

Agnes Haagenzen

Luftbåren oppvarming med konstante volumsystem (CAV) i passivhus

Juni 2020



Kunnskap for en bedre verden

Luftbåren oppvarming med konstante volumsystem (CAV) i passivhus

Agnes Haagensen

MTENERG

Innlevert: Juni 2020

Hovedveileder: Hans Martin Mathisen

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Institutt for energi - og prosessteknikk

Forord

Denne masteroppgaven er skrevet våren 2020 i sammenheng med faget *TEP4935*. Oppgaven representerer det avsluttende arbeidet av studieprogrammet *Energiplanlegging og miljøanalyse*, med spesialiseringen *Energiforsyning og klimatisering av bygninger*. Arbeidet er gjennomført i samarbeid med Erichsen & Horgen AS.

Først og fremst ønsker jeg å takke veilederen min ved NTNU, Hans Martin Mathisen. Gjennom ukentlige møter har jeg mottatt råd, støtte og veiledning som har vært avgjørende for oppgavens kvalitet og fremgang. Det har vært en god opplevelse å ha en så kunnskapsrik veileder gjennom dette krevende arbeidet.

Jeg ønsker også å takke Equa AB for tillitt og rådgivning med betaversjonen av IDA ICE 5.0. Spesielt vil jeg takke Mika Vuolle. Hjelpen jeg har mottatt av han har bidratt til å forstå programvaren og vekket min interesse for bygningssimulering. Gjennom hele semesteret har han stilt seg tilgjengelig for spørsmål og vist stor interesse for oppgaven. Dette har vært utrolig verdifullt.

Erichsen & Horgen AS har bidratt med informasjon knyttet til løsning av problemstillingen. Hjelpen jeg har mottatt i fordypningsprosjektet har vært utrolig nyttig for videre arbeid i masteroppgaven. Jeg vil spesielt takke Marte Veivåg Aase og Olav Sveinall for tilbakemeldinger.

Jeg ønsker å takke samboer, familie og venner for tålmodighet og forståelse som er vist under arbeidet. Grunnet COVID-19 er mye tid tilbragt hjemme med dem, og støtten jeg har mottatt har hjulpet med motivasjonen og gleden over oppgaven.

En siste takk til alle som ikke er nevnt over, men som har gjort denne oppgaven morsom, og ikke minst lærerik.



Agnes Öster Haagensen
Institutt for energi og prosessteknikk, NTNU
Juni 2020

Oppgaveformulering

Luftbåren oppvarming er i noen bygg fordelaktig sammenlignet med oppvarmingsystemer som gulvvarme eller radiatorer. Oppvarming via tilluft skal undersøkes i passivhus i rom der konstante volumsystem (CAV) er aktuelt. Dette gjelder rom der det er antatt driftstid med fullt belegg. Fokuset til oppgaven er på klimatiseringsprinsippets effekt på inneklima. Et passende eksempelbygg skal velges. Et litteraturstudie skal vurdere klimatiseringsprinsippet i moderne bygg. Videre skal beregninger i simuleringprogram (IDA ICE 5.0) benyttes for å dokumentere luftbevegelser og temperaturfordeling, samt termisk komfort i det valgte eksempelrommet. Kalde vinterforhold og sesongvariasjoner skal gjøres rede for. Programmet skal valideres for å vurdere troverdigheter til simuleringresultater.

Sammendrag

Denne oppgaven undersøker luftbåren oppvarming med konstante volumsystem (CAV) i passivhus. Slike bygg kjennetegnes ved god isolasjonsevne og høy lufttetthet. Varmetilskudd fra sol og internlast kan derfor benyttes til å dekke oppvarmingsbehovet. Oppvarming via ventilasjonsluft kan dekke det resterende varmetapet under vinterforhold. Hovedfokuset til oppgaven har vært klimatiseringsprinsippets effekt på luftbevegelser og temperaturfordeling i rommet under dimensjonerende utetemperatur, samt sesong- og døgnvariasjon av termisk komfort. Det er dannet teoretisk grunnlag for ikke-isoterm lufttilførsel, med fokus på varm ventilasjonsluft. Krav for tilfredsstillende termisk inneklima og luftkvalitet er også presentert. Et litteraturstudie er benyttet til å belyse erfaringene med luftbåren oppvarming i moderne bygninger. Betaversjon av IDA ICE 5.0 med innebygd sonemodell for luftbevegelser er benyttet til å besvare problemstillingen. Et soverom i psykiatrisk avdeling ved Nytt Sykehus Drammen (NSD) er valgt som eksempelrom i simuleringene. Klima i Bergen, Oslo, Vadsø og Kautokeino er benyttet. Tre caser med tilhørende forskningsspørsmål er definert. Validering av programvaren er gjort med et fullskala eksperiment og tilhørende modell av eksperimentet.

Teoristudiet belyser hvordan tilluftens oppdriftskrefter og treghetskrefter, avtrekkventilens høyde over gulvet, og isolasjonsevne til ulike bygningsdeler påvirker temperaturfordeling og luftbevegelser i rommet. To av casene studerer disse faktorene i pasientrommet, og simuleringresultater sammenlignes med funn presentert i litteraturstudiet. Termisk inneklima granskes i den tredje casen og simuleringresultater vurderes opp mot kravene presentert i teoristudiet.

Resultater fra den ene casen viser at luftbevegelser og temperaturfordeling i rommet først og fremst avhenger av tilluftstemperaturen. Dette støttes av teori om ikke-isoterm lufttilførsel. Årsaken er at oppdriftskrefter får større betydning langs stråleforløpet, sammenlignet med tilluftsstrålens treghetskrefter. Tillufttemperatur påvirker også formen på det vertikale temperaturprofilen. Konveksjonstrømmer ved kjølige vindusflater er av betydning for lagdelingen i soverommet. Dette samsvarer med funn presentert i litteraturstudiet. Oppvarmingsbehovet avgjør effekten som de overnevnte faktorene har på temperaturfordeling og luftbevegelser i rommet. Høyere tillufttemperatur fører til større temperaturforskjell mellom gulv og tak. Dette gir redusert ventilasjonseffektivitet, i henhold til teori. For eksempelrommet og klimaforholdene som er simulert i casen er stor temperaturforskjell observert under dimensjonerende utetemperatur i Kautokeino og Vadsø. Resultater fra den andre casen viser at avtrekkventilens høyde over gulvet påvirker inneklima og energibruken til ventilasjonssystemet. Dersom avtrekket plasseres ved taket kan deler av ventilasjonsluften kortsluttes. Funn presentert i litteraturstudiet indikerer at ventilasjonseffektiviteten reduseres. Betydningen som avtrekkventilens høyde har på energibruken og inneklima er større ved høyere oppvarmingsbehov.

Resultater fra den tredje casen viser at termisk inneklima i pasientrommet kategoriseres som kaldt sammenlignet med krav til norsk standard NS 7730 for termisk komfort. Dette gjelder i alle klima som er undersøkt. Årsaken er kald stråling fra vinduer. Termisk komfort avhenger av klima i byene, ettersom overflatetemperatur på vinduene påvirkes av utetemperaturen. Kjøligere inneklima er derfor observert i soverommet i Kautokeino, sammenlignet med Oslo og Bergen. Redusert termisk komfort oppstår i fyringsperioden. Vertikal temperaturgradient gir ikke lokalt termisk ubehag i pasientrommet. Dette gjelder alle undersøkte klima. Lokalt termisk ubehag grunnet trekk kan oppstå i sommermånedene. Dette skyldes at tilluftstrålen avløses fra taket, og faller ned i oppholdssonen. Det termiske inneklima avhenger av en rekke forhold som kombinert avgjør komfort. Forholdene inkluderer blant annet bruk av rommet, bekledding- og aktivitetsnivå, solinnstråling og variasjon i utetemperatur. For å avgjøre om klimatiseringsprinsippet gir termisk komfort i norsk klima, bør flere typer rom og klimatyper undersøkes utover valgt omfang av oppgaven.

Abstract

The thesis investigates warm air heating with constant air volume systems (CAV) in passive houses. These buildings are characterized by having well-insulated air tight building envelopes. Solar heat gain and heat gain from internal loads can therefore be utilized to cover the heat loss. During winter conditions, heated ventilation air can be used to cover the remaining heating demand. The focus of the thesis is the temperature distribution and air movement during winter design conditions, as well as seasonal variations of thermal comfort. A theoretical foundation for non-isothermal air supply is presented, focusing on warm ventilation air. Requirements to ensure thermal comfort and acceptable indoor air quality are also described. A literature review presents the experience with warm air heating in modern buildings. Simulations are performed using the betaversion of IDA ICE 5.0, which has a zonal model for air movement analysis. A patient room at the New hospital in Drammen is chosen as the case room. The climate in the Norwegian cities Bergen, Oslo, Vadsø and Kautokeino is considered. Three cases are defined with corresponding research questions. The program is validated with a full-scale experiment to evaluate the reliability of simulation results.

The theoretical study describes how the momentum and buoyancy of the supply air jet, the exhaust terminal's height above the floor, and insulation of building parts affect the temperature distribution and air movement in a room. Two of the cases investigate these factors in the patient room, and simulation results are compared to findings from in the literature review. The thermal environment is considered in the third case, and results are assessed against the requirements presented in the theoretical study.

Results from the first case show that air movement and temperature distribution in the room depends primarily on the temperature of the supply jet. This is supported by theory regarding non-isothermal air supply. The reason is that buoyancy forces become more important during the course of the jet, compared to the momentum. The supply temperature also affects the shape of the vertical temperature profile. This corresponds to findings presented in the literature review. Convection currents near cold windows contribute to stratification in the room. The heating demand decides the effect that the factors mentioned above have on the indoor climate. At a higher supply air temperature the stratification becomes more stable, which results in reduced ventilation efficiency, according to the theoretical study. The results show that the temperature difference between the floor and the ceiling is large during the design conditions in Kautokeino and Vadsø. The height of the exhaust terminal affects the indoor climate and the energy use of the ventilation system. If the exhaust is placed near the ceiling, parts of the heated ventilation air can be short circuited. Findings from the literature review indicate that the ventilation efficiency is reduced. The height of the exhaust is of larger importance for the energy use and indoor climate at a higher heating demand.

The thermal environment in the patient room is characterized as cold, with regard to requirements in the Norwegian standard NS 7730 for thermal comfort. This applies for all climates investigated. The result is due to cold radiation from windows. Thermal comfort depends on the outdoor climate, because the surface temperature of windows is affected by the outdoor temperature. A colder thermal environment is therefore found in Kautokeino, compared to Oslo and Bergen. Reduced thermal comfort is observed during the heating season. The vertical temperature gradient does not give local thermal discomfort in the patient room. This applies for all climate types. Local thermal discomfort due to draught will occur in the sommer months. This is the result of the supply jet slipping from the ceiling, and falling into the occupied zone. The thermal environment is dependent on a number of conditions that combined affect the thermal comfort. The conditions include clothing and activity level, outdoor climate, the intended use of the room, and utilization of heat from internal loads and solar heat gain. To properly assess if the heating system ensures thermal comfort in Norwegian climate, a more diverse set of room applications

and climate types should be additionally investigated.

Innhold

Forord	i
Oppgaveformulering	iii
Sammendrag	iv
Abstract	v
Innhold	ix
Tabeller	x
Figurer	xiv
Nomenklatur	xv
1 Innledning	1
1.1 Bakgrunn	1
1.2 Problemstilling og forskningsmetode	2
1.3 Begrensning og prioritering	3
1.4 Utfordringer	4
2 Teoretisk grunnlag	5
2.1 Passivhus-konseptet	5
2.2 Inneklima	5
2.2.1 Termisk inneklima	5
2.2.2 Luftkvalitet	8
2.3 Ytelse til ventilasjonsanlegget	8
2.3.1 Luftutskiteeffektivitet	8
2.3.2 Ventilasjonseffektivitet	9
2.3.3 Temperatureffektivitet	10
2.4 Luftbevegelser og temperaturfordeling i rom	11
2.4.1 Termisk lagdeling	11
2.4.2 Tilluftsventiler og innblåsning	12
2.4.3 Arkimedestallet	14
2.4.4 Isolasjonsevne til bygningsdeler	15

2.4.5	Plassering av avtrekk	15
3	Litteratur	16
3.1	Studier	17
3.2	Vertikalt temperaturprofil	19
3.3	Tilluftstemperatur og kalde overflater i rommet	19
3.4	Lufthastighet på tilluftsstrålen og i sonen	21
3.5	Betydning av avtrekks høyde	22
3.6	Fordeling av CO_2 konsentrasjon	23
3.7	Oppsummering av funn	24
4	Validering av IDA ICE 5.0	25
4.1	Målinger i klimarommet	25
4.1.1	Fasiliteter	25
4.1.2	Ventilasjonsystem	27
4.1.3	Avtrekk og tilluftsventiler	29
4.1.4	Internlast	30
4.1.5	Måleinstrumenter	31
4.1.6	Fremgangsmetode for målinger	33
4.2	Modellering i IDA ICE 5.0	35
4.2.1	Om IDA ICE 5.0	35
4.2.2	Modellering av eksperimentet	38
4.3	Resultater fra målinger og simuleringer	41
4.3.1	Vertikalt temperaturprofil	41
4.3.2	Hastighet langs tilluftsstrålen og i oppholdsonen	42
4.3.3	Overflatetemperatur	44
4.4	Analyse og feilkilder	46
5	Simulering i IDA ICE	47
5.1	Introduksjon	47
5.2	Metode	48
5.2.1	Romgeometri og isolasjonsevne	48
5.2.2	Klima	49
5.2.3	Internlast	50
5.2.4	Ventilasjon	51
5.2.5	Fremgangsmetode	52
5.3	Resultater	55
5.3.1	Case 1	55
5.3.2	Case 2	59
5.3.3	Case 3	61
5.4	Analyse av resultater	67
5.4.1	Analyse	67
5.4.2	Feilkilder	69
6	Konklusjon og videreføring av arbeid	71
6.1	Konklusjon	71
6.2	Videre arbeid	72
	Bibliografi	74

A	Vedlegg til kapittel 4	77
A.1	Målinger	77
A.1.1	Trykkmåling i avtrekk og tilluftsventil	77
A.1.2	Risikorapport	78
A.1.3	Usikkerhet	80
A.1.4	Ligninger løst i sonemodell i IDA ICE 5.0	82
A.1.5	Beregning av varmeovergang i modell	83
A.1.6	Målt og beregnet hastighet langs tilluftsstrålen	85
A.1.7	Informasjon om annen inndata i valideringsmodeller	86
A.2	Supplerende resultater til valideringen	89
B	Vedlegg til kapittel 5	98
B.1	Informasjon om simuleringsmodell	98
B.1.1	Eksempelrommet	98
B.1.2	Internlast i soverommet	99
B.1.3	Detaljer om klimafilere	101
B.1.4	Detaljer om ventilasjonssystemet	102
B.1.5	Avleste punkter fra 3D-visning i IDA ICE	105
B.2	Supplerende resultater fra case 1	106
B.3	Supplerende resultater fra case 2	108
B.4	Supplerende resultater fra case 3	109
B.4.1	Helårssimulering	109
B.4.2	Døgnsimulering	112

Tabeller

2.1	Fordeling av individuelle stemmer om inneklimate (Standard Norge 2005)	7
2.2	Beskrivelse av bygningskategorier, (Standard Norge 2005)	7
2.3	Krav til parametre som avgjør termisk komfort for et kategori A bygg (Standard Norge 2005)	8
3.1	Utvalgte studier fra litteratursøk	17
3.2	Beskrivelse av forutsetninger og inndata	18
3.3	Forskjell mellom tilluftstemperatur og romtemperatur i studiene	20
3.4	Luftutskiftingseffektivitet fra i studie 12 (Rabani mfl. 2019b)	20
3.5	Vertikal temperaturgradient for et utvalgt av studier	21
3.6	Oversikt over plasseringer av avtrekk og tilluftsventil i utvalgte studier	23
3.7	Ventilasjonseffektivitet og temperatureffektivitet for ulike plassering av avtrekk og tilluftsventil	23
4.1	Beregnet ventilasjonsmengde i klimarommet	30
4.2	Instrumentusikkerhet, måleområde og oppløsning for instrumentene som er benyttet	33
4.3	Situasjoner målt i klimarommet	33
4.4	U-verdier implementert i valideringsmodell i IDA ICE	38
4.5	Internlast i valideringsmodell	39
4.6	Modeller og situasjoner simulert for å validere IDA ICE 5.0	41
5.1	Romgeometri og isolasjonsevne	48
5.2	Dimensjonerende utetemperatur (Byggforsk 2018a)	49
5.3	Varmetilskudd fra internlast implementert i modell av soverom	50
5.4	Inndata for avtrekk og tilluftsventil i soverom	52
5.5	Tilfeller undersøkt i case 1	53
5.6	Tilfeller undersøkt i case 2	53
5.7	Tilfeller undersøkt i case 3	54
5.8	Tillufttemperaturer i case 1	55
5.9	Tillufttemperaturer i case 2	59
5.10	Antall timer innenfor kategorier for termisk komfort i henhold til NS 7730 (Standard Norge 2005)	63
5.11	Antall timer i et år der ventilasjonsluftens temperatur er over eller under 22 °C	64

Figurer

1.1	Luftbåren oppvarming med CAV-system	3
2.1	Nærsoner og oppholdssoner for omrøringsventilasjon, gjengitt med tillatelse (Skåret 2000)	6
2.2	Luftalder for omrøringsventilasjon, gjengitt med tillatelse (Mundt mfl. 2004)	9
2.3	Forurensning i rommet og plassering av forurensingskilde, gjengitt med tillatelse (Mundt mfl. 2004)	10
2.4	Strålingskarakteristikk for radiell og rund aksial tilluftstråle, gjengitt med tillatelse (Skåret 2000)	12
2.5	Coandaeffekten, gjengitt med tillatelse (Skåret 2000)	13
2.6	Skisse av midtplassert takventil og bakkant innblåsning, (<i>creative commons</i>) (Nystad 2017a)	13
2.7	Strømningsmønster for høyt og lavt Arkimedestall, gjengitt med tillatelse (Etheridge og Sandberg 1996)	15
3.1	Skisse av vertikalt temperaturprofil, utformet fritt etter utvalgte studier	19
3.2	Plasseringer av tilluftsventiler og avtrekk, utformet fritt etter utvalgte studier	22
4.1	Klimarommet i 2. etg på varmetekniske laboratorier	26
4.2	Plast satt opp i rommet i forbindelse med eksperimentet	27
4.3	Dimensjoner til delen av rommet som er benyttet i eksperimentet	27
4.4	Swegon GOLD- 08 RX aggregat	28
4.5	Kanalføringer til klimarommet	29
4.6	Ventil med papp	29
4.7	Avtrekkventiler i klimarommet	30
4.8	Sylinder med 100 W pære	31
4.9	Instrumenter benyttet i eksperimentet	32
4.10	Punkter der lufttemperatur er målt	34
4.11	Opphenging og posisjoner der lufttemperatur er målt	34
4.12	Punkteder lufthastighet	35
4.13	Punkter der overflatetemperatur er målt	35
4.14	Inndeling av luftlag i IDA ICE (<i>creative commons</i>) (Georges mfl. 2019)	36
4.15	3D- visning av lufttemperatur i IDA ICE versjon 5.0	37
4.16	3D-visning av valideringsmodell	39
4.17	Inndata for avtrekk og tilluftsventil i valideringsmodell	40
4.18	Høyde til luftlag, oppløsning og parametre som logges i sonemodellen	40

4.19	Målt og simulert vertikalt temperaturprofil i situasjon 1	42
4.20	Målt og simulert vertikalt temperaturprofil i situasjon 5	42
4.21	Målt og simulert lufthastighet fra utgangsåpning i situasjon 4 og 5	43
4.22	Målt og simulert lufthastighet fra utgangsåpning i situasjon 1, 2 og 3	43
4.23	Målt lufthastighet i oppholdsonen i situasjon 3 og 5	44
4.24	Lufthastighet i sonen fra 3D-visning i IDA ICE	44
4.25	Målt og simulert overflatetemperatur i situasjon 1	45
4.26	Målt og simulert overflatetemperatur i situasjon 5	45
5.1	3D-visning av soner i modell av soverom	48
5.2	Gulvplan for soner definert i modell av soverom	49
5.3	Varighet for utetemperatur over et år i Bergen, Oslo og Kautokeino	50
5.4	Elegant VE-160, SystemAir (shop.systemair.com 2020)	51
5.5	Maks temperatur langs strålen i case 1	55
5.6	Maks hastighet langs strålen i case 1	56
5.7	Vertikalt temperatur profil i case 1	57
5.8	Lufttemperatur 0.1 m over gulvet, og overflatetemperatur på yttervegg og vinduer i case 1	58
5.9	Temperatureffektivitet i case 1	58
5.10	Vertikalt temperaturprofil i case 2	59
5.11	Varmebehov dekket av ventilasjonsluft for ulike avtrekkshøyder	60
5.12	Temperatureffektivitet i case 2	61
5.13	Sesong- og døgnvariasjon av PPD i Kautokeino	61
5.14	Sesong- og døgnvariasjon av PPD i Oslo	62
5.15	Sesong- og døgnvariasjon av PPD i Bergen	62
5.16	Varighetsdiagram for PMV i Bergen, Oslo og Kautokeino	62
5.17	Sesong- og døgnvariasjon av PPD i Oslo	63
5.18	Varighetsdiagram for tillufttemperatur i Bergen, Oslo og Kautokeino	64
5.19	Operativ temperatur i soverommet for et vinterdøgn i Oslo, case 3.B	65
5.20	Vertikalt temperaturprofil for et vinterdøgn i Kautokeino, Oslo og Bergen	66
5.21	Hastighet i sonen for et sommerdøgn i Oslo, case 3E	66
A.1	Målt trykk i avtrekk og tilluftventil, og beregnet ventilasjonsmengde	77
A.2	Tilfeldig feil, U_T , for alle målinger	80
A.3	Kalibrering av iButtons	81
A.4	Standardavvik under kalibrering av iButtons	81
A.5	Resulterende usikkerhet for alle måleserier	82
A.6	Sammensatt usikkerhet for varmebalanse	84
A.7	Forenklet beregning av isolasjonsevne til klimarommet	85
A.8	Målt og beregnet hastighet fra utløpsåpning i klimarommet	86
A.9	Utdrag fra klimafilere benyttet i valideringsmodeller	86
A.10	Plassering av person i valideringsmodeller	87
A.11	Plassering av tilluftventil og lys i valideringsmodeller	87
A.12	Sentralaggregat og vifte for situasjon 1	88
A.13	Innblåsning og avtrekk i valideringsmodeller	88
A.14	Tallverdier for målt og simulert vertikal temperaturgradient i situasjon 1	89
A.15	Tallverdier og diagram for målt og simulert temperaturgradient i situasjon 2	90
A.16	Tallverdier og diagram for målt og simulert temperaturgradient i situasjon 3	91
A.17	Tallverdier og diagram for målt og simulert temperaturgradient i situasjon 4	92
A.18	Tallverdier for målt og simulert temperaturgradient i situasjon 5	93
A.19	Tallverdier for målt og simulert hastighet langs stråle for situasjon 1-5	94

A.20	Tallverdier for målt og simulert overflatetemperatur i situasjon 1	95
A.21	Tallverdier for målt og simulert overflatetemperatur i situasjon 2	95
A.22	Tallverdier for målt og simulert overflatetemperatur, situasjon 3	95
A.23	Tallverdier for målt og simulert overflatetemperatur i situasjon 4	95
A.24	Tallverdier for målt og simulert overflatetemperatur i situasjon 5	96
A.25	Grafisk fremstilling av målt og simulert overflatetemperatur i situasjon 2	96
A.26	Grafisk fremstilling av målt og simulert overflatetemperatur i situasjon 3	96
A.27	Grafisk fremstilling av målt og simulert overflatetemperatur i situasjon 4	97
A.28	Tallverdier for målt og simulert hastighet i oppholdssonen	97
B.1	Prosjekttegning av døgnplass med soverom og tilkoblet bad	98
B.2	Epost-korrespondanse med detaljer om oppbygging av yttervegg	99
B.3	Timeplan for internlast	99
B.4	Plassering av person i soverommet	100
B.5	Bekledning- og aktivitetsnivå for bruker i soverommet	100
B.6	Utdrag fra klimafilmer benyttet i simuleringsmodeller	101
B.7	Direkte innstrålt effekt i Bergen	101
B.8	Direkte innstrålt effekt i Oslo	102
B.9	Direkte innstrålt effekt i Kautokeino	102
B.10	Plassering av avtrekk og tilluftventil i simuleringsmodell	103
B.11	Simulert tillufttemperatur for sensor plassert 1 m over gulvet	103
B.12	Teknisk data om Elegant VE 160 fra Systemair (shop.systemair.com 2020)	104
B.13	Beregning av konstanten K	104
B.14	Høyder i rommet der temperatur er lest av i case 1, 2 og 3	105
B.15	Punkter langs tilluftstrålen der temperatur og hastighet er lest av i case 1	105
B.16	Tallverdier for vertikal temperaturgradient i case 1	106
B.17	Maks hastighet og temperatur langs strålen i case 1	107
B.18	Tallverdier for overflatetemperaturer i case 1	107
B.19	Tallverdier til vertikal temperaturgradient i case 2	108
B.20	Tallverdier for varmebehovet som dekkes av ventilasjonsluft i case 2	109
B.21	Originalt teppeplot for PPD i Kautokeino	109
B.22	Originalt teppeplot for PPD i Oslo	109
B.23	Originalt teppeplot for PPD i Bergen	110
B.24	Teppeplot for PMV i Kautokeino	110
B.25	Teppeplot for PMV i Oslo	110
B.26	Teppeplot for PMV i Bergen	110
B.27	Operativ temperatur for et helt år i Kautokeino	111
B.28	Operativ temperatur for et helt år i Bergen	111
B.29	Utetemperatur, tilluftstemperatur, operativ temperatur og romtemperatur, vinterdøgn i Kautokeino	112
B.30	Varmebalanse for et vinterdøgn i Kautokeino	113
B.31	3D-visning av operativ temperatur for et vinterdøgn i Kautokeino	113
B.32	Utetemperatur, tilluftstemperatur, operativ temperatur og romtemperatur, vinterdøgn i Oslo	114
B.33	Varmebalanse for et vinterdøgn i Oslo	114
B.34	Utetemperatur, tilluftstemperatur, operativ temperatur og romtemperatur, vinterdøgn i Bergen	115
B.35	Varmebalanse for et vinterdøgn i Bergen	116
B.36	3D-visning av operativ temperatur for et vinterdøgn i Bergen	116

B.37 Utetemperatur, tillufttemperatur, operativ temperatur og romtemperatur, sommerdøgn i Kautokeino	117
B.38 Varmebalanse for et sommerdøgn i Kautokeino	118
B.39 3D-visning av operativ temperatur for et sommerdøgn i Kautokeino	118
B.40 3D-visning av hastighet i sonen for et sommerdøgn i Kautokeino	119
B.41 Utetemperatur, tillufttemperatur, operativ temperatur og romtemperatur, sommerdøgn i Oslo	120
B.42 Varmebalanse for et sommerdøgn i Oslo	121
B.43 3D-visning av operativ temperatur for et sommerdøgn i Oslo	121
B.44 Utetemperatur, tillufttemperatur, operativ temperatur og romtemperatur, sommerdøgn i Bergen	122
B.45 Varmebalanse for et sommerdøgn i Bergen	123
B.46 3D-visning av operativ temperatur for et sommerdøgn i Bergen	123
B.47 3D-visning av hastighet i sonen for et sommerdøgn i Bergen	124
B.48 Tallverdier for vertikal temperaturgradient i case 3	125

Nomenklatur

Forkortelser

Symbol	Beskrivelse
BPS	Building Performance Simulation
CAV	Constant Air Volume
CFD	Computational Fluid Dynamics
DUT	Dimensjonerende utetemperatur
IWEC	International Weather Energy Consumption
NDS	Nytt Drammen sykehus
NTNU	Norges tekniske- og naturvitenskapelige universitet
PMV	Predicted Mean Vote
PPD	Predicted Percentage of Dissatisfied
SRM	Standard room model

Indekser

Symbol	Beskrivelse
e	avtrekk
hor	horisontal
i	luftlag i
j	strømningsselement j
k	luftlag k
l	overflate l
m	maks
o	operativ
omg	omgivelser
p	punkt i rommet
r	rom
r,målt	målt romtemperatur
s	tilluft
strøm	strømning
u	ute
u, målt	målt utetemperatur
x	avstand fra tilluftsåpning
0	åpning av tilluftsventil

Symboler

Symbol	Beskrivelse	Enhet
A	Areal	$[m^2]$
A_r	Arkimedestall	$[-]$
β	Volumetrisk volumutvidelseskoeffisient	$[K^{-1}]$
C	Forurensningskonsentrasjon	$[ppm]$
$\langle C \rangle$	Gjennomsnittlig forurensningskonsentrasjon i rommet	$[ppm]$
$C_{p,eff}$	Effektiv varmekapasitet	$[\frac{J}{kgK}]$
D	Andel av strømingselement til luftlag	$[-]$
ΔQ	Varmeoverføring	$[W]$
$\Delta \rho$	Tetthetsvariasjon i luft	$[\frac{kg}{m^3}]$
Δt	Temperaturforskjell mellom rom og tilluft	$[^{\circ}C]$
Δt_v	Temperaturforskjell mellom gulv og takt	$[^{\circ}C]$
E	Entalpi i strømingselement i luftlag	$[W]$
ϵ	Kontraksjonskoeffisient	$[-]$
ϵ^a	Luftutskifteeffektivitet	$[\%]$
ϵ_p^a	Lokal luftutskifteeffektivitet i punkt p	$[\%]$
ϵ^c	Ventilasjonseffektivitet	$[-]$
ϵ_p^c	Lokal ventilasjonseffektivitet i punkt p	$[-]$
ϵ^t	Temperatureffektivitet	$[-]$
g	Tyngdens akselerasjon	$[\frac{m}{s^2}]$
H	Romhøyde	$[m]$
h	Konveksjonskoeffisient	$[\frac{W}{m^2K}]$
I_v	Kastelengde	$[m]$
K	Konstant	$[-]$
l	Karakteristisk lengde	$[m]$
\dot{m}	Massestrøm	$[\frac{kg}{s}]$
n	Antall luftlag	$[-]$
n_i	Luftutskiftning	$[h^{-1}]$
ϕ''	Normalisert kuldebroverdi	$[\frac{W}{m^2K}]$
Q	Varmemengde	$[W]$
$\bar{\rho}$	Gjennomsnittlig tetthet	$[\frac{kg}{m^3}]$
Ri	Richardsontallet	$[-]$
t	Temperatur	$[^{\circ}C]$
$\overline{t_{mr}}$	Midlere strålingstemperatur	$[^{\circ}C]$
$\overline{t_r}$	gjennomsnittlig temperatur i oppholdssonen	$[^{\circ}C]$
$\langle \tau \rangle$	Gjennomsnittlig luftalder	$[h]$
τ_n	Nominell tidskonstant	$[h]$
U	Hastighet	$[\frac{m}{s}]$
U_M	Sammensatt usikkerhet	$[\% \text{ el. passende enhet}]$
U_R	Resulterende usikkerhet	$[\% \text{ el. passende enhet}]$
U_S	Instrumentnøyaktighet	$[\% \text{ el. passende enhet}]$
U_T	Tilfeldig feil	$[\% \text{ el. passende enhet}]$
V	Volum	$[m^3]$
\dot{V}	Ventilasjonsmengde	$[\frac{m^3}{s} \text{ el. } \frac{m^3}{h}]$
x	Avstand fra tilluftsåpning	$[m]$
y	Kartesisk koordinat i vertikalplanet	$[m]$

Innledning

1.1 Bakgrunn

I moderne bygg stilles det høye krav til isolasjonsevne og lufttetthet. Dette gjelder spesielt passivhus. Oppvarmingsbehovet er dermed atskillelig lavere sammenlignet med eldre bygg, og varmetapet kan dekkes ved hjelp av varmetilskudd fra internlast og solinnskudd. Oppvarming med ventilasjonsluft kan benyttes for å dekke deler av transmisjonstapet på kalde dager. Ved å benytte luftbåren oppvarming som klimatiseringsprinsipp kan et separat oppvarmingssystem sløyfes eller forenkles. Dette sparer ressurser til tekniske installasjoner og investeringskostnad.

Varmemengden som suppleres med ventilasjonsluft kan justeres ved å endre luftmengden eller temperaturen til ventilasjonsluften. Grunnet den lave varmekapasiteten til luft er det begrenset hvor mye varme som kan transporteres ved en gitt temperaturredifferanse ΔT . Med et konstant volumssystem (CAV) suppleres den samme ventilasjonsmengden gjennom hele driftstiden. Dersom luftbåren oppvarming benyttes med et CAV-system må derfor ΔT justeres for å etterkomme oppvarmingsbehovet. På kalde vinterdager kan høy tilluftstemperatur være nødvendig for å levere tilstrekkelig varme med den gitte luftmengden. Dette fører til dårligere omrøring og temperaturfordeling i rommet. Lokalt termisk ubehag og dårligere luftkvalitet kan oppstå som resultat av dette.

Masteroppgaven baseres på begynt arbeid fra fordypningsprosjektet (Haagensen 2019). Prosjektoppgaven belyste utfordringene med å benytte luftbåren oppvarming med CAV i passivhus. Simuleringer ble utført ved hjelp av IDA ICE versjon 4.8. For å supplere det påbegynte arbeidet ble det anbefalt å benytte et simuleringsprogram som kan gi flere detaljer om temperaturfordelingen og luftbevegelser i rommet. Fra prosjektoppgaven gjenstod det å granske hvordan tilluftens oppdriftskrefter og treghetskrefter, bygningsdelers isolasjonsevne og avtrekkventilens høyde over gulvet påvirker inneklimate og termisk komfort. Kapittel 3 presenterer studier for både passivhus og lavenergibygg fra de siste årene. Samlet viser teori og tidligere forskning at en rekke forhold kombinert påvirker inneklimate. De overnevnte faktorene er kun et utvalg av dem. Litteraturstudiet belyser behovet for økt erfaring med luftbåren oppvarming i moderne bygninger.

På bakgrunn av dette er det interessant å undersøke hvordan inneklimate i passivhus påvirkes av oppvarming via tilluft.

1.2 Problemstilling og forskningsmetode

Masteroppgaven undersøker luftbåren oppvarming med CAV i passivhus. Temperaturblanding og luftbevegelser i rommet undersøkes under kalde vinterforhold. Termisk komfort granskes under sesong- og døgnvariasjon av norsk klima. Ut ifra oppgaveformuleringen er følgende problemstilling utarbeidet:

Hvordan påvirkes luftbevegelser og temperaturfordeling i rommet av luftbåren oppvarming med konstante volumssystem (CAV)? Kan klimatiseringsprinsippet gi tilfredsstillende termisk inneklime i norsk klima?

Følgende delmål er utarbeidet for å besvare denne problemstillingen:

- 1) Presentere krav til termisk inneklime og luftkvalitet, samt teoretisk grunnlag relevant for ikke-isoterm lufttilførsel.
- 2) Gjennomføre et litteratursøk for å belyse erfaringer med luftbåren oppvarming slik at ytelsen til oppvarmingssystemet kan vurderes i moderne bygninger.
- 3) Utføre et fullskala eksperiment og bygge tilhørende modell i IDA ICE versjon 5.0 for å validere simuleringsverktøyet.
- 4) Modellere rom i passivhus og utføre simuleringer for å avdekke hvordan luftbåren oppvarming påvirker inneklime.

Første delmål av oppgaven er inkludert for å danne et teoretisk grunnlag om emnet, og presenteres i kapittel 2. Tekst er hentet fra eget fordypningsprosjekt som er skrevet høst 2019. Endringer er gjort og ny teori er lagt til for tilpasning til masteroppgaven. Teori er funnet i fagbøker om ventilasjon og strømningsmekanikk. Teori om ikke-isoterm lufttilførsel baseres på varm ventilasjonsluft. Passivhuskonseptet er også presentert. For å belyse erfaringene med luftbåren oppvarming i moderne bygninger er innhold fra forskningsrapporter- og artikler presentert. Dette svarer til andre delmål, og presenteres i kapittel 3. Forskningsartikler er både norske og utenlandske. Deler av teksten er hentet fra fordypningsprosjektet, og omformulert for tilpasning til masteroppgaven. Et nytt litteratursøk er utført i sammenheng med masteroppgaven for å undersøke om ny forskning er gjort siden prosjektoppgaven ble skrevet.

Det er utfordrende å forutse luftbevegelser og temperaturfordeling med analytiske modeller. Numerisk løsning av Navier- Stokes ligninger eller et full-skala eksperiment er derfor nødvendig. Det er valgt å benytte betaversjonen av IDA ICE 5.0 med innebygd sonemodell for luftbevegelser for å besvare problemstillingen. Tredje delmål er utarbeidet for å underbygge troverdigheten av simuleringsresultater. Fullskala målinger er utført i klimarommet i Varmetekniske Laboratorier på NTNU for å validere IDA ICE versjon 5.0. Planlegging av eksperimentet er utført med bistand av veileder. Faktorer som er ansett som relevante for å besvare problemstillingen er målt. Eksperimentet er deretter modellert i IDA ICE. Valideringen av IDA ICE 5.0 er av verdi for fremtidig bruk av programvaren. Kapittel 4 beskriver eksperimentet, modellen og simuleringsverktøyet som er benyttet. Fjerde delmål er utarbeidet for å besvare problemstillingen og presenteres i kapittel 5. Forskningsspørsmål er angitt for å spisse problemstillingen. Caser er definert og simulert for å besvare forskningsspørsmålene. Resultater og analyse fra simuleringer er presentert under kapitlet, og feilkilder gjøres rede for.

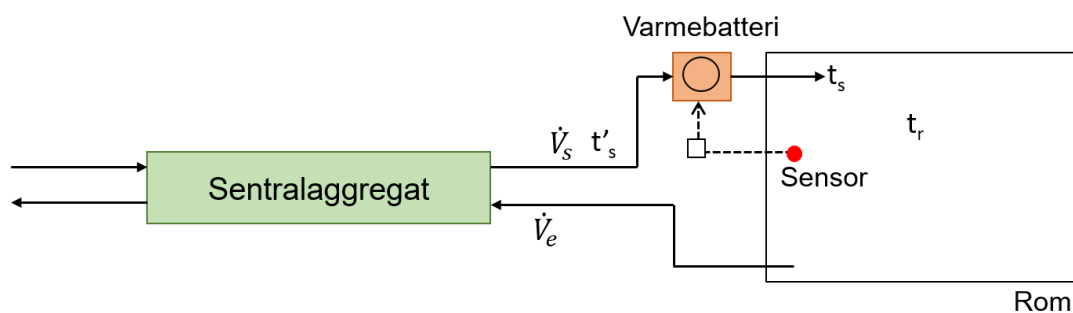
1.3 Begrensning og prioritering

For å besvare problemstillingen er et soverom i en psykiatrisk døgnplass valgt som eksempelrom. Et CAV-system er anbefalt i rommet fordi det er antatt driftstid hele døgnet med fullt belegg. Rommet er planlagt å være en del av Nytt Sykehus Drammen (NSD). Sykehuset er på tilsammen $122\,000\text{ m}^2$, og skal stå på Brakerøya i Drammen. Av det totale arealet er ca. $16\,181\text{ m}^2$ avsatt til psykiatri. Totalt er det 165 døgnplasser for psykiatrisk behandling. Sykehuset bygges som et passivhus. Inndata til simuleringsmodell er oppgitt av Erichsen & Horgen AS, som har ansvar for prosjektering av de VVS-tekniske installasjonene ved NSD. I tillegg til soverommet inkluderer døgnplassen i psykiatrisk avdeling et bad. Baderommet er ikke hensyntatt i oppgaven.

Klimatiseringsprinsippet i soverommet må være ligatursikret og vandalsikret. Brukere skal altså ikke kunne ødelegge utstyr eller skade seg på objekter som stikker ut i rommet. Derfor må tilluftsventilen ligge inntil himlingen. Ventilen har konstant åpningsareal. Det er mulig å benytte gulvvarme eller innkapslede radiatorer. Oppvarming via tilluft har blitt foreslått som løsning, da det gir mulighet til å forenkle eller fjerne separat oppvarmingsystem. I soverommet justeres supplert varmemengde med temperaturen på ventilasjonsluften. Ligning 1.1 viser sammenhengen mellom varmen supplert av ventilasjonssystemet, Q_s , ventilasjonsmengde, \dot{V}_s , og temperaturforskjell mellom tilluften og rommet, Δt . C_p tilsvarer varmekapasiteten til luft.

$$Q_s = \rho C_p \dot{V}_s \Delta t \quad (1.1)$$

Ventilasjonsluft forvarmes i sentralaggregatet til temperaturen t'_s . Deretter varmes ventilasjonsluften ytterligere av et lokalt varmebatteri. t_s er ventilasjonsluftens temperatur etter pådrag fra varmebatteriet. Romtemperaturen måles av en sensor plassert i rommet, og pådraget varmebatteriet gir avhenger av den målte temperaturen i rommet. Ved kjølebehov reduseres pådraget fra varmebatteriet. Den laveste temperaturen ventilasjonsluften oppnår er t'_s . Figur 1.1 viser en skisse av systemet som er planlagt i psykiatrisk avdeling ved NDS.



Figur 1.1: Luftbåren oppvarming med CAV-system

Luftbåren oppvarming er et konvektivt varmesystem. Dette betyr at den varme luften må blandes med romluft for å oppnå ønsket temperatur. Dette er ulempen med oppvarming via tilluft, sammenlignet med varmesystemer som benytter strålingsvarme. I slike systemer kan innetemperatur senkes uten at det går utover komfort.

Første del av oppgaven er begrenset til å undersøke hvordan tilluftstrålens oppdriftskrefter og treghetskrefter, isolasjonsevnen til ulike bygningsdeler og avtrekkventilens høyde over gulvet påvirker temperaturfordeling og luftbevegelser i rommet. For å granske disse faktorene er det valgt å benytte dimensjo-

nerende utetemperatur i fire norske byer, Bergen, Oslo, Vadsø og Kautokeino. Solinnskudd er fjernet. På denne måten reflekterer resultatene kalde vinterforhold i en bred spredning av norsk klima.

Andre del av oppgaven studerer sesong-og døgnvariasjoner av termisk komfort. Komfortparametrene PPD og PMV gir en indikator på termisk komfort, og granskes derfor i oppgaven. Parametrene kommenteres i sammenheng med operativ temperatur. Øvrige parametre som undersøkes inkluderer vertikal temperaturgradient mellom hode og ankel og lufthastighet i oppholdsonen. Klima i Bergen, Oslo og Kautokeino er valgt.

1.4 utfordringer

Klimatiseringsprinsippets effekt på inneklima er sterkt knyttet til forholdene som undersøkes, ettersom inneklima påvirkes av flere faktorer som er gjensidig avhengige. Dette gjøres rede for i kapittel 2. Simuleringsresultater må vurderes ut ifra begrensninger som er valgt for å definere oppgavens omfang og sikre kvalitet på inndata og utdata. Det er utfordrende å undersøke hvordan de valgte parametrene påvirker inneklima isolert sett. Det er i tillegg gjort lite forskning på luftbåren oppvarming, og studiene som er funnet benytter svært varierende grensebetingelser og forskningsmetoder. Dette gjør sammenligning av studier utfordrende. Dette gjør det også krevende å sammenligne funn fra tidligere studier med simuleringsresultater.

Validering av programvaren krever et rom som kan varmes opp med ventilasjonsluft. Rommet som er benyttet til fullskala målinger skal brukes av andre masterstudenter og PhD-stipendiater. Det er derfor begrenset med tid til å planlegge og utføre målingene. Kreative løsninger er tatt i bruk for å oppnå ønskede testforhold i rommet. Ettersom IDA ICE 5.0 er under utvikling inneholder programvaren begrensninger som påvirker resultatene fra simuleringsprogrammet. Dette gjøres rede for i kapittel 4.

Teoretisk grunnlag

2.1 Passivhus-konseptet

Passivhus-konseptet er et konstruksjonskonsept som er utviklet av Wolfgang Feist og lansert av Tysk Passivhusinstitutt på 90-tallet (Passivhaus Institut 2015). Siden har konseptet spredt seg til tysktalende land og Skandinavia.

Passivhus kjennetegnes som miljøvennlige bygg med lavt energibehov. Dette oppnås med passive tiltak som har lang levetid, derav navnet. Tiltakene inkluderer høy isolasjonsevne til vinduer og bygningskropp, lufttett bygning, minimering av kuldebroer og muliggjort varmegjenvinning i ventilasjonssystemet. Oppvarming kan i større grad dekkes av solinnskudd og varmetilskudd fra lys, utstyr og personer sammenlignet med eldre bygg. Bygget blir mindre energikrevende totalt sett og oppvarming blir enklere.

I 2012 lanserte Standard Norge to standarder for passivhus. NS 3700 for boligbygg og NS 3701 for yrkesbygg tilpasser passivhus-konseptet til norsk klima, og norske konstruksjonsløsninger og byggeskikker. Standardene omfatter krav til både passivhus- og lavenergibygninger. De brukes til å stille utførelseskrav og vurdere om bygget tilfredsstillende passivhus- eller lavenergikravet. Det stilles også krav til bygningselementer- og komponenter.

2.2 Inneklima

Inneklima omfatter alle kjemiske og fysiske forhold som påvirker velvære, produktivitet og helse til personer som oppholder seg i et bygg (Astma- og allergiforbundet 2006). Inneklimaet består av temperaturforhold, luftkvalitet, mekaniske forhold, akustiske forhold og lyd- og strålingsforhold (SINTEF Byggforsk 2017). Brukere av et bygg påvirkes også av psykososiale og estetiske forhold. Denne delen tar for seg krav til termisk inneklima og luftkvalitet.

2.2.1 Termisk inneklima

Parametre

Termisk komfort defineres som “en sinnstilstand som uttrykker tilfredsstillelse med det termiske inneklimaet (oversatt)” ifølge Olesen, B. mfl. (2001). Termisk komfort er altså en subjektiv tilstand. Den er avhengig av en rekke fysiske faktorer som tørr- og våtkuletemperatur, strålingstemperatur, hastighet på

inneluft og luftfuktighet. Aktivitetsnivå og bekledding til personer påvirker også opplevelsen av det termiske inneklimaet. I tillegg er termisk komfort avhengig av helsesituasjon, alder, kjønn og sinnstilstand (Ingebrigtsen 2015). Temperatur, trekkfølelse, lufttrykk og luftfuktighet påvirkes direkte av ventilasjonssystemet i et rom. Lufttemperatur, t_r , operativ temperatur, t_o , og lufthastighet i rommet er fokus i denne oppgaven.

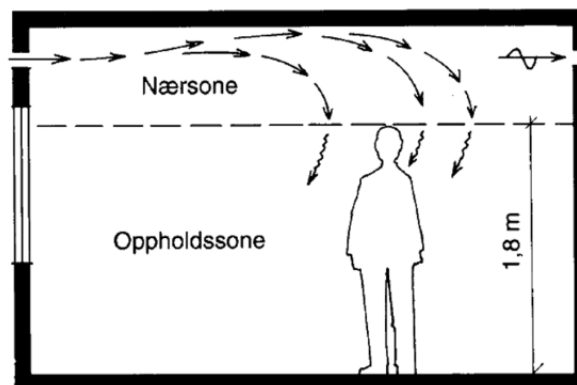
Den operative temperaturen, t_o , defineres som gjennomsnittet mellom lufttemperaturen og den midlere strålingstemperaturen. Se ligning 2.1. Forenklingen kan benyttes dersom lufthastigheten er under 0.4 m/s og differansen mellom $\overline{t_{mr}}$ og t_r er under 4 K.

$$t_o = \frac{\overline{t_{mr}} + t_r}{2} \quad (2.1)$$

t_r = romtemperatur [$^{\circ}C$]

$\overline{t_{mr}}$ = midlere strålingstemperatur [$^{\circ}C$]

Trekk er definert som uønsket lokal konvektiv kjøling. Hastighet på inneluft er knyttet til følelsen av trekk. Parameteren er derfor en viktig faktor i sammenheng med lokal termisk komfort. Ved omrøringsventilasjon tilføres ventilasjonsluft ved høy hastighet, slik at den friske luften blir blandet med forurenset romluft. Luften tilføres i en *nærson*. Denne befinner seg over *oppholdssonen*, som strekker seg fra gulvet til en høyde på 1.8 m. Idet luften når oppholdssonen er hastigheten sunket slik at brukere ikke opplever trekk. Figur 2.1 viser nærsonen og oppholdssonen for omrøringsventilasjon.



Figur 2.1: Nærsonen og oppholdssonen for omrøringsventilasjon, gjengitt med tillatelse (Skåret 2000)

Trekkfølelse påvirkes også av turbulens i inneluften, som blant annet kommer av at personer beveger seg i rommet. Begrepet *turbulensintensitet* brukes for å beskrive hvor stor turbulens det er i romluften. I et normalt ventilert rom vil turbulensintensiteten ligge mellom 30 % - 60%, som tilsvarer lufthastighet på 0.1- 0.2 m/s.

Parameteren *vertikal temperaturgradient* brukes for å beskrive temperaturforskjellen mellom hode og ankel. Lokal termisk komfort er avhengig av jevn temperatur fordelt på kropp, og avhenger dermed av den vertikale temperaturgradienten.

Kroppen generer varme gjennom forbrenningen. Økt aktivitetsnivå gir økt forbrenningsvarme i kroppen. Varmeproduksjonen måles i enheten *met*. 1 *met* er lik 58 W/m². Type og mengde bekledding påvirker hvordan en person opplever termisk inneklima. Kroppen avgir varme til klær som isolerer kroppen slik at varme fra huden ikke øyeblikkelig avgis til omgivelsene. Isoleringsevnen varierer fra plagg til plagg,

og betegnes i enheten *clo*. 1 *clo* er lik $0.155 \text{ W/m}^2 \text{ K}$.

Komfort

Indeksen PMV, *Predicted mean vote*, er en syv-punkts psykofysisk skala som beskriver hvordan en person opplever det termiske inn klimaet. Skalaen går fra -3, som svarer til veldig kaldt, opp til 3 som svarer til veldig varmt. Indeksen 0 betyr at personen verken har behov for høyere eller lavere temperatur. Personen er altså *termisk nøytral*.

Fra PMV kan indeksen PPD, *Predicted percentage of dissatisfied*, beregnes. Denne forteller hvor mange av en gruppe mennesker som kan forventes å være uforneøyd med det termiske inn klimaet. Indeksene PMV og PPD er utviklet av Povl Ole Fanger, og hans termiske komfortmodell er standardisert i NS 7730 (Schauendienst og Vogdt 2017).

Ettersom termisk komfort er en subjektiv opplevelse, gir PPD- og PMV- indeksene kun et estimat på hvordan personer opplever termisk inn klima. Parametrene tar verken hensyn til alder eller kjønn, eller menneskekroppens tilpasningsdyktighet til temperaturforhold. Lav PPD kan fortsatt bety at noen brukere opplever ubehag. Tabell 2.1 viser fordelingen av individuelle stemmer for det termiske inn klimaet, sammenlignet med gjennomsnittsstemmen (Standard Norge 2005). Fra tabellen kommer det for eksempel frem at 5 % er termisk nøytrale når PPD er lik 75 %.

Tabell 2.1: Fordeling av individuelle stemmer om inn klimaet (Standard Norge 2005)

PMV	PPD	Personer som er forventet å stemme %:		
		0	-1, 0 eller +1	-2, -1, 0, +1 eller +2
+2	75	5	25	70
+1	25	30	75	95
+0.5	10	55	90	98
0	5	60	95	100
-0.5	10	55	90	98
-1	25	30	75	95
-2	75	5	25	70

Krav til termisk inn klima

Standarden NS- EN ISO 7730 kategoriserer et bygg ut ifra forventninger som ulike brukere har til termisk inn klima (sst.). Krav i standarden er gitt for hver kategori. Kategori A burde velges for personer med spesielle behov, som for eksempel barn, eldre eller personer med dårlig helse. En lavere kategori kan gi ubehag for en større mengde brukere, men utgjør ikke helserisiko. Tabell 2.2 viser kategoriinndelingen.

Tabell 2.2: Beskrivelse av bygningskategorier, (Standard Norge 2005)

Kategori	Forventning til termisk inn klima
A	Høy
B	Medium
C	Moderat

I denne oppgaven er rom i sykehus undersøkt. Det følger at brukere vil være sensitive til termisk inn klima. Tabell 2.3 viser krav til parametre som påvirker termisk komfort i henhold til komfortkrav A fra

NS 7730.

Tabell 2.3: Krav til parametre som avgjør termisk komfort for et kategori A bygg (Standard Norge 2005)

Parameter	Krav	
	Vinter	Sommer
Maks lufthastighet (40% turbulensintensitet)	0.1 m/s	0.12 m/s
Vertikal temperaturgradient	3 K	
PPD (PMV)	6 % (-0.2 - 0.2)	

Optimal operativ temperatur for termisk komfort avhenger av bekledningsnivå og aktivitetsnivå, og kan leses av diagram i NS 7730. TEK17 oppgir at den operative temperaturen innendørs skal ligge mellom 19- 26 °C (Direktoratet for byggkvalitet 2017).

2.2.2 Luftkvalitet

Luftkvalitet er definert som “en indikator på typen og mengden av forurensende stoffer i luften som kan skape ubehag eller ugunstig effekt på menneskelig helse eller dyrehelse, eller skade vegetasjon (oversatt)” ifølge ANSI/ASHRAE (2013). Samme kilde definerer akseptabel luftkvalitet som “luft som ikke inneholder skadelige konsentrasjoner av forurensende elementer som er bestemt av en kompetent autoritet, og der 80% utsatte personer eller mer ikke uttrykker ubehag”.

En velbrukt indikator på luftkvaliteten innendørs er konsentrasjon av den uorganiske gassen CO_2 . Høy CO_2 konsentrasjon har ingen påvist langvarig effekt på menneskelig helse, men høye verdier kan forårsake ubehag, som hodepine, svimmelhet og tretthet (ASHRAE 2016). Det er også en indikator på at et rom tilføres for lite friskluft. I henhold til NS-EN 16798 er øvre grense for et kategori I bygg 550 ppm over utendørskonsentrasjon (Standard Norge 2019). Kategori I i denne standarden tilsvarer kategori A i NS 7730.

Et passivhus krever mekanisk ventilasjon da luftutveksling fra naturlig ventilasjon ikke skal være høyere enn $0.6 h^{-1}$. Ventilasjonsmengden bestemmes ut ifra forurensningslasten som skal fjernes fra rommet. Dette kan være forurensende stoffer, varmeoverskudd, lukt eller fukt. Minimum luftmengde i henhold til NS 16798 for et kategori I bygg er $10 l/s \cdot pers$ og $1 l/s \cdot m^2$. For konstante volumsystemer (CAV) antas lik forurensningslast i hele driftstiden. Nytt Sykehus Drammen er fortsatt er i prosjekteringsfase, og ventilasjonsmengden for soverom i psykiatrisk avdeling er per nå valgt for å tilfredsstillende plassbegrensninger til kanaler og utstyr. Ventilasjonsmengden er $30.5 - 39 l/s$, eller $110 - 140 m^3/h$. Dette tilfredstiller minimumskravet.

2.3 Ytelse til ventilasjonsanlegget

Ventilasjonsanleggets ytelse karakteriseres etter hvor godt forurensende stoffer blir fjernet fra rommet. Parameterene *luftutskifteeffektivitet* og *ventilasjonseffektivitet* brukes for å vurdere dette.

2.3.1 Luftutskifteeffektivitet

Konseptet *luftalder* benyttes for å beskrive hvor lenge luften har oppholdt seg i et rom. Luftalderen bestemmer romluftens innhold av forurensing, og angis med den *nominelle tidskonstanten*, τ_n . Denne beregnes ved ligning 2.2.

$$\tau_n = \frac{V_r}{\dot{V}_s} = \frac{1}{n_i} \quad (2.2)$$

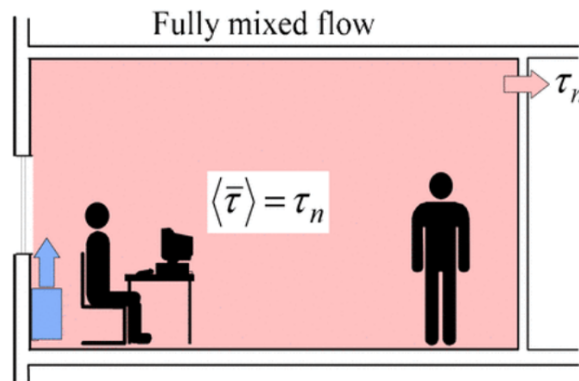
V_r = romvolum [m^3]
 \dot{V}_s = ventilasjonsmengden [m^3/h]
 n_i = luftutskiftning [h^{-1}]

Luftutskifteeffektiviteten beskriver ventilasjonsanleggets evne til å skifte ut luft i rommet. Den er definert som forholdet mellom laveste mulig gjennomsnittlig luftalder $\tau_n/2$ og gjennomsnittlig luftalder i hele rommet. Se ligning 2.3.

$$\epsilon^a = \frac{\tau_n}{2\langle\bar{\tau}\rangle} 100\% \quad (2.3)$$

$\langle\bar{\tau}\rangle$ = gjennomsnittlig luftalder i rommet [h]

For omrøringsventilasjon er $\langle\bar{\tau}\rangle$ lik τ_n , se figur 2.2. Dette gir ϵ^a lik 50 %.



