Vedlegg G er vannmengden gjennom berederkomponenten den samme i Modell 1 og 2, mens den i Modell 3 har en annen verdi. Dette resulterer i at ytelsen til fjernvarmeveksleren kan ha ulik verdi for de tre systemene som modelleres ved Modell 1, 2 og 3. Dette er en feilkilde for de estimerte energibesparelsene til Modell 2 og 3.

For å estimere størrelsen på denne feilkilden utføres det simuleringer av en varmeveksler med de ulike vannmengdene som sendes gjennom berederkomponenten i de ulike modellene. Simuleringen utføres i SSP G7 [154] og det tas utgangspunkt i samme varmevekslertype som benyttes til forvarming av vann i modellene, nemlig B56 fra SWEP. En oversikt over de inputverdiene som benyttes i simuleringene er gitt i Vedlegg I. Modell 1 og 2 har samme vannmengde gjennom berederkomponenten, som resulterer i en effektivitet, ϵ på 0,712. Modell 3 har en lavere vannmengde gjennom berederkomponenten som resulterer i en effektivitet, ϵ på 0,724. For den undersøkte varmevekslertypen er avviket i effektivitet for de to vannmengdene 1,69 %. Berederkomponenten som benyttes til å modellere fjernvarmeveksleren beregner nødvendig effektforbruk til oppvarming av vann ved hjelp av Formel 55. Dermed er effektforbruket til berederkomponenten omvendt proporsjonal med effektiviteten. På bakgrunn av dette kan energibesparelsen til Modell 3 være underestimert med omtrent 1,7 % fordi den reduserte strømningsraten gjennom fjernvarmeveksleren resulterer i økt effektivitet. En andel av modellenes totale effektforbruk utgjøres imidlertid av varmeelementet i akkumulatortanken, slik at avviket i totalt årlig energiforbruk sannsynligvis vil være noe lavere. Avviket er et estimat og avhenger av hvilken varmevekslertype som velges.

Løsningene som modelleres ved hjelp av Modell 2 og 3 vil sannsynligvis kreve økt pumpeenergi sammenlignet med systemet som benyttes i dag [146]. Dette skyldes at vann må pumpes gjennom varmeveksleren som forvarmer vannet. Som et resultat av dette kan reell energibesparelse være noe lavere enn estimerte verdier oppgitt i Tabell 9. I følge mulighetsstudiet til COWI [146] vil denne forbruksposten tilsvare omtrent 2000 kWh. Denne verdien reduserer estimerte energibesparelser med 0,2 prosentpoeng til henholdsvis 44,3 % for Modell 2 og 54,6 % for Modell 3. Dette er derfor ikke vurdert som en betydelig feilkilde for estimert energibesparelser.

7.6.4 Sammenligning med beregnede energibehov og COWI sine estimer

Energibehovene estimert ved hjelp av beregninger i Kapittel 4.7.2 stemmer relativt godt overens med simulerte verdier for Modell 1 og 2. For Modell 3 er avviket 61,2 %. Beregningene antyder at energibehovet til Modell 3 er omtrent 61 % lavere enn simulert energibehov. Det antas at avviket skyldes vannmengdene gjennom berederkomponenten. I beregningene for Modell 3 er det estimert en massestrøm på 0,299 kg/s gjennom berederkomponenten, som fordeles jevnt over døgnet. Simuleringer av Modell 3 viser at blandesystemet tildeler en vannmengde gjennom berederkomponenten på 1560 kg/h om dagen og 112 kg/h om natten. Dette gir en gjennomsnittlig vannmengde på 1198 kg/h, som tilsvarer 0,333 kg/s. Dermed er gjennomsnittlig vannmengde gjennom berederkomponenten 11,4 % høyere i TRNSYS-modellen enn den beregnede verdien. Dette kan delvis forklare hvorfor simulert energibehov for Modell 3 er høyere enn beregnet energibehov. I tillegg kommer det frem av sensitivitetsanalysen i Kapittel 6.2.5 at et jevnere fordelt forbruk gir et lavere energiforbruk. Dermed kan den jevnt fordelte vannmengden som benyttes i beregningen være en årsak til at beregnet energiforbruk er lavere enn energiforbruket som simuleres av Modell 3. Ettersom det opplyses om lavt forbruk om natten i mottatt dokumentasjon [146] antas det at simulert energibehov er mer nøyaktig enn beregnet energibehov.

COWI har utført overslagsberegninger for årlig energibesparelse i sitt mulighetsstudium [146] ved å ta utgangspunkt i estimert temperaturdifferanse mellom kaldtvann og forvarmet vann, vannets spesifikke varmekapasitet og varmtvannsforbruk. For et beredersystem med forvarmet vann inn i fjernvarmeveksler har de estimert en energibesparelse på 440 900 kWh/år. Dette er 32,2 % lavere enn energibesparelsen som er estimert ved hjelp av Modell 2. For et system som inkluderer forvarmet tappevann i blandeventilen har COWI [146] estimert en energibesparelse på 585 000 kWh/år. Dette er 10,3 % høyere enn energibesparelsen for Modell 3. I denne oppgaven er det tatt utgangspunkt i effektoverskuddene estimert i Kapittel 4.2, som gir en kontinuerlig tilgang på 40 °C gjennom året. I COWI sine beregninger [146] er det tatt utgangspunkt i at overskuddsvarme bare er tilgjengelig 8000 timer i året, og at tilgjengelig temperatur fra kondensator er redusert til 25 °C i en andel av disse timene. Dermed representerer disse estimatene mer konservative beregninger, som forklarer hvorfor deres estimerte energibesparelse er lavere enn verdien for Modell 2. Hva som forårsaker avviket i estimert energibesparelse for Modell 3 er ikke kjent. Hvor mye overskuddsvarme anlegget egentlig vil produsere er som nevnt i stor grad avhengig av den planlagte datahallens kjølebehov, og følgelig er det ikke kjent hvilke estimer som er mest representative for den fremtidige energibesparelsen.

7.6.5 Energibesparelser til forvarming av tappevann i litteraturen

Som nevnt i litteraturstudiet i Kapittel 3.7.1 har Sarbu og Sebarchievici [121] sammenlignet simuleringer av varmtvannsberedning i TRNSYS med eksperimentelle data. Resultatene viser at simulert årlig energibehov til varmtvannsberedning er 0,21 - 0,62 % lavere enn måldata, noe som tyder på at TRNSYS er et nøyaktig verktøy til dette formålet.

Cui et al [111] har estimert årlig energibesparelse til produksjon av varmt tappevann dersom det benyttes en såkalt desuperheater. Denne metoden benytter overskuddsvarme i form av overhettete damp fra varmepumpens kompressor til å produsere tappevann. Simuleringene viser at det kan produseres vann med en temperatur som overstiger 50 °C, noe som reduserer årlig energibehov til varmtvannsberedning med 70 % sammenlignet med et konvensjonelt elektrisk beredersystem. Dette tyder på at denne metoden kan være mer effektiv enn forvarming av vann ved hjelp av varmepumpens kondensatorvarme. Hvor høy temperatur som oppnås ut av kompressoren avhenger blant annet av kuldemediet som benyttes i varmepumpen. I tillegg vil avstanden mellom varmepumpen og beredersentralen påvirke varmetap i rør, og dermed også energibesparelsen som kan oppnås med denne løsningen. Gjennomførbarhet og kostnad for å bruke denne løsningen i anlegget ved BUS er ikke undersøkt i denne oppgaven, men kan være en mulighet for videre arbeider.

8 Konklusjoner

Et bergvarmeanlegg som forsyner Barne- og Ungdomssjukehuset ved Haukeland Universitetssjukehus i Bergen med kjøling og oppvarming undersøkes i denne oppgaven. Det utføres numeriske simuleringer for å undersøke temperaturutviklingen i grunnen dersom estimert varmeoverskudd fra varmepumpene avgis til brønnenparken over en periode på 25 år.

Resultatene viser at temperaturutviklingen i brønnenparken i hovedsak er avhengig av grunnens varmeledningsevne og den termiske belastningen fra varmepumpene. I tillegg til varmeledningsevnen i selve brønnenparken er varmeledningsevnen til omkringliggende grunnmasser avgjørende for temperaturutviklingen. Disse resultatene understreker viktigheten av grundig forarbeid i form av termisk responstesting, estimering av energibehov og simuleringer for å sikre at dimensjonering og regulering kan utføres på best mulig måte.

BUS har et estimert årlig energibehov til oppvarming som utgjør 86 % av årlig energibehov til kjøling. Med beregningsmetoden som benyttes i denne oppgaven resulterer energibehovene i et effektoverskudd på 127 kW i varmesesongen og 326 kW i kjølesesongen. Den termiske belastningen fra varmepumpene resulterer i en temperaturøkning i brønnenparken på 15,1 °C på 25 år. Dette resulterer i en maksimal temperatur for frostvæsken ut av brønnenparken på 26,6 °C i det 25. året.

Temperaturøkningen i brønnenparken er størst de første årene, før forløpet flater gradvis ut. I det 25. året er temperaturøkningen 0,24 °C, noe som tyder på at det oppstår en likevektstilstand i brønnenparken etter det 25. året. Temperaturøkningen understreker viktigheten av kontinuerlig overvåking av frostvæskens temperatur og de energimengder som utveksles med brønnenparken.

For at varmeakkumulering ikke skal redusere anleggets ytelse må det iverksettes forebyggende tiltak i form av et varmesluk som muliggjør tilstrekkelig utlading av brønnenparken. Energibesparelsen ved nyttiggjøring av overskuddsvarmen til forvarming av tappevann i Sentralblokken estimeres ved å sammenligne tre modeller som representerer ulike beredersystemer. Resultatene viser at det kan oppnås en årlig energibesparelse på 44,5 % dersom forvarmet vann varmes opp av beredersystemet i stedet for kaldtvann. Dersom forvarmet vann i tillegg blandes inn i blandeventilen kan det oppnås en årlig energibesparelse på 54,8 %. Utnyttelse av overskuddsvarme til forvarming av tappevann i Sentralblokken bidrar i tillegg til at temperaturøkningen i brønnenparken reduseres til 3,15 °C, slik at sluttemperaturen etter 25 år blir 12,5 °C. Dette reduserer risikoen for at anleggets ytelse reduseres som følge av varmeakkumulering. Temperaturøkningen tyder på at det kan nyttiggjøres mer varme fra varmepumpene, særlig ettersom anlegget etter planen skal benyttes til frikjøling.

8.1 Forslag til videre arbeid

Som nevnt i Kapittel 7 er det flere usikkerheter knyttet til modellene i denne oppgaven. Usikkerhetene gir mulighet for videre arbeid i form av å forbedre modellenes nøyaktighet. For eksempel er datahallens kjølebehov et usikkert estimat som er avgjørende for hvor mye overskuddsvarme anlegget vil produsere i fremtiden. Når planleggingen av datahallen er kommet lengre kan estimatene for temperaturutvikling og energibesparelser gjøres mer nøyaktige.

Det foreligger også usikkerhet angående de termiske egenskapene til brønnparken og hvorvidt det finnes grunnvannsgjennomstrømning i området eller ikke. I forbindelse med BUS2 skal det bores 90 nye borehull. Dette er en mulighet for å utføre en grundigere undersøkelse i form av termisk responstesting, for eksempel med flere testbrønner og over lengre tid.

For å simulere hvordan brønnparken responderer på de reguleringsstrategier som i realiteten skal benyttes etter at BUS2 og datahallen er ferdig, kan anlegget modelleres på en mer fullstendig måte som inkluderer både SD-anlegg og utnyttelse av overskuddsvarme. Modelleringen kan gjøres i TRNSYS ved hjelp av de TESS-bibliotekene som HVL har tilgang til per dags dato, som er GHP-biblioteket, HVAC-biblioteket, Loads-and-structures-biblioteket og Storage-tank-biblioteket. Ulike reguleringsstrategier kan simuleres for å undersøke virkningen disse har på energibesparelser og temperaturresponser til brønnparken. Det kan også være av interesse å undersøke hvor mye frikjøling som kan oppnås med anlegget og energibesparelser som følge av dette.

En mer fullstendig modell vil i tillegg kunne gi et bedre estimat på hvordan brønnparken responderer, slik at det kan gjøres en vurdering av når tiltaket for nyttiggjøring må iverksettes. Dersom det er mulig å utsette installasjonen til man har tilgang på driftsdata vil det foreligge mer nøyaktige tall på hvor mye overskuddsvarme anlegget egentlig produserer. Dermed kan dimensjoneringen av beredersystemet utføres på en måte som sikrer at varmeoverskuddet utnyttes best mulig.

Det kan være av interesse å utføre kostnadsberegninger for de ulike berederløsningene, slik at kostnadsbesparelsene kan estimeres mer nøyaktig enn det som er gjort i Kapittel 5.5. Energi- og kostnadsbesparelser for de løsningene som er modellert i denne oppgaven kan sammenlignes med andre løsninger for utnyttelse av overskuddsvarmen fra anlegget. Eksempler på dette er oppvarming av bassengvann eller forvarming av tappevann ved en større beredersentral eller flere beredersentraler ved Haukeland Universitetssjukehus. Det kan også være nyttig å undersøke muligheten for å bruke overhetet damp fra varmepumpenes kompressorer, da dette kan gi ytterligere energibesparelser til varmtvannsberedning.

Hva angår gyldigheten til brønnparkmodellene i denne oppgaven kan det lages en tilsvarende versjon av anlegget i for eksempel EED for å undersøke forskjellen mellom simuleringsresultatene som oppnås. Noe lignende er gjort av Bjønness [119], som sammenligner en TRNSYS-modell og en EED-modell bestående av et enkeltstående borehull. DST-modellen som benyttes i TRNSYS modellerer et sylindrisk lagringsvolum, mens brønnparken ved BUS skal ha rektangulær utforming. Det er derfor av interesse å undersøke om resultatene i TRNSYS avviker fra simuleringer som bruker en mer nøyaktig tilnærmet borehullskonfigurasjon. Dersom belastningen i tillegg justeres etter driftsdata for anlegget kan det utføres en validering av modellene og deres nøyaktighet kan vurderes.

Modell B, som simulerer temperaturutviklingen i de første driftsårene, kan sammenlignes med driftsdata for å undersøke gyldigheten av de forenklingene som benyttes. Da vil man også kunne se om de estimerte energibehovene og nettoeffekten er i nærheten av de estimerte verdiene. Avvikene i estimert og virkelig energiforbruk kan analyseres for å undersøke hva forskjellene skyldes.

Litteraturliste

- [1] *The Paris Agreement*, United Nations Framework Convention on Climate Change (UNFCCC), 2015.
- [2] *Klimaloven*, Klima- og miljødepartementet, 2017.
- [3] I. Sarbu and C. Sebarchievici, "General review of ground-source heat pump systems for heating and cooling of buildings," *Energy and Buildings*, vol. 70, pp. 441-454, 2014.
- [4] European Commission. (05/05). *Energy Efficiency - Buildings*. Available: <https://ec.europa.eu/energy/en/topics/energy-efficiency/buildings>
- [5] L. Pérez-Lombard, J. Ortiz, and C. Pout, "A review on buildings energy consumption information," *Energy and Buildings*, vol. 40, no. 3, pp. 394-398, 2008.
- [6] W. Wu, B. Wang, T. You, W. Shi, and X. Li, "A potential solution for thermal imbalance of ground source heat pump systems in cold regions: Ground source absorption heat pump," *Renewable Energy*, vol. 59, pp. 39-48, 2013.
- [7] International Energy Agency (IEA), "Transition to Sustainable Buildings - Strategies and Opportunities to 2050," Paris, France, 2013.
- [8] Y. Hwang, J-K. Lee, Y-M. Jeong, K-M. Koo, D-H. Lee, I-K. Kim, S-W. Jin, S. H. Kim, "Cooling performance of a vertical ground-coupled heat pump system installed in a school building," *Renewable Energy*, vol. 34, no. 3, pp. 578-582, 2009.
- [9] J. Stene, "Annex 29 - Ground Source Heat Pumps Overcoming Technical and Market Barriers - Status Report Norway," IEA HPP, SINTEF Energy Research, 2004.
- [10] K. Hofstad. (2013). *Grunnvarme*. Available: <https://snl.no/grunnvarme>
- [11] Regjeringen. (2017, 05/05). *Innfører forbud mot bruk av mineralolje til oppvarming av bygninger fra 2020*. Available: <https://www.regjeringen.no/no/aktuelt/oljefyr/id2556868/>
- [12] W.Y. Zhang and J. Wei, "Analysis on the Soil Heat Accumulation Problem of Ground Source Heat Pump System in High Temperature and High Humidity Areas," *Energy Procedia*, vol. 14, pp. 198-204, 2012.
- [13] Statistisk Sentralbyrå (SSB). (2013, 29/05). *Energibruk i tjenesteytende næringer*. Available: <https://www.ssb.no/entjeneste>
- [14] R. K. Ramstad, "Grunnvarme i Norge - Kartlegging av Økonomisk Potensial," Norges Vassdrags- og Energidirektorat, 2011.
- [15] C. K. Lee and H. N. Lam, "A modified multi-ground-layer model for borehole ground heat exchangers with an inhomogeneous groundwater flow," *Energy*, vol. 47, no. 1, pp. 378-387, 2012.
- [16] Y. L. E. Law and S. B. Dworkin, "Characterization of the effects of borehole configuration and interference with long term ground temperature modelling of ground source heat pumps," *Applied Energy*, vol. 179, pp. 1032-1047, 2016.
- [17] V. L. Freedman, S. R. Waichler, R. D. Mackley, and J. A. Horner, "Assessing the thermal environmental impacts of an groundwater heat pump in southeastern Washington State," *Geothermics*, vol. 42, pp. 65-77, 2012.
- [18] Y. A. Çengel and M. A. Boles, *Thermodynamics - An engineering approach*, 7 ed. McGraw-Hill, 2011.
- [19] K. Ochsner, *Geothermal Heat Pumps - A guide for planning & installing*. Earthscan, 2008.
- [20] M. de Paly, J. Hecht-Méndez, M. Beck, P. Blum, A. Zell, and P. Bayer, "Optimization of energy extraction for closed shallow geothermal systems using linear programming," *Geothermics*, vol. 43, pp. 57-65, 2012.
- [21] Norges Geologiske Undersøkelse. (2015, 11/12-17). *Grunnvarme*. Available: <http://www.ngu.no/emne/grunnvarme>

