

Amelia Natalie Lisiecka

# Optimalisering av effekttopper i kontorbygg ved hjelp av termoaktive dekker og varmepumper

Masteroppgave i Energi og miljø

Veileder: Natasa Nord

Juni 2021



Amelia Natalie Lisiecka

# **Optimalisering av effekttopper i kontorbygg ved hjelp av termoaktive dekker og varmepumper**

Masteroppgave i Energi og miljø  
Veileder: Natasa Nord  
Juni 2021

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



Kunnskap for en bedre verden



---

## Forord

Denne masteroppgaven er utarbeidet i løpet av våsemesteret 2021 ved Norges Teknisk- Naturvitenskapelige Universitet (NTNU) i Trondheim. Oppgaven ble skrevet ved Institutt for Energi- og prosesssteknikk som et avsluttende arbeid på sivilingeniørutdanningen “Energi og miljø”.

Masteroppgaven krediteres med 30 studiepoeng, og omhandler reduisering av effekttopper i et kontorbygg ved anvendelse av termoaktive bygningsselementer. Oppgaven er en videreføring av tidligere arbeid, og er utstedt av Consto Tromsø AS.

Jeg vil gjerne benytte anledningen til å takke NTNU som utdanningsinstitusjon. Faglig har jeg støtt på mange utfordringer, men også opplevd suksess. Jeg ville ikke vært foruten noen av disse erfaringene idet de har gjort meg rustet for arbeidslivet.

Ferdigstilling av denne oppgaven ville ikke vært mulig uten min veileder, Natasa Nord. Hun har bistått meg med engasjement og akademiske innspill. Foruten dette er hun en dyktig foreleser som har bidratt til å øke min faglige interesse. Takk for alt!

Videre vil jeg takke alle forelesere ved NTNU som har besvart mine faglige spørsmål. Disse er blant annet professor Vojislav Novakovic, Laurent Georges og Mohamed Hamdy. Dere har gjort meg sikrere i mitt arbeid. Det rettes også en stor takk til Tonny Øien for omvisning på Lysgården samt tilsending av måledata. Erland Dilling og Jan Babiak ved Uponor har også bistått med informasjon om TABS hvilket fortjener en påskjønnelse.

En siste verdsettelese vil jeg rette til mine nærmeste. Familien min har alltid vist meg støtte, og venner og kjæreste har bidratt til å gjøre studietiden min uforglemmelig.

*Amelia Natalie Lisiicka*  
Trondheim 16.06.2021



---

## Sammendrag

I tråd med elektrifisering av industri- og transportsektoren samt økt behov for elektrisitet til kjøling, applikasjoner og tilkoblede enheter, kreves et robust og fleksibelt kraftnett. Samtidig er det ønskelig å minimere energibruk med intensjon om å redusere CO<sub>2</sub>-utslipp. En potensiell løsning til et slikt komplekst problem er anvendelse av termisk energilagring.

Termoaktive dekker (TABS) utnytter betongmassen i bygninger til å *forskyve* tidspunktet for effektbehov til oppvarming. De termiske egenskapene til betongmassen muliggjør absorpsjon av varme i perioder med overskudd, for å deretter frigi denne varmen i perioder med underskudd. I betongen er det innstøpte rør der vann med temperatur nært romtemperatur sirkulerer. Å disponere varmpumper som energiforsyningssystem i kombinasjon med TABS som varmeavgiversystem vil øke varmpumpens effektfaktor. Fordelen med dette oppvarmingssystemet vil være lave energikostnader ettersom tariffprisene for elektrisitet er lavere om nettene, som en konsekvens av lavere etterspørsel.

Målet med denne oppgaven var å analysere et kontorbygg i Tromsø som ønsker å benytte seg av TABS og bergvarmepumpe med energibrønner av overnevnte grunner. Dette kontorbygget vil da være et av de nordligste byggene som disponerer en slik teknologi. Det har blitt utviklet en bygningsmodell av kontorbygget i simuleringsprogrammet IDA ICE. Bygningsmodellen har blitt verifisert, og konstruert slik at det skulle være klart hvilke resultater som skyldes tilsiktede parameterendringer.

Først ble valg av dimensjonerende utetemperatur undersøkt. Formålet var å finne en temperatur som er representativ for Tromsø de siste trede årene og som potensielt kunne redusere størrelsen på varmpumpen. Det ble funnet en ny  $DUT_{vinter}$  for den nyeste referanseperioden, men grunnet noe eldre klimafil i simuleringsprogrammet var ikke den representativ.

Det ble utført en litteraturstudie i forkant av modelleringen for tilegne seg kunnskap om arbeidsmåten til TABS. Med bakgrunn i litteraturstudien ble det bestemt å analysere fire forskjellige reguleringsmetoder: 1. temperaturregulering, 2. temperaturregulering med sommer- og vinterdrift og 3. mengderegulering med sommer- og vinterdrift. Metodene ble vurdert med hensyn på maksimale effekttopper. Alle tre metodene ble regulert med lufttemperatur som kontrollerende tilstand. Temperaturregulering med sommer -og vinterdrift ble valgt å videreføre i oppgaven, da de beste resultatene på det tidspunktet. Deretter ble den fjerde reguleringsmetoden analysert: 4. temperaturregulering med sommer -og vinterdrift der overflatetemperatur på betongdekket var den kontrollerte tilstanden. Denne reguleringsmetoden resulterte i ingen avgitt romkjøling, og dermed lavest energibruk av de fire metodene.

Den reversible bergvarmepumpen ble modellert som en varmpumpe og en kjølemaskin i bygningsmodellen. Varmepumpen oppnådde en netto årsvirkningsgrad på 2,9. COP på varmpumpen varierte mellom 2-4, og COP på kjølemaskinen varierte mellom 4-7. Totalt netto energibehov for modellen ble simulert til å være 60,9 kWh/m<sup>2</sup> hvilket er innenfor rammen til den tekniske byggeforskrift. Last-forskyvningeffekten ble oppnådd, men maksimal effekttopp som inntraff var på 58 W/m<sup>2</sup> i forbindelse med oppvarming. Dette er en noe høy effekttopp, og var primært avgitt som ventilasjonsvarme. Det foreslås derfor som videre arbeid å optimalisere modellen, med vekt på regulering av TABS.





---

## Abstract

In line with the electrification of the industrial and transport sector as well as the increased electricity demand for cooling, applications and connected units, a robust and flexible power grid is required. At the same time, it is desirable to minimize energy consumption with the intention of reducing CO<sub>2</sub> emissions. A possible solution to such a complex problem is employment of thermal energy storage.

Thermo active building surfaces (TABS) utilize the concrete mass in buildings to *shift* the time for heating power demand in buildings. The thermal properties of the concrete mass enable absorption of heat during periods with surplus heat, and then release this stored heat during periods of deficit. Embedded in the concrete there are pipes with circulating water with a temperature close to room temperature. Allocation of heat pumps as an energy supply solution in combination with TABS as a heat emitting system will increase the heat pump efficiency. The total benefit of this heating system will be low energy costs due to the fact that tariff prices for electricity are lower at night, as a consequence of lower demand.

This thesis has analyzed an office building in Tromsø that desire to utilize TABS and geothermal heat pump with energy wells for the above-mentioned reasons. Tromsø, which has a subarctic climate, will mainly use TABS for heating purposes. This office building will then be one of the northernmost buildings with this technology. A building model of the office building has been developed in the simulation program IDA ICE. The building model has been verified, and constructed with simplifications with the purpose of knowing which results are caused by intended parameter changes.

First, the choice of design outdoor temperature was examined. The purpose was to find a temperature that is representative of Tromsø during the last thirty years and that could potentially reduce the size of the heat pump. A new DOT<sub>winter</sub> was found for the most recent reference period, but due to a slightly older climate file in the simulation program it was not representative.

Based on a literature study, which is repeated briefly in this thesis, four different control strategies were analyzed. Temperature control and mass flow control with and without summer/winter operation were assessed with regard to maximum power peaks. Temperature control with summer/winter operation was determined to proceed with in this task. Air temperature in the zone was the controlling condition at first, before the surface temperature of the slab was considered. The latter resulted in no need for space cooling.

The reversible ground source heat pump was modeled as one heat pump and one chiller in the building model. The heat pump achieved a seasonal performance factor of 2.9. The COP of the heat pump varied between 2-4, and the COP of the chiller varied between 4-7. The total net energy requirement for the model was simulated to be 60.9 kWh/m<sup>2</sup> which is within the framework of the technical building regulations. The peak shifting effect was achieved, but the maximum heating power peak that occurred was 58 W/m<sup>2</sup>. The biggest part of this load was caused by ventilation heating and indicates that the model is still not optimized with regard to the regulation of TABS, and will be necessary further work.



---

# Innhold

<b>Figurer</b>	<b>x</b>
<b>Tabeller</b>	<b>xiv</b>
<b>1 Introduksjon</b>	<b>1</b>
1.1 Klimagassutslipp og energibruk på verdensbasis . . . . .	1
1.2 Motivasjon for oppgaven . . . . .	4
1.3 Utfordringer ved høyt elektrisitetsforbruk . . . . .	5
1.4 Oppgavens formål . . . . .	6
1.5 Begrensninger ved oppgaven . . . . .	7
1.6 Oppgavens oppbygging . . . . .	7
<b>2 Teori</b>	<b>8</b>
2.1 Klima og dimensjonerende effekt . . . . .	8
2.2 Evalueringsmetoder . . . . .	9
2.2.1 Byggteknisk forskrift . . . . .	9
2.2.2 Bygningstype . . . . .	9
2.2.3 Normtall . . . . .	10
2.3 Effektivt energidesign . . . . .	11
2.4 Inneklima . . . . .	12
2.5 Varmetransport . . . . .	13
2.5.1 Varmeledning . . . . .	13
2.5.2 Konveksjon . . . . .	14
2.5.3 Stråling . . . . .	14
2.5.4 Samlet varmetransport . . . . .	15
2.6 Termisk energilagring . . . . .	16
2.7 Følbar termisk energilagring . . . . .	17
2.8 Passiv varmelagring . . . . .	18
2.9 Aktive varmelagringsystemer . . . . .	20
2.10 Termoaktive bygningsoverflater (TABS) . . . . .	20
2.11 Bygningens tidskonstant . . . . .	22
2.12 Temperaturendringer i ventilasjonsaggregat . . . . .	23
2.13 Varmepumper og kjølemaskiner . . . . .	24
2.14 Energibrønn . . . . .	27
2.15 Styring og regulering . . . . .	28

---

2.15.1	Temperaturregulering av vannbårne varme-/kjøleavgivere . . . . .	31
2.15.2	Mengderegulering av vannbårne varme-/kjøleavgivere . . . . .	32
<b>3</b>	<b>Litteraturstudie</b>	<b>33</b>
3.1	Anvendelse av TABS internasjonalt . . . . .	33
3.2	Anvendelse av TABS i Norge . . . . .	35
3.3	Utførelse av tidskonstantmålinger . . . . .	36
3.4	Skillevegger og møbler . . . . .	36
3.5	TABS i Innovasjonssenteret . . . . .	36
<b>4</b>	<b>Metode</b>	<b>37</b>
4.1	IDA ICE . . . . .	37
4.1.1	Introduksjon av programmet og dets bruksområde . . . . .	37
4.1.2	Brukernivå . . . . .	37
4.1.3	Validering . . . . .	38
4.2	Oppbygging av modellen . . . . .	38
4.2.1	Beliggenhet og klima . . . . .	38
4.2.2	Modellens fysiske oppbygging . . . . .	38
4.2.3	Simplifisering av modelleringen . . . . .	40
4.3	Inndata i modellen . . . . .	40
4.3.1	Konstruksjonselementer . . . . .	40
4.3.2	Interne laster . . . . .	41
4.3.3	Infiltrasjon, luftmengder og ventilasjonsaggregat . . . . .	42
4.3.4	Settpunkttemperatur og varmforsyningssystem . . . . .	43
4.3.5	Skillevegger og møbler . . . . .	43
4.3.6	Oppsummering av inndata . . . . .	44
4.4	Dimensjonerende varme- og kjølebehov . . . . .	44
4.4.1	Varmeeffektsimuleringer . . . . .	44
4.4.2	Kjøleeffektsimulering . . . . .	45
4.5	Verifisering av modellen . . . . .	45
4.6	Estimering av tidskonstanten til Innovasjonshuset . . . . .	46
4.7	Kalibrering av effektbehov ved innhetning av klimadata . . . . .	47
4.7.1	Kalibrert effektbehov til oppvarming . . . . .	47
4.7.2	Kalibrert effektbehov til kjøling . . . . .	47
4.8	Modellering og optimalisering av TABS . . . . .	47
4.8.1	Opplysninger om TABS i IDA ICE . . . . .	48

---

4.8.2	Første modellering av TABS i modellen - temperaturregulering . . . . .	48
4.8.3	Sommer- og vinterdrift av TABS med temperaturregulering . . . . .	48
4.8.4	Mengderegulering . . . . .	49
4.8.5	Regulering av TABS med hensyn på overflatetemperatur . . . . .	49
4.9	Modellering av varmpumpemodell . . . . .	50
4.9.1	Standard nivå . . . . .	50
4.9.2	Settpunkttemperaturer for varmedistribusjonssystemet . . . . .	51
4.9.3	Avansert nivå . . . . .	51
4.10	Modellering av VAV-ventilasjon . . . . .	51
4.11	Modellering av varmetransportkoeffisienten H . . . . .	52
<b>5</b>	<b>Resultater og analyse</b>	<b>55</b>
5.1	Dimensjonerende varme- og kjøleeffekt . . . . .	55
5.2	Verifisering av modellen . . . . .	56
5.3	Resulterende tidskonstant for Innovasjonssenteret . . . . .	58
5.4	Analyse av ulike dimensjonerende utetemperaturer og resulterende effektbehov . .	59
5.4.1	Analyse av dimensjonerende utetemperatur vinter . . . . .	59
5.4.2	Effektbehov til oppvarming ved n-dagers DUT . . . . .	60
5.4.3	Energisimulering med dimensjonerende effektbehov basert på DVUT . . . . .	61
5.4.4	Energisimulering med overdimensjonert romoppvarming og rett dimensjonert varmebatteri . . . . .	62
5.4.5	Analyse av dimensjonerende utetemperatur sommer . . . . .	64
5.5	Variasjon av varmelaster . . . . .	66
5.6	Resultater og analyse av anvendelse av TABS i tre soner . . . . .	67
5.7	Resultater og analyse av anvendelse av TABS i alle fire soner . . . . .	69
5.8	Analyse av alternerende varme- og kjøleavgivelse . . . . .	71
5.9	Analyse av regulering med sommer- og vinterdrift . . . . .	74
5.10	Sammenligning av drift med Lysgården . . . . .	76
5.11	Mengderegulering . . . . .	79
5.12	Regulering med hensyn på overflatetemperatur . . . . .	82
5.13	Oppsummering av styrings- og reguleringsmetoder . . . . .	83
5.14	Resultater og analyse av simuleringer med varmpumpe og kjølemaskin . . . . .	84
5.15	Analyse av temperaturer ved ulike varmforsyningssystem . . . . .	85
5.16	Analyse av varmpumpen og kjølemaskinen . . . . .	86
5.17	Inneklimaanalyse . . . . .	93
5.18	Oppgradering av modell: anvendelse av VAV-ventilasjon . . . . .	94

---

---

5.19	Inneklimaanalyse av modellen med VAV-ventilasjon . . . . .	96
5.20	Analyse av effektbruk og lastforskyvning . . . . .	96
5.21	Oppsummering av effekt- og energibruk i forhold til krav . . . . .	98
5.22	Parameteranalyse av varmetransportkoeffisienten H . . . . .	99
<b>6</b>	<b>Diskusjon</b>	<b>100</b>
6.1	Usikkerheter forbundet med inndata . . . . .	100
6.1.1	Epistemiske usikkerheter . . . . .	100
6.1.2	Aleatoriske usikkerheter . . . . .	100
6.1.3	Kvalitetssikring . . . . .	100
6.2	Dimensjonerende utetemperatur og klimafil . . . . .	101
6.3	Tidskonstantestimering . . . . .	101
6.4	Dimensjonering av TABS for romoppvarming -og kjøling . . . . .	102
6.5	Modellering av varmpumpe, kjølemaskin og energibrønner . . . . .	102
6.6	Utfordringer ved modellering . . . . .	103
6.7	Termisk energilagring i akkumuleringstanker . . . . .	103
6.8	Innovasjonssenteret sitt energidesign . . . . .	103
<b>7</b>	<b>Konklusjon</b>	<b>105</b>
<b>8</b>	<b>Videre arbeid</b>	<b>107</b>
	<b>Bibliografi</b>	<b>108</b>
	<b>Vedlegg</b>	<b>110</b>
A	Utledning av tidskonstanten . . . . .	110
B	Varighetskurve for fjernvarme for alle byggetrinn i Innovasjonssenteret . . . . .	111
C	Variasjon av varmelaster for effektdimensjonering . . . . .	113
D	Inndata for energibrønner fra NIBE . . . . .	114
E	MATLAB-skript for utregning av varmetransportkoeffisienten H . . . . .	115
F	Inndata fra Enova-rapport ved verifisering . . . . .	116
G	Varmesentral på standard nivå i IDA ICE . . . . .	117
H	Varmesentral på avansert nivå i IDA ICE . . . . .	118
I	Sammenligning av resultater fra standard og avansert nivå . . . . .	119
	<b>Figurer</b>	
1	Klimagassutslipp . . . . .	1

---

---

2	Energibruk i Norge . . . . .	2
3	Temperaturforandringer . . . . .	3
4	Trender og drivere i bygningsmassen . . . . .	4
5	Begreper om effektreduksjon . . . . .	6
6	Kyotopyramiden . . . . .	11
7	Indikatorer på termisk komfort . . . . .	12
8	Varmetransport i isolert rør . . . . .	16
9	Termisk lagring . . . . .	17
10	Teknologier for TES . . . . .	17
11	Spesifikk varmekapasitet og enhetskostnad til materialer . . . . .	18
12	Termisk masse og treghet . . . . .	19
13	Konstruksjonsmetode og virkemåte til TABS . . . . .	21
14	Driftsmoduser med TABS . . . . .	21
15	Lastflytting med TABS . . . . .	22
16	Varmepumpe . . . . .	24
17	Carnot effektfaktor . . . . .	25
18	Varighetskurve bergvarmepumpe . . . . .	26
19	Temperaturgradienten i jordskorpen . . . . .	28
20	På/av-regulering . . . . .	30
21	P, PI og PID-regulering . . . . .	31
22	Temperaturregulering . . . . .	32
23	Mengderegulering . . . . .	32
24	Lastflytting med TABS . . . . .	34
25	Mollier-diagram for bestemmelse av TABS-laster . . . . .	34
26	Soneinndeling av kjøle- og varmelaster . . . . .	35
27	Perspektivtegning av Innovasjonssenteret . . . . .	39
28	Bygningsmodellen i IDA ICE . . . . .	39
29	Timeplan for internlaster . . . . .	42
30	Klimafil for sprangrespons-simulering . . . . .	46
31	PI-regulering bastert på romtemperatur . . . . .	49
32	PI-regulering bastert på overflatetemperatur . . . . .	49
33	Utekompensasjon . . . . .	52
34	Termisk resistansnettverk . . . . .	53
35	Helhetlig resistansnettvert . . . . .	53
36	Varme- og kjøleeffektbehov . . . . .	55

---

37	Referansekurve . . . . .	56
38	Effekt-varighetskurve . . . . .	57
39	Varighetskurve byggetrinn 3 . . . . .	58
40	Tidskonstantberegning fra simulering . . . . .	59
41	Døgnmiddeltemperaturer over n dager . . . . .	60
42	Daglige profiler for varmeeffektbehov . . . . .	60
43	Timer med romtemperatur under settpunkt . . . . .	61
44	Tillufttemperatur og avtrekktemperatur . . . . .	62
45	Totale effekttopper med ideelle varmeavgivere . . . . .	63
46	Tillufttemperatur og lufttemperatur . . . . .	63
47	Dominerende varmelaster . . . . .	65
48	Fordeling av varmetilskudd . . . . .	65
49	Varmebalanse . . . . .	66
50	Effekttopper fra varme- og kjølebatteri med TABS i tre soner . . . . .	67
51	Effekttopper fra romvarme og -kjøling med TABS i tre soner . . . . .	67
52	Operativ temperatur i Sone 4 . . . . .	68
53	Energibalanse . . . . .	69
54	Effekttopper fra varme- og kjølebatteri med TABS i fire soner . . . . .	70
55	Effekttopper fra romoppvarming -og kjøling med TABS i fire soner . . . . .	70
56	Alternerende varme- og kjøleavgivelse . . . . .	71
57	Varmeeffekt i uke 19 . . . . .	72
58	Kjøleeffekt i uke 19 . . . . .	72
59	Lufttemperatur i Sone 4 . . . . .	73
60	Varmestrømmer . . . . .	73
61	Effekttopper fra ventilasjonsaggregatet med sommer-/vinterdrift av TABS . . . . .	74
62	Effekttopper fra TABS med sommer-/vinterdrift . . . . .	75
63	Måledata fra Lysgården . . . . .	77
64	Temperaturregulering . . . . .	78
65	Mengderegulering . . . . .	80
66	Effekttopper fra ventilasjonsaggregat ved mengderegulering av TABS . . . . .	81
67	Effekttopper fra romoppvarming -og kjøling med TABS ved mengderegulering . . . . .	81
68	Effekttopper fra ventilasjonsaggregat ved overflatetemperaturregulering . . . . .	82
69	Effekttopper fra romoppvarming -og kjøling med TABS ved overflatetemperaturregulering . . . . .	82
70	Oppsummering reguleringsmetoder - effekttopper . . . . .	83



---

71	Oppsummering reguleringsmetoder - levert energi . . . . .	84
72	Temperaturer til og fra varmebatteriet ved (a) ideell elektrisk kjel og (b) varme- pumpe med energibrønner . . . . .	85
73	Temperaturer i kjølebatteri . . . . .	85
74	Temperaturer i TABS . . . . .	86
75	Avgitt varmeeffekt fra varmepumpe og spisslast . . . . .	86
76	Varighetskurve . . . . .	87
77	COP for varmepumpe og kjølemaskin . . . . .	87
78	Simulert COP . . . . .	88
79	Effekt fra kompressor, fordampner og kondensator i varmepumpen . . . . .	88
80	Kondensatortemperatur og kompressoreffekt . . . . .	89
81	Effekt fra kompressor, fordampner og kondensator i kjølemaskinen . . . . .	89
82	Turtemperatur til fordampner . . . . .	90
83	Returtemperatur fra fordampner . . . . .	90
84	Temperaturdifferanse ved varmeopptak fra fordampner . . . . .	90
85	Turtemperatur til kondensator . . . . .	91
86	Returtemperatur fra kondensator . . . . .	91
87	Temperaturdifferanse ved varmeavgivelse til kjølekilde . . . . .	92
88	Varme og temperaturer fra BHVV . . . . .	92
89	Boksplokk av overflatetemperaturer . . . . .	93
90	Analyse av termisk komfort . . . . .	94
91	Effekttopper fra ventilasjonsaggregat med VAV-ventilering . . . . .	95
92	Effekttopper fra TABS ved anvendelse av VAV-ventilasjon . . . . .	95
93	Energibalanse 31. januar . . . . .	97
94	Energibalanse 2. april . . . . .	97
95	Energibalanse 31. juli . . . . .	98
96	Parameteranalyse av varmetransportkoeffisienten . . . . .	99
97	Varighetskurve fjernvarme SIVA . . . . .	111
98	ESBO varmesentral . . . . .	117
99	To varmepumper i varmesentral . . . . .	118
100	Reversibel bergvarmepumpe i varmesentral . . . . .	118
101	Sammenligning av varmebatteri . . . . .	119
102	Sammenligning av kjølebatteri . . . . .	119
103	Sammenligning av oppvarmingeffekt fra TABS . . . . .	119
104	Sammenligning av kjøleeffekt fra TABS . . . . .	120

---

---

## Tabeller

1	Minimumskrav fra TEK17 . . . . .	9
2	Minstekrav fra NS 3701 . . . . .	10
3	Enøk normtall . . . . .	10
4	Berggrunnens fysiske egenskaper . . . . .	27
5	Vindusareal . . . . .	40
6	Egenskaper ved bygningskonstruksjonen . . . . .	41
7	Vindusparametere . . . . .	41
8	Internlast . . . . .	42
9	Ventilasjonsaggregat . . . . .	43
10	Møbler og skillevegger . . . . .	43
11	Oppsummering av inndata . . . . .	44
12	Varmepumpedata . . . . .	50
13	Borehullvarmevekslere . . . . .	51
14	VAV-ventilasjon . . . . .	52
15	Resistansmetoden i NS-EN 11855-2 . . . . .	54
16	Dimensjonerende effektbehov . . . . .	55
17	n-dag DUT (1991-2020) . . . . .	59
18	Effektbehov ved n-dag DUT . . . . .	61
19	DUT <sub>sommer</sub> fra 2020 . . . . .	64
20	Effektbehov til kjøling ved to ulike dimensjonerende utetemperaturer . . . . .	64
21	Variasjon av internlast og solstråling . . . . .	66
22	Maksimale effekttopper i Innovasjonssenteret med TABS i tre himlinger . . . . .	68
23	De største effekttoppene med TABS i fire himlinger . . . . .	70
24	Maksimale effekttopper med TABS i fire himlinger samt sommer-/vinterdrift . . . . .	75
25	Antall timer utenfor TEK17 sin anbefaling med TABS ved sommer-/vinterdrift . . . . .	75
26	Standardinnstilte regulatorparametere på PI-regulator i IDA ICE . . . . .	76
27	Maksimale effekttopper ved mengderegulering . . . . .	81
28	Maksimale effekttopper avgitt fra TABS med overflateregulering . . . . .	83
29	Antall timer utenfor TEK17 sin anbefaling med PI-regulering samt sommer-/vinterdrift . . . . .	83
30	De største effekttoppene i modellen ved anvendelse av varmepumpe og kjølemaskin . . . . .	84
31	Faktorer som beskriver varmepumpen sin ytelse . . . . .	93
32	Antall timer med operativ temperatur utenfor TEK17 sin anbefaling ved anvendelse av varmepumpe og kjølemaskin . . . . .	94
33	Maksimale effekttoppene med TABS og VAV-ventilasjon . . . . .	95

---

34	Antall timer utenfor TEK17 sin anbefaling med VAV-ventilasjon . . . . .	96
35	Største vertikale temperatordifferanser per sone per år . . . . .	96
36	Energi- og effektbudsjett for Innovasjonssenteret sammenlignet med Enøk normtall	98
37	Informasjon om byggetrinnene i SIT . . . . .	112
38	Inndata brukt av Enova ved utvikling av referansemodellen . . . . .	116

# 1 Introduksjon

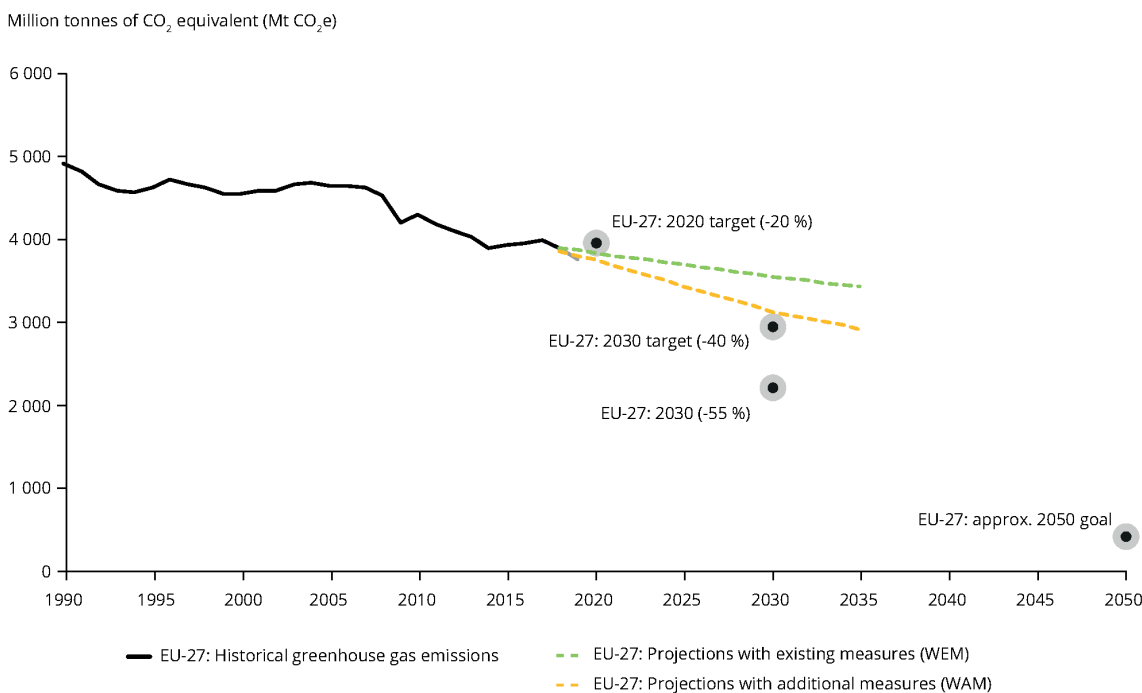
Først i denne oppgaven vil en introduksjon forklare sammenhengen mellom globalt klimagassutslipp, klimaendringer og energibruk i bygninger. Deretter vil motivasjonen bak oppretting av denne bli presentert, etterfulgt av mål og begrensinger. Til slutt vil oppgavens oppbygning bli lagt frem.

## 1.1 Klimagassutslipp og energibruk på verdensbasis

International Energy Agency (IEA) utarbeider årlig en rapport som tar for seg utviklingen av det globale energisystemet. I et scenario antas det at 2023 vil være det året der den globale økonomien er tilbake til samme nivå som før koronapandemien. Da skal bruttonasjonalproduktet (BNP) øke med 2,2 % hvert år frem til 2030. I sammenheng med denne vekststen vil behovet for global primærenergi (olje, kull, gass, vannkraft, kjernekraft etc.) øke med 4 % i løpet av tiårsperioden [1].

Utviklingen av fornybare energikilder er spådd til å vokse, da spesielt solkraft som vil være mer kostnadseffektivt å utvikle enn nye kull- eller gasskraftverk. Vannkraft vil fortsatt være den største kilden til fornybar elektrisitet etterfulgt av on- og offshore vindkraft, solkraft, samt noe kjernekraft. Industri- og transportsektoren elektrifiseres og legger press på økt produksjon av elektrisitet. Økningen i elektrisitetsgenerering vil kreve robuste overføringsnett, i tillegg til fleksibilitet. Løsningen til fleksibilitetskravet vil trolig ligge i storskala batterilagring, mens utbygging av nye overføringsnett veies mot utviklingen av termisk energibruk.

Europakommisjonen har en plan om å være klimanøytrale innen 2050. Dette innebærer å ha null netto klimagassutslipp. For å kunne nå dette målet la kommisjonen ut et forslag til en klimalov som vil forplikte alle medlemslandene juridisk til å gjøre nødvendige tiltak. Det viktigste delmålet er at klimagassutslippene skal være reduserte med 55 % i forhold til 1990-nivå [2]. Tidligere har dette delmålet vært satt til 40 % i tråd med Parisavtalen, men ble økt for å kunne realisere 2050-målet. 20-20-20-målet, hvilket blant annet innebar 20 % reduksjon av klimagassutslipp innen 2020 ifht. 1990-nivå, ble nådd ifølge European Environment Agency (EEA) [3]. Agenturet har også utarbeidet en graf med CO<sub>2</sub>-ekvivalentnivå (i enheten millioner tonn) fra år 1990 til i dag, med ytterligere prognoser fremover i tid, vist i figur 1.

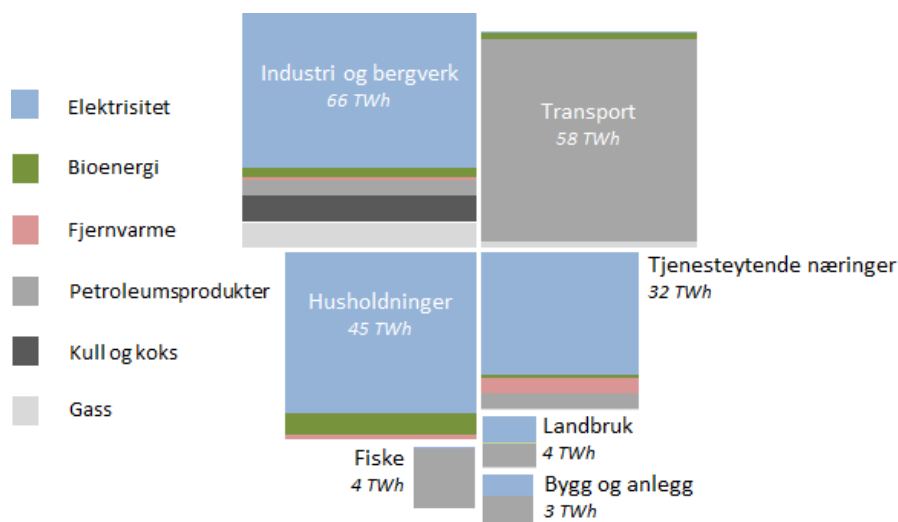


Figur 1: Klimagassutslipp fra medlemsland i EU

Kilde: EEA

Det er tydelig fra den grønne grafen ovenfor at med dagens eksisterende tiltak vil ikke det nye 2030-målet med 55 % reduksjon bli nådd. Et sentralt steg på veien vil være å se på klimagassutslipp som bygningssektoren gir.

I 2019 var bygninger ansvarlige for 28 % av verdens globale CO<sub>2</sub>-utslipp når indirekte og direkte utslipp blir tatt med i beregningen. CO<sub>2</sub>-utslipp fremkommer ved produksjon av energi, men også når energi brukes, eksempelvis med oljefyring som oppvarmingsmetode. Bygninger er en stor bidragsyter når det kommer til energibruk. Globalt utgjør bygninger omtrent en tredjedel av sluttbruken og nærmere 40 % i Norge [1] [4]. En generell fordeling av energibruk i sektorer er vist i figur 2. Figuren er laget av Statistisk sentralbyrå (SSB) med tall fra 2015, men fordelingen er gjeldende den dag i dag. Figuren deler inn i tjenesteytende næringer, hvilket står for 15 %, og husholdninger som står for 22 %. Av figuren fremkommer det også hvilke energibærere som blir brukt. For husholdninger er elektrisitet dominerende (blå farge), etterfulgt av bioenergi (grønn) og fjernvarme (ferskenfarge). Elektrisitet er også dominerende i tjenesteytende næringer, etterfulgt av fjernvarme, petroleumprodukt og noe bioenergi.



Figur 2: Sammensetning av energibruken i Norge per sektor i 2015

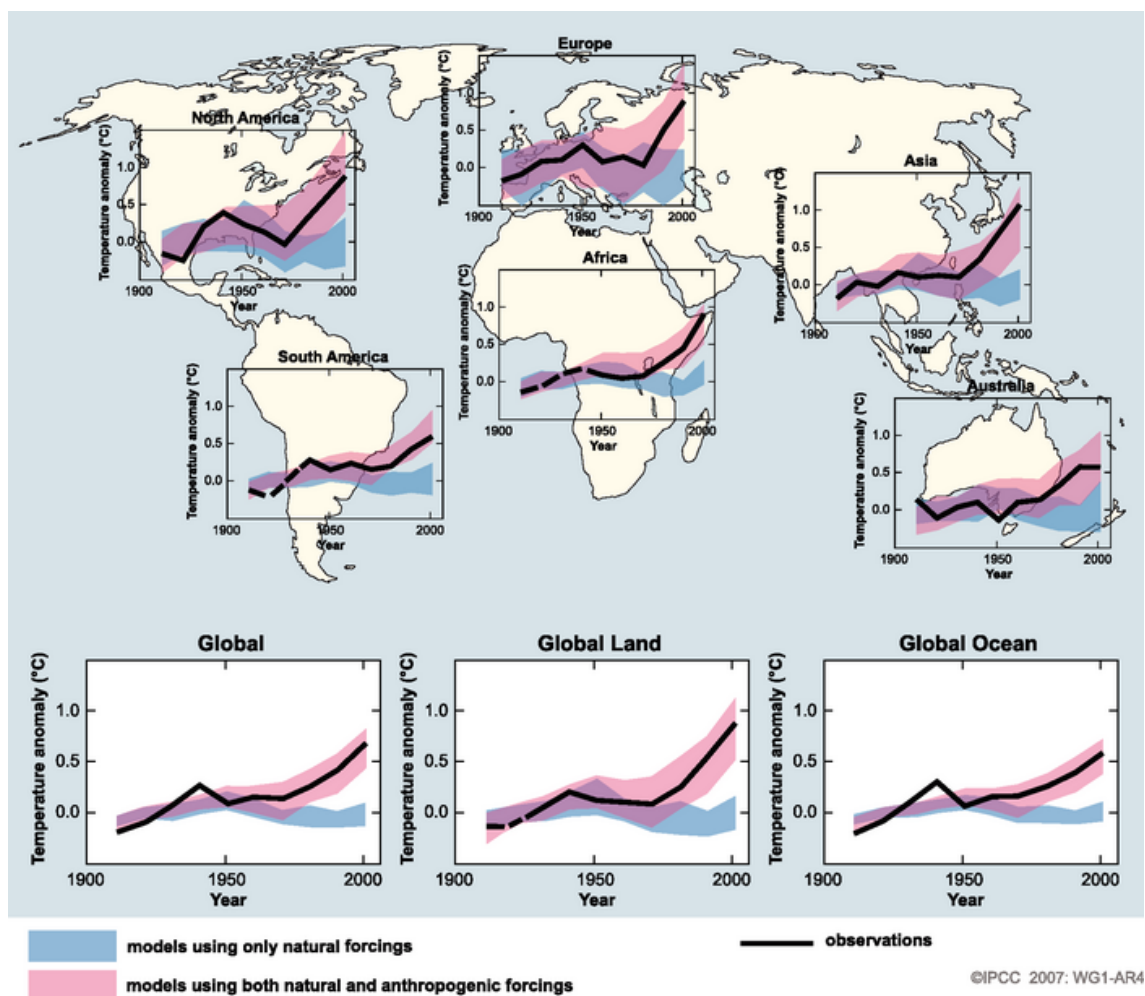
Kilde: SSB

I de tjenesteytende næringene er det hovedsaklig oppvarming av bygninger og tappevann, belysning og drift av elektrisk utstyr som krever energi [4]. Energieffektive bygninger har derfor vært i samfunnets søkelys de siste årene, og vil forstette med å være det fremover. På nasjonalt nivå er det den tekniske byggeforskrift som setter minimumskrav for energieffektivitet i bygninger. Utvalgte krav vil bli presentert i delkapittel 2.2.1.

Til tross for tiltak som fremmer energieffektivisering og dekarbonisering, har behovet for energitjenester som elektrisitet for kjøling, applikasjoner og tilkoblede enheter økt siden 2016, og dermed overgått tiltakene. Hovedargumentene bak dette er global oppvarming, økt bygningsareal, men også økt eierskap til apparater og enheter i følge IEA [1]. Hvert av disse argumentene vil nå bli beskrevet nærmere i påfølgende avsnitt.

Global oppvarming forårsaker varmere gjennomsnittstemperatur på jorden, økt havnivå, nytt nedbørsmønster og mer ekstremvær. Dette har blitt undersøkt ved å gjøre regelmessige målinger av blant annet temperatur og pH-verdi i havet [5]. Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) har utarbeidet en rapport der naturlige drivkrefter og menneskelige aktiviteter har blitt sammenlignet mot hverandre i prognoser for global temperatur. Resultatet er vist i figur 3, og bekrefter at menneskelig aktivitet er en sterk bidragsyter. Australia hadde for eksempel sin varmeste sommer i 2019 - den var omtrent 3°C varmere enn "1961-90"-gjennomsnittet. Mange byer i vestre Europa, eksempelvis i Frankrike, Tyskland og England hadde sine varmeste dager også i 2019. Ringvirkningen av dette er økt kjølebehov i bygninger [1]. Økt kjølebehov fremkommer også

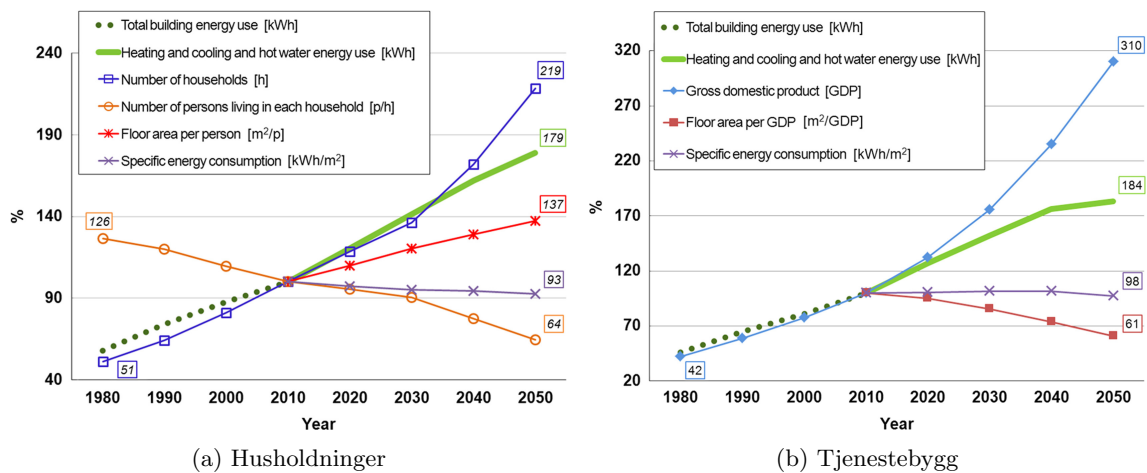
av økt behov for prosesskjøling; datasentre produserer mye spillvarme og må kjøles ned for å ikke bli ødelagt.



Figur 3: Global temperaturøkning forårsaket av menneskeskapte og naturlige drivkrefter

Kilde: IPCC

Hva gjelder bebygd areal, har utbygingsraten vært stabil med en årlig økning på 2,5 %. Spesifikk energibruk i bygninger (energibruk per kvadratmeter) har hatt en synkende trend siden 2010, og kan anses som en virkning av byggt tekniske forskrifter. Desverre er den årlige nedgangen bare mellom 0,5 og 1 % - og holder dermed ikke tritt med utbygingsraten. Dette betyr at det burde legges mer opp til renovering av eksisterende bygningsmasse [1]. Ürge-Vorsatz et. al har også kommet frem til dette i sin forskning, representert i figur 28 [6].



Figur 4: Trender og drivere i bygningsmassen

Kilde: Ürge-Vorsatz et. al [6]

I delfigur 4a er trender og drivere for husholdninger vist. Her er det tydelig at antall husholdninger (blå linje) har en økende trend, mens antall personer som bor i en husholdning (oransje linje) har negativ trend. Parallellene til disse i figur 4b for tjenestebygg er økende BNP (lyseblå linje), og synkende areal per BNP (rød linje). I begge delfigurer er spesifikk energibruk (lilla linje) synkende, mens energibruk til oppvarming, kjøling og varmtvann er stigende (grønn linje). Sistnevnte vil være knyttet til økt levestandard.

Avslutningsvis kan informasjonen gitt i dette delkapittelet komprimeres til at energirelaterte CO<sub>2</sub>-utslipp har tidligere hatt en stigende trend som har påvirket det globale klimaet. Dermed har internasjonale forplikterser og nasjonale lovverk blitt innført som en strategi for å redusere mengden klimagassutslipp. Miljøvennlige og energieffektive bygninger vil være en del av løsningen.

## 1.2 Motivasjon for oppgaven

I dette delkapitlet vil bakgrunnen for oppgavens problemstilling bli forklart mer inngående. Først presenteres byggherren og deres ambisjoner. Deretter vil sammenhengen mellom klimamål og energibruk i Norge konkretiseres.

Kontorbygget som denne masteroppgaven betrakter er en del av et byggeprosjekt i regi av Siva Tromsø Eiendom AS. Byggeprosjektet er en tislutning til deres tre eksisterende byggetrinn ved navn Siva Innovasjonssenter (SIT). Byggetrinn fire (BT4) skal bestå av tre kontorblokker som bygges over en felles parkeringkjeller på totalt 2700 m<sup>2</sup> med bruttoareal (BTA). Morselskapet Siva SF har som hovedmål å bidra til innovasjon og næringsutvikling gjennom eiendomsvirksomhet, med bærekraft høyt på agendaen.

Det er Kjeldsberg Eiendom AS som drifter byggene til Siva i Tromsø, og er en pådriver for å realisere videreutvikling av termoaktive bygningsoverflater. Termoaktive bygningsoverflater betegnes ofte med forkortelsen TABS og deres virkemåte vil bli forklart i delkapittel 2.10. Et av deres foreliggende bygninger bruker denne teknologien, og deres erfaring er at et svært lavt energibruk kan oppnås. Dette krever derimot god optimalisering av TABS'ene, gjerne benyttet sammen med varmepumpe.

Siva Tromsø Eiendom sine ambisjoner er at det totale netto energibehovet skal være halvert fra det gjeldende krav i den tekniske byggeforskriften. I tillegg har de flere mål for byggets ytelse slik at det samsvarer med navnet "Innovasjonssenter". Disse målene er verdifulle bidrag til gjøre Europa klimanøytralt innen 2050. To av målene som vil være relevante for denne oppgaven er at bygget skal være oppført som et passivhus og at lokal energiproduksjon skal finne sted. Lokal energiproduksjon kan være bruk av solceller, slofangere, energibrønner e.l.

Energiambisjonene skal realiseres ved å benytte TABS, hvilket er nokså nytt i Norge og ikke

---

kommersielt tilgjengelig. Dersom bruken av TABS øker og gir gode resultater, vil de nåværende kostnadene på TABS bli redusert slik at det ikke koster mer enn tradisjonell varme og kjøling. Utover dette er også tilgang på betong og vinterdrift i Nord-Norge en usikkerhetsfaktor som det ønskes å få erfaringer med.

En medvirkning av å bruke TABS er at effekttopper kan inntreffe sjeldnere og med mindre størrelsesorden. Byggherren har valgt Consto Nord AS som totalentreprenør i dette byggeprosjektet med Uponor AS som leverandør av TABS.

### 1.3 Utfordringer ved høyt elektrisitetsforbruk

Som vist i figur 2 i introduksjonen, er det hovedsaklig elektrisitet som brukes til oppvarming av bygg i Norge. Elektrisiteten sin primærenergi i Norge er vannkraft, i 94% av tilfellene i følge NVE [7]. Dette gjør at klimagassutslippene fra elektrisitetsproduksjon er lave<sup>1</sup>. Tross dette er det ønskelig å minske bruken av elektrisitet til oppvarming i bygninger. En årsak er at elektrisitet er en høyverdig form for energi; det innehar en stor andel *eksergi*. Eksergi kan lett omformes til mekanisk arbeid, eller andre nyttige formål. I følge termodynamikken er definisjonen av eksergi formulert som følger:

*Eksergi er det maksimale teoretiske arbeidet som er oppnåelig fra et samlet system bestående av selve systemet og dets omgivelser, der systemet kommer i likevekt med omgivelsene.* [8]

Eksergi brukes derfor til drift av maskiner i industrien og fremdrift av transportmidler [9]. Det kreves omtrent fire enheter primærenergi for å produsere en enhet elektrisk kraft [10]. Derfor er elektrisitetsbruk i bygninger hovedsaklig tilegnet belysning, utstyr og lading av elbiler.

Varme derimot, har lavere nytteverdi da det kun i noen grad kan omformes til arbeid. Den delen av energien som har lav nytteverdi omtales som *anergi*. En varmepumpe vil kunne utnytte anergien fra omgivelsestemperaturen til å produsere varme, med forutsetning at noe arbeid tilsettes. Andre alternativer til elektrisk oppvarming er vannbåren oppvarming med solfangere, fjernvarme eller biobrensel som kilde(r).

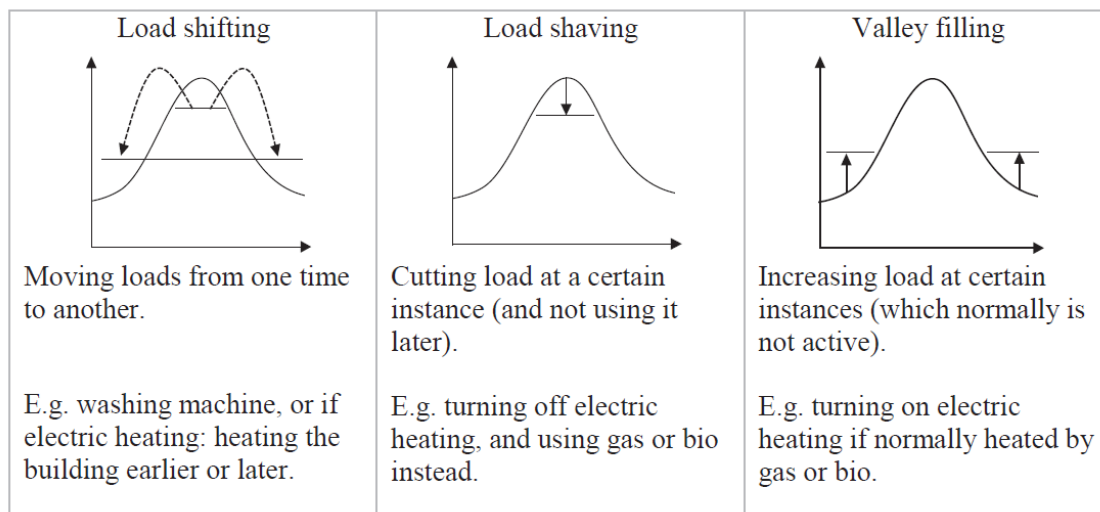
Den andre motivasjonen til å unngå elektrisk oppvarming har rot i den stadig økende etterspørselen etter elektrisitet - hvilket er en konsekvens av elektrifisert transportsektor på land og til havs slik som nevnt i introduksjonen. Når mye strøm blir brukt simultant vil kapasiteten til strømmettet bli presset. I verste fall kan det utløse et strømbrudd. Utbygging og drift av strømmettet er svært kostbart. Olje- og energidepartementet sitt hovedprinsipp er at samfunnets fordeler av utbyggingen skal være større enn samfunnets kostnader [11]. Naturinngrep og økt nettleie er mulige utfall av nettutbygging. Dette er argumentene som “Reguleringsmyndigheten for energi” (RME) legger til grunn når de introduserer effekttariff. Effekttariffen skal motivere strømkunder til å legge om elektrisitetsforbruket til tider med mindre belastning på nettet. Forslaget er at effekttariffen vil gjelde for næringskunder som bruker mer enn 100 000 kWh i året og vil gi et økonomisk påslag til nettleien basert på effektuttak i definerte perioder.

Det å endre forbruksmønsteret, slik at effektuttaket forskyves til perioder der belastningen er mindre, blir ofte omtalt som lastforskyvning, oversatt fra “load shifting”. En tilnærmet frase er “load shaving” som vil si å “kutte” effekttoppene. En tredje metode er å jevne ut effektbruken, omtalt som “valley filling”. Disse tre terminologiene er nært relatert, men det er nyanseforskjeller på dem. Figur 5 er utarbeid av K. Lindberg i sammenheng med hennes doktorgrad. Figuren gir eksempler på de tre frasene.

---

<sup>1</sup>Elektrisitet i Norge i 2019 hadde en CO<sub>2</sub>-faktor på 17 g CO<sub>2</sub>e/kWh. I EU var den på 300 g CO<sub>2</sub>e/kWh [7]





Figur 5: Tre begreper for effektreduksjon

Kilde: K. Lindberg [12]

Å minimere effekttoppene vil som forklart ovenfor være økonomisk gunstig for både sluttbrukeren og samfunnet. Derfor er det i hovedsak lastforskyvning og lastkutting som er ønskelig effekt. Termisk oppvarming i kombinasjon med energilagring vil kunne bidra til dette.

## 1.4 Oppgavens formål

Tittelen på denne oppgaven er “Optimalisering av effekttopper i kontorbygg ved hjelp av termoaktive dekker og varmepumper”. Som tittelen tilsier er det overordnede målet med oppgaven at undertegnede skal studere potensielle effekt- og energibesparelser ved anvendelse av termoaktive dekker og varmepumpe med energibrønner.

Oppgaven er gitt av Consto Tromsø AS som har totalentreprisen på kontorbyggene. Undertegnede skal innhente nødvendig data i samarbeid med entreprenøren for å utvikle en bygningsmodell i simuleringsprogrammet IDA ICE.

Oppgaven skal bearbeides ut fra følgende punkter:

1. Litteraturstudie om termoaktive dekker og bygningsmodellering
2. Fremsette et teoretisk rammeverk som fokuserer på termisk masse, termisk energilagring og dimensjonering av varmepumper med energibrønner
3. Utvikle en bygningsmodell i IDA ICE som samsvarer med utbyggeren sin konseptuelle beskrivelse
4. Organisere inndata relatert til bygningsmodellen basert på standarder og litteraturstudie
5. Dimensjonere oppvarmingssystemet med fokus på dimensjonerende utetemperatur. Deretter skal varmehovet for modellen analyseres
6. Modellere termoaktive dekker i bygningsmodellen, etterfulgt av analyse av effekt- og energibruk samt inneklimateforhold
7. Definere reguleringsmetoder for optimalisering av effekttopper
8. Ekspandere simuleringsmodellen til å inneholde en varmepumpemodell
9. Evaluering av varmepumpens ytelse
10. Analyse av bygningsmodellen i helhet

---

## 1.5 Begrensninger ved oppgaven

I oppgaveteksten var det forhåndsbestemt at IDA ICE skal anvendes som modelleringsverktøy. Derfor vil ikke andre simuleringsverktøy bli benyttet eller evaluert mot IDA ICE. Av de mange mulighetene for analyse IDA ICE gir, blant annet dagslyssimuleringer, vil det være effektbruk, energibruk og termisk komfort som skal evalueres.

Kontorbyggene “Innovasjonssenteret” består foreløpig av tre byggetrinn, der denne oppgaven omhandler byggetrinn (BT4) som skal bygges. BT4 består av tre nye kontorbygg. I denne oppgaven skal kun det ene bygget modelleres. Hensikten bak dette er å bruke mindre tid på å bygge modellen men heller fokusere på optimal regulering av TABS. En mindre modell vil også bruke mindre simuleringstid. Dersom det oppnås gode resultater i denne oppgaven kan entreprenøren utvide modellen selv med de to resterende byggene.

BT4 er et prosjekt som fortsatt er i tidlig-fase. Utbyggingen skulle starte i november 2020 men grunnet mangel på leietakere er byggeprosjektet fryst. Derfor er ikke alle konstruksjonselementer og parametre ved teknisk anlegg definert. Undertegnede må derfor foreta noen antakelser som skal samsvare med den konseptuelle visjonen til utbygger, der mangel på informasjon er et faktum. Det vil ikke ble foretatt noen usikkerhetsanalyse av inndata. Dette er utenfor oppgavens rammer.

For enhver byggherre vil kostnader ved utbygging være en avgjørende faktor. Byggherren sin visjon er å gjøre TABS kommersielt tilgjengelig, dersom det viser seg å gi effekt- og energibesparelser. Innovasjonssenteret skal være et foregangsprosjekt uten noen definert økonomisk ramme. En kostnadsanalyse er derfor ikke en del av oppgaven.

## 1.6 Oppgavens oppbygging

Motivasjonen, målene og begrensninger for oppgaven har til nå blitt presentert. Før dette ble oppgaven plassert i en større sammenheng, der energieffektive bygninger vil være en del av Europakommisjonens 2050-mål. Oppsummert omhandler denne oppgaven et kontorbygg som har ambisjoner knyttet til energieffektivitet. Kontorbygget skal plasseres i Tromsø. Byggherren har satt seg store miljøambisjoner og vil velge å bruke termoaktive bygningsoverflater som en del av løsningen. Fokuset i oppgaven vil være å analysere om, og hvordan disse termoaktive bygningselementene kan bidra til effektiv energibruk. Det primære formålet med termoaktive bygningselementer er at de kan redusere effekttopper, som både er samfunnsnyttig og økonomisk gunstig for byggets leietakere.

Neste kapittel, 2 “Teori”, skal presentere konsepter hvilke er essensielle i oppgaven, sammen med naturvitenskapelig teori om varmetransport. Arbeidsmetoden til varmepumper vil bli forklart og til slutt i kapitlet vil konseptet regulering bli forklart.

Denne oppgaven skal anvende bygningssimulering som verktøy for å analysere designet av bygningen og dets termoaktive bygningselementer. Bygningssimulering utnyttes for å skape innovasjon når energieffektive bygninger utformes med miljømessige begrensninger og ny teknologi. Det valgte simuleringsverktøyet og fremgangsmetoden for simuleringer er beskrevet i kapittel 4, “Metode”.

I forkant av simuleringene ble det utført en litteraturstudie for å tilegne innsikt om termoaktive bygningselementer. Det vesentlige fra litteraturstudien er gjengitt i kapittel 3, “Litteraturstudie”.

Etter beskrivelsen av metoden i kapittel 4 vil resultatene bli gjort rede for i kapittel 5, “Resultater med analyse”. Resultatene vil dernest bli evaluert og diskutert i kapittel 6, “Diskusjon”. Til slutt vil en konklusjon bli sammenfattet i kapittel 7 - “Konklusjon”, etterfulgt av referanseliste og vedlegg.

---

## 2 Teori

Dette kapittelet presenterer det teoretiske rammeverket for oppgaven. Først defineres klima og hvordan det avgjør størrelsen på varmesystemer i bygninger. Ulike evalueringsmetoder for å karakterisere en bygnings ytelse vil deretter bli introdusert.

Bygninger varmes opp med det hensyn å oppnå termisk komfort i en romsone. Ulike parametere som klassifiserer termisk komfort vil bli gjort rede for, etterfulgt av delkapitler som forklarer de ulike formene for varmetransport. Sistnevnte er for å gi en dypere forståelse av hvordan varme avgis med TABS.

Derneft skal sammenhengen mellom termisk masse, termisk tregghet og termiske energisystemer utdypes. Arbeidsmåten, dimensjoneringsprosess og klassifiseringsparametere av en varmpumpe skal så bli lagt frem. Til slutt vil regulering og reguleringsmetoder bli anskueliggjort.

### 2.1 Klima og dimensjonerende effekt

Varme- og kjølelaster vil i hovedsak være sterkt avhengende av vær og klima. Det som oppleves av vind, nedbør og temperatur på en gitt tid vil fortelle noe om været som inntreffer. En statistisk representasjon av vind, nedbør, fuktighet og temperatur over lengre tid denoterer klimaet. Klima er betinget av plasseringen på jordkloden og kan bli delt inn deretter. En type klimaklassifiseringssystem er Köppens klimaklassifisering, som originalt stammer fra 1900-tallet men har blitt oppdatert i senere tid. En nyere oppdatering er fra 2006 [13]. Tromsø befinner seg i kategori *Dfc: subarktisk klima*. Denne kategorien tilsier at det er lange kjølige vintere og kun 1-3 måneder med sommer.

Den statistiske representasjonen av klimaparametre på en gitt lokasjon gis ofte ved middelverdier, som innen klimatologi beskrives som “normaler”. Middelverdier over perioder på 30 år betegnes ved begrepet “standard normaler”. Internasjonale standard normaler gjelder for årene 1901–30, 1931–60, 1961–90, 1991–2020 [14]. Den gjeldene **standard** normalperiode er 1961-90, mens siste normalperiode er 1991-2020.

Normalperiodene brukes til å hente ut blant annet årsmiddeltemperatur, dimensjonerende temperaturer eller normale temperaturer (månedsmiddel, døgnmiddel eller timesmiddel) for en gitt lokasjon.

Dimensjonerende utetemperatur ( $DUT$ ) benyttes ofte til å finne effektbehovet til en bygning. Ved dimensjonering av varmeeffektbehovet brukes  $DUT_{vinter}$ .  $DUT_{vinter}$  er definert som den laveste døgnmiddeltemperaturen gjennom tre sammenhengende døgn, som finner sted i løpet av en normalperiode på 30 år.

Normalperioden vil være veldig avgjørende ved dimensjoneringen. Eksempelvis er  $DUT_{vinter}$  for normalperioden 1961-1990 definert til  $-12^{\circ}\text{C}$ , og  $-14,6^{\circ}\text{C}$  for normalperioden 1981-2005 [15].

Dersom utetemperaturen på et tidspunkt er lavere enn  $DUT_{vinter}$  som ble anvendt ved dimensjonering av varmeavgivere, vil dette føre til lavere innetemperatur enn settpunkttemperatur da varmeavgiverne ikke har nok kapasitet. Underdimensjonerte systemer vil ha lavere investeringskostnad, men derfor høyere driftskostnad fordi spisslast-systemet må yte mer varmeeffekt.