Figur 2.2: Luftalder for omrøringsventilasjon, gjengitt med tillatelse (Mundt mfl. 2004)

Lokal luftutskifteeffektivitet, ϵ_p^a , angir hvor lenge et luftelement har oppholdt seg på et bestemt punkt p i rommet. Parameteren defineres som forholdet mellom nominell tidskonstant og lokal gjennomsnittlig luftalder, se ligning 2.4.

$$\epsilon_p^a = \frac{\tau_n}{\bar{\tau}_p} 100\% \quad (2.4)$$

$\bar{\tau}_p$ = luftalder i et punkt p [h]

For ideell omrøringsventilasjon er lokal gjennomsnittlig luftalder lik i hele rommet og lik den nominelle luftalderen. Dette gir ϵ_p^a lik 100 %.

2.3.2 Ventilasjonseffektivitet

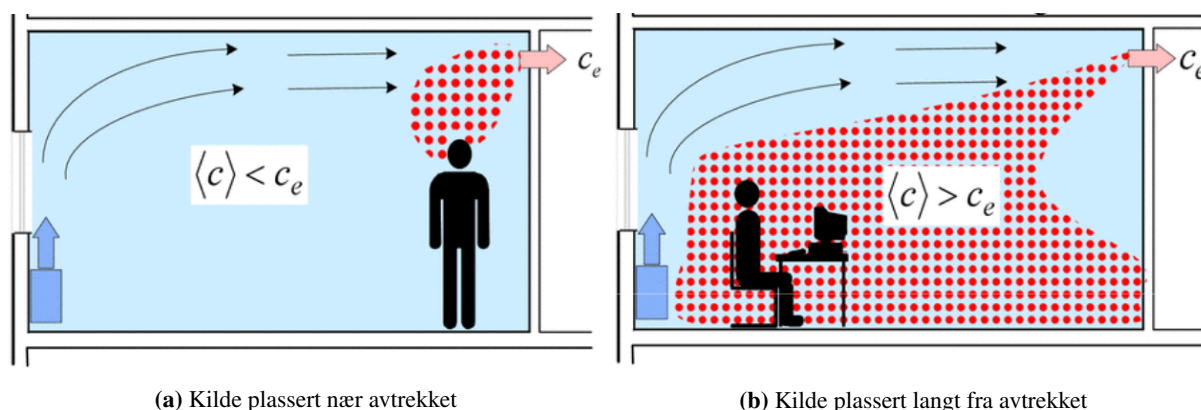
Ventilasjonseffektivitet brukes for å betegne ventilasjonsanleggets evne til å fjerne luftbåren forurensing fra rommet. Den er definert som forholdet mellom den stasjonære konsentrasjonen av det forurensende stoffet i avtrekksluften og gjennomsnittlig stasjonær konsentrasjon i luften. Se ligning 2.5.

$$\epsilon^c = \frac{C_e}{\langle C \rangle} \quad (2.5)$$

C_e = forurensingskonsentrasjon i avtrekk [ppm]

$\langle C \rangle$ = gjennomsnittlig forurensingskonsentrasjon i rommet [ppm]

I et rom med ideell omrøringsventilasjon vil konsentrasjon i uttaket og gjennomsnittlig konsentrasjon i luften være lik. Dette gir ϵ^c lik 1. Dersom forurensingskilden ikke er uniformt fordelt i rommet har plassering av kilden betydning for verdien til ϵ^c . Dette må tas i betraktning når ventilasjonssystemets ytelse og tilhørende ϵ^c vurderes. Figur 2.3 viser $\langle C \rangle$ sammenlignet med C_e ved ulike plasseringer i rommet. Som det fremkommer av figur 2.3a vil ϵ^c være mindre enn 1 dersom forurensingskilden står i nærheten av avtrekket. Motsatt resultat vil sees dersom kilden befinner seg i en sone der tilluft ikke kommer til, se figur 2.3b.



Figur 2.3: Forurensing i rommet og plassering av forurensingskilde, gjengitt med tillatelse (Mundt mfl. 2004)

Lokal luftskvalitetsindeks ϵ_p^c er forholdet mellom stasjonær forurensingskonsentrasjon i uttaket, C_e , og stasjonær forurensingskonsentrasjon i et punkt p i rommet. Det er et mål på lokal konsentrasjon av forurensing. Se ligning 2.6.

$$\epsilon_p^c = \frac{C_e}{C_p} \quad (2.6)$$

C_p = forurensingskonsentrasjonen i et punkt p [ppm]

2.3.3 Temperatureffektivitet

Temperatureffektiviteten, ϵ^t , beskriver hvor godt ventilasjonsluftens temperatur blandes med romluften. For luftbåren oppvarming kan temperatureffektiviteten benyttes til å beskrive hvor godt systemet fjerner lav temperatur fra rommet. Parameteren bestemmes ved ligning 2.7.

$$\epsilon^t = \frac{t_e - t_s}{t_r - t_s} \quad (2.7)$$

t_e = lufttemperatur i avtrekk [$^{\circ}C$]

t_s = tillufttemperatur [$^{\circ}C$]

\bar{t}_r = gjennomsnittlig temperatur i oppholdssonen [$^{\circ}C$]

Ved fullstendig omrøring er ϵ^t lik 1. Dersom temperaturredifferansen $\bar{t}_r - t_s$ er liten vil den tilførte energien utnyttes godt i rommet. Med ϵ^t under 1 vil deler av varmen kortsluttes. For luftbåren oppvarming kan temperatureffektivitet over 1 oppnås. Dette betyr at avtrekket er plassert i den kjøligere delen av rommet slik at luft med lav temperatur fjernes effektivt.

2.4 Luftbevegelser og temperaturfordeling i rom

Luftstråler har en turbulent karakteristikk som kommer av skjærkraften som oppstår mellom grensen til luftstrålen og den omliggende luften (Li mfl. 2007). Omrøring i rommet er avhengig av at tilluftsstrålen er turbulent. I et endelig volum er det utfordrende å forutse luftbevegelsene og temperaturfordeling i rommet med enkle analytiske metoder. Etheridge og Sandberg skriver i *Builing and Ventilation: theory and measurement*: ”Alt er avhengig av alt (oversatt)” (1996). Faktorer som påvirker omrøring i et rom er blant annet type tilluftstventil og innblåsning, tilluftsstrålens treghetskrefter og oppdriftskrefter, isolasjonsevne til bygningsdeler, og plassering av avtrekk og tilluftventiler. Denne delen tar for seg hvordan disse faktorene påvirker luftbevegelser og temperaturfordeling i rommet.

2.4.1 Termisk lagdeling

Termisk lagdeling i et rom vil si at romluften har lavere temperatur ved gulvnivå enn øverst ved himlingen. Rommet er delt inn i ulike glidende temperaturlag vertikalt. Effekten kommer av naturlige oppdriftskrefter. Termisk lagdeling påvirker ventilasjonseffektiviteten og luftbevegelser i rommet, og er derfor av betydning for ventilasjonssystemets ytelse.

Temperaturgradienten er alltid positiv og øker opp mot taket (Awad mfl. 2008). Oppvarmet luft vil legge seg i det vertikale laget med lik temperatur. Forurensende stoffer kan fanges i de ulike luftlagene vertikalt i rommet, avhengig av den relative tettheten til stoffene. Det gjør at forurensningen lagdeles ulikt enn temperaturen. Termisk lagdeling fører til at oppholdssonen ventileres dårligere, og lavere ventilasjonseffektivitet oppstår. Lys, personer og teknisk utstyr i oppholdssonen er blant annet kilder til termisk lagdeling. Konveksjonstrømmer føres mot taket fra de varme kildene, og tar med seg overskuddsvarme fra oppholdssonen mot himlingen. Denne effekten benyttes i fortrenningsventilasjon.

For å vurdere termisk komfort og luftkvalitet må vertikalt temperaturprofil i rommet bestemmes. Høy temperatur ved hodet kan gi inntrykk av dårlig luftkvalitet i rommet, i tillegg til lokalt termisk ubehag som beskrevet i del 2.2. Det finnes metoder for å bestemme den vertikale temperaturgradienten når fortrenningsventilasjon benyttes. For denne ventilasjonstypen er temperaturgradient en viktig faktor for ytelsen til systemet. Det er derimot gjort lite forskning for å forutsi temperaturgradient for omrøringsventilasjon (Pikos og Calay 2001). Det er vist at lufttemperatur ikke er ideelt blandet i rom som benytter omrøringsventilasjon (Espinosa 2016). Dette gjelder spesielt for luftbåren oppvarming. Det er derfor et behov for å finne en slik metode for omrøringsventilasjon.

Dersom et fluid, vann eller luft, ikke er homogent, oppstår oppdriftskrefter og fluidbevegelser, som er opphav til lagdeling som er beskrevet over (Cushman-Roisin 2019). Richardsonstallet, Ri , sammenligner de oppdriftsrelaterte bevegelsene i et system eller rom. Tallet er definert som forholdet mellom oppdriftskrefter og treghetskrefter til fluidet. Formelen for Ri kan sees i ligning 2.8.

$$Ri = \frac{gH\Delta\rho}{\rho U_{hor}^2} \quad (2.8)$$

H = romhøyden [m]
 $\Delta\rho$ = tetthetsvariasjon i luften [kg/m^3]
 $\bar{\rho}$ = gjennomsnittlig tetthet [kg/m^3]
 U_{hor} = horisontal lufthastighet [m/s]

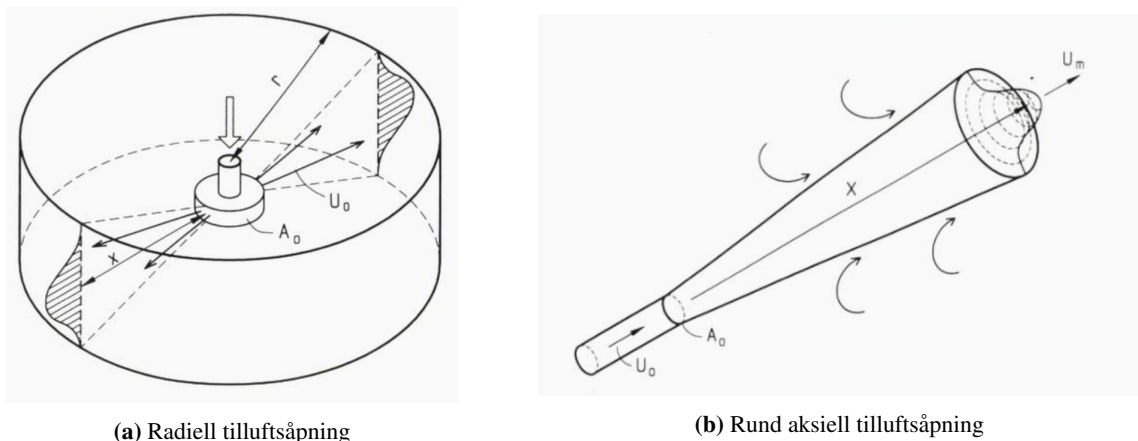
Dersom et rom med stillestående luft tilføres en luftstråle gir Richardstallet en sammenligning mellom tilført kinetisk energi og den potensielle energien som lagdelingen holder i rommet. Ustabil lagdeling skjer når temperaturlagene er turbulente. Når temperaturlagene blir laminære, stabiliseres den termiske lagdelingen. Dette skjer for høyere Ri . Turbulens kan likevel være tilstede grunnet lokale ustabiliteter. Generelt antas det at lagdelingen stabiliseres når:

$$\frac{1}{4} < Ri \leq 1 \quad (2.9)$$

Kinetisk energi fra tilluftsstrålen har dermed større mulighet til å bryte opp lagdelingen dersom $Ri \leq 1$.

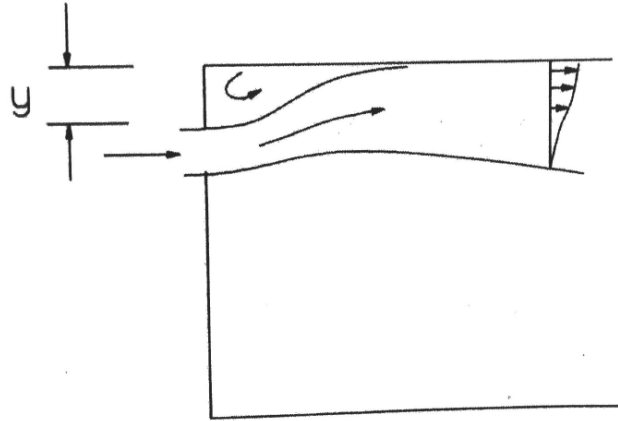
2.4.2 Tilluftsventiler og innblåsning

Tilluftsventiler deles inn i tre hovedkategorier, aksielle, radielle og plane tilluftsåpninger. I denne oppgaven kommenteres radielle og aksielle tilluftsåpninger. Strålingskarakteristikk kan sees i figur 2.4. Forskning på luftbåren oppvarming, som presenteres i kapittel 3, studerer rom med begge typer tilluftsventiler. I IDA ICE 5.0 kan kun runde aksielle tilluftsventiler modelleres.



Figur 2.4: Strålingskarakteristikk for radiell og rund aksuell tilluftstråle, gjengitt med tillatelse (Skåret 2000)

Hastighetsprofilet i tilluftsstrålen har en klokkeform, og maksimal hastighet, U_m , oppstår midt i strålen. Ettersom luftstrålen river med seg luft langs forløpet avtar hastigheten med avstand fra åpningen. Dette gis av massebevarelse langs strålen. En tilluftsstråle kan enten være fri eller klebe seg til overflater i rommet. Dette kalles *Coandaeffekten*. Coandaeffekten oppstår når en åpning plasseres tilstrekkelig nær en overflate (Stensaas 2008). Luften mellom overflaten og strålen rives med i strålen og et undertrykk oppstår her. Slike stråler kalles veggstråler (Skåret 2000). Figur 2.5 viser effekten. Strålen blir dermed *halvfri*.



Figur 2.5: Coandaeffekten, gjengitt med tillatelse (Skåret 2000)

Ligning 2.10 viser forholdet mellom maksimal hastighet i tilluftsstrålen, U_m , og utgangshastighet, U_0 , i en avstand x fra rund aksiell tilluftsåpning (Skåret 2000). Sammenhengen for radiell tilluftsåpning benyttes ikke i oppgaven. Formlen gjelder for frie isoterme stråler. En isoterm tilluftstråle vil si en stråle der varmemengden integrert over strålens tverrsnitt er konstant nedstrøms. Den eneste kraften som virker på strålen er treghetskrefter og friksjonskrefter. For veggstråler multipliseres formelen med $\sqrt{2}$.

$$\frac{U_m}{U_0} = K_1 \frac{\sqrt{A_0}}{\sqrt{\epsilon x}} \quad (2.10)$$

U_m = maksimal hastighet i tilluftsstråle [m/s]

U_0 = lufthastighet i tilluftsåpning [m/s]

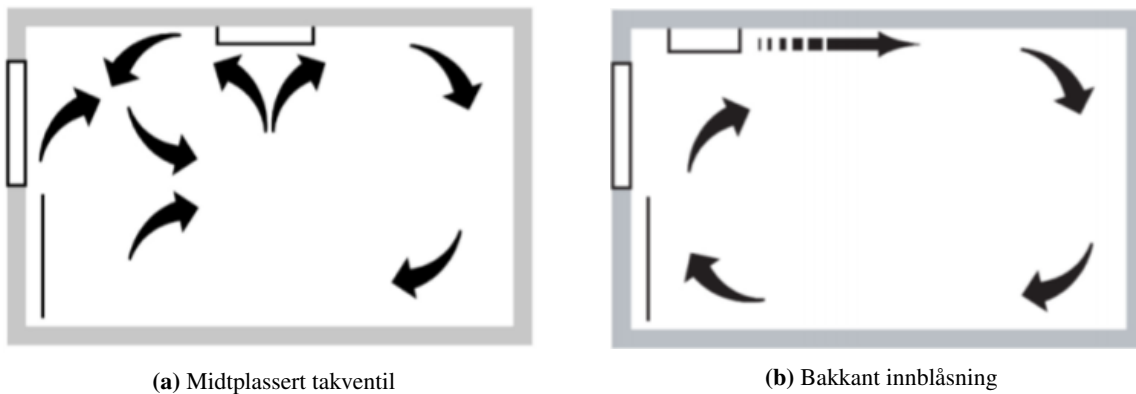
K_1 = konstant [-]

A_0 = areal til tilluftsåpning [m^2]

ϵ = kontraksjonskoeffisient [-]

x = avstand fra tilluftsåpning [m]

De tradisjonelle plasseringene av tilluftsventiler er enten midtplassert takventil eller forkant innblåsning fra vegg eller tak. Figur 2.6 illustrerer plasseringene fra vedlegg i C.Nystads masteroppgave (Nystad 2017b). Ingen endringer er gjort på opprinnelig verk.



(a) Midtplassert takventil

(b) Bakkant innblåsning

Figur 2.6: Skisse av midtplassert takventil og bakkant innblåsning, (*creative commons*) (Nystad 2017a)

Med midtplassert takventil spres tilluft fra ventilen til rommet i 360° og faller ned langs veggene. Se figur 2.6a. Dette reduserer risiko for trekk. Bakkant innblåsning kan sees i figur 2.6b. Denne løsningen gir større vei for tilluften å nå oppholdssonen, sammenlignet med midtplassert takventil. Også her er risikoen for trekk i oppholdssonen lav. Plassering av tilluftsventilen er en av faktorene som bestemmer *kastelengden*, I_v . Dette er avstanden tilluftsstrålen passerer for U_m å synke til en angitt hastighet v . Denne settes for eksempel til 0.2 m/s for å unngå trekk i oppholdssonen. En veggstråle har lenger kastelengde enn en fri stråle.

2.4.3 Arkimedestallet

I en ikke-isoterm stråle vil naturlige oppdriftskrefter virke på tilluftstrålen (Etheridge og Sandberg 1996). Impulsen til strålen vil derfor ikke lengre være eneste kilde til bevegelsesmengde i strålen. Varmemengden i luftstrålens tverrsnitt er ikke konstant nedstrøms. En stråle som påvirkes av oppdriftskrefter vil ha endret bevegelsesmengde i y-retning. Bevegelsesmengden er bevart i x-retning. Resultatet er at den ikke-isoterm strålen avbøyes fra opprinnelig utgangsretning. Endring i y-retning avhenger av størrelsen på oppdriftskreftene. Dette er igjen avhengig av temperaturen til strålen.

Arkimedestallet, Ar , beskriver forholdet mellom treghetskreftene og oppdriftskreftene som virker på tilluftsstrålen (Skåret 2000). Ventilasjonsluften er kilde til både hastighet og oppdrift i rommet. Parametere ansees derfor som en viktig dimensjonsløs parameter i sammenheng med ikke-isoterm lufttilførsel. Arkimedestallet kan sees i ligning 2.11. Størrelsen på Ar er avhengig av temperaturforskjell mellom rommet og strålen, Δt , og tilluftsstrålens hastighet, U .

$$Ar_x = \frac{gl_x\beta\Delta t_x}{U_x^2} \quad (2.11)$$

g = tyngdens akselerasjon [m/s^2]

l_x = karakteristisk lengde på tilluftstrålen i avstand x fra åpning [m]

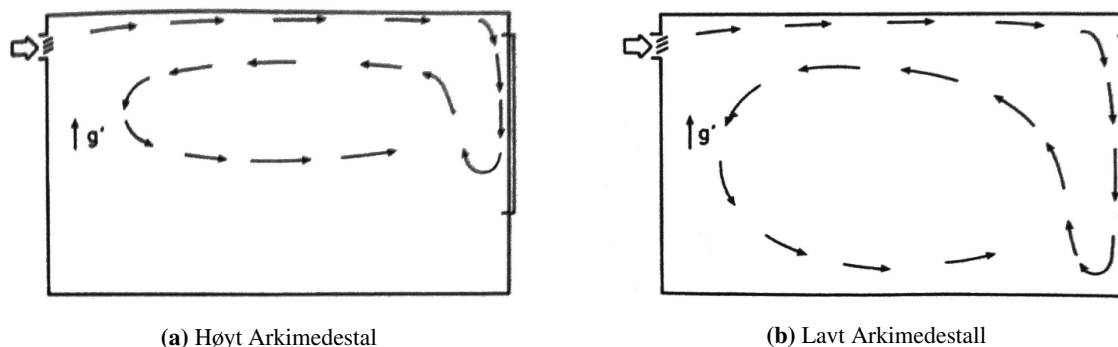
Δt_x = karakteristisk temperaturdifferanse i avstand x fra åpning [$^\circ C$]

β = volumetrisk temperaturutvidelseskoeffisient [K^{-1}]

U_x = lufthastighet i en avstand x fra tilluftsåpning [m/s]

En varm og kald tilluftstråle vil henholdsvis ha negativt og positivt Arkimedestall (Etheridge og Sandberg 1996). Denne oppgaven gransker varme tilluftsstråler, og Arkimedestallet vil omtales uten fortegn. En tilluftsstråle som suppleres ved taket treffer den motstående veggen slik at trykkrefter oppstår mellom strålen og veggen. Strålen bøyes ned mot oppholdssonen. Dersom tilluften er varmere enn rommet bremses strålen på grunn av motsettende oppdriftskrefter. Rekkevidden ned i rommet er derfor begrenset. Varm ventilasjonsluft supplert ved taket er dermed en kilde til termisk lagdeling.

Impulsen i tilluftsstrålen forsøker å blande ventilasjonsluften med romluft, og oppdriftskrefter i tilluftsstrålen forsøker å motsette treghetskreftene i strålen. Det resulterende temperaturprofil er avhengig av størrelsen på de to konkurrerende kreftene. Dersom ventilasjonsluften legger seg i samme høyde som romluften med lik temperatur hindres turbulent diffusjon og konveksjon i oppholdssonen. Resultatet er dårligere omrøring og redusert luftbevegelse i oppholdssonen, i følge Etheridge og Sandberg. Arkimedestallet reflekterer hvor godt ventilasjonsluften blandes med romluft. Figur 2.7 viser strømningsmønster for tilluftsstrålen med to ulike verdier for Ar .



Figur 2.7: Strømningsmønstre for høyt og lavt Arkimedestall, gjengitt med tillatelse (Etheridge og Sandberg 1996)

Høyere Arkimedestall gjør at strålen reverserer og blir ved taket. Strømningsmønsteret til en stråle med lavere Ar ligner bevegelsen til en isoterm stråle. Dette oppnås med høyere hastighet eller lavere temperaturforskjell mellom rommet og strålen, se ligning 2.11. Langs stråleforløpet blir oppdriftskrefter viktigere, sammenlignet med tilluftsstrålens treghetskrefter. Dette kan sees ettersom Arkimedestallet øker med avstanden x , se ligning 2.12.

$$Ar(x) \sim Ar(0) \left(\frac{x}{\sqrt{A_0}} \right)^2 \quad (2.12)$$

En varm stråle vil ha lenger kastelengde enn for en isoterm stråle med samme utgangshastighet, ifølge Hansen, K. J og Stampe (2013).

2.4.4 Isolasjonsevne til bygningsdeler

Varmeoverføring fra og til overflater fører til konveksjonstrømmer i nærheten overflaten. Kalde vinduer eller vegger fører til at omliggende romluft kjøles ned og synker mot gulvet. Dette bidrar til termisk lagdeling. Dersom overflaten er varm vil romluft istedet stige i nærheten av overflaten.

Isolasjonsevnen til bygningsdeler bestemmer innvendig temperatur på overflaten. Varmeoverføringen som oppstår fra en overflate til romluft avhenger derfor av isolasjonsevnen. Vinduer har som regel lavere isolasjonsevne enn yttervegger, tak og gulv. De største konveksjonstrømmene ved overflater vil derfor formes her, og kan føre til lokalt termisk ubehag grunnet trekkfølelse. Dette kalles *kaldrasdannelse*. I eldre bygg er kaldrassikring nødvendig, da isolasjonsevnen til vinduene er dårligere. Luftbåren oppvarming hindrer ikke kaldrasdannelse.

2.4.5 Plassering av avtrekk

Avtrekket og tilluftsventilens plassering påvirker luftbevegelser og temperaturfordeling i rommet, ifølge Etheridge og Sandberg. Dersom tilluften kun blandes ved taket, som kan skje med luftbåren oppvarming, vil en stagnert sone oppstå lenger ned i rommet. Det er en risiko for at ventilasjonsluften kortsluttes dersom avtrekket plasseres ved taket. Dette gir dårligere ventilasjonseffektivitet. Kortslutning oppstår ikke dersom avtrekket plasseres ved gulvet. I Etheridge og Sandbergs *Building ventilation: theory and measurement* beskrives et forsøk der avtrekket er plassert i to ulike høyder. Forsøket viste at det vertikale temperaturprofilen forskyves mot høyre når avtrekket plasseres nærme gulvet. Dette skyldes at mer ventilasjonsluft og varme kommer ned mot oppholdssonen.

Kapittel 3

Litteratur

Følgende delmål er utført i dette kapittelet:

Gjennomføre et litteratursøk for å belyse erfaringer med luftbåren oppvarming slik at ytelsen til oppvarmingssystemet kan vurderes i moderne bygninger

Ni av 16 studier fra fordypningsprosjektet er inkludert i masteroppgaven (Haagensen 2019). Detaljer om de resterende syv studiene kan sees i fordypningsprosjektet, og er vurdert som mindre relevante for denne oppgaven. De utvalgte studiene undersøker varmluftsoppvarming i kombinasjon med omrøringsventilasjon. Det er foretatt et nytt litteratursøk i sammenheng med masteroppgaven. I skrivende stund er ingen studier skrevet om klimatiseringsprinsippet etter prosjektoppgaven. Der er funnet fire studier fra tidligere år som undersøker stabilitet av termisk lagdeling når luftbåren oppvarming benyttes. Disse er lagt til litteraturlisten. Totalt granskes 13 studier under dette kapittelet.

Under del 2.4 ble blant annet avtrekkventilens høyde over gulvet, tilluftstrålens treghetskrefter og oppdriftskrefter, og overflatetemperatur på bygningsdeler i rommet presentert som faktorer som påvirker luftbevegelser og temperaturfordeling i rommet. Dette kapittelet belyser erfaringene med disse faktorene fra de utvalgte studiene, slik at ytelsen til luftbåren oppvarming kan vurderes i moderne bygninger. Tillufttemperatur og tilluftstrålens hastighet er undersøkt for å kommentere oppdriftskrefter og treghetskrefter. Fordeling av CO_2 konsentrasjon er også gransket.

Eksperimenter i studiene er enten utført i CFD- simuleringsprogram og i fullskala testlaboratorier, eller begge deler. Når CFD-simuleringer benyttes er det viktig at gitterstørrelsen som defineres er liten nok i områder der det er stor variasjon i strømningsforhold. Valgt gitterstørrelse kan ha stor innvirkning på resultatene. Den største ulempen med undersøkelser som kun benytter CFD- simulering er at resultater ikke kan verifiseres. Det er derfor viktig å stille seg kritisk til konklusjoner basert på resultater fra slike rapporter. Dersom CFD- simuleringen er supplert med et eksperiment, kan nøyaktigheten til CFD- resultatene kommenteres, og konklusjoner blir mer pålitelige.

Studier som stammer fra forskningsjournaler er som regel mer pålitelige enn studier tilknyttet konferanser eller tekniske rapporter. Grunnen til dette er at de har vært gjennom en dypere kvalitetssjekk.

3.1 Studier

Studiene er hovedsaklig hentet fra Scopus, en samleside for forskningsarbeid. Søkeordene inkluderer blant annet *All-air heating, heating mode, warm air, mixing ventilation, Thermal stratification, Richardson number, vertical temperature gradient, enclosures, air heating* og *airflow pattern* er også benyttet som søkeord. Søket har fokusert på rom på ca. 15-20 m² og studier som undersøker temperaturfordeling, luftbevegelser, ventilasjonseffektivitet og andre innneklimaforhold i rommet. Referanseliste i hver av studiene er gått gjennom for å finne artikler knyttet til de valgte rapportene. Det er også søkt etter studier som refererer til bestemte artikler eller forfattere. Søket ble først begrenset til tidsrommet 2018-2020, men ettersom få studier på temaet ble funnet er tidligere år inkludert. Studiene som diskuteres i dette kapittelet er fra tidsrommet 2000-2019. Tabell 3.1 viser de utvalgte artiklene, sortert etter årstall.

Tabell 3.1: Utvalgte studier fra litteratursøk

Studie	Tittel	Type eksperiment	Kilde
1	Selective ventilation in large enclosures (Calay, Borresen og Holdø 2000)	Eksperiment	Journal
2	A numerical study of stratified layers in ventilated enclosures (Pikos og Calay 2001)	CFD- simulering	Konferanse
3	Re-inventing air heating: Convenient and comfortable within the frame of the Passive House concept (Feist mfl. 2005)	CFD simulering og eksperiment	Journal
4	An experimental study of stratified flow in enclosures (Awad mfl. 2008)	Eksperiment	Journal
5	Experimental study of air distribution and ventilation effectiveness in a room with a combination of different mechanical ventilation and heating/cooling systems (Olesen mfl. 2011)	Eksperiment	Journal
6	Air distribution and ventilation effectiveness in an occupied room heated by warm air (Krajčák, Simone og Olesen 2012)	Eksperiment	Journal
7	Experimental evaluation of air distribution in mechanically ventilated residential rooms: Thermal comfort and ventilation effectiveness (Tomasi mfl. 2013)	Eksperiment	Journal
8	Oppvarming via tilluft - Veiledning og krav for næringsbygg med energiambisjoner (Thunshelle 2016)	CFD simulering og eksperiment og intervensjonsstudie	Prosjektrapport
9	Influence of air change rates on indoor CO ₂ stratification in terms of Richardson number and vorticity (Deng, Feng og Cao 2018)	Eksperiment og CFD- simulering	Journal
10	Experimental determination of radiator, underfloor and air heating emission losses due to stratification and operative temperature variations (Maivel, Ferrantelli og Kurnitski 2018)	Eksperiment	Journal
11	Performance analysis of an active diffuser in mixing ventilation for cell office by using numerical approach (Rabani mfl. 2019a)	CFD simulering og eksperiment	Konferanse
12	Performance assessment of all-air heating in an office cubicle equipped with active supply diffuser in a cold climate (Rabani mfl. 2019b)	CFD simulering og eksperiment	Journal
13	Improving the performance of heat valve ventilation system: A study on the provided thermal environment (Polak mfl. 2019)	CFD simulering og eksperiment	Journal

Tabell 3.2 oppsummerer et utvalg av forutsetninger i de 13 studiene som sammenlignes. Type bygg, om studiene inkluderer internlast eller tester ulike ventilasjonsmengder, U-verdi på vinduer og type

innblåsning og ventil presenteres. Både studier som undersøker rom der passivhuskravet tilfredsstilles, og lavenergibygger er inkludert. Noen studier oppgir ikke isolasjonsevne på rommet som er undersøkt. Forutsetninger varierer i stor grad mellom studiene.

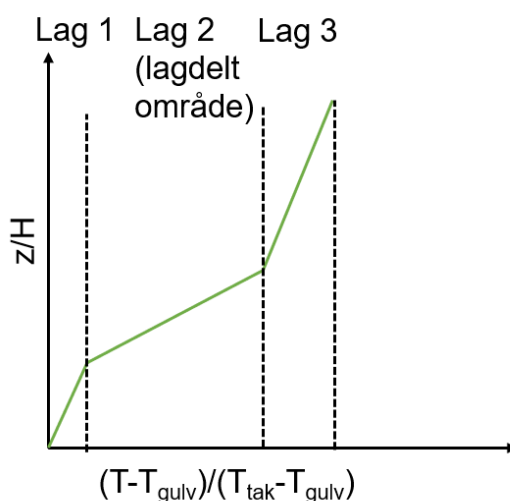
Tabell 3.2: Beskrivelse av forutsetninger og inndata

Studie	Type bygg	Inkluderer internlast	Vinduets U-verdi W/m^2K	Inkluderer ulike ventilasjonsmengder	Type tilluftventil og innblåsning
1	Ikke oppgitt	Nei	-	Nei	Tilluft: Bakkant innblåsning fra vegg Avtrekk: Midt i rommet på vegg
2	Ikke oppgitt	Nei	-	Ja	Tilluft: Vertikal tilluftsstråle fra tak Avtrekk: Midt i rommet på vegg
3	Passivhus (tysk standard)	Ja	-	Nei	Tilluft: Bakkant innblåsning fra vegg Avtrekk: Overstrømsventil ved gulv eller tak
4	Ikke oppgitt	Nei	-	Ja	Tilluft: Bakkant innblåsning fra vegg Avtrekk: Veggplassert ved gulv
5	Lavenergibygger	Ja	Varyerende: benytter kjølepanel estimerer 2.0	Ja	Tilluft: Radiell takventil eller bakkant innblåsning fra vegg Avtrekk: i himling eller veggplassert ved tak.
6	Lavenergibygger	Ja	Varyerende: benytter kjølepanel estimerer 1.0	Ja	Tilluft: Radiell takventil eller bakkant innblåsning fra vegg. Avtrekk: veggplassert ved tak eller gulv
7	Lavenergibygger	Ja	Varyerende: benytter kjølepanel estimerer 1.2	Nei	Tilluft: Bakkant innblåsning fra vegg Avtrekk: Veggplassert ved tak eller ved gulv
8	Passivhus	Ja	0.8	Ja	Tilluft: Radiell takventil Avtrekk: veggplassert ved gulv eller ved tak
9	Ikke oppgitt	Nei	-	Ja	Tilluft: Bakkant innblåsning fra vegg Avtrekk: Veggplassert ved gulv
10	Passivhus	Ja	0.6	Nei	Tilluft: Radiell takventil (retning på innblåsning er usikkert) Avtrekk: i himling
11	Passivhus	Ja	0.78	Ja	Tilluft: Aktiv radiell takventil Avtrekk: i tak
12	Passivhus	Ja	0.78	Ja	Tilluft: Aktiv radiell takventil Avtrekk: i tak

Studie	Type bygg	Inkluderer internlaster	Vinduets U-verdi W/m^2K	Inkluderer ulike ventilasjonsmengder	Type tilluftventil og innblåsning
13	Lavenergibygg	Ja	Variierende: benytter kjølepanel estimerer 3.37	Ja	Tilluft: Bakkant innblåsning fra vegg Avtrekk: ved gulv

3.2 Vertikalt temperaturprofil

I studie 1-2, 4, 11 og 12 blir det vertikale temperaturprofilet fremstilt grafisk. Formen på profilet kan dermed undersøkes. Eksperiment og simulering som beskrives i studie 1-2 og 4 viser at temperaturprofilet har en omvendt S-form, se figur 3.1. Temperaturen er tilnærmet konstant ved gulvet, lag 1, og øker lineært mot taket i et lagdelt område, lag 2. Temperaturen blir deretter konstant ved taket, lag 3. I disse undersøkelsene suppleres kald luft ved gulvet. Dette kan være grunnen til at nedre del av profilet oppstår. I simulering og eksperiment i studie 11 og 12 kan ikke den nedre delen av temperaturprofilet observeres. Med luftbåren oppvarming i passivhus kan det forventes at temperaturprofilet kun består av del 2 og 3. Tykkelsen av lagene varierer mellom studiene.



Figur 3.1: Skisse av vertikalt temperaturprofil, utformet fritt etter utvalgte studier

3.3 Tilluftstemperatur og kalde overflater i rommet

Oppvarmet luft som suppleres ved taket stagnerer ved himlingen grunnet oppdriftskrefter i strålen. Dette kommenteres i blant annet studie 1, 2, 4 og 10-12. Studiene ser altså at varm tilluft bidrar til å skape en høyere temperaturforskjell mellom gulvet og taket. Tabell 3.3 viser differansen mellom tilluftstemperatur, t_s og romtemperatur, t_r , som er benyttet de 13 studiene. Tilluftstemperaturen er bestemt ut ifra behov for å opprettholde settpunkttemperatur. I studiene varierer settpunkttemperaturen hovedsaklig mellom 20 og 22 °C. I et utvalg av studier oppgis ikke settpunkttemperatur. Dette gjelder studie 1, 2 og 6. Ut ifra tekst i disse artiklene er det tolket at tilluftstemperaturen ikke er bestemt ut ifra behov for å dekke varmetapet. Studie 9 oppgir hverken tilluftstemperatur eller settpunkt, men henviser til Richardsontallet.

Tabell 3.3: Forskjell mellom tilluftstemperatur og romtemperatur i studiene

Studie	$t_s - t_r$ [$^{\circ}C$]
Studie 1	1
Studie 2	10
Studie 3	20
Studie 4	25
Studie 5	10
Studie 6	1.7-10.6
Studie 7	8
Studie 8	2
Studie 9	ukjent
Studie 10	3.5-6.5
Studie 11	2
Studie 12	2.2 - 4.4
Studie 13	15 og 22.5

Tilluftstemperaturen varierer i stor grad mellom studiene. Spredningen kan skyldes forskjell i utetemperatur, størrelse på varmetilskudd fra internlast, romgeometri, termisk masse, ventilasjonsmengde og isolasjonsevne til bygget. I studie 8 beskriver Thunshelle (2016) at ventilasjonseffektiviteten blir dårligere dersom temperaturforskjell mellom tilluft og rommet overskrider $2^{\circ}C$. I samme studie oppgir Thunshelle at denne temperaturforskjellen er tilstrekkelig for å opprettholde $22^{\circ}C$ romtemperatur i passivhus, selv på årets kaldeste dager. I studie 12 rapporterer M. Rabani mfl. (2019b) på den annen side at tilluftstemperatur over $4^{\circ}C$ kan være nødvendig. I disse studiene er varmetilskudd fra internlast og ventilasjonsmengde ulik.

Fra studie 12 er det observert at en økning i tilluftstemperatur og reduksjon av utetemperatur fører til at grensesnittet mellom lag 2 og 3 i figur 3.1 oppløses. Romluften er på denne måten lagdelt fra gulv til tak. M. Rabani mfl. undersøker temperaturfordeling og luftbevegelser for tre ulike ventilasjonsmengder. Utetemperatur er lik $-15^{\circ}C$ og $-20^{\circ}C$. Utgangshastigheten holdes konstant med en aktiv tilluftsventil og tillufttemperaturen justeres etter ventilasjonsmengden. Større temperaturgradient observeres når ventilasjonsmengden reduseres. Dette skyldes at høyere tilluftstemperatur er nødvendig ved lavere ventilasjonsmengde, ved ligning 1.1. M. Rabani mfl. oppgir også at høyere tilluftstemperatur gir lavere ϵ^a . Det er viktig å nevne at luftvekslingseffektiviteten i denne studien er under 50 %, selv for isoterm tilluftstemperatur. Dette indikerer kortslutning av ventilasjonsluft. Tabell 3.4 viser ϵ^a for to ulike tilluftstemperaturer. Ventilasjonsmengden er den samme for begge tilfellene.

Tabell 3.4: Luftutskiftingseffektivitet fra i studie 12 (Rabani mfl. 2019b)

Overtemperatur	ϵ^a [%]
2.6	35
4.4	28

I del 2.4.4 er det argumentert for at kalde overflater i rommet bidrar til å øke den vertikale temperaturgradienten. Vinduer har som regel lavest innvendig overflatetemperatur. S. Johnsrud undersøkte termiske forhold for passivhusvinduer i sin masteroppgave *Termiske forhold ved fasade uten aktiv kaldrassikring* (2013). Johnrud konkluderer at det dannes lite kaldras fra passivhusvinduer, selv med utetemperatur ned mot $-20^{\circ}C$. Kaldrassikring under passivhusvinduer er derfor vurdert som unødvendig. Samme konklusjon har Thunshelle (2016) i studie 8 der utetemperaturen er $-7^{\circ}C$.

Tabell 3.5 viser temperaturforskjellen mellom gulv og tak, Δt_v , fra studier som oppgir denne parameteren. De fire øverste studiene benytter passivhusvinduer. De fire nederste studiene benytter kjølepanel

estimert som lavenergivinduer. U-verdi på lavenergi-“vinduene” er estimert etter ønskede testforhold, og kan sees i tabell 3.2. Temperaturforskjellen gjelder hele rommet med unntak av studie 6. Utetemperatur i studiene er også presentert. I studie 6 er utetemperatur indikert, men det er ikke spesifisert om dette gjelder for alle tilfeller som testes. Tolkning av studien er at denne utetemperaturen gjelder for alle testforhold. Studiene observerer at romluft kjøles ned ved det kalde vinduet. Trekkfare grunnet kaldrasdannelse er ikke observert og kaldrassikring antas å være unødvendig, i følge studiene.

I studiene som undersøker lavenergibygg er temperaturforskjellen mellom gulv og tak lavere sammenlignet med studiene som gransker passivhus. Dette tross at tilluftstemperaturen er lavere i passivhusstudiene. Unntaket er studie 13. Resultatet i denne studien kan skyldes at tilluftstemperaturen er betydelig høyere sammenlignet med de andre studiene som undersøker lavenergibygg, se tabell 3.3. Estimert U-verdi på kjølepanelet i studie 13 er også høyere, og tilfredsstillende ikke lavenergibygg-krav på $1.2 \text{ W/m}^2\text{K}$. Det kan antas at lavenergi- ”vinduene” ville hatt større påvirkning på termisk lagdeling og kaldrasdannelse dersom utetemperaturen var lavere. Litteratursøket gir ingen studier som benytter lavenergivinduer og utetemperatur lavere enn $-5 \text{ }^\circ\text{C}$. I passivhus-studiene er utetemperaturen som benyttes lavere, sammenlignet med lavenergi-studiene. Det kan antas at lavere overflatetemperatur oppnås på disse vinduene, og dermed påvirkes lagdelingen i større grad.

Tabell 3.5: Vertikal temperaturgradient for et utvalgt av studier

	Studie	$t_u [^\circ\text{C}]$	$\Delta t_v [^\circ\text{C}]$
Passivhus	Studie 10	0/-5/-10	$\sim 2.5/2.8/3$
	Studie 11	-15	~ 1.2
	Studie 12	-20/-15	$\sim 1.5 - 3.5$
Lavenergibygg	Studie 5	-5	~ 1.8
	Studie 6	-5	0.4-0.8 (i oppholdssone)
	Studie 7	-0.6	~ 0.9
	Studie 13	-5	2.8/ 3.3

3.4 Lufthastighet på tilluftsstrålen og i sonen

Tilluftsstrålens hastighet påvirker luftbevegelsene i rommet, som beskrevet under del 2.4.3. Arkimedesstallet er avhengig av denne parameteren. Eksperiment og simulering i studie 2, 4, 5, 6, 12 og 13 undersøker luftbevegelser og temperaturfordeling i rommet ved økt ventilasjonsmengde. I studiene holdes tilluftsventilens areal konstant slik at lufthastigheten til strålen øker.

I studie 2 og 4 øker varmemengden med større luftmengde, ettersom tilluftstemperaturen holdes konstant. K. Pikos og R. Calay beskriver i studie 2 (2001) at økt utgangshastighet gir lavere Richardsontall og lagdelingen destabiliseres. Dette gir høyere temperatur i oppholdssonen. Resultatet kan skyldes den økte varmemengden og at tilluftsstrålen er rettet nedover. I studie 4 observerer Awad mfl. (2008) på sin side at økt luftmengde gir større temperaturgradient, selv om Richardsontallet reduseres. Her tilføres ventilasjonsluft midt i rommet. Selv om mer kinetisk energi blir tilført rommet vil den økte varmemengden stige mot taket.

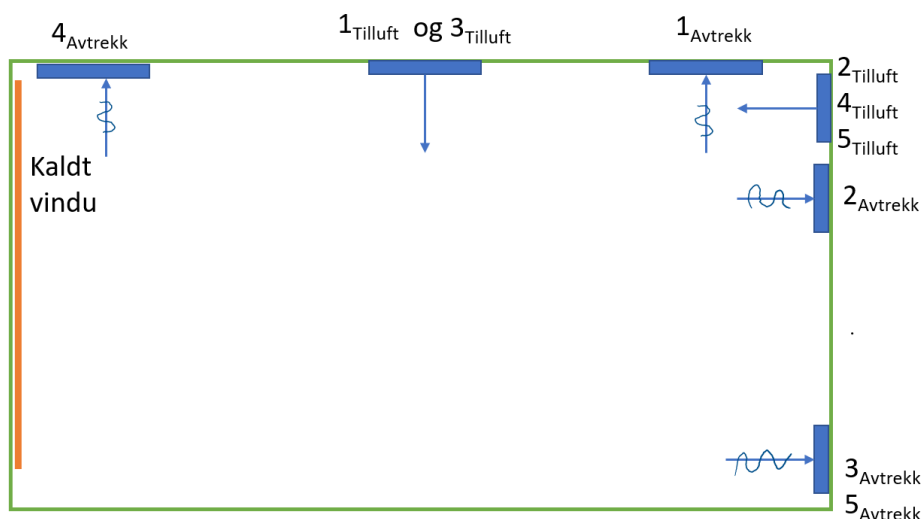
I studie 5 undersøker Olesen mfl. (2011) ytelsesparametre og vertikal temperaturgradient for tre luft-

mengder, $0.5 h^{-1}$, $1 h^{-1}$ og $1.5 h^{-1}$. Åpningsareal på tilluftsventil holdes konstant. Varmemengden som tilføres rommet øker med høyere ventilasjonsmengde. I studie 6 benytter M. Krajcic, A. Simone og B. Olesen (2012) samme testbetingelse. Temperaturgradient og luftutskifningseffektiviteten er uforandret i studie 5. Ventilasjonseffektivitet synker med økt luftmengde. I studie 6 gir større ventilasjonsmengde på sin side høyere ventilasjonseffektivitet. I eksperimentet er en vifte benyttet, og dette påvirker resultatene.

I studie 5, 12 og 13 er lufthastigheten i sonen fremstilt grafisk. Lufthastigheten i oppholdssonen er tilnærmet lik null i studie 12 og 13. Valideringen av CFD-modellene er presentert i disse to studiene. Den viser at simulert lufthastigheten i oppholdssonen er lavere enn i et virkelig rom. I eksperimentet i studie 5 måler B. Olesen, mfl. en hastighet på $0.05 m/s$ i sonen og $0.1 m/s$ i nærheten av gulvet.

3.5 Betydning av avtrekkshøyde

Det er sett fra studier at varm ventilasjonsluft stagnerer ved taket. Dersom avtrekket plasseres i eller ved himlingen er det en fare for at ventilasjonsluften kortsluttes. Temperatureffektivitet, ventilasjonseffektivitet og luftutskifningseffektivitet kommenteres for ulike plasseringer av avtrekk og tilluftsventil i et utvalg av studier. Der ventilasjonseffektiviteten er større enn 1 kan det antas at forurensningskilden er plassert i nærheten av avtrekket, se figur 2.3. Figur 3.2 viser ulike plasseringer av tilluft og avtrekksterminaler som er benyttet i studie 3, 5, 6, 7, 11 og 12.



Figur 3.2: Plasseringer av tilluftsventiler og avtrekk, utformet fritt etter utvalgte studier

Tabell 3.6 viser hvilke studier som tester hvilke plasseringer. Tabell 3.7 viser resulterende ventilasjonseffektivitet og temperatureffektivitet for studiene. Resultatene indikerer at ventilasjonseffektivitet øker dersom avtrekk plasseres ved gulv.

I studie 3 observerer W. Feist (2005) at avtrekkets plassering er av liten betydning for luftutskifteeffektiviteten. I studien er ϵ^a omtrent den samme for høy og lavt avtrekk. Undersøkelsen fraråder likevel å plassere terminaler på samme høyde og på motsatt side av rommet for å unngå kortslutning,

I studie 7 måler R. Tomasi mfl. (2013) lufttemperatur rundt en dukke, og rapporterer at temperatur er høyere nærmere låret til dukken dersom avtrekket plasseres ved gulvet.

Kun studie 6 undersøker temperatureffektiviteten ved lav og høy avtrekks plassering. M. Krajcik, A. Simone og B. Olesen (2012) observerer at temperatureffektiviteten forbedres når avtrekket flyttes ved gulvnivå. Som beskrevet tidligere er resultater fra studie 6 usikre, da en vifte er benyttet under eksperimentet. I øvrige studier som presenterer temperatureffektivitet indikerer resultatene kortslutning av varme. Her er avtrekket plassert ved taket.

I studie 13 legger A. Awad mfl. (2008) vekt på at avtrekket må plasseres godt inne i det lagdelte området, lag 2, for at forurensing effektivt skal ventileres ut. Fra dette er det riktig å anta at avtrekket ikke bør plasseres ved taket. Dette samsvarer med teori presentert i del 2.4.5.

Tabell 3.6: Oversikt over plasseringer av avtrekk og tilluftsventil i utvalgte studier

Studie	Konfigurasjon
Studie 3	Konfigurasjon 2 og konfigurasjon 5
Studie 5	Konfigurasjon 1, 2 og 4
Studie 6	Konfigurasjon 1, 2 og 3
Studie 7	Konfigurasjon 2 og konfigurasjon 5
Studie 11	Konfigurasjon 1
Studie 12	Konfigurasjon 1

Tabell 3.7: Ventilasjonseffektivitet og temperatureffektivitet for ulike plassering av avtrekk og tilluftsventil

Studie	Plassering 1	Plassering 2	Plassering 3	Plassering 4	Plassering 5
Ventilasjonseffektivitet					
Studie 5	0.76	0.67		0.5	
Studie 6	0.47	0.91	1.36		
Studie 7		0.9			1.36
Temperatureffektivitet					
Studie 5	0.79	1		0.65	
Studie 6	0.8	0.7	1.1		
Studie 11	0.38				
Studie 12	0.2-0.4				

3.6 Fordeling av CO_2 konsentrasjon

I studie 9 undersøker H. Deng mfl. (2018) CO_2 konsentrasjon og Richardsontall. Rommet er en glassboks med dimensjonene $1 \times 1 \times 1 \text{ m}$. CO_2 produksjon og luftutskiftning er nedskalert fra et $3 \times 3 \times 3 \text{ m}$ rom med fire til fem personer. H. Deng mfl. kommenterer at eksperimentet og simuleringene er troverdige til bruk av ventilasjonsanalyse. Studien viser at utgangshastighet gir større fortynning av CO_2 -konsentrasjon. CO_2 -konsentrasjon minker asymptotisk for utgangshastighet. Det betyr at luftmengden kun kan økes til en bestemt verdi før forurensningskonsentrasjonen ikke forbedres.

Studie 9 viser at Ri og turbulens i rommet er knyttet til selve fordelingen av forurensing. Økt turbulens i romluft og redusert Ri er observert for økt strålehastighet. Ved lav Ri er konsentrasjonen størst ved gulvet. Konsentrasjonen spres i større grad rundt i rommet med økende Ri . Det er viktig å nevne at det ikke er funnet andre studier med lignende problemstilling, og resultatene i studie 9 kan derfor ikke

sammenlignes og bekreftes. Tillufttemperatur og vertikalt temperaturprofil er i tillegg ukjent.

3.7 Oppsummering av funn

Tillufttemperaturen som trengs for å dekke oppvarmingsbehovet på kalde vinterdager kan gi økt temperaturforskjell mellom gulv og tak, også i passivhus. Resultatet er redusert ventilasjonseffektivitet og/eller luftutskifteeffektivitet, i henhold til teori beskrevet under del 2.4.1. Temperaturen på kalde overflater er avhengig av isolasjonsevnen til bygningdelene. Lav overflatetemperatur på vinduer vil påvirke lagdelingen av romluft. Dette er også observert i studier som undersøker passivhus. Det er mest gunstig å plassere avtrekket ved gulvet enn ved taket, i følge studier presentert i dette kapittelet. Studiene så at varm ventilasjonsluft kan stagnere ved taket og kortsluttes dersom avtrekket plasseres ved himling. Dette fører til redusert ventilasjonseffektivitet. Det antydes også at kjølig romluft fjernes mindre effektivt i slike tilfeller. En studie viste at luftutskifteeffektiviteten er upåvirket av avtrekkventilens høyde over gulvet. Tillufttemperaturen påvirker formen på det vertikale temperaturprofilen, i henhold til funn. Romluften er enten lagdelt fra gulv til tak, eller i kun nedre del av rommet. Hva som påvirker tykkelsen på temperaturlagene bør undersøkes nærmere. Det er observert at CO_2 konsentrasjonen og fordelingen av denne avhenger av stabiliteten til lagdelingen. Etersom kun en studie undersøkte fordelingen av CO_2 -konsentrasjon er det behov for ytterligere forskning på dette.

Med litteraturstudiet har det vært ønskelig å undersøke betydningen som tilluftstrålens treghetskrefter har for temperaturfordeling og luftbevegelse i rommet. I studier der hastighet på tilluftstrålen økes tilføres en større varmemengde til rommet. Dette skyldes at mer ventilasjonsluft suppleres gjennom et konstant åpningsareal og tillufttemperaturen er konstant. Flere konsekvenser av dette er observert. Mer varme kommer ned til oppholdssonen. Det er også sett at vertikal temperaturgradient øker. Richardson-tallet kan reduseres slik at lagdelingen destabiliseres. Redusert ventilasjonseffektivitet og uendret luftutskifteeffektivitet er også observert blant resultatene. Med en bred spredning av resultater foreligger det derfor fortsatt et behov for å undersøke hastighetens betydning for omrøringen. Dette kan ikke besvares fra dette kapittelet.

Litteraturstudiet antyder at simuleringsprogram som benyttes til å undersøke luftbevegelser beregner lavere lufthastighet i oppholdssonen enn i et virkelig rom. Dette kan skyldes at personbevegelse eller flytting av objekter ikke hensyntas i simuleringene.

I dette kapittelet er studier som benytter aksielle og radiell tilluftsventiler presentert. Type innblåsning kan påvirke luftbevegelse i et rom, som beskrevet under del 2.4. Effekten av type innblåsning og ventil er ikke kommentert ettersom det ikke vil være mulig å teste med betaversjonen av IDA ICE 5.0. Det foreligger et behov for å øke erfaringene med luftbåren oppvarming i passivhus. Dette er sett ettersom få studier er funnet om oppvarmingssystemet i slike bygg. Faktorene som påvirker temperaturfordeling og luftbevegelser i rommet, som er presentert i dette kapittelet, bør undersøkes i større grad.

Validering av IDA ICE 5.0

Funn i denne oppgaven kommer fra simuleringer i programmet IDA ICE versjon 5.0. Følgende delmål er gjennomført:

Utføre fullskala eksperiment og bygge tilhørende modell i IDA ICE versjon 5.0 for å validere simuleringsverktøyet.

Målet er å:

- 1) Hente ut tilstrekkelig data i eksperimentet for å validere nøyaktigheten til IDA ICE 5.0.
 - a) Kan programmet simulere lufttemperatur i rommet nøyaktig?
 - b) Beregnes temperaturen langs strålen korrekt?
 - c) Er overflatetemperaturer nøyaktig beregnet?
 - d) Gir simuleringsverktøyet nøyaktige verdier for lufthastighet i tilluftstrålen og i sonen?

Parametre som er relevante for problemstillingen er valgt ut. Denne delen beskriver metodeverket for målinger og numerisk modell av eksperimentet. Oppbygningen til IDA ICE versjon 5.0 presenteres. Det er valgt å gjøre en validering av simuleringsverktøyet, da troverdigheten til resultatene fra simuleringer er avhengig av nøyaktigheten til IDA ICE som program. Måleresultater og simuleringsresultater sammenlignes og analyseres i dette kapitlet.

4.1 Målinger i klimarommet

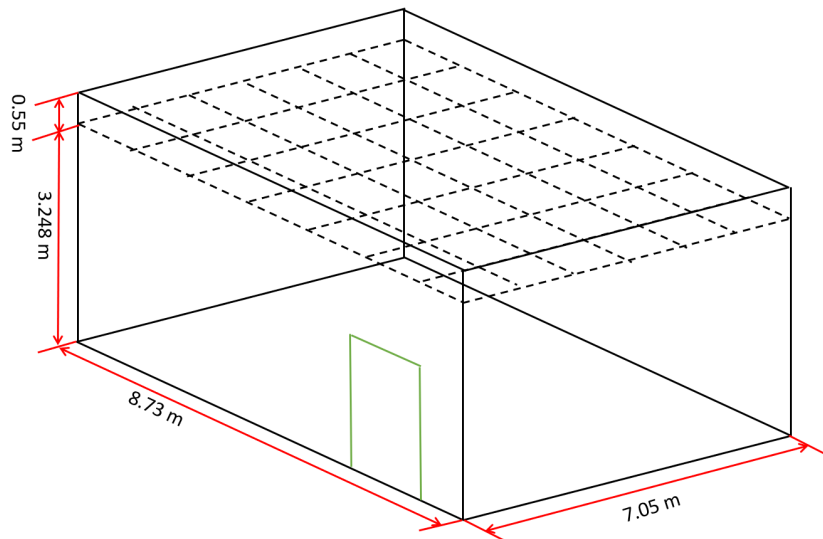
Fasilitetene, instrumentene som er benyttet og fremgangsmåte for målinger presenteres under denne delen.

4.1.1 Fasiliteter

Målinger er gjennomført i klimarommet, som er plassert i 2. etasje i Varmetekniske laboratorier på NTNU. Figur 4.1a viser rommet fra utsiden. Figur 4.1b viser de indre dimensjonene til rommet. Bredden av rommet er lik 7.05 m og høyden opp til nedsenket himling er 3.25 m.



(a) Sett utenfra



(b) skisse med dimensjoner

Figur 4.1: Klimarommet i 2. etg på varmetekniske laboratorier

Kun innerste delen av rommet er benyttet i eksperimentet. For å skille denne delen fra resten av rommet er dekningsfolie hengt opp fra taket og ned til gulvet. Dekningsfolien er teipet opp på langsiden av rommet, slik figur 4.2 illustrerer. Kanalføringer, utstyr og innredning hindrer at plastveggen er tett. Luftutveksling mellom romdelene forventes. Klimarommet er opprinnelig innredet for å tilsvare en operasjonssal. Det er ikke gitt tillatelse til å fjerne innredningen under eksperimentet ettersom utstyret skal benyttes av PhD-stipendiater og andre masterstudenter.

