

Romventilasjon for komfortkjøling

Eskild Endal Rognes

Master i energi og miljø

Innlevert: Juni 2012

Hovedveileder: Per Olaf Tjelflaat, EPT

Medveileder: Rolf Magne Åkredalen, Erichsen og Horgen A/S

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Institutt for energi- og prosesseteknikk

EPT-M-2012-21

MASTEROPPGAVE

for

Stud.techn. Eskild Endal Rognes

Våren 2012

Romventilasjon for komfortkjøling

Room Air Distribution for Comfort Cooling

Bakgrunn og målsetting

Bygninger bør planlegges slik at behov for mekanisk kjøling reduseres mest mulig.

Kjøling med ventilasjonsluft bør effektiviseres og optimaliseres, samtidig som lokal mekanisk kjøling i det enkelte rom bør unngås. Derved kan bruk av primærenergi reduseres.

Lokal kjøling i rom styres gjerne av personer i rommet. Erfaringsmessig kjøles det ofte til lavest mulig temperatur, og det kjøles ofte når rommet er ubenyttet. Dette er energimessig lite hensiktsmessig. I NS 3031, "Beregning av bygningers energibehov og energiytelse"(2008) finnes det en normert godkjenningberegning for energibruk. Iht. denne standarden straffes det for bruk av direkte kjøling i rommet sammenlignet med kjøling av ventilasjonsluften før den tilføres rommet. Det er derfor fokus på å utnytte ventilasjonen i rom slik at den kjøler personer i rommet på en mest mulig effektiv måte.

Det er en visjon å utvikle optimale løsninger for ventilasjonskjøling i rom slik at tilfredsstillende termiske forhold kan oppnås sammen med god ventilasjonseffektivitet.

Målet med denne oppgaven er, gjennom beregninger og forsøk, å analysere ulike ventilasjonsprinsipper og å komme frem til hvilket prinsipp som energimessig er mest optimal i en kjølesituasjon samtidig som kravet til godt inneklima ivaretas. Det fokuseres her på yrkesbygninger med vanlig innemiljø.

Firma Erichsen & Horgen A/S, som har foreslått oppgaven, arrangerer med tilgang til adekvate forsøksrom og måleutstyr. Arbeidet er en videreføring av kandidatens prosjektoppgave.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter

1. Det skal utføres forsøk i et klimarom på de to ventilasjonsprinsippene, omrørings- og fortrengningsventilasjon i kjølemodus samtidig som termisk komfort for personer i rommet opprettholdes. Scenarioene som skal undersøkes diskuteres nærmere med veilederne.
2. Egnede simuleringsverktøy skal benyttes for å utføre beregninger for tilsvarende scenarioer som i forsøkene beskrevet i pkt 1.
3. Resultatene fra beregningene og forsøkene skal sammenlignes, analyseres og diskuteres.

Problematikken rundt varierende varmebelastning i ulike rom, med felles ventilasjonsanlegg og tilluftstemperatur, skal også analyseres og diskuteres.

” - ”

Senest 14 dager etter utlevering av oppgaven skal kandidaten levere/sende instituttet en detaljert fremdrift- og eventuelt forsøksplan for oppgaven til evaluering og eventuelt diskusjon med faglig ansvarlig/veiledere. Detaljer ved eventuell utførelse av dataprogrammer skal avtales nærmere i samråd med faglig ansvarlig.

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

Alle benyttede kilder, også muntlige opplysninger, skal oppgis på fullstendig måte. For tidsskrifter og bøker oppgis forfatter, tittel, årgang, sidetall og eventuelt figurnummer.

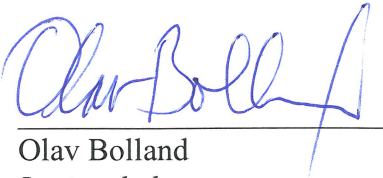
Det forutsettes at kandidaten tar initiativ til og holder nødvendig kontakt med faglærer og veileder. Kandidaten skal rette seg etter de reglementer og retningslinjer som gjelder ved alle (andre) fagmiljøer som kandidaten har kontakt med gjennom sin utførelse av oppgaven, samt etter eventuelle pålegg fra Institutt for energi- og prosessteknikk.

Risikovurdering av kandidatens arbeid skal gjennomføres i henhold til instituttets prosedyrer. Risikovurderingen skal dokumenteres og inngå som del av besvarelsen. Hendelser relatert til kandidatens arbeid med uheldig innvirkning på helse, miljø eller sikkerhet, skal dokumenteres og inngå som en del av besvarelsen.

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

Besvarelsen leveres digitalt i DAIM. Et faglig sammendrag med oppgavens tittel, kandidatens navn, veileders navn, årstall, institutt navn, og NTNUs logo og navn, leveres til instituttet som en separat pdf-fil. Etter avtale leveres besvarelse og evt. annet materiale til veileder i digitalt format.

NTNU, Institutt for energi- og prosessteknikk, 16. januar 2012


Olav Bolland
Instituttleder


Per O. Tjelflaat
Faglig ansvarlig/veileder

Medveileder: Siv. ing. Rolf M. Åkredalen, Erichsen & Horgen A/S, Porsgrunn

Forord

Denne masteroppgaven ble skrevet ved instituttet for energi- og prosesssteknikk ved NTNU.

Jeg vil gjerne takke min veileder ved instituttet for energi- og prosesssteknikk, professor Per Olaf Tjelflaat, for god veiledning i løpet dette skoleåret, samt mange trivelige samtaler.

Jeg vil og takke min veileder Rolf Magne Åkredalen hos Erichsen&Horgen for veiledningen og engasjementet i løpet av skoleåret, og for med sin erfaring å ha satt oppgaven inn i en praktisk sammenheng. I tillegg vil jeg gjerne takke Arnkell J. Petersen og Søren Gedsø for hjelp med IDA ICE.

Hos Airson Engineering vil jeg spesielt takke Jan Kristensson for all hjelp han ga med i forbindelse med oppsetting og kjøring av forsøk. I tillegg vil jeg takke for trivelige samtaler og god motivering. Jeg vil og takke Per Eide Dyrehaug for gode faglige innspill og diskusjoner i forbindelse med forsøkene og tolkning av resultatene.

Til slutt vil jeg takke Håkon Skistad som tross pensjon tok seg tid til flere diskusjoner for å hjelpe meg med tolkning og forståelse av forsøksresultatene.

Jeg har i forbindelse med forsøkene utført i oppgaven vært hos Airson Engineering i Ängelholm i Sverige og kjørt forsøkene i deres klimarom. I forbindelse med denne turen hadde jeg utgifter til reise og opphold som ble dekket av NTNU, Erichsen & Horgen og Airson Engineering.

Eskild Endal Rognes

17.06.2012 Trondheim

Eskild Endal Rognes

Dato og sted

Sammendrag

Nye byggeforskrifter og krav til energimerking har bidratt til et økt fokus på energibruk i bygninger. Spesielt gjelder dette energibruk til kjøling i bygninger. Samtidig har de nye forskriftene gjort det mindre fordelaktig å benytte lokal mekanisk kjøling. Dette gjør det interessant å se på om kjøling kun med ventilasjonsluft kan være et alternativ, og i så fall hvilke ventilasjonsprinsipp som egner seg best for dette.

Det er i denne oppgaven, med bruk av forsøk og simuleringer, sett på hvilket av de to ventilasjonsprinsippene fortrenningsventilasjon og omrøringsventilasjon, som best egner seg til klimatisering av et vanlig kontor i et yrkesbygg i en sommersituasjon. Oppgaven er en videreføring av prosjektoppgaven som var en teoristudie av samme problemstilling.

Først ble det gjennomført forsøk med tre ulike tilluftsventiler: to fortrenningsventiler, og en omrøringsventil. Forsøket ble satt opp slik at det skulle ligne mest mulig på et vanlig kontor, og det ble gjennomført to forsøk på hver tilluftsventil. Under forsøkene ble alle forhold som varmelast, tilluftsmengde og lignende holdt konstant. Kun tilluftstemperaturen ble variert. Forsøkene ble utført ved Airson Engineering sitt prøvelaboratorium i Ängelholm.

Resultatene viste at alle tilluftsventilene oppnådde tilfredsstillende termiske forhold, men med klare forskjeller seg imellom. Begge fortrenningsventilene oppnådde en lavere lufttemperatur i oppholdssonen (for sittende personer) enn omrøringsventilen.

Deretter ble det benyttet et simuleringsprogram, IDA ICE, for å beregne de termiske forholdene og for å teste programmet opp mot forsøkene.

Resultatene viste at for forsøkene med fortrenningsventilasjon var beregningene gode i den nedre del av rommet, mens for øvre del av rommet og avtrekket avviker simuleringene og de målte verdiene.

For forsøkene med omrøringsventilasjon avvek simuleringene noe, ca. 1-2 °C, fra de målte verdiene.

For alle forsøkene er det imidlertid en relativt god korrelasjon mellom de simulerte og de målte verdiene innenfor oppholdssonen for sittende personer (opp til 1,1m), da avvikene her er ca. < 1 °C. For øvre del av rommet ble det ikke gjort noen målinger med unntak av en i avtrekket, og her var avviket mellom simuleringene og de målte verdiene større, ca. < 3 °C. Det må imidlertid nevnes at det faktiske varmetapet fra forsøksrommet er betydelig større enn det simulerte, og dette skyldes mest sannsynlig skjulte kuldebroer og lignende som ikke blir fanget opp av simuleringsprogrammet.

Resultatene viser at fortrenningsventilasjon oppnår en lavere temperatur i oppholdssonen for sittende personer enn omrøringsventilasjon. De målte verdiene for forsøkene med

fortrengningsventilasjon ligger 1-1,5 °C under tilsvarende forsøk med omrøringsventilasjon, noe som er litt mindre enn praktiske erfaringer, men fremdeles utslagsgivende for energibruken til kjøling.

Dette betyr at fortrengningsventilasjon vil kreve mindre kjøleenergi enn omrøringsventilasjon ved samme krav til termisk komfort.

En enkel analyse av energibruken til kjøling viste at det kan oppnås store energibesparelser ved å heve tilluftstemperaturen bare med 1-2 °C.

Fortrengningsventilasjon gir altså muligheten for å heve tilluftstemperaturen og dermed redusere energibruken til kjøling av uteluften, samtidig som den termiske komforten opprettholdes.

Abstract

New building regulations and demands for energy certification have contributed to an increased focus on energy use in buildings. This applies particularly to energy use for cooling in buildings. Meanwhile, the new regulations made it less advantageous to use a local mechanical cooling. This makes it interesting to see if cooling only with ventilation air can be an alternative and if so which ventilation principle is the best suited one.

This thesis has, using experiments and simulations, examined which of the two ventilation principles of displacement ventilation and mixing ventilation, is best suited for air conditioning a typical office in a commercial building during a summer situation. The thesis is a continuation of a thesis done last semester which was a theoretical study of the same problems.

First, three different ventilation supply diffusers were tested. Two were displacement diffusers and one was a mixing diffuser. The experiments were set up to closely resemble a typical cell office and there were carried out two experiments for each supply diffuser. The two experiments were done under constant and equal conditions with the exception of the supply air temperature that was varied. The experiments were conducted at Airson Engineering's test laboratory in Ängelholm in Sweden.

The results show that all of the supply diffusers achieved satisfactory indoor thermal conditions, but with distinct differences. Both of the displacement diffusers achieved a lower temperature in the occupied zone (for seated persons) than the mixing diffuser did.

A simulation program, IDA ICE, was then used to calculate the thermal conditions and to test the results up against the experiments.

The results showed that for the experiments with displacement ventilation the simulations were good for the lower part of the room, whereas the results deviated for the upper part and for the exhaust.

For the experiments with the mixing diffuser, the simulations deviated some, about 1-2 °C, from the measured values.

There is, however, a reasonably good correlation between the simulated and measured values within the occupied zone for seated personnel (up to 1,1m). The values deviate with < 1 °C. For the upper part of the room there were no measurements with the exception of one in the exhaust, and here the deviation between the simulated and measured results are greater, about < 3 °C. It should, however, be noted that the actual heat loss from the experiment room was significantly greater than the heat loss simulated in the simulations, and this is most likely due to hidden thermal bridges and other heat drains in the experiment room that were not in the simulated room.

The results showed that displacement ventilation achieved a lower temperature in the occupied zone for seated personnel than mixing ventilation. The measured values from the experiments with displacement ventilation are about 1-1,5 °C lower than the same values for the experiments with mixing ventilation. This is a little lower than practical experiences, but still a decisive factor for the energy use needed for cooling.

This means that displacement ventilation will demand less cooling energy than mixing ventilation when both have the same demands for thermal comfort.

A simple analysis showed that there is a great potential for energy savings by raising the supply air temperature with 1-2 °C.

Displacement ventilation thus provides the possibility to reduce the energy use for cooling, whilst maintaining the thermal comfort.

Innholdsfortegnelse

Forord	i
Sammendrag	ii
Abstract	iv
Kapittel 1	1
Innledning.....	1
1.1 Bakgrunn.....	1
1.2 Mål og problemstilling.....	2
1.3 Avgrensninger	3
1.4 Rapportens oppbygging.....	3
Kapittel 2	5
Litteratur	5
2.1 Predicted mean vote, PMV, og predicted percentage dissatisfied, PPD	5
2.1.1. Predicted mean vote:.....	5
2.1.2 Predicted percentage of dissatisfied:	6
2.2 NS-EN ISO 7730.....	7
2.3 Termisk diskomfort.....	9
2.3.1 Asymmetrisk stråling:	9
2.3.2 Varmt eller kaldt gulv:.....	10
2.3.4 Vertikal lufttemperaturgradient:	11
2.3.5 Trekk:.....	12
2.4 Termiske konveksjonsstrømmer	15
2.4.1 Termiske konveksjonsstrømmer i rom med termisk lagdeling	17
2.5 Ventilasjonsprinsipper	19
2.5.1 Omrøringsventilasjon.....	19
2.5.2 Fortrengningsventilasjon	23
2.5.3 Stempelventilasjon	30
2.5.4 Behovsstyrt ventilasjon.....	30
2.6 Måleusikkerhet	32
2.6.1 Usammensatte målinger.....	32
2.6.2 Sammensatte målinger	33

Kapittel 3	37
Metodikk	37
3.1 Forsøksoppsett	37
3.1.1 Varmelaster.....	38
3.1.2 Tilluftsventiler	43
3.2 Målinger.....	47
3.3 Beregninger	49
Kapittel 4	53
Resultater	53
4.1 Omrøringsventil plassert i himling	54
4.1.1 Forsøk 1a.....	54
4.1.2 Forsøk 2a.....	55
4.2 Fortrengningsventil plassert ved gulv	56
4.2.1 Forsøk 1b.....	56
4.2.2 Forsøk 2b.....	58
4.3 Fortrengningsventil plassert ved tak	60
4.3.1 Forsøk 1c.....	60
4.3.2 Forsøk 2c.....	62
4.4 Sammenligning av forsøksresultatene	64
Kapittel 5	69
Diskusjon	69
5.1 Fortrengningsventilasjon.....	69
5.1.1 Fortrengningsventil montert ved gulv	69
5.1.2 Fortrengningsventil montert under tak.....	70
5.1.3 Romhøyde	70
5.1.4 Inneluftkvalitet.....	72
5.2 Sjøktning	75
5.2.1 Teoretisk sjikthøyde	77
5.3 Omrøringsventilasjon	79
5.4 Sammenligning mellom fortrengning- og omrøringsventilasjon	80
5.5 Sammenligning mellom forsøk og IDA ICE	82
5.5.1 Fortrengningsventilasjon	84

Innholdsfortegnelse

5.5.2 Omrøringsventilasjon.....	85
5.6 Dimensjonsløs sammenligning	86
5.7 Avvik mellom simulering og måling.....	87
5.8 Termisk komfort	89
5.9 Trekk	91
5.10 Energibruk til kjøling.....	94
5.10.1 Effektbehov til kjøling	95
5.10.2 Frikjølingspotensialet.....	97
5.10.3 Energibruk til kjøling	100
5.11 Varierende varmebelastning i ulike rom med lik tilluftstemperatur	102
Kapittel 6	103
Konklusjon	103
Bibliografi	105
Vedlegg.....	107

Kapittel 1

Innledning

1.1 Bakgrunn

I Norge har det i de senere år vært et stadig økende fokus på energibruk i bygninger. Det anslås at bygninger står for rundt 40 % av dagens energibruk i landet (Novakovic, et al., 2007). De nye byggeforskriftene (TEK 10, 2010) har skjerpet kravene til nye bygninger, samtidig som den relativt nye energimerkeordningen har bidratt til et sterkt fokus på energieffektive og energigjerrige bygninger. Dette har igjen bidratt til et økt fokus på alle områder hvor man kan senke energiforbruket.

I de nye byggeforskriftene (TEK 10, 2010) er kravene til isolasjon økt betraktelig og dette har bidratt til at varmebehovet har gått ned. Imidlertid kan dette være med på å øke innnetemperaturen spesielt på sommeren slik at de termiske forhold i bygget går utover det som oppfattes som komfortabelt.

Det er i denne sammenheng interessant å se på hvilke løsninger som best egner seg til å klimatisere bygninger slik at ukomfortable forhold kan unngås. En god måte er å installere lokal mekanisk kjøling. Dette vil imidlertid øke investeringskostnadene, samt at:

"Lokal kjøling i rom styres gjerne av personer i rommet. Erfaringsmessig kjøles det ofte til lavest mulig temperatur, og det kjøles ofte når rommet er ubenyttet. Dette er energimessig lite hensiktsmessig. I NS 3031, "Beregning av bygningers energibehov og energiytelse"(2008) finnes en normert godkjenningsberegning for energibruk. Iht. denne standarden straffes det for bruk av direkte kjøling i rommet sammenlignet med kjøling av ventilasjonsluften før den tilføres rommet."(Oppgaveteksten)

Dette gjør at det er interessant å se på om lokal mekanisk kjøling kan erstattes av kjøling kun med ventilasjonsluft. Hovedoppgaven til et ventilasjonssystem er å sørge for friskluft til det aktuelle rommet/bygget, men det kan og brukes til klimatisering. Det er i dag hovedsakelig to ventilasjonsprinsipper som benyttes i yrkesbygg:

1. Omrøringsventilasjon
2. Fortrengningsventilasjon.

Ved kjøling av bygg kun ved bruk av ventilasjon vil disse to prinsippene begge ha sine fordeler og ulemper.

Fortrengningsventilasjon er et relativt nytt konsept innen for ventilering av yrkesbygg. Prinsippet stammer fra industrien hvor det er mye brukt (Skistad, 1994). På 1980 og -90 tallet ble det gjort mye forskning på denne ventilasjonsløsningen og da spesielt med tanke på inneluftkvalitet, men og temperaturforhold. Modeller og produkter ble utviklet slik at ventilasjonsløsningen kunne tas i bruk også utenom industrien.

I den senere tid, 2000-tallet, er det imidlertid ikke forsket mye på fortrengningsventilasjon. Det vil derfor være interessant å se på hvilke ventilasjonsprinsipper som egner seg til kjøling av bygg ved bare bruk av ventilasjonskjøling, sett i lys av de nye forskriftene og det økte fokuset på energiforbruk.

Høsten 2011 skrev studenten en prosjektoppgave (Rognes, 2011) som var en teoristudie i samme tema. Det ble i denne gjort beregninger som tydet på at fortrengningsventilasjon hadde potensialet til å oppnå lavere temperatur i oppholdssonen ved samme forutsetninger som omrøringsventilasjon. Dette gjorde det mulig også mulig å heve tilluftstemperaturen og dermed senke energibruken til kjøling. Denne har prosjektoppgaven har lagt mye av grunnlaget for denne masteroppgaven og teorien er i stor grad hentet og/eller omskrevet fra prosjektoppgaven. Det er imidlertid og lagt til ny teori.

1.2 Mål og problemstilling

Oppgaven har som mål å undersøke hvilket ventilasjonsprinsipp som er best egnet til å ventilere og kjøle et yrkesbygg med tanke på oppnådd termisk komfort. Dette skal gjøres ved bruk av beregninger og egnede simuleringsverktøy samt forsøk i et forsøksrom.

Ved hjelp av et egnet simuleringsverktøy vil en rekke scenarier bli undersøkt med tanke på inneklima og energibruk i et yrkesbygg for de to ventilasjonsprinsippene omrørings- og fortrengningsventilasjon.

Deretter vil tilsvarende scenarioer bli sett på i forsøk utført i et klimarom.

Resultatene fra henholdsvis beregningene/simuleringene og forsøkene vil så bli sammenlignet, analysert og diskutert.

Til slutt vil de to ventilasjonsprinsippene bli sammenlignet og diskutert ut ifra oppnådd termisk komfort og energibruk. Hvordan de to prinsippene takler problematikken rundt varierende varmebelastning i ulike rom med felles ventilasjonsanlegg og tilluftstemperatur, vil og bli analysert og diskutert.

1.3 Avgrensninger

Oppgaven er avgrenset til de to ventilasjonsprinsippene omrørings- og fortrensningsventilasjon da disse to er de mest brukte i yrkesbygg.

Videre vil det kun bli sett på en kjølesituasjon for bygget, og det vil kun bli utført målinger på det termiske inneklimaet i rommet. Dette begrunnes ut ifra at det tidsmessig ikke lar seg gjøre å måle både luftkvalitet og termisk komfort med den tiden som står til rådighet. I tillegg vil luftmengden som må til for å kjøle et rom ved en sommersituasjon, som i denne oppgaven, overgå den luftmengden som trengs for å sikre god luftkvalitet. Man kan derfor anta at luftkvaliteten vil være innenfor kravene for begge systemer.

Antall ulike scenarioer vil også bli begrenset til å omfatte noen få ulike temperaturer, da studenten kun har tilgang til klimarommet hvor forsøkene skal kjøres i en begrenset periode.

For å analysere energibruken benyttes en enkel analyse som tar utgangspunkt i klimadata fra Blinder i Oslo.

1.4 Rapportens oppbygging

- 1. Litteratur:** I dette kapitlet vil litteraturen som ligger til grunn for beregningene og diskusjonen av resultatene presenteres. Det meste fra dette kapitlet er hentet fra studentens prosjektoppgave som var en teoristudie av forsøkene som utføres i denne oppgaven.
- 2. Metodikk:** Her beskrives simulerings- og forsøksoppsettet. Oppsett av forsøksrommet, utførelse av målingene og hvilket utstyr som ble brukt vil bli beskrevet. For simuleringene vil inngangsparametrene bli oppgitt, samt hvilke simuleringer som ble gjort.
- 3. Resultater:** Resultatene fra forsøkene og simuleringene blir fremstilt i dette kapitlet. Det vil bli lagt vekt på enkle figurer og grafer som kan fremstille resultatene på en enkel og visuell måte.
- 4. Diskusjon:** I diskusjonskapitlet vil resultatene bli diskutert, sammenlignet og satt i sammenheng med teorien presentert i kapittel 1.
- 5. Konklusjon:** Her vil den endelige konklusjonen bli presentert.

Kapittel 2

Litteratur

2.1 Predicted mean vote, PMV, og predicted percentage dissatisfied, PPD

"P. O. Fanger has developed a more fundamental approach that is based on physical assessment of the body heat exchange with the environment and supported by extensive tests on human subjects placed under strictly controlled environments". "Fanger approached the problem of arriving at a universal environmental index from the principle that a person senses his/her own temperature and not those of the environment. He stipulated three requirements for achieving thermal comfort" (Awbi, 2003, p. 13)

1. Kroppen må være i termisk likevekt med omgivelsene balanse mellom varmeproduksjon og varmetap. Dette impliserer standardtilstand betingelser som igjen gir en en-node-modell.
2. Termisk fornemmelse avhenger av hudtemperaturen, og derfor bør snitthudtemperaturen, t_s , være på et passende nivå. Målinger har vist at t_s synker ved økende metabolisme.
3. Det bør være en foretrukket svetterate, for eksempel at stillesittende personer foretrekker og ikke svette. Svetteraten øker med økende metabolisme.

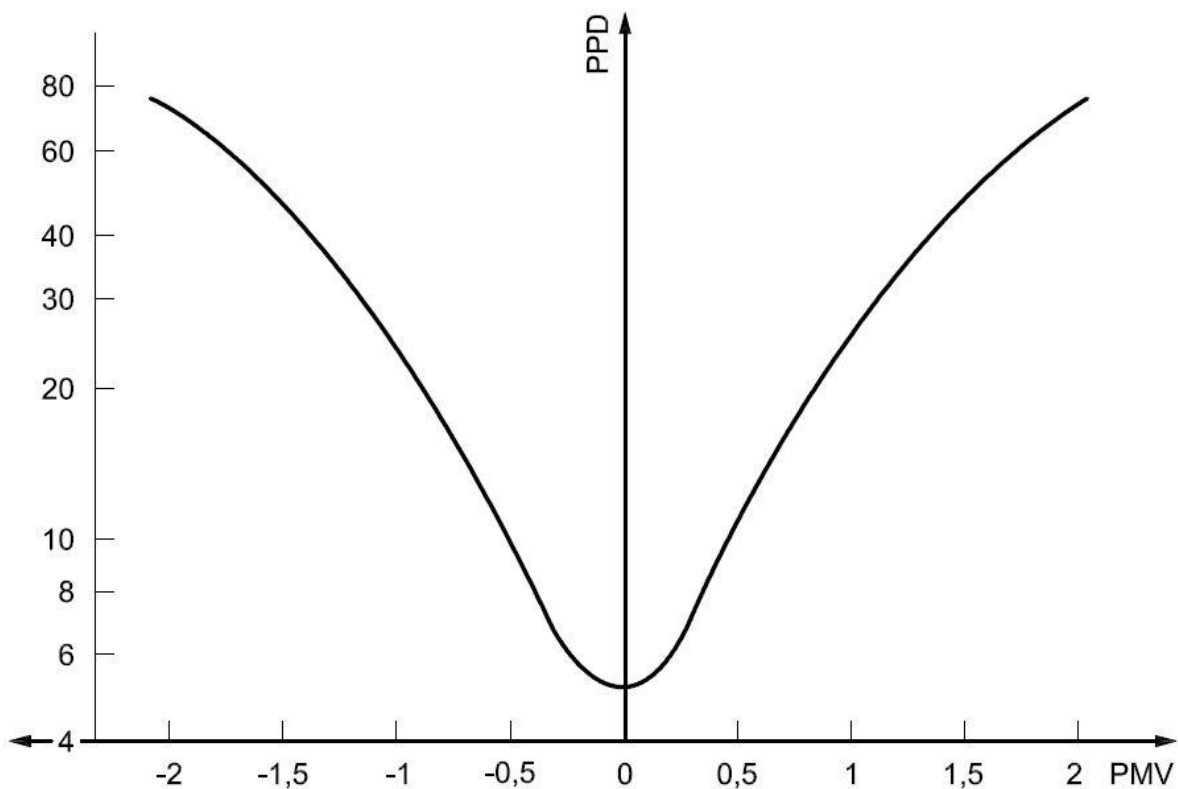
2.1.1. Predicted mean vote: "The thermal comfort equation is only applicable to a person in thermal equilibrium with the environment. If not in equilibrium, the body will be under physiological strain to activate the effector mechanism that is necessary to change the skin temperature to achieve a new heat balance." (Awbi, 2003, p. 15) Ved bruk av komfortligningen (se vedlegg A), og sine eksperimentelle data satte Fanger opp en sjupunkts psykofysisk skala for å beskrive den termiske følelsen til en person. Sjupunktsskalaen ser slik ut

Cold	Cool	Slightly cool	Neutral	Slightly warm	Warm	Hot
-3	-2	-1	0	1	2	3

"This index is termed the predicted mean vote which is the mean vote one would expect to get by averaging the thermal sensation vote of a large group of people in a given environment" (Awbi, 2003, p. 15).

2.1.2 Predicted percentage of dissatisfied: Fanger laget på bakgrunn av PMV en ligning for beregning av hvor mange av den utspurte gruppen som ville være misfornøyd med de termiske omgivelsene (Awbi, 2003):

$$PPD = 100 - 95 \exp \{-0,03353(PMV)^4 + 0,2179(PMV)^2\} \quad (2.1)$$

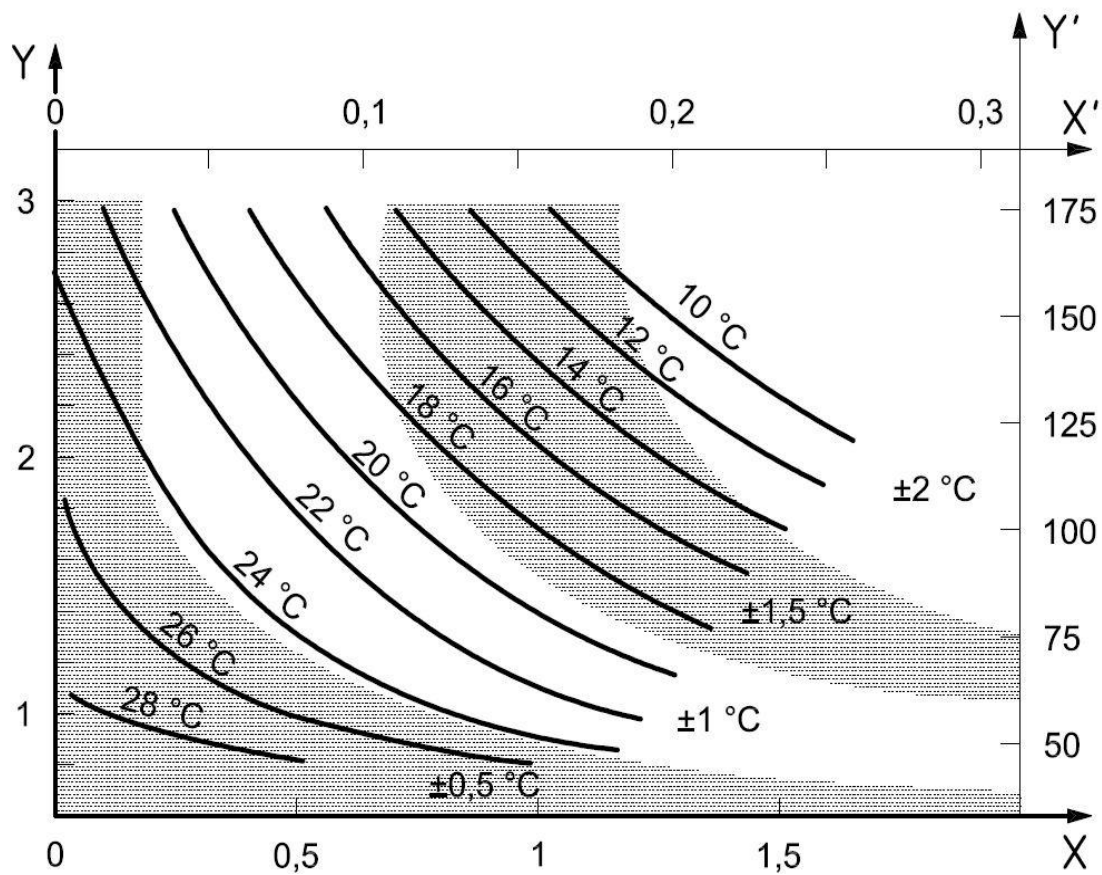


Figur 1: PPD som en funksjon av PMV (NS-EN ISO 7730)

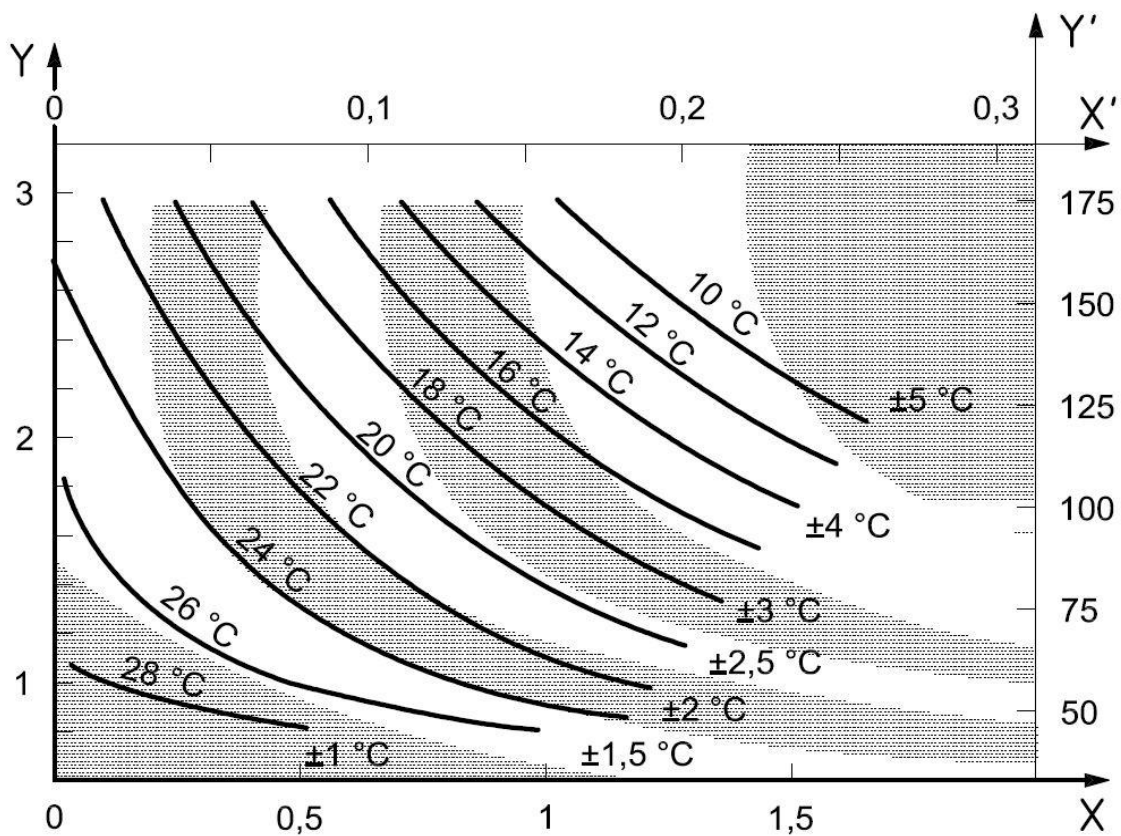
2.2 NS-EN ISO 7730

For beregning av termisk komfort brukes i dag standarden (NS-EN ISO 7730, 2006). Denne angir tre kategorier for oppnådd termisk komfort basert på PPD-skalaen.

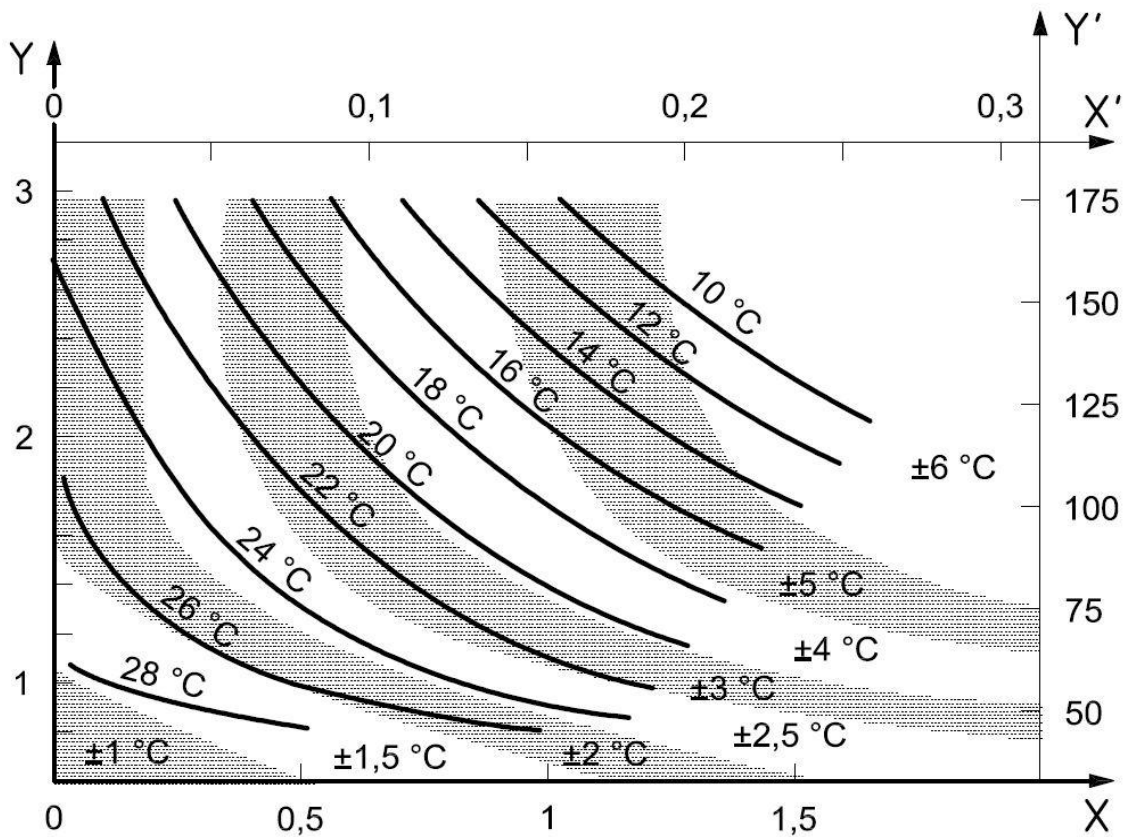
Kategori	Predicted percentage dissatisfied(PPD)
A	< 6 %
B	< 10 %
C	< 15 %



Figur 2: Kategori A: PPD < 6 % (NS-EN ISO 7730, 2006)



Figur 3: Kategori B: PPD < 10 % (NS-EN ISO 7730, 2006,)



Figur 4: Kategori C: PPD < 15 % (NS-EN ISO 7730, 2006)

hvor

- PPD Predicted percentage dissatisfied, [%]
- X klesisolering, [clo]
- X klesisolering, [$m^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$]
- Y metabolsk rate, [met]
- Y' metabolsk rate, [W/m^2]

Kriteriene for termisk komfort vil i denne oppgaven bli lagt ut ifra diagrammene ovenfor hentet fra (NS-EN ISO 7730, 2006).

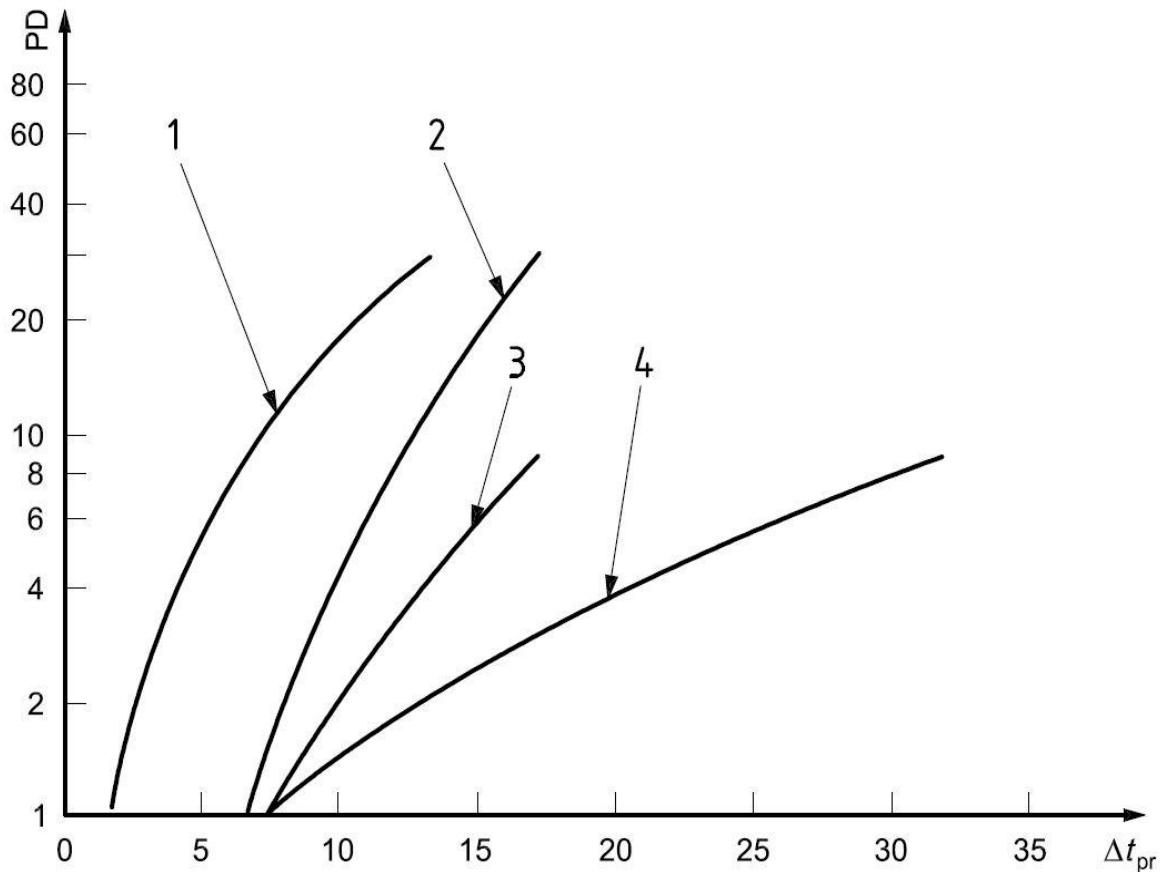
2.3 Termisk diskomfort

Termisk diskomfort er misnøye med de termiske omgivelsene og kan opptre ved forhold som asymmetrisk stråling, kontakt med et varmt eller kaldt gulv, en vertikal lufttemperaturgradient eller lokal konvektiv kjøling (trekk). For å anslå termisk diskomfort brukes ikke PPD, men PD (percentage dissatisfied). Grensene for kategori klassene A, B og C er imidlertid de samme som for PPD.

2.3.1 Asymmetrisk stråling: Asymmetrisk stråling kan komme fra et kaldt vindu, et kaldt eller varmt tak, en varm radiator eller lignende. "The radiation asymmetry can be described by a parameter called radiant temperature asymmetry, t_{pr} , which is defined as the difference between the plane radiant temperatures of the two opposite sides of a small plane element. In this context, the plane radiant temperature, t_{pr} , is the uniform temperature of an enclosure in which the incident radiant flux on one side of a small plane element is the same as in the existing environment" (Awbi, 2003). Fra (NS-EN ISO 7730, 2006) fås:

Kategori	Strålingsasymmetri, t_{pr} [$^\circ\text{C}$]			
	Varmt tak	Kald vegg	Kaldt tak	Varm vegg
A	< 5	< 10	< 14	< 23
B	< 5	< 10	< 14	< 23
C	< 7	< 13	< 18	< 35

Tabell 1: Kategorier for asymmetrisk stråling

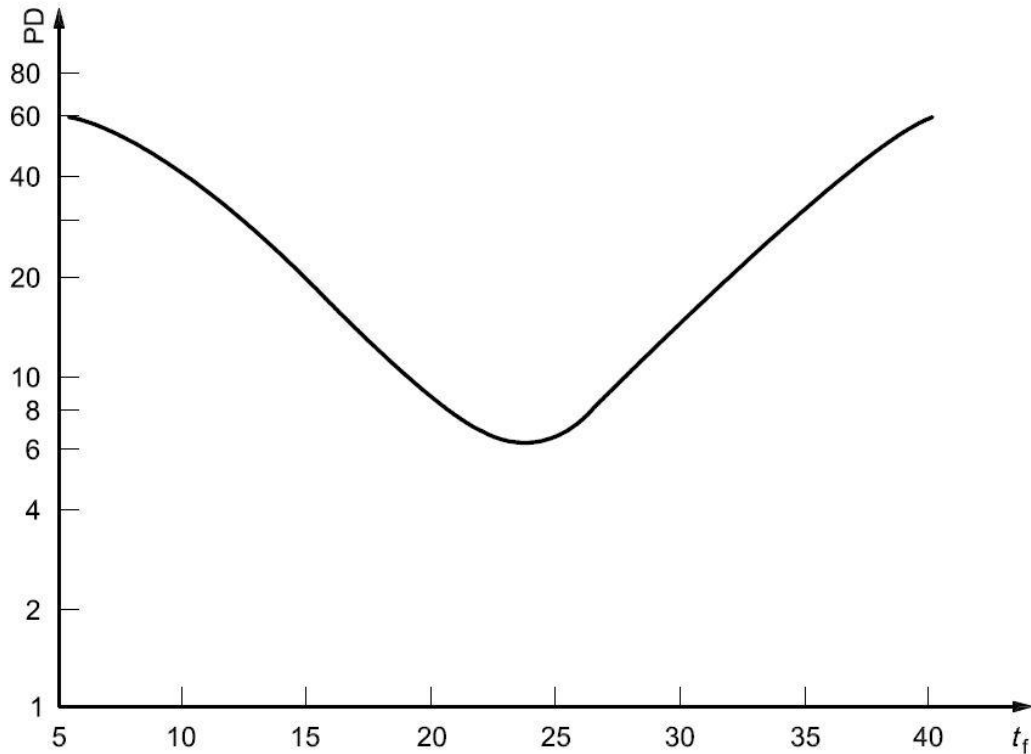


Figur 5: Lokal termisk diskomfort grunnet asymmetrisk strålingstemperatur. 1. Varmt tak, 2. Kald vegg, 3. Kaldt tak, 4. Varm vegg (NS-EN ISO 7730, 2006). Δt_{pr} : strålingstemperatursymmetri[°C].

2.3.2 Varmt eller kaldt gulv: Kontakt med et for varmt eller kaldt gulv gir fort termisk diskomfort selv om kroppen ellers er i termisk komfort. Ved bruk av sko er ikke gulvmaterialet av betydning, kun temperaturen.

Kategori	Varmt eller kaldt gulv [°C]
A og B	< 19 til 29
C	< 17 til 31

Tabell 2: Kategorier for varmt eller kaldt gulv



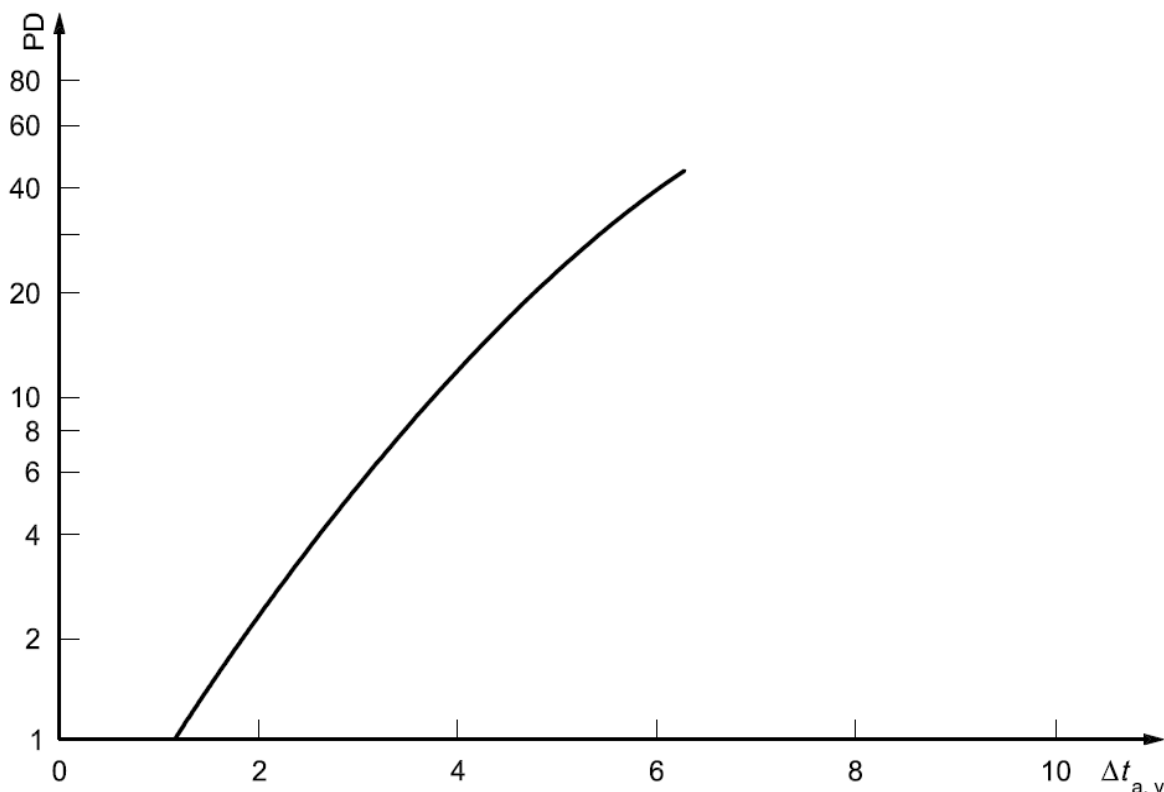
Figur 6: Lokal termisk diskomfort grunnet varmt eller kaldt gulv (NS-EN ISO 7730, 2006). t_f : Gulv temperatur[°C]

2.3.4 Vertikal lufttemperaturgradient: Ved forskjell i temperaturen i luften ved gulv/nedre del av rommet og tak/øvre del av rommet, oppstår en vertikal lufttemperaturgradient. Dette kan komme av for eksempel lav tilluftstemperatur og store varmekilder i rommet. Hvis temperaturforskjellen på luften ved hodet og luften ved ankene/føttene blir for stor kan det resultere i termisk diskomfort.

Kategori Vertikal lufttemperaturforskjell mellom hode og føtter

A	< 2
B	< 3
C	< 4

Tabell 3: Kategorier for vertikal lufttemperaturgradient



Figur 7: Lokal termisk diskomfort grunnet vertikal temperaturdifferanse (NS-EN ISO 7730, 2006).
 $\Delta t_{a,v}$: Vertikal lufttemperatur differanse mellom hode og ankler[°C].

2.3.5 Trekk: "Draft is defined as an undesired local cooling of the human body caused by air movement. It is one of the most frequent causes of complaint in heated or cooled buildings and in transport vehicles." (Awbi, 2003, p. 25) Trekk er sammensatt fenomen som kan forekomme selv ved lave lufthastigheter. Følelsen av trekk er avhengig av blant annet hvor på kroppen luftstrålen treffer, bekledning, lufttemperatur, lufthastigheten og turbulensintensiteten. Nakken er den delen av kroppen som er mest følsom for trekk, men også ankene er utsatt (Awbi, 2003). Maksimal lufthastighet som ikke skal kunne gi følelse av trekk settes ofte til $v = 0,15$ [m/s] for vinterforhold og $v = 0,25$ [m/s] for sommerforhold (Awbi, 2003). Grunnen er at høyere lufttemperatur vil bidra til å redusere følelsen av trekk.

Men selv ved lufthastigheter under disse grensene kan trekk oppstå på grunn av høy turbulensintensitet. "Draft is caused by a high mean air speed and/or high turbulence intensity (defined as the ratio of the standard deviation of the velocity fluctuation to the mean velocity)". (Awbi, 2003, p. 26) Det er ikke tatt hensyn til turbulensintensiteten i de mest brukte standardene, og dette er nok noe av forklaringen på hvorfor trekk er en av de hyppigste klagene (Awbi, 2003). Ifølge (Awbi, 2003) kan ISO og ASHRAE standardene komme over 15 % misfornøyde ved turbulensintensiteter så lave som 7 % for sommerforhold og 25 % for vinterforhold. Legges dette sammen med målinger utført i typiske bygg av (Awbi, 2003) som viser at turbulensintensiteten i mekanisk ventilerte bygg kan komme opp i 50 % for snitthastigheter på 0,15 m/s, som er grensen for sommerforhold, og 35 % for

snitthastigheter på 0,25 m/s, som er grensen for vinterforhold, ser man tydelig hvorfor trekk er en av de hyppigste klage. (NS-EN ISO 7730, 2006) gir denne formelen for å beregne prosent misfornøyde, "draught rate" som følge av trekk:

$$DR = (34 - t_{a,l})(\bar{v}_{a,l} - 0,05)^{0,62} (0,37 * \bar{v}_{a,l} * Tu + 3,14) \quad (2.2)$$

hvor

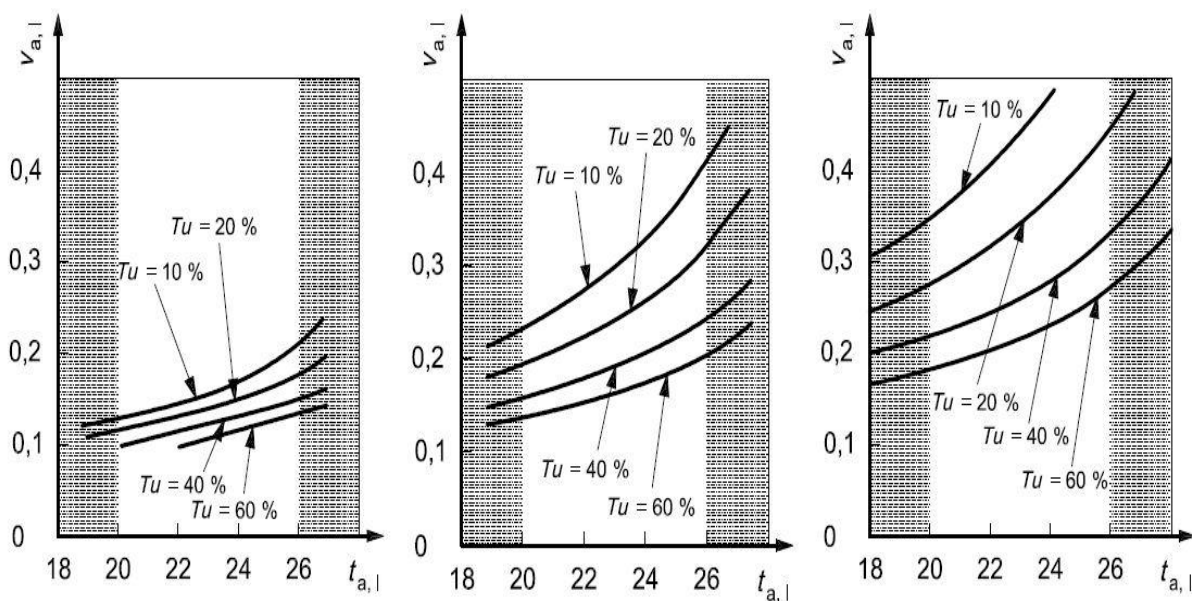
- $t_{a,l}$ er den lokale temperaturen i celsius, 20 °C til 26 °C
- $v_{a,l}$ er den lokale gjennomsnittlige lufthastigheten i meter per sekund, < 0,5 m/s
- Tu er den lokale turbulensintensiteten i prosent, 10 % til 60 % (hvis ukjent kan 40% brukes)

For $v_{a,l} < 0,05$ m/s, bruk $v_{a,l} = 0,05$ m/s. For $DR > 100$ %, bruk $DR = 100$ %.

For trekk er det de tre kategoriene A, B og C annerledes enn for de andre komfort/diskomfort kriteriene. Her brukes begrepet "draught rate", som på samme måte som PD angir hvor mange prosent som vil være misfornøyde med gitt trekk:

<u>Kategori</u>	<u>DR [%]</u>
A	< 10
B	< 20
C	< 30

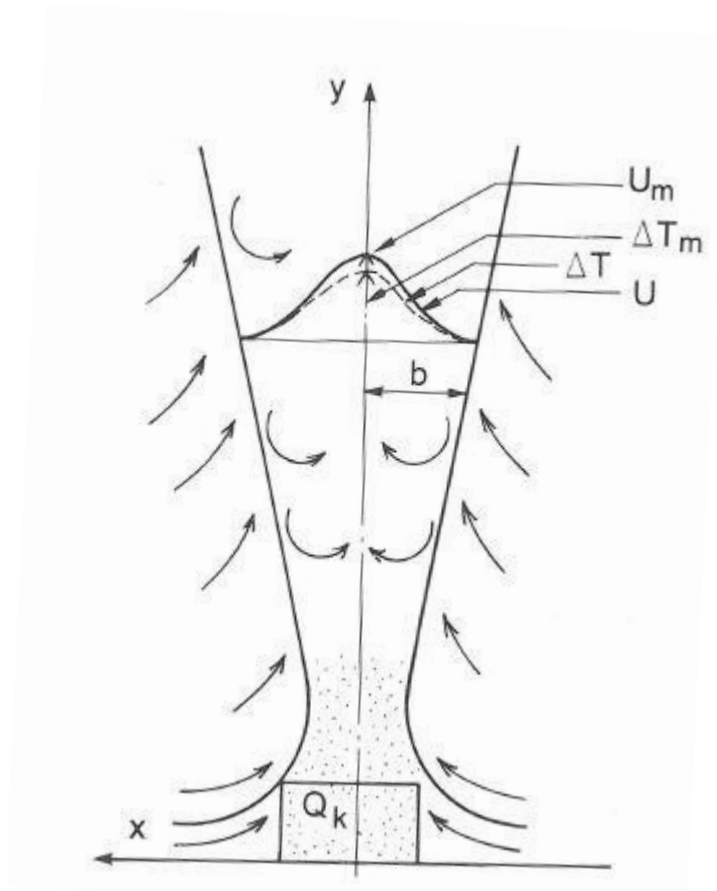
Tabell 4: Kategorier for draught rate



Figur 8: Til venstre: Kategori: A PPD = 10 %. Midten: Kategori B: PPD = 20 %. Høyre: Kategori C: PPD = 30 %. (NS-EN ISO 7730, 2006). $t_{a,l}$: lokal lufttemperatur[°C], $v_{a,l}$: lokal lufthastighet[m/s], Tu : turbulensintensitet[%]

2.4 Termiske konveksjonsstrømmer

Termiske konveksjonsstrømmer oppstår rundt varmekilder og har stor betydning for både luftkvalitet og temperatur i et rom. Termiske konveksjonsstrømmer oppstår når luft kommer i kontakt med en varmekilde, blir varmet opp av varmekilden og stiger grunnet temperaturforskjellen med romluften. Etter hvert som den stiger, vil den dra inn romluft og luftmengden i strømmen øker. Konveksjonsstrømmen blir altså påvirket av varmekildens effekt og geometri, men også romluftens bevegelser og eventuelle temperaturgradienter i rommet (Awbi, 2003), (Skåret, 2000) og (Mundt, 1996).