På den andre siden, vil en for lav  $DUT_{vinter}$  gi et overdimensjonert system som kan føre til unødvendig store, plasskrevende, tekniske installasjoner. Dessuten vil energibruken bli høyere fordi varmesystemet vil operere på delast, hvilket for en varmpumpe innebærer lavere COP. Dette vil igjen gi dyrere driftskostnad [16].

Slik som for varmebehov, er det vanlig prosedyre å bruke  $DUT_{sommer}$  for å finne kjølebehovet til en bygning.  $DUT_{sommer}$  er definert som temperaturen som ikke overskrides mer enn 50 timer i et normalår. I følge en underlagsrapport utarbeidet av SINTEF for Standard Norge, er det anvendelig korrelasjon (0,964) mellom  $DUT_{sommer}$  og årlig kjølebehov [17]. I Tromsø er  $DUT_{sommer}$  satt til  $21,5^{\circ}\text{C}$  i normalperioden 1981-2005. Underlagsrapporten, hvilken baserer seg på simulering,

---

estimerte et kjølebehov på 0,5 kWh/m<sup>2</sup> for et kontorbygg i Tromsø. Et annet viktig poeng i underlagsrapporten var at stort kjølebehov ikke hadde noen sammenheng med lav gjennomsnittlig årstemperatur. Årsgjennomsnittstemperaturen ved normalperioden 1981-2005 er 3°C i Tromsø.

I Sverige disponeres DVUT - forkortet fra “dimensjonerende vinterutetemperatur”. Enkelt uttrykt vil dette være den laveste middeltemperaturen over ett eller flere døgn. Antall døgn bestemmes av tidskonstanten til det gjeldene bygg. Eksempelvis vil et bygg med en tidskonstant på tre døgn anvende en 3-dagers DVUT. Sveriges metrologiske og hydrologiske institutt (SMHI) publiserer verdier på DVUT mellom 1 til 12 dager, for 310 steder i Sverige basert på referanseperioden 1981-2010 [18]. En analogi til denne metoden vil bli eksaminert i denne oppgaven.

## 2.2 Evalueringsmetoder

I delkapittel 1.2 ble ambisjonene for Innovasjonshuset beskrevet. Flere av dem var knyttet til energi, hvilket det finnes flere evalueringskriterier for. De evalueringsmetodene som byggherren har satt seg mål innenfor vil bli forklart i dette delkapittelet. Hvilke metoder som er en del av denne masteroppgaven vil også bli presisert.

### 2.2.1 Byggteknisk forskrift

Byggteknisk forskrift stiller krav til byggverk for å kunne være lovlig oppført i Norge. Den gjeldende forskriften ble oppdatert i 2017, og benevnes som TEK17. Det er Direktoratet for byggkvalitet som forvalter forskriften, og er et statlig virkemiddel for å realisere byggeprosessen. I denne oppgaven er det kapitlene “13 Inneklima og helse” og “14 Energi” fra TEK17 som vil være av særskilt interesse.

“§ 13-4 Termisk inneklima” anbefaler at ved lett arbeid burde operativ temperatur være innenfor temperaturintervallet 19-26°C. Operativ temperatur tar hensyn til virkningen av både konveksjon og stråling, hvilket er to varmeoverføringsmekanismer som vil bli gjort rede for i delkapittel 2.5. Den formelle definisjonen er som følger:

*Den operative temperatur er den ensartede temperatur av luft og omgivende flater som gir den samme varmeutveksling mot mennesker som de virkelige (uensartede) omgivelser.* [15]

Det blir også påpekt at lufttemperaturforskjell over 3-4°C mellom føtter og hode, og/eller daglig (eller periodisk) temperaturvariasjon utover ca. 4°C gir et uakseptabelt ubehag.

“§ 14-2 Generelle krav til energieffektivitet” konstanterer at det totale netto energibehovet for en kontorbygning ikke skal overstige rammen på 115 kWh/m<sup>2</sup> oppvarmet gulvareal (BRA) per år. Innledningsvis i delkapittel 1.2 ble det erklært at byggherren har et mål om ha halvert energiforbruk i forhold til TEK17. Dette impliserer en ambisjon om årlig levert energiforbruk 57,5 kWh/m<sup>2</sup>

I tillegg til restriksjoner på årlig levert energi, må minimumskrav fra “§ 14-3 Minimumskrav til energieffektivitet” være oppfylt. De kravene som er gjeldene for denne bygningen er vist i tabell 1. De resterende minstekravene blir overgått av strengere krav fra *passivhusstandarden*.

Tabell 1: Minimumskrav til energieffektivitet for bygningskomponenter fra TEK17 § 14-3

Bygningskomponent	U-verdi	Enhet
Yttervegg	0,22	W/m <sup>2</sup> K
Tak	0,18	W/m <sup>2</sup> K
Gulv	0,18	W/m <sup>2</sup> K

### 2.2.2 Bygningstype

Det finnes definisjoner som kategoriserer bygg i sin helhet med bygningskomponenter, energibehov, energiproduksjon og CO<sub>2</sub>-avtrykk. Noen av disse er lavenergihus, passivhus, nullenergibygg, ZEB

og plussus. Bygget i denne oppgaven er satt til å være et passivhus.

Passivhus er et konsept som setter fokus på å redusere energibehovet i bygninger ved innføre *passive* tiltak samtidig som inneklimateforhold skal være tilfredsstillende. Passive energitiltak som er uavhengige av energitilførsel. Det er også en ambisjon om at passivhus-tiltakene skal være økonomisk gunstige. Konseptet ble utviklet av en tysk fysiker, og er godt utbredt i Europeiske land som Tyskland, Sverige og Danmark [10].

En norsk passivhusstandard er utviklet for å ta hensyn til norske forhold. Det stilles i hovedsak krav til oppvarmet bruksareal, energiforsyning, konstruksjoner og komponenter. For yrkesbygninger benyttes standarden NS 3701:2012 *Kriterier for passivhus og lavenergibygninger. Yrkesbygninger*. Krav til høyeste beregnede netto spesifikt energibehov til oppvarming og kjøling vil variere i forhold til lokasjonens klima. Oppvarmingsbehovet baserer seg på årsmiddeltemperatur og oppvarmet gulvareal. Kjølebehovet baserer seg på  $DUT_{\text{sommer}}$  [15].

Basert på Tromsø-klima er krav som settes til kontorer for å oppnå passivhus-status oppsummert i tabell 2.

Tabell 2: Minstekrav til bygningsdeler, komponenter, systemer og lekkasjetall fra NS 3701

Maksimum tillatte beregnede verdi		
Netto spesifikt energibehov til oppvarming	31,88	kWh/m <sup>2</sup> år
Netto spesifikt energibehov til kjøling	2,10	kWh/m <sup>2</sup> år
Netto spesifikt energibehov til belysning	12,50	kWh/m <sup>2</sup> år
Minstekrav for komponenter og deler		
U-verdi for vindu og dør	0,80	W/m <sup>2</sup> K
Normalisert kuldebroverdi	0,03	W/m <sup>2</sup> K
Temperaturvirkningsrad for varmegjenvinner	0,80	-
SPF-faktor for ventilasjonsanlegg	1,50	kW/m <sup>3</sup> /s
Lekkasjetall ved 50 Pa	0,60	1/h

### 2.2.3 Normtall

Enøk Normtall var en empirisk modell som ga veiledene verdier for energi- og effektbehovet for ulike poster [9]. Tidligere pleide Enova å publisere rapporter med normtall, men grunnet dårlig innsamlingsgrunnlag ble det slutt på dette i 2004. Normtallene ble blant annet gitt i form av *effektbudsjett*, i tillegg til energibudsjett. Det siste effektbudsjettet funnet for Nord-Norge er presentert i tabell 3.

Tabell 3: Enøk normtall for for Nord-Norge, kyst

	Energi [kWh/m <sup>2</sup> ]	Effekt [W/m <sup>2</sup> ]
1. Oppvarming	35	25
2. Ventilasjon	28	27
3. Varmtvann	10	6
4. Vifter og pumper	17	6
5. Belysning	26	13
6. Diverse	24	14
7. Kjøling	4	15

Kilde: Enova [19]

Disse tallene er basert på innsamlingsdata, og har rot i eldre byggt teknisk forskrift (TEK97). Effektbudsjettet vil derfor kun brukes som grensverdier; dersom det brutto dimensjonere effektbehovet er høyere enn gitt i tabell 3, må det være noe som er dårlig utformet eller designet i modellen.[19]

## 2.3 Effektivt energidesign

En fremgangsmåte for å planlegge passivhusbygg som både er kostnadseffektive, brukervennlige og robuste omtales som *passivt energidesign* [20]. Metoden kan deles inn i tre generelle trekk: først skal varme- og kjølebehovet reduseres ved å tilpasse bygningskroppen til lokaliseringens klima. Deretter skal fornybare energikilder utnyttes, og til slutt skal et effektivt energiforsyningssystem tilføres. Hovedtrekkene kan igjen deles inn i mindre trekk, og ofte har en illustrasjon av dette blitt omtalt som Kyoto-pyramiden. En videreutviklet illustrasjon av dette, inspirert av Sintef ved T. H. Dokka er vist i figur 6. Designprosessen starter i bunnen av figuren og tilspisses deretter oppover.

I kjølig klima, slik som Köppens klimakategori “Dfc: subarktisk klima”, er det å redusere varmetap viktig i designprosessen. Dette gjøres ved å minimere forholdet mellom overflateareal og volum, lage en lufttett bygningskropp samt ha godt isolerte vegger, gulv, tak og vinduer. Vinduer kan være den faktoren som må spesialtilpasses hver enkelt bygning i designprosessen. Balansen mellom varmetap og varmtilskudd fra solen må bli funnet, i tillegg til å tilfredstille kravene til dagslys<sup>2</sup>. Mekanisk kjøling kan minimeres eller unngås ved å tilrettelegge for solskjerming, naturlig ventilasjon og/eller å utnytte termisk masse. Virkemåten til termisk masse vil bli forklart i delkapittel 2.7.

Steg nummer tre fra bunnen i figur 6 er å minimere elektrisitetsbehovet. Dette gjøres ved å velge energieffektivt utstyr, eksempelvis hvitevarer og belysning. Dessuten er det mulig å optimalisere drift, ved å slå av utstyr utenfor driftstid eller bruke sensorer som registrerer tilstedeværelse. Belysning kan også bli redusert ved å bruke lyse, reflekterende veggkledninger i lag med å orientere og utforme sonene slik at mest mulig dagslys blir utnyttet. Et annet viktig aspekt ved elektrisitetsbehov er tilknyttet ventilasjon. Vanligvis vil behovstyrt ventilasjon, basert på enten temperatur og/eller CO<sub>2</sub>-nivå gi besparelser i kontorbygg [15].



Figur 6: Kyotopyramiden med tilpasninger

Å utnytte fornybar energi kan først og fremst gjøres passivt, som tidligere nevnt, ved optimal plassering av vinduer. Deretter kan aktive tiltak brukes, herunder solfangere til varmtvannsbruk, solceller til elektrisitet, og varmepumper til romoppvarming og/eller varmtvann. Ved utforming av systemet er det i dag installert målere slik at energibruket kan registreres av byggets driftspersonale eller husstandsmedlemmer. Deretter kan man tilpasse energibruk til bruksmønster, gjerne ofte ved bruk av intelligente systemer. [20].

Til slutt må ofte en ekstern energikilde velges for å dekke det resterende energibehovet. Det resterende energibehovet som inntreffer på veldig kalde dager betegnes som *spisslast*. Spisslasten velges ut i fra tilgjengelighet, som igjen avhenger av utbygget energiinfrastruktur, og gjerne fra en kilde som gir lave CO<sub>2</sub>-utslipp. Noen eksempler er elektrisk kjel, biokjel eller fjernvarme. Grunnet kapasitetsutfordringer i strømmettet, som forklart i delkapittel 1.3, ønskes det å kun bruke elektrisitet

<sup>2</sup>TEK17 § 13-7 “Lys” krever en dagslysfaktor på minimum 2,0 %

som spisslast.

Denne pyramidemetoden innebærer at flere energireduserende tiltak må spille i lag sammen. Derfor har det blitt rettet et større fokus på samspillet mellom ingeniører og arkitekter i designfasen.

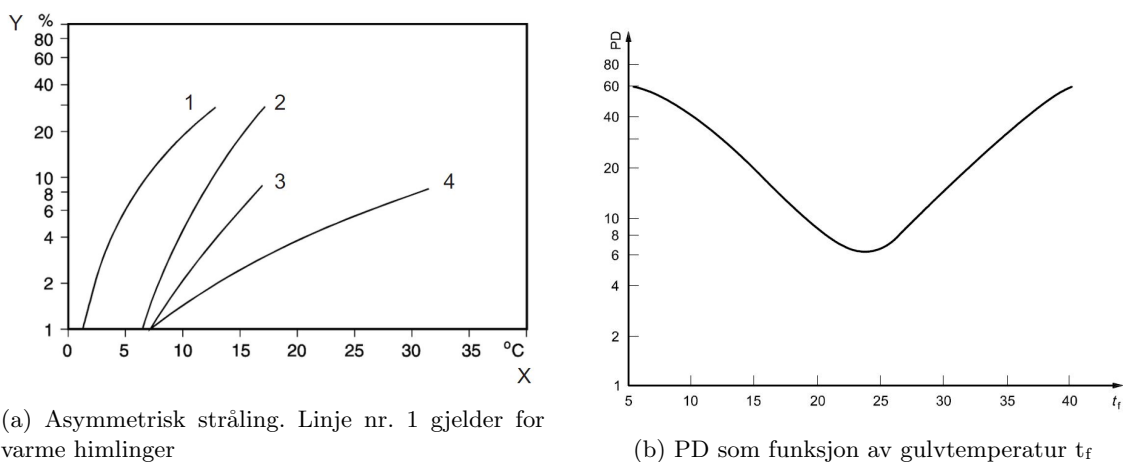
## 2.4 Inneklima

Et menneskes *termiske sensasjon* er relatert til den termiske balansen som menneskekroppen prøver å bevare. Kroppen prøver å holde temperatur på omtrent  $37^{\circ}\text{C}$ , hvilket vil avgjøre om kroppens varmeregulerinssystem skal produsere varme. Balansen er påvirket av aktivitetsnivå, bekeledning, temperaturene på rommets overflater i tillegg til luftens temperatur, hastighet og relative fuktighet. For å kunne ha et mål på termisk sensasjon utviklet P.O. Fanger en empirisk modell. Modellen fikk navnet “Predicted Mean Vote” (PMV) og består av en skala med syv punkter der ytterpunktene +3 er “veldig varm” og -3 er “veldig kald”. 0 betegner “nøytral” sensasjon. [9]

*Termisk komfort* er definert som den sinnstilstanden der en er tilfredsstillt med det termiske miljøet. Termisk komfort kan måles ved Predicted Mean Vote (PMV) som predikerer hvor sannsynlig det er at en gruppe mennesker føler seg kalde eller varme i det gitte termiske miljøet. Fra PMV kan igjen “Predicted percentage dissatisfied” (PPD) estimeres. Sistnevnte er en kvantitativ prognose på prosentandelen av termisk misfornøyde mennesker; enten de er for varme eller for kalde.

Termisk miskomfort opptrer ved uønsket lokal oppvarming eller kjøling av kroppen. Lokal termisk komfort avhenger av asymmetrisk stråling, trekk og vertikal temperaturdifferanse. *Asymmetrisk stråling* er differansen i temperatur på ett objekt gitt av motsående flater. Den menneskelige kroppen er mest sensitiv til asymmetrisk stråling forårsaket av varme himlinger eller kalde vinduer.

Standarden *NS-EN ISO 7730 Ergonomi i termisk miljø* gir ut PMV- og PPD-indeks for ulike termiske miljøer. Figur 7a viser PPD som en funksjon av asymmetrisk stråling.



Figur 7: Indikatorer på termisk komfort

Kilde: ISO 7730

Abscisseaksen i figur 7a viser temperaturdifferanse forårsaket av asymmetrisk stråling relativt til et plan 0,6 meter over gulvnivå. Ordinataksen viser prosentandel med misfornøyde som funksjon av temperaturdifferansen. Linje nummeret med 1 gjelder for varme himlinger. Allerede ved  $5^{\circ}\text{C}$  er omtrent 6 % misfornøyde, og ved  $10^{\circ}\text{C}$  er 20 % misfornøyde.

Abscisseaksen i figur 7b viser gulvtemperatur og ordinataksen viser andel misfornøyde som funksjon av ulike gulvtemperaturer. Gulvtemperatur mellom  $20^{\circ}\text{C}$  og  $27^{\circ}\text{C}$  gir under 10 % med misfornøyde.

Disse to inneklimaindikasjonene i figur 7a og figur 7b vil være essensielle når inneklima med TABS skal evalueres. Takvarme er den varmeavgiveren som har størst andel strålingsvarme. Dette er fordi

---

det skapes et stillestående temperatursjikt rett under taket, som ikke vil blande seg med luften. Mennesker er mer sensitive for termisk stråling fra tak enn gulv, og derfor bør ikke taktemperatur overstige 30°C. [21]

Dersom lufthastigheten er under 0,2 m/s, kan operativ temperatur defineres som middelet av lufttemperatur og strålingstemperatur. Dette innebærer at med en høy andel strålingsvarme i rommet, så kan lufttemperaturen være noe lavere. Lavere lufttemperatur vil igjen resultere i mindre transmisjons-, infiltrasjons- og ventilasjonstap. Derfor er det fordelaktig å bruke kjøle- og varmeavgivere som gir ut en høy andel strålingsvarme i forhold til *konvektiv* varme. Konveksjon er en varmetransport som vil bli forklart i neste delkapittel.

## 2.5 Varmetransport

Overføring av varme gjennom et medium eller et materiale drives av temperaturforskjeller. Varmetransport er en irreversibel prosess der varme overføres fra et høyere til et lavere temperaturnivå. Transporten kan bestå av en eller flere mekanismer. I det følgende vil mekanismene bli beskrevet i korte trekk. Mesteparten av teorien er hentet fra en av de mest anerkjente bøkene for varmelære, *Incropera's Principles of Heat and Mass Transfer* [22].

### 2.5.1 Varmeledning

Varmeledning, eller termisk konduksjon skjer ved molekylbevegelse i materialet. Når molekyler støtes vil varmen fra det varmeste molekylet overføres til det kaldeste molekylet. Denne molekylære bevegelsen kalles diffusjon. Det er da molekyltettheten i det faste stoffet, væsken eller gassen som avgjør hvor god varmeledningsevnen er. Stoffet med høy molekyltetthet leder godt, og vil dermed gi større varmetap. Stoff med lav molekyltetthet, eksempelvis mineralull, har lav molekyltetthet og dermed tregere konduksjon.

Varmestrømmen gjennom et homogent materiale kan beskrives med Fouriers varmeledningslov:

$$\delta Q = -\lambda \cdot \frac{\delta T}{\delta x} \cdot dA \cdot dt \quad (1)$$

hvor:  $\delta Q$  = varmestrøm [Ws]  
 $\lambda$  = termisk konduktivitet [W/mK]  
 $\frac{\delta T}{\delta x}$  = temperaturgradienten [K/m]  
 $dA$  = areal [m<sup>2</sup>]  
 $dt$  = tidsrom [s]

Den termiske konduktiviteten til et materiale,  $\lambda$ , defineres som varmestrømtettheten gjennom stoffet dividert med temperaturfallet per lengdeenhet. Det er dermed den termiske konduktiviteten til et stoff som avgjør om et materiale egner seg som et isolasjonsmateriale. Eksempelvis har mineralull en termisk konduktivitet på 0,035 W/mK mens aluminium har en verdi på 220 W/mK.

Ligning nr. 1 er en differensialligning som må løses analytisk eller numeriske. Numeriske metoder er mest anvendt for praktiske formål. Ligningen kan forenkles dersom stasjonære forhold antas. Ved et homogent materialsjikt kan varmestrømmen uttrykkes per arealenhet som følger:

$$q_{cond} = \frac{\lambda}{d} \cdot (T_1 - T_2) \quad (2)$$

hvor:  $q_{cond}$  = varme fluks ved varmeledning [W/m<sup>2</sup>]  
 $d$  = tykkelse på sjikt [m]  
 $\lambda$  = termisk konduktivitet [W/mK]  
 $T_1 - T_2$  = overflatetemperaturdifferanse [K]



---

## 2.5.2 Konveksjon

Konveksjon betegner varmeoverføring ved diffusjon, i tillegg til kollektiv bevegelse av molekyler. Når et kaldt fluid kommer i kontakt med en varm overflate, vil fluidet ta til seg varmen og blande seg med omkringliggende fluid ved strømming. Konveksjon er en sammensatt og komplisert transportmekanisme, ettersom den er avhengig av: fluidets art, tilstand, temperatur og strømningsforhold, samt overflatens temperatur, geometri og ruhet. Konveksjon kan både være *fri* og *tvungen*. Ved fri eller naturlig konveksjon drives strømmingen kun av temperatur- eller trykkforskjeller mellom fluidet og overflaten. Ved tvungen konveksjon vil det være en ytre påvirkning - eksempelvis en vifte. Varmefluksen ved konveksjon kan beskrives med Newtons avkjølingslov:

$$q_{conv} = h_{conv} \cdot (T_s - T_f) \quad (3)$$

hvor:  $q_{conv}$  = konvektiv varmekraft [W/m<sup>2</sup>]  
 $h_{conv}$  = konvektiv varmetransportkoeffisient [W/m<sup>2</sup>K]  
 $T_s$  = overflatetemperatur [K]  
 $T_f$  = fluidets temperatur [K]

Varmetransportkoeffisienten,  $h_{conv}$ , er den mest usikre parameteren i ligning 3, og det er knyttet mange studier til å bestemme denne parameteren. En av dem er blant annet [23], men det er mulig å bruke typiske verdier, fra blant annet Incropera's [22].

## 2.5.3 Stråling

Varmetransportmekanismen stråling har opprinnelse i elektromagnetiske bølger. En overflate vil stråle ut bølger over et spekter (bølgelengdeområde). Desto varmere overflate, desto kortere bølgelengder stråles ut. Varmestrålingen fra en overflate defineres som:

$$E = \epsilon \cdot \sigma \cdot T_s^4 \quad (4)$$

hvor:  $E$  = emittert stråling [W/m<sup>2</sup>]  
 $\sigma$  = Stefan-Boltzmanns konstant, lik  $5,6704 \cdot 10^{-8}$  [W/m<sup>2</sup>K<sup>4</sup>]  
 $\epsilon$  = overflatens emissivitet [-]  
 $T_s$  = overflatetemperatur [K]

Emissiviteten,  $\epsilon$ , til en overflate forteller noe om hvor effektivt et legeme eller en flate emitterer (sender ut energi) i forhold til et svart legeme. Et svart legeme er et legeme som absorberer all innkommende elektromagnetisk stråling. Intet legeme kan emittere ut stråling like effektivt som et svart legeme ved samme temperatur. Svarte legemer er et ideelt konsept, og har emissivitet lik 1. Dette innebærer at alle legemer har en emissivitet mellom 0 og 1.

En flate vil også kunne absorbere eller motta strålingsenergi. Et veldig typisk tilfelle er strålingsutveksling mellom en liten overflate og en stor isothermisk overflate som omringer den lille overflaten. Hvis den lille overflaten har en emissivitet lik sin absorpsjon kan netto strålingsutveksling beskrives ved:

$$q_{rad} = \epsilon \cdot \sigma \cdot (T_s^4 - T_{omg}^4) \quad (5)$$

der  $T_{omg}$  betegner omgivelsestemperaturen. For å tilnærme ligning 5 til ligningene 2 for varmeledning og 3 konveksjon, defineres en varmetransportkoeffisient for stråling,  $h_{rad}$ :

$$\begin{aligned} q_{rad} &= h_{rad} \cdot (T_s - T_{omg}) \\ h_{rad} &= \epsilon \cdot \sigma \cdot (T_s + T_{omg}) \cdot (T_s^2 + T_{omg}^2) \end{aligned} \quad (6)$$

---

#### 2.5.4 Samlet varmetransport

De tre varmetransportmekanismene beskrevet ovenfor vil være tilstede i bygningskonstruksjonen. Varmetransport for medier kan også skje ved faseovergang, slik som kondensering og fordamping, men vil ikke analyseres i denne oppgaven.

For å kunne betegne den totale varmeoverføringen gjennom en konstruksjon, anvendes konstanten  $R$ , for å beskrive sjiktets varmemotstand. Dette er en analogi til en elektrisk krets, der motstanden beskriver forholdet mellom spenningen over motstanden og strømmen som går gjennom motstanden. Tilnærmet er den termiske motstanden definert som den potensielt maksimale varmen som kan overføres, dividert med faktisk varmefluks:

$$R_t = \frac{(T_1 - T_2)}{q_x} = \frac{1}{h_x \cdot A} \quad (7)$$

hvor:  $R_t$  = termisk varmemotstand [K/W·m<sup>2</sup>]  
 $T_1 - T_2$  = temperaturdifferanse for gjeldene transportmekanisme [K]  
 $q_x$  = varmefluks for gjeldene transportmekanisme [W/m<sup>2</sup>]  
 $h_x$  = varmetransportkoeffisient for gjeldene transportmekaniske [K/W]  
 $A$  = sjiktets overflateareal [m<sup>2</sup>]

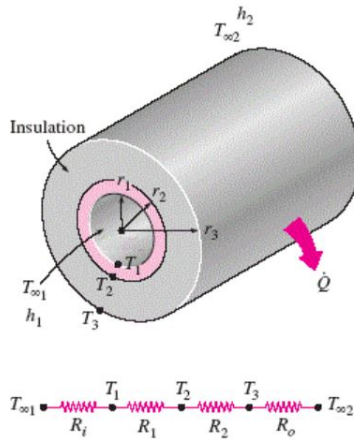
For konduksjon, sett i ligning 2, vil varmetransportkoeffisienten,  $h$ , være lik sjikttykkelsen ( $d$ ) dividert med den termiske konduktiviteten ( $\lambda$ ). Dersom det er flere sjikt ved siden av hverandre, kan dette tilsvare en seriekobling i en elektrisk krets. Dette kan illustreres med en yttervegg i en bolig. På utsiden av vegg vil det være kaldt luft, mens det på innsiden av boligen vil være varm luft. Varmetransporten vil bestå av konveksjon ved innerveggen, konduksjon mellom de forskjellige lagene og konveksjon på uteluft-siden igjen. Den totale resistansen kan da uttrykkes som:

$$R_{tot} = \sum R_t = \frac{\Delta T}{Q} = \frac{1}{U \cdot A} \quad (8)$$
$$\Rightarrow Q = U \cdot A \cdot \Delta T$$

Ligning 8 er den ligningen som er mest anvendt når hva gjelder *transmisjonstap* for et konstruksjonselement. Transmisjonstap er varmetap gjennom bygningskonstruksjonen. Hvor motstandsdyktig et konstruksjonselement beskrives ved konstruksjonens *U-verdi*. U-verdien er definert som den inverse av den totale termiske motstanden gjennom konstruksjonen.

De til nå presenterte ligningene er grunnleggende innenfor varmetransport. I virkeligheten kan varmoverføring foregå radielt og transient, i tillegg til translatorisk. Da vil andre versjoner av de presenterete ligningene gjelde.

Et eksempel på radiell varmetransport er vist i figur 8. Figuren viser et isolert rør som det strømmer et varmt fluid gjennom. Som en forenkling antas det kun varmetransport i en dimensjon, radiell, ikke translatorisk. Videre antas det også stasjonær tilstand og at konduktiviteter er konstante.



Figur 8: Varmetransport i rør

Kilde: F. P. Incropera [22]

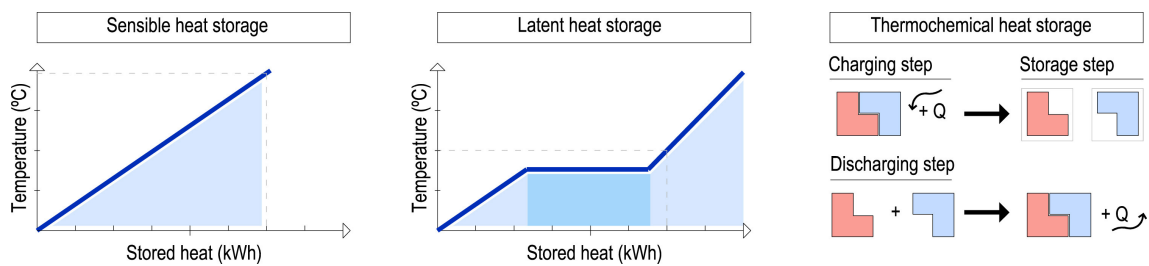
Som et resultat av forenklingene kan den totale varmetransporten  $Q$  beregnes ved å lage ett nettverk av resistanser. Resistansene består av både konduksjon og konveksjon. En slik forenkling kan brukes for å regne varmetransporten fra TABS og vil bli presentert i oppgavens metodekapittel 4.11. Grunnet mange varmetransporter som foregår parallelet i et bygg over lengre tid, er det gunstig å bruke bygningsmodellering.

## 2.6 Termisk energilagring

De tre vanligste formene for energilagring er mekanisk energilagring, elektrokjemisk energilagring og termisk energilagring. Elektrokjemisk energilagring som regel i form av batterier, og brukes for lagring av elektrisk energi. Innledningsvis ble det informert om at energibruken til oppvarming og kjøling av bygninger er økende. Derfor vil et termisk energilager kunne bidra til lastforskyvningseffekten. Termisk energilagring kan i hovedsak foregå på tre måter:

- Følbar energilagring. Energi lagres ved å øke eller senke temperaturen på materialet uten at det foregår noen faseendring. Den lagrede energien er direkte proporsjonal med spesifikk varmekapasitet, masse og temperaturdifferanse. Dette er vist i likning 9.
- Latent energilagring. Her vil materialet undergå en fysisk faseendring. Mengden lagret energi er proporsjonal med den latente varmen fra smelting/frysing og massen til materialet. Det er vanligst å bruke et fast stoff til som går over til væskefase grunnet høy entalpiutveksling [24].
- Termokjemisk lagring. I denne metoden blir energi lagret ved reversible kjemiske reaksjoner. Det viktigste ved denne metoden er å finne den riktige reversible reaksjonen som passer med temperaturtangente til energikilden. Foreløpig er ikke denne metoden utviklet for kommersielt bruk, det er fortsatt et forskningsfelt.

De tre måtene for å lagre termisk energi er illustrert av J. Lizana et al. nedenfor i figur 9. I det følgende delkapittelet vil følbar termisk energilagring bli utdypet, da det er dette oppgaven omhandler.

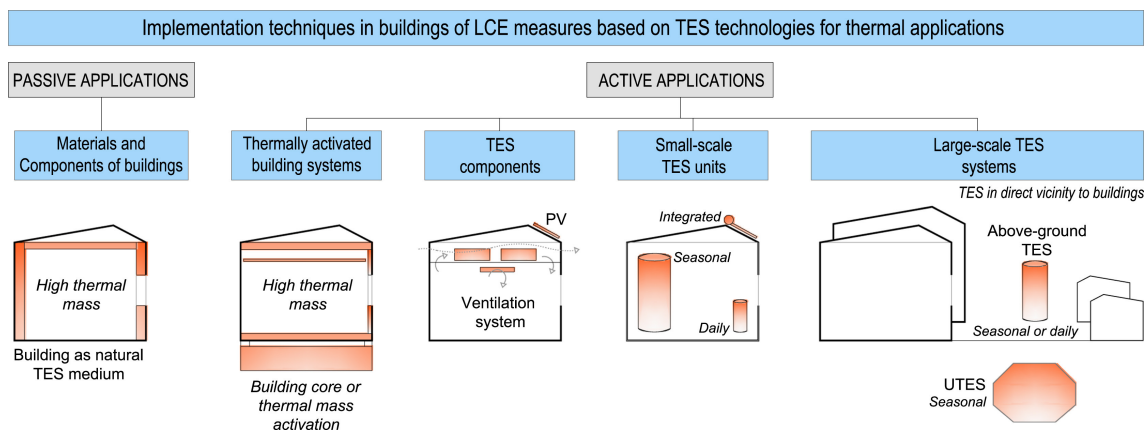


Figur 9: Illustrasjon av de tre kategoriene med termisk energilagring

Kilde: J. Lizana et al. [25]

## 2.7 Følbar termisk energilagring

Følbar termisk energilagring er en teknologi som skal være med på å forsterke effektiviteten til fornybare energikilder. Følbar termisk energilagring kan enten foregå *passivt* eller *aktivt*. Passive applikasjoner utveksler varme uten bistand fra mekaniske systemer. Disse er i hovedsak basert på naturlig konveksjon eller temperaturdifferanser. Aktive systemer får assistanse fra mekaniske komponenter til å kunne lagre og avgi varme. Aktive systemer kan igjen deles inn i fem typer teknologier, der hver teknologi kan bli implementert i bygningen eller utenfor. Figur 10 utarbeidet av J. Lazzia et al. viser hovedoperasjonsmodusene.



Figur 10: Illustrasjon av teknologier for passiv og aktiv TES

Kilde: J. Lazzia et al. [25]

Termiske energisystemer (TES)<sup>3</sup> eliminerer topp temperaturer, bedrer termisk komfort og reduserer samtidig energibruken [25]. Tidligere har ikke TES blitt brukt så hyppig i bygg på grunn av utviklingsstatus, kostnad og funksjonell bygningsintegrering [25]. Aktive TES reduserer energi brukt til utstyr og forbedrer effektivitet, eksempelvis en varmepumpe ettersom lave temperaturnivåer kan bli brukt. Dette vil bli forklart mer utdypende i delkapittel 2.13.

Varmelagring kan utarte seg på flere måter, avhenging av dets formål. Hvor lenge energien lagres deles gjerne opp i tre kategorier basert på tidsintervall:

1. Korttidslagring: lagring mellom dag og natt, hvilket er typisk for romoppvarming med TES. Utfordringer er kostnader og klimagassutslipp.
2. Sesongbasert lagring: lagring av varme over en lengre periode, typisk lagring av energi fra sommer til vinter. Dette krever ofte store volumer som energien blir lagret i. Eksempler er storskala solcelleparker, varmtvannsbasseng eller energibrønner i jorden.

<sup>3</sup>Engelsk forkortelse for Thermal Energy Systems

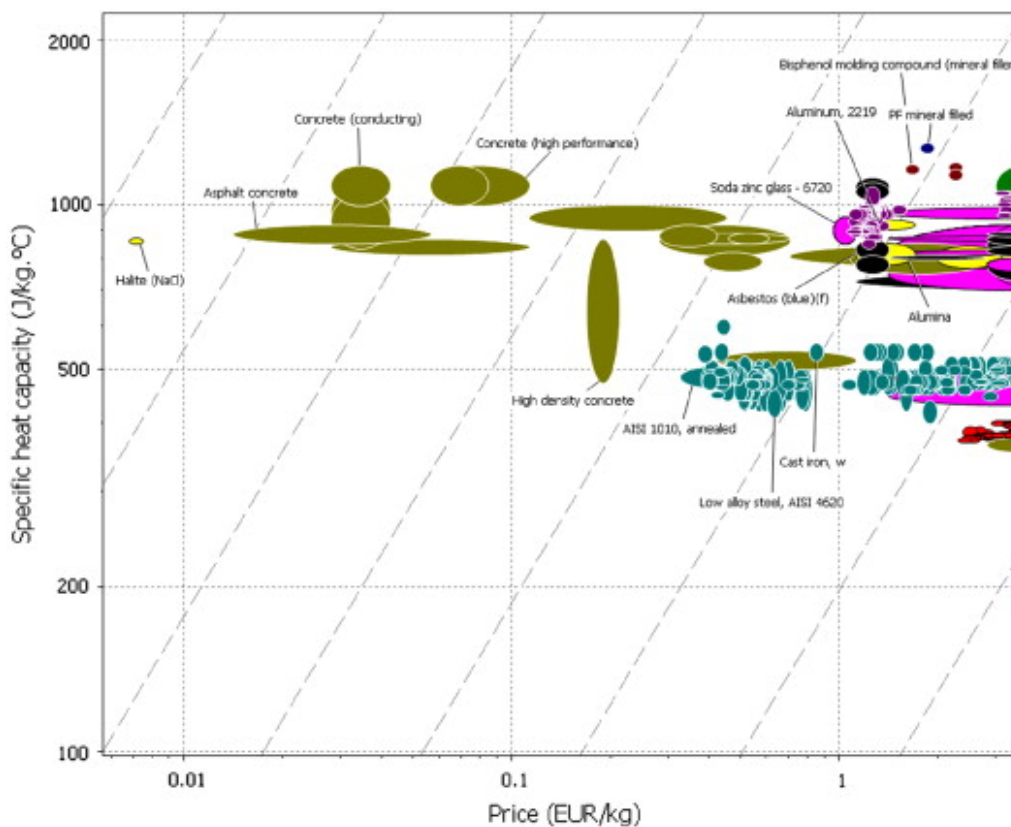
3. “Mellomliggende lagring” - en mellomting. Typisk lagringsperiode er en til to uker ettersom værforhold varierer. Lagringsmediet er ofte vann, grunnet høy spesifikk varmekapasitet. Et eksempel er solfangere i kombinasjon med vanntank.

På figur 10 er termoaktive dekker vist helt til venstre av de aktive systemene. Dette er et aktivt system ettersom betongens temperatur reguleres med vannsirkulasjon. Den passive delen av de termoaktive dekkene, nemlig den termiske massen, er en like viktig bidragsyter. Bakgrunnen for dette forklares i påfølgende delkapittel.

## 2.8 Passiv varmelagring

*Termisk masse* ble allerede nevnt som et passivt virkemiddel for å oppnå effektivt energidesign i delkapittel 2.3. Det har seg slik at noen materialer har evne til å absorbere og lagre termisk energi fra omgivelsene over tid. Det sies at denne typen materialer har *termisk masse*. Materialer med høy termisk masse trenger mye tilført energi for å kunne endre sin temperatur. De termiske egenskapene som avgjør om et materiale egner som et termisk lager er massetetthet, spesifikk varmekapasitet, termisk konduktivitet og absorpsjon. Eksempler på slike materialer er vann, fjell, betong, teglsten og tre [26]. Byggematerialer med termisk masse kan sies å ha et energimessig fortrinn.

A. I. Fernandez et al. utførte en optimeringsstudie der lagringsegenskaper og kostnad per enhet masse ble undersøkt. Resultatene fra studien viste at betong oppfyller kravene om lav kostnad og gode termiske egenskaper [27]. En illustrasjon fra studien deres som viser resultatene er gjengitt i figur 11.



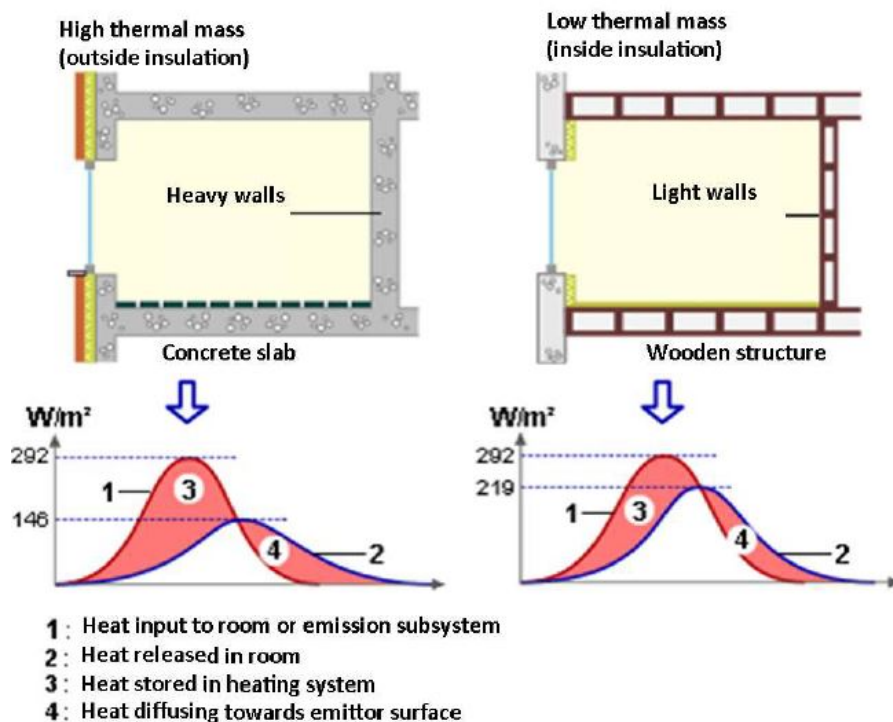
Figur 11: Relasjon mellom spesifikk varmekapasitet og enhetskostnad til materialer

Kilde: A. I. Fernandez et al. [27]

Et materiale som har termisk masse kan også ha *termisk tregghet*. Termisk tregghet er et mål på hvor fort eller sakte materialet når samme temperatur som sine omgivelser. Termisk tregghet er

en analogi til treghet i mekanikk og er nært knyttet til Newtons første lov. Når det ikke virker noen krefter på et legeme vil legemet forbli i ro grunnet sin treghet. Når det virker ytre krefter på legemet, vil tregheten være den egenskapen som gjør at legemet motsetter seg bevegelse eller endrer hastighet [28].

Likeledes vil den termiske tregheten i et materiale være nært tilknyttet dens termiske masse, som vil redusere hastigheten på varmetransporten gjennom materialet. Dette fenomenet er illustrert i figur 12. Denne figuren er fra den franske nettsiden Energie-plus, og oversatt av professor Laurent Georges ved NTNU.



Figur 12: Illustrasjon av termisk masse og termisk treghet

Kilde: Energie-plus

Til venstre på tegningen er det vist et rom eller en sone med høy termisk masse. Konstruksjonen er av betong. Til høyre på bildet er det en sone med lav termisk masse, en lett trekonstruksjon. Under hver av de to sonemodellene er det en graf som viser spesifikk energi på ordinataksen og tid på abscisseaksen. Det blir tilført like mye energi til de to sonene, illustrert med den tykke røde linjen, nummerert med 1. Energi eller varme avgitt i de to rommene er forskjellig, vist ved den tykke blå linjen, nummerert med 2. I sonen med lett konstruksjon har grafen for avgitt varme større likhet til grafen for tilført varme i forhold til den tunge konstruksjonen. Den er mindre *forsinket*. Dette er fordi den termiske massen i den tyngre konstruksjonen lagrer noe av energien, vist som arealet mellom de to kurvene (område 3). Deretter vil noe av den lagrede energien bli gitt ut til rommet (område 4). Den lette konstruksjonen merker den avgitte varmen tidligere og lagrer mindre. Tidsforsinkelsen blir ofte uttrykt ved en *tidskonstant*. Delkapittel 2.11 omhandler tidskonstanten.

Å bruke materialer og/eller konstruksjoner med høy termisk masse vil være lønnsomt når det er ønskelig å forsinke temperaturer og dempe oscillerende temperaturer. Dette er anvendt i klimaer som har temperaturvariasjoner mellom natt- og dagtid. Energien som lagres i konstruksjonen kan beskrives ved likning 9.

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (9)$$

---

hvor:  $Q$  = lageret sensibel termisk energi [kJ]  
 $m$  = masse [kg]  
 $c_p$  = spesifikk varmekapasitet [kJ/kgK]  
 $\Delta T$  = temperaturøkningen i ladefasen [K]

Denne tidsforsinkelsen og lagringen av energi kan bidra til å flytte eller kutte effekttopper som forklart i delkapittel 1.3.

## 2.9 Aktive varmelagringsystemer

Den aktive komponenten av TES stammer ofte fra en fornybar energikilde i bygningens nærhet, slik som illustrert i figur 10. Dette er eksempelvis solceller, solfangere eller en varmepumpe. Aktive systemer kan igjen være enten åpne eller lukkede.

I et *åpent system* er lagringsmediet i kontakt med innemiljøet, slik som for eksempel gulvvarme. Åpne systemer kan kun bli brukt for korttidslagring, grunnet den dirkede avhengigheten av lagringsperioden og omgivelsenes tilstand. Det er fordelaktig fordi det reduserer plassen brukt til varmeavgivere, eksempelvis radiatorer.

I *lukkede systemer*, slik som en varmtvannstank, er den lagrede termiske energien isolert fra omgivelsene. Dermed kan energien bli lagret over lengre tid. Vanligvis benyttes varmevekslere for varmeavgivelse til bygningen, det vil si at det utveksles varme mellom lagringselementet og varmeveksleren før det blir avgitt til varmeavgivere, som varmebatterier, radiatorer o.l.

Enda et viktig skille er mellom indirekte og direkte systemer. I *direkte systemer* brukes varmetransportfluidet som selve lagringsmediet. I *indirekte systemer* brukes varmetransportfluidet til å kjøre gjennom varmelagringsmaterialet. Et eksempel på sistnevnte er TABS, som bruker vann (varmetransportfluidet) til å kjøle eller varme betongen (varmelagringsmediet).

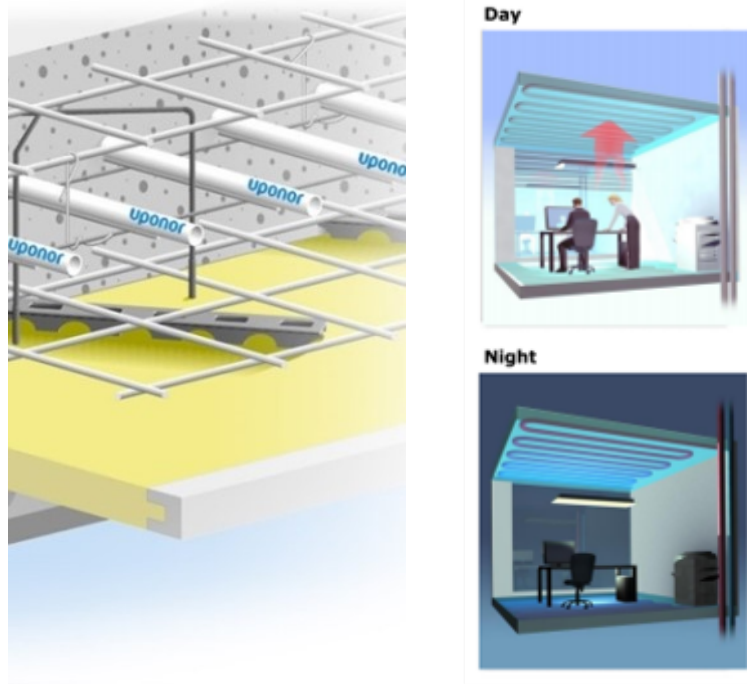
Med informasjonen som nå har blitt gitt kan det konkluderes med at termoaktive dekker er **aktivt TES med et indirekte og åpent system**.

## 2.10 Termoaktive bygningsoverflater (TABS)

Helt til venstre blant aktive systemer i figur 10 er et eksempel på termoaktive bygningsoverflater vist. I bygningsmassen er det innstøpte rørsløyfer, der det strømmes et varmetransportfluid gjennom. *TABS* er en forkortelse fra det engelske navnet navnet "Thermally Active Building Systems". En illustrasjon er vist i figur 13a. På norsk brukes navnet termoaktive dekker, ettersom rørsløyfene er innstøpt i betongdekker.

Varmetransportfluidet, i dette tilfellet vann, kan både varme opp og kjøle ned betongen slik at det blir et indirekte system. Internlastene i omgivelsene vil også varme opp betongdekket, hvilket innebærer at systemet er i kontakt med omgivelsene. Derfor er dette et åpent system, slik som presisert tidligere.

Nærmere forklart, vil overskuddsvarme i sommersesongen magasineres i betongdekket. Deretter vil kaldt vann på omtrent 18°C sirkulere gjennom dekket om natten og hente ut denne varmen. Denne virkemåten er illustrert i figur 13b.



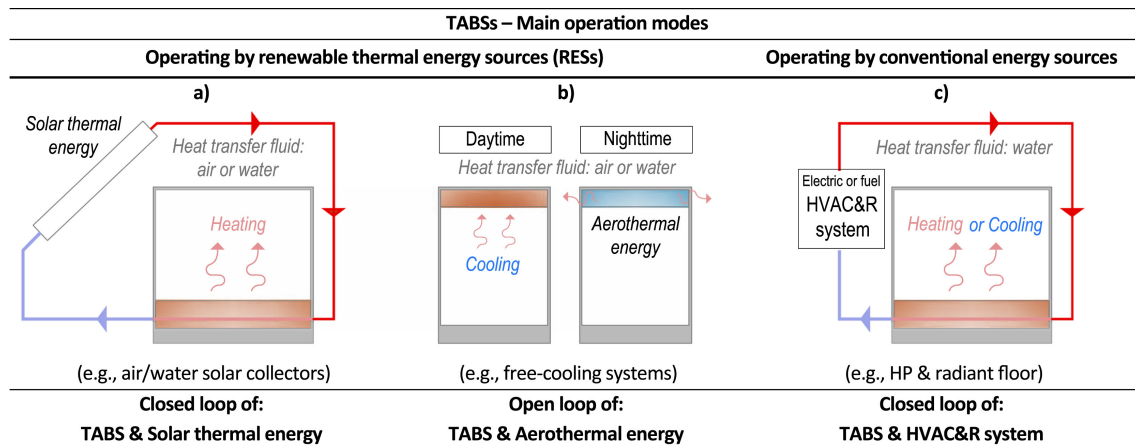
(a) Rør innstøpt i betong

(b) Sommermodus

Figur 13: Konstruksjonsmetode og virkemåte til TABS

Kilde: Uponor

TABS har flere måter å operere på, og noen eksempler er vist i figur 14. Et alternativ er å bruke hulldekk, et betongdekk med horisontale luftspalter, som etasjeskiller. På dagtid vil interne varmelaster bidra til å varme opp romluften. Grunnet termisk stratifikasjon vil varm luft stige, og lagre seg i bygningsmassen. På nattid kan luftlukene åpnes og slippe ut varm luft fra hulldekkene. Dette er illustrert som modus b) i figur 14.



Figur 14: Eksempler på driftsmoduser med TABS

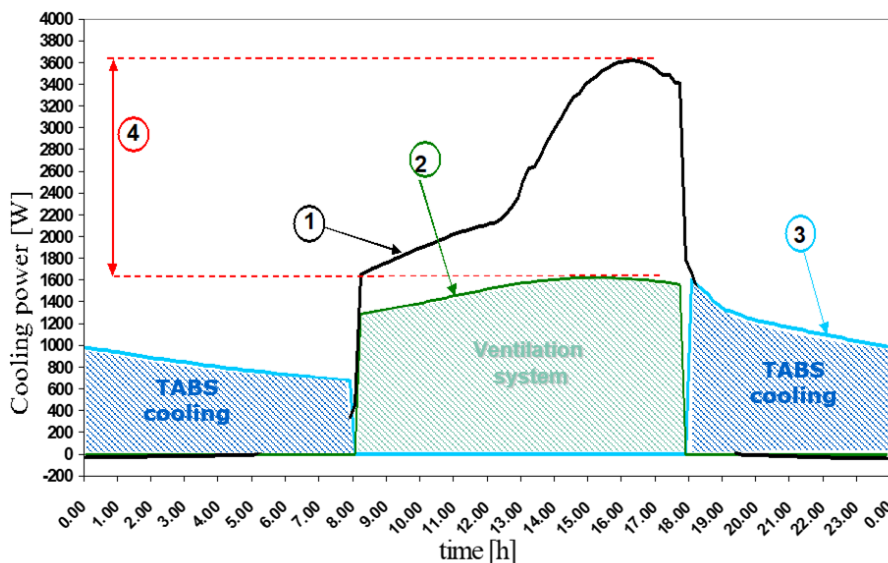
Kilde: J. Lazzia et al. [25]

Modus a) og c) i figur 14 kan utformes med både vertikale og horisontale rør, hvilket innebærer at den aktive overflaten kan både være vegger, gulv og tak. Når horisontale rør blir brukt vil gulv og tak være de aktive overflatene. I eksemplene blir gulvet en del av en lukket krets med en varme- eller kjølekilde.



I litteraturen er TABS ofte utnyttet i forbindelse med kjøling. Dette har sammenheng med klimaet TABS har blitt brukt i, hvilket som regel er varmt og fuktig. Mer om dette er beskrevet i kapittel 3, "Litteraturstudie". Samlet varmetransportkoeffisient<sup>4</sup> for kjøling er størst ved takkjøling. Dette har blitt beregnet ved å bruke ekvivalent resistansmetode den i internasjonale standarden *ISO 11855 Prosjektering, dimensjonering, installasjon og kontroll av innbygde systemer for strålevarme og -kjøling*. Derfor er TABS'ene plassert i himlingen. Et eget kapittel med beskrivelse og bruk av standardens metode for å regne ut varmetransportkoeffisienten er tilegnet oppgaven. Dette blir en del av metoden, i delkapittel 4.11.

En konstruksjonsmessig fordel TABS har fordi det er en skjult varmeavgiver, er at etasjeskillerlengden kan bli omtrent 0,6 meter kortere. Dette er fordi nedhengende tak ikke er nødvendig. Ved å være plassert i taket vil heller ikke møbler og tepper hindre varmetransporten. En annen fordel er at det er lite vedlikehold fordi rørsøyfene er innkapslet i betongen. Likevel, er hovedfordelen å minimalisere kostnader knyttet til effekttopper. I sommermodus kan en illustrasjon fra standarden, gjengitt i figur 15, vise dette.



Figur 15: Lastflytting med TABS i sommersesong

Kilde: ISO 11855-4

Lastforskyvning oppnås ved at varmepumpen opererer utenom arbeidstid når strømprisene er lavere. Effekttoppen som blir forskyvet er i figuren markert med rødt, område 4. Kjøleeffekten blir forskyvet til område 3 som avgis ved TABS. Den svarte linjen, nummerert med 1, er kjølelast uten TABS.

I vintermodus vil vanntemperatur på omtrent 29°C varme opp betongmassen utenfor driftstid og avgi dette i løpet av driftstiden [29]. Ved at vannet er nær romtemperatur vil øke effektiviteten til varmepumpene og varmevekslerne (årsaken er utdypet i delkapittel 2.13).

## 2.11 Bygningens tidskonstant

Tidligere i delkapittel 2.8 ble det forklart at konstruksjoner med høy *termisk masse* påfører bygningen en *termisk treghet*. Dette er illustrert i figur 12. Det ble nevnt at størrelsesordenen bygningen eller rommet sin termiske treghet karakteriseres ved en *tidskonstant*. Tidskonstanten er et mål som karakteriserer en bygnings evne til å holde på varme.

<sup>4</sup>Se delkapittel 2.5 for beskrivelse av varmetransportkoeffisient h

Daglige og sesongmessige variasjoner i utetemperatur, soltilskudd og tilstedeværelse av brukere svarer for termiske tap og tilskudd mellom bygningen og dets omgivelser. En tidskonstant vil si noe om hvor avhengig et bygg er av disse variasjonene. En teoretisk utledning for tidskonstanten er gjort i vedlegg A. En høy tidskonstant innebærer en sterk demping av indre temperatursvingninger.

Praktisk kan tidskonstanten finnes ved temperaturmålinger i romsonen. Ved tiden  $t=0$  settes det på en sprangrespons, og temperaturforløpet (responstiden) måles. Når 63,2 % av den endelige temperaturendringen er forløpt er tidskonstanten funnet. Alternativt kan tidskonstanten bli funnet iterativt ved bruk av ligning 10:

$$T(t) = T_{slutt} + (T_{start} - T_{slutt}) \cdot e^{-\frac{t}{\tau}} \quad (10)$$

hvor:  $T(t)$  = temperatur i rommet ved tiden  $t$  [°C]  
 $T_{slutt}$  = temperatur i rommet ved stabil tilstand [°C]  
 $T_{start}$  = romtemperatur ved starten av spranget ( $t=0$ ) [°C]  
 $t$  = tid [s]  
 $\tau$  = tidskonstanten [s]

Det er viktig å merke seg at for at likningen skal gjelde, må utetemperaturen og alle varmelaster være tilnærmet konstante.

## 2.12 Temperaturendringer i ventilasjonsaggregat

Figur 15 viser at ventilasjonssystemet dekker kjølebehovet i driftstid, og TABS utenfor driftstid. Ventilert luft kan enten være et varmtilskudd eller et varmetap i rommets varmembalanse. Om det er et varmetap eller varmetilskudd vil være avhengig av temperaturen på tilluften. Om sommeren, kan ventilasjonen brukes til å kjøle ned romsonen. Dersom utetemperaturen er lavere enn ønsket romtemperatur vil ventilasjonen være en from for "frikjøling". Om vinteren, når det er kald uteluft vil det være nødvendig å varme opp uteluften til ønsket tillufttemperatur.

En sentral komponent i ventilasjonsaggregater er varmegjenvinnere. Dette en form for varmevekslere, som bruker varm avkastluft som en varmekilde for å varme opp kald friskluft. Hvor produktiv en varmegjenvinner er, beskrives ved hjelp av temperaturvirkningsgraden. Denne virkningsgraden vil variere under ulike driftsforhold, som igjen er gitt av utetemperaturen. Den er beskrevet i ligning 11.

$$\eta_{T1} = \frac{T_{1,inn} - T_{1,ut}}{T_{1,inn} - T_{2,inn}} \quad (11)$$

$$\eta_{T2} = \frac{T_{2,ut} - T_{2,inn}}{T_{1,inn} - T_{2,inn}}$$

hvor:  $T_{1,inn}$  = Uteluft / inntaksluft [°C]  
 $T_{1,ut}$  = Oppvarmet uteluft etter varmegjenvinneren, på vei til varme/kjølebatteri [°C]  
 $T_{2,inn}$  = Avtrekksluft, oppvarmet luft i romsonen [°C]  
 $T_{2,ut}$  = Avkastluft [°C]

Dersom massestrømmen til begge fluidene er like, vil også temperatureffektivitetene være like. Ved balansert ventilasjon vil luftstrømmene til tilluft og avtrekk være like, og dermed også temperaturreffektivitetene. Ved ulik massestrøm er sammenhengen mellom temperatureffektivitetene gitt ved ligning 12. [15]

$$\eta_{T2} = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} \cdot \eta_{T1} \quad (12)$$

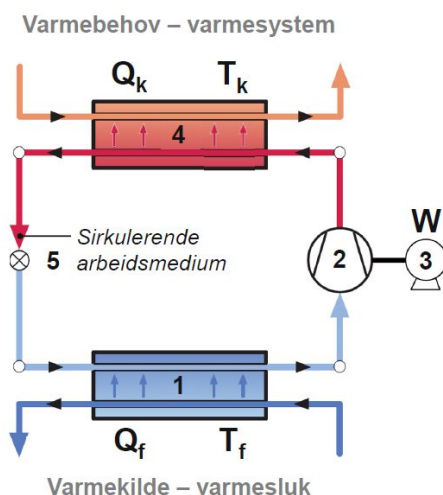
Etter at tilluften har blitt varmet opp eller kjølt ned så mye som mulig av varmegjenvinneren, vil neste steg være å passere et varme- eller kjølebatteri dersom settpunkttemperaturen for tilluft ikke er nådd. Nødvendig effekt i et varme- eller kjølebatteri er gitt av den ønskelige temperaturendringen. Et slikt "batteri" er egentlig en varmeveksler der avgitt effekt vil være lik opptatt effekt. Varme- og kjølebatterier kan enten være vannbårne eller elektriske. Vannbårne varme- og kjølebatterier vil avgi/oppta effekt slik som vist i ligning 13:

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 \cdot c_{p,1} \cdot (T_{1,inn} - T_{1,ut}) = \dot{m}_2 \cdot c_{p,2} \cdot (T_{2,ut} - T_{2,inn}) \quad (13)$$

## 2.13 Varmepumper og kjølemaskiner

Delkapittel 2.3 forklarte at det er ønskelig å bruke varmpumper som energiforsyningssystem. Dette er fordi varmpumper utnytter fornybare energikilder som luft, sjøvann eller fjell. Teorien i dette delkapitlet er i hovedsak hentet fra Jørn Stene sine forelesninger i emnet "TEP4260 Varmepumper for bygningsklimatisering" ved NTNU.

En varmpumpe bruker et arbeidsmedie for å overføre termisk energi fra en varmekilde til et varmedistribusjonssystem ved å gjennomgå tilstandsendringer i en kontinuerlig kretsprosess. Denne kretsen består av fire hovedkomponenter: fordampere, kompressor med elektromotor, kondensator og en strupeventil. Den lukkede kretsen er illustrert i figur 16.



