

Energieffektiv oppvarming av ishaller

Daniel Bergsagel

Master i produktutvikling og produksjon

Innlevert: juli 2014

Hovedveileder: Hans Martin Mathisen, EPT

Medveileder: Bjørn Åge Berntsen, BAT

Bjørn Aas, BAT

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet

Institutt for energi- og prosessteknikk

EPT-M-2014-14

MASTEROPPGAVE

for

Student Daniel Bergsagel

Våren 2014

Energieffektiv oppvarming av ishaller

*Energy efficient heating of ice halls***Bakgrunn og målsetting**

Det foreligger lite kunnskap om ventilasjons- og oppvarmingssystem for ishaller i Norge. Betydning av termiske krefter, infiltrasjon samt bygningsskallets utforming er i liten grad studert. Det foreligger heller ikke styringstall for optimal temperatur, relativ fuktighet eller friskluftbehov for utøvere av is-idrettene.

Gjennomførte prosjekter viser stor variasjon i tekniske løsninger, med tilsvarende variasjon i investerings- og driftskostnad.

Ishaller kan bygges som kalde, uisolerte rom, eller delvis oppvarmede rom, med eller uten publikumsarealer. Oppholdssone for publikum utgjør en liten del av romvolumet, og det er viktig å beholde en stabilt kald sone over isflaten for å redusere kuldebehovet og sikre jevn iskvalitet. Stor variasjon i personbelastning samt klimapåkjenning setter strenge krav til responstid og kapasitetsregulering av varme- og ventilasjonsanlegg. Helt ulike klimakrav i utøversone og publikumssone stiller spesielle krav til utforming av ventilasjons- og oppvarmingssystem.

Målet med oppgaven er å analysere oppvarmings- og ventilasjonssystem for tre ulike arenaer (Fosenhallen, Leangen Treningshall og Leangen Arena Ishall). Analysen skal omfatte drøfting av klimakrav (friskluftbehov, temperatur, fuktinnhold) for utøvere og publikum. Videre skal isflatens respons på inneklime vurderes, spesielt med vekt på lufthastighet, temperatur og relativ fuktighet. For hvert anlegg skal bygningsskroppens oppbygging, ventilasjons-, oppvarmings- og kuldeanlegg beskrives. Basert på innsamlet informasjon om vann- og energibruk skal anleggene sammenlignes ved bruk av nøkkeltallsanalyse.

Analyse av ventilasjons- og oppvarmingssystem skal beskrive mulige tiltak for forbedring med hensyn på inneklime og energibruk.

Opgaven kan bearbeides ut fra følgende punkter

1. Litteraturgjennomgang
2. Finne fram til aktuelle beregningsverktøy/beregningsmetoder
3. Finne fram til aktuelle case

4. Sette opp modeller for de ulike case
5. Gjennomføre beregninger med hensyn til energibruk og termisk komfort
6. Vurdere kostnader for de ulike løsninger
7. Sammenligne ulike løsninger, anbefalinger for ulike typer lokaler

” - ”

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

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

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

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

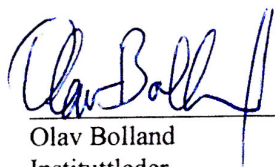
Risikovurdering av kandidatens arbeid skal gjennomføres i henhold til instituttets prosedyrer. Risikovurderingen skal dokumenteres og inngå som del av besvarelsen. Hendelser relatert til kandidatens arbeid med uheldig innvirkning på helse, miljø eller sikkerhet, skal dokumenteres og inngå som en del av besvarelsen. Hvis dokumentasjonen på risikovurderingen utgjør veldig mange sider, leveres den fulle versjonen elektronisk til veileder og et utdrag inkluderes i besvarelsen.

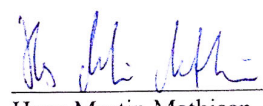
I henhold til ”Utfyllende regler til studieforskriften for teknologistudiet/sivilingeniørstudiet” ved NTNU § 20, forbeholder instituttet seg retten til å benytte alle resultater og data til undervisnings- og forskningsformål, samt til fremtidige publikasjoner.