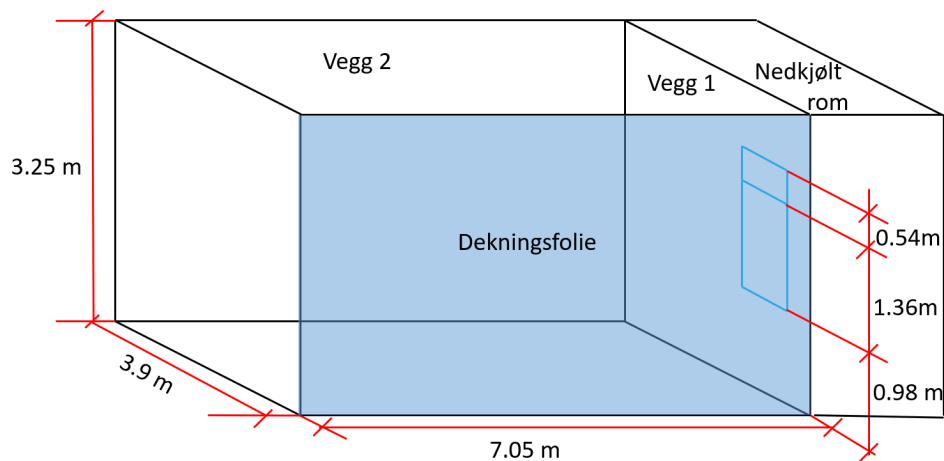


(a) Sett fra utsiden

(b) Sett fra innsiden

Figur 4.2: Plast satt opp i rommet i forbindelse med eksperimentet

Figur 4.3 viser dimensjonene til delen av rommet der eksperimentene er utført. Romdelen inneholder et stort og lite vindu, plassert på veggen kalt *vegg 1*. Bredden til vinduene er 1.08 m . Høyden på det store og lille vinduet er henholdsvis 1.36 m og 0.54 m . Veggen vis à vis plastveggen henvises til som *vegg 2*.



Figur 4.3: Dimensjoner til delen av rommet som er benyttet i eksperimentet

Ved langsiden av klimarommet er det plassert et rom som kan kjøles ned ved hjelp av en kjølemaskin. Rommet ligger bak *vegg 1*, som anvist i figur 4.3. Når temperaturen senkes her tilsvarer *vegg 1* en yttervegg mot det fri. Utblåst temperatur fra kjølemaskinen justeres med termostat. Under forsøket er kjølemaskinen enten på laveste temperaturinnstilling eller helt avskrudd. I følge temperaturmålinger varierer temperaturen mellom 3.09 og $4.09\text{ }^{\circ}\text{C}$ når kjølemaskinen er påskrudd og på laveste temperaturinnstilling. Kjølemaskinen reguleres dermed med et dødbånd lik én grad.

4.1.2 Ventilasjonssystem

Luftaggregat

Luftaggregatet som benyttes i eksperimentet er et Swegon GOLD- 08 RX aggregat. Dette er ett av to aggregater som er koblet til klimarommet. Aggregatet står i første etasje av Varmetekniske laboratorier-

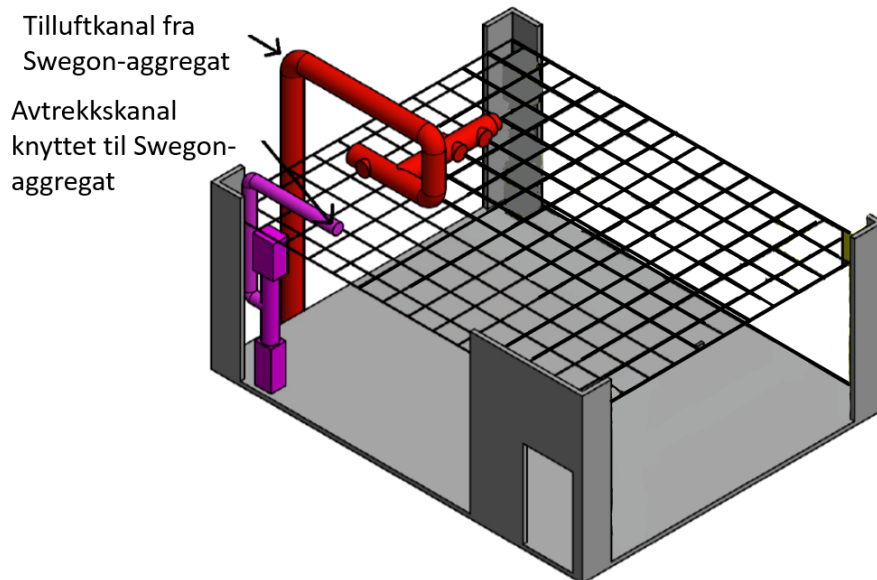
er, og henter frisk luft utenfra. GOLD- aggregatet består av et varmebatteri og kjølebatteri, en vifte og et filter for avtrekksluft og tilluft og en roterende varmeveksler. Luftmengde, tilluftstemperatur, filtere, alarmer og klokke for justering luftmengde kan bestemmes med en håndholdt kontroll. Kun ventilasjonsmengde og tilluftstemperatur er justert på aggregatet mellom målingene. I forsøket er $360 \text{ m}^3/h$ og $720 \text{ m}^3/h$ ventilasjonsluft supplert til rommet. Aggregatet balanserer avtrekksluften automatisk etter angitt ventilasjonsmengde. Figur 4.4 viser GOLD- aggregatet sett forfra.



Figur 4.4: Swegon GOLD- 08 RX aggregat

Ventilasjonskanaler

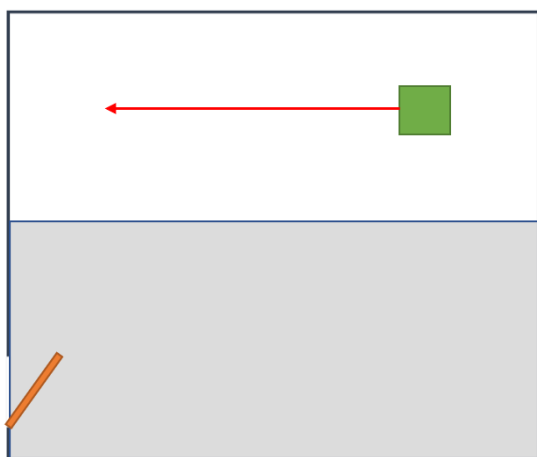
GOLD-aggregatet er utstyrt med tilluft- og avtrekkskanaler. Disse er koblet til tilslutningsboksene for tilluft og avtrekk via stoffkanaler og tilkoblingsporter. Tilluftskanalen fra GOLD- aggregatet har fem slike porter. Kanalene er skjult av nedsenket himling, se figur 4.5. Den røde og rosa kanalen tilsvarer henholdsvis tilluftskanalen og avtrekkskanalen. Langs tilluftkanalen vil luften miste varme før den når tilluftventilen. Tillufttemperaturen er derfor avhengig av isolasjonsevnen til denne kanalen. Dette hensyntas med målinger av tillufttemperatur.



Figur 4.5: Kanalføringer til klimarommet

4.1.3 Avtrekk og tilluftsventiler

GOLD-aggregatet supplerer luft til ventilen markert med grønt i figur 4.6a. Den grå delen markerer delen av klimarommet som ikke er benyttet i eksperimentet. Tilluftsventilen av typen Swegon Eagle Cb 400-600 og har et radielt spredningsmønster. Etersom denne innblåsningen ikke kan modelleres med IDA ICE 5.0 er det valgt å feste papp rundt åpningen til tilluftsventilen. Utløpet ligner dermed en firkantet aksial åpning, se figur 4.6b. Innblåsningsretningen er markert med rød pil i figur 4.6a. Gaffateip er benyttet for å holde konstruksjonen på plass. Ledninger fra tilslutningsboksen og ventilen er teipet opp. Åpningen til pappkonstruksjonen har dimensjonene 0.125 *cm* og 0.60 *m*.



(a) Skisse av ventilplassering

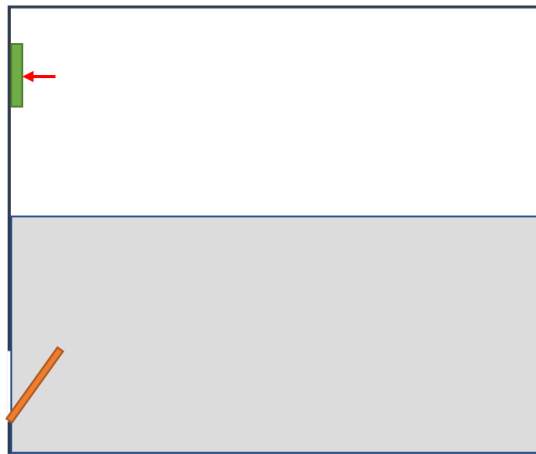


(b) Sett underfra

Figur 4.6: Ventil med papp

GOLD-aggregatet trekker luft fra rommet gjennom ventiler i plasseringen markert med grønt i figur 4.7a. Ett uttak er plassert rett under taket og ett nær gulvet. Kun uttaket ved gulvet er benyttet i eksperimentet.

Dette er oppnådd ved å legge en lett plastduk over den øvre luftterminalen for å stenge av lufttilførselen. Valget er tatt etter råd fra veileder. Avtrekket ved gulvet er av typen Swegon GRLc 600-200. Figur 4.7b viser avtrekksventilene sett forfra. Avtrekket er 0.57 m langt og 0.175 m bredt, plassert 0.3 m fra veggen.



(a) Skisse av ventilplassering



(b) Sett forfra, uten plastduk

Figur 4.7: Avtrekksventiler i klimarommet

Ventilene er utstyrt med spjeld som kan reguleres manuelt, og trykkmålingsutstyr. Måling av trykk kan benyttes for å beregne ventilasjonsmengden, \dot{V}_s , ved å gange K-faktoren til terminalene med kvadratroten av trykket. K-faktoren er 68.5 for GRLc terminalen, og 53.1 for Eagle-terminalen. K-faktoren oppgitt av produsenten må ikke forveksles med konstanten som tar hensyn til skarphet på åpningen og impulstap i ligning 2.10. Utettheter i pappkonstruksjonen gjør at ikke all ventilasjonsluft supplert gjennom Eagle-terminalen sendes fra pappåpningen. Trykket er målt i ventilene med 360 m^3/h og 720 m^3/h fra GOLD-aggregatet. Resultater fra trykkmåling og beregning kan sees i del A.1. Tabell 4.1 viser beregnet ventilasjonsmengde sammenlignet med angitt luftmengde fra aggregatet. Merk at denne beregningsmetoden kun krever $\pm 10\%$ nøyaktighet. Luftmengdene er innenfor intervallet når angitt ventilasjonsmengde er 720 m^3/h . Avviket er større med 360 m^3/h fra aggregatet. Anlegget er ikke balansert grunnet lite tid til å utføre eksperimentet. I beregninger og modeller av eksperimentet vil det antas at luftmengden som tilføres rommet tilsvarer ventilasjonsmengden angitt i GOLD-aggregatet.

Tabell 4.1: Beregnet ventilasjonsmengde i klimarommet

Angitt luftmengde	360 m^3/h	720 m^3/h
\dot{V}_s	405 m^3/h	728 m^3/h
\dot{V}_e	427 m^3/h	780 m^3/h

4.1.4 Internlast

Under målingene er taklampene påskrudd. En sylinder er brukt for å forestille en oppreist person på 1.6 m, se figur 4.8. Varme tilføres rommet fra en innvendig pære på 100 W. Sylindren er plassert mot

langsiden av romdelen, parallellt med tilluftsventilen.



Figur 4.8: Sylinder med 100 W pære

4.1.5 Måleinstrumenter

For å måle temperaturen vertikalt i rommet er 24 *DS1922L F5 Thermocron iButtons* brukt. De er programmert med OneViewer og synkronisert med klokken til datamaskinen de kobles til. Dataen lagres som 8 bit. Målingsstart angis i Oneviewer. Beregning av standardavvik er gjennomført i forkant av målingene, se figur A.3. Figur 4.9a illustrerer måleknappene markert med sportsteip, og nummerert etter plassering i rommet. Teknisk data er funnet på produsentens nettsider (ibuttonlink.com 2020).

En *Bosch PTD 1* er benyttet for å måle overflatetemperaturer, se figur 4.9b. Instrumentet kan også måle luftfuktighet og lufttemperatur, men disse funksjonene er ikke brukt under forsøket. Instrumentet pekes mot overflaten, og en rød laser-sirkel indikerer området som måles. Større område blir målt dersom instrumentet holdes med lengder avstand fra overflaten (bosch-diy.com 2020). Avstanden må være under 1 meter.

For å måle hastighet i rommet er instrumentet *Velocicalc Multi-Function Ventilation Meter 9565* benyttet, se figur 4.9c. Åpningen i enden av instrumentet må være rett på strømningsretningen og instrumentet må holdes i ro når hastighet skal måles. Avvik fra dette gir feil i målingsresultater. Teknisk data kan finnes på produsentens hjemmesider (tsi.com 2020).

Trykket i tilslutningsboksene er målt med et *dpm TT 570 Micromanometer*. Målingene er brukt til å beregne ventilasjonsmengden. Instrumentet kan måle både lufthastighet og trykk (ttseries.com 2020). Figur 4.9d viser manometeret som er brukt.

Instrumentet *LR 8400-20* fra *Hioki* er benyttet for å måle tilluftstemperatur, se figur 4.9e. Loggeren har 30 inngangsporter og spenning, motstand, fukt og temperatur kan måles (hioki.com 2020). Kun temperaturfunksjonen er benyttet i dette eksperimentet. Ledningen fra Hioki- loggeren til tilluftsventilen

er festet i tilslutningsboksen over ventilen. En stasjonær datamaskin i klimarommet logger og lagrer resultatene.

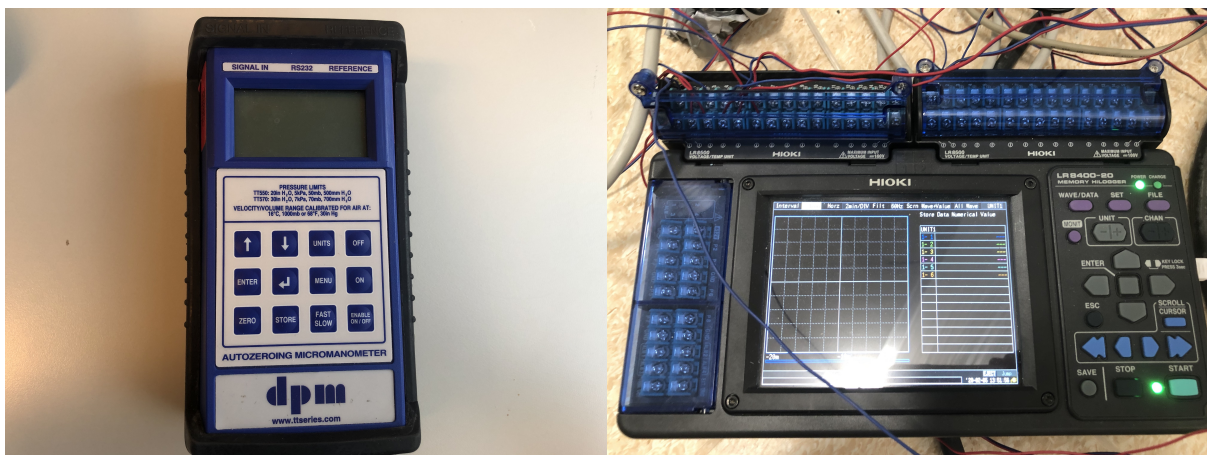


(a) iButtons illustrert med markering

(b) Bosch PTD 1



(c) Velocicalc Multi-Function Ventilation Meter 9565



(d) dpm TT 570 Micromanometer

(e) Hioki LR 8400-20

Figur 4.9: Instrumenter benyttet i eksperimentet

I målinger oppstår usikkerhet grunnet både tilfeldige feil og unøyaktighet i instrumenter. Instrumentusikkerhet, måleområde og oppløsning til de benyttede instrumentene kan sees i tabell 4.2.

Tabell 4.2: Instrumentusikkerhet, måleområde og oppløsning for instrumentene som er benyttet

	Thermochron iButton	Velocicalc 9565	Bosch PTD 1	dpm TT 570	Hioki LR 8400
Måleusikkerhet	$\pm 0.02 \text{ } ^\circ\text{C}$	$\pm 1.5 \%$ av 10.16 m/s	$\pm 1 \text{ } ^\circ\text{C}$	0	$\pm 0.6 \text{ } ^\circ\text{C}$
Måleområde	-40 til $85 \text{ } ^\circ\text{C}$	0-50 m/s	-20 til $200 \text{ } ^\circ\text{C}$	0 til 7.5 kPa	-200 til $2000 \text{ } ^\circ\text{C}$
Oppløsning	$0.5 \text{ } ^\circ\text{C}$	0.01 m/s	$0.1 \text{ } ^\circ\text{C}$	1 Pa	$0.01 \text{ } ^\circ\text{C}$

I denne oppgaven er gjennomsnittsverdier fra målinger enten benyttet som inndata til modellene i IDA ICE, eller brukt til sammenligning med simuleringresultater. Instrumentusikkerhet og målefeil hensyntas med resulterende usikkerhet, U_R . Resulterende usikkerhet for alle målingene kan sees i figur A.5.

4.1.6 Fremgangsmetode for målinger

Det er utført målinger av fem situasjoner over fire døgn. De fem situasjonene representerer ulike kombinasjoner av tilluftstemperatur og luftmengde. For å sikre at lufttemperaturen i klimarommet er stabil er målingene utført med mer enn ett halvt døgn mellomrom. Unntaket er tiden mellom S3 og S4, der tiden mellom måtte kuttes ned grunnet lite tid til å utføre eksperimentet. Situasjonene S1, S2, S3, S4 og S5 kan sees i tabell 4.3, med tidspunkt for målinger.

Tabell 4.3: Situasjoner målt i klimarommet

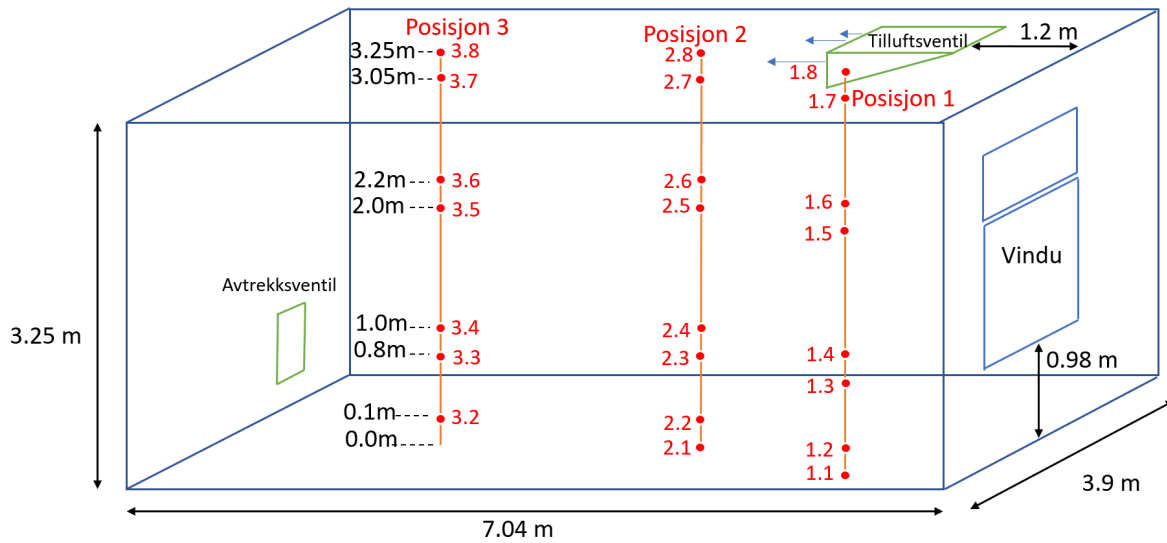
Situasjon	Settpunkt for tilluftstemperatur	Angitt ventilasjonsmengde	Kjølemaskin på/av	Tidspunkt for måling
S1	$40 \text{ } ^\circ\text{C}$	$360 \text{ m}^3/\text{h}$	På	kl. 14.15-15.30 6.februar
S2	$30 \text{ } ^\circ\text{C}$	$360 \text{ m}^3/\text{h}$	På	kl. 08.20-09.25 7.februar
S3	$16 \text{ } ^\circ\text{C}$	$360 \text{ m}^3/\text{h}$	Av	kl. 09.15-09.55 8.februar
S4	$16 \text{ } ^\circ\text{C}$	$720 \text{ m}^3/\text{h}$	Av	kl. 15.11-15.55 8.februar
S5	$40 \text{ } ^\circ\text{C}$	$720 \text{ m}^3/\text{h}$	På	kl. 15.30- 16.10 9.februar

For hver situasjon er følgende parametre målt:

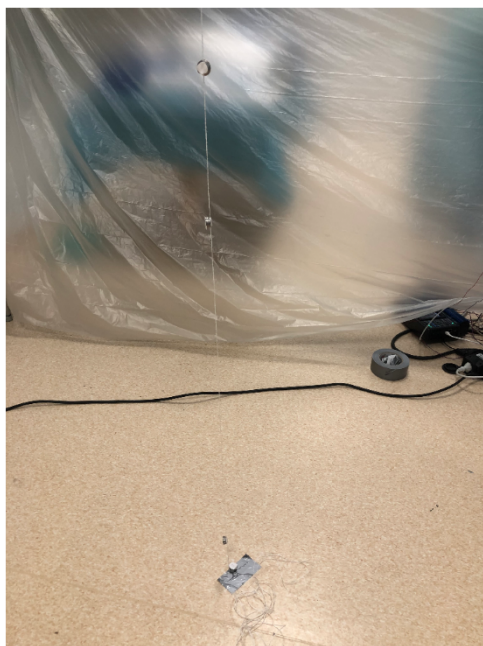
- Lufttemperatur vertikalt i rommet
- Overflatetemperatur
- Tilluftstemperatur
- Lufthastighet langs tilluftstrålen. Lufthastighet i oppholdsonen er målt for S2, S3, S4 og S5.
- Lufttemperatur i naborommet koblet til kjølemaskinen

iButtons er hengt opp i klimarommet ved hjelp av hyssing og skoleklister. Med sportsteip er knappene markert med tall fra 1.1-1.8, 2.1- 2.8 og 3.1- 3.8. Det første sifferet forteller posisjonen som knappene er hengt opp i, og det andre sifferet forteller høyden over gulvet. Figur 4.10 viser posisjonene og høydene.

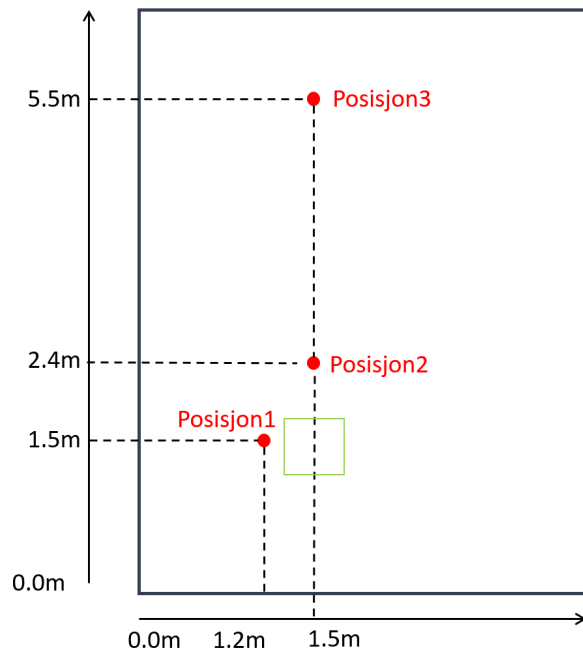
Figur 4.11a angir hvordan knappene er hengt opp, og figur 4.11b viser posisjon sett ovenfra. Knapp 3.1 er satt på vegg inne i naborommet som er koblet til kjølemaskin.



Figur 4.10: Punkter der lufttemperatur er målt



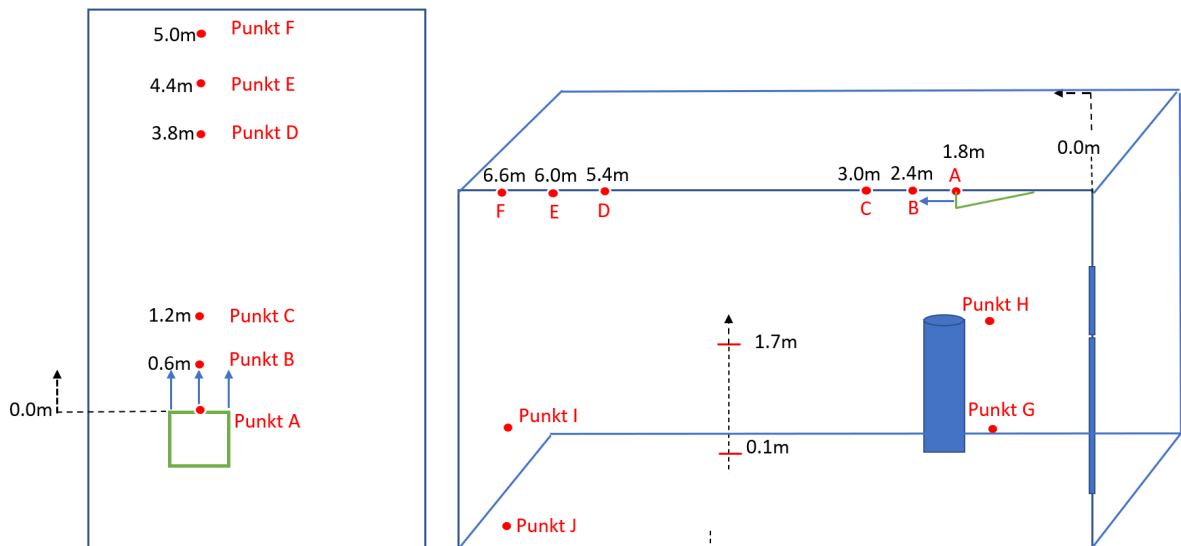
(a) oppheng



(b) Posisjoner

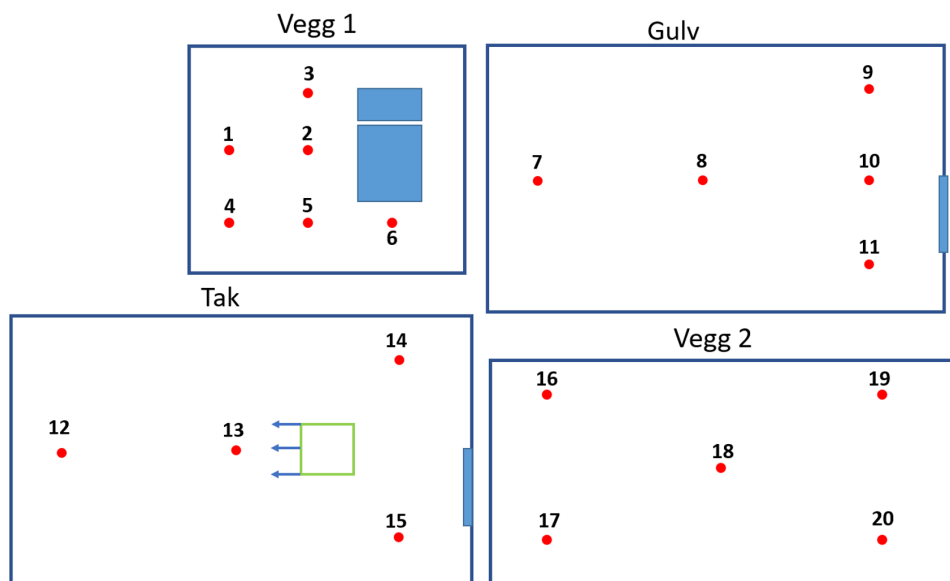
Figur 4.11: Opphenging og posisjoner der lufttemperatur er målt

For å måle lufthastighet langs tilluftstrålen er Velocicalc-instrumentet holdt helt opp mot taket i punktene A- F. Figur 4.12 viser et tverrsnitt av rommet langs akse der hastighetsmålingene er utført. Hastigheter i oppholdssonen er målt i punkt G- J. Instrumentet er holdt horisontalt i høydene som fremkommer av figuren. På denne måten representerer målingene luftbevegelse nedover.



Figur 4.12: Punkteder lufthastighet

Overflatetemperatur er målt på vegg 1 og 2, taket og gulvet. Figur 4.3 viser overflatene i romdelen som er benyttet i eksperimentet. Punktene 1-20 i figur 4.13 er målt en gang per situasjon. Overflatetemperaturen på vinduene langs vegg 1 er også målt.



Figur 4.13: Punkter der overflatetemperatur er målt

4.2 Modellering i IDA ICE 5.0

4.2.1 Om IDA ICE 5.0

IDA ICE er utviklet av Equa AB og brukes for å studere inneklima og energibruken til et bygg. Programmet leveres som en forhåndsdefinert mal med implementerte standardverdier. Høy grad av detaljer kan defineres av brukeren. Grensesnittet er brukervennlig og det er enkelt å hoppe mellom oppgaver.

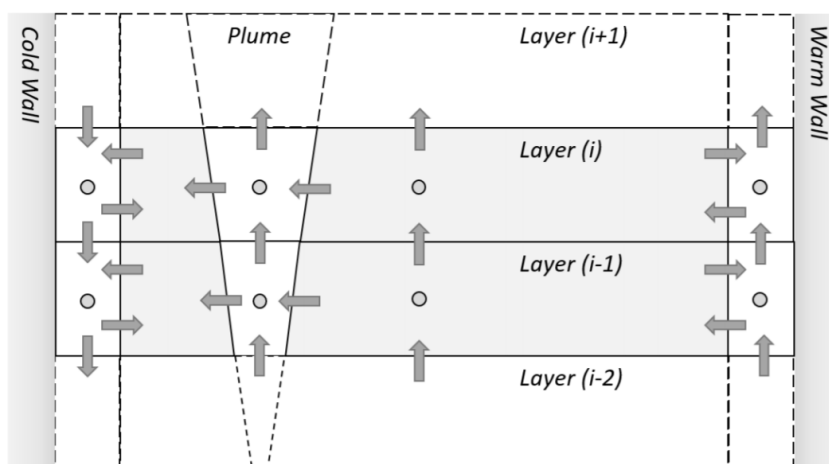
Åpen kildekode gir høy gjennomsiktighet ovenfor bruker. IDA ICE 5.0, som benyttes i denne oppgaven, er fortsatt i utvikling og ikke kommersielt tilgjengelig. Lisens til internversjon er gitt av Equa AB.

I løpet av arbeid er det holdt jevnlig kontakt med Equa AB. Korrespondansen har foregått gjennom både digitale møter og mail. Det bes om forbehold om at informasjon som gjengis i denne oppgaven kan være feiltolket.

Oppbygging

Modellen som er benyttet i IDA ICE heter *Climate (with stratification)*. I den nye utvidelsen er en sonemodell implementert. En sonemodell er en hybrid mellom en standard rommodell (SRM) og en modell for numerisk beregning av fluidbevegelser (Computational Fluid Dynamics, CFD). I en SRM er lufttemperaturen uniform i hele rommet. En CFD-modell løser et sett med differensialligninger numerisk for å beregne fluidbevegelser. En sonemodell deler rommets totale luftvolum i mindre luftvolumer. Disse luftvolumene utveksler varme og masse, og har uniform temperatur. Utvekslingen er beregnet numerisk. På denne måten ligner sonemodellen en grov CFD-modell.

IDA ICE 5.0 og dens tilhørende sonemodell er valgt i oppgaven fordi informasjon om luftbevegelser og temperatur gis på sonenivå. Tilluftstemperatur og andre inndata er enkle å justere, og endringer kan enkelt overvåkes. Sonemodellens inndeling i horisontale luftlag kan sees i figur 4.14 (Eriksson mfl. 2012). Figuren er ikke bearbeidet fra originalt verk. Bruker bestemmer oppløsningen og tykkelsen på luftlagene, samt hvilke parametre som logges.



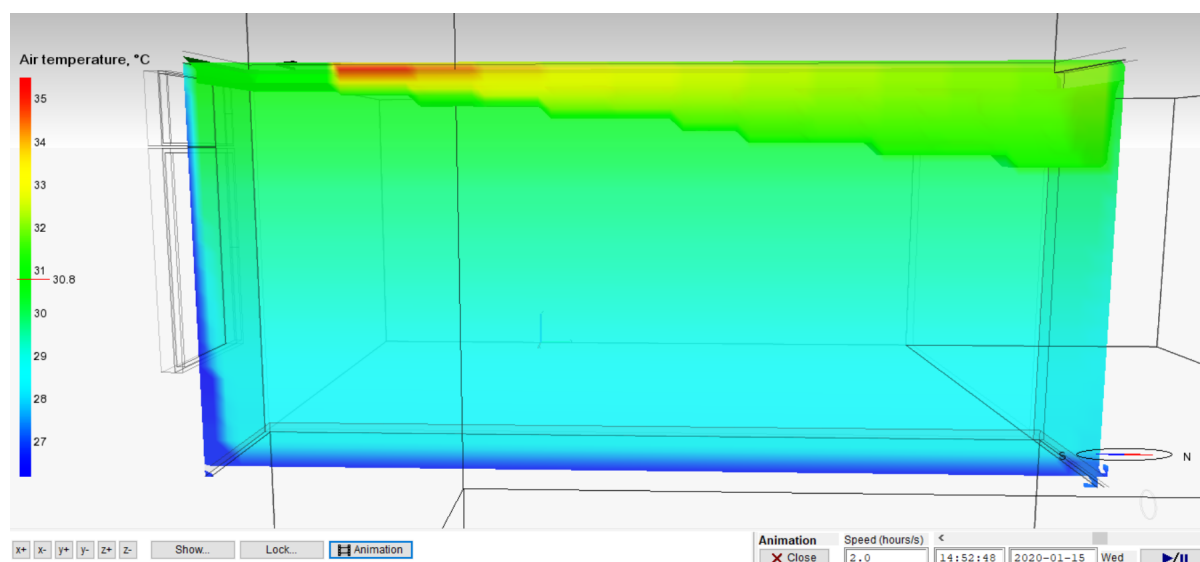
Figur 4.14: Inndeling av luftlag i IDA ICE (*creative commons*) (Georges mfl. 2019)

Lufttemperaturen i hvert lag beregnes med energibalansen for et åpent system (Georges mfl. 2019). Energibalansen er avhengig av massen som utveksles mellom lagene og kilder til luftbevegelser i rommet, kalt strømmingselementer. Massebevarelse mellom luftlagene og analytiske modeller for strømmingselementene er derfor løst i sonemodellen. Strømmingselementer kan for eksempel være tilluftstråler, konveksjonstrømmer fra varme kilder i rommet eller luft gjennom åpne vinduer. Under del A.1.4 er differensialligningene som er relevante for oppgaven presentert. Sonemodellen tar hensyn til Coandaeffekten, i følge Equa AB.

Begrensninger

Siden IDA ICE 5.0 er i utvikling vil flere funksjoner ikke være tilgjengelige før programmet lanseres kommersielt. Programvaren kan også inneholde feil, eller bugs. Sonemodellen gir mindre informasjon enn en CFD-modell. Dette er begrensninger ved programvaren.

Flere av resultatene fra sonemodellen skaffes fra 3D-visningen til IDA ICE. I betaversjonen er lengder og avstander ikke oppgitt i 3D-visning, se figur 4.15. Bruker må selv anslå lengdene for å hente ut dataen. Dette kan gi feil avlesning av resultater. Ved å trykke på x-, x-, y+, y-, z+ og z- kan ulike sjikt av rommet undersøkes.



Figur 4.15: 3D- visning av lufttemperatur i IDA ICE versjon 5.0

Equa AB oppgir at ferdig sonemodell vil kunne beregne strålingstemperatur, operativ temperatur, PMV og PPD, illuminans. Som det fremkommer av grensesnittet til programvaren er flere av disse funksjonene allerede tilgjengelige. Det er ikke diskutert med Equa AB om parametrene beregnes nøyaktig. Dersom et strømningselements retning er parallell med normalen til en flate vil strømningselementet stoppes av flaten. En tilluftstråle som sendes ut horisontalt vil derfor stoppes av vegger, slik at strålens bevegelse ned i sonen ikke tas hensyn til.

Det er kun mulig å modellere runde aksielle stråler med den nye modellutvidelsen. Ifølge Eriksson mfl. (2012) og Equa AB vil radielle stråler kunne modelleres i en kommersiell versjon. Antall detaljer bruker kan definere om avtrekk og tilluftsventil er begrenset. Figur 4.17 viser detaljer som kan angis. Beregning av utgangshastighet er skjult for brukeren. Equa oppgir at utgangspunktet for strålens hastighet er tilpasset ligninger fra Danvaks *Varme og climateknik- Grunnbog*.

Betaversjonen modellerer ikke interaksjon mellom strømningselementer korrekt, ifølge Equa. Dette påvirker eksempelvis simulering av konveksjonstrøm fra oppholdssonen som møter en tilluftstråle.

Sonemodellen kan ikke kjøres i en *Heating load*- simulering. En *Custom*- simulering må benyttes for å logge resultater fra sonemodellen.

4.2.2 Modellering av eksperimentet

En modell er bygget for hver av situasjonene som er målt. Tabell 4.3 oppsummerer situasjonene. Modell 1-5 tilsvarer henholdsvis situasjon 1-5.

Oppbygging og isolasjonsevne

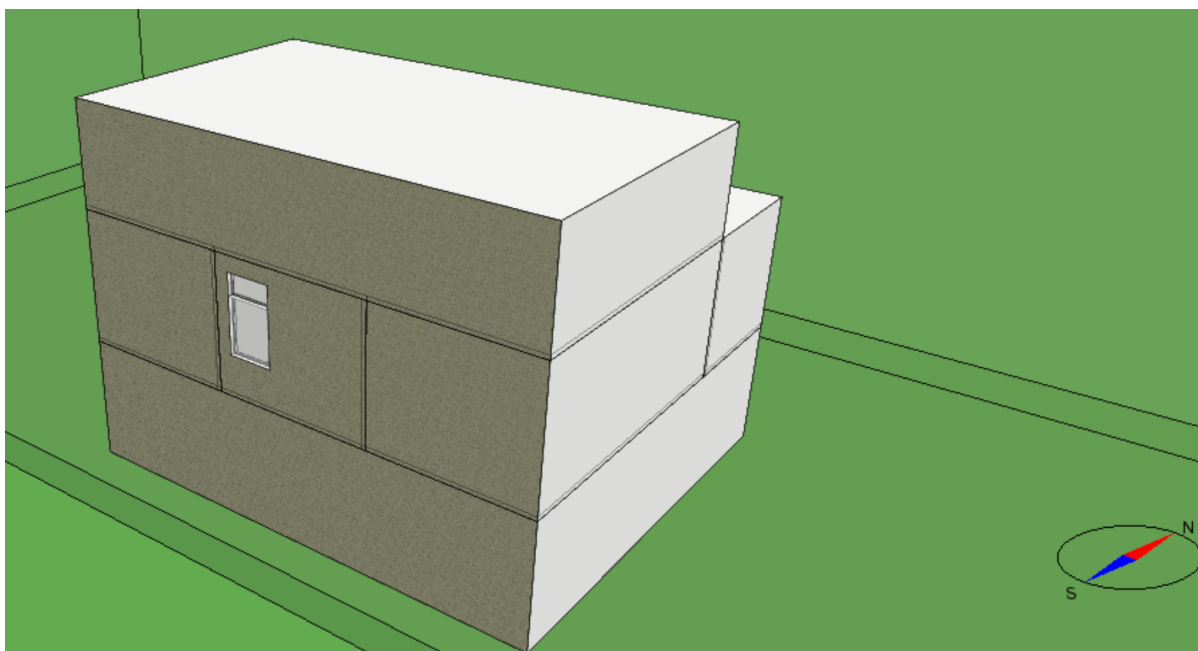
Dimensjonene til rommet som modelleres samsvarer med delen av klimarommet benyttet til målinger. Disse fremkommer av figur 4.3. Detaljer om oppbygning av vegger, tak og gulv mangler. Luftutveksling mellom rommet og omgivelsene er også ukjent. Etter diskusjon med veileder er det besluttet å utføre en analytisk beregning for å finne en felles U-verdi for de ukjente overflatene. Dette gjelder taket og gulvet, samt alle veggene utenom vegg 1 og vinduer. Vegg 1 består av en sponplate på hver side av 10 cm isolasjon. U-verdier til vinduene er funnet fra Byggforsks artikkel 533.102 *Vinduer. Typer og funksjoner* (Byggforsk 2018b). Den felles U-verdien skal ta hensyn til isolasjonsevne til bygningsdelene, samt infiltrasjon og eksfiltrasjon. Beregningen baseres på måleresultater og kan sees i del A.1.5. Sammensatt usikkerhet, U_M , er hensyntatt.

Tabell 4.4 viser U-verdier for alle bygningsdelene. Ettersom den beregnede U-verdien tar hensyn til eksfiltrasjon og infiltrasjon er luftutveksling satt lik null i modellene.

Tabell 4.4: U-verdier implementert i valideringsmodell i IDA ICE

Overflate	U-verdi
Vegg 1	0.2583 W/m^2K
Vinduer	4.5 W/m^2K
Resterende vegger	0.91 W/m^2K
Tak	0.91 W/m^2K
Gulv	0.91 W/m^2K

Varmeteknisk laboratorie, som omgir klimarommet, er modellert ved å plassere soner mot vegger, tak og gulv til sonen som undersøkes. Se figur 4.16. Tilleggssonene inkluderer også delen av klimarommet som ikke er benyttet i eksperimentet. Temperaturen i tilleggssonene er satt til 18 °C, ettersom dette er temperaturen som er anslått i laboratoriet. Det er implementert et ideelt oppvarmingselement og kjøleelement for å opprettholde denne temperaturen. Tilleggssonene har ingen ventilasjon eller internlast.



Figur 4.16: 3D-visning av valideringsmodell

Det er laget en klimafil for hver modell i Microsoft Excel, som deretter er gjort om til prn-format. Solinnskudd eller vind er ikke inkludert i klimafilene. Utetemperatur tilsvareer gjennomsnittet fra målinger i det nedkjølte rommet. Mer informasjon om klimafilene kan sees i figur A.9.

Internlaster

Tabell 4.5 viser internlast som er inkludert i modellene. Varmetilskudd fra personer er kjent fra eksperimentet, og varmetilskudd fra belysning er anslått.

Tabell 4.5: Internlaster i valideringsmodell

Parameter	Mengde
Personer (à 100 W)	1 person
Belysning	5 W/m ²

Sylinderen fra eksperimentet er modellert med en person plassert på samme sted som sylinderen. Gulvarealet er 27.4 m² som gir totalt 138 W fra belysning. Det er ikke inkludert varmetilskudd fra utstyr. For mer informasjon om internlast i valideringsmodellene se del A.1.7.

Ventilasjon

Et CAV system og standardaggregat er valgt for luftbehandling. Sentralaggregatet sørger for at ventilasjonsluften varmes til ønsket tillufttemperatur. For hver modell svarer tillufttemperatur til gjennomsnittlig verdi fra målinger i tilhørende situasjon. Det er tatt hensyn til 1 °C temperaturøkning gjennom viften. Ventilasjonsmengden i hver modell er bestemt ut ifra situasjonen som undersøkes. Det er enten implementert 360 m³/h eller 720 m³/h.

Avtrekk og tilluftsventil, retning på innblåsning, åpningsareal og avstand fra overflate samsvarer med

oppsettet i eksperimentet. Konstanten K fra ligning 2.10 er satt lik 6.5. Verdien er funnet ved sammenligning av målinger og beregning av lufthastighet. Del A.1.6 presenterer sammenligningen. Figur 4.17 viser inndata for avtrekk- og tilluftsventilen. Tilluftsventilen er satt 1 cm under taket ettersom strålen forsvinner inn i taket hvis avstanden settes lik 0 m. For mer informasjon om ventilasjonssystemet se del A.1.7.

Supply terminal

Air source: CENTRAL-AHU

Terminal area: 0.072 m²

k: 6.5

Distance from surface: 0.01 m

Air flow direction (bias rel. normal direction): 90 °

Bias direction (0=along x-axis, 90=along y-axis, etc.): 90 °

(a) Tilluftsventil

Exhaust terminal

Air source: CENTRAL-AHU

Terminal area: 0.09975 m²

Distance from surface: 0.3 m

(b) Avtrekk

Figur 4.17: Inndata for avtrekk og tilluftsventil i valideringsmodell

Oppløsning av sonemodell

Luftlagenes høyde, oppløsning for resultater og parametre som logges kan sees i figur 4.18. Verdiene er foreslått av Equa og hele sonen beregnes.

Air stratification

Layer height: 0.2 m

Grid for results

Resolution: [Measuring volume](#)

Horizontal: 0.1 m

Vertical: 0.1 m

Time: 0.25 h

Measures

Name	
<input checked="" type="checkbox"/> Air temperature	
<input checked="" type="checkbox"/> Air velocity	
<input type="checkbox"/> Mean radiant temperature	
<input type="checkbox"/> Operative temperature	
<input type="checkbox"/> Predicted Mean Vote	
<input type="checkbox"/> Predicted Percentage of Dissatisfied	
<input type="checkbox"/> Illuminance	

(a) Høyde på luftlag og oppløsning

(b) Parametre

Figur 4.18: Høyde til luftlag, oppløsning og parametre som logges i sonemodellen

Fremgangsmetode for simuleringer

Tabell 4.6 oppsummerer inndata som skiller de fem modellene. Målt tillufttemperatur og lufttemperatur i naborommet, som er koblet til kjølemaskin, er benyttet som input-verdier i modellene. Merk at tilluft-

temperaturene ikke samsvarer med settpunktet fra sentralaggregatet, slik de er vist i tabell 4.3. Årsaken er varmetap eller varmetilskudd langs kanalene.

Tabell 4.6: Modeller og situasjoner simulert for å validere IDA ICE 5.0

Modell	Ventilasjonsmengde	Tillufttemperatur	Temperatur i nedkjølt rom
Modell 1 (S1)	360 m ³ /h	34.6 °C	3.7 °C
Modell 2 (S2)	360 m ³ /h	25.6 °C	3.15 °C
Modell 3 (S3)	360 m ³ /h	17.3 °C	18.6 °C
Modell 4 (S4)	720 m ³ /h	17.2 °C	18.7 °C
Modell 5 (S5)	720 m ³ /h	34.7 °C	3.86 °C

For hver simulering er følgende parametre hentet fra resultatene og sammenlignet med måleresultater:

- Lufttemperatur vertikalt i rommet i tre posisjoner
- Overflatetemperatur på to vegger, gulv og tak, samt overflatetemperatur på vinduer.
- Hastighet langs tilluftstrålen. Hastighet i oppholdssonen er hentet ut i fire punkter i modell 2, 3, 4 og 5.

Lufttemperatur er hentet fra 3D-visningen i IDA ICE. Det er forsøkt å estimere samme posisjoner som fremkommer av figur 4.10 og 4.11. De to øverste målepunktene i posisjon 2 og 3 er midt i tilluftstrålen. Hastighet langs strålen er også funnet fra 3D-visning og estimert etter punktene som fremkommer av høyre del i figur 4.12. Punktene B- F er inkludert i sammenligningen. Lufthastighet i oppholdssonen er hentet fra punktene angitt i venstre del av figur 4.12 . Overflatetemperatur er gitt fra tabeller i utdata, og flatene som er undersøkt kan sees i figur 4.13.

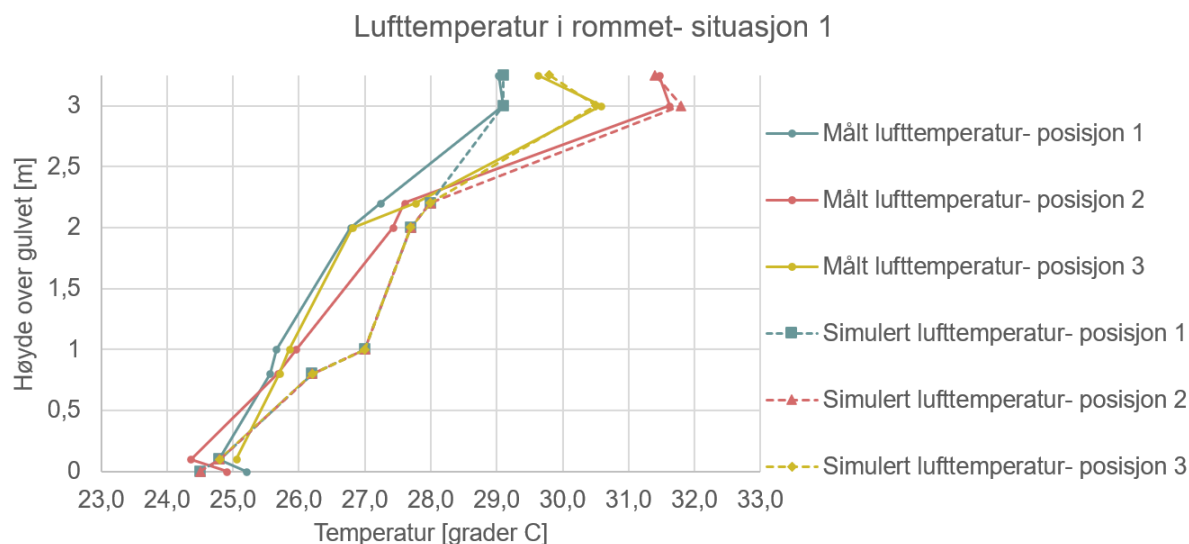
4.3 Resultater fra målinger og simuleringer

Denne delen sammenligner simuleringresultater med målinger. Gjennomsnittlige tallverdier fra målinger og simuleringer kan sees under del A.2. Tillatt avvik fra gjennomsnittlige måleverdier er hensyntatt med den resulterende usikkerheten fra hver måling, og presenteres sammen med tallverdiene.

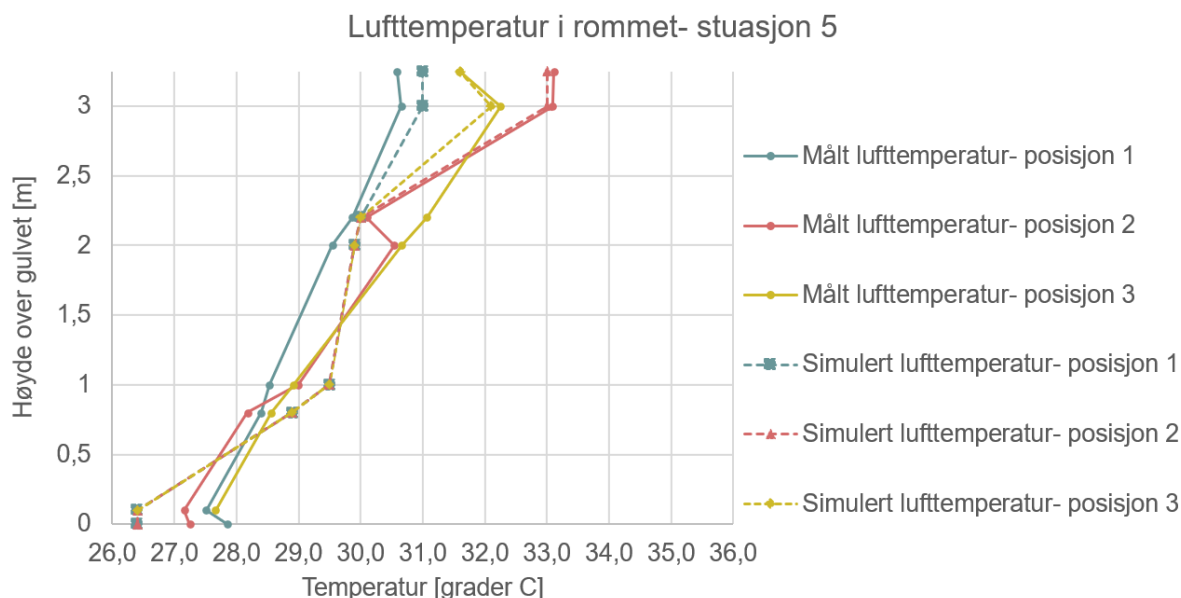
4.3.1 Vertikalt temperaturprofil

Figur 4.19 og 4.20 viser temperaturgradienten fra gulvet til taket for henholdsvis S1 og S5. I S1 er settpunkt for tilluftstemperatur 40 °C og ventilasjonsmengden 360 m³/h. I S5 er settpunkt for tilluftstemperatur lik som i S1, og luftmengden 720 m³/h. Resultater for S2, S3 og S4 kan sees i henholdsvis figur A.15, A.16 og A.17.

I en gitt høyde over gulvet er simulert lufttemperatur konstant, grunnet sonemodellens inndeling i horisontale luftlag. Temperaturvariasjoner horisontalt oppstår derimot i eksperimentet, se heltrukne linjer i figurene. Simulert lufttemperatur er innenfor temperaturintervallet definert med resulterende usikkerhet i flere målepunkter. Dette gjelder alle situasjonene. Langs temperaturprofilen sammenfaller simuleringer med forskjellige målte posisjoner. Figur 4.20 viser for eksempel at simuleringen samsvarer best med posisjon 2 og 3 i 1 m over gulvet og posisjon 1 og 2 ved en høyde på 2.2 m.



Figur 4.19: Målt og simulert vertikalt temperaturprofil i situasjon 1

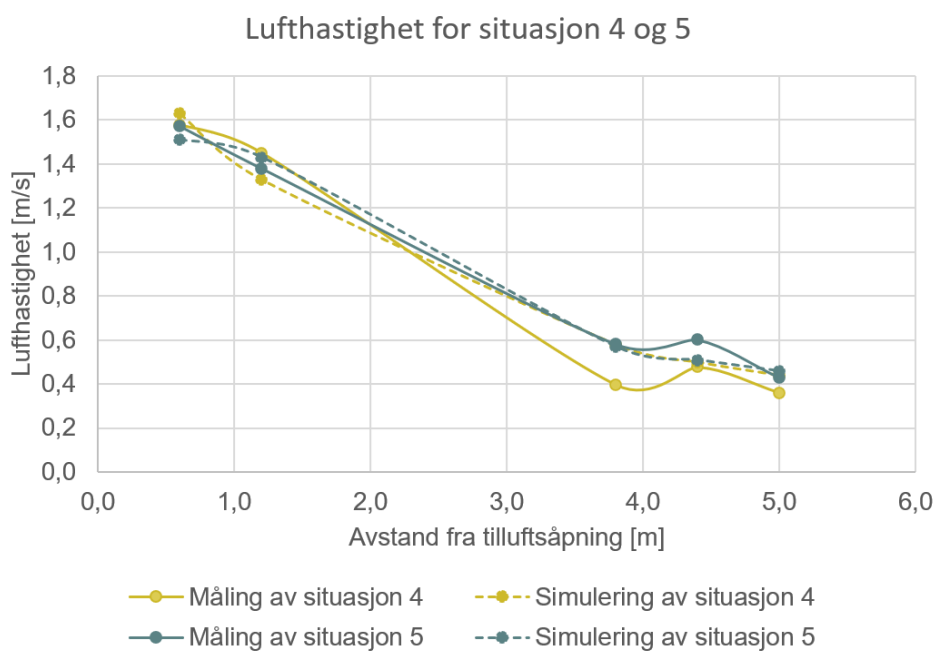


Figur 4.20: Målt og simulert vertikalt temperaturprofil i situasjon 5

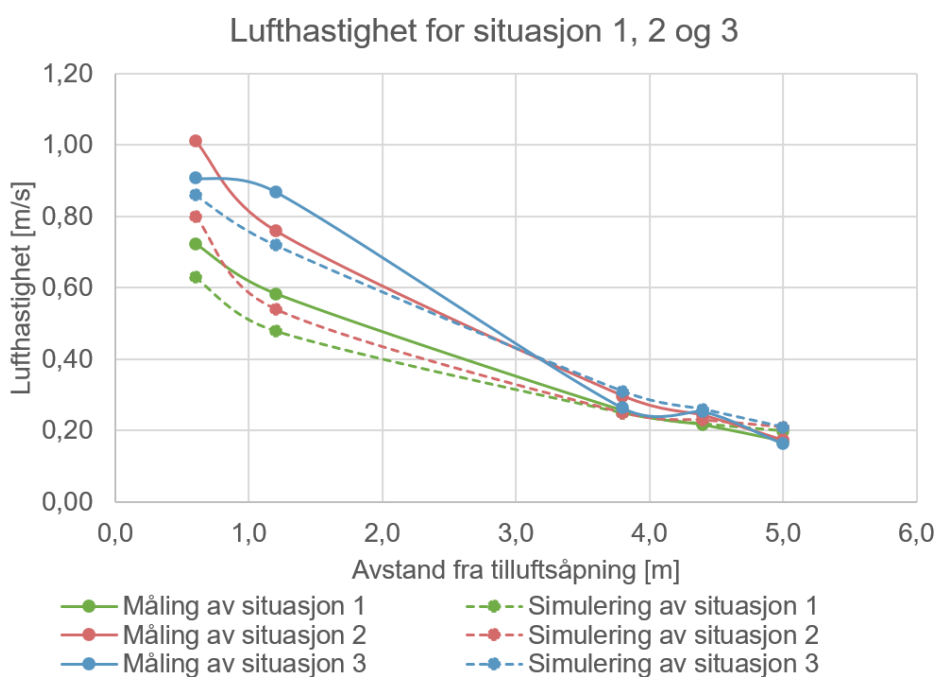
4.3.2 Hastighet langs tilluftstrålen og i oppholdsonen

Figur 4.21 og 4.22 viser målt og simulert hastighet langs tilluftstrålen for de fem situasjonene. I S4 og S5 er luftmengden $720 \text{ m}^3/\text{h}$. I S1, S2 og S3 er luftmengden $360 \text{ m}^3/\text{h}$.

