NTNU
Det skapende universitet

Analyse av energibruk og termisk inneklima i næringsbygg med kjøling

Ivar Rognhaug Ørnes

Master i energi og miljø
Oppgaven levert: Juni 2008
Hovedveileder: Vojislav Novakovic, EPT
Biveileder(e): Ida Bryn, Erichsen & Horgen A/S

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Institutt for energi og prosessteknikk

Oppgavetekst

Gjennom denne oppgaven skal det analyseres bruk av klimakjøling i næringsbygg med mål om å avdekke årsaker til stort energibruk i slike bygg, og å komme frem til forslag til løsninger som kan sikre effektiv energibruk under forutsetning av et optimalt termisk inneklima.

Oppgaven skal bearbeides ut fra følgene punkter:

1.Kartlegg aktuelle systemløsninger og signifikante parametere med betydning for oppnådd termisk komfort og energibruk i bygninger med klimakjøling

2.Kartlegg aktuelle simuleringsmodeller og programmer for simulering av bygningers energibruk og inneklima som egner seg for analyser av bygnigner med klimakjøling. Analyser deres viktigste egenskaper og velg et simuleringsprogram for bruk i oppgaven.

3.Etabler en representativ simuleringsmodell som skal benyttes for analyse av energibruk og termisk inneklima i bygninger med klimakjøling. Ved hjelp av simuleriger, foreta analyse av virkningen av aktuelle systemløsninger og signifikante parametere på termisk komfort og energibruk i bygninger med klimakjøling.

4.Foreslå systemløsninger og anleggsparametere som vil føre til både optimalt termisk inneklima og effektiv energibruk i bygninger med klimakjøling.

5.Formuler forslag til en artikkel for teknisk tidsskrift som presenterer de viktigste funnene i dette arbeidet. Formuler forslag for videreføring av arbeidet.

Oppgaven gitt: 21. januar 2008
Hovedveileder: Vojislav Novakovic, EPT

Forord

Denne rapporten er utarbeidet i forbindelse med min masteroppgave ved NTNU våren 2008. Masteroppgaven har vært skrevet i samarbeid med Erichsen & Horgen AS

Avtalen om samarbeid om oppgaveskriving og selve ideen til oppgavetema kom i stand i forbindelse med samtaler om fast ansettelse i november 2007. I løpet av januar 2008 ble den endelige oppgaveformuleringen utarbeidet, og jeg som student fikk være aktiv i denne prosessen.

Oppgaven omhandler klimakjøling i næringsbygg. Formålet med oppgaven har vært å analysere energibruk og termisk komfort i bygg med klimakjøling. Ut fra analysene har målet videre vært å foreslå løsninger som sikrer energieffektiv drift under forutsetning av et tilfredsstillende termisk inneklima. I analysene som er blitt utført er simuleringsverktøyet IDA ICE 4.0 tatt i bruk.

Jeg vil benytte anledningen til å takke mine veiledere Vojislav Novakovic (NTNU) og Ida Bryn (Erichsen & Horgen AS) for gode råd og tilbakemeldinger under arbeidet med masteroppgaven. Videre vil jeg rette en takk til Arnkell Petersen og Jon Kåre Beisvåg i Erichsen & Horgen AS for å ha delt sine erfaringer, bidratt med materiale og hjulpet til i forbindelse med oppbygging av de anvendte simuleringsmodeller. En spesiell takk går til Silje for gode tips, støtte og oppmuntring i en til tider hektisk arbeidsprosess.

---------- ----------

Sted og dato Ivar Rognhaug Ørnes

Sammendrag

I denne masteroppgaven er klimakjøling i næringsbygg studert med mål om å komme frem til systemløsninger og anleggsparametere som gir energieffektiv drift og godt termisk innklima.

Analyse av ulike kjølemetoder ble gjort ved hjelp av et simuleringsverktøy. Det var flere aktuelle verktøy, men IDA ICE 4.0 ble foretrukket for dette arbeidet.

Gjennom simuleringer i IDA ICE ble ulike alternativer for lokal og sentral kjøling analysert for to forskjellige scenarioer. Et referansescenario med settpunkt kjøling lik 22 ºC, og et scenario med settpunkt kjøling lik 26 ºC. Modellene som simuleringene ble kjørt på, bestod av et kontorlandskap med grunnflate på 900m^2 med ulike tekniske systemløsninger. Kontorlandskapet ble delt inn i to termiske soner, en sørvendt og en nordvendt. Dette for å få med orienteringens innvirkning på energiflyten.

Hovedfokuset har vært å sammenligne romkjøling og ventilasjonskjøling med tanke på energieffektiv drift og termisk inneklima. For disse to kjølemetodene er det også sett på innvirkning av ekstratiltak som mekanisk nattventilasjon, behovsstyrt vinduslufting i driftstiden og tidsstyrt vindusåpning om natten.

På grunn av begrensninger i simuleringsverktøyet ble bare ekstratiltaket med behovsstyrt vinduslufting studert på årsbasis. De øvrige alternativene ble kun studert for dimensjonerende sommerdøgn.

På årsbasis var det for referansescenarioet romkjøling med bruk av behovsstyrt vinduslufting som viste seg å være det beste alternativet. Ventilasjonskjøling gav lavest energibehov, men denne løsningen klarte ikke å opprettholde ønsket temperaturnivå ved dimensjonerende sommerforhold. Romkjøling derimot holdt temperaturen innefor fastsatte grenser. Det samlede spesifikke energibehovet for kontorlandskapet ved romkjøling med behovsstyrt vinduslufting var 100,9 kWh/(m^2·år).

I scenarioet med settpunkt kjøling lik 26 ºC, var det også ventilasjonskjøling med behovsstyrt vinduslufting som ga det laveste energibehovet. I dette scenarioet klarte ventilasjonskjølingen i større grad å holde temperaturen på ønsket nivå, selv om det periodevis ble en liten overtemperatur i den sørvendte sonen. Det spesifikke energibehovet for ventilasjonskjøling med behovsstyrt vinduslufting ble her 67,5 kWh/(m^2·år). Behovsstyringen av vindusluftingen ga ingen reduksjon i det samlede energibehovet ved bruk av romkjøling. Romkjølingen klarte også her å holde temperaturen på ønsket nivå. Det spesifikke energibehovet ble her 76,9 kWh/(m^2·år).

Av de ekstratiltakene som kun ble studert for dimensjonerende sommerdøgn, utmerket tidsstyrt vinduslufting om natten seg som det beste alternativet både for rom- og ventilasjonskjøling i begge scenarioer. Energibehovene med tidsstyrt vinduslufting ble 159,6 kWh og 344,5 kWh for henholdsvis romkjøling og ventilasjonskjøling for dimensjonerende sommerdøgn.

Abstract

In this report the energy consumption and thermal environment in air-conditioned office buildings has been analyzed. The aim has been to find technical system solutions and parameters that will provide energy efficient use and a good thermal environment.

In the analysis a simulation program called IDA ICE 4.0 has been used. There were several relevant tools to choose between, but IDA ICE was preferred for this study.

Through simulations in IDA ICE, several alternatives for local and central cooling were analyzed for two different scenarios. One reference scenario with set-point for cooling at 22 ºC, and one scenario with set-point for cooling at 26 ºC. The models used in IDA ICE consisted of an open-plan office with basal area of 900m^2 with different technical system solutions. The open-plan office was divided into two different thermal zones, one facing south and one facing north, to include the influence the orientation has on the energy use.

The main objective has been to evaluate and compare local and central cooling with respect to energy efficient use and thermal environment. For these two methods of cooling this study also include the effect of additional measures such as mechanical night ventilation, demand-controlled window ventilation during the operating hours and time-controlled window opening at night.

Due to limitations in the simulation program, only the measure of demand-controlled window ventilation was studied for a whole year. The remainder of the measures was only studied for design summer conditions.

On a yearly basis it was the use of local cooling combined with demand-controlled window ventilation that was the best alternative in the reference scenario. Central cooling resulted in the lowest energy demand, but this alternative was not able to obtain the desired level of temperature control at design summer conditions. Local cooling on the other hand was able to keep the temperatures within the desired limits. The total specific energy demand for the open-plan office with local cooling combined with demand-controlled window ventilation was 100,9 kWh/(m^2·year).

In the scenario with set-point cooling at 26 ºC it was also central cooling combined with demand-controlled window ventilation that resulted in the lowest energy demand. In this scenario the central cooling to a greater extent succeeded in maintaining the temperatures below the desired upper limit, even though small periodical excess temperatures occurred in the zone facing south. The specific energy demand for central cooling combined with demand-controlled window ventilation was in this case 67,5 kWh/(m^2·year). The demand-controlled window opening did not give a reduction in energy demand for local cooling. The local cooling was, as in the reference scenario, able to obtain the desired level of temperature control. The specific energy demand was 76,9 kWh/(m^2·year).

Among all of the additional measures to local and central cooling that were studied for design summer conditions, the time-controlled window ventilation at night distinguished itself as the best alternative for both local and central cooling in both the scenarios.
The energy demands with this alternative were 159,6 kWh and 344,5 kWh respectively for local and central cooling.

Innholdsfortegnelse

Innledning **1**
1 Terminologi **3**
2 Kjøling av næringsbygg **7**
2.1 Bruk av klimakjøling de siste årene -historisk utvikling og dagens situasjon 7
2.2 Signifikante parametere og systemløsninger for termisk komfort og energibruk i bygg med klimakjøling 9
2.2.1 Sentrale faktorer knyttet til energibruk 9
2.2.2 De viktigste parametere knyttet til termisk komfort 11
2.3 Vurdering av termisk komfort 12
2.3.1 Predicted Mean Vote (PMV) 12
2.3.2 Predicted Percent Dissatisfied (PPD) 12
2.3.3 Vertikale temperaturgradienter og strålingsasymmetri 14
2.4 Årsaker til den store energibruken i næringsbygg med klimakjøling 14
2.4.1 Bygningskroppen og energibruk 16
2.4.2 Tekniske installasjoner og energibruk 17
3 De ulike kjølemetodene **19**
3.1 Passiv kjøling 19
3.2 Systemer for kuldeproduksjon 22
3.2.1 Lokale kjølemaskiner 22
3.2.2 Sjøvann/brakkvann/elvevann som kuldekilde 23
3.2.3 Fjernkjøling 24
3.3 Mekanisk kjøling 24
3.3.1 Sentral kjøling/ventilasjonskjøling 25
3.3.2 Lokal kjøling/Romkjøling 25
3.4 Regulering av mekaniske kjølesystemer 30
3.4.1 Regulering av sentral kjøling/ventilasjonskjøling 30
3.4.2 Regulering av lokal kjøling 31
3.5 Sekvensstyring og dellastproblematikk 31
4 Bruk av simuleringsverktøy til analyser på bygg med klimakjøling **33**
4.1 Valg av simuleringsverktøy 33
4.1.1 Krav til egenskaper 33
4.1.2 Aktuelle simuleringsverktøy 34
***5* Simuleringer av ulike systemløsningers innvirkning på energiflyt i bygg med klimakjøling** **38**
5.1 Målet med simuleringene 38
5.2 Simuleringsverktøy 38
5.2.1 IDA ICE 38
5.2.2 Hvorfor IDA ICE? 40
5.2.3 Validering 40
5.2.4 Egenkontroll av simuleringsverktøy 41
5.3 Simuleringsmodellene 41
5.3.1 Utforming og beliggenhet 42
5.3.2 Bygningskropp 43
5.3.3 Driftstid og brukertetthet 45

5.3.4 Interne laster ... 45
5.3.5 Øvrig essensiell inndata ... 46
5.4 De ulike scenarioene ... 47
5.4.1 Settpunkter for de to scenarioene ... 47
5.4.2 Krav til termisk komfort ... 48
5.4.3 Ventilasjon av bygget ... 48
5.4.4 Forenkling ved beregning av energi til viftedrift ved behovsstyring ... 49
5.5 Beskrivelse av kjølealternativer studert i IDA ICE ... 53
5.5.1 Romkjøling ... 53
5.5.2 Ventilasjonskjøling ... 53
5.5.3 Nattkjøling ... 54
5.6 Hovedfokus og begrensninger i simuleringene ... 55
6 Ulike systemløsningers og parameteres innvirkning på energiflyten i kontorlandskapet ... 58
6.1 Manuelle beregninger for kontroll av resultater fra IDA ICE 4.0 beta ... 58
6.2 Referansescenarioet ... 63
6.2.1 Energibehov ... 63
6.2.2 Temperaturforhold ... 68
6.2.3 Termisk komfort ... 74
6.3 Scenario 2 ... 83
6.3.1 Energibehov ... 83
6.3.2 Temperaturforhold ... 86
6.3.3 Termisk komfort ... 90
6.4 Settpunktenes innvirkning på energibehovet- en sammenligning av de to scenarioer ... 94
7 Konklusjon ... 99
8 Anbefalinger ... 101
9 Forslag til videreføring av dette arbeidet ... 103
Referanseliste ... 105
Vedlegg ... I

Figuroversikt

Figur 2-1: Gjennomsnittlig spesifikt temperatur- og stedskorrigert energibruk for kontorbygg med ulike oppvarmingsløsninger, alle med og uten kjøleanlegg 8
Figur 2-2:Sammenhengen mellom PMV og PPD..... 13
Figur 2-3: Sammenhengen mellom operativ temperatur og forventet antall misfornøyde(PPD) 13
Figur 2-4: Utviklingen i energibruk for kontorbygg de siste årene sammenlignet med nye rammekrav i nye teknisk forskrift til plan- og bygningsloven..... 15
Figur 3-1:Prinsippskisse av kalddampprosessen 22
Figur 3-2: Prinsippskisse av en isvannsmaskin 23
Figur 3-3: Eksempel på en kontoretasje med mekanisk kjøling 24
Figur 3-4: Kjølebatteri 25
Figur 3-5: Tilluftsbaffel 26
Figur 3-6: Egenkonveksjonsbaffel..... 26
Figur 3-7:Kjøletak..... 27
Figur 3-8: Fasadeapparat..... 27
Figur 3-9: Fan-coil 28
Figur 3-10:Sekvensstyring av oppvarming og kjøling..... 31
Figur 5-1: Skjermbilder fra IDA ICE 4.0 beta..... 39
Figur 5-2: Den aktuelle etasjen 42
Figur 5-3: De to termiske sonene..... 43
Figur 5-4: Energibruk ved ulike styringsstrategien 49
Figur 6-1:Kjøleeffektberegning i IDA ICE for sørvendt sone ved romkjøling for dimensjonerende sommerdøgn 60
Figur 6-2:Temperaturforløpet for første time av driftstiden for sørvendt sone for dimensjonerende sommerdøgn. Hentet fra resultatrapporten i IDA ICE 61
Figur 6-3: Varmebalanse for første time av driftstiden i sørvendt sone ved romkjøling for dimensjonerende sommerdøgn. Hentet fra resultatrapporten i IDA ICE 62
Figur 6-4: Spesifikt energibehov for romkjøling over året..... 64
Figur 6-5: Samlet energibehov over året 66
Figur 6-6: Energibehov over dimensjonerende sommerdøgn..... 67
Figur 6-7:Utendørs tørrkuletemperatur for 28.07-03.08 69
Figur 6-8: Gjennomsnittlige timesverdier for utendørs tørrkuletemperatur for dimensjonerende sommerdøgn. 69
Figur 6-9:Lufttemperatur sørvendt sone for varmeste uke. Gjennomsnittsverdier i driftstiden for den enkelte dag. 70
Figur 6-10:Lufttemperatur nordvendt sone for varmeste uke. Gjennomsnittsverdier i driftstiden for den enkelte dag. 70
Figur 6-11:Temperaturforhold for romkjøling uten nattventilasjon for dimensjonerende sommerdøgn..... 70
Figur 6-12:Temperaturforhold for romkjøling med mekanisk nattventilasjon for dimensjonerende sommerdøgn. 70
Figur 6-13:Temperaturforhold for romkjøling med behovsstyrt vinduslufting for dimensjonerende sommerdøgn. 71

Figur 6-14:Temperaturforhold for romkjøling med vinduslufting om natten for dimensjonerende sommerdøgn. 71
Figur 6-15: Lufttemperatur sørvendt sone for varmeste uke. Gjennomsnittsverdier i driftstiden for den enkelte dag. 72
Figur 6-16:Lufttemperatur nordvendt sone for varmeste uke. Gjennomsnittsverdier i driftstiden for den enkelte dag. 72
Figur 6-17:Temperaturforhold for ventilasjonskjøling uten nattventilasjon for dimensjonerende sommerdøgn. 73
Figur 6-18:Temperaturforhold for ventilasjonskjøling med mekanisk nattventilasjon for dimensjonerende sommerdøgn. 73
Figur 6-19:Temperaturforhold for ventilasjonskjøling med behovsstyrt vinduslufting for dimensjonerende sommerdøgn. 73
Figur 6-20:Temperaturforhold for ventilasjonskjøling med vinduslufting om natten for dimensjonerende sommerdøgn. 73
Figur 6-21: Gjennomsnittlig PMV i driftstiden for sørvendt sone over året 75
Figur 6-22:Gjennomsnittlig PMV i driftstiden for nordvendt sone over året 75
Figur 6-23: Gjennomsnittlig PPD i driftstiden for sørvendt sone over året 75
Figur 6-24: Gjennomsnittlig PPD for nordvendt sone over året 75
Figur 6-25: Gjennomsnittlig PMV i driftstiden for dimensjonerende sommerdøgn ved romkjøling 77
Figur 6-26: Gjennomsnittlig PPD i driftstiden for dimensjonerende sommerdøgn ved romkjøling 77
Figur 6-27:Gjennomsnittlig PMV i driftstiden over dimensjonerende sommerdøgn for ventilasjonskjøling 78
Figur 6-28:Gjennomsnittlig PPD i driftstiden for dimensjonerende sommerdøgn ved ventilasjonskjøling 79
Figur 6-29: Soltilskudd for sørvendt og nordvendt sone for dimensjonerende sommerdøgn uten(A) og med(B) aktiv solavskjerming 80
Figur 6-30:Retningsbestemt operativ temperatur for sørvendt sone ved ventilasjonskjøling 81
Figur 6-31: Retningsbestemt operativ temperatur for nordvendt sone ved ventilasjonskjøling 81
Figur 6-32: Nummerering av vegger i den enkelte sone 81
Figur 6-33: Overflatetemperaturer i sørvendt sone for dimensjonerende sommerdøgn ... 82
Figur 6-34: Spesifikt energibehov over året for kontorlandskapet 83
Figur 6-35: Samlet energibehov over året 84
Figur 6-36: Energibehov over dimensjonerende sommerdøgn 85
Figur 6-37: Lufttemperatur sørvendt sone for varmeste uke. Gjennomsnittsverdier i driftstiden for den enkelte dag. 86
Figur 6-38: Lufttemperatur nordvendt sone for varmeste uke. Gjennomsnittsverdier i driftstiden for den enkelte dag. 86
Figur 6-39: Temperaturforhold for romkjøling uten nattventilasjon for dimensjonerende sommerdøgn. 86
Figur 6-40: Temperaturforhold for romkjøling med mekanisk nattventilasjon for dimensjonerende sommerdøgn. 86

Figur 6-41: Temperaturforhold for romkjøling med behovsstyrt vinduslufting for dimensjonerende sommerdøgn. 87
Figur 6-42: Temperaturforhold for romkjøling med vinduslufting om natten for dimensjonerende sommerdøgn. 87
Figur 6-43: Lufttemperatur sørvendt sone for varmeste uke. Gjennomsnittsverdier i driftstiden for den enkelte dag. 88
Figur 6-44:Lufttemperatur nordvendt sone for varmeste uke. Gjennomsnittsverdier i driftstiden for den enkelte dag. 88
Figur 6-45: Temperaturforhold for ventilasjonskjøling uten nattventilasjon for dimensjonerende sommerdøgn. 88
Figur 6-46: Temperaturforhold for ventilasjonskjøling med mekanisk nattventilasjon for dimensjonerende sommerdøgn. 88
Figur 6-47: Temperaturforhold for ventilasjonskjøling med behovsstyrt vinduslufting for dimensjonerende sommerdøgn. 89
Figur 6-48: Temperaturforhold for ventilasjonskjøling med vinduslufting om natten for dimensjonerende sommerdøgn. 89
Figur 6-49: Gjennomsnittlig PMV i driftstiden for sørvendt sone over året 90
Figur 6-50: Gjennomsnittlig PMV i driftstiden for nordvendt sone over året..... 90
Figur 6-51: Gjennomsnittlig PPD i driftstiden for sørvendt sone over året..... 90
Figur 6-52: Gjennomsnittlig PPD i driftstiden for sørvendt sone over året..... 90
Figur 6-53: Gjennomsnittlig PMV i driftstiden for dimensjonerende sommerdøgn ved romkjøling..... 91
Figur 6-54:Gjennomsnittlig PPD i driftstiden for dimensjonerende sommerdøgn ved romkjøling..... 92
Figur 6-55: Gjennomsnittlig PMV i driftstiden over dimensjonerende sommerdøgn for ventilasjonskjøling 93
Figur 6-56: Gjennomsnittlig PPD i driftstiden for dimensjonerende sommerdøgn ved romkjøling..... 93
Figur 6-57: Samlet spesifikt energibehov for romkjøling og ventilasjonskjøling i de to scenarioene over et år..... 94
Figur 6-58: Samlet energibehov for romkjøling og ventilasjonskjøling i de to scenarioene for dimensjonerende sommerdøgn..... 95
Figur 6-59: Luftstrømning inn i sørvendt sone ved romkjøling i referansescenarioet 96
Figur 6-60:Luftstrømning inn i sørvendt sone ved romkjøling i scenario 2 97
Figur 6-61:Luftstrømninger inn i sørvendt sone ved ventilasjonskjøling i referansescenarioet..... 98
Figur 6-62: Luftstrømninger inn i sørvendt sone ved ventilasjonskjøling i scenario 2 98

Tabelloversikt

Tabell 2-1: Prosentvis antall kontorbygg med kjøleanlegg fordelt på byggeår 7
Tabell 2-2: Prosentvis antall kontorbygg med kjøleanlegg, fordelt på areal 8
Tabell 2-3: Oversikt over de mest sentral faktorer knyttet til energibruk..... 9
Tabell 2-4: Parametere av betydning for termisk komfort..... 11
Tabell 2-5: Krav til operativ temperatur for de ulike kategoriene for krav til termisk komfort..... 14
Tabell 2-6: Akseptable temperaturforskjeller for termisk komfort..... 14
Tabell 3-1: Sammenligning av de mest brukte lokale kjøleenhetene 29
Tabell 5-1: U-verdier i modellens bygningskonstruksjoner 43
Tabell 5-2: Oversikt over kuldebroverdier for bygningskroppen 44
Tabell 5-3: Tidsplan for personbelastning 45
Tabell 6-1: Sammenligning av temperaturforhold..... 59

Innledning

Denne masteroppgaven er utarbeidet våren 2008 ved institutt for energi- og prosessteknikk på NTNU. Masteroppgaven er utført i 5.årskurs på studieprogrammet Energi og Miljø, og ligger under fagkode TEP 4920; Energibruk og energiplanlegging – Varmeenergi.

Masteroppgaven omhandler bruk av klimakjøling i næringsbygg. Målet har vært å gjennom studier av ulike kjølemetoder og parametere finne systemløsninger som gir energieffektiv drift i bygg med klimakjøling, samtidig som krav til termisk komfort tilfredsstilles.

Bakgrunnen for oppgavetemaet er den økende energibruken i bygninger de siste årene. Energibruk relatert til bygningssektoren utgjør i dag ca. 40 % av Norges samlede energibruk i et normalår[2]. Selv om nye forskrifter og tiltak har kommet de siste årene for å få redusert energibruken, ser man at nyere bygg i gjennomsnitt ofte bruker mer energi enn de eldre. Næringsbygg er en bygningstype som typisk har en svært høy energibruk sammenlignet med andre bygningstyper. I disse byggene utgjør energiposten kjøling ofte en betydelig andel av den totale energibruken. I tillegg har det vært en markant økning i bruken av klimakjøling i næringsbygg de siste tiårene. Det å finne energieffektive systemløsninger for kjøling av næringsbygg, vil derfor være en viktig faktor i forbindelse med å redusere energibruken i bygningssektoren

I forbindelse med energieffektiv drift i næringsbygg, er det i dette arbeidet valgt å fokusere på energipostene oppvarming, kjøling og ventilasjon. Dette fordi disse postene normalt er de største på denne bygningstypens energibudsjett, og fordi de er de postene med det største reduksjonspotensialet i energibruk.

Ved bruk av simuleringsverktøy har det i dette arbeidet ikke vært fokus på bruk av standardisert inndata for sammenligning opp mot forskriftskrav. Fokuset har i større grad vært å se hvordan ulike kjølemetoder fungerer under mest mulig realistiske forhold.

I oppgaven er det brukt en del faguttrykk som ikke alltid er like nøye forklart i teksten. En oversikt over og forklaring av anvendte faguttrykk er å finne i rapportens første kapitel.

I den første delen av oppgaven gis det en kort introduksjon til den historiske utviklingen i bruk av klimakjøling i næringsbygg. Videre presenteres de systemløsninger og parametere som typisk vil ha størst innvirkning på energibruk og termisk komfort i et bygg.

I kapitel 3 gis det en oversikt over de mest vanlige passive og aktive kjølemetodene, og hvordan disse reguleres og sekvensstyres. I kapitel 4 presenteres krav til simuleringsverktøy i denne oppgaven, samt de aktuelle kandidatene til verktøy.

I kapitel 5 blir målet med simuleringene og det valgte verktøy beskrevet mer inngående. Her blir også modellene anvendt i simuleringene forklart i detalj. I kapitel 6 blir resultatene fra simuleringene både presentert og diskutert. Rapportens siste del inneholder konklusjon, anbefalinger og forslag til videre arbeid. Helt til slutt kommer vedleggene. Disse omfatter mer utdypende beskrivelser av modelloppbygning og beregninger, samt en oversikt over de viktigste resultatene i tabellform.

Det simuleringsverktøyet som ble valgt å bruke i dette arbeidet er en betaversjon som nå er inne i en avsluttende fase av en lengre testperiode. Undertegnede har vært med i en testgruppe som kontinuerlig har kommet med tilbakemeldinger om feil og forslag til forbedringer til utviklerne underveis. Da arbeidet med denne oppgaven startet, ble verktøyet vurdert som godt nok til oppgavens formål. Underveis har allikevel arbeidsprosessen blitt preget av en rekke uforutsette feil i simuleringsverktøyet, noe som har resultert i mye forsinkelser i påvente av at feilene ble rettet opp. Da tidsrammen for oppgaveskriving var forhåndsbestemt, har forsinkelsene bidratt til at simuleringenes omfang er blitt noe redusert i forhold til den opprinnelige planen.

I oppgavetekstens siste punkt står det at det skal utarbeides et forslag til artikkel for teknisk tidskrift der de viktigste resultatene fra arbeidet presenteres. Da det anvendte simuleringsverktøyet enda ikke er validert og helt ferdigutviklet, er det i samsvar med veileder besluttet å utsette denne artikkelskrivingen til et senere tidspunkt.

1 Terminologi

Her følger en kort forklaring av sentrale begreper og uttrykk knyttet til klimakjøling som anvendes i rapporten:

Buss-teknologi
En ”buss” er et overføringsmedium for dataoverføring fra en eller flere kilder til en eller flere mottakere. Alle slike kilder eller mottakere er parallelt innkoblet på bussen. Et buss-system bestå av to eller flere parallelt koblede apparater eller enheter.

DCV – Demand Controlled Ventilation
DCV er et reguleringsprinsipp for ventilasjonsluft. Ved DCV er det snakk om et anlegg som kan betjene flere soner i et bygg. Det som skiller et slikt system fra VAV, er at luftmengdene til de ulike sonene styres hver for seg avhengig av den enkelte sones belastning. Styringen av anlegget vil her være ved hjelp av temperatur- og/eller CO_2-føler.

DX-anlegg
Direkteekspansjonsanlegg er kjøleanlegg hvor kuldemediet varmeveksles direkte med luft som ønskes nedkjølt[1].

Ekspansjonsventil
Trykkreduksjonsenhet hvor trykket i kjøleanlegget strupes slik at kuldemediet kan oppta varme fra omgivelse. Styres av temperaturen etter fordamper[1].

Energibehov
Dette er den teoretisk beregnede mengde energi som vil være nødvendig i den aktuelle bygningen.

Energibruk
Dette er den faktiske energibruken i bygningen.

Fancoil
Kjølebatteri tilkoblet viftemotor i egen kapsling som tilføres nedkjølt vann fra sentralt vannkjøleanlegg og opptar varme fra luft som viften tvinger gjennom kjølebatteriet.

Fordamper
I fordamperen opptar kuldemediet varme fra omgivelsene og fordamper fra væske- til gassfase. Kan kjøle luft eller væske[1].

Innemiljø
Innemiljøet består av[21]:

- Det termiske miljø
- Det atmosfæriske miljø
- Det akustiske miljø
- Det aktiniske miljø
- Det mekaniske miljø
- Det estetiske miljø
- Det psykososiale miljø

Inneklima
Inneklimaet er en del av innemiljøet og består av[21]:

- Det termiske miljø
- Det atmosfæriske miljø
- Det akustiske miljø
- Det aktiniske miljø
- Det mekaniske miljø

Kjølebaffel
Kjølebatteri montert i taket. Tilføres vann med temperatur over duggpunkt fra sentralt vannkjøleanlegg.

Kjølefaktor
Kjølefaktoren til et kjøleanlegg er definert som kjøleytelsen til anlegget delt på det tilførte elektriske arbeidet. Det nødvendige elektriske arbeidet omfatter elektrisitetsbehovet til kompressor, pumper og eventuelle vifter.

Kjøletak
Vannrør innfelt i takplater. Tilføres vann med temperatur over duggpunkt fra sentralt vannkjøleanlegg.

Kjøleytelse
Kjøleytelsen til et anlegg defineres som den mengde termisk energi som anlegget klarer å ta opp fra sine omgivelser.

Kompressor
Mekanisk komponent i en kuldemediekrets som suger inn kuldemediegass, vanligvis fra fordamperen, og avgir den ved et høyere trykk. Det skilles mellom en rekke typer hvor rullestempelkompressor og scrollkompressor er ledende på mindre systemer, og stempel- skrue- og turbokompressorer er ledende på større systemer[1].

Kondensator
I kondensatoren avgir kuldemediet varme til omgivelse og kondenserer fra gass til væskefase. Avgir varme til luft eller væske[1].

Kuldemedium
Gasser som benyttes i kuldeprosessen. Kjennetegnes ved lavt kokepunkt (lavere enn -30°C ved atmosfærisktrykk). Opptar varme ved lav temperatur og lavt trykk, og avgir varme ved høyere temperatur og trykk, vanligvis gjennom tilstandsendring[1].

Middelstrålingstemperatur:
Den fiktive, like temperatur på de omgivende flater som medfører samme varmetap eller tilskudd ved strålingsutveksling som i de aktuelle omgivelser[33].

Operativ temperatur
Dette er den veide verdi av luftens tørrkuletemperatur og middelstrålingstemperatur som medfører samme strålingsutveksling ved konveksjon og stråling som de aktuelle omgivelser. Den operative temperaturen er følgelig middelverdien av luft- og middelstrålingstemperaturen veid med de respektive varmeovergangstall for konveksjon og stråling[33].

Plan strålingstemperatur
Den fiktive, like temperatur på de omgivende flater som medfører samme bestråling på den ene siden av en liten plan flate som i de aktuelle omgivelser[33].

Retningsbestemt("Directed") operativ temperatur
Blir beregnet på samme måte som den operative temperaturen. Den eneste forskjellen er at den blir vektet for punktet der personen befinner seg og mot den flaten som er av interesse.

Romkjøling
Kjøling ved hjelp av lokale kjøleenheter som plasseres direkte i det lokalet som skal kjøles ned.

Sentral oppvarming/kjøling
Brukes i dette arbeidet om oppvarming og kjøling av tilluft i ventilasjonsaggregatets varme- og kjølebatteri.

SFP-"Specific Fan Power"
Spesifikk vifteeffekt er forholdet mellom den elektrisk effekten som er nødvendig for å drive viftene og den luftmengden som forflyttes ved hjelp av disse viftene.

SPP- "Specific Pump Power"
Spesifikk pumpeeffekt er forholdet mellom den elektriske effekt som er nødvendig for å drive pumpene og den væskemengden som forflyttes ved hjelp av disse pumpene.

Strålingsasymmetri
Forskjellen mellom plan strålingstemperatur på to motstående sider av en liten plan flate[33].

Termisk komfort
Termisk komfort er en sinnstilstand der vi uttrykker full tilfredshet med de termiske omgivelser[21].

Termisk masse
Med termisk masse menes bygningsmasse med evne til å absorbere og lagre varme. Vi skiller mellom intern og ekstern termisk masse, der den eksterne er i direkte kontakt med omgivelsene mens den interne ikke er det.

Tørrkjøler
I en tørrkjøler kjøles (veksles) vannet fra en vannkjølt kondensator med uteluft. Plasseres som oftest på tak[1].

Tørrkuletemperatur
Temperatur målt med et tørt strålingsbeskyttet termometer. Det er denne temperaturen vi normalt refererer til med begrepet lufttemperatur[33].

Ventilasjonskjøling
Kan både være passiv og mekanisk drevet. Mekanisk drevet skjer ved at friskluften som skal tilføres lokalet i forkant blir nedkjølt i et kjølebatteri i ventilasjonssystemet. Den passive varianten kan for eksempel være at kald natteluft ubehandlet tilføres lokalet gjennom ventilasjonsanlegg eller andre åpninger som blant annet vinduer.

VAV – Variabel Air Volume
VAV er et reguleringsprinsipp for ventilasjonsluft. Denne måten å regulere luftmengdene på er typisk for ventilasjonsanlegg som skal betjene flere forskjellige soner i bygget. Reguleringen i et slikt anlegg skjer helt trinnløst fra et bestemt minimum til maksimum. Styringen av luftmengden kan her typisk styres ved hjelp av bevegelsessensor eller manuelt.

U-verdi
U-verdien eller varmegjennomgangstallet angir størrelsen av varmetapet gjennom en bygningsdel. Tallet angir hvor stor effekt i watt (W) som går gjennom 1 m^2 bygningsdel, når temperaturforskjellen mellom flatene er 1 ºC. U-verdien angis i W/m^2ºC.

Viftesystemets virkningsgrad
Viftesystemets virkningsgrad angir hvor stor andel av effekten tilført viftemotoren som faktisk går med til å transportere luft i ventilasjonsanlegget.

Vindusrutens solfaktor(g-verdi)
Den andelen av strålingseffekten som ved normalt solinnfall mot vinduet slipper gjennom til innsiden.

2 Kjøling av næringsbygg

2.1 Bruk av klimakjøling de siste årene -historisk utvikling og dagens situasjon

I Norge i dag utgjør energibruk til drift av bygninger hele 38 % av landets stasjonære energibruk. Av dette står næringsbygg for omtrent 42 % [2]. Det som i hovedsak skiller næringsbygg fra andre bygningstyper, og som er en hovedårsak til den store energibruken i denne bygningstypen, er et betydelig større behov for ventilasjon og kjøling[2]. Bare knappe 50 % av energibruken skyldes behov for oppvarming[2]. I en del av dagens næringsbygg er det et netto kjølebehov i store deler av året, og man anslår at energi til kjøling gjennomsnittlig utgjør 20 % av energibehovet[3].

Tendensen de siste tiårene har vært en klar økning i bruk av mekanisk kjøling i næringsbygg. Det er flere årsaker til dette. Strengere krav til termisk inneklima fra byggherre, bygningsutforming og interne varmegenererende laster kan trekkes frem som noen eksempler. Årsakene til at næringsbygg har stort kjølebehov vil utdypes ytterligere i kapitel 2.4.1 og 2.4.2

Tabell 2-1 viser hvordan utviklingen i bruk av klimakjøling har vært for et begrenset utvalg kontorbygg de siste tiårene. I en del av byggene som er studert har kjølanlegget blitt installert i etterkant av bygging. Derfor ble trolig en stor del av de eldre byggene i utgangspunktet bygget uten kjøleanlegg. Av Tabell 2-1 ser man allikevel at det har vært en markant økning i andel næringsbygg med klimakjøling over de siste tiårene.

Tabell 2-1: Prosentvis antall kontorbygg med kjøleanlegg fordelt på byggeår[4]

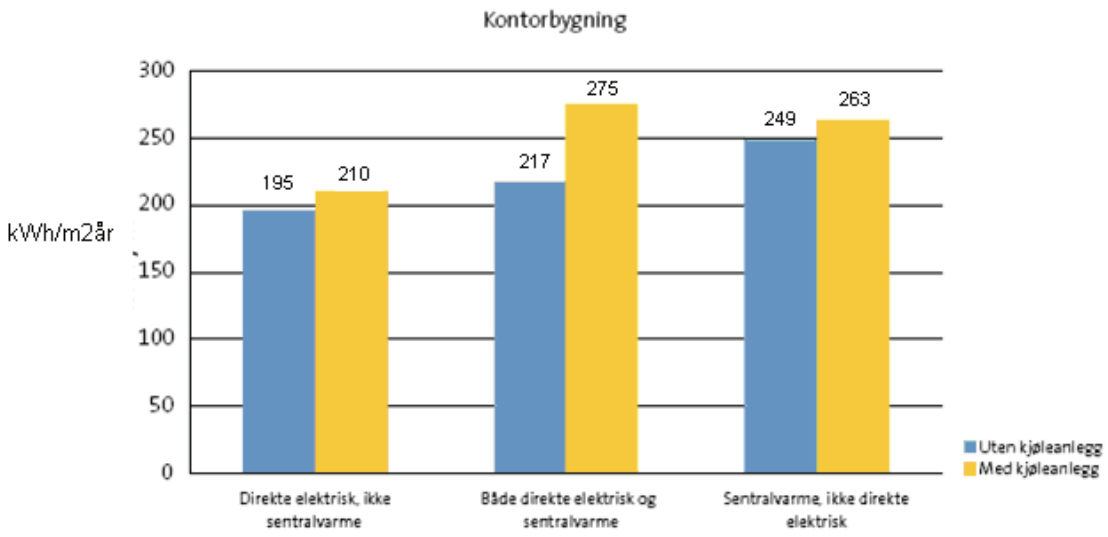
Byggeår	Antall bygg	Med kjøleanlegg	Bygg med kjøleanlegg rehabilitert
90-tallet	13	12 (92%)	
80-tallet	29	18 (62%)	
70-tallet	26	14 (53%)	8 av 14 var rehabilitert på 80- og 90-tallet
Før 1970	51	19 (37%)	14 av 19 var rehabilitert på 80- og 90-tallet

Utviklingen de siste tiårene viser at næringsbygg bygges stadig større og større[4]. Tabell 2-2 viser en tydelig sammenheng mellom kontorbyggets størrelse og bruken av mekanisk klimakjøling. Man kan se at større bygg bruker mekanisk kjøling i større grad enn mindre bygg.

Tabell 2-2: Prosentvis antall kontorbygg med kjøleanlegg, fordelt på areal[4]

Areal[m^2]	Antall bygg	Med kjøleanlegg
200-2000	29	5 (17%)
2000-4000	27	10 (37%)
4000-6000	28	10 (36%)
6000-8000	18	10 (56%)
8000-10000	11	10 (91%)
10000-20000	16	12 (75%)
20000-100000	11	11(100%)

Dagens situasjon



Figur 2-1: Gjennomsnittlig spesifikt temperatur- og stedskorrigert energibruk for kontorbygg med ulike oppvarmingsløsninger, alle med og uten kjøleanlegg[5]

I dag forsynes de fleste næringsbygg som bygges med en eller annen form for romkjøling. Figur 2-1 viser forskjellen i gjennomsnittlig energibruk mellom bygg med og uten kjøleanlegg. Det har vist seg at bygg med romkjøling har et betraktelig høyere energibruk enn de uten. I et prosjekt fra SINTEF Bygg og miljø ble det foretatt en undersøkelse av 14 bygg med klimakjøling og energimåling. Målingene viste at energibruk til kjøling varierte en del fra bygg til bygg, men at denne energiposten i gjennomsnitt utgjorde ca. 20 kWh/m^{2}år [4].

2.2 Signifikante parametere og systemløsninger for termisk komfort og energibruk i bygg med klimakjøling

Mange av de valgene man gjør vedrørende parametere og systemløsninger vil ha en innvirkning på energibruken og graden av termisk komfort i et bygg med klimakjøling. Her følger en oversikt over noen av de mest sentrale og en kort presentasjon av de, se Tabell 2-3 og Tabell 2-4.

2.2.1 Sentrale faktorer knyttet til energibruk

Tabell 2-3: Oversikt over de mest sentral faktorer knyttet til energibruk

Parameter	Beskrivelse
Geografisk beliggenhet	Spennvidden i klimaforhold gjør at den geografiske beliggenheten til bygningen vil ha mye å si på byggets energibruk. I nordlige kalde strøk vil det å dekke oppvarmingsbehovet være den mest fremtredende problemstillingen. I sørligere strøk vil hovedfokuset ofte være å kvitte seg med overskuddsvarme. Bare i Norge er det store forskjeller i uteklima avhengig av hvor i landet man befinner seg, og den geografiske beliggenheten innlands vil derfor også kunne ha en del å si på energibruken.
Orientering	Hvordan bygningen er orientert vil kunne ha mye å si på både oppvarmings- og kjølebehovet. I forbindelse med orientering av bygget, er hovedtemaet orienteringen av byggets vinduer og glassfasader. I årets kalde perioder kan det være ønskelig at man på dagtid mottar mest mulig tilskudd fra solen for å redusere behovet for oppvarming. Det vil derfor være viktig å orientere bygget etter solas bevegelser over døgnet på den aktuelle geografiske beliggenhet, for å oppnå en best mulig solutnyttelse. Hovedfasaden med mest glass bør legges så sydvendt som mulig for god utnyttelse av solinnstråling[6]
Geometri	Byggets utforming vil ha mye si på energibruken. Størrelsen på ytterflatene av bygget vil ha mye og si på varmevekslingen med omgivelsene. I land med kaldt klima som Norge, vil for eksempel et kompakt bygg kunne være viktig for å få redusert oppvarmingsbehovet.
Skjerming	Lokal topografi, vegetasjon og omkringliggende bygninger vil kunne gi god skjerming fra eksterne påvirkningsfaktorer på energibruken som blant solinnstråling og vind. Et godt skjermet bygg vil blant annet få mindre soltilskudd og et redusert varmetap grunnet infiltrasjon gjennom bygningskroppen[7].
Farge på fasade	Fargen på byggets ytterflater vil kunne ha en stor innvirkning på effekten fra solstråling og dermed også temperaturforholdene innendørs[7].
Interne laster	Varme avgitt fra belysning, utstyr og personer har mye å si på byggets kjølebehov. Næringsbygg kjennetegnes med store interne laster som gir store varmetilskudd og som medfører økt kjølebehov.
Isolasjon	God isolasjon og tette bygninger gir lave U-verdier i byggets ytterkonstruksjoner og reduserer varmetapet til omgivelsene ved transmisjon og infiltrasjon. Dette bidrar til et redusert oppvarmingsbehov, men fortetningen av bygningskroppen bidrar ofte til at det blir nødvendig med økt energibruk til ventilasjon.
Termisk masse	Termisk masse i bygningen kan gi positive bidrag på det termiske innemiljøet både sommer og vinter. Om vinteren kan termisk masse lagre energi fra soltilskudd og interne laster i løpet av dagen som kan avgis sakte om natten. På denne måten bidrar den termiske massen til å redusere oppvarmingsbehovet. Om sommeren vil overskuddsvarme bli absorbert og vil dermed redusere byggets kjølebehov[8]. Termisk masse vil også kunne ha en del å si på den termiske komforten. Bygninger med stor andel termisk masse vil kunne jevne ut de daglige temperatursvingningene, noe som vil resultere i et mer stabilt termisk miljø. I årets kalde perioder vil man kunne oppleve at lufttemperaturen er lavere enn overflatetemperaturen. En lavere lufttemperatur vil i tillegg

	til å redusere varmetapet også bedre den opplevde luftkvaliteten. Det skilles mellom ekstern og intern termisk masse. I kalde klimaer slik som vi har i Norge, er det den interne termiske massen som er av interesse knyttet til energibruk. Dette skyldes blant annet at bygningene er såpass god isolerte at endringer i utetemperaturen vil ha liten innvirkning på innetemperaturen. I tillegg vil omgivelsestemperaturen sjelden overstige krav til komforttemperatur innendørs[8].
Vindustype/-areal	Hva salgs vindustype som benyttes i bygget og andel vindusareal på byggets ytterflater har mye å si på energibruk. Det meste av et byggs varmetap skyldes glassareal i byggets fasader. Ved å ha så lav U-verdi på glasset som mulig får man redusert dette tapet. I tillegg er det gjennom byggets glassarealer at man får best mulighet til å utnytte solinnstrålingen både som naturlig belysning og som varmetilskudd.
Solavskjerming	Solinnstråling kan både ha positive og negative innvirkninger på byggets energiflyt avhengig av hva slags solavskjerming som anvendes. I årets kalde perioder vil sola kunne gi et varmetilskudd som kan redusere behovet for oppvarming. Om sommeren derimot vil det samme tilskuddet kunne medføre et økt kjølebehov. Solavskjerming er viktig for å kunne utnytte sola best mulig i både årets varme og kalde perioder. Det kan skilles mellom to skjermingsprinsipper, den aktive og den passive solavskjermingen. Den passive skjermingen omfatter typisk ulike typer vinduer med solavskjermende egenskaper[9]. Her kan varmeabsorberende glass, fotokromatiske glass, glass med ulike refleksjonsegenskaper og glass med lavemisjonsbelegg nevnes som noen eksempler.Den aktive skjermingen baserer seg på mekaniske avskjermingssystemer. Typiske eksempler på aktiv skjerming er markiser og innvendige eller utvendige persienner. Ved å benytte aktiv skjerming, kan man variere skjermingen avhengig av for eksempel solinnstrålingsforholdene, vindforhold, utetemperatur, tilstedeværelse og tid på døgnet[9].
Type ventilasjons, oppvarmings- og kjølesystemer	Valg av systemløsninger for ventilering, oppvarming og kjøling av bygget vil være helt avgjørende både for den termiske komfort og byggets energibehov. I denne oppgaven er fokuset på klimakjøling og de mest aktuelle systemløsningene i forbindelse med klimakjøling er presentert i kapitel 3.
Virkningsgrader, varme-/kjølefaktor	Hvor effektivt de ulike tekniske anlegg utnytter den tilførte energien er av stor betydning for det totale energibehovet.
Ønsket innetemperatur	De kravene som settes til temperaturforholdene i bygget vil ha mye å si for energibruken og den termiske komfort. Den ønskelige temperaturen oppnås gjennom forhåndsbestemte settpunkter i de tekniske anlegg for oppvarming og kjøling. En årsak til høyt energibruk i dagens næringsbygg skyldes nettopp økt fokus på termisk innemiljø og strengere krav til temperaturkontroll.
Luftmengder	Tilførsel av tilstrekkelig med friskluft er av stor betydning både for den termiske komfortopplevelsen, motvirkning av fuktskader og for forurensningsbildet i byggets ulike lokaler. I bygg med mekanisk drevet ventilasjon utgjør energi til ventilering en betydelig del av byggets energibudsjett. Ved bruk av hybride og naturlige ventilasjonsløsninger for tilførsel av friskluft reduseres energibruken betraktelig. Ved dimensjonering av ventilasjonssystemet blir derfor de valgte luftmengder sentrale både for komfort og energiflyt i bygget.
Driftstider	Driftstiden er den andelen av en tidsperiode der bygningen har normal personbelastning med tilhørende behov for ventilasjon og innetemperaturer[11]. Den valgt driftstid for bygget vil følgelig da i stor grad påvirke både energiflyt og komfortnivå over døgnet.
Soneinndeling og sonestørrelse	Ulike soner av et bygg vil ofte ha ulike krav til klimatisering og styring av de klimatekniske installasjoner. Følgelig vil den valgte soneinndelingen og sonens størrelse også ha en betydelig innvirkning på energibruken.