- [22] B. Sanner, C. Karytsas, D. Mendrinou, and L. Rybach, "Current status of ground source heat pumps and underground thermal energy storage in Europe," *Geothermics*, pp. 579-588, 2003.
- [23] Z. Zhou, S. Wu, T. Du, G. Chen, Z. Zhang, J. Zuo, Q. He, "The energy-saving effects of ground-coupled heat pump system integrated with borehole free cooling - A study in China," *Applied Energy*, vol. 182, pp. 9-19, 2016.
- [24] B. Stojanović and J. Akander, "Build-up and long-term performance test of a full-scale solar-assisted heat pump system for residential heating in Nordic climatic conditions," *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, no. 2, pp. 188-195, 2010.
- [25] NOVAP (Norsk Varmepumpeforening). (01/03-18). *Energimerking-av-luft-luft-varmepumper*. Available: <https://www.novap.no/artikler/energimerking-av-luft-luft-varmepumper>
- [26] J. W. Lund, B. Sanner, L. Rybach, R. Curtis, and G. Hellström, "Ground-source Heat Pumps - A World Overview," *Renewable Energy World*, 2003.
- [27] P. Bayer, D. Saner, S. Bolay, L. Rybach, and P. Blum, "Greenhouse gas emission savings of ground source heat pump systems in Europe: A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, no. 2, pp. 1256-1267, 2012.
- [28] E. Kjellsson, G. Hellström, and B. Perers, "Optimization of systems with the combination of ground-source heat pump and solar collectors in dwellings," *Energy*, vol. 35, no. 6, pp. 2667-2673, 2010.
- [29] (2018, 11/12-17). *Draw.io*. Available: <https://www.draw.io/>
- [30] Q. Liao, C. Zhou, W. Cui, and T. C. Jen, "New Correlations for Thermal Resistances of Vertical Single U-Tube Ground Heat Exchanger," *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, vol. 4, no. 3, 2012.
- [31] NKG (Nordisk Kjemikaliegruppe), "Kulde/varmebærere for Indirekte Systemer," Miljødirektoratet, www.miljodirektoratet.no/old/.../kuldemedier/kuldemedier_faktablad_3.2.1.pdf, vol. 3.2.1.
- [32] F. Kreith and M. S. Bohn, *Principles of Heat Transfer*, 6th ed. Brooks/Cole, 2001.
- [33] W. L. McCabe, J. C. Smith, and P. Harriott, *Unit Operations of Chemical Engineering*, 7th ed., McGraw-Hill Companies, 2005.
- [34] P. G. Schild and T. Hestad, "Byggforskserien - Varmegjenvinnere i ventilasjonsanlegg," SINTEF Byggforsk, 2002.
- [35] A. Angelotti, L. Alberti, I. La Licata, and M. Antelmi, "Energy performance and thermal impact of a Borehole Heat Exchanger in a sandy aquifer: Influence of the groundwater velocity," *Energy Conversion and Management*, vol. 77, pp. 700-708, 2014.
- [36] T. Sivasakthivel, M. Philippe, K. Murugesan, V. Verma, and P. Hu, "Experimental thermal performance analysis of ground heat exchangers for space heating and cooling applications," *Renewable Energy*, vol. 113, pp. 1168-1181, 2017.
- [37] A. D. Chiasson, S. J. Rees, and J. D. Spitler., "A preliminary assessment of the effects of ground-water flow on closed-loop ground-source systems," *ASHRAE Transactions*, vol. 106, no. 1, pp. 380-393, 2000.
- [38] Norges Geologiske Undersøkelse (NGU). (11/12-17). *GRANADA - Nasjonal Grunnvannsdatabase*. Available: <http://geo.ngu.no/kart/granada/>
- [39] J. Acuña, "Improvements of U-Pipe Borehole Heat Exchangers," Licentiate Thesis, Division of Applied Thermodynamic and Refrigeration, KTH School of Industrial Engineering and Management, Stockholm, 2010.
- [40] R. K. Ramstad, "Energibrønner som varmekilde for varmepumper," presented at the Medlemsmøte VVS-foreningen, Scandic Bergen City, 10/04, 2018.

- [41] C. Lee, M. Park, S. Min, S. H. Kang, B. Sohn, and H. Choi, "Comparison of effective thermal conductivity in closed-loop vertical ground heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, no. 17, pp. 3669-3676, 2011.
- [42] P. Mogensen, "Fluid to duct wall heat transfer in duct system heat storages," in *International Conference on Subsurface Heat Storage in Theory and Practice*, Stockholm, Sweden, 1983, pp. 652-657.
- [43] S. Gehlin, "Thermal Response Test - Method Development and Evaluation," Doctoral thesis, Department of Environmental Engineering, Luleå University of Technology, Luleå, 2002.
- [44] S. E. A. Gehlin and G. Hellström, "Influence on thermal response test by groundwater flow in vertical fractures in hard rock," *Renewable Energy*, vol. 28, no. 14, pp. 2221-2238, 2003.
- [45] S. E. A. Gehlin and G. Hellström, "Comparison of Four Models for Thermal Response Test Evaluation," vol. 109, pp. 131-142, 2003.
- [46] S. E. A. Gehlin and J. Spitler, *Thermal response test for BTES applications-state of the art 2001. 2002.*
- [47] B. Sanner, G. Hellström, J. Spitler, and S. E. A. Gehlin, *Thermal Response Test—Current Status and World-Wide Application*. 2005, pp. 24-29.
- [48] "Møte med seniorforsker Kirsti Midttømme v/ CMR," Fantoft, 08/02-2018.
- [49] N. Kuzmic, Y. L. E. Law, and S. B. Dworkin, "Numerical heat transfer comparison study of hybrid and non-hybrid ground source heat pump systems," *Applied Energy*, vol. 165, pp. 919-929, 2016.
- [50] Wei Wu, Xianting Li, Tian You, Baolong Wang, and W. Shi, "Hybrid ground source absorption heat pump in cold regions - Thermal balance keeping and borehole number reduction," *Applied Thermal Engineering*, vol. 90, pp. 322-334, 2015.
- [51] S. Lazzari, A. Priarone, and E. Zanchini, "Long-term performance of BHE (borehole heat exchanger) fields with negligible groundwater movement," *Energy*, vol. 35, no. 12, pp. 4966-4974, 2010.
- [52] S. Zhou, W. Cui, Z. Li, and X. Liu, "Feasibility study on two schemes for alleviating the underground heat accumulation of the ground source heat pump," *Sustainable Cities and Society*, vol. 24, pp. 1-9, 2016.
- [53] N. Diao, Q. Li, and Z. Fang, "Heat transfer in ground heat exchangers with groundwater advection," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 43, no. 12, pp. 1203-1211, 2004.
- [54] W. Yang, Y. Chen, M. Shi, and J. D. Spitler, "Numerical investigation on the underground thermal imbalance of ground-coupled heat pump operated in cooling-dominated district," *Applied Thermal Engineering*, vol. 58, no. 1, pp. 626-637, 2013.
- [55] H. de Beer, "Statusrapport grunnvannsovervåking og hydrogeologisk modellering ved Bryggen i Bergen," NGU (Norges Geologiske Undersøkelse), 2008.
- [56] Buildingphysics.com. (10/03-18). *EED – Earth Energy Designer*. Available: <https://buildingphysics.com/eed-2/>
- [57] TRNSYS. (2018, 10/03). Available: <http://www.trnsys.com/>
- [58] MIKE - Powered by DHI. (10/03). *FEFLOW - All-in-one groundwater modelling solution*. Available: <https://www.mikepoweredbydhi.com/products/feflow>
- [59] D. Pahud, M. Belliardi, and P. Caputo, "Geocooling potential of borehole heat exchangers' systems applied to low energy office buildings," *Renewable Energy*, vol. 45, pp. 197-204, 2012.
- [60] Muovitech. (2018, 20/02). *Fordeler med turbokollektor*. Available: <https://www.muovitech.no/?page=turbo&show=5>
- [61] Statsbygg, "Hypermoderne Energianlegg på Høgskolen i Bergen," 2012.

- [62] A. Herbert, S. Arthur, and G. Chillingworth, "Thermal modelling of large scale exploitation of ground source energy in urban aquifers as a resource management tool," *Applied Energy*, vol. 109, pp. 94-103, 2013.
- [63] J. Hecht-Méndez, M. de Paly, M. Beck, and P. Bayer, "Optimization of energy extraction for vertical closed-loop geothermal systems considering groundwater flow," *Energy Conversion and Management*, vol. 66, pp. 1-10, 2013.
- [64] S. Signorelli, T. Kohl, and L. Rybach, "Sustainability of production from borehole heat exchanger fields," presented at the Twenty-Ninth Workshop on Geothermal Reservoir Engineering, Stanford University, Stanford, California, January 26-28, 2004.
- [65] L. Rybach and W. J. Eugster, "Sustainability aspects of geothermal heat pump operation, with experience from Switzerland," *Geothermics*, vol. 39, no. 4, pp. 365-369, 2010.
- [66] E. Wang, F. Zhang, Y. Zhang, and Q. Zhao, "Influence Investigation of Thermal Load Imbalance on Geothermal Heat Exchanger," *Procedia Engineering*, vol. 205, pp. 3846-3851, 2017.
- [67] H. Wan, X. Xu, J. Gao, and T. Yan, "Development of a Wet-bulb Temperature-based Heat Balance Control Method for a Hybrid Ground Source Heat Pump System," *Procedia Engineering*, vol. 205, pp. 3251-3258, 2017.
- [68] J. E. Bose, M.D. Smith, J.D. Spitler, "Advances in Ground Source Heat Pump Systems - An International Overview," presented at the Proceedings of the Seventh International Energy Agency Heat Pump Conference, Beijing, May 19-22, 2002.
- [69] J. D. Spitler and S. E. A. Gehlin, "Thermal response testing for ground source heat pump systems—An historical review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 50, pp. 1125-1137, 2015.
- [70] V. Soldo, L. Boban, and S. Borović, "Vertical distribution of shallow ground thermal properties in different geological settings in Croatia," *Renewable Energy*, vol. 99, pp. 1202-1212, 2016.
- [71] Y. Zhang, P. Gao, Z. Yu, J. Fang, and C. Li, "Characteristics of ground thermal properties in Harbin, China," *Energy and Buildings*, vol. 69, pp. 251-259, 2014.
- [72] M. H. Sharqawy, S. A. Said, E. M. Mokheimer, M. A. Habib, H. M. Badr, and N. A. Al-Shayea, "First in situ determination of the ground thermal conductivity for borehole heat exchanger applications in Saudi Arabia," *Renewable Energy*, vol. 34, no. 10, pp. 2218-2223, 2009.
- [73] J. Dickinson, T. Jackson, M. Matthews, and A. Cripps, "The economic and environmental optimisation of integrating ground source energy systems into buildings," *Energy*, vol. 34, no. 12, pp. 2215-2222, 2009.
- [74] G. Emmi, A. Zarrella, M. De Carli, M. Donà, and A. Galgaro, "Energy performance and cost analysis of some borehole heat exchanger configurations with different heat-carrier fluids in mild climates," *Geothermics*, vol. 65, pp. 158-169, 2017.
- [75] D. Gordon, T. Bolisetti, D. S. K. Ting, and S. Reitsma, "Experimental and analytical investigation on pipe sizes for a coaxial borehole heat exchanger," *Renewable Energy*, vol. 115, pp. 946-953, 2018.
- [76] M. Ramamoorthy, H. Jin, A. D. Chiasson, and J. D. Spitler, "Optimal Sizing of Hybrid Ground-Source Heat Pump Systems that use a Cooling Pond as a Supplemental Heat Rejecter," *ASHRAE Transactions*, vol. 107, no. 1, pp. 26-38, 2001.
- [77] J. Stene, K. Midttømme, H. Skarphagen, and B. Gleditsch Borgnes, "Design and operation of ground source heat pump systems for heating and cooling of non-residential buildings," 9th International IEA Heat Pump Conference, Zürich, 2008.
- [78] R. Fan, Y. Jiang, Y. Yao, and Z. Ma, "Theoretical study on the performance of an integrated ground-source heat pump system in a whole year," *Energy*, vol. 33, no. 11, pp. 1671-1679, 2008.

- [79] R. Karabacak, Ş. Güven Acar, H. Kumsar, A. Gökgöz, M. Kaya, and Y. Tülek, "Experimental investigation of the cooling performance of a ground source heat pump system in Denizli, Turkey," *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, no. 2, pp. 454-465, 2011.
- [80] J. Luo, J. Rohn, M. Bayer, A. Priess, L. Wilkmann, and W. Xiang, "Heating and cooling performance analysis of a ground source heat pump system in Southern Germany," *Geothermics*, vol. 53, pp. 57-66, 2015.
- [81] Q. Mao and Y. Chen, "Experimental investigation of thermal performance of a ground source heat pump system for spring season," *Energy and Buildings*, vol. 152, pp. 336-340, 2017.
- [82] K. Bakirci, "Evaluation of the performance of a ground-source heat-pump system with series GHE (ground heat exchanger) in the cold climate region," *Energy*, vol. 35, no. 7, pp. 3088-3096, 2010.
- [83] J. C. Choi, J. Park, and S. R. Lee, "Numerical evaluation of the effects of groundwater flow on borehole heat exchanger arrays," *Renewable Energy*, vol. 52, pp. 230-240, 2013.
- [84] Ingersoll L. R., Zobel O. J., and I. A. C., *Heat conduction with engineering, geological and other applications*. New York: Mcgraw-Hill, 1954.
- [85] Carslaw H. S. and J. J. C., *Conduction of heat in solids*. Claremore Press, 1959.
- [86] P. Eskilson, "Thermal Analysis of Heat Extraction Boreholes," Ph.D., Department of mathematical physics, University of Lund, Grahns Boktryckeri AB, 1987.
- [87] S. L. Do and J. Haberl, "Development of a ground-coupled heat pump system simulation model using g-function approximation for a residential code-compliant tool," *Building Simulation*, vol. 11, no. 1, pp. 51-66, 2018.
- [88] F. Ruiz-Calvo, M. De Rosa, P. Monzó, C. Montagud, and J. M. Corberán, "Coupling short-term (B2G model) and long-term (g-function) models for ground source heat exchanger simulation in TRNSYS. Application in a real installation," *Applied Thermal Engineering*, vol. 102, pp. 720-732, 2016.
- [89] Göran Hellström and D. Pahud, "The New Duct Ground Heat Model for TRNSYS," in *Physical Models for Thermal Energy Stores*, Eindhoven, 1996: Department of Mathematical Physics, Lund Institute of Technology.
- [90] Yavuzturk C. and J. D. Spitler, "A Short Time Step Response Factor Model for Vertical Ground Loop Heat Exchangers," *ASHRAE Transactions*, vol. 105, no. 2, pp. 475-485, 1999.
- [91] X. Li, Z. Chen, and J. Zhao, "Simulation and experiment on the thermal performance of U-vertical ground coupled heat exchanger," *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, no. 14, pp. 1564-1571, 2006.
- [92] E. Zanchini, S. Lazzari, and A. Priarone, "Long-term performance of large borehole heat exchanger fields with unbalanced seasonal loads and groundwater flow," *Energy*, vol. 38, no. 1, pp. 66-77, 2012.
- [93] M. I. Hikmet Esen, Yuksel Esen, "Temperature distributions in boreholes of a vertical ground-coupled heat pump system," *Renewable Energy*, vol. 34, pp. 2672-2679, 2009.
- [94] H. Wang, C. Qi, H. Du, and J. Gu, "Thermal performance of borehole heat exchanger under groundwater flow: A case study from Baoding," *Energy and Buildings*, vol. 41, no. 12, pp. 1368-1373, 2009.
- [95] R. Fan, Y. Jiang, Y. Yao, D. Shiming, and Z. Ma, "A study on the performance of a geothermal heat exchanger under coupled heat conduction and groundwater advection," *Energy*, vol. 32, no. 11, pp. 2199-2209, 2007.
- [96] S. Zhou, W. Cui, J. Tao, and Q. Peng, "Study on ground temperature response of multilayer stratums under operation of ground-source heat pump," *Applied Thermal Engineering*, vol. 101, pp. 173-182, 2016.

- [97] G. Teza, A. Galgaro, and M. De Carli, "Long-term performance of an irregular shaped borehole heat exchanger system: Analysis of real pattern and regular grid approximation," *Geothermics*, vol. 43, pp. 45-56, 2012.
- [98] Lazzari S., Priarone A., and Zanchini E., "Long-term performance of borehole heat exchanger fields with groundwater movement," presented at the COMSOL Conference, Paris, France, 17-19 Nov., 2010.
- [99] Y. Yuan, X. Cao, J. Wang, and L. Sun, "Thermal interaction of multiple ground heat exchangers under different intermittent ratio and separation distance," *Applied Thermal Engineering*, vol. 108, pp. 277-286, 2016.
- [100] 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.
- [101] T. You, B. Wang, W. Wu, W. Shi, and X. Li, "A new solution for underground thermal imbalance of ground-coupled heat pump systems in cold regions: Heat compensation unit with thermosyphon," *Applied Thermal Engineering*, vol. 64, no. 1, pp. 283-292, 2014.
- [102] B. Dehghan B, "Performance assessment of ground source heat pump system integrated with micro gas turbine: Waste heat recovery," *Energy Conversion and Management*, vol. 152, pp. 328-341, 2017.
- [103] Y. Bi, T. Guo, L. Zhang, and L. Chen, "Solar and ground source heat-pump system," *Applied Energy*, vol. 78, no. 2, pp. 231-245, 2004.
- [104] P. D. Metz, "The Use of Ground-Coupled Tanks in Solar-Assisted Heat-Pump Systems," *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 104, no. 4, pp. 366-372, 1982.
- [105] C. Xi, Y. Hongxing, L. Lin, W. Jinggang, and L. Wei, "Experimental studies on a ground coupled heat pump with solar thermal collectors for space heating," *Energy*, vol. 36, no. 8, pp. 5292-5300, 2011.
- [106] P. Eslami-nejad and M. Bernier, "Coupling of geothermal heat pumps with thermal solar collectors using double U-tube boreholes with two independent circuits," *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, no. 14, pp. 3066-3077, 2011.
- [107] C. Yavuzturk and J. D. Spitler, "Comparative Study to Investigate Operating and Control Strategies for Hybrid Ground Source Heat Pump Systems Using a Short Time-Step Simulation Model," *ASHRAE Transactions*, vol. 106, no. 2, 2000.
- [108] Z. Sagia, C. Rakopoulos, and E. Kakaras, "Cooling dominated Hybrid Ground Source Heat Pump System application," *Applied Energy*, vol. 94, pp. 41-47, 2012.
- [109] A. D. Chiasson, J. D. Spitler, S. J. Rees, and M. D. Smith, "A Model for Simulating the Performance of a Shallow Pond as a Supplemental Heat Rejecter With Closed-Loop Ground-Source Heat Pump Systems," *ASHRAE Transactions*, vol. 106, no. 2, 2000.
- [110] S. Li, W. Yang, and X. Zhang, "Soil temperature distribution around a U-tube heat exchanger in a multi-function ground source heat pump system," *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, no. 17, pp. 3679-3686, 2009.
- [111] P. Cui, H. Yang, J. D. Spitler, and Z. Fang, "Simulation of hybrid ground-coupled heat pump with domestic hot water heating systems using HVACSIM+," *Energy and Buildings*, vol. 40, no. 9, pp. 1731-1736, 2008.
- [112] CMR (Christian Michelsen Research). (02/02). *Geothermal Energy* Available: <http://cmr.no/renewable-energy/geothermal-energy/>
- [113] CMR (Christian Michelsen Research). (02/02). *Projects - Current nationally lead research projects*. Available: <http://www.cger.no/index.cfm?id=379661>
- [114] Norconsult. (2017, 13/03). *Norconsults forskningsprosjekt får 8,4 mill. i støtte fra Forskningsrådet*. Available: <https://www.norconsult.no/nyheter/2016/norconsults-forskningsprosjekt-far-84-mill.-i-stotte-fra-forskningsradet/>