Figur 16: Hovedkomponentene i en lukket varmpumpekrets

Kilde: TEP4260 - Jørn Stene

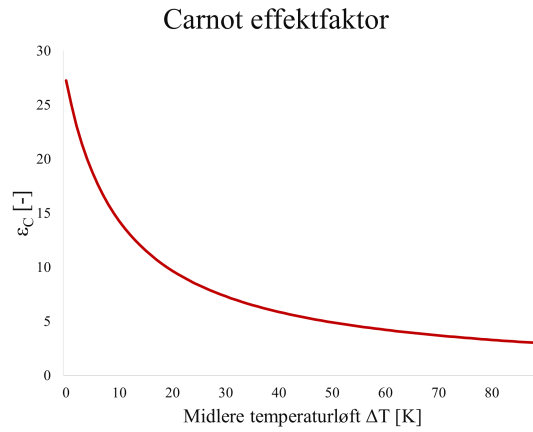
Både fordampere og kondensatoren fungerer som varmevekslere. I fordampere absorberer arbeidsmediet varme fra varmekilden og fordampere ved lavt trykk og lav temperatur. Deretter føres arbeidsmediet som er i dampform videre til kompressoren, der den blir komprimert til et høyere trykk slik at også temperaturen øker. I kondensatoren blir varme avgitt til varmesystemet ved avkjøling og kondensasjon ved høyt trykk og temperatur. Til slutt reduseres trykket i strupeventilen og temperaturen avtar.

Til kompressoren må det tilføres elektrisk energi. Varmepumpens effektivitet beskrives ved avgitt kondensatorvarme,  $Q_k$ , dividert med innsatt elektrisk effekt,  $W$ . Denne effektiviteten kalles *Coefficient of Performance* - forkortet til COP.

En kjølemaskin har lik arbeidsmåte som en varmpumpe, men med motsatt kretsrekkefølge. Kjølekilden opptar overskuddsvarme fra kondensatoren, og der er fordampere som kjøler ned vannet som skal til kjølebatterier eller TABS.

Ved en reversibel varmpumpeprosess uten noen tap, vil effektfaktoren være gitt av midlere temperatur ved avgivelse,  $\bar{T}_k$ , og midlere temperatur ved varmeopptak,  $\bar{T}_f$ . Funksjonen for Carnot effektfaktoren er vist i ligning 14 og tegnet inn i figur 17.

$$\epsilon_c = \frac{Q_k}{W} = \frac{\bar{T}_k}{\bar{T}_k - \bar{T}_f} \quad (14)$$



Figur 17: Carnot effektfaktor for en reversibel varmpumpeprosess

Fra figuren er det tydelig at lavere temperaturløft vil gi høyere effektfaktor. I realiteten vil det være termodynamiske tap ved varmeopptak fra varmekilden, ved varmeavgivelse til systemet, i prosessen og i komponenter. Reell COP vil da være slik som i ligning 15. Her er  $\eta_c$  virkningsgraden som tar hensyn til alle tap.

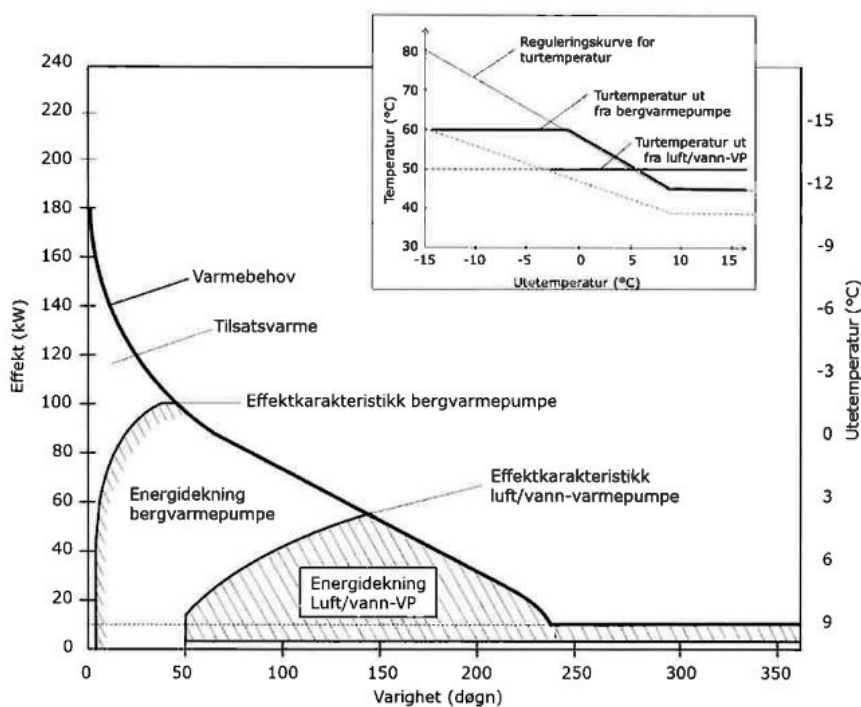
$$COP_{varme} = \epsilon_c \cdot \eta_c = \frac{\dot{Q}_k}{W} \quad (15)$$

For kjøling vil tilsvarende reell effektfaktor være slik som vist i ligning 16, fordampers kjøleavgivelse dividert på elektrisk effekt avgitt fra kompressoren.

$$COP_{kjøling} = \frac{\dot{Q}_f}{W} \quad (16)$$

Det finnes flere typer varmpumper, men den typen som skal bli brukt i Innovasjonssenteret er *væske/vann-varmpumpe*. Væsken er et sekundærmedium som er frostsikkert gir varme til fordampere som igjen varmer opp arbeidsmediet. Deretter kan varmpumpeprosessen gå sin gang. I kondensatoren vil vann som brukes til romoppvarming og ventilasjonsvarme, og eventuelt varmtvann bli varmet opp.

Typisk effektkarakteristikk er for bergvarmpumper og luft/vann-varmpumper vist i figur 18.



Figur 18: Varighetskurver for forskjellige typer varmepumper

Kilde: TEP4260 - Jørn Stene

Varmepumper skal dimensjoneres ved netto effektbehov, hvilket utgjør grunnlasten. Spisslasten dimensjoneres ved brutto effektbehov. Kombinerte varmepumpe/kjøleanlegg dimensjoneres noe annerledes. Kompressorvolumet ved moderat kjølebehov dimensjoneres etter varmebehøvet. Ved høyt kjølebehov dimensjoneres kompressorvolumet for å dekke maksimalt kjølebehov.

For å karakterisere ytelsen til en varmepumpe benyttes begrepene effektdekningsgrad,  $\beta$ , og energidekningsgrad,  $\alpha$ . Effektdekningsgraden er brøkdelen av dimensjonerende oppvarmingseffekt som varmepumpen dekker, uttrykt i likning 17. Typisk effektdekningsgrad er mellom 40-70 %. Energidekningsgraden er uttrykt ved likning 18 og betegner energibehøvet til oppvarming som varmepumpen leverer, dividert med totalt oppvarmingsbehov. Typisk energidekningsgrad er mellom 75-95 %.

$$\beta = \frac{P_{\text{varmepumpe}}}{P_{\text{nominell}}} \quad (17)$$

$$\alpha = \frac{Q_{\text{varmepumpe}}}{Q_{\text{nominell}}} \quad (18)$$

hvor:  $P$  = Effekt [kW]  
 $Q$  = Varmebehov [kWh]  
 $E$  = Levert energi [kWh]  
 $\beta$  = Effektdekningsgrad [-]  
 $\alpha$  = Energidekningsgrad [-]

Likning 15 betegner effektiviteten til en varmepumpe ved et gitt arbeidspunkt. En tilsvarende årsvirkningsgrad betegnes som "Seasonal Performance Factor" (SPF). Den beskriver forholdet mellom levert varme fra varmepumpen og tilført elektrisitet over et år. Dette er vist ved likning 19. Årsvirkningsgraden til en bygning, inkludert spisslast-systemet er vist i likning 20.

$$SPF_{\text{netto}} = \frac{Q_{\text{varmepumpe}}}{E_{\text{varmepumpe}}} \quad (19)$$

$$SPF_{brutto} = \frac{Q_{varmepumpe} + Q_{spisslast}}{E_{varmepumpe} + E_{spisslast}} \quad (20)$$

Hvor mye energi som spares ved å benytte varmepumpe isteden for et annet energiforsyningssystem kan beskrives ved relativ energivirkningsgrad, vist ved likning 21.

$$\Delta E = \left[ 1 - \left( \frac{\alpha}{SPF} + \frac{1 - \alpha}{\eta} \right) \right] \cdot 100\% \quad (21)$$

hvor:  $\Delta E$  = Relativ energibesparelse [%]  
 $\eta$  = Virkningsgrad på alternativt energiforsyningssystem [-]

## 2.14 Energibrønn

Fjell og berg kan brukes som en energikilde til varmepumpen. Sekundærmediet, den sirkulerende frostvesken henter varme fra en borehullvarmeveksler (BHVV). Borehullet er fylt med vann som blir varmet opp av grunnen. Varmeuttak/leveranse til og fra grunnen er avhengig av berggrunnens termiske egenskaper. Grunnvarme vil og kunne fungere som passiv kjøling om sommeren. Dersom det ikke er for stor grunnvannsgjennomstrømmning vil det også kunne fungere som et termisk lager ved bruk av flere brønner. Dette betegnes som en storskala sensibel energilagring, under bakken hvilet forkortes til UTES<sup>5</sup>. Systemer over bakkenivå består som regel av store isolerte vanntanker. Det vil være bedre å ha dem under bakken, for da vil også grunnen fungere som isolasjon. Dermed vil effektiviteten øke og teknologien vil være mer konkurransedyktig.

Norges Geologiske Undersøkelse (NGU) har utført geologisk kartlegging av berggrunnen i Tromsø, hvor det fremkommer at berggrunnen består av hornblenderik gneis [30]. Når bergarten er kjent kan de termiske egenskapene til bergarten bli estimert. Tallene er hentet fra Jürgen H. Schön sin bok, *Physical Properties of Rocks*, og er vist i tabell 4 [31].

Tabell 4: Berggrunnens fysiske egenskaper

Bergart	Termisk konduktivitet [W/mK]	Spesifikk varmekapasitet [J/kgK]	Tetthet [kg/m <sup>3</sup> ]
Gneis	1,74	750	2700

Ettersom varmekilden, bergmassen, er relatert til fordamperytelsen må denne være kjent for å avgjøre hvor mange meter med borehull som er nødvendig. Fordamperytelse kan finnes ut fra sammenhengen mellom COP og kondensatorytelse:

$$Q_f = \frac{COP - 1}{COP} \cdot Q_k \quad (22)$$

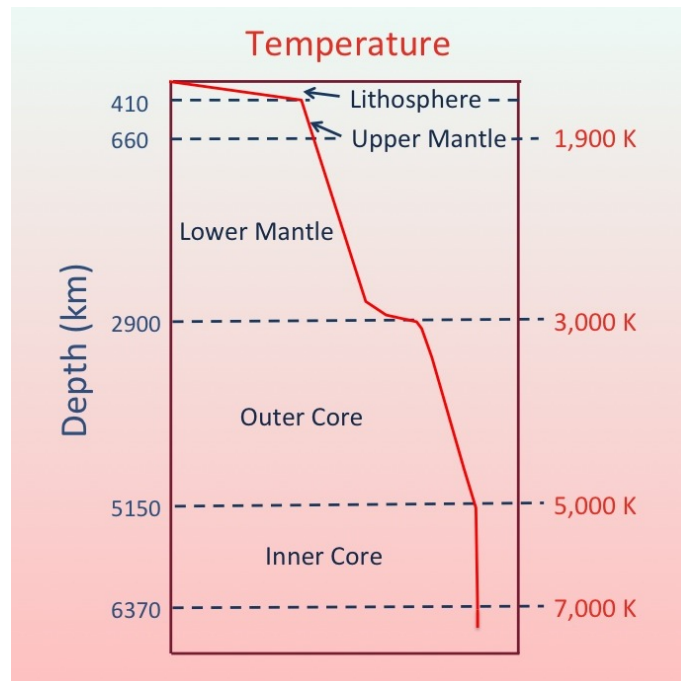
Videre brukes følgende ligning:

$$L_{tot} = \frac{Q_f}{\text{Dimensjonerende effektuttak}} \quad (23)$$

Dimensjonerende effektuttak per lengde borehull ligger typisk mellom 25-45 W/m. For å få et nøyaktig tall benyttes termisk responstesting (TRT)<sup>6</sup>. Temperaturgradienten øker med dybden som vist i figur 19. Typisk borehulldybde i Norge er 100-300 meter per brønn.

<sup>5</sup>Engelsk forkortelse for Underground Thermal Energy Storage

<sup>6</sup>Dette skulle totalentreprenøren gjennomføre i september, men grunnet fryst byggeprosjekt har ikke dette blitt gjennomført



Figur 19: Temperaturgradienten i jordskorpen

Varmepumpeleverandøren NIBE foreslår et dimensjonerende effektuttak på  $25 \text{ W/m}^2$  for klimasonen til Tromsø <sup>7</sup>. Databladet er vedlagt i vedlegg D.

Ved et veldig høyt varmeuttak over tid vil temperaturen på berggrunnen synke, som igjen vil resultere i at temperaturen på frostvæsken synker. Problemer som vil oppstå på grunn av dette er lave COP muligheter for utfrysing av vann i borehullene. Dette må bli evaluert ved modelleringen av varmepumpen.

## 2.15 Styring og regulering

For å kunne opprettholde krav til termisk komfort og luftkvalitet i et rom eller en bygning er det nødvendig med styring- og reguleringsmekanismer, gjerne automatiske. I rommet vil det alltid være faktorer påvirker og forstyrrer varmembalansen. Ønsket romtemperatur vil oppnås ved effektregulering av varme- og kjøleavgivere. Dette kan gjøres enten ved å endre vannets turtemperatur, eller gjennomstrømmet vannmengde. [21]

Først er det viktig å definere hva *regulering* er. Regulering er en form for kontrollering av *pådraget*, som i dette tilfelle vil være effektavgivelsen, ved å få en tilbakemelding fra klimasystemet, som her er temperaturen i rommet. Derfor blir regulering ofte kalt *regulering med lukket sløyfe* fordi det vil være en tilbakekobling som avgjør pådraget. Ønsket romtemperatur betegnes som *SKAL-verdi* og faktisk romtemperatur betegnes som *ER-verdi*. Temperaturdifferansen mellom SKAL og ER kunngjøres som et *avvik*. En regulator måler derfor SKAL- og ER-verdier og avgjør om pådraget skal endres, med mål om å redusere avviket, ved å sende signaler til *pådragsorganet*.

Pådragsorganet er den komponenten som fysisk regulerer pådraget. Dette kan være en to- eller treveisventil. Det er mulig med direkte effektregulering av varme-/kjølekilden eller turtallsregulering av sirkulasjonspumpe. Pådragsorganet vil gi ut en effektavgivelse mellom 0 og 100 %.

*Styring*, eller *regulering med åpen sløyfe* er uavhengig av klimasystemet. Styringen kan både være automatisk eller manuell. Et eksempel på styring er utekompensering, der turtemperaturen på vannet avhenger av utetemperaturen. Ved lav utetemperatur, vil turtemperaturen til vannet være høy. Da defineres både ER- og SKAL-verdien som turtemperatur.

<sup>7</sup>Klimasone A - årsmiddeltemperatur på 0-3°C

---

God effektregulering kjennetegnes ved lavt avvik, og vil gi en stabil drift. Et annet viktig begrep ved regulering er *dødtid*. Dette er tiden det tar fra pådragsorganet har utført en handling til endringen er merkbar i rommet. Når dødtiden har utløpt, er det mulig å definere en tidskonstant for effektavgivelsen, tilnærmet slik man definerte en tidskonstant for bygningen i delkapittel 2.11. Tidskonstanten for rommet forteller hvor raskt romtemperaturen endrer seg etter at dødtiden har utløpt. Forholdet mellom dødtid og tidskonstanten defineres som *regulerbarheten*. Dersom regulerbarheten er under 0,1 er det nokså lett system å regulere. Er regulerbarheten mellom 0,1 og 0,35 er det mulig å regulere systemet, og ved høyere regulerbarhet enn 0,35 vil det være vanskelig å regulere systemet.

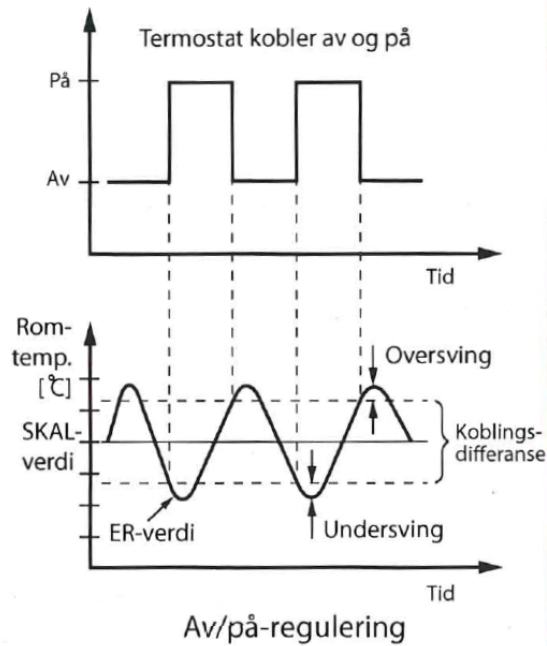
Det finnes flere måter å regulere på, blant annet ved:

1. Tostillingsregulering (av/på)
2. Inkrementell, flytende regulering
3. Modulerende regulering
  - (a) Proporsjonal regulering (P)
  - (b) Proporsjonal integral regulering (PI)
  - (c) Proporsjonal integral derivat regulering (PID)
4. Adaptiv regulering
5. Fuzzy regulering

Det er i hovedsak tostillingsregulering og modulerende regulering som er nødvendig å beskrive nærmere da disse reguleringene vil være aktuelle for å styre TABS.

Tostillingsregulering er slik som navnet tilsier, en regulering der pådragsorganet har to stillinger: av eller på. Dette er en enkel og billig konstruksjon, eksempelvis en termostat. Termostatene er ofte innstilt med koblingsdifferanse. En koblingsdifferanse på  $1^{\circ}\text{C}$  vil si at dersom termostaten er innstilt med en SKAL-verdi på  $22^{\circ}\text{C}$ , så vil varmeeffekt avgis ved  $21^{\circ}\text{C}$  og slås av ved  $23^{\circ}\text{C}$ . Grunnet treghet i varmeanlegget vil det oppstå under- og oversving. Dette betyr at romtemperaturen fortsetter å stige selv om varmeanlegget er slått av, før temperaturen starter å synke (oversving). Tiltak som forventet- og tidsproporsjonal av/på-regulering kan brukes for å begrense over- og undersving. En illustrasjon av tostillingsregulering er vist i figur 20.





Figur 20: Representativt reguleringsforløp ved på/av-regulering

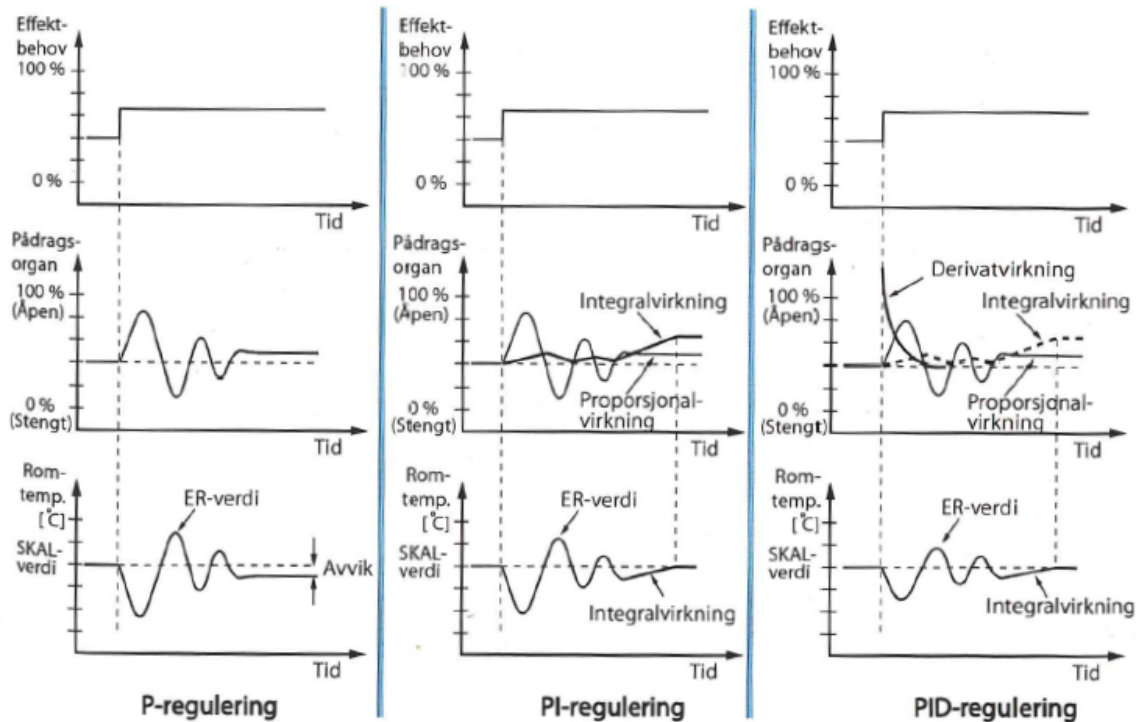
Kilde: D. Zijdemans [21]

Modulerende regulering innebærer at pådragsorganet kan regulere i modulerende hastighet, samt stoppe opp og skifte retning i enhver posisjon. De tre vanligste reguleringsprinsippene er P, PI og PID som bestemmer pådragsorganets posisjon avhenging av SKAL- og ER-verdier.

**P-regulering** betyr at pådraget er proporsjonalt med behovet, dvs. ved økende varme- eller kjølebehov øker reguleringsorganets pådrag. Et reguleringsområde må bestemmes, eksempelvis  $3^{\circ}\text{C}$ . For et varmeanlegg vil det si at pådraget er 100 % når temperaturen er  $3^{\circ}\text{C}$  lavere enn SKAL-verdi, og 0 % når avviket er  $0^{\circ}\text{C}$ . For kjøling vil det motsatte gjelde: når romtemperaturen er  $3^{\circ}\text{C}$  høyere enn romtemperatur vil pådragsorganet avgi kjøleeffekt. Riktig utformet regulator innfører maks to-tre svingninger før stabilisering.

**PI-regulering** er både proporsjonal, men også integral. Integralvirkning vil si at avviket som oppstår ved en proporsjonalregulering vil integreres (forsterkes) og vil over tid bli fjernet. Regulatoren måler avviket over en gitt tidsperiode og integrerer det slik at pådragsorganet først står i ro når avviket er null. Pendlingene før stabilisering er noe høyere enn med P, fordi forsterkningen stilles gjerne 1,5 - 2 ganger høyere for å unngå små pendlinger etter stabilisering. Dette er en vanlig reguleringsmetode, og tilfredsstillende som oftest krav til romtemperaturregulering.

**PID-regulering** består av samme momenter som PI, i tillegg til en derivatvirkning. Sistnevnte øker signalet til pådragsorganet proporsjonalt med den deriverte verdien av avviket. Endring i signalstyrke til pådragsorganet er avhenging av retningen og hastigheten til avviket. Derivatvirkningen øker pådraget mye hurtigere og høyere enn P, og gir raskere regulering uten mye pendling. Denne type regulering egner seg bra der det er brå og store endringer i effektbehov. En illustrasjon av de tre reguleringsprinsippene er gitt i figur 21.



Figur 21: Representativt reguleringsforløp ved P-, PI-, og PID-regulering

Kilde: D. Zijdemans [21]

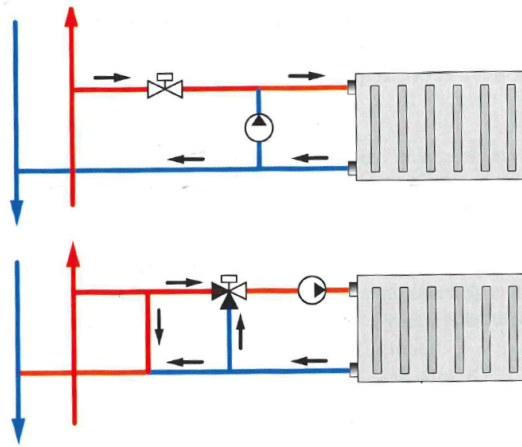
Det er mulig å redusere energiforbruket ved å enten endre eller overstyre noen av reguleringsmetodene. De tre vanligste eksemplene er:

- Tidsstyring
- Tilstedeværelse
- Sommer- og vinterdrift

Innledningsvis i dette delkapittelet ble det påpekt at effektavgivelsen i vannbårne systemer kan reguleres på to måter: enten ved å endre vannets turtemperatur eller ved gjennomstrømmet vannmengde. I det følgende vil disse to metodene bli nærmere forklart.

### 2.15.1 Temperaturregulering av vannbårne varme-/kjøleavgivere

Slik som navnet tilsier innebærer temperaturregulering at det er turtemperaturen til varmeavgiverne som endres for å regulere pådraget. Ved endret temperatur vil varmeavgivelsen også endres, se ligning 9. Sirkulert vannmengde (massestrøm) holdes tilnærmet konstant. Dette kan gjøres direkte ved å endre varmeavgiverens effekt eller å bruke en to- eller treveisventil. Eksempel på to- og treveisventiler ved temperaturregulering er illustrert i figur 22.



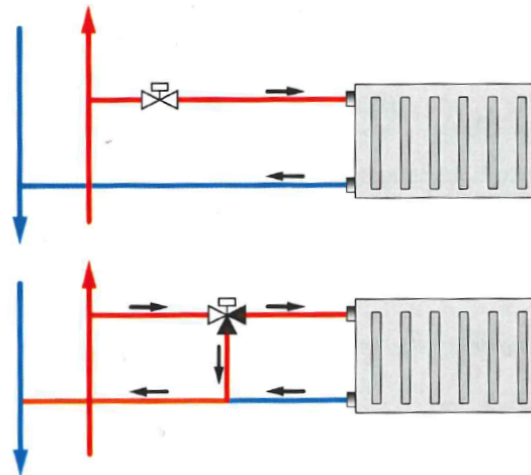
Figur 22: Illustrasjon av toveisventil (øverst) og treveisventil (nederst), ved temperaturregulering

Kilde: D. Zijdemans [21]

Temperaturstyring er fordelaktig når det er ønskelig med lav turtemperatur, slik som i TABS der vanntemperaturen skal være nær romtemperatur. Lav turtemperatur vil bidra til høyere effekt-faktor på varmepumpen (se delkapittel 2.13) og vil gi mindre varmetap fra rørene (se delkapittel 2.5.4).

### 2.15.2 Mengderegulering av vannbårne varme-/kjøleavgivere

Ved mengderegulering endres sirkulert vannmengde. Turtemperaturen på vannet holdes tilnærmet konstant, mens returtemperaturen kan variere. Dette gjøres ved å sette inn vekselventiler eller termostatiske ventiler. En illustrasjon er vist i figur 23.



Figur 23: Illustrasjon av toveisventil, (øverst) og treveisventil (nederst), ved mengderegulering

Kilde: D. Zijdemans [21]

Med mengderegulering kan det oppstå problemer i form av trykksvinginger i anlegget fordi ventiler åpner og lukker seg ofte.

---

## 3 Litteraturstudie

Det har blitt gjennomført forskning på TABS som kjølesystem, spesielt i varme og fuktige klimaer slik som Asia. Av disse vil [32], [33] og [34] bli kortfattet. Av studier på TABS utført i Europa vil [29] og [35] bli utredet i korthet.

Dernest vil eksisterende bygg som anvender TABS-teknologien i Norge bli overrekket. Etterfulgt av dette vil en kort litteraturstudie av simulering av møbler, skillevegger og tidskonstant bli fremlagt. Til slutt vil en sammenfatning av hvordan arbeidsmåte TABS er tiltenkt til i Innovasjonssenteret bli presentert.

### 3.1 Anvendelse av TABS internasjonalt

R. Li et al. utførte energisimuleringer der TABS ble anvendt i Japansk klima [32]. TABS'ene opererte fra 18:00 til 06:00, lørdag kveld til torsdag kveld, dersom operativ temperatur oversteg 23°C. Det ble funnet at kravene til operativ temperatur ble møtt ved bruk av kjøling med TABS, og det var ikke større temperaturvariasjon enn 4 K løpet av arbeidsdagen. Den tempereturekontrollstrategien som ble mest optimal i studiet var å sette vanntemperaturen lik duggpunkt-temperaturen. Dette var for å unngå kondensering på overflaten, samt at det ga nest færrest timer der sirkulasjonspumpen var i drift.

W. Chung og J.Lim foreslår en metode for å designe TABS-system i et varmt og fuktig klima [33]. I slike klima, sånn som Korea, er det nødvendig å ta hensyn til latente varmelaster når kjølestrategi skal velges. Dette er for å unngå kondensering og skader tilknyttet det. De foreslår derfor å integrere en korreksjonsfaktor i ligningene fra standarden ISO 11855 for å dimensjonere TABS. Dette gjøres ved å se hvor mye latent varme som må fjernes ved hjelp av ventilasjonssystemet, ettersom TABS kun vil fjerne sensibel varme. Det ble konkludert med i deres arbeid at etter forbedringen var dimensjonerende kjøleeffekt mer lik faktisk kjøleeffekt.

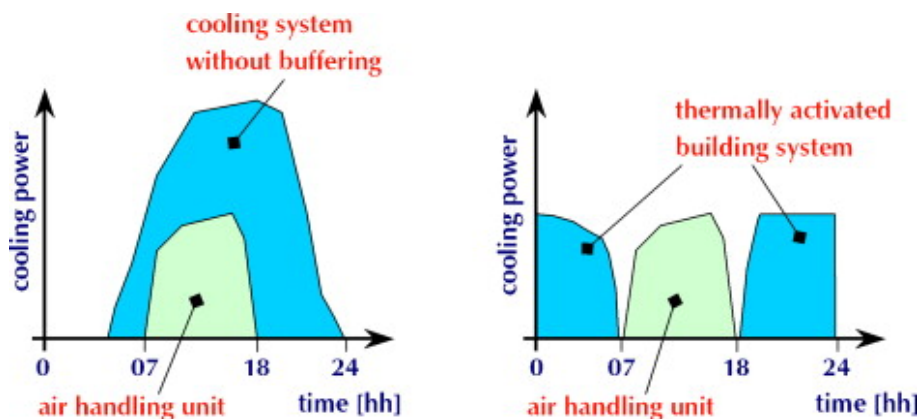
T. Namai et al. undersøkte den termiske sensasjonen i et kontorbygg ved spørreundersøkelser [34]. Det ble undersøkt med kontinuerlig og intermitterende drift av TABS. Intermitterende drift er tilnærmet av/på-styring. Det viste seg at den termiske komforten var opprettholdt i de fleste scenarier, men intermitterende drift og høy settpunkttemperatur på 23°C av romluft i kjølemodus ga mest optimal drift med hensyn på energibesparelse.

T. Arghand skrev i sin doktorgrad om direkte grunnkjøling-systemer. Hypotesen i avhandlingen var at termisk trege systemer vil redusere effekttopper sammenlignet med termisk raske systemer. Det var spesielt reguleringsmetoden som ble vektlagt, der en varierende romtemperatur ble valgt for å potensielt kunne redusere lengden på borehull. Intermitterende drift ble testet mot kontinuerlig drift. Ved intermitterende drift var romtemperaturen tilnærmet konstant og ved kontinuerlig drift oppsto det en temperaturdifferanse på 2 K. Effektopper ble flyttet mest ved kontinuerlig drift. I tillegg til dette ble borehull-lengden redusert med 35 meter. Men, pumpebruken økte fra 160 MWh til 401 MWh ved kontinuerlig drift. Hypotesen ble bekreftet ved at termisk trege systemer reduserte borehull-lengden med 105 meter sammenlignet med termisk raske systemer. Gjennomsnittlig returtemperatur fra kjølesystemet økte med 1°C i sistnevnte sammenligning. [36].

J. Babiak og G. Vagiannis testet fire typer oppvarmings- og kjølesystemer i et kontorbygg i Lyon, Frankrike [29]. Disse var: TABS, TABS med bergvarmepumpe, viftekonvektorer og ventilasjonskjøling ved VAV-ventilering. Både livsløpknaster, energibruk og PMV-indeks ble veid mot hverandre. TABS-systemene oppnådde de beste resultatene i alle vurderingskriteriene. TABS med bergvarmepumpe hadde noe høyere livsløpknast (16 % reduserte knaster) enn TABS med gasskjel (27 % reduserte knaster) grunnet høye investeringsknaster for energibrønnene - men den årlige energiknasten var lavest.

D.O. Rijksen et al. satte inn TABS på et eksisterende bygg i Nederland og utførte målinger [35]. Resultatene for dette bygget impliserte i en halvering av kjølebehov. Dette resultatet har grunnlag i et klima gitt av gruppe C i Köppens klimaspesifikasjon, samt fasader der glassandelen utgjorde 30 %. Da glassandelen ble økt til 50 % ga TABS kun en redusert kjøleeffekt på 14 %. Det ble også

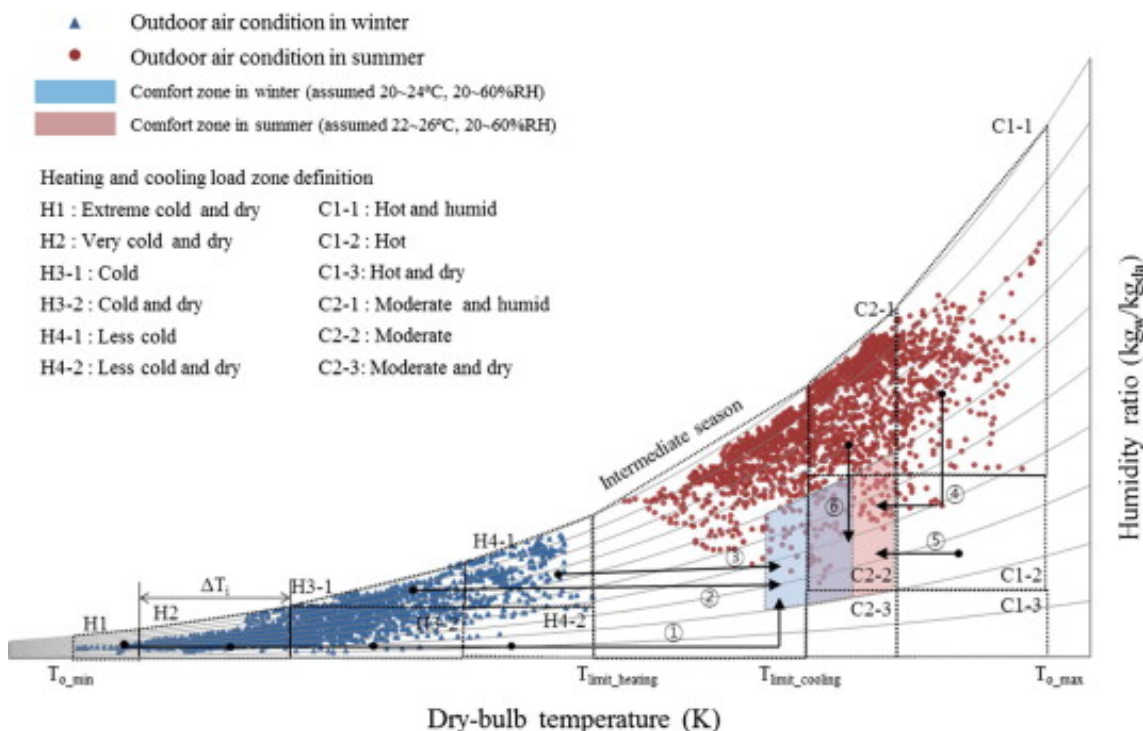
konkludert med at kjølelasten ble forskyvet, hvilket er ønskelig, vist med en illustrasjon i figur 24.



Figur 24: Lastflytting av kjølebehovet med TABS

Kilde: D.O. Rijksen et al. [35]

Fra litteraturstudien vakte illustrasjonene til J. Lim et al. interesse. Problemstillingen deres var å bestemme kjøle- og oppvarmingseffekt på TABS, samt temperaturnivået på vannet som sirkulerte gjennom dem [37]. Det var et kontorbygg i Korea som ble analysert, og det var spesielt viktigheten av overflatetemperaturen til dekket som ble godt evaluert. Klimaet ble representert ved å sette inn temperaturen og fuktigheten til uteluften inn i et Mollier-diagram. Dette er vist i figur 25. Ut fra dette ble kjøle- og varmelastene TABS'ene måtte yte delt inn i soner.

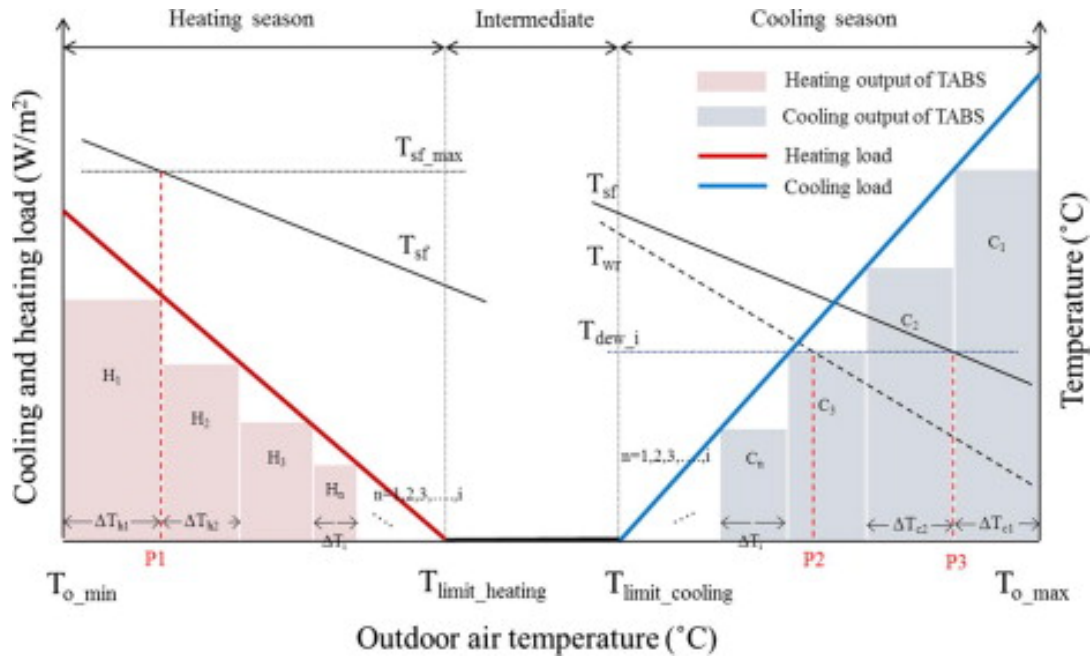


Figur 25: Mollier-diagram for bestemmelse av TABS-laster

Kilde: J. Lim et al. [37]

Soneinndelingen med kjøle- og varmelastene fra figur 25 ble deretter overført videre til ett nytt diagram. På den venstre ordinataksen i figur 26 er den spesifikke kjøle- og varmelasten vist. På absisiseaksen er utetemperaturer vist. I tillegg er overflatetemperaturene fra dekket satt inn, be-

tegnet ved  $T_{sf}$ , duggpunkttemperaturen til overflaten, betegnet ved  $T_{dew,i}$  og returtemperaturen på det sirkulerende vannet  $T_{wr}$ .



Figur 26: Soneinndeling av kjøle- og varmelaster

Kilde: J. Lim et al. [37]

Det at overflatetemperaturen har en øvre begrensning i varmemodus er knyttet til inneklimateutfordringer med asymmetrisk stråling, slik som beskrevet i delkapittel 2.4. Ut fra studien kan det konkluderes med at vanntemperaturen kan reguleres med hensyn på effektbehovet såfremt maksimum- og minimumstemperaturene på dekkene overholdes.

### 3.2 Anvendelse av TABS i Norge

I Norge finnes det tre bygg som er prosjektert med TABS. Disse er Sandstuveien 68, et kontorbygg i Oslo fra 2014, Lysgården, et kontorbygg i Trondheim fra 2015, og det akkurat ferdigstilte Deichmanske biblioteket i Oslo. Alle tre byggene er prosjektert for å benytte TABS til både oppvarming og kjøling. Erfaringene gjort i Sandstuveien 68 og Lysgården kan være hjelpelike ved prosjektering av nye bygg i Norden med TABS.

Sandstuveien 68 er bygget som et passivhus, og har erfart driftsutfordringer i relasjon med TABS. Det er usikkert om dette har tilknytning til svakheter ved TABS generelt eller spesifikke designsvakheter i det gjeldende bygget. En av utfordringene er at grunnet den termiske tregheten så vil ikke TABS kunne ta spisslast, slik som når møterom plutselig fyller seg opp med mennesker. Da må det benyttes spisslast-kjøling i tillegg. [38]

Lysgården er også et passivhus. Her har det blitt erfart at internlastene var mindre enn først antatt, og derfor yter TABS mer varmeeffekt enn det ble dimensjonert for. Når det kommer til energibruk til kjøling, ble behovet mindre enn antatt og tørkjølerne som skulle brukes som spisslast har nesten ikke blitt brukt. Den viktigste erfaringen er at den termiske tregheten gjør at inneklimate ikke er så sterkt berørt av uteklimate. Driftsansvarlige slo av TABS under vinterdrift og det tok tre dager før innnetemperaturen ble kritisk. Grunnet dette har det blitt valgt å ha en rolig og stabil sirkulasjon av vannet, hvilket er det optimale for pumpedriften. Det er store vindusareal i bygget, og grunnet dette kunne det kanskje ha vært mer TABS i veggene i noen områder for å kompensere varmetapet, eventuelt noen radiatorer. TABS krever derfor en helhetlig planlegging ettersom det ikke kan bores inn nye rørledninger i senere tid. [38]

---

### 3.3 Utførelse av tidskonstantmålinger

Ettersom Lysgården sitt inn klima ikke er direkte avhengig av ute klima, betyr dette at bygningen må ha en større tidskonstant, på omtrent tre dager. Derfor vil det være av interesse å finne tidskonstanten til Innovasjonssenteret. En kort forklaring på tidskonstant er i gitt i delkapittel 2.11.

T.M Kull et. al utførte en simuleringstudie med tre typer beregningsmetoder for tidskonstanten, på ulike bygningstyper. En av bygningstypene var en høyt isolert moderne bygningstype. Beregningsmetodene: fra standarden ISO 13790, Zieger-Nichols sprangrespons og 63,2 % temperaturøkning ble undersøkt. Det ble konkludert med at Zieger-Nichols vil kun vise dynamikken til varmeavgivelsessystemet - ikke tidskonstanten til bygningen. Dette er fordi i denne metoden beregnes tidskonstanten ved å finne det største stigningstallet etter pådrag, og så tegnes tangenten til grafen i dette punktet. Deretter tegnes en rett linje på den temperaturen der grafen stabiliserer seg. Der hvor tangentlinjen krysser den linjen til stabiliseringstemperaturen, avleses tidskonstanten. Forskjellen på metodene var derimot størst for "ideelle varmeavgivere" og radiatorer som er direkte eksponert til romluften. For gulvvarme (innstøpte rør) var tidskonstanten målt til 40 timer med Zieger-Nichols og 65 timer med 63,2 % økning. Standarden ISO 13790 ga enda høyere verdier, omtrent 90 timer grunnet usikkerhet i innsatte tabellverdier for varmekapasiteter til konstruksjonen.

Med grunnlag i denne studien vil metoden med 63,2 % økning bli valgt i denne oppgaven. Et annet viktig moment i studien var at styring med proporsjonal integral (PI) ikke klarte å forutse interne laseter og solstråling, samtidig som den store tidskonstanten ikke klarerte å respondere raskt nok når disse lastene inntraff. [39]

### 3.4 Skillevegger og møbler

H. Johra og P. Heiselberg har undersøkt viktigheten av å legge til møbler i simuleringmodellen, fremfor å ha tomme soner. Sistnevnte er vanlig praksis i numerisk modellering men gjennom eksperimenter har dette vist seg å påvirke energieffektivitet. Overflatearealet til møblene kan brukes til latent varmelagring og vil øke den termiske tregheten til bygg som har lett struktur. Møbler utveksler varme og fukt gjennom konveksjon med inneluften og ved varmeledning gjennom direkte kontakt med gulv og vegger. De utveksler også varme gjennom langbølget stråling med omgivende flater, og kan hindre varme- og/eller kjøletransport fra strålingssystemer (som TABS). I tillegg vil luftstrømningsmønsteret i rommet bli endret som igjen vil påvirke ventilasjonseffektiviteten og den konvektive lufttransporten. [40]

### 3.5 TABS i Innovasjonssenteret

Litteraturstudien har gitt innsikt om at TABS skal gi energireduksjoner, samtidig som det skal sikre tilfredsstillende termisk komfort i bygget. Imidlertid er det ikke entydig om kontinuerlig drift eller intermitterende drift er mest gunstig. Det som ble bekreftet fra litteraturstudien er at vanntemperaturen kan være tilnærmet romtemperatur og fortsatt gi akseptable resultater. Etter en kort e-postutveksling med Erland Dilling fra Uponor ble det først gitt informasjon om at TABS i Innovasjonssenteret skal temperaturreguleres, med lufttemperatur i romsonen som SKAL-verdi/kontrollerende tilstand. Deretter ble det gitt beskjed om at det skal benyttes masseregulering, der turtemperaturen til vannet velges etter overflatetemperaturen på betongdekket.

Simuleringer skal anvendes til å undersøke energibruk og inn klimaforhold i denne oppgaven. Der nest kan settpunkttemperaturer og drift av TABS bli undersøkt. Hvordan dette skal bli gjennomført vil bli beskrevet i neste kapittel; Metode.

---

## 4 Metode

I dette kapitlet vil fremgangsmåten for å analysere energibruk og inneklima i Innovasjonssenteret bli presentert. Først vil simuleringsverktøyet IDA ICE bli introdusert, deretter vil bygningmodellens klimatiske- og inndata bli fremstilt.

Modellen i denne oppgaven skal verifiseres, og hvordan det skal gjøres vil bli forklart i dette kapitlet. Det skal også estimeres en tidskonstant som vil benyttes til å estimere dimensjonerende effektbehov. Som nevnt i teorien, delkapittel 2.1 er dimensjonering av komponenter noe komplisert. Varme- og kjøleeffektsimuleringer benyttes for å kvantifisere dimensjonerende effektbehov.

Modellering av TABS med ulike reguleringsmetoder vil bli presentert, etterfulgt av varmpumpe-modellering. Til slutt vil metoden bak beregning av varmetransportkoeffisienten  $h$ , diskutert i delkapittel 2.4 bli lagt frem.

### 4.1 IDA ICE

#### 4.1.1 Introduksjon av programmet og dets bruksområde

Denne oppgaven skal analysere energi- og effektbruk av TABS i et subarktisk klima. Det skal gjøres ved bruk av simuleringer, og simuleringsverktøyet som skal benyttes er IDA Indoor Climate and Energy (IDA ICE). Dette simuleringsverktøyet er utviklet av det svenske selskapet EQUA Simulation AB og utfører detaljerte, dynamiske helårs simuleringer for områder med multiple soner. Slik som navnet tilsier, brukes det hovedsaklig for analyser av energi og inneklima i tillegg til dagslysberegninger.

Bygningens varmeytelse kan bli vurdert utifra informasjon som IDA ICE utgir for hver sone. Dette innebærer virkningen fra varmetilskudd eller tap fra personer, utstyr og belysning, solstråling, transmisjonstap, kuldebroer, eksfiltrasjon, infiltrasjon, ventilasjon og varme- og kjøleavgivere. Dessuten kan varmetransporter ved overflater analyseres, hvilket er av spesiell interesse i denne oppgaven.

#### 4.1.2 Brukernivå

Det er flere tilgjengelige brukernivåer i IDA ICE. Det enkleste brukernivået kalles simpelthen for “wizard”, hvilket i programmeringssammenheng betyr “veiviser”. Brukergrensesnittet er grafisk og vil kun gjelde for enkle beregninger. Dette nivået vil ikke bli anvendt i oppgaven.

Det neste nivået er betegnet som “standard”, og er bygget opp slik at de fleste ingeniører kan beherske det. På dette nivået er det fortsatt grafisk brukergrensesnitt men det er større frihet til å designe bygningsmodellen. Det er mulig å selv definere geometri, lokalisering, materialer, lastprofiler og reguleringsmekanismer. Brukermanualen til IDA ICE dekker dette nivået, og det er stort sett dette nivået som oppgaven skal modelleres i. [41]

Det neste nivået er “avansert”. På dette nivået er ikke brukergrensesnittet fysisk betinget, men med komponenter som henger sammen. Hver komponent (ventil, vegg, varmebatter, vindu etc.) har sin egen modell som er definert ved matematiske ligninger. For brukere med ekspertise, er det mulig å endre oppbygningen til programmet selv. Programmet sin ligningsbaserte oppbygning (ligningsspråket *Neutral Model Format (NMF)* anvendes) gir muligheter til å ekspandere programmet.

Det er mulig å gå fra standard nivå til avansert nivå ved å trykke på “bygg modell”. Dette vil bli gjort i oppgaven dersom komponenter på standard nivå må endres, eller spesifikke variabler må logges for å få ønsket utdata.

Når det kommer til byggets tekniske anlegg, mer spesifikt varmesentralen, kan enten *Standard plant* eller *Early stage building optimization (ESBO)* benyttes. ESBO benyttes dersom fornybare energikilder som eksempelvis solcellepanel eller varmpumpe skal inkluderes i modellen, på standard



---

nivå. Det også mulig å gjøre dette på avansert nivå ved å benytte “bygg modell”. Eksempelvis vil dimensjonering av energibrønner kunne differere ved disse to metodene. Derfor vil begge metodene bli anvendt ved modellering av varmpumpen, beskrevet i delkapitler 4.9.1 og 4.9.3.

### 4.1.3 Validering

For å kunne benytte et simuleringsprogram er det viktig at modellen er *validert*. Med validering menes det å undersøke om modellen oppfører seg likt til et reelt system. IDA ICE har blitt validert i en rekke standarder, blant annet ANSI/ASHRAE 140, EN 13791 og EN 15255. Undertegnede har også selv utført BESTESTCASE 600a og sjekket at programmet kan valideres. BESTESTCASE er en komparativ sammenligning av simuleringsprogrammer. Fordelen med en slik test er at det ikke er noe usikkerheter knyttet til inndata.

## 4.2 Oppbygging av modellen

### 4.2.1 Beliggenhet og klima

Plassering i IDA ICE brukes til å beregne solens posisjon, og blir satt til “Tromsø/Langnes” i modellen. Klimafilen velges også til å være Tromsø/Langnes. Klimafilen kan brukeren sette inn selv, eller laste ned fra EQUA. Sistnevnte gjøres i denne modellen, og det er en IWEC2-fil fra 2013, gitt av ASHRAE<sup>8</sup>. IWEC står for *International Weather for Energy Calculations* og er en klimafile som representerer et “typisk” år basert på datainnsamling av timesbasert værdata samlet over 12-28 år. Slike filer kalles for TMY-filer, forkortet fra *typical mean year*. Det benyttes “hvit bokmodellering, hvilket betyr at alle fysiske ligninger er kjent ved predikeringen. Databasen inneholder værobservasjoner med fire daglige målinger av vindhastighet -og retning, solstråling, duggpunkttemperatur, lufttemperatur, atmosfærisk trykk og nedbør [42]. I klimafilen for Tromsø/Langnes er  $DUT_{vinter}$  definer til  $-13^{\circ}\text{C}$  og  $DUT_{sommer}$  definert til  $20,8^{\circ}\text{C}$ .

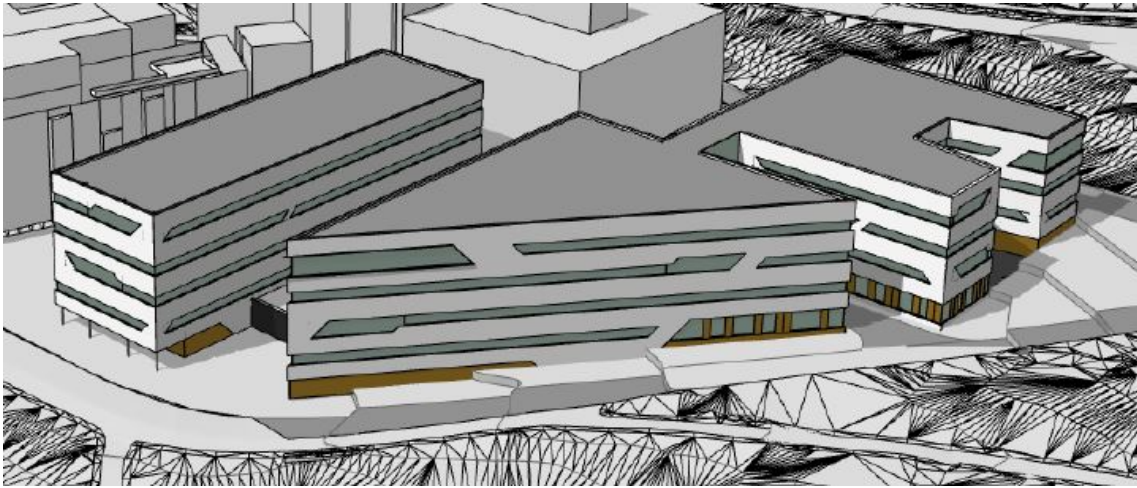
Vindprofilen i modellen settes til “urban” og trykk-koeffisientene er satt til “semi-exposed” (middels ubeskyttet/utsatt). Vindprofilen er relevant for simuleringsprogrammet i sammenheng med luftstrømning gjennom klimaskjermen. Dette vil påvirke transmisjonstap, infiltrasjon og eksfiltrasjon. Ingen skyggelementer ble satt opp.

### 4.2.2 Modellens fysiske oppbygging

Fra byggetrinn fire (BT4) vil det være bygg A som skal anvendes som simuleringsgrunnlag i denne modellen. Dette er det rektangulære bygget helt til venstre i figur 27.

---

<sup>8</sup>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

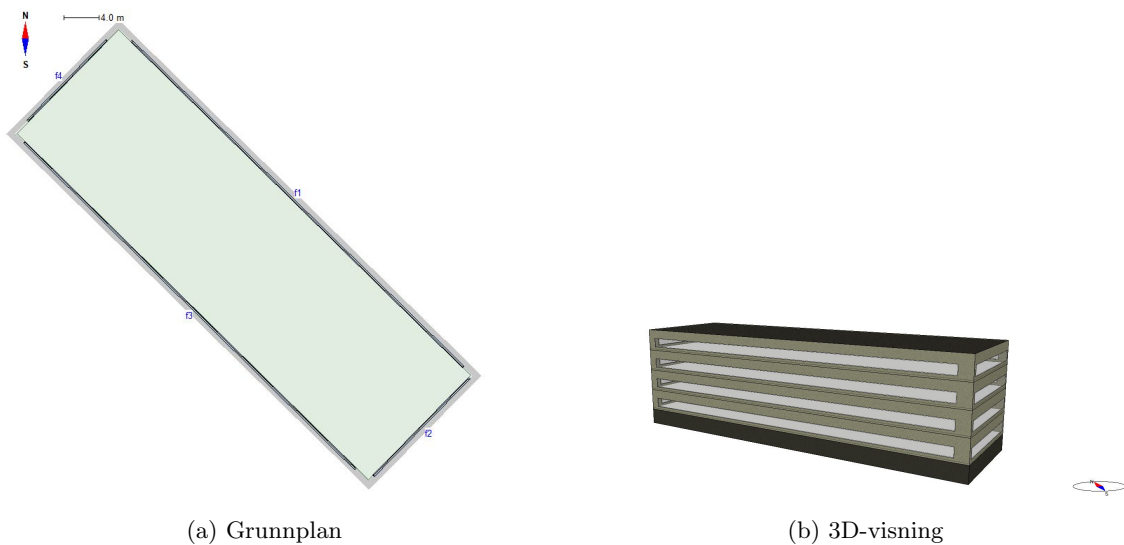


Figur 27: Perspektivtegning av de tre nye tilbyggene

Kilde: Hamperokken AS

Fasadene på kortsiden er vendt mot nord-vest og sør-øst, og følgelig er de lange fasadene vendt mot nord-øst og sør-vest. Byggets grunnplan er vist i figur 28a. Bygget består av fire etasjer, der hver etasje vil bli modellert som en egen sone. Første etasje er Sone 1, andre etasje er Sone 2, tredje etasje er Sone 3 og øverste etasje er Sone 4. Nederste etasje skal simulere parkeringskjelleren og vil derfor være en egen uoppvarmet sone.

Oppvarmet gulvareal i hver etasje er på  $936,9 \text{ m}^2$  hvilket gir et totalt oppvarmet gulvareal (BRA) på  $3747,6 \text{ m}^2$  da bygget består av fire etasjer. En 3D-modell av bygget i IDA ICE er vist i figur 28b.



Figur 28: Bygningsmodellen i IDA ICE

Fasaden skal ha et moderne preg med stort vindusareal. Figur 27 er en perspektivtegning utviklet av arkitektfirmaet Hamperokken. Entreprenøren ga undertegnede tilgang til sitt prosjekthotell der totalt vindusareal per fasade var gitt. Modellen tok dermed utgangspunkt i dette: vindusareal per fasade ble delt på fire, da det er fire etasjer. Deretter ble dette satt inn som et enkelt vindu per fasade. En sammenslåing av vinduer vil gi raskere simuleringstid [43].

Tabell 5 viser totalt vindusareal per fasade og per soner for de fire himmelretningene. Forholdet mellom vinduer og fasader er 21 %.

---

Tabell 5: Vindusareal per sone og per fasade [m<sup>2</sup>]

	Nord-øst	Sør-øst	Sør-vest	Nord-vest	Totalt
Per sone	79,50	23,25	79,50	19,20	201,45
Per fasade	318,0	93,00	318,00	76,80	805,80

### 4.2.3 Simplifisering av modelleringen

Når en bygningsmodell skal konstrueres må utvikleren bestemme hvilke forenklinger og antakelser som skal foretas. I tidlig-fase av prosjekter har utbyggeren kun en konseptuell plan for bygget og derfor må utvikleren selv bestemme noen modelleringsparametere, som skal være i tråd med den konseptuelle beskrivelsen av bygget. Den konseptuelle beskrivelsen av Innovasjonssenteret er det skal være oppført som et passivhus, og ha halvert netto energiforbruk i forhold til kravet i TEK17. All inndata som ikke kan bli gitt av entreprenøren vil følge passivhusstandarden eller andre relevante standarder.

Et annet moment er nøyaktighetsnivået på bygningsmodellen. En detaljert modell vil være tidkrevende både ved oppbygging av modellen og ved utføring av simuleringer. I denne oppgaven er det analysen av hvordan TABS kan utnyttes til å oppnå tilfredstillende termisk komfort samt redusere effekt- og energibruk som er fokusområde. Forenklinger vil derfor bli gjort for å redusere simuleringstiden, slik at flere simuleringer kan bli utført. Dertil kan det brukes tid på å analysere det som er av viktighet. En annen viktig fordel ved kort simuleringstid er at ved modellering av bygningsmodeller vil menneskelige feil inntreffe og det kan hende at utvikleren må simulere om igjen.

Kun et av de tre byggene i byggetrinn fire (BT4) skal modelleres. Det er blokk A som skal analyseres i modellen. Denne blokken har enklest geometri. Soneinndelingen vil være diminutiv, hver etasje vil modelleres som en egen sone. Videre skal det kun modelleres et vindu per fasade, og ingen automatisk solskjerming eller skyggeelementer vil bli lagt inn. Konsekvensene av dette er at resultater fra simuleringer vil avvike fra realiteten, men vil ikke være av stor betydning for oppgavens formål. Likeledes er det med ventileringsstrategien, konstante luftmengder og tillufttemperaturer skal modelleres. Hensikten bak dekke er å oppnå bedre oversikt og kontroll over hvordan arbeidsmåten til TABS.

## 4.3 Inndata i modellen

### 4.3.1 Konstruksjonselementer

Innovasjonssenteret skal være oppført som et passivhus. Ytterveggene er tiltenkt til å være i tre og mineralull. Bygningskonstruksjonens oppbygging med informasjon om materialene i hvert sjikt er oppført i tabell 6. Materialenes termiske egenskaper er også oppført i tabellen. Noen av materialene ligger allerede inne i databasen til IDA ICE, og der materialene ikke lå inne i databasen ble standarden NS-EN ISO 10456:2007, *Byggematerialer og produkter*, benyttet for å hente ut informasjon [44].