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

- Arbeid i laboratorium (vannkraftlaboratoriet, strømningssteknisk, varmeteknisk)
 Feltarbeid

NTNU, Institutt for energi- og prosesssteknikk, 3. februar 2014


Olav Bolland
Instituttleder


Hans Martin Mathisen
Faglig ansvarlig/veileder

Medveileder(e):
Bjørn Åge Berntsen
Bjørn Aas
SIAT



Institutt for energi og prossteknologi
Fakultet for ingeniørvitenskap og teknologi
NTNU- Norges teknisk- naturvitenskapelige universitet

TILGJENGELIGHET
ÅPEN

MASTEROPPGAVE 2014

FAGOMRÅDE: Energiforsyning av bygg	DATO: 1. juli 2014	FAGLÆRER: Hans Martin Mathisen
---------------------------------------	-----------------------	-----------------------------------

TITTEL:
Effektiv oppvarming av ishaller
Energy efficient heating of ice halls

UTFØRT AV:

Daniel Bergsagel



SAMMENDRAG:
Ishallers inneklima ligner ikke noe vi finner i andre bygg. Likevel overføres oppvarmings- og ventilasjonsteknisk teori fra bygg med mindre kompliserte forhold. Isoverflaten vil ha kald, stillestående luft, utøvere på isen vil ha mye frisklufttilførsel, og publikum vil ha stillestående luft i varme omgivelser. Motstridene tilstander, hvor alle må tas hensyn til gjennom kompromisser.
Gjennom tre ulike casestudier belyser og problematiserer denne masteroppgaven en rekke aspekt ved oppvarming, ventilasjon og avfukting av ishaller, som kunne løses på mer elegante måter. Oppgaven fokuserer på konseptet bak de ulike løsningene, fremfor et teknisk dypdykk. I 2009 ble utøverområdet i Fosenhallen forsøkt oppvarmet ved å blåse varmluft ned på utøverne. En metode som, grunnet oppdrift og turbulens, raskt viste seg å være både svært energikrevende og vanskelig å kontrollere. I dag står Fosenhallen fortsatt uten oppvarming, og er svært kald innvendig.
Leangen Arena Ishall varmes og ventileres av luft som blåses ut under taket, i fire tilsynelatende vilkårlige vinkler. En av disse utblåsene treffer publikum. Målinger og beregninger av denne luftstrømmen predikerer en så høy andel misfornøyde at det går utenfor skalaen. For å undersøke luftbevegelsene, ble det tilsatt røyk til oppvarmingssystemets takvifter. Denne røyken la seg for det meste rett under taket, tilsynelatende uten nytteverdi for publikum eller utøvere i hallen.
Dagens oppvarmingsløsninger foregår utelukkende ved konveksjon. For bedre energiutnyttelse og høyere termisk komfort, foreslår oppgaven en dreining mot konduksjon og lavintensitetsstråling, gjennom gulvvarme og/eller setevarme. Slik vil det være lettere å tilpasse individuelle behov, fokusere varmen der det er bruk for den, og øke energieffektiviteten radikalt. For billigst og enklest ettermontering foreslås ribberør under setene, med mulighet for fjernvarme.

UTFØRT VED: Varmeteknisk Institutt, NTNU

Kunnskap uten fornuft er dobbelt dårskap.

Baltasar Gracian

Sammendrag

Ishallers inneklime ligner ikke noe vi finner i andre bygg. Likevel overføres oppvarmings- og ventilasjonsteknisk teori fra bygg med mindre kompliserte forhold.

Isoverflaten vil ha kald, stillestående luft, utøvere på isen vil ha mye frisklufttilførsel, og publikum vil ha stillestående luft i varme omgivelser. Motstridene tilstander, hvor alle må tas hensyn til gjennom kompromisser.

Gjennom tre ulike casestudier belyser og problematiserer denne masteroppgaven en rekke aspekt ved oppvarming, ventilasjon og avfukting av ishaller, som kunne løses på mer elegante måter. Oppgaven fokuserer på konseptet bak de ulike løsningene, fremfor et teknisk dypdykk.

I 2009 ble utøverområdet i Fosenhallen forsøkt oppvarmet ved å blåse varmluft ned på utøverne. En metode som, grunnet oppdrift og turbulens, raskt viste seg å være både svært energikrevende og vanskelig å kontrollere. I dag står Fosenhallen fortsatt uten oppvarming, og er svært kald innvendig.