- [115] G. J. Myrseth. (2017, 02/03). *RockStore got 10,5 MNOK from The Research Council*. Available: <https://cmr.no/news/2017/12/14/rockstore-got-10,5-mnok-from-the-research-council>
- [116] (03/03). *Thermal Energy Storage for Zero Village Bergen*. Available: <http://cmr.no/projects/10509/thermal-energy-storage-for-zero-village-bergen>
- [117] Zero Village Bergen. (10/03). *Om prosjektet*. Available: <http://zerovillage.no/om-prosjektet/>
- [118] T. Persson, O. Stavset, R. K. Ramstad, M. J. Alonso, and K. Lorenz, "Software for modelling and simulation of ground source heating and cooling systems," SINTEF Energy Research, 2016.
- [119] F. Bjønness, "Numerisk modellering av grunne geotermiske systemer," M.Sc., Matematisk institutt, Universitetet i Bergen, 2017.
- [120] C. Montagud, J. M. Corberán, and F. Ruiz-Calvo, "Experimental and modeling analysis of a ground source heat pump system," *Applied Energy*, vol. 109, pp. 328-336, 2013.
- [121] C. Sebarchievici and I. Sarbu, "Performance of an experimental ground-coupled heat pump system for heating, cooling and domestic hot-water operation," *Renewable Energy*, vol. 76, pp. 148-159, 2015.
- [122] P. Pärish, O. Mercker, P. Oberdorfer, E. Bertram, R. Tepe, and G. Rockendorf, "Short-term experiments with borehole heat exchangers and model validation in TRNSYS," *Renewable Energy*, vol. 74, pp. 471-477, 2015.
- [123] Å. Thorén, "Practical evaluation of borehole heat exchanger models in TRNSYS," M. Sc., Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration, KTH School of Industrial Engineering and Management, Stockholm, 2016.
- [124] COWI AS. (02/03). *Digitalt og bærekraftig foregangsprosjekt*. Available: <http://www.cowi.no/menu/prosjekter/byggeri/helsebygg/busp>
- [125] J. Stene, "Prinsipper for Termisk Energiforsyning," in "NOT-RIV-30-01," COWI AS, 2015.
- [126] COWI AS, "Årssimulering - BUS1 - REV20170512," SIMIEN, 2017.
- [127] COWI AS, "Årssimulering - BUS2 - REV20161123," SIMIEN, 2017.
- [128] Mailkorrespondanse med Kjetil Ertvaag ved Teknisk Avdeling, 08/03, 2018.
- [129] (10/02). *eKlima*. Available: <http://eklima.met.no>
- [130] J. de Santiago, O. Rodriguez-Villalón, and B. Sicre, "The generation of domestic hot water load profiles in Swiss residential buildings through statistical predictions," *Energy and Buildings*, vol. 141, pp. 341-348, 2017.
- [131] COWI AS, "BUSP - Reguleringsstrategi for varmepumpe-/kjøleanlegg," 2015.
- [132] Mailkorrespondanse med Jørn Stene v/ COWI AS avd. Trondheim, 26/02, 2018.
- [133] Mailkorrespondanse med Ørjan Erlandsen v/ COWI AS avd. Trondheim, 26/02, 2018.
- [134] Nordisk Ozongruppe, "Bruk av naturlige kuldemedier på nye områder," vol. 3.2.1.
- [135] The Dow Chemical Company. (2018, 10/05). *DOW Ethylene Glycols - Physical Properties*. Available: <https://www.dow.com/ethyleneglycol/about/properties.htm>
- [136] Ian H. Bell and the CoolProp Team. (2010, 02/02). *CoolProp*. Available: <http://www.coolprop.org/>
- [137] DOWCAL, "FDV-dokumentasjon," August 2012.
- [138] COWI AS, "Barne- og ungdomssjuehuset BUSP Etappe 1 - Systemskjema," 2011.
- [139] Bjørn Gleditsch Borgnes, "Forundersøkelse geoenergianlegg Haukeland sykehus," Geoenergi AS, 2008.
- [140] The Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, and Thermal Energy System Specialists, "04 - Mathematical Reference," TRNSYS, 2017.
- [141] G. Hellström, "Duct Ground Heat Storage Model - Manual for Computer Code " University of Lund, Department of Mathematical Physics, 1989.

- [142] Thermal Energy System Specialists, "TESSLibs 17 - GHP Library Mathematical Reference," LLC of Madison, Wisconsin, 2013, vol. 4.
- [143] "Komponentoversikt for BUS," Database i dRofus, Tilgang 15/01-18.
- [144] Grundfos. (20/01). *Product Center*. Available: <https://product-selection.grundfos.com/product-detail.product-detail.html?custid=GMA&productnumber=96110285&qcid=350080266>
- [145] RC Group, "Datablad - Frigo Screw WP CLA+ 1550 V2," 2014.
- [146] J. Sehlbekk, "Mulighetsstudie for overføring av overskuddsenergi fra BUS til tappevannsoppvarming sentralblokk," COWI AS, 2016.
- [147] K. V. Ulrike Jordan. (2003, 15/03). *DHWcalc*. Available: <https://www.uni-kassel.de/maschinenbau/institute/ite/fachgebieteleitung/solar-und-anlagentechnik/downloads.html>
- [148] *Byggteknisk forskrift*, § 15-5 Innvendig vanninstallasjon, 2017.
- [149] Folkehelseinstituttet (FHI). (2012, 21/03). *Forebygging av legionellasmitte hjemme*. Available: <https://www.fhi.no/sv/smittsomme-sykdommer/legionella/legionellasmitte-hjemme-kan-forebyg/>
- [150] Mailkorrespondanse med John Selbekk v/ COWI AS avd. Trondheim, 13/03-18, 2018.
- [151] OSO Hotwater AS. (2017, 17/03). *Datablad Maxi Standard (MS)*. Available: <https://www.osohotwater.no/no-nb/file/2345/download?token=sQEWYY2>
- [152] B. R. Krogh and J. C. Krohn, "553.121 Elektrisk oppvarmede varmtvannsberedere," in "Byggforskserien," SINTEF Byggforsk, 2015.
- [153] G. L. Stavnes and J. C. Krohn, "553.131 Tappearmaturer - typer og egenskaper," in "Byggforskserien," SINTEF Byggforsk, 2012.
- [154] SWEP International AB. (2015). *SSP G7 Calculation Software*. Available: <https://www.swep.net/support/ssp-calculation-software/ssp-g7/>
- [155] U. Jordan and K. Vajen, "Realistic Domestic Hot-Water Profiles in Different Time Scales," Universität Marburg, FB. Physik, FG. Solar, 2001.
- [156] BKK. (2018). *Priser fjernvarme - næringskunder*. Available: <https://www.bkk.no/fjernvarme/priser>
- [157] Statistisk Sentralbyrå (SSB). (2018). *Elektrisitetspriser*. Available: <https://www.ssb.no/elkraftpris>
- [158] H. Drange. (28/04). *Annual Mean Temperature, Bergen*. Available: <https://folk.uib.no/ngfhd/Climate/climate-t-bergen.html>
- [159] K. Midttømme, "Bergvarme - Utvikling og utfordringer," presented at the Medlemsmøte VVS-foreningen, Scandic Bergen City, 10/04, 2018.
- [160] R. K. Ramstad, K. Midttømme, H. T. Liebel, B. S. Frengstad, and B. Willemoes-Wissing, "Thermal conductivity map of the Oslo region based on thermal diffusivity measurements of rock core samples," *Bulletin of Engineering Geology and the Environment*, vol. 74, no. 4, pp. 1275-1286, 2015.
- [161] Compare nature. (13/02). *Compare rocks*. Available: <http://rocks.comparenature.com/en/quartzite-vs-mylonite/comparison-15-86-0>
- [162] M. H. Rashed, "Measurement of radon concentrations and temperature profiles in boreholes," M. Sc., Department of Physics and Technology, University of Bergen, Bergen, 2013.
- [163] H. Midttveit and E. Vindenes, "Varmtvannsforbruk i Norge – Forbruksmønstre, energiforbruk og dimensjonerende vannmengder," Bacheloroppgave, Institutt for Maskin og Marin, Høgskolen i Bergen, Bergen, 2016.
- [164] G. G. Løvås, *Statistikk for universiteter og høyskoler*. Universitetsforlaget, 2013.

- [165] Norges Geologiske Undersøkelse. (05/02). *Nasjonal berggrunnsdatabase*. Available: <http://geo.ngu.no/kart/berggrunn/>
- [166] MuoviTech, "FDV-dokumentasjon," August 2012.
- [167] MuovitTech, "1157_1_Kollektor isolert - Færdigisolerte rør."
- [168] Pipe Life Norge AS, "Rørhåndboka," 2007.
- [169] Vinidex Pty Ltd. (2016, 20/01). *Polyethylene Properties*. Available: <http://www.vinidex.com.au/technical/material-properties/polyethylene-properties/>
- [170] S. Helgesen, "Innreguleringsprotokoll - Energibrønner BUSP," 2016.
- [171] E. A. Straalberg, "Energieffektivitet i grunne geotermiske systemer," M. Sc., Matematisk Institutt, Universitetet i Bergen, 2013.

Vedlegg

Vedlegg A – Alternative metoder for beregning av nettoeffekt i varmesesong

Vedlegg B – Parameter- og inputverdier for brønnparkmodellene

Vedlegg C – Metode for belastning av brønnpark i Modell B

Vedlegg D - Parameter- og inputverdier for beredermodellene

Vedlegg E – Varmedekkslerring i programvaren til SWEP (SSP G7)

Vedlegg F – Effektforløp for Modell 1, 2 og 3 – Varmtvannsberedning

Vedlegg G – Vannmengder gjennom berederen i Modell 1, 2 og 3

Vedlegg H – Virkningen av å øke brønnparkens lagringsvolum

Vedlegg A – Alternative metoder for beregning av nettoeffekt i varmesesong

Det følgende gir en beskrivelse av to alternative metoder som er forsøkt brukt til beregning av netto varmebehov i varmesesongen.

A.1 - Bruk av varmetapstall og interne tilskudd

Det er forsøkt å estimere netto varmebehov ved å ta utgangspunkt i byggenes varmetapstall og varmetilskudd som er oppgitt i SIMIEN-resultatene [126, 127]. Følgende sammenheng er brukt til å estimere effektbehov til oppvarming som funksjon av utetemperatur:

$$\dot{Q}_{\text{uttak}} = \dot{H} \Delta T + \dot{Q}_{\text{tappevann}} - \dot{Q}_{\text{prosess}} - \dot{W}_C - \dot{Q}_{\text{lys}} - \dot{Q}_{\text{utstyr}} - \dot{Q}_{\text{person}} \quad \text{A.1)}$$

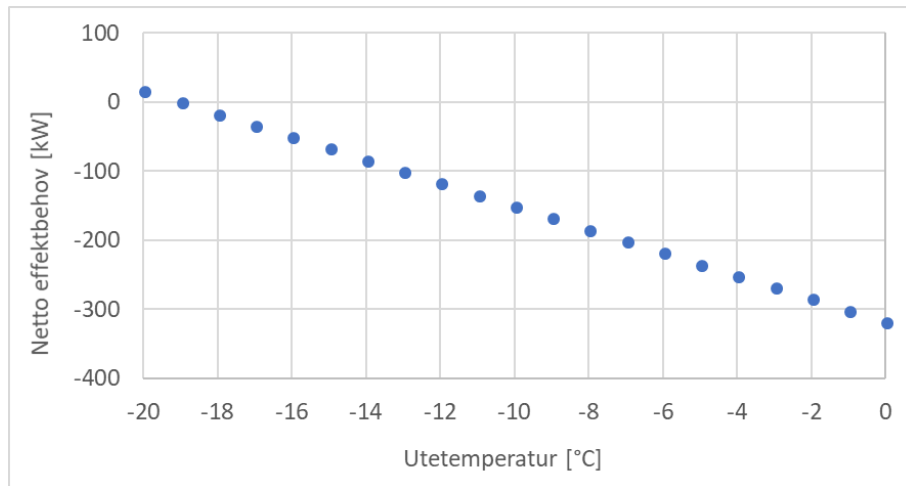
hvor \dot{H} er totalt varmetapstall for BUS1 og BUS2 i W/K, ΔT er differansen mellom ute- og innetemperatur, \dot{Q}_{lys} er varmetilskudd fra belysning, \dot{Q}_{utstyr} er varmetilskudd fra utstyr og \dot{Q}_{person} er varmetilskudd fra personer.

Det er for enkelhets skyld tatt utgangspunkt i en konstant innetemperatur på 20 °C. Effektbidrag fra prosesskjøling og tappevann fordeles fortsatt jevnt over året som beskrevet i Tabell 1. Effektbidrag fra lys, utstyr og personer behandles som konstante verdier og deres effektbidrag i driftstiden regnes om til en midlere effekt over døgnet. Driftstiden for lys og utstyr er oppgitt å være 16 timer per døgn og driftstiden for personer er oppgitt å være 24 timer per døgn. Soltilskudd neglisjeres fullstendig på bakgrunn varmebalansen i SIMIEN-resultatene [126, 127] som viser et neglisjerbart energibidrag fra solinnstråling i varmesesongen. Verdiene som benyttes til å estimere effektbehov som funksjon av utetemperatur er gjengitt i Tabell A.1.

Tabell A.1: Oversikt over varmetapstall og interne tilskudd som benyttes til å beregne nettoeffekten i varmesesongen.

Beskrivelse	BUS1	BUS2	Totalt [kW]
Areal [m ²]	7055	10 351	-
Varmetapstall per bruttoareal [W/(K·m ²)]	1,17	0,82	-
Varmetapstall, \dot{H} [W/K]	8254	8488	$16,7 \cdot \Delta T$
Forvarming av tappevann, $\dot{Q}_{\text{tappevann}}$ [W]	103 000	137 000	248
Tilskudd belysning i driftstid [W]	45 152	51 755	96,91
Driftstid belysning [h/døgn]	16	16	-
Midlere tilskudd belysning, \dot{Q}_{lys} [W]	30 101	34 503	64,60
Varmetilskudd utstyr i driftstid [W]	56 440	82 808	139,2
Driftstid utstyr [h/døgn]	16	16	-
Midlere varmetilskudd utstyr, \dot{Q}_{utstyr} [W]	37 627	55 205	93
Varmetilskudd personer, \dot{Q}_{person} [W]	14 110	20 702	34,81
Varmetilskudd fra prosesskjøling, \dot{Q}_{prosess}	-	-	540
Midlere effekt til varmepumpesystem, \dot{W}_C	-	-	123,8
Soltilskudd	Antas neglisjerbart i varmesesongen		

Figur A.1 viser effektbehov til oppvarming som en lineær funksjon av utetemperatur estimert ved hjelp av varmetapstall og tilskudd. Det viser seg at heller ikke denne metoden resulterer i et positivt effektbehov til oppvarming i varmesesongen, da et netto effektbehov først oppnås ved en utetemperatur på nærmere -18 °C, som det kommer frem av Figur A.1. Ettersom ingen av de undersøkte beregningsmetodene resulterer i et netto effektbehov inkluderes ikke varmeuttak fra brønnparken i modellen.



Figur A.1: Effektbehov til oppvarming for BUS1 og BUS2 som en lineær funksjon av utetemperatur. Sammenhengen er estimert ved hjelp av varmetapstall og interne tilskudd. Netto effektbehov blir positivt først ved -18 °C.

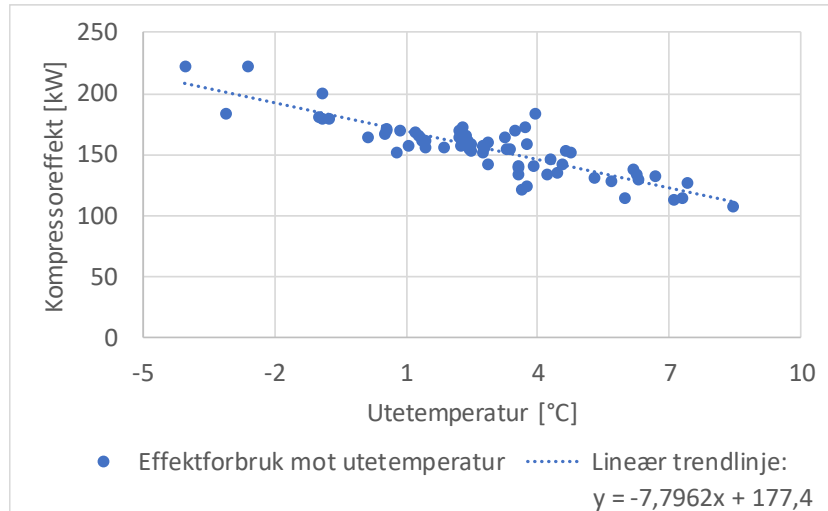
I motsetning til metoden som beskrives i Kapittel 4.2.2 gir denne metoden et varmebehov som varierer med utetemperaturen. Årsaken til avviket mellom de to metodene kan skyldes ulike forutsetninger som er brukt under estimeringen av energibehov og varmetapstall til de ulike forbrukspostene. For eksempel kan \dot{Q}_{utstyr} hentet fra SIMIEN inneholde noen av de samme forbrukspostene som energibehov til prosesskjøling hentet fra mottatt dokumentasjon [125]. Det foreligger ikke nok informasjon om forutsetningene som ligger bak estimerte energibehov til å si noe om hvilken metode som gir den beste tilnærmingen.

A.2 - Varmetapstall og kompressoreffekt som funksjon av utetemperatur

En tredje metode for beregning av netto varmebehov i varmesesongen undersøkes. Denne inkluderer driftsdata for varmepumpenes energiforbruk i perioden 01/12 - 12/02. Denne metoden resulterer i et netto varmebehov, i motsetning til metodene beskrevet i Kapittel 4.2.2 og Vedlegg A.1. Netto effektbehov under varmedrift er byggets varmebehov som funksjon av utetemperaturen estimert ved å kombinere varmetapstall og tilskudd, som beskrevet i Vedlegg A.1. med driftsdata for energiforbruk fra perioden 01/12/17 - 12/02/18. Det er foreløpig kun installert en energimåler som registrerer totalt energiforbruk. I perioden 04/02 - 12/02 var i midlertid varmepumpene avslått grunn av lekkasje. Forbruket for disse dagene trekkes fra totalt energiforbruk i perioden 01/12 - 03/02, hvor varmepumpene var i drift. Dette gir en estimert verdi for kompressorenes energiforbruk per døgn. Energiforbruket fordeles over døgnet til en jevnt fordelt effekt.

For korrelasjonsverdier nær absoluttverdien av 1 kan det benyttes lineær regresjon for å finne et uttrykk for sammenhengen mellom variablene [164]. Korrelasjonen mellom energiforbruk og utetemperaturen er beregnet i Excel, med et resultat på -0,8632, som er vurdert å være nært nok -1 til å benytte lineær regresjon. Utetemperatur fra anleggets temperaturføler er tilgjengelig, men det er valgt å benytte data fra e-klima i den lineære regresjonen. Værdata fra e-klima benyttes som input i brønnparkmodellen i TRNSYS, og det er vurdert som beste løsning å holde seg til værdata fra samme kilde. Det antas at dette ikke vil utgjøre en stor feilkilde fordi temperaturene fra de ulike kildene uansett ligger nært hverandre.