Tabell 6: Termiske egenskaper i bygningskonstruksjonens materialer. Sjøktene er oppført fra innsiden av bygningen mot utsiden

Konstruksjonselement	Materiale	Tykkelse [mm]	Tetthet [kg/m <sup>3</sup> ]	Termisk konduktivitet [W/m·K]	Spesifikk varmekapasitet [J/kg·K]	U-verdi [W/m <sup>2</sup> ·K]
Yttervegg	Gips	9,0	970	0,220	1090	0,13
	Mineralull	70,0	56	0,044	1720	
	Dampspærre	1,5	20	0,036	1200	
	Mineralull	250,0	56	0,044	1720	
	Vindspærre	25,0	250	0,070	1700	
	Gips	9,0	970	0,220	1090	
Kjellervegg (mot grunn)	Puss	10	1800	0,800	790	0,31
	Mineralull (lett)	100,0	20	0,036	750	
	Betong	400,0	2300	1,700	880	
Tak	Gips	9,0	970	0,220	1090	0,08
	Vindspærre	25,0	250	0,070	1700	
	Mineralull	350,0	20	0,036	750	
	Dampspærre	1,5	20	0,036	1200	
	Betong	200	500	0,150	1050	
Gulv mot grunn	Gulvbelegg	5,0	1100	0,180	920	0,22
	Betong	250,0	2300	1,700	880	
	Mineralull	350,0	20	0,036	750	
Etasjeskillere	Parkett	15	650	0,130	1200	1,71
	Ullpapp/skum	1,0	200	0,060	1300	
	Sponplate	20,0	1000	0,130	1300	
	Betong (lett)	220,0	2300	1,700	880	

I vegger er sjøktene ført opp fra innside til utside. Gulv, tak og etasjeskillere er ført opp fra øverste til nederste lag. Normalisert kuldebroverdi er satt til 0,03 W/(m<sup>2</sup> K).

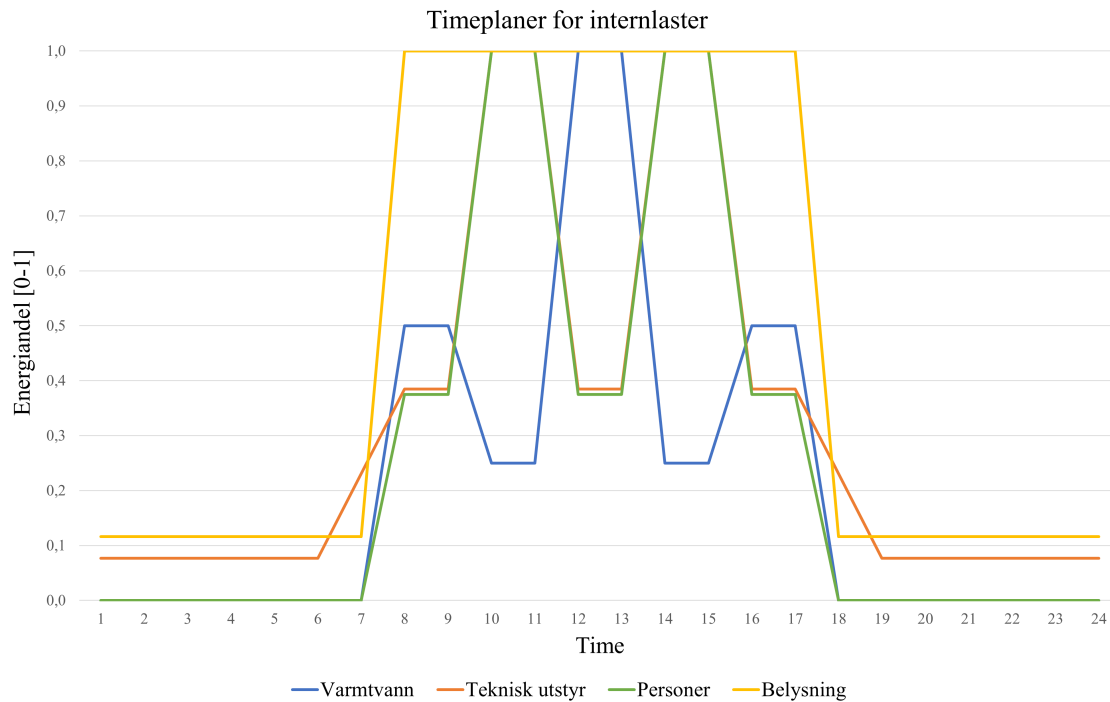
Vinduets U-verdi er satt til 0,8 W/(m<sup>2</sup> K) slik at passivhus-kriteriene er oppfylt (jmf. tabell 2). Vinduets totale U-verdi ble modellert ved å sette rammeandel til 10 %, rammens og glassets U-verdi til 0,8 W/(m<sup>2</sup> K). Deretter ble den totale U-verdien beregnet ved metoden gitt i SN-NSPEK 3031:2020 *Bygningers energiytelse* [45]. Resterende vindusparametre er ført opp i tabell 7.

Tabell 7: Vindusparametere

Parameter	Verdi	Enhet
Høyde over gulvnivå	0,60	m
Glassets U-verdi	0,80	W/(m <sup>2</sup> K)
Rammens U-verdi	0,80	W/(m <sup>2</sup> K)
Rammeandel	0,10	-
Total U-verdi	0,80	W/(m <sup>2</sup> K)
g-verdi	0,38	-
T-verdi	0,34	-

#### 4.3.2 Interne laster

Tilstedeværelse av interne laster er bestemt ved normerte verdier fra standarden SN-NSPEK 3031:2020 *Bygningers energiytelse*. Inndata for varmtvann, teknisk utstyr, personer og belysning er gitt som timesverdier for et driftsdøgn, oppgitt i enheten W·h/m<sup>2</sup> i standarden. Dette benyttes til å utforme timeplaner for internlastene. Alle timesverdiene divideres med døgnetts maksimalverdi (innenfor hver lastetype) for å oppnå en verdi mellom 0-1. Dette kreves av IDA ICE ved utforming av timeplaner. Timeplanene lagt inn som inndata for ukedager er presentert i figur 29.



Figur 29: Timeplaner for internlaster i ukedager basert på NSPEK 3031. Energiandel er andel av maksimal effekt innenfor hver post

Kilde: SN-NSPEK 3031:2020 [45]

I helger er personbelastning og varmtvann satt til 0, mens belysning og teknisk utstyr har konstante energiandelverdier på henholdsvis 0,134 og 0,082.

Størrelsesordenen for avgitt varme fra teknisk utstyr, personer og belysning er hentet fra passivhusstandarden. Disse verdiene er presentert i tabell 8 og representerer maksimalverdien ved en energiandel på 1 i figur 29.

Tabell 8: Inndata for internlaster basert på NS 3701

	Spesifikt		Totalt	
Teknisk utstyr	6	W/m <sup>2</sup>	5625,6	W
Personer	5	pers/m <sup>2</sup>	187,5	pers
Belysning	4	W/m <sup>2</sup>	3750,4	W

Avgitt varme fra personer blir regnet ut av IDA ICE ved å angi aktivitetsnivå og bekledning på brukerne. Stillesittende arbeid med metabolisme på 1 met og isolans på  $0,85 \pm 0,25$  clo ble valgt.

I kjelleren ble samme timeplan og maksimalverdi for belysning satt inn. Utstyr og personer ble satt til 0. Energibruken til varmtvann i NSPEK 3031 er oppgitt til å være 19,2 Wh/m<sup>2</sup> per døgn. Dette omkalkuleres til 7,008 kWh/m<sup>2</sup> per år og settes inn i IDA ICE som gjennomsnittlig varmtvannsbruk.

#### 4.3.3 Infiltrasjon, luftmengder og ventilasjonsaggregat

Infiltrasjonen blir satt til å være vinddrevet med lekasjetall på 0,5 luftutskifninger per time. Ventilasjonen blir i første omgang satt til å være konstant; med CAV-innstilling. Passivhusstanden oppgir minste tillatte luftmengde til å være 6 og 1 m<sup>3</sup>/(m<sup>2</sup>· h) henholdsvis i og utenfor driftstid.

For å forenkle modellen settes ventilasjonen til å være balansert med  $6 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$  som tilluftmengde og avtrekksmengde. Viften opererer over hele døgnet, det vil si at det ikke skilles mellom driftstid og utenom drift. Tillufttemperaturen settes til å være  $17^\circ\text{C}$ , med  $1^\circ\text{C}$  temperaturøkning gjennom kanalene. Dermed vil tilluften til romsonen være på  $18^\circ\text{C}$ .

I kjelleren er det ingen ventilasjon. Resterende operasjonsparametere og virkningsgrader kan bli sett i tabell 9.

Tabell 9: Innstillinger for ventilasjonsaggregatet i IDA ICE

Inndata i ventilasjonsaggregatet	
Driftstid varmeveksler	Alltid på
Driftstid vifter	Alltid på
Driftstid tilluft	Alltid på
Temperatur på tilluft	$18^\circ\text{C}$
Temperaturvirkningsgrad varmegjenvinner	0,85
Effektivitet varmebatteri (vannbårent)	1
Effektivitet kjølebatteri (vannbårent)	1
Effektivitet pumper	0,6
SFP-faktor	1,5

#### 4.3.4 Settpunkttemperatur og varmforsyningssystem

Settpunkttemperatur for oppvarming ble satt til å være  $21^\circ\text{C}$ , og  $24^\circ\text{C}$  for kjøling. Det skilles ikke her heller mellom driftstid og ikke driftstid, med det hensyn ha mer kontroll på virkemåten til TABS.

En ideell elektrisk kjel med 100 % virkningsgrad og en ideell kjølemaskin med COP lik 1 anvendes i modellen ved de første simuleringene. Dette er for å fokusere på verifisering samt hvordan TABS opererer.

#### 4.3.5 Skillevegger og møbler

I litteraturstudien, delkapittel 3.4, ble det forklart at skillevegger og møbler vil påvirke rommets energibalanse. Ettersom etasjene ikke sonedeles (hver etasje er en egen sone) så vil dette kompenseres med å legge til ytterligere intern masse. Veggene som er tiltenkt i virkeligheten er lettvegger av gips.

I IDA ICE er det mulig å sette inn møbler som et endimensjonalt element. Energibalansen til møblene og temperaturdistribusjonen blir regnet med gjennomsnittet av numeriske modeller. Møbelementene har derimot ikke en geometrisk representasjon i modellen. Det vil si at både intern soldistribusjon eller langbølget varmeutveksling mellom overflater i rommet ikke blir tatt med i beregningen. Møbelementet innvirker kun på luftnoden gjennom konveksjon. Inndataen som ble satt inn i hver sone er vist i tabell 10.

Tabell 10: Inndata for ytterligere interne masser: møbler og skillevegger

	Areal [ $\text{m}^2$ ]	Varmetransportkoeffisient [ $\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}$ ]
Møbler	324,4	6
Skillevegger	340,0	1

Varmetransportkoeffisienten gjelder ved konvektiv varmeoverføring, se delkapittel 2.5.2 for ytterligere naturvitenskapelig forklaring. Arealestimering ble modellert etter typisk verdi for kontorbygg, basert på innsamlet data [40].

---

### 4.3.6 Oppsummering av inndata

Utvalgt inndata er oppsummert i tabell 11.

Tabell 11: Oppsummert utvalg av inndata i modellen

Inndata for det byggtekniske, teknisk anlegg og interne laster			
Byggteknisk	U-verdi yttervegg	0,13	W/(m <sup>2</sup> K)
	U-verdi tak	0,08	W/(m <sup>2</sup> K)
	U-verdi gulv	0,22	W/(m <sup>2</sup> K)
	U-verdi vindu	0,80	W/(m <sup>2</sup> K)
	Normalisert kuldebroverdi	0,03	W/(m <sup>2</sup> K)
	Lekkasjetall	0,50	h <sup>-1</sup>
Teknisk anlegg	Driftstid	12/5/52	t/dag/uke
	Ventilasjonssystem	CAV	
	Tillufttemperatur	18	°C
	Luftmengde i driftstid	6	m <sup>3</sup> /(m <sup>2</sup> h)
	Luftmengde utenfor driftstid	6	m <sup>3</sup> /(m <sup>2</sup> h)
	Temperaturvirkningsgrad	0,85	%
	SFP	1,50	kW/(m <sup>3</sup> /s)
	Sett.pkt-temperatur oppvarming	21	°C
	Sett.pkt-temperatur kjøling	24	°C
Solskjerming	Nei		
Internlaster	Lys	4	W/m <sup>2</sup>
	Utstyr	6	W/m <sup>2</sup>
	Personer	5	pers/m <sup>2</sup>
	Varmtvann	7	kWh/m <sup>2</sup>

## 4.4 Dimensjonerende varme- og kjølebehov

Etter at modellen har blitt bygget, både i form av fysisk representasjon og inndata, vil neste steg være å finne dimensjonerende varme- og kjølebehov. Disse er avhengige av *dimensjonerende utetemperatur*. I delkapitlene 2.1 og 2.3 ble det forklart at å bruke den dimensjonerende utetemperaturen ikke nødvendigvis er riktig fremgangsmåte for å designe varmesystemet. Derfor vil byggets tidskonstant for denne modellen bli funnet og det vil avgjøre om en annen temperatur kan brukes for å dimensjonere varmesystemet, slik som eksempelvis DVUT. I det følgende vil fremgangsmåten blir forklart.

### 4.4.1 Varmeeffektsimuleringer

For å estimere effektbehovet til oppvarmingskomponenter brukes en type simulering i IDA ICE som heter *Heating Load Simulation*, oversatt til varmeeffektsimulering. Denne type simulering etterstreber å konstruere et pessimistisk scenario der det trengs store mengder oppvarming. Det er mulig å skru av viftene i ventilasjonsaggregatet, men under driftstid i et kontorbygg vil ventilasjonen være på og derfor beholdes innstillingene gitt i delkapittel 4.3.3.

En annen mulighet er å skru av interne varmelaster, eller oppgi en prosentandel av totale interne varmelaster. Likeledes er det for varmetilskudd fra solinnstråling. For å finne maksimalt effektbehov, såkalt brutto effektbehov, settes både interne laster og solstråling til 0 %.

En ideell varmeavgiver, *ideal heater*, settes inn i hver sone. Avgiveren har ingen fysisk lokasjon og er ikke tilkoblet bygningens varmeanlegg. Den har heller ingen tap og simuleringen vil derfor kunne gi ut nødvendig varmelast på en ekstremt kald dag. [43] [41]

Det er mulig å bruke “design day”-datene som er gitt av værfilen. Dette er standardinnstilling. Som

---

presentert i delkapittel 4.2.1 er  $DUT_{vinter}$  gitt til å være  $-13\text{ °C}$  i den kaldeste timen i klimafilen. Det er også mulig å anvende egendefinert DUT. Ulike temperaturer for DUT skal bli analysert i denne oppgaven.

Etter at en varmeeffektsimulering er utført er det mulig å hente ut informasjon om effektbehovet på sonenivå, samt varmeeffektbehov til oppvarming av varmtvann, ventilasjonsvarme og rom for modellen som en helhet.

#### 4.4.2 Kjøleeffektsimulering

I IDA ICE finnes det også en tilsvarende simulering for kjølebehov, nemlig kjøleeffektsimulering (*Cooling Load Simulation*). Slik som for varmebehov, benyttes  $DUT_{sommer}$  for å estimere kjølebehovet til en bygning.  $DUT_{sommer}$  settes til  $21,5\text{ °C}$ , se delkapittel 2.1. Internlaster settes til 100 % mens varmetilskudd fra solinnstråling følger klimafilen. En ideell kjøleavgiver med ubegrenset kapasitet settes inn i hver sone. Etter simulering kan nødvendig kjøleeffektbehov til hver sone samt til ventilasjonsaggregatets kjølebatteri hentes ut.

### 4.5 Verifisering av modellen

Verifisering er prosessen som gjennomføres for å sikre at modellen er riktig implementert. Det vil si at modellen skal samsvare med de spesifikasjonene og antagelse som er akseptabelt for det gitte bruksområdet. Under verifisering vil detektering av feil i modellen finne sted. Modellen skal derfor verifiseres før ytterligere simuleringer skal utføres.

TEK17 og passivhusstandarden kan brukes for å kontrollere at årlig energibruk er intakt. Det er også mulig å bruke såkalte ET-kurver, som plottet energi som funksjon av temperatur, i sortert orden. Noen slike kurver bruker effekt istedenfor energi, men er ikke like tilgjengelig. For å verifisere effektbruk og effekttopper vil informasjon om oppvarmingssystemet til det bygget det sammenlignes, være nødvendig. Enova utarbeidet i 2013 en rapport med 80 ulike effekt-varighetskurver, simulert i Simien med en-sonemodellering. Et av varighetsdiagrammene har samme bygningstype, byggestandard og klimasone [16].

Denne modellen skal verifiseres ved å sammenligne effekt-varighetskurven med varighetskurven i rapporten til Enova. Inndata som rapporten bruker er vedlagt i vedlegg F. Rapporten legger til grunn en  $DUT_{vinter}$  på  $-12\text{ °C}$  (1961-90).  $DUT_{sommer}$  er fra samme referanseperiode, men undertegnede klarte ikke å innhente denne temperaturen. Derfor ble referanseperioden 1981-2005 på lagt til grunn, med  $DUT_{sommer}$  på  $21,5\text{ °C}$ .

Utførelsen av verifiseringen vil bestå av følgende steg:

- Varmeeffektsimulering utføres
- Kjøleeffektsimulering utføres
- Kapasiteten på ideelle varme- og kjøleavgivere estimeres
- Dimensjonerende varme- og kjøleeffekt på varme- og kjølebatteriet blir værende på "standardinnstilling", hvilket er ubegrenset kapasitet
- Energisimulering utføres
- Timersverdier for varmeeffektbehov hentes ut og tegnes inn i et varighetsdiagram
- Karakteristikken til varighetsdiagrammet sammenlignes med referansekurven
- Dersom karakteristikken er betydelig annerledes må modellen feilsøkes

Feilsøking innebærer å undersøke at all inndata og innstillinger er korrekte. Ved simuleringer vil menneskelige feil være tilstede og påvirke sluttresultatet.



---

## 4.6 Estimering av tidskonstanten til Innovasjonshuset

Dersom modellen verifiseres er påfølgende steg å analysere om det er mulig å redusere størrelsen på varmesystemet ved å ta i betraktning byggets termiske masse.

Bygningens tidskonstant estimeres slik som forklart i delkapittel 2.11, utledet i vedlegg A. Et viktig moment er at værforholdene må være stabile ved denne metoden. Fremgangsmetoden er som følger:

1. En klimafil med konstante værdata konstrueres
2. Varmesystemet skrur av ved et gitt tidspunkt (tilnærmet et negativt sprang)
3. Energisimulering utføres
4. Tidskonstanten tallfestes ved å
  - (a) avlese tiden der 63,2 % av temperaturendringen er nådd
  - (b) bruke Excel sin innebygde Problemeløser-funksjon ved hjelp av ligning 10

Punkt nr. 1 utføres ved å lage en kopi av den eksisterende klimafilen for Tromsø/Langnes. Ute-temperaturen settes til 0°C alle timene i året. Relativ fuktighet og vindhastighet bestemmes ved årsmiddelverdier fra Tromsø i 2019. Værdata fra 2019 lastes ned fra Norsk Klimaservicesenter. Midlere relativ fuktighet ble beregnet til 77,4 %. Vindhastigheten i x- og y-retning ble kalkulert til 4,6 m/s. Både direkte solstråling og diffussolstråling settes til 0 W/m<sup>2</sup>. Et utsnitt fra klimafilen er vist i figur 30.

# Time	Tair	RelHum	WindX	WindY	IDirNorm	IDiffHor	
0	0	77.4	4.6	4.6	4.6	0	0
1	0	77.4	4.6	4.6	4.6	0	0
2	0	77.4	4.6	4.6	4.6	0	0
3	0	77.4	4.6	4.6	4.6	0	0
4	0	77.4	4.6	4.6	4.6	0	0
5	0	77.4	4.6	4.6	4.6	0	0
6	0	77.4	4.6	4.6	4.6	0	0
7	0	77.4	4.6	4.6	4.6	0	0
8	0	77.4	4.6	4.6	4.6	0	0
9	0	77.4	4.6	4.6	4.6	0	0
10	0	77.4	4.6	4.6	4.6	0	0
11	0	77.4	4.6	4.6	4.6	0	0
12	0	77.4	4.6	4.6	4.6	0	0
13	0	77.4	4.6	4.6	4.6	0	0
14	0	77.4	4.6	4.6	4.6	0	0
15	0	77.4	4.6	4.6	4.6	0	0
16	0	77.4	4.6	4.6	4.6	0	0
17	0	77.4	4.6	4.6	4.6	0	0
18	0	77.4	4.6	4.6	4.6	0	0
19	0	77.4	4.6	4.6	4.6	0	0
20	0	77.4	4.6	4.6	4.6	0	0
21	0	77.4	4.6	4.6	4.6	0	0
22	0	77.4	4.6	4.6	4.6	0	0
23	0	77.4	4.6	4.6	4.6	0	0

Figur 30: Klimafil for sprangrespons-simulering. Relativ fuktighet og vindhastighet er middelet av timesverdier fra Tromsø i 2019

Punkt nr. 2 implementeres ved å fastsette et tidspunkt for når de ideelle varmeavgivere skal bli slått av. Tidspunktet må forekomme når det er stabil temperatur i romsonen. Dette settes til å være 10. mars, klokken 00:00. Ventilasjonstillingen forblir uendret med unntak av at varme- og kjølebatteriet slås av (se delkapittel 4.3.3).

Punkt nr. 3 er å utføre en energisimulering med punkt 1 og 2 innstilt. Deretter lastes lufttemperaturforløpet til alle sonene ned som Excel-ark. Både metode a) og b) benyttes for å ha et pålitelig underlag. Ved metode a) måles endelig temperaturredifferanse. Dette inntreffer når lufttemperaturen i sonen når 0°C - innemiljøet er da i balanse med utemiljøet. Ved en settpunkttemperatur på 21°C vil 63,2 % av temperaturredifferansen være nådd når temperaturen i sonene har blitt redusert ned til 7,728°C. Tiden det tar før temperaturen er ca. 7,728°C vil gi tidskonstanten.

---

I metode b) velges en vilkårlig verdi for tidskonstanten, eksempelvis 72 timer (3 døgn). Deretter beregnes temperaturen i sonen ved hvert tidssteg ved bruk av ligning 10. Dernest estimeres feilen ved hvert tidssteg. Feilen estimeres som differansen mellom simulert temperatur fra IDA ICE og beregnet temperatur kvadrert (slik at negative differanser ikke inntreffer):

$$Feil(t) = [T_{IDAICE}(t) - T_{beregnet}(t)]^2 \quad (24)$$

Etter dette summeres alle feilene, slik at Excel sin innebygde optimeringsfunksjon “Problemløser” kan anvendes. Toatal feil minimeres ved å variere tidskonstanten. I minimum er “optimal” tidskonstant gitt.

Dersom metodene gir svært forskjellige resultater må modellen feilsøkes. Det vil innebære at systemet ikke er forenklet nok til et førsteordenssystem.

## 4.7 Kalibrering av effektbehov ved innhetning av klimadata

### 4.7.1 Kalibrert effektbehov til oppvarming

Etter at tidskonstanten er estimert skal døgnmiddeltemperaturer for Tromsø i perioden 1991-2020 lastes ned fra Norsk Klimaservicesenter. Det skal undersøkes om en  $DUT_{vinter}$  på  $-12^{\circ}\text{C}$  fortsatt er gjeldene for den nyeste referanseperioden. Dersom en ny 3-dagers DUT blir funnet, skal en varmeeffektsimulering med den nye DUT'en utføres. Hvordan dette påvirker størrelsen på varmesystemet skal analyseres.

Dernest skal det bli undersøkt om det er mulig å finne en n-dagers DUT der  $n$  bestemmes av tidskonstanten. Dette er en analogi til Sverige sin DVUT-metode forklart i delkapittel 2.1.

Dersom det er mulig å finne en n-dagers DUT vil det på samme måte som for ny 3-dagers DUT bli utført en varmeeffektsimulering der størrelsen på varmesystemet analyseres.

Hvis det ikke er mulig å finne en n-dagers DUT der døgnmiddeltemperaturen holder seg konstant over  $n$  dager, vil en alternativ metode bli gjennomført. Denne alternative metoden impliserer å finne  $n$  antall dager, sammenhengende, med lav temperatur. Den høyeste av disse  $n$  temperaturene vil bli predikert som en ny DVUT. Dette gjøres i Excel ved å bruke formlene HVIS og FINN.RAD.

### 4.7.2 Kalibrert effektbehov til kjøling

Timesdata med lufttemperaturer for Tromsø fra 2020 lastes ned fra Norsk klimaservicesenter. Deretter må høyeste lufttemperatur som ikke overskrides mer enn 50 timer i året bli funnet. Dette gjøres ved en iterativ prosess i Excel. Eksempelvis vil det først undersøkes hvor mange timer i året som hadde en høyere temperatur enn  $20^{\circ}\text{C}$ . Avhengig av hvor mange timer det utgjør, vil temperaturen bli korrigeret opp eller ned deretter. Denne prosessen gjentas frem til den høyeste temperaturen som ikke overskrides mer enn 50 timer i året blir funnet.

En ny kjøleeffektsimulering vil deretter bli utført. Størrelsen på varmesystem analyseres deretter.

## 4.8 Modellering og optimalisering av TABS

Etter at dimensjonerende varme- og kjøleeffekt er estimert vil modellering av TABS foregå. Et *Heating/cooling floor* element settes inn i himlingen i hver sone. Dette er en vannbåren varme- og kjøleavgiver.

---

#### 4.8.1 Opplysninger om TABS i IDA ICE

På standard nivå kan følgende parametre og variable ved de vannbårne varme- og kjøleavgiverne bestemmes:

- Dimensjonerende kjøleeffekt
- Dimensjonerende varmeeffekt
- Reguleringsmekanisme (P, PI eller “alltid på”)
- Sensor-kriterie for SKAL-verdi
  - Lufttemperatur
  - Operativ temperatur
  - Overflatetemperatur
- Reguleringsmetode (temperaturregulering eller mengderegulering)
- Plassering i dekket
- Varmetransportkoeffisient

IDA ICE bruker følgende verdier som standardinnstillinger: PI-regulering basert på lufttemperatur og temperaturregulering med en temperaturredifferanse på 3K.  $40 \text{ W/m}^2$  er dimensjonerende kjøle- og varmeeffekt med en plassering 0,02 m ned i dekket.  $10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  er satt som varmetransportkoeffisient.

Det står som sidemerknad at varmetransportkoeffisienten vanligvis er  $30 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  for rørsløyfer støpt i betong. Dette velges derfor som varmetransportkoeffisient. En nøyaktig beregning av denne blir presentert og utført i delkapittel 4.11, følgelig av en parameteranalyse.

#### 4.8.2 Første modellering av TABS i modellen - temperaturregulering

Omtrent hele himlingarealet<sup>9</sup> i hver sone dekkes med TABS. Per sone er det  $936,86 \text{ m}^2$  og totalt for modellen utgjør dette  $3747,44 \text{ m}^2$  med TABS.

Utenom varmetransportkoeffisienten, geometri, og dimensjonerende effekt blir alt værende på standardinnstillinger. I delkapittel 2.15 ble det forklart at PI-regulering gir mindre avvik enn P-regulering, samt at PI-regulering tilfredsstiller kravene til romtemperaturregulering.

Temperaturreguleringen er standardinnstilt med treveisventil, slik som den nederste illustrasjonen i figur 22. Kapasiteten settes etter effektbehovet, bestemt fra foregående simuleringer og analyser.

Etter en simulering med TABS er utført skal resultatene bli analysert. Etter et analysen er gjennomført skal en ny styrings- og reguleringsmetode analyseres. Disse vil bli forklart i de følgende delkapitlene.

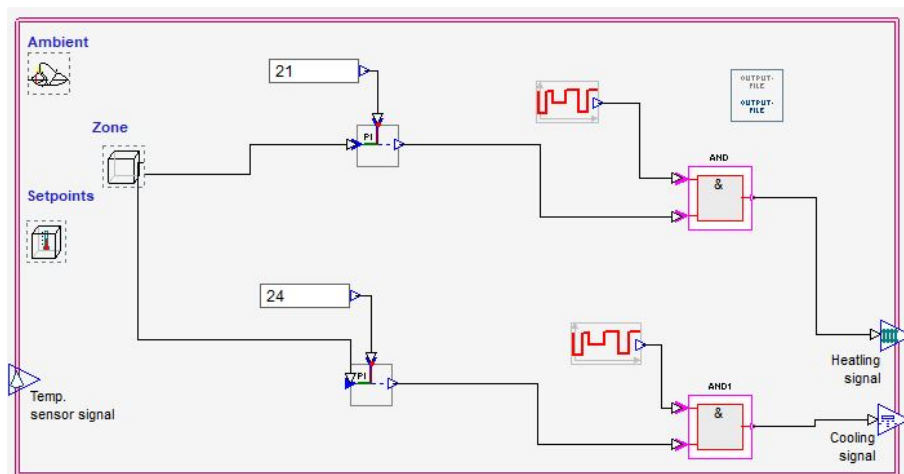
#### 4.8.3 Sommer- og vinterdrift av TABS med temperaturregulering

Idet TABS er et system som brukes både til oppvarming og kjøling vil sommer- og vinterdrift være en aktuell styringsmetode. I delkapittel 2.1 ble det forklart at subarktisk klima har en sommersesong på tre måneder.

En egendefinert reguleringsmekanisme utarbeides i IDA ved å lage en “makro” på avansert nivå. Sommersesongen defineres til å være fra 1.juni til 31.august. Makroen er vist i figur 31.

---

<sup>9</sup>Oppvarmet gulvareal per sone er på  $936,9 \text{ m}^2$



Figur 31: Makro der lufttemperatur er SKAL-verdi. PI-regulator med sommer-/vinterdrift

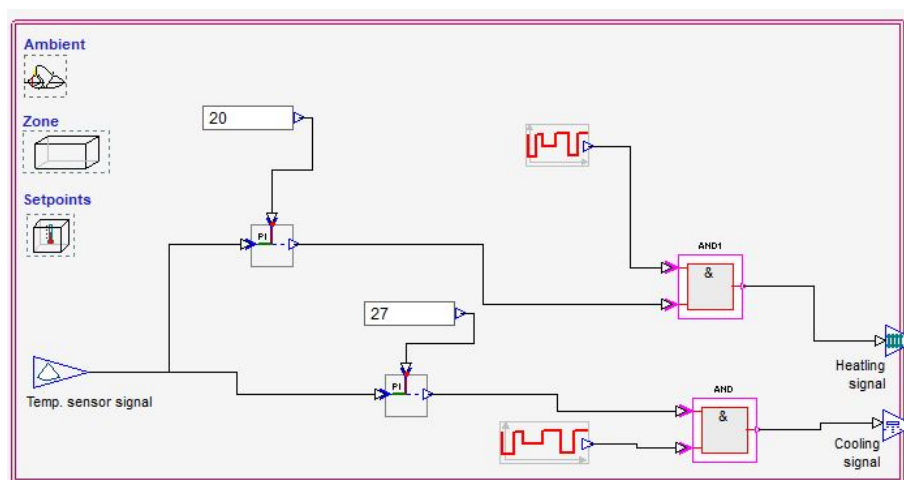
I figur 31 vises det at lufttemperaturen fra sonen måles. Deretter sjekker PI-regulatoren om temperaturen er lavere enn SKAL-verdi, som ved oppvarming er 21°C. Dersom dette er tilfelle gir regulatoren ut en “sann” verdi som går videre til en logisk “og”-operator. Til “og”-operatoren sendes det inn en “sann” eller “usann” verdi fra en kalender, der vinterperioden har “sann” verdier og sommerperioden har “usann” verdier. I en logisk “og”-operator må begge inn-signalene være sanne for at ut-signalet skal være sant. Likeledes prosess finner sted for kjøling.

#### 4.8.4 Mengderegulering

Ved mengderegulering benytter IDA ICE en toveis ventil, slik som den øverste illustrasjonen i figur 23. Da skal turtemperaturen være tilnærmet konstant, mens returtemperaturen avtar ved avtagende massestrøm. Samme modulering som ved temperaturregulering velges: dimensjonerende effekt fra varme- og kjøleeffektsimulering, en temperaturdifferanse på 3 K på vannet ved dimensjonerende effekt og regulering med hensyn på ønsket lufttemperatur, samt sommer- og vinterdrift.

#### 4.8.5 Regulering av TABS med hensyn på overflatetemperatur

Figur 7b viste at ved 24°C gulvtemperatur er det minst misfornøyde. I intervallet 20-27°C vil under 8 % være misfornøyde. Det utarbeides derfor en ny makro der effektavgivelsen reguleres etter overflatetemperatur på dekket. Makroen er vist i figur 32.



Figur 32: Makro der overflatetemperatur er SKAL-verdi. PI-regulator med sommer-/vinterdrift

En sensor som registrer overflatetemperatur (ER-verdi) sendes til PI-regulatoren. Her blir avviket sjekket: ved overflatetemperatur lavere enn 20°C skal det avgis varmeeffekt og ved overflatetemperatur høyere enn 27°C skal det avgis kjøleeffekt. Sommer -og vinterdrift blir også tatt med i betraktning ved effektavgivelse.

## 4.9 Modellering av varmepumpemodell

Den reguleringsmetoden som gir de beste resultatene i form av lavest maksimale effektopper samt lavest energiforbruk velges til videre modellering og analyse av modellen. Først skal en varmepumpe modelleres på standard nivå i IDA ICE. Deretter skal varmepumpen modelleres på avansert nivå. Det skal analyseres hvorvidt forenklingen på standard nivå gir differerende resultater i forhold til modellering på avansert nivå.

### 4.9.1 Standard nivå

På standard nivå må en “ESBO plant” erstatte den originale varmesentralen i IDA ICE for å inkludere en varmepumpe i modellen. Dette er forklart i delkapittel 4.1.2. Brukergrensesnittet til ESBO-varmesentralen er vist i vedlegg G. Spisslast for oppvarming settes til å være en elektrisk kjel med 100% effektivitet. Kapasiteten settes til å være ubegrenset. Ved eksakt modellering burde spisslatkapasiteten settes til å være likt det *brutto* dimensjonerende effektbehovet. Modellering av spisslast er utenfor oppgaven sin ramme, og ubegrenset kapasitet anvendes som for å sikre varmbehovet ved ekstremt kalde dager.

Grunnlast for oppvarming er en væske/vann-varmepumpe med bergmasse som varmekilde, tilført gjennom borehullvarmevekslere. Dersom kjølebehovet er lavt/moderat, modelleres kompressorvolumet i henhold til varmeeffektbehovet (fra delkapittel 2.13). Varmeeffektbehovet til kompressoren modelleres ved å bruke netto dimensjonerende effekt, som blir valgt ut fra foregående simuleringer og analyse. Resterende modelleringsparametre blir værende på standardinnstilling.

På standard nivå er det ikke mulig å modellere en reversibel varmepumpe. En kjølemaskin med likedane modelleringsparametre som varmepumpen settes inn i modellen. Modelleringsparametrene er vist i tabell 12.

Tabell 12: Kapasitet på varmepumpene og standardinnstillinger. Temperaturdifferanser er logaritmiske

	Varmepumpe	Kjølemaskin
Kapasitet	103 kW	103 kW
COP	4	4
Komperssortype	Stempel	Stempel
$\Delta T_{fordamper}$	8 K	8 K
Min. $T_f$	-50°C	-50°C
$\Delta T_{kondensator}$	8 K	8 K
Maks. $T_k$	70°C	70°C

Energibrønnene modelleres etter teorien i delkapittel 2.14. Fordamperytelsen estimeres ved bruk av ligning 22. Med en varmeeffekt på 103 kW og en COP på 4 blir fordamperytelsen på 77,25 kW. Deretter brukes vedlegg D som underlag for spesifikt effektuttak og settes inn i ligning 23 for å estimere total lengde med borhull. Ved et spesifikt effektuttak, gitt av bergets ledningsevne, på 25 W/m<sup>2</sup> blir total lengde med borehull på 3090 m. Det antas en lengde på 200 m per borhull, hvilket resulterer i 16 borehull.

I ESBO-varmesentralen er det kun antall borehull og lengde per borehull som settes inn. Spesifikt effektuttak blir gitt av programmets standardinnstillinger for de termiske egenskapene til grunnen. For å vite disse må avansert nivå brukes.

---

## 4.9.2 Settpunkttemperaturer for varmedistribusjonssystemet

Settpunkttemperaturer for varmedistribusjonssystemet kan angis ved bruk av ESBO. Turtemperatur på vann til varmebatteriet settes til 60°C. Turtemperaturen på vann til TABS er utekompensert. Ved 0°C utetemperatur eller lavere er turtemperaturen 25°C. Mellom 0°C og 20°C utetemperatur varierer turtemperaturen lineært mellom 25 og 20°C henholdsvis. Temperaturfallet mellom tur- og returtemperatur settes til 5°C.

Settpunkt for turtemperatur til romkjøling settes til 20°C med et temperaturfall på 5°C. Settpunkt for turtemperatur til kjølebatteriet settes til 5°C.

## 4.9.3 Avansert nivå

På avansert nivå kan energibrønnene og borehullvarmevekslerne egendefineres i større grad enn ved ESBO. Verdier for termisk konduktivitet, spesifikk varmekapasitet og tetthet til berggrunnen settes inn slik som presentert i tabell 4 i delkapittel 2.14. Resterende parametere bli værende på standardinnstillinger, vist i tabell 13.

Tabell 13: Parametere ved borehullvarmevekslerne. Der egendefinerte verdier brukes istedenfor standardverdier er standardverdien i parentes

Borehull	Lengde	200	m
	Radius	0,0575	m
	Total resistans/motstand	0,0390	(m <sup>2</sup> K)/W
Berggrunn	Termisk konduktivitet	750 (800)	J/(kg K)
	Spesifikk varmekapasitet	1,74 (3,8)	W/(m K)
	Tetthet	2700 (2888)	kg/m <sup>3</sup>
Vann/fyllingsmateriale	Termisk konduktivitet	4180	J/(kg K)
	Spesifikk varmekapasitet	0,6	W/(m K)
	Tetthet	1000	kg/m <sup>3</sup>
Rør	Radius	0,016	m
	Tykkelse	0,0026	m
	Spesifikk varmekapasitet	2200	W/(m K)
	Termisk konduktivitet	0,42	J/(kg K)
Frostvæske	Arbeidsmedie	Etylenglykol	-
	Frysepunkt	-25	°C
	Termisk konduktivitet	0,42	J/(kg K)

Et annet viktig aspekt ved avansert nivå er at systemskjema, det vil si hvordan komponenter er koblet sammen, kan endres. Det er mulig å designe en reversibel varmpumpe dersom utvikleren av modellen har gode nok kunnskaper. Det er ikke tilfelle med undertegnede i denne oppgaven og varmpumpen forblir modellert som to separate varmpumper for kjøling og oppvarming. I vedlegg H er det vist i figur 99 hvordan varmesentralen blir bygget opp dersom det velges to varmpumper. I figur 100 et eksempel på oppbygging av varmesentral med en reversibel varmpumpe vist.

Et viktig aspekt ved varmtvannstanken og kjøletanken vist i figur 99 og 100 er at de virtuelle, det er ingen fysisk reell tank. Dette innebærer at det ikke blir lagret termisk energi i form av en varmtvannstank.

## 4.10 Modellering av VAV-ventilasjon

Når både TABS og varmpumpe er modellert skal modellen modelleres med VAV-ventilasjon. Bakgrunnen for dette er at byggherren ønsker å bruke VAV-ventilasjon i Innovasjonshuset samt at det

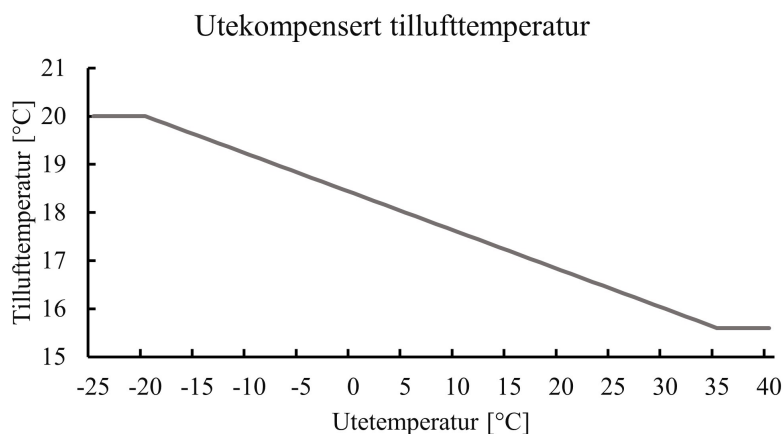
er en del av systemløsningen med TABS. Ventilasjonen skal dekke oppvarming- og kjølebehovet under driftstid, og TABS skal operere utenfor driftstid. Dette er forklart i teorikapitlet og i litteraturstudiet. Figur 15 viser ønsket effekt. VAV-ventilasjonen modelleres etter passivhusstandarden. Tabell 14 viser inndata i modellen ved modellering med VAV-ventilasjon.

Tabell 14: Inndata for VAV-ventilasjon

Driftstid	Generelt Valgt tidsrom	12/5/52 06:00 - 18:00	timer/døgn/uker tt:mm - tt:mm
Settpunkttemperatur	Oppvarming	21/19	°C i driftstid/ellers
	Kjøling	24/24	°C i driftstid/ellers
Luftmengder	Minimum	5	m <sup>3</sup> /(h m <sup>2</sup> )
	Maksimum	10	m <sup>3</sup> /(h m <sup>2</sup> )

En kommentar til tabell 14 er at luftmengdene er mellom 5-10 m<sup>3</sup>/(h m<sup>2</sup>) både i driftstid og utenfor driftstid. VAV-ventilasjonen er behovsstyrt med hensyn på CO<sub>2</sub> og temperatur. Det vil si at luftmengden varierer mellom maksimum og minimum i henhold til lufttemperatur eller CO<sub>2</sub>-nivå i sonen. Som standardinnstilling er minimum CO<sub>2</sub>-nivå 700 ppm og maksimum CO<sub>2</sub>-nivå 1100 ppm i IDA ICE. Disse innstillingen blir værende.

Tillufttemperaturen blir i tillegg utekompensert for å optimalisere lastflytting-effekten. Utekompen-  
seringskurven er vist i figur 33.



Figur 33: Utekompensering av tillufttemperatur i ventilasjonsaggregatet

#### 4.11 Modellering av varmetransportkoeffisienten H

I delkapittel ble det presentert at varmetransportkoeffisienten, H, er en parameter som det er mulig å egendefinere. IDA ICE definerer varmetransportkoeffisienten ved den totale varmetransporten som forekommer mellom fluidet (vannet) og planet (dekkeoverflaten). Dette inkluderer følgende varmetransportmekanismer:

1. Konveksjon mellom arbeidsmediet og rørveggen (ref. delkapittel 2.5.2)
2. Varmeledning (konduksjon) gjennom rørveggene (ref. delkapittel 2.5.1)
3. Finne-effektivitet tilsvarende avstanden mellom støpte rør

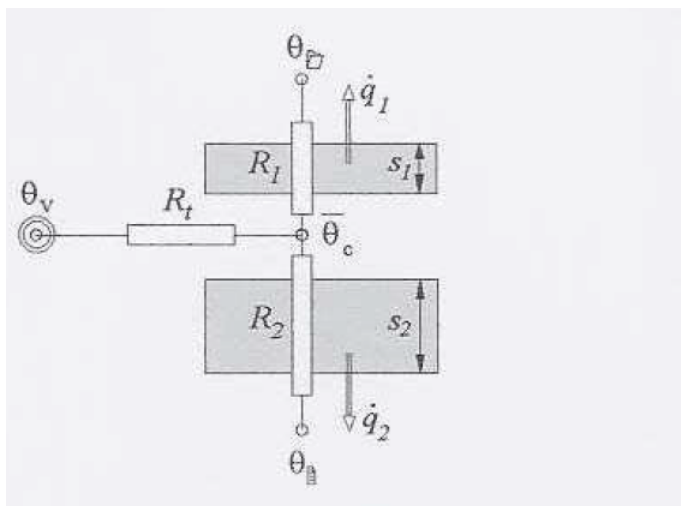
Varmetransportkoeffisienten blir definert av på følgende måte:

$$\frac{1}{H} = R_w + R_r + R_x = R_t - R_z \quad (25)$$

der

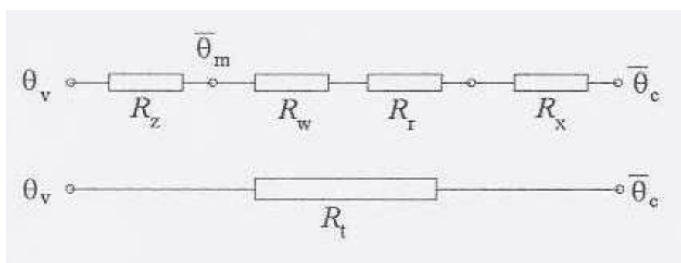
- hvor:  $R_w$  = Resistansen mellom fluidet og rørveggen  
 $R_r$  = Resistansen til rørveggen  
 $R_x$  = Resistansen fra utsiden av rørveggen og til gjennomsnittstemperaturen  
 = til det ledende laget, hvilket er overflatetemperaturen til øverste betongdekke  
 $R_t$  = Resistansen mellom turtemperaturen på fluidet og gjennomsnittstemperaturen  
 = til det ledende laget  
 $R_z$  = Den fiktive resistansen mellom turtemperaturen på fluidet og  
 = gjennomsnittstemperaturen av varmemediet

Det er resistansmetoden i EN 15377-1 som brukes for å kalkulere resistansene. Denne standarden har blitt tilbaketrasket og det er nå NS-EN ISO 11855-2:2015 *Prosjektering av bygningsmiljø. Prosjektering, dimensjonering, installasjon og kontroll av innbygde systemer for strålevarme- og kjøling* som er ekvivalenten. Figur 34 er hentet fra sistnevnte standard og viser det termiske resistansnettverket. Figur 35 viser hvordan hvordan den totale resistansen mellom turtemperaturen på vannet og overflatetemperaturen på dekket tilnærmes.



Figur 34: Termisk resistansnettverk for rør støpt i betong

Kilde: NS-EN ISO 11855-2



Figur 35: Helhetlig termisk resistansnettverk

Kilde: NS-EN ISO 11855-2

Resistansmetoden fra NS-EN ISO 11855-2 ble anvendt ved programmering i MATLAB. Skriptet



er vedlagt i vedlegg E. Parametrene som ble benyttet er vist i tabell 15. Uponor sine prefabrikkerte dekker har PE-Xa-rør, hvilket er en type hard men fleksibel plast. En tilsendt produktkatalog<sup>10</sup> ble benyttet for å definere parametre.

Tabell 15: Nomenklatur og parametere for resistansmetoden i Annex B2 NS-EN ISO 11855-2

Paramter	Beskrivelse	Verdi	Enhet
W	senteravstand mellom rør	150	mm
$d_a$	ytre rørdiameter	20	mm
$s_r$	tykkelse på rørvegg	2,3	mm
$\dot{m}_{H,sp}$	dimensjonerende massestrøm	0,063	kg/s
l	lengde på rørsøyfe	100	m
$\lambda_r$	konduktivitet til rørveggen	0,35	W/(m K)
$\lambda_b$	konduktivitet til betong	1,9	W/(m K)
$s_1$	øverste konstruksjonslag	123	mm
$s_2$	nederste konstruksjonslag	100	mm
$h_1$	øvre varmetransportkoeffisient	13,2	W/(m <sup>2</sup> K)
$h_2$	nedre varmetransportkoeffisient	7,0	W/(m <sup>2</sup> K)

Konduktivitet til betongen ( $\lambda_b$ ) ble utnevnt fra standarden, mens en artikkel skrevet av J. Shinoda et al. ble benyttet for å estimere øvre og nedre varmetransportkoeffisient [46].

Ved bruk av denne metoden blir varmetransportkoeffisienten kalkulert til å være **35 W/(m<sup>2</sup> K)**. For å få verifisert denne parameteren ba undertegnende Uponor om å estimere varmetransportkoeffisienten. Dr. ing Jan Babiak informerte om at den var lik 35 W/m<sup>2</sup>K. Dette verifiserer beregningen.

Det vil i oppgaven bli foretatt en parameteranalyse der det vil bli undersøkt om en presis estimering av varmetransportkoeffisienten er utslagsgivene for modellens energiytelse.

<sup>10</sup>Uponor Building Services Catalog. Extract: Heating and Cooling with Uponor

---

## 5 Resultater og analyse

I dette kapittelet vil resultater fra simuleringer bli presentert. Observasjoner og korte kommentarer vil bli inkludert, slik at bakgrunnen for etterfølgende simuleringer er forklart.

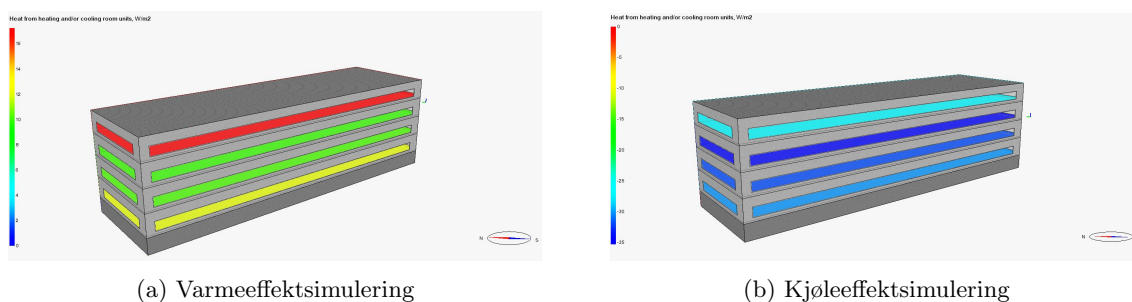
Først skal dimensjonerende varme- og kjøleeffekt henholdsvis fra varme- og kjøleeffektsimuleringer bli presentert. Deretter skal modellen verifiseres for å bedømme om modellen utøver den presentasjonsevnen som forventes.

Etter at modellen er verifisert skal den estimerte tidskonstanten til bygningensmodellen fremvises. Deretter skal forslag til nye dimensjonerende utetemperaturer bli presentert - med ambisjoner om å minimere varme- og kjølesystemet. Varme- og kjølesystemet vil deretter bli evaluert med hensyn på termisk komfort.

Hoveddelen av resultatene vil overrekke ytelsen til TABS ved ulike reguleringsmetoder. Den mest optimale reguleringsmetoden, i.e som reduserer effekttopper og energibruk mest, vil bli anvendt videre. Dernest skal modelleringen av varmepumpen bli vurdert. Til slutt vil modellering med VAV-ventilasjon bli fremstilt slik at modellen kan bli evaluert opp mot de forventninger som ble presentert i litteraturstudien.

### 5.1 Dimensjonerende varme- og kjøleeffekt

Slik som presentert i delkapittel 4.4.1 ble en varmeeffektsimulering med  $DUT_{vinter}$  på  $-12^{\circ}\text{C}$ , og en kjøleeffektsimulering med  $DUT_{sommer}$  på  $21,5^{\circ}\text{C}$  utført. Figurene 36a og 36b viser hvordan effektbehovet differer per sone.



Figur 36: Illustrasjon av soner og deres dimensjonerende varme- og kjøleeffektbehov fra IDA ICE

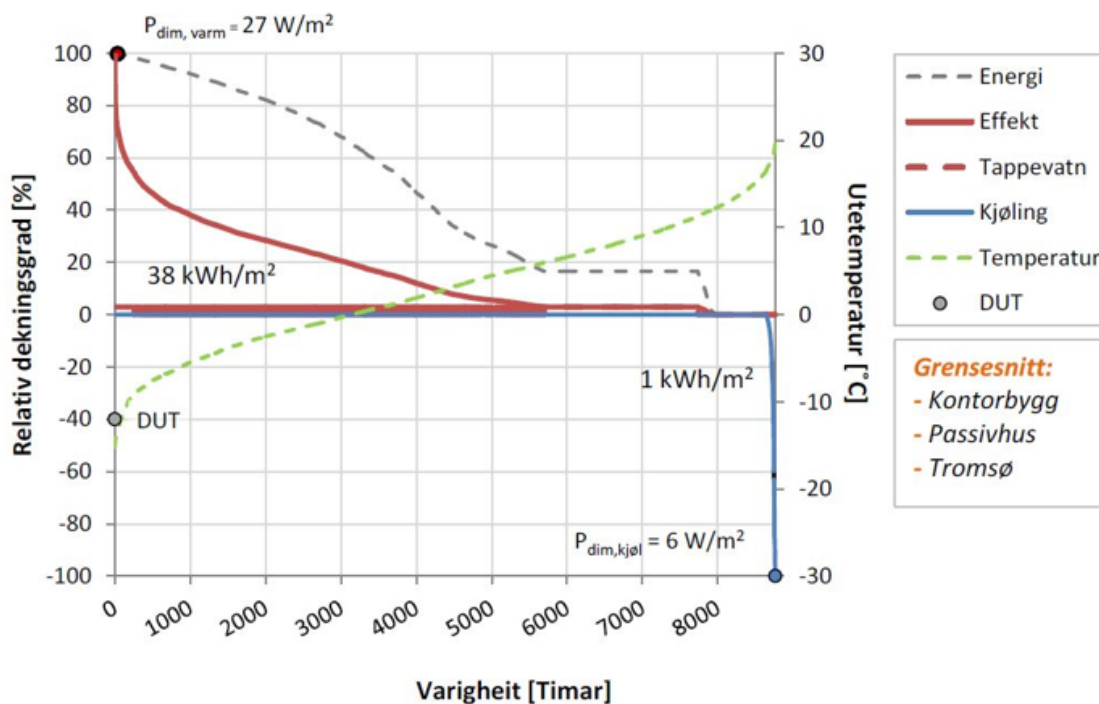
I figur 36a er Sone 4 (øverste) den sonen med størst varmeeffektbehov. Dette er grunnet transmisjonstap gjennom taket. Hva gjelder kjølebehov er Sone 3 mest kritisk, ettersom transmisjonstap kun opptrer gjennom ytterveggene. Dimensjonerende effektbehov til oppvarming ved vintertid og kjøling ved sommertid er vist i tabell 16. Oppvarming her inkluderer romoppvarming og ventilasjonsvarme. Likeledes inkluderer kjøling ventilasjonskjøling og romkjøling.

Tabell 16: Dimensjonerende effektbehov til oppvarming (vinter) og kjøling (sommer)

	DUT [ $^{\circ}\text{C}$ ]	Totalt effektbehov [kW]	Spesifikt effektbehov [W/m <sup>2</sup> ]
Oppvarming	-12	120,3	32,1
Kjøling	20,8	145,8	38,8

## 5.2 Verifisering av modellen

Referansekurven som ble introdusert i delkapittel 4.5 er vist nedenfor i figur 37. Dette er en effekt-varighetskurve med samme grensesnitt som modellen i denne oppgaven: et kontorbygg oppført som et passivhus i Tromsø. Referansekurven er utarbeidet av Enova og er en antydning til hvordan karakteristikk denne modellen av Innovasjonssenteret burde ligne.

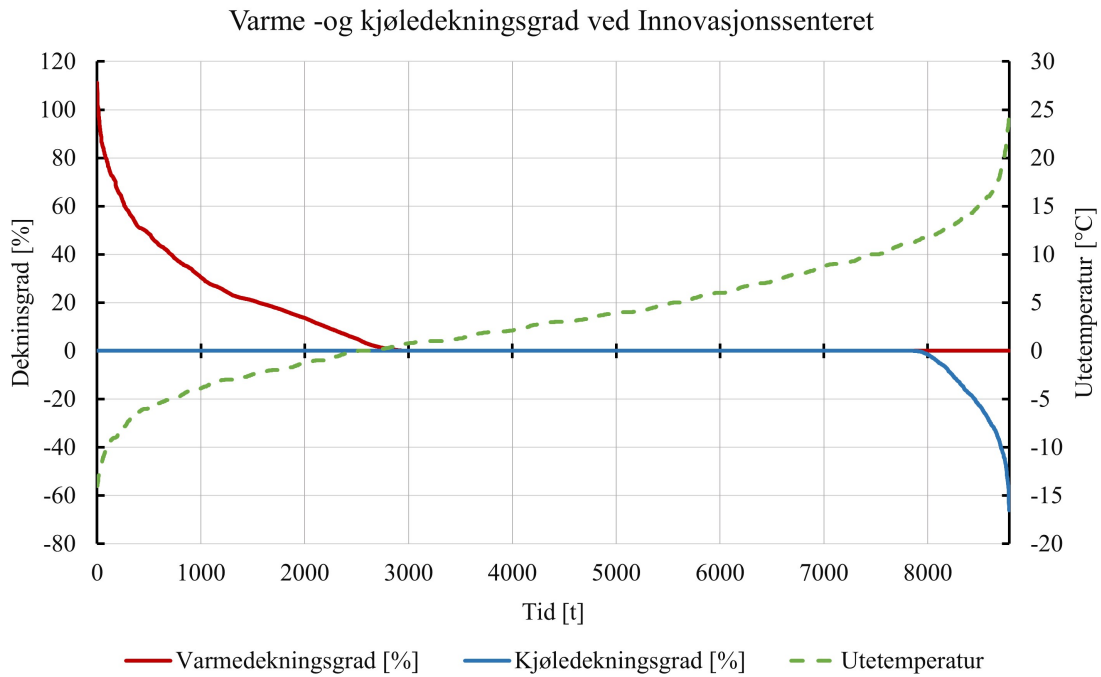


Figur 37: Referansekurve for effektbruk

Kilde: Enova v/ J. Stene og O.Ø. Smedegård [16]

Referansekurven viser effektbruk som prosentandel av dimensjonerende effekt på venste ordinatakse. Den røde grafen er effekt-varighetskurven. Den grønne grafen viser utetemperatur ved høyre ordinatakse. Abscisseaksen viser timer per år. Spesifikk dimensjonerende varmeeffekt er  $27 \text{ W/m}^2$  og spesifikk dimensjonerende kjøleeffekt er  $6 \text{ W/m}^2$ . Inndata brukt av Enova ved simulering av referansebygget er gitt i vedlegg F.

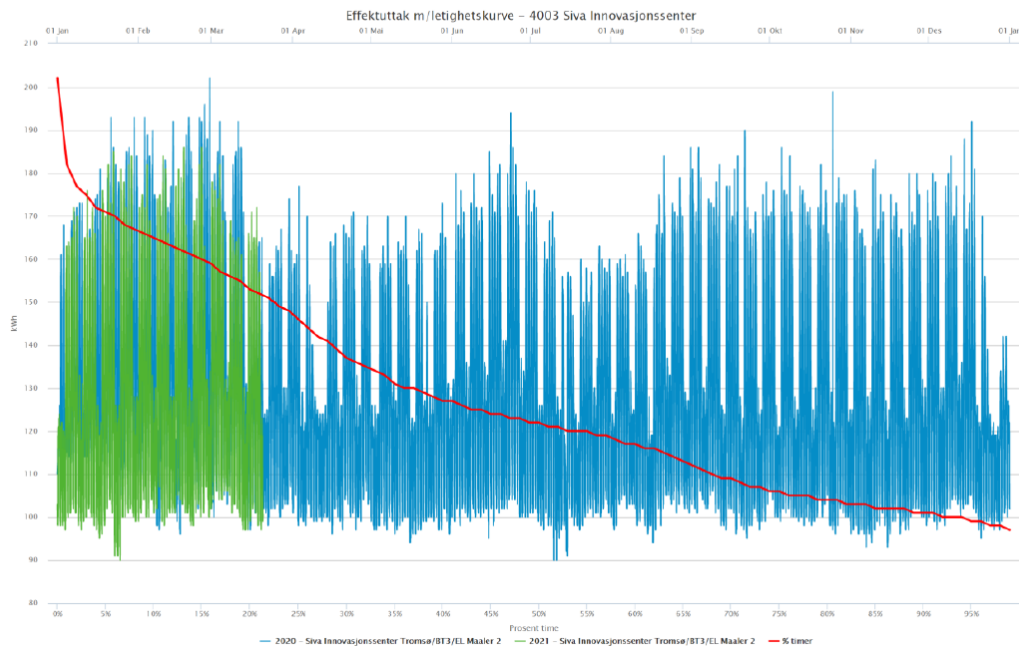
Referansekurven sammenlignes så med effekt-varighetsdiagrammet til Innovasjonssenteret. Varighetsdiagrammet til Innovasjonssenteret er vist i figur 38.



Figur 38: Effekt-varighetskurve for Innovasjonssenteret

Effektgrafene for oppvarming i de to diagrammene (de røde linjene) har nokså lik karakteristikk. I innovasjonssenteret er det noen timer der oppvarmingsystemet er underdimensjonert, ettersom effektdekningsgraden er over 100 %. Dette er allerede en antydning til at en  $DUT_{vinter}$  på  $-12^{\circ}\text{C}$  er feilaktig ved bruk av gjeldene klimafil. Det er en stor differanse i karakteristikken for kjøling. Dette kan skyldes ulike: simuleringsprogram, bygningsorientering, vindusandel, profiler for internlast og ikke minst klimafil. Enova-modellen bruker VAV-ventilering og solskjerming, mens Innovasjonssenteret bruker CAV-ventilasjon og ingen solskjerming. Med disse differansene tatt i betraktning, er det vanskelig å verifisere modellen kun ved sammenligning med referansekurven. Grunnet dette sammenlignes modellens effekt-varighetsdiagram med effekt-varighetsdiagrammet til byggetrinn 3 (BT3) i Innovasjonssenteret, vist ved figur 39. Denne har blitt tilsendt undertegnede etter forespørsel.