Figur 9: Konveksjonsstrøm for en horisontal kilde (Skåret, 2000)

For nøytrale omgivelser, fri strømning og uniform omgivelsestemperatur gjelder (Awbi, 2003):

1. Horisontalkilde

$$q_y = 0,5 * 10^{-3} l^{\frac{2}{3}} P_c^{\frac{1}{3}} (y + w)^{\frac{5}{3}} \quad (2.3)$$

2. Punktkilde

$$q_y = 0,5 * 10^{-3} P_c^{\frac{1}{3}} (y + y_o)^{5/3} \quad (2.4)$$

3. Linjekilde

$$q_y = 14,0 * 10^{-3} l^{\frac{2}{3}} P_c^{\frac{1}{3}} (y + y_o)^{5/3} \quad (2.5)$$

hvor

- q_y = volumstrøm ved høyden y [m^3/s]
- P_c = konvektiv varmeavgivelse fra kilden [W]
- l = lengden av overflaten eller linjekilden [m]
- w = bredden på den horisontale overflaten [m]
- y = høyden over varmekilden [m]
- y_o = distanse mellom toppen av den faktiske varmekilden til den virtuelle kilden [m]

For å beregne en konveksjonsstrøm brukes en imaginær punkt- eller linjekilde. Ved bruk av denne metoden forutsettes det at konveksjonsstrømmen har en utbredelse lik en vinkel på 25° . Deretter er det mulig å regne seg bakover til hvor et punkt som ville gitt samme konveksjonsstrøm ved lik effekt i rommet (Awbi, 2003), (Skåret, 2000) og (Mundt, 1996).

Metoden er naturligvis en forenkling, da en konveksjonsstrøm er svært avhengig av kildens geometri og strømningsforhold rundt kilden. Det oppgis flere beregningsmetoder for å finne denne avstanden, men det er i denne oppgaven kun brukt "maks/min-metoden" fra (Skistad, et al., 2004). Denne sier "... maximum case, the real source is replaced by the point source such that the border of the plume above the point source passes through the top edge of the real source" (Skistad, et al., 2004) og "The minimum case is when the diameter of vena contracta of the plume is about 80 % of the upper surface diameter is located approximately 1/3 diameter above the source" (Skistad, et al., 2004). For begge tilfellene regner man en spredningsvinkel for konveksjonsstrømmen på 25° . (Skistad, et al., 2004) anbefaler maksimumsmetoden for lavtemperaturkilder mens minimumsmetoden anbefales for større høytemperaturkilder. y_o for de to metodene blir:

- Maks: $y_o = 2,3D$
- Min: $y_o = 1,8D$

hvor D er den reelle kildens diameter.

For en vertikal overflate gjelder (Skistad, et al., 2004):

Laminært grensesjikt:

$$q_y = 2,87 * 10^{-3} l (T_w - T_a)^{1/4} H^{3/4} \quad (2.6)$$

Turbulent grensesjikt:

$$q_y = 2,75 * 10^{-3} l (T_w - T_a)^{2/5} H^{6/5} \quad (2.7)$$

hvor

- l = lengden av overflaten [m]
- T_w = overflatetemperaturen [$^{\circ}$ C]
- T_a = lufttemperatur [$^{\circ}$ C]
- H = høyden på kilden [m]

I (Skistad, et al., 2004) anbefales det å benytte laminært strømningsjikt opp til en høyde på 1m for moderate temperaturer og 0,5m for høyere temperaturer.

2.4.1 Termiske konveksjonsstrømmer i rom med termisk lagdeling

I rom ventilert med fortrenningsventilasjon er det ikke uniforme temperaturomgivelser da det vil være en temperaturgradient i rommet. Dette vil påvirke konveksjonsstrømmene siden disse drives av temperaturforskjellen på luften i konveksjonsstrømmen og den omliggende luften (Awbi, 2003). Etter hvert som konveksjonsstrømmen stiger vil temperaturforskjellen minke grunnet induksjon av kaldere romluft, men også fordi romluftens temperatur øker med høyden. Konveksjonsstrømmen vil til slutt nå et lag hvor det ikke er en temperaturforskjell og konveksjonsstrømmen mister dermed sin drivkraft. På grunn av konveksjonsstrømmens moment vil den imidlertid fortsette å stige til momentet til slutt bremses opp og flater ut (Awbi, 2003). Høyden hvor den termiske drivkraften forsvinner vil altså inntreffe tidligere i et rom med en temperaturgradient enn i et rom uten en temperaturgradient. For konveksjonsstrømmer med en temperaturgradient i omgivelsesluften gjelder (Awbi, 2003):

- Punktkilde:

$$q_y = 2,38m P_c^{\frac{3}{4}} \left(\frac{dT}{dy} \right)^{-5/8} \quad (2.8)$$

hvor

- q_y = volumstrømmen i konveksjonsstrømmen [l/s]
- dT/dy = temperaturgradient [K/m].

hvor

$$m = 0,004 + 0,039y' + 0,380y'^2 - 0,062y'^3 \quad (2.9)$$

$$y' = 2,86(y + y_o) \left(\frac{dT}{dy} \right)^{3/8} P_c^{-1/4} \quad (2.10)$$

"Equation 2.12 applies for $y_o < 2,0$ and if y_o is within $2,8 > y_o > 2,125$ then the difference in density is negligible and the solution based in temperature stratification becomes uncertain. In such a case, equation 2.8 for non-stratified surroundings should be used instead. When $y_o = 2,8$ the plume would have reached its maximum height, y_m " (Awbi, 2003, p. 178). For en linjekilde gjelder (Awbi, 2003):

- Linjekilde:

$$q_y = 4,82m \left(\frac{P_c}{l}\right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{dT}{dy}\right)^{-\frac{1}{2}} \quad (2.11)$$

hvor

$$m = 0,004 + 0,477y' + 0,029y'^2 - 0,018y'^3 \quad (2.12)$$

$$y' = 5,78(y + y_o) \left(\frac{dT}{dy}\right)^{\frac{1}{2}} P_c^{-\frac{1}{3}} \quad (2.13)$$

"Equation 2.15 applies for $y_o < 2,0$ and if y_o is within $2,8 > y_o > 2,0$ then the difference in density is negligible and the solution based in temperature stratification becomes uncertain. In such a case, equation 2.9 for non-stratified surroundings should be used instead. When $y_o = 2,95$ the plume would have reached its maximum height, y_m " (Awbi, 2003, p. 178).

"When a number of identical heat sources, N , are placed close to each other, the plumes will merge into a single plume and the flow of the combined plume, Q_{yN} , may be estimated using" (Awbi, 2003, p. 179):

$$Q_{yN} = N^{\frac{1}{3}}q_y \quad (2.14)$$

hvor

- Q_{yN} = den totale konveksjonsvolumstrømmen [m^3/s]
- N = antall identiske kilder [-]

"When a number of heat sources are placed close to each other than the individual plumes will merge to form one large plume ... In this case the equation 2.7 is used to calculate the flow of the combined plume using the sum of all the plumes powers" (Awbi, 2003, p. 179).

2.5 Ventilasjonsprinsipper

Et ventilasjonssystem skal tilføre friskluft og "... minimalisere innendørs eksponering av forurensninger for dem som oppholder seg i en bygning" (Skåret, 2000, p. 101).

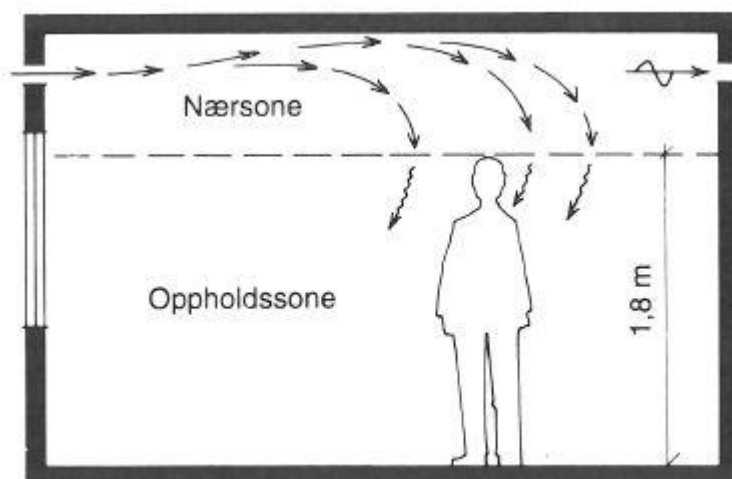
Oppholdssone: Sonen i rommet hvor personen/-ene oppholder seg. Her må komfortkriteriene være oppfylt (NS-EN ISO 7726, 2001).

- 0,5-0,6m fra yttervegg med vindu
- 0,2m fra øvrige vegger
- 0,1-1,2m over gulv for sittende personer og opp til 1,80m for stående personer

I tillegg til de deler av rommet som er nevnt ovenfor, får man og en nærsone fra ventilasjonsdonet.

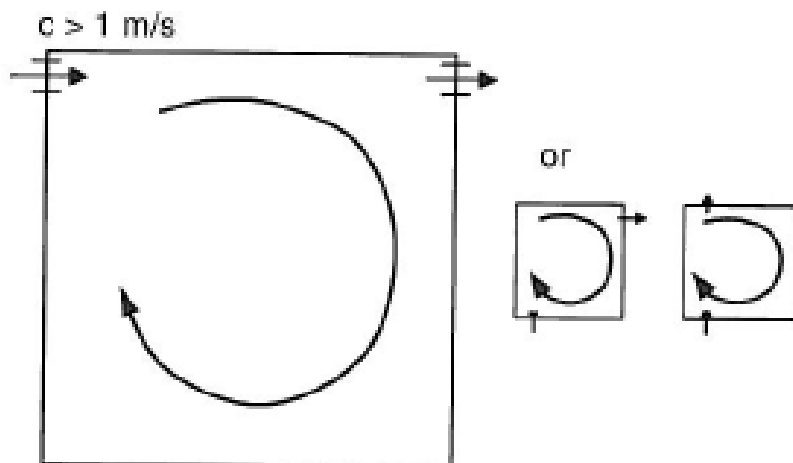
Nærsone: "Nærsone defineres som utstrekningen på den sonen der lufthastighetene er høyere enn det som tillates i oppholdssonene" (Skåret, 2000, p. 159). "Lengden på nærsonen blir ofte betegnet kastelengde. Kastelengden er avstander fra tilluftsdonet til det punktet hvor luftstrålens maksimalhastigheter faller under en viss verdi (slutthastighet, U_m)" (Skåret, 2000, p. 160).

2.5.1 Omrøringsventilasjon



Figur 10: Nærsone og oppholdssone for omrøringsventilasjon (Skåret, 2000)

Omrøringsventilasjon oppnås ved å tilføre luft med høy hastighet som så drar med seg romluften og gir omrøring av luften i rommet. Denne omrøringen skaper en jevn temperatur og en jevn fordeling av eventuelle forurensninger i hele rommet. Ved beregninger på slike systemer forutsettes det derfor en konstant temperatur og konsentrasjon i hele rommet.



Figur 11: Omrøringsprinsipp (Nilsson, et al., 2003)

Tilluftsventilen må plasseres utenfor oppholdssonen, og da luften her tilføres med stor hastighet, må systemet designes slik at luften blir bremsset tilstrekkelig før den når oppholdssonen for å unngå trekk. Disse forholdene gjør at tilluftsventilen som oftest blir plassert oppunder taket.

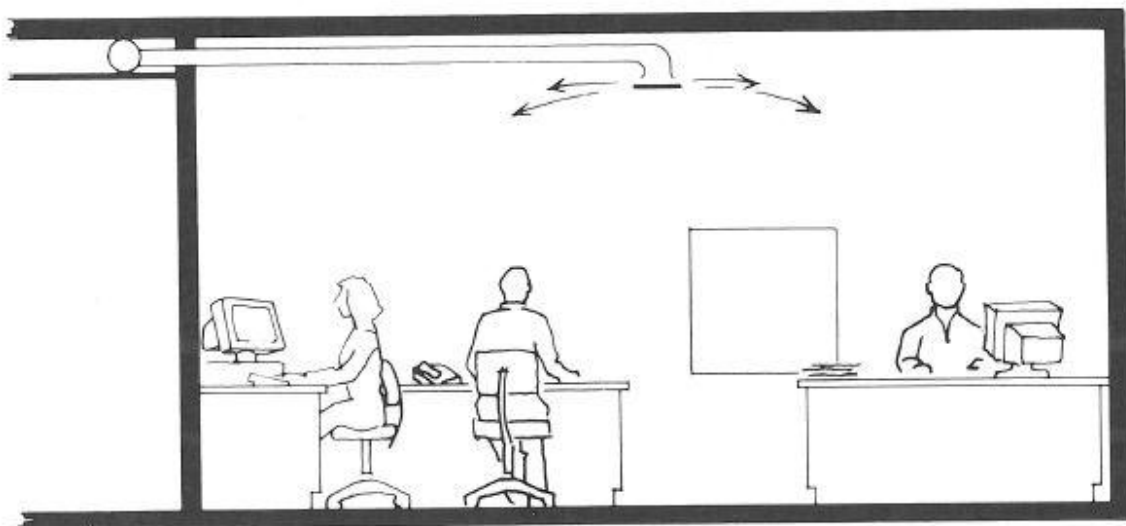
Ved plassering oppunder taket vil tilluften kunne styres langs taket slik at den ikke skaper trekk i oppholdssonen. Man benytter seg av den såkalte Coanda-effekten. Denne oppstår når luft blir tilført gjennom en tilluftsventil langs en flate, for eksempel en tilluftsventil med radielt spredningsmønster montert i taket. Luften vil her "klebe" seg til taket og først falle ned i rommet mye senere enn den ville hvis den ble sendt rett ut i åpen luft. Dette fordi et undertrykk vil oppstå under taket som gjør at strålen "kleber" seg til taket, og man oppnår en mye lengre avstand før luftstrålen faller ned i rommet enn hva man ville oppnådd fra en fri stråle. Spesielle hensyn må tas til objekter i taket da luftstrålen kan løsne hvis den treffer disse, noe som igjen kan føre til at luftstrålen faller ned i rommet tidligere enn ønsket og skape trekk. For avtrekket gjelder det å unngå en plassering som hindrer kortslutning, dvs at friskluften fra tilluftsventilen går rett i avtrekket. De ulike tilluftsventilene kan igjen deles inn i to hovedgrupper (Nilsson, et al., 2008):

1. Passive diffusorer: En passivt diffusor har et konstant utslippsareal. Dette gjør at de er dårlig egnet i anlegg med variable luftmengder da dette kan vil føre til endringer i kastelengde som igjen kan gi trekk i rommet (Nilsson, et al., 2008).
2. Aktive diffusorer: Disse kan igjen deles inn i to grupper:

- "Active ATD's with automatic direction change of the air jet. These are supply diffusers for premises with high ceilings. They are used to supply air either at an under or over temperature, using the same device. The diffuser is fitted with an electric or thermal motor that drives a damper arrangement to change the direction of the air jet, depending on the temperature of the supply air. The main areas of use include arenas, large shops, industrial buildings, etc." (Nilsson, et al., 2008) .
- "Active ATDs with automatic continuous regulation of the discharge area. These are supply air diffusers for premises with normal ceiling heights and are used exclusively for demand-controlled ventilation systems. The continuously variable regulation of the discharge area has two functions. Firstly the discharge area is always optimized to suit the flow at any given time, which eliminates the risk of draughts. Secondly, the variable discharge area works as an air volume regulator. Active devices are most often used in office buildings and schools" (Nilsson, et al., 2008).

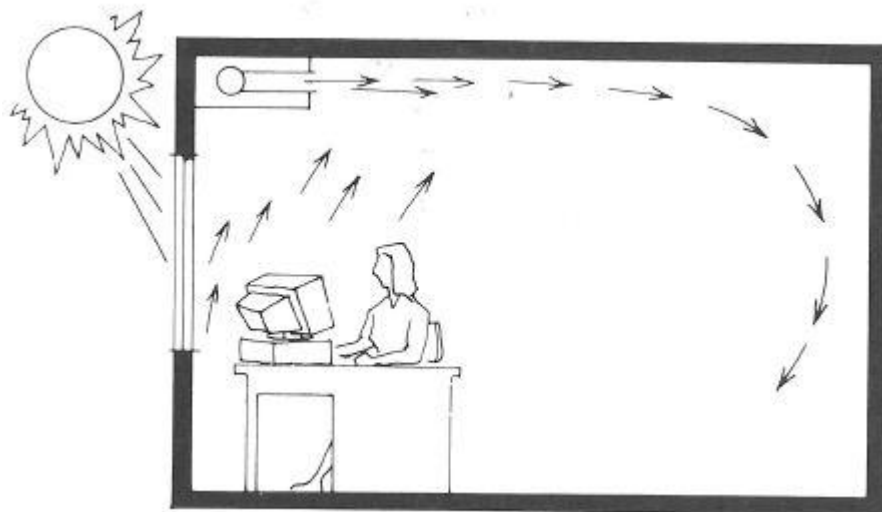
2.5.1.1 Plassering av tilluftsventiler

Tilluftsventil med radielt spredningsmønster: Disse ventilene plassert i himlingen er den mest optimale plasseringen da den gir mulighet til å spre luften jevnt over hele rommet og har størst kjølekapasitet (Skåret, 2000). Plasseringen gir muligheter for stor tilluftsmengde og ved tilstrekkelig kastelengde vil luften spre seg og komme jevnt ned langs veggene og dermed redusere risikoen for trekk.



Figur 12: Omrøringsventilasjon med tilluftsventil med radielt spredningsmønster (Skåret, 2000)

Framkantinnblåsing under himling: Plassering av tilluftsventil i framkant er den beste løsningen hvis man ikke kan benytte tilluftsventiler med radielt spredningsmønster plassert i himling. Ved denne plasseringen får luften lang vei til oppholdssonen og dermed reduseres risikoen for trekk i tillegg til at større luftmengder kan benyttes.



Figur 13: Omrøringsventilasjon med tilluftsventil i framkant av rommet (Skåret, 2000)

Bakkantinnblåsing under himling: Denne løsningen gir størst risiko for trekk da luftstrålen lett kan falle ned før den når ytterveggen, og dermed falle ned hvor personer som regel er plassert. For eksempel vil det ved varme fra vindusregionen skapes konveksjonsstrømmer som kan få tilluftstrålen til å løsne fra taket og falle ned. Ved kulde i vindusregionen vil denne løsningen forsterke kaldraseffekten (luften ved vinduet kjøles ned og kan skape trekk ved gulvet). Denne løsningen bør dermed unngås og kun benyttes i tilfeller hvor denne plasseringen er den eneste mulighet.



Figur 14: Omrøringsventilasjon med tilluftsdon i bakkant av rommet (Skåret, 2000)

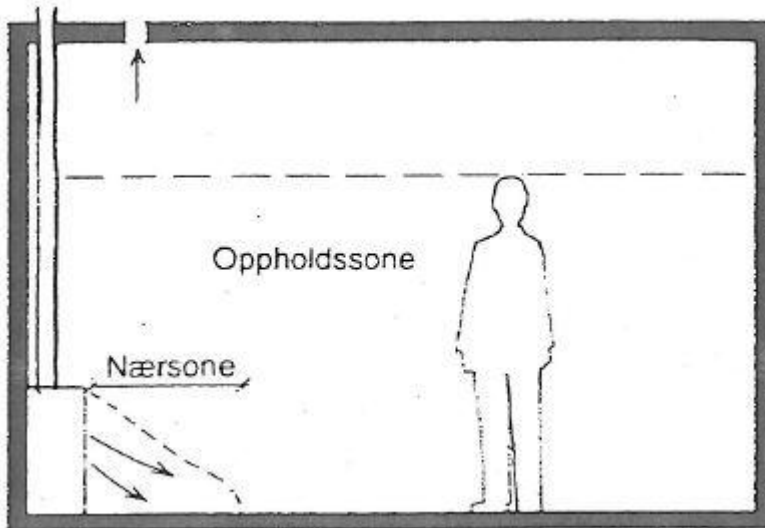
Lange spalter i himling eller i vegg under himling: Lange spalter plasseres som oftest i himlingen men kan og plasseres på vegger under himlingen. Fordeler med denne løsningen

er at den lett kan integreres i bygningens design, men samtidig vil det være vanskelig å oppnå en jevn luftstrøm langs hele spalten, i tillegg til at kapasiteten er begrenset.

2.5.2 Fortrengningsventilasjon

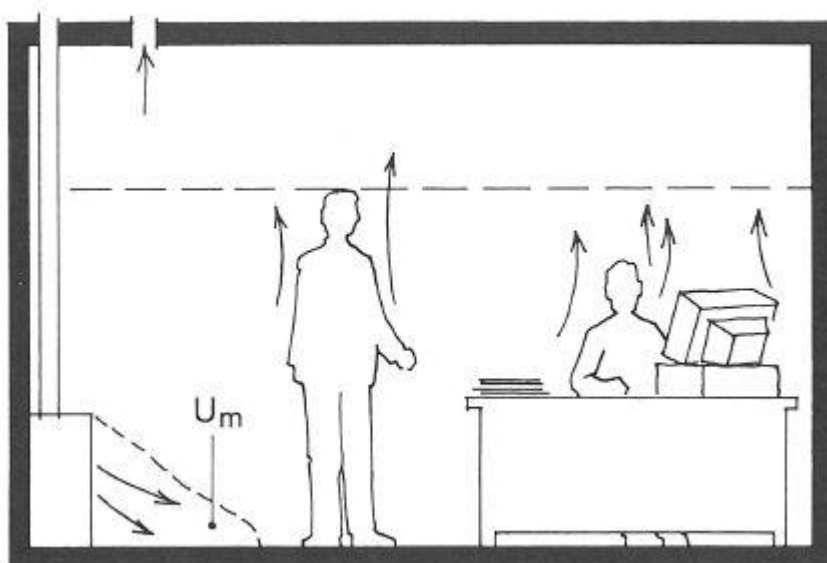
"Fortrengningsventilasjon betyr å utforme ventilasjonssystemer slik at de skaper ensrettet strømning eller tendens til ensrettet strømning. Fortrengningsprinsippet er det mest effektive designprinsippet for ventilasjon av to hovedgrunner" (Skåret, 2000):

1. "Det forbedrer luftfornyelsesprosessen og effektiviteten i prosessen som fjerner forurensningene fra rommet i forhold til omrøringsprosessen" (Skåret, 2000).
2. "Prinsippet bidrar til å opprettholde en gunstig konsentrasjonsgradient for de forurensningene som genereres i rommet" (Skåret, 2000, p. 183).



Figur 15: Nærsone og oppholdssone for fortrengningsventilasjon (Skåret, 2000)

Fortrengningsventilasjon er som oftest utformet som nedenfra - opp - strømning. Her tilføres luften direkte til oppholdssonen med lav hastighet og undertemperatur. Denne luften vil spre seg langs gulvet og fortrenge den gamle luften til den møter en varmekilde. Luften vil her varmes opp og en konveksjonsstrøm oppstår rundt varmekilden. Denne konveksjonsstrømmen sørger for en luftstrøm rundt varmekilden som i tillegg til å fjerne varme også fjerner eventuelle forurensninger som for eksempel lukt, CO₂ og lignende.



Figur 16: Fortrengningsventilasjon - fortrengning nedenfra – opp. (Skåret, 2000)

Dette gir svært gunstige strømningsforhold i rommet, fordi varme og forurensninger fraktes ut av oppholdssonen og opp til taket hvor de så kan trekkes av. Avtrekk bør derfor alltid plasseres i eller like under tak da det er her luften er på sitt varmeste og har høyest konsentrasjon av forurensninger.

En viktig forutsetning for at nedenfra - opp løsningen skal kunne oppnå høy effektivitet er å hindre tilbakestrømning fra de øvre termiske lagene til oppholdssonen. Tilbakestrømning kan skje ved for eksempel kaldras, nedadgående konveksjonsstrømmer som skapes av kalde flater, for eksempel et vindu, eller ved mye bevegelse i rommet som kan skape omrøring av romluften hvor luft fra det øvre sjiktet/laget blir trukket ned i oppholdssonen. En liten grad av tilbakestrømning må man derimot regne med spesielt ved bruk av induserende tilluftsdon.

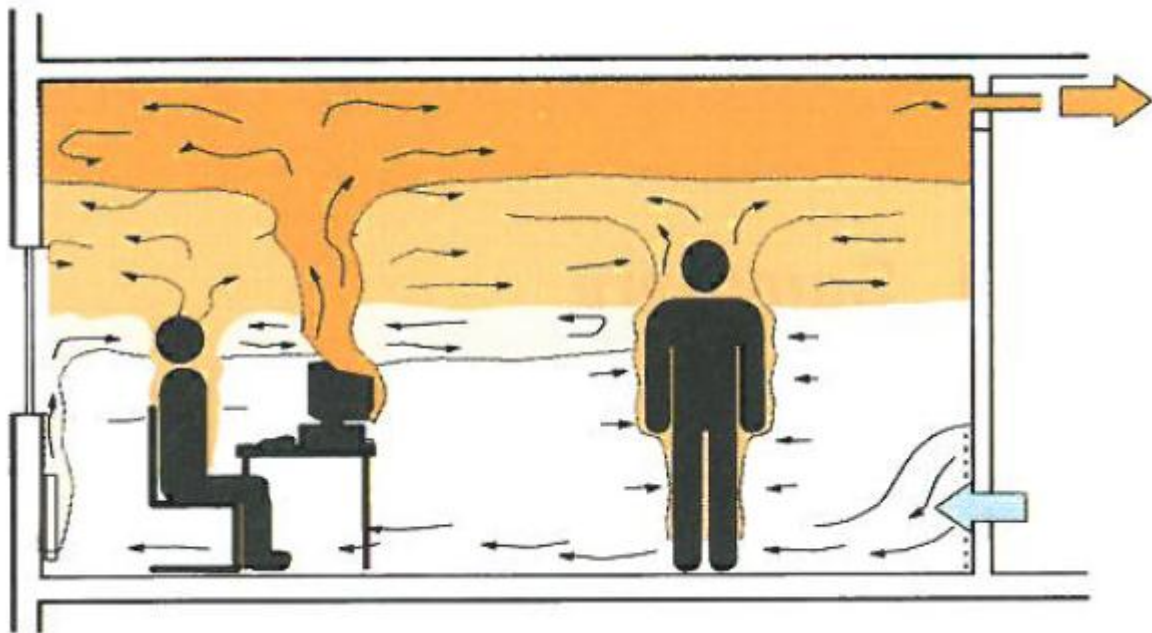
Imidlertid vil det være forskjeller på styrken i de ulike konveksjonsstrømmene i et vanlig rom. De svake konveksjonsstrømmene vil flate ut tidligst, og man kan få en rekke forskjellige lag oppover i rommet. Noen av strømmene kan også stoppe opp før de er kommet ut av oppholdssonen.

Størrelsen på konveksjonsstrømmen vil være avhengig av varmekildens effekt og geometri. Ved å tilføre tilstrekkelig med luft til å mate konveksjonsstrømmene, får rommet en veldig gunstig konsentrasjonsgradient for forurensningene i rommet og en gunstig temperaturgradient, da den varme forurensede luften vil stige opp og legge seg i et eller flere lag over oppholdssonen.

Ved en tilluftsmengde som er mindre enn konveksjonsstrømmene vil man få et nedre "rent" lag og et øvre "forurenset" lag hvor det vil være en større eller mindre grad av omrøring, da

konveksjonsstrømmene vil indusere den omliggende luften når tilluftsmengden bli mindre enn luftstrømmene i konveksjonsstrømmene. Høyden på disse lagene kan justeres ved å regulere friskluftstilførselen til rommet slik at de legger seg over oppholdssonen. Dette gjøres ved å beregne luftmengden samtlige konveksjonsstrømmer behøver opp til den ønskede høyden og deretter tilføre denne luftmengden til rommet.

I tillegg vil varmekildene alltid ha et grensesjikt av friskluft rundt seg tilført fra gulvet som gjør at fortrenningsventilasjon oppnår en svært høy luftkvalitet i pustesonen, selv om tilluftsmengden er lav og gir en lav "ren" sone i rommet.



Figur 17: Termisk sjiktning i et rom ventilert med fortrenningsventilasjon (Skistad, et al., 2004)

Denne lagdelingen er imidlertid mest tydelig for konsentrasjon av forurensninger. Temperaturforløpet har ikke denne klare delingen og får i stedet en lineær karakteristikk hvor det vil være en mer eller mindre konstant temperaturgradient fra gulvet og opp til taket. I (Skistad, et al., 2004) listes en rekke faktorer opp som vil påvirke temperaturforholdene i rommet. Disse faktorene går først og fremst på varmekildene i rommet. Hvor store/sterke de er, hvor de er plassert og hvor mange det er. En annen viktig grunn til den lineære temperaturkarakteristikken er tilbakestråling av varme fra det varme taket til det kalde gulvet (Skistad, et al., 2004).

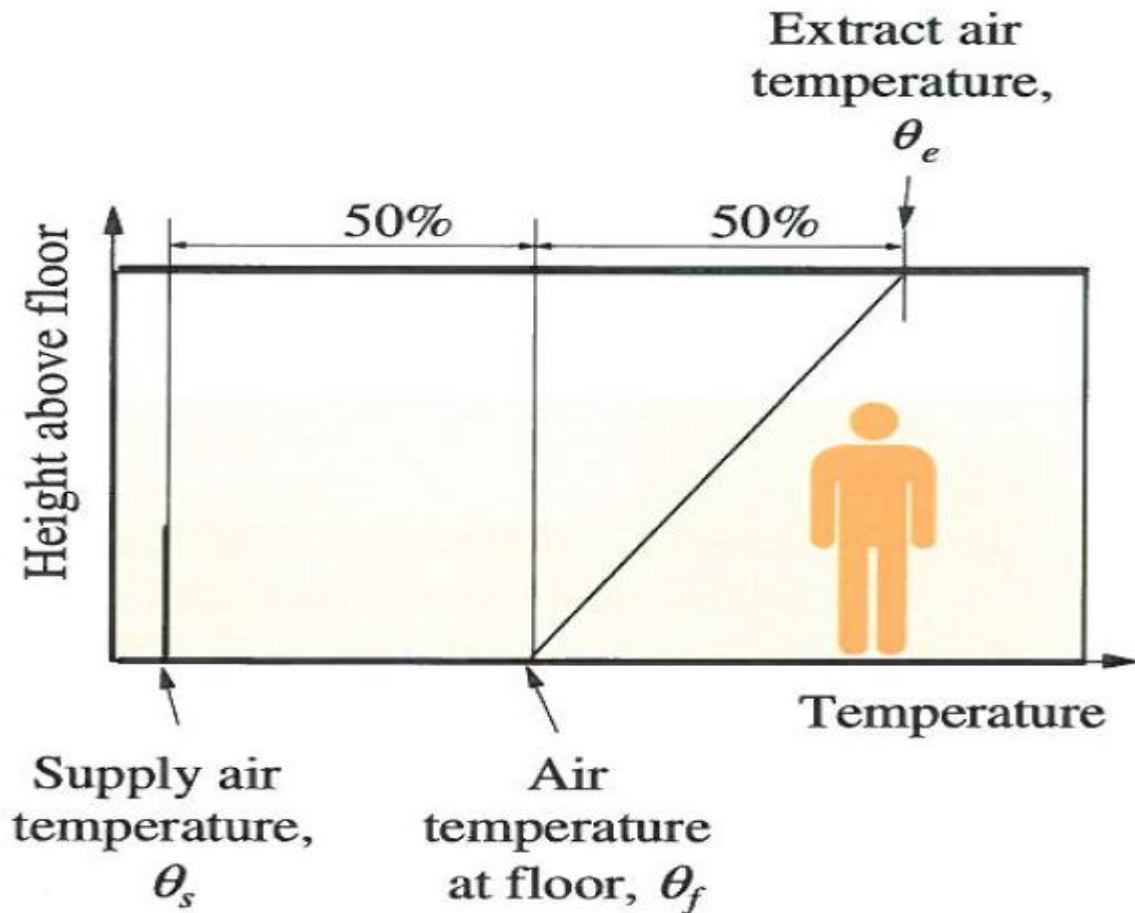
Kapittel 2 - Litteratur

Temperaturøkningen på luften som kommer inn i rommet kan i hovedsak deles opp i to deler.

- Den første vil skje langs gulvet. Her vil den kalde tilluften blandes med romluft langs gulvet, samt at gulvet selv vil ha en varmeveksling med luften.
- Den andre skjer i det luften kommer i kontakt med en varmekilde og stiger opp til taket. Ifølge (Skistad, et al., 2004) vil rommet få en tilnærmet konstant temperaturgradient på luften helt opp til avtrekket.

Strømningsbildet i et rom ventilert med fortrenningsventilasjon er komplisert. For å få nøyaktige beregninger bør derfor et CFD program eller småskala forsøk utføres. Dette er imidlertid tidkrevende og kostbart og det er derfor utarbeidet forenklete modeller.

I (Skistad, et al., 2004) anbefales det at "50 % regelen" benyttes. Denne sier at av den totale temperaturøkningen som skjer i et rom, vil halvparten skje langs gulvet mens resten vil skje fra gulvet og opp til taket. Det poengteres imidlertid at dette er først og fremst en modell for praktiske forhold hvor det er usikkerhet knyttet til strømningsforholdene i rommet/bygget.



Figur 18: 50 % regelen (Skistad, et al., 2004)

(Mundt, 1996) har utviklet en annen modell for beregning av temperatur. Denne modellen deler og opp temperaturøkningen i to steg på samme måte som 50 % regelen, men gir en annen fordeling. For å beregne hvor stor del av den totale temperaturøkningen som skjer langs gulv benyttes formelen

$$\frac{t_f - t_s}{t_e - t_s} = \frac{1}{\frac{Q * 10^{-3} \rho c_p}{A} \left(\frac{1}{\alpha_r} + \frac{1}{\alpha_{cf}} \right)} \quad (2.15)$$

hvor

- t_f = temperaturen ved gulv [$^{\circ}\text{C}$]
- t_s = tilluftstemperaturen [$^{\circ}\text{C}$]
- t_e = avtrekkstemperaturen [$^{\circ}\text{C}$]
- Q = tilluftsmengde [l/s]
- ρ = tetthet til luft [kg/m^3]
- c_p = spesifikk varmekapasitet til luft [J/kg K]
- A = gulvareal [m²]
- α_r = varmeoverføringskoeffisient til stråling [$\approx 5 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$]

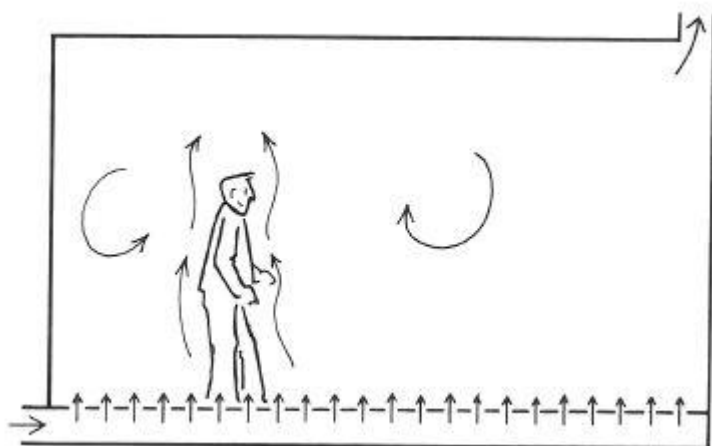
- α_r = varmeoverføringskoeffisient til konveksjon [$\approx 4 \text{ W/m}^2\text{K}$]

Denne formelen vil angi temperaturøkningen over gulvet. Den resterende temperaturøkningen vil ifølge modellen skje lineært opp til taket, altså med en konstant temperaturgradient. Denne modellen vil altså se ut som figur 18, bare med et annet startpunkt for temperaturøkningen fra gulvet og opp til taket og dermed også en annen temperaturgradient.

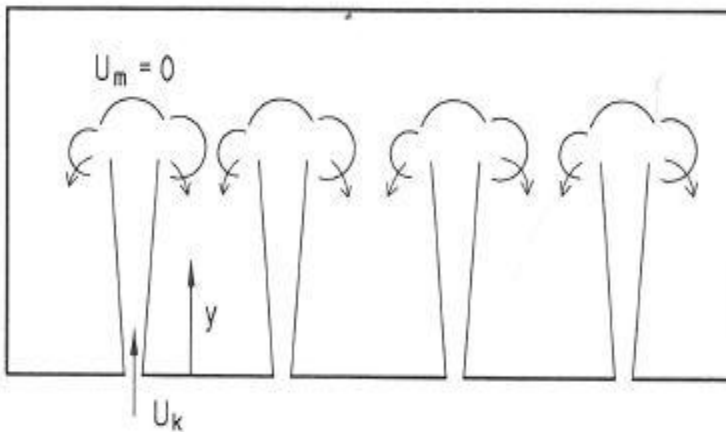
(Chen & Glicksman, 2003) har og utviklet en modell. Denne bygger delvis på modellen fra (Mundt, 1996) og er laget ut fra en mengde CFD simuleringer. Denne modellen er imidlertid laget for amerikanske forhold, dvs. med større varmelaster enn i Skandinavia, og er derfor ikke så veldig relevant for nordiske forhold.

2.5.2.1 Lufttilførselsmetoder

Gjennom gulv: Lufttilførsel gjennom gulv gir en meget gunstig sjiktningseffekt og utnytter fortrekningsprinsippet på en god måte. Luften kan tilføres gjennom et porøst gulv eller ved ulike tilluftsventiler i gulvet, for eksempel dyser, rister eller spalter. Ved lufttilførsel gjennom gulv er det viktig å unngå trekk da luften kommer direkte opp i oppholdssonen, og det bør unngås å plassere tilluftsventiler rett under personer.

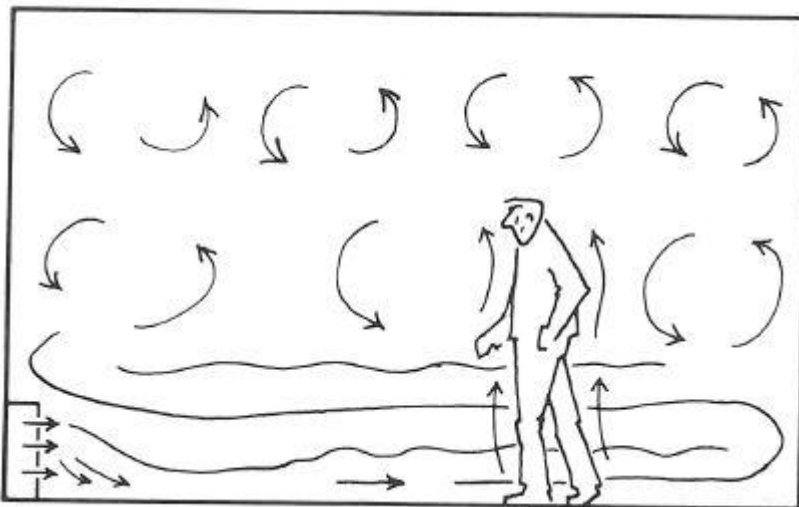


Figur 19: Lufttilførsel gjennom porøst gulv (Skåret, 2000, p. 186)



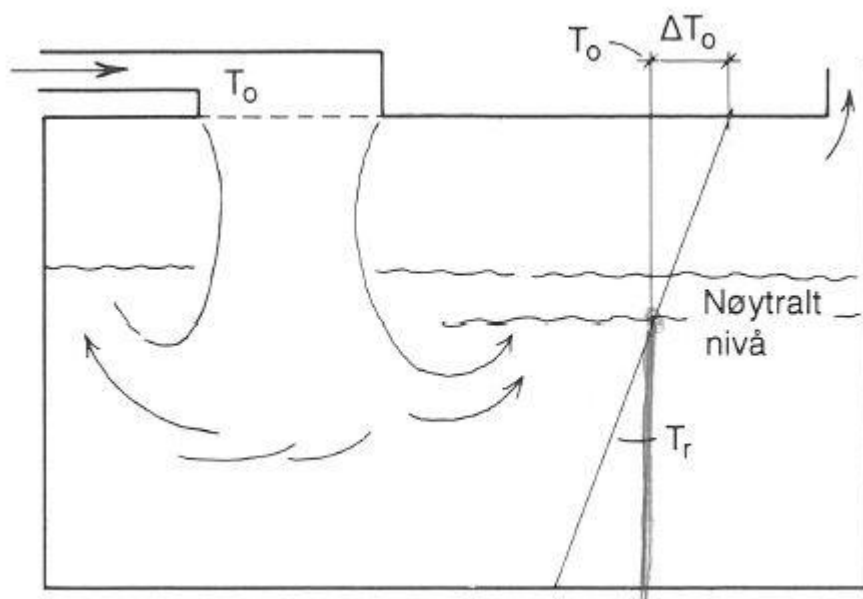
Figur 20: Don for oppadrettet utstrømning i gulv (Skåret, 2000, p. 186)

Gjennom lavhastighetsdiffusor med horisontal utstrømning: Dette er den mest brukte metoden for fortegningsventilasjon, og tilluftsventilen monteres som oftest nært gulvet. Tilluftsventilen vil ha en nærsone da luften må tilføres med en undertemperatur. Den kalde luften vil falle ned og akselerere langs gulvet og trekk kan oppstå. Det er derfor viktig ikke å plassere tilluftsventilen for nært en arbeidsplass eller andre steder hvor folk jevnlig oppholder seg. (Skåret, 2000)



Figur 21: Veggplassert don med horisontal utstrømning (Skåret, 2000, p. 187)

Lufttilførsel gjennom himling: En kombinasjon av ovenfra - ned og nedfra - opp strømning er også mulig. Luften tilføres her gjennom flater/ventiler i himlingen med en undertemperatur i forhold til luften i sonen under taket. Temperaturforskjellen vil føre til at tilluften faller ned til temperaturforskjellen mellom tilførselsluften og romluftstemperaturen blir redusert. Luften vil så i en bestemt høyde stoppe opp og det oppstår her et nøytralt sjikt. Høyden til dette sjiktet kan beregnes slik at det legger seg i pustesonen. Luften vil så følge vanlig nedenfra – opp strømning og bli trukket av.



Figur 22: Lufttilførsel gjennom flater i himling (Skåret, 2000, p. 184)

2.5.3 Stempelventilasjon

En ideell foretregningsløsning kalles stempelventilasjon. Her vil luften bevege seg som et stempel fra tilførselsflaten, for eksempel hele gulvet, og til avtrekket, taket i dette tilfellet. Denne løsningen gir den beste ventilasjonseffektiviteten av alle og kan oppnå svært høy luftkvalitet. Løsningen krever imidlertid omfattende tillufts- og avtrekksløsninger og er svært kostbare og kompliserte å bygge. Denne løsningen blir derfor kun benyttet hvor det stilles svært strenge krav til ventilasjonsanlegget som for eksempel i en operasjonsstue. Det vil i denne oppgaven ikke bli sett på en slik løsning.

2.5.4 Behovsstyrt ventilasjon

Behovsstyrt ventilasjon, DCV (demand controlled ventilation) er i de senere år kommet mer og mer i fokus, spesielt etter de nye kravene om lav energibruk. Behovsstyrt ventilasjon vil si å styre ventilasjonen, fortrinnsvis luftmengdene, men i enkelte tilfeller også tilluftstemperaturen, etter det faktiske behovet. Et annet men ikke like beskrivende navn på behovsstyrt ventilasjon er VAV, variable airflow volume. Det motsatte er CAV, constant airflow volume, hvor luftmengdene holdes konstant uavhengig av belastningen.

Et DCV system bygges med regulerbare spjeld som kan styre luftmengdene til de ulike rommene/sonene, og en justerbar vifte, som oftest turtallsregulert, som kan justere den totale luftmengden. De ulike rommene i bygget vil da være utstyrt med en eller flere sensorer (temperatur, CO₂) som registrerer belastningen og som via en romregulator vil tilpasse luftmengden i rommet.

Behovet registreres med ulike typer sensorer hvor for eksempel et kontor blir regulert med en tilstedeværelsessensor, av/på regulering, mens et større rom, for eksempel et møterom, vil ha en sensor for temperatur og/eller CO₂. Et slikt system gir store muligheter for energisparing da det sørger for at hvert rom får luft kun etter belastning. I forhold til et konvensjonelt CAV system vil det derfor kunne oppnås betydelige besparelser.

Et konvensjonelt CAV vil være problematisk i bygg hvor det er rom med variable kjølebehov og hvor kjølebehovet rommene imellom er ulike. Dette kan for eksempel være et bygg med kontorer mot sør og nord. Kontorene mot sør vil her ha et større kjølebehov enn de som vender mot nord. Et CAV system har små muligheter for regulering, slik at kontorene på både sør- og nordfasaden får tilluft med samme temperatur samt lik tilluftsmengde, og da som regel en temperatur ment for å dekke behovet til de sørvendte kontorene. For nordfasaden vil dette være problematisk da det her er et lavere kjølebehov, og en tilluftstemperatur beregnet på et større kjølebehov, vil derfor kunne gi et dårlig termisk inneklima.

Alternativt kan bygget deles opp i en sone for nord og en for sør, men dette vil igjen kreve dobbelt opp med utstyr og således fordyre anlegget.

En annen løsning er å etterinstallere kjølebatterier i kanalnett, men dette vil igjen øke kostnadene på bygging og drifting av anlegget. Et CAV system vil heller ikke kunne regulere ned kjøleeffekten der hvor personer er borte i lengre perioder av dagen. Dette vil føre til økt energibruk i tillegg til at rommet kjøles ned og havner under komfortkriteriene dersom rommet ikke tilføres varme. Denne varmen kommer som oftest fra varmeovn i rommet slik at man i praksis kjøler og varmer opp rommet samtidig og bruker unødig mye energi.

Med behovsstyrt ventilasjon vil dette problemet delvis kunne unngås, da hvert rom utstyres med justerbare spjeld som kan regulere tilluftmengdene etter kjølebehovet til hvert enkelt rom, slik at kjøleeffekten kan justeres ned når rommet ikke er i bruk.

Det vil i denne oppgaven ikke bli sett på DCV system. Forsøkene og beregningene er her utført på et CAV system da meningen er å illustrere forskjellen mellom de ulike ventilasjonsprinsippene, og dette lar seg best gjøre med et CAV.

2.6 Måleusikkerhet

Alle målinger er beheftet med feil. Ifølge (Novakovic, et al., 2007) kan målefeil deles inn i hovedsakelig tre kategorier:

1. Grove feil, U_G . Grove feil er et resultat av direkte slurv hos den eller de som utfører målingen. Dette kan være feil som avlesningsfeil, feilplassering av komma, osv.
2. Systematiske feil, U_S . Systematiske feil kan deles opp i instrumentfeil og metodefeil. Instrumentfeil vil være feil i måleinstrumentet som for eksempel hysteres og friksjon i måleinstrumentet eller et ukalibrert instrument. Metodefeil er feil hos den eller de som bruker instrumentet som for eksempel ukorrekt utført måling av instrumentet under betingelser som er utenfor det det ble kalibrert for.
3. Tilfeldige feil, U_T . Tilfeldige feil kan komme av ”.dårlig oppløsning på analoge eller digitale instrumenter, utilfredsstillende måledynamikk eller eksterne, usystematiske påvirkninger” (Novakovic, et al., 2007, p. 376)

Det er svært viktig at spesielt grove feil, men og systematiske feil unngås. Tilfeldige feil vil unngås ved gjentatte målinger da dette vil gi tallverdier spredt rundt den egentlige verdien.

2.6.1 Usammensatte målinger

Usammensatte målinger vil være målinger hvor verdien leses rett fra måleinstrumentet, for eksempel temperatur fra et termometer. For å unngå tilfeldige feil, U_T , bør det som tidligere sagt tas flere målinger, da et anslag på den sanne verdien kan beregnes fra middelverdien av målingene.

$$\bar{x} = \frac{\sum x}{n} \quad (2.16)$$

For å angi usikkerheten i målingene kan så standardavviket beregnes:

$$s = \sqrt{\frac{\sum (x - \bar{x})^2}{n - 1}} \quad (2.17)$$

Usikkerheten i middelverdien vil da være:

$$U_T = \pm \frac{s}{\sqrt{n}} = \text{tilfeldig feil} \quad (2.18)$$

Den resulterende usikkerheten vil da være gitt av:

$$U_R = \sqrt{U_T^2 + U_S^2} \quad (2.19)$$

hvor U_S er instrumentnøyaktigheten og U_T er den tilfeldige feilen.

2.6.2 Sammensatte målinger

En måling er sammensatt hvis resultatet først fås etter at flere målte parametere settes inn i en formel. Usikkerheten i et slikt måleresultat vil være avhengig av flere enkeltfaktorer.

$$N = f(u_1, u_2, \dots, u_n) \quad (2.20)$$

Hvor u_1, u_2, \dots, u_n er de direkte målte størrelsene og N den resulterende verdien fra den sammensatte målingen. Hver måling, u , vil ha en viss usikkerhet, Δu , slikt at:

$$u_1 \pm \Delta u, \dots, u_n \pm \Delta u \quad (2.21)$$

Usikkerhetene i hver måling vil overføres til den sammensatte målingen, og den vil dermed få en resulterende usikkerhet:

$$N \pm \Delta N = f(u_1 \pm \Delta u_1, u_2 \pm \Delta u_2, \dots, u_n \pm \Delta u_n) \quad (2.22)$$

ΔN kan da til slutt finnes ved:

$$(N \pm \Delta N) - N = \pm \Delta N \quad (2.23)$$

Ved så å bruke en Taylorrekke-utvikling, hvor ledd av høyere orden er strøket, fås:

$$\begin{aligned} f(u_1 \pm \Delta u_1, \dots, u_n \pm \Delta u_n) - f(u_1, \dots, u_n) \\ = \frac{\partial f}{\partial u_1} \Delta u_1 + \dots + \frac{\partial f}{\partial u_n} \Delta u_n \end{aligned} \quad (2.24)$$

Den resulterende usikkerheten vil så være avhengig av om variablene er:

1. Lineært uavhengige
2. Avhengige

Hvis N er sammensatt av n lineært uavhengige variabler slik at,

$N = u_1 + u_2 + \dots + u_n$, blir $\frac{\partial f}{\partial u} = 1$ og ligning 1.8 forkortes til:

$$U_R = \pm \sqrt{(\Delta u_1)^2 + (\Delta u_2)^2 + \dots + (\Delta u_n)^2} \quad (2.25)$$

Hvis variablene er avhengige derimot blir ligning 18:

$$U_R = \pm \left[\left| \frac{\partial f}{\partial u_1} * \Delta u_1 \right| + \dots + \left| \frac{\partial f}{\partial u_n} * \Delta u_n \right| \right] \quad (2.26)$$

Variablene vil være avhengige hvis for eksempel alle parameterne blir målt med samme instrument eller hvis samme målemetode blir benyttet for å finne de parameterne som inngår i den sammensatte målingen.

I forsøkene utført i denne oppgaven ble alle målinger utført med samme måleinstrument. Dette vil si at de er avhengige og ligning 2.30 må benyttes.

Det ble utført målinger på temperatur og trekk. Instrumentet som ble benyttet er av typen TSI 9555-P med en 964 Probe.



Figur 23: 964 Probe

Dette instrumentet har forhåndsprogrammert et program som tar en måling over 3 minutter, hvor det måler temperatur, lufthastighet og turbulensintensitet og på bakgrunn av disse verdiene regner ut PPD for trekk som angitt i (NS-EN ISO 7730, 2006).

For temperatur blir usikkerheten den oppgitte:

$$U_R = \pm 0,3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.27)$$

For trekk må ligning 2.30 benyttes på ligning 2.6. Trekk ligningen inneholder tre variabler som her oppgis med usikkerhet oppgitt fra produsenten:

1. Temperatur: $U_S = \pm 0,3 \text{ } ^\circ\text{C}$
2. Hastighet: $U_S = \pm 0,015 \text{ m/s}$ eller 3 % av målingen. Velg den som er størst.
3. Turbulens intensitet: Det oppgis ikke noen måleusikkerhet for denne, men den finnes ved:

$$Tu = \frac{|\bar{v} - v|}{\bar{v}} \quad (2.28)$$

Kapittel 2 - Litteratur

hvor

- \bar{v} er den gjennomsnittlige lufthastigheten
- v er momentan lufthastigheten

Ser at denne henger sammen med måling av lufthastighet og det antas derfor at måleusikkerheten til Tu , turbulensintensitet, er lik den for lufthastighet, altså 3 %.

Med ligningen for trekk som gitt i ligning 2.29 blir da den resulterende måleusikkerheten lik ligning 2.30

$$DR = (34 - t_{a,l})(\bar{v}_{a,l} - 0,05)^{0,62} (0,37 * \bar{v}_{a,l} * Tu + 3,14) \quad (2.29)$$

U_R blir da:

$$\begin{aligned} U_R = & |(-(\bar{v} - 0,05)^{0,62} (0,37\bar{v}Tu + 3,14)) * 0,3| \\ & + |((34 - t)(0,62(\bar{v} - 0,05)^{-0,38} (0,37\bar{v}Tu + 3,14) \\ & + 0,37Tu(\bar{v} - 0,05)^{0,62}) * 0,015 \text{ elle } 5\% \text{ av målingen}| \\ & + |(0,37Tu(34 - t)(\bar{v} - 0,05)^{0,62}) * 5\%(\text{av målingen})| \end{aligned} \quad (2.30)$$

Kapittel 3

Metodikk

I denne Masteroppgaven ble det utført både forsøk og simuleringer. Metodikkdelen er derfor delt i to deler som behandler disse to hver for seg.

3.1 Forsøksoppsett

Forsøkene ble utført i et forsøksrom hos firmaet Airson Engineering i Sverige. Rommet var 2,4 meter bredt, 4,1 meter langt og 2,55 meter høyt opp til himlingen og ca 30 cm fra himlingen og opp til taket. Rommet befant seg i et lokale til Airson. Tre av flatene (tre av veggene) til forsøksrommet vendte mot et stort oppholdsrom. Dette oppholdsrommet ble brukt av personalet og var klimatisert slik at temperaturen ble kontrollert og holdt innenfor et akseptabelt temperaturintervall. Den siste veggflaten vendte mot et teknisk rom/lager hvor temperaturen og ble kontrollert. Taket vendte mot kontorer i etasjen over.

Rommets vegger var laget av Isolaminplater som består av to tynne metallplater med 5cm mineralull imellom seg (U-verdi på $0,64 \text{ W/m}^2\text{K}$). Den ene veggen besto imidlertid av vindusruter med ett lag glass. Denne ble dekket med 5cm isopor.



Figur 24: Vegg bestående av vindusruter etterisolert med isopor.

Forsøkene hadde som mål å undersøke de termiske forholdene ved en typisk kjølesituasjon på sommeren for et standardkontor for en person. For å simulere de ulike varmelastene som inngår i et vanlig kontor ble en rekke konstruksjoner laget for best å etterligne disse.

3.1.1 Varmelaster

For å simulere varmeavgivelsen til en person ble det benyttet en metallsylinder (Spirokanal), med en vanlig lyspære inni. Metallsylinderen hadde en diameter på 32cm og en høyde på 1,2m og var lukket i både topp og bunn. Dette gir et utvendig overflateareal på ca. $1,85\text{m}^2$. Dette tilsvarer tilnærmet overflatearealet til en vanlig person på 70kg og 1,73m høy (ca. $1,83\text{m}^2$). Inne i denne sylinderen ble det plassert en mindre sylinder med diameter på 16cm og en høyde på ca. 40cm. I den mindre sylinderen ble det montert en lyspære. Dette ble gjort for å hindre at den store sylinderen skulle få en for høy overflatetemperatur og dermed ikke gi en realistisk luftstrøm. Den store sylinderen ble malt hvit utvendig for å få en stråleavgivelse tilnærmet det man får fra en person.

Varmeavgivelse fra en person kan deles opp i en sensibel og latent del. I forsøkene som ble gjennomført er det kun den sensible varmen som er simulert, da den latente varmeavgivelsen er vanskelig å simulere i tillegg til at den ikke bidrar til en temperaturøkning. I (Rengholt, 1991) oppgis det at konveksjon og stråling (som utgjør den sensible delen av varmeavgivelsen) til sammen gir ca. 95-75 W ved en omgivelsestemperatur på 20-25 °C for en stillesittende, arbeidende person. Det ble derfor brukt en lyspære på 75 W inne i sylinderen.



Figur 25: Personsimulator

Datautstyr ble og simulert med to metallsylindere med lyspærer inni. De to sylindere simulerer henholdsvis skjerm og datamaskin. Sylindere var 20cm i diameter, 40cm høye og begge hadde på samme måte som personsimulatoren en 16cm metallsylinder inni med en lyspære i bunn. Hver lyspære var på 52W og også disse to sylindere ble malt hvite utvendig. De to ble plassert hhv. på og under en vanlig pult plassert i enden av rommet mot veggen som vist i figur 26.



Figur 26: Datamaskinsimulator

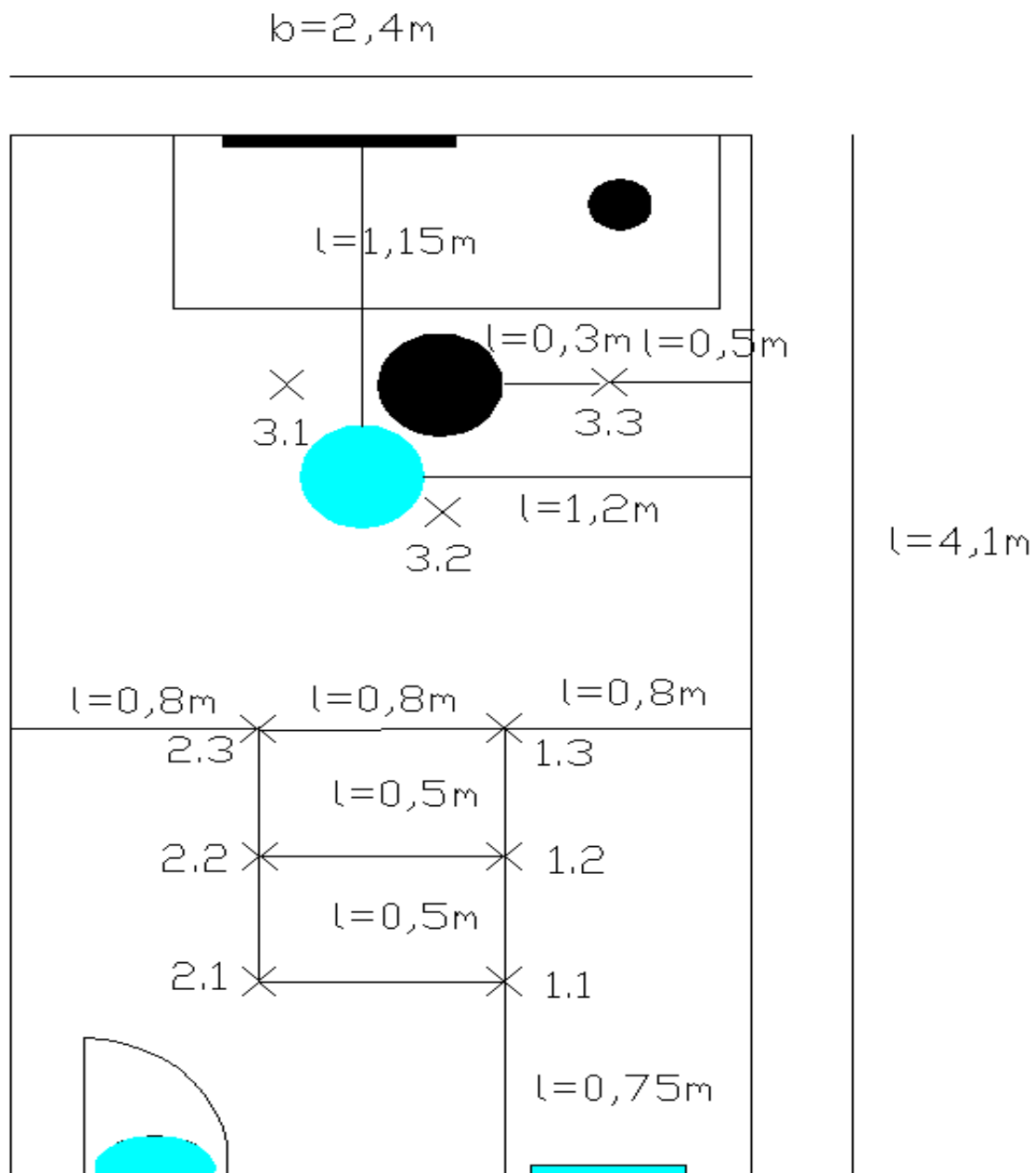
Det ble valgt å simulere et vindu med utvendig solavskjerming i stedet for direkte innstråling da dette ikke var mulig å gjøre i forsøksrommet som ble benyttet. Vinduet ble simulert ved at en elektrisk varmekabel ble lagt imellom to stykk 13mm gipsplater. Platene var ca. 2,30m høye og 90cm brede. Mellomrommet mellom platene ble lukket med teip for å forhindre at luft ble sugd inn og dermed skape en for stor konveksjonsstrøm. Mellom platene og veggen til rommet ble det plassert en 5cm tykk Isoporplate for å hindre transmisjonstap ut veggen.