Figur A.2 viser driftsdataene for målerens energiforbruk som funksjon av utetemperaturen for den aktuelle datoen. Den lineære trendlinjen benyttes som et estimat på kompressorens effektforbruk som funksjon av utetemperatur.

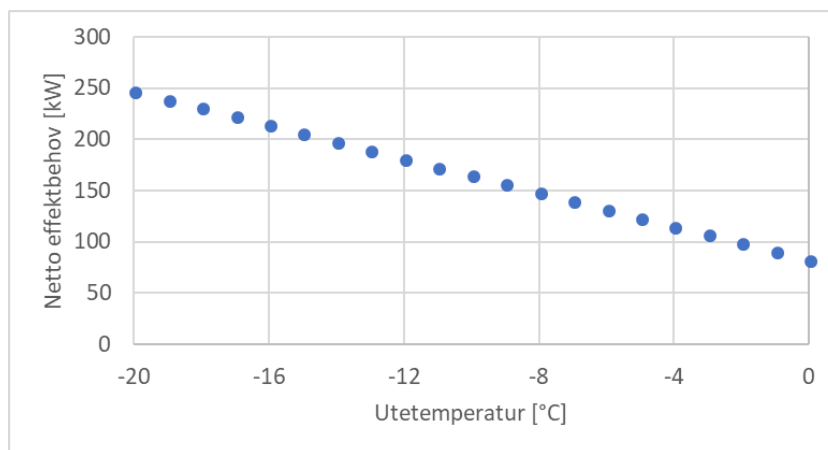


Figur A.2: Driftsdata for kompressorenes effektforbruk sammen med utetemperaturen for den aktuelle datoen. Den lineære trendlinjen benyttes som et estimat på kompressorens effektforbruk som funksjon av utetemperatur.

Dersom kompressor effekten som funksjon av utetemperatur settes inn i Formel A.1 oppnås følgende uttrykk

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{uttak}} = & \dot{H}(T_{\text{inne}} - T_{\text{ute}}) + \dot{Q}_{\text{tappevann}} - \dot{Q}_{\text{prosess}} - \dot{Q}_{\text{lys}} - \dot{Q}_{\text{utstyr}} \\ & - \dot{Q}_{\text{person}} - \dot{W}_C(T_{\text{ute}}) \end{aligned} \quad \text{A.2}$$

hvor $\dot{W}_C(T_{\text{ute}}) = -7,7962 T_{\text{ute}} + 177,4$ er funnet via lineær regresjon. Innetemperaturen T_{inne} er for enkelhets skyld satt til 20 °C og utetemperaturen mellom 0 og -20 °C er undersøkt. Resultatet er vist i Figur A.3.



Figur A.3: Netto effektbehov i varmesesongen estimert ved hjelp av varmetapstall og interne tilskudd for BUS1 og BUS2 og driftsdata for kompressorens energiforbruk.

Kompressorene vil sannsynligvis drives på høyere belastning i fremtidige varmesesonger, på grunn av den planlagte datahallen. Høyere belastning resulterer i et høyere kompressorforbruk \dot{W}_C , som resulterer i en reduksjon i netto varmebehov. Samtidig må BUS2 sitt varmebehov medregnes. BUS2 skal ha passivhusstandard og vil dermed ha et lavere varmetapstall enn BUS1. Med andre ord vil skjæringspunktet til \dot{Q}_{uttak} med y-aksen både være avhengig av den fremtidige verdien til $\dot{W}_C(T)$ og varmebehovet til BUS2. Denne metoden er derfor ikke vurdert som mer nøyaktig enn den som benyttes i Kapittel 4.2.2.

Vedlegg B – Parameter- og inputverdier for brønnparkmodellene

Hvilke parameterverdier som velges for de ulike komponentene er avgjørende for gyldigheten til resultatene som oppnås. Det følgende gir en fullstendig tabellarisk oversikt over parameter- og inputverdier for de ulike komponentene som benyttes i Modell A og B. I Modell B benyttes et lagringsvolum på 584 483 m³ og antall borehull er 75, som beskrevet i Kapittel 4.4. I tillegg er belastningens størrelse i varme- og kjølesesongen annerledes, noe som utdypes i Vedlegg C.

B.1 - Værdata – Type 9a

Parameterverdiene som benyttes av dataavleserkomponenten er relatert til hvordan værdatafilen fra eklime [129] er satt sammen. Tabell B.1 gir en oversikt over parameterverdiene som benyttes i denne komponenten.

Tabell B.1: Oversikt over parameterverdier som benyttes i dataavleserkomponenten. Denne komponenten benyttes til å lese værdata fra eklime.

	Parameter	Verdi	Forklaring
1	Mode	2	Denne parameteren definerer hvordan dataleseren skal lese dataene. I denne oppgaven settes denne til 2, som er en modus hvor tekstfilens første linje benyttes som starttidspunkt for simuleringen. I tillegg må det i denne modusen defineres om hver variabel skal leses som en gjennomsnittsverdi eller som en øyeblikksverdi, noe som gjøres ved hjelp av variabel 8.
2	Header Lines to Skip	0	Antall linjer øverst i dokumentet som ikke skal leses av, for eksempel beskrivelse av variable eller enheter.
3	No. of values to read	1	Antall verdier som skal leses av i hver linje.
4	Time interval of data	24 h	Tidsintervallet som er brukt under innsamling av dataene. Denne settes til 24 timer, fordi det er døgndata som benyttes.
5	Interpolate or not?	-1	Denne parameteren angir om programmet skal interpolere verdier mellom datapunktene. Denne settes til - 1 for å unngå at det interpoleres mellom data.
6	Multiplication factor	1,0	Multiplikasjonsfaktor som benyttes dersom inputdataene skal multipliseres med en faktor. Denne settes lik 1 for å unngå at værdataene endres.
7	Addition factor	0	Addisjonsfaktor. Denne parameteren benyttes dersom inputdataene skal multipliseres med en faktor. Denne settes lik 0 for å unngå at værdataene endres.

8	Average or instantaneous value	0	Denne parameteren angir om inputdataene er gjennomsnittsdata over angitt tidsintervall eller om de er momentanverdier. Denne settes lik 0, fordi værdi dataene er gjennomsnittsverdier over angitt tidsintervall, som er et døgn.
9	Logical unit for input file	-	Denne parameteren tildeles automatisk en verdi av TRNSYS og skal ikke endres.
10	Free format mode	-1	Parameter som angir hvilket format dataene er gitt i. Denne er automatisk -1 for Type 9a, som betyr at data leses i fritt format.

B.2 - Brønnpark – Type 557a

Tabell B.2 gir en oversikt over parameterverdier som benyttes i brønnparkkomponenten og hvor disse er hentet fra.

Tabell B.2: Oversikt over hvilke parameterverdier som benyttes i brønnparkkomponenten som modelleres ved Type 557a.

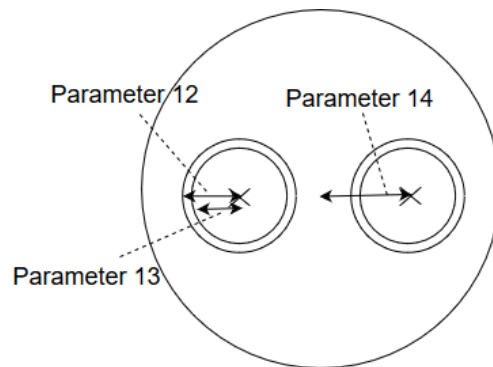
	Parameter	Verdi	Forklaring
1	Storage Volume	1 285 864 m ³	Beregnet ved hjelp av følgende uttrykk, som anbefalt under parameterens beskrivelse i TRNSYS: $V = \pi N L (0,525 d)^2$ hvor N er antall borehull, L er dybde og d er innbyrdes avstand mellom borehullene. Endelig antall borehull i brønnparken er 165, dybden er 250 m og innbyrdes avstand er 6 m [125].
2	Borehole Depth, L	250 m	Borehullenes dybde. En dybde på 250 m er oppgitt i mottatt dokumentasjon [125].
3	Header Depth	1 m	Samlestokkens plassering under bakken. Samlestokken ligger plassert omtrent 1 m under bygningens kjellerareal. Ettersom temperaturen i kjellerarealet benyttes i Input 3 (Temperature On Top of Storage) settes denne parameteren lik 1 m.
4	Number of Boreholes, N	165	Antall borehull i brønnparken. Endelig antall borehull er 165 ifølge [125].
5	Borehole Radius	70 mm	Radiusen til borehullene. En diameter på 140 mm er oppgitt i mottatt dokumentasjon [125].
6	Number of Boreholes in Series	1	Antall borehull som er seriekoblet per parallelle krets. Det er i dag vanlig praksis at alle borehull parallellkobles for å unngå driftsstans dersom det oppstår problemer med ett

			borehull [48]. Standardverdien på 1 beholdes, noe som tilsvarer en parallellkobling av alle brønner.
7	Number of Radial Regions	1	Antall radielle delområder lagringsvolumet deles inn i. Ifølge programmets beskrivelse av parameteren må denne være mindre enn eller samme som antall seriekoblede borehull per parallelle krets og settes derfor lik 1.
8	Number of Vertical Regions	10	Antall vertikale soner lagringsvolumet deles inn i når det lokale problemet beregnes. Produktet av vertikale og horisontale soner må ikke overstige 121 for å unngå feilmelding. Ifølge [119] konvergerer resultatene ved omtrent 6 vertikale soner. Det er derfor vurdert som tilstrekkelig nøyaktig å beholde standardverdien på 10 vertikale soner.
9	Storage Thermal Conductivity	4,35 W/(m·K)	Gjennomsnittlig varmekapasitet for prøvebrønn 1 og 2 registrert under prøveboring i forundersøkelse [139].
10	Storage Heat Capacity	2667 kJ/(m ³ ·K)	Lagringsvolumets varmekapasitet. Brønnparken er plassert på en grense mellom bergartene kvartsitt og mylonittgneis ifølge den nasjonale berggrunnsdatabasen til NGU [165]. Varmekapasitet og tetthet for disse bergartene er hentet fra [161] og benyttes ved omregning til TRNSYS sin standardenhet for varmekapasitet, som er kJ/(m ³ ·K). Utreignet varmekapasitet er 1778 kJ/m ³ ·K for kvarts og 3555 kJ/m ³ ·K for mylonittgneis. Det er i modellen valgt å benytte gjennomsnittsverdien som tilsvarer 2667 kJ/m ³ ·K.
11	Negative of U-Tubes	-1	Parameter 11 - 21 benyttes av TRNSYS til å estimere borehullsmotstanden. Det er disse parameterne som skiller Type 557a fra Type 557b, som modellerer en brønnpark med kjent borehullsmotstand. I Parameter 11 skal den negative verdien av antall u-rør per borehull angis. Standardverdien på - 1 beholdes fordi borehullene inneholder enkle u-rør.
12	Outer Radius of U-Tube Pipe	20 mm	U-rørens ytre radius. Kollektorrørene er levert av MuoviTech og er av typen 40 x 2,4 mm SDR17 PE80 [166]. Røret har en ytre diameter på 40 mm og en vegtykkelse på 2,4 mm. Betydningen av parameter 12 - 14 er illustrert i Figur B.1.
13	Inner Radius of U-Tube Pipe	17,6 mm	U-rørens indre radius. Kollektorrørene er levert av MuoviTech og er av typen 40 x 2,4 mm SDR17 PE80 [166]. Røret har en ytre diameter på 40 mm og en tykkelse på 2,4 mm. Parameter 12 - 14 er illustrert i Figur B.1.

14	Center-to-Center Half Distance	35 mm	Halvparten av avstanden mellom senterpunktet til ned- og oppadgående u-rørsforgrening, som vist i Figur B.1. Borehullets diameter deles inn i fire like deler og u-rørene plasseres med sine midtpunkt 35 mm fra borehullets vegg, slik at innbyrdes avstand mellom u-rørenes midtpunkt blir 70 mm. Parameteren angir halvparten av denne avstanden.
15	Fill Thermal Conductivity	0,5796 W/(m·K)	Borehullene er vannfylte uten fyllmasser. Varmeledningsevnen til vann er funnet ved hjelp av CoolProp, ved en temperatur på 9,35 °C. Dette er gjennomsnittet av målt temperatur i prøvebrønnene som ble bort under forundersøkelsen [139].
16	Pipe Thermal Conductivity	15122 J/(h·m·K) 0,42 W/(m·K)	Varmeledningsevnen til u-rørenes materiale. U-rørene er laget av polyetylen [167], som ifølge [168] og [169] har en varmeledningsevne på 0,40 - 0,43 W/m·K. Det er derfor valgt å beholde standardverdien i TRNSYS på 15122 J/(h·m·K), som tilsvarer 0,42 W/m·K.
17	Gap Thermal Conductivity	-	Varmeledningsevnen til materialet mellom u-rør og fyllmasser. Denne parameteren settes lik 0, da brønnene er vannfylte. Dermed vil ikke denne parameteren være av betydning.
18	Gap Thickness	0 mm	Avstand mellom u-rør og fyllmasser. Brønnene er vannfylte, og dermed beholdes standardverdien på 0 mm.
19	Reference Borehole Flowrate	0,55 l/s 0,5698 kg/s	Forventet væskestrøm per borehull. Denne parameteren bør tilsvare forventet strømningsrate under normal drift. Volumstrømmer fra mottatt innreguleringsprotokoll [170] er brukt til å beregne en gjennomsnittsverdi. Denne stemmer også overens med oppgitt prosjektert mengde på 1800 - 2160 l/h per brønn [170]. Massestrømmen er funnet ved å benytte frostvæskens tetthet ved 15 °C funnet ved hjelp av CoolProp.
20	Reference Temperature	15 °C	Væsketemperaturen som benyttes til å beregne termisk motstand mellom væske og omkringliggende grunn. Her er det valgt å bruke energibærerens forventede årlige middeltemperatur, som ifølge COWI er 15 °C [125].
21	Pipe-to-Pipe Heat Transfer	-1	Denne parameteren angir om varmeoverføring mellom ned- og oppadgående væskestrøm i hvert u-rør skal inkluderes i modellen. Det er ikke opplyst om isolasjon mellom de to rørstrekningene. Det er derfor valgt å beholde standardverdien på -1 som inkluderer varmeoverføring mellom kollektorrrørene.

22	Fluid Specific Heat	3761 J/(kg·K)	Varmekapasiteten til 25 % etylenglykol i vann er funnet ved hjelp av CoolProp ved 15 °C, som er frostvæskens forventede årlige middeltemperatur.
23	Fluid Density	1036 kg/m ³	Tettheten til 25 % etylenglykol i vann er funnet ved hjelp av CoolProp ved 15 °C, som er frostvæskens forventede årlige middeltemperatur [125].
24	Insulation Indicator	0	Angir på hvilke steder langs lagringsvolumets randsoner det er brukt isolerende materiale. Det antas at brønnparken ikke er isolert fra omkringliggende grunnmasser, og følgelig settes parameteren lik 0. Parameter 25 - 27 gjelder også isolasjon og benyttes derfor ikke.
28	Number of Simulation Years	25	Antall driftsår som simuleres. Denne parameteren benyttes som referanseverdi for de numeriske beregningene TRNSYS utfører.
29	Maximum Storage Temperature	38 °C	Høyeste væsketemperatur inn i brønnparksystemet. Her benyttes frostvæskens temperatur på varm side av varmeavgivelseskretsen som er oppgitt i systemskjema [138].
30	Initial Surface Temperature of Storage Volume	9,35 °C	Overflatetemperatur i øvre del av lagringsvolumet. På grunn av den noe uvanlige og ikke-lineære temperaturgradienten som ble funnet i forundersøkelsen [139] er det valgt å benytte gjennomsnittstemperaturen for borehullene i stedet for å definere en overflatetemperatur i kombinasjon med en gradient. Gjennomsnittstemperaturen for borehull 1 og 2 er oppgitt som henholdsvis 9,5 og 9,2 °C. Denne parameteren settes derfor lik 9,35 °C.
31	Initial Thermal Gradient of Storage Volume	0	Opprinnelig temperaturgradient i lagringsvolumet. I denne oppgaven er det valgt å benytte gjennomsnittlig vertikal temperatur fra prøvebrønnene som ble boret i forundersøkelsen. For at TRNSYS ikke skal legge til resulterende temperaturøkning fra gradienten settes denne lik 0. Ifølge [171] gir denne tilnærmingen et avvik på 0,01 °C for et borehull på 110 m som simuleres over 25 år.
32	Number of Preheating Years	0	Denne parameteren angir antall år med forvarming dersom forvarming av lagringsvolumet benyttes. Denne settes lik 0 i denne oppgaven. Parameter 33-38 er relatert til foroppvarming og benyttes derfor ikke.
39	Number of Ground Layers	1	Antall vertikale sjikt som utgjør grunnen utenfor lagringsvolumets randsoner. Det antas her at grunnens

			egenskaper er de samme også utenfor lagringsvolumet, og det benyttes dermed 1 lag.
40	Thermal Conductivity of Layer	4,35 W/(m·K)	Det antas at grunnens egenskaper er de samme også utenfor lagringsvolumet. Det brukes for samme varmeledningsevne som for lagringsvolumet.
41	Heat Capacity of Layer	2667 kJ/(m ³ ·K)	Det antas at grunnens egenskaper er de samme også utenfor lagringsvolumet. Det brukes derfor samme varmekapasitet som for lagringsvolumet.
42	Thickness of Layer	1000 m	Angir hvor stor dybde utenfor brønnparkens lagringsvolum som inkluderes i simuleringene. Det er i denne oppgaven valgt å beholde standardverdien på 1000 m.



Figur B.1: Tverrsnitt av borehullvarmeveksler som illustrerer betydningen av Parameter 12, 13 og 14.

Tabell B.3 gir en oversikt over inputverdier som benyttes i brønnparkkomponenten og hvor disse er hentet fra.

Tabell B.3: Oversikt over hvilke inputverdier som benyttes i brønnparkkomponenten som modelleres ved Type 557a.

	Input	Verdi	Beskrivelse
1	Inlet Fluid Temperature	-	Frostvæskens temperatur når den entrer borehullsvarmevekslerne. Verdi hentes fra sirkulasjonspumpens outputverdi.
2	Inlet Flowrate	-	Frostvæskens totale strømningsrate gjennom brønnparken. Verdi hentes fra sirkulasjonspumpens outputverdi.
3	Temperature on Top of Storage	12,5 °C	Lufttemperatur rett over brønnparkens lagringsvolum. Både eksisterende og fremtidige borehull plasseres under kjellerarealet til BUS1, hvor temperaturen er anslått å være 10 - 15 °C [128]. Denne inputverdien settes derfor lik middelverdien på 12,5 °C.
4	Air Temperature	-	Utetemperaturen på stedet. Verdi hentes fra værdadataenes outputverdi.
5	Circulation Switch	1	Denne inputverdien angir hvordan frostvæsken sirkuleres gjennom brønnparken og kan enten defineres som innenfra og ut (1) eller utenfra og inn (-1). Denne verdien benyttes dersom flere borehull er koblet i serie og i tilfeller hvor det benyttes varierende strømningsretning. Standardverdien 1 benyttes.