2.2.2 De viktigste parametere knyttet til termisk komfort

En tilstand der man utrykker full termisk komfort er ikke alltid like lett å oppnå selv om vi kjenner de nødvendige betingelsene. I denne forbindelse er det derfor viktig å påpeke betydningen av å skille mellom det som påvirker vår termiske komfort, og det som bestemmer den. Det som *bestemmer* termisk komfort er[21]:

- Hudtemperatur, 32-34 ºC
- Kjernetemperatur, 37-38 ºC
- Svettesekresjon, hudvåthetsgrad < 0,25

I tillegg er det en rekke parametere som *påvirker* den termiske komforten[21]:

Tabell 2-4: Parametere av betydning for termisk komfort

Parameter	Beskrivelse
Aktivitetsnivå	Kroppens varmereguleringssystem har som hovedoppgave å holde en konstant indre kroppstemperatur på om lag 37-38 ºC. For å oppnå en stabil kroppstemperatur må overskuddsvarme fjernes gjennom huden og respirasjonssystemet. Energiomsetningen til mennesker avhenger av fysisk aktivitet og kan angis i enheten W pr. m^2 kroppsoverflate eller den relative enheten met(avledet av metabolisme som betyr stoffskifte). Pr. definisjon er 1 met= 58 W/m^2 kroppsoverflate. Av hensyn til helse og trivsel må varmeavgivelsen fra kroppen være like stor som varmeproduksjonen ved det aktuelle aktivitetsnivå. Hvis ikke vil vi få en økning eller senkning av kroppens kjernetemperatur[21].
Bekledning	Klærnes isolerende effekt er av stor betydning for varmeutvekslingen med omgivelsene. Isolasjonsverdien, dvs. den termiske motstand mellom hudoverflate og bekledningens utvendige overflate, angis enten i m^2K/W eller i den relative enheten clo. Pr. definisjon er 1 clo=0,155m^2K/W, og dette tilsvarer den isolasjon som er nødvendig for å holde en stillesittende person komfortabel ved 21 ºC[21].
Oppholdstid	Hvor lang tid en person befinner seg i et lokale med bestemte termisk forhold, vil også ha betydning for graden av termisk komfort
Temperaturforhold	Den termiske opplevelsen er i stor grad preget av omgivelsestemperaturen. Tørrkuletemperaturen vil ikke alltid være tilstrekkelig som en indikator for termisk komfort da den ikke tar hensyn til stråling. Middelstrålingstemperatur er derimot en mer egnet indikator for termisk komfort da den er et mål på gjennomsnittlig strålingsutveksling mellom person og de omkringliggende flater[32].
Relativ luftbevegelse og turbulens	Opplevelsen av termisk komfort blir påvirket også av lufthastighet og graden av turbulens.
Luftens vanndampinnhold	Relativ luftfuktighet er forholdet mellom fuktinnholdet i luften ved en gitt temperatur og det maksimalt mulige fuktinnholdet ved samme temperatur. Generelt sett påvirker luftfuktigheten kroppens varmeavgivelse i forbindelse med fordampning, som er viktig ved høye temperaturer og høyt aktivitetsnivå. Undersøkelser har allikevel vist at relativt fuktinnhold også har en innvirkning på vår opplevelse av det termiske miljø. Høy relativ fuktighet gjør at fuktinnholdet i bekledningen øker, noe som igjen kan resultere i endring av isolasjonsverdien[32].

2.3 Vurdering av termisk komfort

Opplevelsen av de termiske forhold er noe som er svært subjektivt. Et termisk miljø som er akseptabelt for noen kan være totalt uakseptabelt for andre.

En nødvendig, men ikke tilstrekkelig betingelse for termisk komfort, er at omgivelsene gir termisk nøytralitet for kroppen som helhet. Termisk nøytralitet innebærer at vi ikke har noe generelt ønske om høyere eller lavere omgivelsestemperatur. Dette er ikke en tilstrekkelig betingelse da lokal termisk diskomfort kan forekomme selv om kroppen som helhet er termisk nøytral. Det må derfor også kreves at ingen varm eller kald diskomfort er tilstede for noen del av kroppen. Store vertikale temperaturgradienter i romluften og stor strålingsasymmetri vil eksempelvis kunne gi opphav til ubehag[21].

Til å vurdere graden av termisk komfort benyttes ofte PMV- og PPD-indeksene. Disse indeksene gir et kvantifisert mål på kroppens termiske tilstand.

2.3.1 Predicted Mean Vote (PMV)

PMV-indeksen benytter en psykofysisk 7-punkts skala for å angi hvordan mennesker flere seg i termisk henseende[21]:
+3 Hett
+2 Varmt
+1 Lett varm
0 Nøytral
-1 Lett kjølig
-2 Kjølig
-3 Kaldt

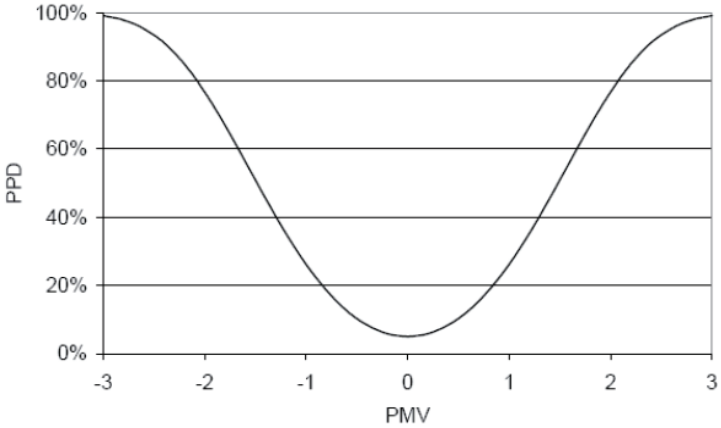
Vurderingen 0,nøytral, betyr at personene i middel ikke ønsker omgivelsene varmere eller kaldere.

PMV er en funksjon av bekledning, aktivitet, lufttemperatur, middel strålingstemperatur, relativ lufthastighet og relativ luftfuktighet[32].

2.3.2 Predicted Percent Dissatisfied (PPD)

PPD er en indikasjon på hvor stor del av en større gruppe mennesker som vil si seg utilfreds med de termiske forhold i et gitt tilfelle[21].

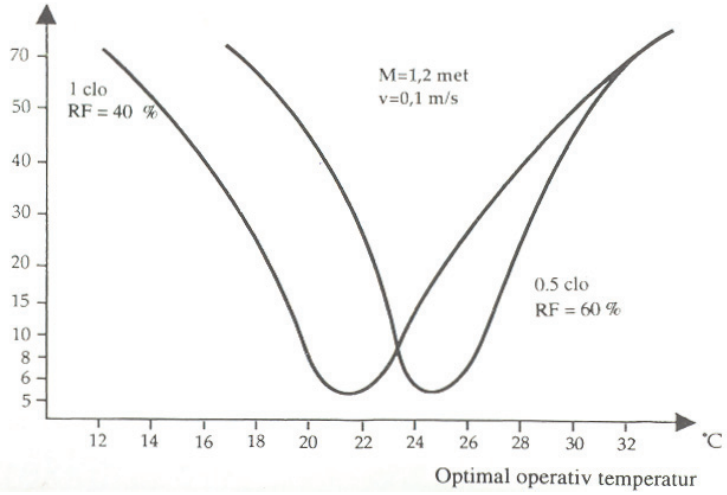
Basert på PMV-indeksen kan man beregne en PPD-indeks. PPD-indeksen vil anslå prosentandelen av personene som vil bedømme sin termiske komfort til ikke å være tilfredsstillende [21].



Figur 2-2:Sammenhengen mellom PMV og PPD[32]

En PMV-verdi på null innebærer termisk nøytralitet. Av Figur 2-2 ser vi at PPD-verdien ved termisk nøytralitet er 5%, dvs. at vi kan maksimalt oppnå 95 % fornøyde.

Figur 2-3 viser sammenhengen mellom rommets operative temperatur og den forventede PPD-verdi for sommer- og vinterforhold.



Figur 2-3: Sammenhengen mellom operativ temperatur og forventet antall misfornøyde(PPD) for vinterbekledning(1clo) og sommerbekledning (0,5 clo). Luftfuktighet(RF) er 60 % og 40 % for henholdsvis sommer og vinter[21].

Tabell 2-5: Krav til operativ temperatur for de ulike kategoriene for krav til termisk komfort

Kategori	Bekledning sommer[clo]	Bekledning vinter[clo]	Aktivitet [met]	Operative temp.[ºC]	
				Sommer	Vinter
Høy(A)	0,5	1	1,2	24,5 ± 0,5	22,0 ± 1
Medium(B)				24,5 ± 1,5	22,0 ± 2
Grunnleggende(C)				24,5 ± 2,5	22,0 ± 3

I dette studiet er det valgt å stille krav til termisk komfort ut fra kategori B.
Ut fra overnevnte grenseverdier for termisk akseptable omgivelser, se Tabell 2-5, anbefales det da at den operative temperaturen ligger mellom 20 og 24 ºC ved vinterbekledning, og mellom 23 og 26 ºC ved sommerbekledning[45].

2.3.3 Vertikale temperaturgradienter og strålingsasymmetri

En stor forskjell i lufttemperaturen mellom hode og ankler er noe som kan medføre ubehag.

Strålingsasymmetri er et begrep som brukes for å angi hvor store forskjeller i plane strålingstemperaturer et menneske kan akseptere uten å oppleve ubehag. Personer er mest følsomme for strålingsasymmetri som skyldes varme tak eller kalde vegger(vinduer).

Tabell 2-6 viser akseptable størrelser på parametere som kan gi lokal termisk diskomfort. De akseptable forhold blir presentert for tre ulike kategorier av termisk komfort.

Tabell 2-6: Akseptable temperaturforskjeller for termisk komfort[47]

Kategori	PMV	PPD [%]	Vertikal temperaturgradient[1] [ºC]	Strålingsasymmetri[ºC]			
				Varmt tak	Kaldt tak	Kald vegg/vindu	Varm vegg/vindu
Høy(A)	[-0.2, 0.2]	<6	<2	<5	<14	<10	<23
Medium(B)	[-0.5, 0.5]	<10	<3	<5	<14	<10	<23
Grunnleggende (C)	[-0.7, 0.7]	<15	<4	<7	<18	<13	<35

2.4 Årsaker til den store energibruken i næringsbygg med klimakjøling

Klimakjøling er noe som installeres i de fleste typer bygg i dag. Næringsbygg er en av de bygningstypene hvor bruk av klimakjøling for å opprettholde et tilfredsstillende termisk inneklima er svært vanlig. Undersøkelser har vist at det i minst 50 % av nye næringsbygg installeres mekanisk kjøling[4]. Denne bygningstypen har typisk en veldig høyt spesifikk

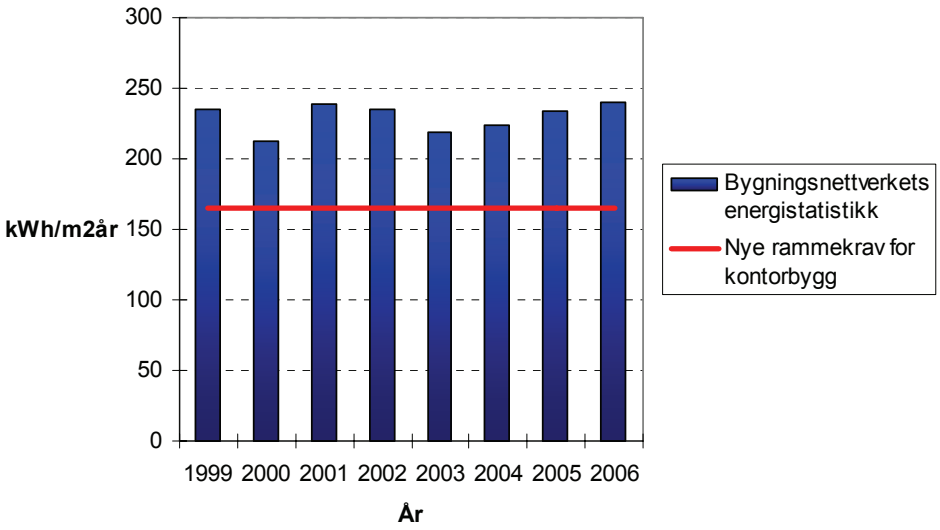
[1] Mellom hode- og ankelhøyde

energibruk, og energi til kjøling er som regel en stor post på denne type bygningers energibudsjett.

EUs bygningsenergidirektiv ble utferdiget 16. desember 2002 og vedtatt gjennomført i 1. januar 2003. Dette direktivet kom som et resultat av at energibruk i bygninger i Europa utgjør en veldig stor del av landenes samlede energibehov. Det anslås at hele 40 % av innlands energibruk i en rekke europeiske land går til bygninger [48]. Bygningsenergidirektivet har som intensjon å gjennom en rekke tiltak bidra til en bedret energiytelse i bygningsmassen.

Fokus på økt energieffektivitet i næringsbygg er ikke noe som er nytt. Over de siste tiårene har det regelmessig blitt iverksatt tiltak for å bedre energiytelsen i bygninger. Gjennom tidligere byggeforeskrifter har det skjedd en kontinuerlig bedring i blant annet bygningers varmeisolasjonsegenskaper. Til tross for strengere krav til isolasjon og energieffektivitet, ser man at nye bygninger ofte bruker betraktelig mer energi enn eldre bygg.

Figur 2-4 viser den negative utviklingen i energibruk for kontorbygg de siste årene. Statistikken anvendt i Figur 2-4 baserer seg på årsrapportene til alle de bygg som har uført en godkjent rapportering av sitt energibruk til Enova i det enkelte år[5].



Figur 2-4: Utviklingen i energibruk for kontorbygg de siste årene sammenlignet med nye rammekrav i nye teknisk forskrift til plan- og bygningsloven[5][9][35]

Figur 2-4 er kun ment som en pekepinn på hvordan utviklingen har vært sammenlignet med nye rammekrav. En direkte sammenligning blir ikke korrekt å gjøre. Dette er fordi man ved kontroll opp mot forskriftskrav skal bruke standardiserte verdier ved beregning av energibehovet. Her er det den faktiske målte energibruken som er presentert.

Årsaker til at ikke den store energibruken går ned tross strengere krav kan være:

- Økte krav til inneklima
- Økt bruk av varmeavgivende utstyr
- For lite fokus på energieffektivitet og driftskostnader
- Beslutninger tas basert på investeringskostnader

Fokus på investeringskostnader fremfor driftskostnader, skyldes at det ofte er sluttbruker i stedet for byggherren som betaler for drift og vedlikehold av bygget og dets tekniske installasjoner. Resultatet av dette ser man i form av valg av billige løsninger uavhengig av løsningens innvirkning på energibruken. Et typisk eksempel er at man lager ventilasjons- og kjøleanlegg så små og billige som mulig, noe som resulterer i stort energibehov til vifter og pumper.

2.4.1 Bygningskroppen og energibruk

Gjennom de siste årene har forskriftskrav gjort bygningene gradvis bedre isolerte og tettere. I den reviderte utgaven av teknisk forskrift til plan- og bygningsloven fra 2007 (TEK)[35], legges det opp til en ytterligere økning i isolasjon og fortetning av bygningskroppen. Det vil si en reduksjon i U-verdier for både vegg, tak, gulv og vinduer. Det er også krav til hvor stor andel glass bygningsfasaden kan bestå av. I tillegg er kravet til tetthet for næringsbygg blitt strengere med en luftveksling på 1,5 ach per time uavhengig av antall etasjer på bygget mot 3/1,5[2] i utgaven fra 1997[35]. En full oversikt over kravene i den tekniske forskriften er å finne i vedlegg E.

Tettere og bedre isolerte bygg kan ha betydelig innvirkning på energibruken. Bedre isolasjon bidrar til en betraktelig reduksjon i transmisjonstapet, og følgelig da også byggets energibehov til oppvarming. Strengere krav til vinduers U-verdi vil ha mye å si, da vinduer typisk har betydelig lavere isolasjonsevne enn øvrige materialer i bygningskroppen. Det at byggene blir tettere reduserer infiltrasjonstapet, men øker da også energibruk til ventilasjon av bygget hvis man ønsker å opprettholde et god termisk innklima. For tette bygninger kan fort føre til innklima- og fuktproblematikk hvis tilførte luftmengder bli for lave.

Et annet kjennetegn med nyere næringsbygg er bruk av store glassfasader. Bruk av glassfasader gir mye av det vi ønsker i et bygg i dag, nemlig lys, utsikt og romfølelse. Det er den estetiske biten som arkitektene ofte legger mest vekt på under prosjekteringen. Disse glassfasadene er en av hovedårsakene til at næringsbygg ofte har store energibehov. Bruk av store glassfasader øker energibehovet både på sommeren og vinteren. Store glassfasader skaper større krav til de tekniske installasjonene i bygget som skal hanskes med varmetapet om vinteren og varmetilskuddet om sommeren grunnet de store glassarealene. De skjerpede kravene til vinduers U-verdi og størrelse vil redusere noe av kaldras-/trekkproblematikken og varmetapet til omgivelsene. Allikevel vil

[2] Bygninger med opptil to etasjer/bygninger med mer enn to etasjer

glassfasader sammenlignet med en yttervegg, øke energibehovet til oppvarming betraktelig i årets kalde perioder.

Om sommeren vil problemet være motsatt. Da vil store glassfasader gi bygget et stort varmetilskudd fra sola. Dette tilskuddet sammen med tilskudd fra interne varmelaster, som ofte er betydelig i næringsbygg, vil ofte gjøre det nødvendig å installere mekaniske kjølesystem for å opprettholde ønsket innetemperatur og termisk komfort.

Som Figur 2-4 viser så har ikke energibehovet til næringsbygg blitt redusert noe særlig til tross for strengere krav i forskrift. Mye av denne tendensen skyldes ufornuftig bruk av glass. I 1997 kom en ny revidert utgave av teknisk forskrift til plan- og bygningsloven der intensjonen var å få en reduksjon på 20 % i energibruken i næringsbygg. Etter å ha gjort opp status i dag ser man derimot at energibruken har økt med 20 % i perioden fra 1997 til 2007, stikk i strid med forskriftens intensjon. Dette har kommet frem i en nye omfattende rapport som Enova har utarbeidet[5][12]. Der kommer det frem at for eksisterende kontor- og hotellbygg er økningen gjennomsnittlig på 20 %, mens nye bygg har en økning på energibruk på opptil 40 % [5][12]. Siden forskriften kom for 10 år siden har teknologien blitt betraktelig forbedret. Her kan bedre vinduer, isolasjon og belysning trekkes frem som eksempler. Til tross for dette ser man da en negativ utvikling og mye av dette kan tilskrives overdreven bruk av glassfasader.

Noe som vil kunne ha stor innvirkning på byggets energibehov er bruken av solavskjerming. Dette vil være av spesielt stor betydning for bygningskategorien næringsbygg på grunn av de store glassfasadene. Bruken av aktiv solavskjerming på næringsbygg er i dag altfor liten. Det estetiske blir satt i fokus og arkitektene foretrekker ofte passiv i stedet for aktiv solavskjerming, en løsning som ofte er langt mindre effektiv.

2.4.2 Tekniske installasjoner og energibruk

Dagens strenge krav til isolasjon og tetthet gjør at oppvarming blir en langt mindre fremtredende energipost på energibudsjettet enn tidligere. Et kjennetegn ved næringsbygg sammenlignet med andre bygningstyper, er at de ofte har et større internt varmetilskudd. Dette skyldes blant annet mye varmeavgivende utstyr som datamaskiner, belysning, printere og lignende samt høyere brukertetthet. Disse interne varmetilskuddene bidrar til at mange kontorbygg har ett større behov for kjøling enn for oppvarming[3].

Når det gjelder ventilasjon legges det i dagens næringsbygg mye mer vekt på krav til termisk komfort enn krav til helse ved dimensjonering av ventilasjonssystemet[13]. I dette ligger det at man stiller strengere krav til innetemperatur, og lar dette bestemme de nødvendige luftmengder. De luftmengdene som er nødvendig for temperaturkontroll overgår ofte de luftmengder som er nødvendig ut fra et helsemessig synspunkt. Et resultat av større luftmengder er større energibruk til oppvarming/kjøling av ventilasjonsluft og drift av vifter.

En sentral faktor i forbindelse med energibruken i næringsbygg er selve bruken av bygget. I et typisk kontorbygg er man på kontoret kun 60-70 % av arbeidstiden[13]. Det er også mange bygg som har en enda lavere tilstedeværelse. Det er flere årsaker til dette. Sentrale faktorer er blant annet: Fleksitid, sykefravær, interne møter, eksterne møter, reiser, lunsj og ferier/avspasering. Det vil si at belastningen varierer veldig over driftstiden til bygget. Dette gir et godt utgangspunkt for å ta i bruk bygningsautomatikk basert på for eksempel behovsstyring i næringsbygg. Behovsstyring av både lys, varme og ventilasjon er områder med et klart forbedringspotensiale i dagens næringsbygg.

En annen faktor er planløsningen for typisk nye næringsbygg. Den siste tiden er det blitt mer og mer vanlig med planløsninger basert på åpne kontorlandskap og da en høyere tetthet på brukerne[13]. Det at brukertettheten blir større øker også energibehov per kvadratmeter, og en del av økningen i energibehov i nye næringsbygg kan tilskrives dette.

3 De ulike kjølemetodene

Dette kapitlet tar for seg de mest vanlige metoder for klimakjøling i næringsbygg. Både alternativer for kuldegenerering, distribusjonssystemer og ulike lokale kuldeavgivende enheter blir presentert. Regulering av kjølesystemene og typiske problemstillinger blir også diskutert mot slutten av kapitlet.

3.1 Passiv kjøling

Passiv kjøling kan defineres som ulike passive teknikker som bidrar til at bygningen får et tilfredsstillende inneklima uten mekanisk kjøling. Med passive teknikker menes her teknikker som i liten eller ingen grad er avhengig av hjelpeenergi som for eksempel elektrisitet.

Før mekanisk ventilasjon, kjøling og kunstig belysning ble introdusert i bygninger på begynnelsen av 1900-tallet og utover, ble det benyttet ulike teknikker for naturlig og passiv klimatisering av bygninger. Her kan temperaturdrevet naturlig ventilasjon, bruk av vindusventilasjon, store romvolum, bruk av termisk masse, smart utforming på vinduer og vindusramme for maksimal utnyttelse av dagslys men begrenset direkte solvarme nevnes som noen eksempler[14].

Selv om bruken av passive teknikker ble redusert ved introduksjonen av de mekaniske systemene, har det derimot i de siste tiårene blitt fokusert stadig mer og mer på de passive teknikkene igjen. Dette for å få ned energibruken ved blant annet redusere bruk av mekanisk ventilasjon og redusere behovet for kunstig belysning.

Flere faktorer har spilt inn for at bruken av passive teknikker for klimatisering nå har fått en oppsving. En vesentlig årsak er at den teoretiske forståelsen av naturlige og passive teknikker er blitt vesentlig bedre. I tillegg gjør regnekapasiteten til dagens datamaskiner og utviklingen av simuleringsverktøy det nå mulig å simulere og analysere effekten av passive teknikker på en veldig realistisk måte. Fremskritt på automatikkfronten har gjort at man nå også har avanserte styringssystemer som muliggjør kontroll og optimalisering av passive teknikker. Alt dette gjør at selv om dagens krav til komfort er mye større en før, kan de passive teknikkene gi et viktig bidrag for å oppnå god termisk komfort, god luftkvalitet og energieffektiv drift i bygningen[14].

Rundt om i Europa ser man at passive teknikker for klimatisering blir stadig mer populært blant både byggherrer og brukere. Dette er en naturlig følge av stadig strengere forskriftskrav og økt fokus på og til bærekraftige og energieffektive bygninger[14].

For passiv kjøling skiller man ofte mellom tre strategier[14]:

- Forhindre varmetilskudd
- Modulere varmetilskudd
- Fjerning av varme

Forhindre varmetilskudd
Det naturlige første steg i forbindelse med å få en bedring av termisk komfort i en bygning, vil være å minimere de interne og eksterne varmetilskuddene. Disse tilskuddene kan komme fra for eksempel solinnstråling, belysning, utstyr og personer.
Aktuelle fokusområder for å redusere effekten av interne og eksterne varmetilskudd kan være[15]:

- Byggets beliggenhet
- Byggets form
- Solavskjerming
- Kontroll på byggets interne laster
- Termisk isolering
- Fargen på eksterne overflater

Modulere varmetilskudd
Med modulering av varmetilskuddet menes å utnytte bygningsmaterialenes varmelagringsegenskaper. På denne måten kan man lagre varmeoverskuddet fra dagen, og avgi dette overskuddet om natten hvis det er behov. For å best mulig få utnyttet varmelagringspotensialet, er det viktige at bygget har en god del termisk masse. Termisk masse kan her være eksponerte tunge konstruksjoner som for eksempel betong og tegl[14].

Fordelingen av termisk masse i bygningskroppen har også mye å si på effektiviteten til kjølingen av bygget(spesielt nattkjøling) og størrelsesordenen på potensialet for ”kuldelagring”. Hvis det ikke er et varmebehov om natten kan man ta i bruk nattkjøling, det vil si at man for eksempel kjører store mengder kjølig natteluft gjennom ventilasjonsanlegget uten noe forvarming.

Utdypende forklaring av hvordan termisk masse påvirker energiflyten i bygninger er å finne i kapitel 2.2.1

Fjerning av varme/ ”varmedumping”

Det vil ofte ikke være tilstrekklig med de overnevnte preventive tiltakene for å få bukt med de ulike varmetilskuddene og oppnå ønskelig termisk komfort. I slike tilfeller vil det være nødvendig å få fjernet varmen fra bygget. Det finnes flere metoder for å få til dette[15]:

- Ventilasjonskjøling
- Strålingskjøling
- Fordampningskjøling
- Varmebrønner

Ventilasjonskjøling er en av de mest anvendte kjøleteknikker i verden i dag. Teknikken baserer seg på konvektiv varmeoverføring. Ved at lufttilførselen til rommet har en temperatur som er noe lavere enn rommets innvendige flater, vil luften føre bort varme fra rommet gjennom avtrekkskanalene. Vi skiller i hovedsak mellom naturlig drevet og mekanisk drevet ventilasjon. Mekanisk drevet ventilasjonskjøling går under det vi kaller aktive kjølesystemer, og er beskrevet mer utdypende i kapitel 3.3.1. I slike systemer er det vifter som er drivkraften for lufttilførselen. Ved naturlig ventilasjon er det i stedet oppdriftskrefter, vindhastighet og trykkdifferanser som driver luften gjennom bygningen. Vindusventilasjon er en passiv klimatiseringsteknikk som bidrar både til friskluftilførsel samt nedkjøling av bygningsmassen.

Strålingskjøling baserer seg på det fysiske faktum at alle varme legemer avgir termisk energi i form av elektromagnetisk stråling til omkringliggende legemer som holder en lavere temperatur. Ved å benytte seg av materialer med høy termisk lagringsevne i byggets ytterkonstruksjoner, kan man ”forsinke” varmeoverføringen fra utsiden til innsiden. Varmen som lagres i konstruksjonene avgis til omgivelsene om natten da det er kjøligere. Det er i hovedsak takkonstruksjoner som er best egnet for denne type kjøling, da horisontale flater er mest utsatt for omgivelsene. Denne form for kjøling kan også gjøres indirekte ved å la uteluften kjøle ned et fluid(for eksempel vann). Dette fluidet blir så lagret i en spesiell lagringsmasse (tank eller ”stein-seng”) eller i selve bygningsmassen for å senere kunne avgi kjøleeffekt til byggets innside.

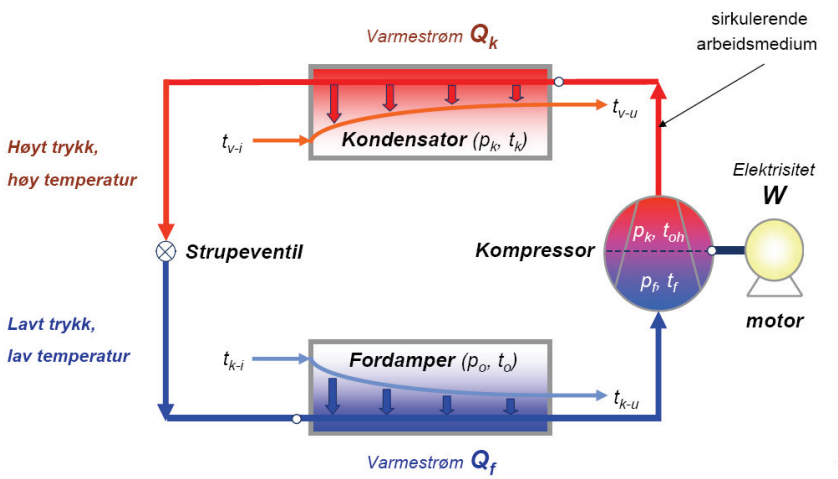
Fordampningskjøling baserer seg på faseovergangen til vann fra væske til damp. Luft som kommer i kontakt med en våt overflate, vil avgi store mengder energi til fordampning av vannet.

Alle reservoarer som har en lavere temperatur enn bygget kan benyttes til å ”dumpe” varme. Slike reservoarer kalls gjerne varmebrønner eller varmesinker/-sluk. I veldig mange klimasoner kan bakken fungere som en kjølekilde. Dette er fordi jorden har en høy varmekapasitet. Dette gjør at bakken, ved en viss dybde, har en lavere temperatur enn omgivelsestemperaturen også om sommeren. Hvor dypere man går jo mer stabil blir temperaturen over året. Dette muliggjør det vi kaller for geotermisk kjøling av bygget, ved at varme ledes bort fra bygningskonstruksjoner som er i kontakt med bakken[15].

3.2 Systemer for kuldeproduksjon

3.2.1 Lokale kjølemaskiner

En kjølemaskin består av fordamper, kompressor, kondensator og strupeventil. Det sirkulerende kuldemediet tar opp varme fra omgivelsene i fordamperen. Kuldemediet fordamper og føres inn i kompressoren der det skjer en trykk- og temperaturøkning. Det overhetete kuldemediet føres så inn i kondensatoren, der det kondenserer og avgir varme til sine omgivelser. Etter kondenseringen, strupes trykket ned igjen til fordampertrykk. Ved kjølebehov tas altså varme opp fra det lokalet som man ønsker nedkjølt i fordamperen og avgis til omgivelsene i kondensatoren. Denne prosessen kalles kalddamprosessen og er en av de mest vanlige kjøleprosessene.
Figur 3-1 viser prinsippet for kalddamprosessen.

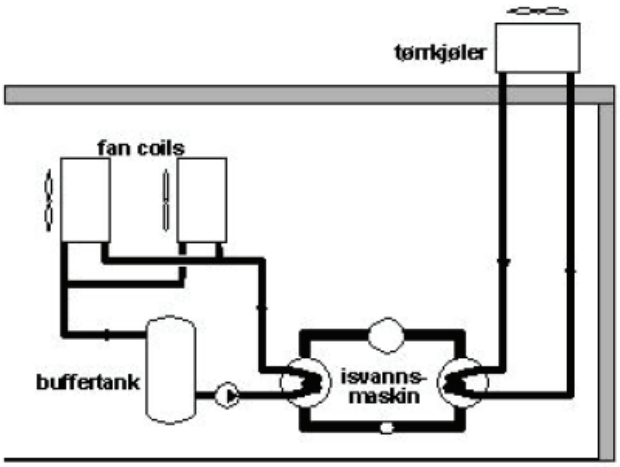


Figur 3-1:Prinsippskisse av kalddampprosessen Kilde: Jørn Stene, SINTEF

<u>Isvannssystemer</u>
Den mest vanlige bruken av kjølemaskiner, er at de kjøler ned vann som går i en lukket vannbårent system. Ved hjelp av pumper sirkuleres vannet frem til de ulike kjøleenhetene, kjølebatterier i ventilasjonsanlegg, kjøletak, fancoils osv. I slike anlegg blir kjølemaskinen kalt en isvannsmaskin, se Figur 3-2 for prinsippskisse.

Det er kalddamprosessen, Figur 3-1, som er prinsippet for nedkjølingen i isvannsmaskinen. Varmen som isvannsmaskinen avgir i kondensatoren blir som oftest væskekjølt ved hjelp av en såkalt tørrkjøler. Denne er som regel plassert på taket. I tørrkjøleren avgis varme til uteluften. Tørrkjøleren er utstyrt med vifter som øker denne varmeavgivelsen til omgivelsene.

Vanlige isvannstemperaturer over ventilasjonsaggregater er t_{tut}/t_{retur} = 7/12 ºC. For kjøletak er inngående temperatur ca. 14 ºC og ca. 3 ºC heving[10].



Figur 3-2: Prinsippskisse av en isvannsmaskin[4]

DX-systemer

I et DX-system brukes fordamperen direkte til å kjøle ned luften. I slike systemer har man ikke noe sekundærmedium til å transportere bort varmen, fordamperen er i stedet plassert lokalt[4].

3.2.2 Sjøvann/brakkvann/elvevann som kuldekilde

Dette inngår ikke direkte i det vi kaller kuldeproduksjon. Her er det i stedet snakk om bruk av en naturlig kuldekilde. Hvis bygget man ønsker nedkjølt ligger i nærheten av en større vannkilde, kan dette anvendes som kjølekilde. Til denne bruken er et vannbårent sirkulasjonssystem best egnet, der det sirkulerende vannet varmeveksler med sjø-/brakk- eller elvevannet. En slik løsning vil gi anlegget en veldig god kjølefaktor, da det bare trengs elektrisk arbeid til drift av pumper.

Det anbefales ikke å la vann fra vannkilden sirkulere i anlegget og avgi kjøling til bygget direkte. Dette er en løsning som fører med seg både forurensnings- og korrosjonsproblemer. I tillegg vil en slik løsning medføre merkostnader til rørmaterialer og rensefiltre.

Ulempen ved å bruke en nærliggende vannkilde som kjølekilde, er at temperaturen på vannet ofte ikke er tilstrekkelig lav i årets varmere perioder. Dette gjør det nødvendig ved valg av overnevnte løsninger å også ta i bruk en isvannsmaskin for å senke turtemperaturen på det sirkulerende vannet ytterligere ved behov.

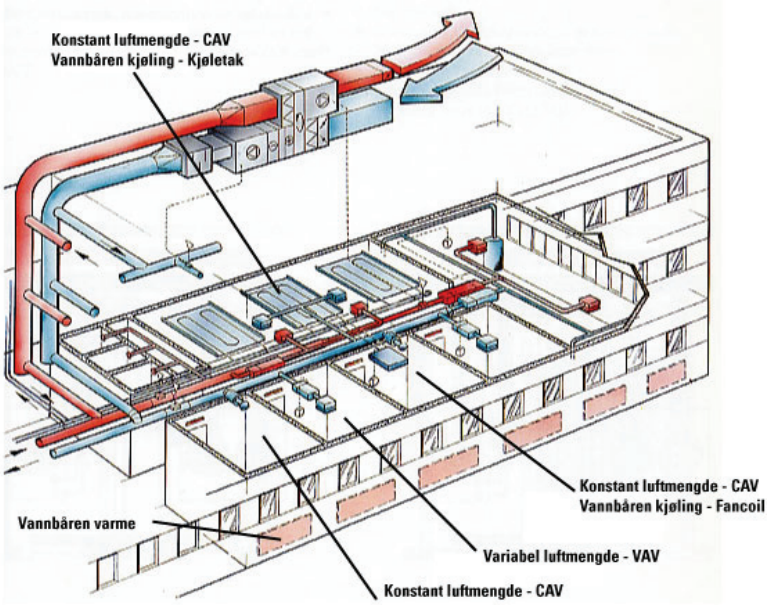
3.2.3 Fjernkjøling

Fjernkjøling er betegnelsen på kjøling der kjølekilden befinner seg utenfor selve bygget, og er nødt til å bli tilført bygget via en fjernkjøleledning. Fjernkjøling genereres på samme måte som beskrevet i tidligere kapitler, enten ved bruk av isvannsmaskin eller nærliggende vannkilder. Selve kjøleeffekten avgis bygget i en varmeveksler mellom fjernkjøleledningen og byggets interne sirkulasjonssystem for kjøling.

3.3 Mekanisk kjøling

Med mekanisk(aktiv) kjøling mener man kjøling der man er avhengig av hjelpeenergi for å oppnå ønsket effekt. Dette kan for eksempel være elektrisk energi til drift av pumper og vifter i et kjøleanlegg.

Selv om det som nevnt i kapitel 3.1 har vært økt fokus på passive kjøleteknikker, ser man at installasjonen av mekanisk kjøling i næringsbygg stadig øker. Dagens næringsbygg kjennetegnes ofte ved lett bygningskropp, store glassflater med solrik orientering og store interne varmetilskudd. Dette gjør at varmeoverskuddet i store deler av året blir så stort at mekanisk kjøling er det eneste reelle alternativet.

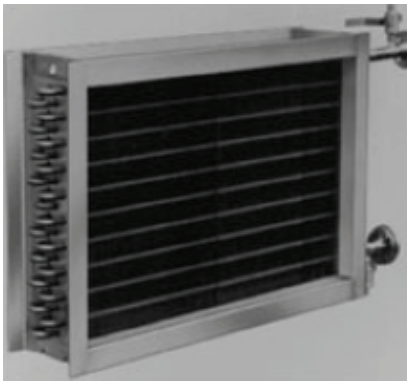


Figur 3-3: Eksempel på en kontoretasje med mekanisk kjøling Kilde: Vojislav Novakovic NTNU

Figur 3-3 viser en kontoretasje med klimakjøling. Etasjen er inndelt i forskjellige soner med forksjellige klimatekniske krav der kjølemetode og regulering av luftmengdene avhenger av den enkelt sone

3.3.1 Sentral kjøling/ventilasjonskjøling

Den mest vanlige metoden for komfortkjøling av bygninger har lenge vært ventilasjonskjøling, selv om det de siste årene har vært en økning i bruk av lokale kjøleenheter. Ventilasjonskjøling går i prinsippet ut på at friskluften som skal tilføres lokalet først går gjennom et kjølebatteri (Figur 3-4) før den når lokalet. Det mest vanlige er at kjølebatteriet er plassert i selve ventilasjonsaggregatet, men det kan også være plassert ut i tilluftskanalene.



Figur 3-4: Kjølebatteri[4]

Kjølebatteriene kan enten være vannbårne isvannssystemer eller direkte-systemer der fordamperen er plassert i selve batteriet[4].

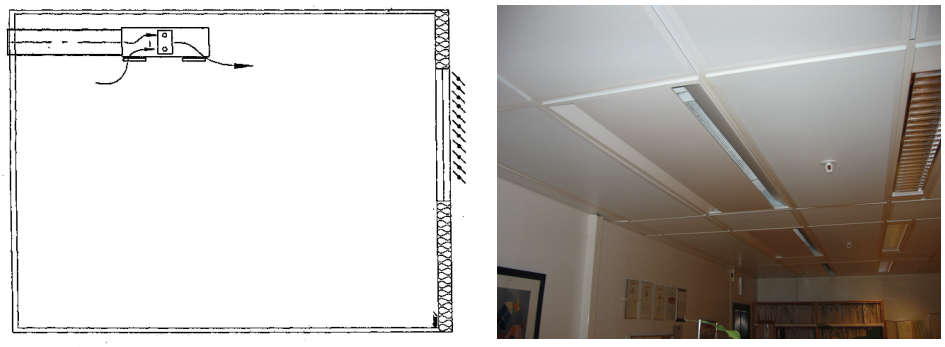
3.3.2 Lokal kjøling/Romkjøling

I nye næringsbygg er det i dag økt bruk av lokale kjøleenheter i tillegg til kjøling av ventilasjonsluft. På dagens marked finnes det mange alternativer og i de kommende avsnitt vil de mest vanlige presenteres.

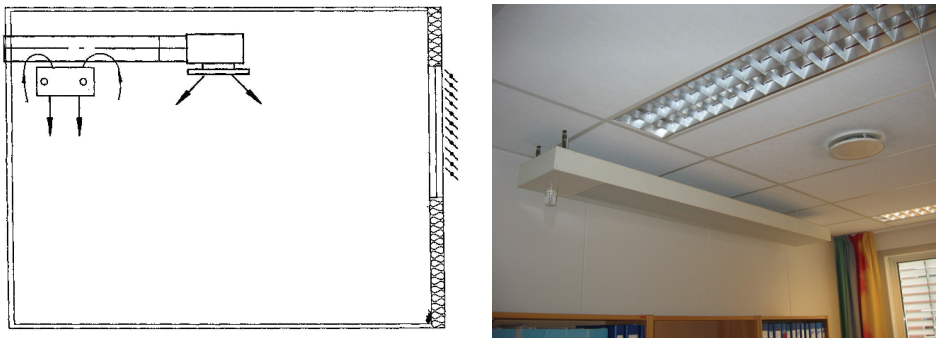
Kjølebafler
En kjølebaffel er en lokal kjøleenhet som er mye brukt i små kontorer. Den monteres i taket, enten fritthengende eller integrert i himlingen. Kjølingen blir tilført via et sentralt vannbårent isvannssystem. I det vannbårne systemet sirkulerer vann med temperatur over duggpunkt, dette for å unngå utfelling av vann på luftsiden av kjøleflatene. Kulden avgis til lokalet primært ved konveksjon, ved at luft drives forbi kjøleelementene i baffelen[4].