Leangen Arena Ishall varmes og ventileres av luft som som blåses ut under taket, i fire tilsynelatende vilkårlige vinkler. En av disse utblåsene treffer publikum. Målinger og beregninger av denne luftstrømmen predikerer en så høy andel misfornøyde at det går utenfor skalaen.

For å undersøke luftbevegelsene, ble det tilsatt røyk til oppvarmingssystemets takvifter. Denne røyken la seg for det meste rett under taket, tilsynelatende uten nytteverdi for publikum eller utøvere i hallen.

Dagens oppvarmingsløsninger foregår utelukkende ved konveksjon. For bedre energiutnyttelse og høyere termisk komfort, foreslår oppgaven en dreining mot konduksjon og lavintensitets stråling, gjennom gulvvarme og/eller setevarme. Slik vil det være lettere å tilpasse individuelle behov, fokusere varmen der det er bruk for den, og øke energieffektiviteten radikalt. For billigst og enklest ettermontering foreslås ribberør under setene, med mulighet for fjernvarme.

Abstract

The indoor environment of an ice rink is unlike any found in other buildings. Nevertheless is technical theory behind heating and ventilation of buildings with less complex conditions transferred more or less directly into ice halls.

The ice surface prefer cold and stagnant air, skaters on the ice want as much fresh air as possible, and the audience prefer stagnant air in warm environments. Conflicting conditions, which all must be taken into account through compromise.

Three case studies highlights and examines a number of aspects of heating, ventilation and dehumidification of indoor rinks that could be solved in more elegant ways. The thesis focuses on the concept behind the different solutions, rather than a thorough technical approach.

An experiment of heating the ice rink was conducted in 2009. A certain method was used, which due to buoyancy and turbulence, quickly proved to be both highly energy-intensive and difficult to control. Today, Fosenhallen is still without heating and is very cold inside.

Leangen Arena Ice Hall is heated and ventilated by air blown out under the ceiling, in four seemingly arbitrary angles. One of these air streams hit the audience. Measurements and calculations of the airflow predicts such high proportion dissatisfied that it goes beyond the scale.

To investigate the air movement, smoke was added to the heating systems airvents. The smoke spread mostly just below the ceiling, apparently without benefit to the spectators or skaters in the hall.

Today's heating solutions works solely through convection. For better energy efficiency and higher thermal comfort, the thesis proposes a shifting towards conduction and low intensity radiation, through ground heating and/or heated seats. This way it will be easier to adapt to individual needs, focusing heat where it needed, and increase energy efficiency radically. For the cheapest and easiest retrofit the thesis proposes riffled pipes under the seats, with the possibility to use district heating.

Forord

Denne rapporten er en masteroppgave utarbeidet ved Varmeteknisk Institutt ved Norges Teknisk-Naturvitenskapelige Universitet (NTNU) våren 2014. Masteroppgaven utgjør 20 ukers arbeid, tilsvarende 30 studiepoeng.

Rapporten omhandler en gjennomgang av dagens oppvarmingsløsninger i ishaller. Gjennom tre casestudier analyseres energiforbruket i hallene, og det foreslås alternative måter for oppvarming med redusert energibruk og økt termisk komfort.

Jeg ønsker å rette en stor takk til min veileder, professor Hans Martin Mathisen, og medveileder Bjørn Åge Berntsen, for god faglig støtte gjennom arbeidet. Jeg vil også rette en særdeles stor takk til overingeniør og medveileder Bjørn Aas, for ekstraordinær behjelpelighet og deltagelse under forsøk og befaringer, og gode innspill underveis i arbeidet.

Trondheim 1. juli 2014



Daniel Bergsagel

Innhold

Sammendrag	ii
Abstract	iii
Forord	iv
Innhold	v
Figurer	ix
Tabeller	xii
Forkortelser	xiii
Fysiske konstanter	xiv
1 Hva kapitlene inneholder	1
2 Introduksjon	3
2.1 Bakgrunn: Ishaller i Norge og verden	3
2.2 Målet med oppgaven	3
2.3 Struktur	4
2.4 Begrensninger	4
3 Teori	6
3.1 Varmebelastning på isen	6
3.1.1 Stråling	7
3.1.2 Konveksjon og kondensasjon	8
3.1.3 Konduksjon	9
3.1.3.1 Preparering av isen	10
3.1.3.2 Varmer fra bakken	11
3.1.3.3 Varmerlekkasjer til rørsystemet	11
3.1.3.4 Brukere av isflaten	11
3.2 Termisk komfort	12
3.2.1 Vurdering av den termiske komforten	12
3.2.1.1 Lokal termisk påvirkning	14
3.2.2 Temperatur	15
3.2.3 Middelstrålingstemperatur	16