Simulert lufthastighet i S4 og S5 er den samme lenger ut i stråleforløpet. Verdiene sammenfaller med enten målinger fra S4 eller S5. I nærheten av ventilåpningen er simulerte verdier godt tilpasset måleresultater. I S1, S2 og S3 er avviket størst i nærheten av ventilåpningen. Usikkerhetsberegningen viser at størst avvik i målinger befinner seg her. Med økende avstand fra åpningen sammenfaller verdiene bedre. Stiplede linjer mellom punktene, som tilsvarer simuleringer, har samme form som heltrukne linjer, som tilsvarer målinger.

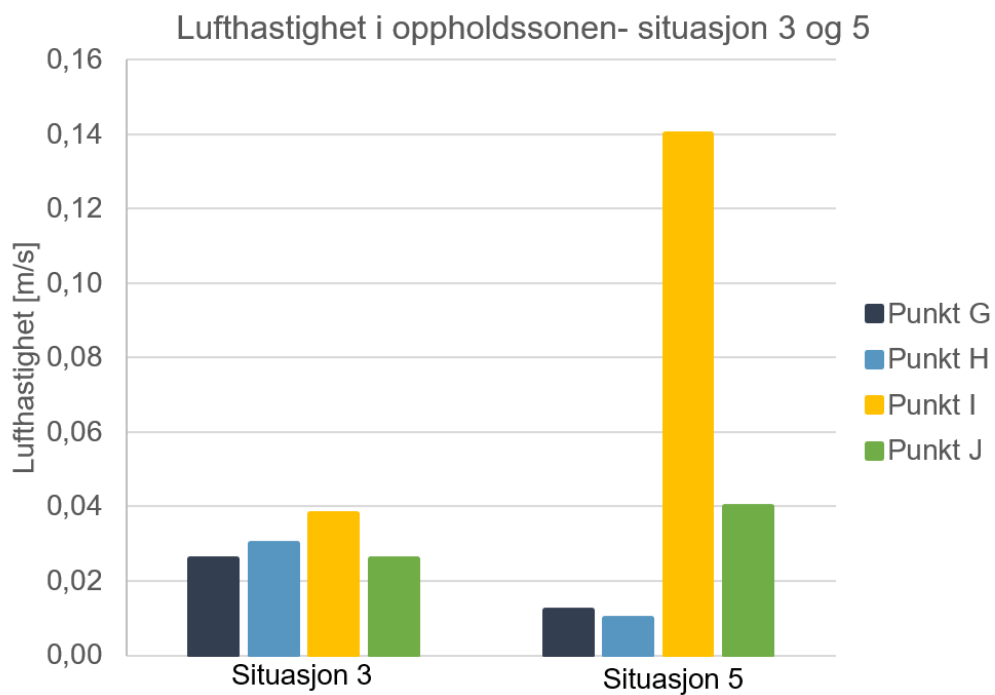


Figur 4.21: Målt og simulert lufthastighet fra utgangsåpning i situasjon 4 og 5

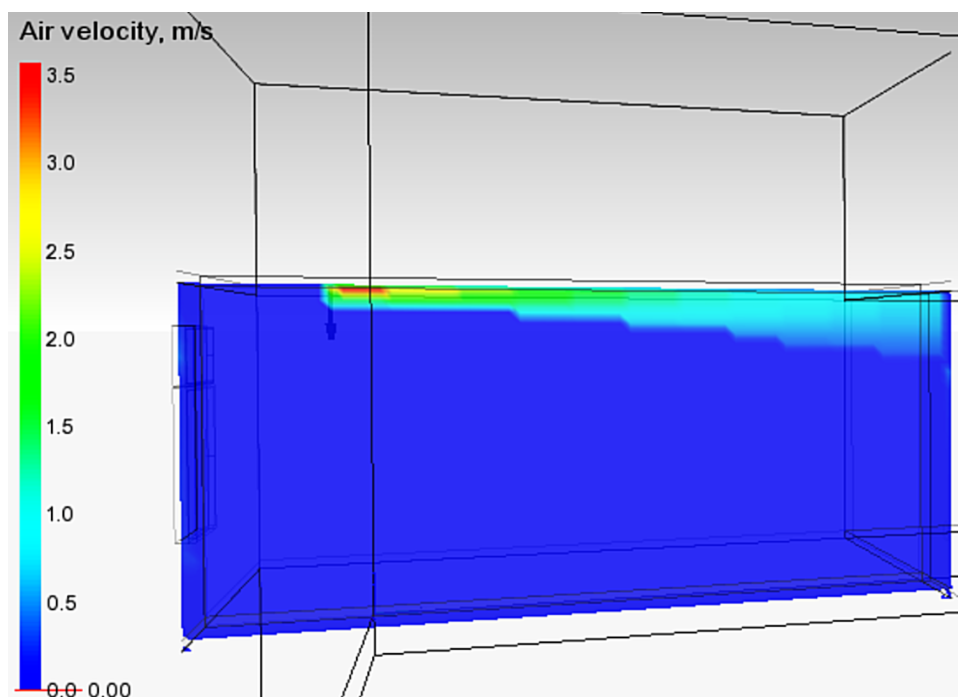


Figur 4.22: Målt og simulert lufthastighet fra utgangsåpning i situasjon 1, 2 og 3

Figur 4.23 viser målt hastighet i oppholdssonen for S3 og S5. Høyest lufthastighet oppstår i punkt I. Punktet er høyest på veggen der tilluftstrålen forflyttes nedover fra taket. Større lufthastighet i punkt I oppstår i S5 sammenlignet med S3, ettersom ventilasjonsmengden høyere. I simuleringene er hastigheten i punkt G-J lik 0, se figur A.28. Simuleringer og målinger sammenfaller altså ikke. Figur 4.24 viser tilluftstrålen som stoppes av veggen.



Figur 4.23: Målt lufthastighet i oppholdssonen i situasjon 3 og 5

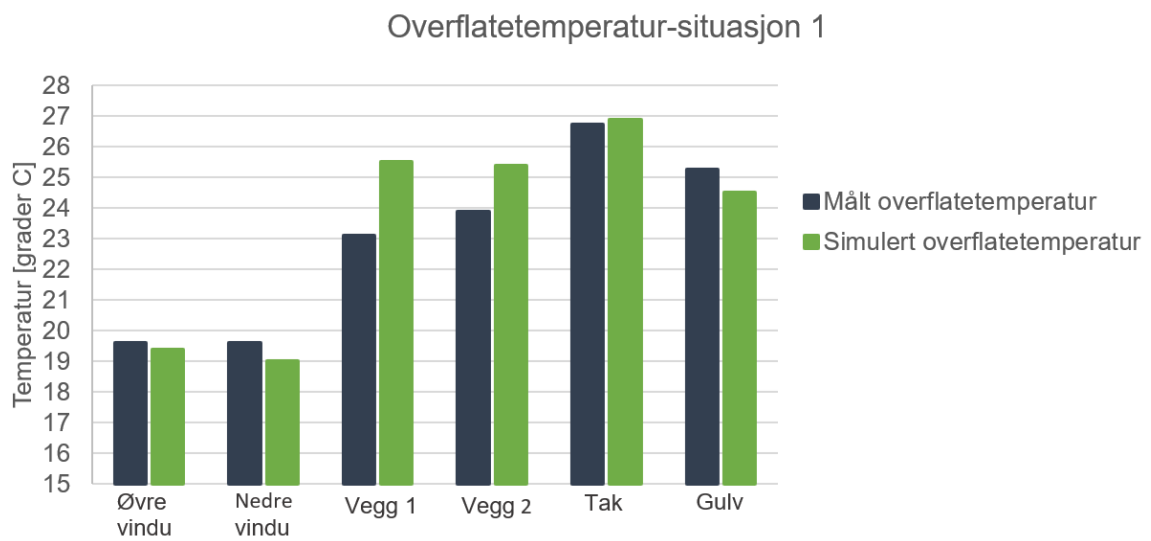


Figur 4.24: Lufthastighet i sonen fra 3D-visning i IDA ICE

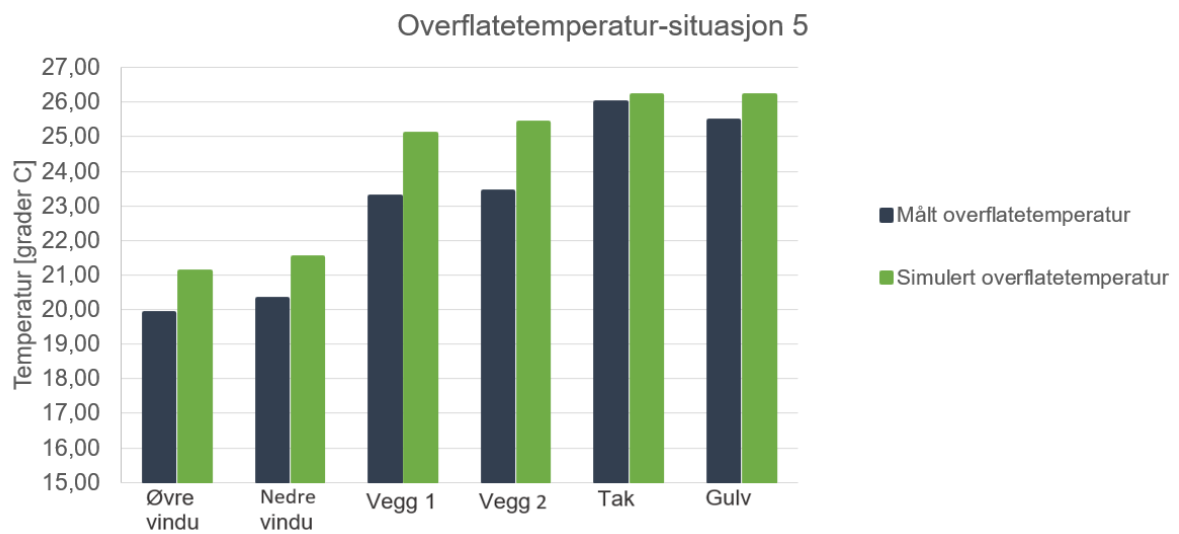
4.3.3 Overflatetemperatur

Målt og simulert overflatetemperatur fra S1 og S5 sees i figur 4.25 og 4.26. Resultater fra S2, S3 og S4 gis i henholdsvis figur A.25, A.26 og A.27.

Simulert overflatetemperatur er innenfor temperaturintervallet definert med den resulterende usikkerheten. Dette gjelder alle situasjonene og overflatene, med unntak av vegg 1 og 2 i S5. For en gitt overflate sammenfaller simulering og måling i ulik grad mellom situasjonene, se eksempelvis resultater for gulvet.



Figur 4.25: Målt og simulert overflatetemperatur i situasjon 1



Figur 4.26: Målt og simulert overflatetemperatur i situasjon 5

4.4 Analyse og feilkilder

Både usikkerhet i målinger, bygging av modeller og beregninger i IDA ICE gjør at avvik mellom simuleringer og målinger observeres. Modellene er svært forenklet i forhold til eksperimentet og bygget med gjennomsnittsverdier fra målinger. Dette er en kilde til avvik. Instrumenter er ikke kalibrert, og deres nøyaktighet kan derfor ikke verifiseres. Implementering av den beregnede U-verdien påvirker varmebalansen i rommet, og dermed lufttemperatur og overflatetemperatur på ulike bygningsdelene. Forenklingen bidrar også til at måleresultater og simuleringresultater sammenfaller i ulik grad mellom situasjonene. Varmekapasiteten til bygningsdelene i klimarommet er ukjent, og ikke gjort rede for. Det er usikkerhet knyttet til måleresultater fra S4, da rommet ikke hadde rukket å stabilisere seg etter målinger av S3. Ventilasjonsmengden som er benyttet i modellene kan avvike fra luftmengden supplert til rommet under eksperimentet. Dette skyldes at balansering av anlegget ikke er gjort. Varmemengden som er tilført rommet under eksperimentet vil dermed være ulik varmemengden supplert i modellene.

En kilde til avvik er sonemodellens grovinndeling av luftvolumer, ettersom detaljer om strømningsforhold skjules for brukeren. Brukeren av programmet selv må anslå lengder og avstander i rommet, som betyr at temperatur og hastighet leses av unøyaktig fra 3D-visningen. Det er tatt utgangspunkt i ulike markører i rommet som har kjente lengder og høyder. Vindushøyde er for eksempel benyttet som målestokk. Metoden gir rom for tolkning av verdier.

Formen på det vertikale temperaturprofil og verdier i punktene samsvarer godt mellom målinger og simuleringer. Dette betyr at IDA ICE gir et tilstrekkelig nøyaktig estimat i forhold til anvendelsen tiltenkt for oppgaven. Resultater viser god tilpasning mellom målt og simulert lufttemperatur i tilluftstrålen. Equa oppgir at temperatur langs tilluftstrålen simuleres korrekt. Likevel kan avvik observeres for et utvalg av situasjoner og målepunkter. Dette kan skyldes feil i avlesing og estimering av posisjonene. Det er kun benyttet fire punkter i strålen under eksperimentet. Flere målepunkter er nødvendig for å kunne verifisere at beregningen i IDA ICE er korrekt. Det antas at temperaturen langs tilluftstrålen beregnes med tilstrekkelig nøyaktighet for formålet i oppgaven.

Avvik fra hastighetsintervallet definert med den resulterende usikkerheten er observert. Feilavlesning er den største kilden til avvik i simulert hastighet langs tilluftstrålen, ettersom vinduet eller andre objekter ikke kan benyttes til å estimere lengder og avstander. Det kan likevel antas at IDA ICE gir et godt estimat på lufthastigheten, ettersom simulerte verdier i punktene følger målingene godt. I følge Equa AB simulerer IDA ICE hastighet langs tilluftstrålen korrekt. Instrumentet *Velocicalc 9525*, som er brukt til å måle lufthastighet, måler kun hastighet i én retning om gangen, og egner seg derfor ikke til å registrere trekk i rommet. Luftbevegelse er kun målt nedover, og dette påvirker resultatene. I IDA ICE er personer og objekter stasjonære, og skaper derfor ikke luftbevegelse i modellen slik som under eksperimentet. Det er sett fra både teori og målinger at tilluftstrålen presses nedover veggen den møter. En kilde til avvik er at luftbevegelser i oppholdssonen grunnet denne strømningsbevegelsen ikke hensyntas i simuleringen.

Overflatetemperatur er avhengig av bygningsdelens isolasjonsevne, varmekapasitet og temperatur på begge sider av overflaten. En kilde til avvik er antagelser og forenklinger gjort på vegne av disse parametrene. Temperaturvariasjon på overflatene er ikke hensyntatt av IDA ICE, ettersom programmet oppgir uniform temperatur på en flate. Dette påvirker konveksjonstrømmer ved overflatene. Resulterende usikkerhet er over $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ for alle overflater og situasjoner. Måleresultater kan dermed variere med $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ eller mer. Dette ansees som et stort temperaturintervall for målinger.

I kapittel 5 skal operativ temperatur, PPD og PMV undersøkes i 3D-visning. Kapittel 4 kan ikke redegjøre for om parameterne simuleres korrekt av IDA ICE.

Simulering i IDA ICE

5.1 Introduksjon

Følgende delmål er utført for å besvare problemstillingen til oppgaven:

Modellere rom i passivhus, og utføre simuleringer for å avdekke hvordan luftbåren oppvarming påvirker inneklima

Simuleringen av rom i passivhus deles inn i tre caser. Case 1 og 2 besvarer første del av problemstillingen til oppgaven, *Hvordan påvirkes luftbevegelser og temperaturfordeling i rommet av luftbåren oppvarming med konstante volumsystem (CAV)?* I case 1 og 2 er forholdene i rommet er undersøkt under dimensjonerende utetemperatur i norsk klima. Case 3 besvarer andre del av problemstillingen, *Kan klimatiseringsprinsippet gi tilfredsstillende termisk inneklima i norsk klima?* Sesong- og døgnvariasjon av termisk inneklima i norske klimatyper undersøkes i case 3, samt faktorer som påvirker lokal termisk komfort. Følgende forskningsspørsmål er formulert for å spisse problemstillingen:

Case 1:

- a) Hvordan påvirker tilluftsstrålens oppdriftskrefter og treghetskrefter luftbevegelse og temperaturfordeling i rommet?
- b) Hvordan påvirker overflatetemperatur på yttervegger og vinduer temperaturfordelingen?
- c) Hvilken betydning har oppvarmingsbehovet for disse faktorene?

Case 2:

- a) Hva er sammenhengen mellom høyde på avtrekk, og temperaturfordeling og omrøring i rommet når luftbåren oppvarming benyttes?
- b) Hvordan varierer denne sammenhengen mellom ulikt oppvarmingsbehov?

Case 3:

- a) Hvordan påvirker klimatiseringsprinsippet termisk inneklime i ulike klimatyper i Norge?
- b) Hvor stor del av året kan redusert termisk komfort forventes?

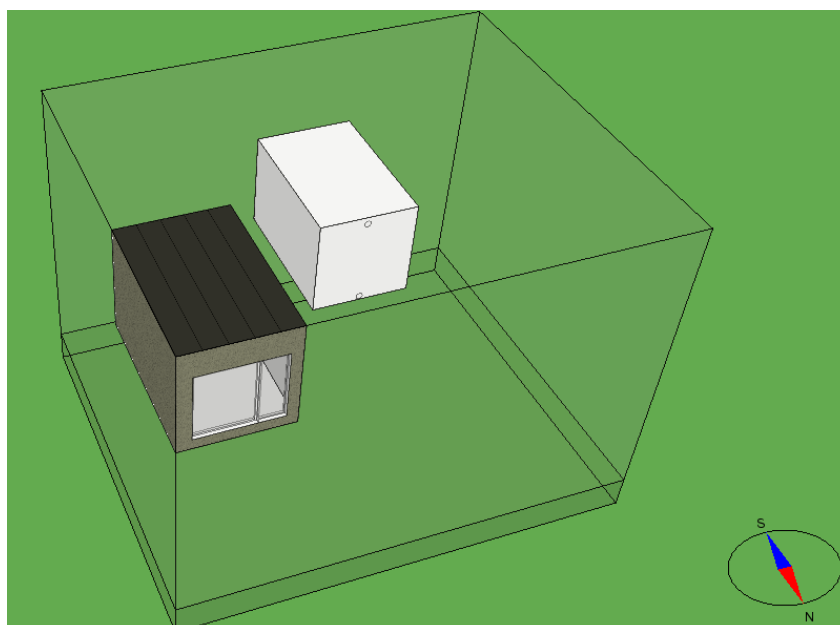
5.2 Metode

5.2.1 Romgeometri og isolasjonsevne

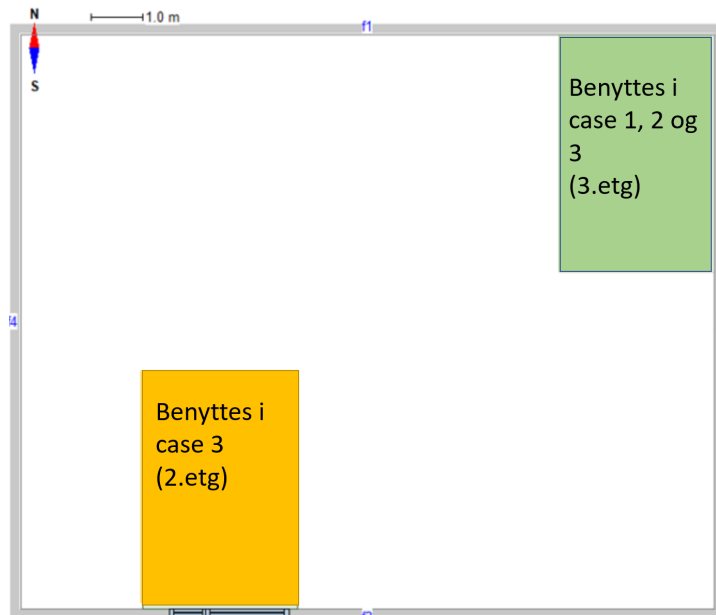
Rommet som modelleres tilsvarende et soverom i psykiatrisk avdeling ved Nytt Sykehus Drammen. Bygget er modellert som et passivhus. Informasjon om ytterveggens oppbygning er tilsendt på mail fra Erichsen & Horgen, se figur B.2. Tabell 5.1 viser dimensjon, isolasjonsevne og lufttetthet til bygget. U-verdiene kommer fra beregning i IDA ICE og samsvarer med passivhuskravet i henhold til NS 3701 (2012). Luftutskiftning og normalisert kuldebroverdi er funnet i standarden. Prosjekttegning av rommet kan sees i figur B.1. I case 1 og 2 er sonen plassert mot det nordøstlige hjørnet. Tre overflater er koblet mot omgivelsene, se figur 5.1. I case 3 er termisk inneklime undersøkt i sonen mot det nordøstlige hjørnet og i en sone mot sør, se figur 5.2. Den nordøstlige sonen er plassert i tredje etasje og sonen mot sør er plassert i annen etasje.

Tabell 5.1: Romgeometri og isolasjonsevne

Dimensjoner		Isolasjonsevne og bygningstetthet	
Bygningsdel	Verdi	Bygningsdel	Verdi
Gulvareal	13.8 m ²	U-verdi yttervegg	0.11 W/m ² K
Takhøyde	3 m	U-verdi tak	0.089 W/m ² K
Vindushøyde	1.96 m	U-verdi vindu (totalt for karm og rute)	0.8 W/m ² K
Vindusareal, stort	3.16 m ²	Luftutskiftning, <i>n</i>	0.6 h ⁻¹
Vindusareal, lite	1.37 m ²	Normalisert kuldebroverdi, ϕ''	0.03 W/m ² K



Figur 5.1: 3D-visning av soner i modell av soverom



Figur 5.2: Gulvplan for soner definert i modell av soverom

Rommene har ett stort og ett lite vindu som opptar en stor del av den ene ytterveggen. Det er antatt at vinduene har utvendig solskjerming som går ned når innstrålt effekt mot vinduene er 100 W/m^2 . g-verdien til vinduene er 0.09. Det er ikke mulig å åpne vinduene.

5.2.2 Klima

Forskningsspørsmålene tilknyttet case 1 og 2 fokuserer på luftbåren oppvarming under ulike oppvarmingsbehov. For å endre oppvarmingsbehovet er utetemperatur justert. I case 1 og 2 er dimensjonerende utetemperatur (DUT) i fire norske byer valgt. Byene inkluderer Bergen, Oslo, Vadsø og Kautokeino, og representerer en bred spredning i klimaforhold i Norge. DUT er den laveste middeltemperaturen målt over tre døgn på et geografisk område over en 30-årsperiode. Temperaturene er funnet fra Byggforsks artikkel 451.021 *Klimadata for termisk dimensjonering og frostsikring* (2018a). Tabell 5.2 viser dimensjonerende utetemperatur for de fire byene.

Tabell 5.2: Dimensjonerende utetemperatur (Byggforsk 2018a)

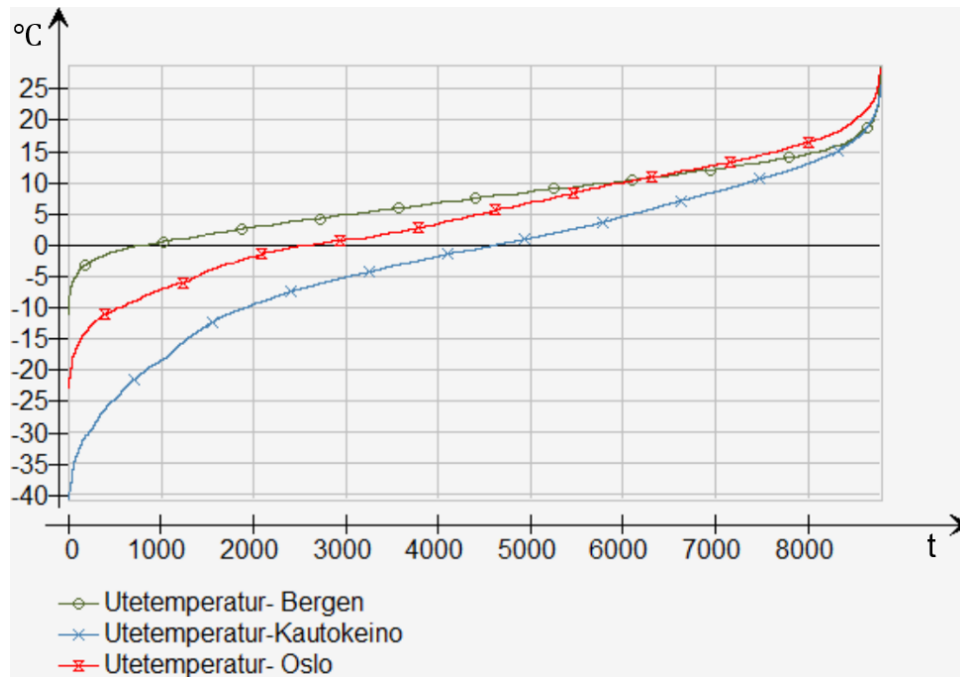
By	DUT
Bergen	$-12 \text{ }^\circ\text{C}$
Oslo	$-19.8 \text{ }^\circ\text{C}$
Vadsø	$-31.4 \text{ }^\circ\text{C}$
Kautokeino	$-46.7 \text{ }^\circ\text{C}$

Fire forenklete klimafilere er definert for hver by i case 1 og 2. Utetemperatur og innstrålt effekt fra solen er angitt i Microsoft Excel-filer, som deretter er gjort om til *prn*-format. Den dimensjonerende utetemperaturen i tilhørende by er konstant. Innstrålt effekt fra solen er satt lik 0 W/m^2 . Årsaken til at klimafilere defineres på denne måten er at den nye sonemodellen i IDA ICE ikke kan kjøres i en *Heating load*-simulering.

I case 3 undersøkes døgn- og sesongvariasjon av termisk komfort i de tre norske byene Bergen, Oslo og Kautokeino. Klimafilere er lastet ned fra Equa sine hjemmesider. Filene er *International Weather Energy*

Consumption 2 (IWEC 2) filer, og produsert av ASHRAE i 2011. Dataen baseres på værdata over 12-25 år.

Figur 5.3 viser varighetsdiagram for utetemperaturen i Kautokeino, Oslo og Bergen. Det er stor klimavariasjon mellom byene. Kautokeino kjennetegnes ved arktisk innlandsklima. Bergen har mildt kystklima. Kautokeino har omtrent fem ganger flere timer med kuldegrader enn Bergen. Høyeste temperatur som oppnås i løpet av året er omtrent $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ for alle byene.



Figur 5.3: Varighet for utetemperatur over et år i Bergen, Oslo og Kautokeino

Innstrålt effekt fra solen påvirker oppvarmingsbehov og kjølebehov. Passiv utnyttelse av innstrålt effekt reduserer varmebehovet som dekkes av ventilasjonsluften. I både Oslo og Bergen vil innstrålt effekt kunne utnyttes hele året. I Kautokeino er innstrålt effekt i desember og januar $0\text{ W}/\text{m}^2$. Solen står ikke opp i disse månedene. Grunnet midnattsol vil direkte innstrålt effekt være større enn $0\text{ W}/\text{m}^2$ i hele juni, og deler av mai og juli. Mer informasjon om klimafilene i case 1, 2 og 3 kan sees under del B.1.3.

5.2.3 Internlast

Informasjon om varmetilskudd fra internlast er supplert av Erichsen & Horgen AS. Varmetilskudd kan sees i tabell 5.3.

Tabell 5.3: Varmetilskudd fra internlast implementert i modell av soverom

Internlast	Verdi
Personer (à 100 W)	1 person
Belysning	$5\text{ W}/\text{m}^2$
Utstyr (TV-apparat)	50 W

Personer er plassert i nærheten av vinduene, der pulten står i soverommet. Plasseringen er av betydning for konveksjonstrømmer i sonemodellen, og beregning av operativ temperatur, PPD og PMV. Dette

oppgis av Equa AB. Aktivitetsnivået er 1 met , og bekledningsnivået er $0.75 \pm 0.25 \text{ clo}$. Intervallet gir mulighet for påkledning og avkledning etter vinter og sommerforhold, og er valgt etter tabell i Ingebrightsens *Ventilasjonsteknikk del I* (2015). Med disse forutsetningene bør optimal operativ temperatur med full bekleddning være $23 \pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$ for å oppnå termisk komfort tilsvarende kategori A (Standard Norge 2005). Optimal temperatur med laveste bekleddningsnivå er $25.5 \pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$. Aktivitetsnivå og bekleddningsnivå er antagelser.

I case 1 og 2 er det ikke definert en timeplan for utstyr, personer eller lys. Variasjon i varmetilskudd fra internlast tas ikke i betraktning. I case 3 er timeplan definert i henhold til informasjon supplert av bedriften. Mer informasjon om internlast i soverommet kan sees under del B.1.2.

5.2.4 Ventilasjon

Et sentralløst forvarmer ventilasjonsluften til $16 \text{ }^\circ\text{C}$. Dette inkluderer $1 \text{ }^\circ\text{C}$ temperaturøkning gjennom viften. I sonen er det plassert et elektrisk varmebatteri som varmer opp luften fra sentralløstet. Systemet som er modellert kan sees i figur 1.1. Pådraget fra varmebatteriet reguleres med en PI-regulator etter gjennomsnittlig romtemperatur. Det er forutsatt at temperaturforskjell mellom gulv og tak varierer med ulikt oppvarmingsbehov. I litteraturstudiet er det sett at høyere temperatur i øvre delen av sonen oppstår ved større tillufttemperatur. Valget av regulering gjør det derfor enklere å sammenligne resultater fra de ulike tilfellene, enn regulering ved hjelp av en sensor plassert i en angitt høyde i rommet. Settpunktet for oppvarming er $22 \text{ }^\circ\text{C}$ og $26 \text{ }^\circ\text{C}$ for kjøling, etter opplysning fra Erichsen & Horgen AS. Ventilasjonssystemet som er implementert i modellen er et konstant volumsystem.

En rund aksiell tilluftsåpning er plassert 0.1 m under taket for å sikre at tilluftsstrålen er halvfri. Tilluftsventilen det er tatt utgangspunkt i tilsvarende en Elegant VE-160 Bakkantventil fra Systemair, se figur 5.4. Tilluftsventilen er plassert på kortveggen av rommet og blåser ventilasjonsluften i retning vinduet. En beregning er utført for å bestemme faktoren K fra ligning 2.10 og verdien er diskutert med veileder. I det virkelige soverommet er det planlagt en ventil med radielt spredningsmønster, men dette kan ikke modelleres i IDA ICE. Avtrekket er plassert på samme vegg som tilluftsventilen. Tre høyder på avtrekket er benyttet i modellene, 0.1 m , 2 m og 2.6 m over gulvet. Tabell 5.4 viser inndata for avtrekk og tilluftsventil. Flere detaljer om ventilasjonssystemet kan sees under del B.1.4.



Figur 5.4: Elegant VE-160, SystemAir (shop.systemair.com 2020)

Tabell 5.4: Inndata for avtrekk og tilluftsventil i soverom

Parameter	Verdi
Åpningsareal tilluftsventil	0.03 m ²
Åpningsareal avtrekk	0.01 m ²
K	4
Høyde tilluftsåpning	2.9 m
Høyde avtrekk	0.1 m/2 m/2.6 m

Ettersom samme åpningsareal er benyttet for case 1, 2 og 3, vil Arkimedestallet øke med samme faktor for alle tilfeller. Avstanden til veggen på andre siden av rommet er 4.6 m i alle caser, slik at ligning 2.12 blir:

$$Ar(4.6) \sim Ar(0) \left(\frac{4.6}{\sqrt{0.03}} \right)^2 = 705.3 Ar(0) \quad (5.1)$$

5.2.5 Fremgangsmetode

Case 1

Formålet med case 1 er å undersøke hvordan tilluftsstrålens oppdriftskrefter og treghetskrefter påvirker luftbevegelse og temperaturfordeling i rommet ved ulike oppvarmingsbehov. Hvordan overflatetemperatur på yttervegger og vinduer påvirker temperaturfordelingen skal også granskes. Tre ulike luftmengder er benyttet for å undersøke betydningen til strålens treghetskrefter. 86 m³/h, eller 24 l/s, tilsvarer minimum ventilasjonsmengde for rommet, i henhold til krav for et kategori I bygg (Standard Norge 2019). 116 m³/h tilsvarer ventilasjonsmengden som er planlagt i soverommet i psykiatrisk døgnplass. For å undersøke luftbevegelser ved stor utgangshastighet fra tilluftsventilen er 180 m³/h valgt. Dette er omtrent dobbelt så mye som kravet. Avtrekket er satt 0.1 m over gulvet.

Følgende parametre logges i case 1:

- Vertikalt temperaturprofil
- Temperatur og hastighet langs tilluftsstrålen
- Overflatetemperatur på vinduer og østvendt yttervegg
- Temperatureffektivitet

Temperatur i sonen, samt temperatur og hastighet i tilluftsstrålen, er hentet fra 3D-visning i IDA ICE. Punkter og høyder som er lest av kan sees under del B.1.5. Overflatetemperaturer er hentet fra tabeller i simuleringresultatene. Temperatureffektivitet er beregnet med ligning 2.7, og verdier er også hentet fra tabell i utdata. I kapittel 4 er det funnet at tilluftsstrålens bevegelse ned i sonen ikke hensyntas dersom den treffer på en vegg normalt. Personbevegelse er heller ikke beregnet av sonemodellen. Det er derfor besluttet å kommentere hastighet i oppholdssonen ut ifra teori beskrevet i del 2.4.3 og 2.4.4, samt funn fra forskning i del 3.4.

Tabell 5.5 viser åtte caser som er undersøkt. Casene er sortert etter ventilasjonsmengden og utgangshastigheten. Den dimensjonerende utetemperaturen benyttet i de ulike casene er inkludert i tabellen.

Tabell 5.5: Tilfeller undersøkt i case 1

Case	Luftmengde [m^3/h]	Utgangshastighet, U_0 [m/S]	DUT [$^{\circ}C$]
Case 1A	86	0.66	-46.7
Case 1B	86	0.66	-31.7
Case 1C	86	0.66	-19.8
Case 1D	86	0.66	-12
Case 1E	116	0.9	-31.7
Case 1F	116	0.9	-19.8
Case 1G	180	1.4	-46.7
Case 1H	180	1.4	-12

Case 2

Formålet med case 2 er å undersøke hvordan høyden på avtrekket påvirker temperaturfordeling og omrøring i rommet ved ulike oppvarmingsbehov. Ventilasjonsmengden som benyttes er $86 m^3/h$. Følgende parametre er undersøkt i case 2:

- Tilluftstemperatur
- Vertikalt temperaturprofil
- Varmebehov dekket av ventilasjonsluft
- Temperatureffektivitet

Vertikalt temperaturprofil er lest av fra samme punkter som i case 1. Varmebehovet som suppleres av ventilasjonsluften og tilluftstemperatur er hentet fra tabell i simuleringresultater. Luftbevegelser og ventilasjonssystemets ytelse kommenteres ut ifra teori fra del 2.4.5 og funn fra forskning presentert i kapittel 3.5. Tabell 5.6 viser åtte caser som er simulert. Casene er sortert etter avtrekkshøyden som undersøkes. Tabellen inkluderer dimensjonerende utetemperatur benyttet i de ulike casene.

Tabell 5.6: Tilfeller undersøkt i case 2

Case	Høyde over gulvet [m]	DUT [$^{\circ}C$]
Case 2A	0.1	-46.7
Case 2B	0.1	-31.7
Case 2C	0.1	-19.8
Case 2D	0.1	-12
Case 2E	2.0	-31.7
Case 2F	2.0	-19.8
Case 2G	2.6	-46.7
Case 2H	2.6	-12

Case 3

I case 3 undersøkes klimatiseringsprinsippets påvirkning på termisk komfort. Avtrekket er plassert 0.1 m over gulvet og ventilasjonsmengden er 116 m³/h. Resultater kommenteres ut ifra teori presentert i del 2.2.

Simuleringer er gjort for et helt år i Bergen, Oslo og Kautokeino. Dette er gjort for å gi et overordnet bilde av klimatiseringsprinsippets effekt på termisk inneklima. Kun det nordøstlige hjørnet er tatt i betraktning i disse simuleringene. Følgende parametre er logget:

- PPD og PMV
- Operativ temperatur i soverommet
- Tillufttemperatur

Under del 2.2 er ulike parametre som påvirker lokal termisk komfort presentert, i tillegg til operativ temperatur. Ett vinterdøgn og sommerdøgn er simulert for å granske disse parametrene. Resultater fra vinterdøgn er hentet fra den nordøstlige sonen, og resultater fra sommerdøgn er hentet fra den sørvendte sonen. Alle vinterdøgn er fra januar, og sommerdøgn er fra juli. Simuleringer er gjort for hver av byene, og følgende parametre er hentet ut:

- Vertikal temperaturgradient
- Operativ temperatur
- Hastighet i sonen (kun sommerdøgn)

Varighetstid diagram for tillufttemperatur, og teppeplot av PPD, PMV og operativ temperatur er hentet fra simuleringresultatene. Vertikal temperaturgradient er lest av på samme måte som i case 1 og 2. Når ventilasjonsluft benyttes til kjøling er det fare for at tilluftstrålen avløses fra taket og faller ned i oppholdssonen. Dette skyldes at strålens oppdriftskrefter virker nedover. Derfor er hastighet i sonen under sommerdøgn gjort rede for. Både operativ temperatur og hastighet i sonen under sommerdøgn er hentet fra 3D-visning i IDA ICE. Resultater gjelder kl. 12.00 på dagen når brukere er våkne. I tillegg er gjennomsnittlig romtemperatur, operativ temperatur, utetemperatur, tillufttemperatur logget for hele døgnet. Det samme gjelder varmebalansen. Parametrene er simulert for å samle dokumentasjon om døgnene som undersøkes, og resultater kan sees under del B.4.2. Døgnsimuleringer utgjør seks caser som kan sees i tabell 5.7, sortert etter døgn som undersøkes. Tabellen inkluderer sonen og byen simuleringresultater er hentet fra.

Tabell 5.7: Tilfeller undersøkt i case 3

Case	Døgn	By	Sone
Case 3A	Vinterdøgn	Kautokeino	Nordøstvendt sone
Case 3B	Vinterdøgn	Oslo	Nordøstvendt sone
Case 3C	Vinterdøgn	Bergen	Nordøstvendt sone
Case 3D	Sommerdøgn	Kautokeino	Sørvendt sone
Case 3E	Sommerdøgn	Oslo	Sørvendt sone
Case 3F	Sommerdøgn	Bergen	Sørvendt sone

5.3 Resultater

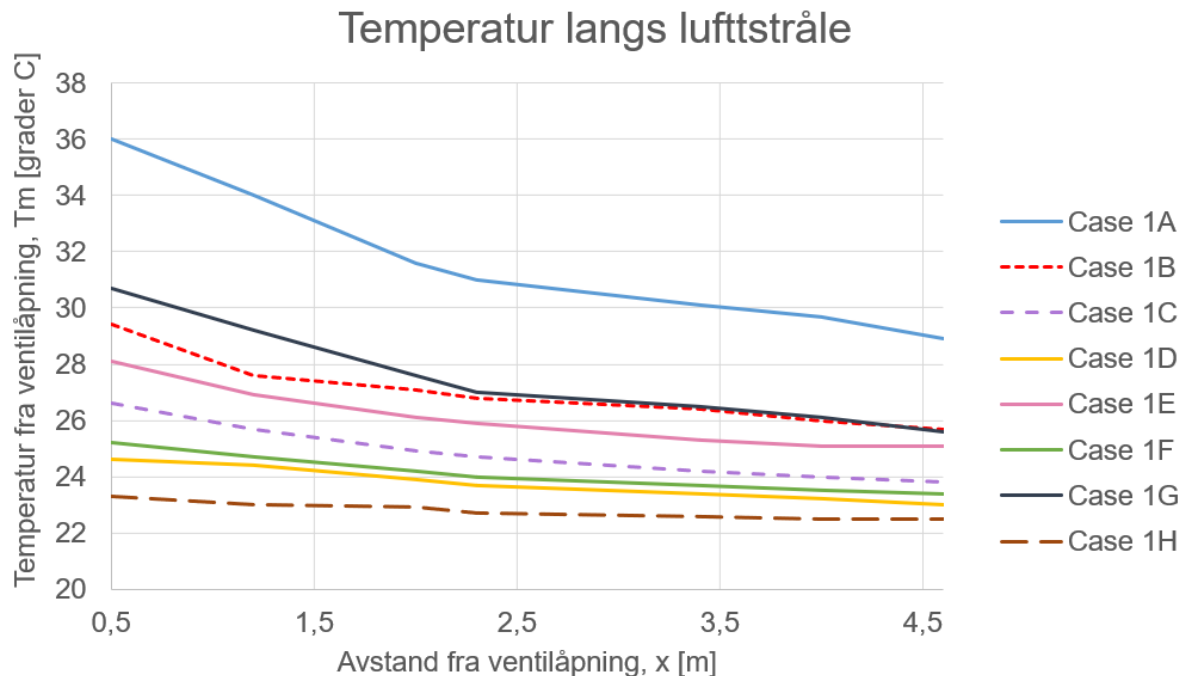
5.3.1 Case 1

Case 1 undersøker åtte caser med ulik ventilasjonsmengde og utetemperatur. I case 1A- 1D leveres $86 \text{ m}^3/\text{h}$ ventilasjonsluft til rommet med 0.66 m/s som utgangshastighet. I case 1E og 1F leveres $116 \text{ m}^3/\text{h}$ og utgangshastigheten er 0.9 m/s . Utgangshastigheten for $180 \text{ m}^3/\text{h}$ ventilasjonsluft er 1.4 m/s . Dette gjelder case 1G og 1H. Resultatenes tallverdier kan sees under del B.2.

Tabell 5.8 viser hvordan tillufttemperaturen justeres etter oppvarmingsbehov og ventilasjonsmengde i de åtte tilfellene. Figur 5.5 illustrerer tillufttemperatur langs strålen. Høyere tillufttemperatur resulterer i at strålen avkjøles raskere. Utetemperaturen bestemmer endring i tillufttemperatur ved endret ventilasjonsmengde. Dersom ventilasjonsmengden økes i Kautokeino reduseres tillufttemperaturen med $6.5 \text{ }^\circ\text{C}$. Se case 1A og 1G. I Bergen reduseres tillufttemperaturen med $1.2 \text{ }^\circ\text{C}$, se case 1D og 1H.

Tabell 5.8: Tillufttemperaturer i case 1

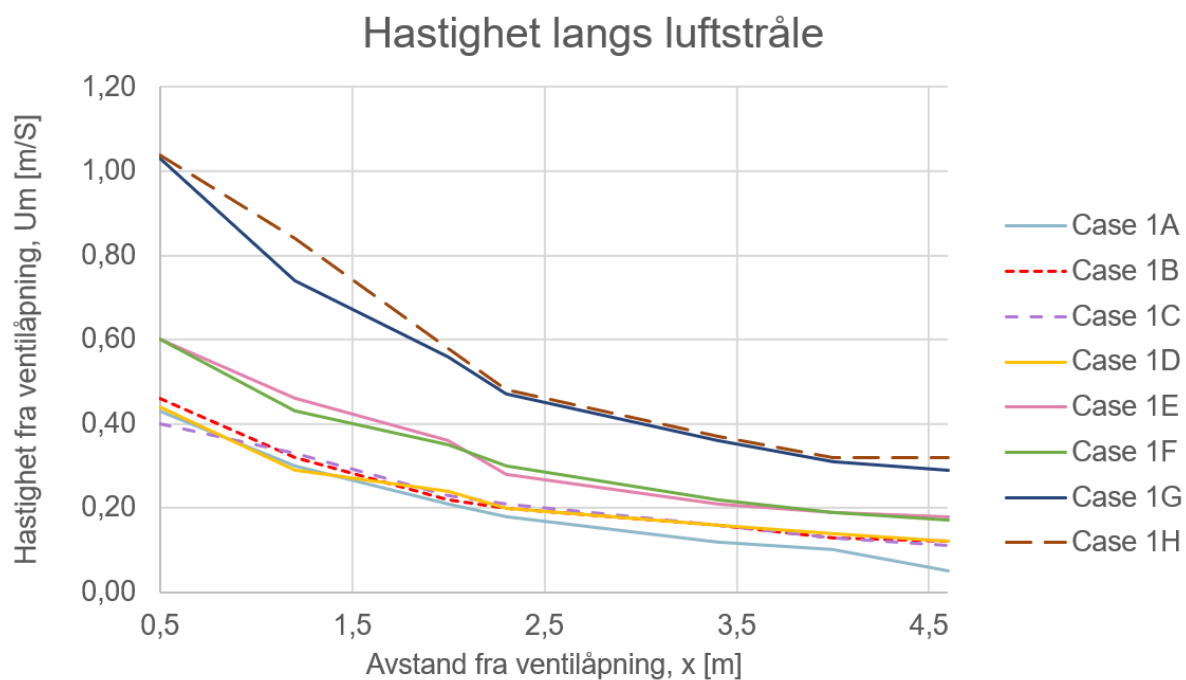
Case	Tillufttemperatur [$^\circ\text{C}$]
Case 1A	38.5
Case 1B	31.1
Case 1C	27.9
Case 1D	24.8
Case 1E	28.7
Case 1F	26.5
Case 1G	32
Case 1H	23.6



Figur 5.5: Maks temperatur langs strålen i case 1

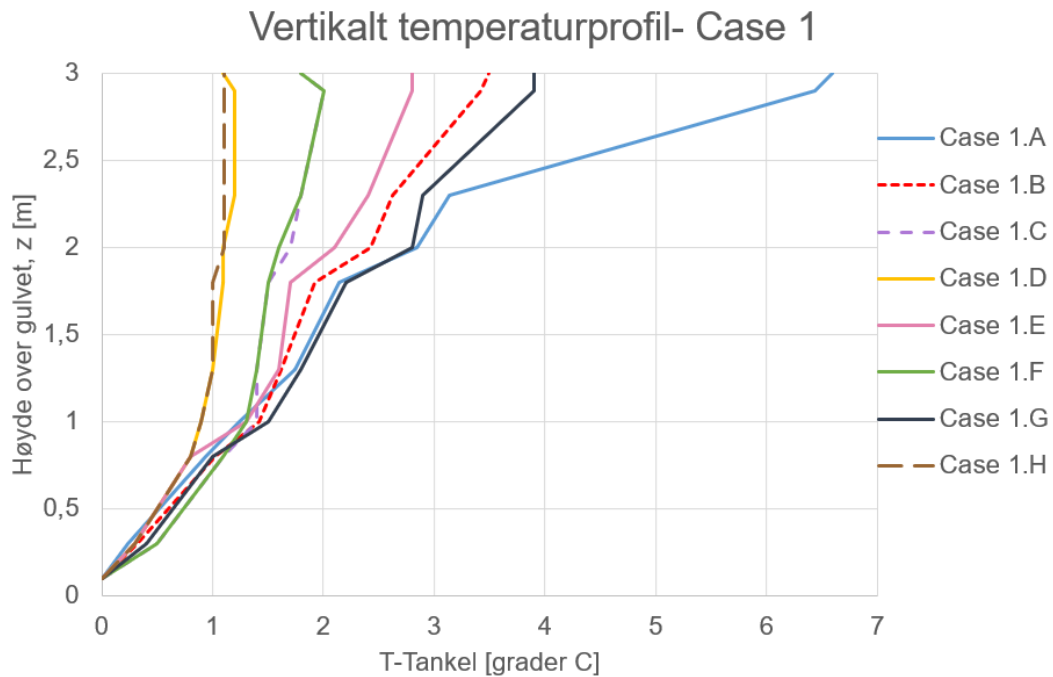
Figur 5.6 viser maks hastighet langs stråleforløpet i de åtte casene. Ventilasjonsmengden bestemmer

hastigheten ved den motstående veggen, 4,6 m fra ventilåpningen.



Figur 5.6: Maks hastighet langs strålen i case 1

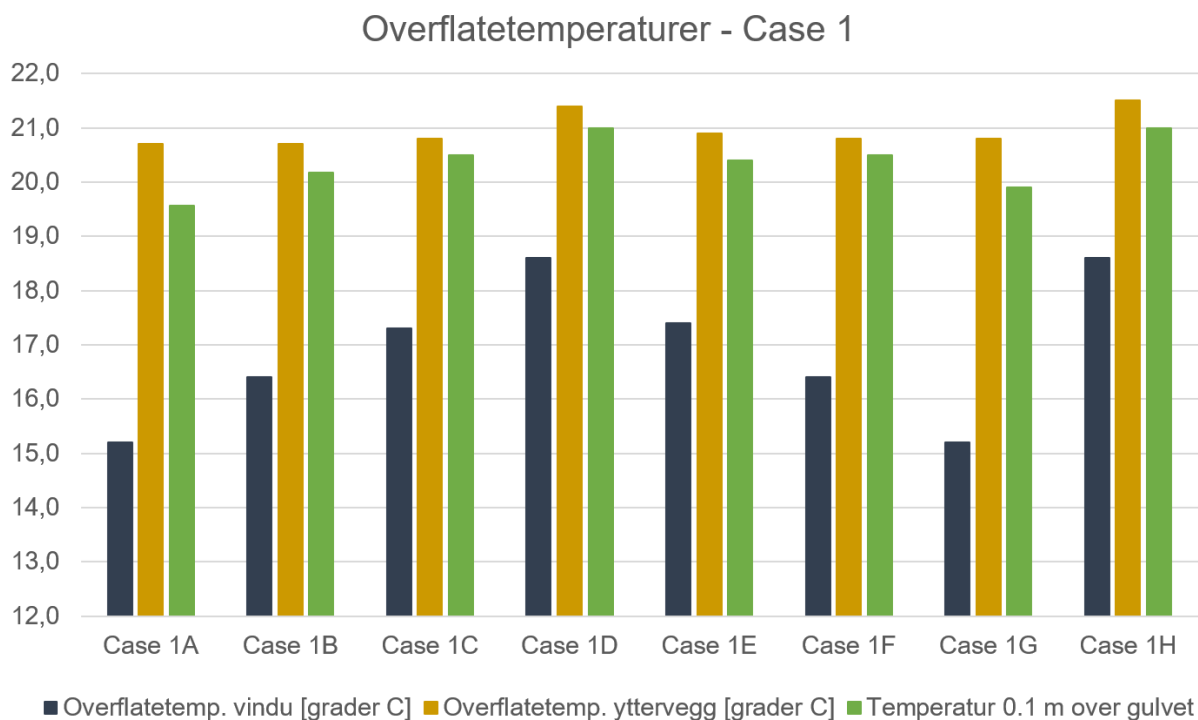
Figur 5.7 viser temperaturgradienten i de åtte casene. En flattere kurve betyr en mer ujevn temperaturfordeling. I en meter over gulvet øker temperaturen omtrent likt for alle casene. I case 1A, 1B, 1E og 1G er romluften lagdelt fra gulv til tak, og deler av den tilførte varmen stagnerer ved taket. I disse casene er DUT i Kautokeino og Vadsø benyttet. Ved lavere oppvarmingsbehov oppstår et tydeligere skille mellom det lagdelte området ved gulvet, og et område der temperaturen er tilnærmet konstant. Se case 1C, 1D, 1F og 1H. Tykkelsen på det nedre temperaturlaget er noe større i Oslo, sammenlignet med Bergen.



Figur 5.7: Vertikalt temperatur profil i case 1

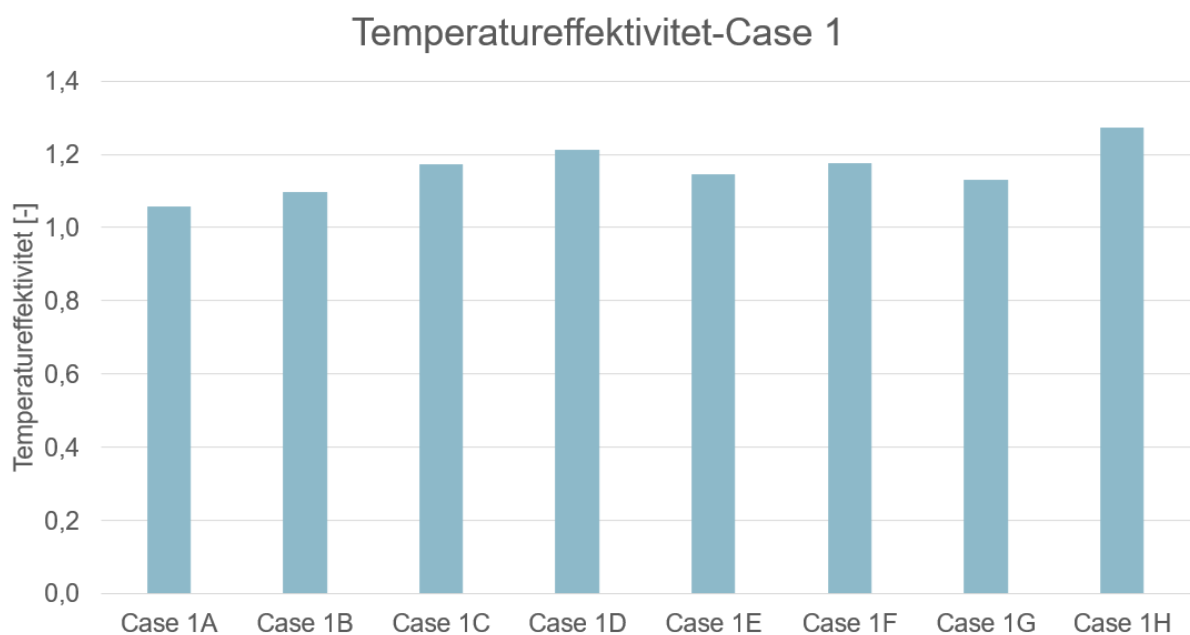
Redusert Arkimedesstall for en gitt DUT, som resultat av større ventilasjonsmengde, påvirker temperaturblandingen i tilfellene som benytter DUT i Kautokeino og Vadsø. Dette kan sees av sammenligning mellom case 1A og 1G, og case 1B og 1E. Tilfellene der DUT i Bergen og Oslo er benyttet er temperaturfordelingen uendret. Her er case 1D og 1H, og 1C og 1F sammenlignet. Det observeres at temperaturgradientenes rekkefølge fra venstre mot høyre i figur 5.7 samsvarer med tillufttemperaturens rekkefølge underfra og opp i figur 5.5.

Innvendig overflatetemperatur på vinduer og østvendt yttervegg kan sees i figur 5.8. Lufttemperatur 0.1 m over gulvet er inkludert i diagrammet. Overflatetemperaturen på ytterveggen er omtrent den samme for alle tilfellene. Temperaturen på innsiden av vinduene varierer derimot med ulik utetemperatur. Temperaturforskjellen mellom case 1A og 1D er for eksempel over 3 °C. Temperaturen i nedre del av rommet endres i liten grad mellom caser som benytter samme dimensjonerende utetemperatur. Det sees en sammenheng mellom dimensjonerende utetemperatur og temperatur ved gulvet. Mellom case 1A og 1D er temperaturforskjellen omtrent 1.5 °C.



Figur 5.8: Lufttemperatur 0.1 m over gulvet, og overflatetemperatur på yttervegg og vinduer i case 1

Figur 5.9 viser at temperatureffektivitet er over 1 i alle casene. I tilfeller der utetemperaturen er den samme, øker temperatureffektiviteten når ventilasjonsmengden økes. Her er 1A-1D sammenlignet med henholdsvis 1E-1G. Resultatene viser at avtrekket effektivt fjerner romluft med lav temperatur. Dette gjelder alle tilfellene. Høyere oppvarmingsbehov gir lavere temperatureffektivitet, se sammenligning mellom 1A og 1D.



Figur 5.9: Temperatureffektivitet i case 1

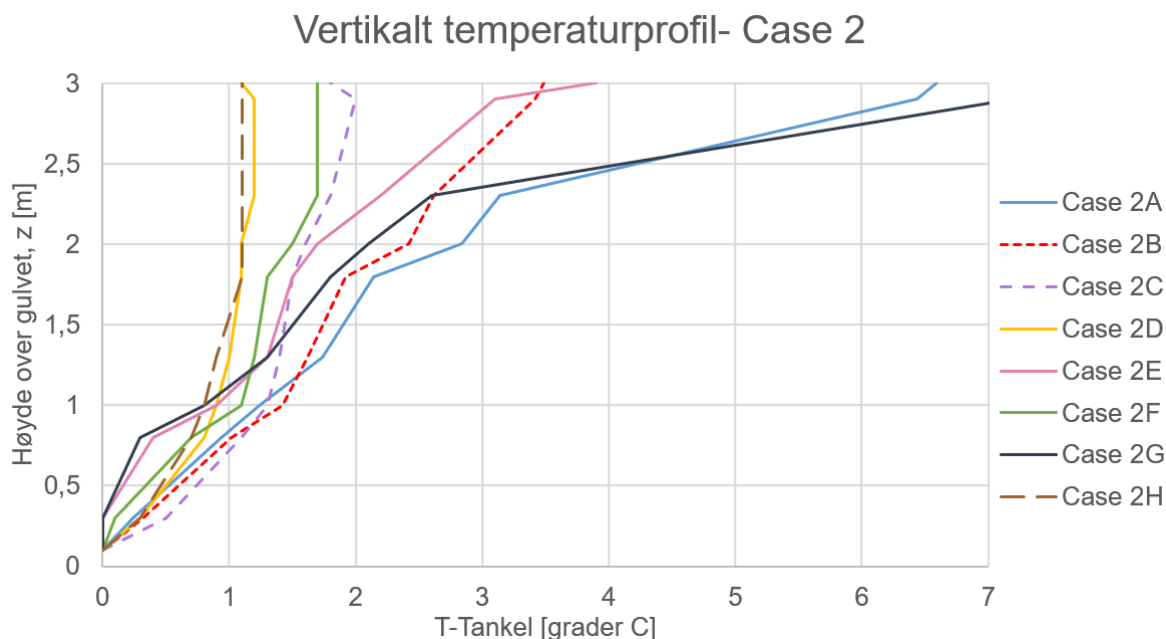
5.3.2 Case 2

I case 2 er tre høyder på avtrekket undersøkt. I case 2A- 2D er avtrekket plassert ved gulvet. I case 2E og 2F er avtrekket plassert 2 m over gulvet. Avtrekket er plassert 2.6 m over gulvet i case 2G og 2H. Tallverdier kan sees under del B.3. Tilluftstemperatur for hver case presenteres i tabell 5.9. Høyere avtrekk gir økning i tilluftstemperatur for alle utetemperaturer som er simulert. Utetemperaturen avgjør denne temperaturforskjellen. I Kautokeino øker for eksempel tilluftstemperatur med $5.5\text{ }^{\circ}\text{C}$, se case 2A og 2G. I Bergen øker tilluftstemperaturen på den annen side med $1.3\text{ }^{\circ}\text{C}$, se case 2D og 2H.