Det finnes to forskjellige utførelser av en kjølebaffel; tilluftsbaffel og egenkonveksjonsbaffel. I tilluftsbaffelen kjøres friskluftilførselen fra ventilasjonsaggregatet gjennom baffelen, og det meste av kjøleeffekten avgis ved konveksjon. Denne type baffel kalles også ofte for en kombibaffel, se Figur 3-5

I egenkonveksjonsbafler (Figur 3-6) er det i stedet romluften som blir sirkulert gjennom baffelen. Ved en slik utforming vil en større del av kjølingen avgis som stråling sammenlignet med tilluftsbaffelen[4].



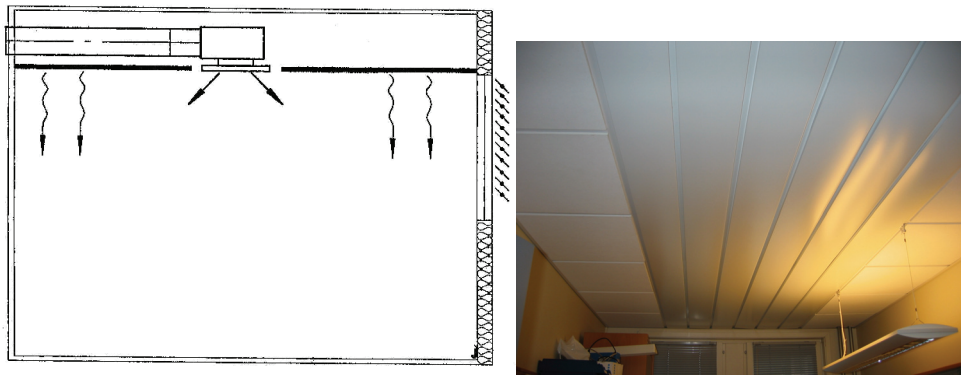
Figur 3-5: Tilluftsbaffel[16]



Figur 3-6: Egenkonveksjonsbaffel[16]

Kjøletak

Kjøletak, se Figur 3-7, er også en lokal kjøleenhet som er mye brukt i dag. Denne enheten får i likhet med en kjølebaffel tilført kjøling fra et sentralt vannkjøleanlegg. Et kjøletak kan sees på som en slags kaldtvannsradiator montert i himlingen. Ved bruk av en slik kjøleenhet avgis det meste av kjøleeffekten som stråling. Dette gjør kjøletak til en god kjølemetode i lokaler med stor solinnstråling[4].



Figur 3-7:Kjøletak[16]

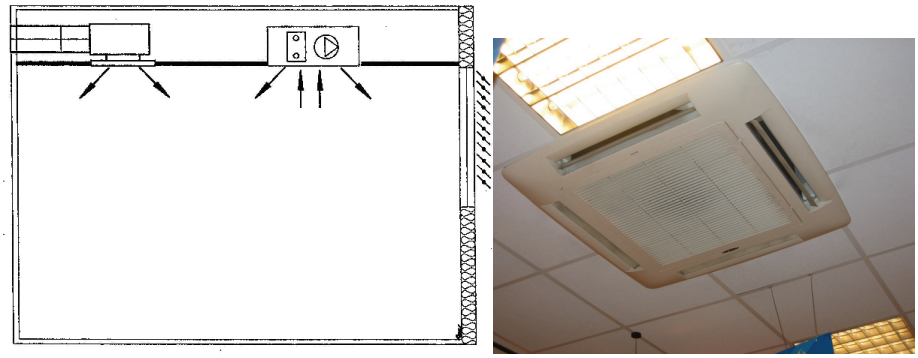
Fasadeapparater

Fasadeapparater(Figur 3-8) monteres ofte i en benk som går langs hele fasaden i brystningshøyde(under vinduer). Disse enhetene kan tilføres både luft og vann, og kan derfor brukes til både ventilasjon, kjøling og varme. Kjølingen tilføres ved hjelp av et vannbårent isvannssystem. Kjøleeffekten tilføres med ventilasjonsluften, noe som gjør at den er tilnærmet 100 % konvektiv[4].

Figur 3-8: Fasadeapparat[4]

Fancoils

Fancoils/viftekonvektorer(Figur 3-9) er lokale kjøleenheter som anvendes mye i lokaler med stor varmelast, eksempelvis datarom eller butikker med mye belysning og annet varmeavgivende utstyr. Enheten monteres typisk oppunder taket. I en fancoil benyttes en vifte for å drive romluften gjennom et kjøleelement, og lokalet får derfor tilført underkjølt luft. Dette gjør at mesteparten av kjøleeffekten avgis konvektivt. Kjølingen kan enten bli tilført enheten fra et isvannssystem, eller alternativt direkte fra en DX-kjøler[4].



Figur 3-9: Fan-coil[16]

Det er en rekke kjøleenheter, og kombinasjoner av disse, å velge mellom når man skal bruke mekanisk kjøling i et lokale. Her følger en oversikt over ting man bør tenke over ved valg av løsning[16]:

- Klimakrav
- Belastninger
- Krav til individuell regulering
- Krav til nøyaktighet
- Krav til lufthastighet i oppholdssonen
- Krav til fleksibilitet
- Krav til friskluftmengder
- Økonomi

Tabell 3-1 viser en sammenligning av de mest vanlige lokale kjøleenhetene[16].

Tabell 3-1: Sammenligning av de mest brukte lokale kjøleenhetene[16]

Kjøleenhet	Fordeler	Ulemper	Begrensninger
Kjølebaffel	▪ Individuell regulering ▪ Stor kjølekapasitet	▪ Krever isvannskurs ▪ Fare for kondens	▪ Luftbevegelse/trekk
Kombibaffel	▪ Individuell regulering ▪ God kjølekapasitet ▪ Lav kostnad	▪ Stor luftomrøring selv ved lavt kjølebehov ▪ Fare for trekk ▪ Fare for kondens ▪ Behov for renhold ▪ Krever isvannskurs	▪ Noe begrenset kjølekapasitet i rom med særlig stor varmelast ▪ Friskluftmengde
Kjøletak	▪ Individuell regulering ▪ God komfort ▪ God kjølekapasitet ▪ Ikke behov for ekstra renhold	▪ Noe dyrt sammenlignet med kjølebaffel ▪ Krever isvannskurs ▪ Fare for kondens	▪ Noe begrenset kjølekapasitet i rom med særlig stor varmelast
Fan-coil	▪ Individuell regulering ▪ Svært god kjølekapasitet	▪ Stor luftomrøring/fare for trekk ▪ Ofte høyt lyd nivå ▪ Krever isvannskurs/kuldemedie krets ▪ Krever kondensavløp ▪ Krever vedlikehold og rengjøring	▪ Dyr og uegnet i rom med lav kjølelast

3.4 Regulering av mekaniske kjølesystemer

3.4.1 Regulering av sentral kjøling/ventilasjonskjøling

I forbindelse med bruk av ventilasjonskjøling, reguleres avgitt kjøleffekt etter hva som er ønskelig tilluftstemperatur. Denne temperaturen kan være konstant over døgnet og året, være utekompensert eller avtrekkskompensert.

Konstant tilluftstemperatur
Den enkleste måten å regulere den avgitte kjøleffekten på, er å operere med en konstant tilluftstemperatur. En typisk fornuftig tilluftstemperatur for et kontorbygg vil ligge rundt 16-18 ºC[4]. En ulempe ved slik regulering er at man, gitt at luftmengden er konstant, tilfører unødvendig mye kjøling i perioder. Dette resulterer i at man må bruke mer energi på oppvarming enn hvis man hadde hatt en mer behovstilpasset reguleringsstrategi.

Utekompensert tilluftstemperatur
En mer behovstilpasset strategi for styring av kjøleeffekten, er å styre den etter utetemperaturen. Dette kan eksempelvis gjøres ved å bestemme to punkter for tilluftstemperatur som funksjon av utetemperatur, og la tilluftstemparturen variere lineært mellom disse. Dette er en reguleringsstrategi som i større grad vil styre kjøleffekten etter det faktiske behov. En svakhet med denne strategien er det faktum at det ikke er noen klar sammenheng mellom kjølebehovet og utetemperaturen. Dette kan for eksempel være tilfellet på solrike dager i årets kaldere perioder. På slike dager kan det være et betydelig kjølebehov grunnet varmetilskudd fra solen til tross for relativt lav utetemperatur[4]. Strategien tar heller ikke hensyn til store endringer i interne varmelaster som for eksempel personbelastning.

Avtrekkskompensert tilluftstemperatur
En videre forbedring av reguleringen kan oppnås ved å la tilluftstemperaturen variere med temperaturen på avtrekksluften i ventilasjonsanlegget. Dette kan eksempelvis gjøres ved å fastsette to punkter for tilluftstemepratur som funksjon av avtrekkstemperatur, og la tilluftstemparaturen variere lineært mellom disse to avtrekkstemperaturene. Dette vil gi en mer fornuftig energibruk, da avtrekkstemperaturen er en god indikator på byggets kjølebehov til enhver tid. Hvis det er snakk om et bygg med mange rom med ulike krav til klimatisering, vil denne reguleringen bli mindre gunstig[4].

Behovsstyrt ventilasjon
Den beste optimale løsningen for regulering av kjøleffekt, vil være et anlegg der luftmengdene blir variert etter kjølebehovet i det aktuelle lokalet. Slike anlegg kalles VAV-anlegg. I bygg med slike anlegg holdes vanligvis tilluftstemperaturen konstant. Luftmengdene i et slik anlegg styres vanligvis etter romtemperaturen i et rom eller en sone, og er derfor ofte et alternativ til lokale kjøleenheter. Det er i dag også vanlig at luftmengdene også blir styrt av CO_2-innholdet i romluften eller tilstedeværelsessensorer. Ved å også regulere etter CO_2-innhold tar man hensyn til den faktiske belastningen i

lokalet til enhver tid. I slike tilfeller snakker man da ofte om et DCV-anlegg(Demand-Controlled-Ventilation).

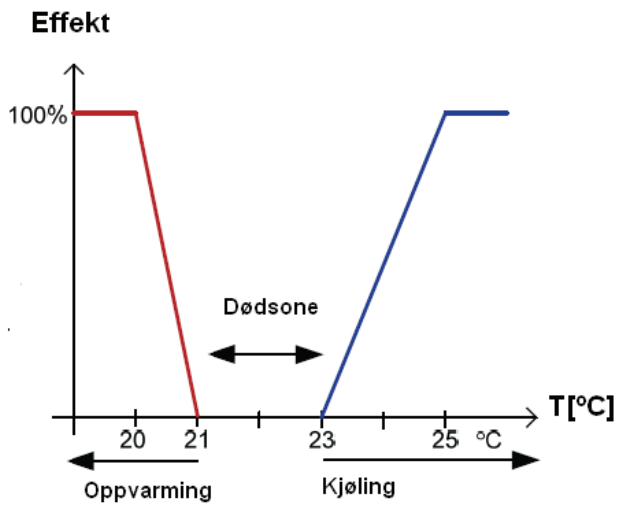
3.4.2 Regulering av lokal kjøling

For lokale kjøleenheter er det mest vanlig at kjøleeffekten reguleres etter romtemperaturen eller den operative temperaturen. Ved å regulere etter den operative temperaturen får man også tatt hensyn til strålingsvarme. Noen lokale kjøleenheter, som for eksempel fancoils, reguleres i blant manuelt(av/på).

3.5 Sekvensstyring og dellastproblematikk

Et problem i mange bygg med klimakjøling er at reguleringen fører til at varme- og kjøleanlegget i enkelte perioder av året vil kjøre mot hverandre. Ideelt sett skal det aldri forekomme kjølebehov og varmebehov samtidig, men i praksis er dette noe som inntreffer nokså hyppig[4]. Det vil da brukes energi både til kjøling og oppvarming samtidig, og kjøleanlegget vil da fjerne en del av den varmen varmeanlegget tilfører bygget. Det er viktig å presisere at dette er et problem som ikke inntreffer i de enkelte sentrale aggregatene, men i samspillet mellom lokale og sentrale enheter for oppvarming og kjøling. For bygg med denne type problematikk, vil det kunne ligge store energibesparelser i en bedre regulering.

En metode som alltid benyttes for å unngå at varme- og kjøleanlegget motarbeider hverandre, er å sekvensstyre anleggene.



Figur 3-10:Sekvensstyring av oppvarming og kjøling

Figur 3-10 viser prinsippet ved sekvensstyring med dødsone. Ved en gitt romtemperatur, T= 21ºC, begynner varmeanlegget å avgi varmeeffekt. Stiger temperaturen over et visst punkt, i dette tilfellet 23 ºC, ser vi at kjøleanlegget begynner å avgi effekt. Hvordan varme- og kjøleffekten varierer med romtemperaturen avhenger av hva slags regulator som er brukt. Ved bruk av en proporsjonal-regulator vil for eksempel effekten variere proporsjonalt med temperaturøkningen/-reduksjonen.

I forbindelse med sekvensstyring legges det alltid inn en såkalt dødsone mellom settpunktstemperaturene for oppvarming og kjøling. Denne dødsonen er typisk i størrelsesorden 2-4 ºC[4]. Dødsonen skal hindre at anlegg for kjøling og oppvarming motarbeider hverandre. Årsaken til at dette allikevel ofte skjer i praksis skyldes ikke feil i reguleringen av det enkelte anlegg, men snarere at man har flere ulike reguleringssløyfer som motarbeider hverandre. Hvis de lokale oppvarmings- og kjøleenhetene reguleres av en temperaturføler forskjellig fra den som regulerer de sentrale, vil lokale forskjeller på for eksempel varmetilskudd kunne medføre at de kjører mot hverandre. I nye bygg prøver man å unngå dette ved at alle anlegg for oppvarming og kjøling, både sentrale og lokale, styres av samme temperaturføler ved hjelp av bussteknologi.

I praksis er dette ikke så lett å få til da de lokale enhetene typisk er styrt av romtemperatur, mens de sentrale anleggene styres av blant annet en sentral tilluftstemperatur. Dette problemet løses best ved å fastsette fornuftige settpunkt for tilluftstemperatur og romtemperatur[4].

Et kjennetegn ved mange av dagens komfortkjøleanlegg er at de ofte er kraftig overdimensjonerte[4]. En konsekvens av dette er at anlegget vil gå på dellast mesteparten av driftstiden, noe som resulterer i en dårlig utnyttelse av kjøleanlegget og en lav kjølefaktor. En annen konsekvens av overdimensjonering, er at de unødvendig store sirkulasjonspumpene i isvannssystemet vil avgi en del varme som kjøleanlegget må fjerne i perioder der det i utgangspunktet ikke er kjølebehov

4 Bruk av simuleringsverktøy til analyser på bygg med klimakjøling

Denne oppgaven omhandler analyser av termisk komfort og energibruk i næringsbygg med klimakjøling. Ved hjelp av simuleringer er hovedmålet å belyse følgende problemstillinger:

- Avdekke årsaker til høyt energibruk i næringsbygg med klimakjøling
- Foreslå systemløsninger og anleggsparametere som vil føre til både effektiv energibruk og tilfredsstillende termisk inneklima i disse byggene.

4.1 Valg av simuleringsverktøy

Da det på dagens marked finnes en stor mengde av ulike energiberegningsprogrammer, er det viktig med godt forarbeid før man tar avgjørelsen på hvilket man ønsker å anvende. I de neste kapitlene vil de mest aktuelle programmene for denne oppgaven presenteres.

4.1.1 Krav til egenskaper

Ut fra oppgavens mål stilles følgende krav til verktøyet som skal anvendes:

Brukervennlighet: Da det er satt av ca. 5 måneder til arbeidet med oppgaven er det viktig at programmet ikke har for høye krav til bruker for å kunne gå i gang med de nødvendige simuleringer

Validering: Det er viktig at det valgte verktøyet er godt validert.

Multisoneberegning: For denne oppgaven kreves det at man kan dele bygget opp i forskjellige soner med ulike krav til klimatisering.

Systemløsninger: Det er viktig med stor valgfrihet i valg av systemløsninger for oppvarming, kjøling og ventilasjon.

Reguleringsfunksjoner: Det er behov for stor valgfrihet for styring av de ulike tekniske installasjoner i bygget.

Klimadata: Da resultater fra analyser av klimakjøling er svært avhengig av geografisk beliggenhet, skjermings- og klimaforhold, er det viktig at programmet gir god valgfrihet på dette området.

Utdata: For å nå målene med denne oppgaven er det viktig med inngående studier av byggets energiflyt. Dette gjør det nødvendig at resultatene inneholder detaljert oversikt over blant annet: energibehov oppdelt i de mest interessante energipostene, dagslys, temperaturforhold(både i luft og på flater) og varmebalanser. Siden et krav som må stilles til de systemløsninger som skal anbefales er at et godt inneklima oppnås, er det også viktig med utdata som gir indikasjoner på dette. Her kan informasjon om luftkvalitet med oversikt over luftskifter, fuktinnhold, operative temperaturer og CO_2-konsentrasjoner trekkes frem som spesielt viktig.

4.1.2 Aktuelle simuleringsverktøy

SCIAQ

SCIAQ er et windowsbasert simuleringsverktøy som kan utføre detaljerte analyser av inneklima, produktivitet, energi- og effektbehov i rom, soner eller hele bygninger. Programmet er utviklet av ProgramByggerne[17].

Oversikt over noen typiske funksjoner[18]:

- Beregner temperaturforløp, CO_2-nivå, PPD, kondensfare og trekk fra kalde vindusflater
- Kan brukes til dimensjonering av oppvarming, kjøling og ventilasjon
- Beregner netto energibehov, varighetskurver for temperatur, oppvarming og kjøling
- Flersonemodell
- Fleksibel inndatastruktur med kobling av soner
- Dynamiske simuleringsmodeller for ventilasjon, varmetap og tilskudd
- Veiviser som forenkler innlegging av data

BSim

BSim er et brukervennlig simuleringsverktøy som er utviklet ved Statens Byggeforskningsinstitutt i Danmark. BSim tilbyr en samling avanserte verktøy til simulering av blant annet: termisk inneklima, energibehov, dagslysforhold, fuktsimulering, naturlig ventilasjon og elektrisk ytelse fra bygningsintegrerte solceller[19].

BSim har vært brukt i stor utstrekning de siste 20 årene, og er i dag det mest anvendte verktøyet for simulering av energibruk og inneklima i bygninger i Danmark.

Oversikt over noen typiske funksjoner[20]:

- Avanserte muligheter for utformig av bygningsgeometrien
- God valgfrihet for synsvinkel på bygningsgeometrien
- Transiente simuleringer av fuktinnhold innendørs som tar hensyn til blant annet fuktighetskapasiteten til bygningselementer og fukttilførsel fra interne aktiviteter.
- Detaljert analyse og simulering av solstråling gjennom vinduer og åpninger i bygningskonstruksjonen.

- Analyse av innvirkning av skygge fra omkringliggende bygninger og vegetasjon på solinnstrålingen.
- Animasjoner av hvordan solinnstrålingen treffer bygget over døgnet.

ESP-r

ESP-r er et integrert modelleringsverktøy for simulering av den termiske, visuelle og akustiske ytelsen til bygninger, og til beregning av energibehov og gassaktige utslipp i forbindelse med klimasystemer for innemiljø og byggematerialer. Programmet har verktøy for modellering av varme, luft, fukt og bruk av elektrisk kraft i en brukerstyrt oppløsning. ESP-r er utviklet av The Energy Systems Research Unit (ESRU) ved universitetet i Strathclyde,Glasgow. Programmet har vært mye brukt og har vært under stadig utvikling i hele 25 år.

Programmet er designet for operativsystemet Unix, med implementering som gjør det kombatibelt med Solaris og Linux. Det kan også anvendes i Windows via Cigwin, et Linux-liknende plattform/brukergrensesnitt for Windows[22].

Oversikt over noen typiske funksjoner[20][22]:

- Klimavisning og klimaanalyser
- Bedømmelse av miljøpåvirkninger
- 2D og 3D rutenett for konduksjon mellom flater
- Beregninger av påvirkning fra solstråling og skyggelegging
- Beregninger på fuktutveksling mellom rom og innenfor flater
- Tilbyr detaljerte luftsrømninger i rom som beregnes ut fra fluidmekaniske tilnærminger
- Behandling av usikkerheten knyttet til modellene

TRNSYS

TRNSY er utviklet ved Universitetet i Wisconsin-Madison. TRNSYS er et simuleringsverktøy for transiente systemer med en modulær struktur.
TRNSYS er designet for å kunne løse problemer knyttet til komplekse energisystemer ved å bryte problemet ned i serier med mindre komponenter. Komponentene kan være alt fra en pumpe eller et rør til multi-sone bygningsmodeller.

Brukere av TRNSYS får stor valgfrihet til å spesifisere de ulike komponenter og måten de er koblet sammen på. I TRNSYS-databasen finnes veldig mange av de mest vanlige komponenter som man finner i termiske og elektriske energisystemer, i tillegg til komponentrutiner til å håndtere input av klimadata eller andre tidsavhengige funksjoner.

Den modulære oppbygningen av TRNSYS gjør programmet meget fleksibelt og muliggjør å legge til matematiske modeller som ikke er inkludert i standard-databasen[20][23].

Noen typiske funksjoner[23]:

- Solfanger- og solcellesystemer
- Lav-energi bygninger
- VVS-anlegg
- Fornybare energisystemer
- Brenselceller
- Kraftvarmeproduksjon

VIP+

VIP+ er uviklet av StruSoft AB i Sverige og er et simuleringsprogram som beregner energibruken i et bygg med hensyn til kjente og målbare deler av energiflyten. VIP+ beregner en encellemodell, men det finnes også muligheter for også å studere energiutveksling med nærliggende celler eller soner. Programmet inneholder i hovedsak to beregningsmodeller; modellen for varmelagring i bygningskroppen samt modellen for beregning av luftflyten gjennom ventilasjonssystemet og lekkasjer. En dynamisk beregningsmodell sørger for at man får resultatet time for time over et år.[24]

VIP+ er i dag et av få verktøy som kan brukes til dokumentasjon av energibehovet til alle typer bygninger etter nye forskriftskrav (se vedlegg E) . Beregning av bygningers energiytelse, og kravene som beskrives i NS 3031 er fullt ut implementert i VIP+[25].

Noen typiske funksjoner[26]:

- Simulerer blant annet innvirkning på energiflyt fra: varmepumper, kjølemaskin, solfangere og gulvvarme
- Temperaturstyrt ventilasjon med mulighet for å legge inn frikjøling om natten
- 2-og 3-dimensjonale energistrømmer
- Varmelagring i konstruksjoner og grunn
- Solavskjerming styrt av klimaet ute og inne

IDA Indoor Climate and Energy

IDA Indoor Climate and Energy(ICE) er et verktøy for simulering av termisk komfort, innendørs luftkvalitet og energibehov i bygninger. Det er utviklet av EQUA AB og ble først utgitt i mai 1998. I dag har IDA ICE over 900 registrerte brukere.

IDA ICE er først i en rekke av en ny generasjon av simuleringsverktøy for bygningers energiflyt. Programmets matematiske modeller er beskrevet i form av likninger i et formelt språk kalt NMF(Neutral Modell Format). Dette er et språk for beskrivelse av likningsbaserte simuleringsmodeller som har to hovedformål:

- Modellene kan automatisk bli oversatt til en lokal presentasjon av flere simuleringsmiljøer, det vil si at formatet er nøytralt med tanke på program og maskinkompatibilitet.
- Modellene skal lett kunne bli forstått og utrykkes av ikke-eksperter.

Bruken av NMF gjør det lett å erstatte å oppgradere programmoduler. For brukerne av verktøyet betyr dette at nye funksjoner/endringer vil kunne bli lagt til fortere etter respons og etterspørsel fra brukerne[27][28].

Noen typiske funksjoner[27]:

- Flersone dynamisk varmebalanse som inkluderer de spesifikke bidragene fra: sola, brukere, utstyr, lys, ventilasjon, varme- og kjøleenheter, overflatetransmisjon, luftlekkasje, kuldebroer og interne masser.
- Solinnstråling gjennom vinduer der det tas hensyn til lokalt skjermingsutstyr samt omkringliggende bygninger og andre objekter
- Indikasjoner på termisk komfort(PMV,PPD)
- En modell for beregning av vertikale luftgradienter er tilgjengelig
- Vind- og oppdrifts drevne luftstrømmer gjennom lekkasjer i bygningskonstruksjon og åpninger via en fullt integrert nettverksmodell for luftstrømninger. Dette muliggjør studier av effekten midlertidig åpne vinduer og dører mellom rom vil ha.
- Målinger av luftstrøm, temperatur, fuktinnhold, CO_2-innhold og trykkforhold i ulike deler av luftbehandlings- og luftdistribusjonsanlegget
- Totale energikostnader basert på tidsavhengige priser i tillegg til detaljerte energiregnskap.

5 Simuleringer av ulike systemløsningers innvirkning på energiflyt i bygg med klimakjøling

I dette kapitlet vil det valgte simuleringsverktøy presenteres mer utdypende. De etablerte simuleringsmodellene vil forklares mer inngående og de planlagte simuleringer vil begrunnes og beskrives.

5.1 Målet med simuleringene

De aller fleste næringsbygg som bygges i dag forsynes med mekanisk rom-/lokalkjøling. Det har imidlertid vist seg at bygg med mekanisk romkjøling bruker betydelig mer energi enn bygg uten. Det kan være mange faktorer som bidrar til dette. En mulig årsak kan være at bygg der det installeres romkjøling har spesielt høye interne varmetilskudd som må kjøles bort. En annen faktor kan være at bygg der det er nødvendig med romkjøling har en dårligere bygningskropp, solskjerming og lignende. Det kan også være at de byggene uten romkjøling har det samme behovet for kjøling, men benytter seg av en mer effektiv kjølemetode[29].

I denne oppgaven vil det siste punktet stå i fokus; hvilken kjølemetode vil være å foretrekke i dagens næringsbygg med tanke på energieffektiv drift og termisk inneklima?

5.2 Simuleringsverktøy

5.2.1 IDA ICE

For arbeidet med denne oppgaven er IDA ICE 4.0 Beta valgt som verktøy til å kjøre simuleringer i.

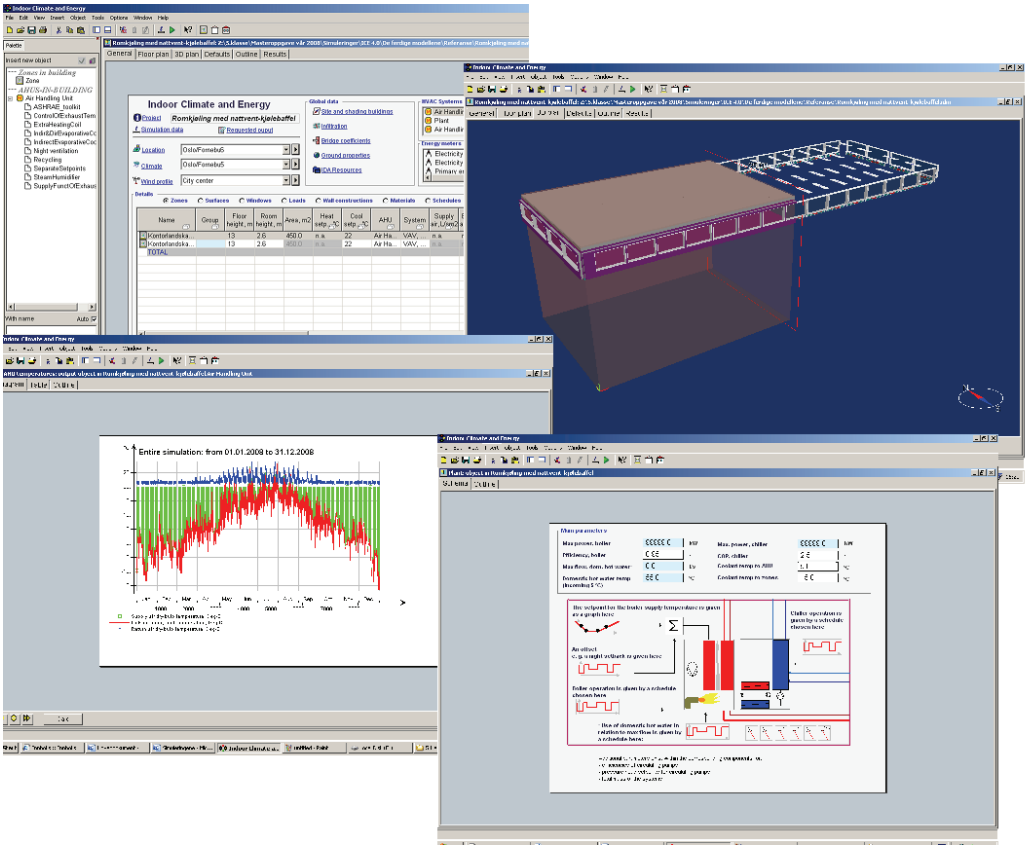
Per dags dato er det kun IDA ICE versjon 3 som er tilgjengelig for bruk på markedet. Denne versjonen kom i 2001 og inneholdt da en rekke forbedringer og nye funksjoner sammenlignet med tidligere utgaver. Den opprinnelige planen var at versjon 4 skulle komme i starten av 2008, men på grunn av forsinkelser er det antatt at denne versjonen ikke bli klar for utgivelse før sommeren/høsten 2008.

Da versjonen 4.0 vil inneholde en rekke funksjoner som vil være svært nyttig i detaljstudier av klimakjøling, ble det i denne oppgaven allikevel valgt å benytte en betautgave av versjon 4.0, til tross for at den enda ikke varr helt ferdigutviklet. Utviklerne av IDA ICE 4.0 i EQUA Simulation AB anså allikevel verktøyet som godt nok til oppgavens formål ved oppstart. De mente på daværende tidspunkt at det som gjenstod var retting av småfeil og små forbedringer knyttet til resultatpresentasjon[30]. Det viste seg underveis at dette var en noe feilaktig vurdering. Det ble oppdaget flere nokså store feil i beregningsmetodikken, noe som forsinket arbeidet med simuleringene en del. Dette er beskrevet nærmere i kapitel 5.6.

Noen av de nye funksjonene i versjon 4[31]:

- **Tabellbasert modelloversikt:** Gjør det enklere å raskt få oversikt over de ulike soner, geometri, styringsstrategier, materialbruk, glassareal, interne laster, settpunkter for oppvarming og kjøling m.m.
- **3D-visninger:** Bruker får mulighet til å se bygget i 3D fra alle vinkler.
- **Behovsstyring av ventilasjon:** Versjon 4 muliggjør styring av luftmengder etter både CO_2 og temperatur samtidig.
- **Tidsplan for bekledning:** Det kan settes opp en tidsplan for bekledningsgraden til brukerne over året.
- **3D-animasjoner av resultater:** Bruker får mulighet til å kjøre animasjoner på hvordan ulike parametere endres over tid ved hjelp av farger som nivåindikasjoner.
- **Styringsstrategier for åpning av vinduer:** Gir bruker mulighet til å blant annet behovsstyre åpning av vinduer.
- **Overflatetemperaturer:** Gir bruker blant annet mulighet til å sjekke mulig problematisk strålingsasymmetri.

Figur 5-1 viser skjermbilder fra noen av menyene og funksjonene i IDA ICE 4.0 beta.



Figur 5-1: Skjermbilder fra IDA ICE 4.0 beta

5.2.2 Hvorfor IDA ICE?

Kapittel 4.1.2 beskrev en rekke aktuelle simuleringsverktøy som kan dekke denne oppgavens formål. Valget av IDA ICE 4.0 beta skyldtes flere ting. Hovedårsaken var at verktøyet var et av få som tilfredsstilte alle de ønskede kravene til simuleringsverktøy. Flere verktøy som tilfredsstilte mange av kravene som ble nevnt i kapitel 4.1.1. ESP-r kan trekkes frem som et spesielt interessant verktøy, men ble valgt bort på grunn av lav brukervennlighet og tidkrevende læringsprosess for å kunne kjøre de nødvendige simuleringer[8].

Et viktig moment i forbindelse med valg av verktøy var muligheten for å behovsstyre ventilasjon etter både CO_2-nivå og temperatur hver for seg og samtidig. Dette er viktig da det i dag er for mange bygg som benytter CAV. Da det i de siste årene har vært stadig økt fokuse på energieffektivisering i bygningsmassen, vil behovsstyring av ventilasjon være viktig da det ligger et stor reduksjonspotensiale her. På nåværende tidspunkt er det flere av de overnevnte verktøy som ikke innehar denne muligheten. En annen viktig fordel ved IDA ICE er at det er brukervennlig samtidig som det tilbyr stor valgfrihet for bruker til hvilket detaljnivå man ønsker å legge seg på. IDA ICE er både modulært og åpent og gir brukeren stor frihet til å utvikle modeller etter egne krav og ønsker. IDA ICE gir i tillegg også mulighet til å studere ulike passive klimatiseringsteknikker som blant annet vindusventilasjon.

5.2.3 Validering

IDA ICE 4.0 er enda ikke ferdigutviklet og derfor heller ikke validert. En tidligere utgave av programmet, IDA ICE 3.0, har derimot gjennomgått en rekke tester og fått gode resultater. En oversikt over validering av IDA ICE 3.0 er å finne på følgende webadresse:

www.equaonline.com/iceuser/validation

I Norge er det krav om at beregningsverktøy som skal benyttes til å dokumentere energibruk skal være validert etter NS-EN 15625[11]. På nåværende tidspunkt er ikke IDA ICE validert etter denne standarden, men utviklerne har gitt indikasjoner på at dette trolig vil komme i nær fremtid[30].

På grunn av den manglende valideringen er det derfor valgt å gjøre noen meget overslagsmessig manuelle beregninger ved bruk av beregningsmetoden TEMPO og ved å sette opp en enkel stasjonær varmebalanse som en egenkontroll på de resultatene IDA ICE 4.0 genererer.

5.2.4 Egenkontroll av simuleringsverktøy

I dag finnes det en rekke dataprogrammer og manuelle metoder for å beregne kjølebehov og temperaturforhold i bygninger. Det er stor variasjon av hvor omfattende beregningsmetodikken er, hva slags resultater man kommer frem til og kvaliteten på disse. Som bruker har man ingen garanti for at programmet man bruker gir et helt riktig bilde av virkeligheten, og relativt store avvik kan oppstå ved bruk av forskjellige programmer.

I denne oppgaven er det derfor valgt å bruke en meget enkel manuell metode for beregning av romluftens temperaturvariasjoner og nødvendig installert kjøleeffekt. Metoden kalles TEMPO og er her brukt som en overslagsmessig kontroll på resultater generert fra IDA ICE.

I beregningsmetodikken i TEMPO er det lagt vekt på å innføre flest mulige generaliseringer, slik at inngangsparameterne blir så få og så oversiktlige som mulig[46]. Selv om metoden kun gir overslagsmessige resultater på et mye lavere detaljnivå en IDA ICE, vil den ha nytteverdi i forbindelse med å gi en indikasjon på kjølebehov og temperaturforhold for den simuleringsmodellen man har etablert. TEMPO inneholder også metode for å beregne nødvendig mengde underkjølt tilluft ved ventilasjonskjøling for å dekke kjølebehovet.

I tillegg til å bruke TEMPO er det også satt opp en enkel stasjonær varmebalanse for å estimere et fornuftig nivå som kjølebehovet bør holde seg under.

En mer utdypende beskrivelse av metode og antagelser er å finne i rapportens vedlegg C. Resultatene fra bruk av TEMPO og den stasjonære varmebalansen er presentert i kapitel 6.1.

5.3 Simuleringsmodellene

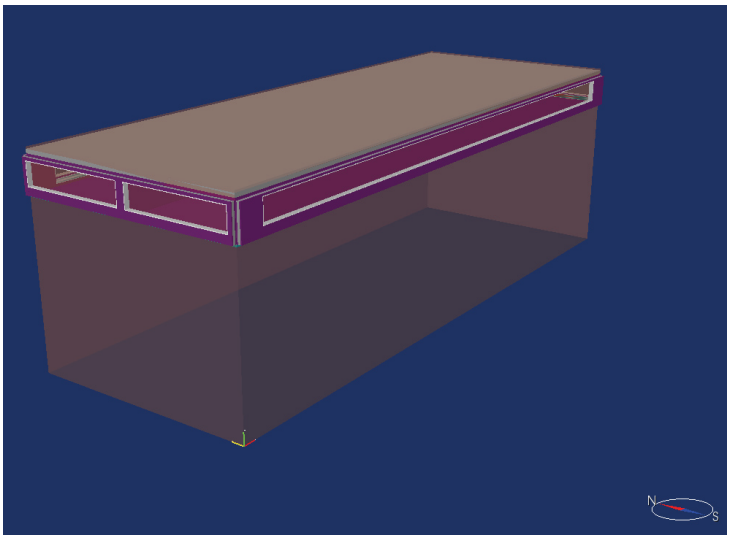
Simuleringsmodellene som i denne oppgaven skal benyttes til å analysere energibehovet og termisk innklima i næringsbygg med klimakjøling, består av et kontorlandskap i toppetasjen på et fiktivt kontorbygg i Oslo. Under arbeidet med modellene er det lagt vekt på å få de så realistiske som mulig. Det er derfor tatt utgangspunkt et reelt byggeprosjekt i forbindelse med en del inndata som er benyttet. Bygget som det er tatt utgangspunkt i er et kontorbygg som bygges for Sevan Marine i Kittelsbukt, Arendal. Dette bygges av St.Ybes AS og skal stå ferdig i 2009-2010[39].

Det er valgt å se på 2.etasje i lamell C som i hovedsak består av et kontorlandskap. Se vedlegg A for planskisser.

5.3.1 Utforming og beliggenhet

Kontorlandskapet som skal studeres ligger i toppetasjen i et kontorbygg med 5. etasjer. Bygget er antatt å befinne seg i bykjernen i Oslo.

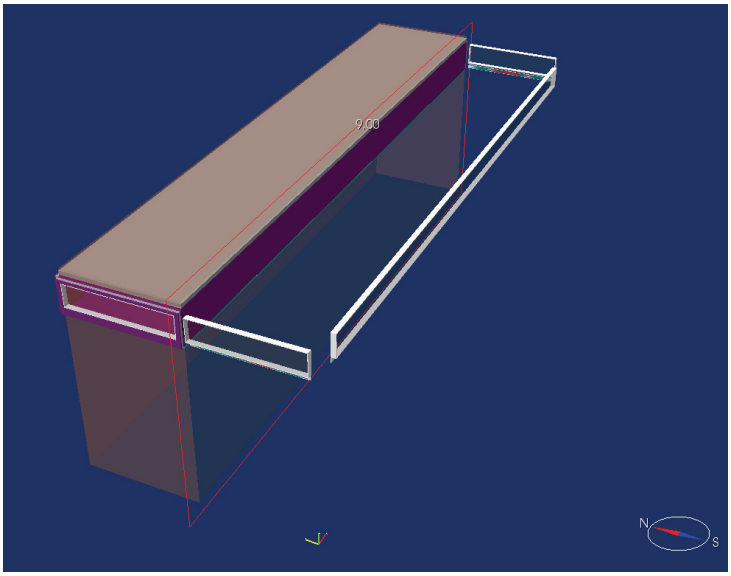
Det er antatt at kontorlandskapet dekker hele etasjen og har en grunnflate på 50x18m^2. Takhøyden er på 3 meter med en himlingshøyde på 2,6 meter. Figur 5-2 viser den studerte etasjen.



Figur 5-2: Den aktuelle etasjen

Kontorlandskapet er valgt å deles opp i to termiske soner(Figur 5-3), en med langside orientert mot sør og en med langside mot nord. De to sonene er atskilt av en lett internvegg da det i IDA ICE er nødvendig med fysisk atskilte soner. Da begge soner har de samme klimatekniske krav til settpunkter for luftmengder og komforttemperatur, vil varmetransporten over internveggen bli neglisjerbar.

En ulempe ved en slik fysisk atskillelse er at den ene sonene ikke blir påvirket av dagslyset som kommer inn gjennom vinduene i den andre sonen. Hadde simuleringene blitt tatt på et kontorlandskap som ikke var oppdelt, ville man fått med dette bidraget. Det å få frem innvirkningen av orienteringen på energiflyten, ble allikevel sett på som mer interessant.



Figur 5-3: De to termiske sonene

Det er viktig å understreke at det ved bruk av ordet termisk sone her ikke er snakk om to soner med ulike klimatekniske behov. Oppdelingen skyldes at det er ønskelig å studere forskjeller i energibruk til kjøling og termisk komfort avhengig av orientering av fasader. Ved en slik oppdeling får man tatt hensyn til samtidighet og at effekttoppene inntreffer på ulike tidspunkter avhengig av hvor i bygget man er. Hvis simuleringene hadde blitt gjennomført for bygget som helhet, ville man kun fått gjennomsnittsverdier og følgelig mindre nøyaktige resultater.

5.3.2 Bygningskropp

Det er valgt, så langt det er mulig, å la bygningskroppen i det aktuelle kontorbygget oppfylle krav til energieffektivitet i § 8-21a i teknisk forskrift til plan- og bygningsloven (TEK)[35]. Disse kravene er presentert i Tabell 5-1.

Tabell 5-1: U-verdier i modellens bygningskonstruksjoner

Konstruksjon	Materialbruk	Krav i TEK[W/m^{2}K]	Simuleringsmodell[W/m^{2}K]
Yttervegg	Betong	0,18	0,17
Internvegg	Gips	Intet krav	0,62
Tak	Betong	0,13	0,12
Vinduer	3-lags med argonfylling	1,2	1,1

Mellom kontorlandskapets gulv og etasjen under er det antatt null netto varmeoverføring

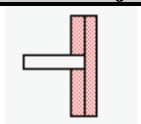
Vindusmodulene har følgende spesifikasjoner:
Solfaktor (g-verdi) = 0,55
Intern emissivitet = 0,9
Ekstern emissivitet = 0,9

Når det gjelder andel glassareal i bygget, er det tatt utgangspunkt i arbeidstegninger for en etasje i det reelle kontorbygget som er nevnt i kapittelets innledning. I denne etasjen utgjør vindusarealet 30 % av bruksarealet. Det er valg å ha samme andel glassareal i simuleringsmodellen, til tross for at dette overskrider krav i nye TEK på maksimalt 20% av bygningens oppvarmete bruksareal[35]. Da det i simuleringene kun fokuseres på en etasje, kan man anta at det i de andre etasjene av bygget er en mindre glassmengde, slik at bygget som helhet får en glasandel på under 20 % av bruksarealet og dermed oppfyller kravene.

Bygningskroppens oppfyller krav til lufttetthet i TEK på 1,5 luftvekslinger per time ved 50 Pa trykkforskjell.

Det antas at bygget er nytt og at oppføringen har vært grundig slik at forekomsten av kuldebroer er liten. Tabell 5-2 gir en oversikt over kuldebroverdier benyttet i simuleringsmodellen.

Tabell 5-2: Oversikt over kuldebroverdier for bygningskroppen

Konstruksjon	Kuldebroverdi	Illustrasjon
Yttervegg/intern plate	0,01 W/mK	
Yttervegg/internvegg	0,01 W/mK	
Yttervegg/yttervegg	0,06 W/mK	
Utvendig vindusperimeter	0,02 W/mK	
Tak/yttervegger	0,07 W/mK	
Yttervegg	0 W/Km^2 yttervegg	

5.3.3 Driftstid og brukertetthet

Byggets driftstid er satt ut fra de standardiserte verdien i NS 3031[11]:

Kl.07.00-19.00 mandag-fredag

Brukertettheten er satt ut fra arbeidstegninger med oversikt over antall arbeidsplasser i det reelle kontorbygget i Kittelsbukt. Brukertettheten i simuleringsmodellen er antatt å være den samme som i det reelle bygget, og er satt til 0,135 brukere/m^2. Dette gir 61 brukere i hver av de to termiske sonene, altså 122 brukere i kontorlandskapet som helhet.