3.2.4	Strålingsassymetri	16
3.2.5	Lufthastighet	19
3.3	Relativ luftfuktighet	19
3.4	Avfukting	20
3.4.1	Mekanisk avfukting	20
3.4.1.1	Sorpsjonsavfuktere	20
3.4.1.2	Sorpsjonsavfuktere med varmepumpe	22
3.4.1.3	Avfuktere med varmepumpe og varmeveksler	23
3.5	Luftkvalitet, friskluftsbehov og ventilasjon	24
4	Casestudier	27
4.1	Fosenhallen	27
4.1.1	Klimatiske forhold i Bjugn	28
4.1.2	Konstruksjonens egenskaper	28
4.1.2.1	Ventilasjon	28
4.1.2.2	Belysning	29
4.1.2.3	Avfukting	30
4.1.2.4	Oppvarmingsmetode	31
4.1.2.5	Energigjenvinning	32
4.1.2.6	Kuldeanlegg	32
4.1.3	Hallens bruksområder	32
4.1.4	Fasiliteter	33
4.1.5	Publikumsareal	34
4.2	Leangen Arena Idrettshall	36
4.2.1	Konstruksjonens egenskaper	36
4.2.1.1	Ventilasjon og oppvarming	37
4.2.1.2	Avfukting	38
4.2.2	Publikumsareal	39
4.3	Leangen Treningshall	40
4.3.1	Konstruksjonens egenskaper	40
4.3.1.1	Oppbygging	40
4.3.1.2	Avfukting	41
4.3.1.3	Oppvarmingsmetode	41
4.3.2	Publikumsareal	42
5	Energibruk i hallene	43
5.1	Fosenhallen	43
5.2	Leangen Arena	46
5.2.1	Totalt energiforbruk	46
5.2.2	Luftoppvarming	47
6	Tiltak for forbedret energiutnyttelse og termisk komfort i Fosenhallen	49
6.1	Beskrivelse av mulige løsninger	50
6.1.1	Luftoppvarming	51
6.1.2	Infrarød stråleoppvarming	55
6.2	Evaluerer av de ulike løsningene	57
6.2.1	Oppvarming med luft	57

6.2.2	Simuleringer i COMSOL	58
6.2.3	Resultater	60
6.2.4	Oppsummering og konklusjon	61
6.3	Avfukting	62
6.3.1	Gjenvinning av kondensasjonsvarme	62
6.3.2	Installering av mer effektiv avfukter uten varmpumpe	63
6.3.3	Installering av mer effektiv avfukter med varmpumpe	63
7	Tiltak for bedre energiutnyttelse i Leangen Treningshall	65
7.1	Oppvarmingsløsning	65
7.2	Avfukting	65
8	Forbedringstiltak i Leangen Arena Idrettshall	67
8.1	Dagens situasjon i Leangen Arena Idrettshall - Oppvarming	67
8.2	Røyktester	68
8.3	Målinger av inneklimateparametere på tribunen	68
8.3.1	Utførelsen av målingene	69
8.3.2	Feilkilder	74
8.4	Forbedret energiflyt	74
8.5	Alternativ oppvarmingsløsning - eksisterende rør	75
8.6	Alternativ oppvarmingsløsning - strålevarme	76
8.6.1	Forsøk med strålevarme	78
8.6.1.1	Utførelse av målinger	78
8.6.1.2	Feilkilder	78
8.6.1.3	Vurdering av energibruken	80
9	Diskusjon og drøfting av resultater	81
9.1	Fosenhallen	81
9.1.1	Kuldesystemet	81
9.1.2	Publikumsområdet	82
9.2	Leangen Treningshall	83
9.2.1	Termiske forhold	83
9.2.2	Avfukting	84
9.3	Leangen Arena Ishall	84
9.3.1	Eksisterende oppvarming og ventilasjon	84
9.3.2	Oppvarming med stråling og/eller konduksjon	85
9.3.2.1	Varme i setene	86
9.3.2.2	Kirkebenkprinsippet - for billig og enkel retrofit	87
10	Konklusjon og videre arbeid	89
A		91
A.1	Beregning av middelstrålingstemperatur	91
B		93
B.1	Risikovurdering	93