Varmekabelen ble regulert med en spenningsregulator til ønsket effekt på 134W ble oppnådd. Denne effekten ble valgt da den tilsvarer den direkte solinnstrålingen fra et vindu på ca. 3,20m² med en samlet g-verdi på ca. 0,06.

En lysarmatur med to lysrør på 36W hver ble hengt opp i taket. Nedhengt armatur var imidlertid ikke en ideell løsning for forsøkene med omrøringsventilasjon. Dette fordi luften da tilføres fra en takventil med et radielt spredningsmønster hvor luften strømmer ut langs taket. Armaturen som hang ned fra taket forstyrret denne luftstrømmen og førte til at luftstrømmen løsnet fra taket og falt ned i rommet tidligere enn den ville gjort med en armatur montert i selve himlingen. Det ble derfor besluttet å henge armaturen langt bak i rommet mot inngangsdøren da dette hindret at luftstrømmen falt ned i rommet nær personsimulatoren og skapte trekk, i tillegg til at denne løsningen ga lengst avstand mellom armaturen og omrøringsdonet.

Varmelastene som ble plassert i rommet gav en total varmelast på 385W. Det ble imidlertid utført en måling av den samlede strømtilførselen til rommet. Denne viste at det gikk 1,90A inn i rommet. Med en vanlig spenning på 230V, som rommet hadde, gir dette en total effekt på ca. 437W. Det ble derfor besluttet å øke effekten på vindusvarmesimulatoren i datasimuleringen slik at total effekt avgitt i rommet ble lik den totale målte effekten.

Plasseringen av tilluftsventilene og målepunktene i rommet er vist på figur 27. De første forsøkene som ble gjort var for omrøringsventilasjon. Det ble da forsøkt å gjennomføre to forsøk på en dag. For å oppnå dette ble antall målepunkter redusert til tre bak i rommet i stedet for 6 som vist på figur 27. Disse tre målepunktene lå midt i rommet, altså mellom rekke 1 og 2 i figur 27. Det viste seg imidlertid at det ikke lot seg gjøre å gjennomføre mer enn et forsøk om dagen og antall målepunkter ble derfor utvidet til det figur 27 viser. Ut ifra målingene er det rimelig å anta at man ville fått like resultater hvis man hadde hatt flere målepunkter i de to forsøkene med omrøringsventilasjon, da resultatene er meget uniforme.



Figur 27: Skisettegning av forsøksrommet

3.1.2 Tilluftsventiler

Det ble benyttet Swegons Colibri CR 200-600 med ALSd 125-200 for å skape omrøringsventilasjon. I utgangspunktet ble denne plassert så midt i rommet som mulig. Plasseringen måtte imidlertid justeres til litt lenger frem i rommet i retning personsimulatoren da dette ble bestemt av ventilasjonskanalene som gikk inn i rommet.



Figur 28: Colibri CR 200-600 med ALSd 125-200 plassert i himling i forsøksrommet.

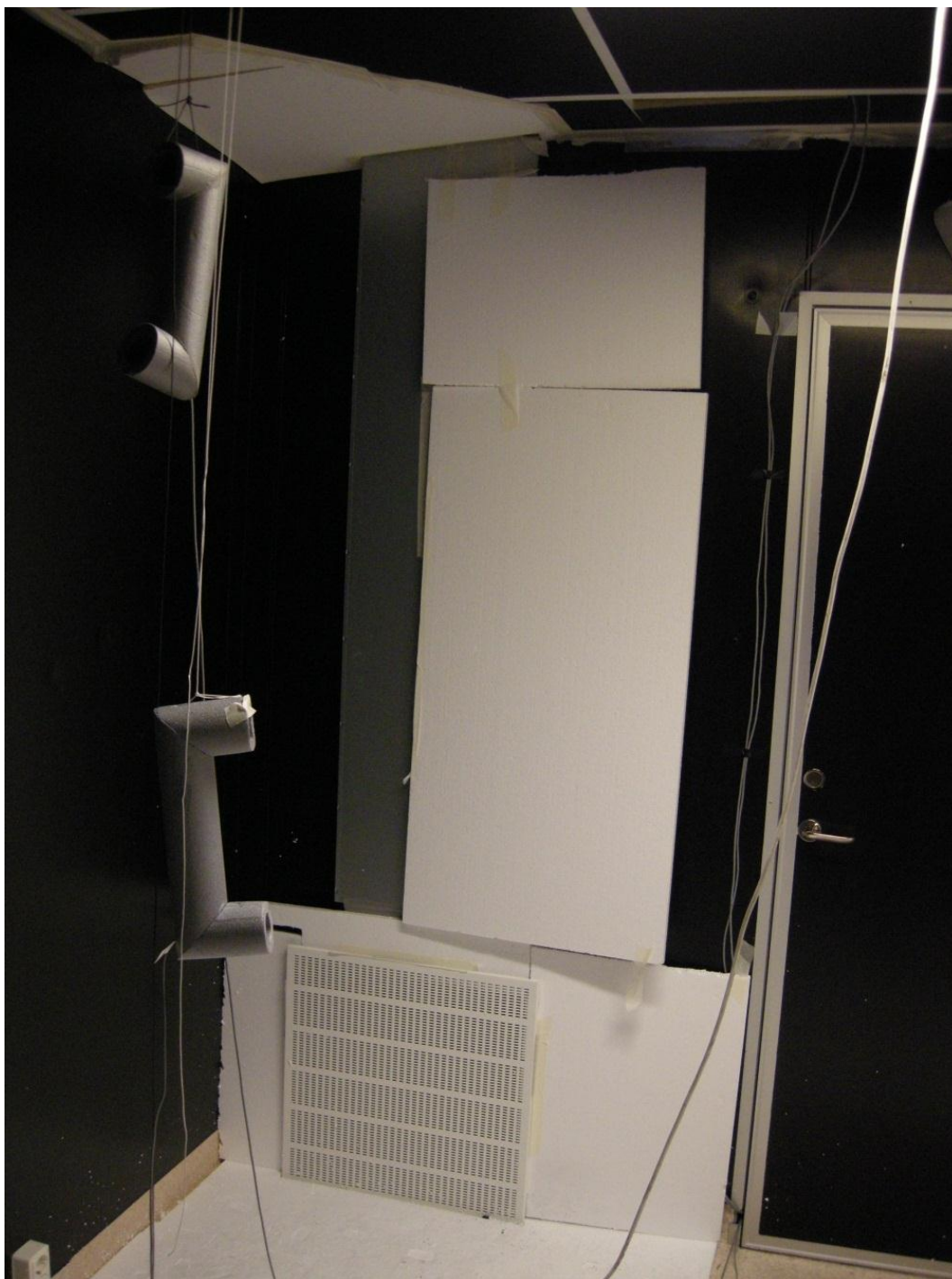


Figur 29: Swegons Colibri ventil.

Det ble benyttet to forskjellige tilluftsventiler for å skape fortrenningsventilasjon. Den første var Swegons DIR-c-600 med veggkanal DIRT 4-600. Dette er en ventil som er beregnet innfelt i vegg. Dette lot seg imidlertid ikke gjøre i dette forsøksrommet og den ble plassert på veggen ved siden av døra til rommet ved gulvet. Dette er en typisk plassering som løser mye av problematikken knyttet til nærsone for fortrenningsventiler, da dette er et område hvor personer sjeldent oppholder seg.



Figur 30: Swegons Dir ventil med veggkanal



Figur 31: DIR-c-600 med veggkanal DIRT 4-600 montert i forsøksrommet.

Airsons Airshower, veggdon(ASV), var den andre fortrenningsventilen som ble benyttet for å skape fortrenningsventilasjon. Tilluftsventilen ble plassert ved tak over døren da denne plasseringen på samme måte som plasseringen for Swegonventilen er meget gunstig med tanke på nærsoneproblematikken, ettersom nærsonen havner i den delen av rommet som sjeldent benyttes som oppholdssone. Tanken bak Airsonventilen er at den kaldere tilluften tilnærmet induksjonsfritt skal falle ned til gulvet og deretter skape fortrenningsventilasjon på samme måte som andre fortrenningsventiler.



Figur 32: Airsons Airshower veggventil



Figur 33: Airshower veggventil montert i forsøksrommet over dør.

3.2 Målinger

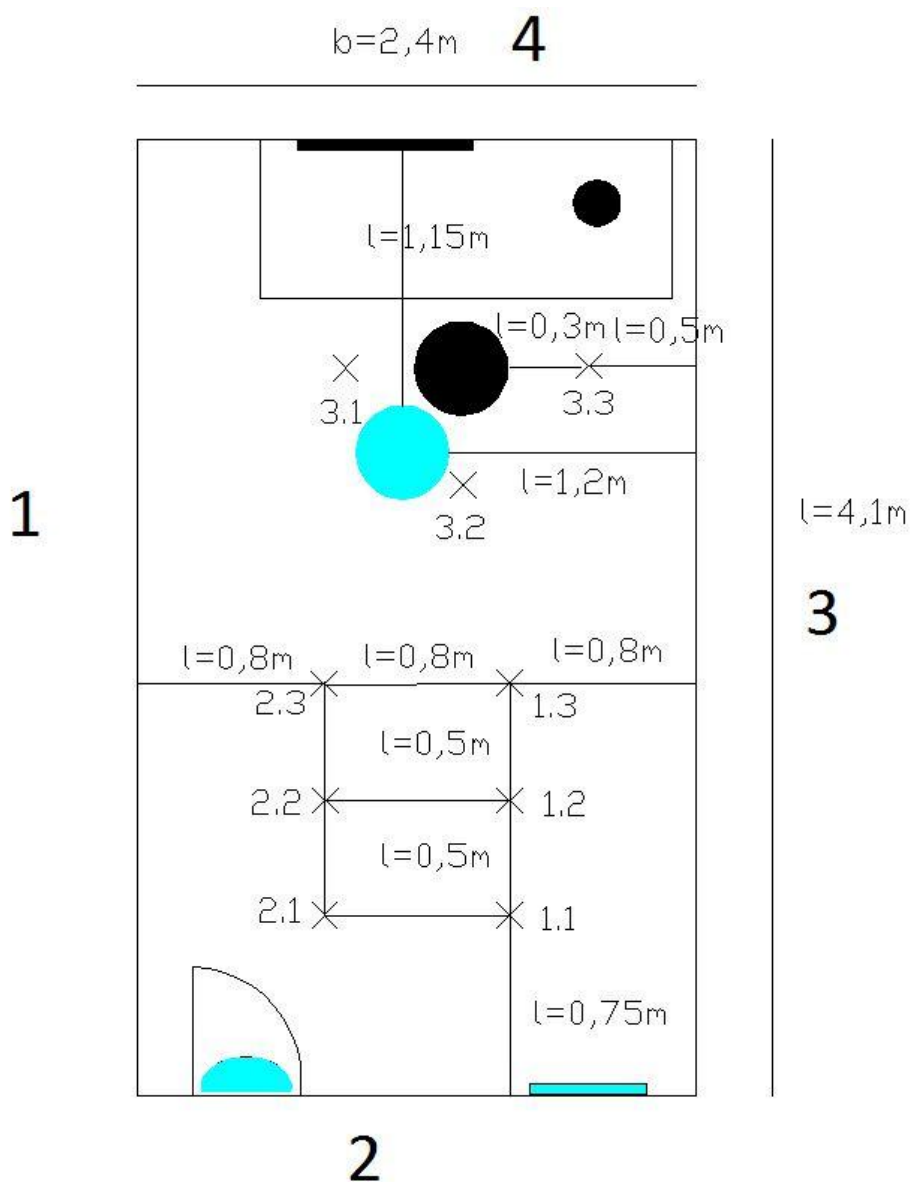
Det ble kun utført målinger på lufttemperaturen og lufthastigheten da det var dette man hadde utstyr til.

Lufttemperaturen, lufthastigheten og turbulensintensitet ble målt i høydene 0,05m, 0,1m, 0,6m og 1,1 meters høyde i henhold til (NS-EN ISO 7726, 2001). Målepunktet ved 0,05m ble valgt da det i (Skåret, 2000) oppgis at maksimal lufthastighet oppnås i 3-5cm høyde over gulvet. (NS EN 12239, 2001) oppgir i utgangspunktet måling uavhengig av høyde. I praksis blir det imidlertid målt fra 3cm o gopp. Da det ikke var tid til å gjennomføre målinger ved flere høyder i dette sjiktet, ble det kun utført målinger 5cm over gulvet.

Kapittel 3 - Metodikk

Instrumentet ble plassert i et stativ og det ble målt i 4 høyder over gulvet. Det ble valgt ikke å gjøre målinger over 1,1m da oppgaven hadde som formål å undersøke oppholdssonen til sittende personer samt at det tidsmessig ikke lot seg gjennomføre og ta flere målinger i høyden.

Målingene ble utført ved at instrumentet ble plassert i stativet. Personen som utførte målingene forlot så rommet og lot instrumentet stå i 5 minutter før han gikk inn i rommet og satte i gang målingen, og gikk så umiddelbart ut av rommet igjen. Målingen ble så tatt over 3 minutter. En svakhet med denne metodikken er at måleapparatet må settes i gang ved at en person må gå inn i rommet og sette i gang målingen for så å gå ut igjen. Dette vil føre til luftbevegelser og en varmebelastning som kan påvirke målingen. Metoden ble likevel brukt da dette var eneste mulighet og at påvirkningen på målingene ble vurdert til å være marginale.



Figur 34: Skisse av forsøksrommet

3 av veggene (vegg 1,2 og 4) vendte alle ut mot rom med tilnærmet samme lufttemperatur. Ved vegg 3 derimot stod det en ventil som dumpet overskuddsluft fra ventilasjonsaggregatet. Dette førte til at denne veggen ble mer avkjølt enn de andre og fikk dermed et større transmisjonsstap. Det ble på bakgrunn av dette målt to temperaturer utenfor forsøksrommet. En måling ved vegg 1 og en måling ved vegg 3.

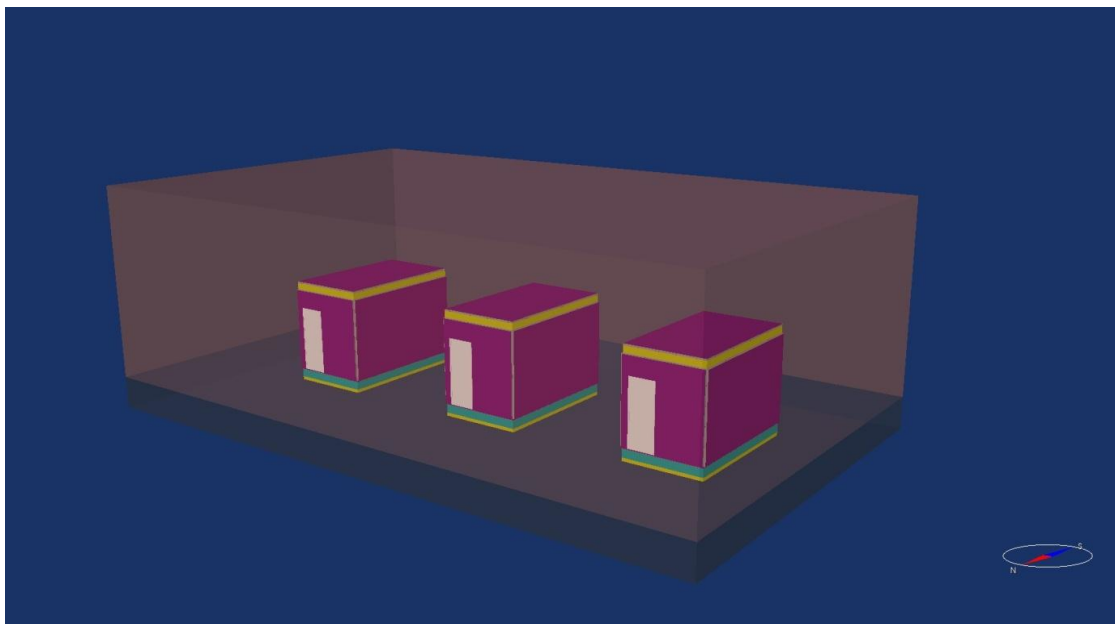
Det var tilgang til temperaturmålere koblet til en datamaskin som logget temperaturen gjennom hele dagen, men da disse kun hadde mulighet for å måle temperatur, ble de ikke direkte benyttet i resultatene. De ble derimot brukt for å sjekke temperaturvariasjonene i rommet, slik at man kunne være sikker på at det var stasjonære forhold.

Ventilasjonen ble stilt inn slik at man fikk balansert ventilasjon, tilluftsmengde lik avtrekksmengden. Før hver måling ble ventilasjonen stilt inn med ønsket tilluftstemperatur og –luftmengde. For å sørge for at stasjonær tilstand ble nådd lot man rommet stå med ønskede innparametere i minst 12 timer. De første målingene viste at temperaturen i rommet ikke nådde det som det var beregnet på forhånd og det ble derfor prøvd å forbedre rommet ved etterisolering. Dette ble gjort ved å legge 5cm isopor på gulvet.

3.3 Beregninger

Beregningene ble utført med simuleringsprogrammet IDA ICE 4.2. Dette programmet ble benyttet da dette er et av få simuleringsprogram som har mulighet for å simulere både fortrenningsventilasjon og omrøringsventilasjon. Videre benytter firmaet Erichsen og Horgen, som oppgaven ble skrevet i samarbeid med, dette programmet mye og har inngående kunnskap og erfaring med programmet.

For simuleringen ble det modellert tre like kontor. To av disse var fortrenningsventilert mens det siste var omrøringsventilert.



Figur 35: Figur hentet fra IDA ICE

Rommene ble bygd slik at de skulle ligne mest mulig på selve forsøksrommet. I det faktiske forsøksrommet var alle veggene og taket laget av Isolaminplater. Disse er satt sammen av to tynne metallplater på 0,7mm med 5cm mineralull (light insulation) mellom. I IDA ICE gir en slik konstruksjon en U-verdi på $0,64 \text{ W/m}^2\text{K}$. Den siste vegg i det forsøksrommet besto, som tidligere nevnt, av vinduer som vendte ut mot fellesarealet. Denne ble under forsøkene dekket av 5cm med Isoporplater for å hindre at varmetapet fra denne vegg skulle avvike veldig fra de andre veggene. I modelleringen ble denne vegg modellert lik de andre, da det ble beregnet at U-verdien var tilnærmet lik den for de andre veggene.

Taket var utført av Isolaminplater med en U-verdi på $0,64 \text{ W/m}^2\text{K}$. I tillegg var det montert en 20mm mineralull himling 30cm fra taket. Taket ble simulert, fra selve himlingen og opp, med 2cm mineralull, et 30cm luftlag med en U-verdi på $0,64 \text{ W/m}^2\text{K}$, en 0,7cm metallplate, 5cm mineralull og til slutt en 0,7cm metallplate. Dette gir en total U-verdi på $0,44 \text{ W/m}^2\text{K}$.

I simuleringene ble det satt "typical" på alle kuldebroverdier.

På gulvet ble det under forsøkene lagt 5cm isopor for å hindre at varmelagringen i betongen i gulvet skulle påvirke resultatene for mye. Gulvet i seg selv besto av 30cm hulldekke element i betong. I IDA ICE ble gulvet bygget opp av 5cm mineralull (light insulation), 30cm betong (concrete) og 10cm mineralull (default ground insulation). Dette ga en total U-verdi på $0,22 \text{ W/m}^2\text{K}$. Det var ikke muligheter for å legge inn hulrom i betongen i simuleringene.

I simuleringene må overflatetemperaturen på utsiden av ytterveggene oppgis i stedet for lufttemperaturen i det tilstøtende rommet. Temperaturene på utsiden av veggene ble

beregnet og satt 0,2 °C grader høyere enn lufttemperaturen. Dette ble gjort da det ikke var tilgang på temperaturmålere som kunne måle overflatetemperatur.

Varmelastene i rommet hadde følgende fordeling:

- Teknisk utstyr: 104 W
- Belysning: 72 W
- Person: 1 person med 1 clo bekledding og 1,2 met varmeproduksjon.
- Sol: En elektrisk varmeovn med lik størrelse og plassering som den i forsøkene med 186 W

Den elektriske varmeovnen ble valgt da et vindu med solinnstråling ikke avgir en konstant effekt og dermed gjør det vanskelig å sammenligne en simulering med resultatene fra forsøket. Denne ble satt høyere enn det som var målt i forsøkene, men den ble satt høyere fordi total avgitt effekt ble lik den målt i forsøkene.

”Forsøkshuset” ble plassert i Gøteborg da dette var det geografisk nærmeste stedet tilgjengelig i programmet. Forsøkene ble gjennomført ved Airsons lokaler i Ängelholm. I disse simuleringene vil den geografiske plasseringen kun ha påvirkning på temperaturen i bakken, og det antas at dette har marginal påvirkning på resultatene.

Kapittel 4

Resultater

Det ble utført i alt 6 forsøk med tre forskjellige tilluftsventiler. For hvert forsøk ble det og kjørt en simulering (alle temperaturer er lufttemperatur). I alle forsøkene og simuleringene ble varmelastene holdt konstant og like på 362W pluss en person med 1,2 met. Noe som gir en total mengde lik 437 W:

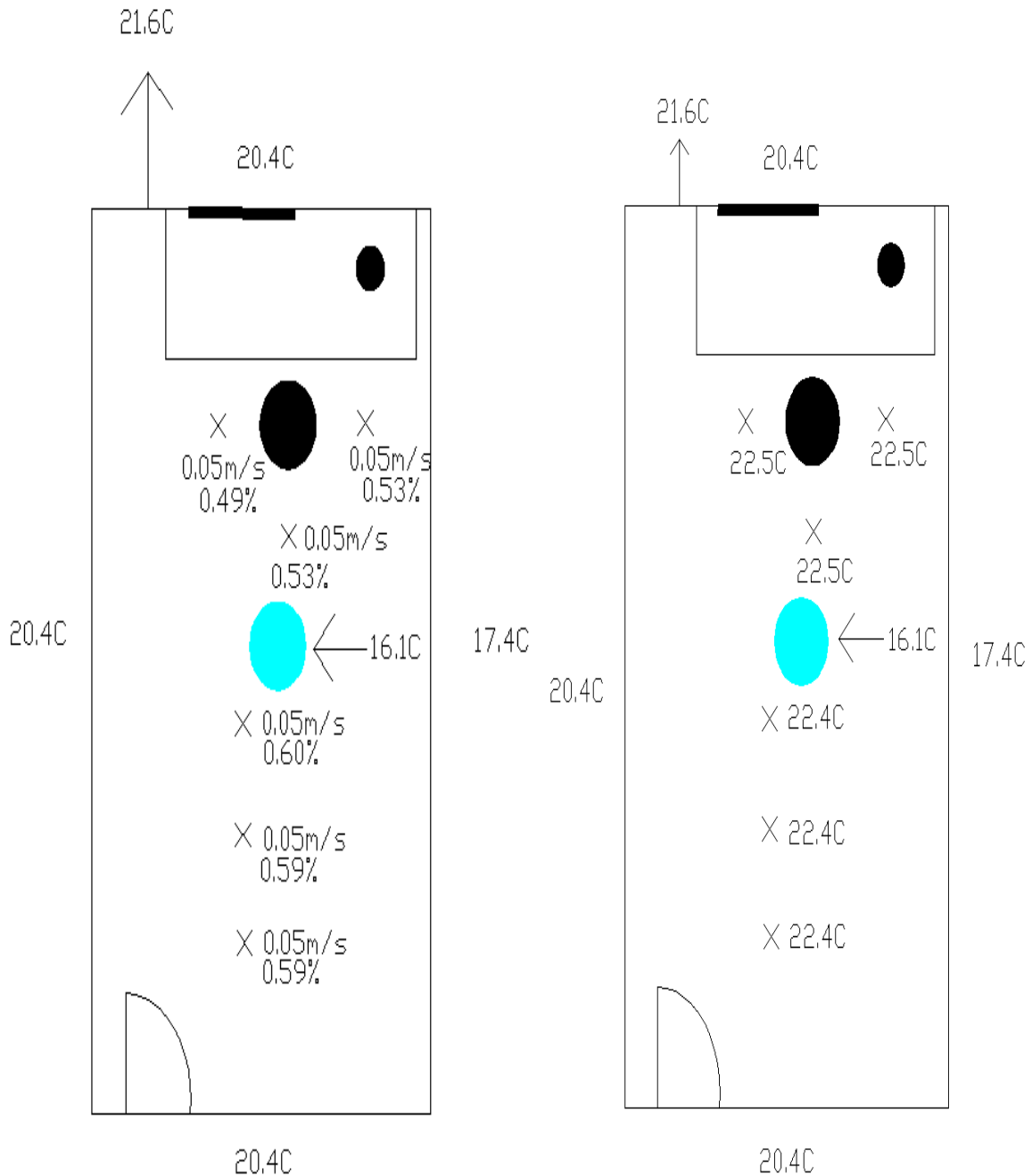
1. Omrøringsdon fra Swegon
2. Fortrengningsdon plassert ved gulv fra Swegon
3. Fortrengningsdon plassert over døren fra Airson

Forsøk	Ventilasjonsprinsipp	Tilluftstemperatur	Luftmengde
Forsøk 1a	Omrøring	16 °C	130 m ³ /h – 13 m ³ /hm ²
Forsøk 1b	Fortrengning, gulv	16 °C	130 m ³ /h – 13 m ³ /hm ²
Forsøk 1c	Fortrengning, tak	16 °C	130 m ³ /h – 13 m ³ /hm ²
Forsøk 2a	Omrøring	18 °C	130 m ³ /h – 13 m ³ /hm ²
Forsøk 2b	Fortrengning, gulv	18 °C	130 m ³ /h – 13 m ³ /hm ²
Forsøk 2c	Fortrengning, tak	18 °C	130 m ³ /h – 13 m ³ /hm ²

Tabell 5: Oversikt over forsøk

4.1 Omrøringsventil plassert i himling

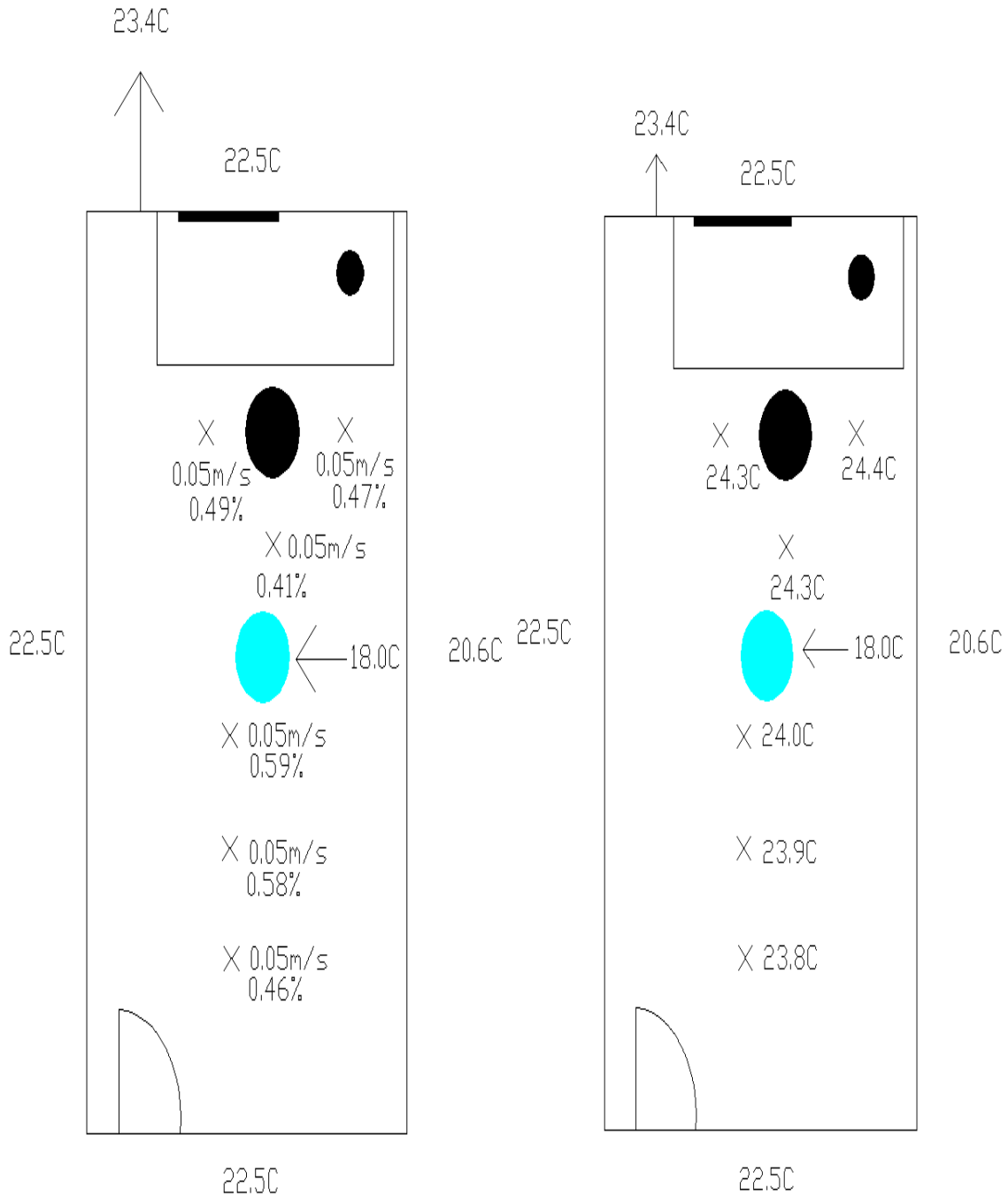
4.1.1 Forsøk 1a



Figur 36:Resultater fra forsøk 1a ved 1,1m høyde over gulvet. Til venstre: Lufthastighet og PD for trekk. Til høyre: temperatur.

Resultatene viser at forholdene er meget uniforme og at PD (percentage dissatisfied) for trekk er tilnærmet fraværende ved 1,1m. Tilluftstemperaturen i forsøk 1a er 16 °C.

4.1.2 Forsøk 2a

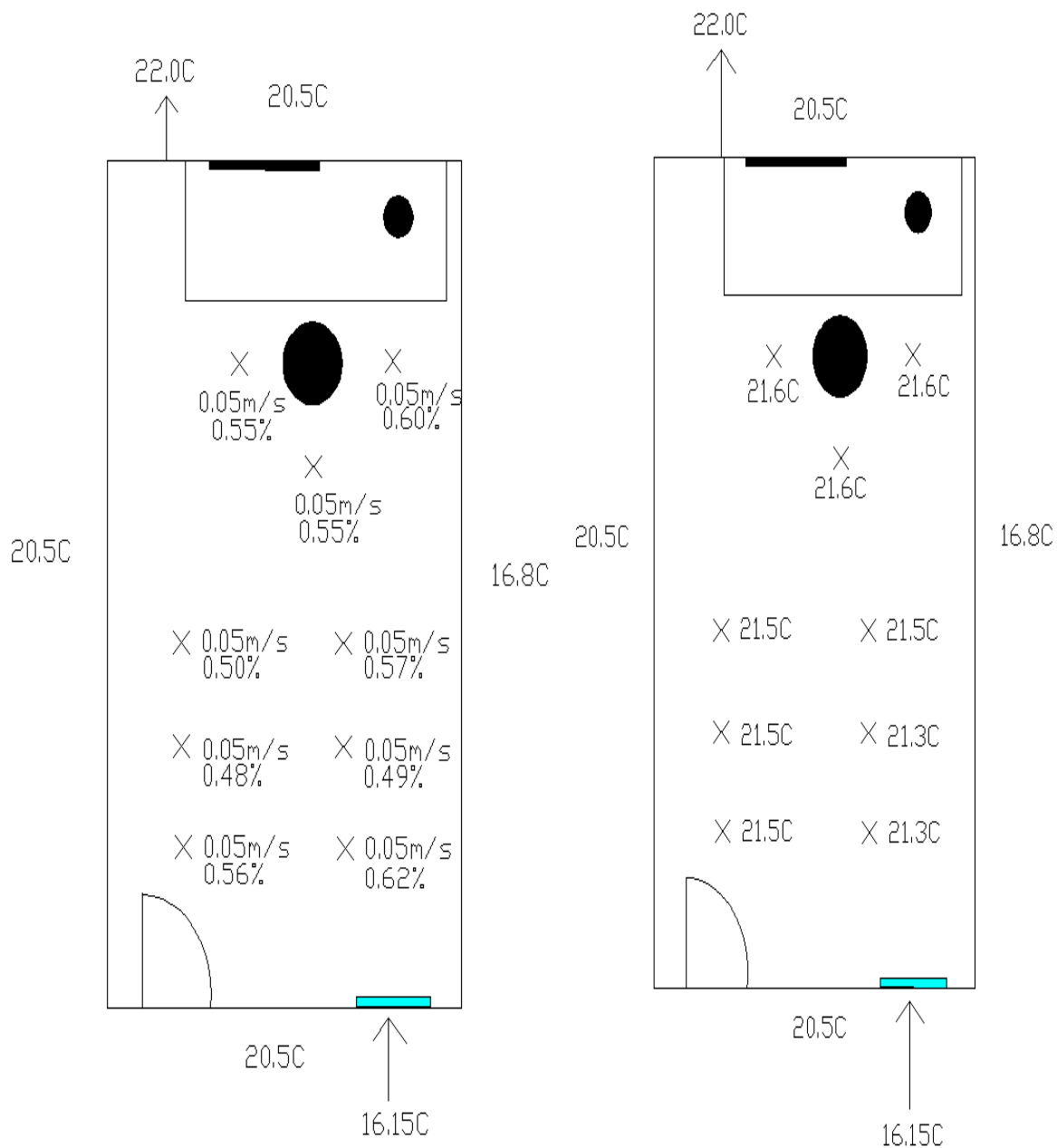


Figur 37: Resultater fra forsøk 2a ved 1,1m høyde over gulvet. Til venstre: Lufthastighet og PD for trekk. Til høyre: Temperatur.

Resultatene viser at forholdene er meget uniforme og at PD for trekk er tilnærmet fraværende ved 1,1m. Tilluftstemperaturen i forsøk 2a er 18 °C.

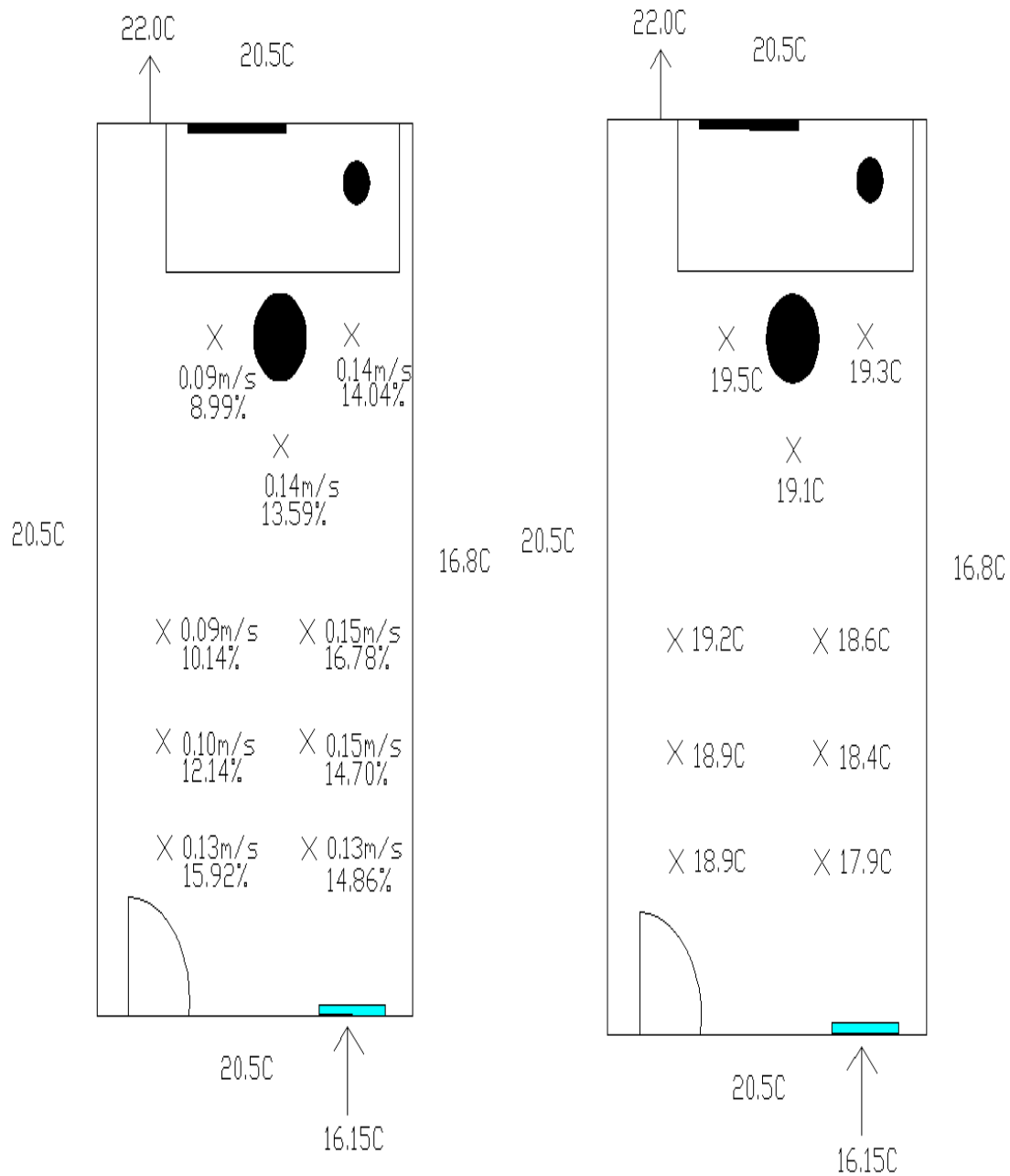
4.2 Fortrengningsventil plassert ved gulv

4.2.1 Forsøk 1b



Figur 38: Resultater fra forsøk 1b ved 1,1m høyde over gulvet. Til venstre: Lufthastighet og PD for trekk. Til høyre: Temperatur.

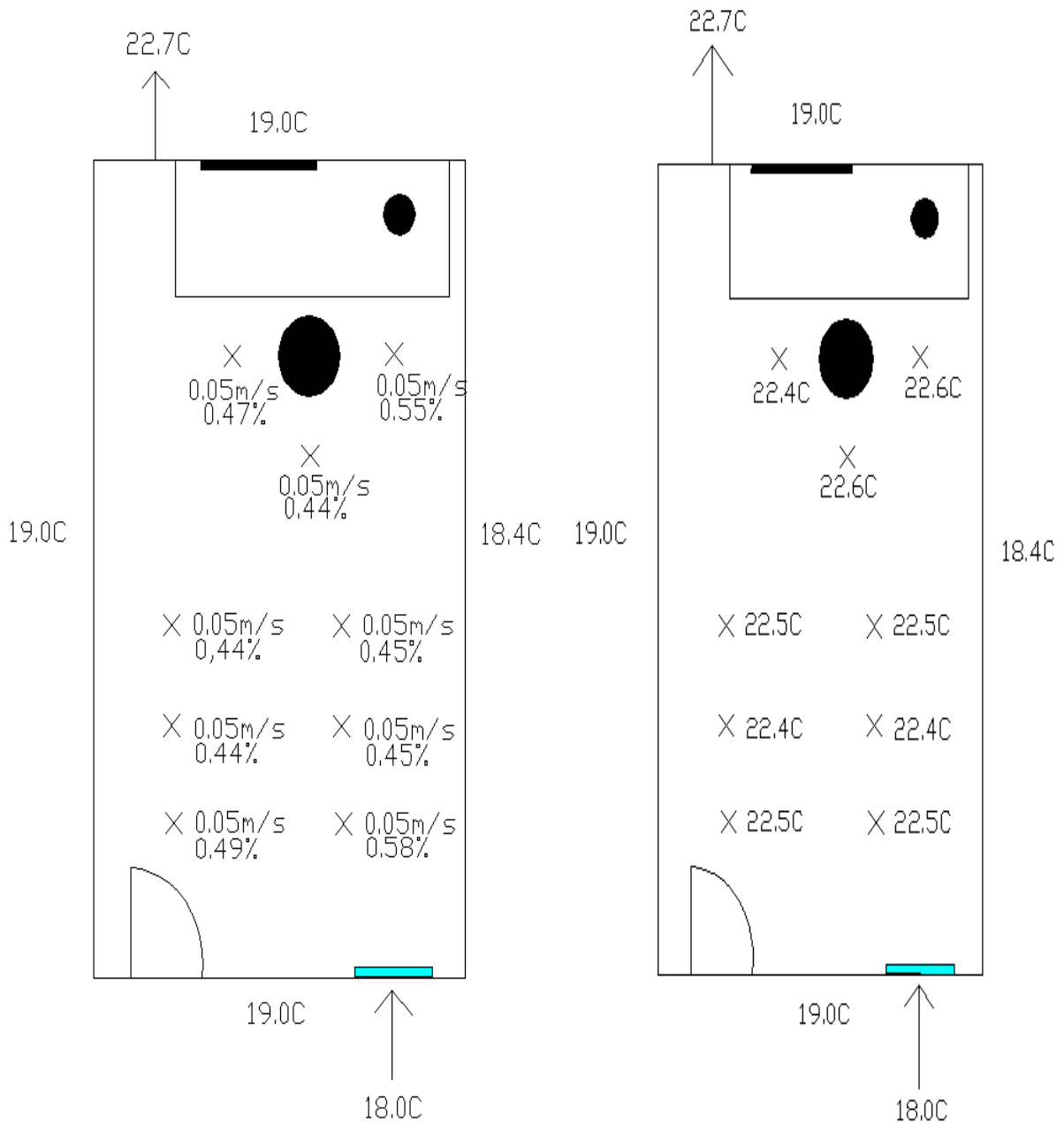
Resultatene viser at forholdene er meget uniforme og at PD for trekk er tilnærmet fraværende ved 1,1m. Tilluftstemperaturen i forsøk 1b er 16 °C.



Figur 39: Resultater fra forsøk 1b ved 5cm over gulvet. Til venstre: Lufthastighet og PD for trekk. Til høyre: Temperatur.

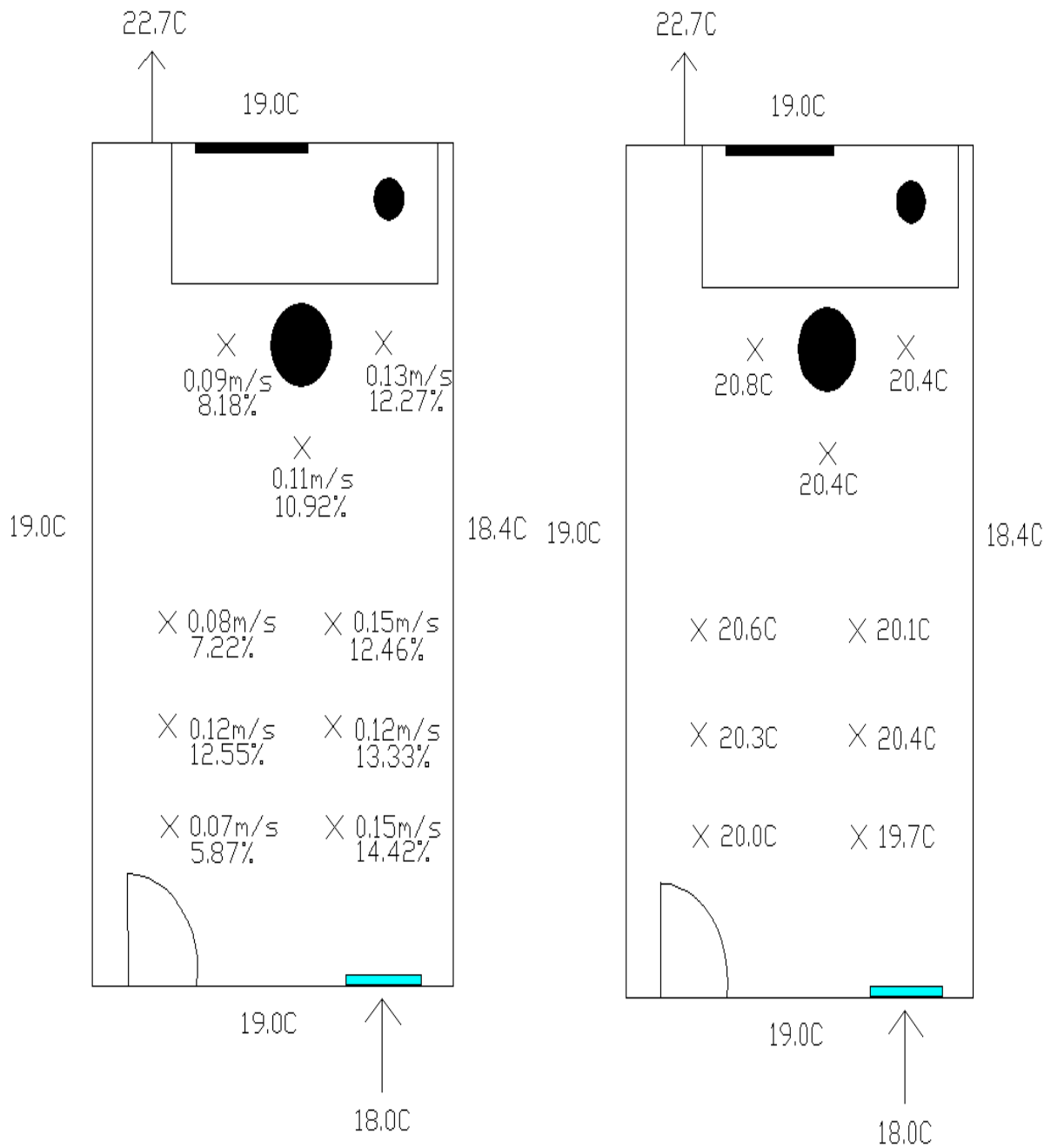
Resultatene viser at PD for trekk er over 10 % i nesten hele rommet ved 5cm høyde og at temperaturen er relativt lav. Dette tilsvarer kategori B i (NS-EN ISO 7730, 2006).

4.2.2 Forsøk 2b



Figur 40: Resultater fra forsøk 2b 1,1m over gulvet. Til venstre: Lufthastighet og PD for trekk. Til høyre: Temperatur.

Resultatene viser at forholdene er meget uniforme og at PD for trekk er tilnærmet fraværende ved 1,1m. Tilluftstemperaturen i forsøk 2b er 18 °C.



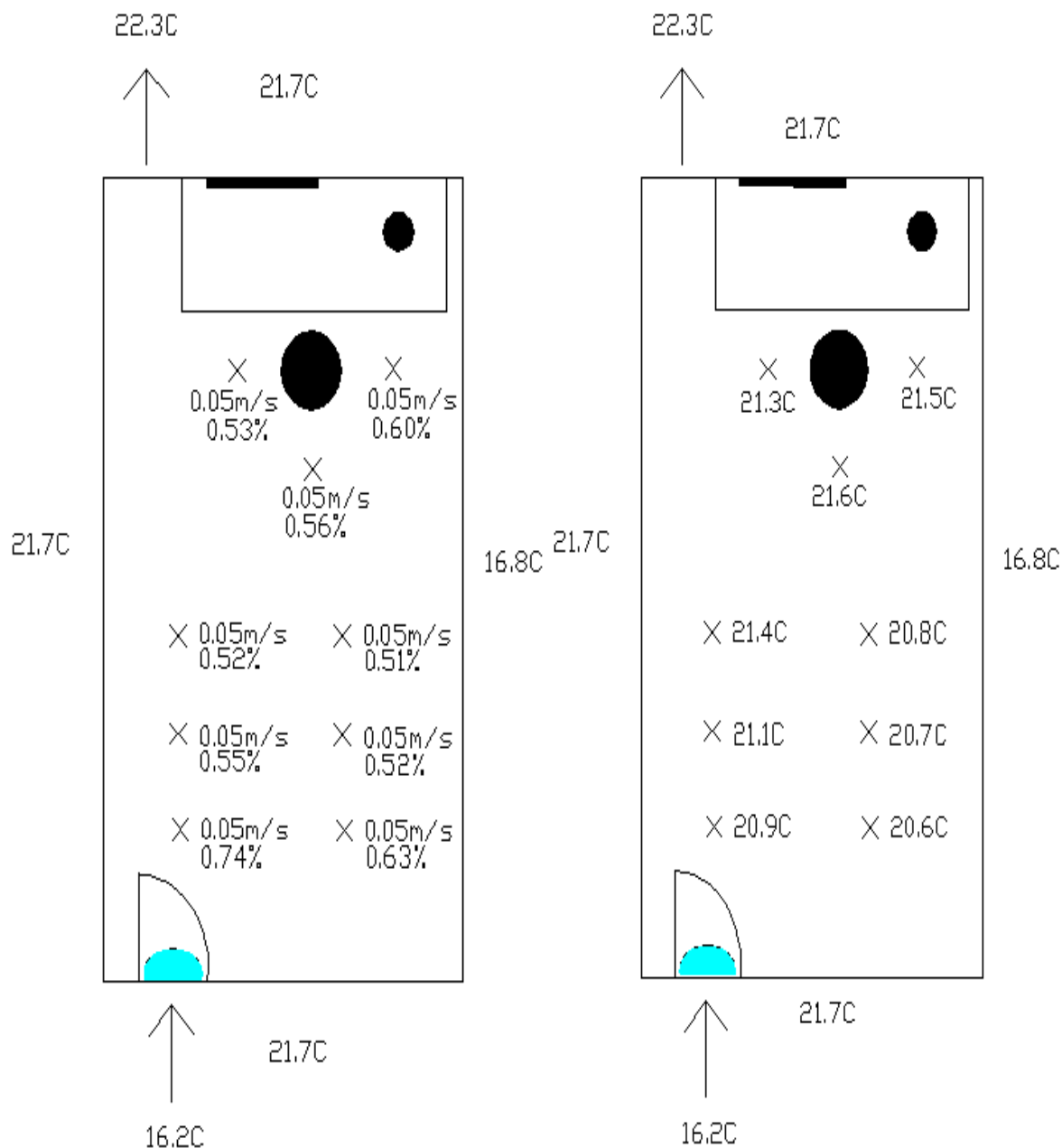
Figur 41: Resultater fra forsøk 2b 5cm over gulvet. Til venstre: Lufthastighet og PD for trekk. Til høyre: Temperatur.

Resultatene viser at PD for trekk er over 10 % for store deler av rommet ved 5cm høyde og at temperaturen er litt lav. Dette tilsvarer kategori B i (NS-EN ISO 7730, 2006).

4.3 Fortrengningsventil plassert ved tak

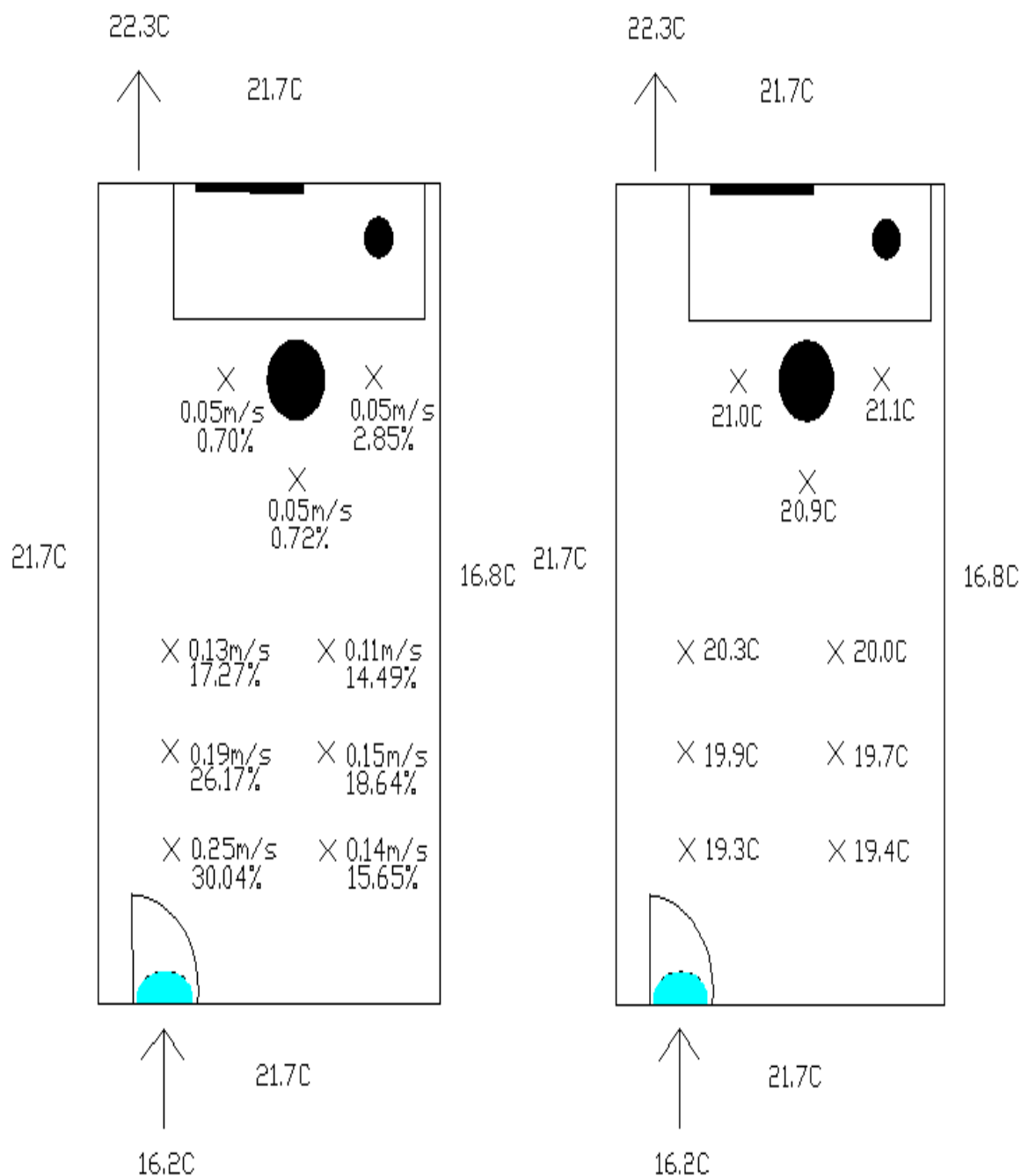
Den siste tilluftsventilen som ble testet var fortrengningsventilen Airshower fra Airson som ble plassert over døren 20cm under himlingen.

4.3.1 Forsøk 1c



Figur 42: Resultater fra forsøk 1c 1,1m over gulv. Til venstre: Lufthastighet og PD for trekk. Til høyre: Temperatur.