5.3.4 Interne laster

Da varme avgitt fra interne laster er en av de viktigste årsaker til det store behovet for klimakjøling i dagens næringsbygg, er det viktig å bruke gjennomtenkte og realistisk verdier og styringsstrategier for disse.

Personbelastning
Det er antatt et aktivitetsnivå på 1,2 met(se kapitel 2.2.2) for brukerne av bygget. For tilstedeværelse er tidsplanen i Tabell 5-3 benyttet:

Tabell 5-3: Tidsplan for personbelastning

Klokkeslett	Tilstedeværelse[%]
07.00-08.00	10
08.00-11-00	70
11.00-12.00	20
12.00-16.00	60
16.00-19.00	10
19.00-07.00	0

Det er også lagt inn en tidsplan for brukernes bekledningsnivå (se kapitel 2.2.2) over året:
1.mai- 30.august => Sommerbekledning(0,5 clo)
1.september-30.april=> Vinterbekledning(1 clo)

Belysning
Det er antatt at det i hele kontorlandskapet benyttes lysrør som gir et lysutbytte på 70 lumen/W og som trekker 24 W. Lysbehovet er satt til 8 W/m^2 bruksareal med utgangspunkt i de standardiserte verdier fra NS 3031[11]. Dette gir 167 enheter per sone som er jevnt fordelt i kontorlandskapet.

Belysningen i lokalet styres etter tilstedeværelse og følger tidsplan for belastning som i Tabell 5-3.

Utstyr
Det er antatt følgende bruk av utstyr i kontorlandskapet:

- 1 stasjonær datamaskin med 17" flatskjerm per bruker
- 1 fellesprinter per sone

I på-modus er det antatt at de stasjonære datamaskinene har et effektbehov på 125 W per stykk og at printerne i vente-modus har et effektbehov på 13 W per stykk[36].

Det er antatt at datamaskinene er på når bruker er tilstede. Videre gjøres forenklingen at tilført effekt er lik avgitt varme, og at datamaskinen er enten av eller på. Muligheten for at datamaskinene er i ventemodus sees det med andre ord bort i fra. I av-modus er det antatt at de stasjonære maskinene avgir 3 W varme. Det er ikke laget noen egen tidsplan for når printeren er i bruk, og det antas derfor at den står i vente-modus hele driftstiden. Dette gir et spesifikt effekbehov til utstyr på ca. 17,4 W/m^2 i den enkelte sone. Det bør kommenteres at dette effektbehovet klart overgår de standardiserte verdiene i NS3031[11] som benyttes for kontroll opp mot teknisk forskrift[35]. I teknisk forskrift er effektbehovet til utstyr satt til 11 W/m^2.

Tidsplanen for avgitt varmeeffekt fra de stasjonære datamaskinene følger personbelastningen som er oppgitt i Tabell 5-3.

5.3.5 Øvrig essensiell inndata

Klimadata: For simuleringene i denne oppgaven er det brukt klimadata for Oslo/Fornebu. Klimafilen er generert med utgangspunkt i ASHRAE IWEC 1.1 Weather files[37].

Solavskjerming: Det er benyttet utvendige persienner med skjermingsfaktor på 0,14. Disse er automatiserte og styres etter direkte solinnstråling. Når nivået på solinnstrålingen når 100W/m^2 går persiennene ned.

Varmegjenvinner: Det er lagt inn en virkningsgrad på 70 % for varmegjenvinner i ventilasjonsaggregatene. Dette er i henhold til TEK[35]

Ventilasjonsaggregater: Hver av de to sonene forsynes med luft fra hvert sitt ventilasjonsaggregat. Ved at hver sone forsynes med luft fra hvert sitt aggregat, reduseres kompleksiteten knyttet til resultattolkning og man får frem forskjeller knyttet til orientering i større grad..

Ventilasjonsprinsipp: I simuleringsmodellen er det benyttet omrøringsventilasjon for alle scenarioer. Dette regnes som den mest egnede metoden i bygg med store varmelaster[49].

Lokal oppvarming: Oppvarmingen av kontorlandskapet kommer fra elektriske panelovner. Reguleringen av avgitt effekt skjer ved PI-regulering.

Sentral oppvarming og kjøling: Varmtvannet som sirkulerer i ventilasjonsaggregatets varmebatteri varmes opp med en elektrokjel med en virkningsgrad på 95 %. Vannet som sirkuleres i kjølebatteriet og i kjølebaflene kjøles av en isvannsmaskin med kjølefaktor (COP) på 2,5.

Intern termisk masse: De interne termiske massene i kontorlandskapet består av vanlig kontormøbler der det er antatt 3 m^2 skrivebordsflate, 0,9m^2 hylleflater og en kontorstol per bruker. Dette gir en total konvektiv masse på 243 m^2 i den enkelte termiske sone.

5.4 De ulike scenarioene

For å finne den beste metoden for klimakjøling med tanke på både energibruk og termisk komfort, er både passive og aktive teknikker studert. Det er viktig å få med det passive aspektet da dette er blitt mer og mer vanlig igjen de siste tiårene.

Følgende systemløsninger er testet ved hjelp av simuleringer:

- Romkjøling med og uten mekanisk nattkjøling
- Ventilasjonskjøling med og uten mekanisk nattkjøling
- Hvordan ulike styringsstrategier for åpning av vinduer vil påvirke sonens energiflyt

Først er det kjørt simuleringer på et referansescenario med nokså streng temperaturkontroll i kontorlandskapet. Deretter er det kjørt simuleringer på et scenario med større tillatt variasjon i temperaturforholdene. Dette scenarioet er i resten av rapporten kalt for scenario 2.

5.4.1 Settpunkter for de to scenarioene

Settpunktene som bruker oppgir i simuleringsverktøyet bestemmer de grenser som inneklimaet skal holde seg innefor ved hjelp av ulike styringssystemer. Her følger en oversikt over settpunktene som er brukt.

Settpunkt for oppvarming og kjøling
I alle simuleringer i referansescenarioet er settpunkt oppvarming satt til 21 ºC og settpunkt kjøling til 22 ºC. I scenario 2 er settpunktet for kjøling økt til 26 ºC. I flere av modellene ville det vært hensiktsmessig med variable settpunkter, men i nåværende utgave av IDA ICE 4.0 beta er ikke dette mulig. Dette er beskrevet nærmere i kapitel 5.6. Settpunktene oppgis for lufttemperaturen, og det er lufttemperaturen som oppvarmings- og kjøleenhetene temperaturstyres etter.

Luftmengder og CO_2-nivåer
I alle simuleringer er det brukt balansert ventilasjon. For simuleringene med romkjøling er maksimal tilgjengelig luftmengde satt med utgangspunkt i veiledningen til teknisk forskrift (REN)[6]. Det er da antatt 7 l/s per person og 2 l/s per m^2 for emisjon fra materialer og lignende. Dette gir da en dimensjonerende luftmengde på 10,8 m^3/h per m^2 for den enkelte sone.

For simuleringene med ventilasjonskjøling er det valgt å sette den dimensjonerende luftmengde noe høyere til 15,5 m^3/h per m^2. Grunnen til at den dimensjonerende luftmengden ikke er større, er at større luftmengder i kontorlandskap ofte vil kunne gi fare for trekk[29].

Minimal tilgjengelig luftmengde er for alle simuleringer satt til 0,72 m^3/h per m^2

Det er bestemt at CO_2-innholdet i luften skal holde seg under 1000 ppm. Maksimalnivået på 1000 ppm er satt med utgangspunkt i en rapport fra Folkehelsa om anbefalte normer for inneklima[40].

5.4.2 Krav til termisk komfort

I dette studiet er kravet til termisk komfort satt etter kategori B, se kapitel 2.3.3. Dette innebærer:

- $-0,5<PMV<0,5$
- $PPD<10$ %

5.4.3 Ventilasjon av bygget

I simuleringene uten nattkjøling er vifter og varmegjenvinner skrudd av utenfor driftstiden, mens i simuleringene med mekanisk nattkjøling er viftene på fra kl.22.00 til kl. 07.00 på hverdager.

Styring av luftmengdene i kontorlandskapet skjer ved DCV- Demand Controlled Ventilation. For simuleringene med romkjøling benyttes DCV med CO_2-kontroll, mens det i simuleringene med ventilasjonskjøling benyttes DCV med både temperatur- og CO_2-kontroll.

DCV med kun temperaturkontroll styrer bare kjøling av ventilasjonsluften. Ved denne styringsstrategien antar programmet at tilluften alltid er kaldere enn luften i kontorlandskapet ved kjølebehov.

I simuleringene med DCV med både CO_2- og temperaturkontroll reguleres luftmengdene i IDA ICE mellom minimum og maksimum hvis en av følgende tre tilstander er oppfylt[41]:

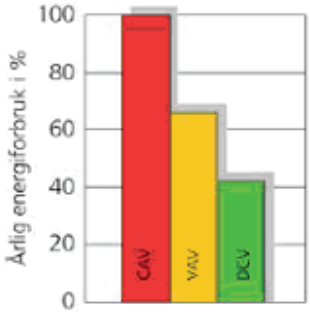
- Lufttemperaturen i lokalet < settpunkt oppvarming
- Lufttemperaturen i lokalet > settpunkt kjøling
- CO_2-innholdet i romluften > øvre grense for CO_2-innhold

Når det gjelder tilluftstemperatur, reguleres denne av varme- og kjølebatterier i ventilasjonsaggregatene. I simuleringene med romkjøling er tilluftstemperaturen satt til 19 ºC. Etter ventilasjonsaggregatets kjølebatteri er temperaturen 18 ºC, men temperaturøkningen over viftene er satt til 1 ºC slik at den tilførte luften holder 19 ºC.

I simuleringene med ventilasjonskjøling holdes tilluftstemperaturen konstant lik 18 ºC i perioden fra 1.mai til 30.september. For å unngå et unødvendig stort oppvarmingsbehov er en tilluftstemperatur på 19 ºC brukt i resten av året.

5.4.4 Forenkling ved beregning av energi til viftedrift ved behovsstyring

I dagens kontorbygg utgjør energi knyttet til ventilasjon en veldig stor del av byggets totale energibruk. Et kjennetegn med dagens kontorbygg er ofte veldig store luftmengder, og stor bruk av energi til vifter samt kjøling og oppvarming av tilluft.
Målinger viser at energibruken til vifter i moderne næringsbygg utgjør 15-20% av byggets totale energibruk[42]. Energisparepotensialet knyttet til å behovsstyre luftmengdene antas å være stort. I det tekniske tidsskriftet Norsk VVS i 2006[43] ble de ulike alternativene for behovsstyring av ventilasjon samt energieffektiviseringspotensialet knyttet til dem presentert.



Figur 5-4: Energibruk ved ulike styringsstrategier[43]

Som Figur 5-4 viser, er det et betydelig sparepotensiale ved behovsstyring av luftmengdene.

Parametere med stor betydning for energibruken knyttet til viftedrift er SFP og viftesystemets virkningsgrad.

SFP beregnes ut fra følgende formel[42]:

$$SFP = \frac{P_{tot}}{\dot{V}_{tot}} \left[kW / \left(m^3 / s \right) \right] \tag{6-1}$$

der:

P_{tot} = summen av alle vifteeffekter [kW]

$\dot{V}_{tot}$ = total sirkulert volum[m^3/s]

Den totale luftmengden defineres her som den største av tillufts- og avtrekksluftmengdene. Det skal her brukes netto luftmengde, det vil si målt på det enkelte romnivå, og ikke hovedluftmengden ved aggregatet (brutto luftmengde).

Summen av vifteeffektene kan uttrykkes ved hjelp av følgende formel[42]:

$$P_{tot} = \frac{\dot{V}_{tot} \cdot \Delta p_{tot}}{\eta_{tot}} \left[kW \right] \tag{6-2}$$

der:

Δp_{tot} = totaltrykkfallet (sum trykkfall i tilluft, Δp_{vt}, og avtrekk, Δp_{av}) i anlegget [kPa]

η_{tot} = viftesystemets totale virkningsgrad (sum virkningsgrad i tilluftsvifte, η_{vt}, og avtrekksvifte, η_{av})

Ved hjelp av formel 6-1 og 6-2 kan SFP uttrykkes ved:

$$SFP = \frac{\dot{V}_{tot} \cdot \Delta p_{tot}}{\dot{V}_{tot} \cdot \eta_{tot}} = \frac{\Delta p_{tot}}{\eta_{tot}} \approx \frac{\Delta p_{tv}}{\eta_{tv}} + \frac{\Delta p_{av}}{\eta_{av}} [kPa] \tag{6-3}$$

Dette uttrykket er ikke helt matematisk korrekt og egner seg bare i grove orienterende analyser. For å få uttrykket matematisk korrekt må man beregne tilluft og avtrekk hver for seg og benytte brutto luftmengder[42].

I IDA ICE er det antatt at trykkfall i tillufts- og avtrekkskanaler er konstante og uavhengige av luftmengde. Det vil med andre ord si at IDA ICE opererer med en konstant SFP($\approx$1,67). Som man ser av formel 6-3 har trykkfallet mye å si på anleggets SFP og dermed da også energibruken. Antagelsen i programmet vil derfor gi en nokså

stor feil knyttet til energi til viftedrift da SFP i stor grad varierer med varierende luftmengder. I de fleste tilfeller vil energibruken da bli høyere enn den ville vært i virkeligheten. Dette er ikke spesielt for IDA ICE, men er en vanlig antagelse i de fleste liknende simuleringsverktøy på markedet.

I simuleringsmodellen som er benyttet i dette arbeidet er det antatt bruk av DCV for styring av luftmengdene for alle scenarioer. Det vil si at luftmengder, og da følgelig trykkfall og SFP, vil endre seg avhengig av belastningen over driftstiden. For å få tatt høyde for at energi til vifter varierer over driftstiden er det tatt i bruk en forenkling. I denne forenklingen er det antatt at den totale virkningsgraden til ventilasjonssystemet, η_{tot}, er konstant.

I ventilasjonsanlegg har man som regel turbulent strømning. Trykkfallet mellom to punkter kan da uttrykkes som[42]:

$$\Delta p = k \cdot v^2 = k \cdot \left(\dot{V} \cdot A \right)^2 \text{ [Pa]} \tag{6-4}$$

der:

k = konstant
v = lufthastigheten [m/s]
A =kanalens tversnittareal [m^2]

Videre har man følgende formel for beregning av energibruk til transport av luft gjennom ventilasjonsanlegget[44]:

$$E_v = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p \cdot \tau}{10^3 \cdot \eta_{tot}} [kWh] \tag{6-5}$$

der:

Δp = total trykkøkning i vifte [Pa]
τ = driftstiden til ventilasjonsanlegget [h]

Ut fra likning 6-4 og 6-5 kan følgende forenkling etableres [8]:

$$P_{tot} = \frac{E_v}{\tau} = \frac{\dot{V} \cdot k \cdot \left(\dot{V} \cdot A \right)^2}{10^3 \cdot \eta_{tot}} \sim \dot{V}^3 \text{ [kW]} \tag{6-6}$$

Det er her antatt turbulent strømning.

Ut fra likning 6-6 kan følgende relasjon etableres[8]:

$$\frac{P}{\dot{V}^3} = \frac{P_{tot}}{\dot{V}_{tot}^{\ 3}} \Rightarrow P = P_{tot} \cdot \left(\frac{\dot{V}}{\dot{V}_{tot}} \right)^3 \tag{6-7}$$

Ved å kombinere likning 6-1 og 6-7 får man følgende uttrykk:

$$P = V_{tot} \cdot SFP \cdot \left(\frac{\dot{V}}{\dot{V}_{tot}} \right)^3 \tag{6-8}$$

Ved overnevnte forenkling og antagelser har man fått et uttrykk for energibruk til viftedrift som tar hensyn til varierende luftmengder i ventilasjonsanlegget.

Det er likning 6-8 som er brukt til å beregne energi til viftedrift for simuleringsmodellene. Dette er gjort ved å overføre data vedrørende luftmengder fra resultatfilene generert i simuleringsprogrammet til et regneark som så beregner energibruken ut fra likning 6-8.

I regnearket er det antatt en SFP på $2kW/(m^3 \cdot s)$. Denne verdien er satt med utgangspunkt i krav til energieffektivitet i nye teknisk forskrift[35]. Selv om det også nå er antatt en konstant SFP, gjør likning 6-8 at det allikevel blir tatt hensyn til at trykkfallet varierer med luftmengdene.

I IDA ICE er det også antatt at SPP forholder seg konstant uavhengig av vannmengde som strømmer gjennom rørene. Da energibruken til pumper utgjør en svært liten del av det totale energibruket, er det ikke valgt å gjøre noen mer nøyaktige beregninger på dette.

Begrensninger

Selv om man ved bruk av forenklingen (likning 6-8) får en energibruk til viftedrift som i størrelsesorden er mer korrekt ved behovsstyrt ventilasjon enn de tallene IDA ICE genererer, er det noen begrensninger man må være klar over.

Forenklingen i likning 6-8 egner seg best når de faktiske luftmengdene ligger så nært opp til den dimensjonerende sirkulerte mengden som mulig. Dette skyldes at forholdet mellom faktisk og makismal mengde er i tredje potens. Dette gjør at energibidraget ved små luftmengder blir lite synlig i den totale energibruken.

Eksempelvis vet man intuitivt at ved bruk av mekanisk nattventilasjon, så vil energibruken til viftedrift øke. Dette er noe som forenklingen ikke klare å synliggjøre særlig godt. Av resultatene fra forenklingen vil man i stedet se en tendens til det motsatte, at energibruken er litt større ved mekanisk nattventilasjon. Dette skyldes at luftmengdene ved nattventilasjon er så små at forenklingen ikke klarer å synliggjøre bidraget. Dette

gjelder spesielt i scenarioene med romkjøling der luftmengdene kun er CO_2-styrt. Når driftstiden begynner vil byggets brukere gjøre det nødvendig å tilføre en betraktelig større luftmengde enn under nattventileringen. Ved nattventilasjon er det allerede tilført bygget en del friskluft før brukerne kommer, noe som resulterer i at total tilført luftmengde vil være mindre de første timene av driftstiden enn hvis man ikke hadde nattventilasjon. Da man i driftstiden typisk vil ha luftmengder som ligger tettere opptil den maksimalt tilgjengelige mengden, vil dette resultere i at energibruk til vifter etter forenklingen blir mindre med nattventilasjon enn uten.

Ved bruk av nattventilasjon i scenarioene med ventilasjonskjøling vil denne feilen bli noe mindre. Dette skyldes at luftmengdene her er både temperatur- og CO_2-styrte. Temperaturstyringen gjør at luftmengdene både i og utenom driftstiden vil være større enn ved kun CO_2-kontroll. I de varmeste periodene vil det ved ventilasjonskjøling brukes dimensjonerende mengde for å få temperaturkontroll. Dette gjør at tredje potens-leddet i likning 6-8 blir tilnærmet lik 1. Siden det i forenklingen er antatt en høyere SFP enn den IDA ICE opererer med, vil forenklingen da gi høyere energibruk til viftedrift enn IDA ICE.

I kapitel 6, der resultatene blir presentert, er både energi til viftedrift ut fra IDA ICE og etter forenklingen i likning 6-8 lagt frem. Resultatene fra IDA ICE vil tydeliggjøre den ekstra energibruken grunnet nattventilasjonen, mens resultatene ut fra forenklingen vil gi en mer realistisk størrelsesorden på energiposten viftedrift.

5.5 Beskrivelse av kjølealternativer studert i IDA ICE

5.5.1 Romkjøling

Som nevnt i kapittel 3.3.2 finnes i dag en rekke ulike alternativer for romkjøling.
For studiene av romkjøling er det i denne oppgaven valgt å begrense analysens omfang til å kun studere bruk av kjølebaffel. Dette skyldes i hovedsak at kjølebafler er en veldig mye brukt kjøleenhet i dagens næringsbygg, noe som gjør dette alternativet interessant å sammenligne med andre kjølemetoder. I tillegg vil denne begrensingen gi bedre tid til detaljstudier av hvordan romkjøling fungerer ved endring av forskjellige parametere.

Det er i dette arbeidet valgt å studere fritthengende egenkonveksjonsbafler.
Utfyllende beskrivelse av kjølebaflene og hvordan de er dimensjonert er å finne i rapportens vedlegg B.

5.5.2 Ventilasjonskjøling

Ventilasjonskjøling vil ofte ikke være tilstrekkelig i bygg med veldig store varmelaster, Dette skyldes at det ofte vil være behov for altfor store luftmengder for å få ned

temperaturen til ønskelig nivå. Det er også begrensninger både på lufthastighet og temperatur på tilluften man kan tillate for å unngå en trekkfølelse for brukerne av bygget.

Ved hjelp av IDA ICE skal denne kjølemetoden testes på simuleringsmodellene for å se om ren ventilasjonskjøling vil være tilstrekkelig og eventuelt hvor store luftmengder som da er nødvendig.

5.5.3 Nattkjøling

Nattventilasjon
Innvirkningen mekanisk frikjøling har på energiflyten utenom driftstid er studert både ved romkjøling og ved ventilasjonskjøling. Dette er gjort ved å la ubehandlet natteluft strømme gjennom ventilasjonsanlegget og inn i kontorlandskapet i perioden fra 1.mai til 30.september i tidsrommet fra kl.22.00 til 07.00. Ved ventilasjonskjøling blir luftmengdene styrt etter settpunkt for komforttemperatur. Ved romkjøling er det bare CO_2-styring på luftmengdene. I timene med nattkjøling vil derfor luftmengdene automatisk bli rundt minimumssettpunktet på 0,2 l/sm^2 grunnet lavt CO_2-innhold i romluften. Får å få mer effekt av nattkjøling er derfor viftene stilt inn til å tilføre 150 % mer luft enn det CO_2-nivået skulle tilsi om natten. Ved ventilasjonskjøling er det som nevnt ovenfor i tillegg temperaturstyring av luftmengdene. Det er derfor ikke lagt inn noen økning av luftmengder utover de temperaturstyrte luftmengdene.

Et praktisk problem ved å la ubehandlet friskluft tilføres lokalet ved bruk av både romkjøling og nattventilasjon, er kondens på de lokale kjøleflatene.
I ventilasjonsaggregater er det ofte avfukting av friskluften ved at luften blir nedkjølt til det felles ut væske. Væsken blir samlet opp i en form for væskefanger i aggregatet. I simuleringen utført i IDA ICE er kjølebatteriene skrudd av i perioden med nattventilasjon. I praksis unngås kondensproblematikken knyttet til romkjøling med nattventilasjon ved å dimensjonere anlegget med større kjøleflater og høyere temperatur på kjøleflatene[39].

Siden dette er et praktisk problem som kan løses ved fornuftig dimensjonering, er det valgt å se bort fra her. Dette er i hovedsak for å kunne operere med de samme kjølebaflene på simuleringene med nattventilasjon som ved bruk av andre tiltak ved romkjøling. Dette gjør det også enklere å sammenligne resultatene fra de ulike simuleringene på romkjøling.

Vindusventilasjon
Det er også kjørt simuleringer på hvordan ulike strategier for åpning av vinduer vil virke inn på byggets kjølebehov. Det er sett på følgende to varianter av vindusventilasjon:

- Tidsstyrt nattkjøling ved åpning av vinduer
- Behovsstyring av vinduåpning i driftstiden

Ved nattventilasjon med vinduåpning, er vinduene åpnet 10 % fra klokken 22.00 til 07.00 på hverdager.

Ved behovsstyring åpnes vinduene med 10% hvis:

- Lufttemperaturen i sonen > maksimal komforttempeatur
- Utetemperaturen< lufttemperaturen i sonen

Problemet med kondens på kjøleflater vil også her være noe man i praksis må ta hensyn til, men som i simuleringene er valgt å se bort ifra.

5.6 Hovedfokus og begrensninger i simuleringene

Målet med simuleringene har vært å finne ut hvilke kjølemetoder som vil være mest energieffektive samtidig som de oppfyller krav til temperaturkontroll og termisk komfort.

Hovedfokuset har vært på forskjellene i energibehov ved ulike kjølemetoder fremfor den faktiske størrelsesorden på energibehovet. Da temaet for oppgaven er klimakjøling, er det valgt å fokusere spesielt på årets varmeste perioder. Energibehov og termisk komfort er allikevel studert på årsbasis for å gi en indikasjon på hvordan systemløsningene fungerer også i kaldere perioder. Dette er viktig da næringsbygg er en bygningskategori som ofte kan ha kjølebehov hele året.

Det er også fokusert på hvordan sonenes orientering spiller inn på energiflyten. De fleste simuleringsresultatene er derfor presentert for den enkelte sone.

Alle simuleringene er kjørt for to ulike sett med settpunkter for oppvarming og kjøling. Dette er for å studere hvordan settpunktene og størrelsen på dødsonen påvirker energiflyten og hvordan de ulike kjølemetodene fungerer.

I kapitel 2 ble en rekke parametere og systemløsninger med betydning for energibruk og oppnådd termisk komfort presentert. I simuleringene ble det valgt ut en gruppe av disse som ble studert mer inngående.

Systemløsningene som er testet er:

Romkjøling:
- Uten nattventilasjon
- Med mekanisk nattventilasjon
- Med behovsstyrt vinduslufting
- Med tidsstyrt vinduslufting om natten

Ventilasjonskjøling:
- Uten nattventilasjon
- Med mekanisk nattventilasjon
- Med behovsstyrt vinduslufting
- Med tidsstyrt vinduslufting om natten

De parameterne som er studert er:

- Energibruk fordelt på oppvarming, kjøling, vifter, pumper, belysning og utstyr
- Gjennomsnittlig lufttemperatur
- Operativ temperatur
- Indikatorer på termisk komfort(PMV og PPD)
- Overflatetemperaturer
- Plan strålingstemperatur og strålingsasymmetri

Begrensninger og antagelser

I utgangspunktet var det planlagt å operere med variable settpunkter for inntemperatur i de ulike simuleringsmodellene for å best mulig få frem energisparepotensialet ved de ulike kjølemetodene. I versjon 3 av IDA ICE var ikke dette mulig, men det er en funksjon som i utgangspunktet skal fungere i IDA ICE 4.0. Under arbeidet med denne masteroppgaven ble det allikevel oppdaget en feil knyttet til dette. Det viste seg at selv om man legger inn en tidsplan for varierende settpunkter over det enkelte døgn og perioder av året, så blir disse ignorert i simuleringene. I alle simuleringer er derfor settpunkt for oppvarming og kjøling konstant over året. Feilen er rapportert til utviklerne i EQUA Simulation AB i Sverige, men vil ikke bli rettet opp innen denne masteroppgaven er avsluttet.

Det var derfor ingen vits å se på de to alternativene for nattkjøling over året, da det brukes unødvendig mye energi til oppvarming ved konstante settpunkter. Dette skyldes at nattkjølingen senker lufttemperaturen inne til under settpunkt oppvarming. Oppvarming og kjøling vil dermed motarbeide hverandre i store perioder. De to ulike metodene for nattkjøling som er studert, er derfor kun presentert for dimensjonerende sommerdøgn. Det var heller ikke mulig å studere sparegevinsten ved å ha nattsenking av temperaturen.

Når det gjelder PMV og PPD så er disse i IDA ICE beregnet for et punkt der man har plassert personbelastningen. I den aktuelle simuleringsmodellen er dette punktet plassert midt i den enkelte sone. Det er antatt at person i dette punktet er sittende med sentrum 0,6 meter over gulvet. I hvilken grad resultatene fra dette punktet er representative for sonen

som helhet er det vanskelig å si noe om da det per dags dato finnes lite dokumentasjon for IDA ICE 4.0. PMV og PPD fra IDA ICE er allikevel valgt benyttet siden de uansett gir en indikasjon på graden av komfort i termisk henseende.

Det er valgt å ikke ta hensyn til skjerming fra omkringliggende bygninger selv om dette er en mulighet i simuleringsverktøyet.

En del av parameterne er kun studert for enkelte systemløsninger og bestemte avgrensede perioder av året. Dette er for å begrense omfanget av antall grafer og øvrige resultater, og på denne måten gjøre resultatdelen mer oversiktelig. I de tilfeller der kun enkelte systemløsninger er studert, er de systemløsningene som er regnet som mest illustrative og representative for den aktuelle problemstillingen trukket frem.

6 Ulike systemløsningers og parameteres innvirkning på energiflyten i kontorlandskapet

I dette kapitlet er resultatene fra simuleringene gjennomført i IDA ICE presentert og diskutert. Da resultatene består av et stort antall grafer og figurer, er resultatene diskutert fortløpende. Dette er for å gjøre drøftingene mer oversiktelige. På denne måten unngår man at leseren hele tiden må bla frem og tilbake og kanskje miste litt av sammenhengen og kontinuiteten i lesingen.

Resultatene kommer både fra simuleringer over et helt år og for dimensjonerende sommerdøgn. Dette døgnet er satt til 30. juli da utetemperaturen var på sitt høyeste. Resultatene fra dette døgnet vil bli brukt til mer detaljerte analyser av energiflyten enn det årssimuleringene muliggjør. I tillegg er det også presentert resultater fra uken 28.juli til 3.august som et supplement for å få frem variasjoner fra dag til dag i den varmeste perioden.

Først vil resultatene fra den manuelle beregningsmetoden TEMPO og den stasjonære varmebalansen presenteres. Disse resultatene vil brukes som referanse og sammenligningsgrunnlag i analysen av resultatene fra IDA ICE. Deretter vil innvirkningen av type kjølemetode og orientering av byggets fasader på byggets energibehov, temperaturforhold og termisk komfort studeres for de to scenarioene. Til slutt vil det legges frem en mer utdypende sammenligning av hvordan de ulike settepunktene for kjøling påvirker energiflyten i kontorlandskapet.

6.1 Manuelle beregninger for kontroll av resultater fra IDA ICE 4.0 beta

Resultatene i dette kapitlet er så langt det er mulig blitt sammenlignet med simuleringsmodellene beskrevet i kapittel 5. For beregningene ved hjelp av TEMPO er modellene modifisert for at sammenligningsgrunnlaget skal bli best mulig. Dette skyldes att IDA ICE gjør betraktelig mer omfattende beregninger og krever inndata på et betraktelig høyere detaljnivå. Det blir derfor ikke nøyaktig samme modell som brukt ellers i oppgaven som brukes til sammenligning. Dette er av liten betydning da hovedhensikten med den manuelle metoden er å sjekke at avviket mellom resultater generert i IDA ICE og resultater ved bruk av TEMPO ikke blir altfor stort. Hvordan modellene er modifisert i forbindelse med sammenligningen er beskrevet nærmere i vedlegg C

For de manuelle beregningene er det tatt utgangspunkt i modellen med romkjøling uten noen form for nattkjøling og vinduslufting.

Tabell 6-1 viser en sammenligning av resultater for temperaturforholdene ved dimensjonerende sommerdøgn fra IDA ICE og TEMPO. Utdypende beskrivelse av

beregningsmetodikken i TEMPO, beregningsgrunnlaget for sammenligning og selve beregningene er å finne i rapportens vedlegg C.

Av Tabell 6-1 ser man at avviket i temperaturvariasjoner over døgnet er relativ beskjedent tatt modellens kompleksitet i betraktning.

Tabell 6-1: Sammenligning av temperaturforhold

	TEMPO	ICE(sørlig/nordlig sone)
Midlere romlufttemperatur[ºC]	29,1	28,8/27,3
Maksimal romlufttemperatur[ºC]	32,7	31,6/29,3
Minimal romlufttemperatur[ºC]	25,5	26,19/25,18

I referansescenarioet beskrevet i kapitel 5.4 er settpunktet for oppvarming og kjøling på henholdsvis 21 og 22 ºC. Ved å sette ønskelig romtemperatur til 21 ºC og tillate en temperaturglidning på 1 ºC, gav TEMPO et kjølebehov for kontorlandskapet på 41,3 kW. Ved ventilasjonskjøling med tilluftstemperatur på 18 ºC vil det være nødvendig med en tilluftsmengde på ca. 34,4 $m^3/(h \cdot m^2)$ for å dekke dette kjølebehovet. Dette er en urealistisk stor luftmengde da det er anbefalt at tilført luftmengde i kontorlandskap ikke skal overskride 16 $m^3/(h \cdot m^2)$ for å unngå trekkfølelse[29].

Ved å tillate større slingringsmonn på temperaturforholdene ved å sette ønsket temperatur til 23 ºC og tillate en temperaturglidning på 3 ºC, ble kjølebehovet redusert til 22,6 kW. Dette tilsvarer en luftmengde på ca. 9,4 $m^3/(h \cdot m^2)$ med temperatur 18 ºC. Dette er innenfor de anbefalte krav til lufttilførselen nevnt i kapitel 5.4.1.

De manuelle beregningene indikerer altså at det kan bli vanskelig å oppnå ønsket romlufttemperatur ved veldig streng temperaturkontroll ved ventilasjonskjøling uten å overskride anbefalt lufttilførsel. Ved å derimot tillate en større temperaturglidning, gir beregningene en indikasjon på at ventilering med underkjølt luft vil kunne opprettholde ønsket temperaturnivå.

I tillegg til å benytte TEMPO, ble det satt opp en meget enkel stasjonær varmebalanse for å finne et fornuftig maksimalnivå som kjøleeffekten bør holde seg under. Regnearket som ble benyttet til dette er å finne i vedlegg C. Varmebalansen ble satt opp med inndata for modellen med romkjøling uten nattventilasjon og lufting. Den stasjonære varmebalansen ga en indikasjon på at kjøleeffekten ikke bør overstige 45,53 kW for den aktuelle modellen

Det ble utført en kjølelastberegning i IDA ICE på den modifiserte modellen for romkjøling for sammenligning med TEMPO-resultatene. For referansescenarioet ga dette en maksimal kjøleeffekt på 27,4 og 26,5 kW for henholdsvis sørvendt og nordvendt sone.

For sammenligning med resultatene fra den enkle stasjonære varmebalansen, ble en kjølelastberegning i IDA ICE utført på modellen for romkjøling uten nattkjøling og vinduslufting ved dimensjonerende sommerdøgn i referansescenarioet. Dette ga maksimale kjøleeffekter på 25 og 27 kW for henholdsvis sørvendt og nordvendt sone.

Resultatene fra de manuelle beregningene gir klare indikasjoner på at kjøleeffekten for begge soner til sammen ikke bør overskride rundt 40 kW. Kjøleffektberegningene utført i IDA ICE viser at toppeffekten er langt over det forventede nivå. Av Figur 6-1 ser vi at den maksimale kjøleeffekten i referansescenarioet er på hele 25,6 kW bare i den sørvendte sonen kl.07.00. I scenario 2 med mer fleksibel temperaturkontroll er den maksimale kjøleeffekten i den enkelte sone enda større.

For å finne årsaken til dette store avviket ble modellen for romkjøling i referansescenarioet studert mer inngående.

	Outside	Inside				Heat balance				
	ambient temp	zone temp	oper. temp 1	PPD	air supply temp	from sur-faces	direct sun through window	room heat/ cooling	other loads
h	deg C	deg C	deg C	%	deg C	W	W	W	W
1	19.8	23.1	23.1	0.	20.8	793.7	0.0	-402.5	-393.2
2	18.9	23.0	23.1	0.	19.9	883.8	0.0	-378.1	-511.4
3	18.3	23.0	23.1	0.	19.3	945.8	0.0	-354.6	-598.7
4	17.9	23.0	23.1	0.	18.9	971.4	0.0	-333.8	-645.2
5	17.8	23.0	23.1	0.	18.8	838.0	104.3	-319.4	-626.2
6	18.0	23.1	23.2	0.	19.0	-245.5	931.3	-337.6	-322.8
7	18.4	23.2	23.3	0.	19.4	-1205.4	1601.1	-359.3	7.1
8	19.1	21.8	22.3	20.	19.0	4599.9	2221.9	-9269.2	2068.3
9	20.0	22.1	22.5	16.	19.0	-348.0	3447.5	-14464.	11983.5
10	21.1	22.0	22.5	17.	19.0	395.3	2932.3	-14751.	11357.8
11	22.2	22.0	22.5	17.	19.0	586.6	2074.1	-14470.	11688.7
12	23.4	22.0	22.5	17.	19.0	1246.7	2499.8	-8451.5	4250.4
13	24.4	22.0	22.6	16.	19.0	-777.3	3048.0	-13600.	11495.4
14	25.3	22.0	22.6	16.	19.0	-272.3	3144.7	-14223.	11257.9
15	25.9	22.0	22.6	16.	19.0	181.8	2647.8	-14113.	11217.0
16	26.3	22.0	22.5	17.	19.0	460.9	2373.3	-13946.	11066.8
17	26.5	22.0	22.5	17.	19.0	1847.2	2025.5	-7087.7	2752.9
18	26.3	22.0	22.6	16.	19.0	-564.6	4321.3	-7175.2	3399.8
19	25.8	22.0	22.5	17.	19.0	519.3	3254.4	-6656.8	2888.6
20	25.1	22.7	23.1	0.	26.1	-2221.9	2039.5	-495.7	1217.7
21	24.2	23.0	23.2	0.	25.2	-974.0	939.4	-499.4	588.4
22	23.1	23.0	23.2	0.	24.1	331.6	72.8	-464.7	79.3
23	22.0	23.0	23.2	0.	23.0	561.4	0.0	-445.2	-100.8
24	20.9	23.1	23.2	0.	21.9	680.6	0.0	-423.4	-251.7
mean	22.1	22.5			20.2	384.8	1653.3	-5959.4	3911.2

Max cooling power removed 25597.0 W
occurs at time 7:00

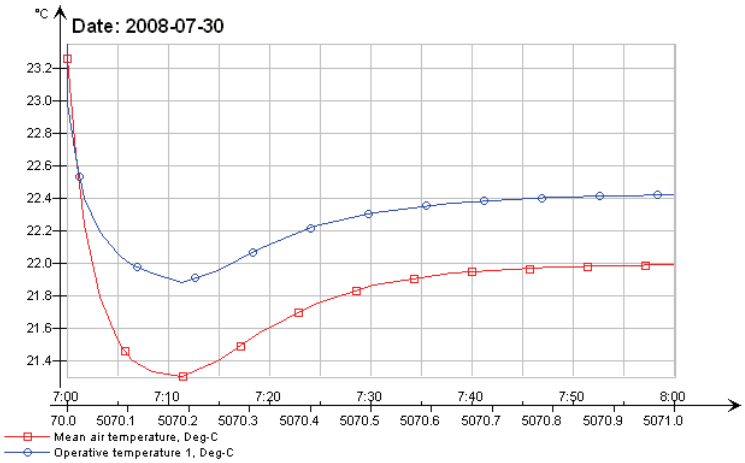
Figur 6-1:Kjøleeffektberegning i IDA ICE for sørvendt sone ved romkjøling for dimensjonerende sommerdøgn

Man kan se av Figur 6-1 at effekttoppen for kjøling(innrammet) inntreffer kl. 07.00, altså når driftstiden starter. Denne toppen er betraktelig større enn alle de andre snittverdiene for den enkelte time. Det er viktig å poengtere at denne toppen kun er en øyeblikksverdi. Dette kommer tydelig frem senere av Figur 6-3. Ser man på kjøleeffekten resten av dagen, så ser man derimot at disse verdiene er i en størrelsesorden mer i samsvar med hva man skulle forvente ut fra de manuelle beregningene. Høyeste snittverdi i driftstiden er på

14,75 kW(innrammet) for sørvendt sone og inntreffer kl.10.00. Her ligger kjøleffektene godt under resultatene fra kontrollberegningene. Man kan anta at det ikke er sannsynlig at det forekommer store hopp i den enkelte time grunnet blant annet tidsplaner for interne varmelaster.

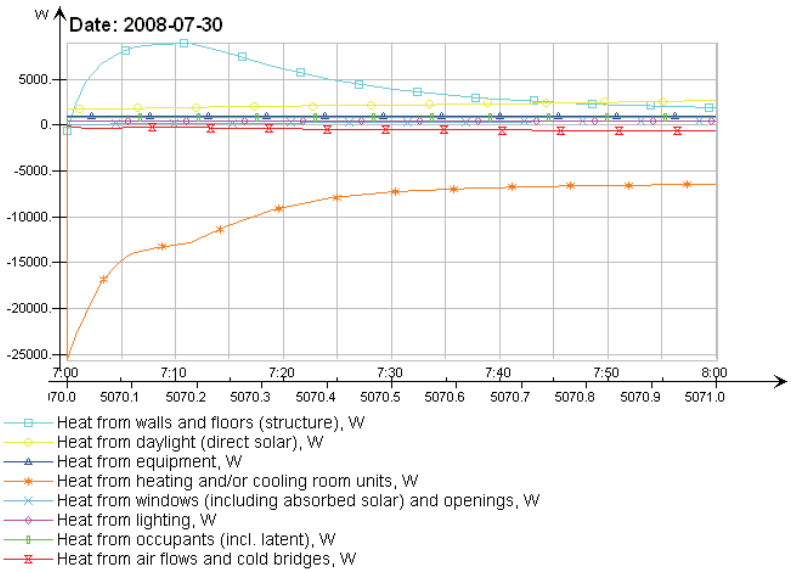
Det at det inntreffer en såpass stor topp kl 07.00 skyldes tidsplan for ventilasjon og kjøling over døgnet samt settpunktet for kjøling i driftstiden.

Ved romkjøling, uten noen form for nattkjøling, blir romtemperaturen (nederste linje) en del høyere enn settpunktet for kjøling(22 ºC) om morgenen i de varmeste periodene som Figur 6-2 viser. Overtemperaturen ved driftstidens start er på 1,2 ºC.



Figur 6-2:Temperaturforløpet for første time av driftstiden for sørvendt sone for dimensjonerende sommerdøgn. Hentet fra resultatrapporten i IDA ICE

Temperaturøkningen om natten resulterer i at kjøleffekten gjør et stort sprang i det settpunkt for kjøling trer i kraft kl. 07.00. Dette ser man tydelig av varmebalansen i Figur 6-3 for samme tidsintervall.



Figur 6-3: Varmebalanse for første time av driftstiden i sørvendt sone ved romkjøling for dimensjonerende sommerdøgn. Hentet fra resultatrapporten i IDA ICE

Av Figur 6-3 ser man at kjøleeffekten, her illustrert med oransje linje (nederst), gjør et tydelig sprang kl. 07.00. Man kan også merke seg forløpet til varmeavgivelse fra bygningsstrukturen, illustrert i Figur 6-3 med blå linje (øverst). Dette tilskuddet av varmeeffekt får et tydelig topp rett etter driftstiden har startet. Tilskuddet omfatter konduktiv varmeoverføring gjennom bygningskroppen, inkludert varmelagring i bygningskroppen og netto transmisjon. Varme lagret i interne masser som for eksempel møbler tas også høyde for her. Effekttoppen til varme gjennom bygningsstruktur og fra termiske masser i Figur 6-3 skyldes i hovedsak at varme lagret i de interne termiske massene avgis i det kjølingen begynner.

Slike kjøleeffekttopper i starten av driftstiden er noe som går igjen for de fleste alternativene for kjøling som er testet i denne oppgaven. For scenarioet der settpunkt kjøling er økt til 26 ºC, ga kjøleeffektberegningen i IDA ICE en enda større kjøleffekt enn for referansescenarioet. Her ble maksimal kjøleffekt på hele 41, 9 og 41 kW. Dette skyldes at temperaturen har fått holde seg på et høyere nivå i forkant av tidspunktet der kjøling trer i kraft. At temperaturen før kjøling setter inn nå er høyere, gjør at de lokale kjøleenhetene må avgi mer kjøleeffekt for å få senket temperaturen.

Basert på studiene av varmebalanse og temperaturforløp over dimensjonerende sommerdøgn, virker det ikke som det er noen oppsiktsvekkende avvik mellom resultatene fra IDA ICE og de manuelle kontrollberegningene. Med unntak av den første timen av driftstiden, så holder kjøleeffekten seg godt under nivået fra kontrollberegningene. De avvikene som er oppdaget, har sitt opphav i at simuleringsmodellenes kompleksitet gjør en direkte sammenligning lite hensiktsmessig.

For at resultatene man får for maksimal kjøleeffekt ved kjølebehovsberegning i IDA ICE skal bli mer representative for det faktiske behovet, bør det legges inn en

effektbegrensning på den lokale kjølingen. På denne måten vil man unngå det enorme effektspranget som inntreffer i starten av driftstiden. En følge av dette vil da være at man må akseptere at det tar litt lengre tid før temperaturen er nede på ønsket nivå.
I virkeligheten vil sjelden kjøleanlegget være dimensjonert for å avgi en slik stor momentaneffekt. Dette ville resultert i at anlegget ville vært overdimensjonert i mesteparten av driftstiden, noe som vil være veldig lite lønnsomt. En slik effektbegrensning vil derfor gi et mer realistisk bilde av energiflyten ved kjøling.