Tabell 5.9: Tillufttemperaturer i case 2

Case	Tillufttemperatur [$^{\circ}\text{C}$]
Case 2A	38.5
Case 2B	31.1
Case 2C	27.9
Case 2D	24.8
Case 2E	34.2
Case 2F	29.5
Case 2G	44
Case 2H	26.1

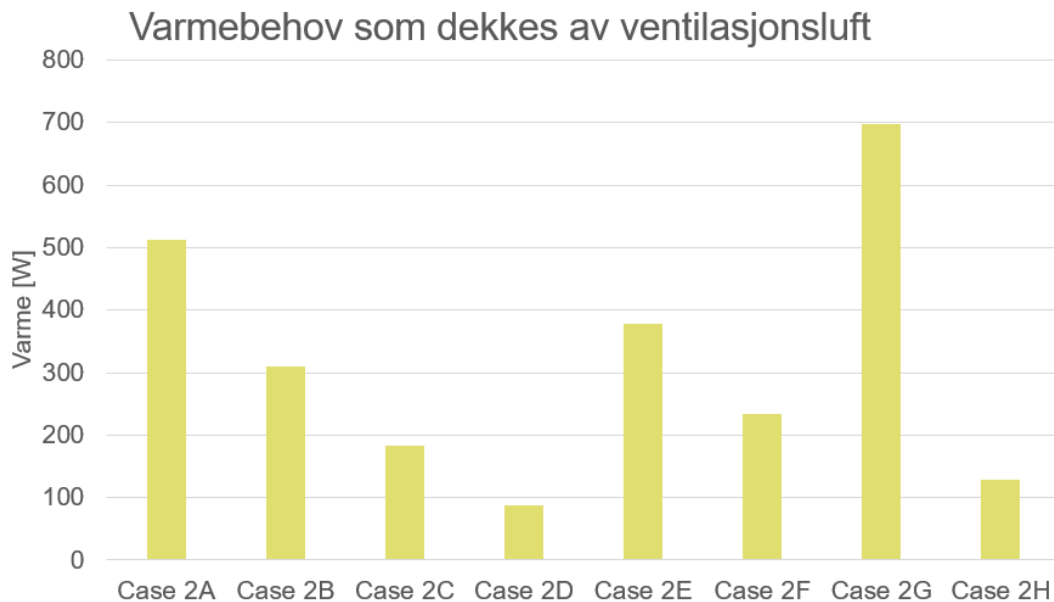
Figur 5.10 viser vertikalt temperaturprofil for de åtte tilfellene. For en gitt dimensjonerende utetemperatur forskyves temperaturprofilen mot høyre når avtrekket plasseres ved gulvet. Ved lavere oppvarmingsbehov er avstanden som profilet forskyves mindre. I Bergen er for eksempel temperaturprofilet omtrent det samme ved ulike avtrekkshøyder, se case 1D og 1G. I tilfellene som undersøker Kautokeino forskyves temperaturprofilet i større grad, se case 1A og 1G.



Figur 5.10: Vertikalt temperaturprofil i case 2

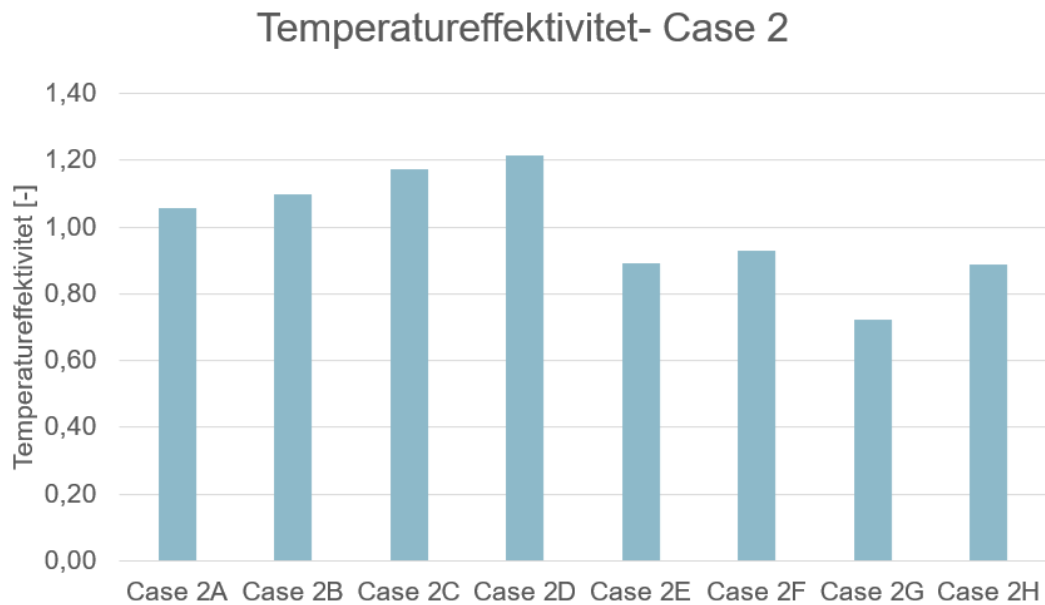
Figur 5.11 viser varmebehovet som dekkes av ventilasjonsluft for ulike avtrekkshøyder og utetemperaturer. Mer varme må suppleres med ventilasjonsluften for å dekke varmetapet dersom avtrekket plasseres

høyere i sonen. Dette gjelder for alle utetemperaturene som er undersøkt i case 2, og forårsakes av økningen i tillufttemperatur. Avtrekshøyden har størst betydning for varmebehovet i casene som benytter dimensjonerende utetemperatur i Kautokeino. Her er case 2A og 2G sammenlignet. Ved dimensjonerende utetemperatur i Bergen er avtrekrets høyde av lavest betydning for varmebehovet sammenlignet med de andre tilfellene. Her er case 2D sammenlignet med 2H.



Figur 5.11: Varmebehov dekket av ventilasjonsluft for ulike avtrekshøyder

Figur 5.12 viser temperatureffektivitet for de åtte tilfellene. Temperatureffektivitet er under 1 når avtrekket er plassert høyere på veggen. Dette antyder kortslutning av varme. Mest varme kortsluttes i Kautokeino, se case 1G. Kortslutning oppstår også i Bergen der oppvarmingsbehovet er lavest av alle tilfellene, se case 1H. I case 2E og 2F er avtrekket plassert lavere enn i case 2F og 2H, og oppnår derfor høyere temperatureffektivitet.



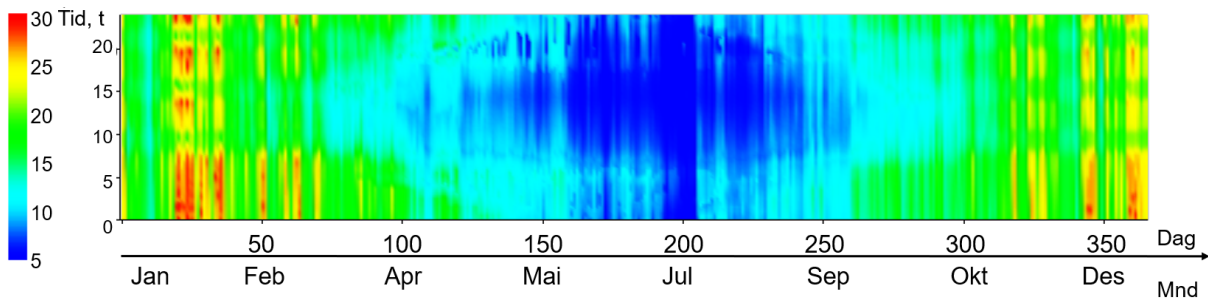
Figur 5.12: Temperatureffektivitet i case 2

5.3.3 Case 3

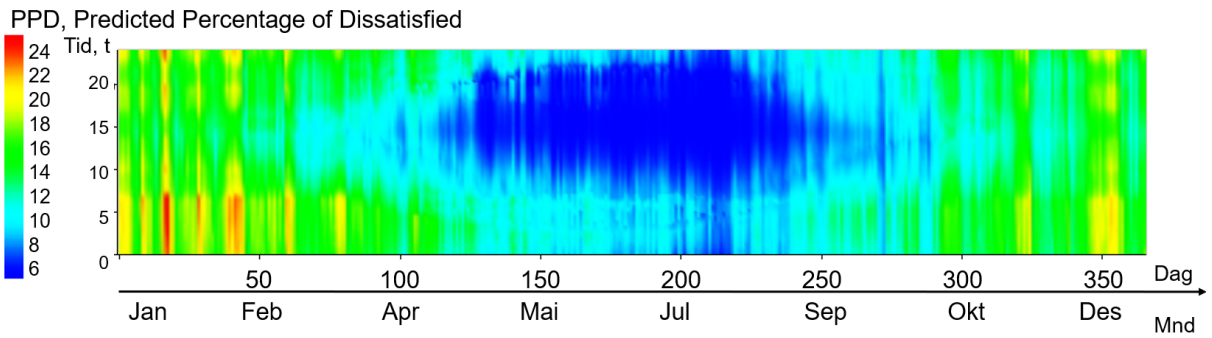
Helårssimulering

Figur 5.13, 5.14 og 5.15 viser PPD i henholdsvis Kautokeino, Oslo og Bergen. Døgnvariasjon kan sees på vertikal akse, og sesongvariasjon kan leses av horisontal akse. Termisk komfort varierer i stor grad gjennom året. Termisk ubehag observeres først og fremst i vintermånedene og deler av vår og høstmånedene. Høyest PPD oppstår på kveld og natt i vinterhalvåret. Kautokeino har flere timer med større termisk ubehag enn med Bergen og Oslo. På sommeren er PPD lav i alle byene, og flere timer er innenfor kategori A for termisk komfort (Standard Norge 2005). Dette oppstår på dagtid når brukere er våkne. Bergen har flere timer med redusert termisk komfort på sommerhalvåret, sammenlignet med Oslo og Kautokeino.

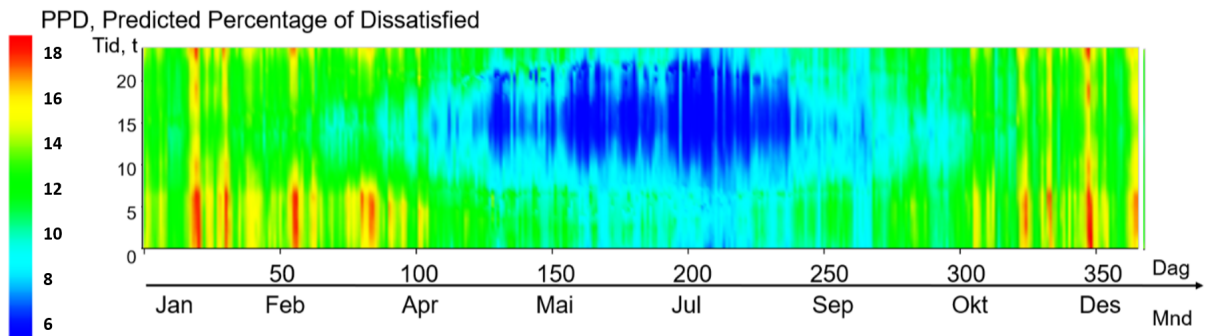
PPD, Predicted Percentage of Dissatisfied



Figur 5.13: Sesong- og døgnvariasjon av PPD i Kautokeino

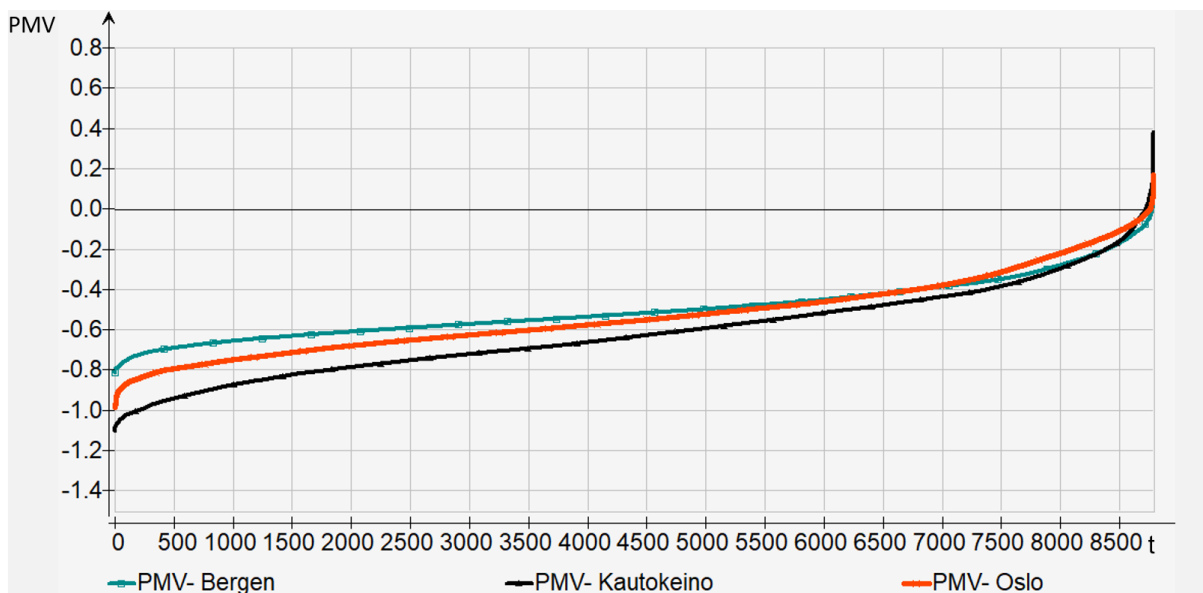


Figur 5.14: Sesong- og døgnvariasjon av PPD i Oslo



Figur 5.15: Sesong- og døgnvariasjon av PPD i Bergen

Figur 5.16 viser varighetsdiagram for PMV i Bergen, Oslo og Kautokeino. For et kategori A bygg må PMV være i intervallet $-0.2 - 0.2$, se tabell 2.3. Den største delen av året er PMV under dette. Det termiske ubehaget som er vist i figur 5.13- 5.15 skyldes derfor kaldt termisk inn klima.



Figur 5.16: Varighetsdiagram for PMV i Bergen, Oslo og Kautokeino

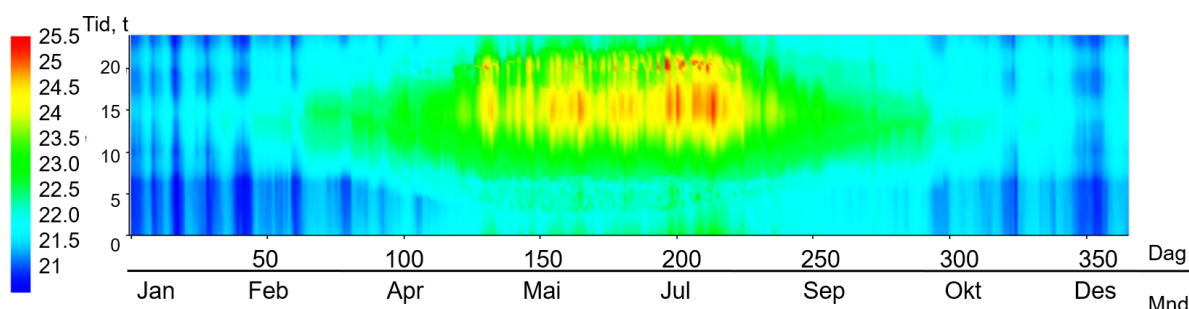
Klimaforhold varierer i stor grad mellom byene som er undersøkt. Tabell 5.10 oppsummerer antall timer der PMV er innenfor ulike kategorier for termisk komfort i henhold til NS 7730. I soverommet i Kautokeino oppstår flest timer med redusert termisk komfort, sammenlignet med Oslo og Bergen. Termisk komfort er innenfor kategori C eller dårligere over halve året. Oslo har flest timer innenfor kategori A.

Tabell 5.10: Antall timer innenfor kategorier for termisk komfort i henhold til NS 7730 (Standard Norge 2005)

By	Antall timer innenfor kategorier for termisk komfort			
	Kategori A	Kategori B	Kategori C	Dårligere enn kategori C
Kautokeino	360	1900	3000	3500
Oslo	760	2500	4250	1250
Bergen	360	2900	5250	250

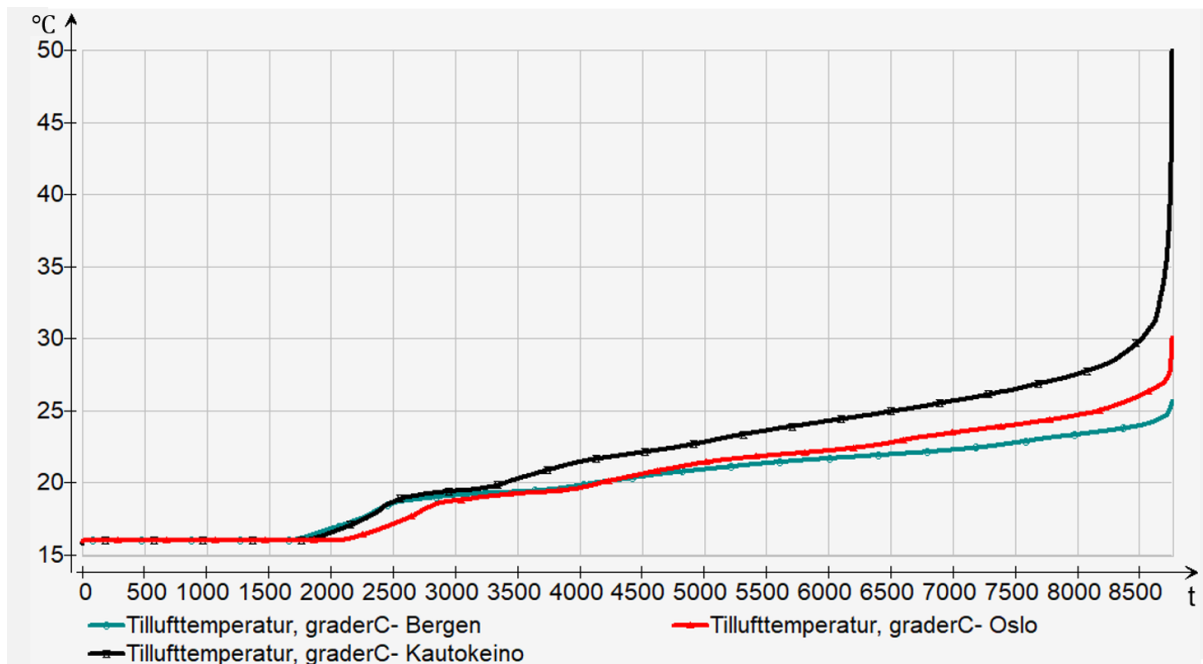
Komfortparametrene PMV og PPD er avhengig av den operative temperaturen. Sesong- og døgnvariasjon av operativ temperatur i Oslo kan sees i figur 5.17. Resultater for Bergen og Kautokeino kan sees i del B.4.1. I store deler av vinterhalvåret er operativ temperatur lavere enn optimal operativ temperatur. Dette med full påkledning og den angitte aktivitetsnivået. I sommerhalvåret er den operative temperaturen høyere. Brukere har muligheten til å kle av seg for å tilpasse sin egen termiske komfort. Operativ temperatur er innenfor kravet fra TEK 17 på 19-26 °C for alle klimatypene og over hele året.

Operativ temperatur, graderC



Figur 5.17: Sesong- og døgnvariasjon av PPD i Oslo

Figur 5.18 viser varighetsdiagram for tilluftstemperaturen over et år i Kautokeino, Oslo og Bergen. Tabell 5.11 angir antall timer ventilasjonsluft benyttes til oppvarming ($t_s > 22$ °C) eller er under 22 °C. I soverommet i Bergen og Oslo er ventilasjonsluftens temperatur under 22 °C over halve året. Kautokeino har flere timer med kuldegrader enn Oslo og Bergen. Flere timer med oppvarming via tilluft er derfor nødvendig i soverommet her. Soverommet i Kautokeino benyttes også høyere tillufttemperatur i løpet av et år, sammenlignet med de andre byene. I et utvalgt av timer er tillufttemperaturen lik angitt maksimumverdi på 50 °C.



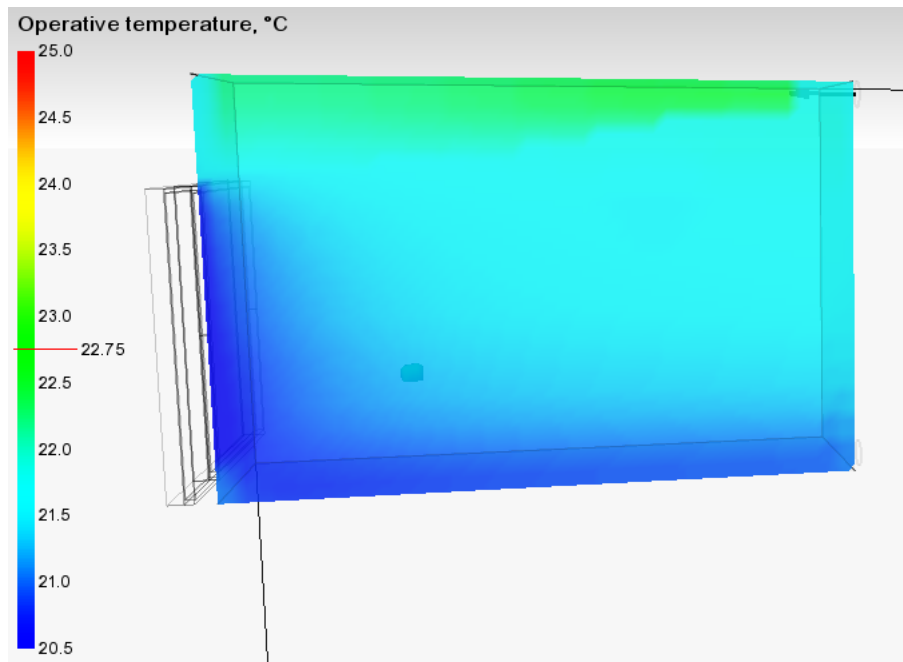
Figur 5.18: Varighetsdiagram for tillufttemperatur i Bergen, Oslo og Kautokeino

Tabell 5.11: Antall timer i et år der ventilasjonsluftens temperatur er over eller under $22\text{ }^{\circ}\text{C}$

By	Antall timer	
	$t_s > 22\text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_s \leq 22\text{ }^{\circ}\text{C}$
Kautokeino	4760	4000
Oslo	3250	5510
Bergen	3250	5510

Døgnsimuleringer

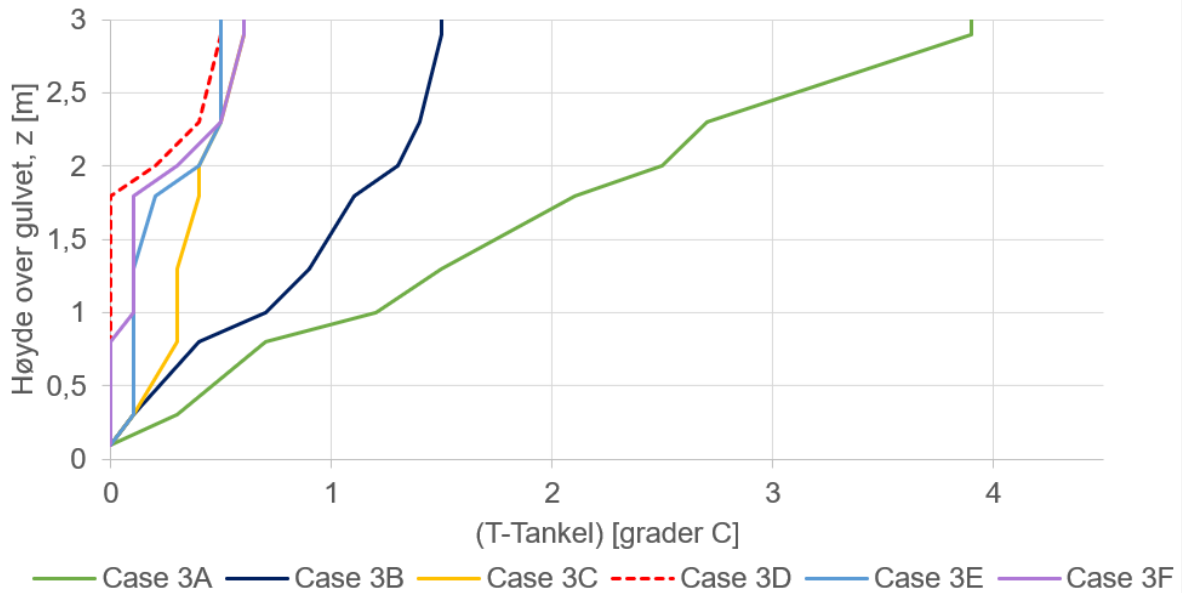
Figur 5.19 viser operativ temperatur i sonen på en vinterdag i Oslo, case 3B. Lavest operativ temperatur oppstår i nærheten av vinduer og ved gulvet. Operativ temperatur på en vinterdag i Kautokeino og Bergen kan sees i figur B.31 og B.36. Lignende resultat sees her. Resultater fra sommerdøgnene kan sees under del B.4.2.



Figur 5.19: Operativ temperatur i soverommet for et vinterdøgn i Oslo, case 3.B

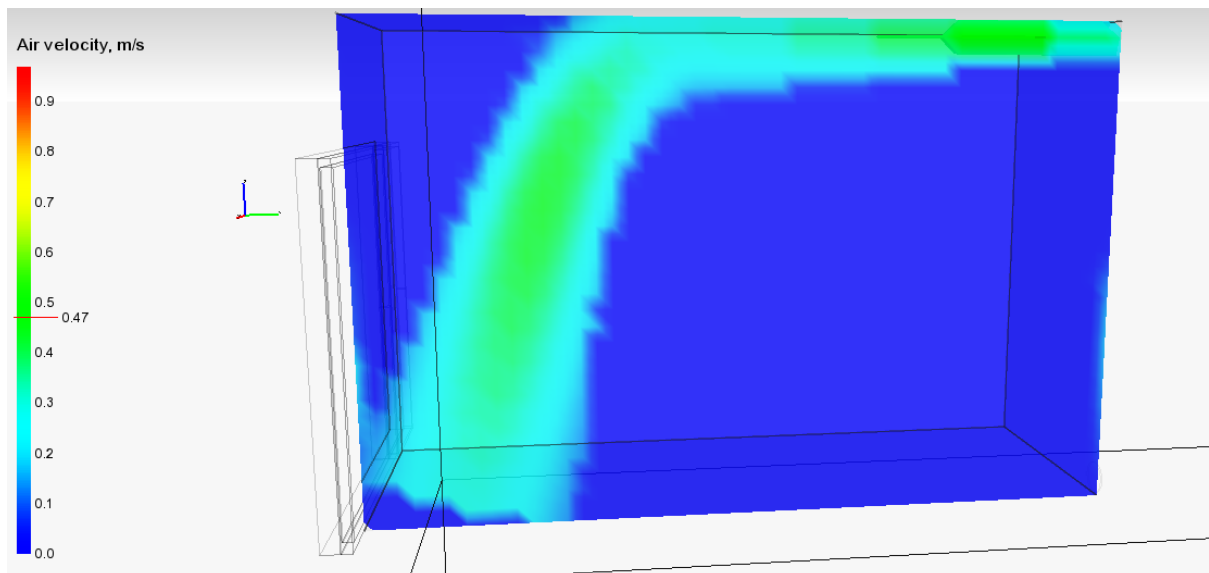
Figur 5.20 viser vertikal temperaturgradient i case 3A-3F. Tallverdier kan sees i figur B.48. I Kautokeino, Oslo og Bergen er utetemperaturen henholdsvis $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ og $0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Vertikal temperaturgradient tilfredsstillende kravet til kategori A for lokal termisk komfort i alle vinterdøgn. Større tillufttemperatur øker temperaturforskjellen mellom gulv og tak, og følgelig er vertikal temperaturgradient størst i Kautokeino, case 3A. Totalt har romluften i soverommet i case 3A større ujevn temperaturfordeling sammenlignet med case 3B og 3C. Temperaturforskjellen mellom gulv og tak er under $0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ i case 3D-3F. Her benyttes ventilasjonsluften til kjøling. Temperaturforskjellen i soverommet i Bergen, case 3C, er lik som sommerdøgnene. Forskjellen er at romluftens temperatur øker i nedre del av rommet i case 3C, og i case 3D-3F øker temperaturen i nærheten av taket.

Vertikal temperaturgradient - døgnsimulering i case 3



Figur 5.20: Vertikalt temperaturprofil for et vinterdøgn i Kautokeino, Oslo og Bergen

Figur 5.21 viser hastighet i sonen i case 3E, en sommerdag i Oslo. Lignende resultat kan observeres i sommerdøgnene i Bergen og Kautokeino, se figur B.40 og B.47. Figuren viser at strålen avløses og faller ned i sonen. Dette oppstår kl. 12.00 på dagen og ved $16\text{ }^{\circ}\text{C}$ tillufttemperatur. Hastighet i oppholdssonen overskrider kravet i henhold til NS 16798, se tabell 2.3, og kan gi trekkfølelse i soverommet. Strålens avløsning er avhengig av tilluftstemperaturen.



Figur 5.21: Hastighet i sonen for et sommerdøgn i Oslo, case 3E

5.4 Analyse av resultater

5.4.1 Analyse

Case 1

Case 1 undersøker effekten som tilluftsstrålens treghetskrefter og oppdriftskrefter har på temperaturfordeling og luftbevegelser i rommet. Lavere Arkimedestall oppnås med høyere hastighet og lavere temperatur på tilluftstrålen. For tilfellene gjøres dette ved høyere ventilasjonsmengde eller utetemperatur. Ettersom Arkimedestallet øker med samme faktor for alle tilfellene, som sett av ligning 5.1, er lavere Arkimedestall i ventilåpning fordelaktig. Det kan antas at temperaturfordelingen i rommet først og fremst avhenger av tillufttemperaturen. Tilluftsstrålens bevegelsesmengde er av mindre betydning for strålens omrøring med romluft. Dette kan sees ved sammenligning av tillufttemperatur og vertikal temperaturprofil for alle åtte caser. Større tillufttemperatur gir større avstand mellom og utflating av temperaturprofilene. Teori beskrevet under del 2.4.3 støtter antagelsen.

I litteraturstudiet er det observert at tilluftstrålens Arkimedestall bestemmer formen på det vertikale temperaturprofilen. Resultatene viser at høyt Arkimedestall gir lagdelt romluft fra gulv til tak. Lavt Arkimedestall gir konstant temperatur i øvre del av rommet. Her er det vertikale temperaturprofilen delt i to lag, slik det er sett under del 3.2. Resultatene støtter altså funn fra litteraturstudiet. Effekten er avhengig av oppvarmingsbehovet ettersom dette avgjør nødvendig tillufttemperatur og dermed Arkimedestallets verdi. Funn fra tidligere forskning presentert i del 3.2 gav ikke svar på forventet tykkelse av lagene. Resultatene antyder at tykkelsen av det lagdelte området avhenger av hvor mye varme som kommer ned mot gulvet, som igjen avhenger av tillufttemperaturen. I resultatene utgjør temperaturlaget med konstant temperatur den største delen av soverommet.

Vinduer har lavest isolasjonsevne av bygningsdelene i rommet og oppnår lavest overflatetemperatur. I henhold til teori beskrevet under del 2.4.4 bidrar kalde bygningsdeler til termisk lagdeling, ved at romluft kjøles ned og synker mot gulvet. I del 3.3 kom det frem at overflatetemperatur på vinduer påvirker lagdelingen i rommet under vinterforhold, også i passivhus. Resultater fra case 1 antyder det samme, og støtter dermed teori og forskning. Dette bør allikevel undersøkes nærmere, ettersom temperaturen ved gulvet også påvirkes av tillufttemperaturen og andre faktorer. I litteraturstudiet er det gjort rede for at kaldrassikring ikke er nødvendig med passivhusvinduer. Studier som kommenterer kaldras ser på utetemperatur ned mot $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$. I et utvalg av tilfeller under case 1 er lavere utetemperatur benyttet. Kaldras er i tillegg avhengig av vinduenes størrelse. Oppgaven undersøker ikke behovet for kaldrassikring, og det foreslås å granske dette ytterligere.

Oppvarmingsbehovet og utetemperaturen avgjør temperaturfordelingen i rommet. Høyere tillufttemperatur og lav utetemperatur gjør romluftens lagdeling mer stabil. Passivhus har god isolasjonsevne, og oppvarmingsbehovet i slike bygg er lavt. I del 2.4.1 er det diskutert at høy temperaturforskjell mellom gulv og tak, og stabil lagdeling, resulterer i dårligere omrøring av ventilasjonsluft i oppholdssonen. Ujevn temperaturfordeling i soverommet er observert for tilfellene med dimensjonerende utetemperatur i Kautokeino og Vadsø. Redusert ventilasjonseffektivitet forventes altså her.

Case 2

Hensikten med case 2 var å undersøke avtrekkshøydens betydning på temperaturfordeling og luftbevegelser i rommet. Funn fra forskningsartikler presentert i del 3.5 og teori beskrevet under del 2.4.5 antyder at varme kortsluttes dersom avtrekket plasseres ved himlingen. Temperatureffektiviteten og resultater angående varmebehovet dekket av ventilasjonsluft antyder samme resultat, og støtter dermed teorien og forskningen.

Større varmemengde må suppleres dersom avtrekket flyttes mot himlingen. Reguleringen sørger for høyere tillufttemperatur, som fører til at en mindre del av varmen supplert av ventilasjonsluften kommer ned i sonen. Dette forårsaker forskyvningen av temperaturprofilen ved to ulike avtrekkshøyder, og samsvarer med teori beskrevet under del 2.4.5.

Avtrekkhøydens betydning for energibehovet, temperaturfordeling og ventilasjonseffektivitet avhenger av oppvarmingsbehovet, ettersom høyere oppvarmingsbehov gir større tillufttemperatur og mer varme ved taket. En større del av ventilasjonsluften og varmen kortslettes når avtrekket plasseres ved himlingen, sammenlignet med tilfeller som har lavere oppvarmingsbehov. Varmebehovet dekket av ventilasjonsluft øker i større grad for å kompensere for denne kortslutningen. Dette er observert ved sammenligning av tilfellene i Bergen og Kautokeino, og Vadsø og Oslo.

Resultatene viser at når varmetapet i passivhus dekkes av luftbåren oppvarming er det mest gunstig å ha avtrekket lenger ned i sonen. Dette både med tanke på energiforbruk og inneklimate.

Case 3

Målet med case 3 var å undersøke sesong- og døgnvariasjoner i termisk komfort i ulikt norsk klima, samt faktorer som påvirker lokal termisk komfort. Termisk ubehag i soverommet oppstår grunnet kjølig inneklimate, og flest timer med ubehag er registrert i vinterhalvåret. Dette skyldes stråling fra kalde vindusflater. Lav operativ temperatur observeres også ved gulvet, og skyldes nedkjølt romluft. Overflate-temperatur på vinduene avhenger av utetemperaturen, som betyr at det termiske inneklimate påvirkes av klimaforhold i byene. Flere timer med kuldegrader og lavest utetemperatur oppstår i Kautokeino. Dette forårsaker størst ubehag her. Valg av ventilasjonsmengde, varmetilskudd fra internlast og klimaforhold er et utvalg av faktorer som påvirker resultatene fra helårssimuleringene og døgnsimuleringene. Døgnene som er valgt i denne oppgaven viser et begrenset utvalg av klimaforhold. Kaldere og varmere vinter- og sommerforhold forventes. For å kunne avgjøre hvordan luftbåren oppvarming påvirker termisk komfort i norsk klima bør et bredere spekter av blant annet romgeometri, brukerlast og klimaforhold undersøkes.

Stråling fra vinduer er avhengig av vinduene størrelse, som er svært store i casen som undersøkes. Høyest PPD som oppstår på kveld og natt antas å ikke påvirke brukeren, ettersom han/hun ikke er våken. Antagelser om bekledning- og aktivitetsnivået påvirker den termiske komforten som er gitt fra simuleringene. I tillegg gir komfortparametrene PMV og PPD kun et estimat på komfort, ettersom termisk komfort er en subjektiv opplevelse. Brukeren er plassert i nærheten av vinduet, og plassering endres ikke gjennom døgnet eller året. Ettersom vinduet gir kald stråling er dette en årsak til det store termiske ubehaget som er observert.

I få timer av året er utetemperaturen lavere enn i de undersøkte vinterdøgnene. Ved dimensjonerende utetemperatur i Bergen, Oslo og Kautokeino er også den vertikale temperaturgradienten godt under 3 K , som sett under case 1 og 2. Det antas derfor at vertikal temperaturgradient ikke gir lokalt termisk ubehag i soverommet i hverken av byene. Fra resultatene kommer det frem at høy temperaturforskjell mellom gulv og tak oppstår, selv om vertikal temperaturgradient tilfredsstiller komfortkrav. Dette fører til redusert ventilasjonseffektivitet. I oppgaven er det ikke undersøkt hvor stor del av året dette er et problem.

Det er observert at ventilasjonsluft er under $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ halve året eller mer med de undersøkte klimaene. Når kald ventilasjonsluft suppleres ved taket kan tilluftsstrålen avløses og falle ned i sonen. Dette kan gi følelse av trekk. Forholdene som er undersøkt i sommerdøgnene kan forventes opp mot 2000 timer av året i alle klimatyper. Trekk og lokal termisk ubehag ansees som en utfordring i soverommet under sommerhalvåret. Det foreligger et behov for å undersøke nærmere hvordan klimatiseringsprinsippet påvirker

inneklima når tilluften er under $22\text{ }^{\circ}\text{C}$. Utenfor tilluftstrålen er avlest hastighet i oppholdssonen lik null. I et virkelig rom kan luftbevegelser som skapes av personbevegelse gi følelse av trekk. Luftbevegelser fra denne typen kilder hensyntas ikke av IDA ICE, som beskrevet under kapittel 4. Trekkfølelse kan derfor ikke kommenteres ytterligere i denne oppgaven. Del 3.4 kommenterer lignende resultater fra annen forskning, der andre simuleringsverktøy er benyttet. Et fullskala eksperiment kan være nødvendig for å undersøke lufthastighet i sonen nærmere.

5.4.2 Feilkilder

Inneklima er avhengig av en rekke faktorer som er gjensidig avhengige. I denne oppgaven er kun ett type rom undersøkt. Romgeometri, brukerlast, type innblåsning av ventilasjonsluft, ventilasjonsmengde og klimaforhold er blant annet begrenset av oppgavens omfang. Varmtilskudd fra internlast er tilpasset rommet som undersøkes. Dette begrenser konklusjoner som kan fattes fra resultatene i de tre casene.

Forenklete situasjoner er modellert for case 1 og 2. I modellene er varmetilskudd fra internlast og utetemperatur konstant, og solinnskudd fjernet. Syntetiske caser er dermed modellert for å isolere parametrene av interesse for de tilhørende casene. I et virkelig rom er faktorene som påvirker inneklima i kontinuerlig endring. Inneklima påvirkes i tillegg med en tidsforsinkelse fra endrede vær- og klimaforhold, innblåst lufttemperatur fra ventilasjonssystemet, endring i internlast og lignende. Resultater som presenteres for case 1 og 2 kan ikke tolkes som representative for et rom under dynamiske grensebetingelser. Casene gir derimot et innblikk i hvordan utvalgte faktorer påvirker inneklima isolert sett.

Under del 3.4 er det belyst et behov for å granske betydning til strålens hastighet. Ettersom strategien for å øke utgangshastigheten i case 1 fører til redusert tillufttemperatur, isolerer ikke casen hverken den ene eller den andre parameteren. For å isolere hastigheten kunne en case variert åpningsarealet på tilluftsventilen, og holdt ventilasjonsmengden konstant. Endring av enten ventilasjonsmengde eller åpningsareal er ikke representativt for justeringer som gjøres i praksis på den undersøkte systemtypen.

I IDA ICE angis bekledningnivået enten innenfor et intervall eller med en timeplan. I case 3 er førstnevnte benyttet og bekledningnivået er satt for våkne brukere. Om natten er det en mulighet for at bekledningnivået er høyere enn det som er angitt i modellen, ettersom en dyne isolerer kroppen bedre enn vinterklær for innendørs bruk. Dette er en feilkilde som bidrar til at økt termisk ubehag observeres om natten. Variasjon i aktivitetsnivå kan ikke defineres i IDA ICE. Når brukere sover vil aktivitetsnivå være lavere enn *1 met*. Aktivitetsnivået, som er satt for våkne brukere, kan antas å bidra til å veie opp for manglende bekledning på natten og kvelden. En løsning for å kun representere komfort når brukeren er våken er å sette soverommet tomt på natten.

Usikkerhet i resultatene er knyttet til IDA ICE 5.0 som simuleringsprogram. Valideringen presentert i kapittel 4 viste til usikkerhet i bygging av modell, måling av parametre og sammenligning av simuleringsresultater og målinger. Avlesning fra IDA ICE sin 3D visning er unøyaktig. Luftbevegelser i oppholdssonen, som følge av tilluftstrålens bevegelse ned vegg, tas ikke hensyn til dersom strålen treffer på en vegg normalt. Temperaturen er uniform i ulike luftlag vertikalt, slik at temperaturvariasjoner i en gitt høyde ikke inkluderes. Operativ temperatur er ikke validert. Forenklet beregning av overflatetemperatur i IDA ICE påvirker konveksjonstrømmer ved flatene og effekten som overflatetemperaturen har på lagdelingen av romluften. Resultater presenteres med forbehold om denne usikkerheten.

I modellene suppleres varme med ventilasjonsluft for å opprettholde gjennomsnittstemperatur på $22\text{ }^{\circ}\text{C}$. I et virkelig rom reguleres tillufttemperaturen ved hjelp av en sensor. Denne må plasseres i et punkt i rommet eller i avtrekket, slik at temperaturforhold i oppholdssonen er godt representert. Plassering av sensoren har stor betydning for varmemengden og tillufttemperaturen som tilføres rommet. Dersom

sensoren plasseres høyere opp i sonen tilføres en lavere varmemengde, ettersom temperaturen øker mot taket. Plasseringen kan påvirke hvordan det vertikale temperaturprofil utvikles i rommet. Oppgaven undersøker ikke hvordan sensorplasseringen påvirker temperaturblanding og luftbevegelser.

I resultatene fra case 3 observeres det at tilluftstemperaturen øker til en angitt maksverdi på $50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Dette skyldes at temperaturen bruker tid på å stabilisere seg i ulike luftlag etter pådrag fra varmebatteriet. Problemet oppstår ved høyt oppvarmingsbehov, og er sett i større grad når en sensor benyttes for å regulere tillufttemperaturen. Dette er beskrevet nærmere under del B.1.4. Resultatet kommer ikke av feilberegning i IDA ICE, men heller oppførselen til varm ventilasjonsluft i et virkelig rom, ifølge Equa. Omfanget av problemet er ikke utforsket ytterligere i oppgaven.

En del av problemstillingen til denne oppgaven omhandler luftbevegelser i rommet. Funksjoner som kunne gitt mer informasjon om luftbevegelsene er ikke en del av parametrene som IDA ICE simulerer eller kommer til å simulere i kommersiell versjon. CO_2 -konsentrasjon og luftalder i ulike deler av rommet hadde for eksempel vært verdifullt som utdata. Besvarelse av denne delen av problemstillingen er derfor begrenset. Usikkerhet er knyttet til antagelser som er gjort ut ifra teori og forskning.

Konklusjon og videreføring av arbeid

Denne oppgaven har undersøkt luftbåren oppvarming med konstante volumsystem (CAV) i passivhus. Hovedfokuset har vært på klimatiseringsprinsippets effekt på luftbevegelser og temperaturfordeling i rommet under dimensjonerende utetemperatur, samt sesong- og døgnvariasjon av termisk komfort. Det er dannet teoretisk grunnlag for ikke-isoterm lufttilførsel. Teoristudiet har belyst at tilluftsstrålens treg- hetskrefter og oppdriftskrefter, isolasjonsevnen til ulike bygningsdeler og avtrekkventilens høyde over gulvet er av betydning for inneklimate. Krav for tilfredsstillende termisk inneklimate og luftkvalitet er også presentert. Parametrene som er gjort rede for inkluderer vertikal temperaturgradient, hastighet i opphold- sonen og trekkfare, PPD og PMV, operativ temperatur og krav til ventilasjonsmengde. Et litteraturstudie er benyttet til å belyse erfaringene med luftbåren oppvarming i moderne bygninger. Betaversjon av IDA ICE 5.0 med innebygd sonemodell for luftbevegelser er benyttet til å besvare problemstillingen. Et soverom i psykiatrisk avdeling ved Nytt Sykehus Drammen er valgt som eksempel rom i simuleringene. Klima i Bergen, Oslo, Vadsø og Kautokeino er benyttet. Validering av programvaren er gjort med et full- skala eksperiment og tilhørende modell av eksperimentet. Med dette er alle delmål som er introdusert i kapittel 1 gjennomført.

6.1 Konklusjon

Resultater viser at luftbevegelser og temperaturfordeling i rommet først og fremst avhenger av tilluft- temperaturen. Dette støttes av teori beskrevet under kapittel 2. Årsaken er at oppdriftskrefter i strålen får større betydning langs stråleforløpet, sammenlignet med strålens bevegelsesmengde. Formen på det vertikale temperaturprofilet avhenger også av tillufttemperaturen. Dette stemmer overrens med funn fra tidligere forskning presentert i kapittel 3. Romluften er lagdelt fra gulv til tak under dimensjonerende utetemperatur i Vadsø og Kautokeino. I soverommet i Bergen og Oslo oppstår lagdeling kun i nederste delen av rommet, og lufttemperaturen er konstant over dette. Oppvarmingsbehovet avgjør tillufttempe- raturen. I passivhus er isolasjonsevnen god, slik at oppvarmingsbehovet er lavere sammenlignet med eldre bygg. Den simulerte temperaturforskjellen mellom gulv og tak er høy under dimensjonerende ute- temperatur i Vadsø og Kautokeino. Her forventes redusert ventilasjonseffektivitet. Resultater viser at konveksjonstrømmer ved vindusflater er av betydning for romluftens lagdeling. Spesielt påvirkes tem- peraturen i nedre del av rommet. Dette samsvarer med funn fra litteraturstudiet. Innvendig overflatetem- peratur på vinduer avhenger av isolasjonsevnen til bygget og utetemperaturen. Lavest temperatur ved gulvet er observert i soverommet plassert i Kautokeino. Her er overflatetemperaturen på vinduet lavest og tillufttemperaturen høyest, sammenlignet med de andre tilfellene som er undersøkt.

Avtrekkventilens høyde over gulvet påvirker inneklima og energibruken til ventilasjonssystemet. Resultater viser at varmen tilført av ventilasjonsluft kortsluttes dersom avtrekket plasseres ved himlingen. I henhold til litteraturstudiet fører dette til redusert ventilasjonseffektivitet. Avtrekkehøydens betydning for inneklima og energibruk avhenger av oppvarmingsbehovet. Ved økende oppvarmingsbehov oppstår høyere temperaturforskjell mellom gulvet og taket. Dersom avtrekket plasseres ved himlingen må en større varmemengde tilføres rommet for å kompensere for kortslutningen, sammenlignet med tilfellene der oppvarmingsbehovet er lavere. Dette er sett ved sammenligning av tilfellene i Bergen og Kautokeino, og Oslo og Vadsø.

Ettersom soverommet befinner seg på et sykehus er kategori A for termisk komfort i henhold til NS 7730 ønsket. Termisk komfort i soverommet tilfredsstiller kategori A i 760 timer av året eller mindre for alle undersøkte klima. Inneklimaet kategoriseres som kjølig med bekledningsnivået 0.5-1.0 *clo* og aktivitetsnivå 1 *met*. Resultater viser at redusert komfort oppstår i fyringsperioden, med størst ubehag på kveld og natt. Dette ubehaget oppleves ikke ettersom brukere sover. Det antas at bekledningsnivået er høyere enn angitt i denne perioden siden en dyne har høyere isolasjonsevne enn vinterklær for innendørs bruk. Termisk ubehag skyldes stråling fra kalde vinduer. Brukeren i modellen er plassert i nærheten av vinduet hele døgnet og året. Dette er en årsak til at redusert komfort observeres. Overflatetemperatur på vinduer avhenger av utetemperaturen, som betyr at termisk komfort påvirkes av klima i byen som undersøkes. Soverommet i Oslo har flest timer med termisk komfort innenfor kravet til kategori A sammenlignet med de andre byene. Her med 760 timer. I soverommet i Kautokeino er termisk komfort innenfor kategori C eller dårligere over halvparten av året.

Klima bestemmer tillufttemperaturen som benyttes i løpet av året. I Bergen er høyeste tillufttemperatur lik 25 °C, og i Oslo er den 30 °C. I Kautokeino er tillufttemperaturen større enn Oslo og Bergens høyeste tillufttemperatur i henholdsvis 2000 timer og 300 timer av året. Vertikal temperaturgradient gir ikke lokalt termisk ubehag i soverommet i hverken av byene. Trekk er observert med 16 °C tillufttemperatur og skyldes tilluftstrålens avløsning fra taket. I alle klima benyttes denne tillufttemperaturen i 2000 timer av året. Lokalt termisk ubehag grunnet trekk forventes på dagtid i sommermånedene i alle byer. Termisk komfort avhenger av blant annet brukerlast, solinnstråling, bekledning- og aktivitetsnivå, samt variasjon i utetemperatur. For å avgjøre hvordan luftbåren oppvarming med CAV påvirker termisk komfort i norsk klima må et bredere spekter av eksempelrom og klimaforhold undersøkes.

6.2 Videre arbeid

I oppgaven er det tatt utgangspunkt i ett eksempelrom. Varmetilskudd fra internlast, ventilasjonsmengde og klimaforhold er begrenset av oppgavens omfang. Dette er valgt for å sikre kvalitet på inndata og utdata. I videre arbeid anbefales det å undersøke luftbevegelser og temperaturblanding ved et bredere spekter av brukermønster, romgeometri og klimaforhold. Det anbefales også å granske hvordan klimatiseringsprinsippet påvirker termisk komfort når ventilasjonsluften benyttes til kjøling. Sammenhengen mellom CO₂-konsentrasjon, ventilasjonseffektivitet og temperaturfordeling i rommet bør undersøkes ytterligere. Hvordan overflatetemperatur på vinduer påvirker romluftens lagdeling og behovet for kald-rassikring under vinterforhold bør også undersøkes. I oppgaven er regulering av tillufttemperatur ikke studert. Sensorens plassering og dødbåndet som tillufttemperaturen reguleres innenfor påvirker energibruken og inneklima til oppvarmingssystemet. Det anbefales å granske dette nærmere i videre arbeid.

Under kapittel 2 ble faktorer som påvirker luftbevegelser og temperaturfordeling i rom som benytter varmluftsoppvarming presentert. IDA ICE 5.0 kan ikke i skrivende stund benyttes til å simulere forskjellige tilluftsventiler. Personbevegelse eller flytting av objekter i rommet er ikke inkludert i sonemodellen. Et fullskala eksperiment kan være nødvendig for å undersøke luftbevegelser i oppholdssonen nærmere.

Ulike plasseringer av tilluftsventil er ikke undersøkt i oppgaven. Siden disse faktorerene også påvirker inn klima bør dette undersøkes i videre arbeid.

Det anbefales å fortsette arbeidet når IDA ICE 5.0 blir kommersielt tilgjengelig. Brukergrensesnittet i 3D-visning til simuleringsprogrammet svekker troverdigheten til resultater. Dette skal fikses i ferdig versjon av programmet, ifølge Equa AB. I den kommersielle versjonen vil også interaksjon mellom strømningsselementer beregnes mer nøyaktig. For å gi IDA ICE 5.0 mer troverdighet anbefales det å fortsette valideringen av programvaren. Dette inkluderer også parametrene som allerede er validert i oppgaven.

Bibliografi

- ASHRAE (2016). *Technical FAQ*. Tekn. rapp. ASHRAE. URL: <https://www.ashrae.org/File%20Library/Technical%20Resources/Technical%20FAQs/TC-04.03-FAQ-35.pdf>.
- Astma- og allergiforbundet (2006). “10 gode råd til deg med pollenallergi”. I: Lest: 19.10.2019. URL: <https://www.naaf.no/fokusomrader/allergi-og-overfølsomhet/pollenallergi/10-gode-rad-til-deg-med-pollenallergi/>.
- Awad, A. S mfl. (2008). “An experimental study of stratified flow in enclosures”. I: *Applied thermal engineering*. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431108000033>.
- bosch-diy.com (2020). *PTD1*. Lest: 20.02.2020. URL: <https://www.bosch-diy.com/gb/en/p/ptd-1-0603683000-v33616>.
- Byggforsk, SINTEF (2018a). “451.021 Klimadata for termisk dimensjonering og frostsikring”. I: *Byggforskserien*. URL: https://www.byggforsk.no/dokument/204/klimadata_for_termisk_dimensjonering_og_frostsikring.
- (2018b). “533.102 Vinduer. Typer og funksjoner”. I: *Byggforsk*. URL: https://www.byggforsk.no/dokument/437/vinduer_typer_og_funksjoner.
- Calay, R., B. A. Borresen og A. E. Holdø (2000). “Selective ventilation in large enclosures”. I: *Energy and buildings*. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778800000542>.
- creativecommons*. URL: <https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/deed.no>.
- Cushman-Roisin, B. (2019). *Environmental fluid mechanics*. Red. av John Wiley & Sons. John Wiley & Sons.
- Deng, H., Z. Feng og S Cao (2018). “Influence of air change rates on indoor CO2 stratification in terms of Richardson number and vorticity”. I: *Building and energy*. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360132317305759>.
- Direktoratet for byggkvalitet (2017). *Byggteknisk forskrift (TEK17) med veiledning*. URL: <https://dibk.no/byggereglene/byggteknisk-forskrift-tek17/>.
- Eriksson, L. mfl. (2012). “CFD- free, efficient, micro indoor climate prediction in buildings.” I: *NTNU Open*. URL: http://www.equa.se/dncenter/p1708_v7.pdf.
- Espinosa F.A .and Glicksman, L. R. (2016). “Determining thermal stratification in rooms with high supply momentum”. I: *Building and environment*. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360132316304401>.
- Etheridge, D. og M. Sandberg (1996). *Building ventilation : theory and measurement*. Red. av Wiley. Wiley.