C	96
C.1 Temperaturutvekslingsparametere	96
Bibliografi	97

Figurer

3.1	PMV vs PPD	13
3.2	Termisk oppfatning og komfort i uniforme omgivelser. Her fremgår det tydelig hvordan føttene føles kalde og hodet varmt ved samme temperatur (Huizenga 2006).	15
3.3	Forklaring av enhetene i ligningen over	18
3.4	PPD	18
3.5	Consortorb-prinsippet. (ag.no)	21
3.6	Recusorb-prinsippet. (ag.no)	21
3.7	Frigosorb-prinsippet. (ag.no)	22
3.8	Econosorb-prinsippet. (ag.no)	22
3.9	Diagram hentet fra en Menerga-katalog. Her fremgår tydelig den energimessige fordelingen med dette systemet. Det er verdt å merke seg at denne figuren ikke tar temperatur eller relativ fuktighet med i fremstillingen. (Menerga Technical Catalogue v1.01/2014)	23
3.10	Oversikt over luftstrømmene i en Drysolair avfukter	24
3.11	Enkel fremstilling av hvordan luftforurensning skiftes ut av ventilasjonssystemet. (Stensaas 1999)	25
3.12	Stensaas er en av få kilder med informasjon om idrettsanlegg og ishaller. Som vi ser av tabellen, finner vi her informasjon til å regne ut friskluftbehov for generelle haller. (Stensaas 1999)	25
3.13	Oversikt over friskluftbehovet til noen utvalgte lokaler. (Stensaas 1999)	26
3.14	Forurensning per person	26
4.1	Perspektivbilde av Fosenhallen. Foto: Daniel Bergsagel	27
4.2	Geografisk lokasjon av Bjugn. Skjermbilde fra Googlemaps	28
4.3	Illustrasjonsbilde av konstruksjonen. Foto: Daniel Bergsagel	29
4.4	Illustrasjonsbilde av konstruksjonen. Foto: Daniel Bergsagel	29
4.5	Kapasitetsskjema til avfukteren i Fosenhallen, fra produsentens datablad.	31
4.6	Prinsippskisse av avfukteren fra produsentens datablad.	31
4.7	Oversiktsbilde over hallens fasiliteter til sommer- og vintersbruk. (Eggen Arkitekter, 2005)	33
4.8	Bak glassveggen finnes det kombinert kafè og VIP-tribune. Foto: Daniel Bergsagel	34
4.9	Publikumsområde langs skøytebanen. Foto: Daniel Bergsagel	35
4.10	Graf som viser andel misfornøyde som følge av strålingsasymmetri. Den kalde innstrålingen fra stålplatene blir en kombinasjon mellom linje 2 og 3, som indikerer henholdsvis kald vegg og kaldt tak.	35
4.11	Her vises de buede bjelkene og metallplatene i taket	36
4.12	Reflekterende duk i taket	37