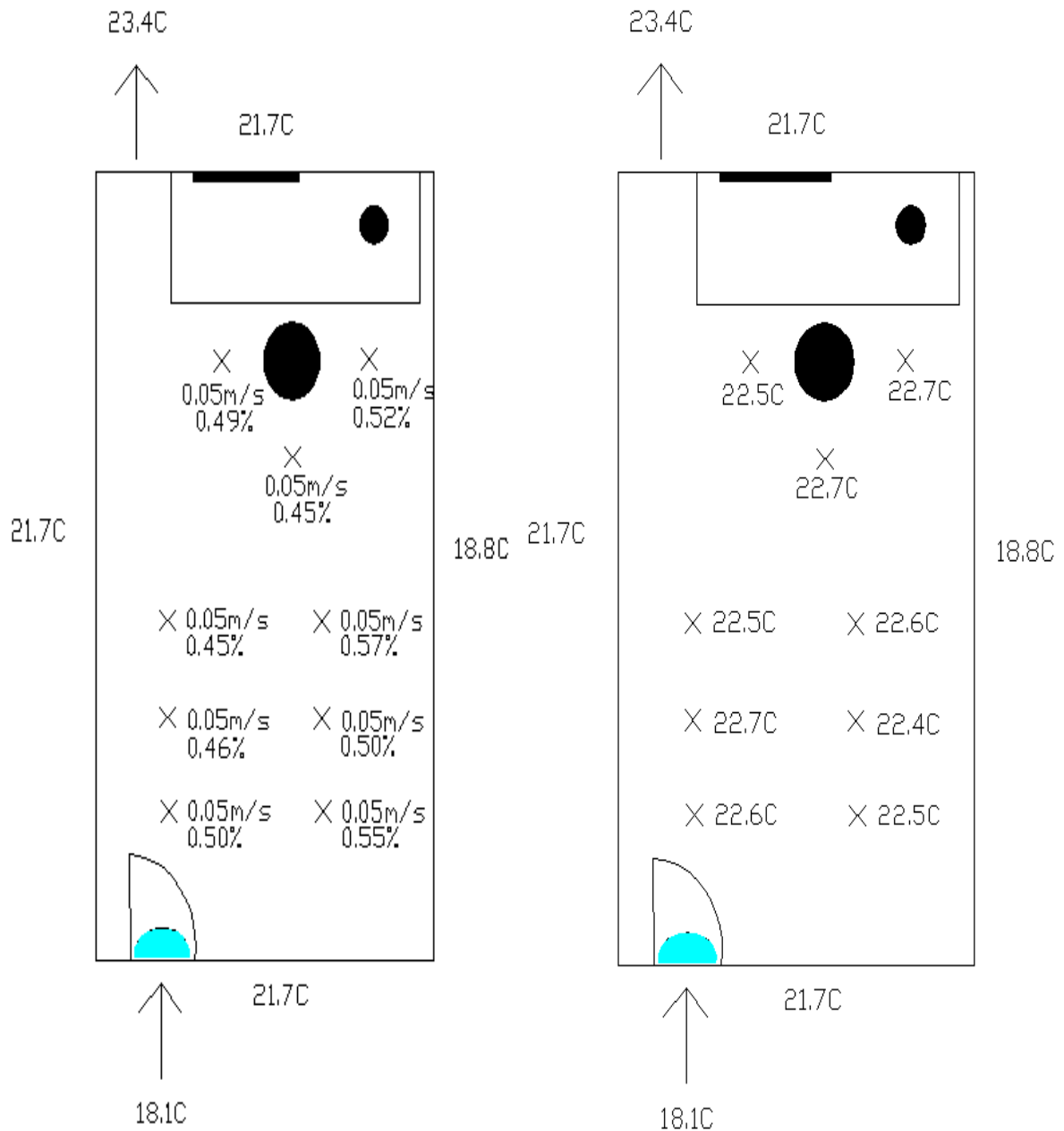
Resultatene viser at forholdene er meget uniforme og at PD for trekk er tilnærmet fraværende ved 1,1m. Tilluftstemperaturen i forsøk 1c er 16 °C.



Figur 43: Resultater fra forsøk 1c. Til venstre: Lufthastighet og PD for trekk. Til høyre: Temperatur.

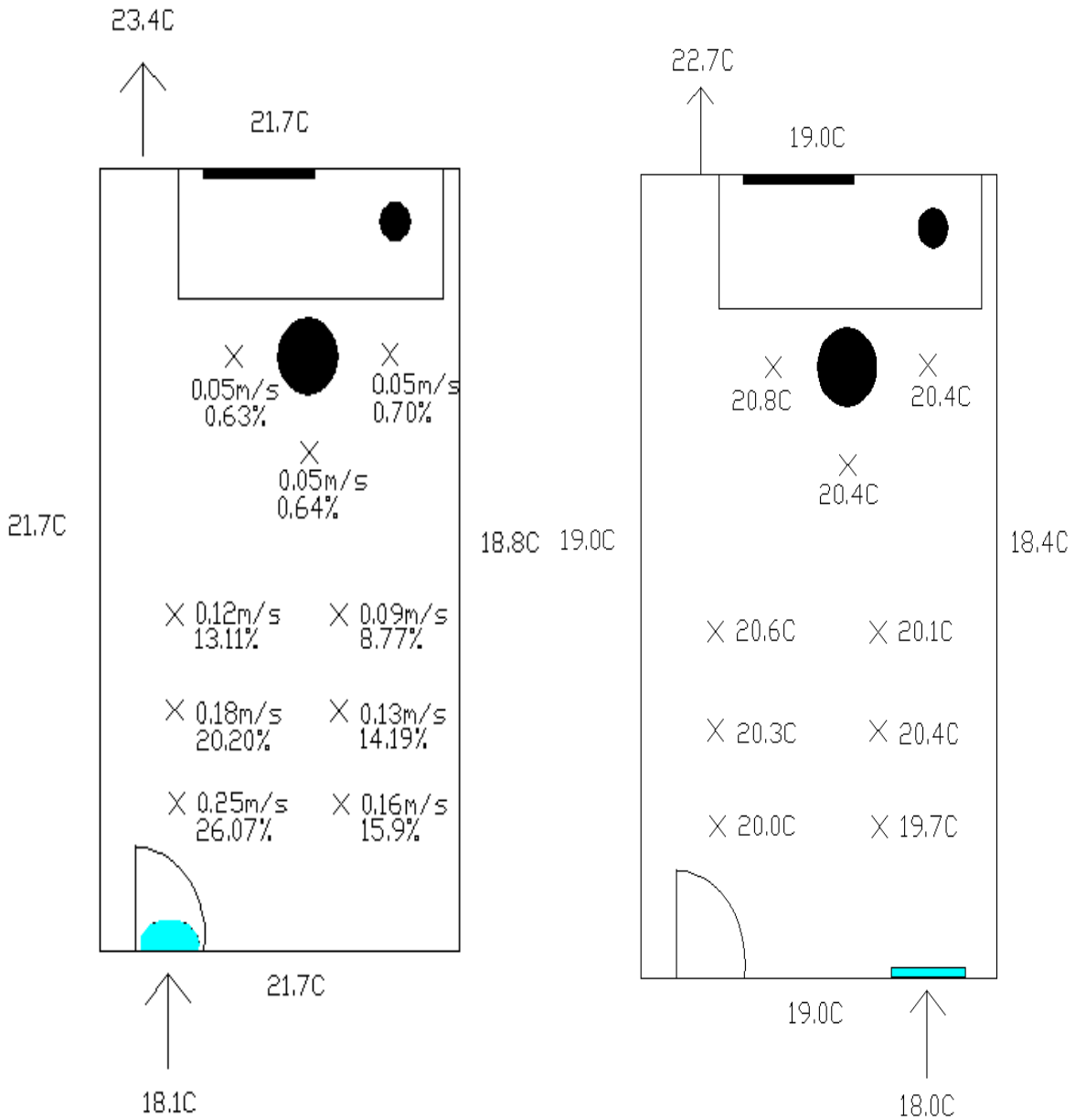
Resultatene viser at PD for trekk er stor bak for bakre del av rommet ved 5cm høyde, men lav rundt personsimulatoren. Temperaturen er og litt lav bak i rommet. Området rundt personsimulatoren ligger innenfor kategori A i (NS-EN ISO 7730, 2006), mens man i bakre del av rommet bakre ligger mellom kategori B og C.

4.3.2 Forsøk 2c



Figur 44: Resultater fra forsøk 2c 1,1m over gulvet. Til venstre: Lufthastighet og PD for trekk. Til høyre: Temperatur.

Resultatene viser at forholdene er meget uniforme og at PD for trekk er tilnærmet fraværende ved 1,1m. Tilluftstemperaturen i forsøk 1c er 16 °C.



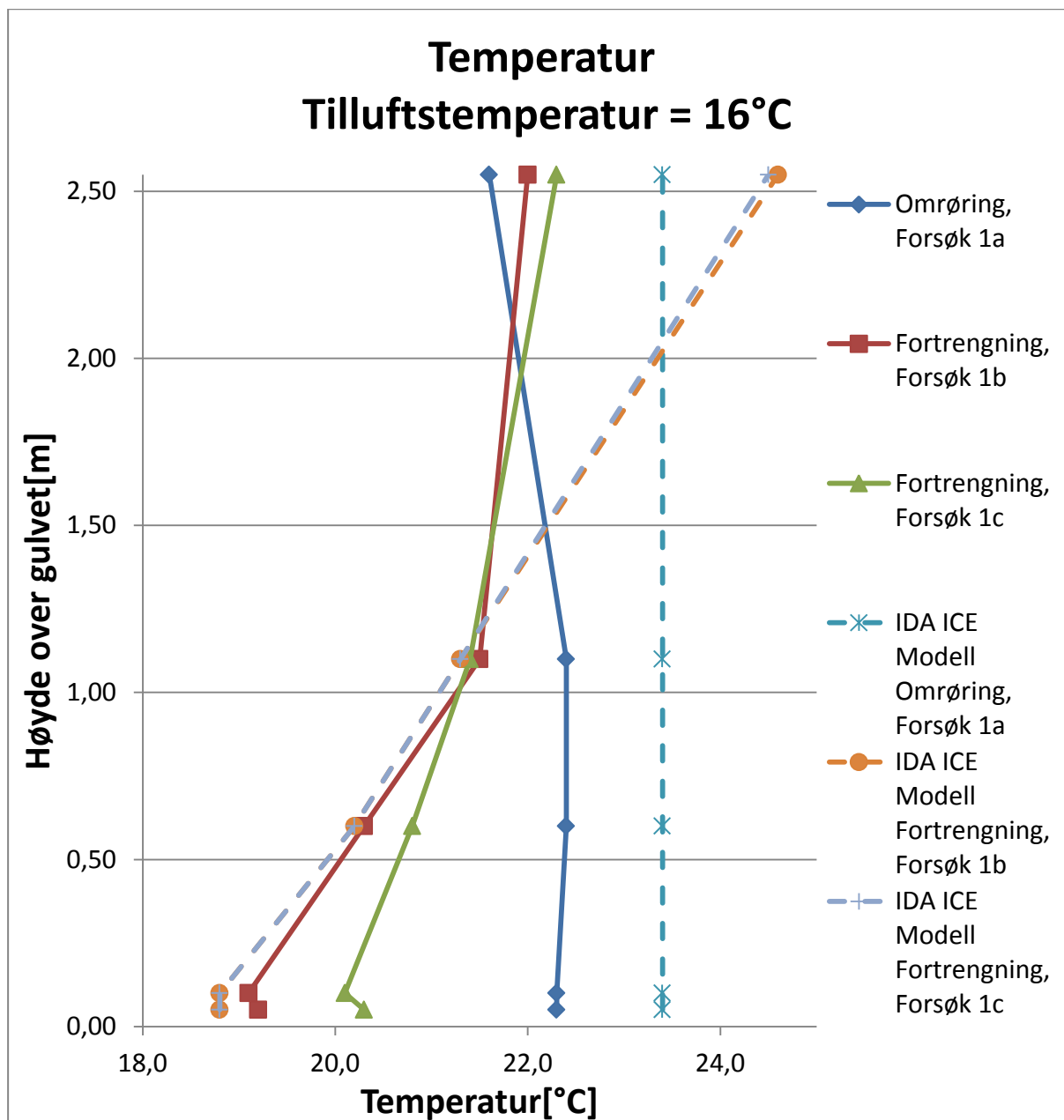
Figur 45: Resultater fra forsøk 2c 1,1m over gulvet. Til venstre: Lufthastighet og PD for trekk. Til høyre: Temperatur.

Resultatene viser at PD for trekk er stor bak for bakre del av rommet ved 5cm høyde, men lav rundt personsimulatoren. Temperaturen er og litt lav bak i rommet. Området rundt personsimulatoren ligger innenfor kategori A i (NS-EN ISO 7730, 2006) ,mens man i bakre del av rommet bakre stort sett ligger innenfor kategori B.

For samtlige resultater se vedlegg B.

4.4 Sammenligning av forsøksresultatene

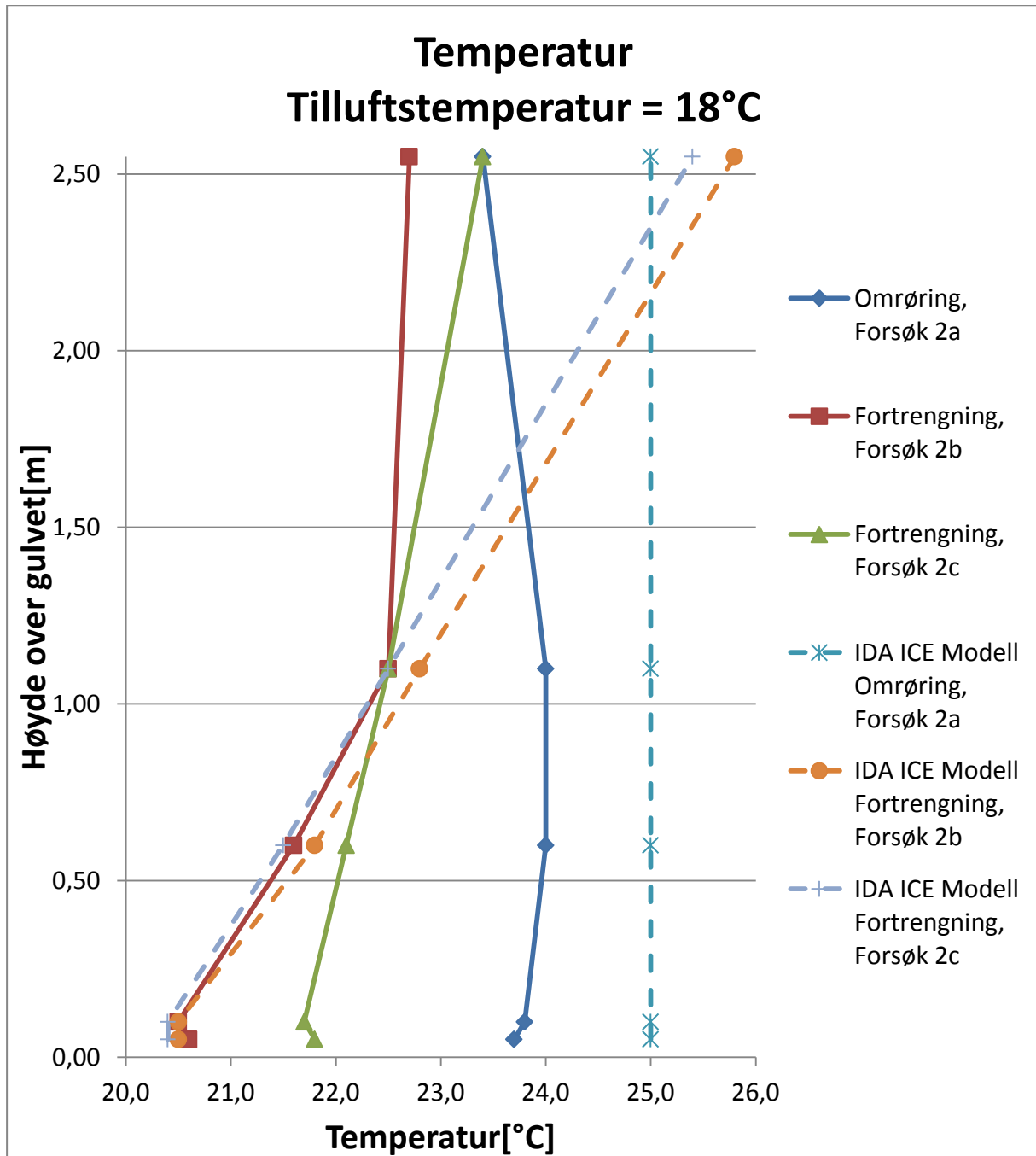
For å gjøre resultatene mer oversiktlige og lettere å sammenligne er temperaturen ved de ulike høydene satt sammen i grafer. Temperaturen for forsøkene er hentet fra punkt 2.3, som vist på figur 27, for fortrenningsventilene da dette punktet anses som et representativt punkt for hele rommet. For omrøringsventilasjon er målingene for punkt 1.3 benyttet. Det antas at målingene i dette punktet ikke ble påvirket i særlig grad av hverken nærsonen til tilluftsventilene eller varmeavgivelsen fra varmelastene.



Figur 46: Resultater fra forsøk 1a-c og simuleringer.

I figuren over kan man se resultatene fra forsøkene hvor tilluftstemperaturen ble holdt konstant 16 °C og tilluftsmengden ble holdt konstant ved 130 m³/h. Som nevnt i forrige kapittel ble det kun utført målinger i høydene 5cm, 10cm, 60cm og 110cm over gulvet samt i avtrekks- og tilluftskanalen. Det er i denne fremstillingen bare trukket en rett linje fra siste målepunkt ved 1,1m og opp til temperaturen i avtrekket. Denne delen av grafen bør derfor brukes med forsiktighet og vil bli nærmere kommentert i diskusjonskapittelet.

De stiplede linjene er resultatene fra simuleringene som ble gjort for hvert respektive forsøk.



Figur 47: Resultater fra forsøk 2a-c og simuleringer.

Kapittel 4 - Resultater

I figuren over kan man se resultatene fra forsøkene hvor tilluftstemperaturen ble holdt konstant $18\text{ °C} \pm 0,1\text{ °C}$ og tilluftsmengden ble holdt konstant $130\text{ m}^3/\text{h}$.

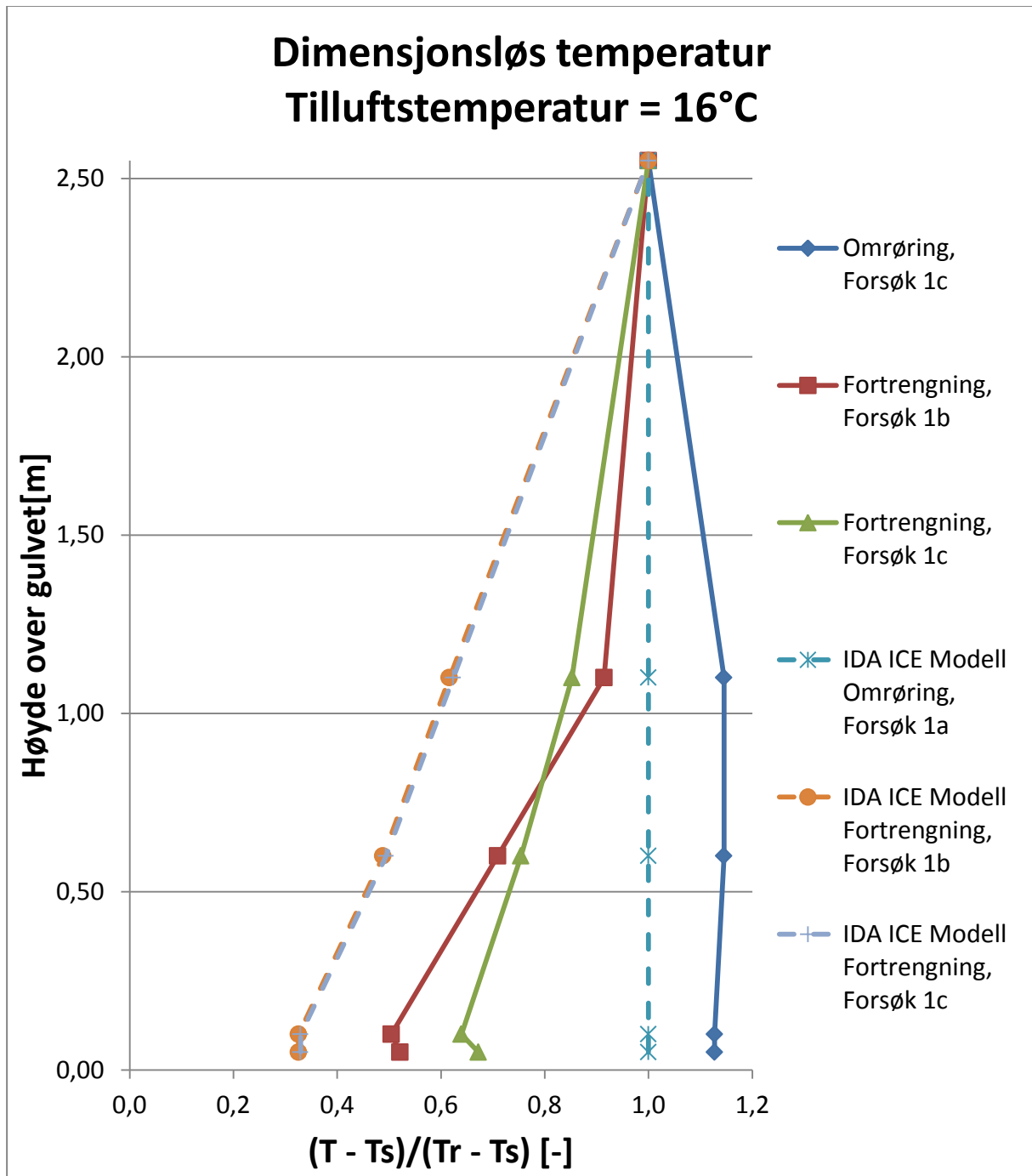
Som nevnt i forrige kapittel ble det kun utført målinger i høydene 5cm, 10cm, 60cm og 110cm over gulvet samt i avtrekks- og tilluftskanalen. Det er og i denne fremstillingen bare trukket en rett linje fra siste målepunkt ved 1,1m og opp til temperaturen i avtrekket. Denne delen av grafen bør derfor brukes med forsiktighet og vil bli nærmere diskutert i diskusjonskapittelet.

Varmetapet fra rommet er svært avhengig av de termiske forholdene rundt rommet. Dette fremgår både av grafene og figurene som viser resultatene fra hvert enkelt forsøk. For å forenkle sammenligningen vises derfor varmetapet fra rommet i tabell 6. Dette ble beregnet ved å trekke varmen som ble fjernet av ventilasjonsluften fra den totale genererte varmen i rommet. Det oppgitte varmetapet vil her altså være transmisjonstap gjennom flater og eventuelle kuldebroer. I simuleringene er tapet hentet direkte ut ifra varmebalansen i simuleringene.

Ventilasjons- prinsipp	T_s	Trans- misjonstap (Forsøk)	Trans- misjonstap (Simulering)	Ventilasjonstap (Forsøk)	Ventilasjonstap (Simuleringer)
Omrøring, Forsøk 1a	16,1 °C	197,5 W	116,1 W	241,5 W	320,9 W
Fortrengning, Forsøk 1b	16,2 °C	184,4 W	76,61 W	252,6 W	360,4 W
Fortrengning, Forsøk 1c	16,2 °C	171,3 W	51,2 W	265 W	385,8 W
Omrøring, Forsøk 2a	18 °C	201,8 W	123,1 W	235,2 W	313,9 W
Fortrengning, Forsøk 2b	18 °C	232,3 W	105,7 W	204,7 W	331,3 W
Fortrengning, Forsøk 2c	18,1 °C	206,2 W	95,2 W	230,8 W	341,8 W

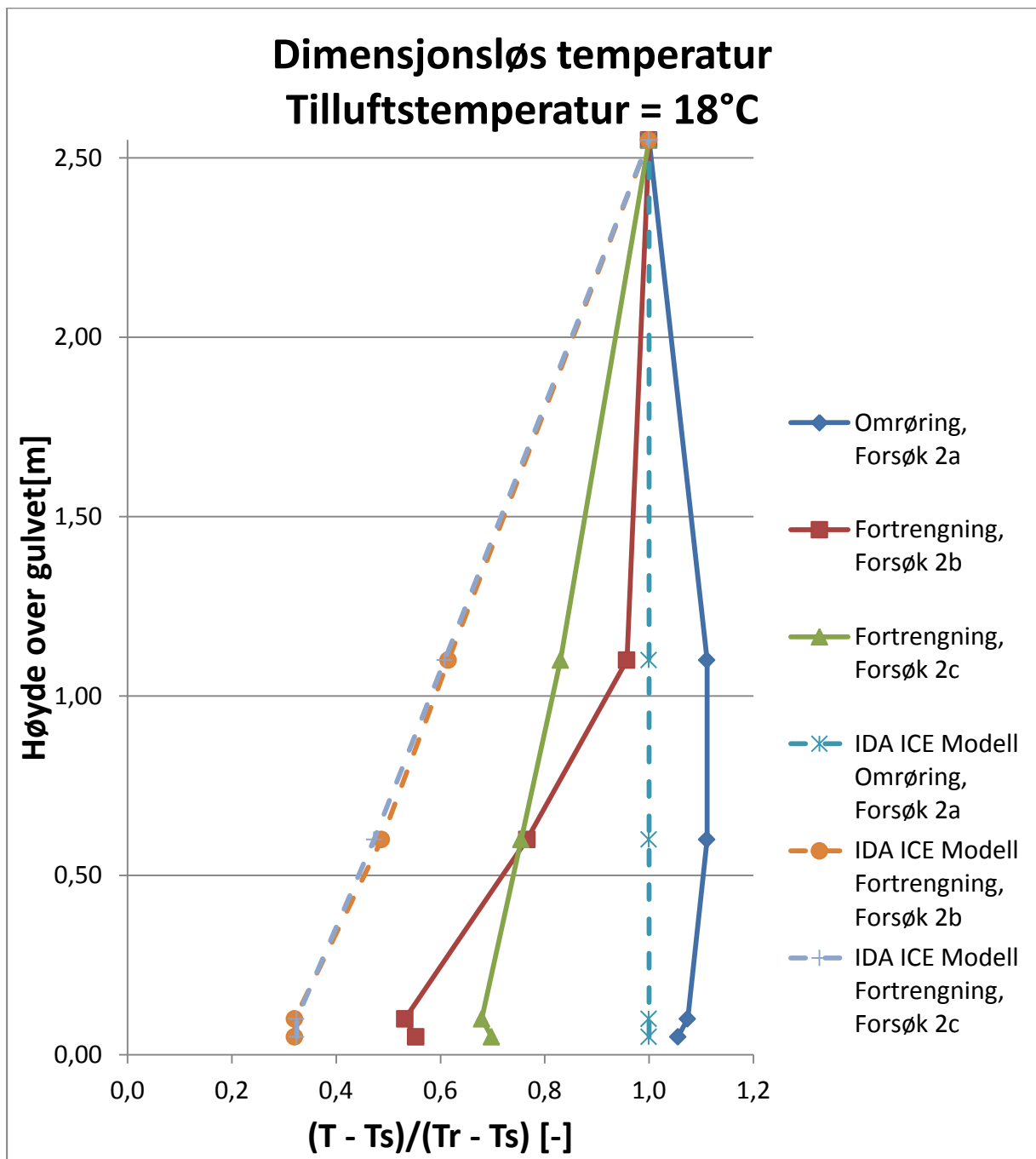
Tabell 6: Varmetap fra rommet

Av tabellen ser man at det faktiske varmetapet er opp til flere ganger større enn det simulerte. Dette vil bli kommentert i diskusjonskapitlet. Resultatene kan og fremstilles i en dimensjonsløs form som vist i de to neste figurene. En dimensjonsløs fremstilling av resultatene illustrer godt forskjellen mellom simuleringene og målingene.



Figur 48: Dimensjonsløs temperatur. Forsøk 1a-c og simuleringer.

Her er T den målte temperaturen ved den aktuelle høyden, T_s tilluftstemperaturen og T_r avtrekkstemperaturen



Figur 49: Dimensjonsløs temperatur. Forsøk 2a-c og simuleringer.

Her er T den målte temperaturen ved den aktuelle høyden, T_s tilluftstemperaturen og T_r avtrekkstemperaturen

Kapittel 5

Diskusjon

Første del av oppgavens formål var å undersøke de termiske forholdene i et vanlig kontor ved en kjølesituasjon ventilert med to forskjellige ventilasjonsprinsipper, fortrennings- og omrøringsventilasjon. Forholdene ble videre undersøkt ved ulike tilluftstemperaturer for begge prinsipper, for å vurdere energibruken til kjøling. I tillegg ble et simuleringsprogram, IDA ICE 4.2, benyttet for å gjøre beregninger slik at disse kunne sammenstilles og vurderes opp mot verdiene oppnådd i forsøkene.

5.1 Fortrenningsventilasjon

5.1.1 Fortrenningsventil montert ved gulv

For den veggmonterte fortrenningsventilen, plassert ved gulv fra Swegon, ser man den karakteristiske temperaturgradienten som beskrives i litteraturen, (Mundt, 1996), (Skistad, et al., 2004) (Skistad, 1994), men bare opp til ca. 1,1 meters høyde. Det må her nevnes at det ikke var noen målepunkter, annet enn ett i avtrekket, over 1,1 meters høyde og at linjen mellom disse to punktene bare er antatt lineær. Av resultatene kan man likevel se at temperaturøkningen mellom disse punktene bare er på 0,5-1 °C. Det er lite sannsynlig at det er noen form for kortslutning av ventilasjonsluften eller noe varmetap som tilsier at luften i avtrekket skulle holde en lavere temperatur enn like under himlingen.

Denne relativt moderate temperaturøkningen i øvre del av rommet stemmer ikke overens med de modellene som beskrives i litteraturen, (Mundt, 1996) og (Skistad, et al., 2004). (Chen & Glicksman, 2003) påpeker at temperaturgradienten vil være størst i nedre del av rommet og at det er denne man bør designe systemet etter, ettersom temperaturgradienten i øvre del av rommet vil være mindre. Men også denne modellen angir en tydelig gradient i øvre del av rommet, som er større enn det resultatene fra disse forsøkene viser.

5.1.2 Fortrengningsventil montert under tak

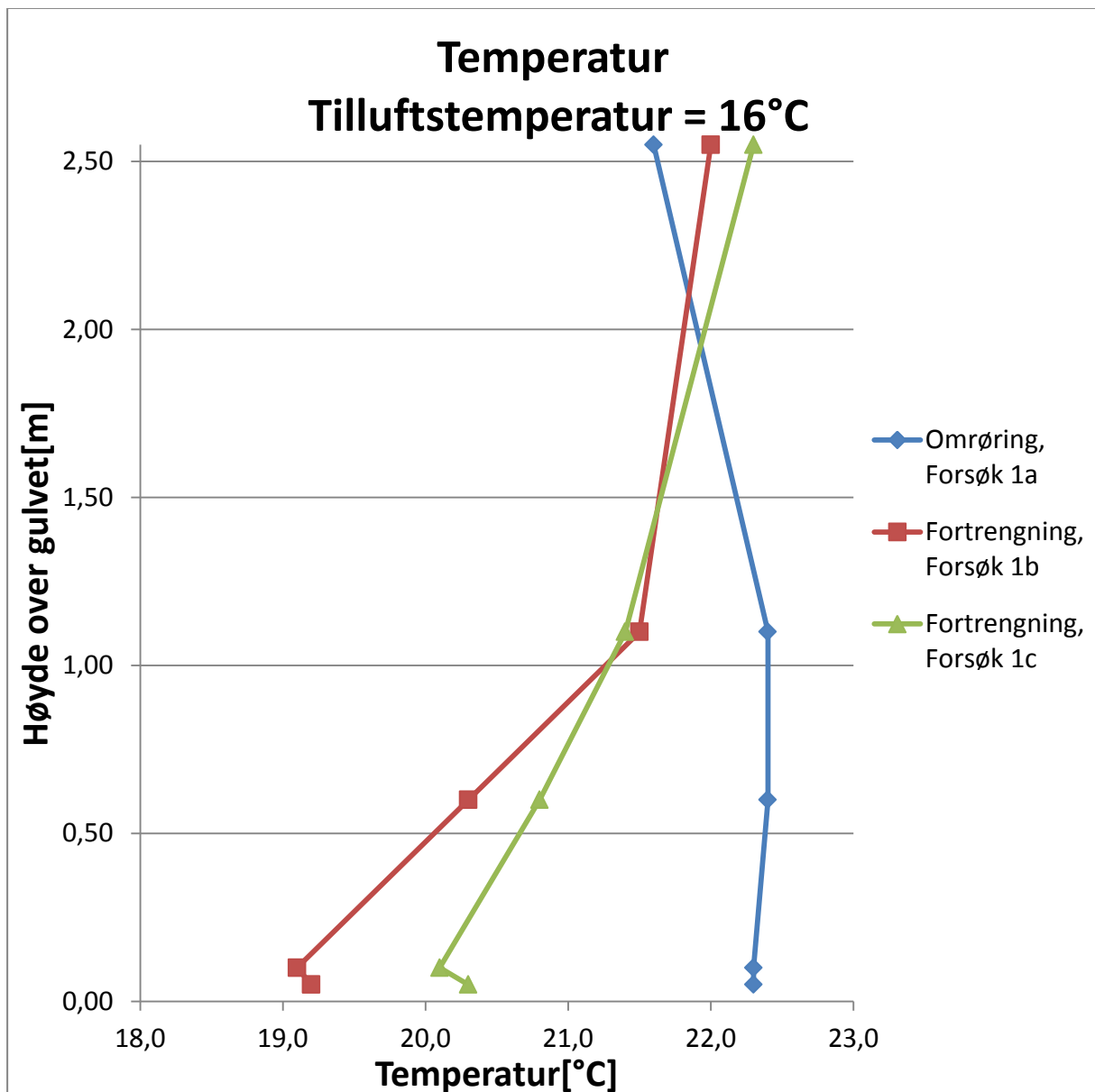
For fortrengningsventilen plassert under himling fra Airson Engineering er temperaturgradienten mye mer lineær og ligner mer på den som beskrives i litteraturen, selv om denne er mindre enn modellene tilsier (se resultatene fra simuleringene). Det er imidlertid ingen målepunkter mellom 1,1m og avtrekket og det kan derfor teoretisk likevel være et sjikt i disse forsøkene også, bare at dette ikke fanges opp på grunn av manglende målepunkter. Resultatene viser uansett at denne tilluftsventilen gir en svakere sjiktning, om noen sjiktning i det hele tatt, samt en svakere temperaturgradient. Mest sannsynlig skjer en eventuell sjiktning her høyere opp.

Denne tilluftsventilen vil ha induksjon av luft fra de øvre luftlagene i motsetning til den ved gulv. Luften fra de øvre luftlagene er varmere enn ved gulvet og vil derfor i mye større grad bidra til å heve temperaturen på luften som strømmer inn i oppholdssone. Dette vil bidra til en lavere temperaturgradient og høyere temperatur ved gulvet slik at rent temperaturmessig sett vil denne fortrengningsventilen være å foretrekke framfor den montert ved gulv, forutsatt at den plasseres riktig i rommet.

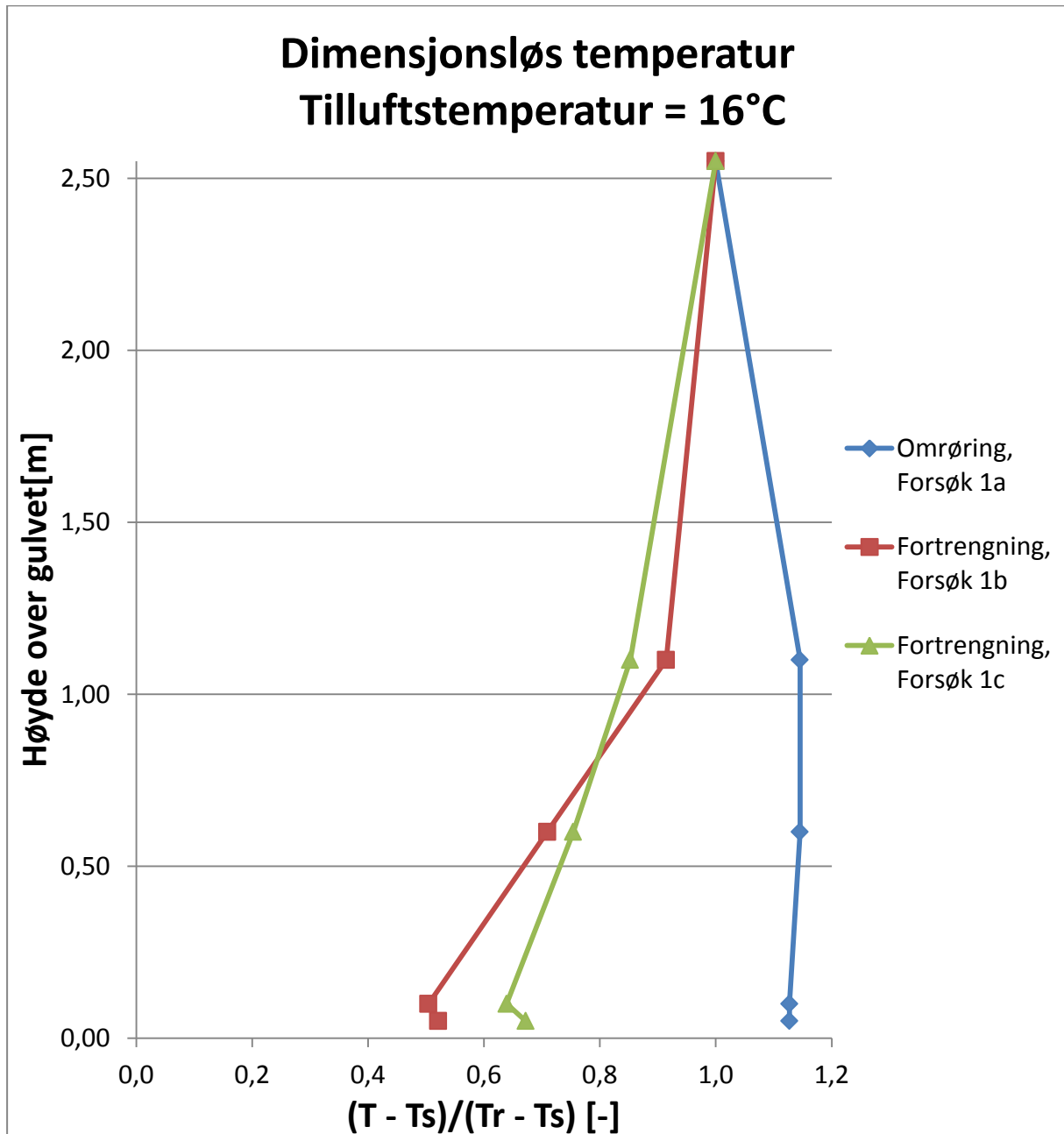
Resultatene indikerer og som tidligere nevnt at et eventuelt sjikt ligger høyere enn det som er tilfellet for ventilen montert ved gulv. Dette kan tyde på at den totale luftmengden som mates til konveksjonsstrømmene er større enn hva tilfellet er for ventilen montert ved gulv. Forklaringen kan ligge i at ventilen plassert ved tak har en større induksjon enn den ved gulv selv om den er laget for å gi minst mulig induksjon. Luftmengden som mater konveksjonsstrømmene blir dermed større og konveksjonsstrømmene kan stige lenger før de begynner å indusere romluft og dermed skaper et mer omrørende sjikt. Dette vil altså føre til at et eventuelt omrørende sjikt vil ligge høyere enn det tilfellet er for en tilluftsventil plassert ved gulv.

5.1.3 Romhøyde

En annen faktor som ville ha hatt innvirkning på resultatet er romhøyden i forsøksrommet. En heving av romhøyden ville ha gitt en fordel til fortrengningsventilasjon da det ville ført til at temperaturgradienten ville ha blitt svakere som igjen ville gitt mindre termisk diskomfort.



Figur 50: Temperatur. Forsøk 1a-c.



Figur 51: Dimensjonsløs temperatur. Forsøk 1a-c.

5.1.4 Inneluftkvalitet

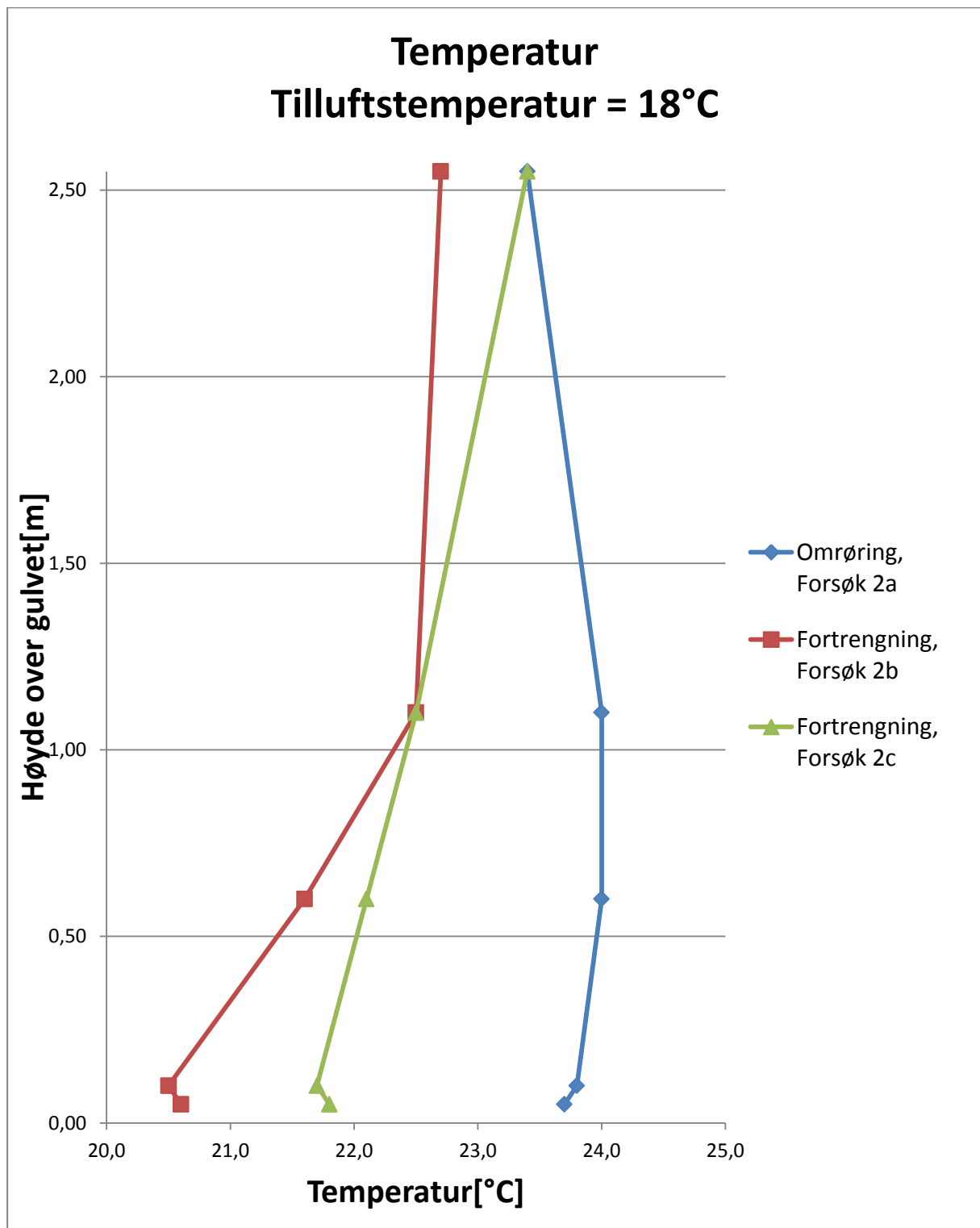
Den induserte luften fra de øvre luftlagene vil bidra til at tilluften får en større konsentrasjon av forurensninger. Det oppnås altså en bedre temperaturfordeling i rommet, men kvaliteten på luften vil sannsynligvis være dårligere enn den fra ventilen montert ved gulv.

Fortrengningsventilen montert ved gulvet vil også ha en betydelig grad av induksjon, men denne vil skje fra den nedre del av rommet hvor man befinner seg innenfor det "rene"

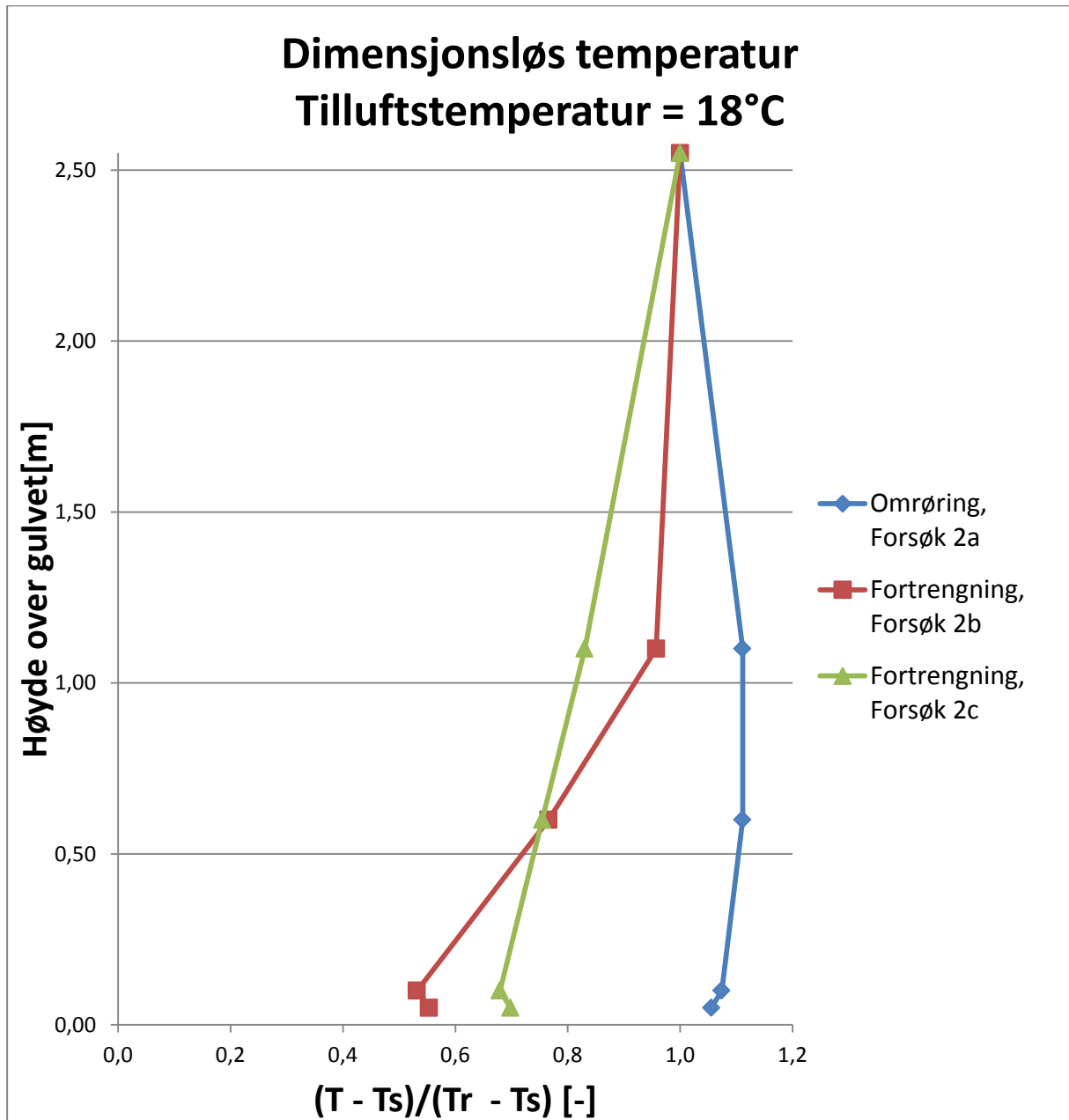
sjiktet. Det ble imidlertid ikke utført målinger på luftkvaliteten da det ligger utenfor oppgaven og diskusjonen rundt dette er derfor basert på tilgjengelig teori.

Inneluftkvaliteten vil altså mest sannsynlig bli noe dårligere for fortrengningsventilen montert over døren enn for den montert ved gulvet. Det er derimot lite sannsynlig at induksjonen av luft fra de øvre lagene vil være av en slik størrelse som for omrøringsventilen, og det forventes derfor at luftkvaliteten vil være betydelig bedre enn for tilsvarende omrøringsventilerte løsninger. Dette støttes og opp av målinger Airson Engineering har gjort(Ref.: samtaler med Jan Kristensson).

En positiv effekt av induksjonen til fortrengningsventilen montert over døren vil imidlertid være at det øvre sjiktet med dårligst luftkvalitet vil forflyttes oppover i rommet på grunn av større luftmengde som kan mate konveksjonsstrømmene. Dette vil altså bety at selv om det ikke oppnås et like "rent" nedre sjikt, vil dette strekke seg lengre opp i rommet enn for ventilen montert ved gulv da resultatene indikerer at denne har en lavere grad av induksjon.



Figur 52: Temperatur. Forsøk 2a-c.



Figur 53: Dimensjonsløs temperatur. Forsøk 2a-c.

5.2 Sjiktning

Resultatene viser at fortrenningsventilen montert ved gulv ga en meget tydelig sjiktning i rommet. Denne sjiktningen ga en nedre sone med en tilnærmet konstant temperaturgradient og en øvre sone med tilnærmet full omrøring.

Denne markerte sjiktning er ikke i overensstemmelse med den gjeldende litteraturen for eksempel (Skistad, et al., 2004), hvor det benyttes en konstant temperaturgradient helt opp

Kapittel 5 - Diskusjon

til taket. Det påpekes at dette er en forenkling, men likevel en forutsetning som bygger på forsøksresultater.

For å forklare denne markerte delingen av rommet må man se på luftstrømmene i rommet. Varmekildene i rommet er

- En sylinder med en diameter på 32cm med 75W lyspære
- 2 sylindere med en diameter på 20cm og to lyspærer på hver 52W
- To sammen-teipede gipsplater som er 2,35m høy og 90cm bred med en varmetråd i mellom på 134W
- En lysarmatur med to lysstoffrør på 36W hver.

Disse varmekildene vil skape konveksjonsstrømmer som mates av tilluften og eventuell luft som er indusert inn i tilluften. Så lenge tilluftsmengden er større eller lik luftmengden i konveksjonsstrømmene vil de stige oppover og frakte med seg eventuelle forurensninger varmekildene produserer. Når luftmengden i konveksjonsstrømmene blir større enn tilluftsmengden, begynnes romluft å induseres inn og luftkvaliteten vil forverres da den forurensede konveksjonsstrømluften blander seg med romluften.

Dette er hensikten med fortrenningsventilasjon siden varmekildene i rommet som oftest er de som skaper forurensninger i et vanlig kontor. Konveksjonsstrømmene vil dermed frakte disse forurensningene opp og ut av oppholdssonen som da vil bli en "ren" sone, men man kan kun oppnå "ren" sone så lenge tilluftsmengden er stor nok til å mate konveksjonsstrømmene. Det vil oppstå et "rent" sjikt i nedre del av rommet og et mer omrørende sjikt i øvre del av rommet. Høyden på disse sjiktene kan så justeres ved å endre tilluftsmengden.

Denne sjiktningen er imidlertid mest markant for konsentrasjon av forurensninger, og normalt ikke for temperatur som disse målingene viser. For temperatur var det forventet at forløpet hadde en mer tilnærmet lineær økning, konstant temperaturgradient, fra gulvet og opp til taket/avtrekket.

Den markerte temperatursjiktningen i forsøkene kommer mest sannsynlig fra varmekildene som er benyttet i forsøket. De to datamaskinsimulatorene som ble brukt hadde en høy overflatetemperatur (dette ble ikke målt, men likevel registrert). Dette førte til at disse ga to relativt sterke konveksjonsstrømmer som ga økt omrøring i det øvre laget. Dette fordi jo varmere en konveksjonsstrøm er, jo høyere hastighet vil den ha og dermed større induksjon. En vanlig datamaskin ville sannsynligvis ikke ha gitt så sterke konveksjonsstrømmer.

Vindussimulatoren som ble brukt gikk fra gulvet og nesten opp til taket. Dette gjorde at man også fikk en konveksjonsstrøm som gikk fra gulvet og nesten helt opp til taket, altså gjennom begge sonene. Denne bidro til ekstra omrøring i dette sjiktet. Dette er imidlertid ikke helt irrelevant da flere kontorer bygges med slike vindusflater, og forsøkene indikerer at man må regne med en noe mer markant sjiktdeling på temperaturen i rommet.

Resultatene indikerer at denne klare sjiktningen er noe som bør tas med i beregninger for rom som ligner på det benyttet i forsøksrommet. Dette gjelder rom med varmelaster som har høy overflatetemperatur. Resultatene indikerer og at varmelaster som strekker seg fra gulvet og opp mot taket bidrar til å skape en mer markert sjiktning i rommet.. Det trengs imidlertid et større grunnlag en denne ene oppgaven før man kan konkludere endelig på overnevnte påstand.

5.2.1 Teoretisk sjikthøyde

Resultatene indikerer at grensen mellom sjiktene i dette rommet ligger på ca. 1,1 meters høyde. Ved å bruke formlene gitt i litteraturkapitlet kan konveksjonsstrømmene til de ulike varmekildene beregnes, og dermed kan man se om den teoretiske sjikthøyden stemmer overens med den observerte.

Personsimulator:

- Diameter: 32cm
- Effekt: 75W
- Høyde: 1,2m

For å beregne høyden på den virtuelle punktkilden brukes "maks metoden" beskrevet i (Skistad, et al., 2004).

For å bedømme om høyden på det teoretiske sjiktet stemmer overens med det faktiske er det interessant å se på luftmengdebehovet ved 1,1m, men da denne sylindere er 1,2m høy, ser man heller på luftmengden ved denne høyden for denne da formlene er laget for å beregne konveksjonsstrømmen over varmekilden.

Ventil montert ved gulv, $T_s = 16 \text{ }^\circ\text{C}$	$q_v = 11,27 \text{ l/s} = 40,55 \text{ m}^3/\text{h}$
Ventil montert ved gulv, $T_s = 18 \text{ }^\circ\text{C}$	$q_v = 11,24 \text{ l/s} = 40,47 \text{ m}^3/\text{h}$
Ventil montert over dør, $T_s = 16 \text{ }^\circ\text{C}$	$q_v = 11,17 \text{ l/s} = 40,20 \text{ m}^3/\text{h}$
Ventil montert over dør, $T_s = 18 \text{ }^\circ\text{C}$	$q_v = 11,07 \text{ l/s} = 39,86 \text{ m}^3/\text{h}$

Tabell 7: Konveksjonsstrøm for personsimulator.

Datamaskinsimulator:

Her brukes og "maks metoden". Konveksjonsstrømmen beregnes her for 20cm over sylindrene. Dette fordi sylindren under pulten hadde ca. 20cm opp til pultplaten, mens den plassert oppå pulten hadde ca. 20cm opp til 1,1m.

- Diameter: 20cm
- Effekt: 52W
- Høyde: 40cm

	<u>Sylinder plassert på gulv</u>	<u>Sylinder plassert på pulten</u> <u>under pulten</u>
Ventil montert ved gulv, $T_s = 16\text{ °C}$	$q_v = 8,39\text{ l/s} = 30,22\text{ m}^3/\text{h}$	$q_v = 8,39\text{ l/s} = 30,22\text{ m}^3/\text{h}$
Ventil montert ved gulv, $T_s = 18\text{ °C}$	$q_v = 8,32\text{ l/s} = 29,95\text{ m}^3/\text{h}$	$q_v = 8,32\text{ l/s} = 29,95\text{ m}^3/\text{h}$
Ventil montert over dør, $T_s = 16\text{ °C}$	$q_v = 8,38\text{ l/s} = 30,15\text{ m}^3/\text{h}$	$q_v = 8,38\text{ l/s} = 30,15\text{ m}^3/\text{h}$
Ventil montert over dør, $T_s = 18\text{ °C}$	$q_v = 8,25\text{ l/s} = 29,70\text{ m}^3/\text{h}$	$q_v = 8,25\text{ l/s} = 29,70\text{ m}^3/\text{h}$

Tabell 8: Konveksjonsstrøm for datamaskinsimulator.

Vindussimulator:

- Bredde: 0,9m
- Effekt: 186W
- Høyde: 2,30m

Beregningene for denne gir ca. 21,6 m³/h for alle tilfellene.

Lysarmaturen plassert i taket vil ikke gi opphav til noen konveksjonsstrøm som påvirker sjikthøyden da denne er festet i taket. Den vil derfor ikke kunne skape noen vanlig konveksjonsstrøm. Det er imidlertid sannsynlig å anta at denne kan indusere en viss luftmengde fra det øvre laget og på denne måten bidra til en viss grad av omrøring i dette sjiktet.

Den ene datamaskinsimulatoren ble plassert under pulten, og det var en 20-30cm opp til pultplaten. Konveksjonsstrømmen til denne ble derfor bare beregnet opp til pultplaten, da det vanskelig lot seg gjøre å beregne hvordan denne vil fortsette etter at den har truffet pultplaten. Konveksjonsstrømmen vil imidlertid fortsette å stige opp og indusere luft etter at

den har truffet pultplaten slikt at konveksjonsstrømmen fra denne må antas å være større ved 1,1m enn det som er beregnet her. Dette ble og observert ved hjelp av røykvisualisering.

Dette gir i snitt en total konveksjonsmengde på 121,85 m³/h ved 1,1 meters høyde, mens det i alle forsøkene ble brukt en tilluftsmengde på totalt 130 m³/h. Dette skulle tilsi at sjiktning mellom den nedre "rene" sonen og den øvre omrørende sonen vil ligge litt over 1,1m. Dette stemmer bra med de målte resultatene som viser at det ved 1,1m fremdeles er en tydelig temperaturgradient. Over 1,1m var det imidlertid ikke flere målepunkter og det er derfor vanskelig å si noe absolutt om hvor sjiktningen skjedde.

Resultatene indikerer derimot at det er en sjiktning og at denne skjer rundt 1,1m eller litt høyere noe som stemmer bra med disse beregningene.

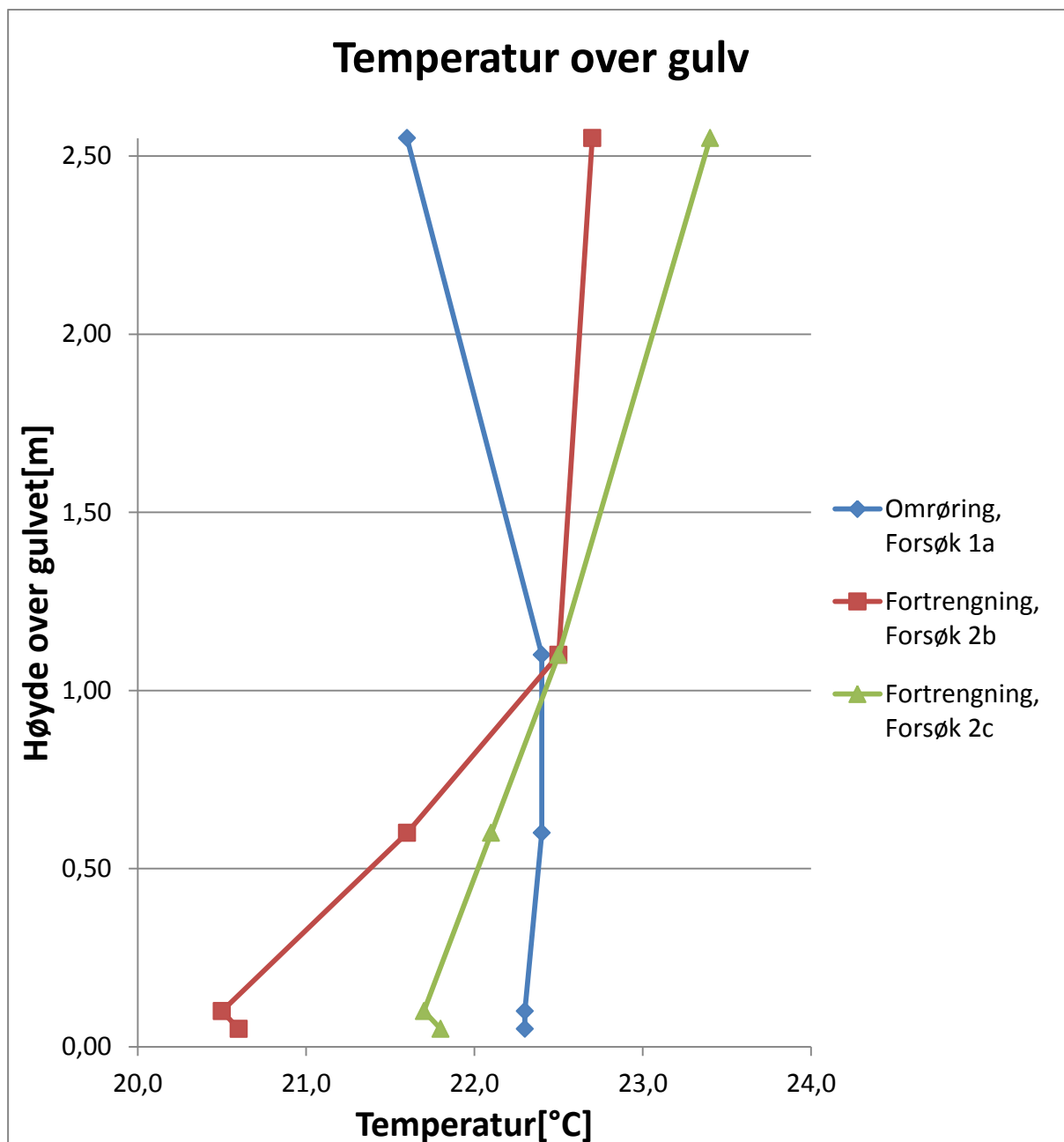
5.3 Omrøringsventilasjon

For forsøkene med omrøring kan det sees at omrøringsventilen fungerte bra da det er en tilnærmet uniform temperatur ved alle målepunktene. I avtrekket er det imidlertid en lavere temperatur enn ellers i rommet, og dette skyldes mest sannsynlig en kortslutning av tilluft.