B.3 - Sirkulasjonspumpe – Type 114

Tabell B.4 gir en oversikt over parameterverdier som benyttes i komponenten som modellerer sirkulasjonspumpen og hvor disse er hentet fra.

Tabell B.4: Oversikt over hvilke parameterverdier som benyttes i sirkulasjonspumpen som modelleres ved Type 114.

	Parameter	Verdi	Forklaring
1	Rated flow rate	90,75 l/s 94,02 kg/s	Strømningsraten som pumpene transporterer gjennom brønnparken. Gjennomsnittlig volumstrøm per borehull er beregnet til 0,55 l/s ved hjelp av data i mottatt innreguleringsprotokoll [170]. Dette gir en total volumstrøm på 90,75 l/s gjennom de 165 borehullene. For omregning fra volumstrøm til massestrøm er frostvæskens tetthet ved 15 °C brukt.
2	Fluid specific heat	3761 J/(kg·K)	Varmekapasiteten til væsken som pumpen frakter, i dette tilfellet for 25 % etylenglykol i vann ved 15 °C.

3	Rated power	44 kW	Pumpens merkeeffekt. Merkeeffekten for den aktuelle pumpemodellen er 22 kW, ifølge leverandørens datablad [144].
4	Motor heat loss fraction	0	Denne parameteren angir hvor mye av varmetapet i pumpemotoren som overføres til væskestrømmen. Her beholdes standardverdien på 0, fordi motoren er montert utenfor væskestrømmen [144].

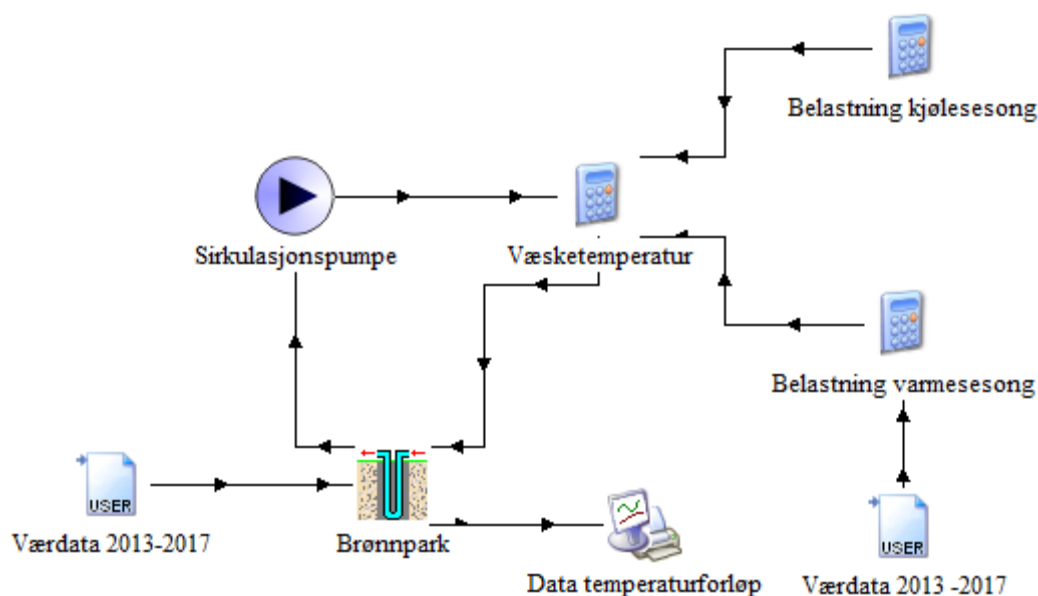
Tabell B.5 gir en oversikt over inputverdier som benyttes i komponenten som modellerer sirkulasjonspumpen og hvor disse er hentet fra.

Tabell B.5: Oversikt over hvilke inputverdier som benyttes i sirkulasjonspumpen som modelleres ved Type 114

	Input	Verdi	Forklaring
1	Inlet fluid temperature	-	Temperaturen til fluidet inn i sirkulasjonspumpen. Verdi hentes fra brønnparkens outputverdi.
2	Inlet fluid flow rate	-	Massestrømmen til frostvæsken som går inn i pumpen. Verdi hentes fra brønnparkens outputverdi.
3	Control signal	1,0	Angir om pumpen er av eller på. Denne settes lik 1,0 som angir at sirkulasjonspumpen er på kontinuerlig gjennom simuleringene.
4	Overall pump efficiency	0,8	Pumpens effektivitet. Effektiviteten i dimensjonert driftsområde er avlest i pumpekurven på leverandørens nettside [144]. Det er tatt utgangspunkt i verdiene for de to enkeltpumpene som egentlig benyttes. Virkningsgraden er lest av ved 163,4 m ³ /h, som tilsvarer 45,4 l/s per pumpe.
5	Motor efficiency	0,927	Virkningsgraden til motoren som benyttes i pumpene er hentet fra leverandørens datablad [144].

Vedlegg C – Metode for belastning av brønnpark i Modell B

Det følgende gir en beskrivelse av metoden som brukes til å belaste brønnparken i kjøle- og varmesesongen i Modell B, som representerer anlegget under dagens driftsforhold. Modell B har 75 borehull og et tilsvarende mindre lagringsvolum, og anlegget forsyner kun BUS1 med oppvarming og kjøling. I Modell B belastes brønnparken med to ulike lineære funksjoner, som beskrevet i Kapittel 4.4. Det følgende gir en beskrivelse av hvordan tre Equation-komponenter benyttes til å styre belastningen i de ulike sesongene. Modell B og de tre Equation-komponentene er vist i Figur C.1.



Figur C.1: Skjermdump fra TRNSYS som viser de ulike komponentene i Modell B. Komponenten ved navn Væsketemperatur benyttes til å påføre frostvæsken riktig effektmengde i kjøle- og varmesesongen og beregne resulterende væsketemperatur. De to komponentene til høyre angir de lineære funksjonene for nettoeffekt i kjøle- og varmesesongen.

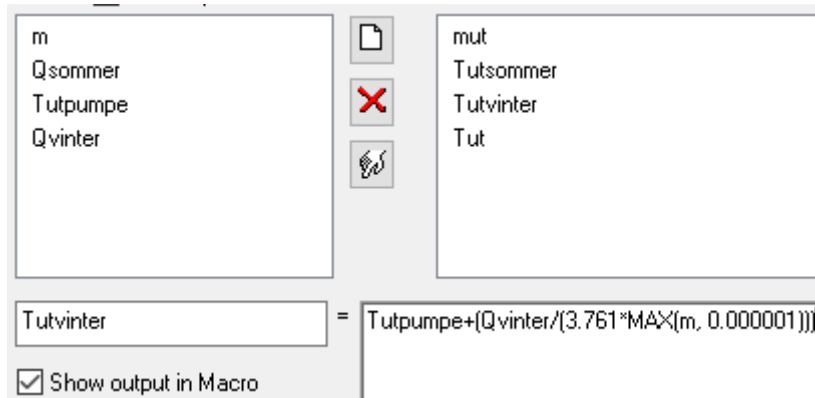
De to komponentene til høyre i Figur C.1 benyttes til å modellere belastningen i kjøle- og varmesesongen. I kjølesesongen benyttes en konstant varmeavgivning til frostvæsken på 69,3 kW, som beskrevet i Kapittel 4.4. I varmesesongen benyttes et effektuttak gitt ved det lineære forholdet $57,8 + 7,80 T_{\text{ute}}$. Figur C.2 viser en skjermdump av hvordan den termiske belastningen defineres som en outputverdi i komponenten som belaster brønnparken i varmesesongen.



Figur C.2: Skjermdump som viser hvordan den lineære funksjonen for belastningen i varmesesongen er definert i komponenten som modellerer denne.

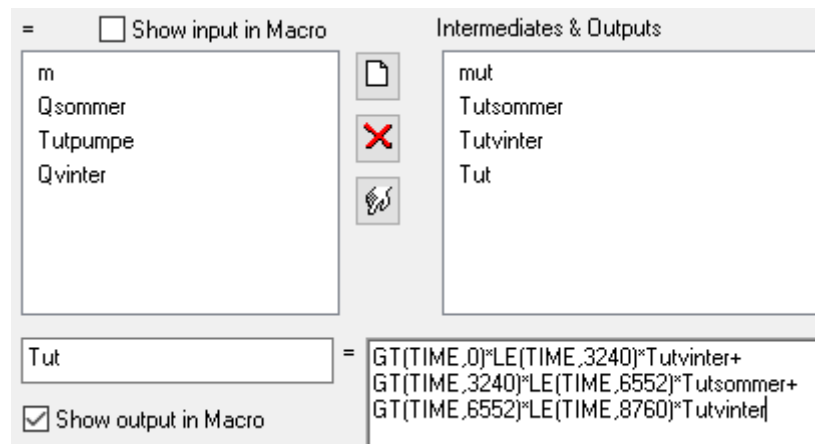
Inputverdien T_{ute} hentes fra en værdatafil som inneholder værdata for 2013 – 2017. Outputverdien benyttes som inputverdi til Equation-komponenten med navn Væsketemperatur i midten av Figur C.1.

Figur C.3 viser en skjermdump av hvordan væsketemperaturen ut av belastningssystemet i kjølesesongen beregnes ved hjelp av den termiske belastningen.



Figur C.3: Skjermdump som viser de ulike input- og outputvariablene som er definert i komponenten som beregner væsketemperaturen inn i brønnparken som følge av de termiske belastningene. Inputverdiene Q_{sommer} og Q_{vinter} hentes fra outputverdien til de to belastningskomponentene til høyre i Figur C.1.

For at komponenten Væsketemperatur skal gi riktig temperatur ut i henhold til varigheten av de to sesongene benyttes funksjonene GT og LE som vist i Figur C.4.



Figur C.4: Skjermdump som viser de ulike funksjonene som sikrer at belastningene har riktig varighet i henhold til kjøle- og varmesesongens varighet. Funksjonen GT er en større-enn-funksjon og funksjonen LE er en mindre-enn-funksjon. TIME angir at funksjonene skal gjelde for simuleringstidspunktet.

Når funksjonene GT og LE benyttes på denne måten fungerer de som kontrollfunksjoner som gir ut verdien 0 eller 1 avhengig av hvor langt simuleringen er kommet i tidsperioden. Funksjonen GE er en større-enn-funksjon som i dette tilfellet gir verdien 1 dersom simuleringstiden er over en gitt verdi og verdien 0 dersom den er under. Funksjonen LE er en mindre-enn-funksjon som gir verdien 1 dersom simuleringstiden er under en gitt verdi og verdien 0 dersom den er over. Disse kombineres på en måte som sikrer at komponenten gir riktig temperaturverdi ut i kjøle- og varmesesongen.

Figur C.4 viser funksjonen for det første simuleringsåret. Samme metode benyttes for alle de 5 simuleringsårene og fullstendig funksjon blir dermed som følger:

```
GT(TIME,0)*LE(TIME,3240)*Tutvinter+GT(TIME,3240)*LE(TIME,6552)*Tutsommer+
GT(TIME,6552)*LE(TIME,8760)*Tutvinter+GT(TIME,8760)*LE(TIME,12000)*Tutvinter+
GT(TIME,12000)*LE(TIME,15312)*Tutsommer+GT(TIME,15312)*LE(TIME,17520)*Tutvinter+
GT(TIME,17520)*LE(TIME,20760)*Tutvinter+GT(TIME,20760)*LE(TIME,24072)*Tutsommer+
GT(TIME,24072)*LE(TIME,26280)*Tutvinter+GT(TIME,26280)*LE(TIME,29520)*Tutvinter+
GT(TIME,29520)*LE(TIME,32832)*Tutsommer+GT(TIME,32832)*LE(TIME,35040)*Tutvinter+
GT(TIME,35040)*LE(TIME,38280)*Tutvinter+GT(TIME,38280)*LE(TIME,41592)*Tutsommer+
GT(TIME,41592)*LE(TIME,43800)*Tutvinter
```

Vedlegg D - Parameter- og inputverdier for beredermodellene

Det følgende gir en fullstendig tabellarisk oversikt over parameter- og inputverdier for de ulike komponentene i Modell 1, 2 og 3 som brukes til å simulere varmtvannsberedning og forvarming av tappevann som beskrevet i Kapittel 4.5. Egenskaper for vann ved gitte temperaturer er funnet i Excel ved hjelp av CoolProp [136].

D.1 - Berederkomponent – Type 138

En oversikt over parameter- og inputverdier som benyttes i berederkomponenten er gitt i henholdsvis Tabell D.1 og Tabell D.2. Disse er felles for Modell 1, 2 og 3.

Tabell D.1: Oversikt over parameterverdier som benyttes i berederkomponenten som modelleres ved Type 138.

	Parameter	Verdi	Forklaring
1	Maximum heating rate	999999999 kJ/h	Den maksimale varmeeffekten som varmtvannsberederen kan tilføre væskestrømmen. Denne settes til en høy verdi, slik at systemet har tilgang på den varmen som er nødvendig for å oppnå settpunkttemperaturen.
2	Specific heat of fluid	4,19 kJ/(kg·K)	Varmekapasiteten til væsken som skal varmes opp av komponenten.
3	Efficiency of auxiliary heater	1	Virkningsgraden til varmekilden som modelleres. Det er valgt å sette denne parameteren lik 1, slik at det er energibehov til varmtvannsberedning som simuleres. Dersom energiforbruk til varmtvannsberedning skal simuleres, må det benyttes en realistisk verdi for varmekildens virkningsgrad.

Tabell D.2: Oversikt over inputverdier som benyttes i berederkomponenten som modelleres ved Type 138.

	Input	Verdi	Forklaring
1	Inlet fluid temperature	10 °C	Vanntemperatur inn i komponenten. Denne kan i realiteten variere noe gjennom året, men her benyttes gjennomsnittlig verdi på 10 °C som er oppgitt i [146].
2	Fluid mass flow rate	-	Massestrømmen til vannet som skal varmes opp til 70 °C. Strømningsraten gjennom beredersystemet må være stor nok til at systemet kan produsere tilfredsstillende vannmengder og temperaturnivå. Verdi hentes fra outputverdien til forbruksprofil.
3	Control Function	1	Kontrollfunksjon som angir om komponenten er på eller av. Denne settes lik 1, slik at komponenten kontinuerlig bidrar med varmeeffekt til væskestrømmen.
4	Setpoint temperature	70 °C	Settpunkttemperaturen til varmtvannsberederen. Denne er satt til 70 °C, som er anbefalt for å forebygge legionella [152].

Ved å sette Input 3 lik 1 og Parameter 1 til en høy verdi vil denne komponenten fungere som et ettervarmingsystem som kontinuerlig kan tilføre den effektmengden som er nødvendig for å oppnå gitt settpunkttemperatur. Dermed kan komponenten brukes til å estimere nødvendig effektbehov gjennom outputverdien til effekten som komponenten tilfører væskestrømmen.

D.2 - Akkumulatortank med ettervarmet vann – Type 158

Tabell D.3 gir en oversikt over parameterverdier som benyttes i komponenten som modellerer akkumulatortanken med ettervarmet vann. Verdiene er felles for Modell 1, 2 og 3.

Tabell D.3: Oversikt over parameterverdier som benyttes i akkumulatortank med ettervarmet vann som modelleres ved Type 158.

	Parameter	Verdi	Forklaring
1	Tank volume	5910 l	Tankens volum. Ekstrapolert fra verdier oppgitt i datablad [151].
2	Tank height	3135 mm	Tankens høyde. Ekstrapolert fra verdier oppgitt i datablad [151].
3	Number of tank nodes	1	Antall isoterme noder som tanken deles inn i. Denne parameteren kan brukes til å modellere flere termiske soner i tanken. I denne oppgaven settes den lik 1, som angir at tankens innhold er fullstendig blandet sammen.
4	Top loss coefficient	0	Ettersom datablad fra OSO [151] kun oppgir totalt effekttap for tanken er det valgt å regne om dette til et effekttap gjennom tankens sidevegger. Derfor settes Parameter 4 og 6 lik 0.
5	Edge loss coefficient	0,5338 W/(m ² ·K)	Beregnet fra tankens sideareal og totale varmetap i Watt hentet fra datablad [151]. Temperaturdifferansen mellom tanken og omgivelsene er antatt å være 20 K. Varmetapet langs tankens sideareal er dermed funnet ved følgende sammenheng: $\frac{\dot{Q}_{\text{tap, tot.}}}{A_{\text{side}} \Delta T} = \frac{\dot{Q}_{\text{tap, tot.}}}{2\pi r L \Delta T}$ hvor $\dot{Q}_{\text{tap, tot.}}$ er totalt effekttap for tanken, A_{side} er overflatearealet til tankens sidevegg, ΔT er temperaturdifferanse mellom omgivelser og vanninnholdet i tanken, r er tankens radius og L er tankens høyde.
6	Bottom loss coefficient	0	Settes lik 0 fordi totalt varmetapstall omregnes til effekttap gjennom sidevegger.
7	Fluid specific heat	4,189 kJ/(kg·K)	Varmekapasiteten til vann ved 70 °C. Verdien er funnet ved hjelp av Coolprop.
8	Fluid density	977,7 kg/m ³	Tettheten til vann ved 70 °C. Verdien er funnet ved hjelp av Coolprop.

9	Fluid thermal conductivity	0,6625 W/(m·K)	Varmeledningsevnen til vann ved 70 °C. Verdien er funnet ved hjelp av Coolprop.
10	Height fraction of inlet 1	0,8	Parameter 10-13 angir plasseringen til inn- og utgangsportene til de to væskestrømmene som kan kobles til tanken. Plasseringen er oppgitt som en høydeandel hvor 1 er toppen av tanken og 0 er bunnen. Ifølge datablad fra OSO [151] er varmtvannstilførselen for eksisterende tankmodeller plassert i en høydeandel på omtrent 0,8.
11	Height fraction of outlet 1	0,8	Det antas at utgangsporten til varmtvannet er plassert i samme høyde som inngangsporten, og det benyttes derfor samme verdi som for Parameter 10.
12	Height fraction of inlet 2	0,2	Ifølge datablad fra OSO [151] er kaldtvannstilførselen for eksisterende tankmodeller plassert i en høydeandel på omtrent 0,2. Denne parameteren settes derfor lik 0,2.
13	Height fraction of outlet 2	0,2	Det antas at utgangsporten til kaldtvannet er plassert i samme høyde som inngangsporten, og det benyttes derfor samme verdi som for Parameter 10.
14	Number of thermostats	1	Antall temperaturmålere i tanken. Denne parameteren settes lik 1, da tankkomponenten ikke modelleres med flere soner.
15	Height fraction of thermostat	0,5	Plasseringen til temperaturmåleren. Ifølge en illustrasjon i datablad fra OSO [151] er denne plassert omtrent halvveis i tankens høyderetning. Parameteren settes derfor lik 0,5.
16	Number of auxiliary heat inputs	1	Antall varmekilder som bidrar med tilleggsvarme. Det er valgt å bruke ett varmeelement, og denne parameteren settes derfor lik 1.
17	Height fraction of auxiliary input	0,1	Plasseringen til varmekilden. Det er valgt å plassere denne lavt, slik at det oppnås naturlig konveksjon i tanken som resultat av tetthetsforskjeller.