4.13	Prinsipiell skisse over utblåset, med samme betrakningsvinkel som figur 4.14	37
4.14	Illustrasjonsbilde av oppvarmingen og ventilasjonen. Luften går i de to oransje rørene på toppen av bildet, og strømmer ut gjennom de rektangulære ventilene.	38
4.15	Luften som tilføres under taket suges ut gjennom kanaler under stolene på tribunen	38
4.16	Den store oransje boksen midt i bildet inneholder selve avfukteren, som fordeler luften gjennom ventilene i det oransje røret i toppen av bildet. Foto: Daniel Bergsagel	39
4.17	Tribunen. Foto: Daniel Bergsagel	39
4.18	Leangen Treningshall Foto: Daniel Bergsagel	40
4.19	Oversikt over luftstrømmene i en Drysolair avfukter	41
4.20	Oppvarmingsmetode for treningshallen. Foto: Daniel Bergsagel	42
4.21	Dører langt opp på veggen illustrerer en tribune som aldri kom. Foto: Daniel Bergsagel	42
5.1	Kartutsnitt som viser distribusjon av fjernvarme i Bjugn. Varmepumpen står nederst til venstre i bildet, og Fosenhallen ligger i midten.	43
5.2	Strømkostnad per måned fra januar til desember.	44
5.3	Strømforbruk per måned fra januar til desember. Vi ser at denne grafen tallmessig er identisk med grafen for strømkostnader, altså er strømmen relativt dyr i innkjøp, med en pris på 1 kr/kWh.	44
5.4	Varmeforbruk per måned fra januar til desember.	45
5.5	Fjernvarmeuttak	45
5.6	Månedlige kostnader fra isproduksjonen. Det fremgår tydelig når sesongen starter.	45
5.7	E.T-kurve av årlig energiforbruk i Leangen Arena.	46
6.1	For ikke å blokkere for belysningen kan ikke luftdysene plasseres innenfor det grå skraverete området på bildet.	51
6.2	En slik løsning vil resultere i 88 dyser totalt. Det grå området er over isflaten, og publikumsarealet innerst til høyre.	52
6.3	Flytskjema av oppvarming med utelukkende luft	53
6.4	Forslag til rørenes plassering	53
6.5	Illustrasjonsskisse av en løsning med vann som energibærer, varmeveksler og luftventiler.	54
6.6	Illustrasjonsskisse av en løsning med vann som energibærer, varmeveksler og luftventiler.	54
6.7	PPD	55
6.8	Forholdet mellom avstand fra ovn til ovn avhengig er av effekten per ovn.	56
6.9	Strømforbruket som funksjon av driftstid, gitt 120 ovner à 1 kW, og 223 driftsdager per år.	56
6.10	Illustrasjonsbilder av utblåsene	57
6.11	Enkel fremstilling av hvor fort temperaturen faller med en gang den kommer ut av røret, ved 4,35 m/s utgangshastighet.	58
6.12	Temperaturfordeling uten oppdrift til venstre, med oppdrift til høyre.	58

6.13	Med en utløpshastighet på 1,93 m/s til venstre, 4,35 m/s til høyre, og 25°C ved utløpet, er det er tydelig at luftstrømmen må ha en viss hastighet for å ha noe som helst effekt i referanseområdet på 0 - 2 m over isflaten. . . .	59
6.14	Her vises det hvordan utløpsluften fra de to utløpene interfererer med hverandre, og skaper en forsterket oppdrift mellom seg. Figuren til venstre har en utløpstemperatur på 15 °C, 20 °C til høyre og begge en utløpshastighet på 5 m/s.	59
6.15	Som vi ser av søylediagrammet, er det en utløpstemperatur på 4 m/s som best oppfyller kravene om høy temperatur ved 1 m og 2 m, og lav temperatur rett over isen.	60
6.16	Illustrasjonbilde av testriggeren. Som vi ser på bildet oppnås nesten ønsket effekt, det mangler bare ca den siste meteren ned til isen.	61
6.17	HX-diagram som illustrerer forholdet mellom avfuktingskapasiteten ved ulike temperaturer.	63
6.18	Recusorb-prinsippet.	64
6.19	Econosorb-prinsippet.	64
8.1	Illustrasjon som viser vinkelen luften blir blåst ut med.	68
8.2	Røyk tilsatt viften som går vannrett. Luften stiger med en gang opp og legger seg under taket. Ingen varm luft når publikum.	68
8.3	Røyk tilsatt til utblåset som går skrått nedover. Luften treffer kun den øverste raden. I tillegg ser det ut som den treffer med relativt høy hastighet, noe som er lite gunstig med tanke på den termiske komforten.	69
8.4	Røyk tilsatt til utblåset som går vannrett ut mot banen. Igjen ser vi at luften stiger opp og legger seg under taket over banen. Verken publikum eller utøvere får nytte av dette.	69
8.5	Måleoppsett for; middelstrålingstemperatur (proben mot høyre), lufthastighet (i midten) og lufttemperatur (til venstre). På bildet står oppsettet på andre rad.	70
8.6	P.O. Fangers komfortdiagram	71
8.7	P.O. Fangers komfortkurve	72
8.8	P.O. Fangers PMV og PPD fremstilling	72
8.9	PPD tabell	73
8.10	Bilde som illustrerer hvordan oppvarmingen prinsipielt er tiltenkt. Det svarte panelet på gulvet er oppvarmet.	76
8.11	Slik ble måleproben posisjonert for å måle varmestrålingen på undersiden av låret, 50 cm fra den varme overflaten.	79
8.12	Her vises hvordan måleproben var plassert for å måle varmestrålingen i ryggen/nakken på personen foran. 40 cm over den varme overflaten, og snudd 90°.	79
9.1	82
9.2	Lufthastighet	86
9.3	Kirkebenk	88
B.1	Sikker Jobb Analyse 1	94
B.2	Sikker Jobb Analyse 2	95