Dette ble og observert ved bruk av røyk. Det vil si at noe av den kalde tilluften går rett i avtrekket, og avtrekksluften blir dermed kaldere enn hva romluften er. Dette fører som sagt til en unaturlig kald avtrekksluft samt at kjøleeffekten til rommet går ned, da noe av luften går rett ut av rommet uten å ha kjølt rommet ned i noe nevneverdig grad. Det er derfor rimelig å anta at temperaturen i rommet er tilnærmet uniform til helt oppunder taket hvor man vil treffe på nærsonen til donet.

Resultatene viser at omrøringsventilen fungerte godt da den oppnådde en svært jevn temperatur i hele rommet. Denne jevne temperaturen vil igjen gi en god termisk komfort for personer som oppholder seg i rommet så lenge temperaturen er tilfredsstillende.

5.4 Sammenligning mellom fortrenings- og omrøringsventilasjon



Figur 54: Sammenligning av forsøk 1a, 2b og 2c

Det observeres at fortreningsventilasjon kan oppnå tilnærmet lik temperatur ved 1,1m som omrøringsventilasjon, men med en lavere tilluftstemperatur. I forsøk 2b og 2c (begge fortreningsventilert), er tilluftstemperaturen 18 °C, mens den i forsøk 1a (omrøringsventilert), er 16 °C.

I forsøkene med en tilluftstemperatur på 16 °C viser resultatene også at det er en lavere temperatur ved 1,1m for fortreningsventilasjonen enn ved omrøringsventilasjon selv om

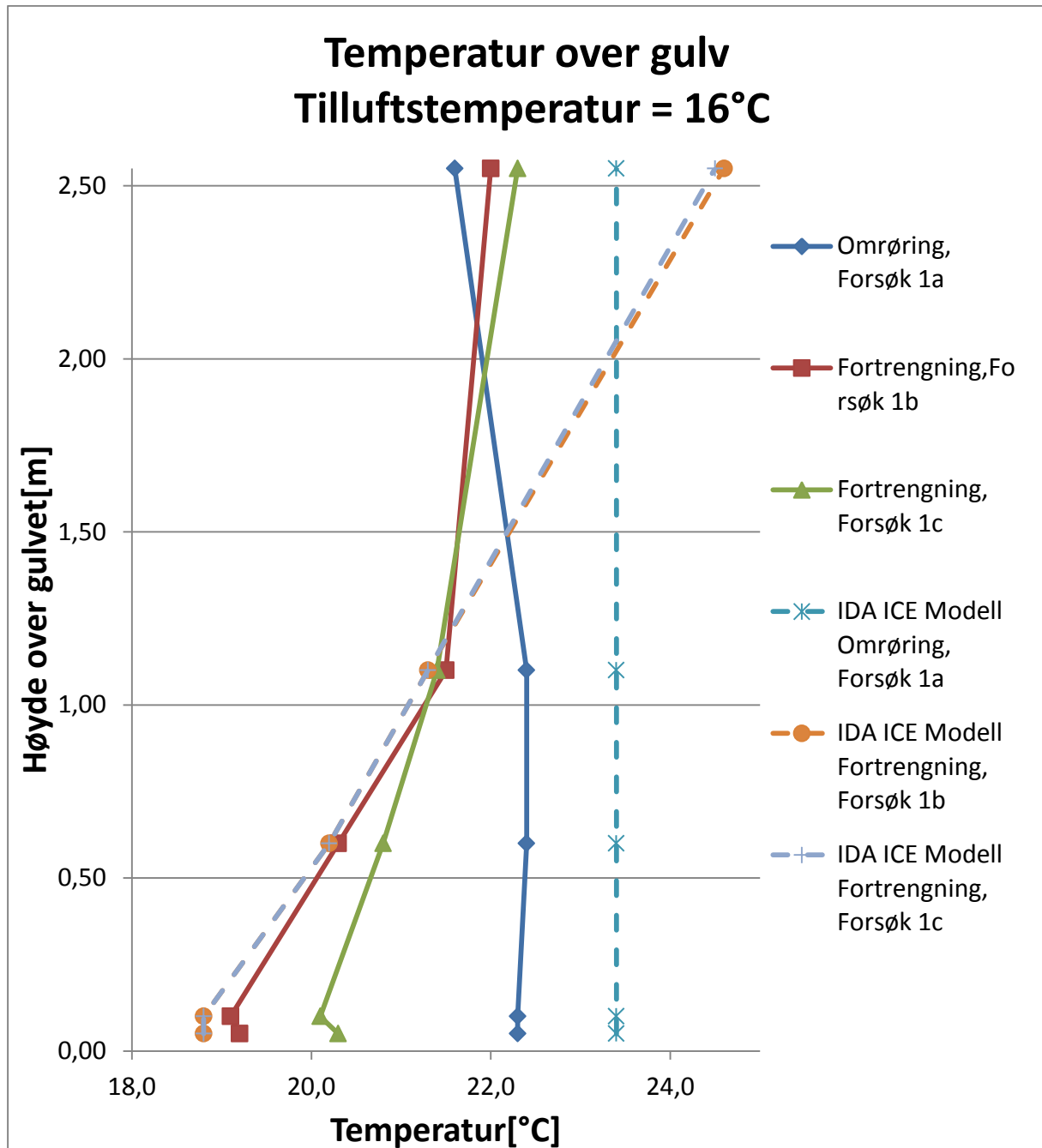
forskjellen mellom de to ikke er like stor som for forsøkene med en tilluftstemperatur på 18 °C.

Dette bekrefter til en viss grad resultatene som ble oppnådd i prosjektoppgaven, der resultatene viste at ved bruk av fortrenningsventilasjon kunne temperaturen i oppholdssonen senkes med 2-3 °C (forskjellene i forsøkene ble ca. 1 og 1,5 °C). Resultatene ligger litt under, men like fullt ganske nært praktiske erfaringer som viser at forskjellen vanligvis ligger på ca. 2 °C (Ref.: samtaler med Rolf Åkredalen).

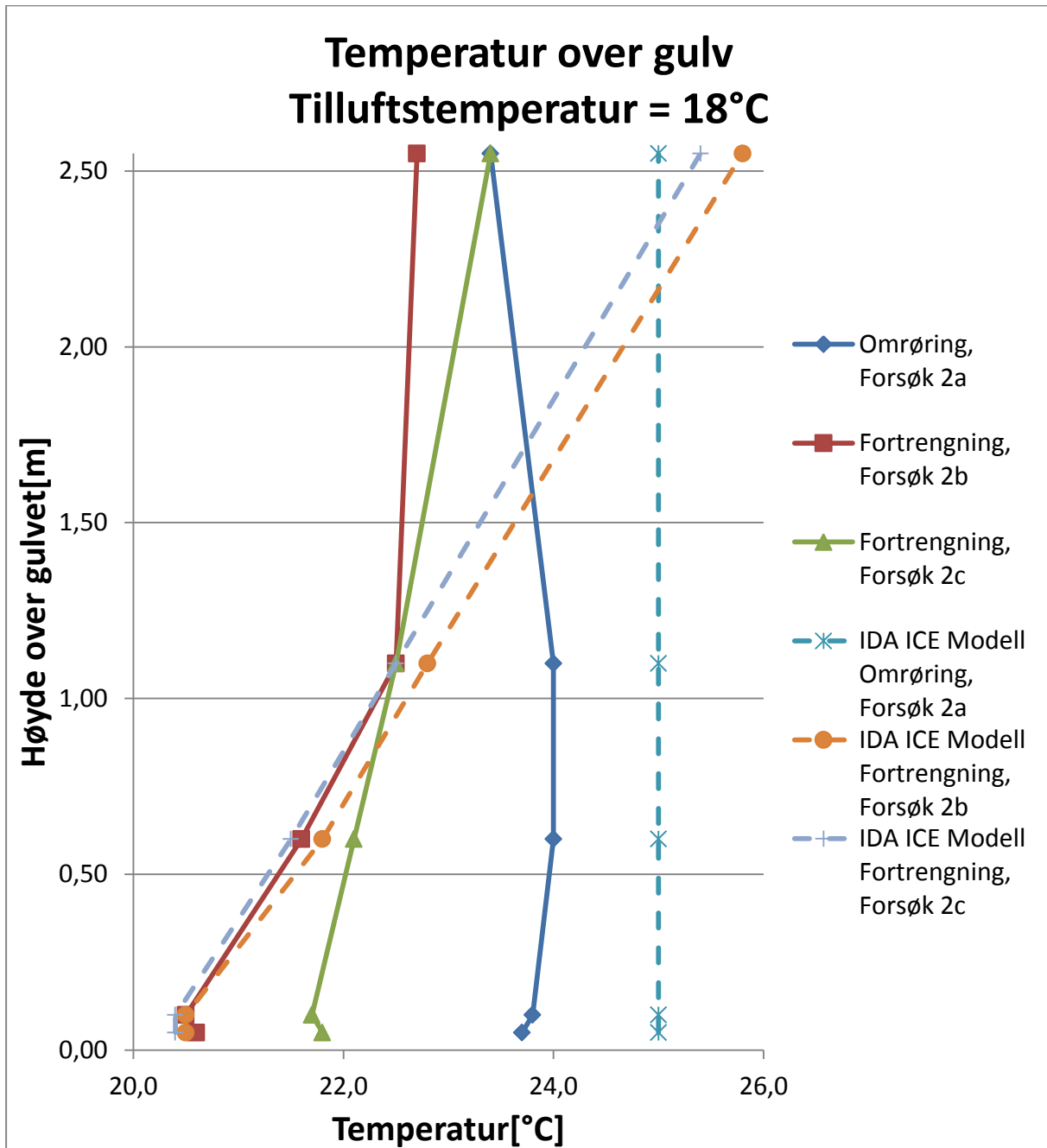
Forsøkene indikerer altså at det er mulig å øke tilluftstemperaturen uten at dette går på bekostning av termisk komfort i oppholdssonen. Dette gir igjen større muligheter for frikjøling med uteluft som kan gi energibesparelser og er meget interessant sett i sammenheng med stadig strengere krav til energibruk og til kjøling.

5.5 Sammenligning mellom forsøk og IDA ICE

I figurene under vises resultatet av simuleringene opp mot resultatene av forsøkene. De heltrukne linjene er målte verdier fra forsøkene, mens de stiplede linjene er fra IDA ICE simuleringene.



Figur 55: Temperatur over gulv. Forsøk 1a-c og simuleringer.



Figur 56: Temperatur over gulv. Forsøk 2a-c og simuleringer.

Fra figurene kan man se at i tilfellene med den veggmonterte tilluftsventilen ved gulv, stemmer simuleringene godt overens med både temperaturen like over gulvet, temperaturen i den nedre del av rommet, og temperaturgradienten opp til 1,1m. Men beregningene tar ikke hensyn til sjiktdelingen i rommet og beregner for høy temperatur i øvre del av rommet og i avtrekket.

For fortrenningsventilen fra Airson Engineering montert over døren treffer beregningene dårligere både for temperaturen like over gulvet og for temperaturgradienten. Men den stemmer godt overens med den målte temperaturen ved 1,1m høyde over gulvet.

For omrøringsventilasjon stemmer de beregnede resultatene ikke så godt overens med de målte. Fra resultatene kan det sees at de beregnede resultatene ligger ca. 1 °C over de målte for de to forsøkene.

I tillegg ble det både observert og målt at noe av tilluften i forsøkene med omrøringsventilasjon gikk rett i avtrekket. IDA ICE derimot sender all luft til å kjøle rommet. Hvis man ikke hadde hatt kortslutning i forsøkene slik at en del av luften ikke gikk rett i avtrekket, ville dette ha senket temperaturen i rommet ytterligere og forskjellen mellom simulert og målt ville da blitt enda større.

Ut fra resultatene kan det se ut til at IDA ICE gir relativt gode beregninger for de termiske forholdene i rommet, men det er derimot nødvendig å se nærmere på resultatene og drøfte disse før man kan dra noen endelig konklusjon.

5.5.1 Fortrengningsventilasjon

For fortrengningsventilasjon bruker IDA ICE modellen fra (Mundt, 1996), se kapittel 2. Modellen er basert på forsøk gjort med veggmonterte fortrengningsventiler plassert ved gulv, slik som den fra Swegon i forsøkene her. Men tilluftsventilene i Mundts forsøk hadde en lav grad av induksjon og det er derfor mye usikkerhet knyttet til treffsikkerheten til de beregnede resultatene, ettersom tilluftsventilene fra både Swegon og Airson Engineering i denne oppgaven hadde relativt stor grad induksjon av romluft.

Som nevnt i kapittel 2, så antar denne modellen og en konstant temperaturgradient fra gulvet og opp til taket. Den vil derfor ikke være godt egnet til beregninger i de tilfeller hvor man får en klar sjiktdeling som i to av forsøkene.

For beregning av temperaturgradienten ga IDA ICE et godt estimat for fortrengningsventilen plassert ved gulv, men ikke for den plassert i himling. Det er ikke overraskende at den stemmer bedre overens med den plassert ved gulv da modellen er laget for tilluftsventiler plassert ved gulv og med lav grad av induksjon. Ventilen plassert ved tak vil som tidligere nevnt indusere inn varm luft og man får en helt annen karakteristikk. Ettersom modellen er laget for lav grad av induksjon, vil den beregne en større temperaturgradient enn det som vil være tilfellet når ventiler med induksjon brukes. Modellen vil altså gi et "worst case scenario", mens ventiler med induksjon vil ha en viss grad av temperaturutjevning og dermed komme bedre ut. Men som resultatene viser, er den beregnede temperaturgradienten likevel tilnærmet lik den målte.

Dette kan tyde på at modellen kan gi en god tilnærming så lenge man ligger under et eventuelt omrøringsjikt. Dette kommenteres også av (Skåret, 2000): "Metoden gjelder

strengt tatt kun for don som gir liten induksjon av romluft i nærsone. Metoden er allikevel å anbefale da den gir et estimat over den høyeste verdien på gradienten som kan forventes”.

Det trengs imidlertid et større grunnlag enn det denne ene oppgaven gir før man kan dra en slik slutning.

IDA ICE bruker som sagt en modell fra (Mundt, 1996). En annen modell er den såkalte "50 %" regelen fra (Skistad, 1994). Denne er beskrevet i litteratur kapitlet og deler som nevnt temperaturøkningen i to like store deler. En over gulvet, og resten opp til taket. Av figuren på neste side kan det sees at temperaturen ved gulvet er tilnærmet 50 % av avtrekkstemperaturen. 50 % regelen egner seg imidlertid ikke for beregning av temperaturforløpet i disse forsøkene. Grunnen er at denne metoden antar at all varme fra varmelastene i rommet går til luften. Som resultatene i tabell 9 viser er dette langt fra tilfellet i disse forsøkene. Denne metoden ble derfor ikke benyttet.

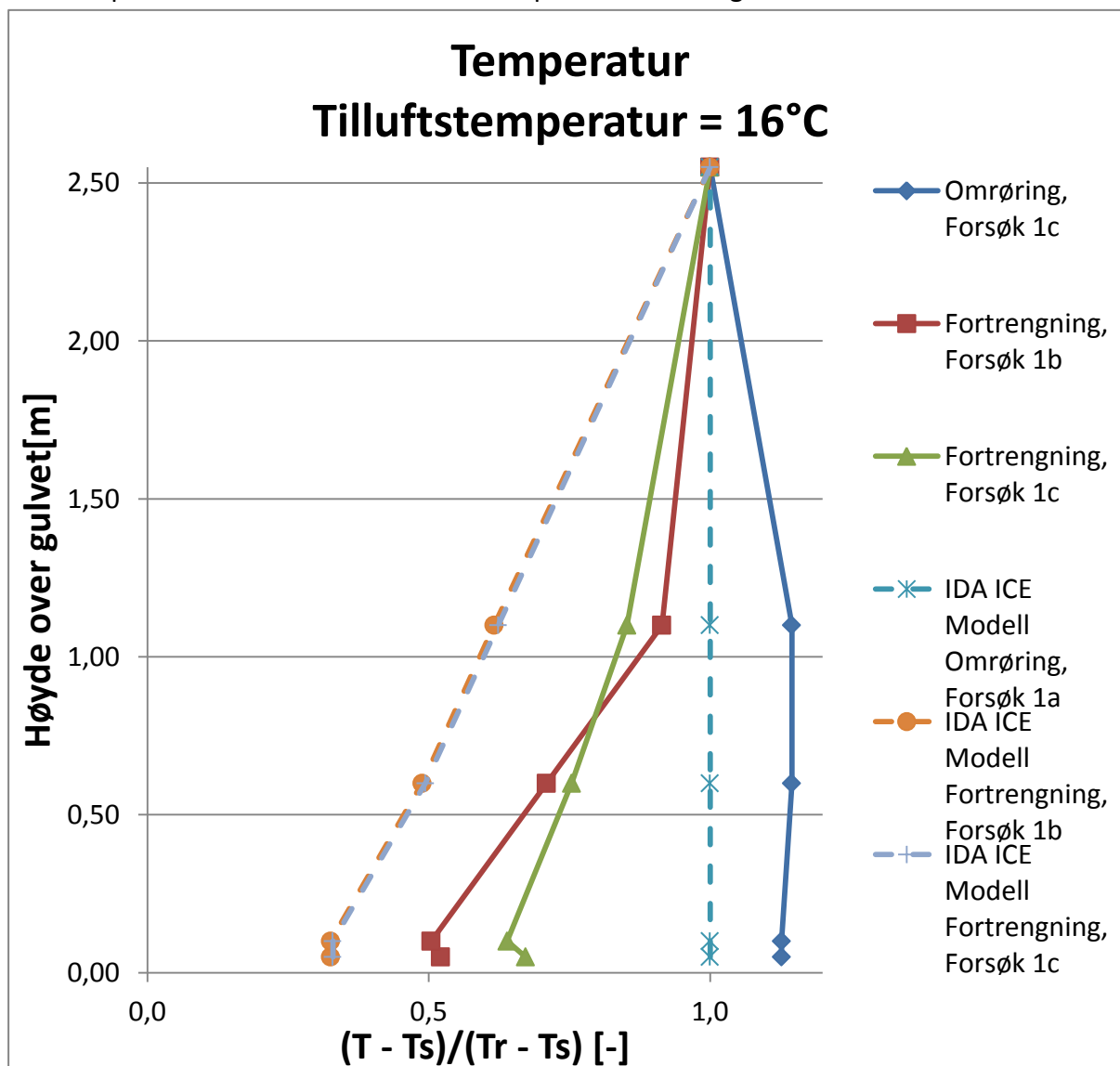
5.5.2 Omrøringsventilasjon

For omrøringsventilasjon regner IDA ICE, som de fleste simuleringsprogrammer, med full omrøring. Som man kan se fra resultatene så er den beregnede temperaturen ca. 1 °C høyere enn den faktisk målte temperaturen. Tar man i tillegg med, som tidligere nevnt, at noe av kjøleeffekten går rett i avtrekket grunnet kortslutning av tilluften, blir avviket mellom beregnet og faktisk temperatur enda større.

Kortslutningen derimot skyldes feil i design og/eller installering av systemet og er ikke noe som et simuleringsprogram skal ta hensyn til.

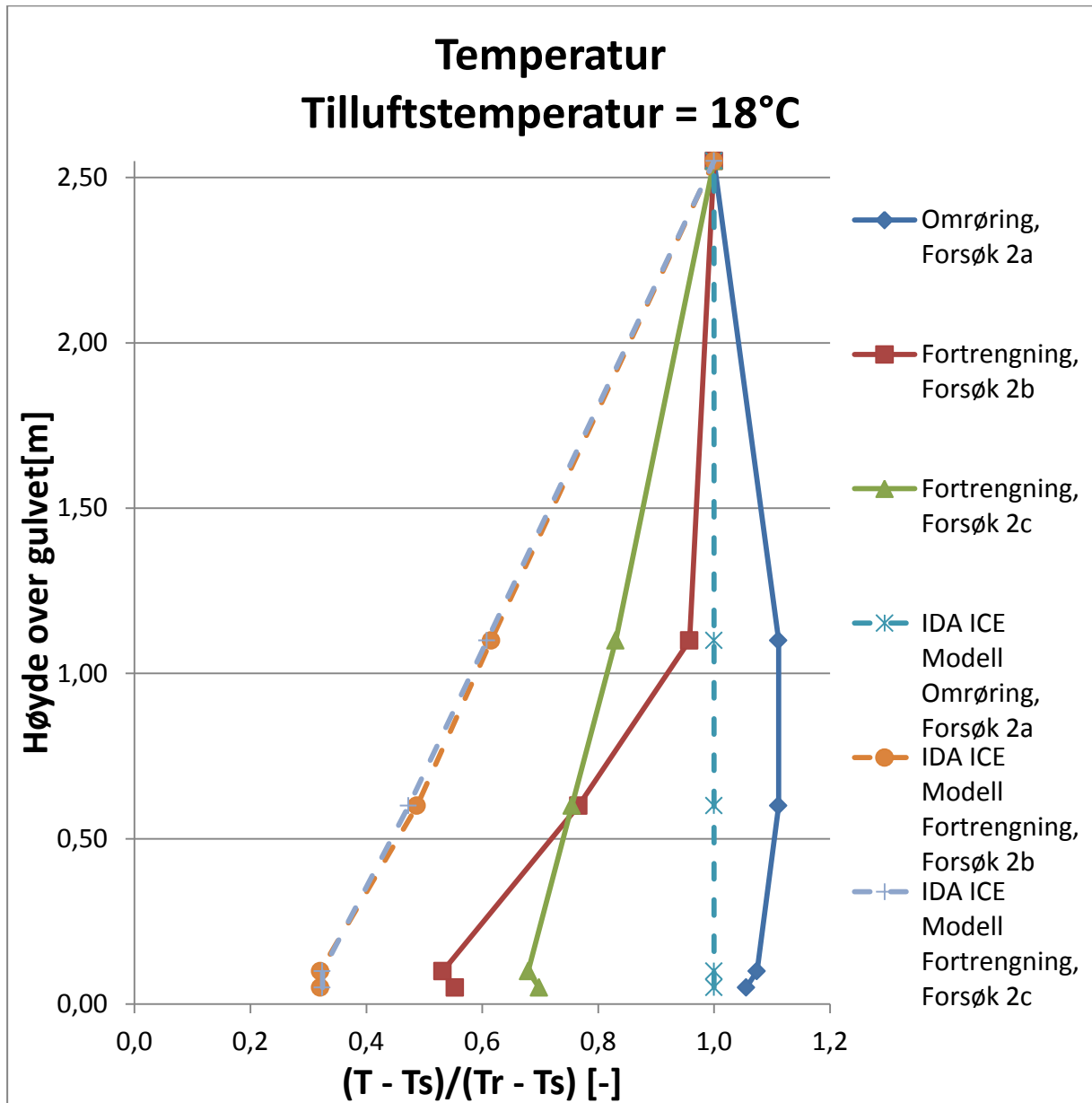
5.6 Dimensjonsløs sammenligning

Ser man på de relative resultatene som vist på de to neste figurene:



Figur 57: Dimensjonsløst temperatur for forsøkene 1a-c og tilsvarende simuleringer.

Her kan det sees at simuleringene ikke treffer særlig godt for fortrenningsventilasjon. Dette fordi simuleringene ikke klarer å beregne riktig temperatur ved gulvet og dermed bommer man på "startpunktet" som igjen gjør at resten av det beregnede temperaturforløpet ikke vil stemme. Grunnen til at det temperaturen ved gulvet treffer så dårlig er igjen at temperaturen i avtrekket er for høy. Temperaturen ved gulvet finnes ved å ta en viss prosent andel av den totale temperaturstigningen beregnet på bakgrunn av tilluftsmengde. Det er derfor nødvendig med en riktig avtrekkstemperatur for at temperaturen ved gulvet skal bli riktig. Det kan derfor være en viss grad av tilfeldighet som gjorde at de absolutte resultatene traff så godt.



Figur 58: Dimensjonsløstetemperatur for forsøkene 2a-c og tilsvarende simuleringer.

5.7 Avvik mellom simulering og måling

For å forstå hvorfor modellene avviker fra de faktiske målingene, er det også nødvendig og se på det faktiske varmetapet fra rommet og det beregnede.

Ventilasjons- prinsipp	T_s	Trans- misjonstap (Forsøk)	Trans- misjonstap (Simulering)	Ventilasjonstap (Forsøk)	Ventilasjonstap (Simulering)
Omrøring, Forsøk 1a	16,1 °C	197,5 W	116,1 W	241,5 W	320,9 W
Fortrengning, Forsøk 1b	16,2 °C	184,4 W	76,61 W	252,6 W	360,4 W
Fortrengning, Forsøk 1c	16,2 °C	171,3 W	51,2 W	265 W	385,8 W
Omrøring, Forsøk 2a	18 °C	201,8 W	123,1 W	235,2 W	313,9 W
Fortrengning, Forsøk 2b	18 °C	232,3 W	105,7 W	204,7 W	331,3 W
Fortrengning, Forsøk 2c	18,1 °C	206,2 W	95,2 W	230,8 W	341,8 W

Tabell 9: Oversikt over varmetap fra forsøkene og simuleringene.

Av tabellen går det klart frem at det faktiske varmetapet er mye større enn hva det beregnede resultatet er. Faktisk opp mot tre ganger så mye i enkelte tilfeller. Dette vil naturligvis ha stor betydning på resultatene.

For omrøringssystemet ville et større varmetap i simuleringene ha gitt bedre resultater da dette ville ha flyttet kurven mot venstre nærmere kurven til de målte resultatene.

For fortrengningssystemene er bildet mer komplisert. Et større varmetap ville her ha påvirket temperaturen ved gulvet, temperaturen ved taket og i avtrekket og temperaturgradienten. Hele kurven ville sannsynligvis bli flyttet mot venstre samtidig som temperaturgradienten ville blitt svakere. Det er derfor vanskelig å konkludere med hvor godt simuleringene ville stemt overens med forsøkene.

Hvorfor det simulerte varmetapet er så mye mindre enn det faktiske, er det vanskelig å si noe bestemt om uten en grundig undersøkelse av forsøksrommet. Dette ble ikke gjort grunnet ressurser og tilgjengelig tid.

Noen generelle betraktninger er likevel mulig. Rommet var bygd opp av Isolmainplater. Disse er som tidligere nevnt lagd av to metallplater med isolasjon imellom. Det er uklart hvordan

disse platene er koblet sammen i rommet og det kan derfor være snakk om relativt store kuldebroer hvis man her får gjennomgående metall fra innsiden til utsiden av rommet.

En annen faktor som kan påvirke energibalansen er infiltrasjon eller lekkasje av luft i fra rommet. Her vil tettheten til rommet spille inn. Rommet var imidlertid bygd for å være så tett som mulig og selv om det ble observert små lekkasjer ved bruk av røyk, er det lite sannsynlig at disse var av en slik størrelse som kan forklare de store forskjellene mellom målinger og simuleringer.

Dette er noen mulige årsaker som kan forklare der store avviket mellom simulert og målt varmetap i rommet. Det er imidlertid vanskelig å fastslå størrelser på disse og dermed dra noen endelig konklusjon.

5.8 Termisk komfort

Alle de tre ventilasjonsløsningene klarte å oppnå en romtemperatur som tilfredsstillende minst kategori B i (NS-EN ISO 7730, 2006). Det er som tidligere nevnt kun utført målinger opp til 1,1m, noe som tilsvarer oppholdssone for sittende personer. For sittende personer regnes 1,2 met som aktivitets nivå og en bekledning på 1 clo. Dette gir følgende kategoriinndeling i (NS-EN ISO 7730, 2006):

- Kategori A: $22\text{ °C} \pm 1\text{ °C}$
- Kategori B: $22\text{ °C} \pm 2\text{ °C}$
- Kategori C: $22\text{ °C} \pm 3\text{ °C}$

Omrøringsventilen oppnådde en meget jevn temperatur i hele rommet og havnet innenfor henholdsvis kategori A og B for de to tilluftstemperaturene 16 og 18 °C. Omrøringsventilen ga en meget jevn temperatur i rommet som er det ideelle for å oppnå en høy grad av termisk komfort, da det i motsetning til fortrenningsventilasjon ikke gir noen temperaturgradient eller temperaturforskjeller i rommet.

For fortrenningsventilen plassert ved gulv ligger denne innenfor kategori A, ved 1,1m. Derimot er det flere forhold som her vil påvirke den termiske komforten i oppholdssonen i tillegg til den generelle lufttemperaturen. For det første har man her en temperaturgradient på 2,4 og 2,0 °C/m for en tilluftstemperatur på henholdsvis 16 og 18 °C. Disse er riktignok innenfor kategori B i (NS-EN ISO 7730, 2006), men i litteraturen (Skistad, et al., 2004) anbefales det at denne ikke bør overskride 2 °C/m. I forsøket med en tilluftstemperatur 16 °C er den større enn dette og vil dermed kunne gi opphav til ubehag. I tillegg var det en lavere temperatur bak i rommet i nærsone til ventilen. Imidlertid er temperaturforskjellen mellom den bakre og fremre del av rommet relativt liten og det forventes at dette sannsynligvis ikke vil gi noe ubehag. Temperaturen ved gulvet er også over 19 °C ved gulvet

og er dermed innenfor kategori A og B, men lenger bak i rommet er den under 19 °C og kan dermed gi ubehag.

Fortrengningsventilen plassert over døren ga også en temperatur som tilfredsstillende kategori A. Denne fortrengningsventilen var bedre enn den plassert ved gulv, da det ga en lavere temperaturgradient i rommet, 1,3 og 0,8 °C/m ved en tilluftstemperatur på hhv. 16 og 18 °C og dermed en jevnere temperatur i rommet. Dette tilsvarer kategori A og er innenfor anbefalingen til (Skistad, et al., 2004). Temperaturen ved gulvet er og høyere og har dermed større margin før det blir ubehagelig sammenlignet med den andre fortrengningsventilen. Grunnen til at denne ventilen kom bedre ut enn den plassert ved gulv, er at den induserer luft fra de øvre luftlagene hvor temperaturen er relativt høy. Dette vil igjen gi en høyere temperatur på tilluften når den når oppholdssonen og man får en bedre temperaturutjevning. For tilluftsventilen montert ved gulv vil induksjonen skje i de lavere luftlagene hvor luften er kaldere og vil derfor være mindre effektiv temperaturmessig sett.

Ut ifra resultatene ser man altså at alle tre ventiler gir tilfredsstillende termisk komfort, men at det er klare forskjeller dem imellom. Omrøringsventilen gir den jevneste temperaturen og slik sett de beste termiske forholdene. Derimot får man ved bruk av denne tilluftsventilen en høyere temperatur i oppholdssonen. I disse forsøkene var denne forskjellen ca. 1 °C og 1,5 °C, ved 1,1m høyde, mellom omrøringsventilen og fortrengningsventilene ved de to tilluftstemperaturene 16 og 18 °C. Erfaringsmessig er denne forskjellen litt større ca. 2 °C (Ref.: samtaler med Rolf Åkredalen), men dette kan mest sannsynligvis forklares med det store varmetapet fra rommet.

Denne temperaturforskjellen i oppholdssonen skyldes temperaturgradienten som dannes ved bruk av fortrengningsventilasjon. Denne gjør det mulig å holde en lavere temperatur i oppholdssonen/nedre del av rommet i motsetning til omrøringsventilasjon hvor det er samme temperatur i hele rommet, som i avtrekket. Det er imidlertid slik at begge løsninger skal gi samme temperatur i avtrekket ved lik varmebelastning og luftmengde, noe som ikke er tilfelle i disse forsøkene. Denne forskjellen kan og sees ved at varmetapet fra de ulike forsøkene varierer og dette gjør det vanskeligere å sammenligne systemene. Forskjellene er derimot ikke så store, ± 30 W for samme tilluftstemperatur, og det er derfor likevel fullt mulig å sammenligne de ulike ventilasjonsløsningene.

Selv om det ikke kan konkluderes med noe, indikerer både simuleringene og resultatene fra forsøkene at fortrengningsventilasjon kan, gitt like forutsetninger (lik luftmengde og tilluftstemperatur, varmebelastning o.l.), oppnå en lavere temperatur i oppholdssonen. Dette vil igjen bidra til et lavere energibruk til kjøling da tilluften ikke må kjøles ned like mye som for omrøring, samt at en høyere tilluftstemperatur forlenger perioden hvor frikjøling er mulig.

Simuleringene indikerer og at fortrengningsventilasjon kan oppnå en lavere temperatur i oppholdssonen enn omrøringsventilasjon og her er forskjellene større enn i målingene.

Simuleringsprogrammet bygger på en gjeldende modell for fortrenningsventilasjon og viser dermed at litteraturen støtter opp under at det som indikeres i forsøkene. Her er imidlertid forskjellene i varmetap (se tabell 9) fra rommet for samme tilluftstemperatur mye større og det er dermed knyttet mer usikkerhet til en sammenligning mellom de to ventilasjonsprisnippene basert på simuleringsresultantene.

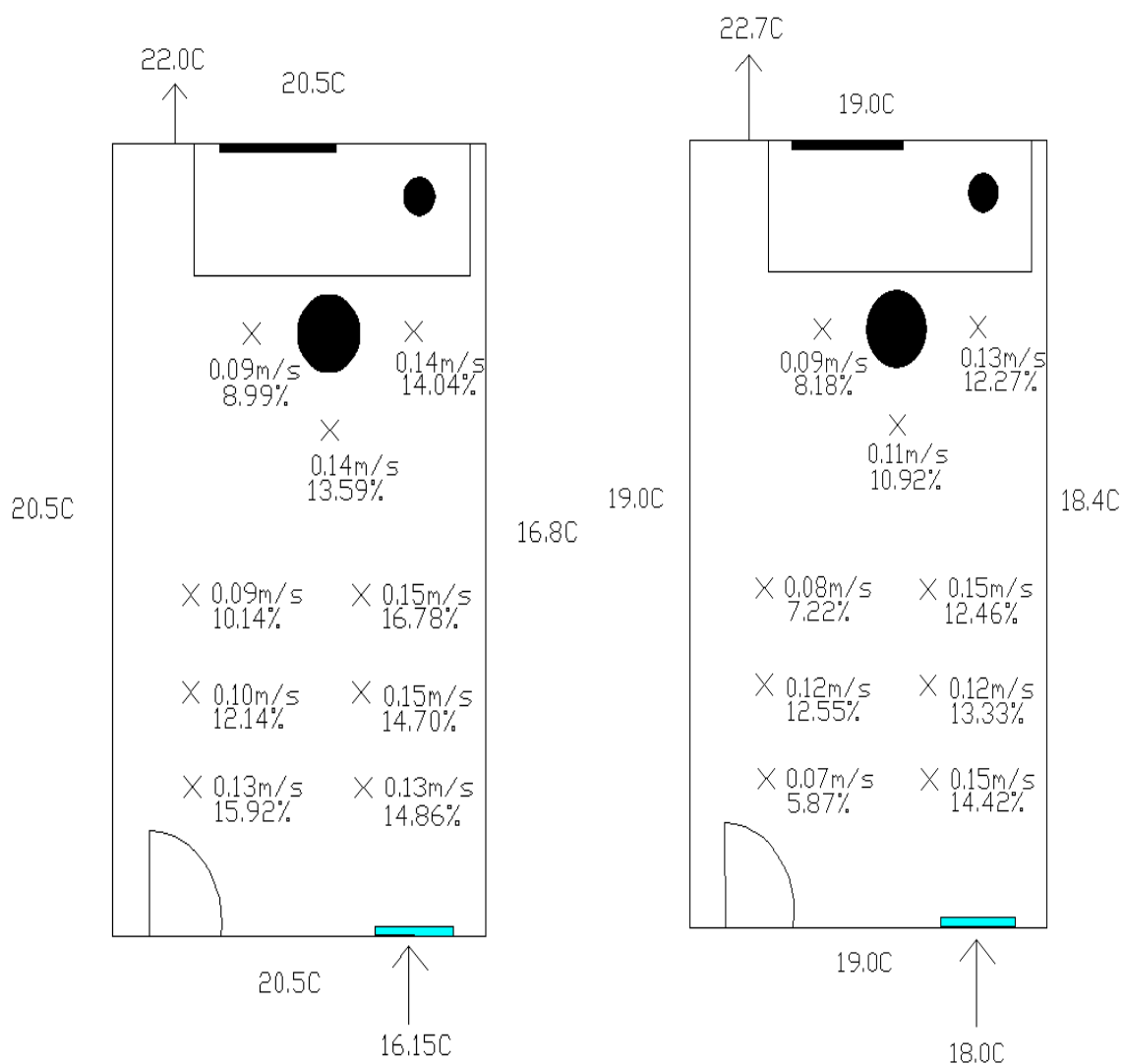
5.9 Trekk

Som beskrevet i (NS-EN ISO 7730, 2006) er det flere forhold som kan gi opphav til termisk diskomfort. I forsøkene som ble utført var det imidlertid begrenset med tid og utstyr, og derfor ble kun trekk-kriteriet målt.

Resultatene viser at omrøringsventilen kom best ut. Denne ventilen ga svært lave lufthastigheter i hele rommet og ikke ved noen av målepunktene er det målt nevneverdig trekk.

For fortrenningsventilene ble det derimot målt trekk. Fra resultatene ser man at målt trekk er størst ved 5cm, noe som stemmer godt overens med (Skåret, 2000) som sier at de største lufthastigheter oppstår ved 2-5 cm over gulvet. Dette bekrefter at en av de største utfordringene ved bruk av fortrenningsventilasjon er å designe systemet slik at trekk unngås. Riktig plassering av ventil for fortrenning er derfor avgjørende for et godt resultat.

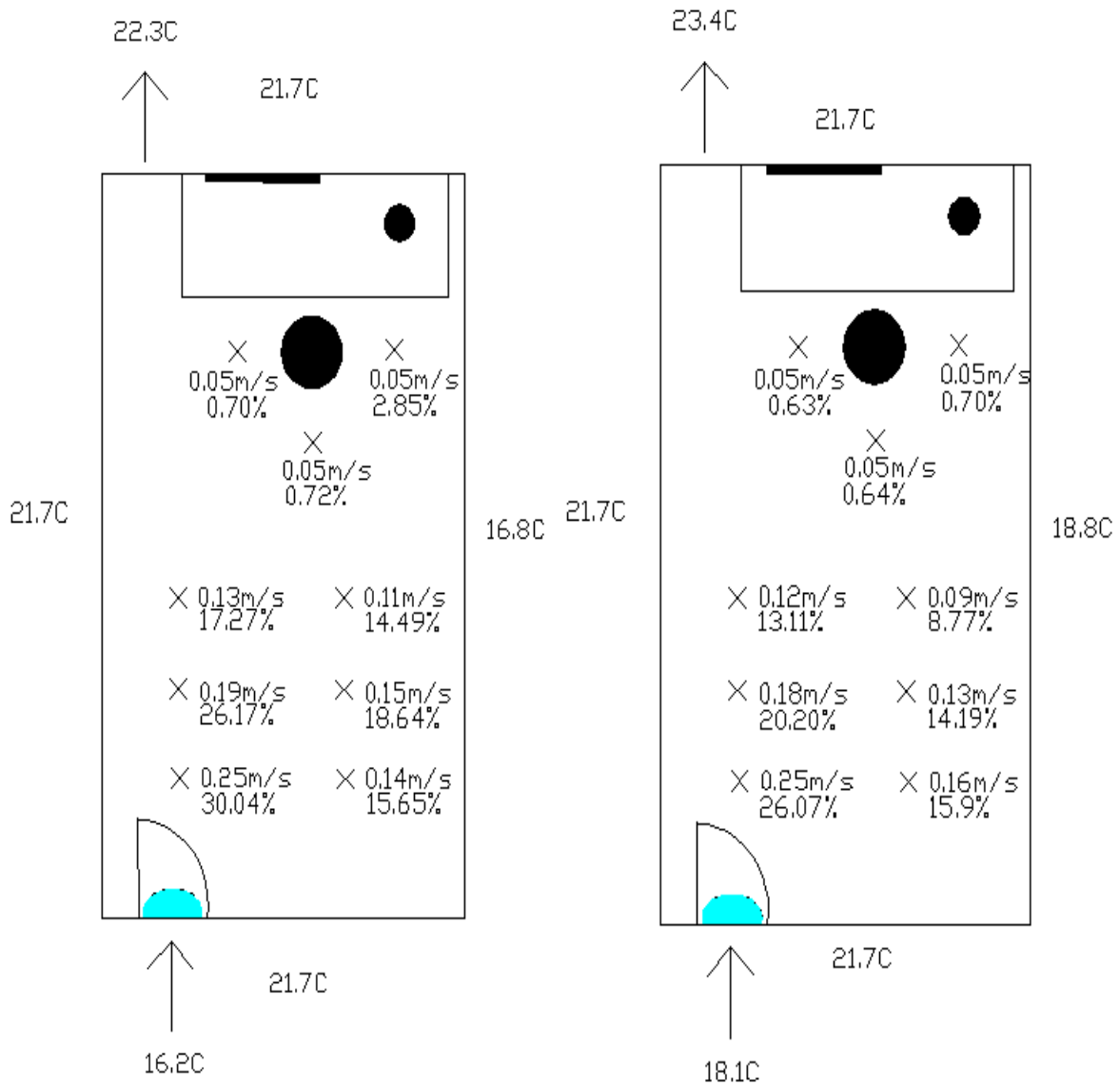
For fortrenningsventilen plassert ved gulv ble resultatet:



Figur 59: Lufthastigheter og trekk 5cm over gulvet for forsøk 1b(t.v.) og 2b(t.h.).

Av figuren ser man at tilluftsventilen skaper trekk som ikke overstiger kategori B. Samtidig kan man se at tilluften bremses relativt sakte opp slik at trekk kan oppleves i store deler av rommet. Her må det imidlertid nevnes at tilluftsventilen fra Swegon har justerbare dyser, slik at luftstrømmen kan justeres for å oppnå mest mulig gunstige forhold i rommet. I forsøkene som ble utført, ble disse ikke justert. Dette ga et spredningsmønster som sannsynligvis ikke var optimalt for dette rommet. Blant annet ble det observert noe som kunne minne om en Coanda-effekt langs langveggen til høyre ved røykvisualisering, og det er sannsynlig å tro at denne ga unødvendig høy hastighet i denne delen av rommet.

For fortrenningsventilen plassert over dør ser resultatet slik ut:



Figur 60: Lufthastigheter og trekk 5cm over gulvet for forsøk 1c(t.v.) og 2c(t.h.).

Figurene viser at trekk-kriteriet er høyere for denne tilluftsventilen, helt opp mot kategori C, bak i rommet, men at den ved personsimulatoren kommer godt ut, godt innenfor kategori A. Dette tilsier at man kan unngå trekk ved denne løsningen, så lenge man designer systemet godt og plasserer eventuelle personer tilstrekkelig langt fra donet.

Da de to fortrenningsventilene har svært ulike spredningsmønstre er det vanskelig å si noe bestemt om hvilket som er best. Ut ifra resultatene kan det imidlertid observeres at selv om fortrenningsventilen plassert ved gulv har høyere trekk rate ved personsimulatoren, så har den bak i rommet nærmere ventilen, generelt en lavere trekk rate enn fortrenningsventilen plassert over døren.

5.10 Energibruk til kjøling

Som resultatene fra forsøkene og simuleringene viser, er det mulig å heve tilluftstemperaturen ved bruk av fortreningsventilasjon uten å forringe den termiske komforten. Dette vil igjen ha en innvirkning på energibruken og ventilasjonsaggregatet da en høyere tilluftstemperatur vil gi:

- Lavere effektbehov til kjølebatteriet da uteluften ikke må kjøles like mye ned som for en lavere tilluftstemperatur.
- Lavere energibruk til kjølebatteriet da uteluften ikke må kjøles like mye ned som for en lavere tilluftstemperatur.
- Større frikjølingspotensialet da perioden utetemperaturen ligger under ønsket tilluftstemperatur forlenges.

Tas det utgangspunkt i Blinder i Oslo kan man sette opp et eksempel:

- Et omrøringsystem som krever en tilluftstemperatur på 16 °C.
- Et fortreningsystem som krever en tilluftstemperatur på 17 °C.
- Et fortreningsystem som krever en tilluftstemperatur på 18 °C.

Det vil være interessant å se på hva denne forskjellen i tilluftstemperatur har å si for

- Effektbehov til kjøling.
- Frikjølingspotensialet.
- Energibruk til kjøling.

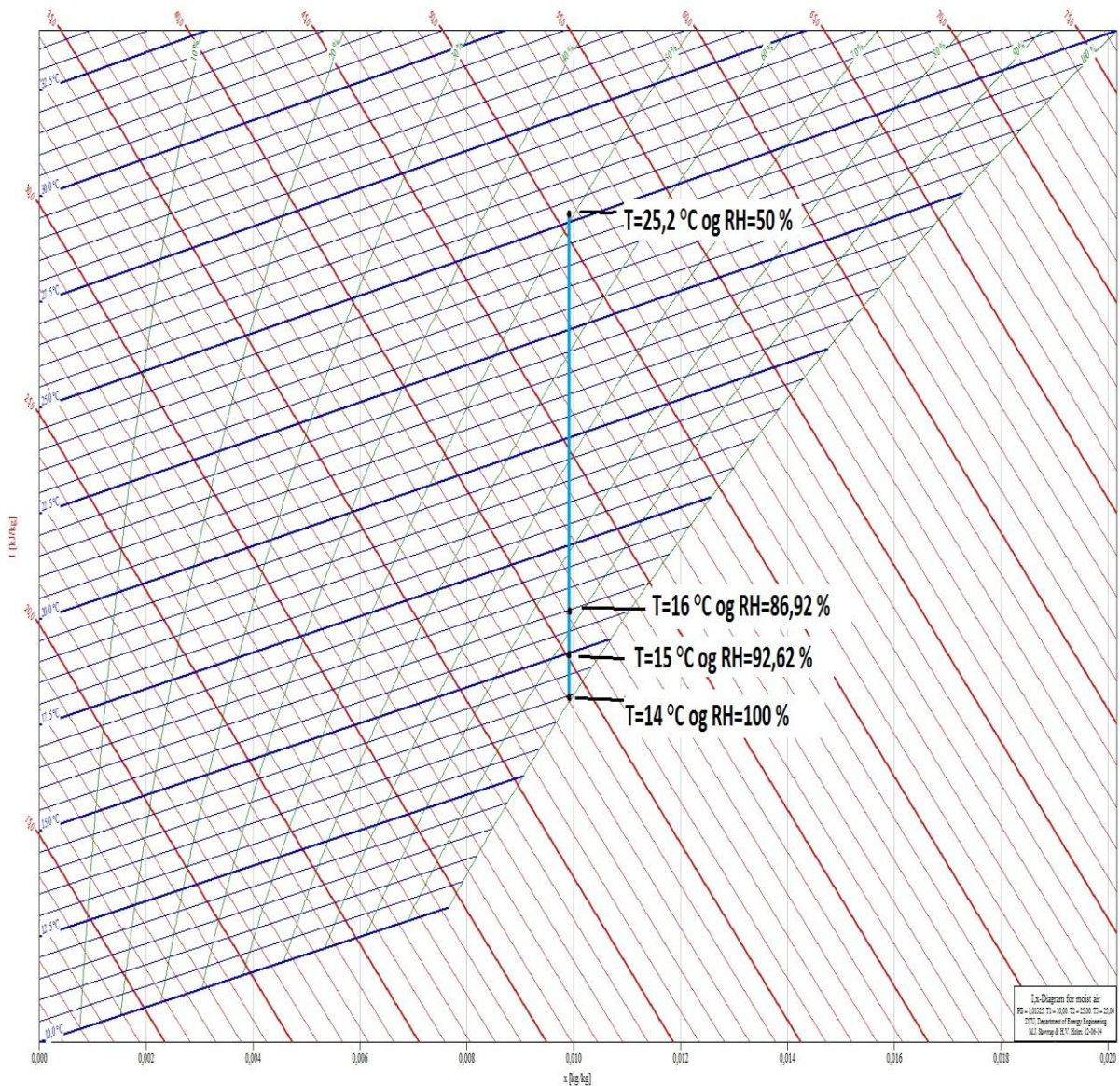
Det antas at for alle eksemplene vil det være 1 °C stigning i ventilasjonsaggregatet og 1 °C stigning i kanalnettet før tilluften kommer frem til ønsket rom/sone. Uteluften må derfor kjøles til to grader under ønsket tilluftstemperatur. I teksten vil det derimot refereres til tilluftstemperaturen som ønskes i rommet/sonen. Dette vil si at når det står for eksempel "kjøles til en tilluftstemperatur på 16 °C", er uteluften kjølt ned til 14 °C.

I oppgavens bakgrunn og målsetting er det lagt vekt på at det er primærenergibruken som skal oppgis. Det forutsettes at det brukes en vanlig kjølemaskin med en kjølefaktor på 3. Dette vil si at energibesparelsene her er spart elektrisk energi. I (TEK 10, 2010) er det derimot den totale kjøleenergien som skal oppgis og brukes.

5.10.1 Effektbehov til kjøling

For å beregne effektbehovet til kjøling tas det utgangspunkt i dimensjonerende sommerdøgn for Blinder hvor den dimensjonerende utetemperaturen er 25,2 °C (Stensaas, 2000). For relativ luftfuktighet benyttes 50 %. Det forutsettes her at det ikke er nødvendig å kjøle luften ytterligere ned for å oppnå en akseptabel luftfuktighet. Dette fordi temperaturen stiger med to grader før den kommer frem til ønsket rom/sone, og det antas at denne temperaturøkningen er tilstrekkelig for å oppnå en akseptabel luftfuktighet.

Ved bruk av et Mollier diagram finner man at en nedkjøling fra 25,2 °C og en relativ luftfuktighet på 50 % til ønsket temperatur gir en kjøleffekt på:



Figur 61: Nedkjøling fra $T = 25,2$ °C og $RH = 50$ % til henholdsvis 14,15 og 16 °C.

- $1,9 \text{ W/m}^3$. Som gir ca. 250 W for nedkjøling til tilluftstemperatur på $16 \text{ }^\circ\text{C}$ og en luftmengde på $130 \text{ m}^3/\text{h}$.
- $1,6 \text{ W/m}^3$. Som gir ca. 206,7 W for nedkjøling til tilluftstemperatur på $17 \text{ }^\circ\text{C}$ og en luftmengde på $130 \text{ m}^3/\text{h}$.
- $1,3 \text{ W/m}^3$. Som gir ca. 166 W for nedkjøling til tilluftstemperatur på $18 \text{ }^\circ\text{C}$ og en luftmengde på $130 \text{ m}^3/\text{h}$.

Av grafen kan man se at energisparepotensialet ved å heve tilluftstemperaturen 1 og $2 \text{ }^\circ\text{C}$ er henholdsvis $0,33$ og $0,67 \text{ W/m}^3$. Med en luftmengde på $130 \text{ m}^3/\text{h}$ sparer man da 43,3 og 84 W ved å heve tilluftstemperaturen henholdsvis 1 og $2 \text{ }^\circ\text{C}$.

Ved en relativt beskjeden økning i den relative luftfuktigheten i uteluften fra 50 til 60 % økes energibruken til kjøling kraftig. Dette fordi det kreves en stor mengde kjøleenergi for å kondensere ut vannet fra luften.

Kondensering av vann kan også skje selv om uteluften har en lavere temperatur og luftfuktighet enn det som er vist i disse eksemplene. Dette fordi den nedkjølingen som ble gjort i disse eksemplene er ideelle. I praksis vil det være en viss grad av bypass i et kjølebatteri. Dette vil si at en del av uteluften passere gjennom kjølebatteriet uten å være i kontakt med selve batteriet. Når dette skjer vil den delen av uteluften som ikke er i kontakt med batteriet ikke bli kjølt ned. Dette vil igjen føre til at den luften som er kommet i kontakt med batteriet må kjøles ned mer enn først antatt får å nå den ønskede tilluftstemperaturen.

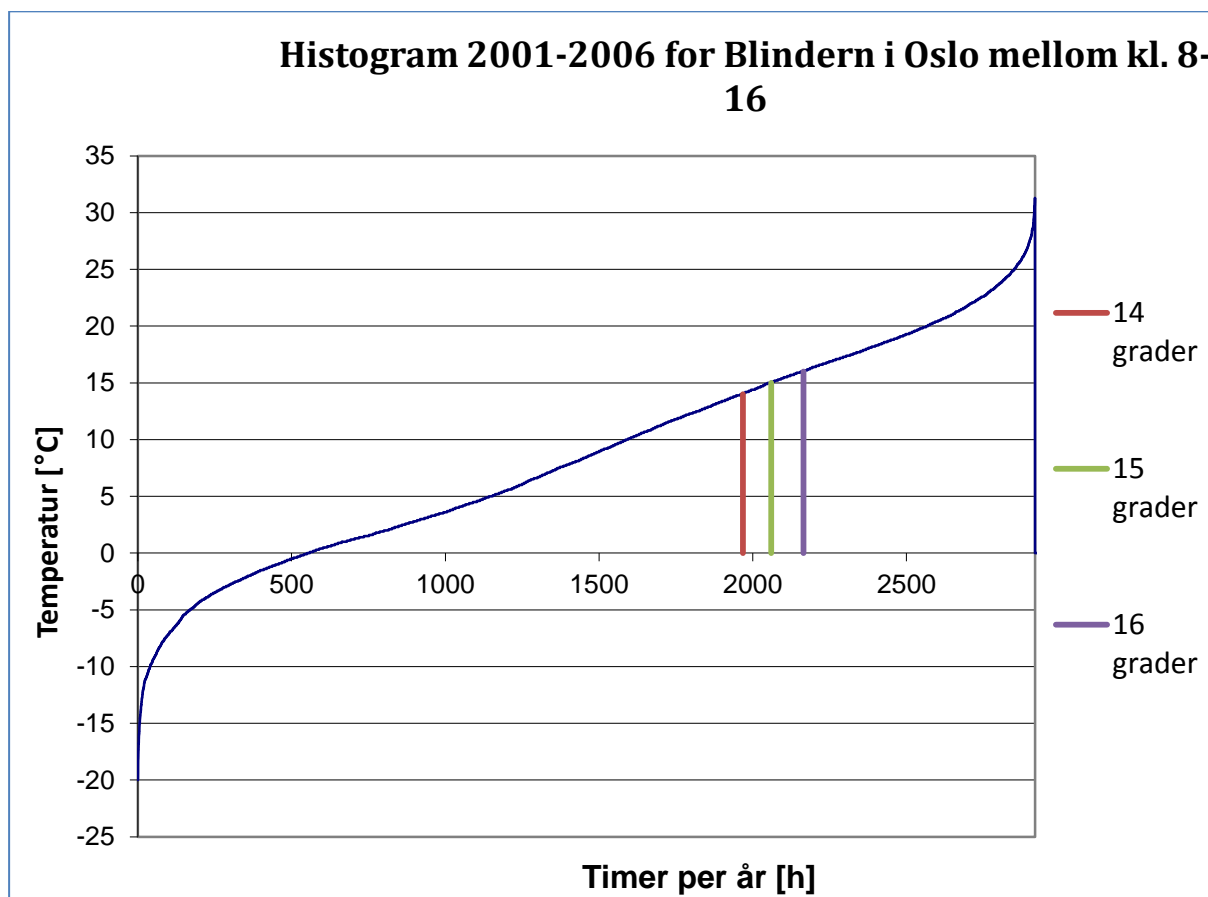
Denne ekstra nedkjøling vil skape enda mer kondensering og dermed kreve mer kjøleenergi. Totalen blir at kjøleenergien som kreves blir større enn hvis nedkjølingen var tørr. Dette på grunn av at "våt" nedkjøling krever betraktelig mer energi enn "tørr" nedkjøling.

Eksemplene som er presentert her vil derfor angi et minimum og det er sannsynlig at man i praksis vil oppnå en større energibesparelse da man som tidligere nevnt ofte har en viss grad av "våt" nedkjøling.

5.10.2 Frikjølingspotensialet

For å se på forskjellene i frikjølingspotensial tas det utgangspunkt i et histogram for Blinder fra 2001-2006. Det er bare lagt inn timene mellom kl. 8-16, samtlige dager i året, 365, i histogrammet. Dette diagrammet vil altså ikke ta hensyn til ferie, helger og andre fridager.

Dette er gjort fordi det er store forskjeller mellom ulike bedrifters arbeidstid og ferie samt driftstid på ventilasjonsanlegget.