-
- Feist, W. mfl. (2005). "Re-inventing air heating: Convenient and comfortable within the frame of the Passive House concept". I: *Energy and Buildings* 37.11. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778805001118>.
- Georges, L. mfl. (2019). "Validation of a transient zonal model to predict the detailed indoor thermal environment: case of electric radiators and wood stoves". I: *Building and Environment*. URL: <https://ntnuopen.ntnu.no/ntnu-xmlui/handle/11250/2592819>.
- Haagensen, Agnes (2019). "Oppvarming via tilluft som klimatiseringsprinsipp". Masteroppg. Norwegian School of Science og Technology (NTNU).
- Hansen, H. E., P. Kjerulf-Jensen og O. B. Stampe (2013). *Varme- og klimateknik : grundbog*. Red. av Danvak. 4. utg. Danvak.
- hioki.com (2020). *Hioki LR 8400-20*. Lest: 20.02.2020. URL: https://www.hioki.com/en/products/detail/?product_key=5613.
- ibuttonlink.com (2020). *DS1922L-F5 Thermochron iButton 8K -40 to 85C*. Lest: 20.02.2020. URL: <https://www.ibuttonlink.com/>.
- Ingebrigtsen, S. and (2015). *Ventilasjonsteknikk Del 1*. Red. av VVS-foreningen/Nemitek. VVS-foreningen/Nemitek.
- Johnsrud, S. (2013). "Termiske forhold ved fasade uten aktiv kaldrassikring: verifisering og utvikling av grunnlag for simuleringsmodeller". Masteroppg. NTNU.
- Krajčík, M., A. Simone og B. W. Olesen (2012). "Air distribution and ventilation effectiveness in an occupied room heated by warm air". I: *Energy and Buildings* 55, s. 94 –101. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778812004197>.
- Li, J. mfl. (2007). "Predicting Worker Exposure—The Effect of Ventilation Velocity, Free-Stream Turbulence and Thermal Condition". I: *Journal of Occupational and Environmental Hygiene* 4.11, s. 864–874. URL: <https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/15459620701665688>.
- Maivel, M., A. Ferrantelli og J. Kurnitski (2018). "Experimental determination of radiator, underfloor and air heating emission losses due to stratification and operative temperature variations". I: *Energy and Buildings* 166, s. 220 –228. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778817335144>.
- Mundt, E. mfl. (2004). *Ventilation Effectiveness*. Red. av REHVA. REHVA.
- Novacovic, V. mfl. (2007). *Enøk i bygninger - effektiv energibruk*. Red. av Gyldendal Undervisning. Gyldendal Undervisning.
- Nystad, C. (2017a). *Kompendium i ventilasjonsteknikk*. Red. av Munin. The Arctic University of Norway. Munin.
- (2017b). "Ventilation and Air Conditioning Technology- Educational". Masteroppg. Norges arktiske universitet. URL: <https://munin.uit.no/handle/10037/12979>.
- Olesen, B. mfl. (2001). "6- Target Levels". I: *Industrial Ventilation Design Guidebook*. Red. av Howard Goodfellow og Esko Tähti. San Diego: Academic Press, s. 355 –413. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780122896767500096>.
- Olesen, B. W. mfl. (2011). "Experimental Study of Air Distribution and Ventilation Effectiveness in a Room with a Combination of Different Mechanical Ventilation and Heating/Cooling Systems". I: *International Journal of Ventilation* 9.4, s. 371–383. URL: <https://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/14733315.2011.11683895>.
- Oversatt, ANSI/ASHRAE (2013). *Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality*. ANSI/ASHRAE.
- Passivhaus Institut (2015). *Passive House Institute- hvem er vi?* Lest: 31.01.2020. URL: https://passiv.de/de/01_passivhausinstitut/01_passivhausinstitut.htm.
- Pikos, K. og R. K. Calay (2001). "A numerical study of stratified layers in ventilated enclosures". I: *Emerging Technologies for Fluids, Structures and Fluid-Structure Interaction*.
- Polak, J. mfl. (2019). "Improving the performance of heat valve ventilation system: A study on the provided thermal environment". I: *Building and Environment* 164, s. 106338. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360132319305487>.
-

-
- Rabani, M. mfl. (2019a). "Performance analysis of an active diffuser in mixing ventilation for cell office by using numerical approach". I: *E3S Web Conf.* 111, s. 04033. URL: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201911104033>.
- Rabani, M. mfl. (2019b). "Performance assessment of all-air heating in an office cubicle equipped with an active supply diffuser in a cold climate". I: *Building and Environment* 156, s. 123 –136. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360132319302616>.
- Schaudienst, F. og F. U. Vogdt (2017). "Fanger's model of thermal comfort: a model suitable just for men?" I: *Energy Procedia* 132, s. 129 –134. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610217348051>.
- shop.systemair.com (2020). *VE 160 ELEGANT Bakkantventil*. Lest: 14.03.2020. URL: <https://shop.systemair.com/no-NO/ve--160--elegant--bakkantventil/p139219>.
- SINTEF Byggforsk (mai 2017). "421.505 Godt inneklime i yrkesbygninger". I: *Byggforskserien*. URL: https://www.byggforsk.no/dokument/195/godt_inneklime_i_yrkesbygninger.
- Skåret, E. (2000). *Ventilasjonsteknisk håndbok*. Red. av Norges byggforskningsinstitutt. 1000. utg. Bd. Håndbok 48. s.23-26, s.43-46, s. 184-190. Norges byggforskningsinstitutt.
- Standard Norge (2005). *NS-EN ISO 7730, Ergonomi i termisk miljø*. Standard Norge. URL: standard.no.
- (2012). *NS 3701 Kriterier for passivhus og lavenergibygninger - Yrkesbygninger*. Standard Norge.
- (2019). *NS-EN 16798 Ventilasjon i bygninger, del 1 og 2*. Standard Norge. URL: [Standard.no](http://standard.no).
- Stensaas, L.I (2008). *Ventilasjonsteknikk 1 : grunnlaget og systemer*. nob. Red. av Skarland Press. 4. utg. Oslo: Skarland Press.
- Thunshelle, K. (2016). *Oppvarming via tilluft- veiledning og krav for næringsbygg med energiambisjoner*. Tekn. rapp. SINTEF. URL: https://www.sintefbok.no/book/index/1107/oppvarming_via_tilluft.
- Tomasi, R. mfl. (2013). "Experimental evaluation of air distribution in mechanically ventilated residential rooms: Thermal comfort and ventilation effectiveness". I: *Energy and Buildings* 60, s. 28 –37. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778813000200>.
- tsi.com (2020). *Velocicalc Multi-Function Ventilation Meter 9565*. Lest: 20.02.2020. URL: <https://tsi.com/products/ventilation-test-instruments/multi-function-ventilation-meters/velocicalc-multi-function-ventilation-meter-9565/>.
- ttseries.com (2020). *dpm TT 570 Micromanometer 1 Pascal Resolution*. Lest: 20.02.2020. URL: <https://www.ttseries.com/product/dpm-tt570-low-res-micromanometer/>.

Vedlegg til kapittel 4

A.1 Målinger

A.1.1 Trykkmåling i avtrekk og tilluftsventil

Figur A.1 viser resultater fra trykkmåling.

	Trykk			
	Tilluft		Avtrekk	
	720	360	720	360
Målepunkt 1	15	4	10	3
Målepunkt 2	15	4	10	3
Målepunkt 3	15	4	10	3
Målepunkt 4	15	4	10	3
Målepunkt 5	15	4	10	3
Målepunkt 6	14	5	10	3
Målepunkt 7	14	5	10	3
Målepunkt 8	14	5	10	3
Målepunkt 9	14	5	10	3
Målepunkt 10	14	5	10	3
Gjennomsnitt	14,5	4,5	10	3
	Beregnet luftmengde			
	Tilluft		Avtrekk	
	720	360	720	360
Ønsket ventilasjonsmengde	720	360	720	360
Beregnet ventilasjonsmengde	727,92	405,51	779,82	427,12

Figur A.1: Målt trykk i avtrekk og tilluftsventil, og beregnet ventilasjonsmengde

Ventilasjonsmengde er beregnet med ligning A.1.

$$\dot{V}_{s,el} \cdot \dot{V}_e = K \sqrt{p} \quad (\text{A.1})$$

K = K-faktor til ventil, oppgitt av ventilprodusent [-]

p = trykk [Pa]

A.1.2 Risikorapport



ATTACHMENT E: PROCEDURE FOR RUNNING EXPERIMENTS

Project Evaluation of different mixing airflow distribution methods for operating rooms		
Facility Klimarom, VVS-lab	Date	Signature
Project leader Guangyu Cao	5.2.2020	



Conditions for the experiment:	Completed
Experiments should be run in normal working hours, 08:00-16:00 during winter time and 08.00-15.00 during summer time. Experiments outside normal working hours shall be approved.	
One person must always be present while running experiments, and should be approved as an experimental leader.	
An early warning is given according to the lab rules, and accepted by authorized personnel.	
Be sure that everyone taking part of the experiment is wearing the necessary protecting equipment and is aware of the shut down procedure and escape routes.	
Preparations	Carried out
Post the "Experiment in progress" sign.	
Put a barrier between the door and the wall of the lab, to prevent the door from closing completely	
Makes sure that electrical cables are properly routed and that there is no pinching of the cables	
Make sure that you distribute the electrical equipment evenly on the different electrical circuits inside the Klimaroom	
Start up the Air handling units and control that they are functioning properly	
Open the valve for the tracer gas, and control for leakages	
Connect electrical equipment to the grid and observe if they are functioning as they should	
During the experiment	
Check that the barrier between the lab door and the wall is in place	
Observe electrical equipment through the window of the Klimaroom, that there is no smoke generation	
Always monitor the pressure difference between the Klimaroom and the VVS-lab. Especially when changes in the ventilation settings are made	
Listen for abnormal noises from the ventilation system	
End of experiment	
Close the valve for the tracer gas bottle	
Disconnect electrical equipment	
Turn off air handling units. Always turn off the Swegon AHU first	

	Remove all obstructions/barriers/signs around the experiment.	
	Tidy up and return all tools and equipment.	
	Tidy and cleanup work areas.	
	Return equipment and systems back to their normal operation settings (fire alarm)	
	To reflect on before the next experiment and experience useful for others	
	Was the experiment completed as planned and on scheduled in professional terms?	
	Was the competence which was needed for security and completion of the experiment available to you?	
	Do you have any information/ knowledge from the experiment that you should document and share with fellow colleagues?	

NB:

- Never close the door completely when the ventilation system is running. Put some barrier between the door and the wall to prevent it from closing completely. Always keep a hammer near the windows of the lab, so that the windows can be broken in case of very low pressure inside the lab/failure of one ventilation component.
- Make sure to keep track of pressure difference between the Klimaroom and the VVS-lab when the ventilation system is running. Very important to monitor the pressure difference when changing the ventilation settings. If pressure in the room is too high (high positive pressure), reduce the amount of supplied air into the room. If pressure in the room is too low (High negative pressure), turn down the exhaust fan. Use the fan-speed control boxes inside the Klimaroom, which is connected to the air-handling unit on top of the lab (Danvent AHU) for adjusting this.
- Unplug all electrical equipment upon leaving the room. Turn off air handling units when leaving the room, always shut down the Swegon air-handling unit first.
- Make sure that the tracer gas bottle valve is closed when leaving the room.

Operator(s):

Navn	Dato	Signatur
Agnes Haagensen	05.02.2020	
Hans Merik Mathisen	5/2 - 2020	

A.1.3 Usikkerhet

Resulterende usikkerhet er beregnet for alle målinger. Sammensatt usikkerhet har vært av betydning for beregning av parametre som er avhengig av flere målingerresultater. Resulterende usikkerhet kan sees i ligning A.2, funnet fra Novakovic mfl. *ENØK i bygninger* (2007).

$$U_R = \pm \sqrt{U_T^2 + U_S^2} \quad (\text{A.2})$$

U_R = resulterende usikkerhet

$U_T = \pm \sqrt{\frac{\sum(x-\bar{x})^2}{(n-1)n}}$ = tilfeldig feil

U_S = instrumentnøyaktighet

Beregning av sammensatt usikkerhet, U_M , kan sees i ligning A.3.

$$U_M = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial u_1} \Delta u_1\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial u_n} \Delta u_n\right)^2} \quad (\text{A.3})$$

$N = f(u_1, u_2, \dots, u_n)$ = resulterende verdi til de sammenslåtte målingene

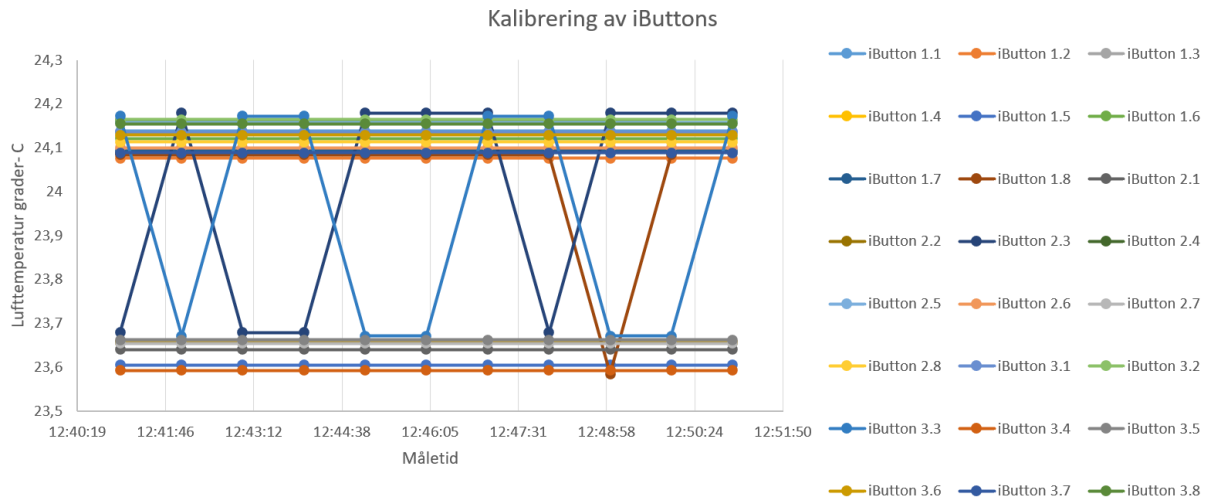
Δu_i = instrumentnøyaktighet til måling av parameter i

For å finne resulterende usikkerhet må tilfeldig feil beregnes. Tilfeldig feil er forholdet mellom standardavviket, S, og roten av antall målinger, n. Se beregning av tilfeldig feil U_T i figur A.2. Standardavviket er funnet ved å benytte måleresultater. Dette gjelder måling av alle parametre, med unntak av lufttemperatur med iButtons. Funksjonen SDT.AV i Microsoft Excel beregner standardavviket.

S/ROT(n)					
ibuttons	Måling 1	Måling 2	Måling 3	Måling 4	Måling 5
	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
Bosch	Måling 1	Måling 2	Måling 3	Måling 4	Måling 5
Vegg1	2,76	1,25	0,38	0,12	0,12
Gulv	0,45	1,08	1,10	0,16	0,16
Tak	0,54	0,71	0,46	0,32	0,32
Vegg 2	0,80	0,46	0,36	0,27	0,27
dpm	Måling 1	Måling 2	Måling 3	Måling 4	Måling 5
Tilluft (360 m3/h)	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17
Avtrekk (360 m3/h)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Tilluft (720 m3/h)	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17
Avtrekk(720 m3/h)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Hioki	Måling 1	Måling 2	Måling 3	Måling 4	Måling 5
	0,010	0,114	0,110	0,092	0,030
Velocical	Måling 1	Måling 2	Måling 3	Måling 4	Måling 5
Punkt A	0,079	0,072	0,092	0,091	0,111
Punkt B	0,053	0,015	0,009	0,017	0,004
Punkt C	0,026	0,018	0,010	0,016	0,010
Punkt D	0,019	0,006	0,018	0,012	0,021
Punkt E	0,027	0,010	0,010	0,018	0,028
Punkt F	0,010	0,010	0,011	0,006	0,007

Figur A.2: Tilfeldig feil, U_T , for alle målinger

For å finne standardavviket for måleknapper er alle 24 knappene er lagt i en plastboks vekk fra strålingskilder. Det er valgt 10 måletidspunkter, der målt temperatur er registrert. Tidspunktene er skilt med 1 minutt mellomrom. For hvert måletidspunkt er standardavviket beregnet. Grafisk fremstilling av målt temperatur for hver av punktene kan sees i figur A.3



Figur A.3: Kalibrering av iButtons

Beregnet standardavvik er gjort med Microsoft Excels funksjon STDAV.S. og kan sees i figur A.4. Dermed er standardavviket satt til $0,23\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Tid [min]	Standardavvik
0	0,233
1	0,233
2	0,234
3	0,233
4	0,233
5	0,234
6	0,234
7	0,229
8	0,233
9	0,234

Figur A.4: Standardavvik under kalibrering av iButtons

Resulterende usikkerhet kan sees i figur A.5, en funksjon av S/\sqrt{n} og instrumentnøyaktigheten fra tabell 4.2.

Resulterende usikkerhet					
	Måling 1	Måling 2	Måling 3	Måling 4	Måling 5
ibuttons	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08
Bosch	Måling 1	Måling 2	Måling 3	Måling 4	Måling 5
Vinduer	1	1	1	1	1
Vegg1	2,93	1,60	1,07	1,01	1,01
Gulv	1,10	1,47	1,49	1,01	1,01
Tak	1,14	1,23	1,10	1,05	1,05
Vegg 2	1,28	1,10	1,06	1,04	1,04
dpm	Måling 1	Måling 2	Måling 3	Måling 4	Måling 5
S	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17
E	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
S	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17
E	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	Måling 1	Måling 2	Måling 3	Måling 4	Måling 5
Hioki	0,60	0,61	0,61	0,61	0,60
Velocical	Måling 1	Måling 2	Måling 3	Måling 4	Måling 5
A	0,079	0,073	0,092	0,091	0,111
B	0,053	0,015	0,009	0,017	0,004
C	0,026	0,018	0,011	0,016	0,011
D	0,019	0,006	0,018	0,012	0,021
E	0,027	0,010	0,010	0,018	0,028
F	0,010	0,010	0,011	0,006	0,007

Figur A.5: Resulterende usikkerhet for alle måleserier

A.1.4 Ligninger løst i sonemodell i IDA ICE 5.0

Denne delen tar for seg ligningene som benyttes i sonemodellen i IDA ICE 5.0. Ligningene som er av betydning for oppgaven presenteres, og er hentet fra artikkel publisert av Equa AB (Eriksson mfl. 2012).

Massebalansen gis ved ligning A.4

$$\dot{m}_{lag,i} = \dot{m}_{lag,i-1} + \dot{m}_{strøm,i} \quad (\text{A.4})$$

$\dot{m}_{lag,i}$ = luftstrøm mellom lag i og $i + 1$ [kg/s]

$\dot{m}_{strøm,i}$ = $\dot{m}_{j \rightarrow i} - \dot{m}_{i \rightarrow j}$ = total massestrøm til lag i fra strømningsselement j [kg/s]

Et strømningsselement, j , kan supplere ($j \rightarrow i$) eller trekke fra luft ($i \rightarrow j$) fra lag i .

Energibalansen gis ved ligning A.5, der endringen i lufttemperatur i lag i kan undersøkes ved hjelp av de ulike varmeendringene i laget. Endringen i energi i hvert luftlag er avhengig av varmen eller energien som føres fra og til luftlaget.

$$\rho V_i C_{p,luft} \frac{dt_i}{dt} = \Delta Q_{kond,i} + \Delta Q_{trans,i} + Q_{strøm,i} + Q_{annet,i} \quad (\text{A.5})$$

V_i = luftvolum til lag i [m^3]

$C_{p,luft}$ = varmekapasiteten til luft [$J/kg^\circ C$]

t_i = lufttemperatur i lag i [$^\circ C$]

$\Delta Q_{kond,i}$ = varmeoverføring grunnet ledning mellom lag i og $i + 1$ [W]
 $\Delta Q_{trans,i}$ = varmeoverføring grunnet massetransport i og $i + 1$ [W]
 $Q_{strøm,i}$ = varmeoverføring fra strømningselement j til lag i [W]
 $Q_{annet,i}$ = varmeoverføring fra lokale varmekilder eller til lokale varmutslipp, varmeutveksling med vegger etc i lag i [W]

Varmen som tilføres et lag i fra et strømningselement j , $Q_{strøm,j \rightarrow i}$ gis av ligning A.6. Denne er avhengig av varmemengden i strømningselementet j , $Q_{in,j}$, summen av varme fra lag k til i gjennom strømningselementet og massestrømmen som tilføres fra strømningselementet til lag i , $\dot{m}_{strøm,j \rightarrow i}$.

$$Q_{strøm,j \rightarrow i} = \frac{\rho \sum_{k=1}^n (q_{p,k \rightarrow i} E_k) + Q_{in,j} D_{j,i}}{\dot{m}_{strøm,j \rightarrow i}} \quad (\text{A.6})$$

$Q_{strøm,j \rightarrow i}$ = varmen som suppleres av strømningselement j til luftlag i [W]
 $q_{p,k \rightarrow i}$ = luftmengde fra lag k til lag i i strømningselementet [m^3/s]
 E_k = entalpi i strømningselementet i lag k [J/kg]
 $Q_{in,j}$ = varmemengde som tilføres sonen av strømningselement j [W]
 $D_{j,i}$ = andel av strømningselement j som tilføres luftlag i [-]
 $\dot{m}_{strøm,j \rightarrow i}$ = massestrømmen som tilføres fra strømningselementet j til lag i [kg/s]

Dersom en overflate i rommet er kjøligere enn romtemperaturen vil luften i nærheten av overflaten kjøles ned og synke mot gulvet. Volumstrøm og temperatur på luft fra lag i til tilhørende kald strøm nedover uttrykkes ved ligning A.7.

$$V_{ut,i} = \frac{4h_{luft}A_{vegg,i}}{\rho C_{p,luft}} \quad (\text{A.7a})$$

$$t_{ut,i} = 0.75t_i + 0.25t_{vegg} \quad (\text{A.7b})$$

$V_{ut,i}$ = volumstrøm fra lag i til kald strøm nedover [m^3/s]
 h_{luft} = konveksjonskoeffisient [W/m^2K]
 $A_{vegg,i}$ = areal til vegg i lag i [m^2]
 $t_{ut,i}$ = temperatur på luft som føres inn i konveksjonstrøm [$^{\circ}C$]
 t_{vegg} = temperatur på vegg [$^{\circ}C$]

A.1.5 Beregning av varmeovergang i modell

Følgende varmebalanse ble satt opp, og løst for U_l :

$$Q_{tap} = Q_{tilskudd} \quad (\text{A.8a})$$

$$Q_{tap} = \sum_{l=1}^5 U_l A_l (t_{r,m\hat{a}lt} - t_{omg}) + Q_{vegg1} + Q_{vindu} \quad (\text{A.8b})$$

$$Q_{tilskudd} = Q_s + Q_{int} \quad (\text{A.8c})$$

$$U_l = \text{U-verdi til bygningsdel l} [W/m^2K]$$

$$A_l = \text{overflateareal til bygningsdel l} [m^2]$$

$$t_{r,m\ddot{a}lt} = \text{gjennomsnittlig m\ddot{a}lt romtemperatur} [^\circ C]$$

$$t_{omg} = \text{lufitemperatur i kringliggende rom} [^\circ C]$$

$$Q_{vegg1} = A_{vegg1} U_{vegg1} (t_{r,m\ddot{a}lt} - t_{u,m\ddot{a}lt}) = \text{transmisjonstap fra vegg 1} [W]$$

$$Q_{vindu} = A_{vindu} U_{vindu} (t_{r,m\ddot{a}lt} - t_{u,m\ddot{a}lt}) = \text{transmisjonstap fra vindu} [W]$$

$$t_{u,m\ddot{a}lt} = \text{m\ddot{a}lt temperatur i rommet koblet til kj\ddot{o}lemaskin} [^\circ C]$$

$$Q_s = \text{varmetilskudd fra ventilasjonsluft} [W]$$

$$Q_{int} = \text{varmetilskudd fra internlaster} [W]$$

For at U-verdien for veggene, taket og gulvet skal stemme, m\ddot{a} summen $\sum_{l=1}^5 U_l A_l$ v\ddot{a}re lik for alle m\ddot{a}lingene. Usikkerhet for Q_s og Q_{vegg1} ble funnet ved hjelp av ligning A.3. Det ble gjort for \ddot{a} finne ut hvor mye $\sum_{l=1}^5 U_l A_l$ varierer for hver m\ddot{a}ling. Her er det antatt at:

$$Q_s = f(t_{r,m\ddot{a}lt}, t_s)$$

$$Q_{vegg1} = f(t_{r,m\ddot{a}lt}, t_{u,m\ddot{a}lt})$$

Beregning av usikkerhetene kan sees i figur A.6.

Sammensatt usikkerhet						
	Parameter	M\ddot{a}ling 1	M\ddot{a}ling 2	M\ddot{a}ling 3	M\ddot{a}ling 4	M\ddot{a}ling 5
	dQ/dTsup	129,65	129,65	129,65	129,65	129,65
	dQ/dTr	129,65	129,65	129,65	129,65	129,65
	Tsup	34,60	25,55	17,35	16,49	34,75
	Tr	27,12	22,48	18,43	18,35	29,68
	dQ	77,84	79,23	79,13	78,75	77,93
Tilluft	dQ/dTr	11,91	11,91	11,91	11,91	11,91
	dQ/dTkald	11,91	11,91	11,91	11,91	11,91
Vegg	dQ	0,34	0,34	0,34	0,34	0,34

Figur A.6: Sammensatt usikkerhet for varmebalanse

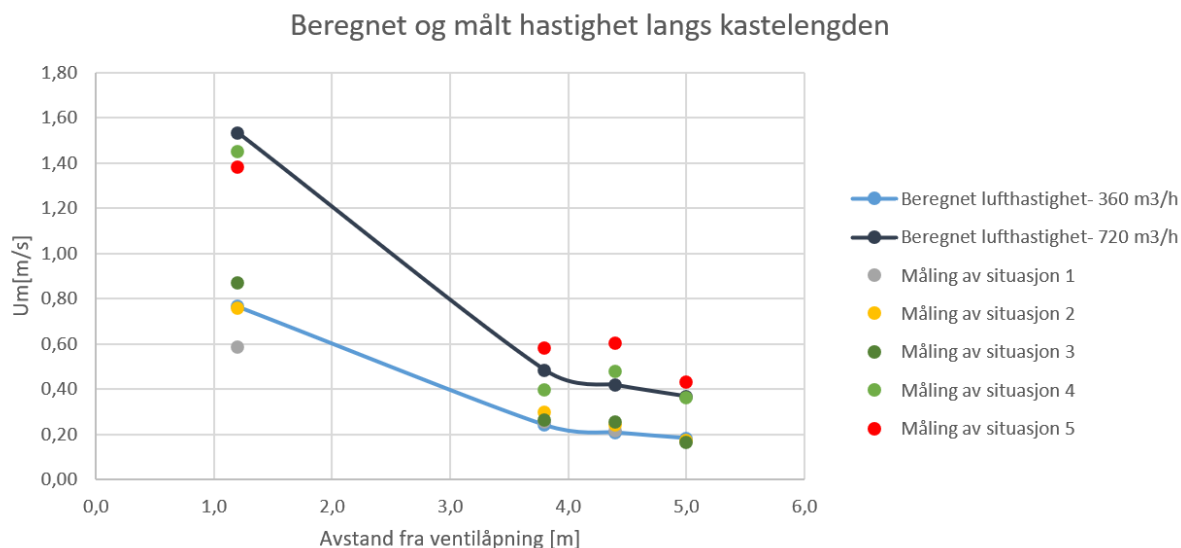
Figur A.7 viser forenklet beregning av $\sum_{l=1}^5 U_l A_l$. Ved hjelp av den sammensatte usikkerheten for Q_s og Q_{vegg1} er det valgt en verdi for $\sum_{l=1}^5 U_l A_l$ som er lik for alle m\ddot{a}linger. Balansen er deretter l\dd{o}st for U.

	Uvindu	4,5			
	Uvegg [W/m ² K]	0,2573			
	V [m ³]	83,34768	Avegg2/4 [m ²]	22,86592	
	Q [m ³ /s]	0,1	Avegg1/3 [m ²]	12,6672	
	rho [kg/m ³]	1,2	Agulv/tak [m ²]	27,456	
	Cp [J/kg K]	1005	Avindu [m ²]	2,0412	
	Måling 1	Måling 2	Måling 3	Måling 4	Måling 5
Tr [deg-C]	27,1	22,2	18,43	18,35	29,6
Tsup [deg-C]	34,6	25,55	17,34	17,2	34,7
Tute [deg-C]	18	18	18	18	18
Tklima [deg-C]	3,67	3,15	18,6	18,7	3,86
	Måling 1	Måling 2	Måling 3	Måling 4	Måling 5
Qlys[W]	138,0	138,0	138,0	138,0	138,0
Qperson [W]	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0
Qsup[W] (beregnet)	904,5	404,0	-131,5	-277,4	1230,1
Qsup[W] (+usikkerhet)	983,0	482,5	-53,0	-198,9	1308,6
Qsup [W] (- usikkerhet)	826,0	325,5	-210,0	-355,9	1151,6
Qyttervegg[W] (Beregnet)	279,3	227,1	-2,0	-4,2	306,8
Qyttervegg[W] (+usikkerhet)	279,6	227,4	-1,7	-3,8	307,1
Qyttervegg[W] (-usikkerhet)	278,9	226,7	-2,4	-4,5	306,5
SUM(AU) Delta T (Beregnet)	863,2	414,9	108,6	-35,2	1161,3
SUM(AU) Delta T (+ usikkerhet)	941,4	493,1	186,7	43,0	1239,5
SUM(AU) Delta T (- usikkerhet)	785,1	336,8	30,4	-113,4	1083,2
Tr-Tute	9,1	4,2	0,4	0,4	11,6
SUM(AU)	94,9	98,8	252,5	-100,6	100,1
SUM(AU) (+ usikkerhet)	103,4	117,4	434,3	122,7	106,9
SUM(AU) (- usikkerhet)	86,3	80,2	70,7	-323,9	93,4
Valgt UA	103,4				
U	0,91				

Figur A.7: Forenklet beregning av isolasjonsevne til klimarommet

A.1.6 Målt og beregnet hastighet langs tilluftsstrålen

Figur A.8 viser beregnet hastighet fra utløpsåpningen, se ligning 2.10, sammenlignet med målt hastighet. Grafen viser godt samsvar mellom disse verdiene og antagelsen gir tilstrekkelig nøyaktighet.



Figur A.8: Målt og beregnet hastighet fra utløpsåpning i klimarommet

Merk at det kun er hentet ut verdier fra 1.2 m fra utløpsåpningen og utover. Dette skyldes at ved beregning er strålens tilpassningslengde frem til dette punktet.

A.1.7 Informasjon om annen inndata i valideringsmodeller

Utdrag fra klimafilere

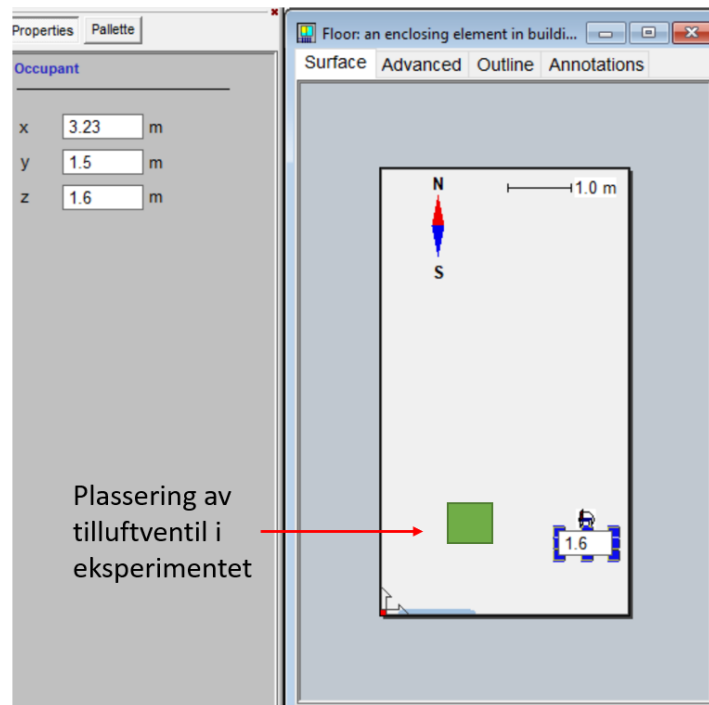
Figur A.9 viser utdrag fra klimafilene definert for modellene og de ulike situasjonene. Kun første timen er presentert, og samme data er ført inn for alle timene i et år.

Time	Tair	RelHum	WindDir	WindVelRef	IDirNorm	IDiffHor
0	3.67	79	0	0	0	
(a) Situasjon 1						
0	3.15	79	0	0	0	IDiffHor
(b) Situasjon 2						
0	18.63	79	0	0	0	IDiffHor
(c) Situasjon 3						
0	18.7	79	0	0	0	IDiffHor
(d) Situasjon 4						
0	3.86	79	0	0	0	IDiffHor
(e) Situasjon 5						

Figur A.9: Utdrag fra klimafilere benyttet i valideringsmodeller

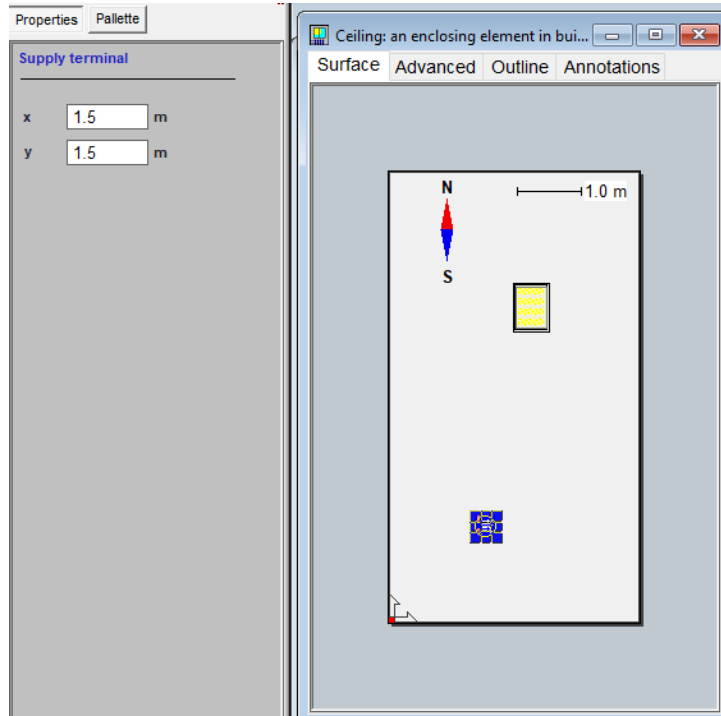
Plassering av person, lys og tilluftsentil

Figur A.10 viser plassering av person i valideringsmodeller. Tilluftsentil er markert med grønt. Personen er plassert på langsiden av klimarommet, parallellt med tilluftsentilen.



Figur A.10: Plassering av person i valideringsmodeller

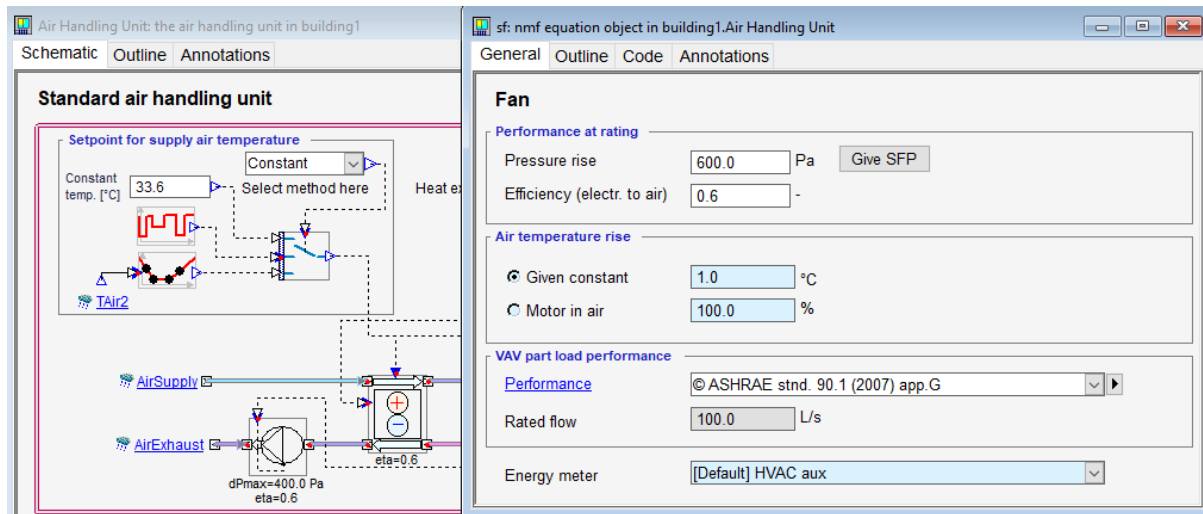
Figur A.11 viser plassering av tilluftsventil. Lyset er plassert i taket. I det virkelige klimarommet er lyskilder plassert flere steder. I modellene er det kun en lyskilde.



Figur A.11: Plassering av tilluftventil og lys i valideringsmodeller

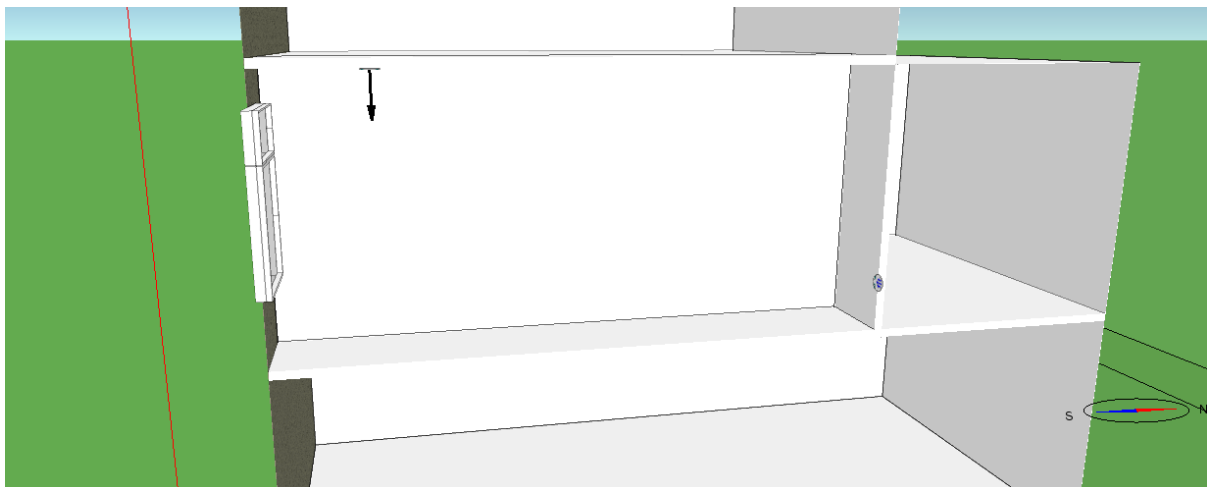
Sentralaggregat og innblåsning

Standardaggregatet og temperaturøkning gjennom viften kan sees for situasjon 1 i figur A.12.



Figur A.12: Sentralaggregat og vifte for situasjon 1

Figur A.13 viser innblåsning og avtrekk i simuleringsmodellene. Equa oppgir at pilen peker feil vei. I virkeligheten blåser ventilasjonsluften mot veggene der avtrekket står.



Figur A.13: Innblåsning og avtrekk i valideringsmodeller

A.2 Supplerende resultater til valideringen

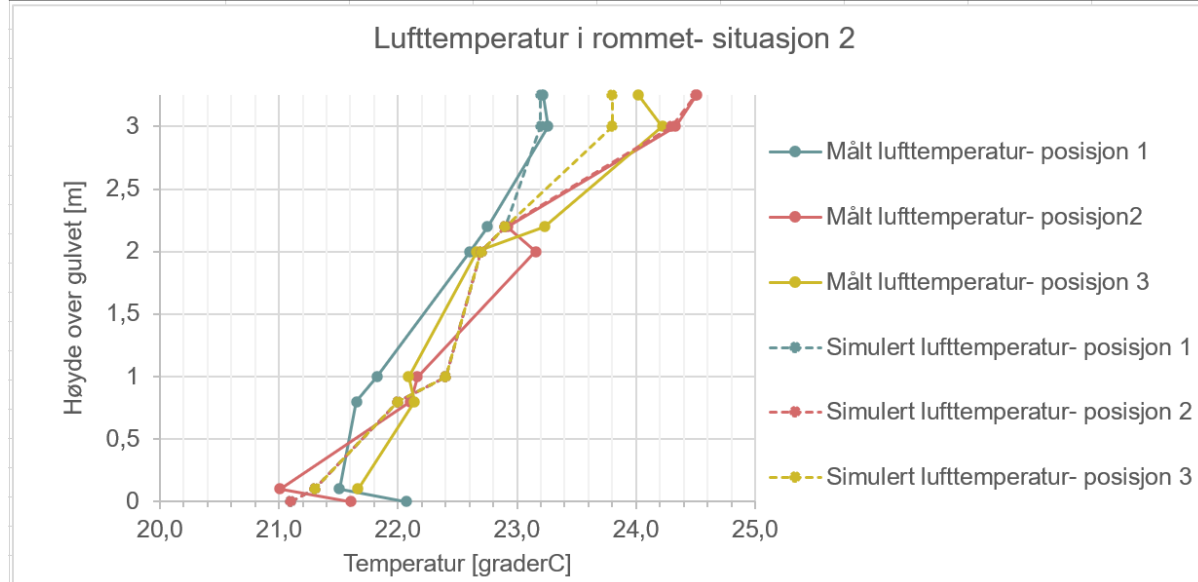
I denne delen er gjennomsnittsverdier fra målinger sammenlignet med simuleringsresultater. Ettersom store mengder tall og beregninger er gjort, er skjermbilder tatt fra Microsoft Excel. Tabeller er angitt som figurer, for enkelthetens skyld. Dette er også gjort for tabeller i vedlegg B. Sammenligning er gjort for hver situasjon. Sammenligning mellom målt og simulert lufttemperatur vertikalt i rommet for situasjon 1-5 kan sees i figur A.14, A.15, A.16, A.17 og A.18.

Situasjon 1								
Høyde over gulvet	0	0,1	0,8	1	2	2,2	3	3,25
Avvik	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08
POS1	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8
Målinger	25,2	24,8	25,6	25,7	26,8	27,2	29,1	29,0
AVVIK(under)	25,1	24,7	25,5	25,6	26,7	27,2	29,0	28,9
AVVIK(over)	25,3	24,9	25,6	25,7	26,9	27,3	29,2	29,1
Simuleringer	24,5	24,8	26,2	27,0	27,7	28,0	29,1	29,1
POS2	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7	2.8
Målinger	24,9	24,4	25,7	26,0	27,4	27,6	31,6	31,5
AVVIK(under)	24,8	24,1	25,5	25,7	27,2	27,4	31,4	31,2
AVVIK(over)	25,0	24,4	25,8	26,0	27,5	27,7	31,7	31,5
Simuleringer	24,5	24,8	26,2	27,0	27,7	28,0	31,8	31,4
POS3	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.7	3.8
Målinger	-	25,0	25,7	25,9	26,8	27,8	30,6	29,6
AVVIK(under)	-	24,8	25,5	25,6	26,6	27,5	30,6	29,6
AVVIK(over)	-	25,3	25,9	26,1	27,0	28,0	30,6	29,6
Simuleringer	-	24,8	26,2	27,0	27,7	28,0	30,5	29,8

Figur A.14: Tallverdier for målt og simulert vertikal temperaturgradient i situasjon 1

Situasjon 2

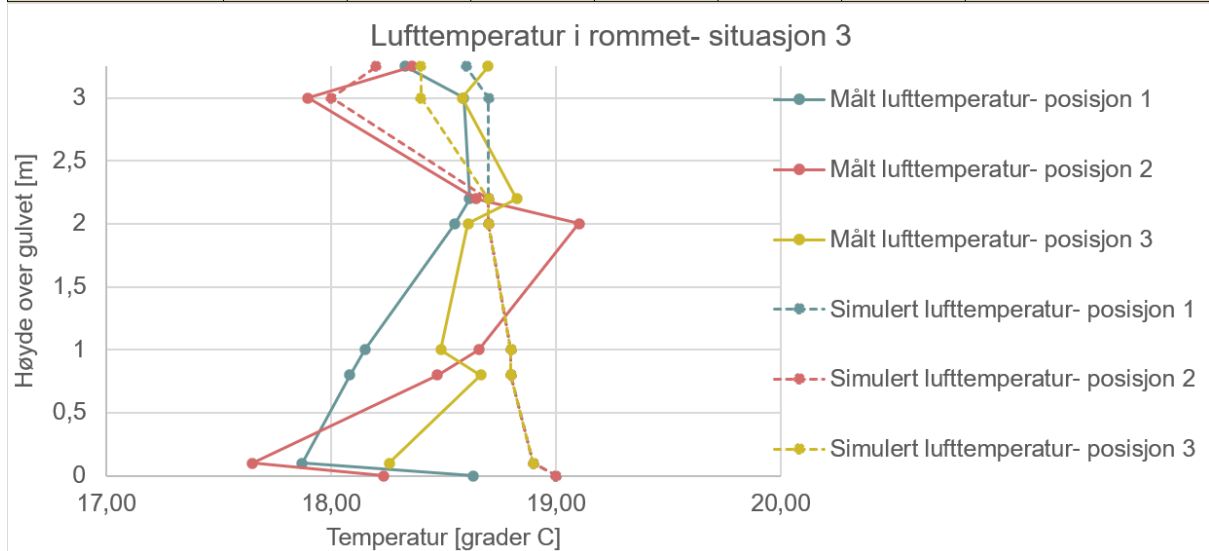
Høyde over gulvet	0	0,1	0,8	1	2	2,2	3	3,25
Avvik	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08
POS1	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8
Målinger	22,07	21,51	21,65	21,82	22,61	22,75	23,26	23,22
AVVIK(under)	21,99	21,43	21,57	21,74	22,53	22,67	23,18	23,14
AVVIK(over)	22,15	21,59	21,73	21,90	22,69	22,83	23,34	23,30
Simuleringer	21,1	21,3	22	22,4	22,7	22,9	23,2	23,2
POS2	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7	2.8
Målinger	21,60	21,01	22,11	22,16	23,16	22,92	24,33	24,51
AVVIK(under)	21,52	20,93	22,03	22,08	23,08	22,84	24,25	24,43
AVVIK(over)	21,68	21,09	22,19	22,24	23,24	23,00	24,41	24,59
Simuleringer	21,1	21,3	22	22,4	22,7	22,9	24,3	24,5
POS3	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.7	3.8
Målinger	-	21,66	22,14	22,09	22,66	23,23	24,22	24,02
AVVIK(under)	-	21,58	22,06	22,01	22,58	23,15	24,14	23,94
AVVIK(over)	-	21,74	22,22	22,17	22,74	23,31	24,30	24,10
Simuleringer	-	21,3	22	22,4	22,7	22,9	23,8	23,8



Figur A.15: Tallverdier og diagram for målt og simulert temperaturgradient i situasjon 2

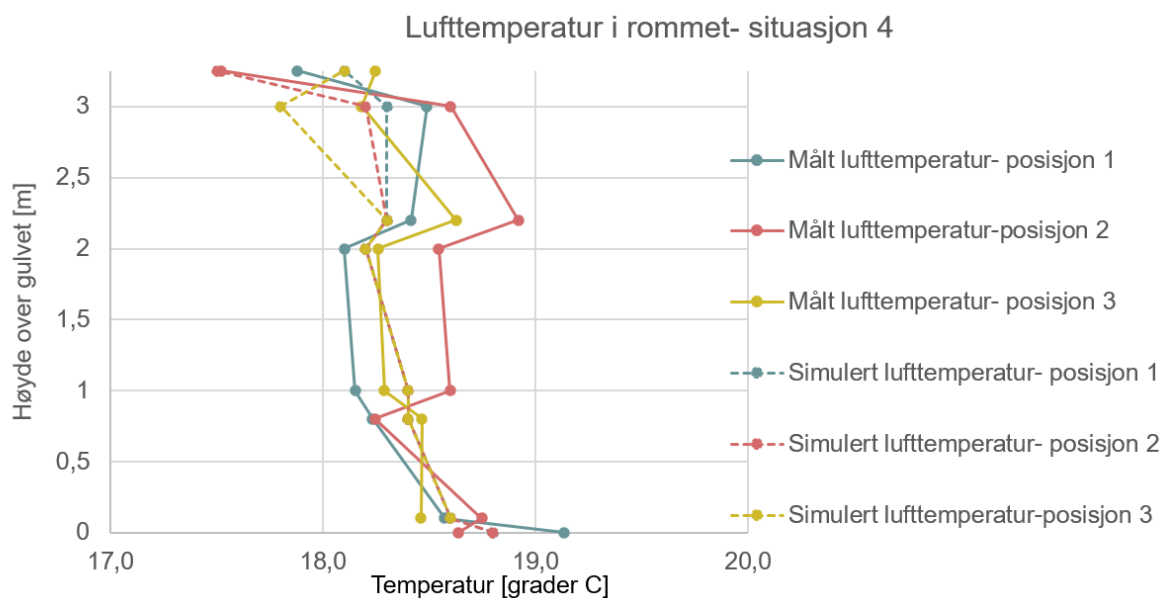
Situasjon 3

Høyde over gulvet	0	0,1	0,8	1	2	2,2	3	3,25
Avvik	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08
POS1	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8
Målinger	18,63	17,87	18,08	18,15	18,55	18,62	18,59	18,33
AVVIK(under)	18,55	17,79	18,00	18,07	18,47	18,54	18,51	18,25
AVVIK(over)	18,71	17,95	18,16	18,23	18,63	18,70	18,67	18,41
Simuleringer	19,00	18,90	18,80	18,80	18,70	18,70	18,70	18,60
POS2	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7	2.8
Målinger	18,24	17,65	18,47	18,66	19,10	18,65	17,90	18,36
AVVIK(under)	18,16	17,57	18,39	18,58	19,02	18,57	17,82	18,28
AVVIK(over)	18,32	17,73	18,55	18,74	19,18	18,73	17,98	18,44
Simuleringer	19,00	18,90	18,80	18,80	18,70	18,70	18,00	18,20
POS3	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.7	3.8
Målinger	-	18,26	18,67	18,49	18,61	18,83	18,58	18,70
AVVIK(under)	-	18,18	18,59	18,41	18,53	18,75	18,50	18,62
AVVIK(over)	-	18,34	18,75	18,57	18,69	18,91	18,66	18,78
Simuleringer	-	18,90	18,80	18,80	18,70	18,70	18,40	18,40



Figur A.16: Tallverdier og diagram for målt og simulert temperaturgradient i situasjon 3

Situasjon 4								
Høyde over gulvet	0	0,1	0,8	1	2	2,2	3	3,25
Avvik	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08
POS1	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8
Målinger	19,1	18,6	18,2	18,2	18,1	18,4	18,5	17,9
AVVIK(under)	19,1	18,5	18,2	18,1	18,0	18,3	18,4	17,8
AVVIK(over)	19,2	18,7	18,3	18,2	18,2	18,5	18,6	18,0
Simuleringer	18,8	18,6	18,4	18,4	18,2	18,3	18,3	18,1
POS2	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7	2.8
Målinger	18,6	18,7	18,2	18,6	18,5	18,9	18,6	17,5
AVVIK(under)	18,6	18,7	18,2	18,5	18,5	18,8	18,5	17,4
AVVIK(over)	18,7	18,8	18,3	18,7	18,6	19,0	18,7	17,6
Simuleringer	18,8	18,6	18,4	18,4	18,2	18,3	18,2	17,5
POS3	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.7	3.8
Målinger	-	18,5	18,5	18,3	18,3	18,6	18,2	18,2
AVVIK(under)	-	18,4	18,4	18,2	18,2	18,5	18,1	18,2
AVVIK(over)	-	18,5	18,5	18,4	18,3	18,7	18,3	18,3
Simuleringer	-	18,6	18,4	18,4	18,2	18,3	17,8	18,1



Figur A.17: Tallverdier og diagram for målt og simulert temperaturgradient i situasjon 4

Situasjon 5									
Høyde over gulvet	0	0,1	0,8	1	2	2,2	3	3,25	
Avvik	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08
POS1	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	
Målinger	27,9	27,5	28,4	28,5	29,5	29,9	30,7	30,6	
AVVIK(under)	27,8	27,4	28,3	28,5	29,5	29,8	30,6	30,5	
AVVIK(over)	27,9	27,6	28,5	28,6	29,6	29,9	30,7	30,7	
Simuleringer	26,4	26,4	28,9	29,5	29,9	30	31	31	
POS2	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7	2.8	
Målinger	27,3	27,2	28,2	29,0	30,5	30,1	33,1	33,1	
AVVIK(under)	27,2	27,1	28,1	28,9	30,5	30,0	33,0	33,0	
AVVIK(over)	27,3	27,2	28,3	29,1	30,6	30,2	33,2	33,2	
Simuleringer	26,4	26,4	28,9	29,5	29,9	30	33	33	
POS3	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.7	3.8	
Målinger	-	27,7	28,6	28,9	30,7	31,1	32,3	31,6	
AVVIK(under)	-	27,6	28,5	28,8	30,6	31,0	32,2	31,5	
AVVIK(over)	-	27,7	28,6	29,0	30,7	31,1	32,3	31,7	
Simuleringer	-	26,4	28,9	29,5	29,9	30	32,1	31,6	

Figur A.18: Tallverdier for målt og simulert temperaturgradient i situasjon 5

Figur A.19 viser målt og simulert hastighet langs strålen for situasjon 1-5.

Situasjon 1						
	A	B	C	D	E	F
Avstand fra åpning	0,0	0,6	1,2	5,2	5,8	6,4
Måling	0,49	0,72	0,58	0,26	0,22	0,17
Avvik (under)	0,45	0,67	0,56	0,23	0,19	0,16
Avvik (over)	0,53	0,78	0,61	0,28	0,24	0,18
Simulering	-	0,63	0,48	0,25	0,22	0,20
Situasjon 2						
	A	B	C	D	E	F
Avstand fra åpning	0,0	0,6	1,2	5,2	5,8	6,4
Måling	0,70	1,01	0,76	0,30	0,24	0,17
Avvik (under)	0,63	0,99	0,74	0,29	0,23	0,16
Avvik (over)	0,78	1,03	0,78	0,31	0,26	0,19
Simulering	-	0,8	0,54	0,25	0,23	0,21
Situasjon 3						
	A	B	C	D	E	F
Avstand fra åpning	0,0	0,6	1,2	5,2	5,8	6,4
Måling	0,84	0,91	0,87	0,26	0,25	0,16
Avvik (under)	0,75	0,89	0,86	0,24	0,24	0,15
Avvik (over)	0,93	0,92	0,88	0,28	0,27	0,18
Simulering	-	0,86	0,72	0,31	0,26	0,21
Situasjon 4						
	A	B	C	D	E	F
Avstand fra åpning	0,0	0,6	1,2	5,2	5,8	6,4
Måling	1,35	1,58	1,45	0,40	0,48	0,36
Avvik (under)	1,26	1,56	1,43	0,38	0,46	0,35
Avvik (over)	1,45	1,60	1,47	0,41	0,50	0,37
Simulering	-	1,63	1,33	0,58	0,5	0,44
Situasjon 5						
	A	B	C	D	E	F
Avstand fra åpning	0,0	0,6	1,2	5,2	5,8	6,4
Måling	0,94	1,57	1,38	0,58	0,60	0,43
Avvik (under)	0,83	1,56	1,37	0,56	0,57	0,42
Avvik (over)	1,05	1,58	1,39	0,61	0,63	0,44
Simulering	-	1,51	1,43	0,57	0,51	0,46

Figur A.19: Tallverdier for målt og simulert hastighet langs stråle for situasjon 1-5

Figur A.20, A.21, A.22, A.23 og A.24 viser tallverdier for målt og simulert overflatetemperatur for de fem situasjonene, med avvik.