### Varighetskurve elektrisitet BT3



Figur 39: Varighetskurve for elektrisitet i BT3, maksimalt effektuttak er på 26,5 W/m<sup>2</sup>

Den øverste abscisseaksen viser tid, fra 1. januar til og med 31. desember. Ordinataksen viser elektrisk energiuttak i kWh. De blå og grønne grafene viser derfor effektuttak som kWh/h, hvilket innebærer at reelt effektuttak er noe annerledes grunnet akkumulert energi i timen. Den blå grafen representerer år 2020 og den grønne grafen representerer år 2021. Den nederste abscisseaksen viser andel timer i prosent. 100 % vil kunne tolkes som alle timer i løpet av et år, 8760 timer. Den røde grafen er effekt-varighetskurven.

BT3 ble bygget i 2011 og har et areal på 7662 m<sup>2</sup>. Maksimalt effektuttak er på omtrent 203 kWh/h som spesifikt estimeres til 26,5 W/m<sup>2</sup>. I tillegg elektrisk oppvarming er de tre byggetrinnene tilkoblet fjernvarme. BT1 er bygd i 1994, mens BT2 er bygd i 2003. Grunnet mangel på data, samt forskjellig alder på bygningene er det vanskelig å estimere hvor mye fjernvarmeeffekt som må adderes på effekttoppen til BT3. Varighetskurven for fjernvarmebruk i alle byggetrinnene er vedlagt i vedlegg B.

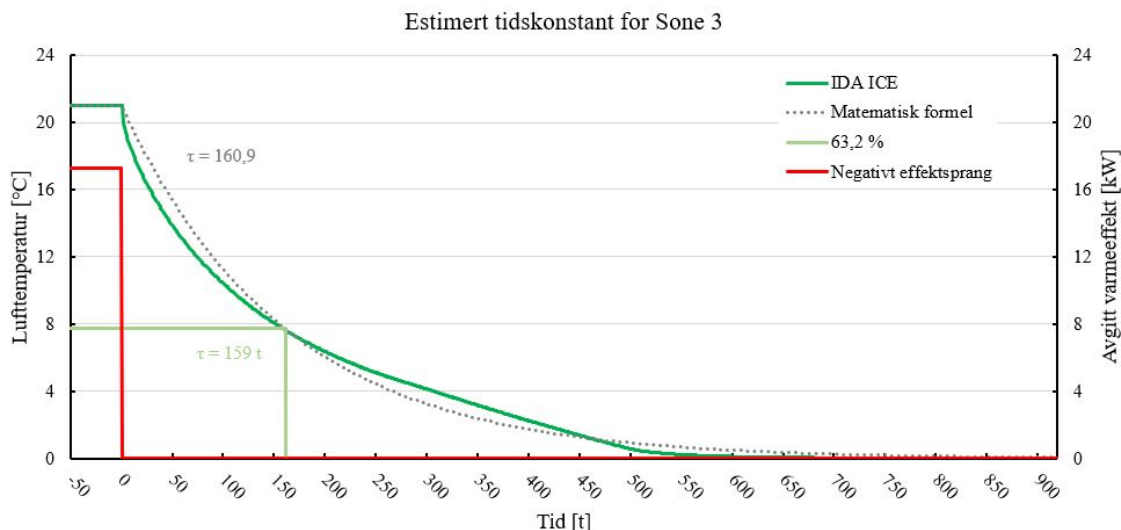
Ved sammenligning av figur 38 og figur 39 har de røde effektkurvene lik karakteristikk frem til ca. time 2000. Etter dette er effektkurven i Innovasjonssenteret nokså bratt og dekningsgraden er 0 % etter time 3000. BT3 har en jevnt synkende kurve som aldri når 0 % dekningsgrad. Bakgrunnen for dette kan være at kurven for BT3 viser elektrisk effektuttak, hvilket kan inkludere effekt brukt til lys og utstyr. Alt tatt i betraktning vil tyde på at et effektbehov på 32,1 W/m<sup>2</sup> kan være reelt, og modellen verifiseres.

### 5.3 Resulterende tidskonstant for Innovasjonssenteret

En simulering for å estimere tidskonstanten ble utført slik som beskrevet i delkapittel 4.6. I figur 40 vises lufttemperaturen i Sone 3, ettersom dette var den sonen med raskest temperaturreduksjon. Den mørkegrønne grafen viser temperaturer hentet fra simulering i IDA ICE. Til å begynne med er innertemperaturen 21°C, før den begynner å synke ved tiden definert som starttiden (t=0). Frem til dette tidspunktet ble det avgitt 17,3 kW med varme, vist med rød graf. Ved tiden t=0 blir den ideelle varmeavgiveren slått av. Innertemperaturen stabiliseres til 0°C etter omtrent 600 timer. Da er innemiljøet i balanse med utemiljøet.

De lysegrønne linjene markerer det punkt der 63,2 % av temperaturreduksjonen har funnet sted, altså metode a). Tidskonstanten er da estimert til å være 159 timer eller 6,6 døgn.

Den grå prikkete grafen benytter den matematiske formelen for tidskonstanten gitt i ligning 10. Dette er metode b). “Problemløseren” i Excel resulterte i en tidskonstant på 160,9 timer eller 6,7 døgn.



Figur 40: Temperaturforløp i Sone 3 ved negativt varmeeffektsprang

Metodene differer med 1,9 timer. I betraktning at tidskonstanten skal brukes til å finne en ny n-dag-basert DUT (DVUT), kan denne differansen aksepteres. Hadde dette vært en beregning på tidskonstanten til en spesifikk varmeavgiverkomponent ville dette vært en meget stor differanse.

## 5.4 Analyse av ulike dimensjonerende utetemperaturer og resulterende effektbehov

I det følgende vil først en  $DUT_{vinter}$  for referanseperioden 1991-2020 bli presentert. Deretter vil en utarbeidet n-dagers DUT (DVUT, ref. delkapittel 2.1) bli fremstilt. Varmeeffektbehovet ved de forskjellige dimensjonerende utetemperaturene skal så bli gjort rede for. Derneft vil termisk komfort ved de forskjellige dimensjonerende varmeeffektene bli undersøkt. Det er ikke hensiktsmessig å redusere kapasiteten på oppvarmingssystemet dersom kravene til termisk komfort ikke er opprettholdt. At redusert kapasitet på varmesystemet vil føre til lavere investeringskostnad samt høyere COP, hvilket igjen gir lavere driftskostnad, ble presisert i delkapittel 2.1.

### 5.4.1 Analyse av dimensjonerende utetemperatur vinter

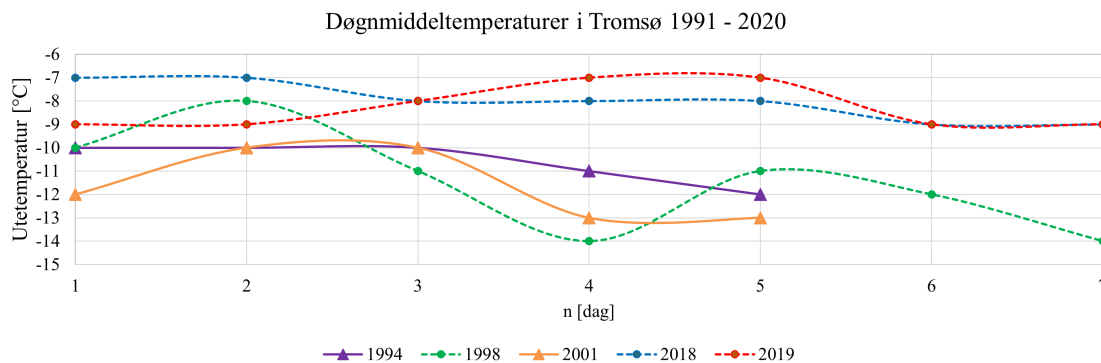
Fra referanseperioden 1991-2020 har dager med de laveste sammenhengende døgnmiddeltemperaturene blitt undersøkt, slik som beskrevet i metodekapittel 4.7. Tabell 17 viser den laveste tre, fire og fem-dagers døgnmiddeltemperaturen i referanseperioden.

Tabell 17: DUT basert på n antall dager for Tromsø ved referanseperioden 1991-2020

$n$ [dager]	Utetemperatur [°C]
3	-10
4	-8
5	-5

Tredagers DUT intraff fire ganger i datasettet, og kan bli ansett som en representativ DUT for referanseperioden. Fire- og femdagers DUT intraff en gang hver.

I delkapittelet ovenfor ble det presentert at tidskonstanten for modellen er mellom 6 og 7 dager. Dette var gjeldene for begge metodene som ble brukt. Konstante utetemperaturer som forløp over intervaller på seks og syv dager eksisterte ikke i datasettet. Som en konsekvens av dette ble etterfølgende dager med lave temperaturer undersøkt. Resultatene er vist nedenfor i figur 41.



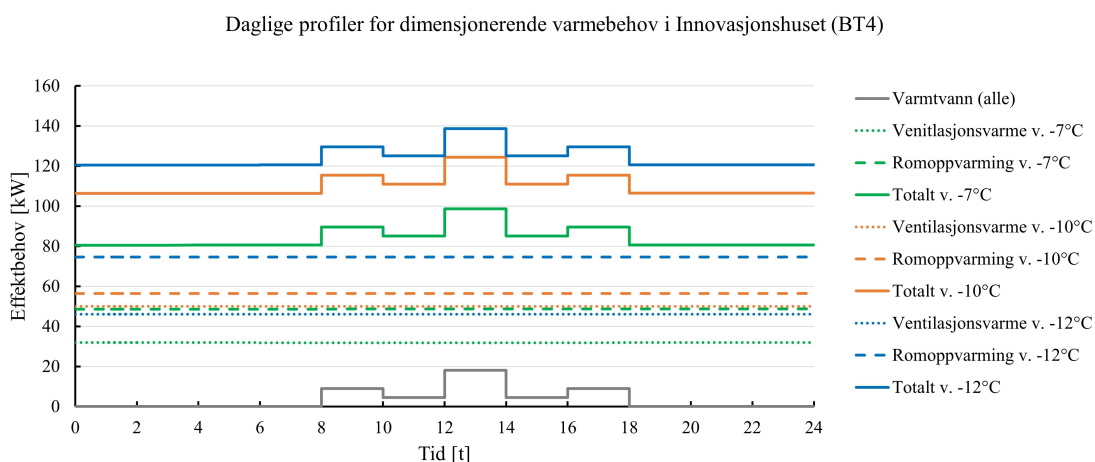
Figur 41: Døgnmiddeltemperaturer

Seks og syv dager med sammenhengende lav temperatur er representert ved de striplede linjene med sirkelindikatorer. Settene fra 2018 (blå) og 2019 (rød) tilsier at et forslag til DVUT er på  $-7^{\circ}\text{C}$ . Settene fra 1998 (grønn) har noe lavere temperaturer, men bekrefter at syv sammenhengende dager på  $-7^{\circ}\text{C}$  eller lavere har inntruffet.

De heltrukne linjene med trekantindikatorer, i lilla og oransje, representerer fem etterfølgende dager med lave temperaturer. Et forslag til en ny DUT basert på disse to datasettene er  $-10^{\circ}\text{C}$  en aktuell verdi.

#### 5.4.2 Effektbehov til oppvarming ved n-dagers DUT

Dimensjonerende effektbehov til oppvarming med nye dimensjonerende utetemperaturer er vist i figur 42.



Figur 42: Daglige profiler for dimensjonerende effektbehov ved forskjellige dimensjonerende utetemperaturer

Effektbehovet til varmtvannsoppvarming er uavhengig av utetemperatur og vil være uendret ved

forskjellige utetemperaturer. Ventilasjonsvarme er markert med prikkete linjer, romoppvarming er markert med stripete linjer og det totale oppvarmingsbehovet er markert med heltrukne linjer. Grønne grafer er ved en DVUT på  $-7^{\circ}\text{C}$ . Oransje grafer er ved en DUT på  $-10^{\circ}\text{C}$ . Blå grafer er ved en DUT på  $-12^{\circ}\text{C}$ . Lavest DUT gir som forventet høyest effektbehov til romoppvarming og ventilasjonsvarme, følgelig høyest totalt oppvarmingsbehov. Tabell 18 oppsummerer det maksimale effektbehovet som inntreffer mellom klokken 12:00 og 14:00.

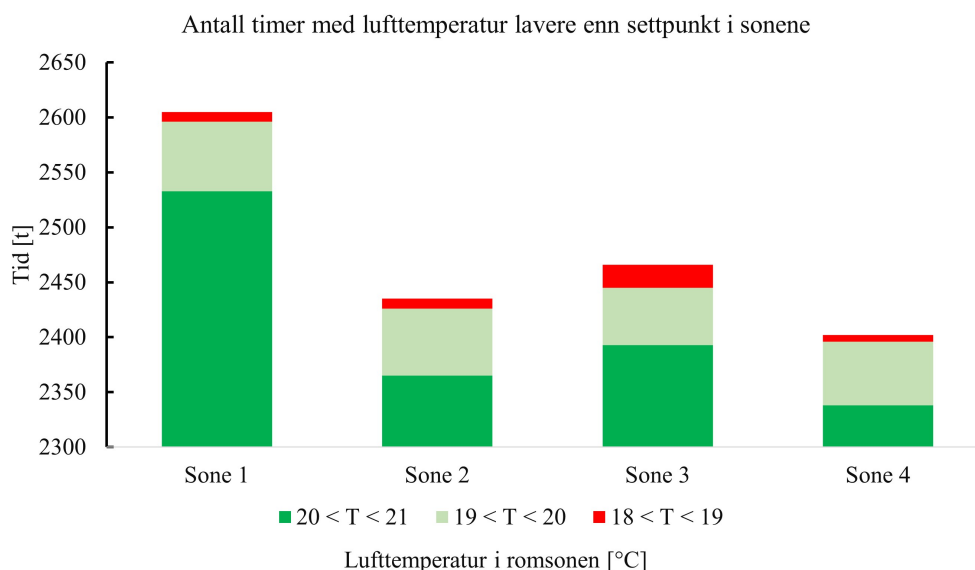
Tabell 18: Effektbehov til oppvarming ved ulike dimensjonerende utetemperaturer

DUT [ $^{\circ}\text{C}$ ]	-7	-10	-12
Romoppvarming [kW]	48,8	56,4	69,1
Ventilasjonsvarme [kW]	31,9	50,0	51,2
Varmtvann [kW]	18,0	18,0	18,0
Totalt [kW]	98,8	124,4	138,3

En økning i DUT på  $5^{\circ}\text{C}$  resulter i  $39,5$  kW mindre oppvarmingsystem. Dette tilsvarer en reduksjon på  $28,6$  %. Derfor velges det å undersøke om termisk komfort kan opprettholdes med denne temperaturen som dimensjonerende utetemperatur.

### 5.4.3 Energisimulering med dimensjonerende effektbehov basert på DVUT

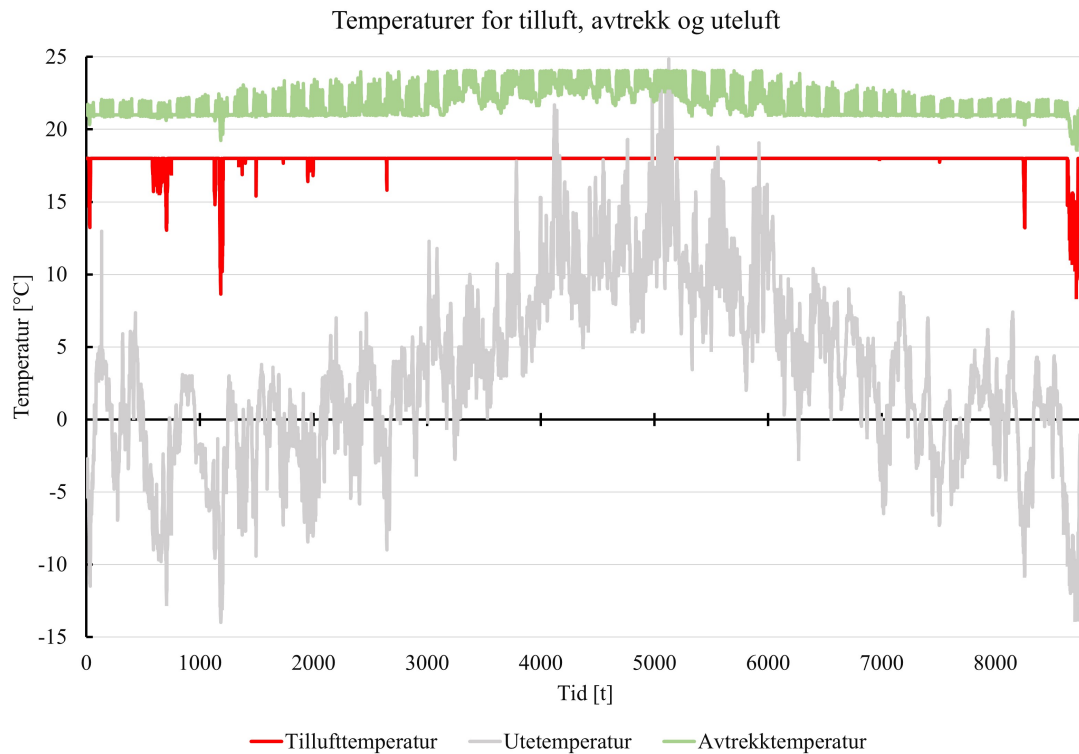
Effektbruk til romoppvarming settes til  $48,8$  kW (ref. tabell 18) som er ekvivalent med  $15$  W/ $\text{m}^2$  spesifikt. Varmebatteriet settes til å ha maksimal kapasitet på  $32$  kW. En energisimulering med disse innstillingene ble deretter utført. Lufttemperaturen i hver sone ble evaluert, og resultatet er vist ved stolpediagrammet i figur 43.



Figur 43: Timer med lufttemperatur under settpunkt

Det er tydelig fra figur 43 at Sone 1 er den romsonen med flest timer der en settpunkttemperatur på  $21^{\circ}\text{C}$  ikke er overholdt. Totalt er det  $2605$  timer der lufttemperaturen er under  $21^{\circ}\text{C}$ . Av disse er det  $65$  timer der temperaturen er under  $20^{\circ}\text{C}$  og  $9$  timer er temperaturen er under  $19^{\circ}\text{C}$ . Det er ingen timer der temperaturen er under  $18^{\circ}\text{C}$ . Videre undersøkes det om begrensningen på varmebatteriet er utløsende årsak til at settpunkttemperaturen ikke overholdes. Figur 44 viser utetemperatur, tillufttemperatur fra ventilasjonsaggregatet samt avtrekksluft fra sonene.





Figur 44: Tillufttemperatur og avtrekktemperatur når oppvarmingssystemet dimensjonert ved  $-7^{\circ}\text{C}$

Settpunkt-temperaturen på tilluften er som forklart i metodekapittel 4.3.3 på  $18^{\circ}\text{C}$ . Den røde grafen som er tilluft, viser at det forekommer tidspunkter der denne settpunkttemperaturen ikke overholdes. Dette er en konsekvens av lav utetemperatur (grå graf).

I time 1182 (19. februar, klokken 06:00) er utetemperaturen  $-14^{\circ}\text{C}$ . På grunn av fare for frostformasjon, er det satt en temperaturbegrensning på avkastluften fra varmeveksleren i ventilasjonsaggregatet. Avkastluften kan ikke være lavere enn  $1^{\circ}\text{C}$ .

Likning 11 disponeres for å undersøke temperaturen på luften rett etter den har passert varmeveksleren, før den skal videre til varmbatteriet. Først, regnes temperatureffektiviteten ut. Ettersom luftmengdene på tilluft og avtrekk er like, vil også begge temperatureffektivitetene være like. Temperaturen ut fra varmeveksleren antas å være  $1^{\circ}\text{C}$ , utetemperaturen er på  $-14^{\circ}\text{C}$  og avtrekksluft på  $19,7^{\circ}\text{C}$  (avleses fra data i IDA ICE, illustrert i figur 44). Temperatureffektiviteten blir  $0,55$ . Med dette kan temperaturen etter varmeveksleren regnes ut, hvilket resulterer i en temperatur ca.  $4,2^{\circ}\text{C}$ .

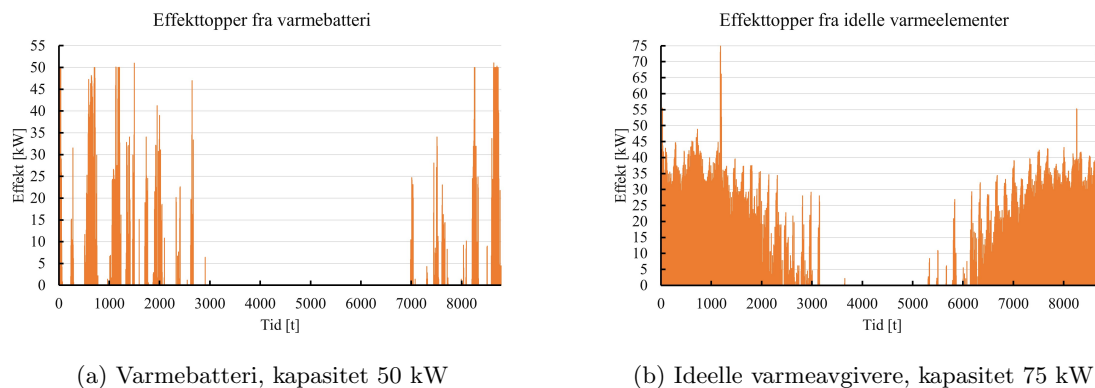
Med en begrensning på  $32\text{ kW}$  på varmbatteriet regnes tillufttemperaturen til å være ca.  $8,5^{\circ}\text{C}$ . Dette stemmer med data fra IDA ICE vist i figur 44, der temperaturen gis til å være  $8,7^{\circ}\text{C}$ . For å kunne nå en settpunkttemperatur på  $18^{\circ}\text{C}$ , må varmbatteriet håndtere et temperaturløft på  $13,8^{\circ}\text{C}$ . Da må varmbatteriet ha en kapasitet på  **$96,5\text{ kW}$** . Det er tre ganger større enn dimensjonerende effekt ved en DVUT på  $-7^{\circ}\text{C}$ .

#### 5.4.4 Energisimulering med overdimensjonert romoppvarming og rett dimensjonert varmbatteri

Ettersom klimafilen inneholder utetemperatur på  $-14^{\circ}\text{C}$  vil dimensjonering med en DUT på  $-7^{\circ}\text{C}$  gi utilstrekkelig termisk komfort, slik som diskutert i delkapittelet ovenfor. Det vil og føre til høyere driftkostnad ettersom spisslastsystemet må operere i flere timer. Likevel vil en kapasitet på  $96,5\text{ kW}$  i varmbatteriet være mye høyere enn nødvendig ventilasjonsvarme ved en DUT på  $-12^{\circ}\text{C}$  (presentert i tabell 18). Ved en DUT på  $-10^{\circ}\text{C}$  er ikke størrelsesordenen på nødvendig ventilasjons-

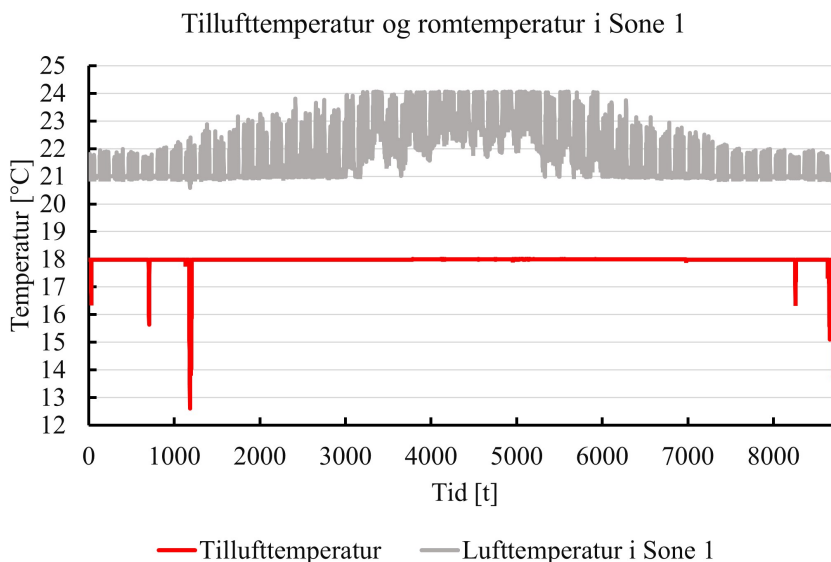
varme særlig høyere enn ved  $-12^{\circ}\text{C}$ . Derfor dimensjoneres varmebatteriet med en kapasitet på 50 kW. Etersom det i klimafilen finnes temperaturer på  $-14^{\circ}\text{C}$  settes romoppvarmingen til  $75^{\circ}\text{C}$ . Målet med dette er å inspisere om romoppvarming kan kompensere for tillufttemperatur under settpunkt.

Effekttoppene som inntreffer når varmebatteriet er dimensjonert til å være på 50 kW og romoppvarming på 75 kW er vist i figur 45a og figur 45b henholdsvis. Romoppvarming på 75 kW er ekvivalent med en spesifikk effekt på  $20 \text{ W/m}^2$  i hver sone.



Figur 45: Totale effekttopper med ideelle varmeavgivere

I figur 45a fremkommer det at flere av effekttoppene er “avkappet” fordi varmbatteriet ikke har ytterligere kapasitet. Dette foregår i mindre grad med romoppvarming i figur 45b. Dette kan tyde på underdimensjonering av varmebatteriet. Effekttoppene alene vil ikke kunne avgjøre om varmesystemet er dimensjonert riktig, det er vesentlig å undersøke om tilluften når sin settpunkttemperatur. Figur 46 viser lufttemperaturen i Sone 1 samt temperaturen på tilluften.



Figur 46: Tillufttemperatur og lufttemperatur i Sone 1 ved 50 kW kapasitet på varmebatteriet

På de kaldeste dagene vil ikke 50 kW være tilstrekkelig kapasitet på varmebatteriet, det fremkommer i figur 46. Dette samsvarer med tidligere beregninger, der utetemperatur på  $-14^{\circ}\text{C}$  krever en kapasitet på 96,5 kW av varmebatteriet. Eksempelvis, 19. februar, time 1182, når utetemperaturen er  $-14^{\circ}\text{C}$ , er tillufttemperaturen kun  $12,6^{\circ}\text{C}$  i denne simuleringen. Likevel er lufttemperaturen i sonen på  $20,6^{\circ}\text{C}$  grunnet høy ytelse fra den ideelle varmeavgiveren, slik som vist i figur 45b.

Tilluft på 12°C kan oppleves kaldt og gi lokalt termisk ubehag. Trekk er avhenging av ventilasjonsprinsipp, men en vanlig nedre grense ved omrøringsventilasjon er på 16°C (ved romtemperatur på 24°C. Ved fortrengningsventilasjon må tillufttemperaturen ligge nærmere romtemperaturen enn for omrøring.

Trekk er vanskelig å undersøke i IDA ICE da programmet anvender en “zonal model”. Dette er en kombinasjon av en modell som antar perfekt sammenblanding av romluft, en såkalt standard modell, og numeriske strømningsberegninger (CFD). Formålet med zonal model er å predikere lufttemperatur og hastighetsfelt ved å bruke mindre beregningstid enn ved CFD.

Hva gjelder operativ temperatur, er det ingen timer der temperaturen er lavere enn 19°C. Oppsummert, vil det ved bruk av den valgte klimafilen være nødvendig å dimensjonere varmebatteriet med større kapasitet enn ved en  $DUT_{vinter}$  på -12°C. Videre i denne oppgaven vil en  $DUT_{vinter}$  på -12°C bli disponert for å dimensjonere nødvendig effekt til romoppvarming, mens ventilasjonsbatteriet vil bli satt til å ha ubegrenset kapasitet. På denne måten vil tillufttemperaturen alltid nå ønsket settpunkt og oppgaven kan fokusere på dimensjonering av TABS.

Ved dimensjonering av den reversible varmepumpen må også nødvendig kjøleeffekt bli klassifisert. En analyse av  $DUT_{sommer}$  vil bli presentert i neste delkapittel.

#### 5.4.5 Analyse av dimensjonerende utetemperatur sommer

Analog argumentasjon for redusering av dimensjonerende varmeeffekt er gjeldene for kjøleeffekt (ref. delkapitler 2.1 og 2.3). Prosedyren i metodekapittel 4.7.2 benyttes. Tabell 19 viser antall timer med temperaturer høyere enn gitte utetemperaturer, i Tromsø i 2020.

Tabell 19: Analysert valg av  $DUT_{sommer}$  for Tromsø fra normalår 2020

Temperatur [°C ]	Antall timer [t]
>20,0	73
>20,5	59
>20,8	49
>21,0	46

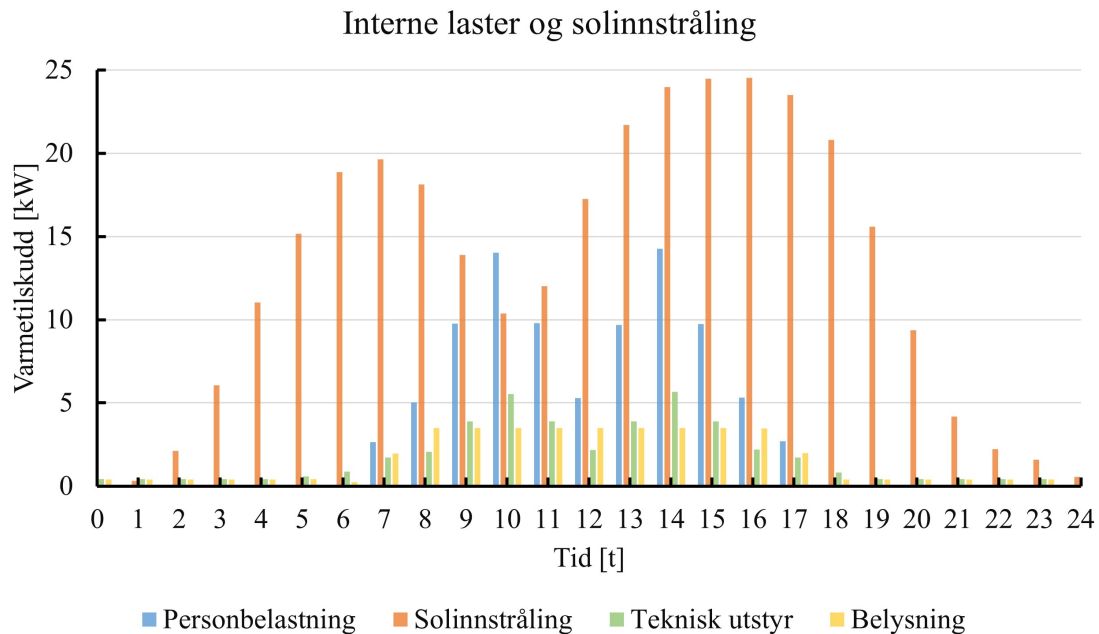
Tabellen viser at 20,8°C er den laveste utetemperaturen som ikke overskrides mer enn 50 timer i året, og kan derfor benyttes som  $DUT_{sommer}$ . For å kvalitetsjekke dette ble det undersøkt hvor mange dager i perioden fra 1991 til 2020 som hadde en midlere døgntemperatur på over 20°C. Seks slike dager inntraff, hvilket betyr at en  $DUT_{sommer}$  på 20,8°C kan anses som en gyldig verdi.

I delkapittel 2.1 ble det nevnt at 21,5°C er  $DUT_{sommer}$  i referanseperioden 1981-2005. Det undersøkes derfor hvor stor effektreduksjon som kan oppstå grunnet redusert  $DUT_{sommer}$ . Resultatet er vist i tabell 20.

Tabell 20: Effektbehov til kjøling ved to ulike dimensjonerende utetemperaturer

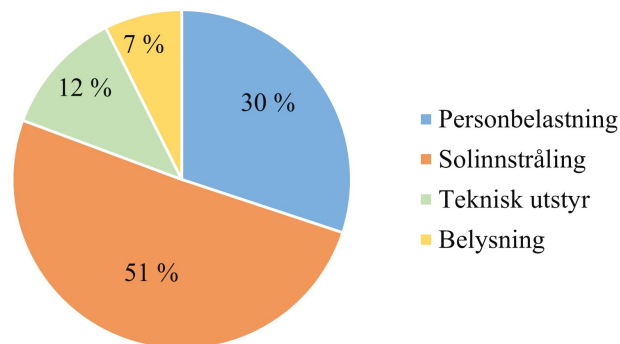
DUT	20,8 °C	21,5 °C
Romkjøling	106,2 kW	106,5 kW
Ventilasjonskjøling	39,6 kW	44,6 kW
Totalt	145,8 kW	151,1 kW

Tabell 20 viser at det er i hovedsak størrelsen på kjølebatteriet som vil være avgjørende ved valg av  $DUT_{sommer}$ . Nødvendig spesifikk effekt fra romkjølere vil være på 29 W/m<sup>2</sup> i begge tilfeller. Figur 47 viser størrelsesordenen på varmelastene i modellen.



Figur 47: Dominerende varmelaster ved kjølebehov

I figur 47 er det de oransje stolpene som utmerker seg mest. Dette er varmetilskudd fra solstråling. Ettermiddagssolen gir en toppverdi klokken 16:00, på tilnærmet 25 kW. Personbelastningen er høyest klokken 14:00, og er i underkant av 15 kW. Klokken 14:00 er også solstrålingen sterk - og følgelig vil dette være tidspunktet for dimensjonerende kjølelast. Toppverdien for varmetilskudd på 47,4 kW.



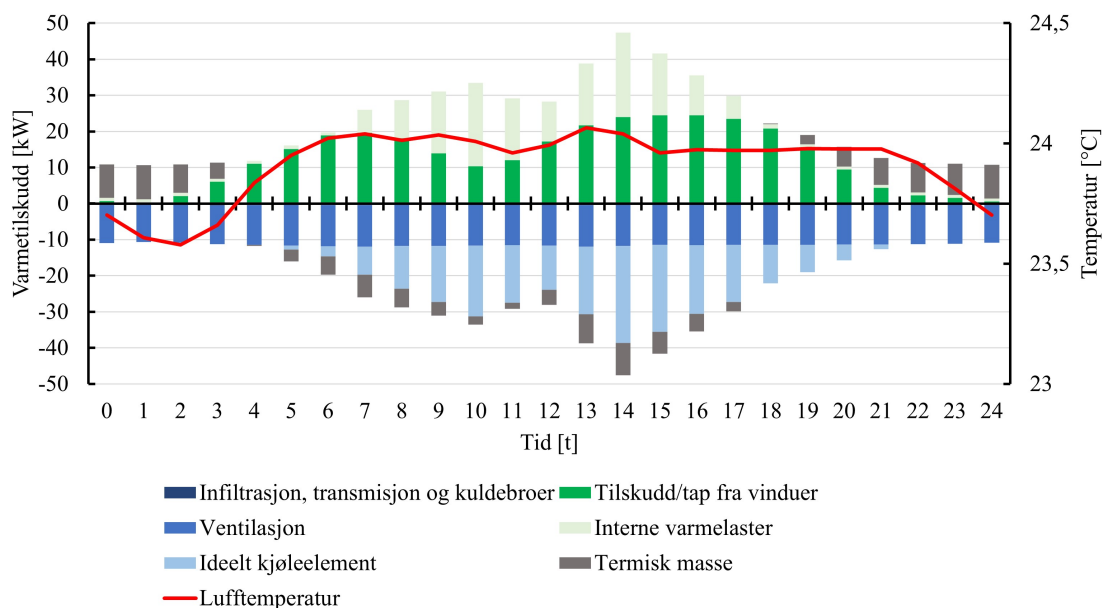
Figur 48: Fordeling av varmetilskudd ved den dimensjonerende timen (14:00)

Figur 48 viser fordelingen av varmetilskuddene ved dimensjonerende tidspunkt i et kakediagram. Diagrammet viser at solinnstråling er ansvarlig for omtrent halvparten av varmelastene, dernest personbelastning på 30 %. Utstyr står for 12 % og minst avgjørende er belysningen som står for 7 %.

At solinnstrålingen dominerer varmetilskuddet bekrefter at kjølebehovet til romoppvarming er lite avhengig av dimensjonerende utetemperatur sommer. Ved endring av  $DUT_{\text{sommer}}$  endres kun utetemperatur. Størrelsesorden på diffus og direkte solstråling enders ikke ettersom samme klimafil blir benyttet. Det er kun varmetilskudd ved transmisjon som vil variere. Dette vil kunne bli regulert ved ventilasjonskjøling.

Når en stor andel varmetilskudd inntreffer vil den termiske massen absorbere denne energien. Når det er få eller ingen varmetilskudd, avgir den termiske massen fra seg den lagrede energien. Dette

er illustrert i figur 49.



Figur 49: Varmebalanse. Illustrert ved Sone 2

Figur 49 viser varmetilskudd på venstre ordinatakse, der negative verdier impliserer varmetap. Abscisseaksen viser tid og høyre ordinatakse viser lufttemperatur i sonen. For å opprettholde ønsket settpunkttemperatur må den ideelle kjøleavgiveren kompensere for varmetilskudd. Ved ethvert klokkeslett er størrelsesordenen på varmetap omtrent lik varmetilskudd. Klokken 14:00, når varmetilskuddet er størst er også avgitt kjøleeffekt størst, i.e dimensjonerende kjøleeffekt blir definert ved dette tidspunktet. Der er også tydelig at den termiske massen absorberer og avgir varme.

Den kjøleeffekten som er nødvendig i hver sone settes til å være lik  $30 \text{ W/m}^2$ . Dette samsvarer med spesifikasjonen fra Uponor.

## 5.5 Variasjon av varmelaster

I delkapittel 5.4.4 fremkom det at en DUT på  $-12^\circ\text{C}$  være riktig for dimensjonering, dersom den gjeldene klimafilen benyttes. Tabell 18 presenterte at dimensjonerende brutto effekt for romoppvarming og ventilasjonsvarme er på 120,3 kW. Ved dimensjonering av varmepumpe skal netto varmeeffektbehov benyttes og må derfor bli estimert.

25 simuleringer ble dermed utført, der prosentandelen av internlast og solstråling ble variert mellom 0, 25, 50, 75 og 100 prosent. Varmeeffektbehovet til romoppvarming og ventilasjonsvarme fra disse simuleringene kan finnes i vedlegg C. Varmtvann er uavhengig av utetemperatur og er derfor utelatt fra resultatene. Disse simuleringene ble utført med  $DUT_{\text{vinter}}$  på  $-12^\circ\text{C}$ . Et utdrag med noen nøkkeltall er gjengitt i tabell 21.

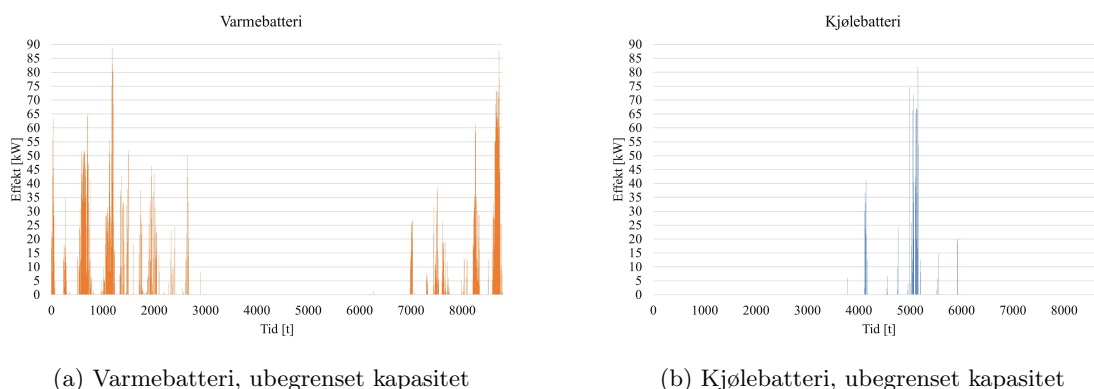
Tabell 21: Variasjon av interne laster og solstråling i varmeeffektsimulering

Interne laster [%]	Solstråling [%]	Oppvarmingsbehov [kW]	Reduksjon [%]
0	0	120,3	
100	0	109,8	8,8
50	50	116,3	3,3
100	0	118,8	1,3
100	100	102,8	14,6

Ingen internlaster og solstråling resulterte i et behov for romoppvarming og ventilasjonsvarme på 120,3 kW. Dette er dimensjonerende **brutto** varmeeffekt. Dimensjonerende **netto** varmeeffekt, hvilket innebærer 100 % internlaster og 100 % solstråling ble simulert til å være 102,8 kW. Den relative størrelsesreduksjonen fra brutto til netto varmesystem er i underkant av 15 %.

## 5.6 Resultater og analyse av anvendelse av TABS i tre soner

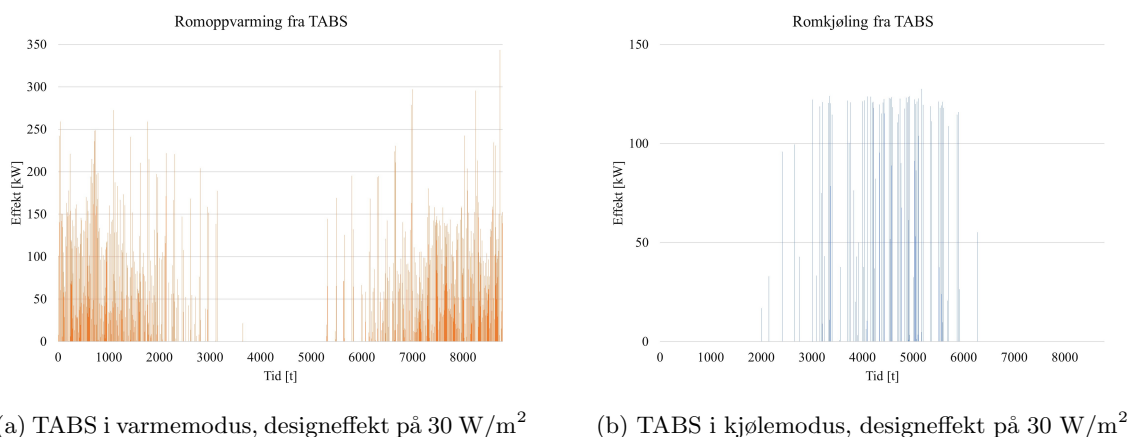
I denne modelleringen er det TABS i himlingene i Sone 1, Sone 2 og Sone 3. Både varme- og kjølekapasitet er på 30 W/m<sup>2</sup>, valgt med bakgrunn i dimensjonerende kjøleeffekt. Varme- og kjølebatteriet settes til å ha ubegrenset kapasitet da det er varme- og kjøleytelsen til TABS som skal undersøkes. Effekttoppene som inntreffer fra varme- og kjølebatteriet fra denne simuleringen er vist i figur 50a og 50b.



Figur 50: Totale effekttopper fra varme- og kjølebatteri med TABS i tre soner

Med ubegrenset kapasitet på varmebatteriet utgis en maksimal effekttopp på 90 kW. Dette fremkommer i figur 50a og samsvarer med beregningene gjort i delkapittel 5.4.3. Høyere temperatur på avtrekkluften samt større avgitt romvarmeeffekt kan føre til at effekttoppen er litt lavere enn 96,5 kW. Kjølebatteriet gir en effekttopp på 81 kW, slik som vist i figur 50b.

Effekttoppene som fremkommer av TABS er vist i figur 51a for avgitt varmeeffekt og figur 51b for avgitt kjøleeffekt.



Figur 51: Totale effekttopper fra romoppvarming -og kjøling med TABS i tre soner

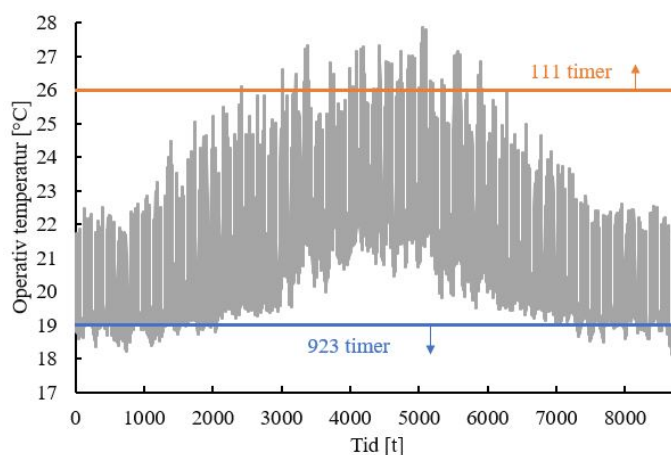
Figur 51a viser effekttopper med mye høyere størrelsesorden enn effekttoppene gitt av ideelle varmeavgivere i figur 45b. Dette kan tyde på en ugunstig regulering. De største totale effekttoppene som inntreffer i Innovasjonshuset i løpet av året er summert opp i tabell 22.

Tabell 22: Maksimale effekttopper i Innovasjonssenteret med TABS i tre himlinger

Største effekttopper [kW]	
Varmebatteri	89
Kjølebatteri	82
TABS romoppvarming	344
TABS romkjøling	128

Kjøling med TABS gir en maksimal effekttopp på 128 kW. Oppvarming gir en maksimal effekttopp på 344 kW. Spesifikk designeffekt for TABS per sone (etasje) er  $30 \text{ W/m}^2$  hvilket tilsvarer en total designeffekt på 112,5 kW. Årsaken til at maksimale effekttopper er høyere enn designeffekt er grunnet temperaturreguleringen. TABS'ene er regulert med treveisventil, der massestrømmen i hver sløyfe er konstant. Massestrømmen i sløyfen med  $30 \text{ W/m}^2$  og en temperaturdifferanse på 3 K vil være på 2,24 kg/s, ref. likning 9. Temperaturdifferansen under drift vil variere og TABS'ene vil kunne yte så mye varme som nødvendig i simulering.

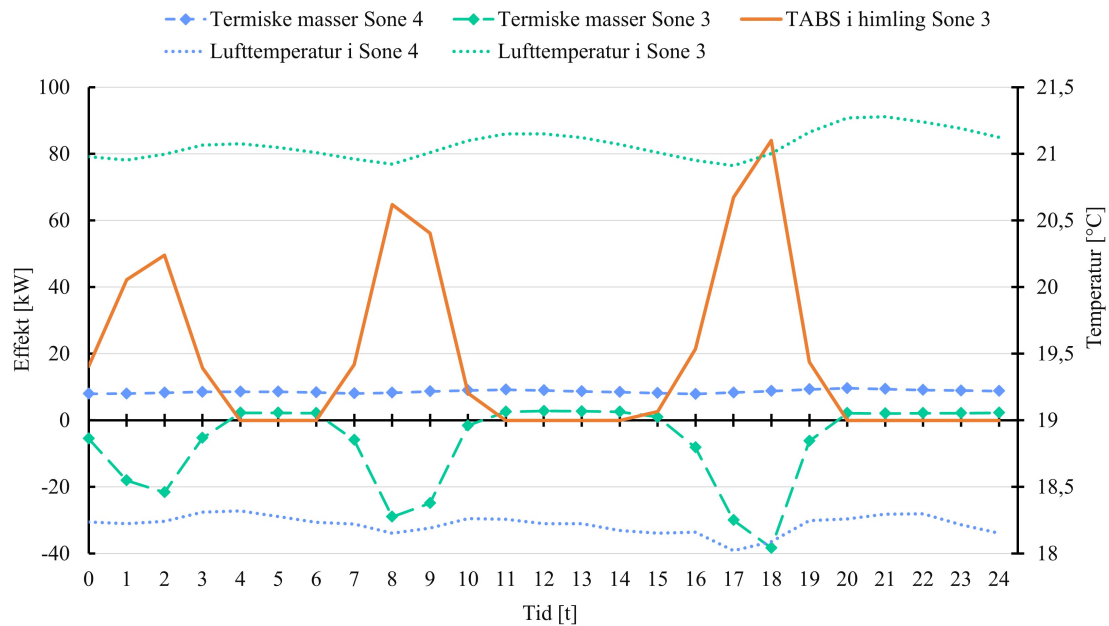
Med ubegrenset kapasitet på batteriene i ventilasjonsaggregatet, likeledes med TABS, burde det ikke være noen timer med for høy eller for lav lufttemperatur i Sone 1, Sone 2 og Sone 3 som har TABS. Dette sjekkes enkelt i IDA ICE ved å se på *Unmet hours*, altså timer der settpunkttemperaturen ikke er møtt. Dette gis ut av programmet både for oppvarming og kjøling med et nøyaktighetskriterie på  $\pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$ . For Sone 1, Sone 2 og Sone 3 er det 0 timer der lufttemperaturen er utenfor intervallet på 20-25 $^\circ\text{C}$ . I Sone 4 derimot, er det 208 timer der lufttemperaturen er over 25 $^\circ\text{C}$  og 3782 timer der lufttemperaturen er under 20 $^\circ\text{C}$ . Det er ingen timer der tilluften ikke er 18 $^\circ\text{C}$ . Figur 52 viser den operative temperaturen i løpet av et år i Sone 4.



Figur 52: Operativ temperatur i Sone 4 med TABS kun i gulv (himling i Sone 3), ikke himling

Spesielt oppsiktsvekkende fra figur 52 er andelen timer som er under TEK17 sin nedre anbefalte grense for operativ temperatur. 923 timer er en betraktelig stor del, omtrent 15 %, av vintersesongen. Dette impliserer at det må være TABS i alle soner.

Figur 53 viser et vilkårlig døgn der Sone 4 ikke når sin settpunkttemperatur. Dette eksempelet er fra 27. desember hvilket var en lørdag. Den venstre ordinataksen viser effekt, eller energi per tid i enheten kilowatt. Den høyre ordinataksen viser lufttemperaturen i sonen, i grader Celsius. Abscisseaksen viser tid på døgnet, i enheten timer.



Figur 53: Energibalanse mellom Sone 3 og Sone 4. Ingen TABS i Sone 4

Lufttemperaturen i Sone 3, prikkete mintgrønn linje, holder seg rundt settpunkttemperaturen på 21°C i perioden. Når lufttemperaturen er under settpunkttemperatur registreres dette av PI-regulatoren og TABS yter varmeeffekt (oransje heltrukket linje). Dette skjer flere ganger i perioden, men tydeligst klokken 15:00. Mintgrønn striplet linje med indikatorer på viser absorbert energi av de termiske massene i Sone 3. Termiske masser består av etasjeskillerens masse, samt innsatte interne masser som møbler og skillevegger.

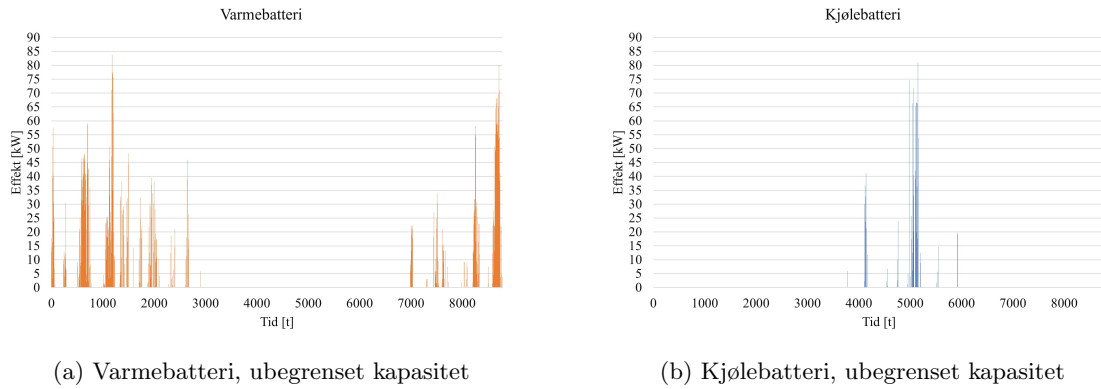
Lufttemperaturen i Sone 4, prikkete lyseblå linje, holder seg på omtrent 18°C gjennom hele døgnet. Ettersom denne dagen er en lørdag, blir det ikke avgitt så mye varme fra interne laster. Karakteristikken til lufttemperaturen i Sone 4 likner karakteristikkene til lufttemperaturen i Sone 3. Dette innebærer at avgitt varme i himlingen i Sone 3, både avgis nedover til Sone 3 men også oppover til Sone 4. De termiske massene i Sone 4 avgir omtrent 10 kW kontinuerlig ettersom settpunkttemperatur ikke nås. Dette er vist ved striplet lyseblå linje med ruteindikatorer.

Dette bekrefter at det må være TABS i himlingen i Sone 4 også, hvilket samsvarer med det leverandøren av TABS, Uponor, har tiltenkt Innovasjonssenteret.

## 5.7 Resultater og analyse av anvendelse av TABS i alle fire soner

Figur 54a og figur 54b viser effekttoppene fra varmebatteriet og kjølebatteriet, henholdsvis, fra energisimulering med TABS i himling i alle fire soner.

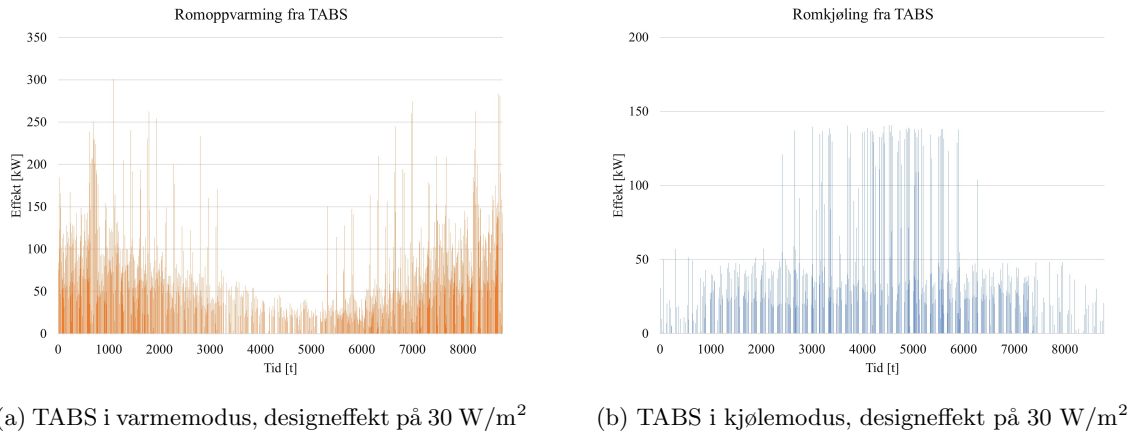




Figur 54: Effekttopper fra varme- og kjølebatteri med TABS i fire soner

Med ubegrenset kapasitet på varmebatteriet er den maksimale effekttoppen på 84 kW. Dette fremkommer i figur 54a. Kjølebatteriet gir en maksimal effekttopp på 81 kW, slik som vist i figur 54b. Dette er omtrent i samme størrelsesorden som de maksimale effekttoppene fra varme- og kjølebatteriet da det kun var TABS i tre soner, ref. tabell 22. Bakgrunnen til dette er at med TABS i Sone 4 vil lufttemperaturen i denne sonen bli høyere, og dermed også avtrekksluften fra sonen. Dette gjør at varmeveksleren kan utnytte denne energien, og varmebatteriet må yte mindre effekt. En tilsvarende beregning/utledning for dette ble analysert i delkapittel 5.4.3.

Figur 55a og figur 55b viser effekttoppene fra TABS til oppvarming og kjøling.



Figur 55: Effekttopper fra romoppvarming -og kjøling med TABS i fire soner

Største effekttopp i oppvarmingsmodus er på 301 kW fra TABS, og på 141 kW i kjølemodus. Oppsummering av de største effekttoppene er vist i tabell 23.

Største effekttopper [kW]	
Varmebatteri	84
Kjølebatteri	81
TABS romoppvarming	301
TABS romkjøling	141

Tabell 23: De største effekttoppene med TABS i fire himlinger

Sammenlignet med tabell 22 har den største effekttoppen fra TABS i oppvarmingsmodus blitt redusert ned fra 344 kW til 301 kW. Det er en reduksjon tilsvarende 12,5 %. Den største effekttoppen i kjølemodus blir økt fra 128 kW til 141 kW. Dette er en økning på 10 %. Begge effekttoppene er

derimot mye større enn dimensjonerende varme- og kjøleeffekt, som er henholdsvis er 69,1 kW og 106,2 kW. Bakgrunnen for dette er ustabil regulering der varme og kjøling avgis vekselvis. Dette blir diskutert nærmere i neste delkapittel.

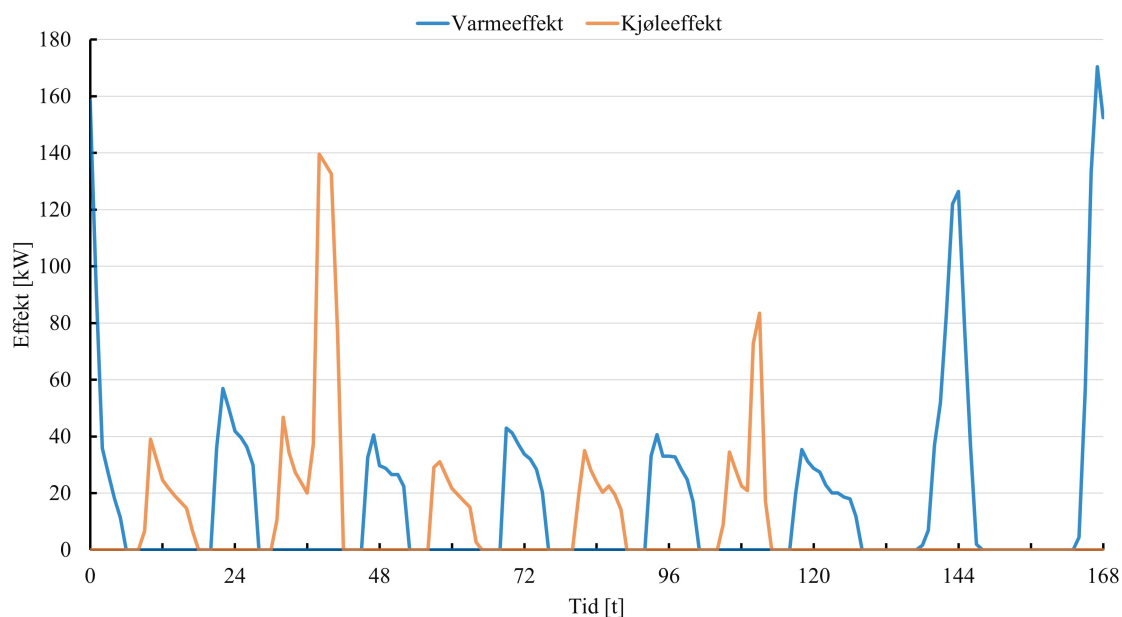
Slik som introdusert i starten av dette kapittelet må også termisk komfort analyseres. Det registreres 383 timer der settpunkttemperaturen ikke blir nådd i kjølemodus og 1 time der settpunkt ikke blir nådd i oppvarmingsmodus i Sone 4. I de andre sonene er det 0 timer der temperaturen ikke er innenfor intervallet 20-25°C.

I Sone 4 er det 145 timer der operativ temperatur er over 26 °C. Dette impliserer et problem med overhetning i Sone 4. Ellers er operativ temperatur mellom 19-26°C i alle sonene gjennom hele året.

Figur 55a og 55b viser at TABS'ene yter oppvarmingseffekt gjennom hele året, likeledes med kjøleeffekt. Eksempelvis i tidsrommet rundt time 3000 blir det avgitt både varme- og kjøleeffekt. Det blir også avgitt kjøling om vinteren og varme om sommeren. Dette er uønsket effekt og må derfor analyseres nærmere i neste delkapittel, slik at en bedre regulering kan utprøves.