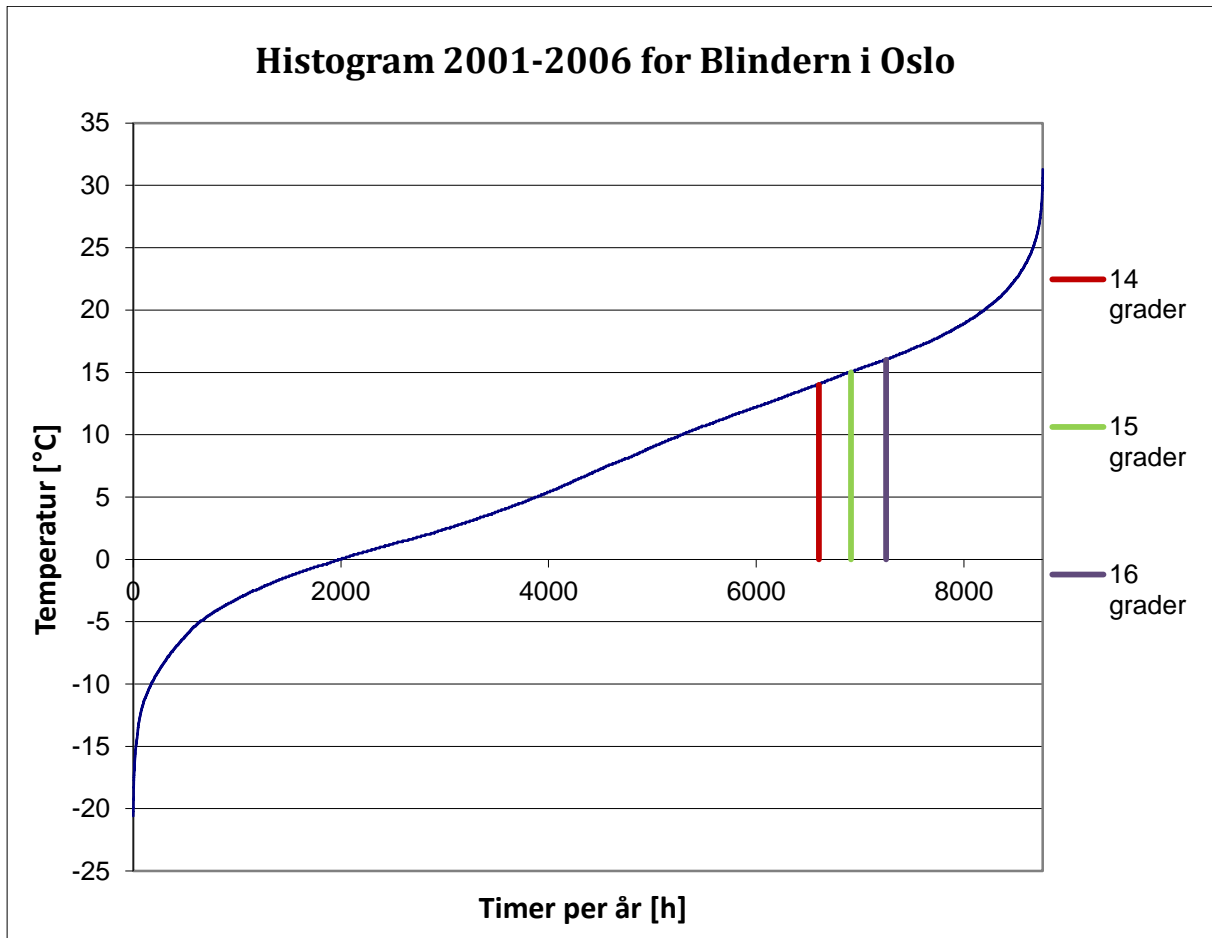
Figur 63: Histogram for Blindern i Oslo mellom kl.8-16(Ref.: Arnkell J. Petersen)

Ut fra diagrammet kan det leses av antall timer hvor det er muligheter for frikjøling, altså hvor utetemperaturen er 2 ° mindre eller lik tilluftstemperaturen.

- 1968 timer for en tilluftstemperatur på 16 °C.
- 2060 timer for en tilluftstemperatur på 17 °C.
- 2165 timer for en tilluftstemperatur på 18 °C.

Diagrammet viser altså at en heving av tilluftstemperaturen på 1 og 2 °C fra 16 °C, forlenger en frikjølingsperiode med henholdsvis 92 og 197 timer.

Det er imidlertid vanlig at ventilasjonsanlegg må gå over en lengre periode når det er varmt for å klare å holde temperaturen i bygget nede. Nattkjøling er et eksempel og noen anlegg kjøres og døgntkontinuerlig. Det vil derfor være interessant å se på det totale potensialet døgnet rundt.



Figur 64: Histogram 2001-2005 for Blinder i Oslo. Hele døgnet(Ref.: Arnkell J. Petersen)

Ut fra diagrammet kan det leses at antall timer hvor det er muligheter for frikjøling, altså hvor utetemperaturen er mindre eller lik tilluftstemperaturen, er henholdsvis:

- 6604 timer for en tilluftstemperatur på 16 °C.
- 6913 timer for en tilluftstemperatur på 17 °C.
- 7251 timer for en tilluftstemperatur på 18 °C.

Diagrammet viser altså at en heving av tilluftstemperaturen på 1 og 2 °C fra 16 °C, forlenger en frikjølingsperiode med henholdsvis 309 og 647 timer.

Dette er betydelig mer enn hva det var når det bare ble sett på mellom kl. 8-16. Forskjellene mellom de to eksemplene viser at det kan være vanskelig å sammenligne bygg da de ofte har ulike arbeidstider/driftstider på anlegget. Ved bare å se på frikjølingspotensialet over en vanlig 8-16 arbeidsdag, risikerer man og undervurdere firkjølingspotensialet og dermed lønnsomheten.

I tillegg vil døgndrift av ventilasjonsanlegget være mest vanlig i sommer halvåret da det ofte er nødvendig for å holde bygget tilstrekkelig kaldt. Det vil derfor kunne gi et bedre bilde av frikjølingspotensialet å se på hele døgnet i stedet for kl. 8-16.

5.10.3 Energibruk til kjøling

For å se på hvor mye energibruken til kjøling kan reduseres ved å heve tilluftstemperaturen deles kjøleperioden inn i to deler:

- En del hvor utetemperaturen er under dimensjonerende utetemperatur, 25,2 °C. Her vil nedkjølingen være tørr.
- En del hvor utetemperaturen er over dimensjonerende utetemperatur, 25,2 °C. Her vil nedkjølingen være våt.

Ifølge (Stensaas, 2000) er det ca. 50 timer i året som overskrider den dimensjonerende utetemperaturen. For denne perioden benyttes effektbehovet funnet i delkapittel 5.10.1 med en utetemperatur på 25,2 og en relativ luftfuktighet på 60 %. Det antas at alle timene ligger innenfor driftstiden til anlegget. Energibruken til kjøling vil da bli:

- For en tilluftstemperatur på 16 °C og luftmengde på 130 m³/h i 50 timer gir dette ca. 12,5 kWh.
- For en tilluftstemperatur på 17 °C og luftmengde på 130 m³/h i 50 timer gir dette ca. 10,3 kWh.
- For en tilluftstemperatur på 18 °C og luftmengde på 130 m³/h i 50 timer gir dette ca. 8,3 kWh.

For resten av perioden hvor uteluften må kjøles ned for å nå ønsket tilluftstemperatur, regnes nedkjølingen som tørr.

Ved drift av anlegget fra kl. 8-16 gir dette et totalt kjølebehov på:

- For en tilluftstemperatur på 16 °C og luftmengde på 130 m³/h fra kl. 8-16 hver dag gir dette ca. 362 kWh.
- For en tilluftstemperatur på 17 °C og luftmengde på 130 m³/h fra kl. 8-16 hver dag gir dette ca. 288,2 kWh.
- For en tilluftstemperatur på 18 °C og luftmengde på 130 m³/h fra kl. 8-16 hver dag gir dette ca. 223,3 kWh.

Ved døgndrift av anlegget gir dette gir et totalt kjølebehov på:

- For en tilluftstemperatur på 16 °C og luftmengde på 130 m³/h i 24 timer hver dag gir dette ca. 705,3 kWh.
- For en tilluftstemperatur på 17 °C og luftmengde på 130 m³/h i 24 timer hver dag gir dette ca. 537 kWh.
- For en tilluftstemperatur på 18 °C og luftmengde på 130 m³/h i 24 timer hver dag gir dette ca. 397,3 kWh.

For en driftstid fra kl. 8 -16 viser resultatene at energibesparelsen blir:

- Ved å heve tilluftstemperaturen fra 16 til 17 °C for en luftmengde på 130 m³/h fra kl. 8-16 gir dette en besparelse på ca. 76 kWh.
- Ved å heve tilluftstemperaturen fra 16 til 18 °C for en luftmengde på 130 m³/h fra kl. 8-16 timer gir dette en besparelse på ca. 142,9 kWh.

For døgnkontinuerlig drift av anlegget blir energibesparelsen:

- Ved å heve tilluftstemperaturen fra 16 til 18 °C for en luftmengde på 130 m³/h i 24 timer gir dette en besparelse på ca.170,5 kWh.
- Ved å heve tilluftstemperaturen fra 16 til 18 °C for en luftmengde på 130 m³/h i 24 timer gir dette en besparelse på ca. 312,2 kWh.

Resultatene viser at det er et betydelig potensiale for energibesparelse ved å heve tilluftstemperaturen. I tillegg er det ikke uvanlig at ventilasjonsanlegg, i alle fall på sommeren, driftes døgnet rundt og dette vil naturligvis ha et stort utslag på energibruken og potensialet for energibesparelse.

5.11 Varierende varmebelastning i ulike rom med lik tilluftstemperatur

I oppgaveteksten står det at problematikken rundt lik tilluftstemperatur til rom med ulik varmebelastning skal undersøkes. Dette ble ikke gjort i forsøkene da det tidsmessig ikke lot seg gjøre. Derimot ble dette undersøkt i prosjektoppgaven (Rognes, 2011). Det kom her frem at et fortreningsystem takler denne problematikken bedre enn et omrøringsystem. Resultatene viste at et fortreningsystem hadde en større selvregulerende effekt enn et tilsvarende omrøringsystem. Dette skyldes i stor grad temperaturgradienten som karakteriserer et fortreningsystem. Denne vil variere med varierende varmebelastning, men fordi en person vil oppholde seg i nedre del, i alle fall en sittende person, vil utslaget bli mindre da en forandring på temperaturgradienten ikke vil gi en like stor forandring på temperaturen i oppholdssonen.

For et omrøringsystem vil man ikke ha noen slik selvregulerende effekt. Dette kommer av at her vil det være en temperatur i hele rommet og en variasjon i varmebelastning vil gi like stort utslag i hele rommet, mens det for fortreningsventilasjon først og fremst vil gi utslag i avtrekkstemperaturen.

Dette gjør at et fortreningsystem er bedre egnet til å takle et bygg hvor det er ønske om en tilluftstemperatur til rom med ulike og varierende varmebelastning. Målinger og praktiske erfaringer bekrefter og denne konklusjonen, (Ref. samtaler med Rolf Åkredalen)

Kapittel 6

Konklusjon

Oppgaven har bestått i å utføre teoretiske simuleringer og utføre praktiske forsøk og målinger for 2 ulike ventilasjonsprinsipper i et standard cellekontor.

Ventilasjonsprinsippene som ble undersøkt var fortrenningsventilasjon og omrøringsventilasjon. Termisk komfort ble undersøkt i en kjølesituasjon i kontoret.

Resultatene fra både målingene og simuleringene viser at begge ventilasjonsprinsippene gav akseptable termiske forhold i rommet. Undersøkelsene viste at fortrenningsventilasjon oppnådde en lavere temperatur i oppholdssonen, 1,1m over gulvet, enn omrøringsventilasjon.

Simuleringene viste en relativ god korrelasjon med de målte resultatene innenfor den sittende oppholdssonen, 1,1m over gulvet. Målingene høyere enn 1,1m viste imidlertid svakere korrelasjon. Dette gjelder spesielt for fortrenningsventilasjon der det var betydelig avvik mellom forsøk og simulering.

Konklusjonen i oppgaven er at fortrenningsventilasjon gir samme romtemperatur i oppholdssonen som omrøringsventilasjon med en høyere tilluftstemperatur.

Fortrenningsventilasjon gir altså muligheten for å heve tilluftstemperaturen og dermed redusere energibruken til kjøling av uteluften, samtidig som den termiske komforten opprettholdes. Energibruken reduseres ved at uteluften ikke må kjøles like mye ned som tilfellet ville vært ved en lavere tilluftstemperatur. I tillegg øker perioden hvor frikjøling kan benyttes, altså hvor uteluften ikke må kjøles ned for å nå ønsket tilluftstemperatur. I tillegg vil installert kjøleeffekt kunne reduseres.

Videre arbeid innenfor dette tema bør se nærmere på energibruken for bedre å anslå energisparingspotensialet og gjøre en økonomisk analyse av dette for å se på hva den økonomiske besparelsen blir.

Det ble heller ikke utført forsøk med varierende varmebelastning i rommet. I et rom ventilert med fortrenningsventilasjon vil temperaturgradienten gi en viss selvregulerende effekt som vil gjøre dette ventilasjonsprinsippet bedre i stand til å takle varierende varmebelastning enn det et omrøringsystem vil. Dette vil igjen kunne ha store økonomiske konsekvenser, da det i større grad kan brukes en tilluftstemperatur til større soner/bygg enn hva tilfellet ville vært med omrøringsventilasjon. Dette er derfor et område som bør undersøkes nærmere.

Bibliografi

- Awbi, H. B., 2003. *Ventilation of buildings*. s.l.:Spon Press.
- Chen, Q. & Glicksman, L., 2003. *System performance evaluation and design guidelines for displacement ventilation*. s.l.:ASHRAE.
- Mundt, E., 1996. *The performance og displacement ventilation systems*. s.l.:Kungl Tekniska Högskolan.
- Nilsson, C. et al., 2008. *AIR*. s.l.:Swegon Air Academy.
- Nilsson, P.-E. et al., 2003. *Achieving the desired indoor climate*. s.l.:The Commtech Group.
- Novakovic, V. et al., 2007. *Enøk i bygninger*. s.l.:Gyldendal Undervisning.
- NS EN 12239, 2001. s.l.:Standard Norge.
- NS-EN ISO 7726, 2001. s.l.:Standard Norge.
- NS-EN ISO 7730, 2006. s.l.:Standard Norge.
- Rengholt, U., 1991. *Inneklimat og hälsa. Handboksserien H.4*. Stockholm: Svenska Inneklimainstitutet.
- Rognes, E. E., 2011. *Ventilasjonskjøling i innemiljø*. s.l.:Prosjektoppgave, NTNU.
- Skistad, H., 1994. *Displacement ventilation*. s.l.:Research studies press ltd..
- Skistad, H. et al., 2004. *Displacement ventilation in non-industrial premises*. s.l.:Rehva.
- Skåret, E., 2000. *Ventilasjonteknisk håndbok*. s.l.:Norges byggforskningsinstitutt 2000.
- Stensaas, L., 2000. *Inneklimateknikk*. Oslo: Gyldendal Norsk Forlag AS.
- Sørensen, H. H., 1998. *Håndbog i industriventilasjon*. s.l.:Teknisk Forlag A/S.
- TEK 10, 2010. *TEK 10: Forskrift om tekniske krav til byggverk (Byggteknisk forskrift)*. s.l.:Kommunal- og regiondepartementet.

Vedlegg

- Vedlegg A: 103 - 115
- Vedlegg B: 116 - 139
- Vedlegg C: 146 - 193

Vedlegg A

A.1 Termisk komfort

"Termisk komfort er definert som:

Termisk komfort er en sinnstilstand der vi uttrykker full tilfredshet med de termiske omgivelser" (Novakovic, et al., 2007, p. 110).

Den termiske komforten til en person påvirkes av ytre parametere, men bestemmes av indre fysiologiske kriterier. Kroppens kjernetemperatur er ved normale omgivelser 37 °C, men kan variere litt ved ulik aktivitet. Hudtemperaturen derimot er ikke like konstant og påvirkes av omgivelsene og kan også være forskjellig for ulike deler av kroppen. Det er de indre parameterne som bestemmer følelsen av termisk komfort. De ytre parameterne vil påvirke de indre og dermed vil de indirekte være med å bestemme om termisk komfort oppnås eller ikke. De indre parameterne kan igjen deles inn i omgivelses- og personlige parametere. Omgivelsesparameterne er (Awbi, 2003):

- Lufttemperatur: t_a [°C]
- Midlere strålingstemperatur: t_r [°C]
- Lufthastighet: v [m/s]
- Partielltrykket til vanndampen i luften: p_a [Pa]

De personlige parameterne er hovedsakelig:

- Metabolisme: M [met]
- Arbeid: W [W]
- Bekledning: I_{cl} [clo]

I tillegg til disse vil også andre personlige parametere som alder, kjønn, helsetilstand etc. påvirke den termiske komforten til personen, men da i mindre grad.

A.1.1 Varmeveksling mellom kropp og omgivelser

Termisk komfort er knyttet til kroppens varmebalanse. Ligning A.1 som beskriver kroppens varmelagring og varmeutveksling med omgivelsene vil bli behandlet i dette avsnittet.

$$S = M + W + R + C + K - E - RES \quad (\text{A.1})$$

Varmelagring i kroppen, S: Varmelagring i kroppen (αt_b = hvor ϑ er tid)

Metabolisme, M: Kroppen produserer varme som en følge av oksidering av mat. Dette kalles metabolisme, og dens verdi varierer fra person til person og avhenger blant annet av diett og aktivitetsnivå og beregnes ut ifra ligningen:

$$M = 2,06 * 10^4 \dot{V}(F_{oi} - F_{oe})[W] \quad (\text{A.2})$$

- V = luftinntak [l/s]
- F_{oi} = brøkdeler av oksygen i inhalert luft [-]
- F_{oe} = brøkdeler av oksygen i ekshalert luft [-]

"The value of F_{oi} is normally 0,209 but F_{oe} varies with the composition of food used in the metabolism; for fat diet $F_{oe} = 0,159$ and for carbohydrates $F_{oe} = 0,163$ " (Awbi, 2003, p. 3). Metabolisme oppgis ofte i enheten *met*, 1 met = 58,15 W. 2,1 met korresponderer til metabolismen til en avslappet, stillesittende person. For å finne overflatearealet til en person brukes Du Bois' areal gitt av ligningen:

$$A_D = 0,202 m^{0,425} H^{0,725} [m^2] \quad (\text{A.3})$$

- m = kroppsmasse [kg]
- H = kroppshøyde [m]

Arbeid, W: Når kroppen skal utføre et arbeid økes metabolismen. "Because the thermal efficiency (W/M) of a human is poor, i.e. less than 20%, for every watt of work produced an increase in metabolism of 5 W will be needed." (Awbi, 2003, pp. 3-4).

Metabolisme og utført arbeid utgjør kroppens varmeproduksjon. Varmeutveksling med omgivelsene skjer ved hjelp av mekanismene stråling, konveksjon og konduksjon. I tillegg utveksles varme ved hjelp av fordamping og respirasjon

Stråling, R: "The heat exchange by radiation occurs between the surface of the body (clothing and skin) and the surrounding surfaces such as internal room surfaces and heat sources or sinks. It is calculated using the Stefan--Boltzmann equation." (Awbi, 2003, p. 4)

$$R = f_{eff} f_{cl} \varepsilon \sigma (t_{cl}^4 - \bar{t}_r^4) [Wm^{-2}] \quad (A.4)$$

- f_{eff} = faktor for effektivt strålingsareal, dvs. forholdet mellom effektivt strålingsareal til det totale overflatearealet til den beklede kroppen. [-]
- f_{cl} = faktor for bekledd areal, dvs. forholdet mellom overflatearealet til den beklede kroppen til overflatearealet til den den nakne kroppen. [-]
- ε = emissiviteten til den beklede kroppen. [-]
- σ = Stefan--Boltzmann konstant = $5,67 \cdot 10^8 [W/m^2K^4]$
- t_{cl} = overflatetemperatur til klærne. [°C]
- t_r = gjennomsnittlig strålingstemperatur, dvs. effektiv romoverflatetemperatur. [°C]

"The factor f_{cl} is used in equation A.4 because the heat transfer is based on the surface area of the nude body, i.e. Du Bois' area, A_D . Because some parts of the human body act as a shield to other parts, the factor f_{eff} has a value of 0,696 for a seated person and 0,725 for a standing person; a mean value of 0,71 is usually used. The combined emissivity of skin and clothing, "...", is approximately 0,97 and, for long-wave radiation, this is independent of the skin or clothing color." (Awbi, 2003, p. 4) Innsatt i ligning A.4 gir dette:

$$R = 3,9 \cdot 10^{-8} f_{cl} (t_{cl}^4 - \bar{t}_r^4) [Wm^{-2}] \quad (A.5)$$

"The mean radiant temperature, \bar{t}_r , can be either calculated from areas, view factors and temperatures of room surfaces. The clothing temperature, t_{cl} , depends on the metabolic rate, thermal resistance of clothing and air temperature." (Awbi, 2003, p. 4)

Temperaturvariasjoner innendørs er som regel små (10-30 °C), slik at fjerdepotensligningen A.5, kan erstattes av den lineære ligningen

$$R = f_{cl} h_r (t_{cl} - \bar{t}_r) [Wm^{-2}] \quad (A.6)$$

Vedlegg A

hvor strålingsvarmeovergangskoeffisienten kan tilnærmes med:

$$h_r = 4,61 (1 + 0,01\bar{t}_r)[Wm^{-2}K^{-1}] \quad (A.7)$$

For vanlige romforhold er $h_r = 5,7 W/m^2K$

Konveksjon, C: Varmeutveksling mellom en person og omgivelsene er dominert av konveksjon. Konveksjon kan enten være fri(naturlig), dvs. at det oppstår en konveksjonsstrøm som følge av temperaturforskjellen mellom kroppen og omgivelsene, eller den kan være tvungen(mekanisk), dvs. at det er en relativ bevegelse mellom luften og kroppen. Dette kan oppnås ved for eksempel å blåse luft over kroppen med en vifte. Den generelle konveksjonslikningen er:

$$C = f_{cl}h_c(t_{cl} - t_a) [Wm^{-2}] \quad (A.8)$$

- h_c = konvektiv varmeoverføringskoeffisient [W/m^2K]
- t_a = lufttemperatur [$^{\circ}C$]

h_c for naturlig konveksjon kan beregnes ut ifra:

$$h_r = 2,38(t_{cl} - t_a)^{0,25}[Wm^{-2}K^{-1}] \quad (A.9)$$

For tvungen konveksjon kan den beregnes ut ifra:

$$h_c = 12,1 \sqrt{v}[Wm^{-2}K^{-1}] \quad (A.10)$$

- v = relativ hastighet mellom kroppen og luften [m/s]

Ligningene (A.6) og(A.8) kan så kombineres slik at den totale sensible varmetvekslingen kan uttrykkes med en ligning:

$$R + C = f_{cl}[h_r(t_{cl} - \bar{t}_r) + h_c(t_{cl} - t_a)][W] \quad (A.11)$$

Denne kan videre forenkles til:

$$R + C = f_{cl}h(t_{cl} - t_o)[W] \quad (A.12)$$

hvor h er den kombinerte strålings- og konveksjonsvarmeovergangskoeffisienten og t_o er den operative temperaturen gitt i [°C]. Disse er gitt ved:

$$h = h_r + h_c [Wm^{-2}K^{-1}] \quad (A.13)$$

$$t_o = h_r t_r + h_c t_a [°C] \quad (A.14)$$

"At air speeds $v < 0,4$ m/s and $t_r < 50$ °C, t_o is approximately the simple average of the air and mean radiant temperatures." (Awbi, 2003, p. 5)

Konduksjon, K: Konduksjonsvarmevekslingen skjer ved kontakt mellom klærne og huden til personen og beregnes ut ifra ligningen:

$$K = h_{cl}(t_s - t_{cl})[Wm^{-2}] \quad (A.15)$$

- h_{cl} = varmekonduktivitetskoeffisienten til klær [W/m^2K]
- t_s = gjennomsnittlig hudtemperatur [°C]

Klærnes isolerende effekt oppgis som oftest i enheten clo, I_{cl} , hvor $1\text{ clo} = 0,155[W/m^2K]$, og man får da:

$$h_{cl} = \frac{1}{0,1555I_{cl}} = 6,45/I_{cl}[Wm^{-2}K^{-1}] \quad (A.16)$$

Som regel brukes $I_{cl} = 0,5$ clo for sommerforhold og $I_{cl} = 1,0$ clo for vinterforhold. f_{cl} er direkte avhengig av klærnes termiske motstand og beregnes ut ifra:

$$f_{cl} = \begin{cases} 1,00 + 0,2 I_{cl} & \text{for } I_{cl} < 0,5 \text{ clo} \\ 1,05 + 0,1 I_{cl} & \text{for } I_{cl} > 0,5 \text{ clo} \end{cases} \quad (A.17)$$

"The mean skin temperature, t_s , may be estimated from an empirical relation derived which relates the mean skin temperature to activity as follows": (Awbi, 2003, p. 6)

$$t_s = 35,7 - 0,0275(M - W) [^{\circ}C] \quad (A.18)$$

og er gyldig for $4 > M > 1$.

Fordampingstap, E: Kroppens fordampingstap skyldes to prosesser: fordamping av svette fra hudoverflaten, E_{sw} og diffusjon av vanndamp gjennom hudvevet, E_d . "The water diffusion is a continuous process that occurs even in a cool environment but the sweat evaporation only occurs in a hot environment and when the body activity is higher than normal. The diffusion heat loss depends on the difference between the saturated vapor pressure at skin temperature, p_{ss} , and the vapor pressure of the surrounding air, p_a ". (Awbi, 2003, p. 7):

$$E_d = 3,05 * 10^{-3}(p_{ss} - p_a)[Wm^{-2}] \quad (A.19)$$

Trykket til den mettede vanndampen ved hudtemperatur kan finnes ved:

$$\log_{10} p_{ss} = 30,59051 - 8,2 \log_{10} t_s + 2,4804 * 10^{-3} t_s - 3,14231 * 10^{-3} / t_s \quad (A.20)$$

p_{ss} er i kPa og t_s er i kelvin.

"Over the skin temperature range $27^{\circ}C < t_s < 37^{\circ}C$ a linear expression for p_{ss} can be approximated to within 3% error using steam table data." (Awbi, 2003, p. 7)

$$p_{ss} = 256 t_s - 3373 [Pa] \quad (A.21)$$

Ved så å kombinere de to ligningene A.19 og A.21 får man:

$$E_d = 3,05 * 10^{-3}(256t_s - 3373 - p_a) [W m^{-2}] \quad (A.22)$$

"The evaporation of sweat from skin is the most effective way of maintaining a constant body temperature in a hot environment and at a high metabolic rate. Consequently, the rate of heat loss by sweat is influenced by the ambient temperature and metabolism. The maximum heat loss by sweat occurs when the skin is completely wet and is given by" (Awbi, 2003, p. 7)

$$(E_{sw})_{max} = f_{pcl} h_e (p_{ss} - p_a) [Wm^{-2}] \quad (A.23)$$

- h_e = fordampingsvarmekoeffisient [W/m^2K]
- f_{pcl} = gjennomtrengningsfaktor for klær for vanndamp [-]

$$f_{pcl} = 1 / (1 + \frac{0,143h_c}{h_{cl}}) [-] \quad (A.24)$$

- h_c = konvektivovergangskoeffisient [W/m^2K]
- h_{cl} = varmekonduktansen til klær [W/m^2K]

h_e kan finnes ut ifra h_c :

$$h_e = 16,7h_c [Wm^{-2}K^{-1}] \quad (A.25)$$

Dette gir:

$$(E_{sw})_{max} = 16,7f_{pcl}h_c(p_{ss} - p_a) [Wm^{-2}] \quad (A.26)$$

"The effect of clothing absorbing sweat, which is transmitted to the surface by the capillary action of the clothing fabric, is not considered in the above equations. When this happens the evaporation of sweat takes place from within the clothing and not from the skin. This reduces the efficiency of sweat in removing excess body heat and more sweat will be required to produce the same heat loss from the skin surface. A sweating efficiency may be defined by": (Awbi, 2003, p. 8)

$$\eta_{sw} = \frac{1}{1 + \frac{h}{h_{cl}}} [-] \quad (A.27)$$

hvor h er den kombinerte strålings- og konveksjonsvarmeovergangskoeffisienten. Det reelle varmetapet grunnet svetting blir da:

$$E_{sw} = \eta_{sw}(E_{sw})_{max} [Wm^{-2}] \quad (A.28)$$

"Fanger has produced a formula based on experimental measurements correlating E_{sw} to metabolism as follows" (Awbi, 2003, p. 8):

$$E_{sw} = 0,42(M - W - 58,15)[Wm^{-2}] \quad (A.29)$$

"The diffusion loss, E_d , is used to calculate evaporative losses when the skin is not wet with sweat. However, E_d is ignored when the skin is completely wet..." (Awbi, 2003, p. 8)

Respirasjonstap, RES: "Inhaled air is both warmed and humidified by its passage through the respiratory system. The sensible and latent heat losses are proportional to the volume of rate of air to the lungs that in turn is proportional to the metabolic rate. The sensible heat loss is given by" (Awbi, 2003, p. 8):

$$S_{res} = 0,0014M(34 - t_a)[Wm^{-2}] \quad (A.30)$$

hvor

- t_a = omgivelsestemperatur [°C]

" S_{res} is a small quantity in comparison with the latent heat loss which is given by" (Awbi, 2003, p. 8)

$$L_{res} = 1,72 * 10^{-5}M(5867 - p_a) [Wm^{-2}] \quad (A.31)$$

- p_a = omgivelsestrykket til vanndamp [Pa]

"Respiration heat loss is only significant at high activity and under normal sedentary activity it is less than 6 W=m2 and can be neglected" (Awbi, 2003, p. 8)

A.1.2 Modeller for termisk komfort

A.1.2.1 Predicted mean vote, PMV

Modeller for termisk komfort baserer seg på modellering av varmeutvekslingen mellom menneskekroppen og omgivelsene. Modellene er laget ut fra omfattende statistiske forsøk hvor et stort antall personer utsettes for en rekke ulike omgivelser, aktiviteter og bekledding hvor den termiske opplevelsen registreres.

Ved hjelp av de tre kriteriene gitt i kapittel 2 og ligningene for varmeveksling mellom kropp og omgivelser, formulerte Fanger en ligning for termisk komfort (Awbi, 2003):

$$\begin{aligned}
 (M - W) - 3,05 * 10^{-3}[5733 - 6,99(M - W) - p_a] & \quad (A.32) \\
 - 0,42[(M - W) - 58,15] - 1,7 * 10^{-5}M(5867 - p_a) & \\
 - 0,0014M(34 - t_a) & \\
 = 3,96 * 10^{-8}f_{cl}[t_{cl} + 273]^4 - (\bar{t}_r + 273)^4 & \\
 - f_{cl} h_c(t_{cl} - t_a) &
 \end{aligned}$$

Den konvektive varmeovergangskoeffisienten, h_c , i ligning A.32 finnes fra ligning A.9 eller A.10(den som er størst benyttes). Overflatetemperaturen til klærne, t_{cl} , er gitt ved:

$$\begin{aligned}
 t_{cl} = 35,7 - 0,028(M - W) - 0,155I_{cl}\{(M - W) - 3,05 & \quad (A.33) \\
 * 10^{-3}[5733 - 6,99(M - W) - p_a] & \\
 - 0,42[(M - W) - 58,15] - 1,7 * 10^{-5}M(5867 - p_a) & \\
 - 0,0014M(34 - t_a)\} &
 \end{aligned}$$

Klesarealfaktoren, f_{cl} , hentes fra ligning A.17 i vedlegg A.

Fanger satte og opp et matematisk uttrykk for å finne PMV:

$$\begin{aligned}
 PMV = (0,303e^{-0,036M} + 0,028)\{(M - W) - 3,05 & \quad (A.34) \\
 * 10^{-3}[5733 - 6,99M - W) - p_a] - 0,42[M - W) & \\
 - 58,15] - 1,7 * 10^{-5}M(5867 - p_a) & \\
 - 0,0014M(34 - t_a) - 3,96 * 10^{-8} & \\
 - 8 f_{cl}[(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4] - f_{cl} h_c(t_{cl} & \\
 - t_a)\} &
 \end{aligned}$$

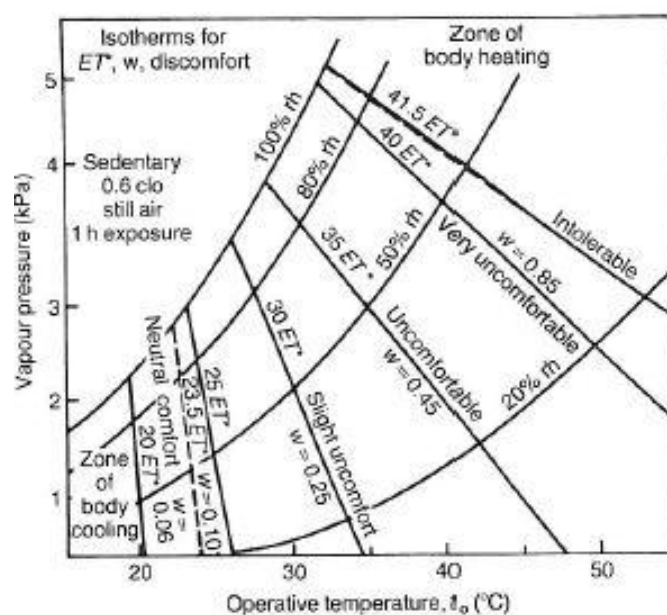
hvor t_{cl} er gitt ved:

$$\begin{aligned}
 t_{cl} = 35,7 - 0,028(M - W) & \quad (A.35) \\
 - 0,155I_{cl}\{3,96 * 10^{-8}f_{cl}[t_{cl} + 273]^4 - (\bar{t}_r + 273)^4\} & \\
 + f_{cl}h_c(t_{cl} - t_a)\} &
 \end{aligned}$$

h_c finnes på samme måte som for ligning A.32.

A.1.2.2 Effective temperature

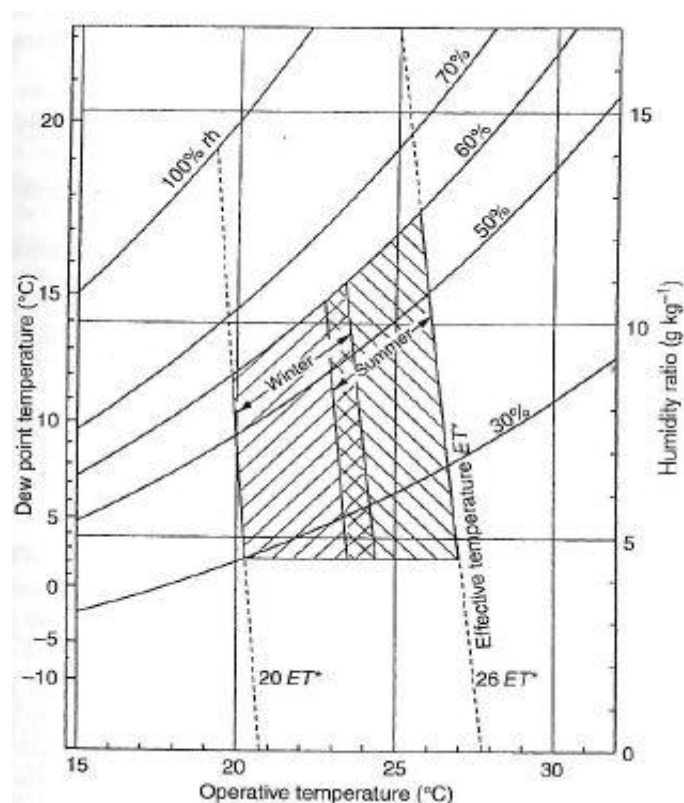
"In the ET^* scale, skin temperature, t_s , skin wettedness, w , and clothing permeability index are used to define the thermal state of a person. The skin wettedness, w , is the ratio of the actual evaporative loss at the skin surface to the maximum loss that could occur in the same environment, i.e. when the skin is completely wet". "The ASHRAE effective temperature (ET^*) is the dry-bulb temperature of uniform enclosure at 50% relative humidity (rh) in which people have the same net heat exchange by radiation, convection and evaporation as they do in varying humidities of the test environment. The ET^* scale is based on equal air and operative temperatures, a clothing resistance of 0,6 clo, an air speed of 0,2 m/s, a sedentary activity (≈ 1 met) and an exposure time of 1h" (Awbi, 2003, p. 10)



Figur A1: Den effektive temperaturskalaen med linjer for konstant effektiv temperatur (Awbi, 2003, p. 10)

A.1.2.3 Operative temperature

"It is defined as the uniform temperature of a radiantly black enclosure in which an occupant would exchange the same amount of heat by radiation plus convection as in the actual none, uniform environment." "The ASHRAE Standard specifies environmental conditions that are acceptable to 80% or more of the occupants. It is mainly applicable to sedentary activity ($\approx 1,2$ met) with normal winter or summer clothing ensembles, i.e. 0,8-1,2 clo winter clothing or 0,6-0,8 clo summer clothing. The acceptable ranges of operative temperature and humidity for winter and summer are defined by the shaded areas in the psychrometric chart of figure 2.2" (Awbi, 2003, p. 11)



Figur A2: Akseptable områder for operativ temperatur og fuktighet for vinter- og sommerbekledning og stillesittende aktivitet, 1,2 met. (Awbi, 2003, p. 11)

A.1.2.4 Adaptive modeller

"Based on the belief that people naturally adapt to their thermal environment by making various adjustments to themselves and their surroundings in order to reduce discomfort and physiological strain and the fact that a single node model such as the PWM/PPD model does not always predict conditions in free-running buildings, new models called Adaptive Models have been developed during the last two decades" (Awbi, 2003, pp. 20-21). I bygninger med fri drift, for eksempel naturlig ventilerte bygninger, vil det termiske miljøet ikke være like konstant som i et bygg med mekanisk ventilasjon, og brukerne må derfor i større grad samhandle med de termiske omgivelsene. Dette kan skje ved:

- Justering av bekledding
- Endring i aktivitet og kroppsholdning
- Bevegelse mellom forskjellige termiske soner i bygget
- Tilpasning av de tilgjengelige termiske kontrollenheterne for å endre miljøet

"They are also time-dependent and a different type of adaption may occur at different times, e.g." (Awbi, 2003, p. 21)

- Korttidstilpasninger: Endring i bekledding, kroppsholdning, kontroll av omgivelsene.
- Langtidstilpasninger: sesongendringer i bekledding, sesongendringer i aktivitet, endringer i innredning og endringer i byggets kontrollenheter.

"The adaptive models do not actually predict comfort responses of people but rather the thermal conditions under which people are expected to be comfortable in buildings" (Awbi, 2003, p. 21). En interessant observasjon som er kommet ut av de eksperimentelle målingene gjort for å komme frem til de adaptive modellene, er at personers foretrukne innetemperatur påvirkes av den gjennomsnittlige utetemperaturen, og denne er derfor med i de fleste adaptive modeller som er utviklet. Denne sammenhengen mellom foretrukket innetemperatur og utetemperatur viser at temperaturen innendørs kan varieres uten og nødvendigvis å gå på bekostning av den termiske komforten. Dette gir igjen muligheter for å spare energi knyttet til klimatisering, da det gir muligheter for å senke temperaturen innendørs på vinteren og å øke den på sommeren.

A.2.1 Ventilasjonsluftens kjøleeffekt

Teorien og alle formler presentert i dette delkapittelet er hentet fra (Skåret, 2000). For beregning av luftens maksimale kjøleeffekt for en omrøringsløsning med en luftstråle som kleber til taket benyttes formelen hentet fra (Skåret, 2000):

$$k = \frac{\rho_r c_p}{g\beta} Ar_{xa} U_m^3 \frac{l_3}{b_a} \frac{A}{\sqrt{A_{sa} A_g}} \frac{sU_m^{\frac{3}{2}}}{U^2} \quad (\text{A.36})$$

hvor

- k = luftens kjøleeffekt [W/m²]
- β = termisk volumutvidelseskoeffisient [K⁻¹]
- Ar_{xa} = Arkimedes-tallet ved avløsningspunktet = $\frac{gl\beta\Delta}{U^2}$ = forholdet mellom oppdriftskrefter og treghetskrefter [-]
- U_m = senterhastighet, maksimal hastighet [m/s]
- l_3 = integrert dimensjonsløs profilintegral [-]
- b_a = strålens bredde [m]
- A = Strålens areal [m²] Indekser: a = avløsning

" $X_{Um} = X_a$ bør ikke under noen omstendighet settes større en 5/3. I det øyeblikket strålen avløses, fordobles induksjonen av romluft, slik at det er liten fare for at lufthastigheten i

rommet blir for stor eller temperaturen for lav så fremt denne betingelsen er oppfylt" (Skåret, 2000, p. 170). For de tre typene lufstråler fås da.

Tilførselsmetode	U_m	X_a	Ar_a	n	$\frac{X_{U_m}}{X_a}$	k_{maks}
	m/s	m	-	-	-	W/m ²
Aksesymmetriske ståler	0,3	5	0,3	1,5	5/3	30
Plansymmetriske stråler	0,25	5	0,3		5/3	27
Radielle stråler	0,25	5	0,3		5/3	108

Tabell A.1: Maksimal kjølekapasitet for ulike stråler.

Tabellen viser at radiell innblåsing i taket er den beste løsningen. I (Skåret, 2000) kommenteres

det at "Bare innblåsingsformen inngår både direkte og indirekte, da den er avgjørende for hvor høyt Arkimedes-tallet ved avløsning blir og hvor høy verdi på U_m en kan velge.

Kjølekapasiteten er proporsjonal med 3. potens av denne hastigheten." (Skåret, 2000, p.

170). Videre kommenteres det at "... grunnleggende fysikalske forhold legger sterke

begrensninger på hvor mye overskuddsvarme som kan fjernes med ventilasjonsluften. Dette gjelder uansett hvor mye luft som benyttes. Kastelengden kommer imidlertid sterkt inn i

bildet. Det framgår klart at jo kortere rommet er, jo større blir kjølekapasiteten..." (Skåret, 2000, p. 170)

For å oppnå en høy kjølekapasitet for omrøringsventilasjon er det altså nødvendig med korte kastelengder som kan oppnås ved å bruke mange tilluftsventiler, og en høy hastighet.

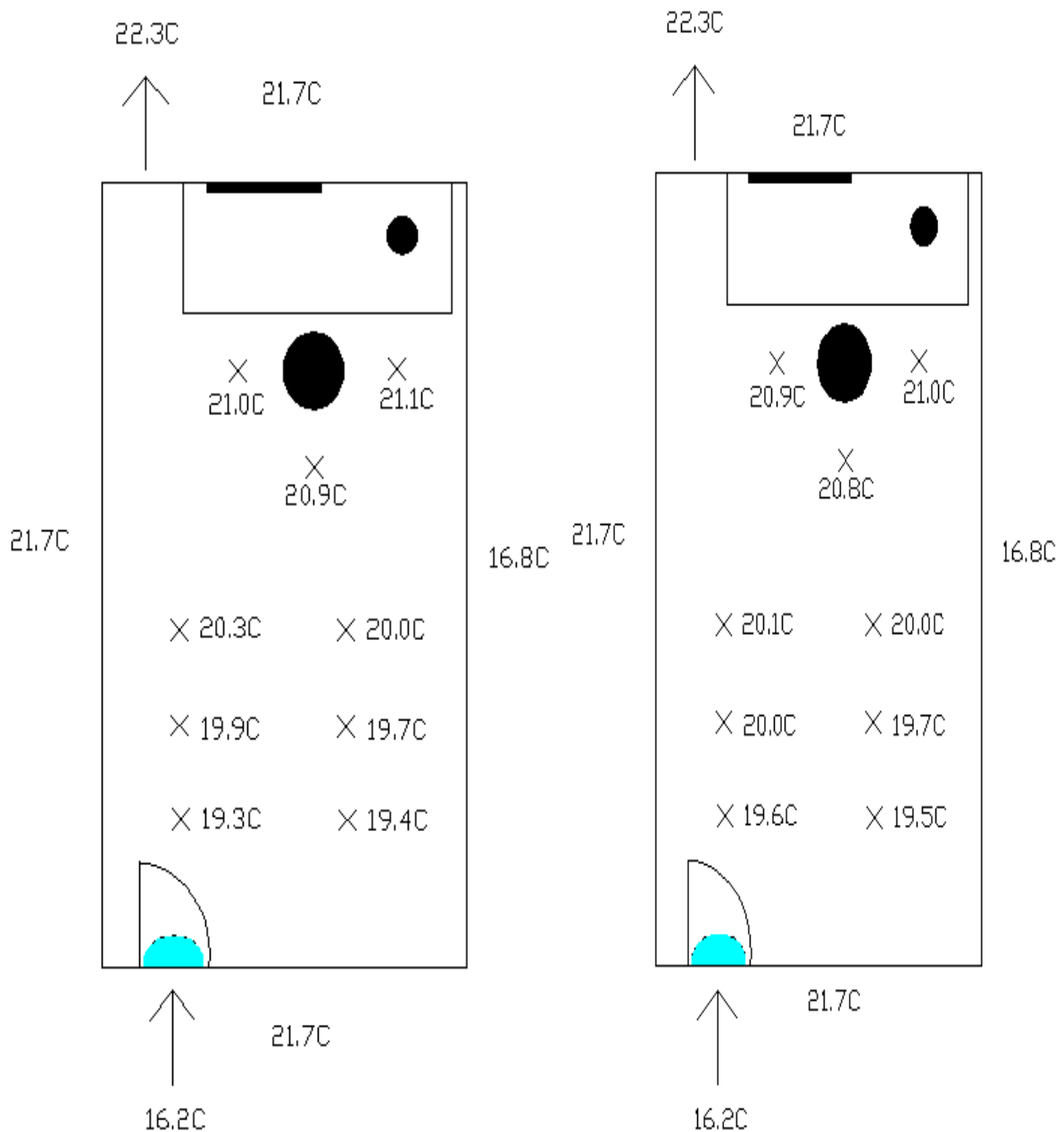
Samtidig må det planlegges slik at disse ikke gir opphav til trekk i oppholdssonen.

Vedlegg B

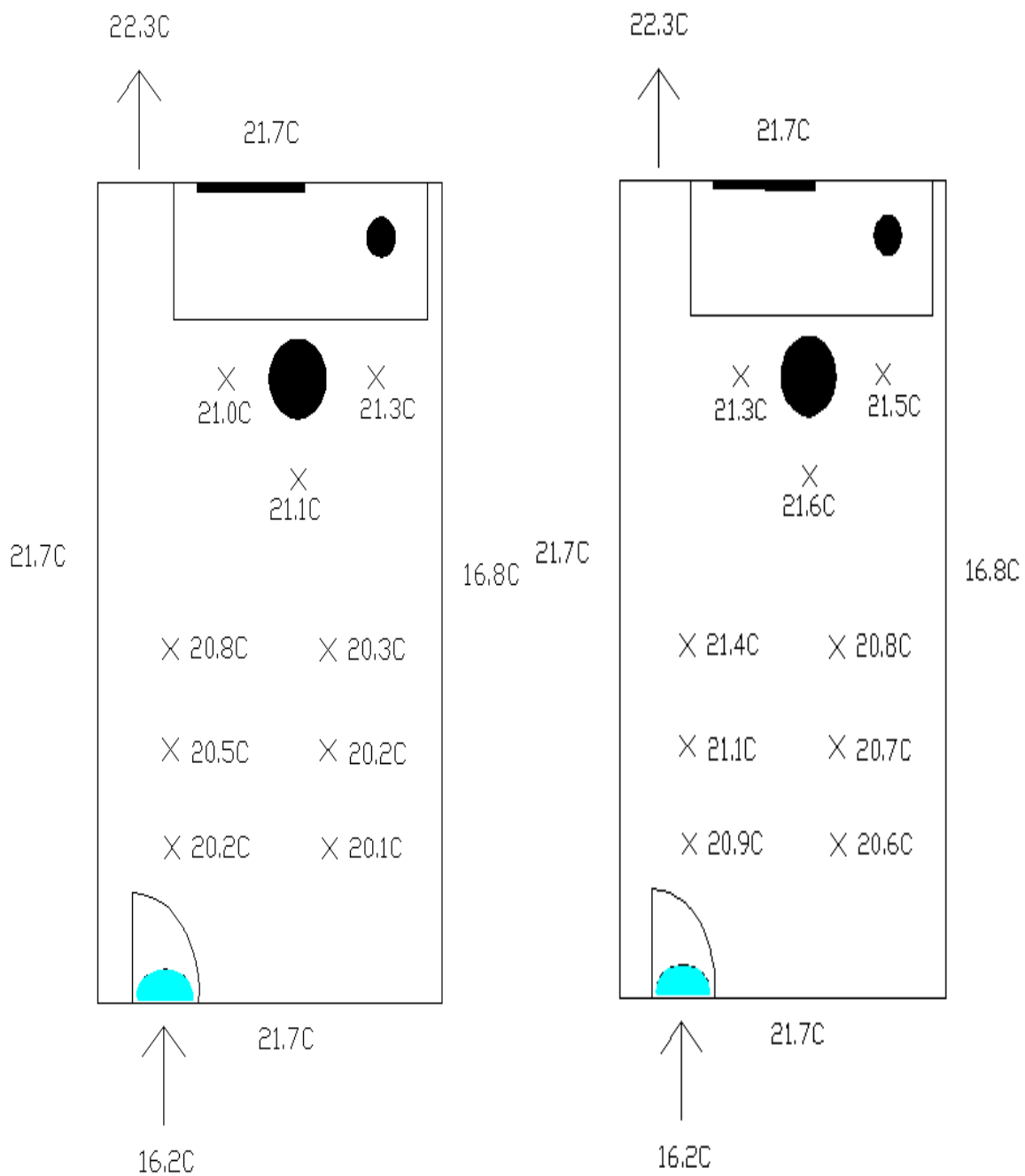
Lufttemperaturer i de ulike forsøkene

Fortrengningsdon plassert over dør(Airson)

Tilluftstemperatur 16°C

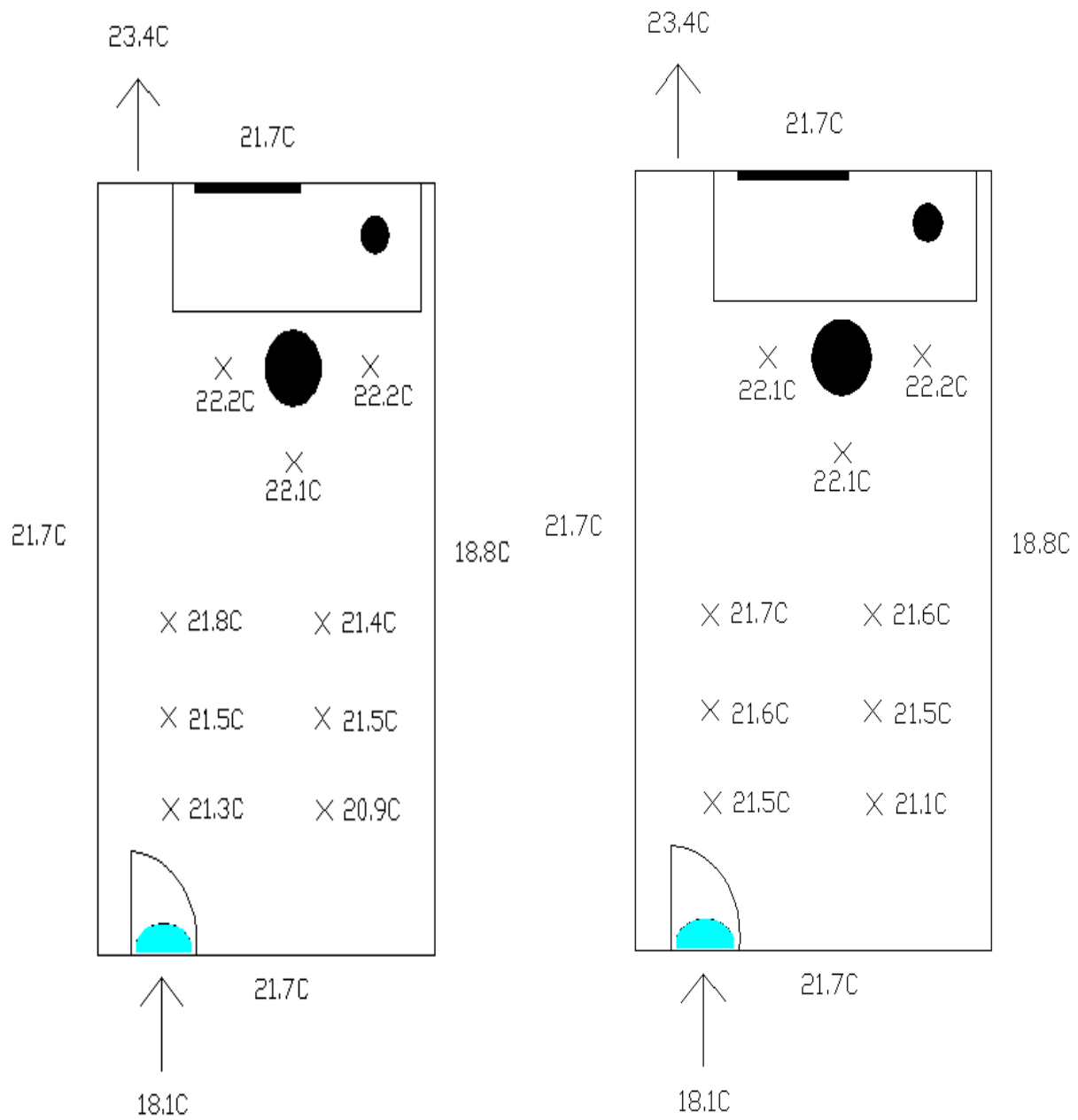


Figur B1: Til venstre: 5cm over gulvet. Til høyre: 10cm over gulvet

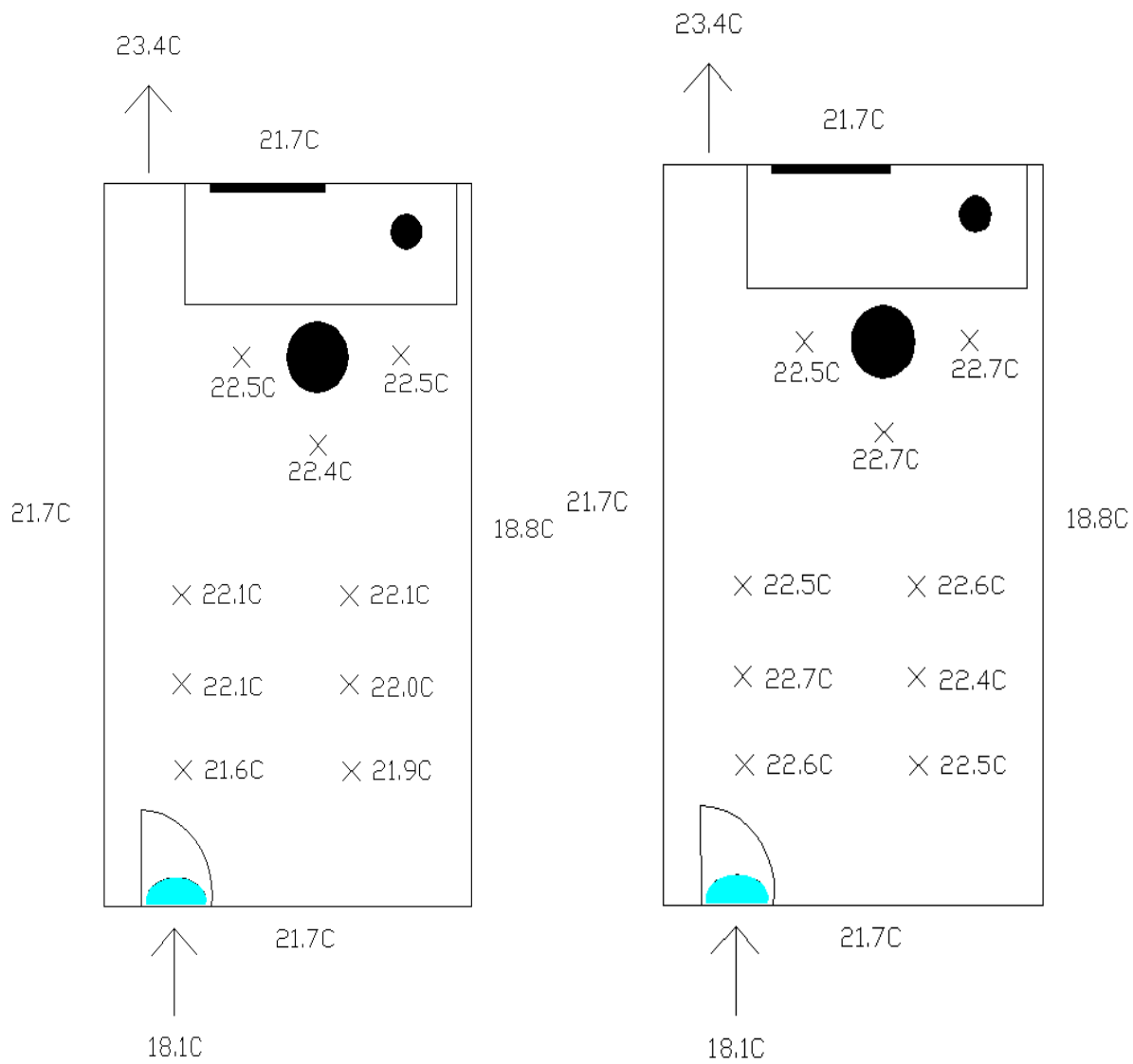


Figur B2: Til venstre: 60cm over gulvet. Til høyre: 110cm over gulvet.