Tabeller

3.1	Sammenheng mellom temperatur og fuktighet for å unngå tåke	20
3.2	Sammenheng mellom temperatur og fuktighet for å unngå råte- og muggvekstforhold	20
8.1	Måleresultat som viser i hvilken grad de ulike kroppsdelene opplever en økt temperatur.	79
8.2	Måleresultat som viser effekten de ulike kroppsdelene blir bestrålt med . .	80

Forkortelser

PMV	P redicted M ean V ote
PPD	P redicted P ercentage D issatisfied
MST	M iddel strålings T emperatur
RH	R elativ F uktighet

Fysiske konstanter

Luftens tetthet $\rho = 1,005 \text{ kg/m}^3$

Luftens varmekapasitet $C_P = 1,2 \text{ kJ/kgK}$

Stefan Boltzmann konstant $\sigma = 5,674 \times 10^{-8} \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-4}$

Kapittel 1

Hva kapitlene inneholder

Kapittel 2: Introduksjon

Bakgrunnsinformasjon hva som ligger til grunn for oppgaven, og hva målet er.

Kapittel 3: Teori

- Grunnleggende teori om varmeoverføringsprinsipp.
- Faktorer som belaster og sliter på isen
- En innføring i grunnleggende termisk komfort, med fokus på situasjoner ishaller. Litt om forsøk som ligger til grunn for forslag og konklusjoner senere i oppgaven.
- Ulike avfuktingsteknologier; hvor effektive og robuste de ulike teknologiene er med tanke på energiforbruk og termisk operasjonsområde.

Kapittel 4: Casestudier

Oppgaven tar for seg tre ulike case. Her står det om relevante aspekt ved de ulike byggene, slik som oppvarmingsmetode, ventilasjonssystem, avfuktingsløsning, fysiske dimensjoner og bruksområdene til hallen.

Kapittel 5: Energibruk i hallene

Hvilke ting i ishallerne krever energi, hvor kommer denne energien fra og hvordan varierer forbruket med årstidene.

Kapittel 6: Tiltak for bedre energiutnyttelse og termisk komfort i Fosenhallen

En oppsummering av et forsøk utført av VTT Technical Research Centre of Finland, som

gikk ut på en oppvarminsløsning med varmluft blåst ned på isbanen. Videre om dagens avfuktingsløsning, og forslag til bedre energiutnyttelse av denne.

Kapittel 7: Tiltak for bedre energiutnyttelse i Leangen Treningshall

Om forbedringspotensialet til dagens avfuktings- og oppvarminsløsning.

Kapittel 8: Forbedringstiltak i Leangen Arena Idrettshall

Det mest omfattende kapittelet i oppgaven, og caset det er jobbet mest med.

- Røyktester utføres for å analysere luftstrømmene i hallen fra ventilasjon og oppvarming.
- Målinger av inneklimateparametere foretas, og resultatene settes inn i formelverk fra teorikapittelet.
- Ny ventilasjon- og oppvarminsløsning foreslås, og forsøk utføres i praksis.
- Diskusjon rundt resultat fra forsøk.

Kapittel 2

Introduksjon

2.1 Bakgrunn: Ishaller i Norge og verden

Stadig økende krav til både energieffektivisering og termisk komfort, spesielt i offentlige bygg, setter dagens ishaller i et dårlig lys. Ishaller er ofte dårlig isolerte, ubehagelig kalde og har et høyt energibehov. Det foreligger begrenset kunnskap om ventilasjon- og oppvarmingssystem for ishaller i Norge, og teorien bak utformingen av dette overføres i stor grad fra vanlige bygg, med helt andre termiske parametere. I tillegg til et voldsomt energiforbruk, kan dette resultere i dårlig termisk komfort og inneklimate, for både utøvere og publikum.