Tabell D.4 gir en oversikt over inputverdier som benyttes i komponenten som modellerer akkumulatortanken med ettervarmet vann. I Modell 1 og 2 benyttes inn- og utgangsport 1 til å frakte valgt vannmengde gjennom systemet. Inngangsport 2 benyttes til å motta den varme vannandelen som returneres fra fordeleren i blandesystemet, som blir beskrevet i Kapittel 4.5.4. I Modell 3 sendes kun én væskestrøm gjennom tanken og det er derfor kun inn- og utgangsport 1 som benyttes.

Tabell D.4: Oversikt over inputverdier som benyttes i akkumulatortank med ettervarmet vann som modelleres ved Type 158.

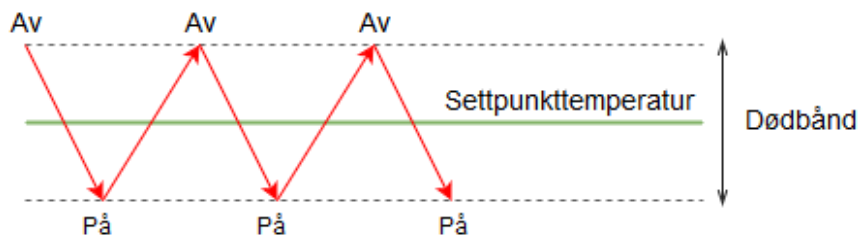
	Input	Verdi	Forklaring
1	Inlet temperature for port 1	-	Vanntemperatur inn i port 1. Verdi hentes fra temperaturen ut av varmtvannsberederen.
2	Inlet flow rate for port 1	-	Strømningsrate inn i port 1. Verdi hentes fra strømningsraten ut av varmtvannsberederen.
3	Inlet temperature for port 2	-	Vanntemperatur inn i port 2. I Modell 1 og 2 hentes verdien fra temperaturen ut fra fordelerens port 2. I Modell 3 benyttes ikke denne porten.
4	Inlet flow rate for port 2	-	Strømningsrate inn i port 2. I Modell 1 og 2 hentes verdien fra strømningsraten ut fra fordelerens port 2. I Modell 3 benyttes ikke denne porten.
5	Top loss temperature	-	Varmetap gjennom tankens topp er satt lik 0. Denne parameteren er derfor ubetydelig.
6	Edge loss temperature	20 °C	Det er antatt en temperaturdifferanse på 50 °C mellom tankens innhold og omgivelser ved omregning av totalt effekttap i W til effekttap i W/m ² ·K. Derfor settes denne inputverdien lik 20 °C.
7	Bottom loss temperature	-	Varmetap gjennom tankens bunn er satt lik 0. Denne parameteren er derfor ubetydelig.
8	Auxiliary heat input	-	Tilførsel av varme til akkumulatortanken. Denne modelleres ved hjelp av en equation og en termostat, som beskrevet i neste delkapittel.

D.3 - Termostat i varmeelement – Type 106

Tabell D.5 gir en oversikt over parameterverdier som benyttes i termostatkomponenten.

Tabell D.5: Oversikt over parameterverdier som benyttes i termostatkomponenten som modelleres ved Type 106.

	Parameter	Verdi	Forklaring
1	No. of oscillations permitted	5	Antall svingninger i kontrollerkomponentens outputverdi som tillates per tidsenhet før verdien fastlåses. I TRNSYS-dokumentasjonen er det anbefalt å bruke enten 4 eller 5 [140]. Denne parameteren må ha en oddetallsverdi for at outputverdien skal tillates å alternere mellom 0 og 1 i flere suksessive tidsenheter. Derfor er det valgt å beholde standard verdi på 5.
2	Temperature dead band	0	Denne parameteren angir et temperaturintervall om settpunkttemperaturen hvor kontrollere ikke skal endre kontrollsignal. Dette intervallet kalles et dødbånd, og kan betraktes som en forsinkelse som skal forhindre at kontrollere skifter for hyppig mellom kontrollsignalene. Prinsippet er illustrert i Figur. Det er valgt å sette denne parameteren lik 0.



Figur D.1: Illustrasjon som viser prinsippet bak Parameter 2 som angir et dødbånd for settpunkttemperaturen til termostatkomponenten som benyttes i Modell 1, 2 og 3.

Tabell D.6 gir en oversikt over inputverdier som benyttes i komponenten som modellerer termostatkomponenten.

Tabell D.6: Oversikt over inputverdier som benyttes i termostatkomponenten som modelleres ved Type 106.

	Input	Verdi	Forklaring
1	Monitoring temperature	-	Væsketemperaturen som overvåkes av kontrollkomponenten. Verdi hentes fra termostaten i akkumulatortanken.
2	Heating setpoint	70 °C	Settpunkttemperaturen til varmeelementet. Sammen med kontrollereens dødbånd (gitt ved Parameter 2) avgjør denne inputverdien når varmeelementet slås av og på.

D.4 - Fordeler i Modell 1 og 2 - Type 11f

Tabell D.7 og Tabell D.8 viser henholdsvis parameter- og inputverdier for fordelerkomponenten i Modell 1 og 2.

Tabell D.7: Oversikt over parameterverdier som benyttes i fordelerkomponenten i Modell 1 og 2, som modelleres ved Type 11f.

	Parameter	Verdi	Forklaring
1	Flow diverter mode	2	Parameter som angir at den generelle komponentmodellen skal benyttes som en væskefordeler. Denne må ikke endres.

Tabell D.8: Oversikt over inputverdier som benyttes i fordelerkomponenten i Modell 1 og 2, som modelleres ved Type 11f.

	Input	Verdi	Forklaring
1	Inlet temperature	-	Væsketemperatur inn i fordeleren. Verdi hentes fra temperaturen til væskestrømmen ut av akkumulatortanken som inneholder ettervarmet vann.
2	Inlet flow rate	-	Væskestrøm inn i fordeleren. Verdi hentes fra væskestrømmen ut av akkumulatortanken som inneholder ettervarmet vann.
3	Control signal	-	Kontrollsignal som angir hvor stor andel av innkommende væskestrøm som skal fordeles til hver utgang. Verdi hentes fra kontrolleren.

D.5 - Fordeler i Modell 3 - Type 11f

Tabell D.9 og Tabell D.10 viser henholdsvis parameter- og inputverdier for fordelerkomponenten i Modell 3.

Tabell D.9: Oversikt over parameterverdier som benyttes i fordelerkomponenten i Modell 3, som modelleres ved Type 11f.

	Parameter	Verdi	Forklaring
1	Flow diverter mode	2	Parameter som angir at den generelle komponentmodellen skal benyttes som en væskefordeler. Denne må ikke endres.

Tabell D.10: Oversikt over inputverdier som benyttes i fordelerkomponenten i Modell 3, som modelleres ved Type 11f.

	Input	Verdi	Forklaring
1	Inlet temperature	-	Væsketemperatur inn i fordeleren. Verdi hentes fra temperaturen til væskestrømmen ut av akkumulatortanken som inneholder <i>forvarmet</i> vann.
2	Inlet flow rate	-	Væskestrøm inn i fordeleren. Verdi hentes fra væskestrømmen ut av akkumulatortanken som inneholder <i>forvarmet</i> vann.
3	Control signal	-	Kontrollsignal som angir hvor stor andel av innkommende væskestrøm som skal fordeles til hver utgang. Verdi hentes fra kontrolleren.

D.6 - Kontroller i Modell 1 og 2 – Type 115

Tabell D.11 og Tabell D.12 viser henholdsvis parameter- og inputverdier for kontrolleren som benyttes i Modell 1 og 2.

Tabell D.11: Oversikt over parameterverdier som benyttes i kontrollerkomponenten i Modell 1 og 2, som modelleres ved Type 115.

	Parameter	Verdi	Forklaring
1	Number of Oscillations Permitted	5	Antall svingninger i kontrollerkomponentens outputverdi som tillates per tidsenhet før verdien fastlåses. I TRNSYS sin dokumentasjon er det anbefalt å bruke enten 4 eller 5 [140]. Denne parameteren må ha en oddetallsverdi for at outputverdien skal tillates å alternere mellom 0 og 1 i flere suksessive tidsenheter. Derfor er det valgt å beholde standard verdi på 5.

Tabell D.12: Oversikt over inputverdier som benyttes i kontrollerkomponenten i Modell 1 og 2, som modelleres ved Type 115.

	Input	Verdi	Forklaring
1	Setpoint Temperature	55 °C	Settpunkttemperaturen til kontrolleren angir ønsket temperatur ut av beredersystemet. Verdien er valgt på bakgrunn av anbefalt temperatur ut av tappevannsarmaturer i byggforskserien [153].
2	Source Temperature	-	Temperaturen til den varme væskestrømmen. Verdi hentes fra væskestrømmen ut av akkumulatortanken som inneholder ettervarmet vann.
3	Tempering Fluid Temperature	10 °C	Temperaturen til den kalde væskestrømmen. Gjennomsnittlig kaldtvannstemperatur er oppgitt å være 10 °C [146].

D.7 - Kontroller i Modell 3 – Type 115

Tabell D.13 og Tabell D.14 viser parameter- og inputverdier for kontrolleren som benyttes i Modell 3.

Tabell D.13: Oversikt over parameterverdier som benyttes i kontrollerkomponenten i Modell 3, som modelleres ved Type 115.

	Parameter	Verdi	Forklaring
1	Number of Oscillations Permitted	5	Antall svingninger i kontrollerkomponentens outputverdi som tillates per tidsenhet før verdien fastlåses. I TRNSYS sin dokumentasjon er det anbefalt å bruke enten 4 eller 5 [140]. Denne parameteren må ha en oddetallsverdi for at outputverdien skal tillates å alternere mellom 0 og 1 i flere suksessive tidsenheter. Derfor er det valgt å beholde standard verdi på 5.

Tabell D.14: Oversikt over inputverdier som benyttes i kontrollerkomponenten i Modell 3, som modelleres ved Type 115.

	Input	Verdi	Forklaring
1	Setpoint Temperature	55 °C	Settpunkttemperaturen til kontrolleren angir ønsket temperatur ut av beredersystemet.
2	Source Temperature	-	Temperaturen til den varme væskestrømmen. Verdi hentes fra væskestrømmen ut av akkumulatortanken som inneholder <i>ettervarmet</i> vann.
3	Tempering Fluid Temperature	-	Temperaturen til den kalde væskestrømmen. I Modell 3 tilsvarer dette temperaturen til det forvarmede vannet. Verdi hentes fra væskestrømmen ut av akkumulatortanken som inneholder <i>forvarmet</i> vann.

D.8 - Blandeventil i Modell 1 og 2 - Type 11h

Tabell D.15 og Tabell D.16 viser henholdsvis parameter- og inputverdier for blandeventilen som benyttes i Modell 1 og 2.

Tabell D.15: Oversikt over parameterverdier som benyttes i blandeventilen i Modell 1 og 2, som modelleres ved Type 11h.

	Parameter	Verdi	Forklaring
1	Tee piece mode	1	Parameter som angir at den generelle komponentmodellen skal benyttes som en T-forgrening.

Tabell D.16: Oversikt over inputverdier som benyttes i blandeventilen i Modell 1 og 2, som modelleres ved Type 11h.

	Input	Verdi	Forklaring
1	Temperature at inlet 1	-	Væsketemperatur inn i blandeventilens inngang 1. Verdi hentes fra fordelerens utgang 1.
2	Flow rate at inlet 1	-	Strømningsrate inn i blandeventilens inngang 1. Verdi hentes fra fordelerens utgang 1.
3	Temperature at inlet 2	-	Væsketemperatur inn i blandeventilens inngang 2. Verdi hentes fra Equation-komponenten, hvor kaldtvannstemperaturen er definert som 10 °C.
4	Flow rate at inlet 2	-	Strømningsrate inn i blandeventilens inngang 2. Mengde kaldtvann inn i blandeventilen bestemmes av Equation-komponenten, som multipliserer forbruksmengden med en faktor på mellom 0 og 1. Se Kapittel 4.5.6 for en beskrivelse av denne faktoren.

D.9 - Blandeventil i Modell 3 - Type 11h

Tabell D.17 og Tabell D.18 viser henholdsvis parameter- og inputverdier for blandeventilen som benyttes i Modell 3.

Tabell D.17: Oversikt over parameterverdier som benyttes i blandeventilen i Modell 3, som modelleres ved Type 11h.

	Parameter	Verdi	Forklaring
1	Tee piece mode	1	Parameter som angir at den generelle komponentmodellen skal benyttes som en T-forgrening.

Tabell D.18: Oversikt over inputverdier som benyttes i blandeventilen i Modell 3, som modelleres ved Type 11h.

	Input	Verdi	Forklaring
1	Temperature at inlet 1	-	Væsketemperatur inn i blandeventilens inngang 1. Verdi hentes fra fordelerens utgang 1.
2	Flow rate at inlet 1	-	Strømningsrate inn i blandeventilens inngang 1. Verdi hentes fra fordelerens utgang 1.
3	Temperature at inlet 2	-	Væsketemperatur inn i blandeventilens inngang 2. Verdi hentes fra væskestrømmen ut av akkumulatortanken som inneholder <i>ettervarmet</i> vann.
4	Flow rate at inlet 2	-	Strømningsrate inn i blandeventilens inngang 2. Verdi hentes fra væskestrømmen ut av akkumulatortanken som inneholder <i>ettervarmet</i> vann.

D.10 - Varmevexler i Modell 2 – Type 91

Tabell D.19 og Tabell D.20 viser henholdsvis parameter- og inputverdier for varmevexlerkomponenten som benyttes i Modell 2.

Tabell D.19: Oversikt over parameterverdier som benyttes i varmevexlerkomponenten i Modell 2, som modelleres ved Type 91.

	Parameter	Verdi	Forklaring
1	Heat exchanger effectiveness	0,855	Fra simulering av modellen SWEP B56 utført i SSP, som blir beskrevet i Vedlegg E.1.
2	Specific heat of source side fluid	4,18 kJ/(kg·K)	Varmekapasiteten til væsken i varmevexlerens kildeside.
3	Specific heat of load side fluid	4,18 kJ/(kg·K)	Varmekapasiteten til væsken i varmevexlerens belastningsside.

Tabell D.20: Oversikt over inputverdier som benyttes i varmevekslerkomponenten i Modell 2, som modelleres ved Type 91.

	Input	Verdi	Forklaring
1	Source side inlet temperature	45 °C	Estimert turtemperatur til varmeveksleren hentet fra mulighetsstudie [146]. I realiteten vil denne kunne variere avhengig av tilgjengelig temperatur fra varmpumpeanlegget.
2	Source side flow rate	1,362 kg/s	Fra SSP-simuleringer ved en tilgjengelig overskuddseffekt på 75 kW fra varmpumpeanlegget ved BUS.
3	Load side inlet temperature	10 °C	Væsketemperatur inn i varmevekslerens kalde side. Gjennomsnittlig kaldtvannstemperatur er oppgitt til å være 10 °C i mulighetsstudie [146].
4	Load side flow rate	-	Strømningsrate på kald side av varmeveksleren. Verdi hentes fra outputverdien til forbruksprofilen, som modelleres ved hjelp av en tvingefunksjon. For beskrivelse av vannmengder se Kapittel 4.5.6.

D.11 - Varmeveksler i Modell 3 – Type 91

Tabell D.21 og Tabell D.22 viser henholdsvis parameter- og inputverdier for varmevekslerkomponenten som benyttes i Modell 3.

Tabell D.21: Oversikt over parameterverdier som benyttes i varmevekslerkomponenten i Modell 3, som modelleres ved Type 91.

	Parameter	Verdi	Forklaring
1	Heat exchanger effectiveness	0,854	Fra simulering av modellen SWEP B56 utført i SSP som blir beskrevet i Vedlegg E.2.
2	Specific heat of source side fluid	4,18 kJ/(kg·K)	Varmekapasiteten til væsken i varmevekslerens kildeside.
3	Specific heat of load side fluid	4,18 kJ/(kg·K)	Varmekapasiteten til væsken i varmevekslerens belastningsside.

Tabell D.22: Oversikt over inputverdier som benyttes i varmevekslerkomponenten i Modell 3, som modelleres ved Type 91.

	Input	Verdi	Forklaring
1	Source side inlet temperature	45 °C	Estimert turtemperatur til varmeveksleren hentet fra mulighetsstudie [146]. I realiteten vil denne kunne variere avhengig av tilgjengelig temperatur fra varmpumpeanlegget.

2	Source side flow rate	1,846 kg/s	Fra SSP-simuleringer ved en tilgjengelig overskuddseffekt på 75 kW fra varmepumpeanlegget ved BUS.
3	Load side inlet temperature	10 °C	Væsketemperatur inn i varmevekslerens kalde side. Gjennomsnittlig kaldtvannstemperatur er oppgitt til å være 10 °C i mulighetsstudie [146].
4	Load side flow rate	-	Strømningsrate på kald side av varmeveksleren. Verdi hentes fra forbruksprofilen, som modelleres ved hjelp av en tvingefunksjon. For beskrivelse av hvilke vannmengder som benyttes se Kapittel 4.5.6.

D.12 - Akkumulatortank med forvarmet vann i Modell 2 og 3 – Type 158

Tabell D.23 og Tabell D.24 viser henholdsvis parameter- og inputverdier for komponenten som modellerer akkumulatortanken med forvarmet vann i Modell 2 og 3.

Tabell D.23: Oversikt over parameterverdier som benyttes i akkumulatortank med forvarmet vann i Modell 2 og 3, som modelleres ved Type 158.

	Parameter	Verdi	Forklaring
1	Tank volume	885 l	Tankens volum. Ekstrapolert fra verdier i datablad [151].
2	Tank height	2115 mm	Tankens høyde. Ekstrapolert fra verdier i datablad [151].
5	Edge loss coefficient	0,421 W/(m ² ·K)	Beregnet fra tankens sideareal og totale varmetap i Watt hentet fra datablad [151]. Temperaturdifferansen mellom tanken og omgivelsene er antatt å være 20 K. Varmetapet langs tankens sideareal er dermed funnet ved følgende sammenheng: $\frac{\dot{Q}_{\text{tap, tot.}}}{A_{\text{side}} \Delta T} = \frac{\dot{Q}_{\text{tap, tot.}}}{2\pi r L \Delta T}$ hvor $\dot{Q}_{\text{tap, tot.}}$ er totalt effekttap for tanken, A_{side} er overflatearealet til tankens sidevegg, ΔT er temperaturdifferanse mellom omgivelser og vanninnholdet i tanken, r er tankens radius og L er tankens høyde.
7	Fluid specific heat	4,179 kJ/(kg·K)	Varmekapasiteten til vann ved 40 °C, som er estimert temperaturnivå på det forvarmede vannet [146]. Verdien er funnet ved hjelp av Coolprop.
8	Fluid density	991,9 kg/m ³	Tettheten til vann ved 40 °C. Verdien er funnet ved hjelp av Coolprop.

9	Fluid thermal conductivity	0,6296 W/(m·K)	Varmeledningsevnen til vann ved 40 °C. Verdien er funnet ved hjelp av Coolprop.
16	Number of auxiliary heat inputs	0	Antall varmekilder som bidrar med tilleggsvarme. Det er valgt å ikke benytte varmeelement, og parameteren er satt lik 0.