Tilluftstemperatur 18°C



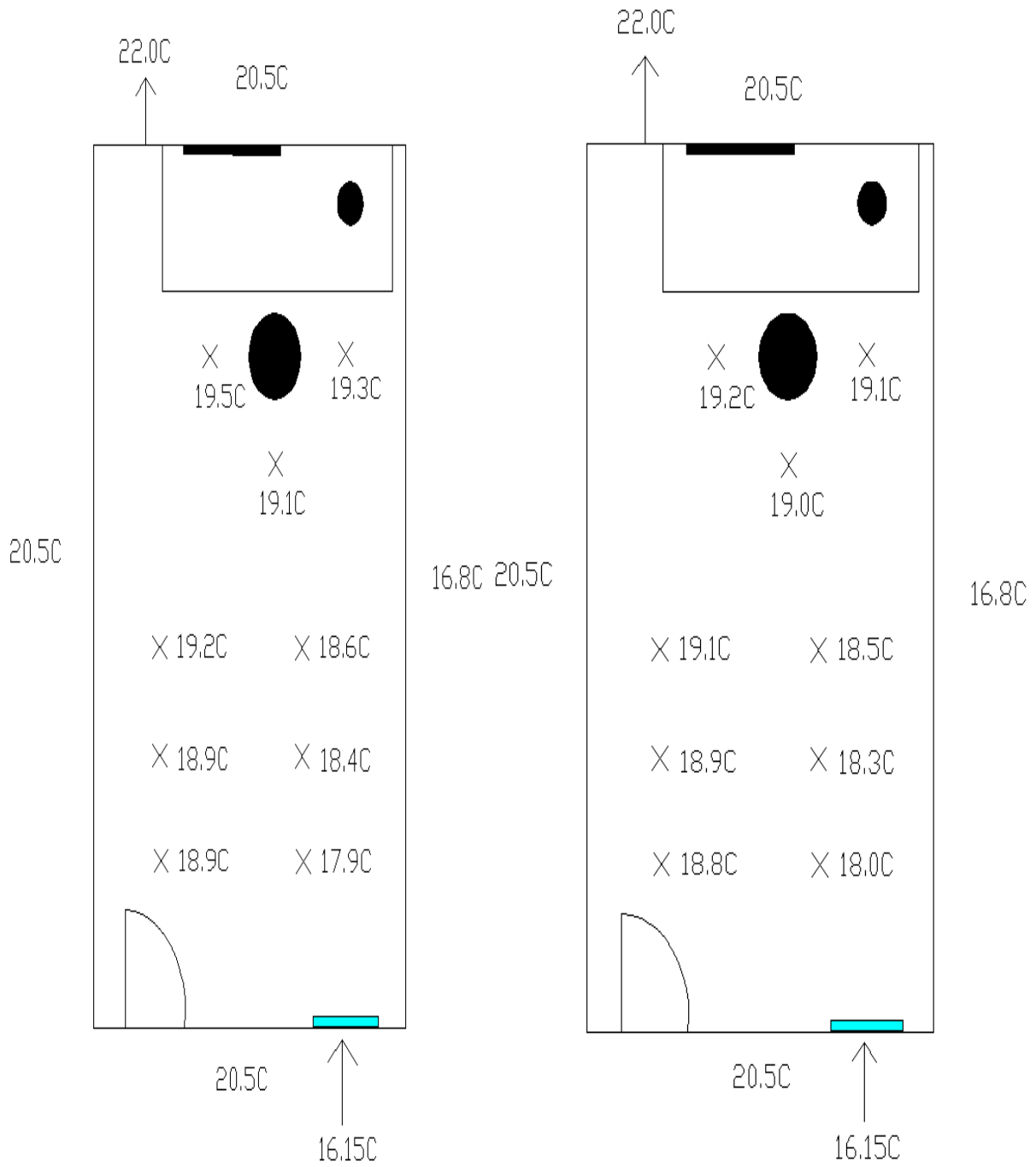
Figur B3: Til venstre: 5cm over gulvet. Til høyre: 10cm over gulvet



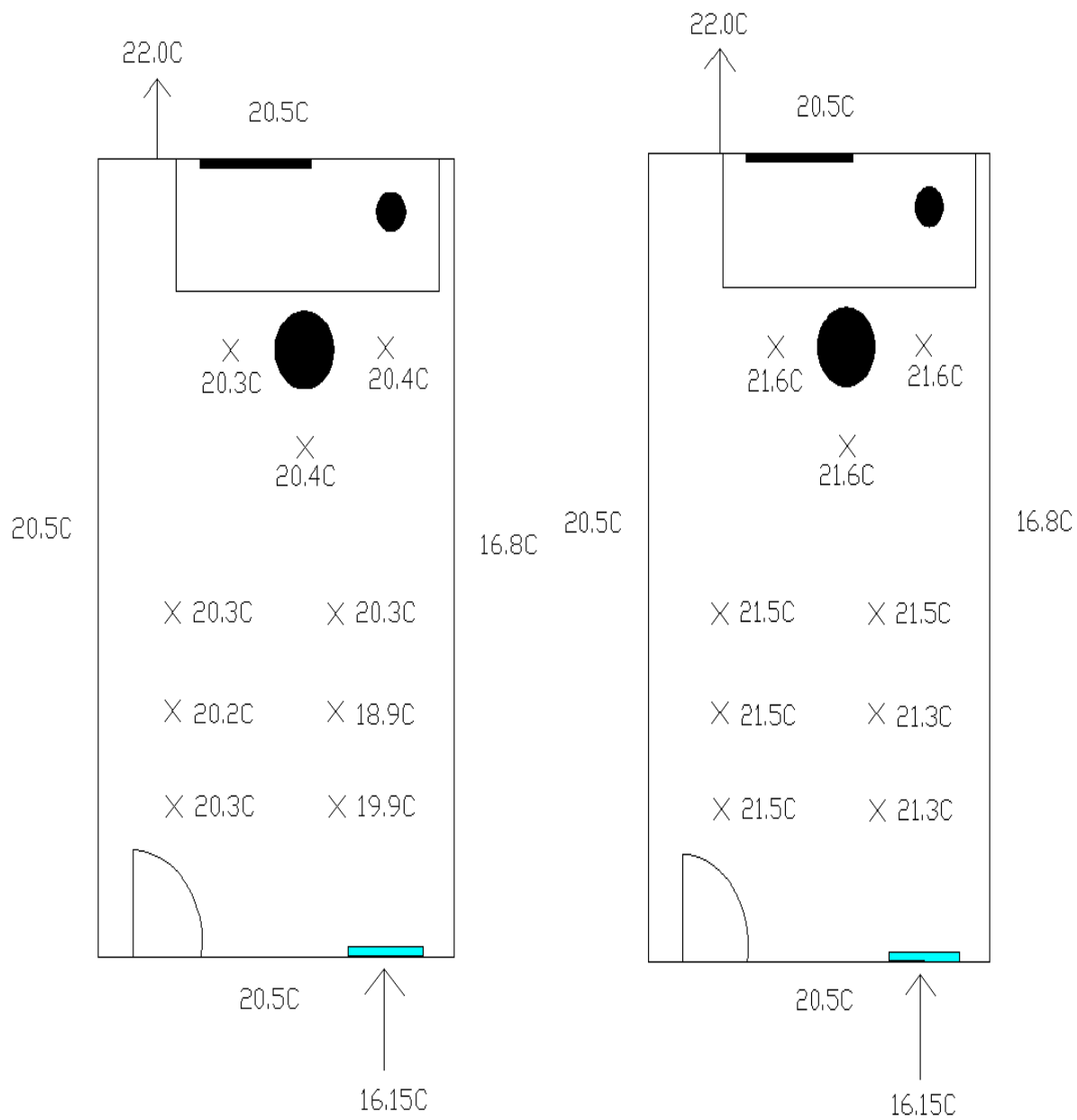
Figur B4: Til venstre: 60cm over gulvet. Til høyre: 110cm over gulvet

Fortrengningsdon plassert ved gulv(Swegon)

Tilluftstemperatur 16°C

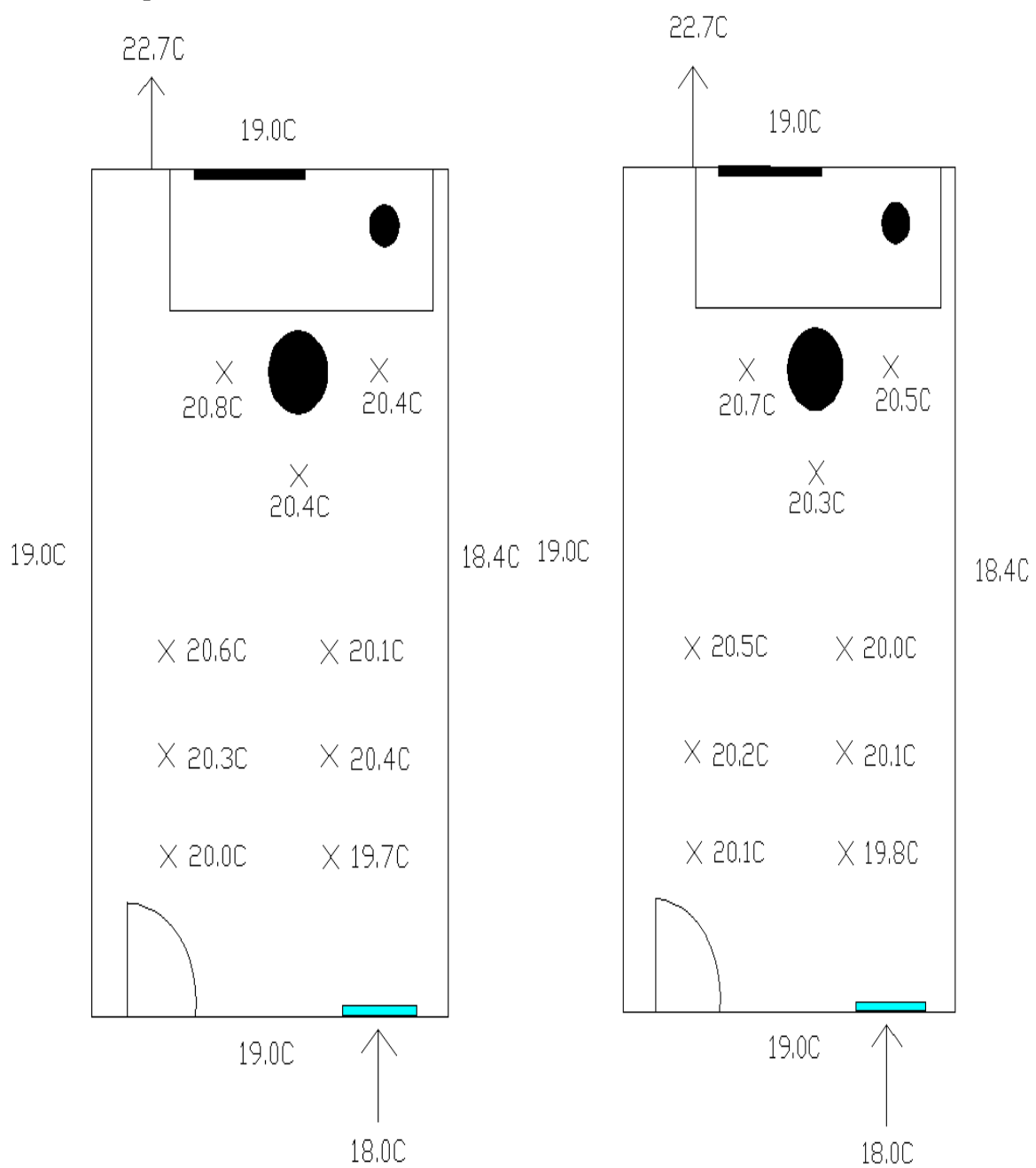


Figur B5: Til venstre: 5cm over gulvet. Til høyre: 10cm over gulvet.

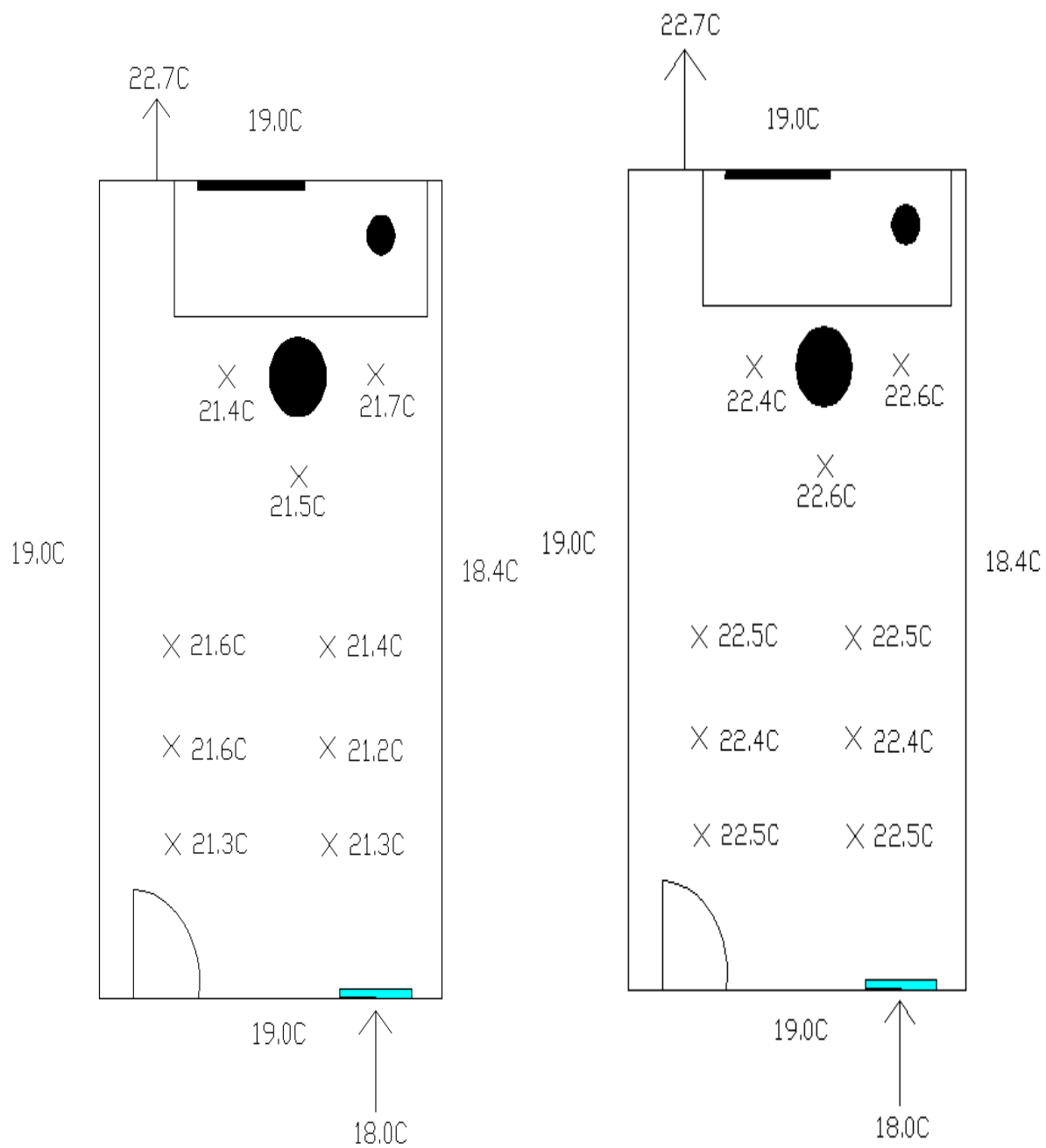


Figur B6: Til venstre: 60cm over gulvet. Til høyre: 110cm over gulvet

Tilluftstemperatur 18°C



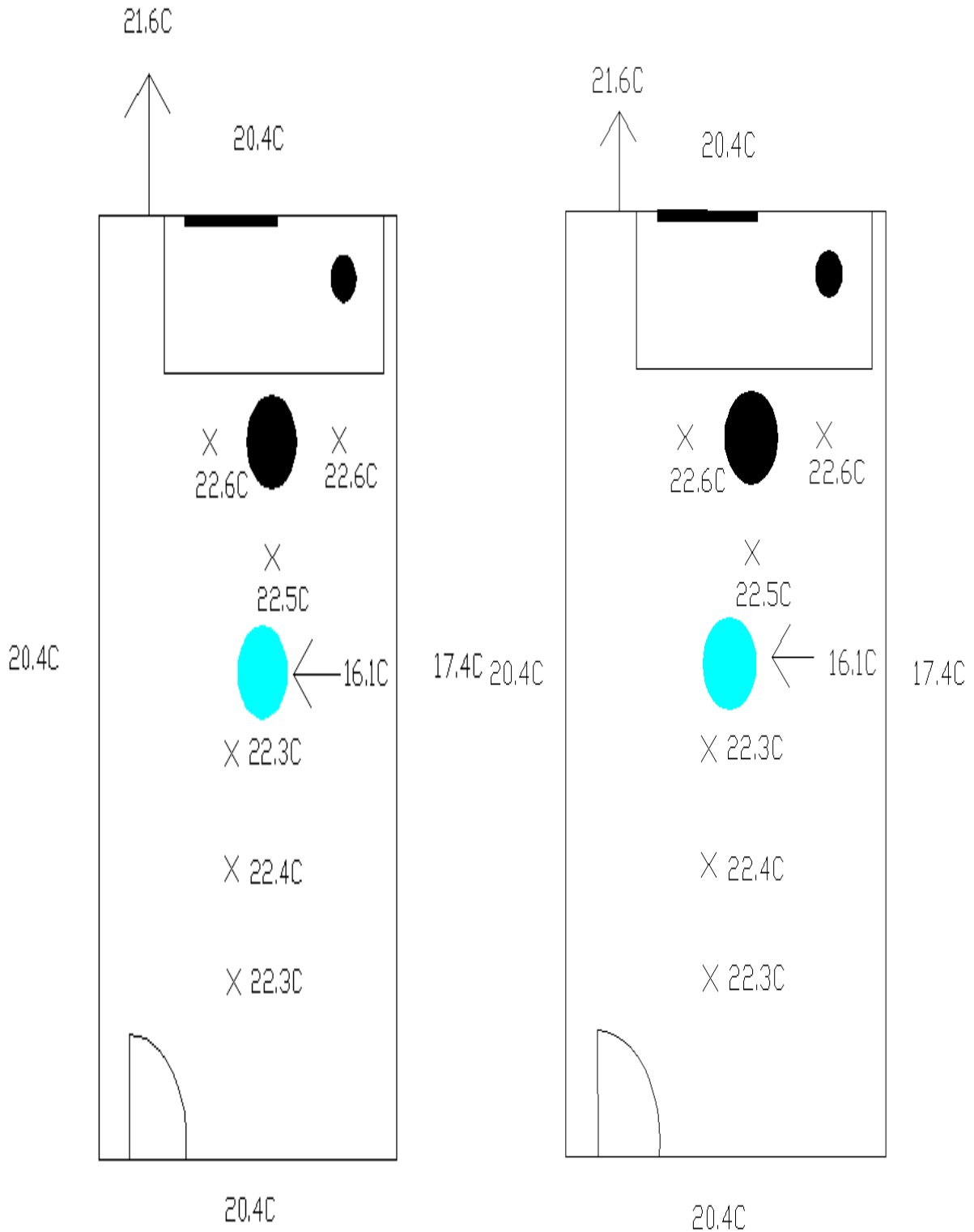
Figur B7: Til venstre: 5cm over gulvet. Til høyre: 10cm over gulvet.



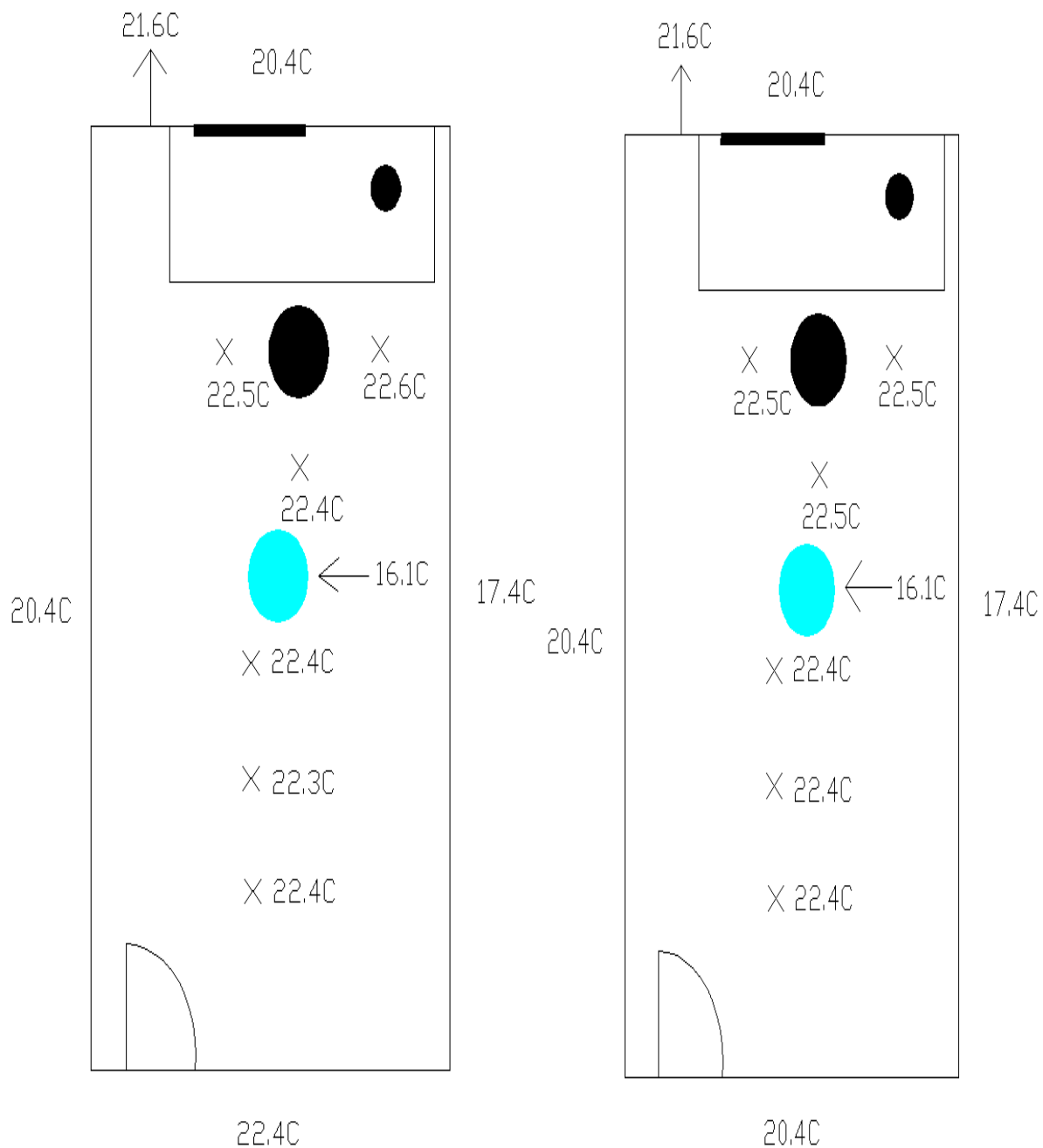
Figur B8: Til venstre: 60cm over gulvet. Til høyre: 110cm over gulvet.

Omrøringsdon plassert i himling(Swegon)

Tilluftstemperatur 16°C



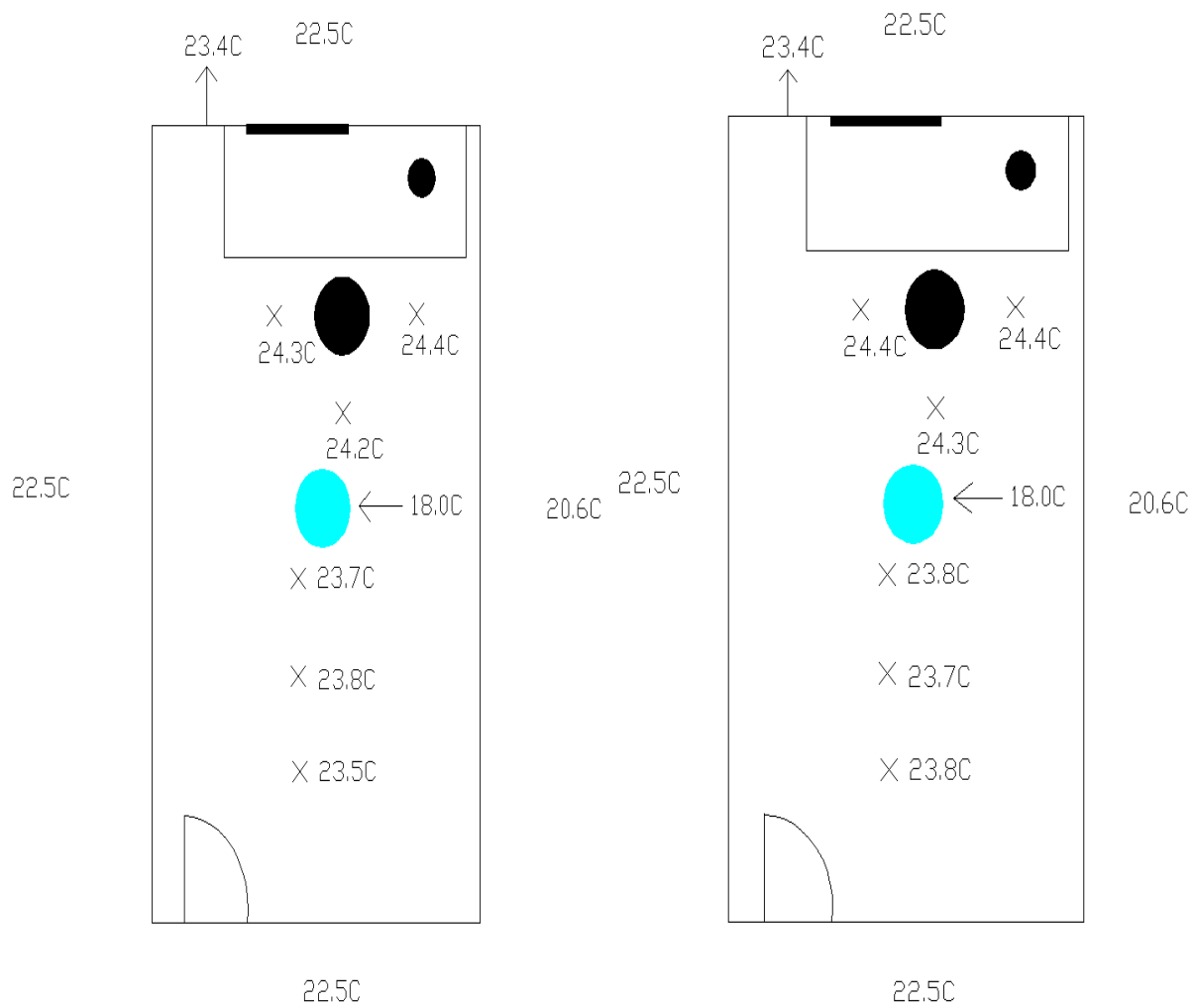
Figur B9: Til venstre: 5cm over gulvet. Til høyre: 10cm over gulvet.



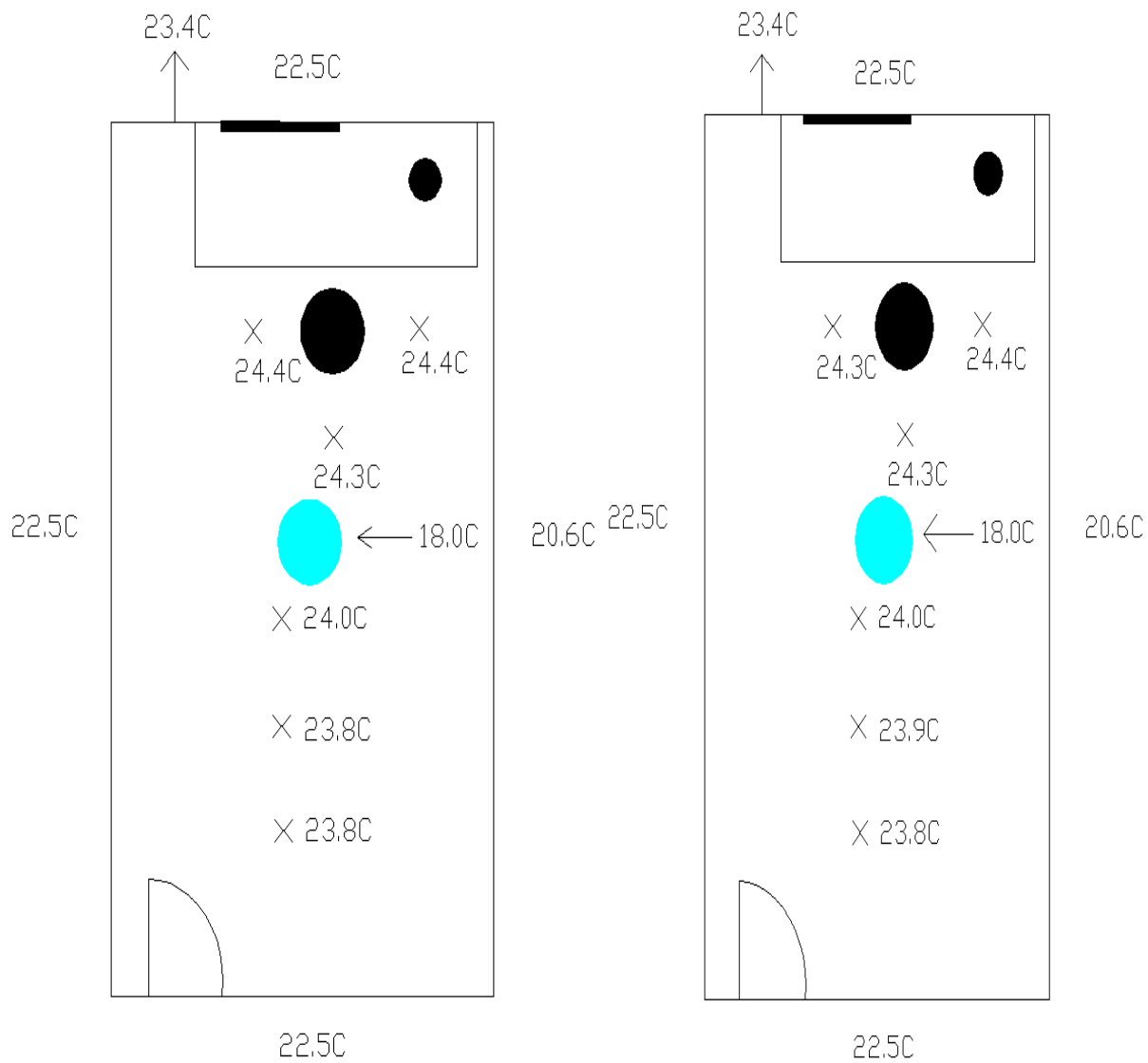
Figur B10: Til venstre: 60cm over gulvet. Til høyre: 110cm over gulvet.

Vedlegg B

Tilluftstemperatur 18°C



Figur B11: Til venstre: 5cm over gulvet. Til høyre: 10cm over gulvet.

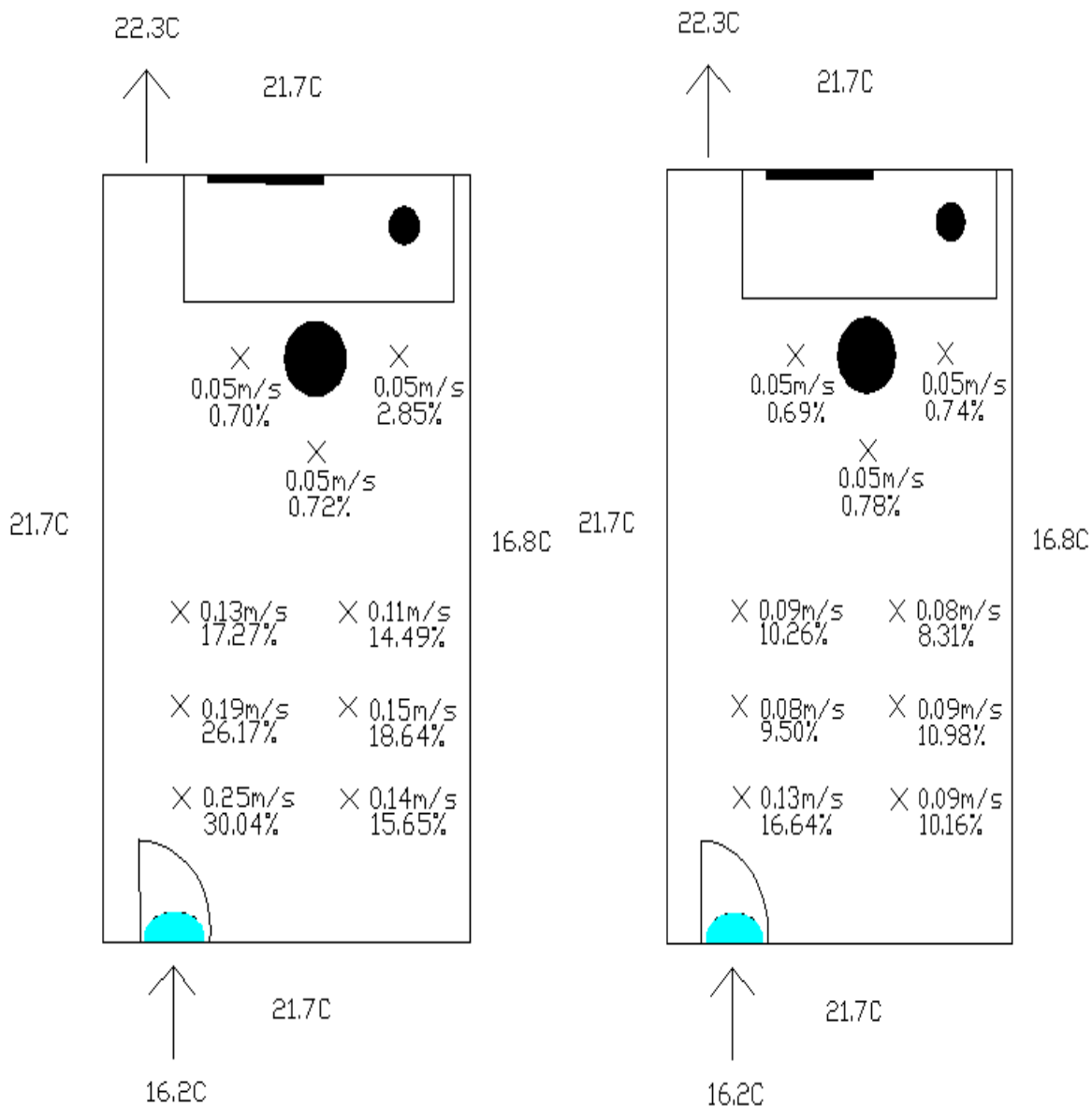


Figur B12: Til venstre: 60cm over gulvet. Til høyre: 110cm over gulvet.

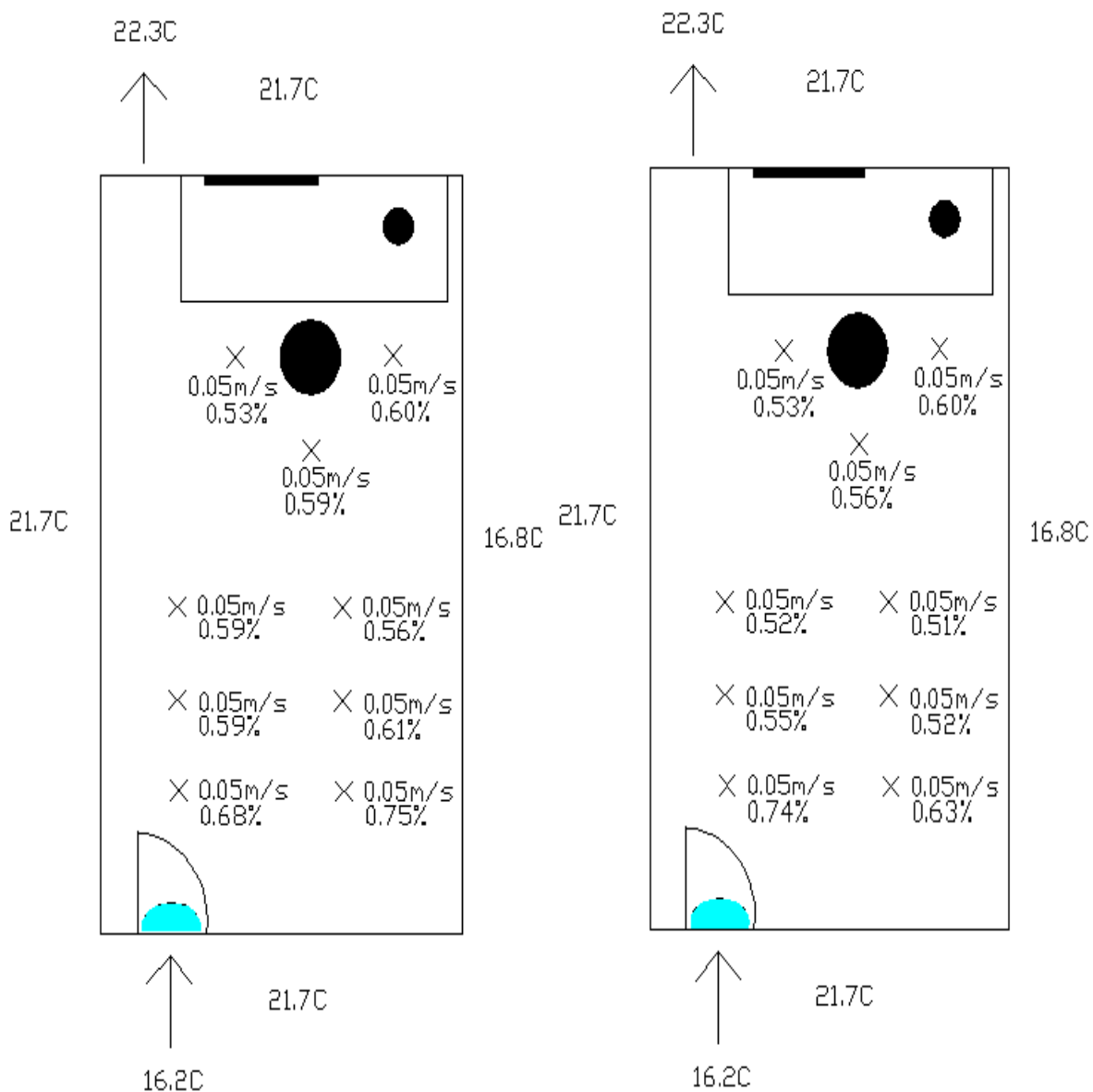
Lufthastigheter og trekk

Fortrengningsdon plassert over dør(Airson)

Tilluftstemperatur 16°C

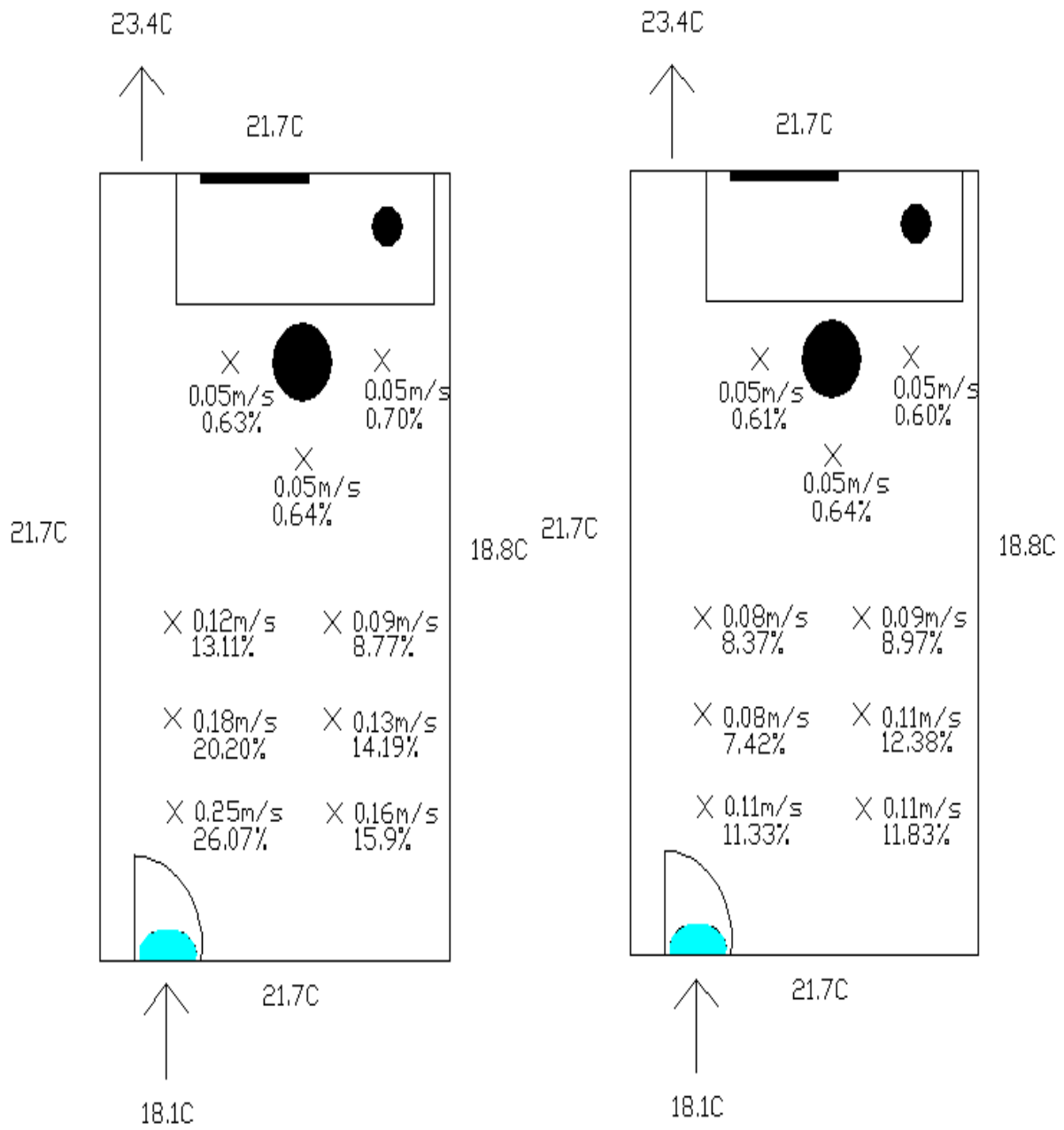


Figur B13: Til venstre: 5cm over gulvet. Til høyre: 10cm over gulvet.

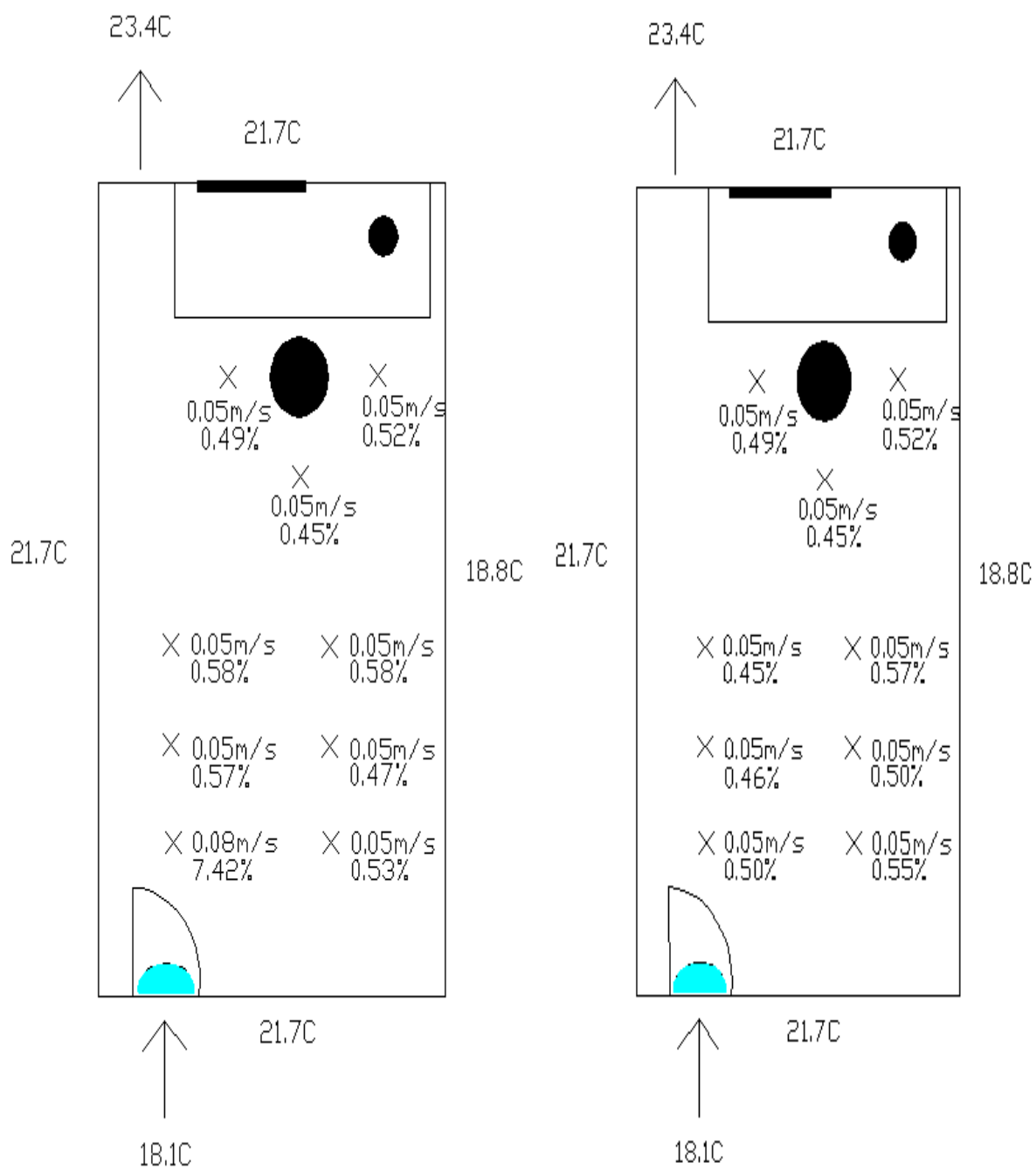


Figur B14: Til venstre: 60cm over gulvet. Til høyre: 110cm over gulvet.

Tilluftstemperatur 18°C



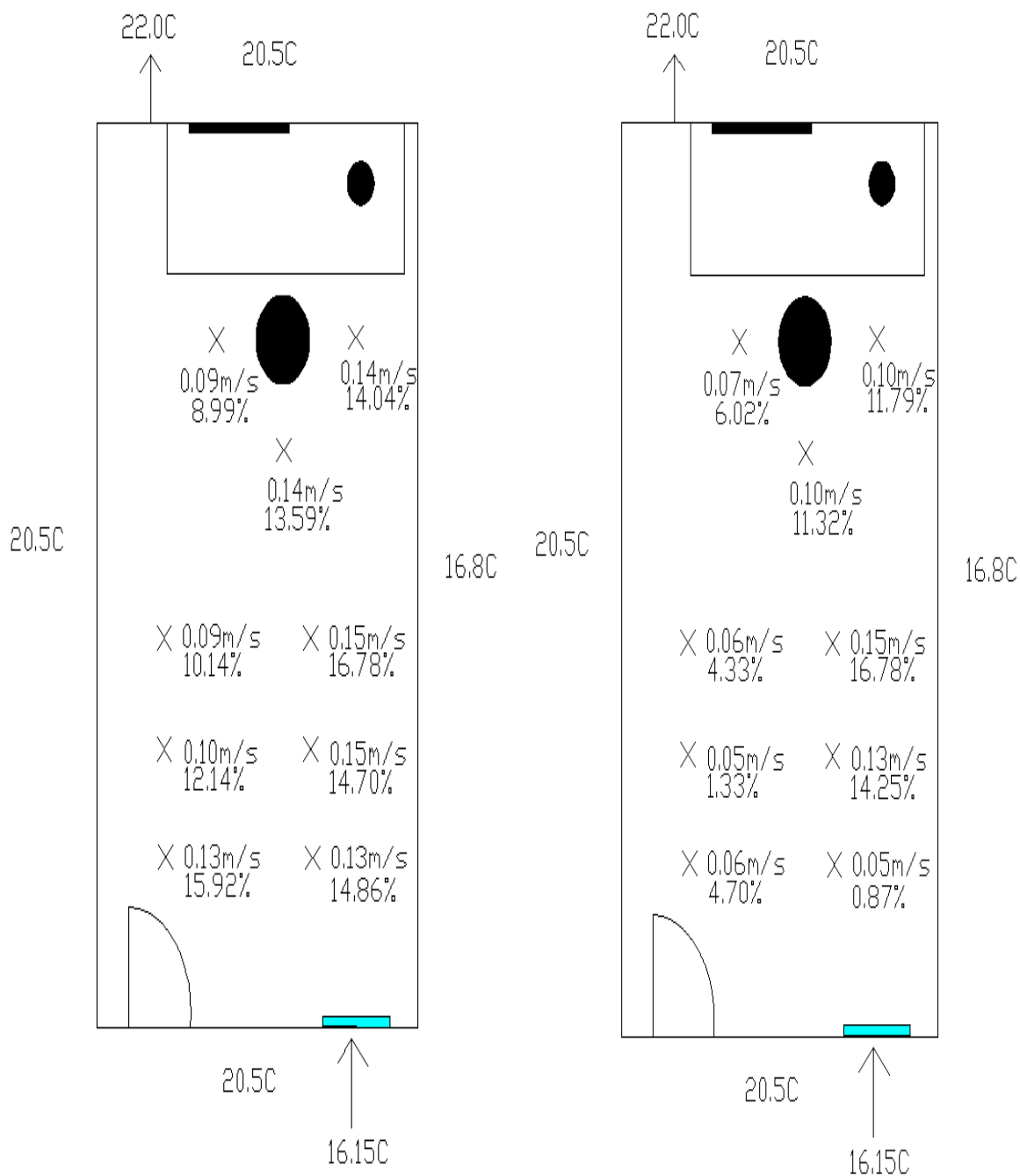
Figur B15: Til venstre: 5cm over gulvet. Til høyre: 10cm over gulvet.



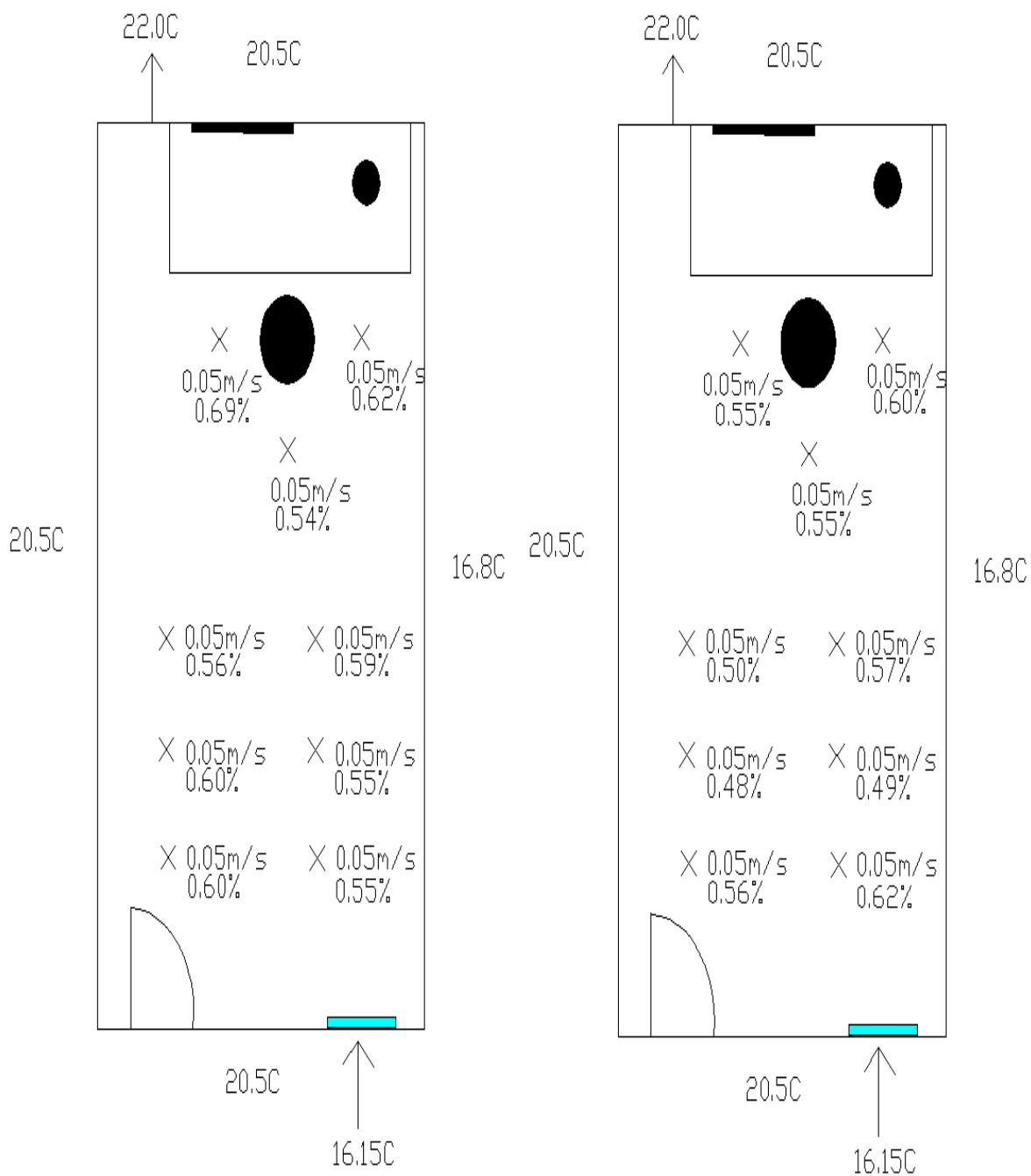
Figur B16: Til venstre: 60cm over gulvet. Til høyre: 110cm over gulvet.

Fortrengningsdon plassert ved gulv(Swegon)

Tilluftstemperatur 16°C

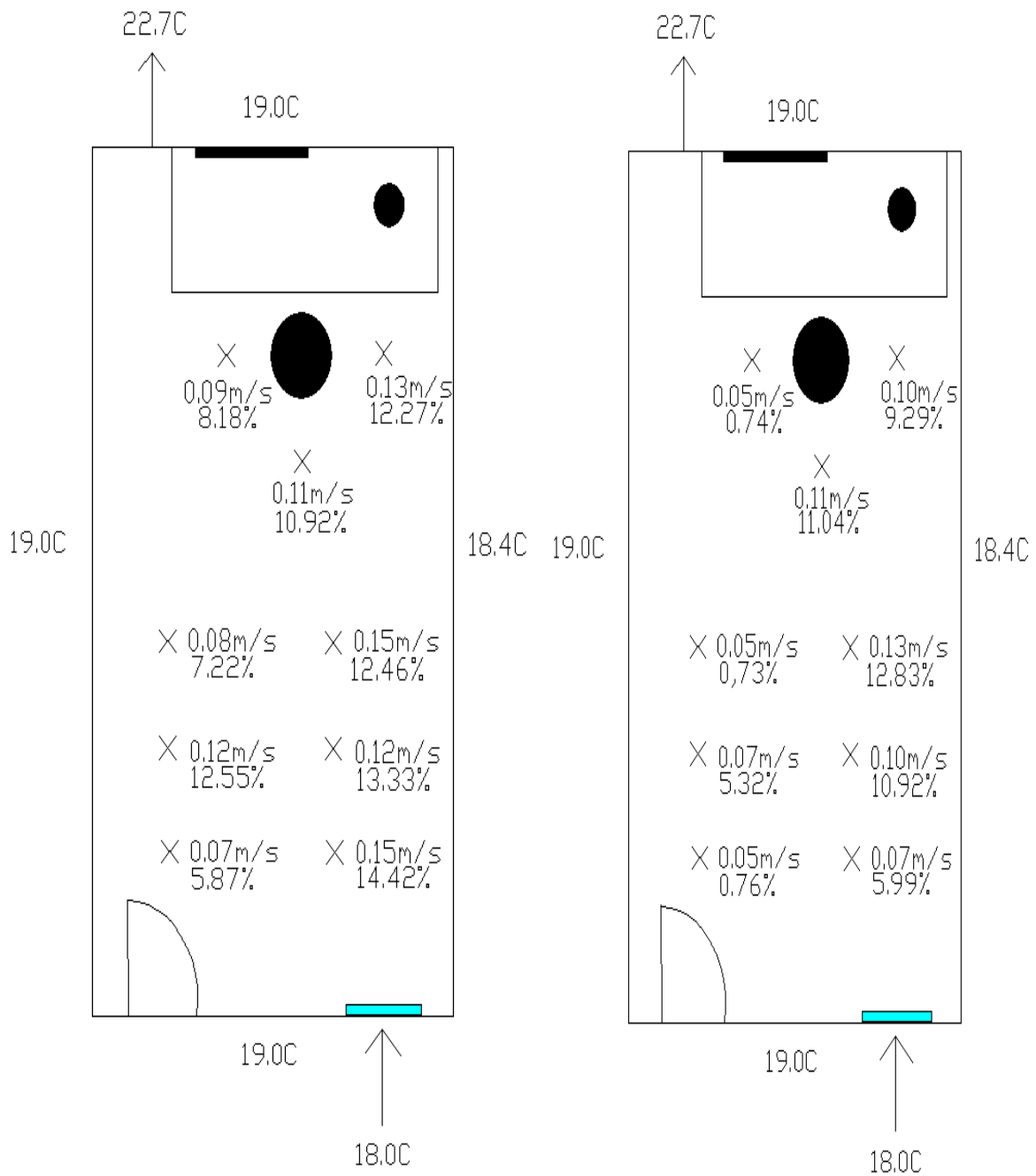


Figur B17: Til venstre: 5cm over gulvet. Til høyre: 10cm over gulvet.