	Målt temperatur	Avvik (under)	Avvik (over)	Simulert temperatur
Vindu Ø	19,6	18,6	20,6	19,4
Vindu N	19,6	18,6	20,6	19
Vegg 1	23,1	20,17	26,03	25,5
Vegg 2	23,9	22,8	25	25,4
Tak	26,725	25,59	27,86	26,9
Gulv	25,26	23,98	26,54	24,5

Figur A.20: Tallverdier for målt og simulert overflatetemperatur i situasjon 1

	Målt temperatur	Avvik (under)	Avvik (over)	Simulert temperatur
Vindu Ø	15,90	14,9	16,9	15,7
Vindu N	16,10	15,1	17,1	15,8
Vegg 1	19,98	18,4	21,6	21,1
Vegg2	20,42	18,9	21,9	21,6
Tak	21,85	20,6	23,1	22,3
Gulv	21,00	19,9	22,1	21,2

Figur A.21: Tallverdier for målt og simulert overflatetemperatur i situasjon 2

	Målt temperatur	Avvik (under)	Avvik (over)	Simulert temperatur
Vindu Ø	18,10	17,1	19,1	18,5
Vindu N	18,50	17,5	19,5	18,5
Vegg 1	17,47	16,4	18,5	19
Vegg2	16,98	15,5	18,5	17,8
Tak	17,38	16,3	18,5	18,8
Gulv	17,02	16	18,1	18,5

Figur A.22: Tallverdier for målt og simulert overflatetemperatur, situasjon 3

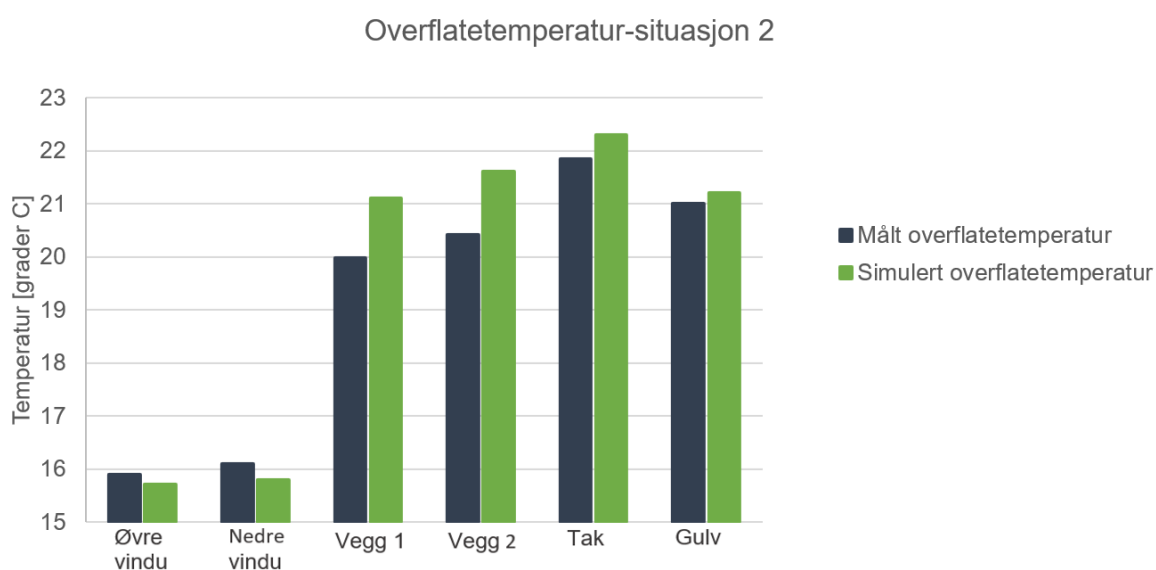
	Målt temperatur	Avvik (under)	Avvik (over)	Simulert temperatur
Vindu Ø	17,60	16,6	18,6	18,1
Vindu N	17,70	16,7	18,7	18,7
Vegg 1	17,53	16,5	18,5	18,6
Vegg2	17,40	16,4	18,4	18,6
Tak	17,33	16,3	18,4	18,4
Gulv	17,24	16,2	18,3	18,7

Figur A.23: Tallverdier for målt og simulert overflatetemperatur i situasjon 4

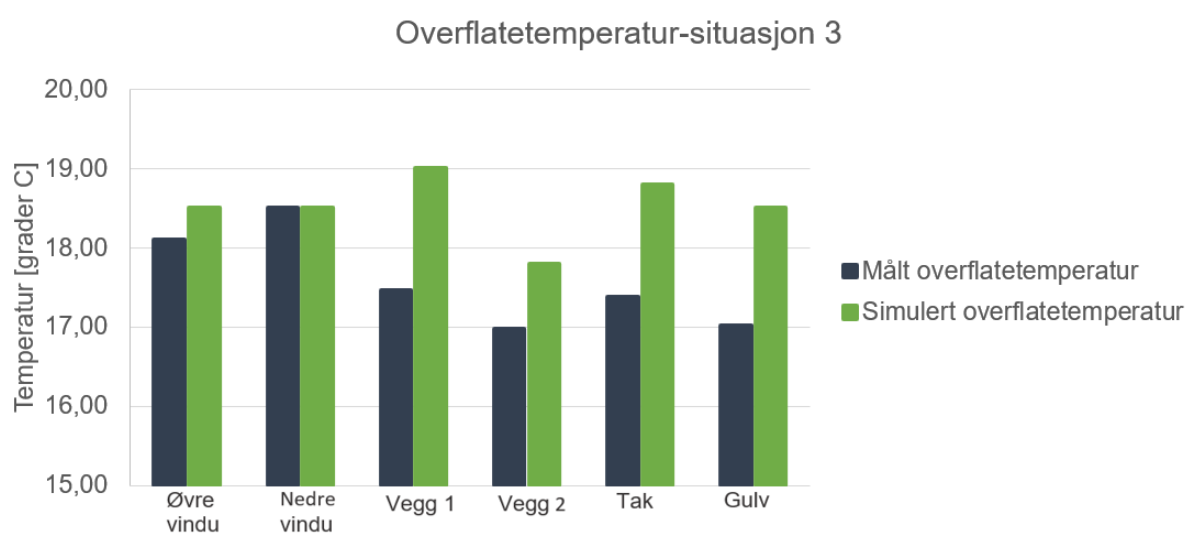
	Målt temperatur	Avvik (under)	Avvik (over)	Simulert temperatur
Vindu Ø	19,90	18,9	20,9	21,1
Vindu N	20,30	19,3	21,3	21,5
Vegg 1	23,28	22,3	24,3	25,1
Vegg2	23,42	22,4	24,4	25,4
Tak	26,00	25	27,1	26,2
Gulv	25,46	24,4	26,5	26,2

Figur A.24: Tallverdier for målt og simulert overflatetemperatur i situasjon 5

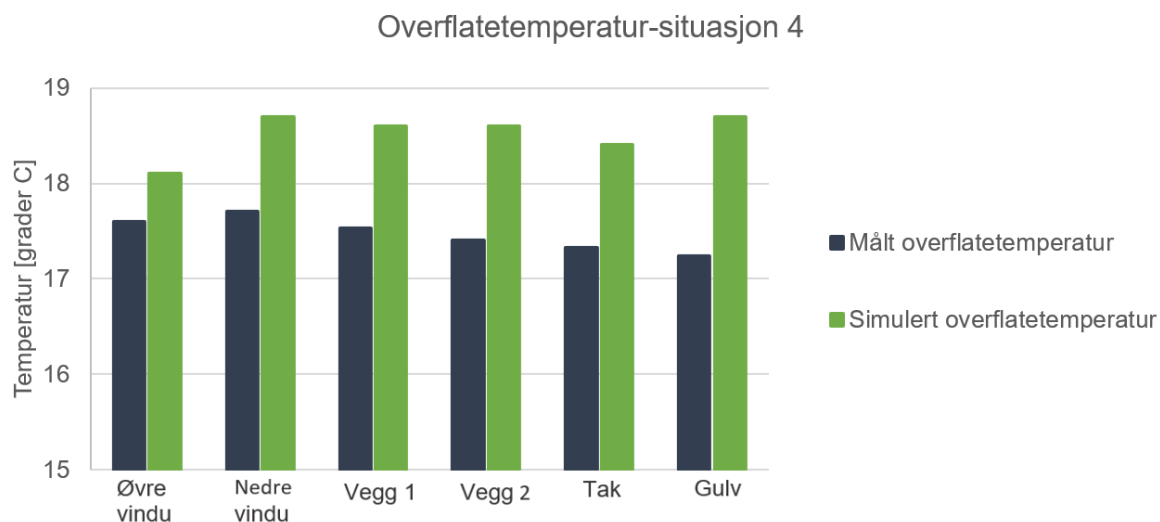
Figur A.25, A.26 og A.27 illustrerer målt og simulert overflatetemperatur grafisk.



Figur A.25: Grafisk fremstilling av målt og simulert overflatetemperatur i situasjon 2



Figur A.26: Grafisk fremstilling av målt og simulert overflatetemperatur i situasjon 3



Figur A.27: Grafisk fremstilling av målt og simulert overflatetemperatur i situasjon 4

Figur A.28 viser tallverdier for målt og simulert hastighet i oppholdssonen for situasjon 2, 3, 4 og 5. Hastighet i oppholdssonen ble ikke målt i situasjon 1.

Situasjon 2					
	G	H	I	J	
Høyde over gulvet	0,0	0,6	1,2	5,2	
Måling	0,02	0,02	0,09	0,08	
Avvik (under)	0,01	0,01	0,07	0,06	
Avvik (over)	0,03	0,02	0,11	0,10	
Simulering	0	0	0	0	
Situasjon 3					
Måling	0,03	0,03	0,04	0,03	
Avvik (under)	0,01	0,02	0,02	0,01	
Avvik (over)	0,04	0,04	0,05	0,04	
Simulering	0	0	0	0	
Situasjon 4					
Måling	0,054	0,106	0,154	0,122	
Avvik (under)	0,03	0,09	0,14	0,11	
Avvik (over)	0,07	0,12	0,17	0,13	
Simulering	0	0	0	0	
Situasjon 5					
Måling	0,012	0,01	0,14	0,06	
Avvik (under)	0,01	0,00	0,12	0,05	
Avvik (over)	0,02	0,02	0,16	0,07	
Simulering	0	0	0	0	

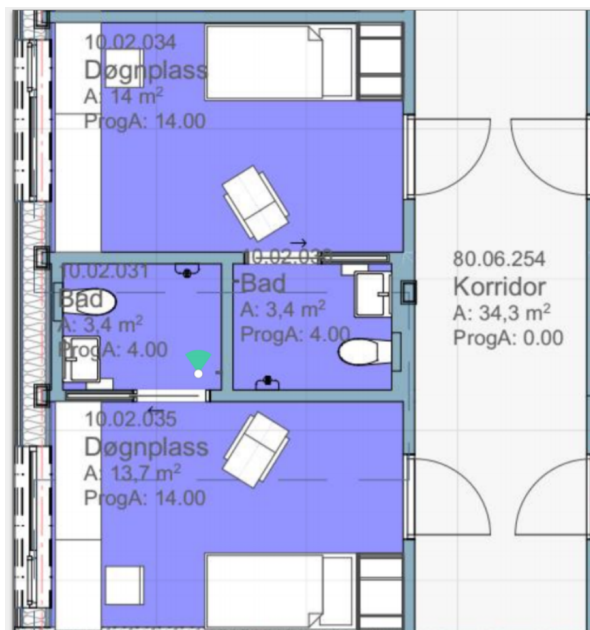
Figur A.28: Tallverdier for målt og simulert hastighet i oppholdssonen

Vedlegg til kapittel 5

B.1 Informasjon om simuleringsmodell

B.1.1 Eksempelrommet

Figur B.1 viser prosjekttegning av døgnplass med soverom og tilkoblet bad. Det er kun soverommet som er undersøkt i oppgaven.



Figur B.1: Prosjekttegning av døgnplass med soverom og tilkoblet bad

Figur B.2 viser mailkorrespondanse med siving. Marte Veivås Aase om oppbygningen til ytterveggen i psykiatrisk døgnplass. Mailkorrespondansen er oppgitt med tillatelse.

SV: SV: Inndata

30. september 2019 kl. 2:07

Fra [Marte Veivåg Aase](#)

Til [Agnes Öster](#)

[NS3031-Oslo.PRN 319,88 kB](#)

Se om du får til å laste inn vedlagte prn-fil i Ida Ice.

Yttervegg på psykiatri er definert som følger i Solibri:

Fra ytterst til innerst:

NSD_Trekledning grå 37 mm,
Lufting - Horisontalt 36 mm,
Lufting - Vertikalt 25 mm,
Vindsperre 0 mm,
Gipsplate - Utvendig 9 mm,
Bindingsverk - Isolert 300 mm,
Bindingsverk - Isolert 50 mm,
OSB-plate 12 mm,
Gipsplate - Vegg 13 mm

Det er de innerste lagene som har betydning for varmelagringen.

Med hilsen

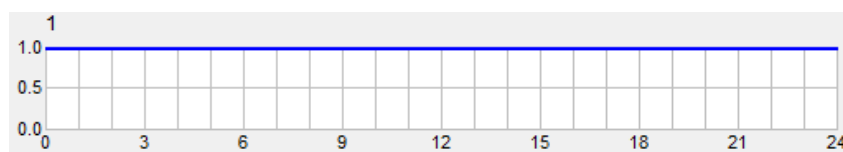
Marte Veivåg Aase
Siviling.
M: +47 930 59 368

Erichsen & Horgen AS
Nydalsveien 36a | 0484 Oslo

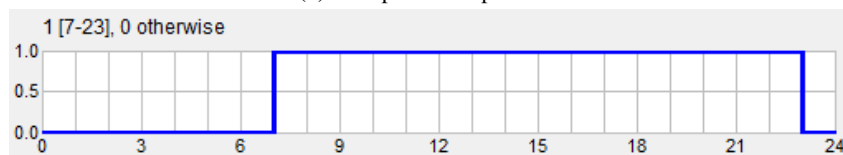
Figur B.2: Epost-korrespondanse med detaljer om oppbygging av yttervegg

B.1.2 Internlast i soverommet

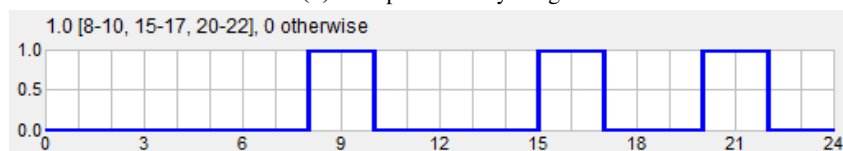
Tabell B.3 viser timeplan for varmetilskudd fra personer, belysning og teknisk utstyr. Erichsen & Horgen oppgir at på tre tider i døgnet vil tre personer være tilstede i rommet. De to ekstra personene vil dog kun oppholde seg i rommet i fem minutter av gangen, og den ekstra tilstedeværelsen er derfor neglisjert i simuleringen. Timeplanene gjelder kun for case 3.



(a) Timeplaner for personer



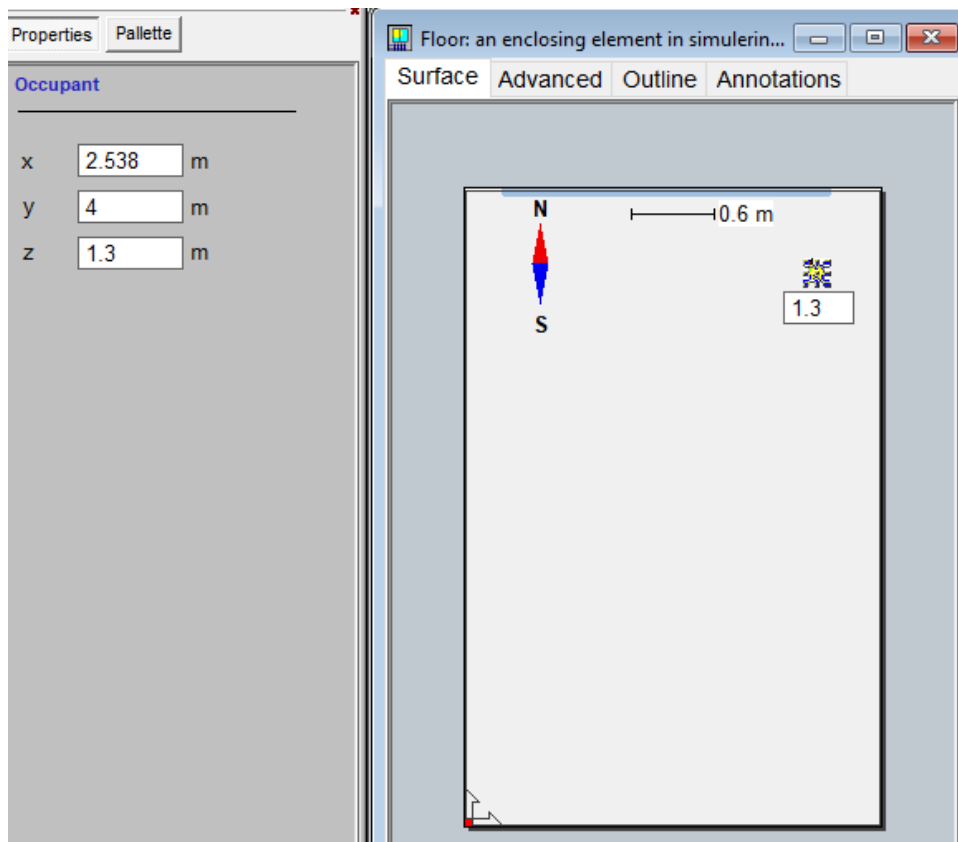
(b) Timeplan for belysning



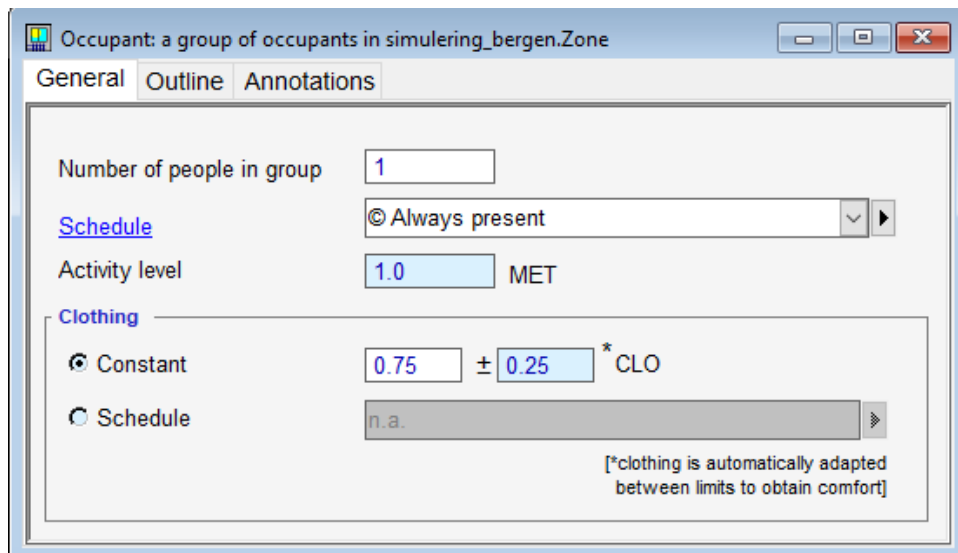
(c) Timeplan for teknisk utstyr

Figur B.3: Timeplan for internlast

Figur B.4 viser plassering av person i soverommet. Figur B.5 illustrerer bekledding- og aktivitetsnivå for bruker i soverommet.



Figur B.4: Plassering av person i soverommet



Figur B.5: Bekledning- og aktivitetsnivå for bruker i soverommet

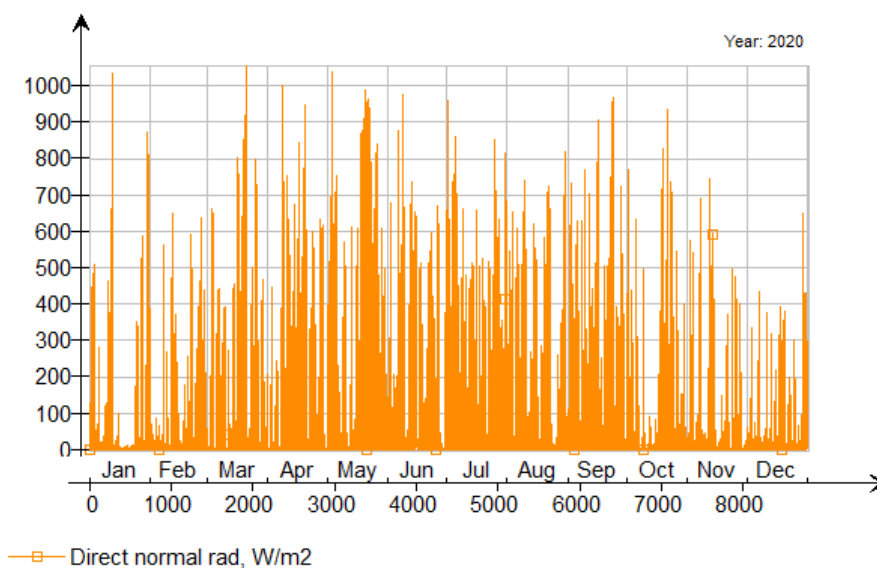
B.1.3 Detaljer om klimafilene

Figur B.6 viser utdrag fra klimafilene benyttet i simuleringer for case 1 og 2. Vind er ikke inkludert, utetemperatur tilsvarende dimensjonerende utetemperatur og solinnstråling er fjernet. Data er hentet fra årets første time, og samme verdier kan sees for resten av årets timer.

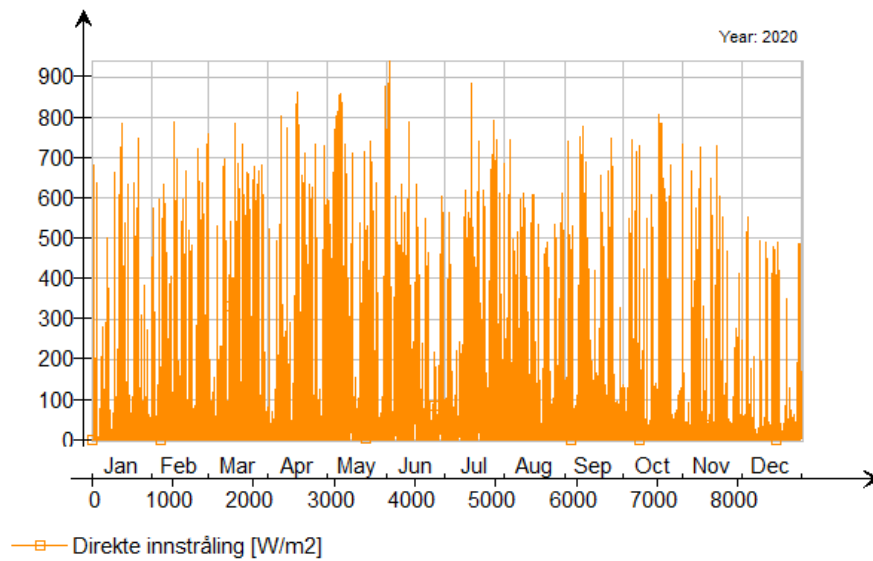
Time	Tair	RelHum	WindDir	WindVelRef	IDirNorm	IDiffHor
0	-12	79	0	0	0	0
(a) Bergen						
Time	Tair	RelHum	WindDir	WindVelRef	IDirNorm	IDiffHor
0	-19.8	79	0	0	0	0
(b) Oslo						
Time	Tair	RelHum	WindDir	WindVelRef	IDirNorm	IDiffHor
0	-31.7	79	0	0	0	0
(c) Vadsø						
Time	Tair	RelHum	WindDir	WindVelRef	IDirNorm	IDiffHor
0	-46.4	79	0	0	0	0
(d) Kautokeino						

Figur B.6: Utdrag fra klimafilene benyttet i simuleringer

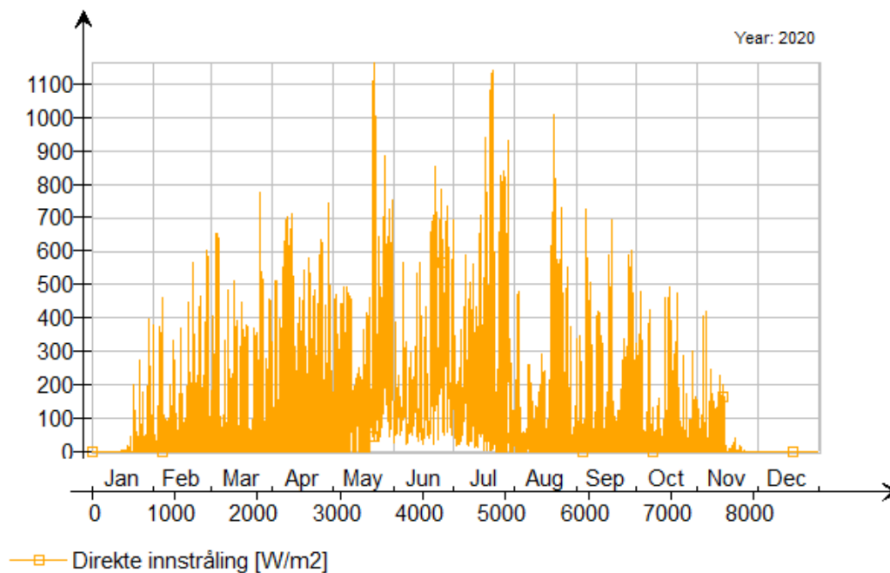
Figur B.7, B.8 og B.9 viser direkte innstrålt effekt fra solen over et år i henholdsvis Bergen, Oslo og Kautokeino. Innstrålt effekt påvirker oppvarmingsbehovet i soverommet som undersøkes.



Figur B.7: Direkte innstrålt effekt i Bergen



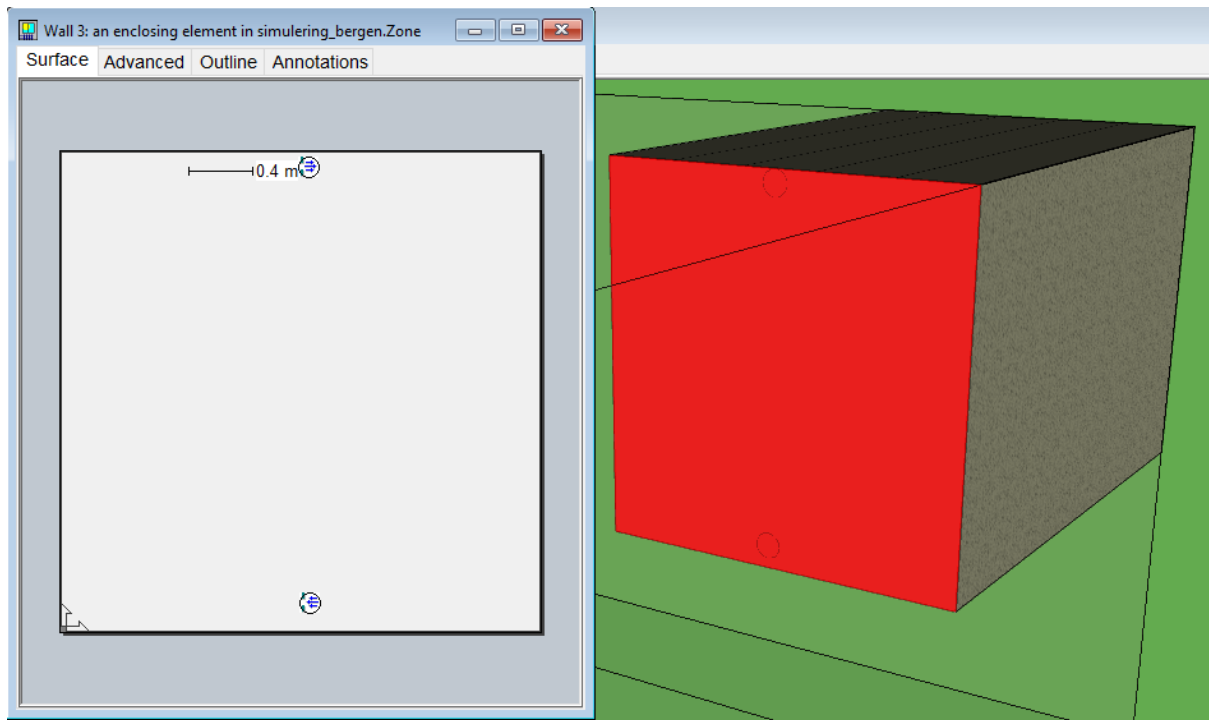
Figur B.8: Direkte innstrålt effekt i Oslo



Figur B.9: Direkte innstrålt effekt i Kautokeino

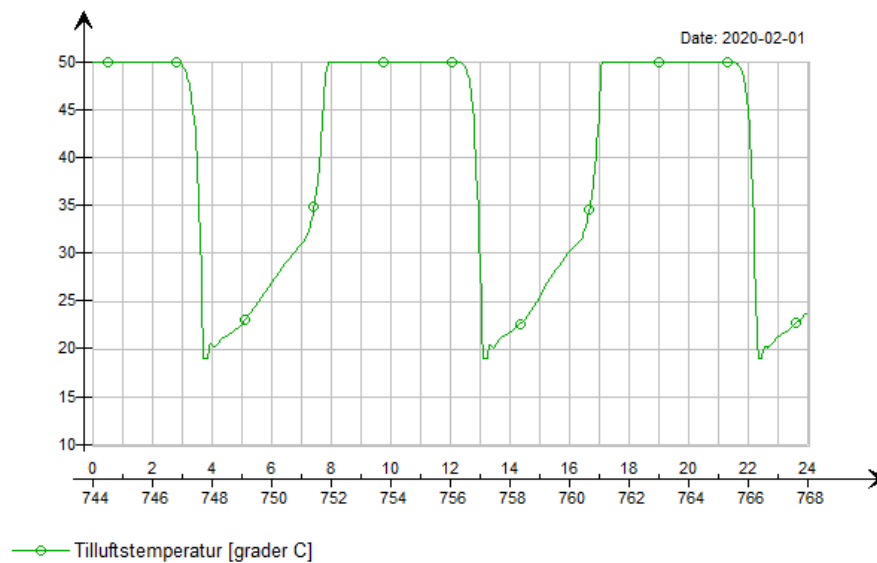
B.1.4 Detaljer om ventilasjonssystemet

Plassering av avtrekk og tilluftventil kan sees i figur B.10. Her er tilluftventilen 2.9 m over gulvet, og avtrekket plassert 0.1 m over gulvet. Når høyde y på avtrekk endres, er det ved samme x .



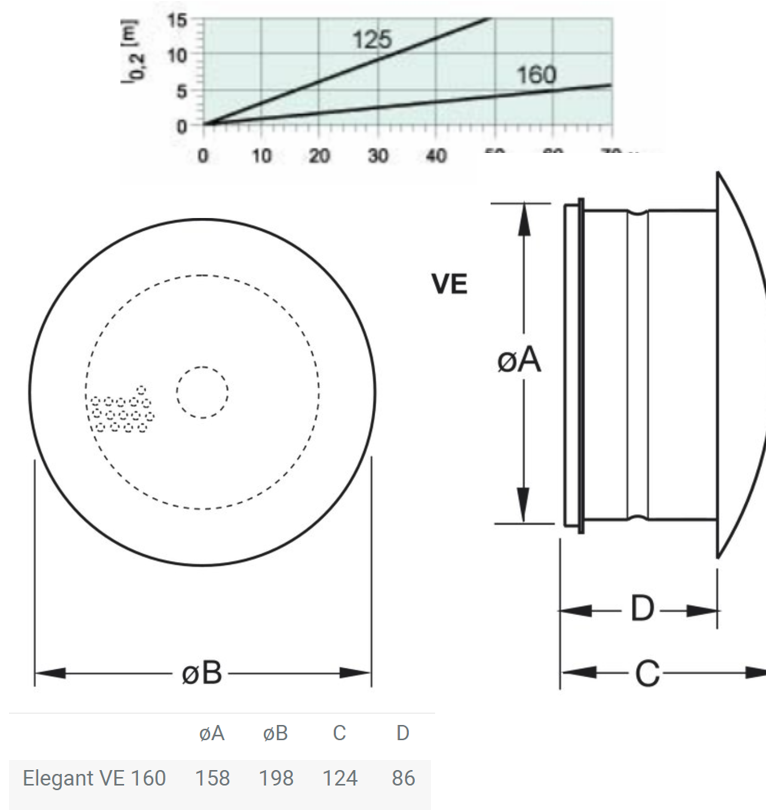
Figur B.10: Plassering av avtrekk og tilluftventil i simuleringsmodell

Pådrag fra varmebatteriet kan justeres ved hjelp av en sensor i rommet. Denne kan plasseres på ønsket overflate og høyde i sonen. Ved høyt oppvarmingsbehov kan oppdriftskrefter i tilluftsstrålen være store. Det lokale varmebatteriet i IDA ICE vil ved slike tilfeller ha problemer med å oppnå settpunkttemperatur ved sensoren. tillufttemperatur øker til en maks verdi på $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, og synker deretter raskt til temperaturen igjen øker mot 50 ° , se figur B.11. Resultatet skyldes tiden det tar før lufttemperatur i ulike høyder av rommet justeres etter pådrag fra varmebatteriet. I et virkelig rom vil sensorens plassering være av betydning, fordi temperaturen øker mot taket.



Figur B.11: Simulert tillufttemperatur for sensor plassert 1 m over gulvet

Figur B.12 viser teknisk data for systemair (shop.systemair.com 2020). Kastelengde og dimensjon er inkludert.



Figur B.12: Teknisk data om Elegant VE 160 fra Systemair (shop.systemair.com 2020)

I figur B.13a beregnes hastighet i kastelengde, x , med data oppgitt av SystemAir. I figur B.13b beregnes hastigheten i kastelengde, med ϵ som oppgis av Danvak (2013). Areal er beregnet ut ifra ϕB fra figur B.12: $A = \pi(\frac{\phi B}{2})^2$.

Hastighet ved kastelengde, fra SystemAir				Hastighet ved kastelengde, fra Danvak			
	24 L/s	32 L/s	50 L/s		24 L/s	32 L/s	50 L/s
Q	86,4	116	180	Q	86,40	116,00	180,00
A	0,03	0,03	0,03	A	0,03	0,03	0,03
U0	0,80	1,07	1,67	U0	0,80	1,07	1,67
x	3	3	4,6	x	3	3	4,6
K	4	4	4	K	4	4	4
epsilon	1	1	1	epsilon	2	2	2
Ønsket (fri isoterm stråle)	0,2	0,2	0,2	Um (veggstråle)	0,185	0,248	0,251
Um (fri isoterm stråle)	0,185	0,248	0,251				

(a) System-Air

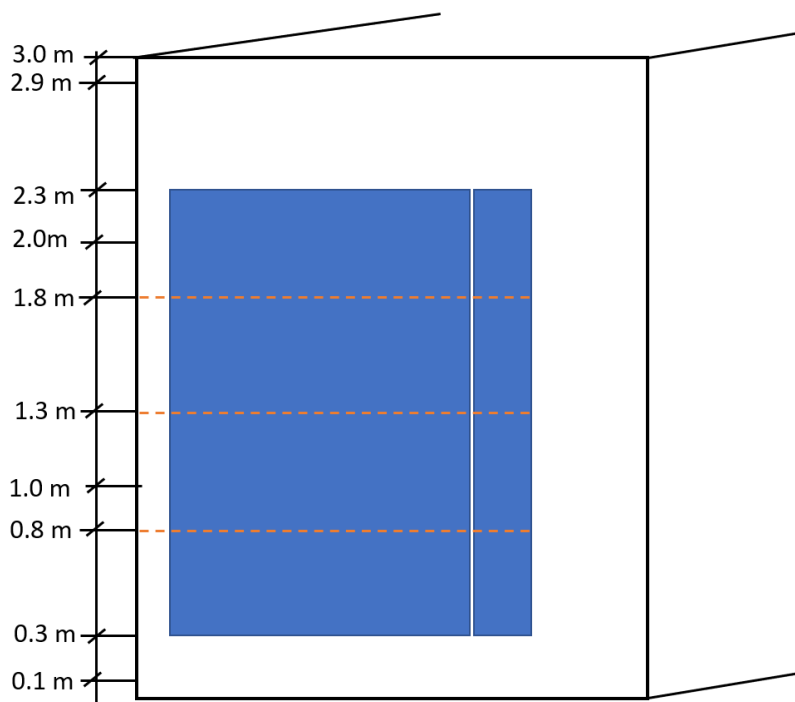
(b) Danvak

Figur B.13: Beregning av konstanten K

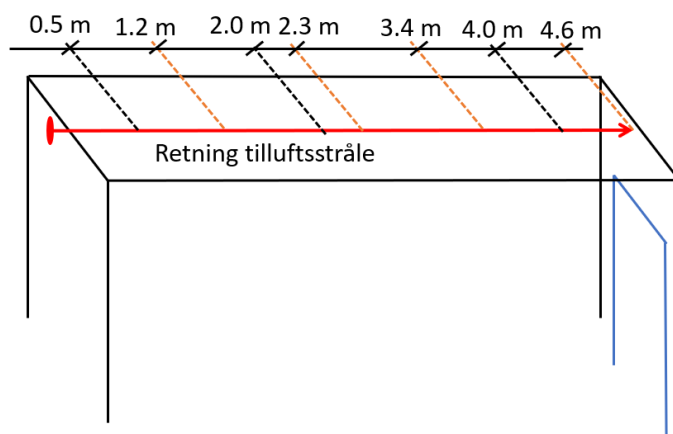
B.1.5 Avleste punkter fra 3D-visning i IDA ICE

Figur B.14 viser høyder der temperaturen er lest av fra 3D-visning i IDA ICE. Punktene er lest av i case 1, 2 og 3. Vinduet er benyttet som målestokk for høydene. De oransje- stiplede linjene deler vinduet i fjerdedeler. Punktene er valgt for å gjøre det enklere å estimere høyder.

Figur B.15 viser punkter langs tilluftstrålen der maks temperatur og hastighet er les av. Høyden til punktene i rommet er 2.9 m over gulvet. Det er forsøkt å dele rommet i fjerdedeler, dette svarer til de oransje-stiplede linjene. Andre avstander fra tilluftåpningen er også estimert. Tilluftstrålen blåser fra kortveggen mot vinduet.



Figur B.14: Høyder i rommet der temperatur er lest av i case 1, 2 og 3



Figur B.15: Punkter langs tilluftstrålen der temperatur og hastighet er lest av i case 1

B.2 Supplerende resultater fra case 1

Figur B.16 viser vertikal temperaturgradient hentet fra 3D-visning i IDA ICE fra case 1.

Kautokeino, case 1.A										
Q= 86	Tsup=38.5									
Høyde over gulvet	0,1	0,3	0,8	1	1,3	1,8	2	2,3	2,9	3
Temperatur	19,56	19,8	20,5	20,8	21,3	21,7	22,4	22,7	26	26,15
Dim. Løs høyde	0,03	0,10	0,27	0,33	0,43	0,60	0,67	0,77	0,97	1,00
Dim. Løs temperatur	0,00	0,04	0,14	0,19	0,26	0,32	0,43	0,48	0,98	1,00
T-Tankel	0	0,24	0,94	1,24	1,74	2,14	2,84	3,14	6,44	6,59
Temperatureffektivitet	1,06									
Vadsø, case 1.B										
Q= 86	Tsup=31.1									
Høyde over gulvet	0,1	0,3	0,8	1	1,3	1,8	2	2,3	2,9	3
Temperatur	20,18	20,5	21,2	21,6	21,8	22,1	22,6	22,8	23,6	23,67
Dim. Løs høyde	0,03	0,10	0,27	0,33	0,43	0,60	0,67	0,77	0,97	1,00
Dim. Løs temperatur	0,00	0,09	0,29	0,41	0,47	0,55	0,70	0,76	0,99	1,01
T-Tankel	0	0,32	1,02	1,42	1,62	1,92	2,42	2,62	3,42	3,49
Temperatureffektivitet	1,09									
Oslo, case 1.C										
Q=86	Tsup= 27.9									
Høyde over gulvet	0,1	0,3	0,8	1	1,3	1,8	2	2,3	2,9	3
Temperatur	20,5	21	21,6	21,9	21,9	22	22,2	22,3	22,5	22,3
Dim. Løs høyde	0,03	0,10	0,27	0,33	0,43	0,60	0,67	0,77	0,97	1,00
Dim. Løs temperatur	0,00	0,25	0,55	0,70	0,70	0,75	0,85	0,90	1,00	0,90
T-Tankel	0	0,5	1,1	1,4	1,4	1,5	1,7	1,8	2	1,8
Temperatureffektivitet	1,17									
Bergen, case 1.D										
Q=86	Tsup=24.8									
Høyde over gulvet	0,1	0,3	0,8	1	1,3	1,8	2	2,3	2,9	3
Temperatur	21	21,3	21,8	21,9	22	22,1	22,2	22,2	22,2	22,1
Dim. Løs høyde	0,03	0,10	0,27	0,33	0,43	0,60	0,67	0,77	0,97	1,00
Dim. Løs temperatur	0,00	0,25	0,67	0,75	0,83	0,92	0,92	1,00	1,00	0,92
T-Tankel	0	0,3	0,8	0,9	1	1,1	1,1	1,2	1,2	1,1
Temperatureffektivitet	1,21									
Vadsø, case 1.E										
Q= 116	Tsup=28.7									
Høyde over gulvet	0,1	0,3	0,8	1	1,3	1,8	2	2,3	2,9	3
Temperatur	20,4	20,7	21,2	21,7	22	22,1	22,5	22,8	23,2	23,2
Dim. Løs høyde	0,03	0,10	0,27	0,33	0,43	0,60	0,67	0,77	0,97	1,00
Dim. Løs temperatur	0,00	0,11	0,29	0,46	0,57	0,61	0,75	0,86	1,00	1,00
T-Tankel	0	0,3	0,8	1,3	1,6	1,7	2,1	2,4	2,8	2,8
Temperatureffektivitet	1,14									
Oslo, case 1.F										
Q=116	Tsup= 26,5									
Høyde over gulvet	0,1	0,3	0,8	1	1,3	1,8	2	2,3	2,9	3
Temperatur	20,5	21	21,6	21,8	21,9	22	22,1	22,3	22,5	22,3
Dim. Løs høyde	0,03	0,10	0,27	0,33	0,43	0,60	0,67	0,77	0,97	1,00
Dim. Løs temperatur	0,00	0,25	0,55	0,65	0,70	0,75	0,80	0,90	1,00	0,90
T-Tankel	0	0,5	1,1	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2	1,8
Temperatureffektivitet	1,18									
Kautokeino, case 1.G										
Q= 180	Tsup=32									
Høyde over gulvet	0,1	0,3	0,8	1	1,3	1,8	2	2,3	2,9	3
Temperatur	19,9	20,3	20,9	21,4	21,7	22,1	22,7	22,8	23,8	23,8
Dim. Løs høyde	0,03	0,10	0,27	0,33	0,43	0,60	0,67	0,77	0,97	1,00
Dim. Løs temperatur	0,00	0,10	0,26	0,38	0,46	0,56	0,72	0,74	1,00	1,00
T-Tankel	0	0,4	1	1,5	1,8	2,2	2,8	2,9	3,9	3,9
Temperatureffektivitet	1,13									
Bergen, case 1.H										
Q= 180	Tsup=23.6									
Høyde over gulvet	0,1	0,3	0,8	1	1,3	1,8	2	2,3	2,9	3
Temperatur	21	21,3	21,8	21,9	22	22	22,1	22,1	22,1	22,1
Dim. Løs høyde	0,03	0,10	0,27	0,33	0,43	0,60	0,67	0,77	0,97	1,00
Dim. Løs temperatur	0,00	0,27	0,73	0,82	0,91	0,91	1,00	1,00	1,00	1,00
T-Tankel	0	0,3	0,8	0,9	1	1	1,1	1,1	1,1	1,1
Temperatureffektivitet	1,27									

Figur B.16: Tallverdier for vertikal temperaturgradient i case 1

Figur B.17 viser tallverdier for maks hastighet og temperatur langs stråle. Verdiene er hentet fra 3D-

visning i IDA ICE.

Avstand fra åpningen [m]	0,5	1,2	2	2,3	3,4	4	4,6
Avstand fra åpningen, dimensjonsløs	0,11	0,26	0,43	0,50	0,74	0,87	1,00
Kautokeino, 86, CASE 1A							
Temperatur	36,00	34,00	31,60	31,00	30,10	29,70	28,90
Hastighet	0,43	0,30	0,21	0,18	0,12	0,10	0,05
Dimensjonsløs temp	0,85	0,73	0,58	0,55	0,49	0,47	0,42
Dimensjonsløs hast	0,65	0,45	0,32	0,27	0,18	0,15	0,08
Vadsø, 86, CASE 1B							
Temperatur	29,40	27,60	27,10	26,80	26,40	26,00	25,70
Hastighet	1,03	0,74	0,56	0,47	0,36	0,31	0,29
Dimensjonsløs temp	0,99	0,75	0,68	0,64	0,59	0,53	0,49
Dimensjonsløs hast	0,75	0,54	0,41	0,34	0,26	0,22	0,21
Oslo, 86, CASE 1C							
Temperatur	26,60	25,70	24,90	24,70	24,20	24,00	23,80
Hastighet	0,40	0,33	0,23	0,21	0,16	0,13	0,11
Dimensjonsløs temp	0,78	0,63	0,49	0,46	0,37	0,34	0,31
Dimensjonsløs hast	0,61	0,50	0,35	0,32	0,24	0,20	0,17
Bergen, 86, CASE 1D							
Temperatur	24,60	24,40	23,90	23,70	23,40	23,20	23,00
Hastighet	0,44	0,29	0,24	0,20	0,16	0,14	0,12
Dimensjonsløs temp	0,93	0,86	0,68	0,61	0,50	0,43	0,36
Dimensjonsløs hast	0,67	0,44	0,36	0,30	0,24	0,21	0,18
Vadsø, 116, CASE 1F							
Temperatur	28,10	26,90	26,10	25,90	25,30	25,10	25,10
Hastighet	0,60	0,46	0,36	0,28	0,21	0,19	0,18
Dimensjonsløs temp	0,84	0,67	0,56	0,53	0,45	0,42	0,42
Dimensjonsløs hast	0,67	0,51	0,40	0,31	0,23	0,21	0,20
Oslo, 116, CASE 1E							
Temperatur	25,20	24,70	24,20	24,00	23,70	23,50	23,40
Hastighet	0,60	0,43	0,35	0,30	0,22	0,19	0,17
Dimensjonsløs temp	0,71	0,60	0,49	0,44	0,38	0,33	0,31
Dimensjonsløs hast	0,67	0,48	0,39	0,33	0,24	0,21	0,19
Kautokeino, 180, CASE 1G							
Temperatur	30,70	29,20	27,60	27,00	26,50	26,10	25,60
Hastighet	0,46	0,32	0,22	0,20	0,16	0,13	0,12
Dimensjonsløs temp	0,87	0,72	0,56	0,50	0,45	0,41	0,36
Dimensjonsløs hast	0,70	0,48	0,33	0,30	0,24	0,20	0,18
Bergen, 180, CASE 1H							
Temperatur	23,30	23,00	22,90	22,70	22,60	22,50	22,50
Hastighet	1,04	0,84	0,58	0,48	0,37	0,32	0,32
Dimensjonsløs temp	0,81	0,62	0,56	0,44	0,38	0,31	0,31
Dimensjonsløs hast	0,75	0,61	0,42	0,35	0,27	0,23	0,23

Figur B.17: Maks hastighet og temperatur langs strålen i case 1

Figur B.18 viser tallverdier for overflatetemperatur til vindu og yttervegg for case 1.

	Overflatetemp. vindu [grader C]	Overflatetemp. yttervegg [grader C]	Temperatur ved gulvet
Case 1A	15,20	20,70	19,56
Case 1B	16,40	20,70	20,18
Case 1C	17,3	20,8	20,5
Case 1D	18,6	21,4	21
Case 1E	17,4	20,9	20,4
Case 1F	16,4	20,8	20,5
Case 1G	15,20	20,80	19,9
Case 1H	18,60	21,50	21

Figur B.18: Tallverdier for overflatetemperaturer i case 1

B.3 Supplerende resultater fra case 2

Figur B.19 viser vertikal temperaturgradient hentet fra 3D-visning i IDA ICE fra case 2.

Kautokeino, case 1.A											
Q= 86	Tsup=38.5										
Høyde over gulvet	0,1	0,3	0,8	1	1,3	1,8	2	2,3	2,9	3	
Temperatur	19,56	19,8	20,5	20,8	21,3	21,7	22,4	22,7	26	26,15	
Dim. Løs høyde	0,03	0,10	0,27	0,33	0,43	0,60	0,67	0,77	0,97	1,00	
Dim. Løs temperatur	0,00	0,04	0,14	0,19	0,26	0,32	0,43	0,48	0,98	1,00	
T-tankel	0	0,24	0,94	1,24	1,74	2,14	2,84	3,14	6,44	6,59	
Temperatureffektivitet	1,06										
Vadso, case 1.B											
Q= 86	Tsup=31.1										
Høyde over gulvet	0,1	0,3	0,8	1	1,3	1,8	2	2,3	2,9	3	
Temperatur	20,18	20,5	21,2	21,6	21,8	22,1	22,6	22,8	23,6	23,67	
Dim. Løs høyde	0,03	0,10	0,27	0,33	0,43	0,60	0,67	0,77	0,97	1,00	
Dim. Løs temperatur	0,00	0,09	0,29	0,41	0,47	0,55	0,70	0,76	0,99	1,01	
T-Tankel	0	0,32	1,02	1,42	1,62	1,92	2,42	2,62	3,42	3,49	
Temperatureffektivitet	1,09										
Oslo, case 1.C											
Q=86	Tsup= 27.9										
Høyde over gulvet	0,1	0,3	0,8	1	1,3	1,8	2	2,3	2,9	3	
Temperatur	20,5	21	21,6	21,8	21,9	22	22,1	22,3	22,5	22,3	
Dim. Løs høyde	0,03	0,10	0,27	0,33	0,43	0,60	0,67	0,77	0,97	1,00	
Dim. Løs temperatur	0,00	0,25	0,55	0,65	0,70	0,75	0,80	0,90	1,00	0,90	
T-Tankel	0	0,5	1,1	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2	1,8	
Temperatureffektivitet	1,17										
Bergen, case 1.D											
Q=86	Tsup=24.8										
Høyde over gulvet	0,1	0,3	0,8	1	1,3	1,8	2	2,3	2,9	3	
Temperatur	21	21,3	21,8	21,9	22	22,1	22,1	22,2	22,2	22,1	
Dim. Løs høyde	0,03	0,10	0,27	0,33	0,43	0,60	0,67	0,77	0,97	1,00	
Dim. Løs temperatur	0,00	0,25	0,67	0,75	0,83	0,92	0,92	1,00	1,00	0,92	
T-Tankel	0	0,3	0,8	0,9	1	1,1	1,1	1,2	1,2	1,1	
Temperatureffektivitet	1,21										
Vadso, case 1.E											
Q=86	Tsup=34.2										
Høyde over gulvet	0,1	0,3	0,8	1	1,3	1,8	2	2,3	2,9	3	
Temperatur	20,6	20,6	21	21,5	21,9	22,1	22,3	22,8	23,7	24,5	
Dim. Løs høyde	0,03	0,10	0,27	0,33	0,43	0,60	0,67	0,77	0,97	1,00	
Dim. Løs temperatur	0,00	0,00	0,10	0,23	0,32	0,38	0,43	0,55	0,77	0,98	
T-Tankel	0	0	0,4	0,9	1,3	1,5	1,7	2,2	3,1	3,9	
Temperatureffektivitet	0,89										
Oslo, case 1.F											
Q=86	Tsup=29,5										
Høyde over gulvet	0,1	0,3	0,8	1	1,3	1,8	2	2,3	2,9	3	
Temperatur	20,8	20,9	21,5	21,9	22	22,1	22,3	22,5	22,5	22,5	
Dim. Løs høyde	0,03	0,10	0,27	0,33	0,43	0,60	0,67	0,77	0,97	1,00	
Dim. Løs temperatur	0,00	0,06	0,41	0,65	0,71	0,76	0,88	1,00	1,00	1,00	
T-Tankel	0	0,1	0,7	1,1	1,2	1,3	1,5	1,7	1,7	1,7	
Temperatureffektivitet	0,93										
Kautokeino, case 1.G											
Q=86	Tsup=44										
Høyde over gulvet	0,1	0,3	0,8	1	1,3	1,8	2	2,3	2,9	3	
Temperatur	20	20	20,3	20,8	21,3	21,8	22,1	22,6	27,2	27,2	
Dim. Løs høyde	0,03	0,10	0,27	0,33	0,43	0,60	0,67	0,77	0,97	1,00	
Dim. Løs temperatur	0,00	0,00	0,04	0,11	0,18	0,25	0,29	0,36	1,00	1,00	
T-Tankel	0	0	0,3	0,8	1,3	1,8	2,1	2,6	7,2	7,2	
Temperatureffektivitet	0,72										
Bergen, case 1.H											
Q=86	Tsup=26,1 Plassering 3										
Høyde over gulvet	0,1	0,3	0,8	1	1,3	1,8	2	2,3	2,9	3	
Temperatur	21,1	21,4	21,8	21,9	22	22,2	22,2	22,2	22,2	22,2	
Dim. Løs høyde	0,03	0,10	0,27	0,33	0,43	0,60	0,67	0,77	0,97	1,00	
Dim. Løs temperatur	0,00	0,27	0,64	0,73	0,82	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	
T-Tankel	0	0,3	0,7	0,8	0,9	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	
Temperatureffektivitet	0,89										

Figur B.19: Tallverdier til vertikal temperaturgradient i case 2

Figur B.20 viser tallverdier for varmebehovet dekket av ventilasjonsluft.

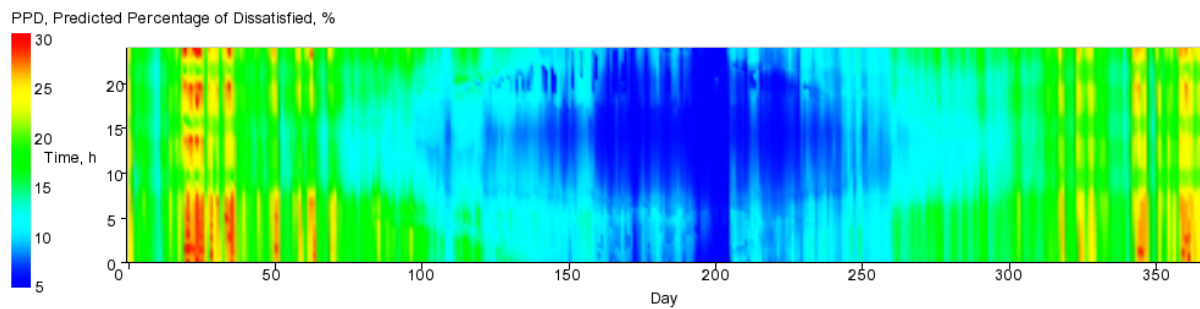
	Varme til og fra rommet [W]
Case 1A	511,02
Case 1B	309,71
Case 1C	182,73
Case 1D	86,72
Case 1E	377,84
Case 1F	232,28
Case 1G	696,84
Case 1H	126,98

Figur B.20: Tallverdier for varmebehovet som dekkes av ventilasjonsluft i case 2

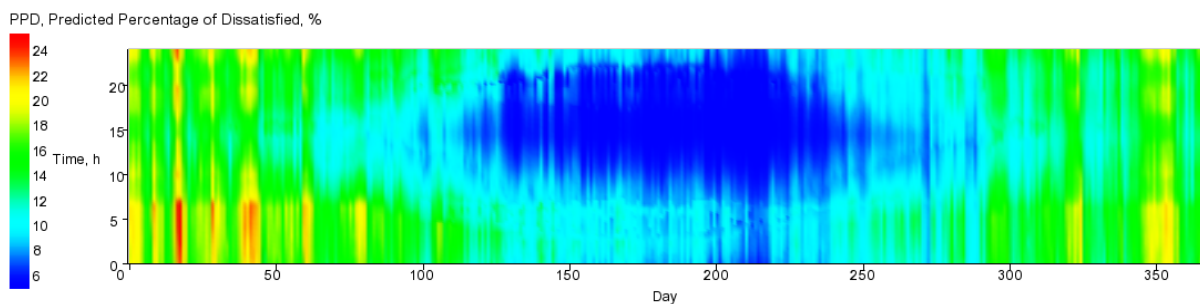
B.4 Supplerende resultater fra case 3

B.4.1 Helårssimulering

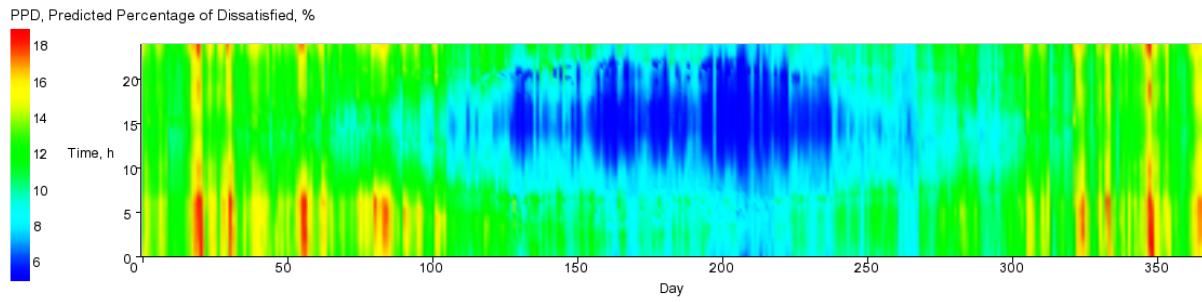
I oppgaven er teppeplot av PPD presentert. Det er gjort endringer på figurene for å gjøre akser og tall tydeligere. Figur B.21, B.22 og B.23 viser de originale teppeplottene for henholdsvis Kautokeino, Oslo og Bergen.



Figur B.21: Originalt teppeplot for PPD i Kautokeino

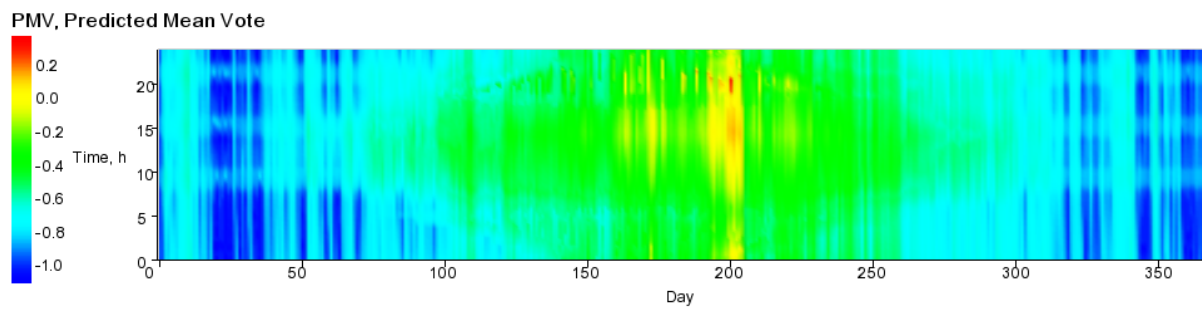


Figur B.22: Originalt teppeplot for PPD i Oslo

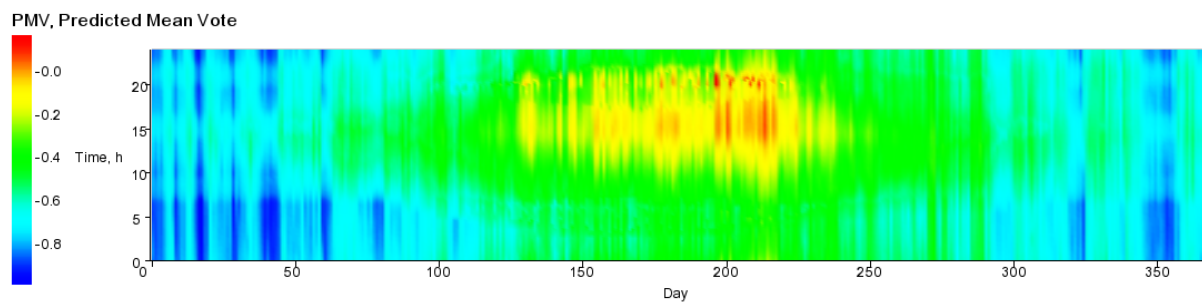


Figur B.23: Originalt teppeplot for PPD i Bergen

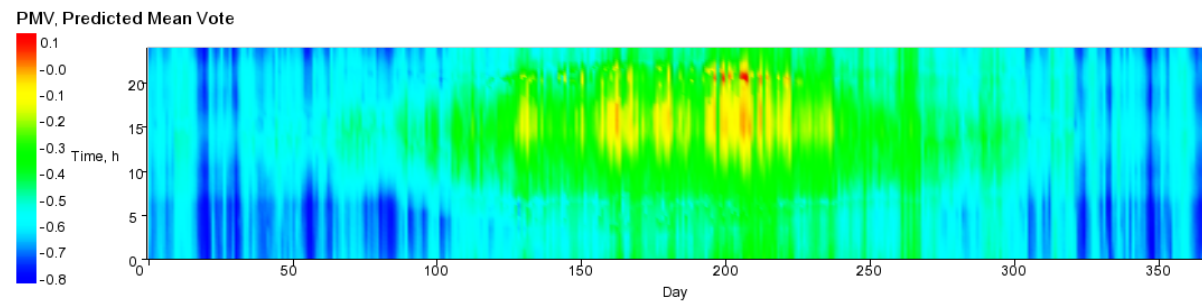
Teppeplot for PMV i Kautokeino, Oslo og Bergen kan sees i henholdsvis figur B.24, B.25 og B.26.