6.2 Referansescenarioet

I dette kapitlet er de viktigste resultatene knyttet til energibehov, temperaturforhold og termisk komfort for de ulike kjølealternativene i referansescenarioet presentert og diskutert. En mer omfattende oversikt over resultatene fra simuleringene er å finne i rapportens vedlegg D.

6.2.1 Energibehov

Resultatene knyttet til energibehov er presentert for kontorlandskapet som helhet. Dette skyldes at IDA ICE ikke genererer resultater for samlet energibehov for den enkelte sone.

Når det gjelder energi til viftedrift er det i det totale energibehovet kun energien ut fra forenklingen i kapitel 5.4.4 som er tatt med. Dette gjelder både for års- og døgnsimuleringene. Dette er fordi denne forenklingen gir verdier i mer realistisk størrelsesorden enn de IDA ICE gir i simuleringene.

For årssimuelringene er energibehovet oppgitt per kvadratmeter gulvflate. For døgnsimuleringene presenteres kun det faktiske behovet.

I årssimuleringene er energipostene utstyr og lys tatt med for at energibudsjettet skal bli mer komplett. På denne måten er det lettere å trekke paralleller til krav i teknisk forskrift[35]. Det er viktig å presisere at en direkte sammenligning vil være lite hensiktsmessig. Dette fordi det skal brukes standardisert inndata for kontroll opp mot forskriftskrav. I dette arbeidet er det ikke konsekvent brukt standardiserte verdier fra NS3031[11], men også trukket inn mer ”realistisk” inndata.

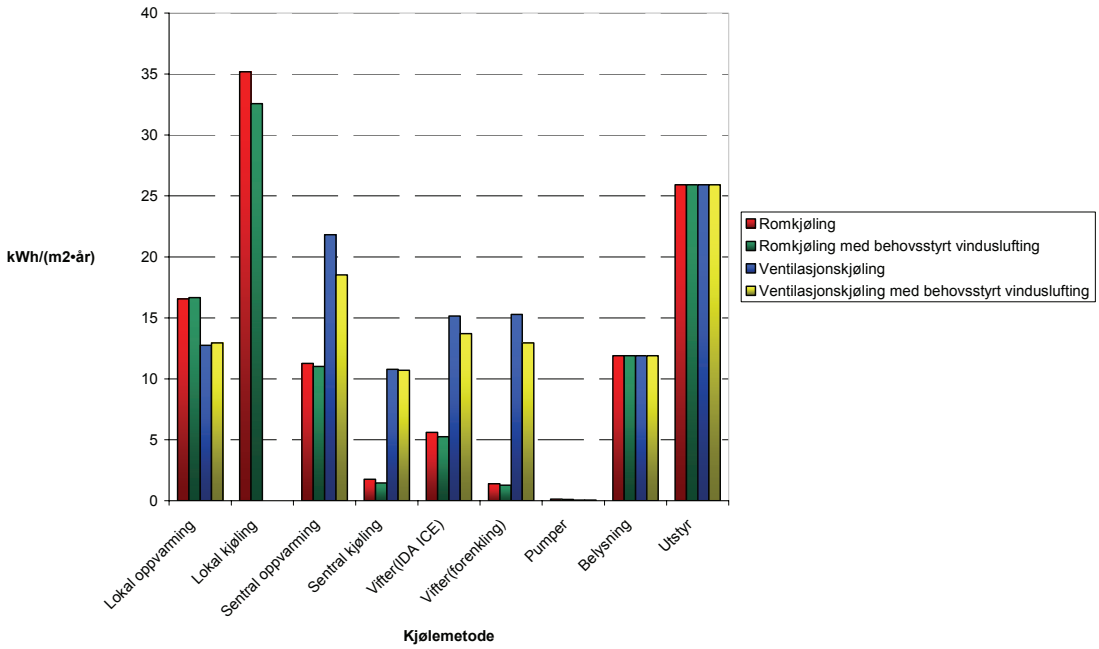
På grunn av at man i simuleringsverktøyet per dags dato ikke har mulighet til å operere med varierende settpunkter for oppvarming, som beskrevet i kapitel 5.6, er alternativene med nattkjøling kun studert for dimensjonerende sommerdøgn og arbeidsuken fra 28.07-01.08. I dette døgnet og denne uken er oppvarmingsbehovet lik null, og man unngår derfor at nattkjøling og lokal oppvarming motarbeider hverandre.

I diskusjonen av resultatene vil det i sammenligningen av de ulike kjølemetodene oppgis prosentvise endringer. Disse prosentvise endringene er ikke så lett å se direkte ut fra

figurene. I vedlegg D ligger en tabell med de eksakte verdiene for energibehov som prosentene oppgitt i dette kapitlet er hentet fra.

Årssimulering

Figur 6-4 viser det spesifikke energibehovet til ulike energiposter for et helt år i referansescenarioet.



Figur 6-4: Spesifikt energibehov for romkjøling over året

Av Figur 6-4 ser man at energibehovet til kjøling er veldig stort sammenlignet med blant annet lokal oppvarming. I en del nye kontorbygg er det ikke uvanlig at energibruken til kjøling overgår energibruken til oppvarming. Dette skyldes blant annet store interne varmetilskudd. I de aktuelle modellene er blant annet varmetilskuddet fra utstyr meget stort. Dette sammen med store glassarealer og en relativt stor brukertetthet vil være sentrale årsaker til det store kjølebehovet. I tillegg er settpunktet for kjøling relativ lavt i referansescenarioet, noe som også vil øke forskjellen i størrelsesorden på energibehov til oppvarming og kjøling. Ved at settpunkt for kjøling er så lavt som 22 ºC, vil det i store perioder av året være et netto kjølebehov.

Ved bruk av behovsstyrt vinduslufting i driftstiden ved romkjøling, får man en reduksjon i energibehovet til lokal og sentral kjøling på henholdsvis 7,4 % og 16,9 %. Reduksjonen i lokal kjøling skyldes at kriteriene for at vinduene skal åpnes er oppfylt i deler av driftstiden. Vindusluftingen avlaster derfor de lokale kjøleenhetene ved å fjerne en del av varmeoverskuddet.

Ved romkjøling reguleres ventilasjonsluftmengdene kun ut fra CO_2-innholdet i lufta. Når vinduene åpnes vil luften tilført via vinduene redusere behovet for luft fra ventilasjonsaggregatet. Dette gjør at energibehovet til både sentral oppvarming og kjøling går ned.

Ved ventilasjonskjøling ser man av Figur 6-4 at man ikke får noen endring av særlig betydning for energibehovet til sentral kjøling ved bruk av behovsstyrt vinduslufting. I stedet får energibehovet til sentral oppvarming en betydelig reduksjon på 15,2 %. Dette skyldes styringsstrategiene for luftmengdene som tilføres via ventilasjonsanlegget og vinduene. Det at det benyttes VAV med både temperatur- og CO_2-kontroll ved ventilasjonskjøling, gjør at luftmengdene tilført gjennom ventilasjonsanlegget blir redusert. Dette er fordi vindusluftingen også behovsstyres etter lufttemperaturen i kontorlandskapet. Siden utetemperaturen som regel ligger under settpunktet for tilluftstemperatur i ventilasjonsaggregatet, selv i de varmeste periodene, er det energibehovet til sentral oppvarming som får den største reduksjonen.

Ved ventilasjonskjøling ser man også av Figur 6-4 at bruken av sentral oppvarming er betraktelig større sammenlignet med romkjøling. Dette skyldes nok flere faktorer. En sentral faktor er at det opereres med konstante tilluftftstemperaturer. I sommermånedene er denne satt til 18 ºC mens den resten av året er satt til 19 ºC. Ved ventilasjonskjøling er som nevnt luftmengdene styrt både etter temperatur og CO_2-nivå. I tillegg er også den maksimale tilgjengelige luftmengde for anlegget større. Dette gjør at i de periodene der omgivelsestemperaturen er lavere enn ønsket tilluftstemperatur, noe som vil være tilfellet i store deler av året, så vil luften bli tilført varme fra varmebatteriet i ventilasjonsaggregatet. Dette gjelder også for romkjøling. Forskjellen ved ventilasjonskjøling er at temperaturstyringen av luftmengdene sammen med større tilgjengelige mengder gjør at det brukes generelt større luftmengder over året. Spesielt i de varmeste periodene vil dette gi store utslag. I disse periodene brukes det mye luft for å få senket innetemperaturen til ønsket nivå. I tilegg vil det med det norske klimaet som regel være nødvendig å varme opp tilluften fremfor å kjøle den for å oppnå ønsket tilluftstemperatur. Dette forklarer hvorfor det også i de varmeste periodene kan forekomme at det brukes mer energi til oppvarming av tilluft enn til nedkjøling.

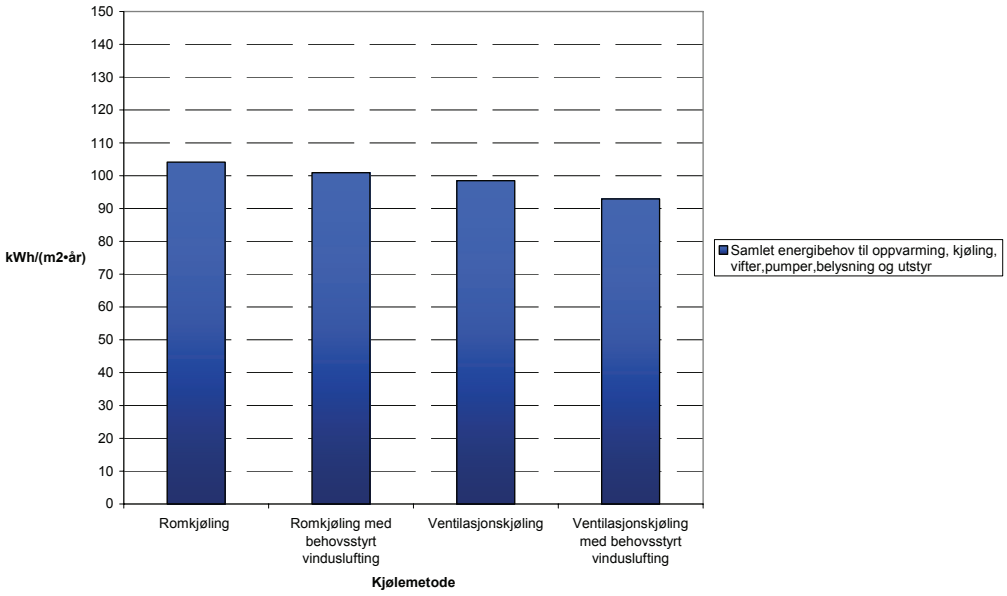
En måte å redusere energien til oppvarming/kjøling av tilluft, vil være å la settpunkt for tilluftstemperatur bli regulert etter en utetemperaturkompensert kurve. På denne måten vil tilluftstemperaturen i større grad være tilpasset utetemperaturen, og man vil få redusert energibruken. Et viktig moment som må nevnes i denne sammenheng er at man selv i de varmeste månedene med stort kjølebehov uansett ikke kan unngå noe oppvarming av tilluft. Dette er av hensyn til den termiske komfort da for lav tilluftstemperatur blant

annet kan føre til trekkfornemmelse. Grenser for anbefalt tilluftstemperatur vil avhenge av blant annet type lokale og ventilasjonsprinsipp.

Av Figur 6-4 ser man at det benyttes betraktelig mer energi til viftdrift ved ventilasjonskjøling sammenlignet med romkjøling. Dette skyldes at det her kun er ventilasjonsluften som skal holde temperaturen innenfor de strenge settpunktene. Siden settpunkt for kjøling er såpass lavt, vil anlegget tilføre kontorlandskapet tett opp til dimensjonerende luftmengde i store deler av året for å få bukt med det til tider store varmeoverskuddet.

Avviket mellom energi til viftedrift ut fra IDA ICE og forenklingen beskrevet i kapitel 5.4.4 er mindre for ventilasjonskjøling enn for romkjøling som det fremgår av Figur 6-4. Dette skyldes som beskrevet i kapitel 5.4.4 at luftmengdene ved ventilasjonskjøling liggere tettere opp til dimensjonerende mengde i store deler av året enn ved romkjøling.

Figur 6-5 viser det samlete energibehovet til oppvarming, kjøling, vifte- og pumpedrift, belysning og utstyr for kontorlandskapet på årsbasis i referansescenarioet.

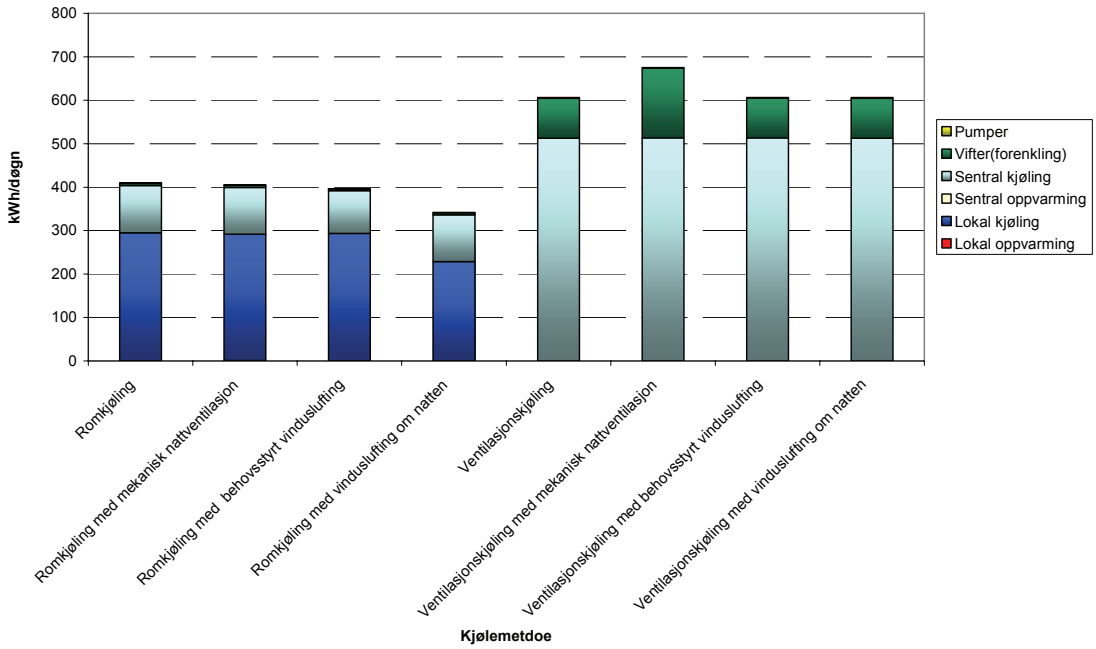


Figur 6-5: Samlet energibehov over året

Av Figur 6-5 ser vi at behovsstyring av vinduslufting gir redusert energibehov ved både rom- og ventilasjonskjøling. Reduksjonen i energibehov er på 4,8 % ved romkjøling og 9,1 % ved ventilasjonskjøling. Selv om det er alternativene med ventilasjonskjøling som gir det laveste energibehovet, er det allikevel ikke gitt at disse vil være de anbefalte løsningene. I tillegg til energieffektiv drift er det også viktig at kjølemetodene oppfyller de stilte krav til temperaturkontroll og termisk komfort. Dette vil studeres mer inngående i kapitel 6.2.2 og 6.2.3.

Dimensjonerende sommerdøgn

Figur 6-6 viser energibehovet fordelt på ulike energiposter ved dimensjonerende sommerforhold i referansescenarioet



Figur 6-6: Energibehov over dimensjonerende sommerdøgn

For dimensjonerende sommerforhold er oppvarmingsbehovet null og sentral og lokal oppvarming er derfor ikke synlig i Figur 6-6. Energi til sentral oppvarming er null da utetemperaturene i driftstiden hele tiden er over settpunktet for tilluftstemperatur og bygget ventileres med luft som holder utetemperatur om natten.

Intuitivt skulle man tro at energibehovet til sentral kjøling skulle gå opp ved mekanisk nattventilasjon på grunn av den høye utetemperaturen som store deler av døgnet ligger over det normale settpunktet for tilluftstemperatur. Grunnen til at dette ikke inntreffer, verken for romkjøling eller ventilasjonskjøling, skyldes at bygget ventileres med luft som holder utetemperatur utenom driftstiden i månedene der det benyttes nattventilasjon. Dette er beskrevet mer utdypende i kapitel 5.5.3.

Ved romkjøling ser man av Figur 6-6 at mekanisk nattventilasjon gir en liten reduksjon i energibehovet til lokalkjøling. I størrelsesorden er reduksjonen på 1,2 %. At effekten av nattkjølingen blir såpass liten skyldes at luftmengdene er for små til å gi noe særlig nedkjølning når utetemperaturen utenom driftstid er såpass høy ved dimensjonerende sommerforhold.

Den behovsstyrte vindusluftingen vil ha liten innvirkning på energibehovet ved romkjøling for dimensjonerende sommerforhold. Kriteriene for at vinduene skal åpnes,

beskrevet i kapitel 5.5.3, vil i liten grad oppfylles når utetemperaturen er så høy som den er i dette døgnet.

Bruken av tidsstyrt vinduslufting om natten gir derimot en reduksjon i energibehovet til lokalkjøling på hele 22,4 %. Dette skyldes at det sammenlignet med den mekaniske nattkjølingen er betraktelig større luftmengder som tilføres bygget om natten. Dette resulterer i en mye mer effektiv nedkjølning av byggets lufttemperatur og termiske masse i forkant av driftstiden. Dette resulterer i at behovet for lokal kjøling blir betraktelig redusert, spesielt i de første timene av driftstiden.

Figur 6-6 gir klare indikasjoner på at alternativene med ventilasjonskjøling har vanskeligheter med å holde ønsket temperaturnivå i kontorlandskapet. Variasjonene i energibruk til sentralkjøling er liten da ventilasjonsaggregatets kapasitet for tilførsel av undertemperert luft utnyttes fullt ut hele døgnet.

For dimensjonerende sommerforhold ser man av Figur 6-6 at det er alternativet romkjøling med tidsstyrt vinduslufting om natten som gir det lavest samlede energibehovet. Sammenlignet med kun romkjøling gir denne tidsstyrte vindusluftingen en reduksjon i samlet energibehov på 16,6 %. Ved strenge settpunkter for oppvarming og kjøling, er det alternativene for romkjøling som vil være mest gunstig med tanke på energibruk ved dimensjonerende sommerforhold.

6.2.2 Temperaturforhold

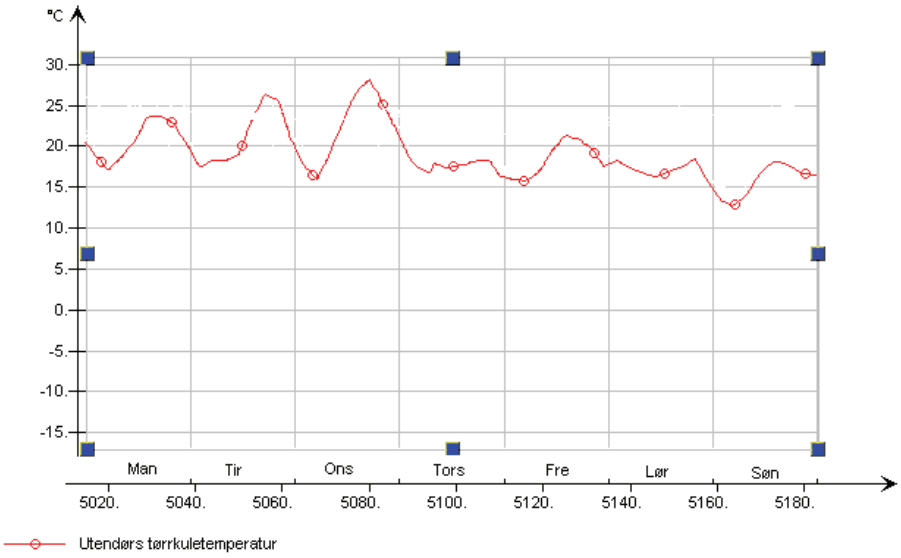
I resultatpresentasjonen er det valgt å fokusere både på lufttemperatur og den operative temperaturen i kontorlandskapet. Lufttemperaturen er viktig da det er denne temperaturen som angir settpunkter for oppvarming og kjøling. Resultater knyttet til lufttemperatur vil derfor vise i hvilken grad de ulike kjølemetoder klarer å oppfylle temperaturkravene. Den operative temperaturen er en god indikator for termisk komfort, og vil bidra til å få frem i hvilken grad de ulike systemløsningene oppfyller nødvendige krav til termisk komfort.

I kontorlandskapet er det installert mer enn nok varmeeffekt til å tilfredsstille temperaturkravene i årets kalde perioder. Da hovedfokuset i denne oppgaven er på kjøling, er det valgt å vektlegge hvordan systemløsningene klarer å oppfylle temperaturkravene i årets varmeste perioder.

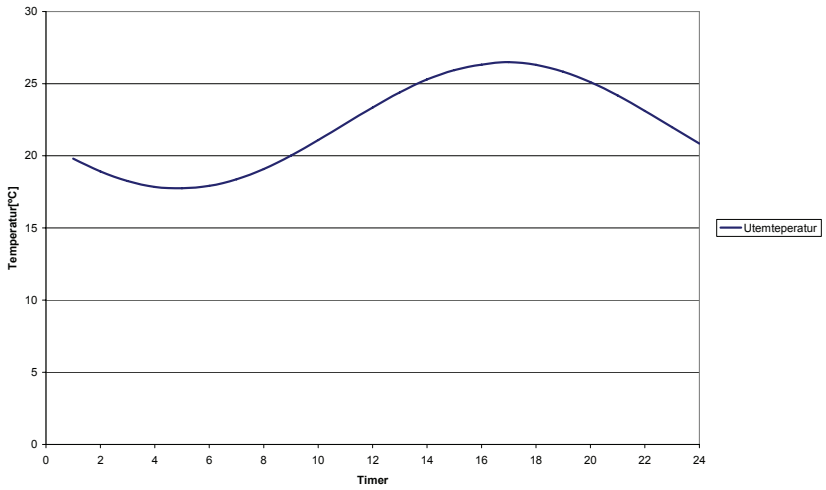
Temperaturforholdene er studert både for en uke i årets varmeste periode og for dimensjonerende sommerdøgn.

Utetemperatur

Figur 6-7 og Figur 6-8 viser henholdsvis temperaturvariasjonene over den studerte uken og for dimensjonerende sommerdøgn.



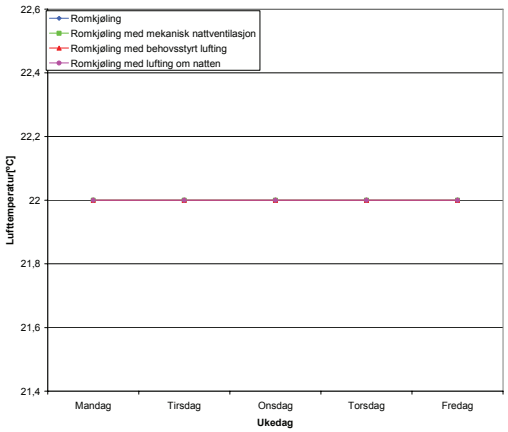
Figur 6-7:Utendørs tørrkuletemperatur for 28.07-03.08 Kilde: Modifisert fra IDA ICE 4.0 beta



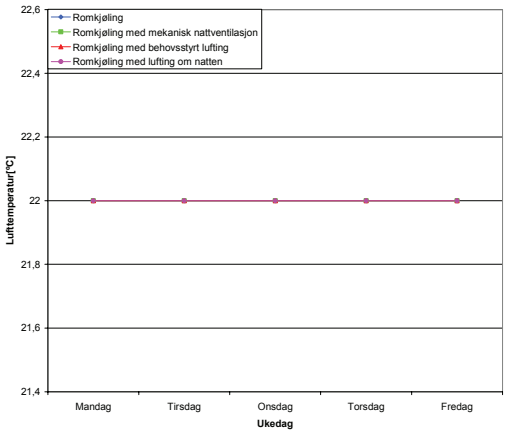
Figur 6-8: Gjennomsnittlige timesverdier for utendørs tørrkuletemperatur for dimensjonerende sommerdøgn.

Romkjøling

Figur 6-9 til Figur 6-14 viser hvordan temperaturen varierer i den studerte uken og for dimensjonerende sommerdøgn ved bruk av romkjøling.

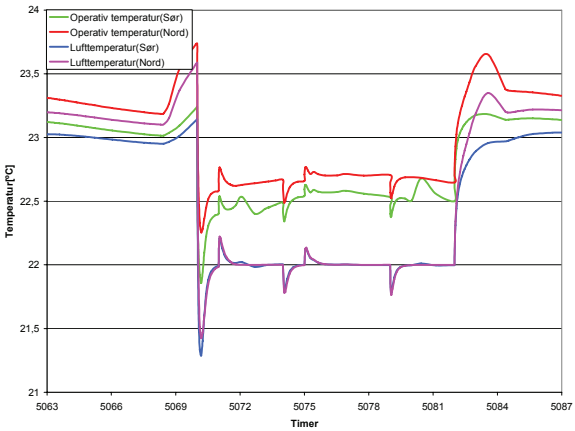


Figur 6-9:Lufttemperatur sørvendt sone for varmeste uke. Gjennomsnittsverdier i driftstiden for den enkelte dag.

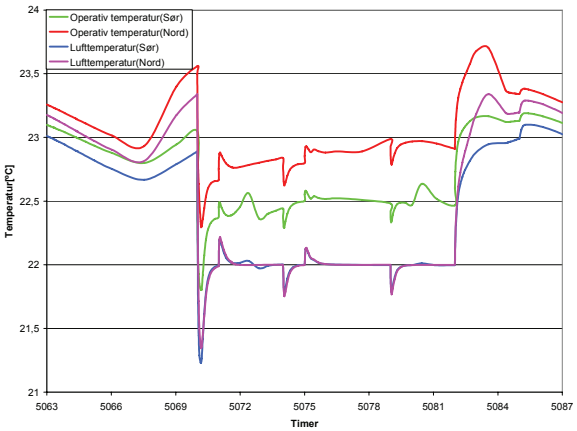


Figur 6-10:Lufttemperatur nordvendt sone for varmeste uke. Gjennomsnittsverdier i driftstiden for den enkelte dag.

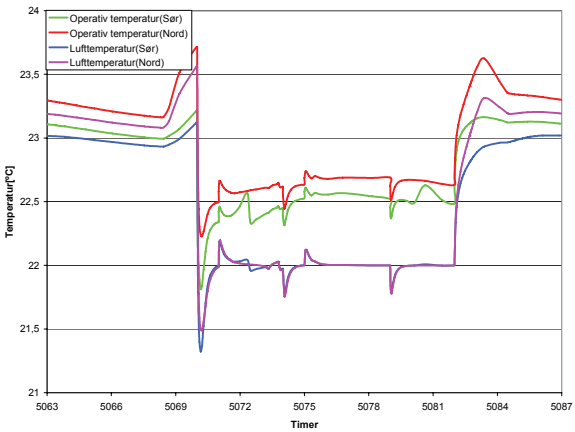
Som Figur 6-9 og Figur 6-10 viser så er det installerte nok kjøleffekt til å holde temperaturen innenfor de bestemte settepunktene ved romkjøling i begge sonene.



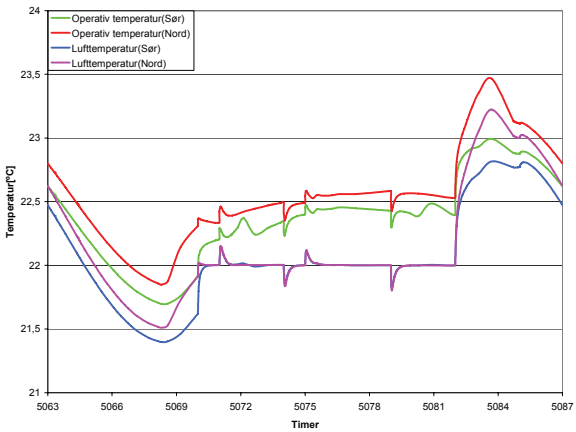
Figur 6-11:Temperaturforhold for romkjøling uten nattventilasjon for dimensjonerende sommerdøgn.



Figur 6-12:Temperaturforhold for romkjøling med mekanisk nattventilasjon for dimensjonerende sommerdøgn.



Figur 6-13:Temperaturforhold for romkjøling med behovsstyrt vinduslufting for dimensjonerende sommerdøgn.



Figur 6-14:Temperaturforhold for romkjøling med vinduslufting om natten for dimensjonerende sommerdøgn.

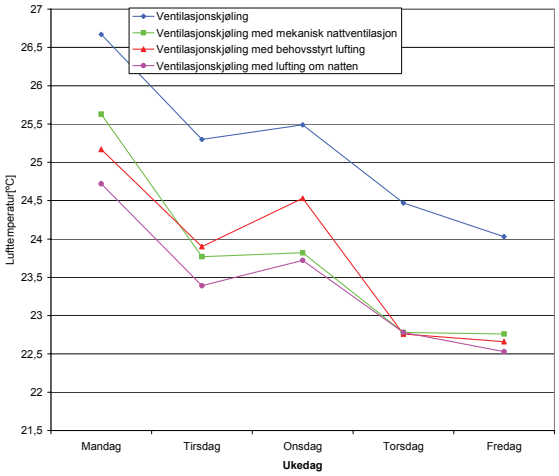
Som Figur 6-11 til Figur 6-14 viser, så holder lufttemperaturen seg nokså stabilt mellom settpunktene på 21 og 22 ºC i driftstiden(time 5070 til 5082) med unntak av noen små fluktuasjoner. Tidsstyrt vinduslufting utenom driftstiden ser man av Figur 6-14 at bidrar til å senke lufttemperaturen betydelig mer om natten sammenlignet med de andre alternativene. Bruk av mekanisk nattventilasjon klarer også å senke lufttemperaturen noe før driftstiden begynner, men på langt nær like mye som den tidsstyrte vindusluftingen. De operative temperaturene holder seg for alle alternativer mellom 22 og 23 ºC i begge soner under hele driftstiden.

Det at temperaturen øker noe i forkant av driftstiden, skyldes at soltilskuddet begynner å virke inn på varmebalansen.

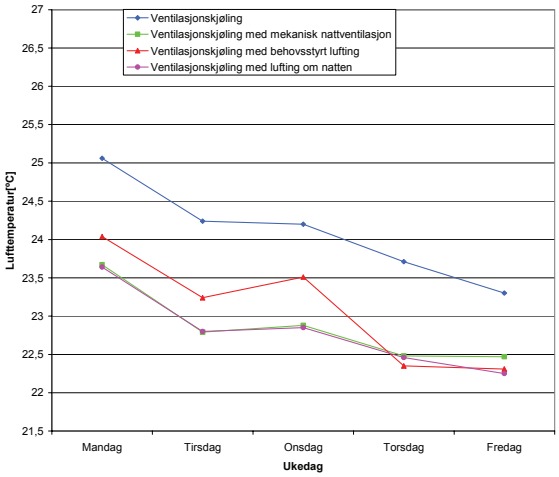
Man kan også merke seg at de operative temperaturene i den nordvendte sonen hele tiden ligger noe over de i den sørvendte. Dette må nok sees i sammenheng med den aktive solavskjermingen og at den sørvendte sonen mottar betraktelig mer direkte stråling fra solen enn den nordvendte. Den aktive solavskjermingen vil derfor være nede i større deler av driftstiden i den sørvendte sonen sammenlignet med den nordvendte. Dette vil trolig føre til at strålingstemperaturen fra vinduet i den nordvendte sonen vil bli noe høyere, som igjen vil medføre at sonens middelstrålingstemperatur blir høyere. Dette vil gjøre at sonens operative temperatur stiger. Soltilskuddet til den enkelte sone kan studeres nærmere i Figur 6-29 i kapitel 6.2.3.

Ventilasjonskjøling

Figur 6-15 til Figur 6-20 viser hvordan temperaturen varierer i den studerte uken og for dimensjonerende sommerdøgn ved bruk av ventilasjonskjøling.

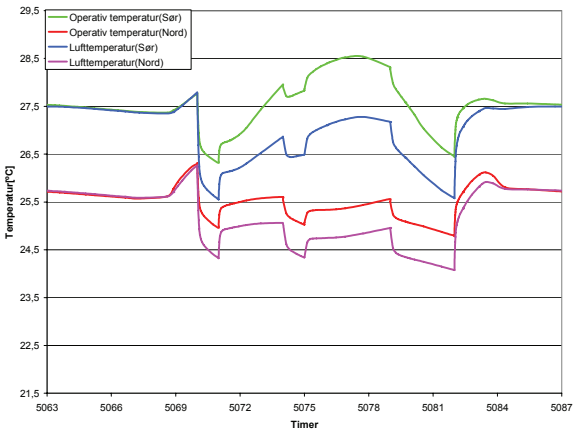


Figur 6-15: Lufttemperatur sørvendt sone for varmeste uke. Gjennomsnittsverdier i driftstiden for den enkelte dag.

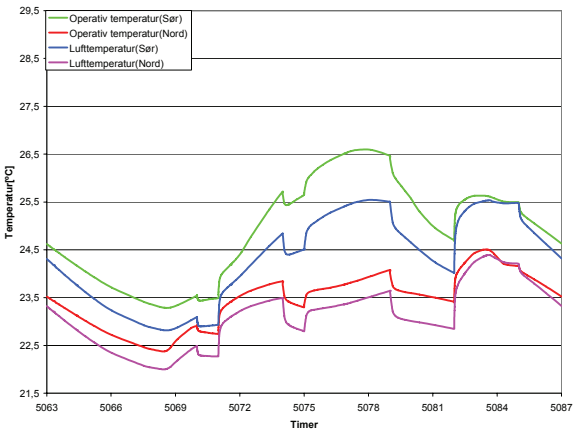


Figur 6-16:Lufttemperatur nordvendt sone for varmeste uke. Gjennomsnittsverdier i driftstiden for den enkelte dag.

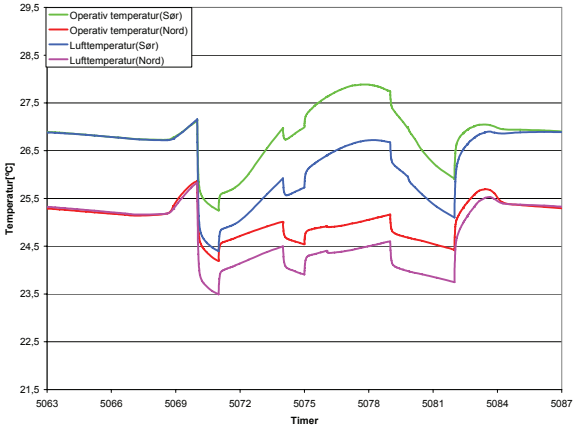
Det fremgår tydelig av Figur 6-15 og Figur 6-16 at det forekommer mye større temperaturvariasjoner ved ventilasjonskjøling sammenlignet med romkjølingen (Figur 6-9 og Figur 6-10). Ved kun bruk av ventilasjonskjøling uten noen form for nattkjøling eller lufting, ser vi at gjennomsnittemperaturene for den enkelt dag ligger betraktelig over ønsket nivå. Samlet er det alternativet med tidsstyrt vinduslufting som kommer best ut med tanke på temperaturkontroll. Temperaturene ligger noe høyere i den sørlige sonen grunnet større soltilskudd ved denne orienteringen.



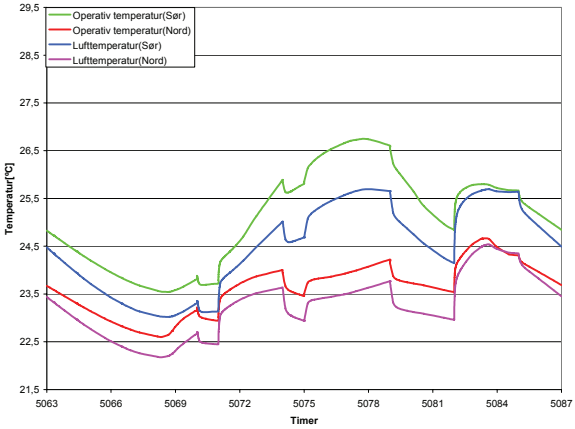
Figur 6-17:Temperaturforhold for ventilasjonskjøling uten nattventilasjon for dimensjonerende sommerdøgn.



Figur 6-18:Temperaturforhold for ventilasjonskjøling med mekanisk nattventilasjon for dimensjonerende sommerdøgn.



Figur 6-19:Temperaturforhold for ventilasjonskjøling med behovsstyrt vinduslufting for dimensjonerende sommerdøgn.



Figur 6-20:Temperaturforhold for ventilasjonskjøling med vinduslufting om natten for dimensjonerende sommerdøgn.

Av beregningene gjort etter TEMPO, beskrevet i kapitel 6.1, ble det kommet frem til at det i referansescenarioet vil være nødvendig med en luftmengde på ca. 34,4 $m^3/(h \cdot m^2)$ som holder 18 ºC for å oppnå ønskede temperaturnivåer. Maksimal grense for luftmengder er i simuleringene med ventilasjonskjøling satt til 15,5 $m^3/(h \cdot m^2)$. At man ikke oppnår ønsket temperaturkontroll, slik Figur 6-17 til Figur 6-20 viser, er derfor ikke overraskende. For samtlige alternativer med ventilasjonskjøling kommer aldri lufttemperaturen ned på det ønskede nivået på 22 ºC.

Bruken av mekanisk nattventilasjon sørger for en lavere lufttemperatur i kontorlandskapet utenom driftstiden ved ventilasjonskjøling enn ved romkjøling slik det fremgår av Figur 6-12 og Figur 6-18. Dette skyldes at ved romkjøling ventileres bygget

med 150 % mer enn normal lufttilførsel ut fra CO_2-styringen om natten, mens luftmengdene ved ventilasjonskjøling er temperaturstyrte. Utenom driftstiden vil CO_2-innholdet i luften være relativt lavt, noe som gjør at luftmengdene tilført blir små selv om de er 150 % større enn CO_2-innholdet skulle tilsi. Temperaturstyringen ved ventilasjonskjøling gjør at det tilføres betydelig større luftmengder om natten, noe som resulterer i en lavere lufttemperatur ved starten av driftstiden.

Ved bruk av romkjøling ble det observert at de operative temperaturene i nordvendt sone hele tiden lå over temperaturnivået i den sørvendte. Av Figur 6-17 til Figur 6-20 ser at dette ikke inntreffer ved ventilasjonskjøling. Dette skyldes at ventilasjonskjølingen har problemer med å holde ønsket temperaturnivå i begge soner. Innvirkningen av solavskjerming og direkte stråling fra sola på sonenes operative temperatur vil derfor her bli mindre.

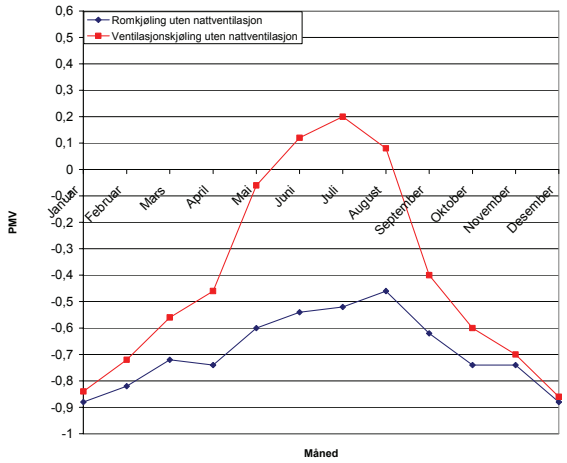
6.2.3 Termisk komfort

Til å vurdere den termiske komforten i de to sonene ved ulike kjølemetoder, er det lagt vekt på PMV- og PPD- verdier fra IDA ICE samt de operative temperaturforholdene.

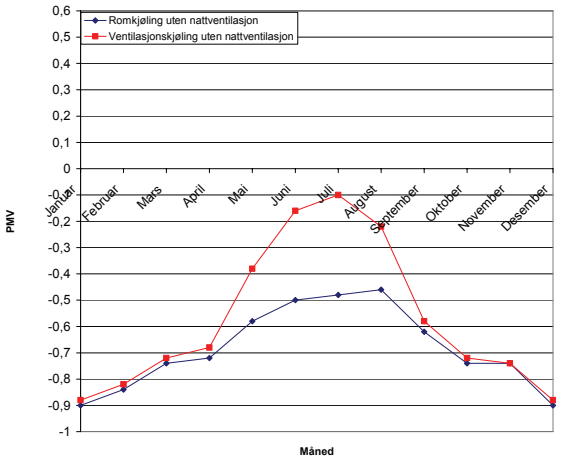
Årssimulering

For simuleringene over året er det valgt å kun se på komfortindikatorene PMV og PPD for romkjøling og ventilasjonskjøling uten noen form for lufting og nattventilasjon. Dette begrunnes med at disse størrelsene varierer lite avhengig av de ulike alternativene over året. Dette skyldes at det bare er i de varmeste månedene ekstratiltak som nattventilasjon og vinduslufting trer i kraft. De varmeste periodene er derfor studert mer innstendig.

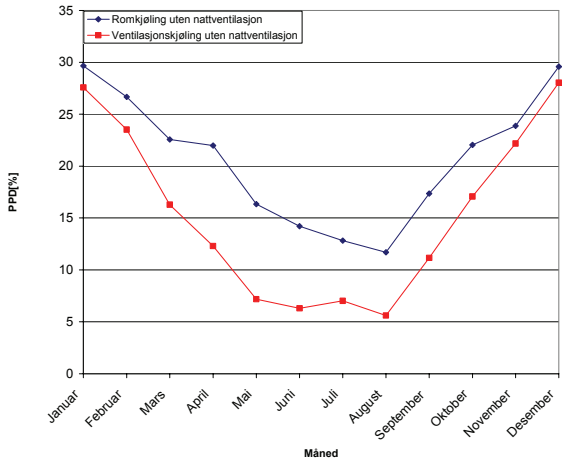
Figur 6-21og Figur 6-22 viser hvordan PMV varierer over året ved bruk av romkjøling. Figur 6-23 og Figur 6-24 viser tilhørende variasjoner i PPD



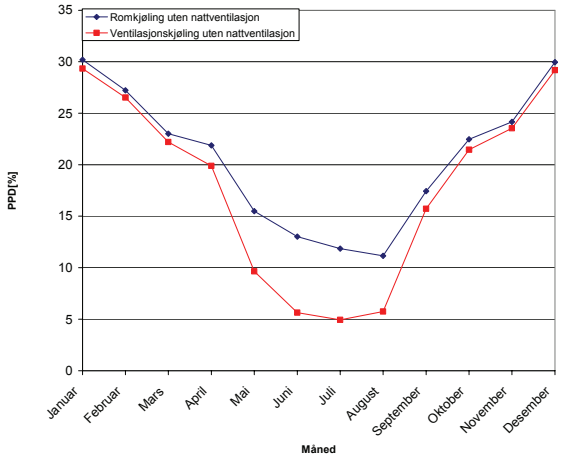
Figur 6-21: Gjennomsnittlig PMV i driftstiden for sørvendt sone over året



Figur 6-22:Gjennomsnittlig PMV i driftstiden for nordvendt sone over året



Figur 6-23: Gjennomsnittlig PPD i driftstiden for sørvendt sone over året



Figur 6-24: Gjennomsnittlig PPD for nordvendt sone over året

Krav til termisk komfort i dette arbeidet er satt til at PMV skal ligge mellom -0,5 og 0,5. Dette innebærer at PPD-verdien da bør være mindre enn 10 %, det vil si at minst 90 % av brukerne er tilfredse.