## 5.8 Analyse av alternerende varme- og kjøleavgivelse

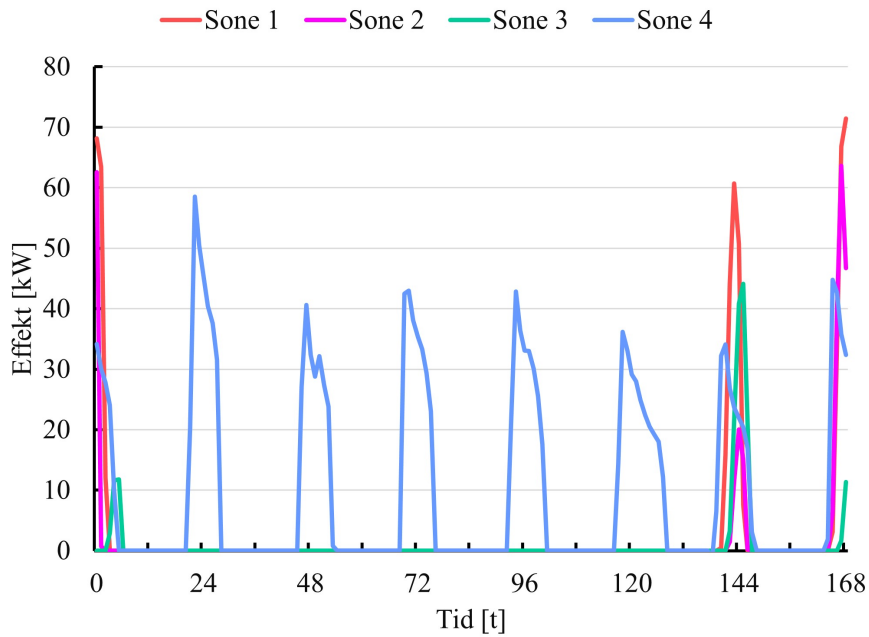
Tidsrommet mellom time 2975 og time 3143 var uke 19 i året 2020, nærmere bestemt mandag 4. mai til søndag 10. mai. Figur 56 viser avgitt effekt til romoppvarming og -kjøling.



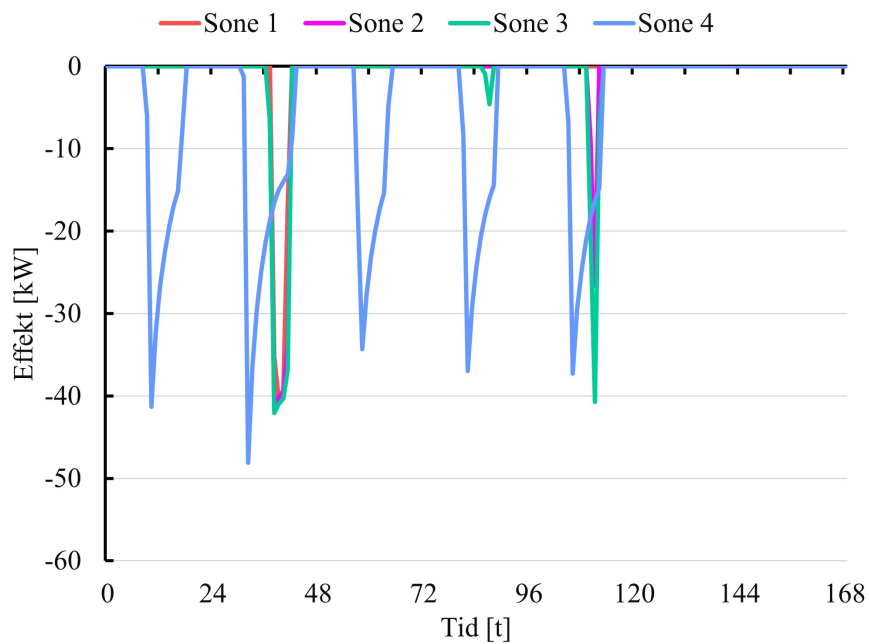
Figur 56: Alternerende varme- og kjøleavgivelse fra TABS i uke 19

Figur 56 viser at varme- og kjøleavgivelsen er alternerende. Utetemperaturen er mellom 0°C og 13°C denne uken, og varmetilskudd -eller tap fra transmisjon varierer deretter. Etersom tillufttemperaturen er satt til 18°C vil ventilasjonsluften også gi et varmetap i sonene, da settpunkt for romlufttemperatur er på 21°C. Etersom varmetap fra ventilasjon og transmisjon vil være tilstede (men ikke nødvendigvis i samme størrelsesorden) i alle soner, undersøkes kun varme- og kjøleavgivelsen fra TABS alene først.

Figur 57 viser til hvilke soner varmeavgivelsen fordeles. Likeledes viser figur 58 til hvilke soner kjøling avgis.

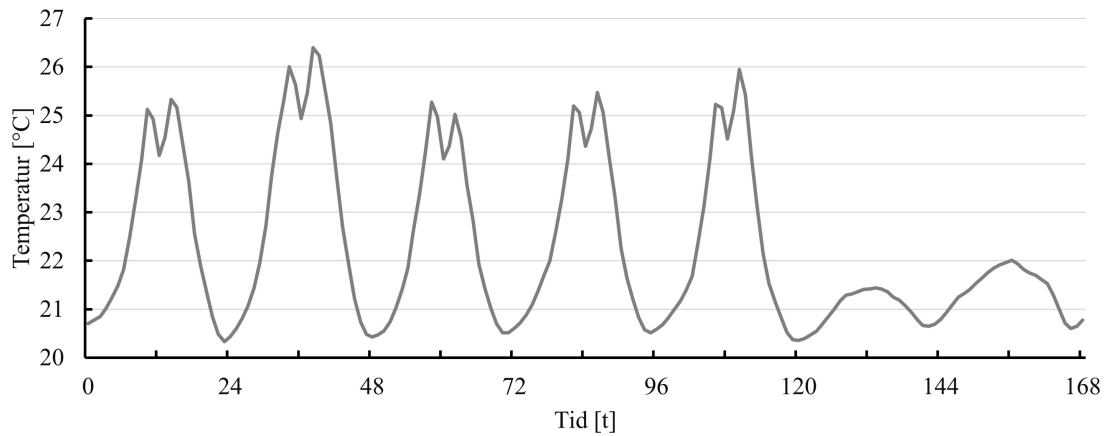


Figur 57: Avgitt varmeeffekt fra TABS per sone i uke 19



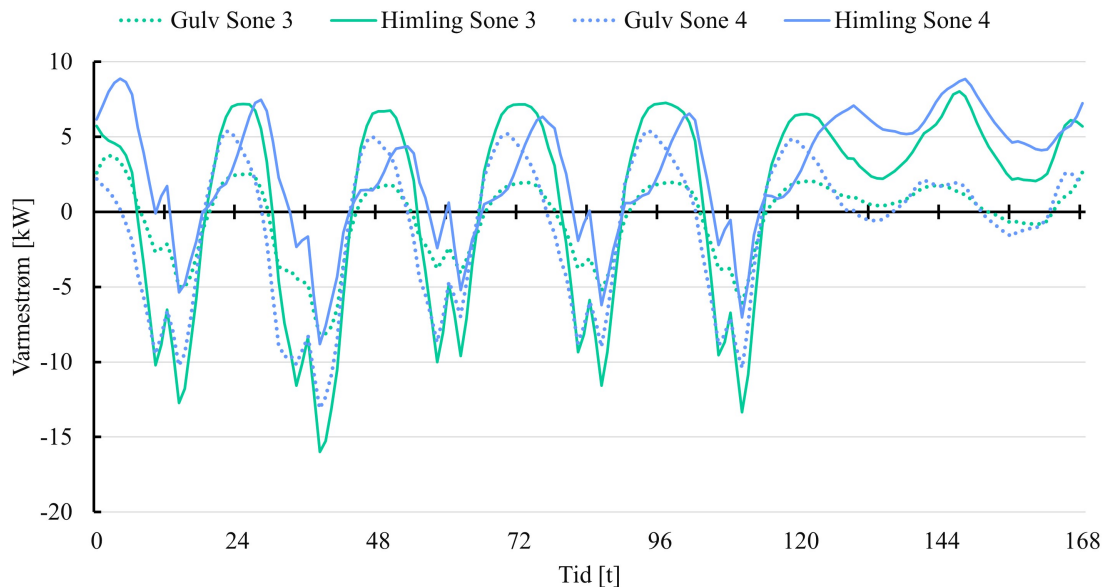
Figur 58: Avgitt kjøleeffekt fra TABS per sone i uke 19

Ordinataksen i figur 58 er negativ ettersom dette er data hentet ut fra “energibalanse”-funksjonen i IDA ICE. Dette betyr at TABS avgir kjøling. Figurene 57 og 58 viser at det er hovedsaklig Sone 4 som varierer med varme- og kjøleavgivelse. Derfor er det nødvendig å undersøke lufttemperaturen i denne sonen. Figur 59 viser lufttemperaturen i Sone 4.



Figur 59: Lufttemperatur i Sone 4 i uke 19

Figur 59 viser at det opptrer oversving og undersving av ved regulering av lufttemperaturen. I teorikapittel 2.15 ble det forklart at dette er representativt forløp ved PI-regulering: det vil først forekomme 1-2 store over- og undersvinger før integralvirkningen vil minimere avviket. Dette gjaldt for regulering med en settpunkttemperatur, men i dette tilfellet er det to settpunkttemperaturer: en for kjøling og en for oppvarming. Temperaturen vil derfor ikke stabilisere seg på samme måte. Temperaturforløpet har lik karakteristikk til personbelastning, ref. figur 29. Det vil si at PI-regulatoren reagerer hurtig på varmetilskuddet fra personbelastning og yter kjøleeffekt så fort temperaturen er over 24°C. Etersom TABS er et *tregt* avgiversystem tar det noe tid før temperaturen begynner å synke. Samme gjelder for oppvarming: i time 48 er temperaturen under 21°C. Figur 57 viser at varmeeffekt avgis og figur 58 viser at det ikke avgis kjøling. Sistnevnte er åpenbart da TABS ikke kan yte både varme- og kjøleeffekt i samme sløyfe (sone). Å avgis kjøleeffekt momentant vil stride i mot konseptet til TABS; den termiske massen får ikke nyttigjort seg. Dette illustreres ved figur 60.



Figur 60: Varmestrømmer til Sone 3 og Sone 4 gjennom gulv- og himlingkonstruksjoner

Figur 60 viser data hentet ut fra IDA ICE sin registrering av “Surface heat fluxes”. Slik som navnet tilsier, er dette varmestrømmer fra soneoverflater, både konvektiv varmetransport og langbølget stråling.

Negativ varmestrøm vil si at varme transporteres ut gjennom overflaten. Positiv varmestrøm betyr det motsatte; varme transporteres inn i sonen gjennom overflaten. Eksempelvis i time 48 ble det presentert i figur 57 at TABS i Sone 4 avgir 40 kW med varme. I Sone 3 er TABS på dette tidspunktet avslått. Figur 60 viser at i time 48 strømmer det varme gjennom himlingen og til rommet i Sone 4. Varmestrømmen er noe tidsforsinket i forhold til varmeavgivelsen fra TABS grunnet den termiske massen. I Sone 3 strømmer det varme inn til sonen både gjennom himling og gulv. Varmen som blir avgitt fra gulv i Sone 3 er absorbert varme fra varmetilskudd som internlast og solstråling fra tidligere på dagen, som den termiske massen utgir med en tidsforsinkelse. Dette stemmer med figur 12 fra teorikapittelet.

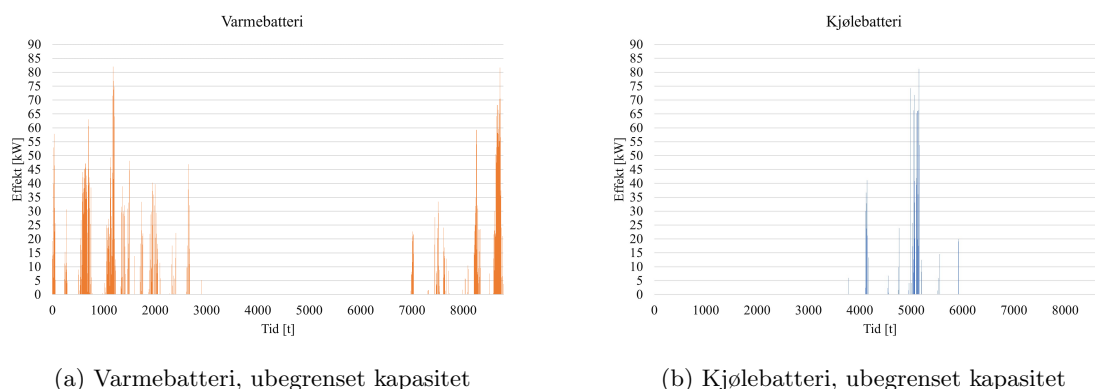
Den alternerende varme- og kjøleavgivelsen gjør at romsonen får høye daglige temperaturvariasjoner og større energiforbruk. Videre vil ikke den termiske massen få utgjort sitt lagringspotensiale ved hurtig veksling mellom varme- og kjøleavgivelse. Dette strider i mot konseptet med termisk energilagring som ble beskrevet i teorikapittelet og litteraturstudien. Derfor skal en regulering der TABS overstyres med sommer- og vinterdrift utprøves.

## 5.9 Analyse av regulering med sommer- og vinterdrift

Slik som diskutert i forrige delkapittel vil det være ugunstig å veksle mellom oppvarming og kjøling i løpet av en kort periode. I tillegg er det mulig å se i figur 55a at det blir avgitt varmeeffekt i sommerhalvåret, og kjøleeffekt i vinterhalvåret.

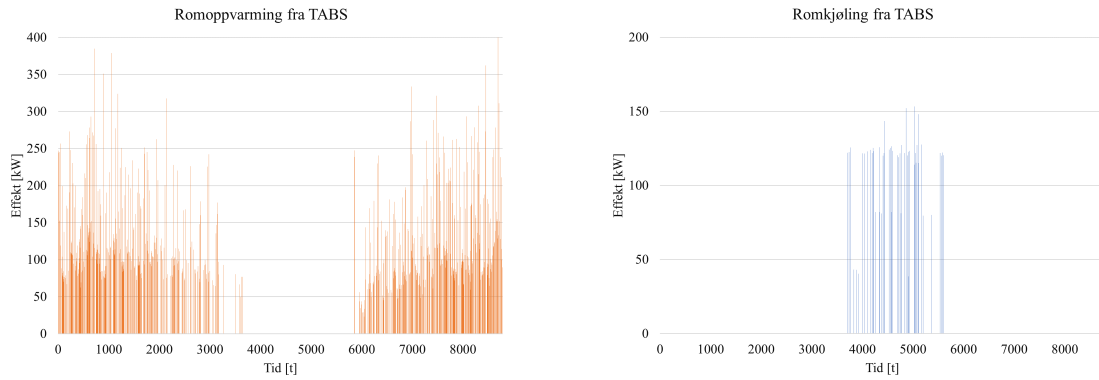
For å påse at det ikke blir avgitt kjøleeffekt i vinterhalvåret, og varmeeffekt i sommerhalvåret modelleres en styringsmetode med sommer- og vinterdrift. Denne er forklart i delkapittel 4.8.3.

Vintersesongen er fra 1. januar til og med 31. mai, samt 1. september til og med 31. desember. Juni, juli og august er sommersesong. Figur 61a og figur 61b viser effekttoppene fra varmebatteriet og kjølebatteriet med sommer- og vinterdrift av TABS.



Figur 61: Effekttopper fra ventilasjonsvarme og -kjøling med sommer-/vinterdrift av TABS

Figur 62a og figur 62b viser effekttoppene fra TABS i henholdsvis vinter- og sommerdrift.



(a) TABS i varmemodus, designeffekt på  $30 \text{ W/m}^2$       (b) TABS i kjølemodus, designeffekt på  $30 \text{ W/m}^2$

Figur 62: Effekttopper fra TABS med sommer- og vinterdrift ved temperaturregulering

Det er tydelig vist i figur 62a og figur 62b at makroen laget for sommer- og vinterdrift fungerer. 1. juni begynner i time 3648, og 1. september begynner i time 5856. I intervallet mellom disse timene blir det ikke avgitt noen varme fra TABS. De største totale effekttoppene er summert opp i tabell 24.

Tabell 24: Maksimale effekttopper med TABS i fire himlinger samt sommer-/vinterdrift

Største effekttopper [kW]	
Varmebatteri	82
Kjølebatteri	81
TABS romoppvarming	428
TABS romkjøling	161

Sammenlignet med tabell 23 gir TABS med sommer- og vinterstyring høyere maksimal effekttopp både for oppvarming og kjøling. I og med at effekttoppene er av stor størrelsesorden, er det ønskelig at termisk komfor er opprettholdt. Tabell 25 viser antall timer med operativ temperatur utenfor anbefalingen til TEK17.

Tabell 25: Antall timer utenfor TEK17 sin anbefaling med TABS ved sommer-/vinterdrift

	$T_{op} > 26 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{op} < 19 \text{ }^\circ\text{C}$
Sone 1	2	0
Sone 2	7	0
Sone 3	6	0
Sone 4	2	5

Tabellen viser at termisk komfor er opprettholdt, da det er få timer med operativ temperatur over  $26^\circ\text{C}$ . 5 timer med operativ temperatur lavere enn  $19^\circ\text{C}$  kun i en sone er også akseptabelt.

Ettersom effekttoppene fra TABS er høye kan det implisere i en dårlig regulering. Figur 57 viste at TABS'ene responderte hurtig når lufttemperaturen i Sone 4, vist i 59, var utenfor ønsket temperaturintervall. Dette er en konsekvens av regulatorparameteren som er innstilt for PI-regulatoren. Standard innstillingene som ble brukt i simuleringer er vist i tabell 26.

---

Tabell 26: Standardinnstilte regulatorparametere på PI-regulator i IDA ICE

Regulatorparameter	Verdi	Enhet
Proporsjonal forsterkning	0,3	-
Integraltid	300	s
Dødtid	30	s

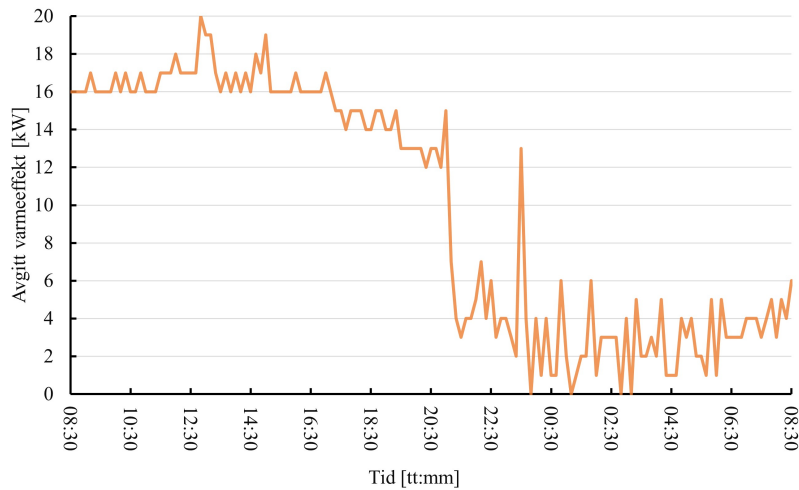
Som forklart i teorikapittel 2.15 innebærer en dødtid på 30 sekunder at det tar 30 sekunder fra det avgis et pådrag til ER-verdien merker en endring. Ettersom ER-verdien er lufttemperatur, vil også varmetilskudd fra internlaster påvirke lufttemperaturen raskt. Derfor er ikke regulatoren optimalt innstilt. En sprangrespons-simulering med samme klimafil som i 4.6 og utdata med mindre tidssteg kunne ha blitt utført for å bestemme reguleringsparametre. Et lite avvik i temperatur fører til en stor varmeavgivelse. TABS som er et tregt system, hvilket skal tillate en temperaturvariasjon på ca. 3 K burde trolig ha andre parametre for å kunne utnytte den termiske massen.

Sommer- og vinterdriften operer slik den er tiltenkt, men PI-reguleringen av TABS er foreløpig ikke optimal. Største effekttopp til oppvarming er omtrent seks ganger større enn dimensjonerende effekt til romoppvarming. Å optimere regulatorparametere er utenfor oppgaven sin ramme og i metodekapittel 4.8.4 ble det presisert at neste reguleringsmetode som skal analyseres er mengde-regulering.

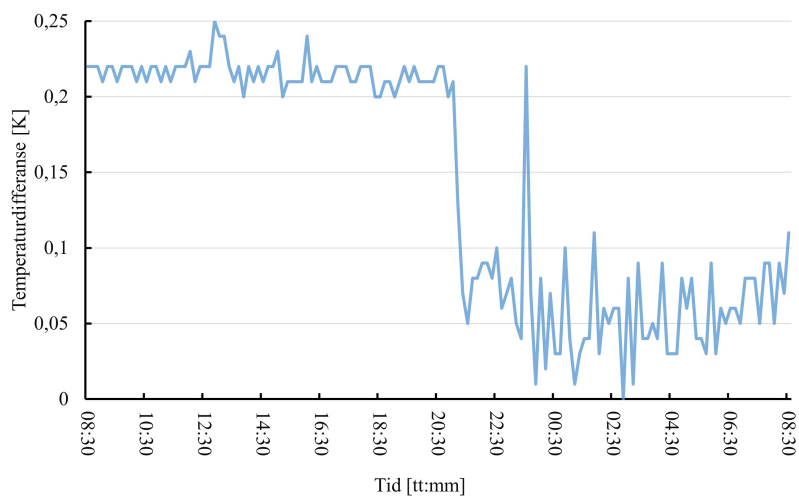
## 5.10 Sammenligning av drift med Lysgården

Undertegnende etterspurte måledata fra Lysgården, for å ha et sammenligningsunderlag. Dette var utenfor oppgaven sin opprinnelige metode, men vil gi verdifull innsikt på reguleringsprinsippene i IDA ICE.

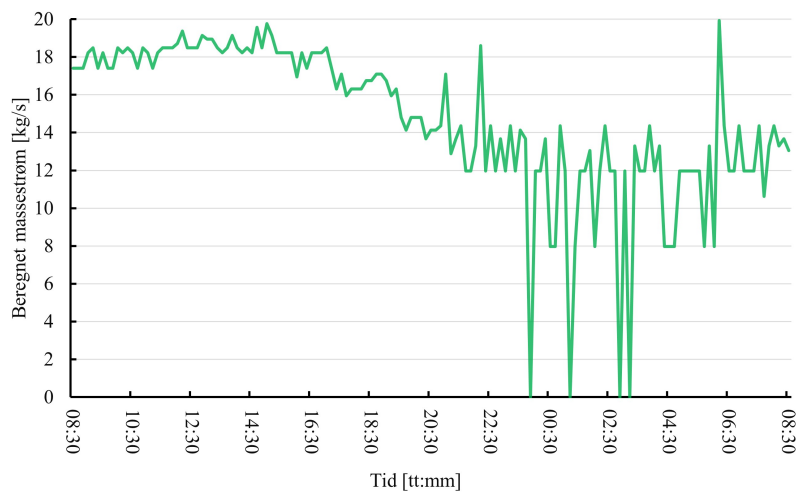
Måledata fra Lysgården er vist i figurene 63a, 63b og 63c. Disse viser avgitt varmeeffekt i kilowatt, temperaturdifferanse i Kelvin og massestrøm i kilogram per sekund. Sistnevnte er beregnet av undertegnede, ved å anvende den deriverte av likning 9.



(a) Avgitt varmeeffekt i Lysgården den 24.05.2021



(b) Temperaturdifferanse i Lysgården den 24.05.2021



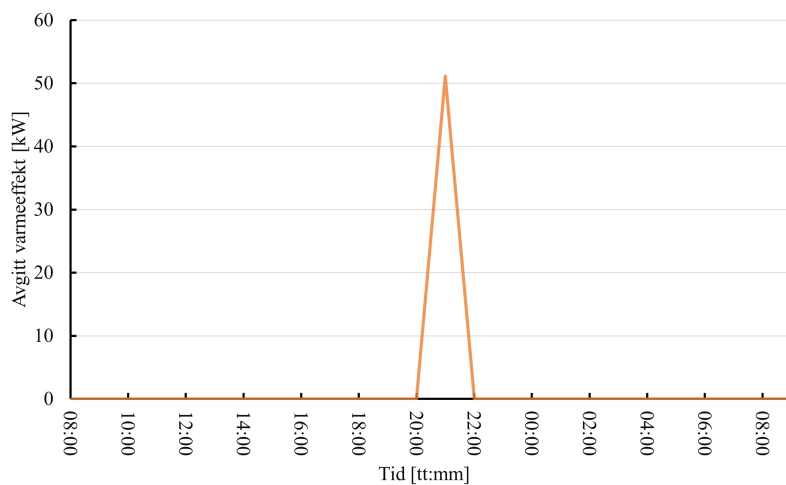
(c) Massestrøm i Lysgården den 24.05.2021

Figur 63: Måledata fra Lysgården

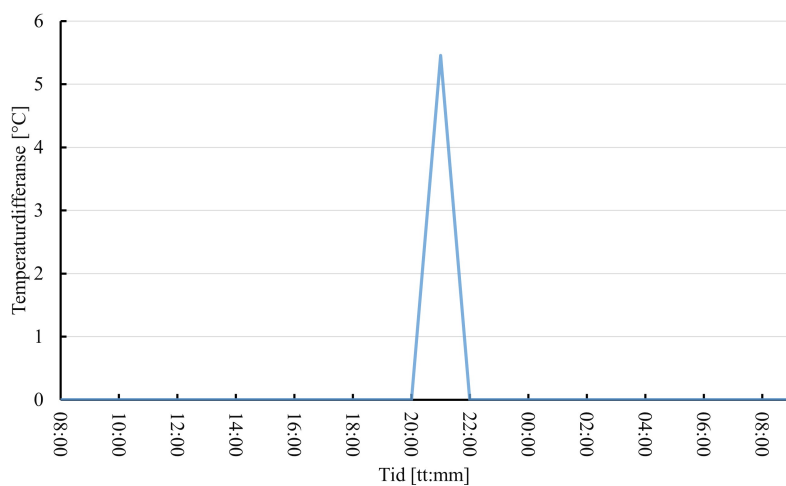
Figur 63c viser at massestrømmen varierer og Lysgården er derfor mengderegulert. Dette stemmer overens med teorien (kap. 2.15). Det ble ikke gitt data for tur- og returtemperatur, kun temperatordifferanse. Det antas derfor at turtemperaturen er konstant.



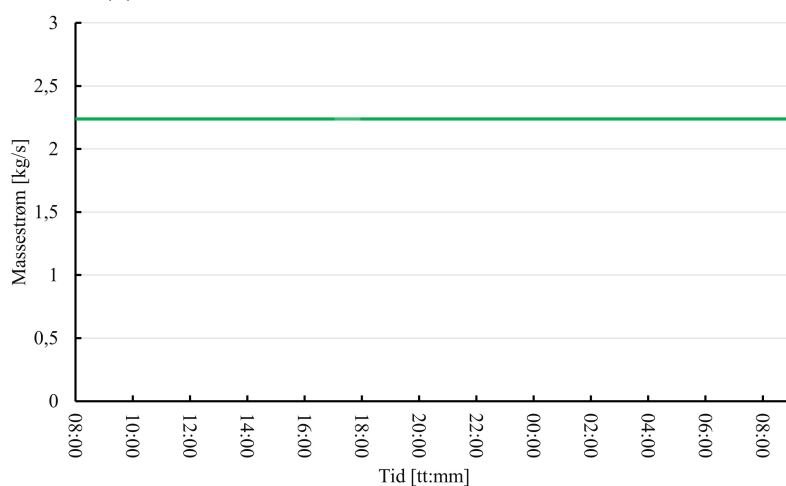
Ved temperaturregulering i IDA ICE settes massestrømmen til 2,238 kg/s, ref kapittel 5.6. Figurene 64a, 64b og 64c viser avgitt varmeeffekt, temperaturdifferanse og massestrøm for Innovasjonshuset med temperaturregulert PI-regulering og sommer/vinterstyring, i Sone 4.



(a) Avgitt varmeeffekt ved simulering av Sone 4. Temperaturregulering



(b) Temperaturdifferanse ved simulering av Sone 4. Temperaturregulering



(c) Massestrøm ved simulering av Sone 4. Temperaturregulering

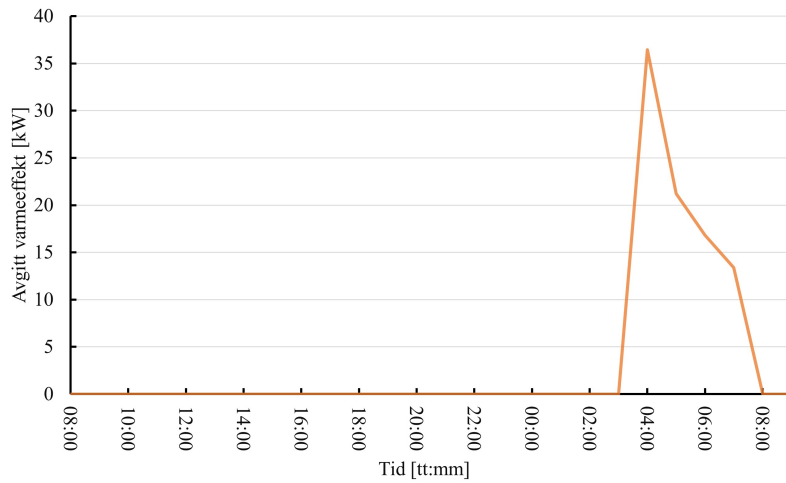
Figur 64: Simulert data fra 29.05.2020 i Sone 4

---

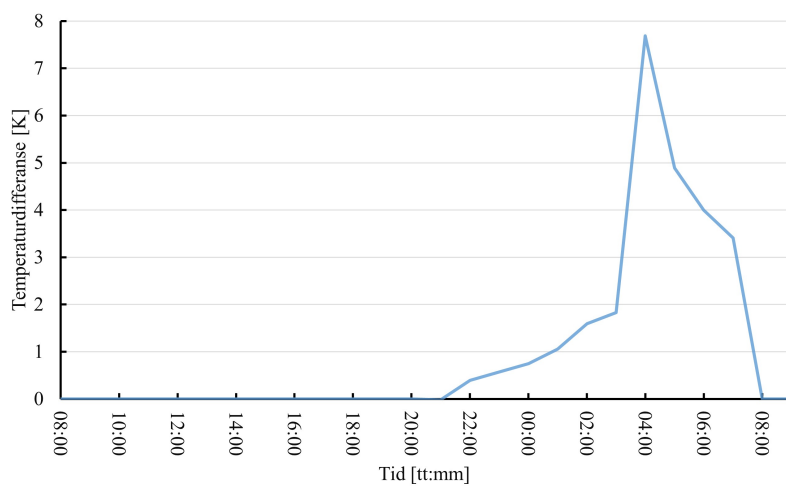
Figur 64c viser at massestrømmen er konstant i sløyfen for Sone 4. Effektaggivelsen er kun avhengig av temperaturdifferansen på vannet. For å avgi 50 kW med varme, trengs det en temperaturdifferanse 5,5°C. Ved dette effektbehovet klokken 21:00 er turtemperaturen 29,6°C og returtemperaturen 24,1°C. I perioden vist i figur 64b varierer turtemperaturen mellom 21,7-29,6 °C. Returtemperaturen varierer mellom 21,7-24,2 °C. Disse temperaturene samsvarer med teorien og litteraturstudien: turtemperaturen skal være mellom 18-30°C. Derneft skal resultatene med mengderegulering analyseres.

## 5.11 Mengderegulering

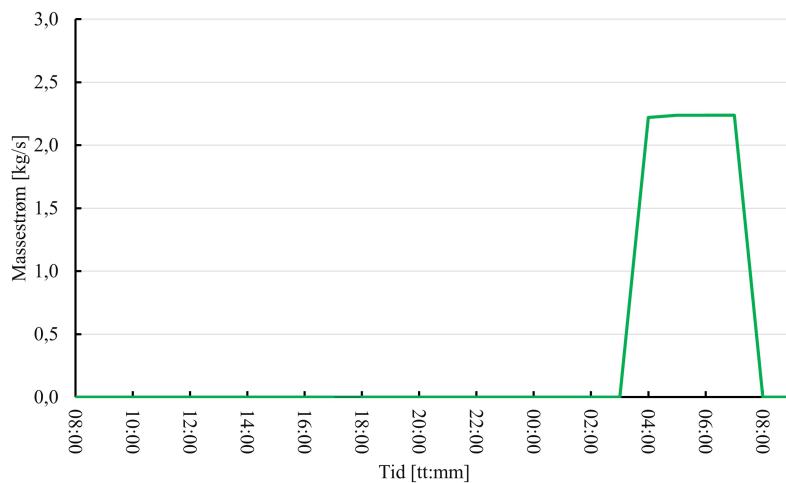
Figurene 65a, 65b og 65c viser avgitt varmeeffekt, temperaturdifferanse og massestrøm for Innovasjonssenteret modellert med mengderegulert PI-regulering og sommer-/vinterstyring i Sone 4.



(a) Avgitt varmeeffekt ved simulering av Sone 4. Mengderegulering



(b) Temperaturdifferanse ved simulering av Sone 4. Mengderegulering



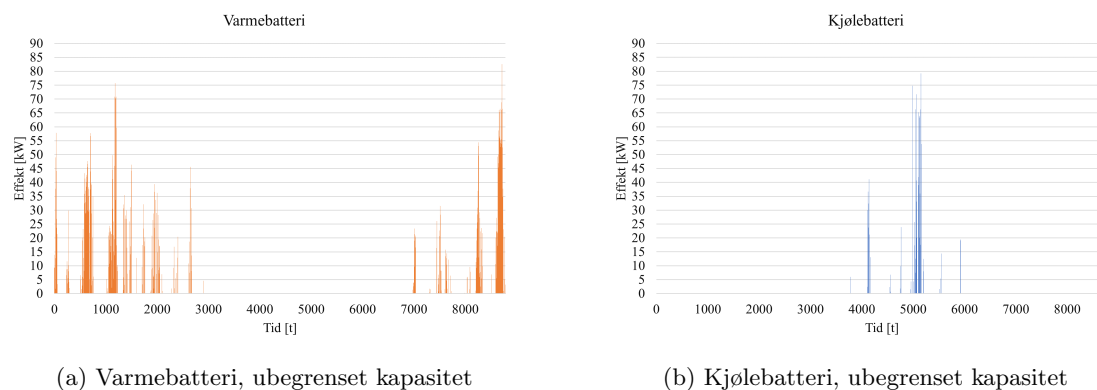
(c) Massestrøm ved simulering av Sone 4. Mengderegulering

Figur 65: Data fra 29.05.2020 simulert dag i Sone 4

Figur 65b viser at temperaturdifferansen er 7,8 K når varmeavgivelsen er 36 kW. Da er også massestrømmen 2,238 kg/s. Turtemperaturen varierer mellom 24,3-35,9°C og returtemperaturen varierer mellom 23,3-32,5°C. Ved mengderegulering skal turtemperaturen, noe som her ikke er

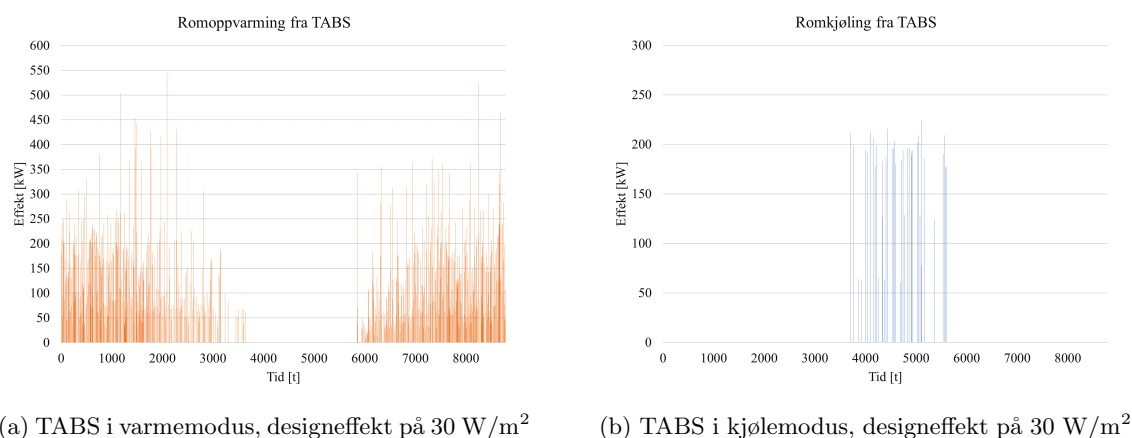
tilfelle. Massestrømmen varierer mellom null og dimensjonert (maksimal) massestrøm. Dette vil innebære at mengdereguleringen i IDA ICE er en kombinasjon av temperaturregulering og mengderegulering. Turtemperaturen og temperaturredifferansen er høyere enn hva som ble anbefalt i litteraturstudien. Konsekvensene vil bli presentert i det følgende.

Figur 66a og figur 66b viser effekttoppene fra varme- og kjølebatteriet henholdsvis, ved mengderegulering med PI-regulator og sommer-/vinterdrift.



Figur 66: Effekttopper fra ventilasjonsvarme og -kjøling ved mengderegulering

Figur 67a og figur 67b viser effekttoppene fra romoppvarming og kjøling med TABS, henholdsvis, ved mengderegulering med PI-regulator og sommer-/vinterdrift.



Figur 67: Effekttopper fra romoppvarming -og kjøling med TABS ved mengderegulering

Effekttoppene som oppstår fra romoppvarming- og kjøling ved mengderegulerte TABS er i mye høyere størrelsesorden enn ved temperaturregulering. De maksimale effekttoppene er oppsummert i tabell 27.

Tabell 27: Maksimale effekttopper ved mengderegulering

Største effekttopper [kW]	
Varmebatteri	83
Kjølebatteri	79
TABS romoppvarming	546
TABS romkjøling	225

Lysgården opererte med en massestrøm på 20 kg/s på det høyeste (ref. figur 63c). Det kan være

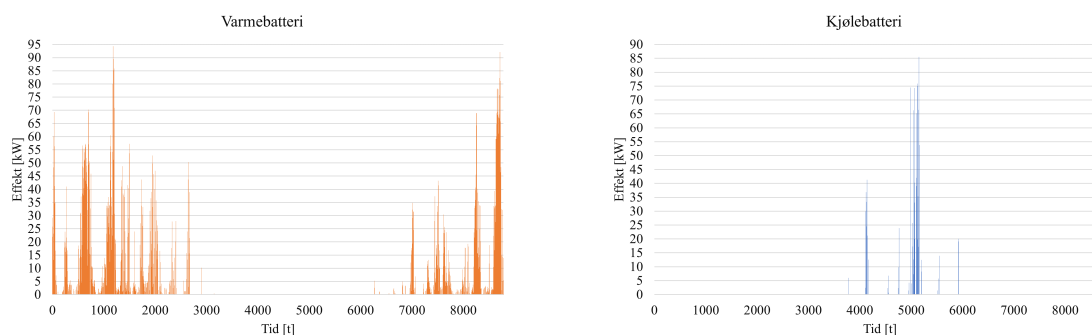
en årsak til veldig høye effekttopper, men ettersom verken turtemperatur til hver sløyfe eller turtemperaturen ut fra den elektriske kjelen var konstant er denne reguleringsmetoden, fremstilt som temperaturregulering i IDA ICE, vanskelig å bruke.

Ettersom det ønskes en stabil og kontinuerlig drift av TABS, vil regulering der overflatetemperatur på dekket er den kontrollerte tilstanden analyseres.

## 5.12 Regulering med hensyn på overflatetemperatur

Både temperaturregulering og mengderegulering i IDA ICE førte til momentan selvregulerende effekt. Av de to nevnte reguleringene, var det temperaturerregulering som resulterte i lavest effekttopper. Neste reguleringsmetode som skal analyseres er mengderegulering etter overflatetemperatur på dekket, slik som beskrevet i delkapittel 4.8.5.

Figur 68a og figur 68b viser effekttopper fra varme- og kjølebatteri henholdsvis.

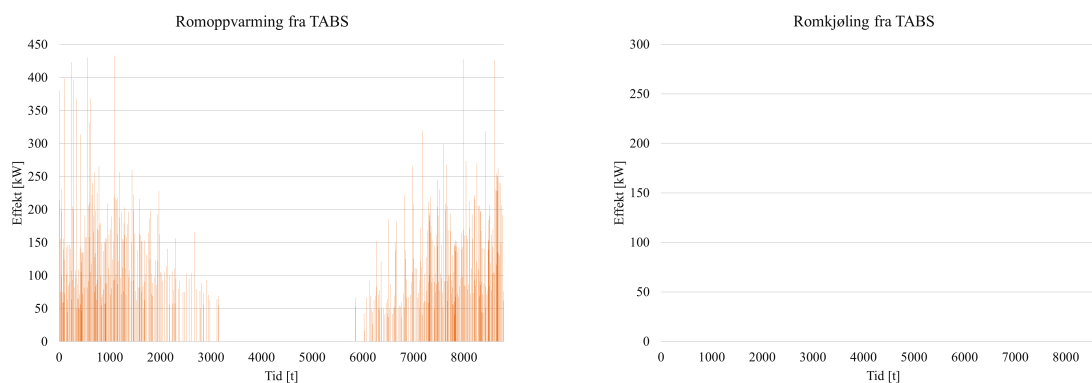


(a) Varmebatteri, ubegrenset kapasitet

(b) Kjølebatteri, ubegrenset kapasitet

Figur 68: Effekttopper fra ventilasjonsaggregat ved overflatetemperaturregulering

Sammenlignet med 66a og 66b er effektprofilene ganske like. Igjen er dette grunnet CAV-ventilasjon med lik settpunkt på tillufttemperatur. Figur 69a og figur 69b viser effekttopper fra TABS i varme- og sommerdrift henholdsvis, regulert med overflatetemperatur som SKAL-verdi.



(a) TABS i varmemodus, designeffekt på  $30 \text{ W/m}^2$

(b) TABS i kjølemodus, designeffekt på  $30 \text{ W/m}^2$

Figur 69: Effekttopper fra romoppvarming -og kjøling med TABS ved overflatetemperaturregulering

Figur 69a impliserer en lavere maksimal effekttopp fra TABS i varmemodus. Med regulering basert på overflatetemperatur avgis det ingen kjøleeffekt. Tabell 28 oppsummerer de maksimale effekttoppene.

Tabell 28: Maksimale effekttopper avgitt fra TABS med overflateregulering

Største effekttopper [kW]	
Varmebatteri	94
Kjølebatteri	86
TABS romoppvarming	433
TABS romkjøling	0

Den maksimale effekttoppen fra TABS i vinterdrift er tilbake til samme størrelsesorden som med temperaturregulering basert på lufttemperatur i romsonen (tabell 24). Ettersom det ikke blir avgitt noen kjøleeffekt må det analyseres om operativ temperatur er innenfor anbefalingene til TEK17. Antall timer med temperatur utenfor anbefalingene er vist i tabell 29.

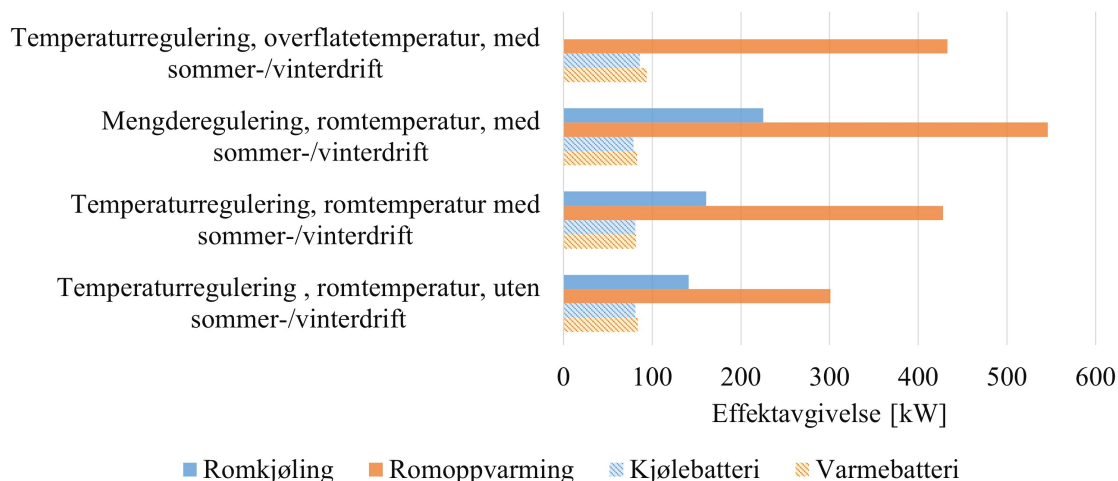
	$T_{op} > 26 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{op} < 19 \text{ }^\circ\text{C}$
Sone 1	13	0
Sone 2	34	0
Sone 3	26	0
Sone 4	6	9

Tabell 29: Antall timer utenfor TEK17 sin anbefaling med PI-regulering samt sommer-/vinterdrift

Tabell 29 viser at Sone 2 vil ha 34 timer der operativ temperatur er høyere enn  $26^\circ\text{C}$ . Dette impliserer at med overflatetemperatur på  $27^\circ\text{C}$  eller lavere og tillufttemperatur vil varmetilskuddene fortsatt være større enn varmetapene og resultere i overheting.

### 5.13 Oppsummering av styrings- og reguleringsmetoder

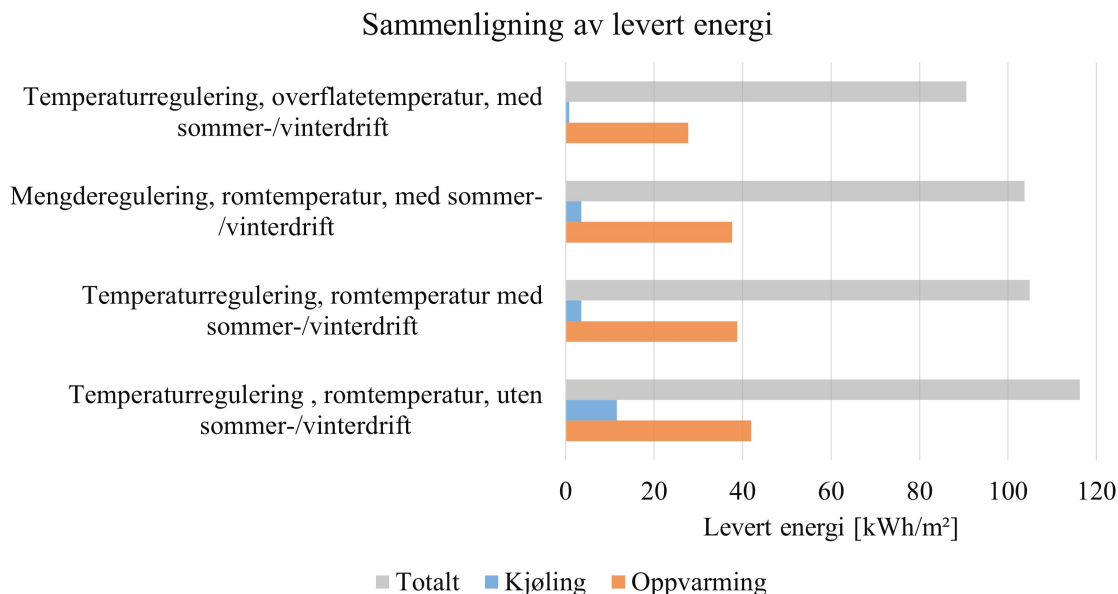
Sammenligning av maksimale effekttopper



Figur 70: Oppsummering av de største effekttoppene som fremkommer med de forskjellige styrings- og reguleringsmetodene

Figur 70 sammenligner ved fire regulerings- og styringsmetodene. Temperaturregulering uten sommer- og vinterdrift gir lavest maksimale effekttopper. De maksimale effekttoppene fra ventilasjonsaggregatet er i omtrent i samme størrelsesorden i alle fire tilfellene. Dette er forklart i delkapittel 5.4.3, og forklares ved at det brukes CAV-ventilasjon med konstant tilførselstemperatur på  $18^\circ\text{C}$  i modellen.

Figur 71 viser levert elektrisk energi ved de forskjellige styrings- og reguleringsmetodene. Oppvarming er her både romoppvarming og ventilasjonsvarme. Likeledes med kjøling: det inkluderer romkjøling og ventilasjonskjøling.



Figur 71: Sammenligning av levert (elektrisk) energi per år med de forskjellige styrings- og reguleringsmetodene

Grunnet ingen avgitt kjøleeffekt fra TABS, gir løsningen med temperaturregulering basert på overflatetemperaturer lavest årlig energiforbruk. Denne løsningen brukes som utgangspunkt når varmepumpen og energibrønnene modelleres i bygningsmodellen.

## 5.14 Resultater og analyse av simuleringer med varmepumpe og kjølemaskin

I metodekapittelet ble det beskrevet at det skulle bli testet to metoder for modellering av varmepumpe og kjølemaskin; på standard nivå, delkapittel 4.9.1 og på avansert nivå, delkapittel 4.9.3. Metoden med modellering på standard nivå resulterte i et årlig energibruk på 68,7 kWh/m<sup>2</sup>. Modellering ved avansert nivå medførte et årlig energiforbruk på 69,0 kWh/m<sup>2</sup>. Dette er en relativ differanse på 0,44 %. Størrelsesorden på effekttopper og når de inntraff var tilnærmet likt. Dette er vist i og analysert i vedlegg I.

Avansert nivå disponeres derfor videre, ettersom inndata på berggrunnens varmeledningsevne er mer presise. Maksimale effekttopper fra varmebatteri, kjølebatteri og romoppvarming med TABS er vist i tabell 30.

Tabell 30: De største effekttoppene i modellen ved anvendelse av varmepumpe og kjølemaskin

Største effekttopper [kW]	
Varmebatteri	97
Kjølebatteri	85
TABS romoppvarming	121
TABS romkjøling	0

Grunnet regulering med overflatetemperatur som SKAL-verdi avgis det fortsatt ingen kjøleeffekt fra TABS. Største effekttopp fra romoppvarming med TABS ble redusert fra 433 kW da elektrisk kjøling ble benyttet til 123 kW (ref. tabell 28). Dette tilsvarer en reduksjon på 31,9 % i forhold til

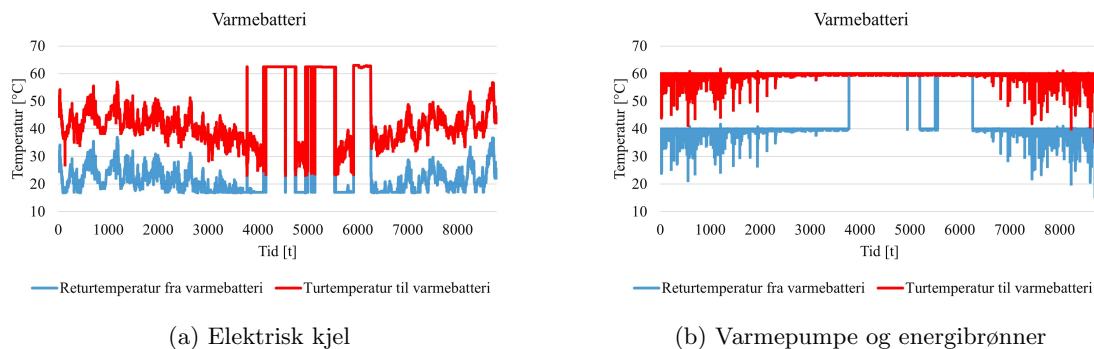
elektrisk kjel. Levert energi til elektrisk oppvarming er redusert fra 27,7 til 11,5 kWh/m<sup>2</sup>. Dette er en reduksjon på 58,5 %.

Bakgrunnen for energibesparelsen ble forklart i delkapittel 2.13 som omhandlet varmepumpe teori. Neste delkapittel vil presentere temperaturnivåene ved de to ulike systemene for varmforsyning.

## 5.15 Analyse av temperaturer ved ulike varmforsyningssystem

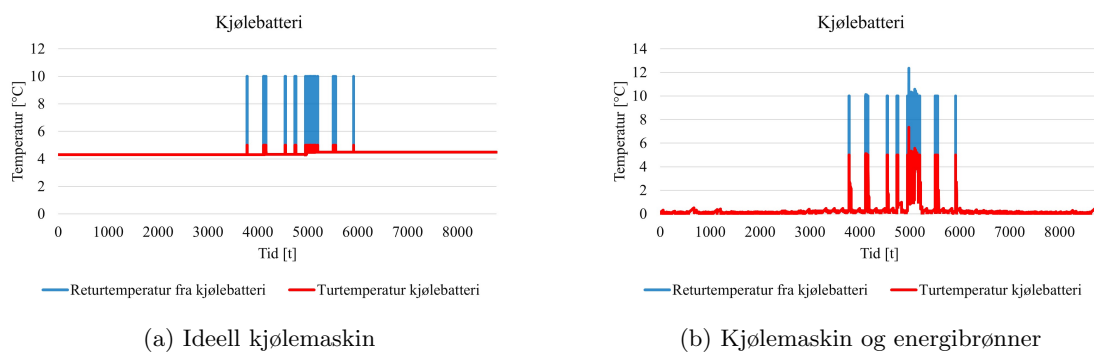
I de følgende figurene er vanntemperaturer ved bruk av elektrisk kjel og ideell kjølemaskin sammenlignet med bruk av modellert varmepumpe og kjølemaskin. Turtemperaturer er markert med rød graf, og returtemperaturer er markert med blå graf. Simuleringer med ideell elektrisk kjel og kjølemaskin er vist til venstre, benevnt som delfigurer (a). Til høyre, delfigurer (b), er fra simuleringer med modellert varmepumpe og kjølemaskin.

Figur 72a viser at tur- og returtemperaturene fra varmbatteriet varierer når ideell elektrisk kjel anvendes. Temperaturdifferensen holder seg på omtrent 20 K. Ved anvendelse av varmepumpe er turtemperaturen satt til å være 60°C. Temperaturdifferensen holder seg 20 K omtrent fordi dette er en standardinnstilling som er satt. Ved utnyttelse av varmepumpe er turtemperaturen definert å være 60°C (ref. metodekapittel 4.9.3). Temperaturdifferensen er ca. på 20K. Begge systemene sirkulerer van når det ikke er effektbehov. Da er temperaturdifferansen på 0K, slik at avgitt varme eller kjøleeffekt også er null.



Figur 72: Temperaturer til og fra varmbatteriet ved (a) ideell elektrisk kjel og (b) varmepumpe med energibrønner

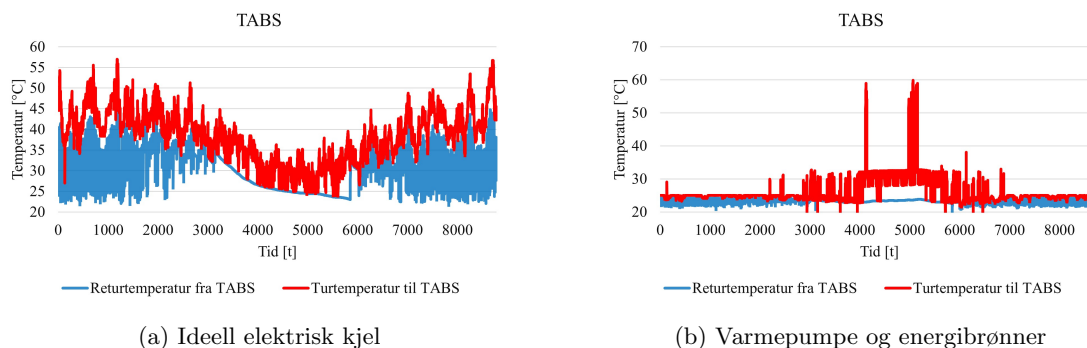
Figur 73a viser at turtemperaturen på vannet til kjølebatteriet ved anvendelse av ideell kjølemaskin holder seg på 5°C. Ved kjølebehov øker returtemperaturen til 10°C, slik det er innstilt. Ved bruk av mer reell kjølemaskin, figur 73b, er temperaturen på det sirkulerende vannet 0°C. Når det er kjølebehov øker temperaturen til 5°C slik som innstilt og temperaturdifferansen er på 5K.



Figur 73: Temperaturer til og fra kjølebatteriet ved (a) ideell kjølemaskin og (b) kjølemaskin med energibrønner



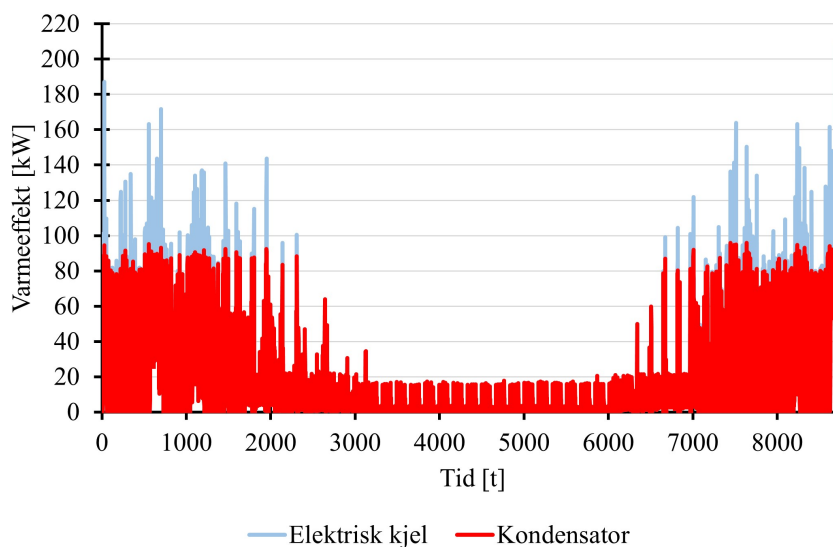
Figur 74a viser tur- og returtemperaturene til TABS ved anvendelse av ideell elektrisk kjel i modellen. Turtemperaturene varierer mellom 55-25°C. Ved slik modellering var det ikke mulig å bestemme turtemperaturen fra kjelen, ettersom det ble modellert på standard nivå. Figur 74b viser en stabil turtemperatur på 25°C når det er varmebehov, slik som definert ved modellering av varmepumpe. Returtemperaturen og temperaturdifferensen er lavere ved anvendelse varmepumpen. Dette er ønsket drift på varmepumpen.



Figur 74: Temperaturer til og fra TABS ved (a) ideell elektrisk kjel og (b) varmepumpe med energibrønner

## 5.16 Analyse av varmepumpen og kjølemaskinen

Figur 75 viser avgitt varmeeffekt til Innovasjonssenteret, illustrert ved grunnlast og spisslast i løpet av året. Grunnlasten er avgitt varme fra kondensatoren, i rødt, og spisslast er avgitt varme fra den elektriske kjelen (i blått).

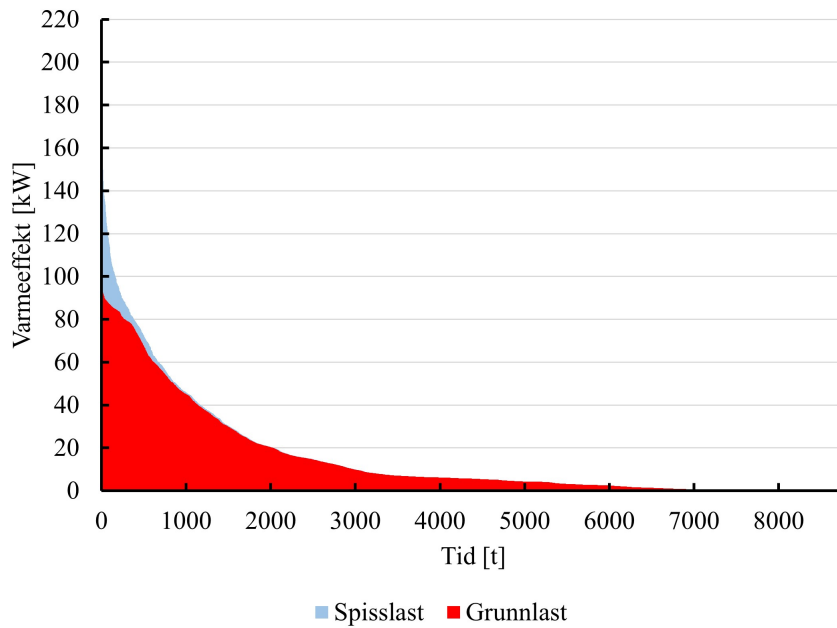


Figur 75: Avgitt varmeeffekt fra varmepumpe og spisslast

I sommermånedene juni, juli og august brukes varmepumpen til å varme opp varmtvann. I vintermånedene brukes varmepumpen til romoppvarming og oppvarming av ventilasjonsluft, i tillegg til varmtvannsoppvarming. Maksimalt avgitt varme fra kondensatoren er på 96 kW. Maksimalt avgitt varme fra den elektriske kjelen er 118 kW. Disse to effekttoppene inntreffer ikke simultant, total simultan effekttopp er på 210,4 kW. Dette er høyere enn dimensjonerende effekt ved -12°C som var på 138,3 kW. Tidligere i oppaven ble det forklart at utetemperaturer på -14°C inntreffer og derfor vil oppvarmingsbehovet være høyere enn dimensjonert. Det var bagrunnen for å sette ube-

---

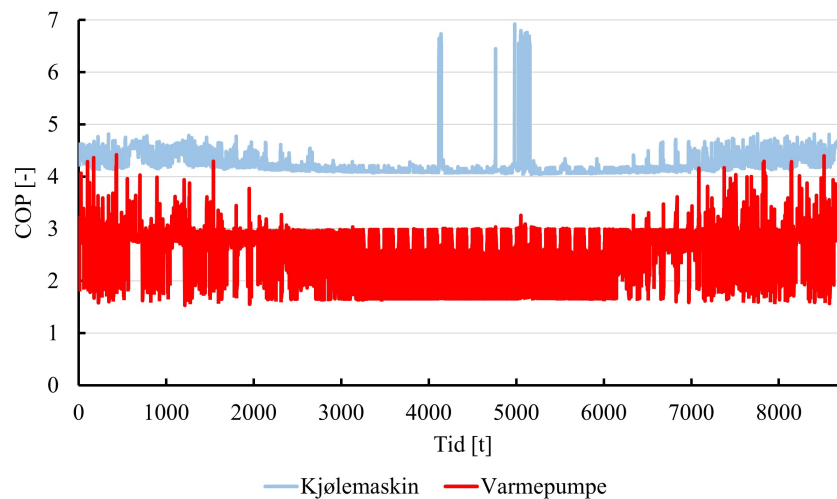
grenset kapasitet på spisslastsystemet samt varmebatteriet i ventilasjonsaggregatet. Med bagrunn i denne modellering vil et spisslastsystem måtte ha en kapasitet på ca. 211 kW.