Tabell D.24: Oversikt over inputverdier som benyttes i akkumulatortank med forvarmet vann i Modell 2 og 3, som modelleres ved Type 158.

	Input	Verdi	Forklaring
1	Inlet temperature for port 1	-	Vanntemperatur inn i port 1. Verdi hentes fra temperaturen ut fra varmeveksleren.
2	Inlet flow rate for port 1	-	Strømningsrate inn i port 1. Verdi hentes fra strømningsraten ut fra varmeveksleren.
3	Inlet temperature for port 2	-	Vanntemperatur inn i port 2. I Modell 2 hentes verdien fra temperaturen ut fra varmeveksleren. I Modell 3 benyttes ikke denne porten.
4	Inlet flow rate for port 2	-	Strømningsrate inn i port 2. I Modell 2 hentes verdien fra strømningsraten ut av Equation-komponenten. Equation-komponenten angir hvor stor andel av forbruket som passerer gjennom beredersystemet, som beskrevet i Kapittel 4.5.6. I Modell 3 benyttes ikke denne porten.
5	Top loss temperature	-	Varmetap gjennom tankens topp er satt lik 0. Denne parameteren er derfor ubetydelig.
6	Edge loss temperature	20 °C	Det er antatt en temperaturdifferanse på 50 °C mellom tankens innhold og omgivelser ved omregning av totalt effekttap i W til effekttap i W/m ² ·K. Derfor settes denne inputverdien lik 20 °C.
7	Bottom loss temperature	-	Varmetap gjennom tankens bunn er satt lik 0. Denne parameteren er derfor ubetydelig.
8	Auxiliary heat input	-	Tilførsel av varmeeffekt til akkumulatortanken via varmeelement. Denne modelleres ved hjelp av en Equation og en termostat, som beskrevet i Kapittel 4.5.4. Verdien hentes fra Equation-komponenten som brukes til å modellere effekttørrelsen til varmeelementet.

Vedlegg E – Varmevekslersimuleringer i programvaren til SWEP (SSP G7)

Det følgende gir en beskrivelse av fremgangsmåten som brukes til å estimere effektiviteten, ϵ til varmevekslerkomponenten som benyttes til å forvarme vannet i Modell 2 og 3.

E.1 - Simulering av varmevekslerytelse – Modell 2

I Modell 2 blandes ettervarmet vann (70 °C) med kaldtvann (10 °C) i blandeventilen. Dermed kan strømningsraten gjennom beredersystemet reduseres, fordi en andel av forbruksmengden dekkes via kaldtvannstilførsel. I følge mulighetsstudiet utført av COWI [146] kan det benyttes en effekt på 75 kW og en strømningsrate på 0,6 l/s, dersom det forutsettes at forbruket av tappevann ved 55 °C er 0,8 l/s i timene mellom 06:00 og 00:00. Det er på bakgrunn av dette valgt å benytte en strømningsrate på 0,6 kg/s, som tilsvarer i overkant av 0,6 l/s ved gitt temperaturnivå. Dersom det forutsettes at estimerte midlere effektoverskudd beregnet i Kapittel 4.2.2 og 4.2.3 er tilgjengelig i kjøle- og varmesesongen, kan varmeveksleren i modellen bidra med 75 kW til forvarming hele året. Alle inputverdier som benyttes i SSP-simuleringen er vist ved en skjermdump i Figur E.1.

Parameter	Side 1	Side 2
Fluid Side 1	Water	Water
Fluid Side 2	Water	Water
CoCurrent	<input type="checkbox"/>	
Exchangers	B56	
Heat load	75.00 kW	
Inlet temperature	45.00 °C	10.00 °C
Outlet temperature		
Flow		0.6000 kg/s
Max pressure drop	50.0 kPa	50.0 kPa
Number of passes		
Number of plates		
Oversurfacing		%
Fouling factor		m ² ·°C/kW
Allow port switch	<input checked="" type="checkbox"/>	
AutoPerformance	<input type="checkbox"/>	

Figur E.1: Skjermdump fra SSP G7 som viser inputverdiene som benyttes til å simulere varmeveksleren i Modell 2. Det er tatt utgangspunkt i modellen B56 fra SWEP.

Figur E.2 viser resultatene fra simuleringen til Modell 2. Effektiviteten til varmeveksleren beregnes ved hjelp av Formel 40) som gir en effektivitet, ϵ på 0,855.

DUTY REQUIREMENTS	Unit	Side 1	Side 2
Heat load	kW		75,00
Inlet temperature	°C	45,00	10,00
Outlet temperature	°C	31,82	39,90
Flow rate	kg/s	1,362	0,6000
Max. pressure drop	kPa	50,0	50,0
Thermal length		1,146	2,601

PLATE HEAT EXCHANGER	Unit	Side 1	Side 2
Total heat transfer area	m ²		1,82
Heat flux	kW/m ²		41,1
Mean temperature difference	K		11,50
O.H.T.C. (available/required)	W/m ² ,°C		3520/3580
Pressure drop -total*	kPa	42,0	2,96

Figur E.2: Skjermdump fra SSP G7 som viser resultatene fra simuleringen som brukes til å estimere effektiviteten til varmevekslerkomponenten i Modell 2. Disse resultatene gir en effektivitet, ϵ på 0,855.

E.2 - Simulering av varmevekslerytelse - Modell 3

I Modell 3 blandes ettervarmet vann (70 °C) med forvarmet vann (omtrent 40 °C) i blandeventilen. Dermed må varmeveksleren kunne forvarme fullstendig forbruksmengde som er antatt å være omtrent 0,8 l/s i timene mellom 06:00 og 00:00. I følge mulighetsstudiet utført av COWI [146] tilsvarer dette 100 kW. Ettersom det forutsettes at estimerte midlere effektoverskudd beregnet i Kapittel 4.2.2 og Kapittel 4.2.3 er tilgjengelig gjennom kjøle- og varmesesongen, kan varmeveksleren i modellen bidra med 100 kW til forvarming hele året. Alle inputverdier som benyttes i SSP-simuleringen er vist ved en skjermdump i Figur E.3.

Design Performance Rating

Fluid Side 1: Water
 Fluid Side 2: Water
 CoCurrent:
 Exchangers: B56

	Side 1	Side 2
Heat load	100,0 kW	
Inlet temperature	45,00 °C	10,00 °C
Outlet temperature		
Flow		0,8000 kg/s
Max pressure drop	50,0 kPa	50,0 kPa
Number of passes		
Number of plates		
Oversurfacing		%
Fouling factor		m ² ,°C/kW
Allow port switch	<input checked="" type="checkbox"/>	
AutoPerformance	<input type="checkbox"/>	

Calculate

Figur E.3: Skjermdump fra SSP G7 som viser inputverdiene som benyttes til å simulere varmeveksleren i Modell 3. Det er tatt utgangspunkt i modellen B56 fra SWEF.

Figur E.4 viser resultatene fra simuleringen til Modell 2. Effektiviteten til varmeveksleren beregnes ved hjelp av Formel 40) som gir en effektivitet, ϵ på 0,854.

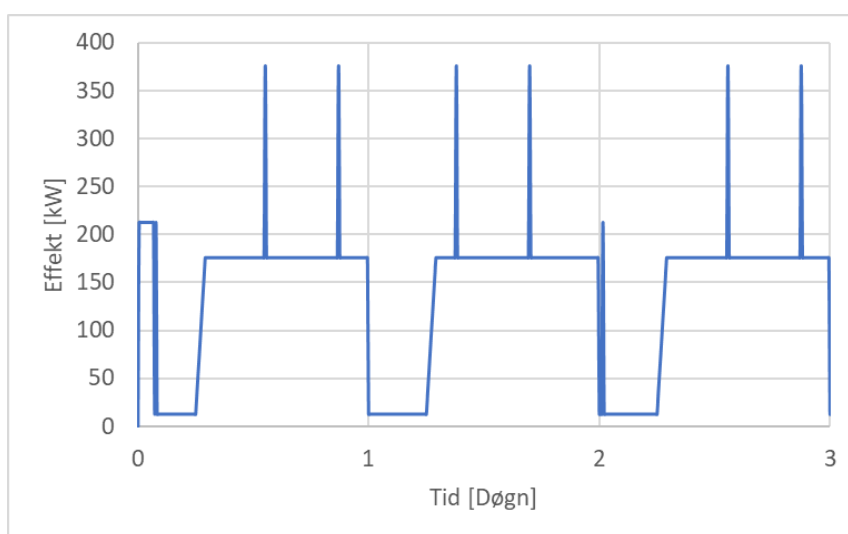
DUTY REQUIREMENTS	Unit	Side 1	Side 2
Heat load	kW		100,0
Inlet temperature	°C	45,00	10,00
Outlet temperature	°C	32,04	39,90
Flow rate	kg/s	1,846	0,8000
Max. pressure drop	kPa	50,0	50,0
Thermal length		1,121	2,585

PLATE HEAT EXCHANGER	Unit	Side 1	Side 2
Total heat transfer area	m ²		2,28
Heat flux	kW/m ²		43,9
Mean temperature difference	K		11,57
O.H.T.C. (available/required)	W/m ² , °C		3730/3790
Pressure drop -total*	kPa	49,1	3,45

Figur E.4: Skjermdump fra SSP G7 som viser resultatene fra simuleringen som brukes til å estimere effektiviteten til varmevekslerkomponenten i Modell 3. Disse resultatene gir en effektivitet, ϵ på 0,854.

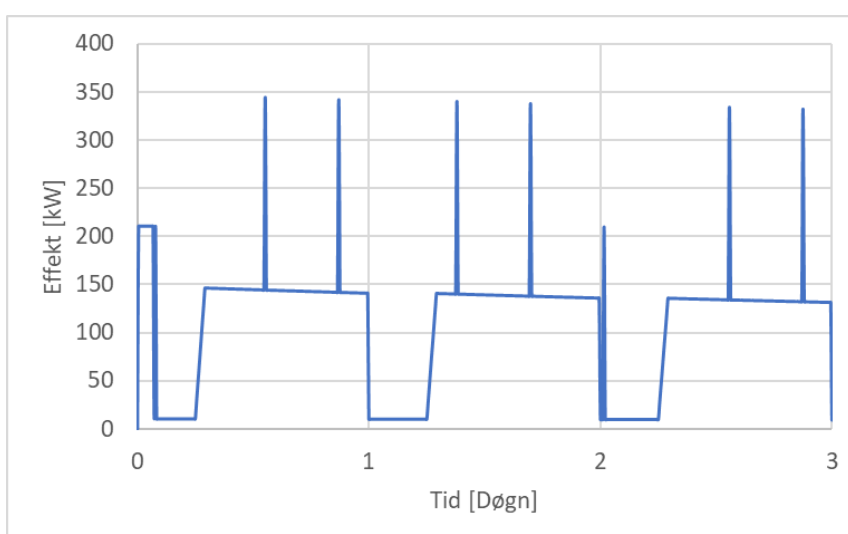
Vedlegg F – Effektførlop for Modell 1, 2 og 3 - Varmtvannsberedning

Det følgende presenterer effektførloperne for de ulike modellene som benyttes til å simulere varmtvannsberedning. Effektførloperne er presentert for de tre første døgnene av simuleringsperioden, som er ett år. De flate effekttoppene og -bunnene skyldes at forbruksprofilen inneholder et høyere varmtvannsforbruk på dagtid. De høye og kortvarige effekttoppene skyldes forårsakes av at varmeelementet slår seg på for å opprettholde settpunkttemperaturen på 70 °C i akkumulatortanken med ettervarmet vann. Dataene for effektforbruk gjennom hele simuleringsperioden benyttes som beregningsgrunnlag for årlig energiforbruk ved at dataene multipliseres med valgt tidssteg og summeres. Figur F.1 viser effektførlopet over tre døgn for Modell 1. Ettersom forbruket av varmt tappevann er den samme for hvert døgn ser de resterende døgnene i simuleringsperioden like ut.



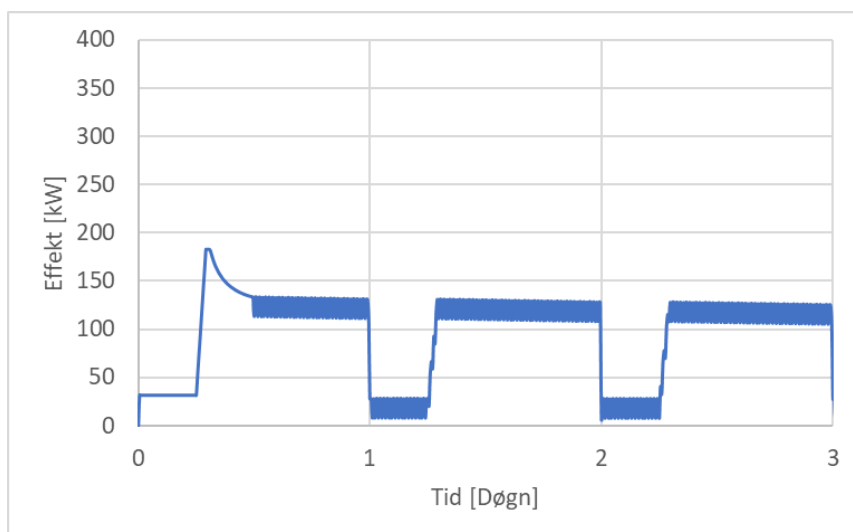
Figur F.1: Effektførlopet til Modell 1 gjennom de tre første døgnene av simuleringsperioden. Resterende døgn er identiske.

Figur F.2 viser effektførlopet over tre døgn for Modell 2. Ettersom forbruket av varmt tappevann er den samme for hvert døgn ser de resterende døgnene i simuleringsperioden like ut.



Figur F.2: Effektførlopet til Modell 2 gjennom de tre første døgnene av simuleringsperioden. Resterende døgn er identiske.

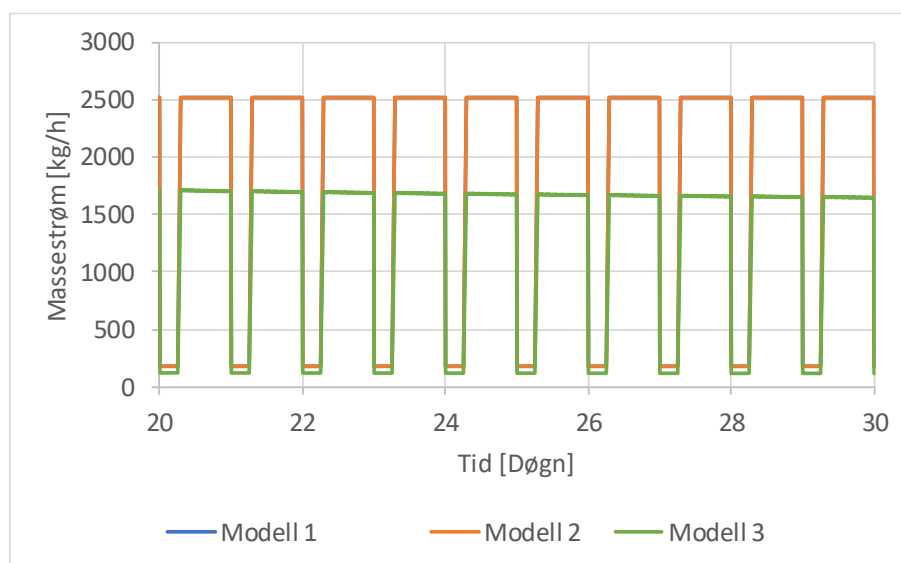
Figur F.3 viser effektforløpet over tre døgn for Modell 3. Ettersom forbruket av varmt tappevann er den samme for hvert døgn ser de resterende døgnene i simuleringperioden like ut.



Figur F.3: Effektforløpet til Modell 3 gjennom de tre første døgnene av simuleringperioden. Resterende døgn er identiske.

Vedlegg G – Vannmengder gjennom berederen i Modell 1, 2 og 3

Figur G.1 viser vannmengdene gjennom berederkomponenten for Modell 1, 2 og 3 som følge av de ulike blandesystemene som benyttes. Modell 1 og 2 benytter samme blandesystem og følgelig er deres kurver for vannmengder gjennom berederkomponenten sammenfallende. For Modell 3 er vannmengden gjennom berederkomponenten mindre enn for Modell 1 og 2. Dette er fordi forvarmet vann blandes inn i blandeventilen i stedet for kaldtvann, slik at en mindre andel varmtvann behøves for å produsere tappevann ved 55 °C. Det er valgt å presentere 10 døgn etter det 20. døgnet, fordi vannmengden gjennom berederkomponenten i Modell 3 bruker de 20 første simuleringsdøgnene på å stabilisere seg.



Figur G.1: Vannmengdene gjennom berederkomponenten i Modell 1, 2 og 3. Modell 1 og 2 benytter samme blandesystem og følgelig er deres kurver (blå og oransje) sammenfallende. For Modell 3 (grønn kurve) er vannmengden gjennom berederkomponenten mindre. I Modell 3 blandes forvarmet vann inn i blandeventilen i stedet for kaldtvann, slik at en mindre andel varmtvann behøves for å produsere tappevann ved 55 °C.

For Modell 1 og 2 har vannmengdene gjennom berederkomponenten stabile verdier på 2517 kg/h om dagen og 179,8 kg/h om natten. For Modell 3 har vannmengdene en variasjon på 6 kg/h, med verdier på omtrent 1560 kg/h om dagen og 112 kg/h om natten.

Vedlegg H – Virkningen av å øke brønnparkens lagringsvolum

Justeringer av brønnparkens lagringsvolum er utført på Modell A. Det utføres en simulering med større antall borehull, en med økt borehullsdybde og en med økt innbyrdes avstand mellom borehullene. Hensikten er å undersøke om en større brønnpark kan redusere varmeakkumuleringen vist i Figur 33.

Formelen for brønnparkens lagringsvolum (Parameter 1) er gitt i brønnparkkomponentens parameteroversikt i Tabell B.2. Denne benyttes til å beregne nytt lagringsvolum ved økning i antall borehull, borehullenes dybde og innbyrdes avstand. Dimensjonert lagringsvolum for endelig utførelse av brønnparken er 1 285 864 m³. Virkningen av en økning i lagringsvolum på 50% og 80% undersøkes, noe som tilsvarer volum på henholdsvis 1 928 796 m³ og 2 314 555 m³. Lagringsvolumet økes gjennom å øke borehullenes dybde, antall borehull og innbyrdes avstand mellom dem.

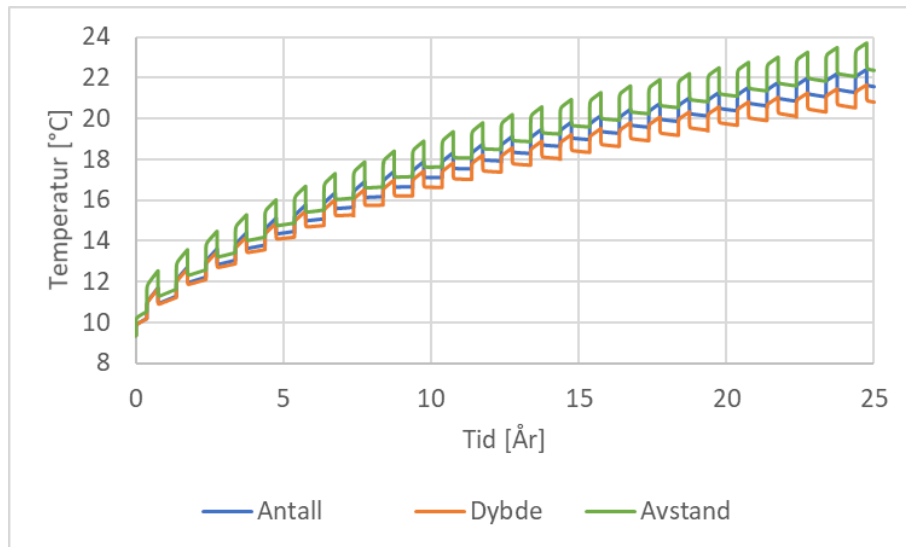
Tabell H.1 gir en oversikt over parameterverdien som endres i hver simulering.