Av Figur 6-21 ser man at ved ventilasjonskjøling er den gjennomsnittlig PMV i sørlig sone stort sett innenfor anbefalte verdier i perioden fra midten av april til midten av september. I de øvrige måneder oppleves de termiske omgivelser som litt kaldere i den sørlige sonen. I den nordlige sonen oppfattes de termiske omgivelser som litt kaldere i store deler av året ved ventilasjonskjøling sammenlignet med sørlig sone

Alternativet med romkjøling gir indikasjoner på at brukerne oppfatter sine termiske omgivelser som kaldere enn ved ventilasjonskjøling stort sett over hele året i begge soner. Dette til tross for at bruken av romkjøling i større grad klarer å holde ønsket temperaturnivå som beskrevet i kapitel 6.2.2. Dette skyldes bekledningsnivået i denne perioden og settpunktene for oppvarming og kjøling. I kapitel 2.3 kom det frem av Tabell 2-5 at ved typisk sommerbekledning(0,5 clo), slik som brukt i simuleringene i perioden 1.mai til 30.august, anbefales det at den operative temperaturen skal ligge mellom 23 og 26 ºC. Som det fremgår av Figur 6-11 til Figur 6-14 i kapitel 6.2.2, ligger de operative temperaturene hele tiden under 23 ºC i driftstiden for dimensjonerende sommerdøgn. Dette forklarer at de termiske omgivelsene i sommermånedene vil oppleves som litt kalde selv om de forhåndsbestemte temperaturnivåene er oppfylt.

Det er installert tilstrekkelig med varmeeffekt til å opprettholde ønsket temperaturnivå i referansescenarioet i årets kalde perioder. Årsaken til en noe lav PMV i de kalde periodene må også sees i sammenheng med de forhåndsbestemte settpunkter for oppvarming og kjøling. Ved typisk vinterbekledning på 1 clo, slik som anvendt i simuleringene, er det anbefalt at den operative temperaturen bør ligge mellom 20 og 24 ºC(Tabell 2-5 i kapitel 2.3.2). Når settpunktet for oppvarming er satt til 21 ºC, vil dette gi operative temperaturer som vil befinne seg i det nedre sjiktet av anbefalte nivåer. Dette vil bidra til at PMV blir lavere enn den anbefalte nedre grense på -0,5 i periodene med vinterbekledning.

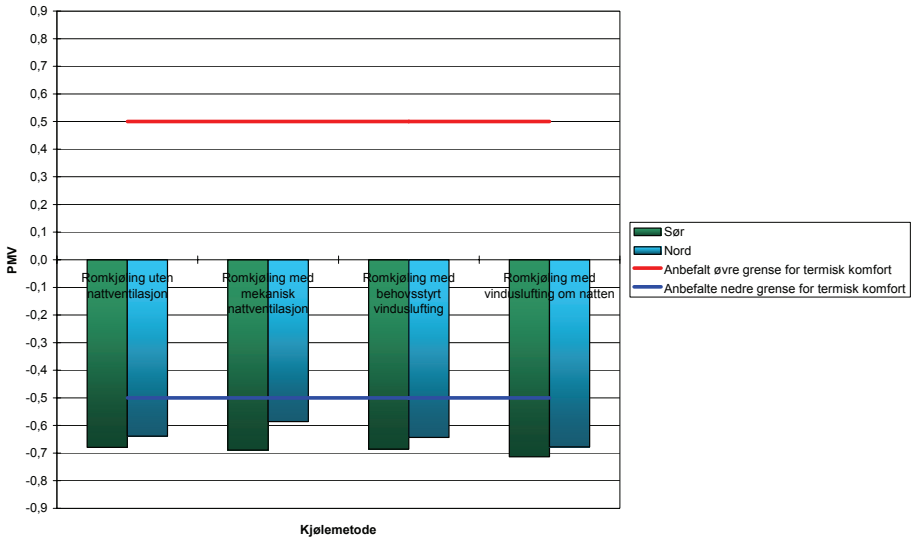
Figur 6-23 og Figur 6-24 viser at PPD-verdiene holder seg stort sett under øvre grense for akseptabelt nivå ved ventilasjonskjøling i sommermånedene.

Ved romkjøling er andelen misfornøyde noe større i sommermånedene, følgelig også dette et resultat av de valgte settpunkter for oppvarming og kjøling samt valgt bekledningsnivå. Dette er også årsaken til høyere andel misfornøyde i årets kaldere perioder.

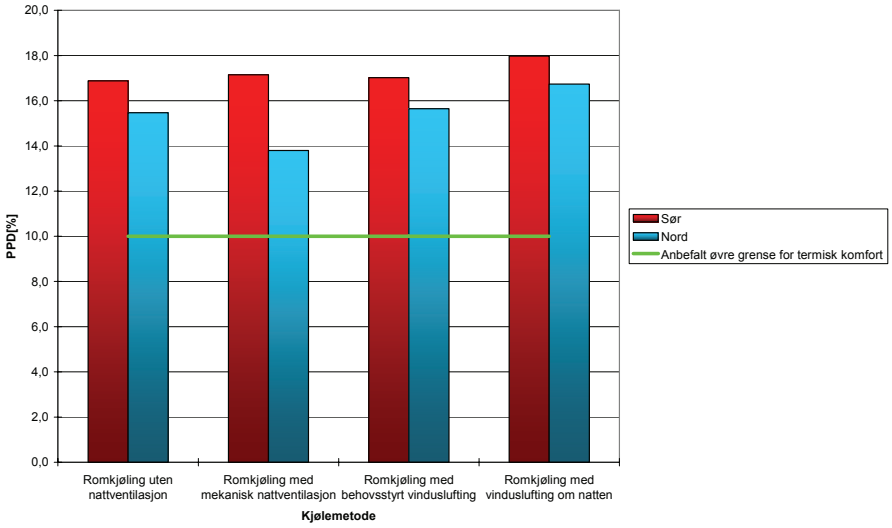
Forskjellene i andel misfornøyde mellom de to sonene er relativt små, selv om PPD ved ventilasjonskjøling er noe høyere i nordlig sone i årets kaldeste perioder.

Døgnsimulering

Figur 6-25 og Figur 6-26 viser gjennomsnittlig PMV og PPD i driftstiden for bruk av romkjøling ved dimensjonerende sommerforhold.



Figur 6-25: Gjennomsnittlig PMV i driftstiden for dimensjonerende sommerdøgn ved romkjøling



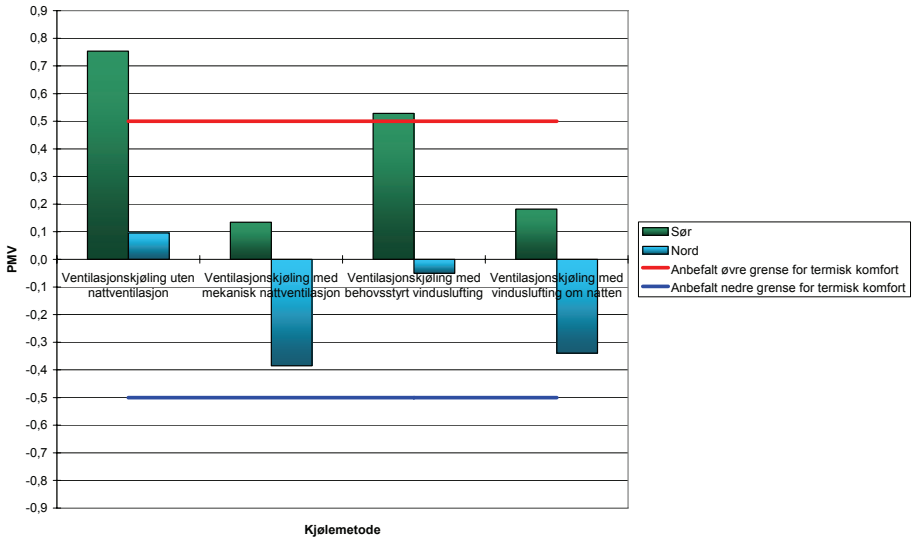
Figur 6-26: Gjennomsnittlig PPD i driftstiden for dimensjonerende sommerdøgn ved romkjøling

Av Figur 6-25 ser man at PMV holder seg mellom – 0,6 og – 0,7 i begge sonene for alle alternativer ved romkjøling. At det forekommer såpass liten variasjon skyldes, som det fremgår av Figur 6-9 og Figur 6-10 i kapitel 6.2.2, at alternativene for romkjøling klarer å holde lufttemperaturen innenfor de ønskede grenser hele døgnet. Intuitivt skulle man forvente at eventuelle problemer knyttet til redusert komfort ved dimensjonerende

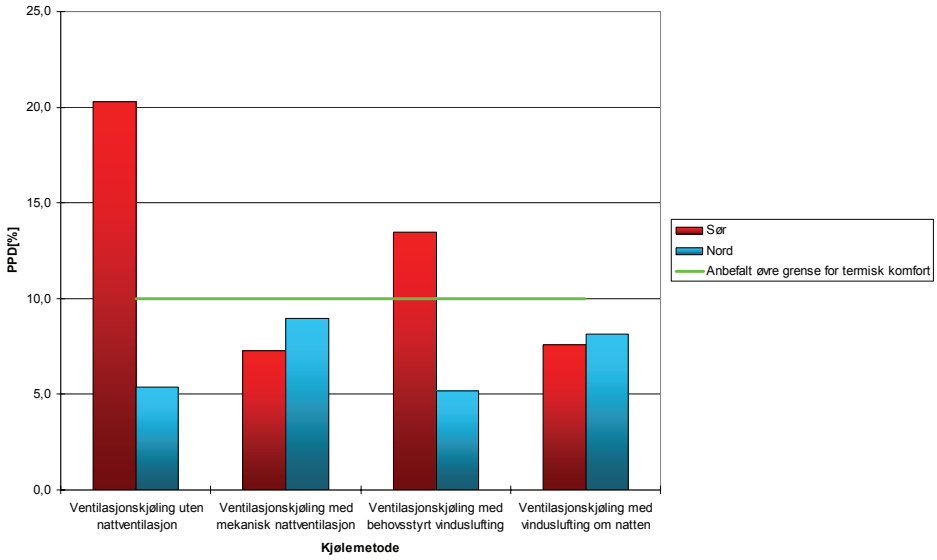
sommerforhold skulle skyldes at sonene ble oppfattet som for varme. Det at det tvert om er det motsatte som inntreffer skyldes primært det valgte settpunktet for oppvarming og kjøling. Disse settpunktene gjør at de operative temperaturene blir noe lavere enn hva som er anbefalt tatt bekledningsnivået i betraktning.

Av Figur 6-26 ser man at det er nokså små forskjeller i PPD for de to sonene. Det er ved bruk av romkjøling med mekanisk nattventilasjon i den nordlige sonen at man oppnår størst andel fornøyde brukere. Romkjøling med vinduslufting om natten gir størst andel misfornøyde. Dette skyldes at gjennomsnittlig PMV blir trukket ned siden at lufting gir temperaturer under settpunkt for kjøling i de første timene av driftstiden. Resten av døgnet ligger temperaturene stort sett på selve settpunktet. Som nevnt ovenfor gir settpunktet i seg selv operative temperaturer som er lave i forhold til bekledningen. En ytterligere senking vil følgelig få de termiske omgivelsene til å virke enda kaldere. Det er de valgte settpunktene som er hovedårsaken til at PPD hele tiden ligger godt over anbefalt nivå.

Figur 6-27 og Figur 6-28 viser gjennomsnittlig PMV og PPD i driftstiden for bruk av ventilasjonskjøling ved dimensjonerende sommerforhold.



Figur 6-27:Gjennomsnittlig PMV i driftstiden over dimensjonerende sommerdøgn for ventilasjonskjøling



Figur 6-28:Gjennomsnittlig PPD i driftstiden for dimensjonerende sommerdøgn ved ventilasjonskjøling

Av Figur 6-27 ser man at graden av termisk komfort ved ventilasjonskjøling varierer betraktelig mer, både mellom de ulike alternativene og de to sonene, enn ved romkjøling. Som det kom frem i kapitel 6.2.2 er alternativene for ventilasjonskjøling langt unna å opprettholde de strenge temperaturkravene i referansescenarioet. Dette resulterer i en overtemperatur i kontorlandskapet i store deler av årets varme perioder. Som nevnt i tidligere avsnitt i dette kapitlet er settpunktene for oppvarming og kjøling noe lave i forhold til anbefalte temperaturer for det gitte bekledningsnivået. Som blant annet Figur 6-25 viser så gir dette en termisk diskomfort, selv når oppvarmings- og kjølesystemet oppfyller de gitte temperaturkravene. Det er viktig å merke seg at selv om de forhåndsbestemte temperaturgrensene ikke oppfylles, så er graden av termisk komfort bedre ved ventilasjonskjøling enn ved romkjøling der ønsket temperaturkontroll ble oppfylt.

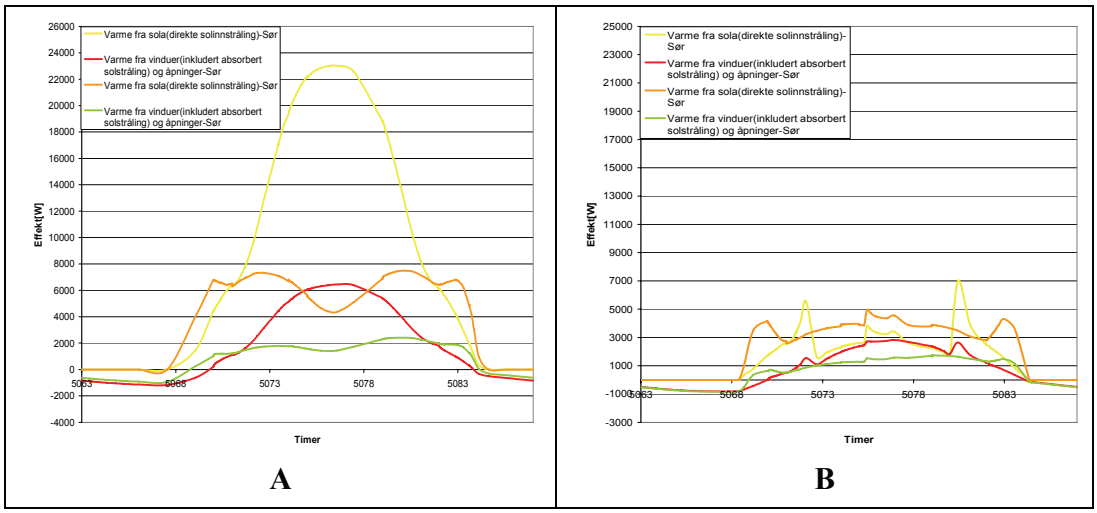
Diskomforten ved romkjøling skyldtes primært at de termiske omgivelser ble oppfattet som noe kalde. Siden ventilasjonskjølingen ikke klarer å besørge nok kjøleeffekt vil samtlige PMV-verdier følgelig ligge noe over verdiene for romkjøling.

Som det fremgår av Figur 6-27 klarer de fleste av alternativene for ventilasjonskjøling å holde seg innenfor de anbefalte grenser for termisk komfort. Den høyeste graden av komfort oppnås for landskapet som helhet ved bruk av nattkjøling, både i form av mekanisk nattventilasjon og tidsstyrt vinduslufting.

En direkte konsekvens av at PMV-verdiene i større grad ligger innefor de anbefalte grenser, gjør at man får en mindre andel av brukerne som er misfornøyde med de termiske omgivelsene slik som Figur 6-28 viser. Størst andel fornøyde for man ved bruk av de to alternativene for nattkjøling.

De relativt store variasjonene mellom sørvendt og nordvendt sone tilskrives i hovedsak at den sørlig orienterte fasaden mottar et betydelig større varmetilskudd fra solen, noe som gjør at de termiske omgivelser oppfattes som varmere.

Figur 6-29 viser hvordan soltilskuddet varierer med sonenes orientering.

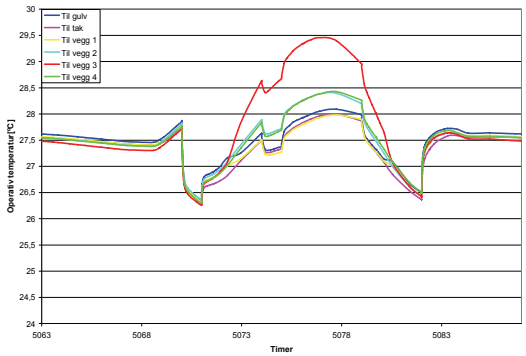


Figur 6-29: Soltilskudd for sørvendt og nordvendt sone for dimensjonerende sommerdøgn uten(A) og med(B) aktiv solavskjerming

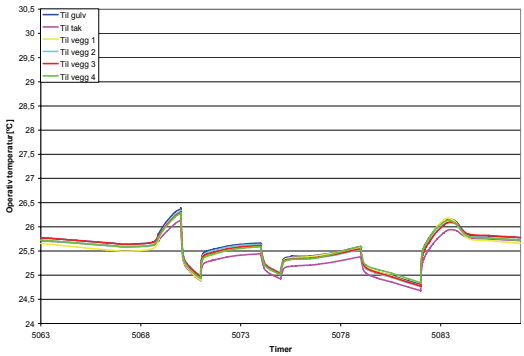
Av Figur 6-29 ser man at det er en betydelig forskjell i mottatt varmeffekt fra sola gjennom vinduene avhengig av orienteringen til de største glassfasadene. Den direkte strålingen blir repeterende reflektert i rommet og til slutt absorbert av de ulike romflatene. Med den absorberte solstrålingen menes den varmen som først blir absorbert av vindusglasset og deretter når rommet gjennom konveksjon og stråling.

For å videre forsterke oppfatningen av orienteringens betydning for den termiske komforten, kan de retningsbestemte operative temperaturene for de to sonene ved ventilasjonskjøling studeres. Siden ventilasjonskjøling ikke klarer å oppfylle de strenge kravene til temperaturkontroll i referansescenarioet, vil orienteringens betydning komme tydeligere frem her sammenlignet med resultatene fra romkjøling. Det er derfor valgt å trekke frem kun et eksempel der disse temperaturene presenteres. Det valgte eksempelet er ventilasjonskjøling uten noen form for ekstra kjøletiltak.

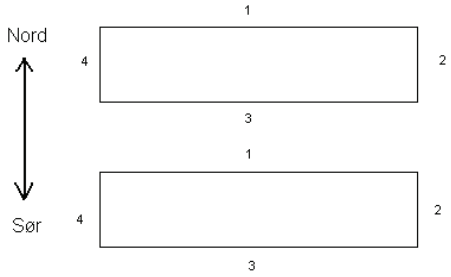
Figur 6-30 og Figur 6-31 viser variasjonen i retningsbestemt operativ temperatur for dimensjonerende sommerdøgn. Figur 6-32 viser nummereringen av de utvendige fasader.



Figur 6-30:Retningsbestemt operativ temperatur for sørvendt sone ved ventilasjonskjøling



Figur 6-31: Retningsbestemt operativ temperatur for nordvendt sone ved ventilasjonskjøling



Figur 6-32: Nummerering av vegger i den enkelte sone

Som det fremgår av Figur 6-30 og Figur 6-31 er de retningsbestemte operative temperaturene betraktelig høyere i sonen med største fasade vendt mot sør. Legg spesielt merke til vegg 3 i sørvendt sone og vegg 1 i nordvendt sone. Dette er byggets to langsider. Det er disse to fasadene som utgjør mesteparten av den totale glassandelen. Man ser tydelig at den operative temperaturen fra vegg 3 i sørvendt sone er mye større enn tilsvarende fasade(vegg 1) i den nordvendte. Den operative temperaturen fra de ulike flatene avhenger i stor grad av hvor i lokalet man befinner seg. I IDA ICE beregnes denne størrelsen fra ett punkt i bygget som bruker angir for personbelastning. I simuleringene som er utført i dette arbeidet, er dette punktet plassert midt i den enkelt sone.

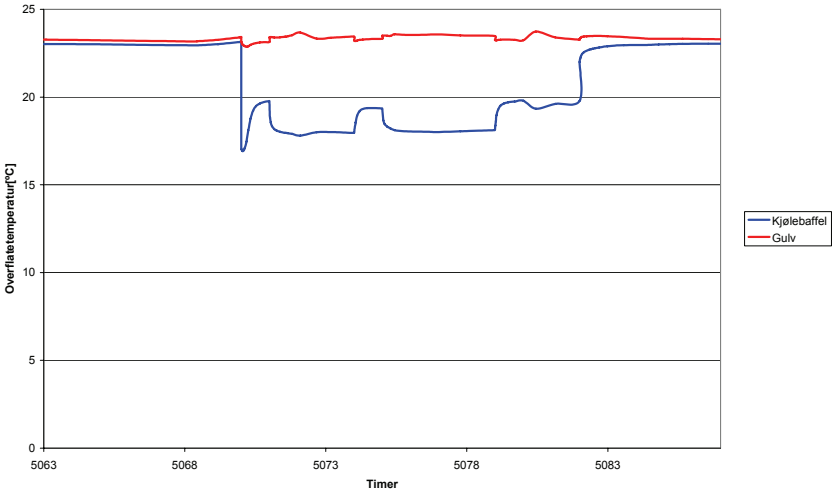
I kapitel 2.3 ble det beskrevet at store vertikale forskjeller i lufttemperatur og stor strålingsasymmetri er faktorer som vil kunne redusere graden av termisk komfort. Da det er brukt omrøringsventilasjon i kontorlandskapet, vil det ikke forekomme vertikale temperaturgradienter i luften av en slik størrelsesorden at de vil ha noen betydning på den termiske komfortopplevelsen.

Når det gjelder asymmetrisk strålingstemperatur, vil det i den aktuelle simuleringsmodellen i hovedsak være temperatur på de lokale kjøleflatene ved

romkjøling som bør være gjenstand for mer inngående studier. Store vindusflater vil også ofte kun bidra til stor strålingsasymmetri, men dette er et problem som er relatert til årets kaldere perioder. Da fokuset i denne oppgaven er på klimakjøling, er det valgt å fokusere mest på termisk komfort i årets varmeste perioder. Det er derfor valgt å begrense denne analysen til kun å undersøke om strålingsasymmetri grunnet overflatetemperatur på kjølebaflene vil påvirke den termiske komforten. Det er valgt å se på romkjøling uten nattkjøling for dimensjonerende sommerdøgn.

Ved beregning av strålingsasymmetri beregnes forskjellen mellom de plane strålingstemperaturene på de motstående sider av en liten plan flate.

Den studerte lille plane flaten er valgt i det samme punktet som PMV og PPD ble beregnet for, altså midt i den aktuelle sonen. Her er det den sørvendte sonene som er studert. Figur 6-33 viser variasjonene i overflatetemperatur på gulv og kjølebaffel over dimensjonerende sommerdøgn.



Figur 6-33: Overflatetemperaturer i sørvendt sone for dimensjonerende sommerdøgn

Den laveste overflatetemperaturen på kjølebaffelen i løpet av døgnet er 17,92 ºC. Den gjennomsnittlige gulvtemperaturen over døgnet ligger på 23,35 ºC. Det er valgt å neglisjere effekten fra øvrige flater over og under det punktet som studeres. Dette er fordi det antas at disse vil liten innvirkning på grunn av store avstander. Dette blir derfor bare et grovt anslag på om man vil kunne oppleve problemer knyttet til den termiske komfort grunnet overflatetemperatur på kjøleenhetene. Med overnevnte forenkling blir strålingsasymmetrien:

$$\Delta t_{stråling} = 5{,}43 \text{ ºC}$$

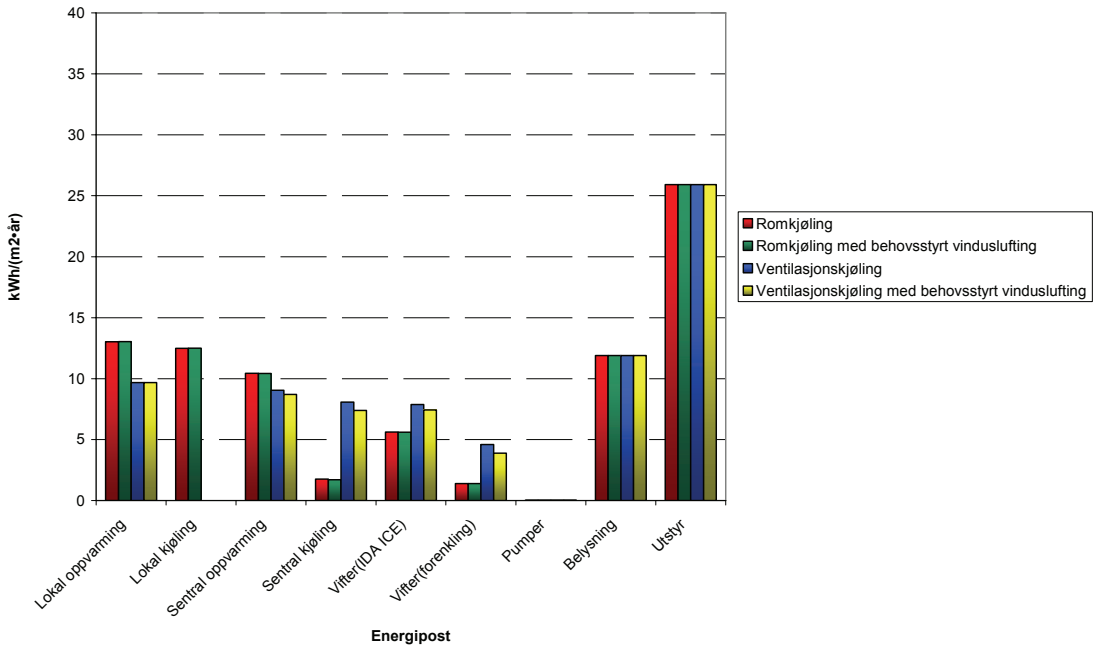
Dette ligger godt innenfor den anbefalte maksimalverdien på 14 ºC i Tabell 2-6, og man kan derfor gå ut i fra at overflatetemperaturene på kjøleflatene er uproblematiske.

6.3 Scenario 2

6.3.1 Energibehov

Årssimulering

Figur 6-34 viser spesifikt energibehov til ulike energiposter for et helt år i scenario 2.



Figur 6-34: Spesifikt energibehov over året for kontorlandskapet

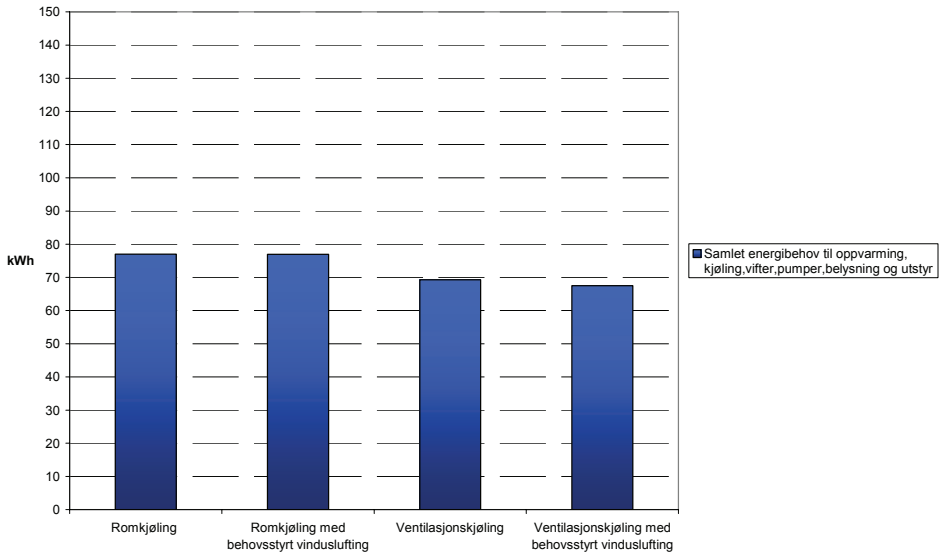
Da det i dette scenarioet tillates høyere lufttemperaturer i kontorlandskapet, vil det følgelig være mindre behov for kjøling enn i referansescenarioet. Som Figur 6-34 viser så brukes det her mer energi til lokal oppvarming enn lokal kjøling.

Behovsstyring av vinduslufting påvirker energibehovet til kjøling i liten grad ved romkjøling som vi ser av Figur 6-34. Dette skyldes at det økte settpunktet for kjøling gjør at kriteriene for vinduåpning i styringsstrategien sjeldnere er oppfylt enn i referansescenarioet.

Ved ventilasjonskjøling gir behovsstyringen en reduksjon i energi til sentral kjøling på 8,6 %. Som det kom frem i kapitel 6.2.2 så hadde alternativene med ventilasjonskjøling store problemer med å oppnå ønsket temperaturkontroll i referansescenarioet. Dette til tross for at de i de varmeste periodene utnyttet kapasiteten maksimalt. Ved å øke setpunktet til 26 ºC, så er det ikke lenger nødvendig å hele tiden kjøre den sentrale

kjølingen på full kapasitet på de varme dagene. Kjøling via åpning av vinduer får da i større grad mulighet til å avlaste den mekaniske kjølingen slik at energibehovet til sentral kjøling får en reduksjon.

Figur 6-35 viser det samlete spesifikke energibehovet for kontorlandskapet på årsbasis i scenario 2.

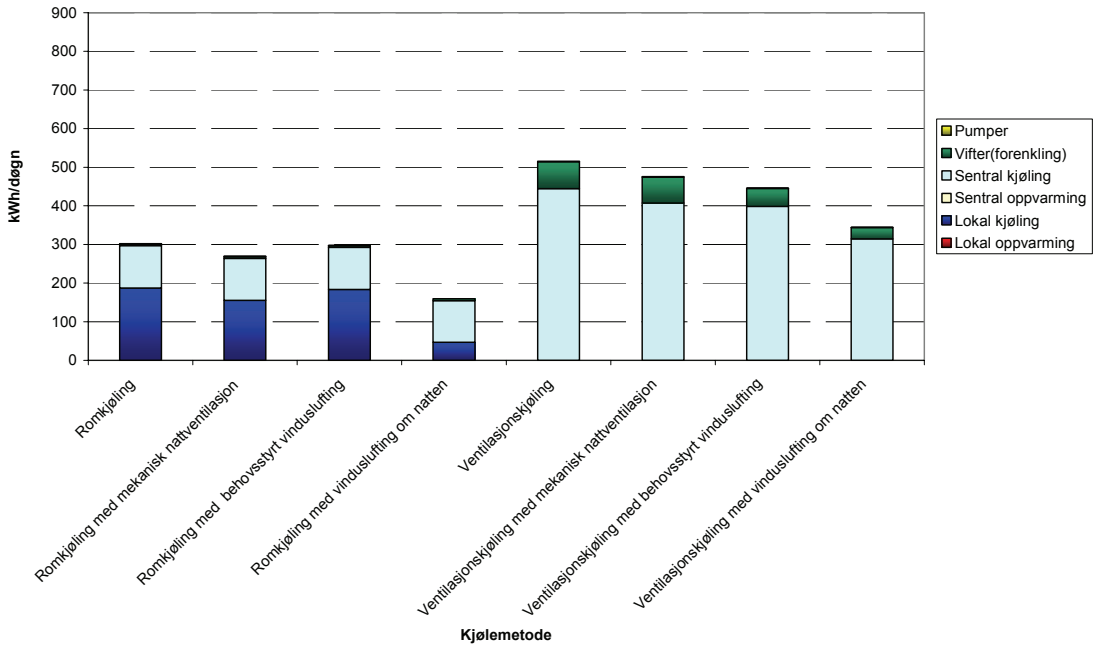


Figur 6-35: Samlet energibehov over året

Figur 6-35 viser at det er alternativene med ventilasjonskjøling som gir den mest energieffektive kjølingen når settpunktet for kjøling er økt til 26 ºC. Å benytte seg av behovsstyring av vinduåpning gir en reduksjon i samlet energibehov på 5,6 % ved bruk av ventilasjonskjøling. Ved romkjøling bidrar ikke behovsstyringen til noen reduksjon.

Døgnsimulering

Figur 6-36 viser energibehovet fordelt på ulike energiposter ved bruk av romkjøling ved dimensjonerende sommerforhold i scenario 2.



Figur 6-36: Energibehov over dimensjonerende sommerdøgn

Ser av Figur 6-36 at det er bruken av vinduslufting om natten som gir den klart største reduksjonen i energibehov til lokal kjøling ved romkjøling. Reduksjonen er på hele 74,9 % ved dimensjonerende sommerforhold. Bruk av mekanisk nattventilasjon gir en reduksjon i energibehov til lokal kjøling på 17,1 %. Begge de to alternativene for nattkjøling vil gi en betydelig større innvirkning på energibehovet til lokalkjøling ved at settpunktet for kjøling nå er blitt økt til 26 ºC. Dette skyldes at utetemperaturen på nattestid ved dimensjonerende sommerforhold i større grad ligger under settpunkt for kjøling i driftstiden enn i referansescenarioet.

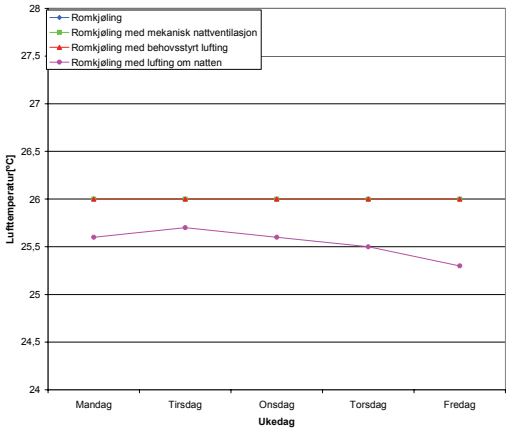
Av Figur 6-36 ser man at ved ventilasjonskjøling er det bruk av vinduslufting om natten som gir den største reduksjonen i energibehovet til sentral kjøling. Reduksjonen her er på hele 29,2 %. Både mekanisk nattventilasjon og behovsstyrt vinduslufting gir også redusert energibehov til sentralkjøling. Reduksjonene er her på 8,4 % og 10,3 % for henholdsvis mekanisk nattventilasjon og behovsstyrt vinduslufting.

Når det gjelder samlet energibehov, ser man av Figur 6-36 at det er alternativene med romkjøling som ligger lavest. Det absolutt laveste energibehovet får man ved romkjøling med vinduslufting om natten.

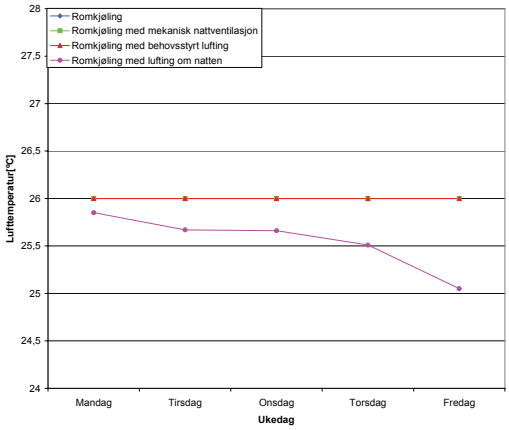
6.3.2 Temperaturforhold

Romkjøling

Figur 6-37 til Figur 6-42 viser hvordan temperaturen varierer i den studerte uken og for dimensjonerende sommerdøgn ved bruk av romkjøling.

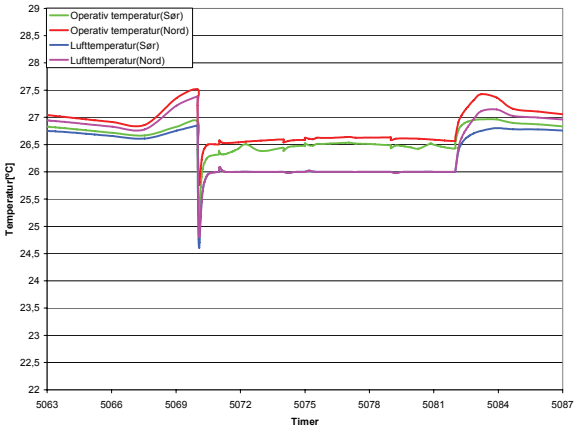


Figur 6-37: Lufttemperatur sørvendt sone for varmeste uke. Gjennomsnittsverdier i driftstiden for den enkelte dag.

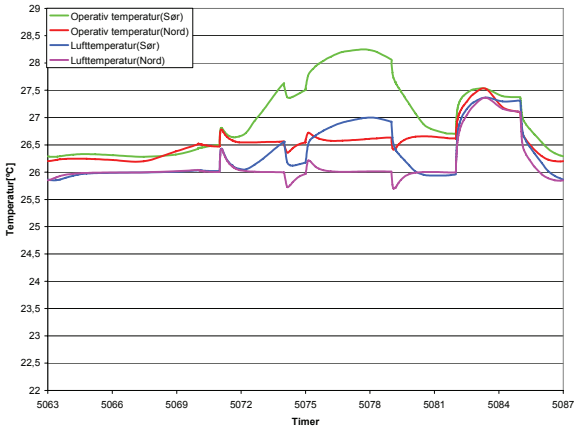


Figur 6-38: Lufttemperatur nordvendt sone for varmeste uke. Gjennomsnittsverdier i driftstiden for den enkelte dag.

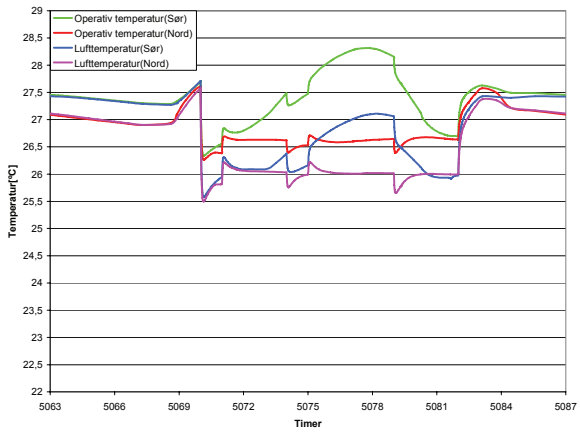
Ser av Figur 6-37 og Figur 6-38 at de ulike alternativene med romkjøling alle klarer å oppnå ønsket temperaturkontroll. Vindusluftingen om natten gir en såpass kraftig temperatursenkning at gjennomsnittstemperaturen i driftstiden holder seg litt under 26 ºC hele arbeidsuken.



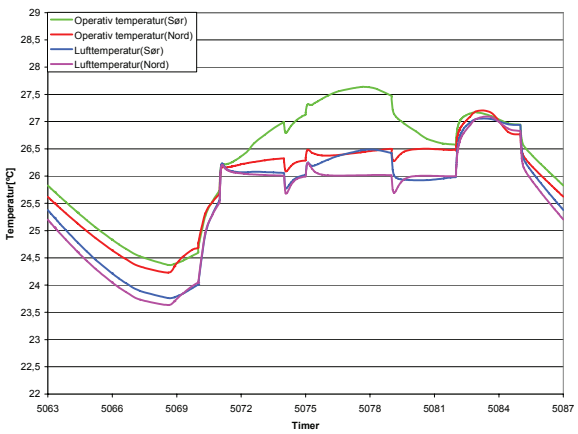
Figur 6-39: Temperaturforhold for romkjøling uten nattventilasjon for dimensjonerende sommerdøgn.



Figur 6-40: Temperaturforhold for romkjøling med mekanisk nattventilasjon for dimensjonerende sommerdøgn.



Figur 6-41: Temperaturforhold for romkjøling med behovsstyrt vinduslufting for dimensjonerende sommerdøgn.



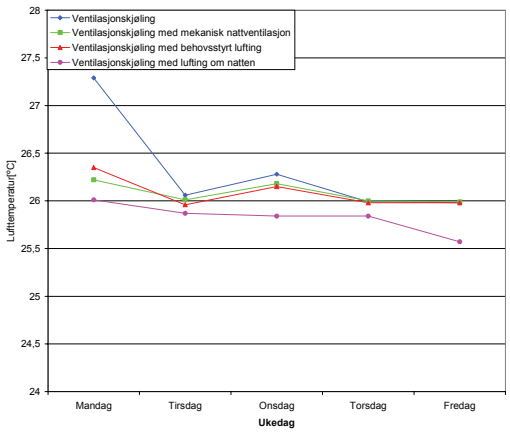
Figur 6-42: Temperaturforhold for romkjøling med vinduslufting om natten for dimensjonerende sommerdøgn.

Av Figur 6-39 til Figur 6-42 ser vi at alternativene med romkjøling fint klarer å holde seg innenfor grensene for ønsket temperaturnivå i scenario 2. Begge alternativene for nattkjøling gir en temperaturreduksjon i forkant av driftstiden som begynner i time 5070. Av Figur 6-42 ser man at bruken av vinduslufting om natten er såpass effektivt at lufttemperaturen holder seg under settpunktet for kjøling de første timene av driftstiden.

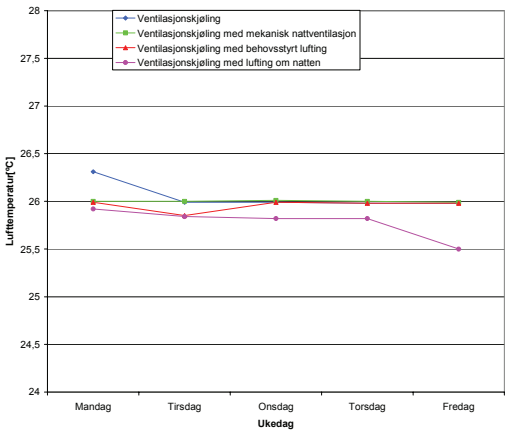
På grunn av CO_2-styringen av luftmengdene ved romkjøling, vil luftmengdene bli for små til at den mekaniske nattventilasjonen vil gi noen markant innvirkning på temperaturforholdene i forkant av driftstiden. Dette ser man tydelig av Figur 6-40.

Ventilasjonskjøling

Figur 6-43 til Figur 6-48 viser hvordan temperaturen varierer i den studerte uken og for dimensjonerende sommerdøgn ved bruk av ventilasjonskjøling.

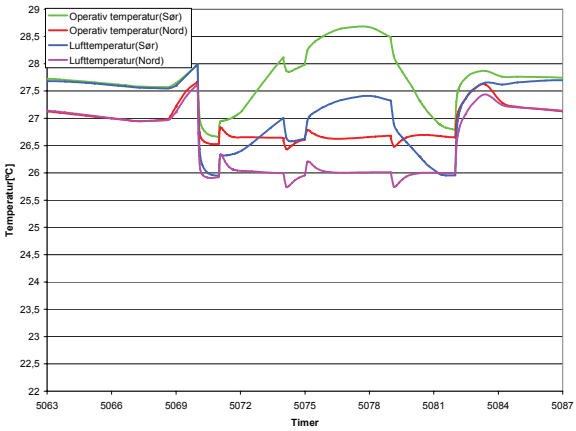


Figur 6-43: Lufttemperatur sørvendt sone for varmeste uke. Gjennomsnittsverdier i driftstiden for den enkelte dag.

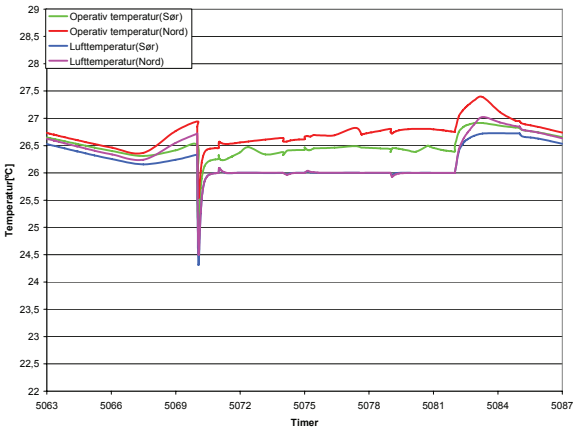


Figur 6-44:Lufttemperatur nordvendt sone for varmeste uke. Gjennomsnittsverdier i driftstiden for den enkelte dag.

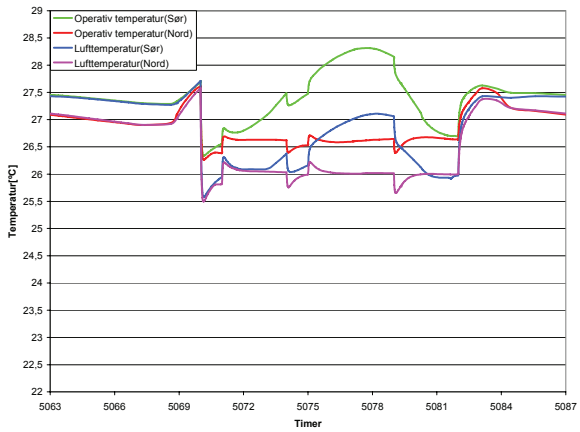
Som det fremgår av Figur 6-43 er det bare alternativet med vinduslufting om natten som klarer å hindre at gjennomsnittstemperaturen ikke overstiger 26 ºC i den sørvendte sonen ved bruk av ventilasjonskjøling. På mandagen er lufttemperaturen spesielt høy når det ikke benyttes hverken nattkjøling eller behovsstyrt vinduslufting. Dette skyldes at det i helgene ikke er blitt brukt noe kjøling, slik at temperaturen har steget langt over settpunktet for kjøling. For alternativene med nattkjøling skjer ikke dette da nattkjølingen trer i kraft kl. 22.00 søndag kveld. Den behovsstyrte vindusluftingen som trer i kraft når driftstiden begynner, gir et såpass stort kjølebidrag at temperaturen synker raskt de første timene.