Figur B.24: Teppeplot for PMV i Kautokeino



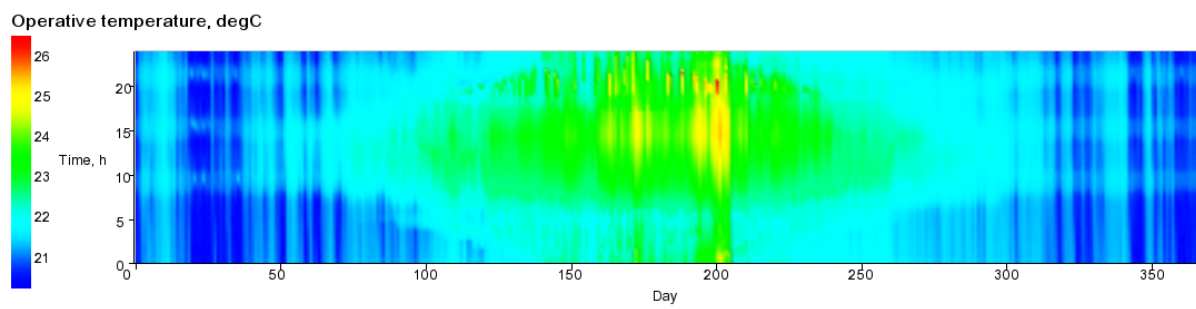
Figur B.25: Teppeplot for PMV i Oslo



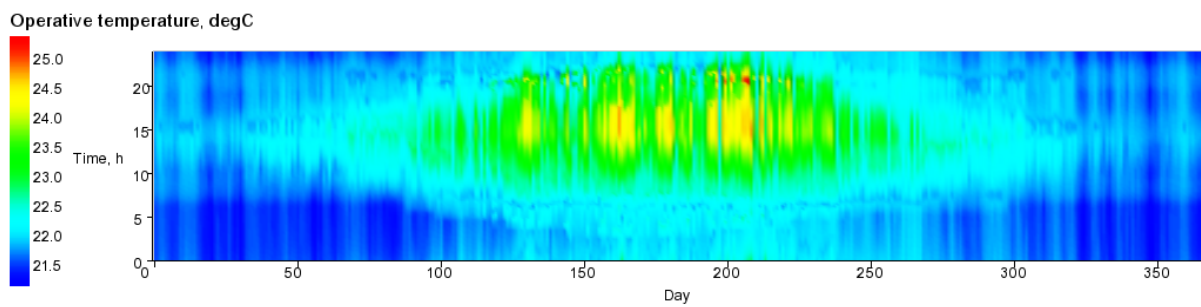
Figur B.26: Teppeplot for PMV i Bergen

Figur B.27 og B.28 viser døgn- og sesongvariasjon av operativ temperatur for et år i henholdsvis Kau-

tokeino og Bergen.



Figur B.27: Operativ temperatur for et helt år i Kautokeino

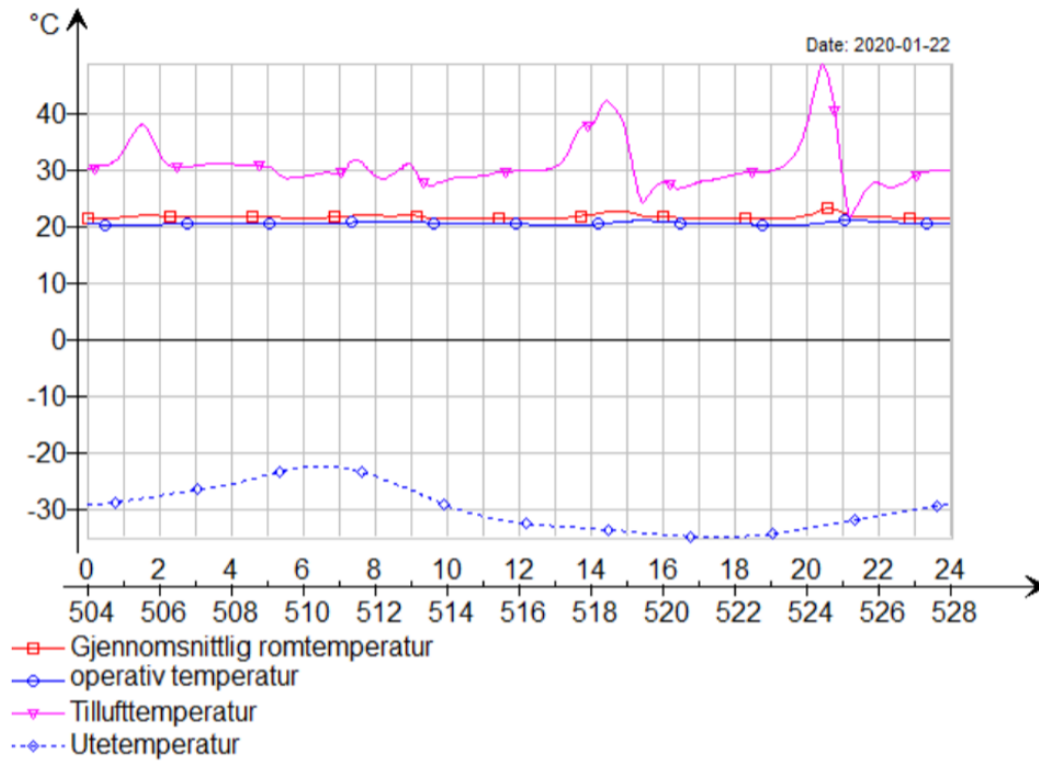


Figur B.28: Operativ temperatur for et helt år i Bergen

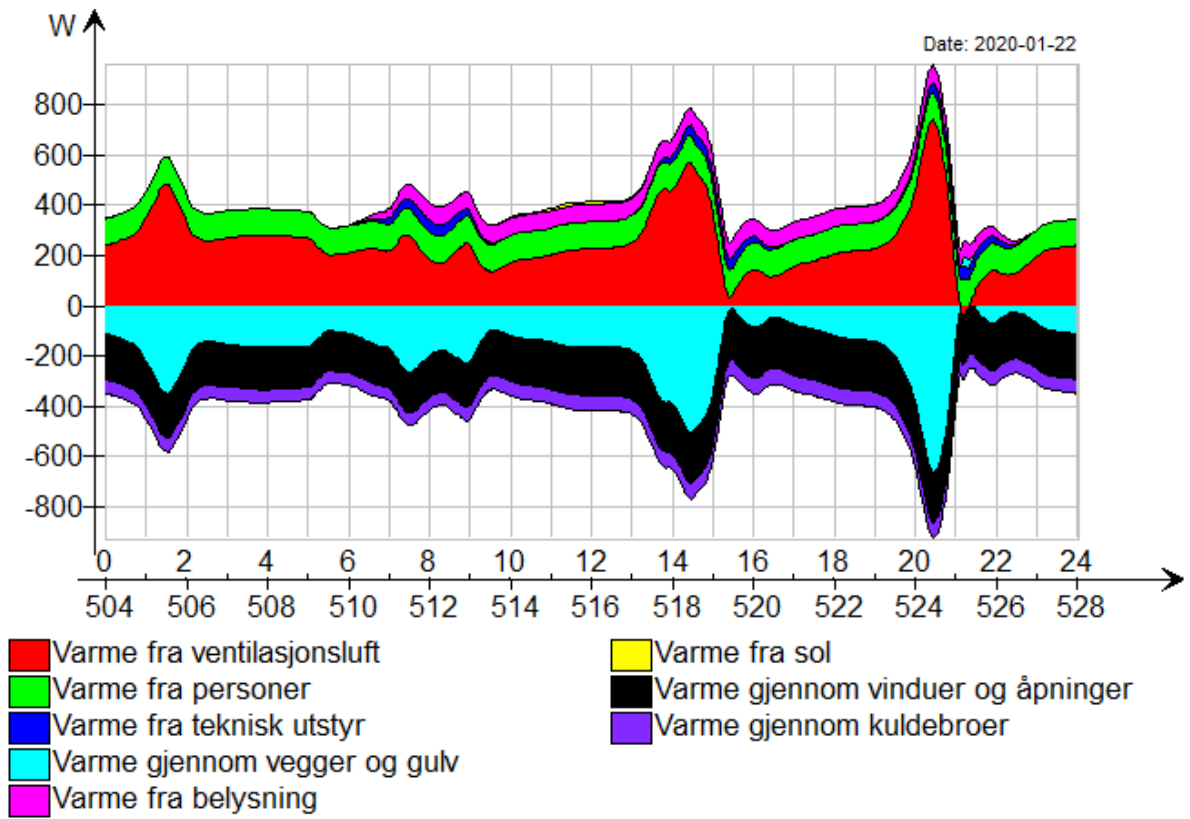
B.4.2 Døgnsimulering

Case 3.A

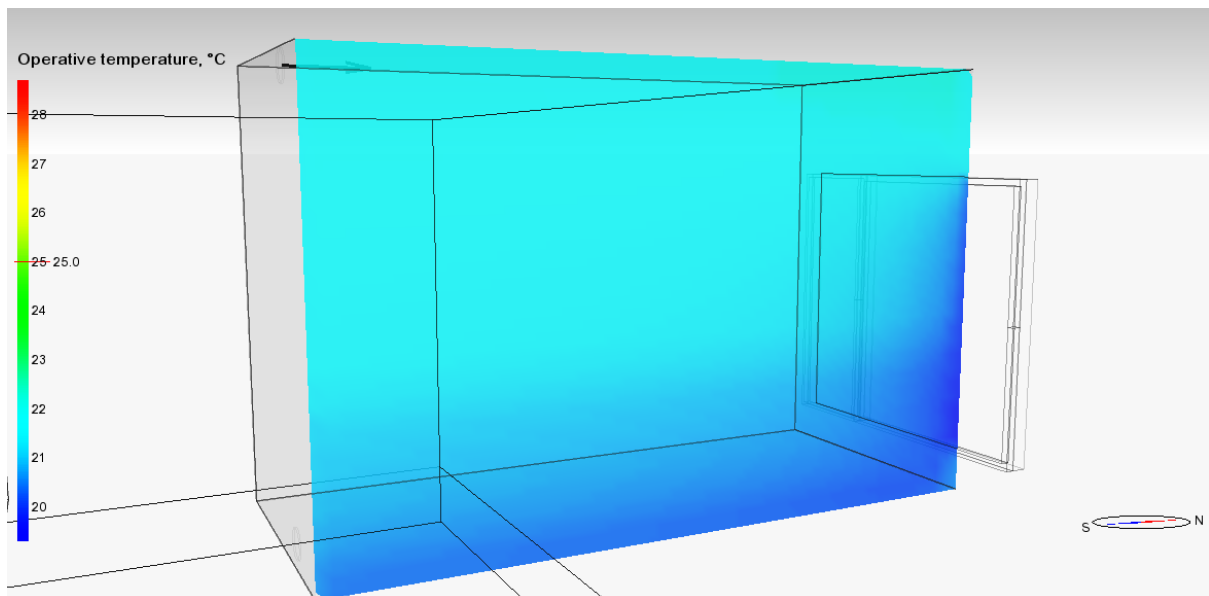
Figur B.29 viser utetemperatur, tilluftstemperatur, operativ temperatur og romtemperatur for et vinterdøgn i Kautokeino. Figur B.30 og B.31 illustrerer varmebalansen og 3D-visning av operativ temperatur.



Figur B.29: Utetemperatur, tilluftstemperatur, operativ temperatur og romtemperatur, vinterdøgn i Kautokeino



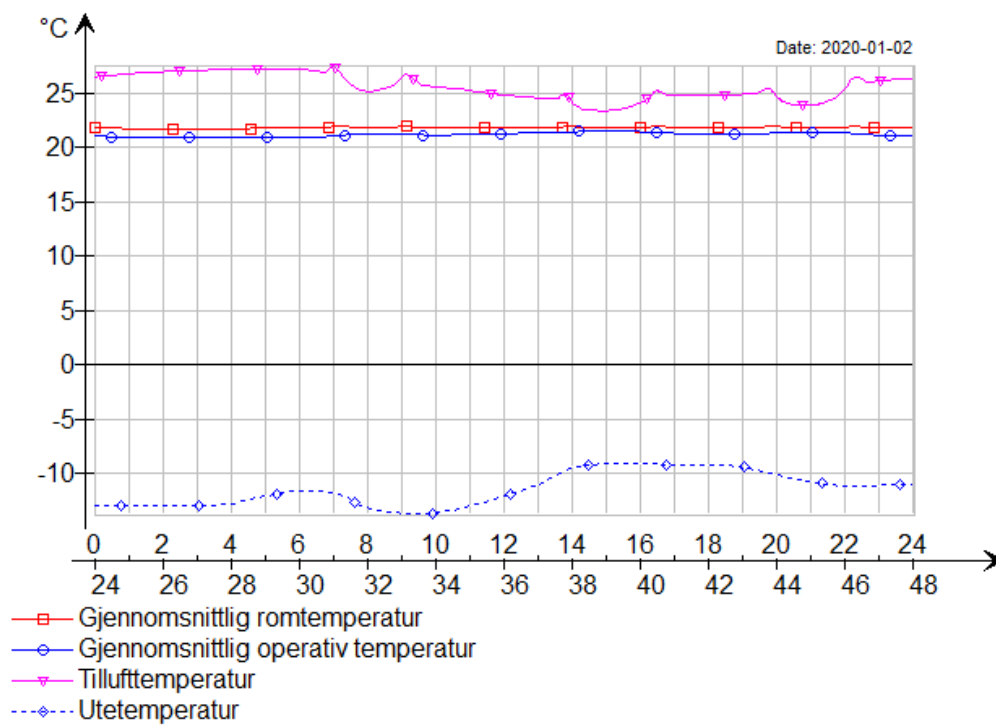
Figur B.30: Varmebalanse for et vinterdøgn i Kautokeino



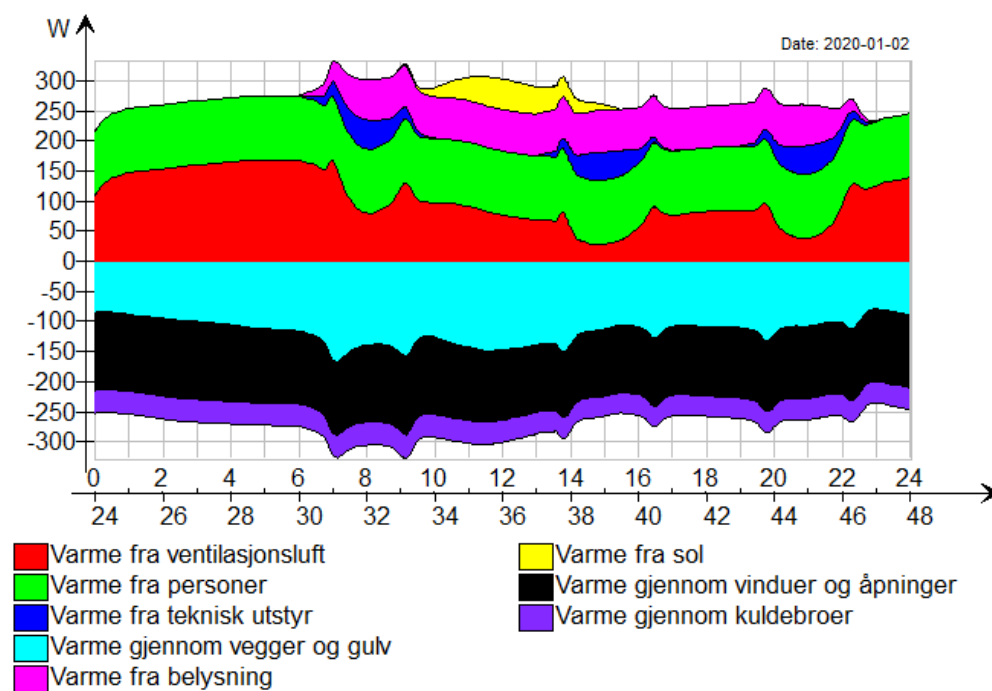
Figur B.31: 3D-visning av operativ temperatur for et vinterdøgn i Kautokeino

Case 3.B

Figur B.32 viser utetemperatur, tilluftstemperatur, operativ temperatur og romtemperatur for et vinterdøgn i Oslo. Figur B.33 illustrerer varmebalansen.



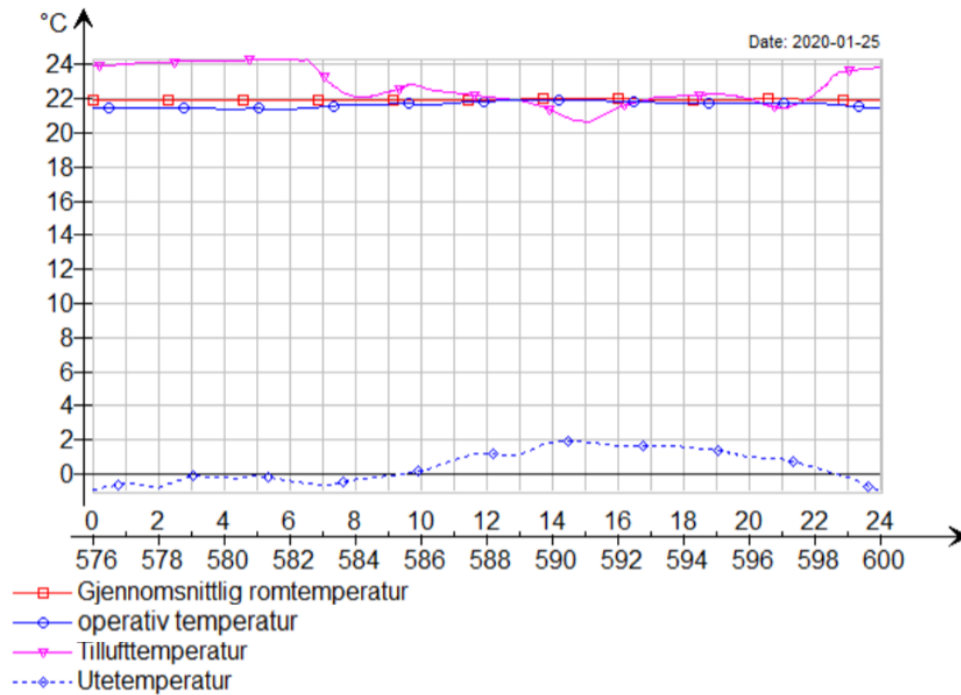
Figur B.32: Utetemperatur, tilluftstemperatur, operativ temperatur og romtemperatur, vinterdøgn i Oslo



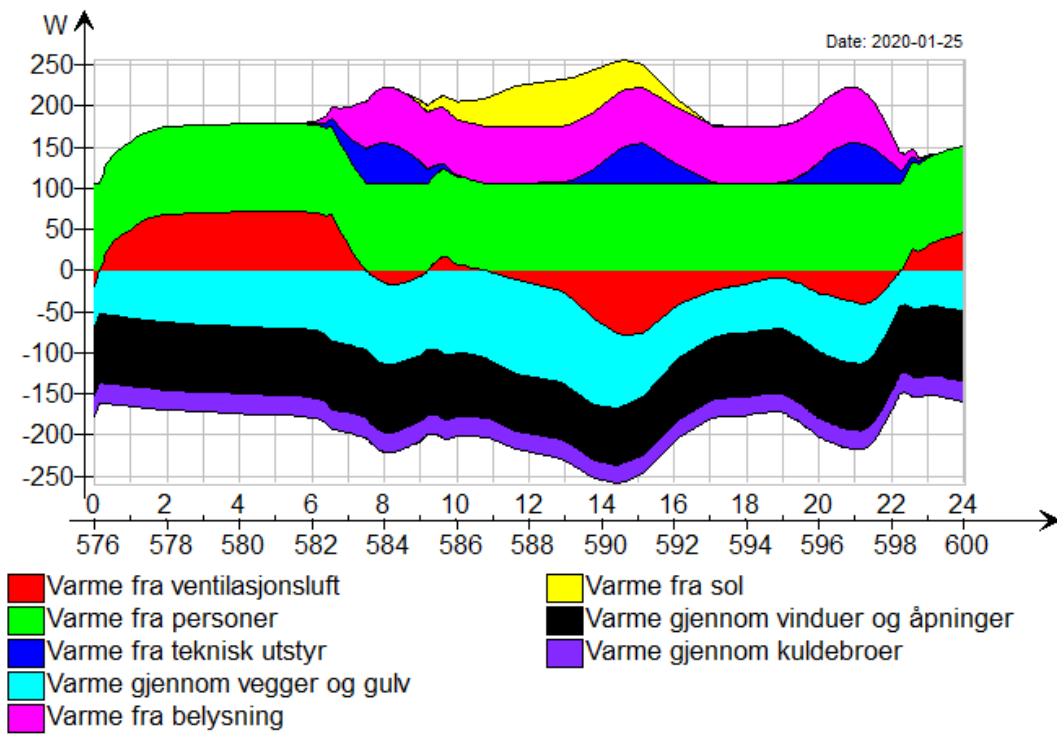
Figur B.33: Varmebalanse for et vinterdøgn i Oslo

Case 3.C

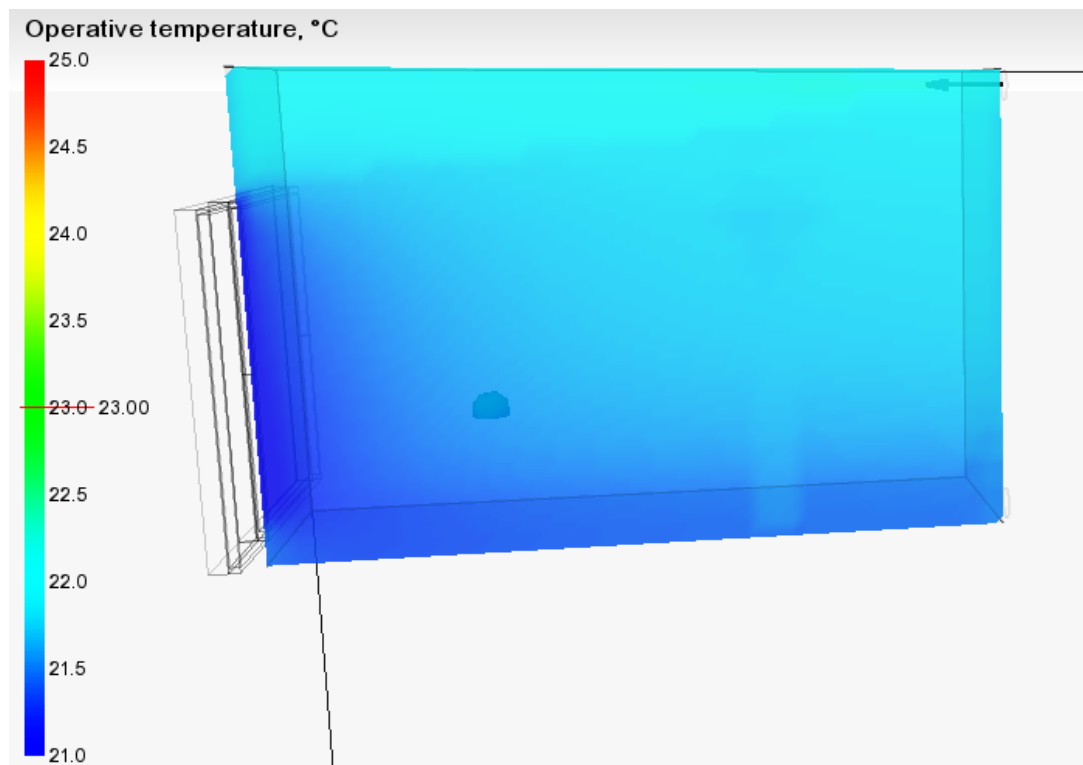
Figur B.34 viser utetemperatur, tilluftstemperatur, operativ temperatur og romtemperatur for et vinterdøgn i Bergen. Figur B.35 og B.36 illustrerer varmebalansen og 3D-visning operativ temperatur.



Figur B.34: Utetemperatur, tilluftstemperatur, operativ temperatur og romtemperatur, vinterdøgn i Bergen



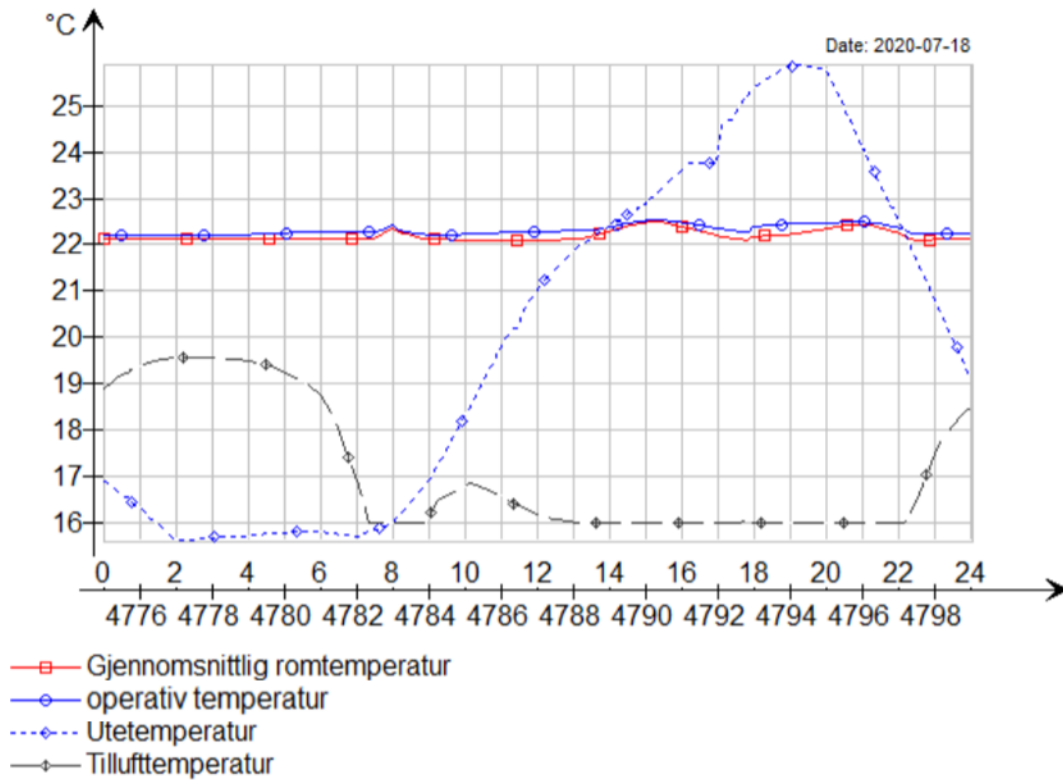
Figur B.35: Varmebalanse for et vinterdøgn i Bergen



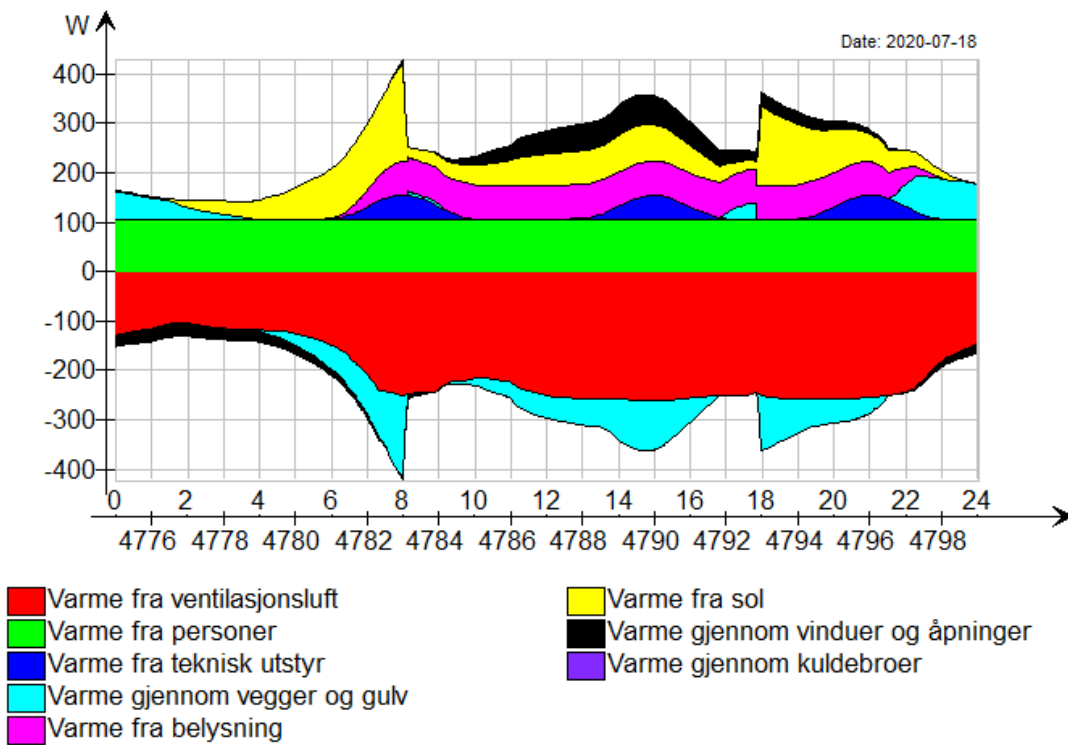
Figur B.36: 3D-visning av operativ temperatur for et vinterdøgn i Bergen

Case 3.D

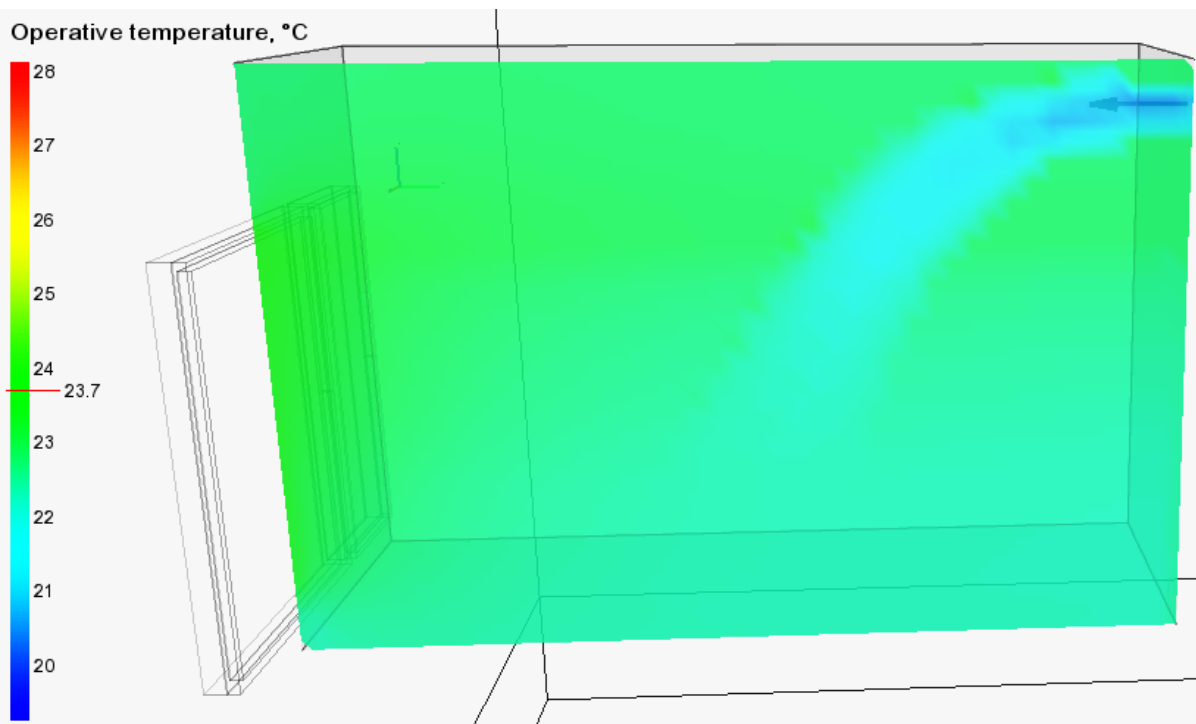
Figur B.37 viser utetemperatur, tilluftstemperatur, operativ temperatur og romtemperatur for et sommerdøgn i Kautokeino. Figur B.38 og B.39 illustrerer varmebalansen og 3D-visning operativ temperatur. Lufthastighet i sonen kan sees i figur B.40.



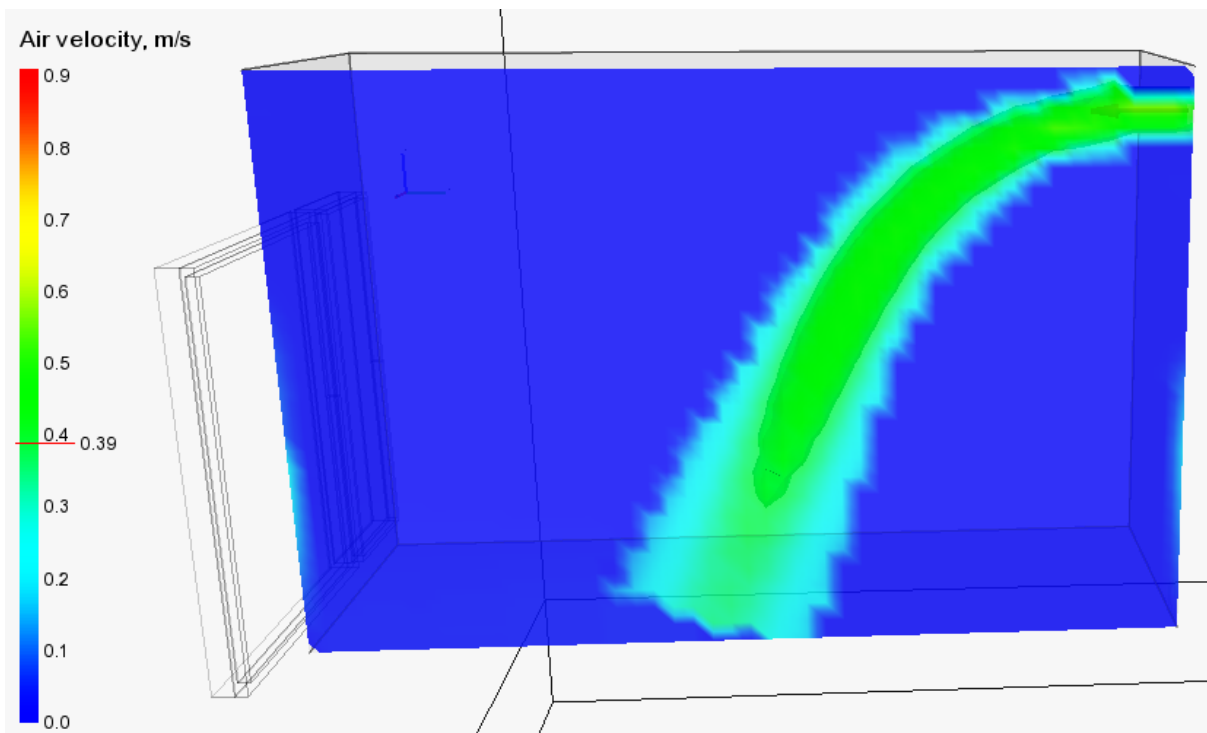
Figur B.37: Utetemperatur, tillufttemperatur, operativ temperatur og romtemperatur, sommerdøgn i Kautokeino



Figur B.38: Varmebalanse for et sommerdøgn i Kautokeino



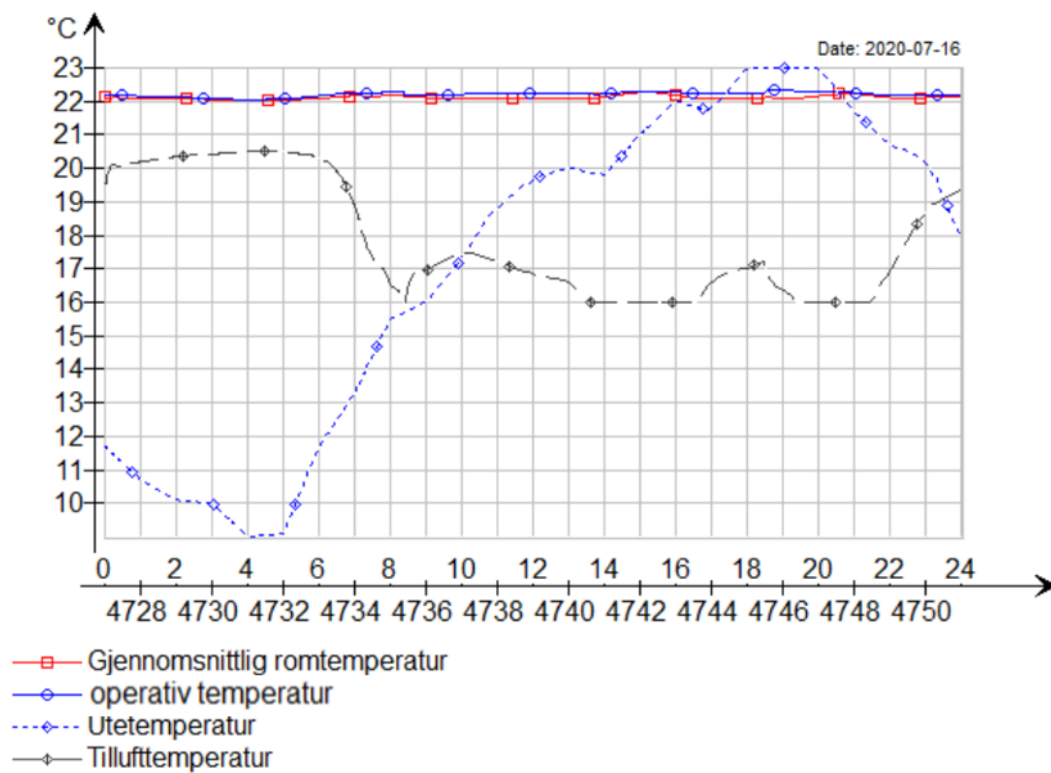
Figur B.39: 3D-visning av operativ temperatur for et sommerdøgn i Kautokeino



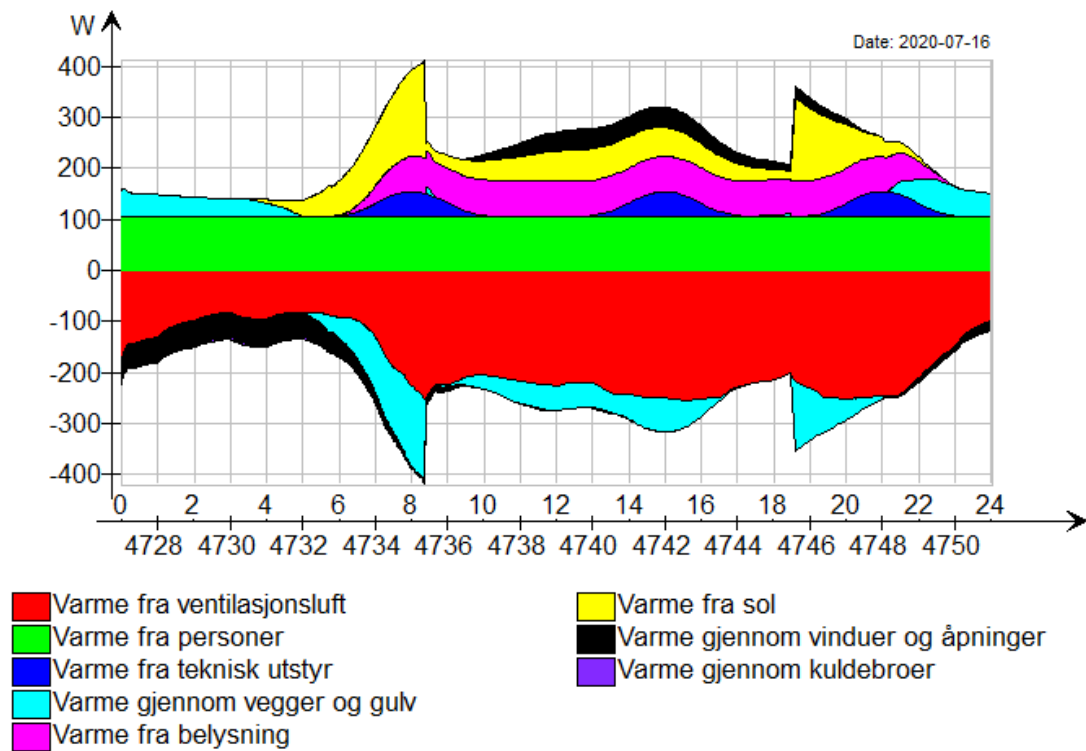
Figur B.40: 3D-visning av hastighet i sonen for et sommerdøgn i Kautokeino

Case 3.E

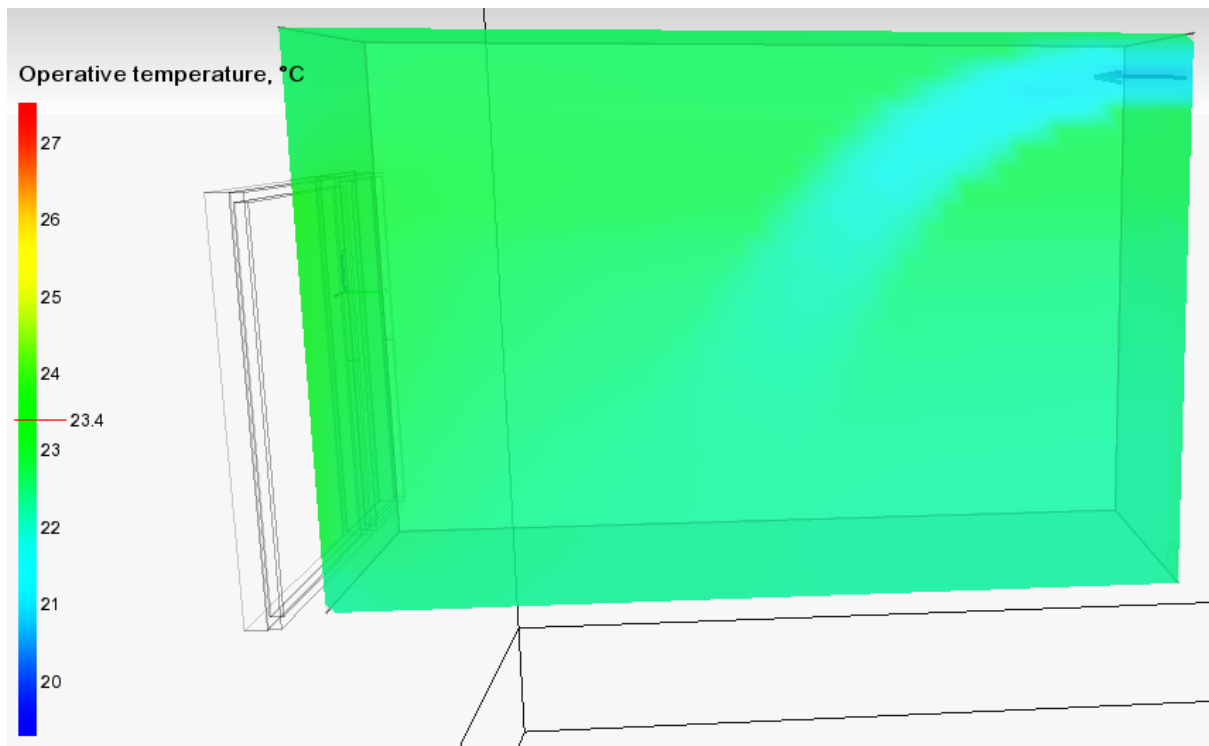
Figur B.41 viser utetemperatur, tilluftstemperatur, operativ temperatur og romtemperatur for et sommerdøgn i Oslo. Figur B.42 og B.43 illustrerer varmebalansen og 3D-visning operativ temperatur.



Figur B.41: Utetemperatur, tillufttemperatur, operativ temperatur og romtemperatur, sommerdøgn i Oslo



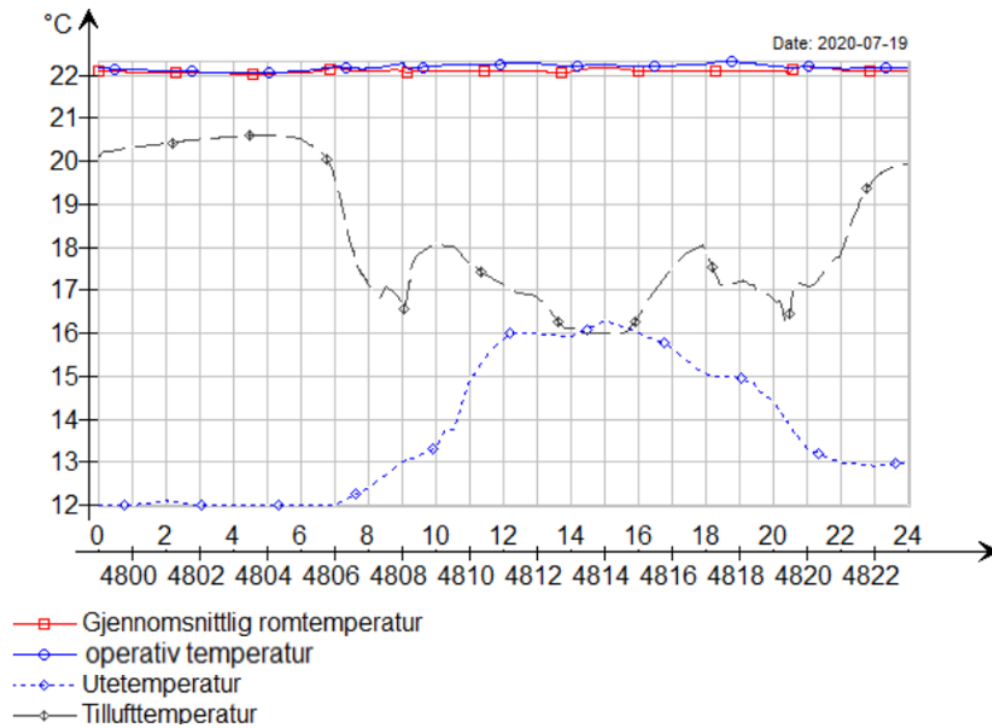
Figur B.42: Varmebalanse for et sommerdøgn i Oslo



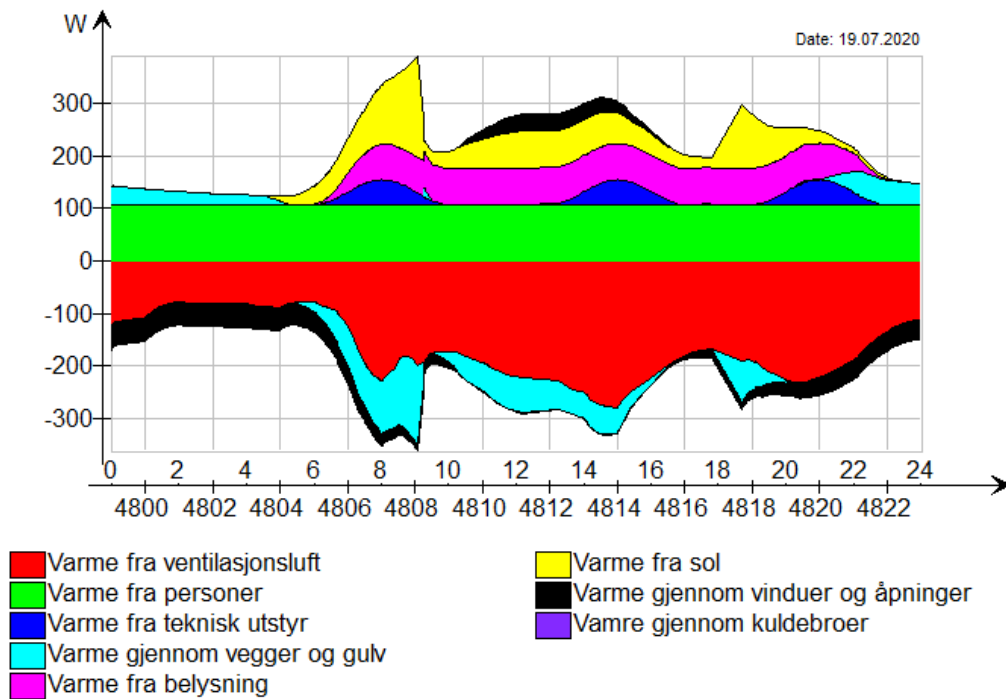
Figur B.43: 3D-visning av operativ temperatur for et sommerdøgn i Oslo

Case 3.F

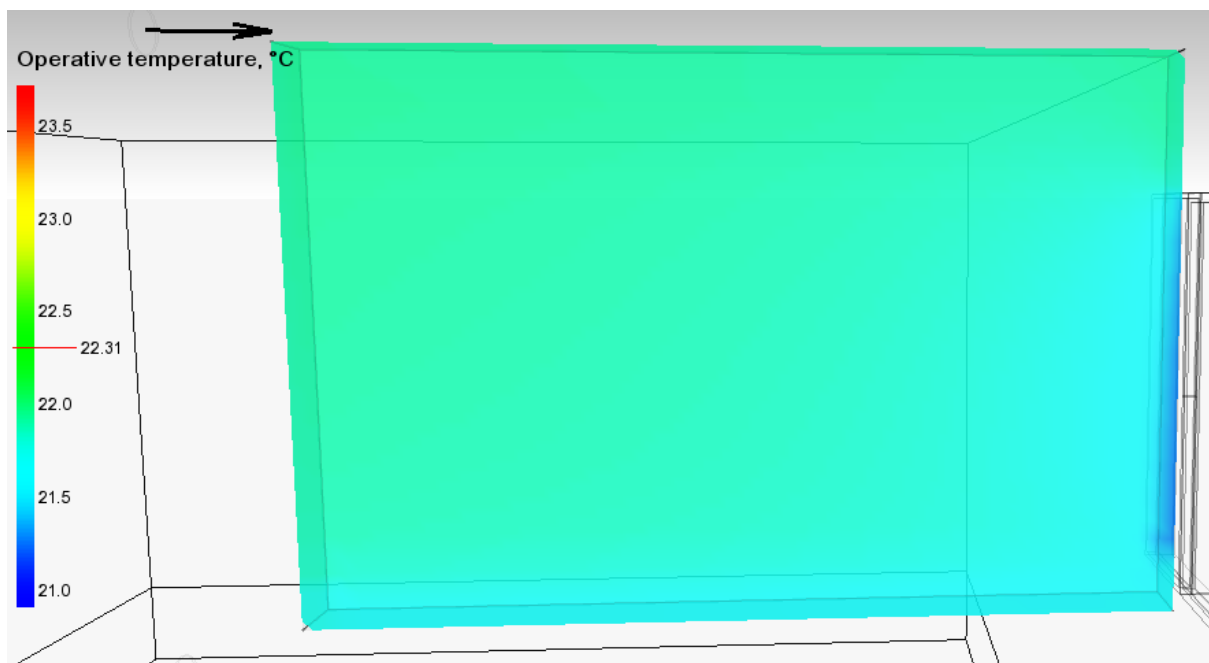
Figur B.44 viser utetemperatur, tilluftstemperatur, operativ temperatur og romtemperatur for et sommerdøgn i Bergen. Figur B.45 og B.46 illustrerer varmebalansen og 3D-visning operativ temperatur. Lufthastighet i sonen kan sees i figur B.47.



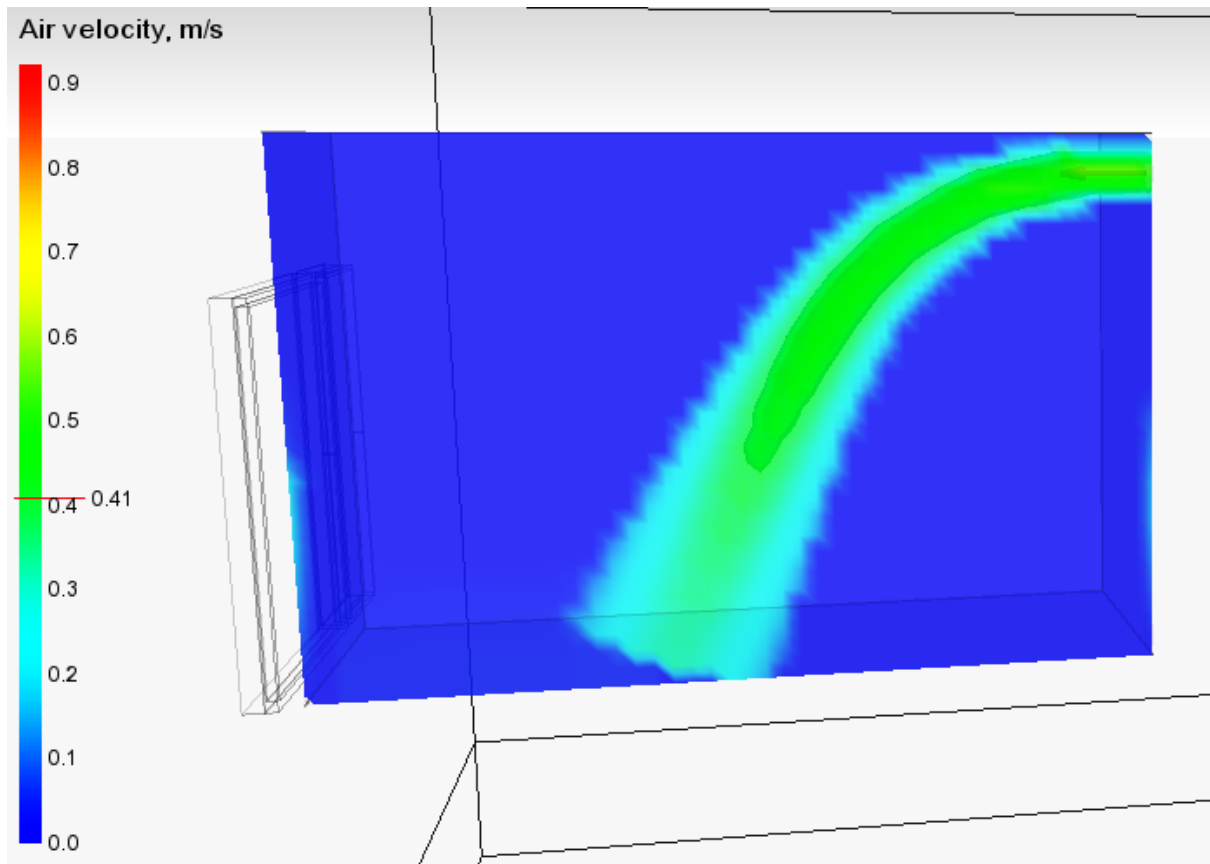
Figur B.44: Utetemperatur, tillufttemperatur, operativ temperatur og romtemperatur, sommerdøgn i Bergen



Figur B.45: Varmebalanse for et sommerdøgn i Bergen



Figur B.46: 3D-visning av operativ temperatur for et sommerdøgn i Bergen



Figur B.47: 3D-visning av hastighet i sonen for et sommerdøgn i Bergen

Vertikal temperaturgradient

Tallverdier for vertikale temperaturgradient i case 3.A-3.F kan sees i figur B.48.

Case 3.A										
Høyde over gulvet	0,1	0,3	0,8	1	1,3	1,8	2	2,3	2,9	3
Temperatur	20,2	20,5	20,9	21,4	21,7	22,3	22,7	22,9	24,1	24,1
T-Tankel	0	0,3	0,7	1,2	1,5	2,1	2,5	2,7	3,9	3,9
Case 3.B										
Høyde over gulvet	0,1	0,3	0,8	1	1,3	1,8	2	2,3	2,9	3
Temperatur	21,3	21,4	21,7	22	22,2	22,4	22,6	22,7	22,8	22,8
T-Tankel	0	0,1	0,4	0,7	0,9	1,1	1,3	1,4	1,5	1,5
Case 3.C										
Høyde over gulvet	0,1	0,3	0,8	1	1,3	1,8	2	2,3	2,9	3
Temperatur	21,6	21,7	21,9	21,9	21,9	22	22	22,1	22,2	22,2
T-Tankel	0	0,1	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,6	0,6
Case 3.D										
Høyde over gulvet	0,1	0,3	0,8	1	1,3	1,8	2	2,3	2,9	3
Temperatur	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,7	22,9	23	23
T-Tankel	0	0	0	0	0	0	0,2	0,4	0,5	0,5
Case 3.E										
Høyde over gulvet	0,1	0,3	0,8	1	1,3	1,8	2	2,3	2,9	3
Temperatur	22,3	22,4	22,4	22,4	22,4	22,5	22,7	22,8	22,8	22,8
T-Tankel	0	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,4	0,5	0,5	0,5
Case 3.F										
Høyde over gulvet	0,1	0,3	0,8	1	1,3	1,8	2	2,3	2,9	3
Temperatur	22,2	22,2	22,2	22,3	22,3	22,3	22,5	22,7	22,8	22,8
T-Tankel	0	0	0	0,1	0,1	0,1	0,3	0,5	0,6	0,6

Figur B.48: Tallverdier for vertikal temperaturgradient i case 3