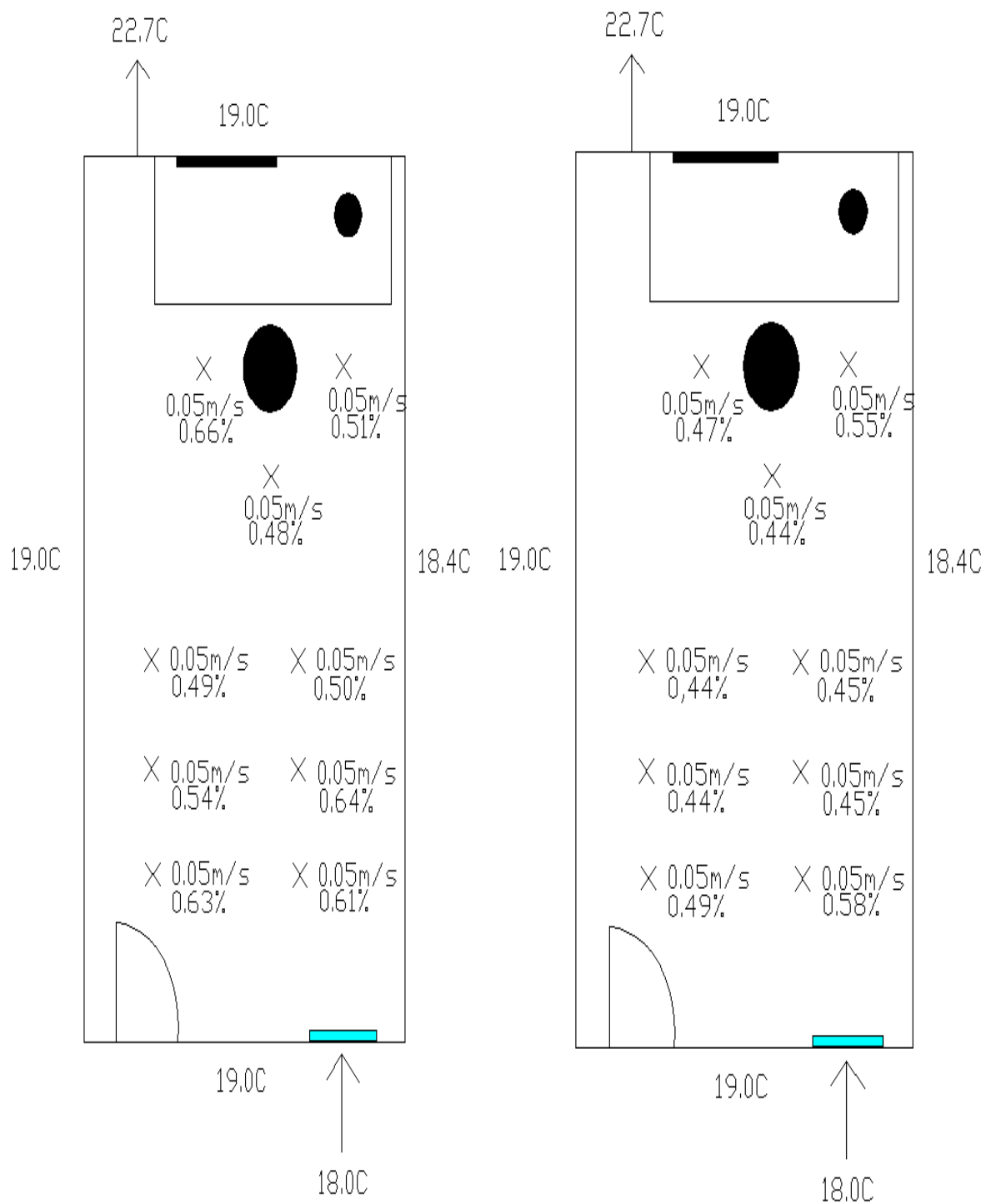


Figur B18: Til venstre: 60cm over gulvet. Til høyre: 110cm over gulvet.

Tilluftstemperatur 18°C



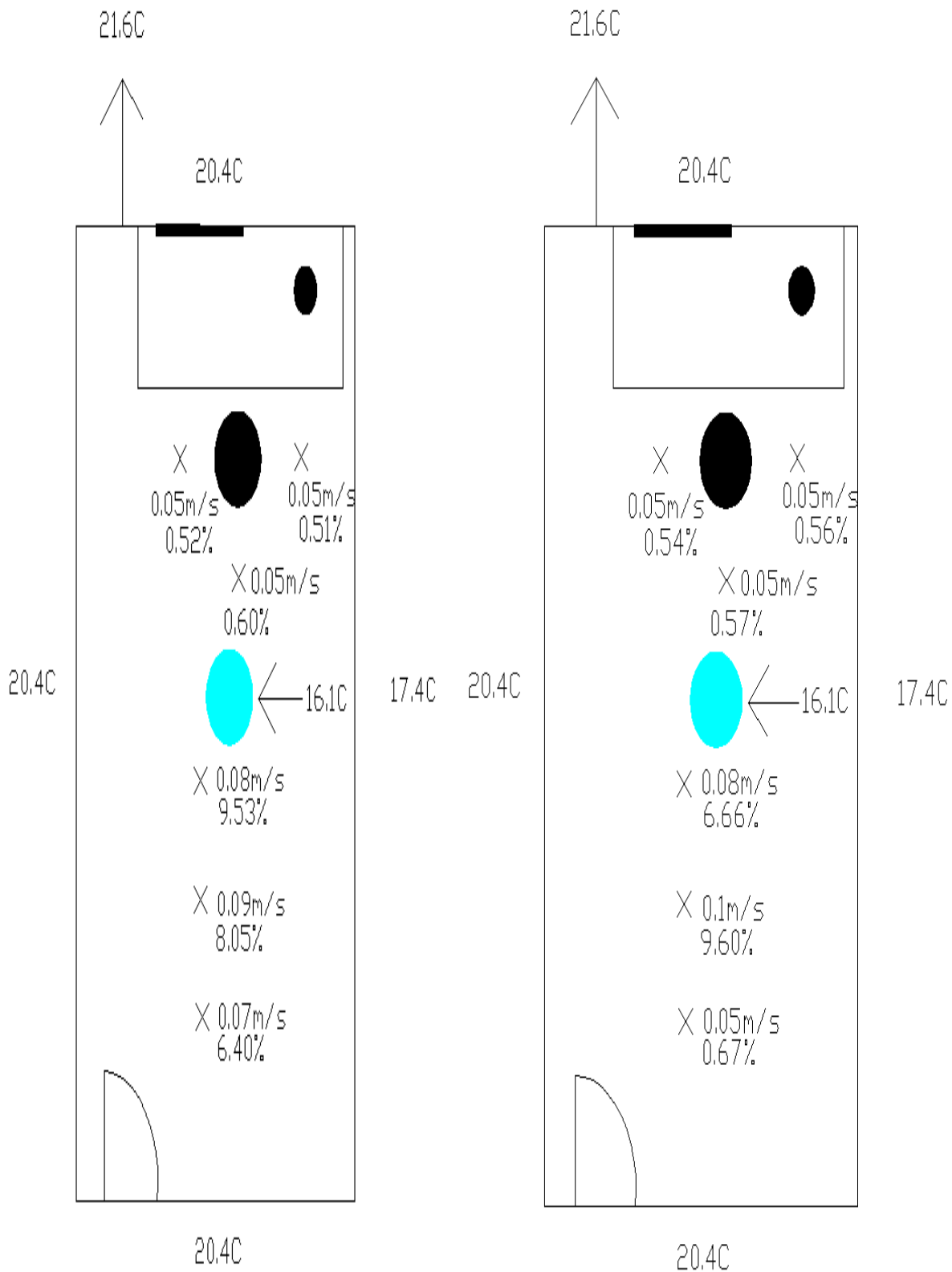
Figur B19: Til venstre: 5cm over gulvet. Til høyre: 10cm over gulvet.



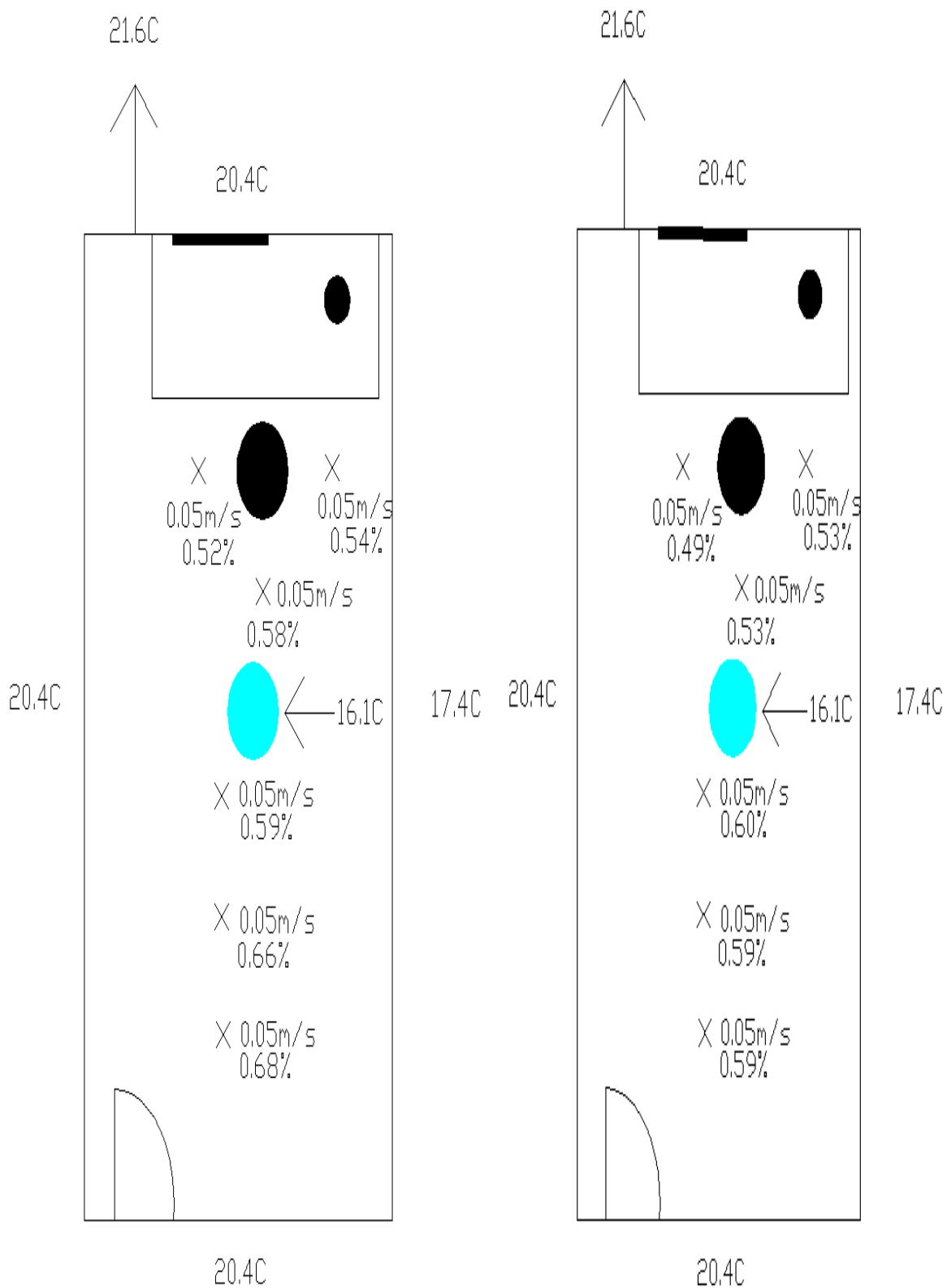
Figur B20: Til venstre: 60cm over gulvet. Til høyre: 110cm over gulvet.

Omrøringsdon plassert i himling(Swegon)

Tilluftstemperatur 16°C

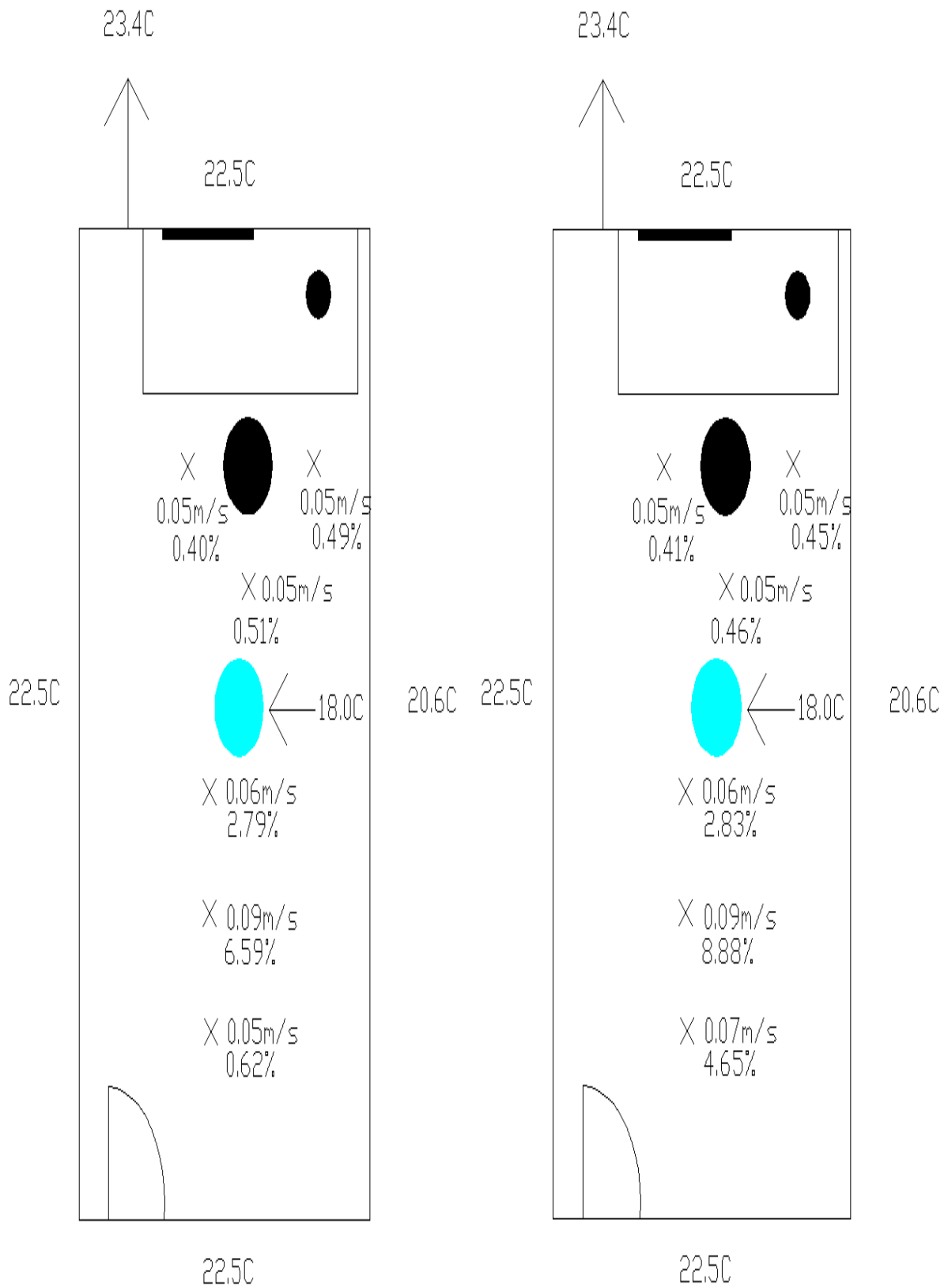


Figur B21: Til venstre: 5cm over gulvet. Til høyre: 10cm over gulvet.

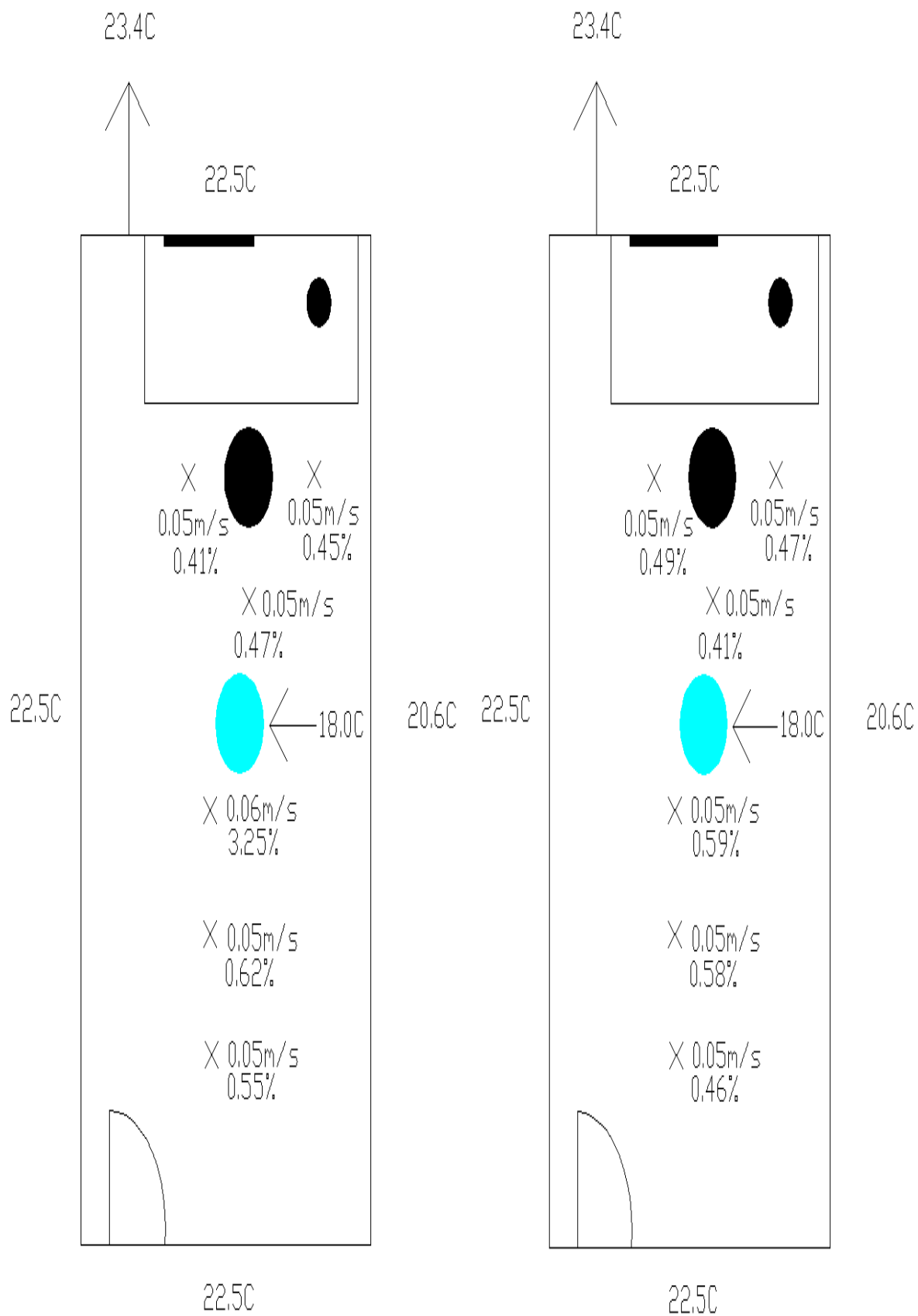


Figur B22: Til venstre: 60cm over gulvet: Til høyre: 110cm over gulvet.

Tilluftstemperatur 18°C



Figur B23: Til venstre: 5cm over gulvet. Til høyre: 10cm over gulvet.



Figur B24: Til venstre: 60cm over gulvet. Til høyre: 110cm over gulvet.

Vedlegg C

Risikovurderingsrapport

[Airsons forsøksrom]

Prosjekttittel	Romventilasjon for komfortkjøling
Prosjektleder	Eskild Endal Rognes
Enhet	NTNU
HMS-koordinator	[Navn]
Linjeleder	Olav Bolland
Plassering	Airsons laboratorie i Ängelholm
Romnummer	[eks.]
Riggansvarlig	Jan Kristensson
Risikovurdering utført av	Eskild Endal Rognes

INNHALDSFORTEGNELSE

Vedlegg C.....	146
Innledning.....	ii
Organisering	ii
Risikostyring av prosjektet	iii
Tegninger, foto, beskrivelser av forsøksoppsett	iv
Evakuering fra forsøksoppsetningen.....	vi
Varsling.....	vii
Før forsøkskjøring	vii
Ved uønskede hendelser	vii
Vurdering av teknisk sikkerhet.....	vii
Fareidentifikasjon, HAZOP	vii
Brannfarlig, reaksjonsfarlig og trykksatt stoff og gass	viii
Trykkpåkjent utstyr	viii
Påvirkning av ytre miljø (utslipp til luft/vann, støy, temperatur, rystelser, lukt)	viii
Stråling	viii
Bruk og behandling av kjemikalier	viii
El sikkerhet (behov for å avvike fra gjeldende forskrifter og normer)	viii
Vurdering av operasjonell sikkerhet	viii
Prosedyre HAZOP.....	ix
Drifts og nødstopps prosedyre	ix
Opplæring av operatører.....	ix
Tekniske modifikasjoner	ix
Personlig verneutstyr.....	ix
Generelt	ix
Sikkerhetsutrustning.....	x
Spesielle tiltak.....	x
Tallfesting av RESTRISIKO – RISIKOMATRISSE.....	x
Konklusjon	x
Lover Forskrifter og Pålegg som gjelder.....	xi
DOKUMENTASJON.....	xi

Vedlegg C

Veiledning til rapportmal	xii
• Vedlegg A HAZOP MAL.....	1
• Vedlegg B Prøvesertifikat for lokal trykktesting	1
• Vedlegg F HAZOP MAL Prosedyre	1
• Vedlegg G Forsøksprosedyre	3
• Vedlegg H Opplæringsplan for operatører	5
• Vedlegg I Skjema for sikker jobb analyse.....	7
• Vedlegg J Apparaturkort UnitCard	10
• Vedlegg K Forsøk pågår kort	12

Innledning

Forsøkene skal utføres i et klimarom ved Airsons lokaler i Ängelholm i Sverige. Målet er å studere inneklimate i et standard cellekontor ved bruk av tre forskjellige tilluftsventiler. En sylinder med en lyspære inne i midten og to metallbokser også med lyspærer vil bli brukt for å simulere typiske varmelaster i et kontor. Varmelastene vil bli plassert i rommet og luft vil så bli tilført rommet gjennom en av tilluftsventilene om gangen og bli trukket ut av rommet av en egen avtrekksvifte. Rommet vil så stå slik til stasjonære forhold er oppnådd. Når rommet så har oppnådd stasjonære forhold vil måleinstrumenter for temperatur og lufthastighet bli satt og en rekke målinger rundt om i rommet vil bli utført.

En serie med forsøk vil bli gjennomført med de ulike tilluftsventilene og med forskjellige temperaturer på tilluften. Alle forsøkene skal simulere et vanlig kontor og temperaturen i rommet og luftmengden tilført vil ikke være utover det som benyttes i vanlige bygninger i dag. Varmelastene og luftmengden til og fra rommet vil være konstante.

Organisering

Rolle	NTNU	Sintef
Lab Ansvarlig:	Morten Grønli	Harald Mæhlum
Linjeleder:	Olav Bolland	Lars Sørum
HMS ansvarlig:	Olav Bolland	Lars Sørum
HMS koordinator	Erik Langørgeren	Harald Mæhlum

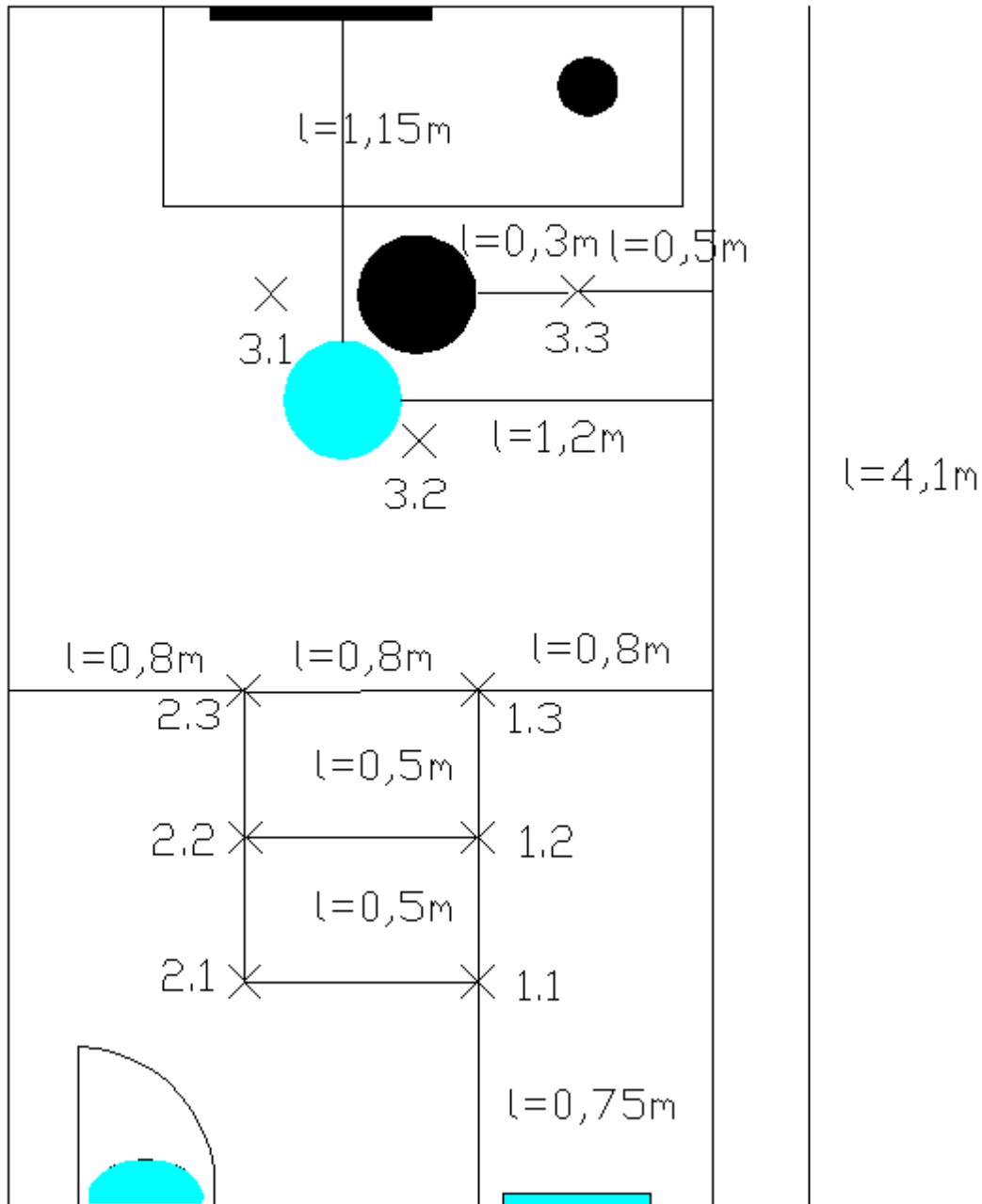
HMS koordinator	Bård Brandåstrø	
Romansvarlig:		
Prosjekt leder:		
Ansvarlig riggoperatører:		

Risikostyring av prosjektet

Hovedaktiviteter risikostyring	Nødvendige tiltak, dokumentasjon	DTG
Prosjekt initiering	Prosjekt initiering mal	
Veiledningsmøte	Skjema for Veiledningsmøte med pre-risikovurdering	
Innledende risikovurdering	Fareidentifikasjon – HAZID Skjema grovanalyse	
Vurdering av teknisk sikkerhet	Prosess-HAZOP Tekniske dokumentasjoner	
Vurdering av operasjonell sikkerhet	Prosedyre-HAZOP Opplæringsplan for operatører	
Sluttvurdering, kvalitetssikring	Uavhengig kontroll Utstedelse av apparaturkort Utstedelse av forsøk pågår kort	

Tegninger, foto, beskrivelser av forsøksoppsettT

$$b=2,4\text{m}$$



Figuren over viser en prinsippsskisse av rommet. De svarte figurene er varmelastene, mens de blå representerer tilluftsventilene. De nummerte kryssene er målepunktene som ble benyttet. Like utenfor rommet befant datamaskinen som kontrollerte ventilasjonsanlegget seg, samt sikringskapet med alle sikringene til forsøksrommet.



Bildet viser de ulike varmelastene som ble benyttet.



Evakuering fra forsøksoppsetningen

Evakuering skjer på signal fra alarmklokker eller lokale gassalarmstasjon med egen lokal varslingslyd og lys utenfor aktuelle rom, se 6.2

Evakuering fra rigg området foregår igjennom merkede nødutganger til møteplass, (hjørnet gamle kjemi/kjelhuset eller parkeringsplass 1a-b.)

Aksjon på rigg ved evakuering: Ved en eventuell evakuering skal alle kontakter i rommet trekkes ut, eventuelt skal alle sikringer til rommet slås av.

Varsling

Før forsøkskjøring

Forsøkoppsetningen er lokalisert hos Airsons, Sverige og blir som et feltoppdrag og regne.

Varsling skjer i hht prosedyrer for feltoppdrag NTNU.

Ved uønskede hendelser

BRANN

Ved brann en ikke selv er i stand til å slukke med rimelige lokalt tilgjengelige slukkemidler, skal nærmeste brannalarm utløses og arealet evakueres raskest mulig. En skal så være tilgjengelig for brannvesen/bygningsvaktmester for å påvise brannsted.

NTNU varsles i hht Felt prosedyre.

PERSONSKADE

- Førstehjelpsutstyr i Brann/førstehjelpsstasjoner,
- Rop på hjelp,
- Start livreddende førstehjelp

ANDRE UØNSKEDE HENDELSER (AVVIK)

NTNU:

Rapportering av uønskede hendelser, Innsida, avviksmeldinger

https://innsida.ntnu.no/lenkesamling_vis.php?katid=1398

Vurdering av teknisk sikkerhet

Fareidentifikasjon, HAZOP

Forsøkoppsetningen deles inn i følgende noder:

Node 1	Tilluftsside
Node 2	Inne i forsøksrommet
Node 3	Avtrekksside

Vedlegg, skjema: Hazop_mal

Vedlegg C

Vurdering: Det er størst fare forbundet ved høye overflatetemperaturer på varmelaster. Ved overvåking av temperatur i rommet som beskrevet i forsøksprosedyren, er det svært lav risiko for farlige situasjoner.

Brannfarlig, reaksjonsfarlig og trykksatt stoff og gass

Inneholder forsøkene brannfarlig, reaksjonsfarlig og trykksatt stoff

NEI	
-----	--

Trykkpåkjent utstyr

Inneholder forsøksoppsetningen trykkpåkjent utstyr:

NEI	
-----	--

Påvirkning av ytre miljø (utslipp til luft/vann, støy, temperatur, rystelser, lukt)

NEI	
-----	--

Stråling

NEI	
-----	--

Vurdering: Bruk av IR termometer. Svak kilde. Ikke forbundet med noen risiko. Unngå å få strålen i øynene.

Bruk og behandling av kjemikalier

NEI	
-----	--

El sikkerhet (behov for å avvike fra gjeldende forskrifter og normer)

	JA, El sikkerhet må evalueres
--	-------------------------------

Her forstås montasje og bruk i forhold til normer og forskrifter med tanke på berøringsfare

Vedlegg:

Vurdering: All kobling med elektriske ledninger utføres av autorisert personell.

Vurdering av operasjonell sikkerhet

Sikrer at etablerte prosedyrer dekker alle identifiserte risikoforhold som må håndteres gjennom operasjonelle barrierer og at operatører og teknisk utførende har tilstrekkelig kompetanse.

Prosedyre HAZOP

Metoden er en undersøkelse av operasjonsprosedyrer, og identifiserer årsaker og farekilder for operasjonelle problemer.

Vurdering: Forenklet prosedyre. Misforståelser fører ikke til farlige hendelser.

Drifts og nødstopps prosedyre

Driftsprosedyren er en sjekklister som skal fylles ut for hvert forsøk.

Nødstopps prosedyren skal sette forsøksoppsetningen i en harmløs tilstand ved uforutsette hendelser.

Vedlegg "Procedure for running experiments

Nødstopps prosedyre: Alt personell forlater forsøksrommet og sikringene til rommet slås av.

Opplæring av operatører

Dokument som viser Opplæringsplan for operatører utarbeides for alle forsøksoppsetninger.

- *Hvilke krav er det til opplæring av operatører.*
- *Hva skal til for å bli selvstendig operatør*
- *Arbeidsbeskrivelse for operatører*

Vedlegg: Opplæringsplan for operatører

Tekniske modifikasjoner

- Tekniske modifikasjoner som kan gjøres av Operatør
 - *Skifting av komponenter, likt mot likt*
- Tekniske modifikasjoner som må gjøres av *Teknisk personale:*
- **Konklusjon:** Kun endringer som endrer totaloppsettet av forsøksrommet krever ny HSE.

Personlig verneutstyr

Personlig verneutstyr er ikke påbudt i forsøksrommet.

Generelt

Forsøket kan stå uten tilsyn i 12 timer så lenge det er blitt observert i minst 8 timer. Overflatetemperaturer på og ved varmelaster inne i forsøksrommet må observeres jevnlig og over lang tid før forsøket eventuelt forlates for å forsikre at det ikke er fare for antenning.

Konklusjon: Forsøket kan stå uten tilsyn.

Sikkerhetsutrustning

- «Forsøk pågår» skilt.
- Hansker for håndtering av varmekildene.
- Brannslukningsapparat i umiddelbar nærhet til rommet.

Spesielle tiltak

- Overvåking av lufttemperatur i forsøksrommet og overflatetemperatur på og ved varmelaster i rommet.

Tallfesting av RESTRISIKO – RISIKOMATRISJE

Risikomatrisen vil gi en visualisering og en samlet oversikt over aktivitetens risikoforhold slik at ledelse og brukere får et mest mulig komplett bilde av risikoforhold.

IDnr	Aktivitet-hendelse	Frekv-Sans	Kons	RV
1	Antennelse på grunn av høy overflatetemperatur på varmelaster	1	D	D1
2	Antennelse på grunn av kortslutning	1	D	D1
3	Forbrenning av hud ved berøring av varmekilder	2	C	C2

Vurdering restrisiko: *Deltakerne foretar en helhetsvurdering for å avgjøre om gjenværende risiko ved aktiviteten/prosessen er akseptabel. Avsperring og kjøring utenom arbeidstid*

Konklusjon: Ved bruk av forsøksprosedyre er dette forsøket akseptabelt.

Konklusjon

Riggen er bygget til god laboratorium praksis (GLP).

Hvilke tekniske endringer eller endringer av driftsparametere vil kreve ny risikovurdering.

Annet medium, trykk, mekaniske inngrep

Apparaturkortet får en gyldighet på **XX måneder**

Forsøk pågår kort får en gyldighet på **XX måneder**

Lover Forskrifter og Pålegg som gjelder

Se <http://www.arbeidstilsynet.no/regelverk/index.html>

- Lov om tilsyn med elektriske anlegg og elektrisk utstyr (1929)
- Arbeidsmiljøloven
- Forskrift om systematisk helse-, miljø- og sikkerhetsarbeid (HMS Internkontrollforskrift)
- Forskrift om sikkerhet ved arbeid og drift av elektriske anlegg (FSE 2006)
- Forskrift om elektriske forsyningsanlegg (FEF 2006)
- Forskrift om utstyr og sikkerhetssystem til bruk i eksplosjonsfarlig område NEK 420
- Forskrift om håndtering av brannfarlig, reaksjonsfarlig og trykksatt stoff samt utstyr og anlegg som benyttes ved håndteringen
- Forskrift om Håndtering av eksplosjonsfarlig stoff
- Forskrift om bruk av arbeidsutstyr.
- Forskrift om Arbeidsplasser og arbeidslokaler
- Forskrift om Bruk av personlig verneutstyr på arbeidsplassen
- Forskrift om Helse og sikkerhet i eksplosjonsfarlige atmosfærer
- Forskrift om Høytrykksspyling
- Forskrift om Maskiner
- Forskrift om Sikkerhetsskilting og signalgivning på arbeidsplassen
- Forskrift om Stillaser, stiger og arbeid på tak m.m.
- Forskrift om Sveising, termisk skjæring, termisk sprøyting, kullbuemeisling, lodding og sliping (varmt arbeid)
- Forskrift om Tekniske innretninger
- Forskrift om Tungt og ensformig arbeid
- Forskrift om Vern mot eksponering for kjemikalier på arbeidsplassen (Kjemikalieforskriften)
- Forskrift om Vern mot kunstig optisk stråling på arbeidsplassen
- Forskrift om Vern mot mekaniske vibrasjoner
- Forskrift om Vern mot støy på arbeidsplassen

Veiledninger fra arbeidstilsynet

se: <http://www.arbeidstilsynet.no/regelverk/veiledninger.html>

DOKUMENTASJON

- Tegninger, foto, beskrivelser av forsøksoppsetningen
- Hazop_mal
- Sertifikat for trykkpåkjent utstyr
- Håndtering avfall i NTNU
- Sikker bruk av LASERE, retningslinje
- HAZOP_MAL_Prosedyre
- Forsøksprosedyre
- Opplæringsplan for operatører
- Skjema for sikker jobb analyse, (SJA)

- Apparatorkortet
- Forsøk pågår kort

Veiledning til rapportmal

Kap 7 Vurdering av teknisk sikkerhet

Sikre at design av apparatur er optimalisert i forhold til teknisk sikkerhet.

Identifisere risikoforhold knyttet til valgt design, og eventuelt å initiere re-design for å sikre at størst mulig andel av risiko elimineres gjennom teknisk sikkerhet.

Punktene skal beskrive hva forsøksoppsetningen faktisk er i stand til å tåle og aksept for utslipp.

7.1 Fareidentifikasjon, HAZOP

Forsøksoppsetningen deles inn i noder: (eks *Motorenhet, pumpeenhet, kjøleenhet.*)

Ved hjelp av ledeord identifiseres årsak, konsekvens og sikkerhetstiltak. Konkluderes det med at tiltak er nødvendig anbefales disse på bakgrunn av dette. Tiltakene lukkes når de er utført og Hazop slutføres.

(eks "No flow", årsak: rør er deformert, konsekvens: pumpe går varm, sikkerhetsforanstaltning: måling av flow med kobling opp mot nødstoppe eller hvis konsekvensen ikke er kritisk benyttes manuell overvåking og punktet legges inn i den operasjonelle prosedyren.)

7.2 Brannfarlig, reaksjonsfarlig og trykksatt stoff.

I henhold til Forskrift om håndtering av brannfarlig, reaksjonsfarlig og trykksatt stoff samt utstyr og anlegg som benyttes ved håndteringen

<p>Brannfarlig stoff: Fast, flytende eller gassformig stoff, stoffblanding, samt stoff som forekommer i kombinasjoner av slike tilstander, som i kraft av sitt flammepunkt, kontakt med andre stoffer, trykk, temperatur eller andre kjemiske egenskaper representerer en fare for brann.</p>
--

<p>Reaksjonsfarlig stoff: Fast, flytende, eller gassformig stoff, stoffblanding, samt stoff som forekommer i kombinasjoner av slike tilstander, som ved kontakt med vann, ved sitt trykk, temperatur eller andre kjemiske forhold, representerer en fare for farlig reaksjon, eksplosjon eller utslipp av farlig gass, damp, støv eller tåke.</p>
--

<p>Trykksatt stoff: Annet fast, flytende eller gassformig stoff eller stoffblanding enn brann- eller reaksjonsfarlig stoff, som er under trykk, og som derved kan representere en fare ved</p>

ukontrollert utslipp.

Nærmere kriterier for klassifisering av brannfarlig, reaksjonsfarlig og trykksatt stoff er fastsatt i vedlegg 1 i veiledningen til forskriften "Brannfarlig, reaksjonsfarlig og trykksatt stoff"

<http://www.dsb.no/Global/Publikasjoner/2009/Veiledning/Generell%20veiledning.pdf>

http://www.dsb.no/Global/Publikasjoner/2010/Tema/Temaveiledning_bruk_av_farlig_stoff_Del_1.pdf

Rigg og areal skal gjennomgå med hensyn på vurdering av Ex sone

- Sone 0: Alltid eksplosiv atmosfære, for eksempel inne i tanker med gass, brennbar væske.
- Sone 1: Primær sone, tidvis eksplosiv atmosfære for eksempel et fyllerapparat
- Sone 2: Sekundært utslippssted, kan få eksplosiv atmosfære ved uhell, for eksempel ved flenser, ventiler og koblingspunkt

7.4 Påvirkning av ytre miljø

Med forurensning forstås: tilførsel av fast stoff, væske eller gass til luft, vann eller i grunnen støy og rystelser påvirkning av temperaturen som er eller kan være til skade eller ulempe for miljøet.

Regelverk: <http://www.lovdatabank.no/all/hl-19810313-006.html#6>

NTNU retningslinjer for avfall se: <http://www.ntnu.no/hms/retningslinjer/HMSR18B.pdf>

7.5 Stråling

Stråling defineres som

Ioniserende stråling: Elektromagnetisk stråling (i strålevernssammenheng med bølgelengde <100 nm) eller hurtige atomære partikler (f.eks alfa- og beta-partikler) som har evne til å ionisere atomer eller molekyler

Ikke-ioniserende stråling: Elektromagnetisk stråling (bølgelengde >100 nm), og ultralyd₁, som har liten eller ingen evne til å ionisere.

Strålekilder: Alle ioniserende og sterke ikke-ioniserende strålekilder.

Ioniserende strålekilder: Kilder som avgir ioniserende stråling, f.eks alle typer radioaktive kilder, røntgenapparater, elektronmikroskop

Sterke ikke-ioniserende strålekilder: Kilder som avgir sterk ikke-ioniserende stråling som kan skade helse og/eller ytre miljø, f.eks laser klasse 3B og 4, MR₂-systemer, UVC₃-kilder,

Vedlegg C

kraftige IR-kilder₄

¹ Ultralyd er akustisk stråling ("lyd") over det hørbare frekvensområdet (>20 kHz). I strålevernforskriften er ultralyd omtalt sammen med elektromagnetisk ikke-ioniserende stråling.

² MR (eg. NMR) - kjernemagnetisk resonans, metode som nyttes til å «avbilde» indre strukturer i ulike materialer.

³ UVC er elektromagnetisk stråling i bølgelengdeområdet 100-280 nm.

⁴ IR er elektromagnetisk stråling i bølgelengdeområdet 700 nm – 1 mm.

For hver laser skal det finnes en informasjonsperm(HMSRV3404B) som skal inneholde:

- Generell informasjon
- Navn på instrumentansvarlig og stedfortreder, og lokal strålevernskoordinator
- Sentrale data om apparaturen
- Instrumentspesifikk dokumentasjon
- Referanser til (evt kopier av) datablader, strålevernbestemmelser, o.l.
- Vurderinger av risikomomenter
- Instruks for brukere
- Instruks for praktisk bruk; oppstart, drift, avstenging, sikkerhetsforholdsregler, loggføring, avlåsing, evt. bruk av strålingsmåler, osv.
- Nødprosedyrer

Se ellers retningslinjen til NTNU for laser: <http://www.ntnu.no/hms/retningslinjer/HMSR34B.pdf>

7.6 Bruk og behandling av kjemikalier.

Her forstås kjemikalier som grunnstoff som kan utgjøre en fare for arbeidstakers sikkerhet og helse.

Se ellers: <http://www.lovdatab.no/cgi-wift/ldles?doc=/sf/sf/sf-20010430-0443.html>

Sikkerhetsdatablar skal være i forøkenes HMS perm og kjemikaliene registrert i Stoffkartoteket.

Kap 8 Vurdering av operasjonell sikkerhet

Sikrer at etablerte prosedyrer dekker alle identifiserte risikoforhold som må håndteres gjennom operasjonelle barrierer og at operatører og teknisk utførende har tilstrekkelig kompetanse.

8.1 Prosedyre Hazop

Prosedyre-HAZOP gjennomføres som en systematisk gjennomgang av den aktuelle prosedyren ved hjelp av fastlagt HAZOP-metodikk og definerte ledeord. Prosedyren brytes ned i enkeltstående arbeidsoperasjoner (noder) og analyseres ved hjelp av ledeordene for å avdekke mulige avvik, uklarheter eller kilder til mangelfull gjennomføring og feil.

8.2 Drifts og nødstop prosedyrer

Utarbeides for alle forsøksoppsetninger.

Driftsprosedyren skal stegvis beskrive gjennomføringen av et forsøk, inndelt i oppstart, under drift og avslutning. Prosedyren skal beskrive forutsetninger og tilstand for start, driftsparametere med hvor store avvik som tillates før forsøket avbrytes og hvilken tilstand riggen skal forlates.

Nødstopprosedyre beskriver hvordan en nødstop skal skje, (utført av uinnvidde),

hva som skjer, (strøm/gass tilførsel) og

hvilke hendelser som skal aktivere nødstop, (brannalarm, lekkasje).

Kap 9 Risikomatrix Tallfesting av restrisiko

For å synliggjøre samlet risiko, jevnfør skjema for risikovurdering, plottes hver enkelt aktivitets verdi for sannsynlighet og konsekvens inn i risikomatriksen. Bruk aktivitetens IDnr.

Eksempel: Hvis aktivitet med IDnr. 1 har fått en risikoverdi D3 (sannsynlighet 3 x konsekvens D) settes aktivitetens IDnr i risikomatriksens felt for 3D. Slik settes alle aktivitetenes risikoverdier (IDnr) inn i risikomatriksen.

I risikomatriksen er ulike grader av risiko merket med rød, gul eller grønn. Når en aktivitets risiko havner på rød (= uakseptabel risiko), skal risikoreducerende tiltak gjennomføres. Ny vurdering gjennomføres etter at tiltak er iverksatt for å se om risikoverdien er kommet ned på akseptabelt nivå.

KONSEKVENNS	Svært alvorlig	E1	E2	E3	E4	E5
	Alvorlig	D1	D2	D3	D4	D5
	Moderat	C1	C2	C3	C4	C5
	Liten	B1	B2	B3	B4	B5
	Svært liten	A1	A2	A3	A4	A5
		Svært liten	Liten	Middels	Stor	Svært Stor
		SANSYNLIGHET				

Prinsipp over akseptkriterium. Forklaring av fargene som er brukt i risikomatriksen.

Farge	Beskrivelse
Rød	Uakseptabel risiko. Tiltak skal gjennomføres for å redusere risikoen.
Gul	Vurderingsområde. Tiltak skal vurderes.
Grønn	Akseptabel risiko. Tiltak kan vurderes ut fra andre hensyn.

Vedlegg til Risikovurderingsrapport

[Forsøksrom hos Airson]

Prosjekttittel	Romventilasjon for komfortkjøling
Prosjektleder	Per Olaf Tjelflaat
Enhet	NTNU
HMS-koordinator	[Navn]
Linjeleder	OlavBolland
Plassering	
Romnummer	
Riggansvarlig	Eskild Endal Rognes

INNHALDSFORTEGNELSE

- Vedlegg A HAZOP MAL 1
- Vedlegg B Prøvesertifikat for lokal trykktesting 1
- Vedlegg F HAZOP MAL Prosedyre 1
- Vedlegg G Forsøksprosedyre 3
- Vedlegg H Opplæringsplan for operatører 5

- Vedlegg I Skjema for sikker jobb analyse 7
- Vedlegg J Apparatorkort UnitCard 10
- Vedlegg K Forsøk pågår kort 12

• Vedlegg A HAZOP MAL

Project: Node 1: Ventilasjonsanlegg							Page
Ref #	Guideword	Causes	Consequences	Safeguards	Recommendations	Action	Date Sign
	No flow	Ventilasjonsanlegget stopper opp	Ingen luft til forsøksrommet. Ikke forbundet med noen risiko	Overvåking av luftstrømmen i tilluftskanalen	Følge med på trykkmåler plassert i tilluftskanalen	Kontakt labb personell	
	More flow	Feil på ventilasjonsanlegget	Mer luft til forsøksrommet. Ikke forbundet med noen risiko	Overvåking av luftstrømmen i tilluftskanalen	Følge med på trykkmåler plassert i tilluftskanalen	Kontakt labb personell	
	Less flow	Feil på ventilasjonsanlegget	Mindre luft til forsøksrommet. Ikke forbundet med noen risiko	Overvåking av luftstrømmen i tilluftskanalen	Følge med på trykkmåler plassert i tilluftskanalen	Kontakt labb personell	

Project: Node 1: Ventilasjonsanlegg							Page
Ref #	Guideword	Causes	Consequences	Safeguards	Recommendations	Action	Date Sign
	More temperature	Feil på ventilasjonsanlegget	Varmere luft til forsøksrommet. Ikke forbundet med noen risiko	Overvåking av luftstrømmen i tilluftskanalen	Følge med på temperaturmåler plassert i tilluftskanalen	Kontakt labb personell	
	Less temperature	Feil på ventilasjonsanlegget	Kaldere luft til forsøksrommet. Ikke forbundet med noen risiko	Overvåking av luftstrømmen i tilluftskanalen	Følge med på temperaturmåler plassert i tilluftskanalen	Kontakt labb personell	

Project: Node 2: Forsøksrommet							Page
Ref #	Guideword	Causes	Consequences	Safeguards	Recommendations	Action	Date Sign
	More temperature	For lite luft til forsøksrommet eller for høy overflatetemperatur på varmekildene	Varmere luft i forsøksrommet. Varme overflater. (<60° C)	Overvåking av luft- og overflatetemperaturen i forsøksrommet	Følge med på temperaturmålere plassert i forsøksrommet	Kontakt labb personell	
	Less temperature	For mye luft til forsøksrommet	Kaldere luft i forsøksrommet	Overvåking av luft- og overflatetemperaturen i forsøksrommet	Følge med på temperaturmålere plassert i forsøksrommet	Kontakt labb personell	

Project: Node 3: Avtrekksvifte							Page
Ref #	Guideword	Causes	Consequences	Safeguards	Recommendations	Action	Date Sign
	No flow	Viften stopper opp	Ingen luft blir trukket av fra forsøksrommet. Ikke forbundet med noen risiko	Overvåking av luftstrømmen i avtrekkskanalen	Følge med på trykkmåler plassert i avtrekkskanalen	Kontakt labb personell	
	More flow	Feil på viften	Mer luft blir trukket av fra forsøksrommet. Ikke forbundet med noen risiko	Overvåking av luftstrømmen i avtrekkskanalen	Følge med på trykkmåler plassert i avtrekkskanalen	Kontakt labb personell	
	Less flow	Feil på viften	Mindre luft blir trukket av fra forsøksrommet. Ikke forbundet med noen risiko	Overvåking av luftstrømmeni avtrekkskanalen	Følge med på trykkmåler plassert i avtrekkskanalen	Kontakt labb personell	

- **Vedlegg B Prøvesertifikat for lokal trykktesting**

Trykktesten skal utføres i følge NS-EN 13445 del 5 (Inspeksjon og prøving).

Se også prosedyre for trykktesting gjeldende for VATL lab

Trykkpåkjent utstyr:

Benyttes i rigg:

Design trykk for utstyr:bara

Maksimum tillatt trykk:bara

(i.e. burst pressure om kjent)

Maksimum driftstrykk i denne rigg:bara

Prøvetrykket skal fastlegges i følge standarden og med hensyn til maksimum tillatt trykk.

Prøvetrykk:bara (..... x maksimum driftstrykk)

I følge standard

Test medium: _____

Temperatur: _____ °C

Start: Tid: _____

Trykk: _____bara

Slutt: Tid: _____

Trykk: _____bara

Eventuelle repetisjoner fra atm. trykk til maksimum prøvetrykk:.....

Test trykket, dato for testing og maksimum tillatt driftstrykk skal markers på
(skilt eller innslått)

Sted og dato

Signatur

- **Vedlegg F HAZOP MAL Prosedyre**

Project:							Page
Node: 2: Forsøksrommet							
Ref #	Guideword	Causes	Consequences	Safeguards	Recommendations	Action	Date Sign
	Uklar	Prosedyre er laget for ambisiøs eller preget av forvirring					
	Trinn på feil plass	Prosedyren vil lede til at handlinger blir gjennomført i feil mønster/rekkefølge					
	Feil handling	Prosedyrens handling er feil spesifisert					
	Uriktig informasjon	Informasjon som er gitt i forkant av handling er feil spesifisert					
	Trinn utelatt	Manglende trinn, eller trinn krever for mye av operatør					
	Trinn mislykket	Trinn har stor sannsynlighet for å mislykkes					

Project:							Page
Node: 2: Forsøksrommet							
Ref #	Guideword	Causes	Consequences	Safeguards	Recommendations	Action	Date Sign
	Påvirkning og effekter fra andre	Prosedyrens prestasjoner vil trolig bli påvirket av andre kilder					

- **Vedlegg G Forsøksprosedyre**

Experiment, name, number: Romventilasjons for komfortkjøling	Date/ Sign
Project Leader: Per Olaf Tjelflaat	
Experiment Leader: Eskild Endal Rognes	
Operator, Duties: Jan Kristensson	

	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.	
	<i>Start up procedure</i> 1. Skru på ventilasjonsanlegget	

	<ol style="list-style-type: none"> 2. La stå til stasjonære forhold oppnås. 3. Start målinger 	
	During the experiment	
	<ol style="list-style-type: none"> 1. Jevnlig observasjon av temperatur forhold I forsøksrommet og av luftstrøm i tillufts- og avtrekkskanal. Minst 1 gang i timen de første 8 timene. 2. La så rommet stå med forsøket i gang til neste dag. 3. Start målinger fra morgenen av. 	
	End of experiment	
	<i>Shut down procedure</i>	
	<ol style="list-style-type: none"> 1. Slå av og trekk ut kontakten til samtlige varmelaster i forsøksrommet. 2. La varmelastene kjøle seg helt ned til romtemperatur. 3. Slå av ventilasjonsanlegg. 	
	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?	

- **Vedlegg H Opplæringsplan for operatører**

Experiment, name, number:	Date/ Sign
Project Leader:	
Experiment Leader:	
Operator	

	Kjennskap til Airson LAB generelt	
	Lab - adgang -rutiner/regler -arbeidstid	
	Kjenner til evakueringsprosedyrer	
	Kjennskap til forsøkene	
	Prosedyrer for forsøkene	
	Nødstop	

	Nærmeste brann/førstehjelpsstasjon	

Operatør

HMS ansvarlig

Dato

Dato

Signert

Signert

- **Vedlegg I Skjema for sikker jobb analyse**

SJA tittel:		
Dato:	Sted:	
Kryss av for utfylt sjekkliste:	<input type="checkbox"/>	

Deltakere:		
SJA-ansvarlig:		

Arbeidsbeskrivelse: (Hva og hvordan?)
Risiko forbundet med arbeidet:
Beskyttelse/sikring: (tiltaksplan, se neste side)
Konklusjon/kommentar:

Anbefaling/godkjenning:	Dato/Signatur:			Anbefaling/godkjenning:	Dato/Signatur:
SJA-ansvarlig:				Områdeansvarlig:	
Ansvarlig for utføring:				Annen (stilling):	
HMS aspekt	Ja	Nei	Ikke aktuelt	Kommentar / tiltak	Ansv.
Dokumentasjon, erfaring, kompetanse					
Kjent arbeidsoperasjon?					
Kjennskap til erfaringer/uønskede hendelser fra tilsvarende operasjoner?					
Nødvendig personell?					
Kommunikasjon og koordinering					
Mulig konflikt med andre operasjoner?					
Håndtering av en evt. hendelse (alarm, evakuering)?					
Behov for ekstra vakt?					
Arbeidsstedet					
Uvante arbeidsstillinger?					
Arbeid i tanker, kummer el.lignende?					
Arbeid i grøfter eller sjakter?					
Rent og ryddig?					
Verneutstyr ut over det personlige?					
Vær, vind, sikt, belysning, ventilasjon?					
Bruk av stillaser/lift/seler/stropper?					
Arbeid i høyden?					
Ioniserende stråling?					
Rømningsveier OK?					
Kjemiske farer					

Bruk av helseskadelige/giftige/etsende kjemikalier?					
Bruk av brannfarlige eller eksplosjonsfarlige kjemikalier?					
Må kjemikaliene godkjennes?					
Biologisk materiale?					
Støv/asbest?					
Mekaniske farer					
Stabilitet/styrke/spenning?					
Klem/kutt/slag?					
Støy/trykk/temperatur?					
Behandling av avfall?					
Behov for spesialverktøy?					
Elektriske farer					
Strøm/spenning/over 1000V?					
Støt/krypstrøm?					
Tap av strømtilførsel?					
Området					
Behov for befarings?					
Merking/skilting/avsperring?					
Miljømessige konsekvenser?					
Sentrale fysiske sikkerhetssystemer					
Arbeid på sikkerhetssystemer?					
Frakobling av sikkerhetssystemer?					
Annet					

- **Vedlegg J Apparatorkort UnitCard**

Apparatur/unit

Dette kortet SKAL henges godt synlig på apparaturen! *This card MUST be posted on a visible place on the unit!*

Faglig Ansvarlig (Scientific Responsible)	Telefon mobil/privat (Phone no. mobile/private)
Apparaturansvarlig (Unit Responsible)	Telefon mobil/privat (Phone no. mobile/private)
NTNU – Sintef Beredskapstelefon	800 80 388
Sikkerhetsrisikoer (Safety hazards)	
Sikkerhetsregler (Safety rules)	
Nødstopprosedyre	

Emergency shutdown)

Her finner du (Here you will find):

Prosedyrer (Procedures)

Bruksanvisning (Users manual)

Nærmeste (nearest)

Brannslukningsapparat (fire extinguisher)

Førstehjelpsskap (first aid cabinet)

NTNU

Institutt for energi og prosessteknikk

Dato

Signert

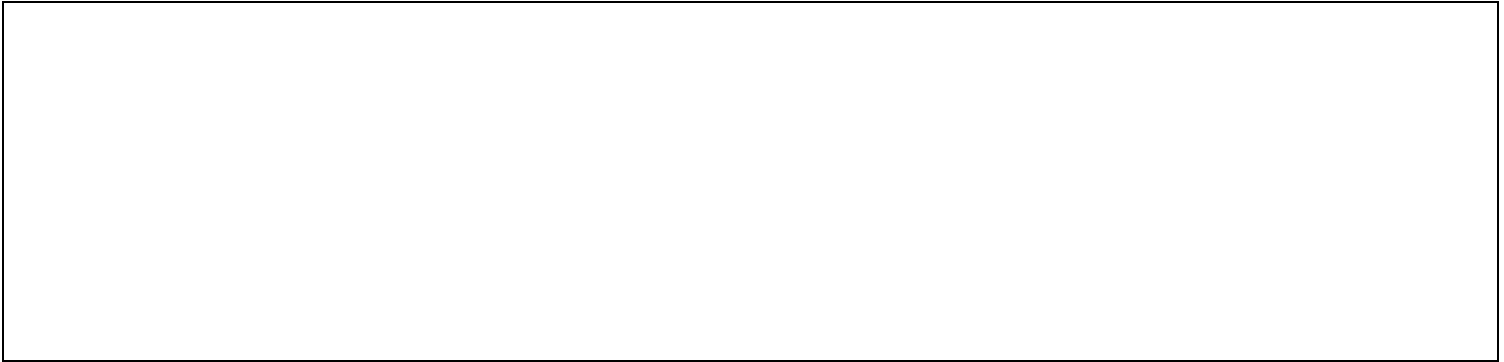
- **Vedlegg K Forsøk pågår kort**

Forsøk pågår!

Experiment in progress!

Dette kort skal settes opp før forsøk kan påbegynnes This card has to be posted before an experiment can start

Ansvarlig / Responsible	Telefon jobb/mobil/hjemme
Operatører/Operators	Forsøksperiode/Experiment time(start – slutt)
Prosjektleder	Prosjekt
NTNU – Sintef Beredskapstelefon	800 80 388
Kort beskrivelse av forsøket og relaterte farer Short description of the experiment and related hazards	



NTNU

Institutt for energi og prosessteknikk

Dato

Signert