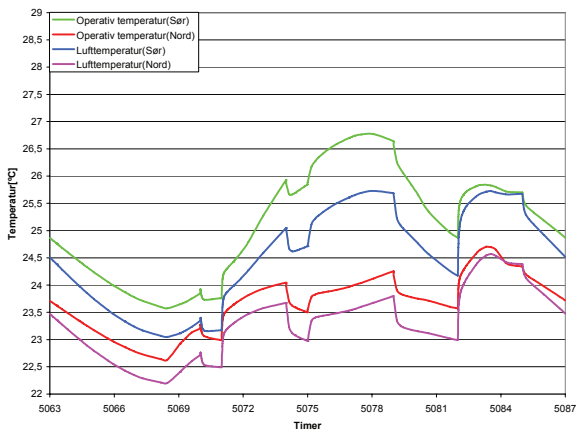
Figur 6-45: Temperaturforhold for ventilasjonskjøling uten nattventilasjon for dimensjonerende sommerdøgn.



Figur 6-46: Temperaturforhold for ventilasjonskjøling med mekanisk nattventilasjon for dimensjonerende sommerdøgn.



Figur 6-47: Temperaturforhold for ventilasjonskjøling med behovsstyrt vinduslufting for dimensjonerende sommerdøgn.



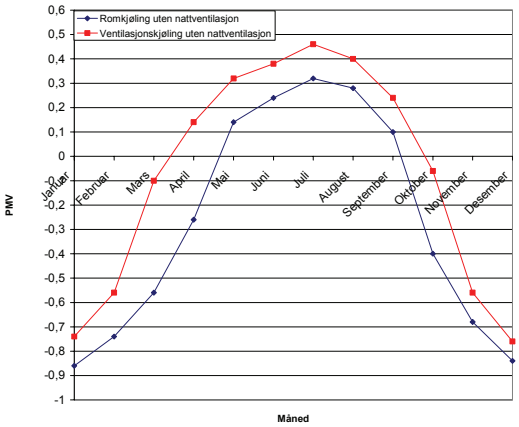
Figur 6-48: Temperaturforhold for ventilasjonskjøling med vinduslufting om natten for dimensjonerende sommerdøgn.

Sammenlignet med referansescenarioet klarer alternativene med ventilasjonskjøling nå i større grad å oppnå ønske temperaturkontroll ved dimensjonerende sommerforhold. Som det fremgår av Figur 6-45 til Figur 6-48, er det den mest solbelastede sørvendte sonen som er mest problematisk for samtlige alternativer. Det eneste alternativet der temperaturen holder seg under settpunktet for kjøling så og si hele driftstiden, er ved bruk av vinduslufting om natten. Sammenlignet med referansescenarioet får man ikke her den store temperaturreduksjonen i forkant av driftstiden ved bruk av mekanisk nattkjøling. Dette skyldes at luftmengdene er temperaturstyrte. Ved å øke settpunktet for kjøling til 26 ºC reduseres luftmengdene under nattventilasjonen betraktelig sammenlignet med referansescenarioet. I resultatene fra beregningene gjort etter TEMPO i kapitel 6.1 kom man frem til at det ville være tilstrekkelig med en luftmengde på 9,4 $m^3/(h \cdot m^2)$ for å oppnå ønsket lufttemperatur inne i kontorlandskapet. Tilgjengelig luftmengde i simuleringene med ventilasjonskjøling er satt til 15,5 $m^3/(h \cdot m^2)$. At ønskelig temperaturkontroll allikevel ikke oppnås må sees i sammenheng med alle forenklingene benyttet i TEMPO og simuleringsmodellenes kompleksitet. Det er mange flere faktorer som spiller inn i simuleringen, og en direkte sammenligning er derfor lite hensiktsmessig.

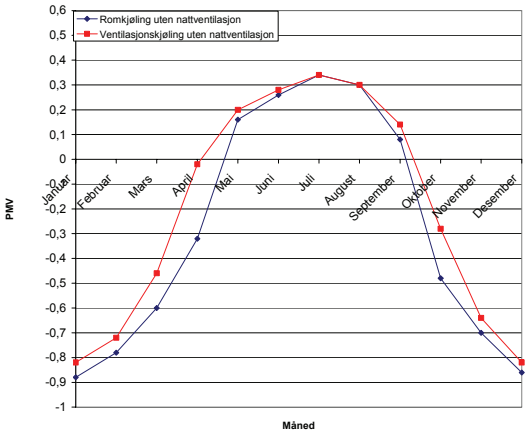
6.3.3 Termisk komfort

Årssimulering

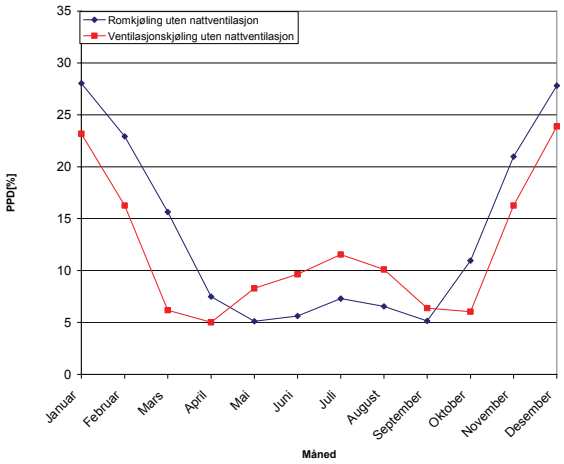
Figur 6-49 og Figur 6-50 viser hvordan PMV varierer over året ved bruk av romkjøling og ventilasjonskjøling. Figur 6-51 og Figur 6-52 viser tilhørende variasjoner i PPD



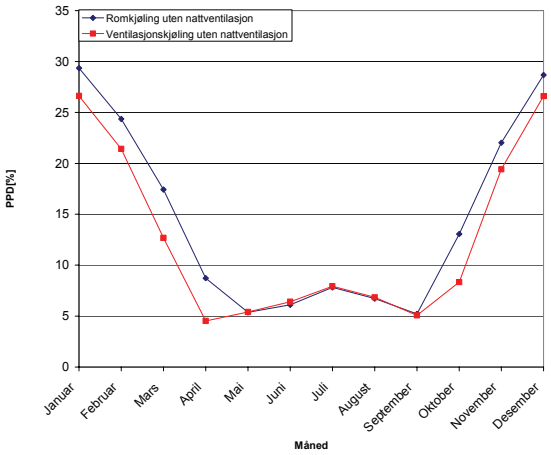
Figur 6-49: Gjennomsnittlig PMV i driftstiden for sørvendt sone over året



Figur 6-50: Gjennomsnittlig PMV i driftstiden for nordvendt sone over året



Figur 6-51: Gjennomsnittlig PPD i driftstiden for sørvendt sone over året



Figur 6-52: Gjennomsnittlig PPD i driftstiden for sørvendt sone over året

Ser av Figur 6-49 og Figur 6-50 at PMV holder seg innenfor ønskete grenser på -0,5 og 0,5 i månedene fra mars til og med oktober for begge kjølemetoder, både i sørvendt og nordvendt sone. I de kaldeste månedene oppfattes det termiske inneklimaet som noe kaldt

for begge kjølemetoder. PMV ligger stort sett noe lavere for romkjøling hele året i begge soner

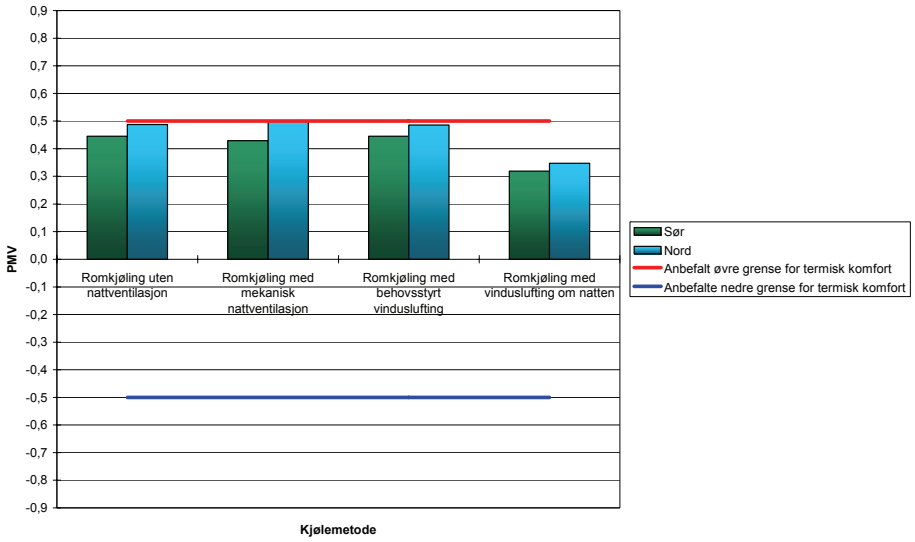
Av Figur 6-51og Figur 6-52 ser vi også at det er hovedsakelig i de kaldeste vintermånedene at kravet om maksimalt antall misfornøye på 10 % ikke er oppfylt.

Som beskrevet i kapitel 6.3.2 har alternativene med ventilasjonskjøling også i dette scenarioet problemer med å opprettholde ønsket temperaturkontroll om sommeren. Dette kommer frem av Figur 6-51. Man ser at siden den sørvendte sonen er mer solbelastet, så vil PMV bli høyere og andelen misfornøyde brukere øke her sammenlignet med romkjøling i sommermånedene.

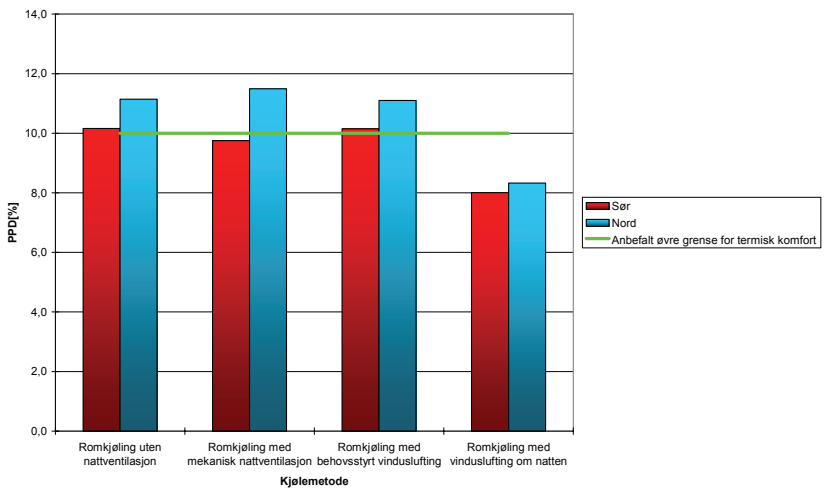
Det er installert nok varmeeffekt til å opprettholde ønsket innetemperatur i årets kalde perioder. Årsaken til at PMV allikevel gir indikasjoner på at brukerne syns det er litt kaldt i årets kalde perioder, må sees i sammenheng med valgt vinterbekledning og det forhåndsbestemte settpunktet for oppvarming som beskrevet i kapitel 6.2.3

Sammenligner man den termiske komforten i de to scenarioene, ser man at det økte settpunktet for kjøling gjør at brukerne opplever det termiske miljø som varmere. Dette fører til høyere PMV i sommermånedene. I årets kalde perioder er det ingen store forskjeller da settpunktet for oppvarming er det samme i begge scenarioer.

Døgnsimulering



Figur 6-53: Gjennomsnittlig PMV i driftstiden for dimensjonerende sommerdøgn ved romkjøling

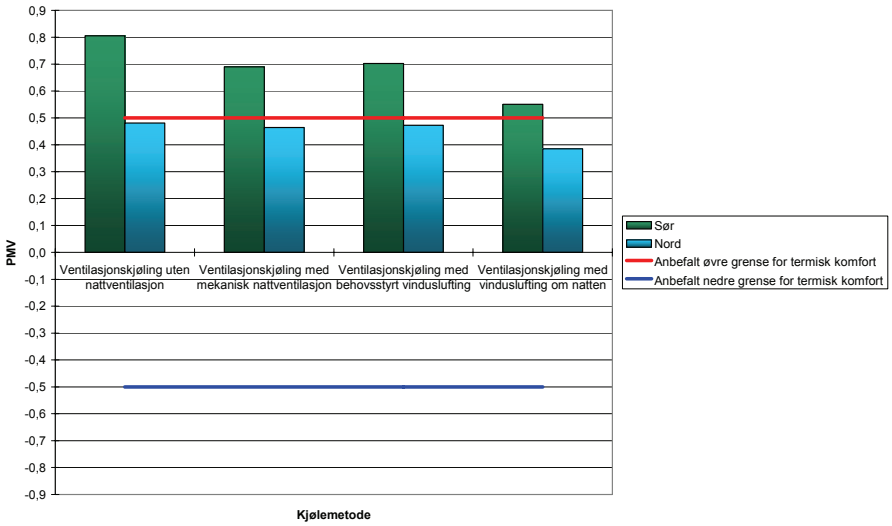


Figur 6-54:Gjennomsnittlig PPD i driftstiden for dimensjonerende sommerdøgn ved romkjøling

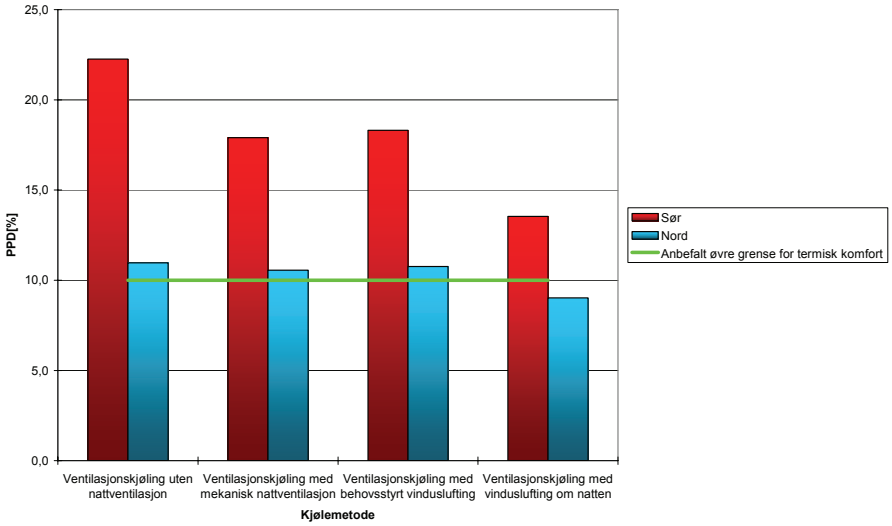
Ser av Figur 6-53 at alle alternativene for romkjøling klarer å holde PMV innenfor det forhåndsbestemte kravet. Det at ventilasjonskjølingen gir en noe høyere PMV skyldes at denne kjølemetoden også her har vanskeligheter med å holde temperaturen under øvre grense for lufttemperatur. Dette til tross for at settpunkt for kjøling nå er økt til 26 ºC. Dette gjør at de operative temperaturene vil bli noe høyere og at de termiske omgivelser oppfattes som noe varmere. Av Figur 6-54 ser man at andelen misfornøyde brukere stort sett holder seg innenfor krav til maksimalverdi på 10 %. Siden PMV-verdiene ligger innenfor kravet så skal følgelig også andelen misfornøyde(PPD) gjøre det. Det lille avviket skyldes at det her er benyttet gjennomsnittsverdier. Ser at det er alternativet med vinduslufting om natten som kommer best ut med tanke på termisk komfort.

Sammenligner man indikatorene for termisk komfort for de to scenarioene ved bruk av romkjøling vil man se nokså store forskjeller. Kjølebaflene som er benyttet i kontorlandskapet ble dimensjonert slik at det ble installert mer enn nok kjøleffekt til å opprettholde ønsket temperaturnivå selv ved streng temperaturkontroll slik som i referansescenarioet. Kjølebaflene klarer derfor å oppfylle kravene til temperaturkontroll i begge scenarioer. Allikevel ser man av Figur 6-25 og Figur 6-53 at PMV-verdiene er mye lavere i referansesceanrioet. I referansescenarioet er tendensen at brukerne oppfatter de termiske omgivelser som litt kaldere enn det ønskelige kravet. Dette skyldes som nevnt i kapitel 6.2.3 det valgte bekledningsnivå og settpunktetene for oppvarming og kjøling. I scenario 2, sørger det økte settpunktet for kjøling at det termiske miljø oppfattes som noe varmere.

Figur 6-55 og Figur 6-56 viser gjennomsnittlig PMV og PPD i driftstiden for bruk av ventilasjonskjøling ved dimensjonerende sommerforhold.



Figur 6-55: Gjennomsnittlig PMV i driftstiden over dimensjonerende sommerdøgn for ventilasjonskjøling



Figur 6-56: Gjennomsnittlig PPD i driftstiden for dimensjonerende sommerdøgn ved romkjøling

Ved bruk av ventilasjonskjøling er det kun i den nordvendte sonen at krav til termisk komfort blir oppfylt. Det at den sørvendte sonen mottar mer tilskudd fra solen gjør at de termiske omgivelser vil oppfattes som varmere enn i den nordvendte. Av Figur 6-56 ser man at andel misfornøyde brukere er betydelig høyere i den sørvendte sonen. For bruk av ventilasjonskjøling uten nattventilasjon er andelen misfornøyde omtrent dobbelt så stor i den sørvendte sonen. Ser at det også ved bruk av ventilasjonskjøling er alternativet med vinduslufting om natten som gir den minste andelen misfornøyde.

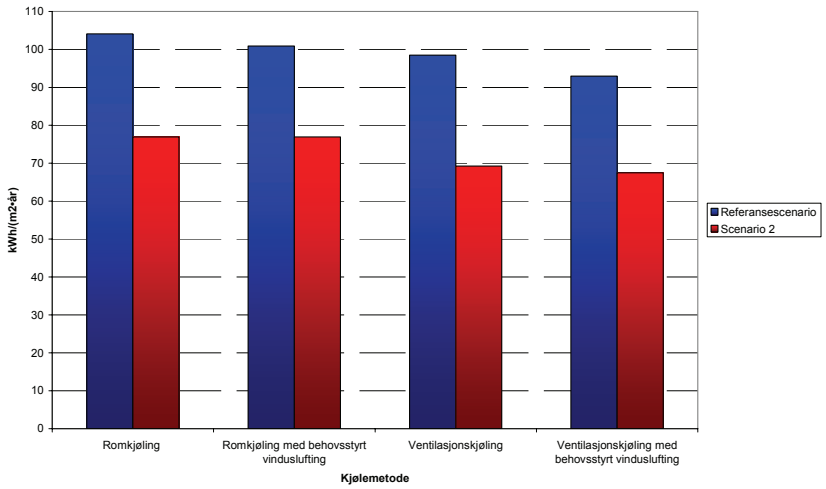
Sammenligner man med referansescenarioet er det også ved bruk av ventilasjonskjøling store forskjeller. PMV ligger i referansescenarioet jevnt lavere, spesielt lavt i nordvendt sone og ved bruk av de to alternativene for nattventilasjon.

Som tidligere nevnt i kapitel 6.2.2 og 6.3.2 så har alternativene med ventilasjonskjøling store problemer med å oppfylle kravene til temperaturkontroll i begge scenarioer. Ventilasjonskjølingen yter derfor stort sett sin maksimale kapasitet hele driftstiden i begge scenarioer. Forskjellen er at når settpunktet for kjøling er økt til 26 ºC, så vil det gå litt lengre tid før ventilasjonskjølingen er på sin maksimale kapasitet. Dette gjør at det i driftstidens første timer vil være en noe høyere operativ temperatur i kontorlandskapet. Dette forplanter seg videre og preger temperaturforholdene utover i driftstiden. Siden de termiske komfortindikatorene presentert er oppgitt som gjennomsnittsverdier over hele driftstiden, vil dette bidra til å øke PMV og da følgelig PPD sammenlignet med referansescenarioet. Økningen blir spesielt stor når det benyttes nattkjøling. Da vil det gå enda lengre tid før kjølingen er på maksimal kapasitet.

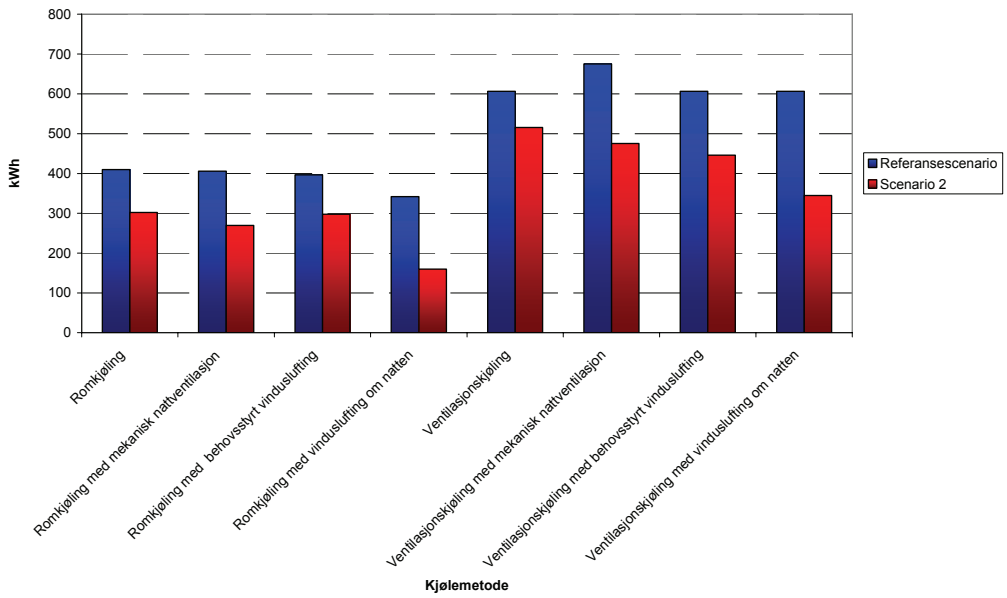
6.4 Settpunktenes innvirkning på energibehovet- en sammenligning av de to scenarioer

I dette kapitlet blir det gitt en mer detaljert sammenligning av hvordan energiflyten i kontorbygget avhenger av settpunktet for kjøling.

Figur 6-57 og Figur 6-58 viser en sammenligning av energibehov ved bruk av ulike kjølemetoder for de to scenarioene.



Figur 6-57: Samlet spesifikt energibehov for romkjøling og ventilasjonskjøling i de to scenarioene over et år



Figur 6-58: Samlet energibehov for romkjøling og ventilasjonskjøling i de to scenarioene for dimensjonerende sommerdøgn

Samlet energibehov omfatter her energibehov til oppvarming, kjøling, vifter, pumper, utstyr og belysning.

På årsbasis ser man av Figur 6-57 at det er alternativene med ventilasjonskjøling som gir det minste energibehovet i begge scenarioer. Ved den strenge temperaturkontrollen i referansescenarioet ser vi at energibehovet jevnt over er en del høyere enn ved mer fleksibel temperaturkontroll.

Reduksjonen i samlet energibehov når settpunktet for kjøling er økt til 26 ºC skyldes flere faktorer. Den mest betydningsfulle konsekvensen av settpunktsendringen er at energibehovet til lokal kjøling ved romkjøling får en kraftig reduksjon. Man oppnår ikke den samme reduksjonen i energi til kjøling ved ventilasjonskjøling. Dette er fordi kapasiteten til denne kjølemetoden i begge scenarioer blir utnyttet maksimalt i et forsøk på å oppnå ønskelig temperaturnivå.

Ved bruk av ventilasjonskjøling opplevde man i referansescenarioet en økning i bruk av sentral oppvarming sammenlignet med alternativene for romkjøling. Dette skyldtes at utetemperaturen store deler av året ligger under ønsket tilluftstemperatur. Når da luftmengdene ved ventilasjonskjøling er både temperatur- og CO_2-styrte, resulterer dette i større luftmengder som må forvarmes.

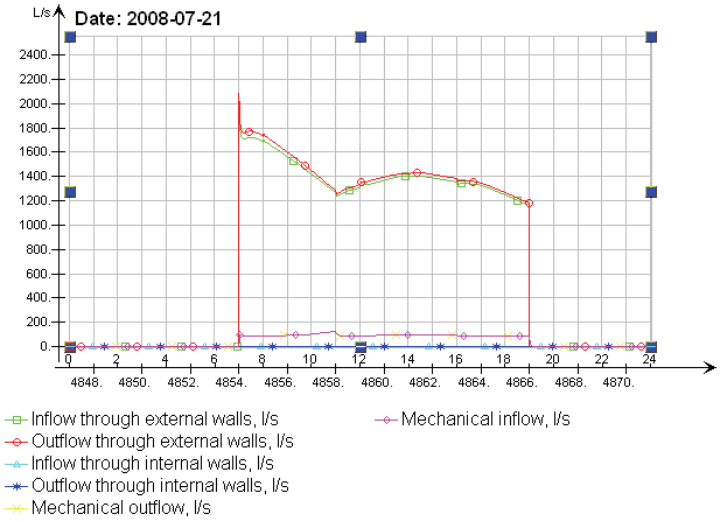
I scenarioet med mindre streng temperaturkontroll forekommer ikke denne økningen. Tvert om ser man at det blir en nokså stor reduksjon i energibruk til sentral oppvarming. Dette skyldes at økning i dødsonens størrelse resulterer i at de tilførte luftmengdene blir mindre. Dette skyldes også her bruken av DCV med både CO_2- og temperaturkontroll.

Siden det opereres med konstante tilluftstemperaturer i årers varme og kalde perioder, medfører dette en reduksjon i energibruk til både sentral oppvarming og kjøling sammenlignet med referansescenarioet.

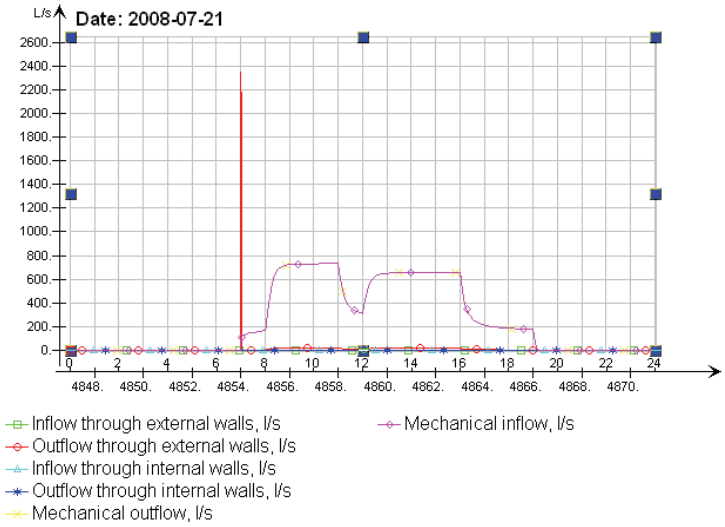
Energibehovet til viftedrift ved ventilasjonskjøling får også en betydelig reduksjon ved økning av settpunktet for kjøling. Dette skyldes som nevnt i forrige avsnitt måten luftmengdene er styrt på. Denne type DCV gjør at det økte settpunktet gjør at det blir nødvendig med mindre luftmengder i store deler av året for å holde lufttemperaturen innefor gitte grenser.

Bruken av de to aktuelle metodene for nattkjøling gir en betydelig større innvirkning på energibehovet i scenario 2 sammenlignet med referansescenarioet for dimensjonerende sommerdøgn. Det økte settpunktet for kjøling gjør at temperaturen innendørs vil kunne stige mer i driftstiden, og dermed utsette tidspunktet der annen mekanisk kjøling er nødvendig. Dette gir som Figur 6-58 viser en vesentlig reduksjon i samlet energibehov.

I referansescenarioet ga behovsstyrt vinduslufting en stor reduksjon i energibehovet til lokal kjøling ved bruk av romkjøling. I scenario 2 gir behovsstyringen en mindre reduksjon. Dette skyldes at når settpunktet for kjøling er lik 26 ºC vil vinduene kun åpnes en veldig kort periode på morgenkvisten i de varmeste periodene. Dette er fordi at det er i starten av driftstiden at lufttemperaturen inne er så høy at kriteriene for vinduåpning(se kapitel 5.5.3) er oppfylt. Dette ser man tydelig av Figur 6-59 og Figur 6-60 som viser luftstrømmer inn i sørvendt sone for romkjøling på en varm sommerdag.



Figur 6-59: Luftstrømning inn i sørvendt sone ved romkjøling i referansescenarioet

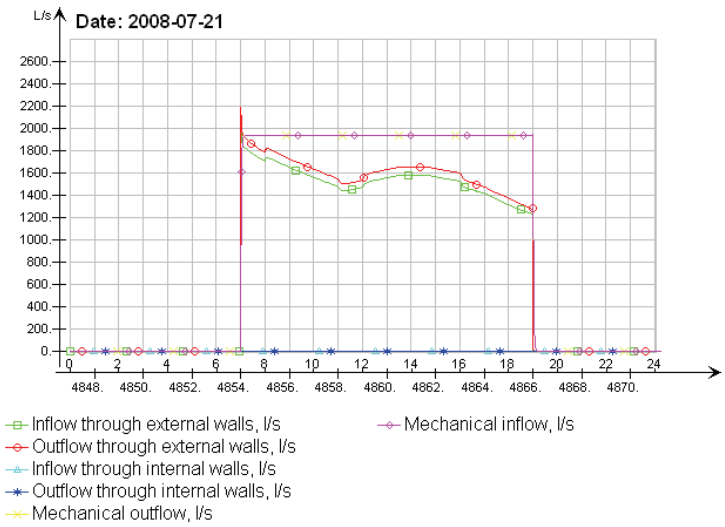


Figur 6-60:Luftstrømning inn i sørvendt sone ved romkjøling i scenario 2

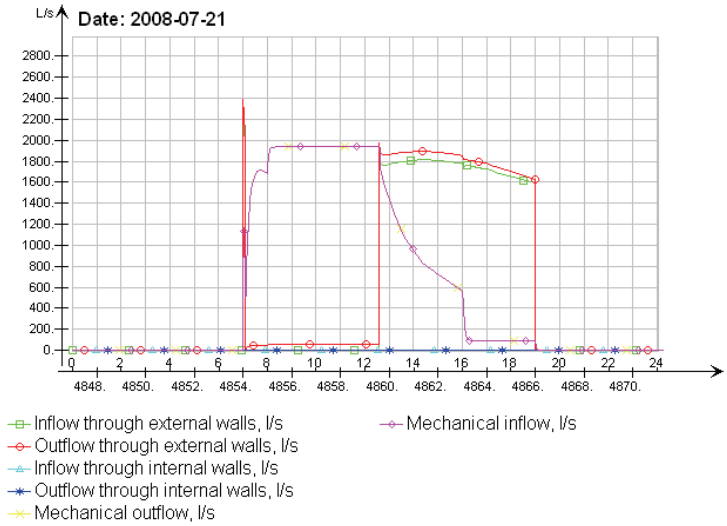
Ser av Figur 6-59 at luftmengdene som tilføres via vinduene klart overgår de som tilføres gjennom det mekaniske ventilasjonssystemet i referansescenarioet. På det mest tilføres det opp mot 6,5 m^3/h gjennom vinduene. Til sammenligning så er maksimal tilgjengelig luftmengde gjennom det mekaniske ventilasjonssystemet 4,86 m^3/h i den enkelt sone ved romkjøling.

Som man kan se så er luftmengdene tilført gjennom det mekaniske ventilasjonsanlegget betraktelig større i scenario 2 enn i referansescenarioet. Dette skyldes at luftmengdene i DCV-systemet styres kun etter CO_2-innholdet i luften. Jo mer luft tilført via vinduene, desto mindre luft er nødvendig fra ventilasjonsaggregatet for å holde CO_2-innholdet innefor de fastsatte grenser.

I motsetning til ved bruk av romkjøling gir ikke den behovsstyrte vindusluftingen noen reduksjon av betydning i energibehovet til kjøling ved ventilasjonskjøling. Siden denne kjølemetoden har store problemer med å opprettholde ønsket temperaturnivå, vil den sentrale kjølingen være på maksimal kapasitet det meste av tiden. Behovsstyringen av vindusluftingen vil derfor ikke få redusert energibehovet til kjøling noe særlig. Vindusluftingen vil allikevel gi et viktig bidrag til å få ned temperaturen på ønsket nivå.



Figur 6-61:Luftstrømninger inn i sørvendt sone ved ventilasjonskjøling i referansescenarioet



Figur 6-62: Luftstrømninger inn i sørvendt sone ved ventilasjonskjøling i scenario 2

Av Figur 6-61 og Figur 6-62 ser man at det tilføres nokså store luftmengder gjennom vinduene i begge scenarioene ved ventilasjonskjøling.

7 Konklusjon

I referansescenarioet var det alternativene med ventilasjonskjøling som ga det laveste energibehovet over et år. Ved bruk av kun ventilasjonskjøling ble det samlede energibehovet på 98,5 kWh/(m^2·år). Ved å i tillegg benytte behovsstyrt vinduslufting i driftstiden fikk man en reduksjon på 5,6 % til 92,9 kWh/(m^2·år). Bruk av romkjøling ga et spesifikt energibehov på 104,1 kWh/(m^2·år). Sammen med bruk av behovsstyrt vinduslufting i driftstiden ble energibehovet redusert med 3,1 % til 100,9 kWh/(m^2·år).

Selv om alternativene med ventilasjonskjøling ga det laveste energibehovet, så klarte de ikke å oppfylle kravene til temperaturforhold ved dimensjonerende sommerforhold. Dette gjorde derimot samtlige alternativer for romkjøling. Dette er ikke overraskende da de lokale kjøleenhetene ble dimensjonert opp nettopp for å klare en slik streng temperaturkontroll. Det var bruk av romkjøling med vinduslufting om natten som ga det klart laveste energibehovet for dimensjonerende sommerdøgn. Energibehovet ble da 341,9 kWh, en reduksjon på hele 16,6 % sammenlignet med bruk av kun romkjøling som lå på 409,9 kWh.

Når det gjelder de termiske komfortindikatorene, så oppfylte noe overraskende alternativene for ventilasjonskjøling kravene i større grad. Dette både på årsbasis og ved dimensjonerende sommerforhold til tross for at flere av dem var langt unna å oppfylle kravene til ønsket temperaturkontroll. Dette skyldes det anvendte bekledningsnivået i sommermånedene samt de valgte settpunkter for komforttemperatur.

I scenario 2 var det også alternativene med ventilasjonskjøling som ga det laveste energibehovet over et helt år. For ventilasjonskjøling ga bruken av behovsstyrt vinduslufting en reduksjon i energibehovet, mens energibehovet ved romkjøling forble uendret. For ventilasjonskjøling ble reduksjonen på 2,5 %, som resulterte i et energibehov på 67,5 kWh/(m^2·år). Romkjøling både med og uten behovsstyrt vinduslufting ga et energibehov på 76,9 kWh/(m^2·år).

For dimensjonerende sommerforhold var det i dette scenarioet, i motsetning til referansescenarioet, flere av alternativene for ventilasjonskjøling som tilfredsstilte kravene til temperaturforhold. For alternativene med ventilasjonskjøling ser man allikevel at denne kjølemetoden er mer påvirket av byggets orientering enn ved romkjøling. Det var ingen av alternativene for ventilasjonskjøling som klarte helt å hindre at temperaturen steg over settpunkt for kjøling i den sørvendte sonen. I den nordvendte sonen klarte derimot alle å oppnå ønsket temperaturkontroll.

Ved ventilasjonskjøling var det alternativet med vinduslufting om natten som i størst grad klarte å holde temperaturnivået på ønsket nivå. Det eneste unntaket var en liten overtemperatur midt på dagen. Det var også dette alternativet som ga det laveste energibehovet. Energibehovet ved ventilasjonskjøling med denne formen for nattkjøling ble på 344,5 kWh for dimensjonerende sommerdøgn. Dette er en reduksjon på hele 33,1 % sammenlignet med kun ventilasjonskjøling uten noen form for ekstratiltak.

Ved bruk av romkjøling var det også bruken av vinduslufting om natten som ga det laveste energibehovet. Energibehovet ble her 159,6 kWh, som innebærer en reduksjon på hele 47,2 % sammenlignet med bruk av kun romkjøling.

For dimensjonerende sommerdøgn klarte alle alternativene for romkjøling å holde seg innefor de forhåndsbestemte krav til PMV. Ved bruk av ventilasjonskjøling var den sørlige sonene problematisk for alle alternativene. Brukerne oppfattet sine termiske omgivelser som noe for varmt i denne sonen.

Sammenlignet med erfaringstall for næringsbygg vil nok de spesifikke energibehovene over året for kontorlandskapet virke noe lave. I scenarioet med settpunkt kjøling lik 26 ºC er energibehovet nede i kun 67,5 kWh/(m^2·år). Først er det viktig å huske at det i dette arbeidet er sett på kun en etasje i et kontorbygg. Det er videre antatt at hele etasjen er et kontorlandskap. Det å sammenligne energibehovet fra simuleringene med reelle kontorbygg kan derfor ikke gjøres direkte, da det vil være flere faktorer som spiller inn i et komplett bygg.

I svært mange næringsbygg er det fortsatt vanlig å benytte CAV i forbindelse med ventilasjon. I dette arbeidet er simuleringsmodellen i stedet bygd opp med behovsstyring av luftmengdene (DCV). Mindre luftmengder gir ikke bare mindre energibehov til vifter men også til sentral oppvarming og kjøling. Dette sammen med at den kunstige belysningen også er behovsstyrt, er viktige bidragsytere til det lave energibehovet.

8 Anbefalinger

For begge scenarioene som er studert i dette arbeidet, er det ventilasjonskjøling som utmerker seg som den mest energieffektive kjølemetoden på årsbasis. Det er ikke tilstrekkelig at en kjølemetode kun er energieffektiv. En forutsetning for at et alternativ for kjøling skal kunne anbefales må være at det også oppfyller de krav man stiller til det termiske inneklimaet. Det var kun i scenario 2 at alternativene for ventilasjonskjøling klarte å holde ønsket temperaturnivå. Selv i dette scenarioet hadde de fleste alternativene problemer med temperaturkontrollen i den sørvendte sonen.

I bygninger der det er ønskelig med et lavt settpunkt for kjøling og streng temperaturkontroll, vil derfor bruk av romkjøling, her egenkonveksjonsbafler, være å foretrekke fremfor ventilasjonskjøling. Hvis man derimot ikke krever så streng temperaturkontroll og opererer med en større dødsone mellom settpunktene, vil også alternativene med ventilasjonskjøling kunne være aktuelle løsninger.

På grunn av begrensninger i simuleringsverktøyet, var det flere av alternativene for kjøling som kun var hensiktsmessige å studere for dimensjonerende sommerforhold. De følgende anbefalinger er derfor kun basert på simulering over et varmt sommerdøgn.

I begge scenarioene var det alternativene med nattkjøling via vinduene som ga det laveste energibehovet for dimensjonerende sommerdøgn. I referansescenarioet var det som nevnt ovenfor kun alternativene med romkjøling som oppfylte kravene til temperaturkontroll. Derfor vil ikke ventilasjonskjøling være en anbefalt løsning ved en slik streng temperaturkontroll. Ved mer fleksibel temperaturkontroll vil derimot også ventilasjonskjøling kunne anbefales. Selv om det helt klart er bruken av romkjøling som gir det laveste energibehovet for dette enkeltdøgnet, er det mange faktorer som vil spille inn i valg av systemløsning for kjøling i et reelt bygg. En sentral faktor er hvordan systemløsningene opererer under de varierende forhold man opplever over et helt år. Flere av alternativene studert her er bare simulert over et døgn. I tillegg vil hvordan lokalene er tenkt anvendt, samt investerings- og driftskostnader spille en viktig rolle i beslutningsgrunnlaget.

Alternativene med nattkjøling via vinduene har for både romkjøling og ventilasjonskjøling utpekt seg som gode ved dimensjonerende sommerforhold. For at denne metoden skal være hensiktsmessig, er det viktig at den tilpasses belastningen. I kaldere perioder vil luftingen resultere i en kraftig økning i energi til lokal oppvarming. Dette er fordi begge alternativene med nattkjøling baserer seg på bruk av ubehandlet uteluft. Det er ikke foretatt detaljerte analyser av disse på årsbasis. Dette skyldes blant annet at man per dags dato ikke har mulighet til å anvende variable settpunkter for oppvarming i simuleringsverktøyet. I tillegg er tidsplanen som er brukt i dette arbeidet altfor generell, og i for liten grad tilpasset behovet til at den blir hensiktsmessig å anvende for større perioder av året. Det ble kjørt simuleringer over et år på alternativene med nattkjøling, men da det viste seg at oppvarmingsbehovet fikk en enorm økning, ble

det valg å ikke inkludere disse resultatene i rapportens hoveddel. Resultatene er i stedet tatt med i den mer detaljerte resultatoversikten som er å finne i vedlegg D.

Problemet med at de lokale oppvarmingsenhetene motarbeider nattkjølingen kan løses på flere måter. Ved å operere med et lavere settpunkt for oppvarming utenom driftstid, unngår man unødig bruk av energi til oppvarming om natten. Når driftstiden begynner vil man typisk oppleve et veldig sprang i avgitt varmeeffekt ved nattkjøling. Dette er fordi lufttemperaturen i rommet ofte har fått lov til å synke godt under settpunkt for oppvarming i driftstiden i løpet av natten. En løsning på dette problemet kan være å utsette tidspunktet der settpunkt for oppvarming i driftstiden trer i kraft. Dette vil igjen innebære at man aksepterer en noe lavere temperatur innendørs på starten av dagen.

9 Forslag til videreføring av dette arbeidet

Temaet klimakjøling i næringsbygg er veldig omfattende og det har derfor vært viktig å avgrense omfanget av denne masteoppgaven.

Når avgjørelser skal tas i et byggeprosjekt, vil alltid det økonomiske aspektet spille en sentral rolle. I denne masteroppgaven er det besluttet å utelate og belyse det økonomiske aspektet knyttet til klimakjøling. Dette er fordi hovedfokuset i arbeidet har vært energieffektiviteten til systemløsningene og graden av termisk komfort knyttet til disse. Hvor energieffektiv en systemløsning er, vil kunne gi en god indikasjon i de fleste tilfeller på hvordan denne løsningen vil klare seg kostnadsmessig sammenlignet med andre alternativer. Det er derfor utelatt og tallfeste økonomien knyttet til de enkelte systemløsningene. Dette er noe som allikevel vil være interessant og viktig i en eventuell videreføring av dette arbeidet. I denne forbindelse innehar IDA ICE 4.0 også de nødvendige funksjoner til å studere energikostnadene knyttet til de forskjellige systemløsninger.

I denne rapporten er det beskrevet en hel rekke systemløsninger og parametere som vil ha stor innvirkning på energibruk og termisk komfort i bygg med klimakjøling. Simuleringene i dette arbeidet er begrenset til å kun studere et lite utvalg av disse. I en eventuell videreføring av dette arbeidet er det flere av disse som vil være spesielt interessante å studere. Spesielt interessant vil det være å se på flere alternativer for lokal kjøling. I dette arbeidet er analysen begrenset til kun å omfatte egenkonveksjonsbafler. I en viderføring vil det være interessant og sette flere alternativer for lokal kjøling opp mot hverandre. Her kan aktive konveksjonsenheter som fan-coils og kombibafler trekkes frem som eksempler. Mer inngående studier av effekten intern termisk masse har på energiflyten i bygg med klimakjøling er også et viktig tema i studier av bygg med stort kjølebehov.

I IDA ICE 4.0 har brukeren også mulighet til å variere fargen på byggets ytterfasader. Innvirkningen av fasadefarge på byggets kjølebehov er også noe som kan studeres.

Som det fremgår av rapportens resultat-/diskusjonsdel er det mye videre arbeid som kan gjøres i forbindelse med optimalisering av tidsplaner, styringsstrategier og lignende. Tidsstyringen av vinduslufting om natten viste seg blant annet å gi en enorm økning i energibruk til oppvarming i driftstidens første timer (se vedlegg D).