Tabell H.1: Oversikt over hvilken parameterverdi som justeres for å oppnå større lagringsvolum i Modell A. En parameter justeres av gangen i så stor grad at lagringsvolumet økes med 50 % og 80 % for å undersøke virkningen av dette.

Størrelse på brønnpark	Volum [m ³]	Antall, N	Dybde, L [m]	Avstand, d [m]
Som dimensjonert (Modell A)	1 285 864	165	250	6
50% økning via antall	1 928 796	248	250	6
80% økning via antall	2 314 555	297	250	6
50% økning via dybde	1 928 796	165	375	6
80% økning via dybde	2 314 555	165	450	6
50% økning via avstand	1 928 796	165	250	7,35
80% økning via avstand	2 314 555	165	250	8,05

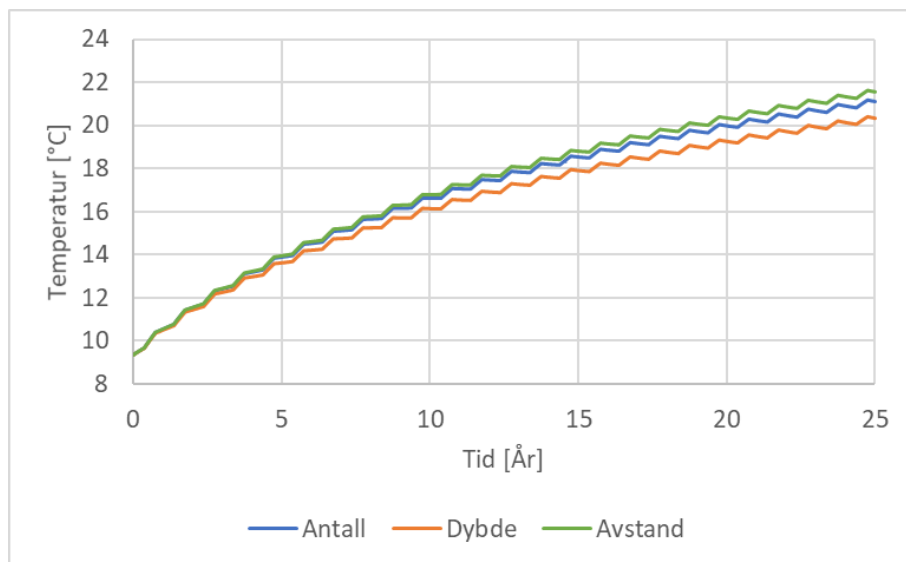
H.1 – Økning i lagringsvolum på 50%

Figur H.1 viser forløpet til frostvæskens returtemperatur over 25 år dersom lagringsvolumet økes med 50 % sammenlignet med Modell A, som gir et volum på 1 928 796 m³. Endringene som utføres er gitt i Tabell H.1. Lagringsvolumet er like stort for alle kurvene, men økningen er oppnådd ved å variere ulike parametere. Grønn kurve (øverst) viser virkningen av å øke innbyrdes avstand mellom borehullene, blå kurve (midten) viser virkningen av å øke antall borehull og oransje kurve (nederst) viser virkningen av å øke borehullenes dybde.



Figur H.1: Utviklingen i frostvæskens returtemperatur dersom lagringsvolumet økes med 50 %. Grønn kurve (øverst) gir temperaturforløpet dersom det er avstanden mellom borehullene som økes, blå kurve (midten) gir temperaturforløpet dersom det er antall borehull som økes og oransje kurve (nederst) gir temperaturforløpet dersom det er borehullenes dybde som økes. Endringene som utføres er gitt i Tabell H.1.

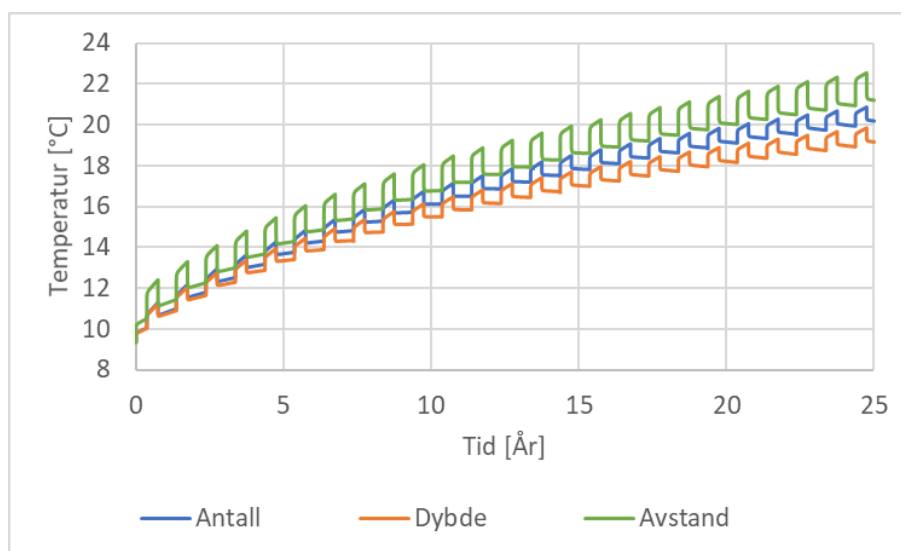
Figur H.2 viser forløpet for gjennomsnittstemperaturen i brønnparken ved 50 % økning i lagringsvolum ved hjelp av variabelendringene gitt i Tabell H.1. Grønn kurve (øverst) viser virkningen av å øke innbyrdes avstand mellom borehullene, blå kurve (midten) viser virkningen av å øke antall borehull og oransje kurve (nederst) viser virkningen av å øke borehullenes dybde. Den laveste sluttemperaturen oppnås ved å øke borehullenes dybde til 375 m, noe som reduserer sluttemperaturen i brønnparken etter 25 år til 20,3 °C. Dette er en reduksjon på 4,2 °C sammenlignet med sluttemperaturen i Figur 33.



Figur H.2: Utviklingen i lagringsvolumets gjennomsnittstemperatur dersom lagringsvolumet økes med 50 %. Grønn kurve (øverst) gir temperaturforløpet dersom det er avstanden mellom borehullene som økes, blå kurve (midten) gir temperaturforløpet dersom det er antall borehull som økes og oransje kurve (nederst) gir temperaturforløpet dersom det er borehullenes dybde som økes. Endringene som utføres er gitt i Tabell H.1.

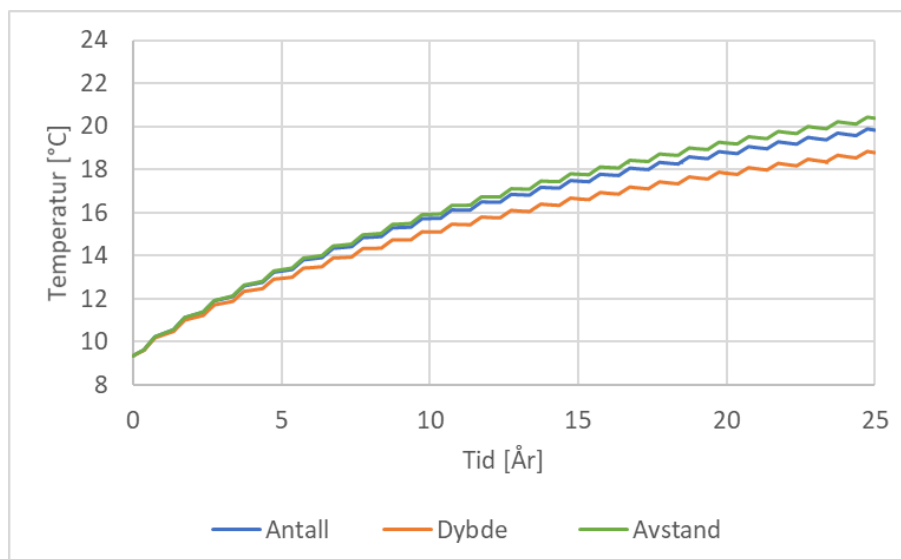
H.2 – Økning i lagringsvolum på 80%

Figur H.3 viser forløpet til frostvæskens returtemperatur over 25 år dersom lagringsvolumet økes med 80 % sammenlignet med Modell A, som gir et volum på 2 314 555 m³. Lagringsvolumet er like stort for alle kurvene, men økningen er oppnådd ved å endre de ulike parametere til verdiene gitt i Tabell H.1. Grønn kurve (øverst) viser virkningen av å øke innbyrdes avstand mellom borehullene, blå kurve (midten) viser virkningen av å øke antall borehull og oransje kurve (nederst) viser virkningen av å øke borehullenes dybde.



Figur H.3: Utviklingen i frostvæskens returtemperatur dersom lagringsvolumet økes med 80 %. Grønn kurve (øverst) gir temperaturforløpet dersom det er avstanden mellom borehullene som økes, blå kurve (midten) gir temperaturforløpet dersom det er antall borehull som økes og oransje kurve (nederst) gir temperaturforløpet dersom det er borehullenes dybde som økes. Endringene som utføres er gitt i Tabell H.1.

Figur H.4 viser forløpet for gjennomsnittstemperaturen i brønnparken ved 80 % økning i lagringsvolum ved hjelp av variabelendringene gitt i Tabell H.1. Grønn kurve (øverst) viser virkningen av å øke innbyrdes avstand mellom borehullene, blå kurve (midten) viser virkningen av å øke antall borehull og oransje kurve (nederst) viser virkningen av å øke borehullenes dybde. Den laveste sluttemperatur oppnås ved å øke borehullenes dybde til 450 m, noe som reduserer sluttemperatur i brønnparken etter 25 år til 18,8 °C. Dette er en reduksjon på 5,7 °C sammenlignet med sluttemperatur i Figur 33.



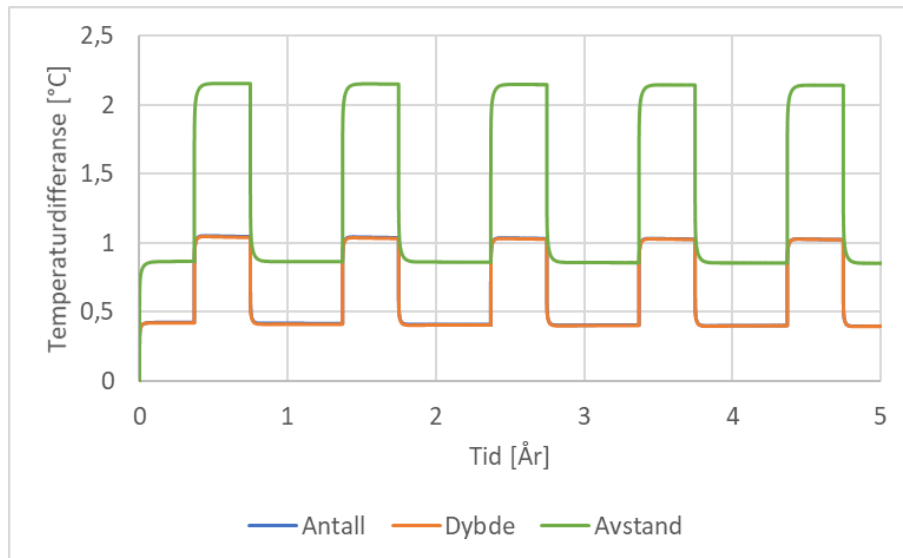
Figur H.4: Utviklingen i lagringsvolumets gjennomsnittstemperatur dersom lagringsvolumet økes med 80 %. Grønn kurve (øverst) gir temperaturforløpet dersom det er avstanden mellom borehullene som økes, blå kurve (midten) gir temperaturforløpet dersom det er antall borehull som økes og oransje kurve (nederst) gir temperaturforløpet dersom det er borehullenes dybde som økes. Endringene som utføres er gitt i Tabell H.1.

H.3 - Temperaturdifferanse mellom lagringsvolum og frostvæske

Simuleringene viser at differansen mellom frostvæskens returtemperatur og gjennomsnittlig temperatur i brønnparken øker dersom avstanden mellom borehullene økes. Figur H.5 viser differansen mellom returtemperaturen til frostvæskens og gjennomsnittstemperaturen til brønnparken i de ulike simuleringene for 80 % økning i lagringsvolum, som tilsvarer 2 314 555 m³. Antall borehull, borehullenes dybde og innbyrdes avstand som benyttes for å oppnå dette volumet er gitt i Tabell H.1.

Som vist i Figur H.5 resulterer simuleringen med 297 borehull i samme temperaturdifferanse mellom lagringsvolum og frostvæske som simuleringen med 450 borehull. Største temperaturdifferanse mellom frostvæske og brønnpark for disse simuleringene er 1,05 °C. Dersom samme lagringsvolum oppnås med en innbyrdes avstand på 8,05 m er største temperaturdifferanse mellom frostvæske og brønnpark 2,16 °C. Dette kan skyldes at den termiske interferensen mellom borehullene reduseres når avstanden økes, slik at grunnen mellom borehullene i større grad kan regenerere seg. Dette stemmer overens med resultatet til Yuan et al. [99], som viser at termisk interferens mellom borehull kan reduseres ved å øke avstanden mellom dem.

Ifølge Wang et. al [66] er det ikke økonomisk lønnsomt å øke brønnparkens størrelse, og utbalansering av energimengder som overføres mellom brønnpark og varmepumper er beskrevet som mer effektivt.



Figur H.5: Differansen mellom returtemperaturen til frostvæsken og gjennomsnittstemperaturen til brønnparken i de ulike simuleringene for 80 % økning i lagringsvolum, som tilsvarer 2 314 555 m³. Antall borehull (blå), borehullenes dybde (oransje) og innbyrdes avstand (grønn) som benyttes for å oppnå dette volumet er gitt i Tabell H.1. Kurven for antall borehull og dybde er sammenfallende.

H.4 - Oppsummering av simuleringer med større lagringsvolum

Simuleringsresultatene tyder på at en økning i brønnparkens lagringsvolum på 50 % kan redusere sluttemperaturen i brønnparken etter 25 år med maksimalt 4,2 °C, mens en økning i lagringsvolum på 80 % kan redusere sluttemperaturen med maksimalt 5,7 °C. Det er mest effektivt å øke borehullenes dybde dersom varmeakkumuleringen skal reduseres gjennom økt lagringsvolum. Denne løsningen vil i midlertid resultere i økte borekostnader. Det er ønskelig å minimere den termiske interferensen mellom borehullene og opprettholde en høy temperaturdifferanse mellom frostvæske og grunnmasser. En høy temperaturdifferanse gir høy varmeoverføringsrate, som beskrevet i Kapittel 2.2.1. Simuleringene tyder på at dette oppnås mest effektivt ved å øke avstanden mellom borehullene. Denne løsningen er i midlertid mer arealkrevende.

Vedlegg I – Simulering av fjernvarmeveksler i programvaren SSP G7

Det følgende viser inputverdiene som benyttes til å simulere en varmeveksler med de ulike strømningsratene som må varmes opp av berederkomponenten i Modell 1, 2 og 3. Hensikten med denne simuleringen er å estimere avviket i effektiviteten til fjernvarmeveksleren som følge av de ulike vannmengdene. I simuleringen benyttes en turtemperatur på fjernvarmevekslerens kildeside på 95 °C, som er oppgitt turtemperatur i fjernvarmesentralen ved BUS [138].

Simuleringen er utført med vannmengden gjennom berederkomponenten på dagtid. Vannmengdene gjennom berederkomponentene i de ulike modellene er vist i Vedlegg G. I Modell 1 og 2 er vannmengden gjennom berederkomponenten 0,699 kg/s på dagtid, mens i Modell 3 er vannmengden gjennom berederkomponenten 0,433 kg/s på dagtid.

Figur I.1 viser inputverdiene som benyttes i varmevekslersimuleringen med vannmengden som benyttes i Modell 1 og 2.

Fluid Side 1	Water	
Fluid Side 2	Water	
CoCurrent	<input type="checkbox"/>	
Exchangers	B56	
	Side 1	Side 2
Heat load	<input type="text"/>	kW
Inlet temperature	40,00 °C	95,00 °C
Outlet temperature	70,00 °C	<input type="text"/> °C
Flow	0,6990 kg/s	<input type="text"/> kg/s
Max pressure drop	50,0 kPa	50,0 kPa

Figur I.1: Skjermdump fra SSP G7 som viser inputverdier som benyttes til å simulere fjernvarmeveksleren med vannmengder med vannmengden gjennom berederkomponenten for Modell 1 og 2 på dagtid.

Figur I.2 viser simuleringresultatene for varmevekslersimuleringen med vannmengder fra Modell 1 og 2. For disse verdiene resulterer Formel 41 i en effektivitet, ϵ på 0,712.

DUTY REQUIREMENTS	Unit	Side 1	Side 2
Heat load	kW		87,72
Inlet temperature	°C	40,00	95,00
Outlet temperature	°C	70,00	55,96
Flow rate	kg/s	0,6990	0,5355

Figur I.2: Skjermdump fra SSP G7 som viser simuleringresultater for fjernvarmeveksleren med vannmengde for Modell 1 og 2.

Figur I.3 viser inputverdiene som benyttes i varmevekslersimuleringen med vannmengden som benyttes i Modell 3.

Exchangers	B56	
	Side 1	Side 2
Heat load	<input type="text"/>	kW
Inlet temperature	40,00 °C	95,00 °C
Outlet temperature	70,00 °C	<input type="text"/>
Flow	0,4330 kg/s	<input type="text"/>
Max pressure drop	50,0 kPa	50,0 kPa

Figur I.3: Skjermdump fra SSP G7 som viser inputverdier som benyttes til å simulere fjernvarmeveksleren med vannmengden gjennom berederkomponenten i Modell 3 på dagtid.

Figur I.4 viser simuleringsresultatene for varmevekslersimuleringen med vannmengder fra Modell 3. For disse verdiene resulterer Formel 41 i en effektivitet, ϵ på 0,724.

DUTY REQUIREMENTS	Unit	Side 1	Side 2
Heat load	kW		54,34
Inlet temperature	°C	40,00	95,00
Outlet temperature	°C	70,00	55,28
Flow rate	kg/s	0,4330	0,3261

Figur I.4: Skjermdump fra SSP G7 som viser simuleringsresultater for fjernvarmeveksleren med vannmengde for Modell 3.

Disse resultatene gir et estimert avvik på 1,7 % i effektiviteten til den undersøkte varmeveksleren fra SWEP med de ulike vannmengdene for Modell 1 og 2 og for Modell 3.