Figur 76: Varighetskurve

Figur 75 sorteres og gjøres om til effekt-varighetsdiagram, vist i figur 76. Kurven i figuren har lignende karakteristik til figur 18 fra delkapittel 2.13, hvilket kan tyde på en akseptabel dimensjonering av varmepumpen.

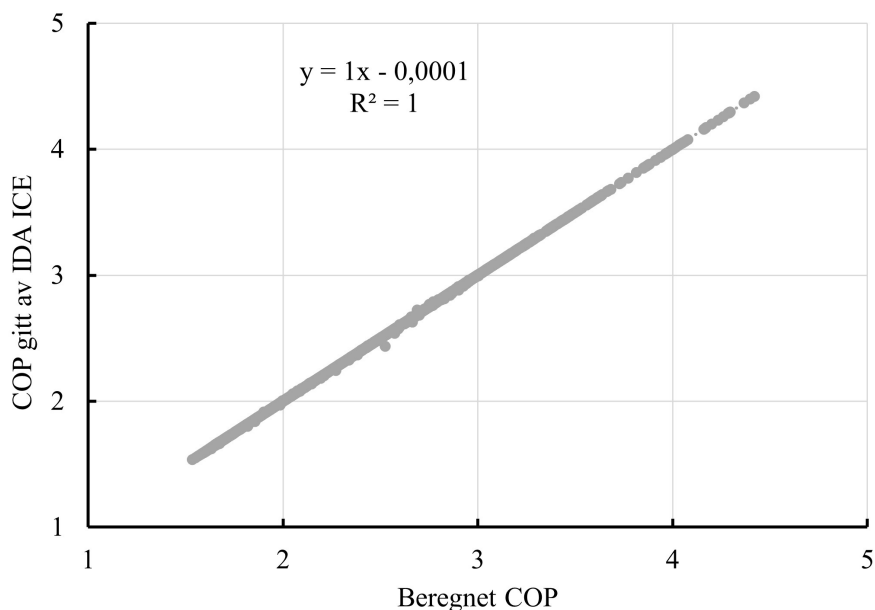
Figur 77 viser COP per time i året for varmepumpen (i rødt) og kjølemaskinen (i blått).



Figur 77: COP for varmepumpen og kjølemaskinen

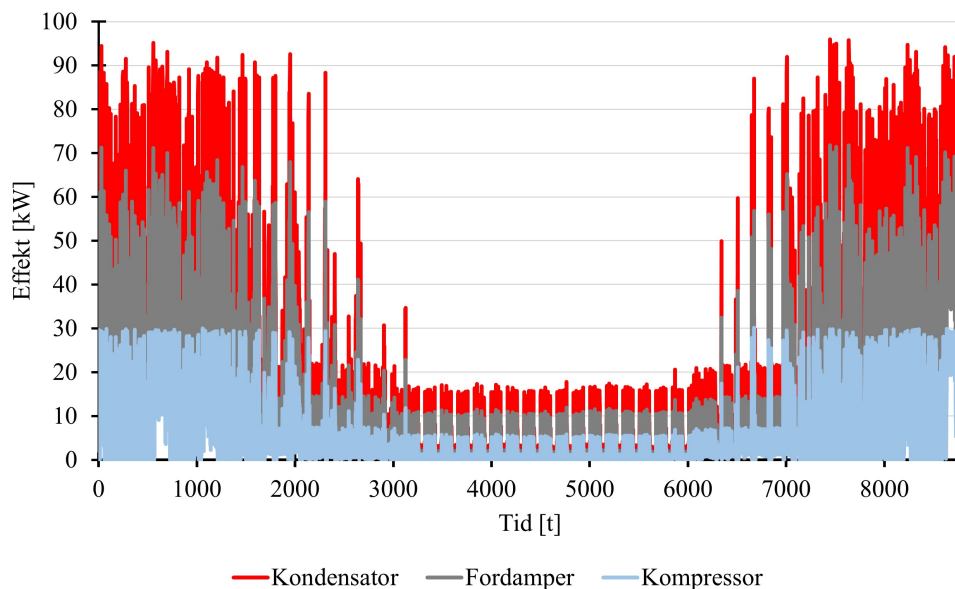
COP for kjølemaskinen er oppimot 7 når det er stor kjølebehov. Varmepumpen veksler COP mellom 2-4,5. COP for kjølemaskinen er beregnet ved å ta fordamperytelsen dividert med kompressoreffekt i hvert tidsteg. Lav COP betyr at kompressoreffekten er stor i forhold til avgitt varme eller kjøling. Kondensatoreffekten i varmepumpen varierer i takt med varmebehov og temperaturnivå i varmesystemet, samt temperaturnivå på varmekilden. Dermed vil også kompressoreffekten variere.

COP for varmepumpen er gitt ut av IDA ICE. COP kan og beregnes ved å ta kondensatorytelse dividert med kompressoreffekt. En kort analyse basert på lineær regresjon er vist i figur 78.



Figur 78: COP gitt ut fra IDA ICE mot beregnet COP fra likning 15

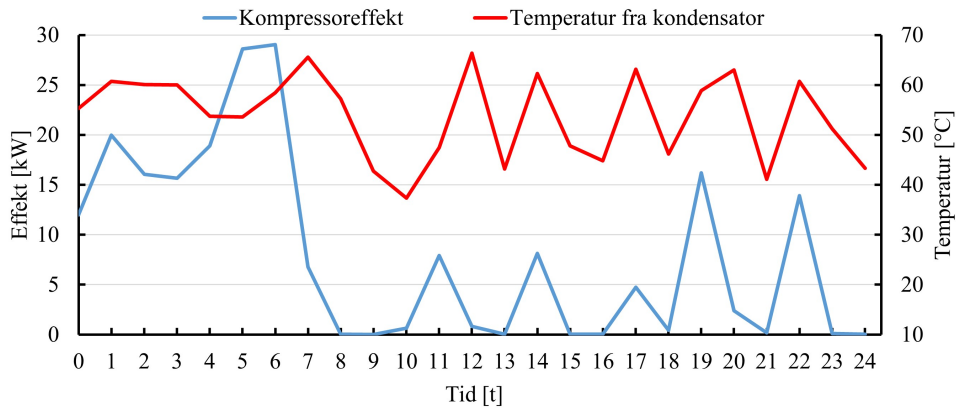
Determinanskoefisienten,  $R^2$ , er lik 1. Dette betegner en perfekt lineær sammenheng mellom beregnet COP og simulert COP. Bakgrunnen for dette er at dette er en simuleringsmodell, der alle data registres momentant. Ved praktisk måling kan noen av sensorene være upresise, og avgi en “falsk” COP. Dette er ikke tilfelle med simulering og illustreres grafisk i figur 79.



Figur 79: Effekt fra kompressor, fordamper og kondensator

Figur 79 viser kompressorytelse i blått, fordamperytelse i grått, og kondensatorytelse i rødt. Kompressorytelse angir konsumert elektrisk effekt, fordamperytelse forteller hvor mye varme som er utnyttet fra varmekilden og kondensatorytelse angir avgitt varmeeffekt. Kondensatorytelsen er omtrent tre ganger større enn kompressoreffekten, hvilket tyder på en COP på omtrent 3. Kom-

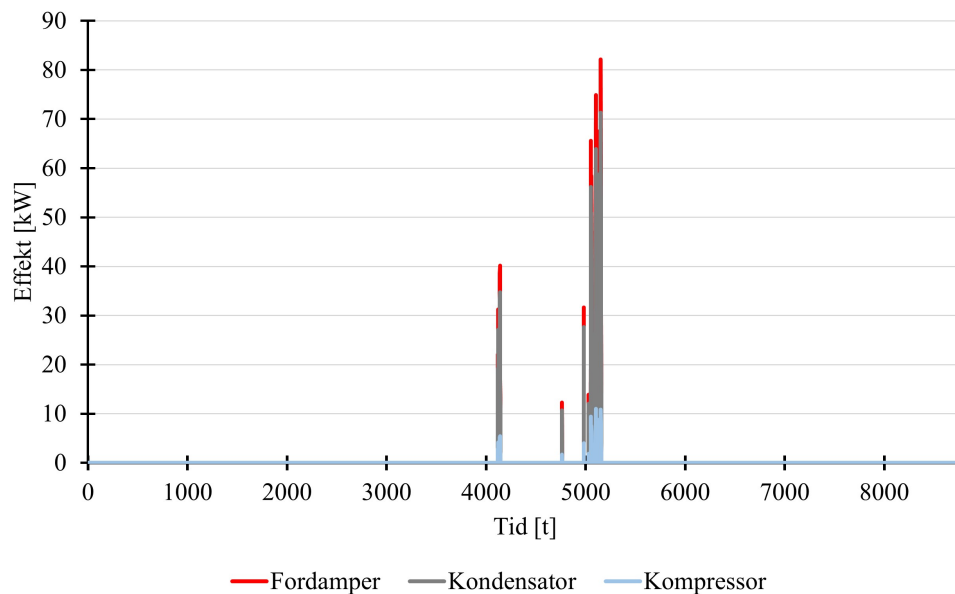
pressoreffekten varierer mellom 0-30 kW. Dette er fordi varmpumpen skrues av idet temperaturen inn til den virtuelle akkumuleringstanken har nådd tilstrekkelig temperatur. Dette er illustrert i 80.



Figur 80: Kompressoreffekt og temperatur til varmtvannstank

Temperaturen til tanken er vist med rød graf og kompressoreffekt er vist med blå graf. Når temperaturen til akkumuleringstanken når 60°C, slår kompressoren seg av. Dette inntreffer blant annet klokken 06:00. Motsatt, når temperaturen er lavere enn 60°C slår kompressoren seg på. Dette inntreffer eksempelvis klokken 21:00. Dette er en veldig diskontinuerlig drift og kan gi unødvendig høy pumpeeffekt. Et tiltak kan være å plassere sensoren i tanken legenger ned, der temperaturforholdene er mer stabile.

Likeledes illustrasjon som i figur 79 for varmpumpen, er vist i figur 81 for kjølemaskinen.

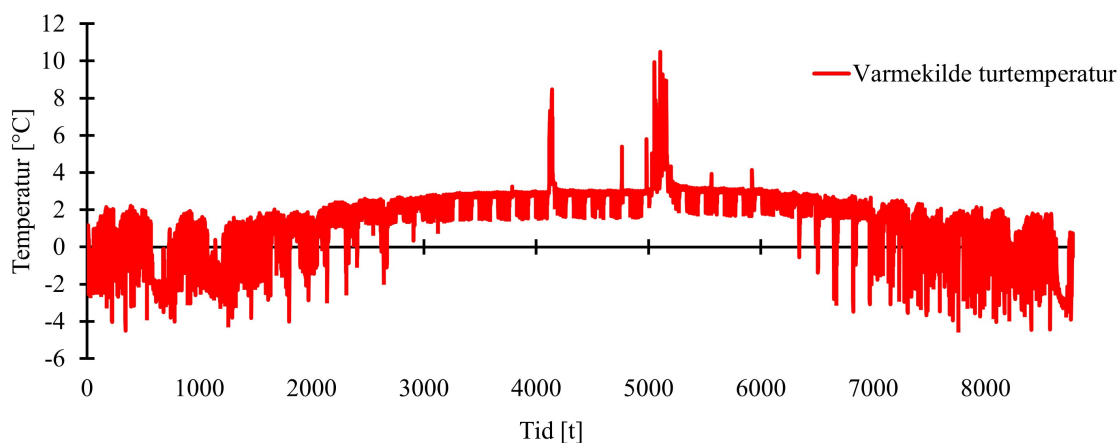


Figur 81: Effekt fra kompressor, fordampner og kondensator i kjølemaskinen

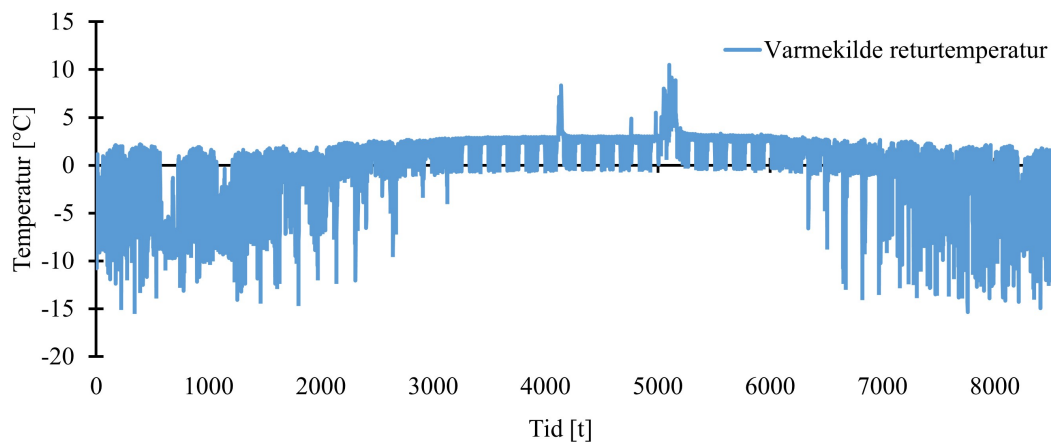
Figur 81 viser at kompressoreffekten har mye lavere størrelsesorden enn avgitt kjøleeffekt fra fordampneren. Dette bekrefter høy COP i figur 77. Høy fordampertytelse impliserer stort kjølebehov. Etersom det er høy COP må det være gode temperaturforhold i kjølemaskinen. Temperaturforhold vil videre undersøkes. Først for varmpumpen.

Figur 82 viser turtemperaturen på varmekilden, i.e temperatur på sekundærmediet inn til for-

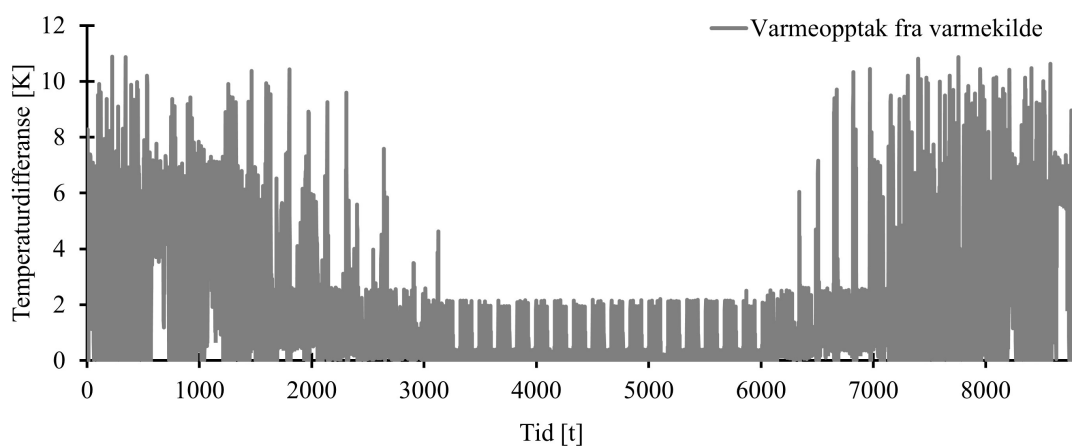
damperen. Figur 83 viser returtemperaturen og figur 84 viser temperaturdifferensen mellom disse, hvilket gir en indikasjon på varmeopptaket.



Figur 82: Turtemperatur på varmekilden inn til fordamperen i varmepumpen



Figur 83: Returtemperatur på varmekilden ut fra fordamperen i varmepumpen

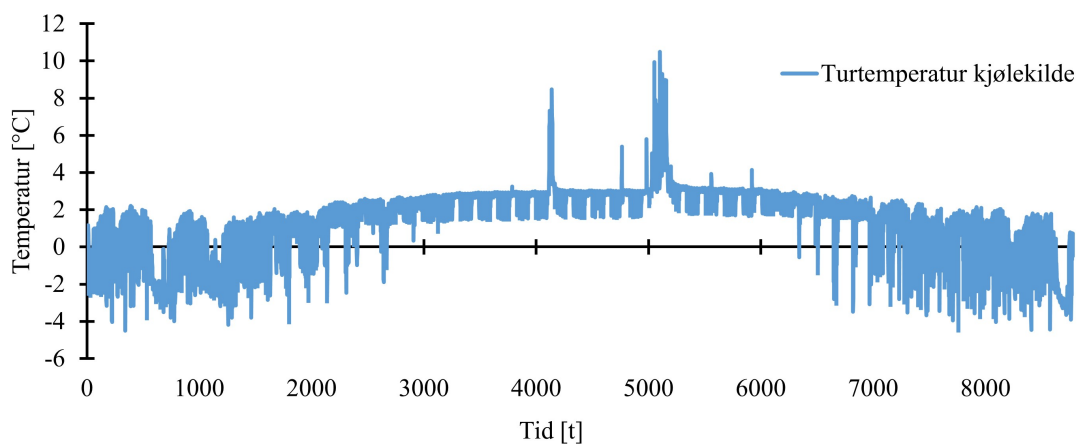


Figur 84: Temperaturdifferanse ved varmeopptak fra varmekilden i varmepumpen

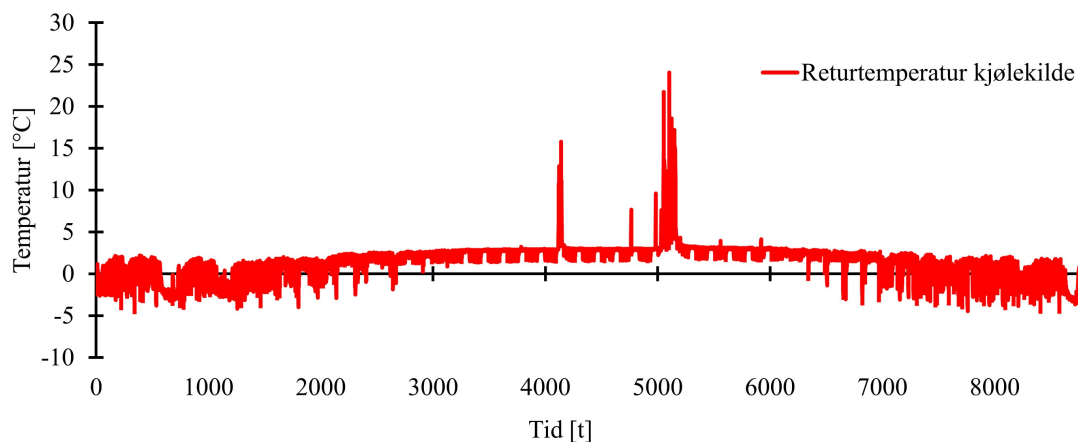
---

Temperaturdifferansen i figur 84 er nokså lav i sommermånedene, omtrent på 2°C. Dette kommer av lavt varmebehov: det er kun behov for oppvarming av varmtvann. Ved stort varmebehov er også temperaturdifferansen større. Både tur- og returtemperaturen er nokså høy om sommermånedene, når det er stort kjølebehov. Karakteristikken til temperaturen ligner effekttoppene gitt av kjølebatteriet i figur 68b. Temperaturen er avhenging av kjølesystemet, da både varmepumpen og kjølemaskinen utnytter energibrønnene. Temperaturdifferansen er stabil.

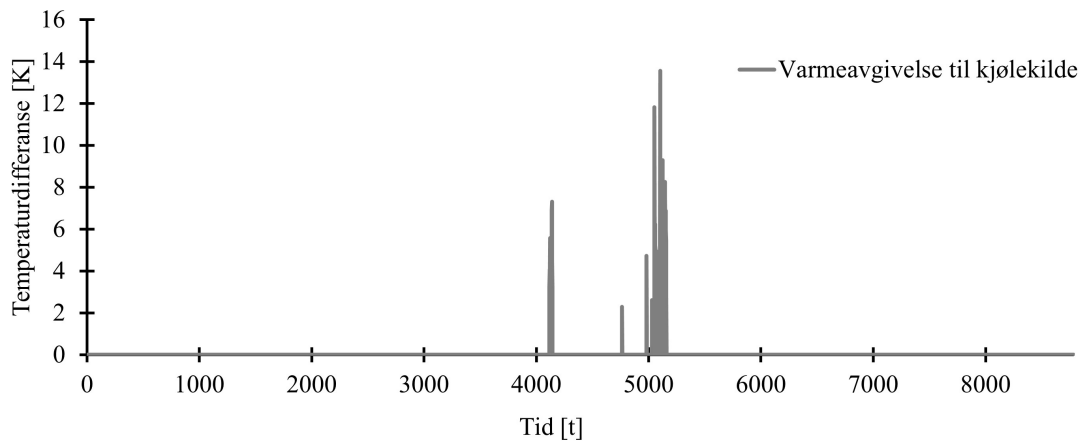
Figur 85 viser turtemperaturen på kjølekilden, i.e temperatur på sekundærmediet inn til kondensatoren i kjølemaskinen. Figur 86 viser returtemperaturen og figur 87 viser temperaturdifferansen mellom disse, hvilket gir en indikasjon på varmavgivelsen, i.e kjølebehovet.



Figur 85: Turtemperatur på kjølekilden inn til kondensatoren i kjølemaskinen



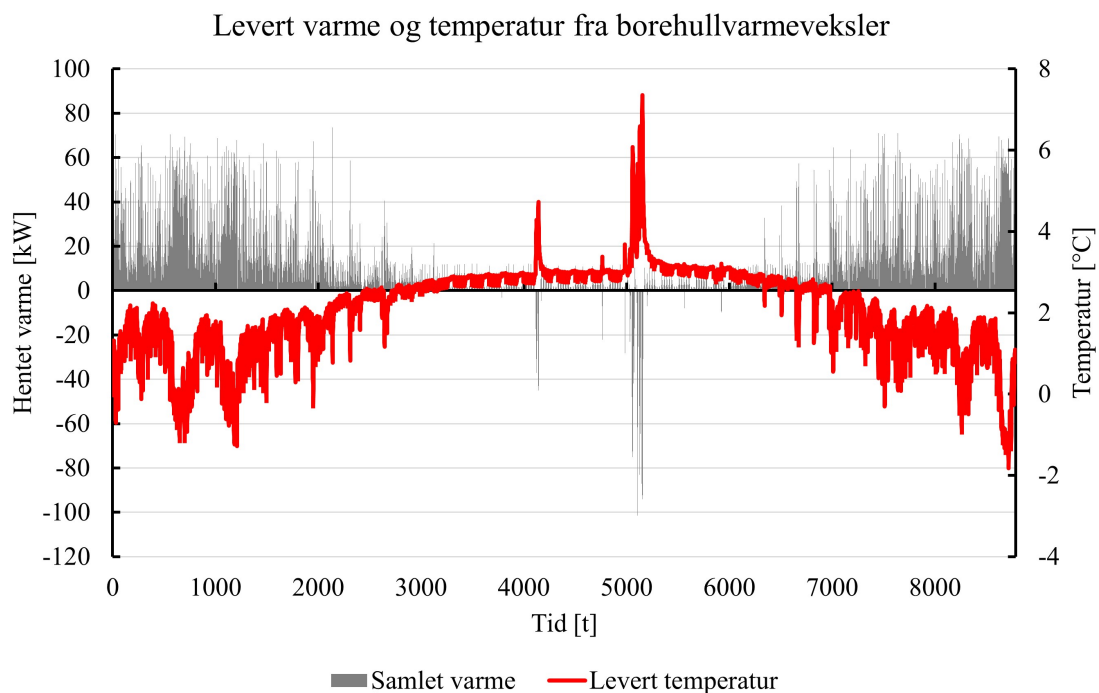
Figur 86: Returtemperatur på kjølekilden ut fra kondensatoren i kjølemaskinen



Figur 87: Temperaturdifferanse ved ved varmeavgivelse til kjølekilden

Det er høy temperaturdifferanse når det er høyt kjølebehov til kjølebatteriet. Ellers er temperaturdifferansen 0, og det blir dermed ikke avgitt noen kjøleeffekt - i.e kjølemaskinen er av. Figur 77 viste at COP til kjølemaskinen var på omtrent 4-5, selv når det ikke avgis noen kjøleeffekt. Dette kommer av at COP er et forholdstall, slik at når fordamperytelsen er veldig lav, men ikke null, og kompressoreffekten også er veldig lav, vil en COP kunne bli beregnet.

I figur 88 vises turtemperaturen på sekundærmediet fra borehullvarmeveksleren på høyre ordinat-akse. På venstre ordinat-akse vises hentet varme fra borehullvarmevekslerne. I sommermånedene, juni, juli og august, vil varme bli returnert til varmevekslerene. Det er grunnet behovet for ventilasjonskjøling, vist ved karakteristikken i figur 68b.



Figur 88: Varme og temperatur hentet fra borehullvarmevekslere

Temperaturen spenner på sekundærmediet fra borehullvarmevekslerne spenner mellom  $-2^{\circ}\text{C}$  og  $7,5^{\circ}\text{C}$ . Figur 82 og 85 viser derimot at temperaturen på sekundærmediet spenner mellom  $-4$  og  $10^{\circ}\text{C}$ . Dette begrunnes med de virtuelle tankene i IDA ICE. Sekundærmediet blir transportert til

dem, før det fordeles til varmpumpe og kjølemaskin. Disse tankene er vist under “Brine” i figur 99 i vedlegg H.

Til slutt kan varmpumpen sin ytelse kategoriseres med en rekke faktorer, slik som presentert i delkapittel 2.13. Faktorene er regnet ut og presentert i tabell 31.

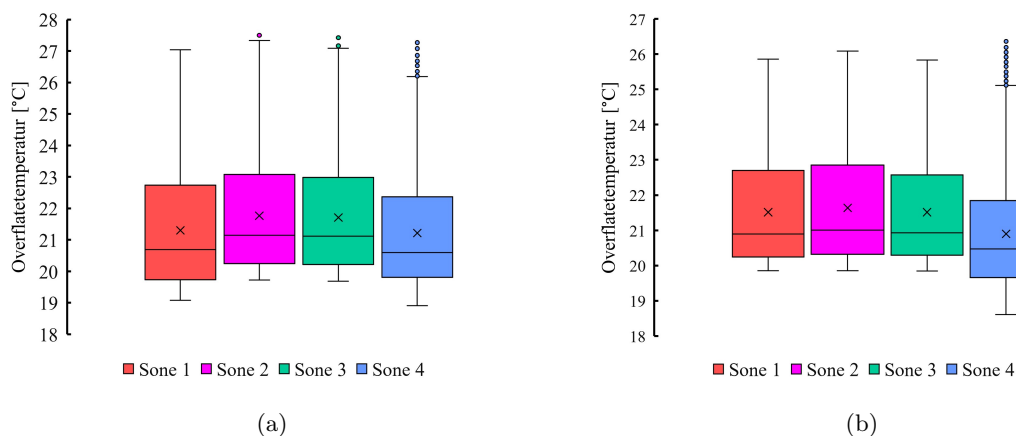
Tabell 31: Faktorer som beskriver varmpumpen sin ytelse

Beskrivelse	Nomenklatur	Verdi	Enhet
Netto årsvarmefaktor	$SPF_{netto}$	2,9	-
Brutto årsvarmefaktor	$SPF_{brutto}$	2,6	-
Energidekningsgrad	$\alpha$	93,0	%
Effektdekningsgrad	$\beta$	45,6	%
Relativ energibesparelse	$\Delta E$	56,6	%

Energidekningsgraden er på 93 %, hvilket stemmer med typisk intervall på 75-95 % for bergvarmepumper. Effektdekningsgraden er og mellom 40-70 % slik som teorien tilsier.

## 5.17 Inneklimateanalyse

Figur 89a viser et bokplott av overflatetemperaturen på gulvet i alle soner. Bokplott brukes for å vise spredningen av data. Gulvtemperaturen i alle soner holder seg mellom 19 °C og 28 °C. Dette innebærer at andelen misfornøyde er under 10 % (ref. delkapittel 2.4). Sone 4 har derimot flest “sterkt avvikende” verdier.

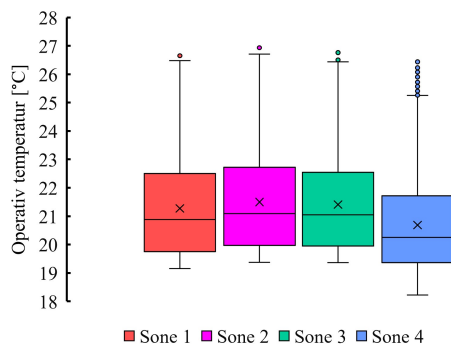


Figur 89: Bokplott av overflatetemperaturer på (a) gulv og (b) himling

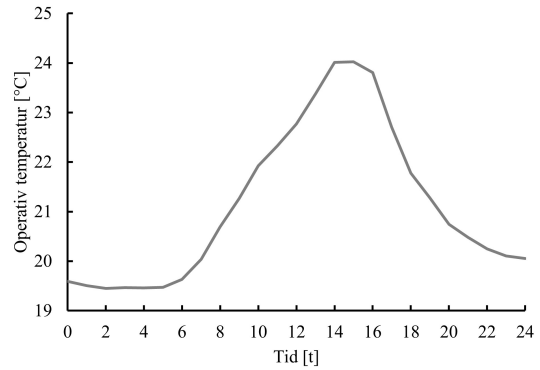
Figur 89b viser at overflatetemperaturen på himlingen holder seg omtrent mellom 20-26°C, for Sone 1, Sone 2 og Sone 3, med en median på 21°C. Sone 4 har derimot en lavere median på 20,5°C og en minimumstemperatur på omtrent 18,5°C.

For å undersøke termisk inneklimate mot TEK17 sine anbefalinger ble også et bokplott av operativ temperatur utformet. Dette er vist i delfigur 90a. Periodisk temperaturdifferanse er vist i delfigur 90b.





(a) Operativ temperatur i sonene



(b) Daglig temperaturvariasjon

Figur 90: Analyse av termisk komfort ved (a) operativ temperatur (b) daglig temperaturvariasjon

I Sone 1, Sone 2 og Sone 3 er det ingen timer i løpet av året 2020 der operativ temperatur er under 19°C. I Sone 4 inntreffer det derimot 359 timer med for lav operativ temperatur. Dette er presentert i tabell 32. Boksplottet og tabellen viser også at alle soner har noen timer der operativ temperatur er over 26°C.

	$T_{op} > 26 \text{ } ^\circ\text{C}$	$T_{op} < 19 \text{ } ^\circ\text{C}$
Sone 1	15	0
Sone 2	37	0
Sone 3	28	0
Sone 4	8	359

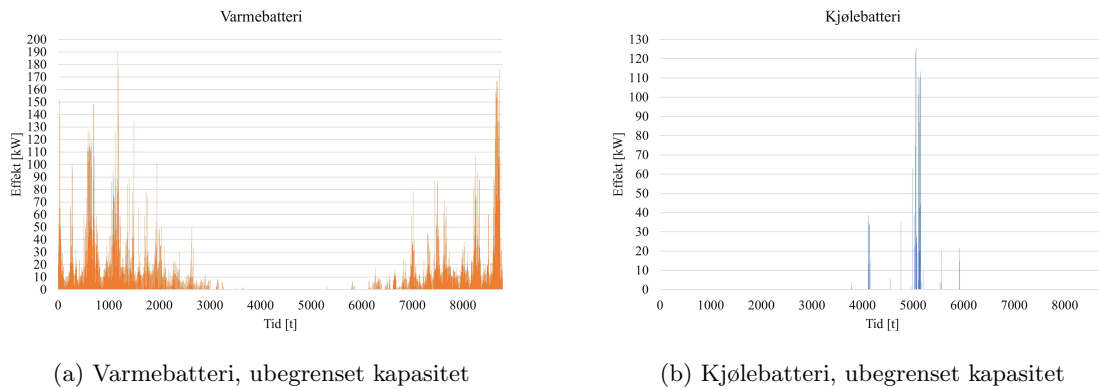
Tabell 32: Antall timer med operativ temperatur utenfor TEK17 sin anbefaling ved anvendelse av varmepumpe og kjølemaskin

Figur 90b viser en dag i Sone 4 der stor daglig temperaturvariasjon inntraff. Klokket 06:00 er den operative temperaturen omtrent 19,5°C og åtte timer senere, klokken 14:00 er temperaturen 24°C. Dette er en temperaturstigning på ca. 4,5°C. Anbefalingen til TEK17 angående termisk komfort er at daglig temperaturvariasjon på over 4°C må unngås. Det opptrer fire slike dager i Sone 4 der en temperaturdifferanse på over 4°C oppstår.

Oppsummert vil termisk komfort ikke være opprettholdt til enhver tid, spesielt ikke i Sone 4 med større daglige temperaturvariasjoner enn anbefalt, samt mange timer med for lav dekketemperatur og operativ temperatur. Til nå har bygningsmodellen vært modellert med konstante luftmengder og tillufttemperaturer. Ettersom utbygger ønsker VAV-ventilasjon vil det bli neste og siste steg i modelleringen.

## 5.18 Oppgradering av modell: anvendelse av VAV-ventilasjon

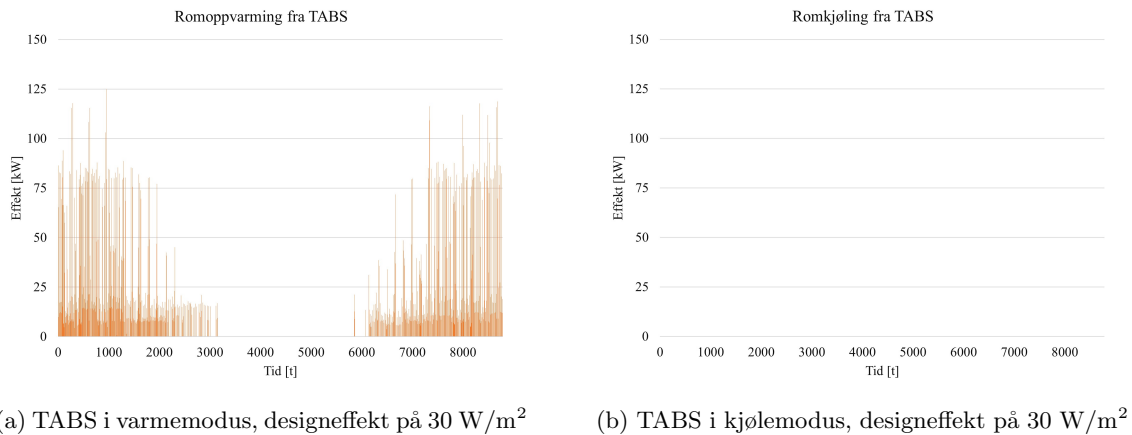
Bygningsmodellen oppgraderes til å inneha VAV-ventilasjon med CO<sub>2</sub>- og temperaturkompensering, med innstillinger som presentert i tabell 14 i delkapittel 4.10. Modellen opererer fortsatt med varmepumpe og kjølemaskin som energiforsyningssystem og med TABS regulert etter overflatetemperatur som varmeavgiversystem. Figur 91a og figur 91b viser effekttopper fra varme- og kjølebatteriet henholdsvis, ved anvendelse av VAV-ventilasjon.



Figur 91: Effekttopper fra ventilasjonsvarme og -kjøling ved anvendelse av VAV-ventilasjon

Figur 91a viser at den største effekttoppen fra varmebatteriet tilnærmet dobler seg med VAV-ventilasjon. Største effekttopp fra kjølebatteriet, sett i figur 91b, øker med 50 %.

Effekttoppene som inntreffer ved romoppvarming -og kjøling med TABS er presentert i figure 92a og 92b.



Figur 92: Effekttopper fra TABS ved anvendelse av VAV-ventilasjon

Effekttopper fra TABS er tilnærmet uforandret. De største effekttoppene er repetert i tabell 33.

Tabell 33: Maksimale effekttoppene med TABS og VAV-ventilasjon

Største effekttopper [kW]	
Varmebatteri	189
Kjølebatteri	125
TABS romoppvarming	123
TABS romkjøling	0

Som presentert i tabell 33 er de maksimale effekttoppene fra TABS ved modellering med VAV-ventilering i samme størrelsesorden som ved CAV-ventilering. Effekttoppene fra varme- og kjølebatteriet er i mye større størrelsesorden enn tidligere, hvilket har bakgrunn i utekompenseringen av tilluft-temperaturen. Ved utetemperatur på -14°C vil tilluften kunne ha en temperatur på ca. 21,3°C (ref. figur 33).

Med CAV-ventilasjon inntraff det, spesielt i Sone 4, timer der termisk komfort ikke var opprettholdt. I neste delkapittel vil termisk komfort ved anvendelse av VAV-ventilasjon undersøkes.

---

## 5.19 Inneklimaanalyse av modellen med VAV-ventilasjon

Inneklima, med termisk komfort i fokus, ved anvendelse av VAV-ventilasjon vil bli presentert i dette delkapittelet. Tabell 34 viser antall timer der operativ temperatur er utenfor TEK17 sin anbefaling.

Tabell 34: Antall timer utenfor TEK17 sin anbefaling med VAV-ventilasjon

	$T_{op} > 26 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{op} < 19 \text{ }^\circ\text{C}$
Sone 1	2	0
Sone 2	2	0
Sone 3	2	0
Sone 4	46	3

Dersom tabell 34 sammenlignes med tabell 32 kan det konstanteres at Sone 1, Sone 2 og Sone 3 oppnår bedre termisk komfort. Færre timer med overheting inntreffer i disse sonene, samt at det ikke er noen timer der det vil oppleves for kaldt. I Sone 4 har antall timer med for lav operativ temperatur blitt sterkt redusert, fra 359 timer til 3 timer. Antall timer med for høy operativ temperatur har derimot økt fra 8 timer til 46 timer.

Tabell 35 viser de største vertikale temperaturdifferansene mellom gulv og himling. TEK17 anbefaler at det ikke burde være en lufttemperaturforskjell på 3-4 K mellom hode og føtter.

Tabell 35: Største vertikale temperaturdifferanser per sone per år

	$\Delta T_{\text{gulv-himling}}$
Sone 1	1,6 K
Sone 2	1,6 K
Sone 3	1,7 K
Sone 4	1,1 K

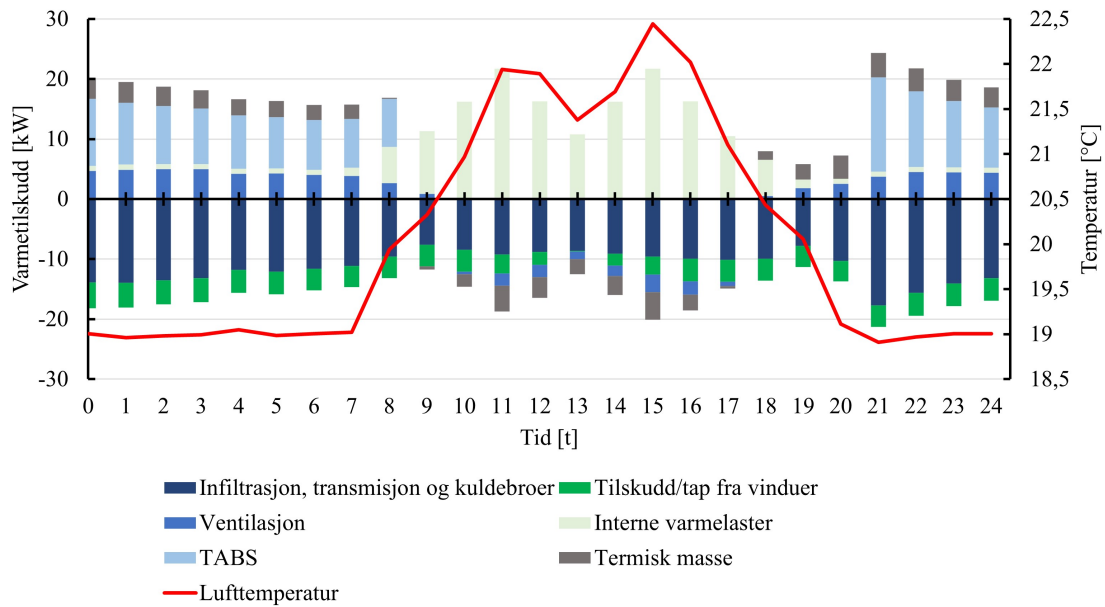
Tabellen viser at det ikke inntreffer større temperaturdifferanser enn 1,7 K i alle soner mellom overflate temperatur på gulv og himling. Det kan derfor antas at en lufttemperaturdifferanse mellom hode og føtter ikke vil oppstå. Det undersøkes for periodiske temperaturdifferanser og, og en daglig temperaturdifferanse på over 4 K inntreffer ikke i løpet av driftstiden i modellen.

Oppsummert vil termisk komfort være opprettholdt i alle soner unntagen Sone 4. I sistnevnte sone vil det inntreffe 46 timer med operativ temperatur høyere enn anbefalt.

## 5.20 Analyse av effektbruk og lastforskyvning

Innledningvis i oppgaven ble det forkart en av ambisjonene bak å benytte TABS er å flytte effektforbruket til oppvarming. En illustrasjon ved i sommermodus ble vist i figur 15. Det skal derfor undersøkes om lastforskyvning-effekten opptrer i denne modellen.

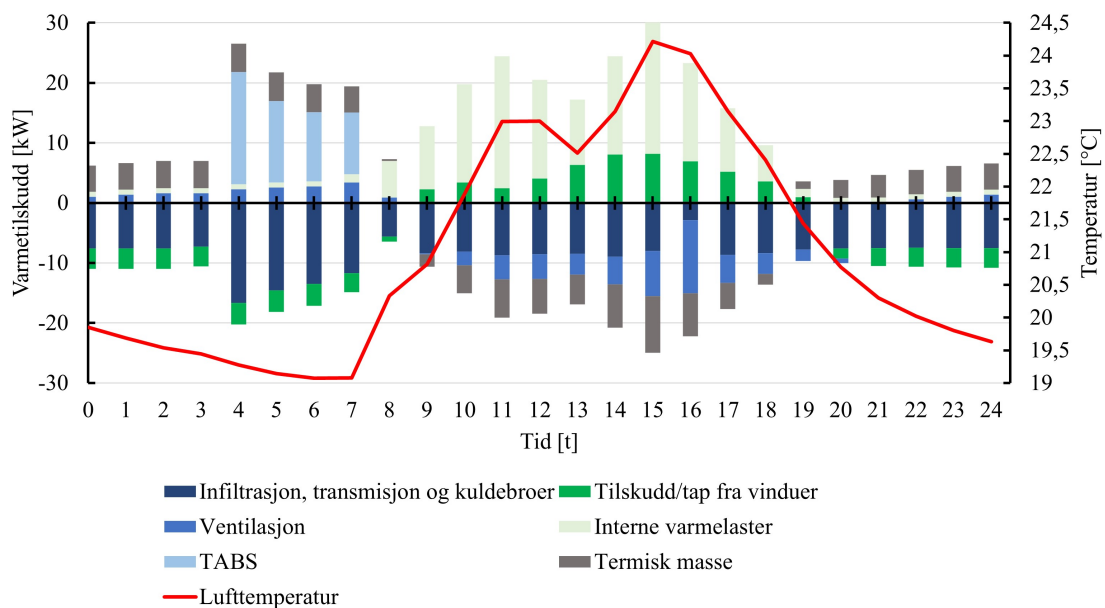
Figur 93 viser en energibalanse fra 31. januar i Sone 4. Venstre ordinatakse viser varmetilskudd, der negative verdier impliserer varmetap. Høyre ordinatakse viser lufttemperatur og absissegaksen viser tid på døgn.



Figur 93: Energibalanse 31. januar

Mellom klokken 21:00 og 08:00 avgir TABS (lyseblått) og ventilasjon (blått) varme for å kompensere for varmetap fra infiltrasjon, kuldebroer og transmisjon gjennom yttervegger, tak og gulf (mørkeblått) og fra vinduer (mørkegrønt). I dette tidsrommet avgis det også varme fra den termiske massen i sonen (grått). Fra klokken 08:00 avgis det varme fra interne laster. Da absorberer den termiske massen varme, samt at TABS er avslått. Ventilasjonsluften bidrar og til å kjøle ned romsonen noe. Lufttemperaturen (rød graf) er innenfor ønsket temperaturintervall gjennom hele døgnet, men påvirkes av varmetilskuddene fra interne laster. Figuren viser at ønsket energibalanse ved anvendelse av TABS finner sted om vinteren.

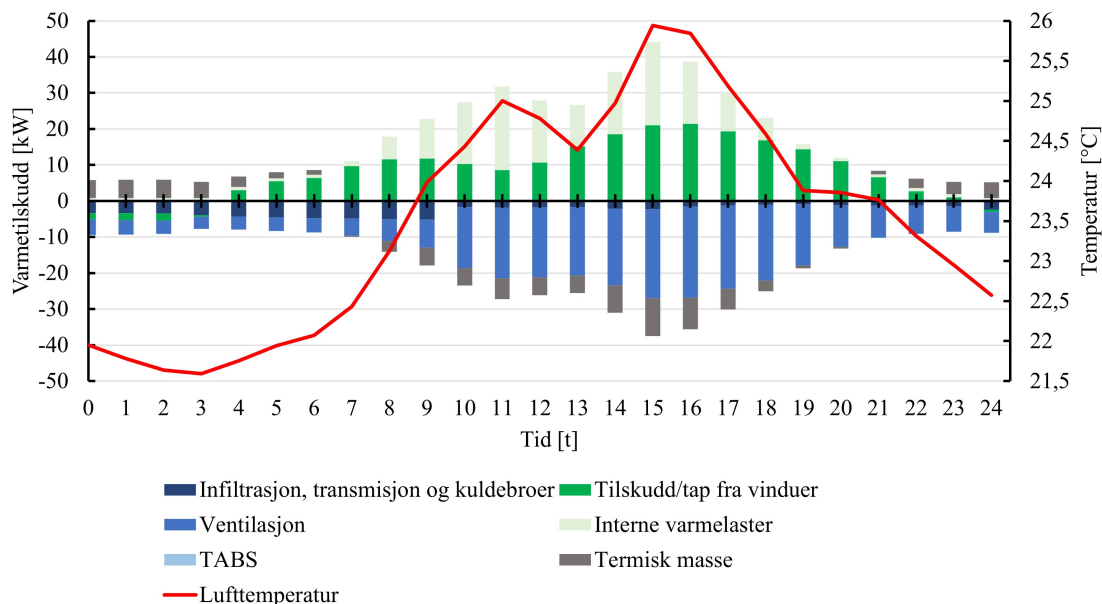
Figur 94 viser energibalanse fra Sone 4 den 2. april. Figuren vil gi en indikasjon på hvordan TABS opererer om våren.



Figur 94: Energibalanse 2.april

Om våren avgir TABS varme mellom klokken 04:00 og 07:00 når lufttemperaturen i sonen er synkende. Ellers er karakteristikene til varmetilskuddene -og tapene like til figur 93. Differansen er at om våren vil transmisjonen fra vinderer være et varmetilskudd. Da vil ventilasjonen kompensere for dette varmetilskuddet.

I sommermodus vil det ikke være noen kjøleavgivelse fra TABS, dette ble vist i figur 92b. Figur 95 viser energibalanse i Sone 4 den 31. juli.



Figur 95: Energibalanse 31. juli

Det ventilasjonsluften som bidrar til kjøleavgivelse, samt noe termisk varmelagring, om sommeren. Utenfor driftstid bidrar også ventilasjonen til å kjøle romsonen ned, der det kunne vært ønskelig å anvende TABS slik som vist i figur 15.

## 5.21 Oppsummering av effekt- og energibruk i forhold til krav

Til slutt vil modellen sin ytelse bli vurdert opp mot de krav som byggherren har satt seg, samt mot Enøk normtall. Tabell 36 viser modellen sitt energi- og effektbudsjett, men også energi- og effektbudsjettet som ble presentert i tabell 3.

Tabell 36: Energi- og effektbudsjett for Innovasjonssenteret sammenlignet med Enøk normtall

	Innovasjonssenteret		Enøk normtall	
	kWh/m <sup>2</sup>	W/m <sup>2</sup>	kWh/m <sup>2</sup>	W/m <sup>2</sup>
Oppvarming	13,8	57,5	73	58
Kjøling	0,1	6,4	4	15
Vifter og pumper	23,7	8,4	17	6
Belysning	12,5	4,7	26	13
Utstyr/diverse	10,7	5,9	24	14
<b>Totalt</b>	<b>60,9</b>		<b>144</b>	

Alle eneriposter, unntagen energibruk til vifter og pumper er lavere enn enøk normtall. Dette var å forvente da bygningskoden fra enøk normal er 10 år eldre. At energibruken til vifter og pumper er høyere stemmer overens med utviklingen IEA har registrert, forklart i introduksjonskapittelet.

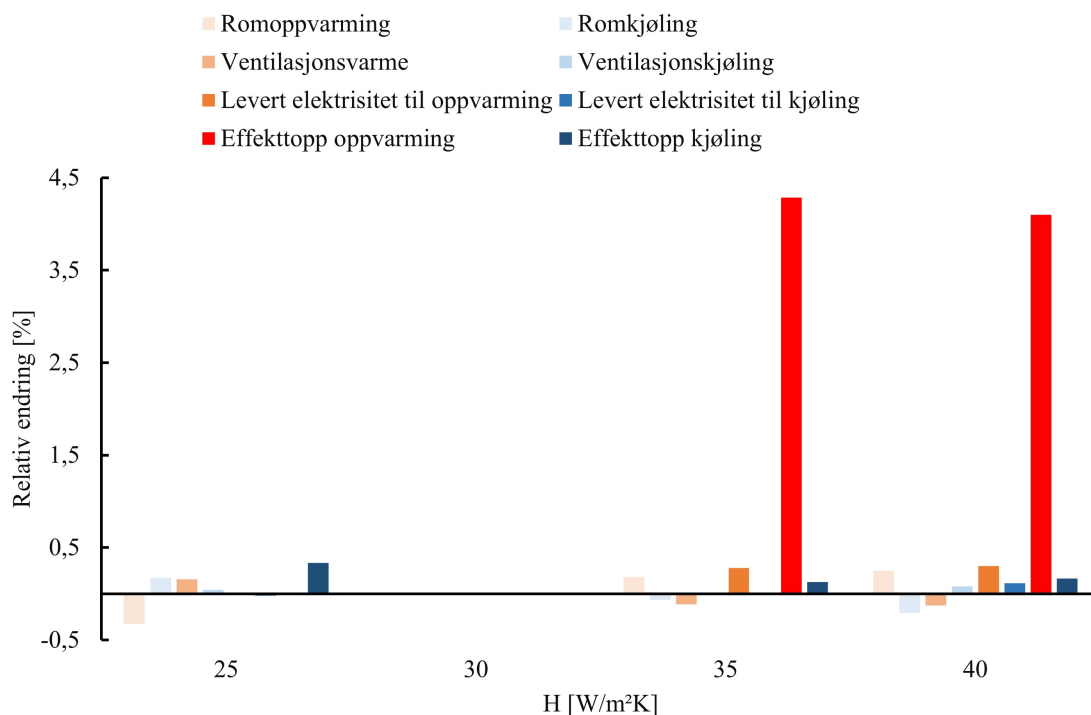
Likeledes er det for effektpostene som for energipostene; alle poster er lavere enn Enøk normtall untatt makismal effekt til vifter og pumper. Maksimalt effektbehov til oppvarming er kun 0,5 W/m<sup>2</sup> lavere enn Enøk normtall. Det vil innebære at varmesystemet ikke er driftes optimalt.

For at bygget skal være oppført som et passivhus, må kravene presentert i tabell 2 være oppfylt. Høyeste beregnede netto spesifikt energibehov til oppvarming ble utregnet til å være 31,88 kWh/m<sup>2</sup> per år. Innovasjonsenteret er innenfor dette kravet, slik som vist i tabell 36. Høyeste beregnede netto energibehov til kjøling ble definert som 2,1 kWh/m<sup>2</sup> per år, med bakgrunn i en DUT<sub>sommer</sub> på 21,5°C. Det ble konstantert i delkapittel 5.4.5 at DUT<sub>sommer</sub> i denne modellen er 20,8°C. Da vil kravet til høyeste beregnede netto energibehov til kjøling være 1,12 kWh/m<sup>2</sup> per år. Tabell 36 viser at dette kravet også er tilfredsstillt. Kravet til høyeste beregnede netto spesifikt energibehov til belysning, på 12,5 kWh/m<sup>2</sup> per år er også nådd. Innovasjonsenteret vil derfor kunne bli kategorisert som et passivhus.

Byggherren har også ambisjoner om at bygget skal ha en reduksjon på 50% på totalt energibehov i forhold til gjeldene krav i TEK17. Gjeldene krav i TEK17 er som presentert i delkapittel 2.2.1 på 115 kWh/m<sup>2</sup> per år. Halvparten av dette vil være 57,5 kWh/m<sup>2</sup> per år. Innovasjonsenteret oppnår et totalt energibehov på 60,9 kWh/m<sup>2</sup> per år, hvilket vil bety at kravet til TEK17 er nådd - men byggherren sin halveringsambisjon er foreløpig ikke realisert.

## 5.22 Parameteranalyse av varmetransportkoeffisienten H

I denne oppgaven har verdien for varmetransportkoeffisienten H, forklart i delkapittel 4.11, vært værende på standardverdi. Varmetransportkoeffisienten ble estimert til å være 35 W/(m<sup>2</sup> K) for Innovasjonsenteret. En parameterstudie av varmetransportkoeffisienten er vist i figur 96.



Figur 96: Parameteranalyse av varmetransportkoeffisienten

Figur 96 viser relativ endring i forhold til en varmetransportkoeffisient på 30 W/(m<sup>2</sup> K). Endring av varmetransportkoeffisienten H fra 30 W/(m<sup>2</sup> K) til 35 W/(m<sup>2</sup> K) påvirket energiytelsen til modellen minimalt. Maksimal effektopp som inntreffer grunnet elektrisk oppvarming økte med ca. 4,5 %. Energibehovet til oppvarming økte kun med 0,5 %. Dette innebærer at å beregne varmetransportkoeffisienten ved modellering av TABS i IDA ICE ikke er vesentlig.

---

## 6 Diskusjon

Dette delkapittelet vil diskutere bygningsmodellen og de oppnådde resultater. Svakheter og usikkerheter vil bli fremlagt med forslag til endringer som vil forbedre modellen. Arbeidet med denne oppgaven, hvilket i hovedsak var avhengig av bygningsmodellen vil også bli reflektert over.

### 6.1 Usikkerheter forbundet med inndata

Når simulering av bygninger utføres er det ønskelig at resultatene skal være så realistiske som mulig. For å minske gapet mellom simulerte verdier og faktiske verdier, hvilket måles når bygget har blitt tatt i bruk, er det nødvendig å ha minimal usikkerhet på inndata.

#### 6.1.1 Epistemiske usikkerheter

Epistemiske usikkerheter oppstår på grunnlag av mangel på kunnskap om parametere. Blant annet vil usikkerheten knyttet til de termiske egenskapene og tykkelsen til materialene i tabell 6 kunne betegnes som epistemiske usikkerheter. Mange av parametrene i tabell 6 ble hentet fra standarder der det manglet informasjon fra aktuelle produktdatablader.

Delkapittel 2.7 presenterte at termisk energilagring med TABS er i kategorien korttidslagring - hvilket impliserer lagring av energi over ca. et døgn. Figurene 93, 94 og 95 viste at den ønskede lagringseffekten i den termiske massen ble oppnådd. Størrelsesordenen, eller lagringskapasiteten til den termiske massen vil kun være veiledene grunnet de epistemiske usikkerheter. Spesielt taket i modellen har noe andre termiske egenskaper enn resten av modellen, ettersom U-verdi på takkonstruksjonen måtte være intakt med kravene i passivhusstandarden. Dette vil forklare hvorfor Sone 4 var den mest kritiske sonen i relasjon til termisk komfort.

Andelen varmetilskudd fra solstråling vil være sterkt avhengig av materialegenskapene til glassfasadene, hvilket igjen vil påvirke varme- og kjølebehovet. Dersom utbygger ikke har definert hvilken type vinduer som skal benyttes etter ferdigstilling av denne oppgave, vil en anbefaling til videre arbeid være å utføre en sensitivitetsanalyse på vinduets solvarmefaktor (g-verdi) og analysere hvilken type vinduer som egner seg mest for Innovasjonssenteret.

#### 6.1.2 Aleatoriske usikkerheter

Den andre kategorien tilknyttet inndata-usikkerhet er aleatoriske usikkerheter. Disse oppstår på grunnlag av tilfeldigheter som ikke kan forutses ved modellering. Dette vil eksempelvis være internlast og værforhold. Tidsplaner for internlast ble modellert ved å disponere standarden NS 3031. Værefilen som ble benyttet var en TMY-fil med "typisk" værdata fra en gitt referanseperiode. TMY er en forkortelse fra *Typical mean year*.

#### 6.1.3 Kvalitetssikring

I denne oppgaven ble mange energisimuleringer utført. Bygningskroppen og dens konstruksjonssele-menter var identiske i hver simulering. Det samme gjelder internlastene og værforholdene. Derfor anses ikke de epistemiske og aleatoriske usikkerhetene som avgjørende ved valg av reguleringsmetode på TABS. Resultatene har hatt samme grunnlag når det kommer til usikkerhetene knyttet til inndata, og dermed vil differansene ved resultatene kunne bli knyttet opp mot reguleringsstrategi.

De aleatoriske og epistemiske usikkerhetene vil være avgjørende ved dimensjonering av oppvarmingssystemet. Relativ differanse mellom netto og brutto varmebehov var på 14,6 % hvilket innebærer at varmelaster er av betydning. Værefilen var spesielt avgjørende for dimensjonering av varmebatteriet, da kaldere uteluft krever mer tilført energi for å nå ønsket settpunkt på tilluften.

---

Dette vil bli diskutert nærmere i neste delkapittel. Dersom resultatene skal vurderes med hensyn på pålitelighet vil en analyse av inndata være nødvendig.

En annen parameter som vil innvirke på faktiske/reelle verdier er soneinndeling. I virkeligheten vil etasjen bestå av flere rom med lettvegger som skiller dem. Disse rommene har forskjellige bruksområder og opererer med forskjellige temperaturer. Solinnstråling og transmisjonstap vil også være forskjellige for hvert rom grunnet rommets plassering i forhold til himmelretningene. Dette burde tilrettelegges for i videre arbeid.

## 6.2 Dimensjonerende utetemperatur og klimafil

I delkapittel 4.2.1 ble det forklart at klimafilen som brukes i denne oppgaven er en TMY-fil fra 2013, utviklet av ASHRAE. Filen er utviklet basert på klimadata samlet over 12-28 år. Undertegnende kontaktet EQUA for å tilegne seg mer informasjon om klimafilen, men ingen ny informasjon ble gitt. Referanseperioden til klimafilen forble ukjent.

$DUT_{vinter}$  for referanseperioden 1991-2020 ble estimert til å være  $-10^{\circ}\text{C}$  i delkapittel 5.4. DVUT for Innovasjonssenteret ble estimert til å være  $-7^{\circ}\text{C}$ , med utgangspunkt i referanseperioden 1991-2020. I delkapittel 5.4.4 ble det konstantert at å øke  $DUT_{vinter}$  med 5 K reduserte størrelsen på oppvarmingssystemet med 28,6 %. Ennskjønt potensiale for å redusere oppvarmingssystemet, ble ikke tilstrekkelig termisk komfort opprettholdt ved anvendelse av EQUA sin klimafil. Dette impliserer at det må rettes oppmerksomhet mot valg av klimafil ved energisimulering. Anvendelse av en klimafil basert på måldata fra 2020, en såkalt *Actual mean year-fil* (AMY), ville vært et nyttig sammenligningsgrunnlag ved kvalitetssikring av oppvarmingssystemet.