Ved bruk av mekanisk nattventilasjon ble det for romkjølingsalternativet brukt 150 % mer luft en minimumssettpunkt for luftmengder under nattventileringen. For alternativet med ventilasjonskjøling ble luftmengdene ved nattventilasjon styrt av temperatur og CO_2-innholdet i luften. Dette gjorde at det ved ventilasjonskjøling ble tilført kontorlandskapet betraktelig mer luft om natten enn ved romkjøling, noe som økte effektiviteten til nattkjølingen.

Her ville det vært interessant og øke luftmengden ved romkjøling med nattventilasjon ytterligere for å se innvirkningen på kjølebehovet.

Ved nattventilasjon ble det valgt å ikke forvarme eller kjøle natteluften. I videre studier vil det kunne være interessant og også prøve å underkjøle tilluften.

Simuleringsmodellene som ble bygd opp i forbindelse med dette studiet bestod alle av en etasje med kun kontorlandskap. Det vil i en videreføring være interessant å for eksempel også bygge simuleringsmodeller bestående av møterom og cellekontorer. På denne måten kan man få sett på hvordan ulike systemløsningers innvirkning på termisk komfort og energieffektivitet avhenger av type lokale de anvendes i.

Det var i utgangspunktet planlagt å benytte variable settpunkter for oppvarming og kjøling i simuleringene. Det viste seg at det fantes en feil i simuleringsverktøyet som gjorde at disse variable settpunktene ble ignorert i beregningene. Dette gjorde at alle simuleringer ble kjørt med konstante settpunkter. I forbindelse med videre arbeid vil det være meget viktig å få kjørt simuleringene med variable settpunkter. Dette er for å virkelig få synliggjort potensialet knyttet til energieffektivisering som ligger i de ulike kjølemetodene.

Bruk av vinduslufting, både i og utenom driftstiden, har i dette arbeidet vist seg å være en interessant kjølemetode som har positiv innvirkning på energibehovet. I en fortsettelse av dette arbeidet vil det derfor være viktig å gå mer i dybden på ulike problemstillinger knyttet til denne kjølemetoden. Dette kan for eksempel være problemstillinger knyttet til den praktiske utformingen av systemet eller trekkproblematikk.

Avslutningsvis ville det vært interessant å også verifisere og sammenligne resultater fra simuleringene med målinger på reelle kontorbygg.

Referanseliste

[1] ABK AS, *Terminologi,* http://www.toshibavarmepumper.no/abkklima/?vis=terminologi [15.februar 2008]

[2] Enova, *Bruk av energi i næringsbygg,* http://www.enova.no/sitepageview.aspx?articleID=573 [11.mars 2008]

[3] Enova, *Kjøling av næringsbygg*, http://www.enova.no/sitepageview.aspx?articleID=575 [11.mars 2008]

[4] Tyholt,M., Lien, A.G., Dokka, T.H., SINTEF-rapport nr. STF22 A01525*, Kartlegging av mekanisk kjøling i nye kontor- og forretningsbygg,* 2001

[5] Enovas Bygningsnettverk, *Bygningsnettverkets energistatistikk 2006,* http://www.enova.no/minas27/publicationlist.aspx?keywordID=10 [31.mars 2008]

[6] Veiledning til teknisk forskrift 1997, 4.utgave, Statens bygningstekniske etat, Oslo, 2007, http://www.be.no/beweb/regler/veil/tekveil07/tekveilinnh2007.html [31.mars 2008]

[7] Givoni, B., *Passive and low energy cooling of buildings*, Van Nostrand Reinhold, s. 21-34, 1994, US, ISBN 0-442-01076-1

[8] Høseggen, R.Z., *Dynamic use of the building structure-energy performance and thermal environment,* doktoravhandling, Institutt for energi- og prosessteknikk, NTNU, 2008

[9] Ørnes, I.R., *Bygningsautomatisering opp mot bygningsenergidirektivet*, prosjektoppgave 5.årskurs, Institutt for energi- og prosessteknikk, NTNU, 2007

[10] Hansen, S.O., Thue, J.V., Skarstein, Ø., Gjerstad, F.O., Novakovic, V., *ENØK i bygninger*, 2.utgave, Universitetsforlaget AS, s.222, 1996, ISBN 82-00-42307-7

[11] Norsk standard, NS 3031, *Beregning av bygningers energiytelse - Metode og data*, 5. utgave 2007

[12] Aale, P.K.: ”Glassflatene stjeler energien”, Aftenposten, 23.oktober 2007, 148. årgang, s. 14-15

[13] Hansen, S.O., Institutt for energi- og prosessteknikk, NTNU, samtaler i forbindelse med prosjektoppgave, oktober 2007

[14] SINTEF Byggforsk, *Passiv klimatisering,* prosjektbasert artikkel, 27.januar 2006 http://www.sintef.no/content/page1____7719.aspx [6.februar 2008]

[15] Santamouris,M., Asimakopolous, D., *Passive cooling of buildings,* James&James, s. 38-52, 1996, UK, ISBN 1 873936 47 8

[16] Jon Kåre Beisvåg, Erichsen & Horgen AS, samtaler og utlevert informasjonsmateriale, vår 2008

[17] SINTEF Byggforsk, Programvare, http://www.sintef.no/content/page1____7724.aspx [4.april 2008]

[18] Programvarebyggerne, Inneklima i bygninger, http://www.programbyggerne.no/iib.htm [4.april 2008]

[19] Statens byggeforskningsinstitut i Danmark, Simulering med BSim, http://www.sbi.dk/indeklima/simulering/bsim-building-simulation/ [4.april 2008]

[20] Crawley, D.B., Hand, J.W., Kummert, M.,Griffith,B.T, *Contrasting the capabilities of building energy performance simulation programs,* versjon 1.0, US Department of Energy, University of Strathclyde, University of Wisconsin-Madison, National Renewable Energy Laboratory, juli 2005

[21] Hansen, S.O., Thue, J.V., Skarstein, Ø., Gjerstad, F.O., Novakovic, V., *ENØK i bygninger*, 2.utgave, Universitetsforlaget AS, s.94-104, 1996, ISBN 82-00-42307-7

[22] Energy Systems Research Unit's (ESRU), Strathclyde University, Glasgow, UK, ESP-r hjemmeside: http://www.esru.strath.ac.uk/ [5.april 2008]

[23] The University of Wisconsin, TRNSYS hjemmeside: http://sel.me.wisc.edu/trnsys/ [5.april 2008]

[24] StruSoft, VIP+ informasjonsside: http://vip.strusoft.com/index.php?option=com_content&task=view&id=13&Itemid=44&lang=sv [7.april 2008]

[25] emilco, VIP+ informasjonsside: http://www.emilco.no/vip/ [7.april 2008]

[26] emilco, VIP+ produktblad: http://www.emilco.no/filarkiv/Brosjyrer_og_prislister/ [7.april 2008]

[27] EQUA, IDA ICE informasjonsside: http://www.equa.se/ice/intro.html [8.februar 2008]

[28] EQUA simulation AB, *IDA Indoor Climate and Energy 3.0 manual*

[29] Arnkell J.Petersen, Erichsen & Horgen AS, samtaler og utlevert informasjonsmateriale, vår 2008

[30] Per Sahlin, EQUA Simulation AB, mailkorrespondanse våren 2008

[31] EQUA simulation AB, *IDA Indoor Climate and Energy 4.0 tutorial; Introduction for ICE 3 users,* http://www.equaonline.com/ice4beta/ [10.mars 2008]

[32] H.,Poiraizis, *Single and Doubled Skin Glazed Office Buildings,* doktoravhandling, Institutt for energi- og bygningsdesign, Universitetet i Lund, 2008

[33] Hansen, S.O., Thue, J.V., Skarstein, Ø., Gjerstad, F.O., Novakovic, V., *ENØK i bygninger*, 2.utgave, Universitetsforlaget AS, s.122-123, 1996, ISBN 82-00-42307-7

[34] Norsk standard, NS 3031, *Beregning av bygningers energiytelse - Metode og data*, 5. utgave 2007

[35] Teknisk forskrift til Plan- og Bygningsloven, *Forskrift om krav til byggverk og produkter til byggverk(TEK) av 1.februar 2007, § 8*

[36] ENERGY STAR, *Merking av energieffektivt kontorutstyr,* http://www.eu-energystar.org/no/no_008b.shtml [8.februar]

[37] IDA - Indoor Climate and Energy User's page, http://www.equaonline.com/iceuser/index.html#iceweather.html?lic=ICE40:BETA07/XEW1.224.164.25.32 [20.februar 2008]

[38] Acti-Com a.s, Produktblad for kjølekonvektor type ODIN

[39] Ida H. Bryn, Erichsen & Horgen AS, samtaler og mailkorrespondanse, vår 2008

[40] Folkehelsa*, Anbefalt faglige normer for inneklima,* Rapport fra arbeidsgruppe nedsatt av Folkehelsa, 1996, http://www.fhi.no/dav/249C03CEC6614E87862368DA175E7A31.pdf [14.februar]

[41] EQUA simulation AB, *IDA Indoor Climate and Energy 4.0 tutorial; Introduction for ICE 3 users,* http://www.equaonline.com/ice4beta/ [10.mars 2008]

[42] Norges byggforskningsinstitutt, *Prosjektering av energieffektive ventilasjonsanlegg*, Byggforskserien, Byggdetaljer 552.335, Sending 2-2000

[43] Sørensen, H.H., *Behovsstyrt ventilasjon,* Artikkel i Norsk VVS, Nr. 10, 2006

[44] Sørensen, H.H., Stampe, O.B., Ludvigsen, F.H, *Ventilation Ståbi,* 2.utgave, Nyt Teknisk Forlag, s.451, 2004, ISBN 87-571-1982-1

[45] Sørensen, H.H., Stampe, O.B., Ludvigsen, F.H, *Ventilation Ståbi,* 2.utgave, Nyt Teknisk Forlag, s.75, 2004, ISBN 87-571-1982-1

[46] Børresen, B.A., *Temperatur og kjøleeffekt kan håndberegnes,* Artikkel i Norsk VVS, Nr. 7, 2007

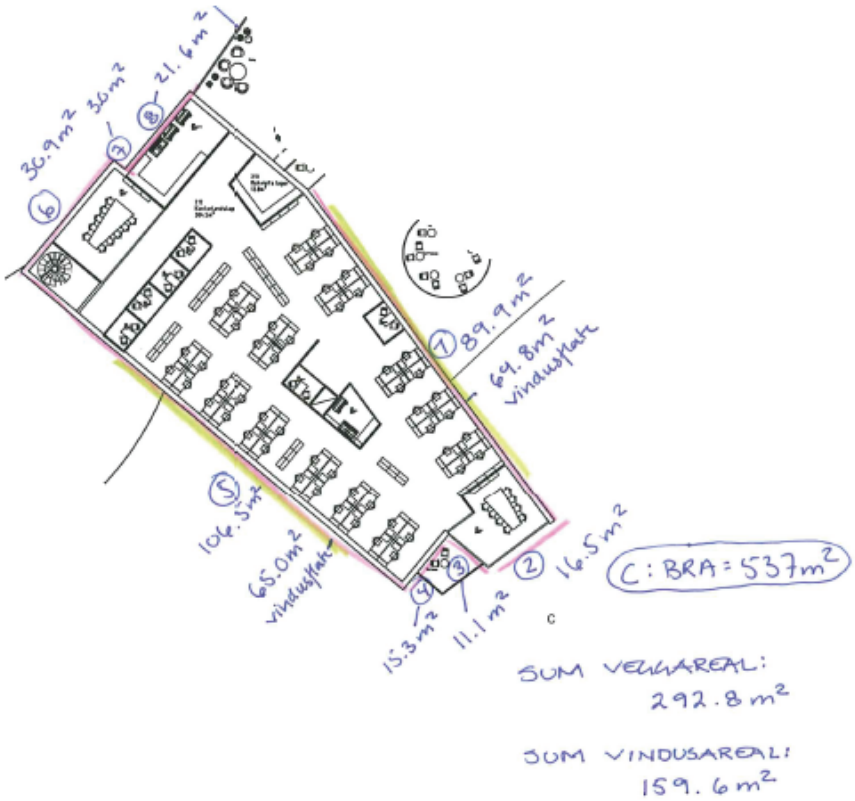
[47] Norsk standard, NS-EN ISO 7730, *Ergonomi i termisk miljø - Analytisk bestemmelse og tolkning av termisk velbefinnende ved kalkulering av PMV- og PPD-indeks og lokal termisk komfort,* 3.utgave 2006

[48] European Commission; Directorate-General for Energy and Transport, 2006. *Statistical Pocketbook 2006; Energy.* http://ec.europa.eu/dgs/energy_transport/figures/pocketbook/2006_en.htm [28.oktober 2007]

[49] Hansen, S.O., Thue, J.V., Skarstein, Ø., Gjerstad, F.O., Novakovic, V., *ENØK i bygninger*, 2.utgave, Universitetsforlaget AS, s.243, 1996, ISBN 82-00-42307-7

Vedlegg

Vedlegg A: Kontorbygget i Kittelsbukt



Figur A-1: Planskisse for lamell C,2.etasje

Figur A-1 viser hvordan etasjeløsningen er i kontorlandskapet som var utgangspunktet for de brukte simuleringsmodellene.

0753 – KITTELSBUKT Bygg 1 - FORPROSJEKT

Oversikt over bruksareal (BRA)

		BRA	BRA Kontorareal	BRA arbeidsplasser (kontorareal uten areal for møtero
1.etasje	Lamell A	351m2	250m2	210m2
	Basen	964m2		
	Felles areal	832m2		
	Areal for møterom	237m2		
	Sum	**2384m2**		
2.etasje	Lamell A	404m2	301m2	245m2
	Bro A	60m2		
	Lamell B	468m2	330m2	244m2
	Hage B	92m2		
	Lamell C	537m2	484m2	424m2
	Lamell D	329m2	204m2	177m2
	Hage D	106m2		
	Lamell E	376m2	320m2	261m2
	Hage E areal avventes i forhold til koordinatplassering av K5			
	Sum	**2372m2**	**1639m2**	**1351m2**

ARBEIDSPLASSER

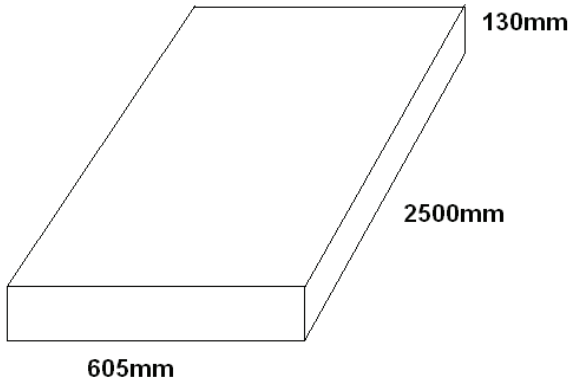
		Antall arb.plasser i åpent landskap	Antall arb.plasser i cellekontor
1.etasje	Lamell A	20 stk.	12 stk.
	Base	6 stk.	
	Sum	26 stk.	12 stk.
2.etasje	Lamell A	28 stk.	16 stk.
	Lamell B	28 stk.	18 stk.
	Lamell C	52 stk.	24 stk.
	Lamell D	24 stk.	12 stk.
	Lamell E	34 stk.	14 stk.
	Sum	166 stk.	84 stk.

For å beregne brukertettheten i simuleringsmodellen ble det tatt utgangspunkt i kun kontorlandskapet i lamell C i 2.etasje. Selve kontorlandskapet har et oppvarmet bruksareal på 386,5 og har 52 arbeidsplasser. Dette gir en brukertetthet på 0,135 brukere per m^2.

Vedlegg B: Dimensjonering av kjølebaffel

I oppbygningen av simuleringsmodellen for romkjøling er det tatt utgangspunkt i en kjølekonvektor av type ODIN 130-605 fra Acti-com AS[38]. Dette er en såkalt fritthengende egenkonveksjonsbaffel.

Målene på baffelen er som vist i Figur B-1.



Figur B-1: Dimensjonene på kjølebaffelen

Følgende er antatt[16]:

$T_{tur,isvann}$ = 15 ºC, kan ikke være lavere av hensyn til kondens.

$T_{retur,isvann}$ = 17 ºC

Dette gir en middeltemp på T_m= 16 ºC

Velger at maksimal romtemperatur aldri skal overstige 26 ºC.
ΔT mellom isvann og romtemperatur blir da 10 ºC => Dette er da ved maksimal effekt.

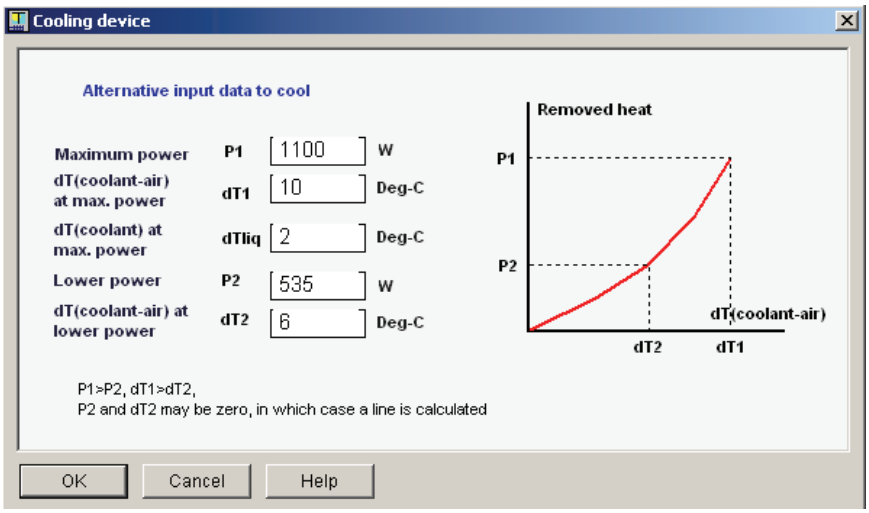
Ved minste kjøleeffekt, dvs. ved 22 ºC(settpunkt kjøling i referansescenarioet) blir ΔT = 6 ºC.

Tabell B-1: Kjølekapasitet per meter aktiv lengde for Type ODIN-130-605[38]

ΔT [ºC]	6	7	8	8,5	9	9,5	10	11
P [W/m]	214	266	322	352	382	411	440	510

Ut fra tabell B-1 får vi en maksimal effekt på 1100 Watt ved ΔT = 10 ºC og en minsteeffekt på 535 Watt ved ΔT = 6 ºC

I IDA ICE blir inndata for kjølebaffelen slik som i figur B-2.



Figur B-2: Skjermbilde av inndata for kjølenhet i IDA ICE

For å finne ut det nødvendige antall kjølebafler for kontorlandskapet ble det kjørt en rekke simuleringer ved dimensjonerende sommerforhold med streng temperaturkontroll med settpunkt kjøling lik 22 ºC. Etter litt prøving og feiling viste det seg at det var nødvendig med 36 kjølebafler av overnevnte type i den enkelte sone for å kunne opprettholde ønsket temperaturnivå i kontorlandskapet. Antallet bafler er nok urealistisk stort da det tillatte slingringsmonn på romtemperatur er meget lite. Det at kjøleanlegget i simuleringsmodellen er overdimensjonert er ikke av så stor betydning med tanke på de aktuelle betraktninger. Det viktigste har her vært at det er installert nok kjøleeffekt.

Vedlegg C: Kontroll av simuleringsverktøy

TEMPO

Beregningsmetoden TEMPO er delt inn i tre trinn[46]:

Trinn 1: Midlere romtemperatur over døgnet
Trinn 2: Effektvariasjon over døgnet
Trinn 3: Romtemperaturvariasjon over døgnet

Følgende antagelser/forenklinger er gjort:

- Antas bruk av 1-glass vinduer der maksimal solintensitet gjennom vinduet er satt til 700 W/m^2
- Innstrålt solenergi fordeles i 1/3 konveksjonsvarme og 2/3 strålingsvarme
- Solavskjermingen, her utvendige persienner, er nede hele tiden.
- Varmeveksling gjennom gulvet er neglisjert.
- Det er antatt at uteluftens temperatur svinger med ±6 ºC for det aktuelle døgn
- Det er antatt at vifte hever temperaturen med 1,25 ºC
- Antar at bygget er middels tungt, konvektiv faktor er satt til 10
- Antar at hele kontorlandskapet er en enkelt sone uten noen fysisk adskillelse.

Nedenfor er skjemaet som er benyttet for beregninger etter TEMPO.

Institutt for VVS-teknikk,
N-7034 Trondheim-NTH.

TEMPO — TRINN 1

MIDLERE ROMLUFTSTEMPERATUR

Bygning : Simuleringsmodell i IDA ICE 4.0

Gulvareal : 900 m²
Vindusareal : 225,4 m²
Vindusavskjerm. : 0,077
Ventilasjon : 9720 m³/h
Fasaderetning : N, Ø, V

Vindustransport : 1,1 W/m²°C · 225,4 m² = 247,94 W/°C

Ytterflatetransport : 0,18 W/m²°C · 136 m² (vegger) = 353,6 " + 108 W/°C (tak)

Vent. transport : 9720 m³/h · 1/3 W/(m³/h)°C = 3240 "

Transportevne : Tr = 3949,5 W/°C

Soltilskudd : 4700 Wh/m²døgn · 0,077 (avskjerm. faktor) · 225,4 m² (vindusareal) = 81572,3 Wh/døgn

Personvarme : 174 (antall) · 122 W · 12 h/døgn = 21816 "

Maskin/lys : 225 00 W · 12 h/døgn = 270000 "

Viftevarme : 9720 m³/h · 1/3 W/(m³/h)°C · 1,25°C · 24 h/døgn (10) = 97200 "

$\Delta Q_{døgn}$ = 659568,3 Wh/døgn

Effekttilskudd i middel : $\overline{\Delta Q} = \Delta Q_{døgn}/24$ = 27482,8 W

Midlere romluft-temperatur økning:

$$\overline{\Delta t_r} = \frac{\overline{\Delta Q}}{Tr} = \frac{W}{W/°C} = 6,96\ °C$$

Midlere romluft-temperatur, $\overline{t_r}$, fås ved å legge til døgnmiddeltemp. for utelufta, t_u:

$$\overline{t_r} = \overline{t_u} + \overline{\Delta t_r} = 22,1°C + 6,96°C = 29,06°C$$

TEMPO — TRINN 2

EFFEKT-VARIASJON

Rommets flater :

Akkumuleringstype : M (lett/middels/tung)

Solvarme stråling : 2/3 · 700 W/m² · 0,077 (avskjerm. faktor) · 225,4 m² (vindusareal) · 0,5 (konvektivfaktor*) = 4049,7 W

konveksjon: 1/3 · 700 W/m² · 0,077 · 225,4 m² = 4049,7 "

Personvarme (maks-min) : W - W = 17568 "

Maskin/lys (maks-min) : W - W = 22500 "

Utetemp. belastning : 12°C · W/°C (transportevne, Tr (vindu+ventilasjon)) = 41855,3 "

Belastningsvariasjon $(2 \cdot \tilde{Q}_o)$ = 90022,7 W

$\tilde{Q}_o$ = ±45011,3 W

Merknader:

*konvektivfaktor:

k_k = 0,7 for lett type rom, dvs. bindingsverk m/mineralullisolering i vegger, gulv og tak. Trepanelkledning.

k_k = 0,2 - 0,3 for tunge rom, dvs. over 50% av omgivende romflater er utildekket, armert betong.

k_k - mellomtunge romtyper finnes ved interpolasjon.

TEMPERATUR-VARIASJON

Transportevne, Tr: (vindu+ventilasjon) = 3487,94 W/°C

Lagringsevne : 10 W/m²°C (lagringstall*) · 900 m² (gulvareal) = 9000 "

Varmeslukevne, S : = 12487,9 W/°C

Temperaturvariasjon:

$$\tilde{\Delta t}_r = \frac{\tilde{Q}_o}{S} = \frac{45011,3\ W}{12487,9\ W/°C} = 3,6\ °C$$

Romluftens maks. temperatur:

$$\overline{t_r} + \tilde{\Delta t}_r = 29,06°C + 3,6°C = 32,66\ °C$$

Romluftens min. temperatur :

$$\overline{t_r} - \tilde{\Delta t}_r = 29,06°C - 3,6°C = 25,46\ °C$$

Inntil $\tilde{Q}_o$ kan spares på kjøleeffekten ved installasjon av kjølemaskineri, ved å la romtemperaturen gå $\tilde{\Delta t}_r$.

* Lagringstall:

k_L = 5,0 - 7,0 W/m²°C for lett type rom (pr. m² gulvareal)

k_L = 12,5 - 15,0 " " tung " "

For beregning av nødvendig kjøleeffekt og underkjølte luftmengder er følgene formler benyttet:

$$Q_0 = T_r \cdot \left(\bar{t}_r - t_{\varnothing} \right) + \tilde{Q}_0 - S \cdot \Delta t_{glidn} \qquad [\mathrm{W}] \qquad \text{(C-1)}$$

$$G_0 = \frac{Q_0}{\Delta t \cdot \rho \cdot c_p} \qquad [\mathrm{m^3/h}] \qquad \text{(C-2)}$$

Der:

Q_0 = Rommets kjøleeffekt [W]

T_r = Rommets transportevne [W/ ºC]

$\bar{t}_r$ = Døgnmiddeltemperatur for rommet

$t_{\varnothing}$ = Ønsket romtemperatur

$\tilde{Q}_0$ = Effektvariasjon

S = Varmeslukevne

Δt_{glidn} = Temperaturglidning

G_0 = Mengde underkjølt luft

Δt = Temperatur forskjell mellom ønsket romtemperatur og tilluftstemperaturen

ρ = Luftens tetthet[kg/m^3]

c_p = Luftens spesifikke varmekapasitet [Wh/m^{3}ºC]

I beregningene på kjølebehov er trinn 1,2 og 3 i TEMPO gjennomregnet på nytt. Denne gang er mekanisk ventilasjon og varme fra vifter utelatt. Det er kun tatt hensyn til utilsiktet ventilasjon gjennom utettheter i bygningskroppen. Den utilsiktede ventilasjonen er satt til 351m^3/h(tilsvarer en luftveksling på 0,5h^{-1}). Det er brukt en tilluftstemperatur på 18 ºC i bergningene på nødvendig underkjølt luftemengde. Nedenfor er skjemaet med den nye gjennomregningen.

Institutt for VVS-teknikk,
N-7034 Trondheim-NTH.

TEMPO — Kjøleeffektberegning — TRINN 1

MIDLERE ROMLUFTSTEMPERATUR

Bygning :

Gulvareal : m²
Vindusareal : m²
Vindusavskjerm. :
Ventilasjon : m³/h
Fasaderetning :

Vegger

Vindustransport : 1,1 W/m²°C · 225,4 m² Tak = 247,94 W/°C
Ytterflatetransport : 0,16 W/m²°C · 136 m² + 104 = 46,16 "
Vent. transport : 3,51 m³/h · 1/3 W/(m³/h)°C = 117 "
Transportevne : Tr = 826,34 W/°C

Soltilskudd : 4700 W/m² døgn · 0,077 · 225,4 m² = 81572,3 Wh/døgn
(avskjerm. faktor, vindusareal)

Personvarme : 144-127 W · 12 h/døgn = 210816 "
Maskin/lys : 225,00 W · 12 h/døgn = 270000 "
Viftevarme : m³/h · 1/3 W/(m³/h)°C · 1,25°C · 24 h/døgn = — "
(10)

$\Delta Q_{døgn}$ = 562388,3 Wh/døgn

Effekttilskudd i middel : $\overline{\Delta Q} = \Delta Q_{døgn}/24$ = 23432,8 W

Midlere romluft-temperatur økning:

$\overline{\Delta t_r} = \frac{\overline{\Delta Q}}{Tr}$ = 23432,8 W / 826,34 W/°C = 28,4 °C

Midlere romluft-temperatur $\overline{t_r}$, fås ved å legge til døgnmiddeltemp. for uteluft, t_u:

$\overline{t_r} = \overline{t_u} + \overline{\Delta t_r}$ = 22,1°C + 28,4°C = 50,5 °C

TEMPO — TRINN 2

EFFEKT-VARIASJON

Rommets flater :
Akkumuleringstype : (lett/middels/tung)

Solvarme stråling : 2/3 · 700 W/m² · 0,077 · 225,4 m² · 0,5 = 10419,7 W
(avskjerm. faktor, vindusareal, konvektivfaktor*)

konveksjon: 1/3 · 700 W/m² · 0,077 · 225,4 m² = 10419,7 "

Personvarme (maks-min) : W - W = 17568 "
Maskin/lys (maks-min) : W - W = 22500 "
Utetemp. belastning : 12°C · 364,94 W/°C = 4379,3 "
(transportevne, Tr (vindu+ventilasjon))

Belastningsvariasjon ($2 \cdot \tilde{Q}_o$) = 52541,7 W

$\tilde{Q}_o$ = ± 26273,3 W

Merknader:

*konvektivfaktor:

k_K = 0,7 for lett typerom, dvs. bindingsverk m/mineralullisolering i vegger, gulv og tak. Trepanelkledning.

k_K = 0,2 - 0,3 for tunge rom, dvs. over 50% av omgivende romflater er utildekket, armert betong.

k_K - mellomtunge romtyper finnes ved interpolasjon.

TEMPO — TRINN 3

TEMPERATUR-VARIASJON

Transportevne, Tr: (vindu+ventilasjon) = 364,94 W/°C

Lagringsevne : 10 W/m²°C · 900 m² = 9000 "
(lagringstall*, gulvareal)

Varmeslukevne, S : = 9364,44 W/°C

Temperaturvariasjon:

$\tilde{\Delta t}_r = \frac{\tilde{Q}_o}{S}$ = 26273,3 W / 9364,44 W/°C = 2,81 °C

Romluftens maks. temperatur:

$\overline{t_r} + \tilde{\Delta t}_r$ = 50,5°C + 2,81°C = 53,31 °C

Romluftens min. temperatur :

$\overline{t_r} - \tilde{\Delta t}_r$ = 50,5°C - 2,81°C = 47,69 °C

Inntil $\tilde{Q}_o$ kan spares på kjøleeffekten ved installasjon av kjølemaskineri, ved å la romtemperaturen gli $\tilde{\Delta t}_r$.

* Lagringstall:

k_L = 5,0 - 7,0 W/m²°C for lett typerom (pr. m² gulvareal)
k_L = 12,5 - 15,0 " " tung " "

Tabell C-1: Nødvendig underkjølt luftmengde og kjølebehov beregnet ut fra TEMPO

	Q_0[kW]	G_0[m^3/h]
$t_ø$ = 21 ºC Δt_{glidn} = 1 ºC	41,3	30968,5
$t_ø$ = 23 ºC Δt_{glidn} = 3 ºC	22,6	8460,5

Resultatene fra TEMPO er blitt sammenlignet med resultater fra simuleringer på en modifisert utgave av simuleringsmodellen for romkjøling beskrevet i kapitel 5. Endringene er i hovedsak:

- Ventilasjonen er av hele tiden
- Persiennene er nede hele tiden
- Alle interne laster er på 100 % i driftstiden(12 timer)

Stasjonær varmebalanse

Kontorlandskapets interne varmetilskudd er i varmebalansen satt med utgangspunkt i maksimal varmeeffekt i driftstiden fra varmebalansen i resultatfilen til IDA ICE.

Soltilskuddet som ble brukt i regnearket var maksimalverdien som inntraff i løpet av dimensjonerende sommerdøgn.

Tabell C-2: Stasjonær varmebalanse for simuleringsmodellen[29]

Generelt			
	Areal	[m²]	900,00
	Maks innetemp/avtrekk	[°C]	22,00
Ventilasjon			
	Tilluftstemperatur	[°C]	18,00
	Luftmengde	[m³/h/m²]	5,40
	Kjøling ved ventilasjon	[kW]	6,48
Personer			
	Personer	[stk/m²]	0,14
	Varmeavgivelse	[W/stk]	144,00
	Varmetilskudd	[kW]	18,14
Lys			
	Varmeavgivelse	[W/m²]	8,90
	Varmetilskudd	[kW]	8,01

Utstyr			
	Varmeavgivelse	[W/m²]	17,40
	Varmetilskudd	[kW]	15,66

Maksimal samtidig solinnstråling			
	Konvektivandel	[kW]	3,40
	Strålingsandel	[kW]	6,80
	Varmetilskudd	[kW]	10,20

Varmebalanse			
	Ventilasjon	[kW]	-6,48
	Personer	[kW]	18,14
	Lys	[kW]	8,01
	Utstyr	[kW]	15,66
	Sol innstråling	[kW]	10,20
	Sum	**[kW]**	**45,53**

Kjølebehovet skal ikke overstige		
	[kW]	**45,53**
	[W/m²]	**50,59**

Vedlegg D: Detaljert resultatoversikt

Her følger en mer detaljert resultatoversikt fra simuleringene i tabellform.
Kolonnene med skygge er de kjølemetodene som ble presentert på årsbasis i rapportens kapitel 6. De øvrige kjølemetodene ble analysert kun for dimensjonerende sommerdøgn grunnet begrensninger i simuleringsverktøyet.

Referansescenarioet

Tabell D-1: Energibehov til ulike energiposter over året ved romkjøling i kWh/(m^2·år)

Energipost	Romkjøling	Romkjøling med mekanisk nattventilasjon	Romkjøling med behovsstyrt vinduslufting	Romkjøling med vinduslufting om natten
Lokal oppvarming	16,55	17,26	16,65	55,78
Lokal kjøling	35,19	33,57	32,58	30,98
Sentral oppvarming	11,26	10,95	11,01	10,93
Sentral kjøling	1,75	0,87	1,45	1,75
Vifter(IDA ICE)	5,61	6,65	5,25	5,53
Vifter(forenkling)	1,39	1,38	1,27	1,37
Pumper	0,13	0,12	0,11	0,10
Belysning	11,90	11,90	11,90	11,90
Utstyr	25,92	25,92	25,92	25,92
TOT(forenkling)	104,10	101,98	100,89	138,73

Tabell D-2: Energibehov til ulike energiposter over året ved ventilasjonskjøling i kWh/(m^2·år)

Energipost	Vent.kjøling	Vent.kjøling med mekanisk nattventilasjon	Vent.kjøling med behovsstyrt vinduslufting	Vent.kjøling med vinduslufting om natten
Lokal oppvarming	12,75	13,09	12,95	46,36
Lokal kjøling	0,00	0,00	0,00	0,00
Sentral oppvarming	21,82	20,25	18,51	19,90
Sentral kjøling	10,77	10,76	10,70	10,73
Vifter(IDA ICE)	15,14	17,02	13,71	14,55
Vifter(forenkling)	15,29	16,29	12,94	10,57
Pumper	0,05	0,05	0,05	0,05
Belysning	11,90	11,90	11,90	11,90
Utstyr	25,92	25,92	25,92	25,92
TOT(forenkling)	98,50	98,26	92,97	125,44

Tabell D-3: Energibehov til ulike energiposter for dimensjonerende sommerdøgn ved romkjøling i kWh

Energipost	Romkjøling	Romkjøling med mekanisk nattventilasjon	Romkjøling med behovsstyrt vinduslufting	Romkjøling med vinduslufting om natten
Lokal oppvarming	0,40	0,70	0,30	0,00
Lokal kjøling	294,70	291,20	293,20	228,60
Sentral oppvarming	0,00	0,00	0,00	0,00
Sentral kjøling	108,60	107,50	98,40	107,60
Vifter(IDA ICE)	19,60	61,30	15,90	18,90
Vifter(forenkling)	4,84	4,93	3,03	4,67
Pumper	1,44	1,42	1,42	1,00
TOT(forenkling)	409,98	405,74	396,36	341,87

Tabell D-4: Energibehov til ulike energiposter for dimensjonerende sommerdøgn ved ventilasjonskjøling i kWh

Energipost	Vent.kjøling	Vent.kjøling med mekanisk nattventilasjon	Vent.kjøling med behovsstyrt vinduslufting	Vent.kjøling med vinduslufting om natten
Lokal oppvarming	0,00	0,00	0,00	0,00
Lokal kjøling	0,00	0,00	0,00	0,00
Sentral oppvarming	0,00	0,00	0,00	0,00
Sentral kjøling	512,90	513,30	513,20	513,00
Vifter(IDA ICE)	77,10	135,00	77,10	77,10
Vifter(forenkling)	91,67	160,56	91,59	91,63
Pumper	1,47	1,47	1,47	1,47
TOT(forenkling)	606,04	675,33	606,26	606,10

Scenario 2

Tabell D-5: Energibehov til ulike energiposter over året ved romkjøling i kWh/(m^2·år)

Energipost	Romkjøling	Romkjøling med mekanisk nattventilasjon	Romkjøling med behovsstyrt vinduslufting	Romkjøling med vinduslufting om natten
Lokal oppvarming	13,02	13,04	13,03	40,44
Lokal kjøling	12,49	10,17	12,50	0,32
Sentral oppvarming	10,44	10,14	10,43	10,13
Sentral kjøling	1,75	0,87	1,71	1,75
Vifter(IDA ICE)	5,62	6,67	5,61	5,55
Vifter(forenkling)	1,40	1,39	1,39	0,00
Pumper	0,03	0,03	0,03	0,01
Belysning	11,90	11,90	11,90	11,90
Utstyr	25,92	25,92	25,92	25,92
TOT(forenkling)	76,95	73,47	76,92	90,48

Tabell D-6: Energibehov til ulike energiposter over året ved ventilasjonskjøling i kWh/(m^2·år)

Energipost	Vent.kjøling	Vent.kjøling med mekanisk nattventilasjon	Vent.kjøling med behovsstyrt vinduslufting	Vent.kjøling med vinduslufting om natten
Lokal oppvarming	9,68	9,76	9,67	46,36
Lokal kjøling	0,00	0,00	0,00	0,00
Sentral oppvarming	9,04	7,55	8,70	19,90
Sentral kjøling	8,08	7,29	7,38	10,73
Vifter(IDA ICE)	7,88	7,91	7,43	14,55
Vifter(forenkling)	4,59	3,81	3,88	0,00
Pumper	0,03	0,03	0,03	0,05
Belysning	11,90	11,90	11,90	11,90
Utstyr	25,92	25,92	25,92	25,92
TOT(forenkling)	69,26	66,26	67,49	114,86

Tabell D-7: Energibehov til ulike energiposter for dimensjonerende sommerdøgn ved romkjøling i kWh

Energipost	Romkjøling	Romkjøling med mekanisk nattventilasjon	Romkjøling med behovsstyrt vinduslufting	Romkjøling med vinduslufting om natten
Lokal oppvarming	0	0	0	0
Lokal kjøling	187,2	155,1	183,4	47
Sentral oppvarming	0	0	0	0
Sentral kjøling	109,6	108,7	108,7	107,5
Vifter(IDA ICE)	19,7	61,3	19,6	19
Vifter(forenkling)	5	5,05	4,91	4,71
Pumper	0,586	0,527	0,576	0,37
TOT(forenkling)	302,386	269,377	297,586	159,58

Tabell D-8: Energibehov til ulike energiposter for dimensjonerende sommerdøgn ved ventilasjonskjøling i kWh

Energipost	Vent.kjøling	Vent.kjøling med mekanisk nattventilasjon	Vent.kjøling med behovsstyrt vinduslufting	Vent.kjøling med vinduslufting om natten
Lokal oppvarming	0	0	0	0
Lokal kjøling	0	0	0	0
Sentral oppvarming	0	0	0	0
Sentral kjøling	444,6	407,3	398,6	314,6
Vifter(IDA ICE)	67,9	79,5	55,8	43,7
Vifter(forenkling)	69,51	67,08	46,46	29,01
Pumper	1,274	1,168	1,143	0,902
TOT(forenkling)	515,384	475,548	446,203	344,512

Vedlegg E: Krav i teknisk forskrift til plan- og bygningsloven[35]

En del av Norges oppfølging av bygningsenergidirektoratet omfatter en revisjon av teknisk forskrift(TEK). I den reviderte utgaven er det kommet nye energikrav knyttet til energibruk i bygninger. De nye kravene trådde i kraft 1.februar 2007, men vil være valgfrie i en overgangsperiode frem til 1. august 2009. Kravene omfatter alle nye bygg samt eksisterende bygg ved søknadspliktig rehabilitering.

I den reviderte utgaven legges det opp til en reduksjon i nye bygningers energibehov på hele 25 %. En viktig endring fra utgaven fra 1997 er at mens den kun omhandler energibruk til oppvarming, så tar den nye utgaven for seg i prinsippet all energibruk i bygget. Sentralt i forskriften er også at alle bygninger skal prosjekteres slik at en vesentlig del, minimum 40 %, av varmebehovet dekkes med en annen energikilde en elektrisitet og fossile brensler.

Oppfyllelse av de nye energikravene kan dokumenteres på to forskjellige måter:

1. Det kan vises at spesifikke energitiltak er oppfylt. Det går an og omfordele, gjøre én del bedre, en annen dårligere, så lenge det totale energibehovet ikke øker.
2. Energibehovet til bygget beregnes etter norsk standard NS 3031. Det skal vises at byggets energibehov ligger under fastsatte energirammer i forskriften.

Som nevnt er det to måter å oppfylle kravene på. Bygningen skal enten være så effektiv at den tilfredsstiller energitiltak angitt i § 8-21a i forskriften, eller tilfredsstiller kravene til samlet netto energibehov(rammekrav) i forskriftens § 8-21b. Uansett alternativ skal ikke minstekrav i § 8-21c overskrides.

Her følger overnevnte paragrafer[35]:

§ 8-21a)
Energitiltak i bygning skal tilfredsstille følgende nivå:

- Samlet glass-, vindus- og dørareal: maksimalt 20 % av bygningens oppvarmede bruksareal(BRA)
- U-verdi yttervegg: 0,18 W/m^2K
- U-verdi tak: 0,13 W/m^2K
- U-verdi gulv på grunn og mot det fri: 0,15 W/m^2K
- U-verdi glass/vinduer/dører: 1,2 W/m^2K som gjennomsnittsverdi inkludert karm/ramme.
- Normalisert kuldebroverdi skal ikke overstige 0,03 W/m^2K for småhus og 0,06 W/m^2K for øvrige bygg, der m^2 angis i oppvarmet BRA.
- Lufttetthet: 1,5 luftvekslinger pr. time ved 50 Pa trykkforskjell. For småhus gjelder 2,5 luftvekslinger pr. time ved 50 Pa trykkforskjell.
- Årsmidlere temperaturvirkningsgrad for varmegjenvinner i ventilasjonsanlegg:70 %.
- Spesifikk vifteeffekt i ventilasjonsanlegg, SFP-faktor (specific fan power):
    - Næringsbygg 2/1 kW/m^3s(dag/natt)
    - Bolig 2,5 kW/m^3s (hele døgnet)

- Automatisk utvendig solskjermingsutstyr eller andre tiltak for å oppfylle krav til termisk komfort uten bruk av lokal kjøling.
- Natt- og helgesenking av innetemperaturer til 19 °C for de bygningstyper der det kan skilles mellom natt-, dag- og helgedrift. Idrettsbygg skal ha natt- og helgesenking av innetemperatur til 17 °C.

Det er tillatt å fravike et eller flere av energitiltakene, dersom kompenserende tiltak gjør at bygningens energibehov ikke økes.

§ 8-21b)

Samlet netto energibehov for bygningen skal ikke være større enn:

Tabell E-1: Rammekrav

Bygningskategori	*Rammekrav kWh/m^2 oppvarmet BRA år*
Småhus	125 + 1600/oppvarmet BRA
Boligblokk	120
Barnehager	150
Kontorbygg	165
Skolebygg	135
Universitet/høyskole	180
Sykehus	325
Sykehjem	235
Hoteller	240
Idrettsbygg	185
Forretningsbygg	235
Kulturbygg	180
Lett industri, verksteder	185

Ved beregning av energibehov for kontroll opp mot rammekravene, skal det brukes standardiserte verdier for bruksavhengig data, samt gjennomsnittlig klimadata fra hele landet. Disse dataene samt selve beregningsmetoden som skal brukes finnes i den nye NS3031.

I kombinasjonsbygg gjelder rammekravene for bygningskategoriene tilsvarende for de respektive arealene.

§ 8-21c)
Følgende minstekrav skal uansett ikke overskrides:

Tabell E-2: Minstekrav

	U-verdi yttervegg, W/m² K	*U-verdi tak, W/m² K*	*U-verdi gulv på grunn og mot det fri, W/m² K*	*U-verdi vindu, W/m² K*	*Lufttetthet, luftvekslinger pr. time ved 50 Pa trykkforskjell*
Bygning	0,22	0,18	0,18	1,6	3,0