Konsekvensen av den aleatoriske usikkerheten er at romoppvarmingen ble dimensjonert ved  $DUT_{vinter}$  på  $-12^{\circ}\text{C}$  fra referanseperioden 1961-1990. Varmebatteriet i ventilasjonsaggregatet ble satt til “ubegrenset” kapasitet for å sikre at ønsket tillufttemperatur ble overholdt.

$DUT_{sommer}$  på  $20,8^{\circ}\text{C}$  i klimafilen var representativ for normalåret 2020.  $DUT_{sommer}$  fra referanseperioden 1981-2005 er  $21,5^{\circ}\text{C}$ . Ved anvendelse av  $20,8^{\circ}\text{C}$  istedenfor  $21,5^{\circ}\text{C}$  kunne kapasiteten på kjølebatteriet bli redusert med 11,2 %. Kapasiteten på romkjølerne ble ikke redusert ved å redusere den dimensjonerende utetemperaturen. Dette gir en indikasjon på at dimensjoneringen av TABS, som anvendes til romkjøling, vil være i nogenlunde riktig størrelsesorden.

## 6.3 Tidskonstantestimering

Tidskonstanten for modellen ble estimert til 6,6 døgn. Ved den svenske DVUT-metoden klassifiseres en tidskonstant på 6 døgn til å være gjeldene for en “halvtung” bygning [47]. En tung bygning vil ha en tidskonstant på opp mot 12 døgn i følge metoden. Innovasjonssenteret er tiltenkt tradisjonelle yttervegger av tre, med betongdekker som etasjeskillere. Med dette i betraktning vi en “halvtung” kunne være riktig klassifisering. Tidskonstanten i DVUT-metoden regnes ut ved å summere opp bygningens varmekapasitet, for å deretter dividere på varmetapkoeffisienten. I arbeidene utført av T.Kull et al., beskrevet i litteraturstudien i delkapittel 3.3, ble det funnet at en slik metode vil gi høyere tidskonstant enn ved simulering [39]. Etersom denne oppgaven anvendte simulering for å finne tidskonstanten, vil det innebære at tidskonstanten er litt for lav i forhold til DVUT-metoden.

For å estimere tidskonstanten til Innovasjonssenteret ble tatt valg som vil påvirke resultatet. Eksempelvis gjelder tidskonstanten på 6-7 døgn for en stabil utetemperatur på  $0^{\circ}\text{C}$ . Hadde en utetemperatur på  $-2^{\circ}\text{C}$  vært valgt ville tidskonstanten blitt lavere, og hadde en utetemperatur på  $2^{\circ}\text{C}$  vært valgt ville tidskonstanten blitt høyere. Dersom ventilasjonsaggregatet hadde blitt slått av, hvilket innebærer ingen tilførsel av luft, ville også tidskonstanten vært mye høyere. En slik metode er urealistisk da et kontorbygg sjeldent driftes uten ventilering. Derfor ble kun varmemetoden slått av, og varmegjenvinneren forble på. Dersom varmegjenvinneren og hadde vært slått av ville uteluft blitt tilført som tilluft. Resultatet av dette ville vært en enda lavere tidskonstant.

Tidskonstanten ble beregnet ved å utføre et negativt sprang; de ideelle varmeavgiverne ble slått



---

av på et vilkårlig tidspunkt. Som forklart i metodekapittel 4.4.1, har ikke de ideelle varmeavgiverne noen tap og ingen fysisk representasjon i rommet. De ideelle varmeavgiverne baserer seg på 60 % konvektiv varmeoverføring, og vil derfor differere fra varmeavgivelse med TABS. T.Kull et al. konstanterte dette i studien deres. En ideell varmeavgiver ga et annet temperaturforløp enn varmeavgivelse fra innstøpte rør [39]. Dette er å forvente da den termiske tregheten til betong vil forsinke temperaturforløpet.

Denne oppgaven ønsket å estimere en tidskonstant, slik at DVUT-metoden kunne bli anvendt. Derfor ble det ikke lagt vekt å å teste forskjellige metoder for å estimere tidskonstanten, ettersom resultatet var innenfor gyldig område for tunge bygninger (50-200 timer [9]). Til videre arbeid vil det være anbefalt å estimere tidskonstanten fra et negativt sprangrespons med TABS, samt sammenligne med beregningsmetoden som ikke benytter simulering.

## 6.4 Dimensjonering av TABS for romoppvarming -og kjøling

Dimensjonerende varme- og kjøleeffekt for Innovasjonssenteret ble estimert til å være henholdsvis 18,5 W/m<sup>2</sup> og 29 W/m<sup>2</sup>. Uponor angir at deres prefabrikkerte dekker vil ha en varmekapasitet på 30 W/m<sup>2</sup> og en kjølekapasitet på 40-60 W/m<sup>2</sup>. Det innebærer at de prefabrikkerte dekkene vil ha kapasitet til å varme opp og kjøle ned Innovasjonssenteret. Ved dimensjonering av TABS i IDA ICE ble det i denne oppgaven observert at dimensjonerende varme- og kjøleeffekt anvendes kun for å bestemme den *konstante* massestrømmen i hver sløyfe ved temperaturregulering og den *maksimale* massestrømmen ved mengderegulering. Sistnevnte stemte ikke med teorien presentert i delkapittel 2.15 der mengderegulering reguleres ved å ha tilnærmet konstant turtemperatur. Mengdereguleringen er en kombinasjon av temperaturregulering og mengderegulering i IDA ICE. Temperaturregulering oppnådde bedre resultater, og det ble derfor valgt å gå videre temperaturregulering i oppgaven.

## 6.5 Modellering av varmepumpe, kjølemaskin og energibrønner

I denne oppgaven ble den reversible varmepumpen modellert som en varmepumpe og en kjølemaskin. Varmepumpen ble dimensjonert for å dekke behovet til romoppvarming og ventilasjonsvarme. Da varmepumpen ble modellert med standardoppsett i varmesentralen i IDA ICE, ble den modellert for å dekke oppvarming av varmtvann og. Dette kan forklare den lave effektdekningsgraden på 45,6 %. For å oppnå bedre effektdekningsgrad kunne varmepumpen, og dermed energibrønnene, blitt dimensjonert for å dekke alt av oppvarmingsbehov. Ulempen vill vært at varmepumpen hadde operert på større delast om sommeren. Å installere solfangere er en annen mulig løsning, slik at varmepumpen kan slås av om sommeren. En tredje mulighet er å anvende elektrisitet til oppvarming av varmtvann dersom det installeres solcellepanel på taket.

Varmepumpen dimensjonert ved *teknisk* utforming. I reelle byggeprosjekt vil også en *økonomisk* optimalisering være nyttig i prosjekteringsfase. Da vil informasjon om varmepumpens investeringskostnad og vedlikeholdskostnad være nødvendig. Annuitetsfaktor og elektrisitetspris må også inkluderes i beregningen, slik at optimal effektdekning gis av den løsningen med lavest årskostnad. Dette er et forslag for videre arbeid, da økonomisk optimalisering er utenfor oppgavens ramme.

Ved modellering av varmepumpen forble de fleste inndataparametere værende på standardverdi. Dersom det i byggeprosjektet er bestemt hvilken varmepumpeleverandør som skal benyttes, kan leverandørdata bli anvendt. Det er ikke tilfelle i denne oppgaven og dermed forble arbeidsmediene og deres egenskaper uendret, slik som IDA ICE anbefaler. Arbeidsmediets frysepunkt, fordampning- og kondenseringstemperatur påvirker resultatene. Varmepumpen og kjølemaskinen sin ytelse i denne oppgaven vil derfor kunne avvike i forhold til reell ytelse. Figur 88 viste at det ble hentet ut ca 80 kW med varme ut fra energibrønnene ved høyt varmebehov. Dette innebærer at spisslasten dekker det resterende varmebehovet. En av årsakene til høyt spisslastbehov er at fordamperytelsen ble estimert ved å anta en COP på 4. Figur 77 viser at COP i perioden mellom januar og februar varierer mellom 2-4. Lavere COP innebærer at det er nødvendig med et større varmeuttak fra varmekilden. Energibrønnene er da noe underdimensjonert.

---

Videre er et viktig moment at simulerringene i denne oppgaven har en utgjør en periode på et år. Dersom det ikke er termisk energibalanse mellom varmetilførsel og varmeuttak, vil varmepumpen sin ytelse variere over tid. For høyt varmeuttak fører til synkende fjelltemperatur og frostvæsketemperatur. Dette resulterer i lavere COP grunnet lavere fordampningstemperatur, samt at rørsystemet kan bli skadet ved utfrysing. For stor tilbakeføring av varme vil øke fjell- og frostvæsketemperaturen som igjen vil gi høyere COP ved varmeytelse, men redusert COP ved kjøleytelse. Det foreslås derfor å bruke en lengre simuleringsperiode, gjerne på 20 år, for å undersøke den termiske energibalansen og eventuelle tiltak som termisk lading av borehull fra en ekstern kilde.

En siste merkbar observasjon var at resultatene fra simuleringer på standard nivå og avansert nivå i IDA ICE ikke utgjorde noen betydelig differanse. På avansert nivå ble energibrønnene modellert med parametre som beskriver de termiske egenskapene ved berggrunnen Tromsø. På standard nivå ble spesifikt effektuttak fra varmepumpeleverandøren NIBE anvendt. Dette kan implisere at tabellen med spesifikk effektuttak fra energibrønner, basert på årsmiddeltemperatur vil være en tilstrekkelig tilnærming.

## 6.6 Utfordringer ved modellering

Ved utforming av bygningsmodellerer for energisimulering krever det at utvikleren er opplyst om hvordan simuleringsprogrammet fungerer, og påser at modellen er riktig implementert. Simuleringsprogrammet IDA ICE gir ut feilmeldinger dersom modellen ikke gir en reell fysisk representasjon. Problemet er at simuleringsprogrammet vet ikke om modellen er bygd om slik den er tiltenkt, selv om den har en mulig fysisk representasjon. Dette er utvikleren sitt ansvar. Undertegnede oppdaget på et tidpunkt at Sone 4 ikke var koblet til Sone 3. Konsekvensen av dette er at programmet tolket gulvet i Sone 4 til å være mot en vilkårlig uoppvarmet sone, og likeledes med himlingen i Sone 3. Dette påvirket varmebalansen mellom Sone 3 og Sone 4. Undertegnede oppdaget denne feilen ved analyse av resultater, og rettet opp feilen for å deretter utføre alle simuleringene på nytt.

Som nevnt ovenfor vil inndata til konstruksjonselementene påvirke den epistemiske usikkerheten. Undertegnede etterspurte derfor tilbakemelding på tabell 6 fra entreprenøren allerede i januar. Etter noe puring fikk undertegnede noe tilbakemelding i april og endret inndata deretter, for å så utføre simuleringene på nytt atter en gang.

Med dette er det viktig å understreke at det mulig det eksisterer flere feil i modellen som undertegnede ikke har oppdaget. Ved utvikling av modeller vil det derfor være fordelaktig om flere utviklere modellerer en bygning sammen, eller om modellen blir kontrollert av en andrepert.

## 6.7 Termisk energilagring i akkumuleringstanker

I modellen i denne oppgaven er det ingen akkumuleringstanker, det vil si at det ikke er noen termisk lagring på “mellomliggende” periode på omtrent en uke. Akkumuleringstankene vist i figurene 99 og 100 er som beskrevet kun er virtuelle. Disse benyttes til å fordelene vann til ulike komponenter i varmesentralen. Dette betyr at effekttoppene til oppvarming er direkte avhengige av mulig varmeutnyttelse fra varmekilden. Dersom det på ett tidspunkt er stort oppvarmingsbehov, men liten varmeavgivelse fra varmekilden vil kompressoren behøve større andel tilført elektrisk energi. I noen tilfeller vil også spisslast måtte brukes. Da ved bruk av akkumuleringstank vil effekttoppene kunne bli noe lavere dersom ettersom noe av temperaturløftet kan avgis fra akkumulert energi. Dette er et forslag for videre arbeider.

## 6.8 Innovasjonssenteret sitt energidesign

Dersom modelleringen av Innovasjonssenteret sammenlignes med metoden for effektivt energidesign i delkapittel 2.3 vil noen avvik kunne bli detektert. Byggets lokasjon og geometri var allerede forhåndsbestemt, slik at det ikke var muligheter for å optimalisere dette. Det samme gjelder valg konstruksjonselementer og andel glassareal.

---

De tre neste postene i pyramiden, figur 6, henger nært sammen. Det kan argumenteres med at ettersom elektrisitet genereres ved vannkraft i Norge så er det en fornybar energikilde. Dog, som diskutert i delkapittel 1.3 er det med hensikt i å redusere effekttopper ønskelig å minimere elektrisitetsbruken. Modellen for Innovasjonssenteret benytter derfor en bergvarmepumpe som utnytter lavverdig energi (anergi) som grunnlast. Spisslasten ble modellert som en elektrisk kjel, slik at total sett vil CO<sub>2</sub>-avtrykket forbli lavt. NVE anslo i 2019 at elektrisitet i Norge, inkludert elektrisitet kjøpt fra utlandet, har en utslippsrate på 17 gram CO<sub>2</sub>-ekvivalenter per kilowatttime.

De eksisterende byggetrinnene til Innovasjonssenteret er tilknyttet fjernvarmenettet. Det er derfor også mulig å benytte fjernvarme som spisslast. Fjernvarme er og en lavverdig energikilde med lav utslippsrate. Utslippsraten for fjernvarme varierer med hva som brukes til fyring. Fortum Varme anslår at utslippsraten fra deres anlegg er mellom 1-17 gram CO<sub>2</sub>-ekvivalenter per kilowatttime, avhengig av beregningsmetode. Å benytte fjernvarme som spisslast vil bidra sterkt til å redusere elektriske effekttopper.

---

## 7 Konklusjon

Denne oppgaven hadde som mål å analysere termoaktive bygningsoverflater (TABS) som varme- og kjøleavgivere i et kontorbygg. Kontorbygget skal være plassert i Tromsø, som har et subarktisk klima, der TABS primært skal anvendes til oppvarming. Ambisjonen for å anvende TABS er å oppnå lavt energiforbruk som følge av forskyvning av effekttopper. Verktøyet for analysen var simuleringsprogrammet IDA ICE.

Litteraturstudien som ble gjennomført i forbindelse med denne oppgaven ga innsikt om arbeidsmåten til TABS. Forskingen som ble presentert i de ulike artiklene erklærte at anvendelse av TABS vil gi effekt- og energimessige fortrinn. Effektprofilen som fremkommer av bygningsoppvarming jevnes ut og energibruken reduseres. Optimal dimensjonering og drift differerte ved de ulike studiene. Derfor ble dimensjonering av varme- og kjøleeffektbehov samt regulering av TABS sentrale forskningsprospørsmål i denne oppgaven.

Først ble det funnet  $DUT_{vinter}$  for Tromsø vil være  $-10^{\circ}\text{C}$  ved den seneste referanseperioden, 1991-2020. Tidskonstanten for bygningsmodellen av Innovasjonssenteret i denne oppgaven ble estimert til å være mellom seks og syv døgn. Dette ble tatt i betraktning for å finne en  $DUT$  tilpasset Innovasjonssenteret. Denne  $DVUT$ -temperaturen ble estimert til å være  $-7^{\circ}\text{C}$ . Ved anvendelse av en slik  $DVUT$  kunne oppvarmingssystemet oppnå en størrelsesreduksjon på 39,5 kW hvilket tilsvarer 28,6 %. Det viste seg at denne temperaturen ikke kunne benyttes som dimensjonerende utetemperatur ved varmeeffektsimulering. Bakgrunnen for dette er at den klimafilen som utviklerne av simuleringsprogrammet utgir for Tromsø/Langnes baserer seg på en eldre referanseperiode. Dette resulterte i 2605 timer der en settpunkttemperatur på  $21^{\circ}\text{C}$  ikke ble opprettholdt ved en helårssimulering. Det var spesielt varmebatteriet som ved begrenset kapasitet ikke klarte å utgi ønsket temperatur på tilluften. Å øke kapasiteten på varmebatteriet til dimensjonerende effekt ved  $-10^{\circ}\text{C}$  og  $-12^{\circ}\text{C}$  var ikke tilstrekkelig for å oppnå ønsket settpunkttemperatur på tilluft. Varmebatteriet ble derfor satt til å ha ubegrenset kapasitet i resterende simuleringer. Spesifikk dimensjonerende effekt til romoppvarming ved en  $DUT$  på  $-12^{\circ}\text{C}$  ble estimert til  $18,5 \text{ W/m}^2$ .

$DUT_{sommer}$  i klimafilen samsvarte med beregnet  $DUT_{sommer}$  fra klimadata for Tromsø i år 2020. Resulterende effektbehov til romkjøling ble kvantifisert til  $29 \text{ W/m}^2$ . Ettersom TABS benyttes både til romoppvarming -og kjøling ble dimensjonerende effekt satt til  $30 \text{ W/m}^2$ . Dette samsvarer med effektavgivelsen de prefabrikkerte dekke til Uponor skal være designet til.

Det ble først valgt å simulere ytelsen til TABS ved temperaturregulering, med bagrunn i at dette er standardinnstilling i IDA ICE. Den kontrollende tilstanden var lufttemperaturen i sonen. Ved en dimensjonerende effekt på  $30 \text{ W/m}^2$  og dimensjonerende temperaturdifferanse på 3 K ble massestrømmen i hver sløyfe beregnet til å være  $2,24 \text{ kg/s}$ . Hver sone ble modellert til å være en etasje, og hver sone bestod av en sløyfe med TABS. Det ble utført en helårssimulering med TABS i tre av fire soner hvilket resulterte i termsik inneklimate utenfor byggeforskriften sine anbefalinger i sonen uten TABS. Med TABS i fire soner ble termisk komfort opprettholdt, men hyppigheten og størrelsesordenen på effekttopper avgitt fra romoppvarming med TABS var utenfor ønsket intervall. Dessuten ble kjøling avgitt om vinteren og varme ble avgitt om sommeren.

En arbeidsmåte med sommer- og vinterdrift på TABS ble implementert. TABS opererte da slik som tiltenk, men størrelsesordenen på effekttoppene økte. For å analysere arbeidsmåten til TABS ble simulert data sammenlignet med måldata fra Lysgården. Lysgården opererte med nokså høy massestrøm på opptil  $20 \text{ kg/s}$ , men med en mye lavere temperaturdifferanse på maksimalt 0,25 K. Avgitt varmeeffekt var nokså stabil på formiddagen med en effekttopp på 20 kW. Innovasjonssenteret opererte derimot med den konstante massestrømmen på  $2,24 \text{ kg/s}$ , og en stor effekttopp på 50 kW klokken 21:00 som krevde en temperaturdifferanse på 5,5 K. Mengderegulering i IDA ICE ble også studert, med samme dimensjonerende effekt og temperaturdifferanse. Mengdereguleringen i simuleringsprogrammet er en kombinasjon av temperaturregulering og mengderegulering. Mengdereguleringen resulterte i enda høyere effekttopper enn ved temperaturregulering.

Den mest optimale arbeidsmåten i denne oppgaven ble funnet til å være temperaturregulering med sommer- og vinterdrift, der overflatetemperatur på dekket er den kontrollerte tilstanden. Denne reguleringstrategien resulterte lavest i maksimale effekttopper samt lavest årlig behov for levert

---

energi. Med denne reguleringsstrategien ble det ikke avgitt noe romkjøling.

En reversibel varmpumpe ble modellert som en varmpumpe og en kjølemaskin i bygningsmodellen, med en elektrisk kjel som spisslast. Kjølemaskinen dekket behovet for ventilasjonskjøling ettersom det ikke ble avgitt romkjøling. Varmepumpen oppnådde en netto årsvirkningsgrad på 2,9 og en brutto årsvirkningsgrad på 2,6.

Til slutt ble modellen oppgradert, der VAV-ventilasjon med CO<sub>2</sub>-nivå og lufttemperatur som kontrollerende tilstand for luftmengden. Sone 1, Sone 2 og Sone 3 oppnådde tilfredsstillende termisk inneklima. I Sone 4 ble det registrert 46 timer med operativ temperatur høyere enn 26°C ved en helårssimulering. Modellen er ikke implementert med automatisk åpning av vinduer eller solskjerming. Dette anbefales for videre arbeid da det kan bidra til å redusere antall timer med overhetning, samt redusere energibehov til kjøling.

Modellen av Innovasjonssenteret tilfredsstiller kravene for å bli oppført som et passivhus og er innenfor rammen til teknisk byggeforskrift hva gjelder totalt netto energibehov. Byggherren sine ambisjoner om å halvere sistnevnte ramme blir ikke realisert i denne modellen. Ønsket om lastforskyvning som en konsekvens av termisk energilagring blir oppfylt.

Det kan konkluderes med at TABS i subarktisk klima vil primært brukes til oppvarming. I denne modellen ble det ikke avgitt noen kjøleeffekt ved temperaturregulering med overflatetemperatur på dekket som den kontrollerte tilstanden. Om vinteren opererte TABS slik som tiltenkt fra litteraturstudien, men var varmeavgivelsen noe momentant. Dette kan forbedres ved å tillate høyere temperaturer på dekket.

---

## 8 Videre arbeid

I kapittel 6 “Diskusjon” ble svakheter ved modellen lagt frem. For å oppnå mer realistiske, med mulighet for bedre resultater foreslås det i det følgende en liste med videre arbeider.

- Modellere en reversibel bergvarmepumpe
- Simulere med værfil basert på måledata (AMY-værfil) for kalibrering av modellen
- Modellere automatiske skygge- og åpningsmekanismer på vinduer
- Utføre en sensitivitetsanalyse av materialegenskapene i tabell 6
- Utvide modellen til å inneholde termiske soner - spesielt nord/sør
- Dimensjonere den reversible varmepumpen ved økonomisk optimalisering
- Bestemme reguleringsparametre i PI-regulatoren
- Modellere termisk energilager i form av akkumuleringstanker
  - Med hensikt i å forsterke lastforskyvningseffekten
  - Ideelt sett en tank med høyt temperaturnivå til varmtvannsbruk og en tank med lavt temperaturnivå til romoppvarming
- Anvende fjernvarme som spisslast
- Analysere effekt- og energibruk som går til pumpedrift

---

## Bibliografi

- [1] IEA. Buildings, a source of enormous untapped efficiency potential, 2020.
- [2] European Commission. European climate law, 2020.
- [3] European Environmental Agency. Total greenhouse gas emission trends and projections in Europe, 2020.
- [4] Energifakta Norge. Energibruken i ulike sektorer, 2019.
- [5] FN-sambandet. Klimaendringer, 2019.
- [6] Diana Ürge-Vorsatz, Luisa Cabeza, Susana Serrano, Camila Barreneche, and Ksenia Petrichenko. Heating and cooling energy trends and drivers in buildings, 2015.
- [7] NVE. Kraftproduksjon, 2020.
- [8] Moran, Shapiro, Boettner, and Bailey. Principles of Engineering Thermodynamics, 2015.
- [9] Sintef and NTNU. Enøk i bygninger. effektiv energibruk, 2015.
- [10] Steinar Anda and Anne Sofie Bjelland. Fra passivhus til plusshus, 2013.
- [11] Olje og energidepartementet. Meld. st. 14. Vi bygger Norge - om utbygging av strømmettet, 2009.
- [12] Karen Byskov Lindberg. Impact of zero energy buildings on the power system, 2017.
- [13] Markus Kottek, Bruno Rudolf, Jürgen Grieser, Christof Beck, and Franz Rubel. World map of the Köppen-Geiger climate classification updated, 2006.
- [14] Norsk klimaservicesenter. Klima i Norge i 2100, kunnskapsgrunnlag for klimatilpasning, 2015.
- [15] Sturla Ingebrigtsen. Ventilasjonsteknikk, del 1., 2019.
- [16] Jørn Stene and Ole Ølene Smedegård. Hensiktsmessige varme- og kjøleløsninger i bygninger, 2013.
- [17] Tor Helge Dokka, Morten Olav Berg, and Erlend Lillelien. Oppdragsrapport, underlagsmaterialet for prns 3701:2011.
- [18] Fredrik Karlsson and Cari Andersson. Dimensionerande vinterutetemperatur – dvut 1981-2010, 310 orter i Sverige, 2016.
- [19] Eli Arnstad. Manual for enøk normtall, 2004.
- [20] Tor Helge Dokka and Kathe Hermstad. Energieffektive boliger for fremtiden, en håndbok for planlegging av passivhus og lavenergiboliger, 2006.
- [21] David Zijdemans. Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer, 2014.
- [22] F.P. Incropera, D.P. Dewitt, T. L. Bergman, and A.S. Lavine. Incropera's principles of heat and mass transfer, 2009.
- [23] L. Peeters, I. Beausoleil-Morrison, and A. Novoselac. Internal convective heat transfer modeling: Critical review and discussion of experimentally derived correlations, 2011.
- [24] Lidia Navarro, Alvaro de Gracia, Shane Colclough, Maria Browne, Sarah J. McCormack, Philip Griffiths, and Luisa F. Cabeza. Thermal energy storage in building integrated thermal systems: A review. part 1. active storage systems, 2016.
- [25] Jesús Lizana, Ricardo Chacartegui, Angela Barrios-Padura, and Carlos Ortiz. Advanced low-carbon energy measures based on thermal energy storage in buildings: A review, 2018.
- [26] A.M. Albatayney, M. Assaf, and M. Jaradat. The benefits of lower thermal mass over higher thermal mass constructions in sub-Mediterranean climates, 2019.

- 
- [27] A.I. Fernandez, M. Martínez, M. Segarra, I. Martorell, and L.F. Cabeza. Selection of materials with potential in sensible thermal energy storage, 2010.
- [28] Hugh D. Young and Roger A. Freedman. University physics, 2015.
- [29] Jan Babiak and Gorgios Vagiannis. Thermally activated building system (tabs): Efficient cooling and heating of commercial buildings, 2015.
- [30] K.B Zwaan. Berggrunnskart; tromsø; 15343; 1:50 000; trykt i farger;, 2001.
- [31] Jurgen H. Schon. Physical properties of rocks, 2015.
- [32] Rongling Li, Togo Yoshidomi, Ryoza Ooka, and Bjarne W Olesen. Case-study of thermo active building systems in japanese climate, 2015.
- [33] Woong June Chung and Jae-Han Lin. Improved themally active building system design method considering integration of air systems, 2018.
- [34] Toshiki Namai, Ryoya Furukawa Jun Shinoda, Shin ichi Tanabe, Kosuke Sato, Eri Kataoka, and Kosuke Yoshinda. Measurement and operational improvement in an office with thermo active building system, 2019.
- [35] D.O. Rijksen, C.J. Wisse, and A.W.M. van Schijndel. Reducing peak requirements for cooling by using thermally activated building systems, 2010.
- [36] Tara Arghand. Direct ground cooling systems for office buildings, 2021.
- [37] Jae-Han Lim, Jin-Hee Song, and Seung-Yeong Song. Development of operational guidelines for thermally activated building system according to heating and cooling load characteristics, 2014.
- [38] VVSaktuelt. Termoaktive betongdekker, 2016.
- [39] Tuule Mall Kull, Raimo Simson, Martin Thalfeldt, and Jarek Kurtinski. Influence of time constants on low energy buildings' heating control, 2017.
- [40] Hicham Johra and Per Heiselberg. Influence of internal thermal mass on the indoor thermal dynamics and integration of phase change materials in furniture for building energy storage: A review, 2017.
- [41] EQUA Simulation AB. User manual. IDA indoor climate and energy, 2013.
- [42] ASHRAE. International weather for energy calculations, v 2.0.
- [43] EQUA Simulation AB. Ida ice 4: Getting started, 2009.
- [44] Standard Norge. Ns-en iso 10456:2007. byggematerialer og -produkter - hygrotermiske egenskaper - tabulerte dimensjonerende verdier og prosedyrer for bestemmelse av deklarete og praktiske termiske verdier, 2007.
- [45] Standard Norge. Sn-nspek 3031:2020. bygningers energiytelse. beregning av energibehov og energiforsyning, 2020.
- [46] Jun Shinoda, Ongun B. Kazanci, Shin ichi Tanabe, and Bjarne Olesen. Review on the surface heat transfer coefficients of radiant systems, 2019.
- [47] Sveriges centrum for nollenergihus. Kravspecifikation för nollenergihus, passivhus och mini-energihus, lokaler, 2012.



---

## Vedlegg

### A Utledning av tidskonstanten

En varmebalanse til rommet setts opp, slik at ved stabile forhold er all varmetilskudd til rommet likt alt varmetap. Dette er vist nedenfor i ligning 26.

$$\Phi = H \cdot (T_i - T_e) + S \cdot \frac{dT_i}{dt} \quad (26)$$

hvor:  $\Phi$  = varmetilskudd [W]  
 $H$  = varmetapstall for transmisjon, ventilasjon og infiltrasjon [W/K]  
 $T_i$  = innetemperaturen i rommet [K]  
 $T_e$  = utetemperatur [K]  
 $S$  = varmelagringsevne i rommet (termisk kapasitet) [W/(K/s)]

I likning 26 deles alle ledd på varmetapstallet  $H$ , og tidskonstanten vil dermed komme frem i uttrykket. Tidskonstanten er mer eksakt definert som rommets varmelagringsevne, dividert med dets varmetap. Tidskonstanten karakteriserer dermed rommet termiske treghet og betegnes med den greske bokstaven tau:

$$\tau = \frac{S}{H} [s] \quad (27)$$

Med tidskonstanten definert kan ligning 26 skrives om på følgende måte:

$$\tau \cdot \frac{dT_i}{dt} = (T_e - T_i) + \tau \cdot \frac{\Phi}{S} \quad (28)$$

Dersom det antas at utetemperaturen er konstant, likeledes med varmetilskuddet, er det da kun innetemperaturen som varierer med tiden. Dermed kan integrasjon ved separasjon brukes. Deretter benyttes substituering. I det følgende kommer utregningen:

$$\begin{aligned} \frac{dT_i}{(T_i - T_e - \tau \cdot \frac{\Phi}{S})} &= -\frac{dt}{\tau} \\ \int_0^t \frac{1}{T_i - T_e - \tau \cdot \frac{\Phi}{S}} \cdot dT_i &= -\int_0^t \frac{1}{\tau} \cdot dt \\ \ln \left[ \frac{T_i(t) - T_e - \tau \cdot \frac{\Phi}{S}}{T_i(0) - T_e - \tau \cdot \frac{\Phi}{S}} \right] &= -\frac{1}{\tau} \cdot t \\ \frac{T_i(t) - T_e - \tau \cdot \frac{\Phi}{S}}{T_i(0) - T_e - \tau \cdot \frac{\Phi}{S}} &= e^{-\frac{t}{\tau}} \end{aligned} \quad (29)$$

Innetemperaturen som funksjon av tid kan dermed uttrykkes som:

$$T_i(t) = \left[ T_{i,0} - T_e - \tau \cdot \frac{\Phi}{S} \right] \cdot e^{-\frac{t}{\tau}} + T_e + \tau \cdot \frac{\Phi}{S} \quad (30)$$

Etter lang tid, når tiden går mot uendelig vil innetemperaturen være lik utetemperaturen bli konstant. Settes uendelig inn for  $t$  i likningen over, vil følgende grensebetingelse være oppfylt:

$$T_i(\infty) = T_e + \tau \cdot \frac{\Phi}{S} \quad (31)$$

Grensebetingelsen settes inn i ligning 32 og den endelige formen for innetemperaturens forløp kan finnes ved likning

$$T_i(t) = T_{i,\infty} + [T_{i,0} - T_{i,\infty}] \cdot e^{-\frac{t}{\tau}} \quad (32)$$

Dersom starttemperaturen trekkes fra på begge sider av ligningen og tidskonstanten settes inn for tiden, vil følgende sammenheng oppstå:

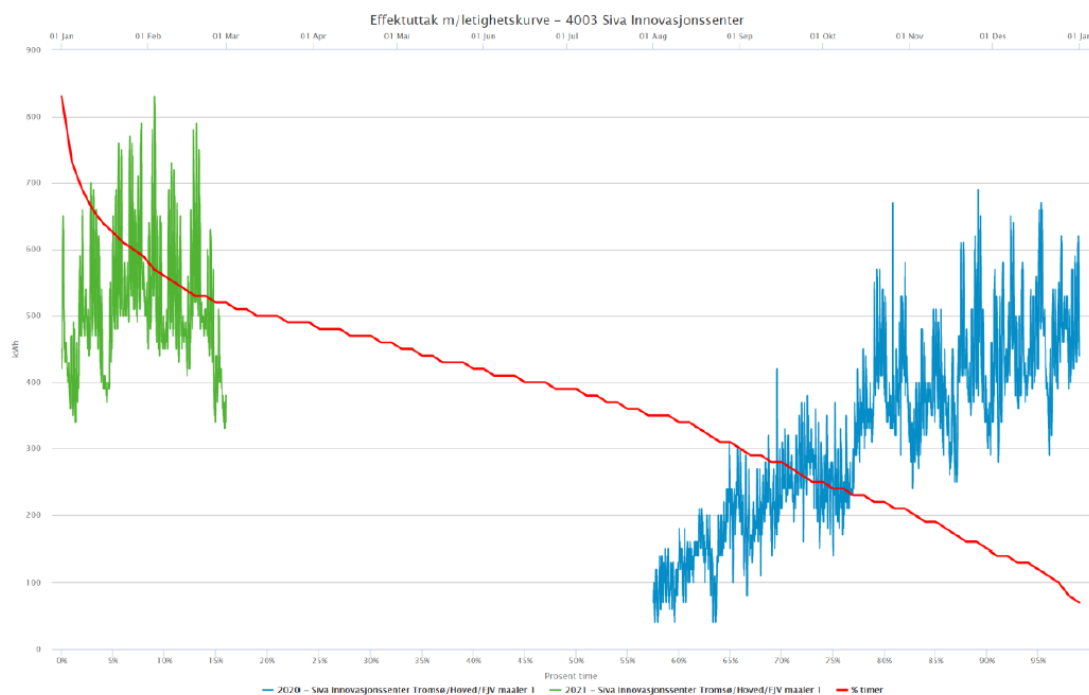
$$\Delta T(\tau) = \Delta T_{\infty} \cdot 0,632 \quad (33)$$

Med andre ord, så kan tidskonstanten beskrive tiden det tar før 63,2 % av den endelige temperaturendringen har funnet sted.

## B Varighetskurve for fjernvarme for alle byggetrinn i Innovasjonssenteret

SIT står for Siva Innovasjonssenter Tromsø og består foreløpig av tre byggetrinn: BT1, BT2 og BT3. Nedenfor er varighetskurven for bruk av fjernvarme i 2020 for alle tre byggetrinn.

Varighetskurve fjernvarme SIT



Figur 97: Varighetskurve for fjernvarme i BT1, BT2 og BT3

Supplerende informasjon om de tre byggetrinnene er gitt i tabell 37 nedenfor.

---

	<b>Ferdigstilt [år]</b>	<b>Areal [m<sup>2</sup>]</b>
<i>BT1</i>	1994	7 867
<i>BT2</i>	2003	12 727
<i>BT3</i>	2011	7 662

Tabell 37: Informasjon om byggetrinnene i SIT

## C Variasjon av varmelaster for effektdimensjonering

### Peak demand for space heating at -12 °C [kW]

	<i>Internal gains [%]</i>	<b>Zone heating</b>	<b>AHU heating</b>	<b>Sum electric heating</b>
No solar radiation	0	43,6	76,72	120,32
	25	42,41	76,72	119,13
	50	41,15	76,72	117,87
	75	38,27	76,72	114,99
	100	33,04	76,72	109,76

	<i>Internal gains [%]</i>	<b>Zone heating</b>	<b>AHU heating</b>	<b>Sum electric heating</b>
25 % solar radiation	0	43,2	76,7	119,9
	25	42,0	76,7	118,7
	50	40,5	76,7	117,2
	75	36,7	76,7	113,4
	100	31,2	76,7	107,9

	<i>Internal gains [%]</i>	<b>Zone heating</b>	<b>AHU heating</b>	<b>Sum electric heating</b>
50 % solar radiation	0	42,8	76,7	119,5
	25	41,5	76,7	118,3
	50	39,6	76,7	116,3
	75	35,2	76,7	111,9
	100	29,5	76,7	106,2

	<i>Internal gains [%]</i>	<b>Zone heating</b>	<b>AHU heating</b>	<b>Sum electric heating</b>
75 % solar radiation	0	42,4	76,7	119,1
	25	41,1	76,7	117,8
	50	38,4	76,7	115,1
	75	33,7	76,7	110,4
	100	27,8	76,7	104,5

	<i>Internal gains [%]</i>	<b>Zone heating</b>	<b>AHU heating</b>	<b>Sum electric heating</b>
100 % solar radiation	0	42,0	76,7	118,8
	25	40,5	76,7	117,2
	50	37,2	76,7	113,9
	75	32,2	76,7	108,9
	100	26,1	76,7	102,8

Realtiv størrelsesreduksjon                      14,6 %

Areal    3747,6 m<sup>2</sup>

Pdim\_brutto    32,1 W/m<sup>2</sup>

Pdim\_netto    27,4 W/m<sup>2</sup>

## D Inndata for energibrønner fra NIBE

## Dimensjonering av borehull Klimasoner

### Klimasoner

Klimaet i Norge er grunnleggende forskjellig fra landsdel til landsdel.

På Røros og i Karasjok har vi en dimensjonerende utetemperatur (DUT) på henholdsvis -40 °C og -42 °C og årsmiddeltemperaturer (Tm) på henholdsvis 0,5 og -1,5 °C. I Bergen er de tilsvarende tallene for DUT -10 °C og 7,8 °C for Tm .

Energi behovet for en bolig i Karasjok vil således være ~ 50 % høyere enn en tilsvarende bolig i Bergensområdet. Dette får naturligvis betydning for dimensjoneringen av varmepumpeanlegget.

### Klimasoner og de ulike årsmiddeltemperaturer

Det er antatt en varmeledningsevne, lambda-verdi ( $\lambda$ ) på 3,0 W/(m<sup>2</sup>K). Installatør/brønnbore må sjekke berggrunnsinformasjon i hvert tilfelle før boring.

Bergets varmeledningsevne	Klimasone A	Klimasone B	Klimasone C	Klimasone D
Klimasone: A - 25 W/m B - 30 W/m C - 35 W/m D - 40 W/m	Områder med årsmiddeltemperatur på 0 - 3 °C.  Grunnvannstemperaturen ligger typisk på 2 - 4 °C.	Områder med årsmiddeltemperatur på 3 - 5 °C.  Grunnvannstemperaturen ligger typisk på 3 - 5 °C.	Områder med årsmiddeltemperatur på 5 - 7 °C.  Grunnvannstemperaturen ligger typisk på 6 - 8 °C.	Områder med årsmiddeltemperatur på over 7 °C.  Grunnvannstemperaturen ligger typisk på 8 - 10 °C.
Anbefalt effektbelastning med varmepumpe, 60% effektdekning.	I klimasone A kan man senke grunnvannstemperaturen med 7 °C i løpet av fyringssesongen. ( $\Delta T = 7 \text{ °C}$ ) <sup>1)</sup>	I klimasone B kan man senke grunnvannstemperaturen med 9 °C i løpet av fyringssesongen. ( $\Delta T = 9 \text{ °C}$ ) <sup>1)</sup>	I klimasone C kan man senke grunnvannstemperaturen med 10,5 °C i løpet av fyringssesongen. ( $\Delta T = 10,5 \text{ °C}$ ) <sup>1)</sup>	I klimasone D kan man senke grunnvannstemperaturen med 12 °C i løpet av fyringssesongen. ( $\Delta T = 12 \text{ °C}$ ) <sup>1)</sup>

<sup>1)</sup>( $\Delta T = x \text{ °C}$ ) ref. SVEP - Svenska Värmepumpförening, i samarbeide med Statens Vattenfallsverk og brønnbore-organisasjonen GEOTEC. Klimamessig er Norge og Sverige svært like, og SVEPs maler kan derfor benyttes med høy grad av pålitelighet, også her i Norge.

### Nødvendig borehullsdybde (antall hull x dybde)

Gitt ut ifra klimasone og anbefalt belastningsnivå. I disse borehullsdyper er det inkludert 5-10 m avstand til stabilt grunnvannsnivå, og inntil 15 m løsmasser over fjell.

Størrelse på varmepumpe (NIBE)	For klimasone A	For klimasone B	For klimasone C	For klimasone D
6 kW	180 m	150 m	130 m	120 m
8 kW	240 m (2x 120 m)	200 m	170 m	150 m
10 kW	300 m (2x 150 m)	260 m (2x 130 m)	210 m	190 m
12 kW	360 m (2x 180 m)	300 m (2x 150 m)	260 m (2x 130 m)	220 m
15 kW	440 m (2x 220 m)	360 m (2x 180 m)	320 m (2x 160 m)	280 m (3x 140 m)
17 kW	510 m (3x 170 m)	420 m (2x 210 m)	380 m (2x 190 m)	320 m (2x 160 m)
24 kW	680 m (4x 170 m)	570 m (3x 190 m)	480 m (3x 160 m)	450 m (3x 150 m)
30 kW	950 m (5x 190 m)	760 m (4x 190 m)	680 m (4x 170 m)	570 m (3x 190 m)
40 kW	1190 m (7x 170 m)	950 m (5x 190 m)	850 m (5x 170 m)	760 m (4x 190 m)
60 kW	1710 m (9x 190 m)	1440 m (8x 180 m)	1260 m (7x 180 m)	1080 m (6x 180 m)

Ved store vanninnslag og med påviselig god grunnvannsstrømning, kan man vurdere noe redusert boring. Det samme gjelder for artesiske brønner. En artesiske brønn er en vannkilde der grunnvannet blir presset opp av bakken uten behov for pumping. Dersom trykket er stort nok, vil vannet sprute opp.

For bestilling: post@abkklima.no eller ring 02320. Prisene er oppført uten mva. Det tas forbehold om eventuelle trykkfeil.

\*abk

7

---

## E MATLAB-skript for utregning av varmetransportkoeffisienten H

---

```
m = 0.063;           % Massestrøm til vannet [kg/s]
cp = 4187;           % Spesifikk varmekapasitet til vann [J/(kg K)]

W = 0.15;            % Senteravstand (cc) mellom rør [m]
da = 0.02;           % Ytre rørdiameter [m]
sr = 0.0023;         % Tykkelse på rørvegg [m]
l = 100;             % Lengde på rørsøyfe [m]
lambda_r = 0.35;     % Konduktivitet pipevegg, PE-X, [W/(mK)]
lambda_b = 1.9;     % Konduktivitet til betong [W/(mK)], rho = 2400
                    % kg/m3

h1 = 13.2;           % Øvre varmetransportskoeffisient [W/m2K]
h2 = 7;              % Nedre varmetransportskoeffisient [W/m2K]

s1 = 0.1;            % Øverste betonglag (tykkelse) [m]
s2 = 0.1;            % Nederste betonglag (tykkelse) [m]

Rw = (W^(0.13)/(8.0*pi)) * ((da-2*sr)/(m*l))^(0.87);
Rr = W*log(da/(da-2*sr))/(2*pi*lambda_r);
Rx = W*log(W/(pi*da))/(2*pi*lambda_b);
Rz = 1/(2*m*cp);
R1 = (1/h1 + s1/lambda_b);
U1 = 1/R1;
R2 = (1/h2 + s2/lambda_b);
U2 = 1/R2;

Rt = 1/(m*cp*(1-exp(-1/((Rw+Rr+Rx+1/(U1+U2))*m*cp))))-1/(U1+U2);
KH = 1/(Rt+R1+R2);

A = Rw+Rr+Rx;
B = Rt-Rz;

H = 1/A;
```

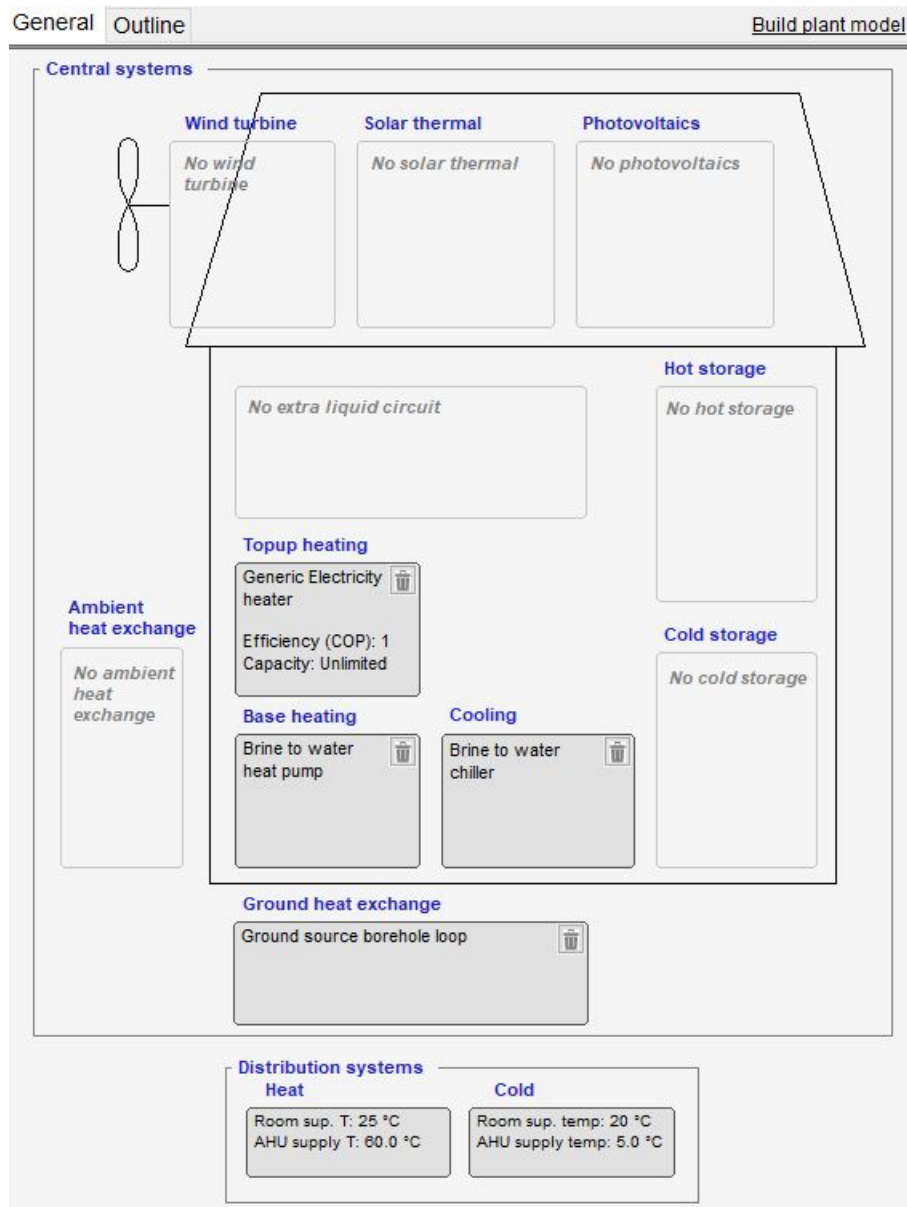
*Published with MATLAB® R2018b*

## F Inndata fra Enova-rapport ved verifisering

Tabell 38: Inndata brukt av Enova ved utvikling av referansemodellen

	Parameter	Verdi	Enhet
Byggteknisk	U-verdi yttervegg	0,22	W/(m <sup>2</sup> K)
	U-verdi tak	0,18	W/(m <sup>2</sup> K)
	U-verdi gulv	0,22	W/(m <sup>2</sup> K)
	U-verdi vindu	0,80	W/(m <sup>2</sup> K)
	Normalisert kuldebroverdi	0,03	W/(m <sup>2</sup> K)
	Lekkasjetall	0,60	h <sup>-1</sup>
Teknisk anlegg	Driftstid	12/5/52	t/dag/uke
	Ventilasjonssystem	VAV	
	Tilluftstemperatur	-	°C
	Luftmengde i driftstid	10/6	m <sup>3</sup> /(m <sup>2</sup> h)
	Luftmengde utenfor driftstid	1	m <sup>3</sup> /(m <sup>2</sup> h)
	Temperaturvirkningsgrad	0,83	%
	SFP	1,50	kW/(m <sup>3</sup> /s)
	Sett.pkt-temperatur oppvarming	21/19	°C
	Sett.pkt-temperatur kjøling	24	°C
Solskjerming	0,25/0,55 automat		
Internlaster	Lys	4	W/m <sup>2</sup>
	Utstyr	6	W/m <sup>2</sup>
	Personer	4	pers/m <sup>2</sup>
	Varmtvann	5	kWh/m <sup>2</sup>

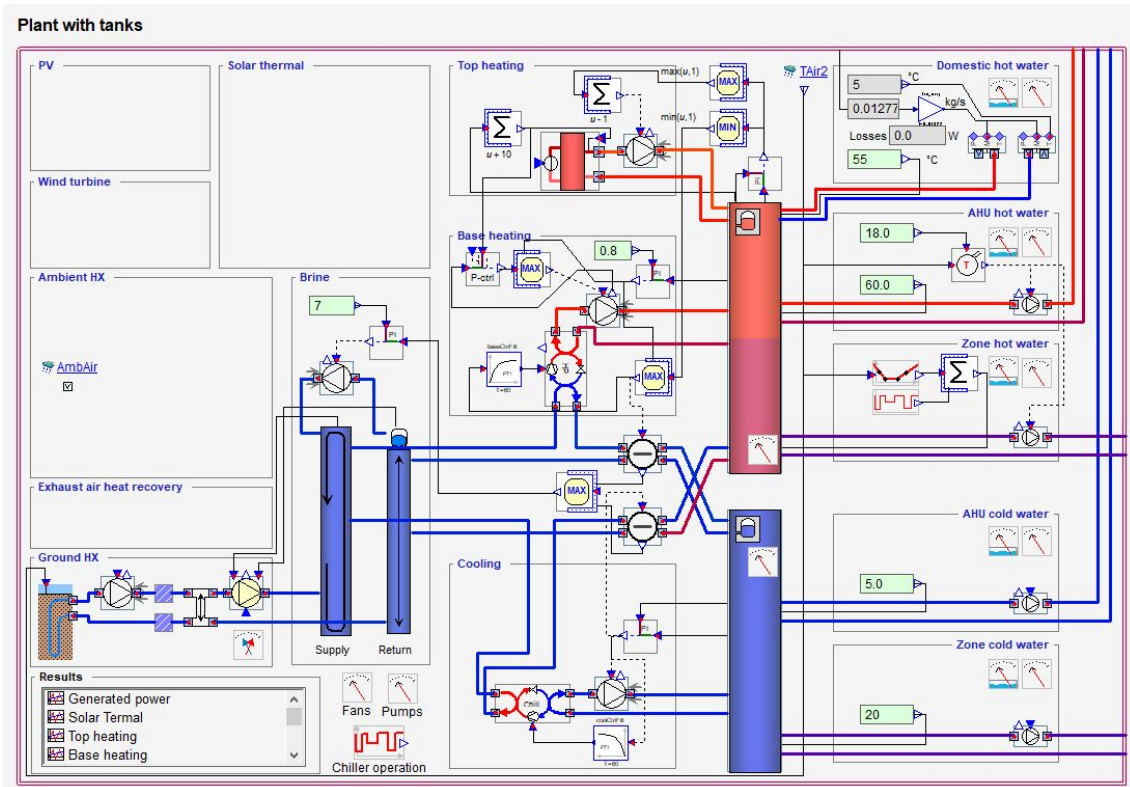
## G Varmesentral på standard nivå i IDA ICE



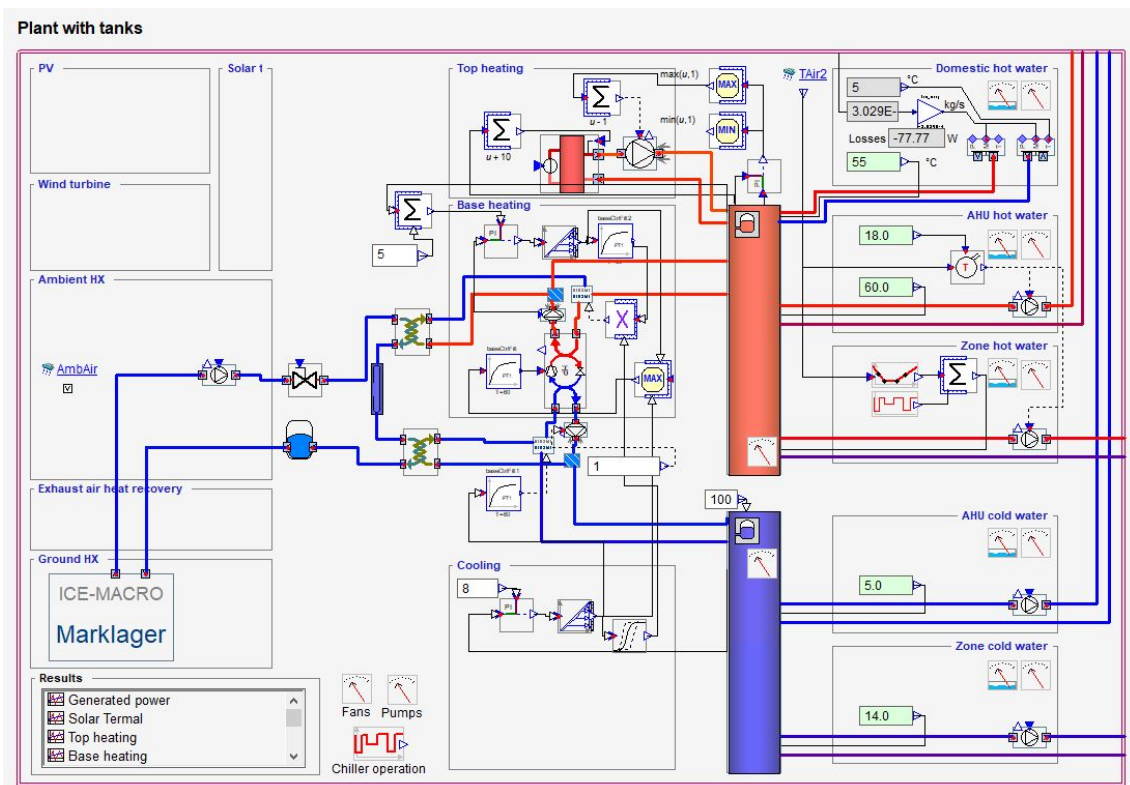
Figur 98: Brukergrensesnitt ved modellering av varmepumpe på standard nivå, ESBO varmesentral, i IDA ICE



## H Varmesentral på avansert nivå i IDA ICE

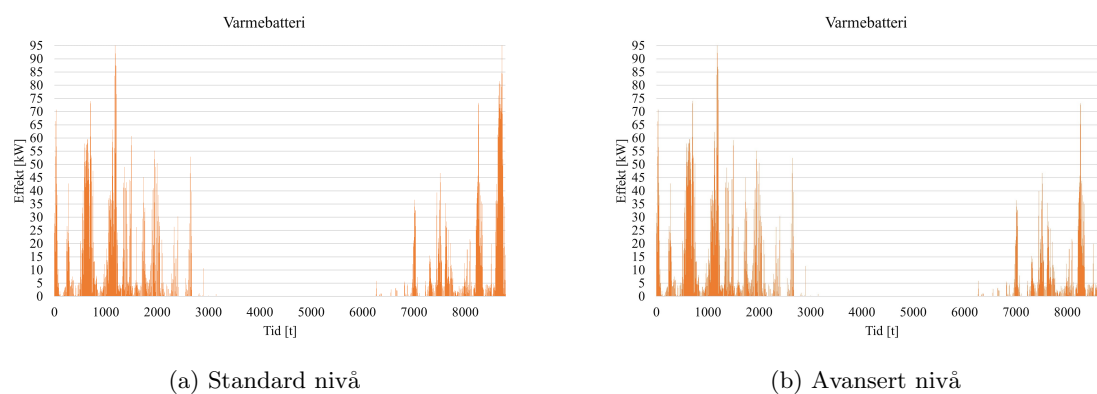


Figur 99: Oppbygging til varmesentral med en varmepumpe og en kjølemaskin

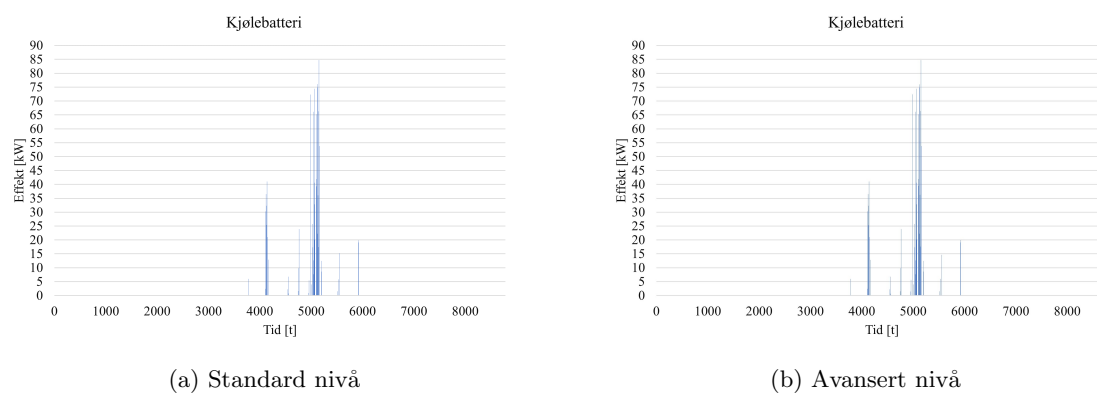


Figur 100: Oppbygging til varmesentral med reversibel bergvarmepumpe

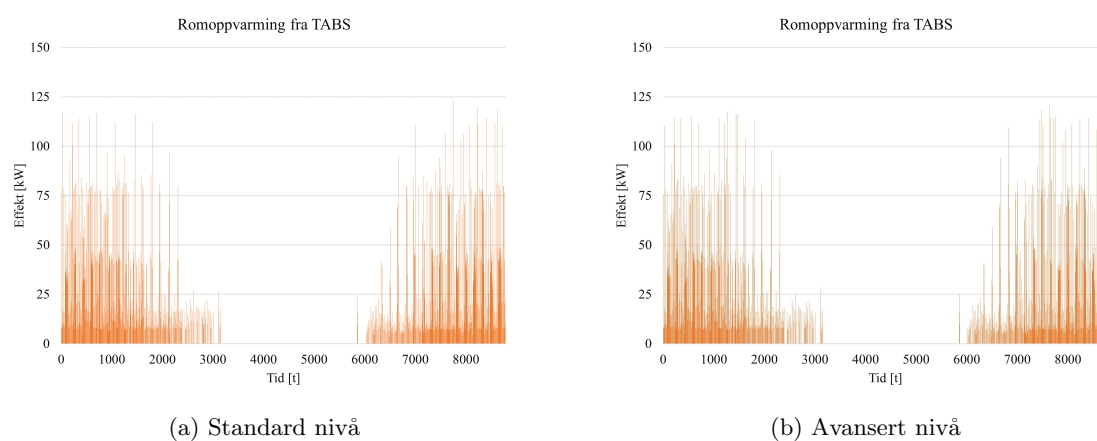
## I Sammenligning av resultater fra standard og avansert nivå



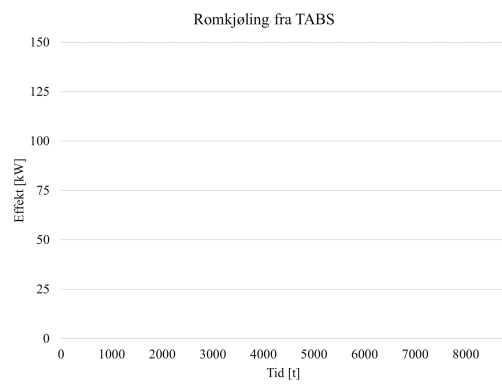
Figur 101: Sammenligning av varmebatteri



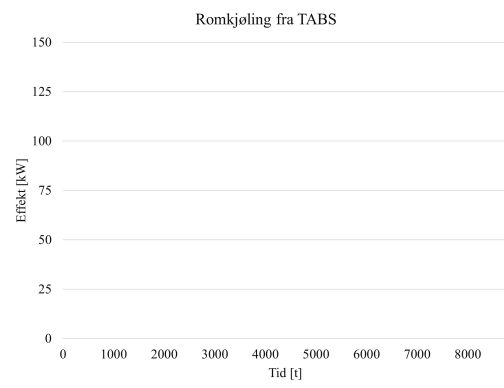
Figur 102: Sammenligning av kjølebatteri



Figur 103: Sammenligning av oppvarmingeffekt fra TABS



(a) Standard nivå



(b) Avansert nivå

Figur 104: Sammenligning av kjøleeffekt fra TABS