Oppholdssonen for publikum representerer i en ishall en liten del av romvolumet, og det vil være lite hensiktsmessig å varme opp all luften i hele hallen. Derfor er det viktig med smart energifordeling i en slik hall. Isflaten skaper unike termiske forhold, og helt ulike klimakrav i utøver- og publikumssone stiller spesielle krav til utforming av ventilasjons- og oppvarmingssystem.

2.2 Målet med oppgaven

Målet med oppgaven er å analysere oppvarmings- og ventilasjonssystem for tre ulike arenaer (Fosenhallen, Leangen Treningshall og Leangen Arena Ishall). Analysen skal omfatte drøfting av klimakrav (friskluftbehov, temperatur, fuktinnhold) for utøvere og publikum. Videre skal isflatens respons på inneklimate vurderes, spesielt med vekt på lufthastighet,

temperatur og relativ fuktighet. For hvert anlegg skal bygningskroppens oppbygging, ventilasjons-, oppvarmings- og kuldeanlegg beskrives. Basert på innsamlet informasjon om vann- og energibruk skal anleggene sammenlignes ved bruk av nøkkeltallsanalyse. Analyse av ventilasjons- og oppvarmingssystem skal beskrive mulige tiltak for forbedring med hensyn på inneklime og energibruk.

2.3 Struktur

Innledningsvis presenteres en innføring i grunnleggende termisk komfort, og hvilke inneklimeparametere som påvirker dette. Det blir også en generell gjennomgang av ulike avfukkingsteknologier, hvor energieffektive de er i sitt optimale operasjonsområde, og hvor sensitive de er når de kommer utenfor dette området.

Oppgaven tar så for seg tre ulike case; Leangen Arena Ishall, Leangen Treningshall og Fosshallen. Konstruksjonens tekniske egenskaper gjennomgås, der ventilasjon, belysning, oppvarmingsmetode osv. blir gjort rede for.

Videre blir det sett på dagens energibruk i hallene, og hvilke prosesser som er mest energikrevende, og dermed hvor det eventuelt vil være størst innsparingspotensiale.

Avslutningsvis foreslås forbedringstiltak for hver av de respektive hallen, med tanke på å få ned energiforbruket, samtidig som den termiske komforten opprettholdes.

2.4 Begrensninger

I dagens teori omkring termisk komfort, tar ikke tabellene for seg omgivelser med operativ temperatur lavere enn omkring 16 °C. Temperaturen i ishaller ligger ofte langt under dette, og det er dermed en stor usikkerhet knyttet til anslagene omkring andel misfornøyde personer. I prediksjonene vedrørende PMV og PPD er det brukt laveste tilgjengelige temperatur fra tabellene, selv om temperaturen i virkeligheten ligger lavere. Dette gir derfor meget konservative anslag.

I dagens ISO-standarder finnes det lite data for ventilasjonsbehov i idrettsbygg. Begrenset tilgang til detaljert informasjon om energiflyten til de ulike hallene detaljerte nøkkeltallsanalyser vanskelig gjennomførbart. Estimerer er gjort med bakgrunn i tilgjengelig informasjon. Hallene er ganske ulike, og ikke direkte sammenlignbare.

Kapittel 3

Teori

3.1 Varmebelastning på isen

Varmebelastningen på isen i innendørshaller kan deles inn i de tre vekjente kategoriene for varmeoverføring:

1. Stråling, q_{rad}
2. Konveksjon q_{conv}
3. Konduksjon q_{cond}

Total varmelastning blir altså:

$$q_{tot} = q_{rad} + q_{conv} + q_{cond} \quad (3.1)$$

I de neste avsnittene blir det vist at varmelastningen fra konveksjon ligger omtrent tre ganger høyere enn fra konduksjon, og strålingsbidraget ligger et sted midt imellom. På en ishockeybane kan varmelasten på isen ligge på omkring 141 kW, fordelt på $q_{conv} = 71$ kW, $q_{cond} = 25$ kW og $q_{rad} = 45$ kW. I avsnittene som følger er det vist hvordan disse verdiene er regnet ut.

3.1.1 Stråling

Isflaten blir utsatt for varmemstråling fra to hovedkilder; taket og belysningen:

$$q_{rad} = q_{ceil} + q_{light} \quad (3.2)$$

Strålingen fra belysningen er enkel å anslå ved hjelp av effekten til pærene. Ifølge ASHRAE [1] blir opp til 60 % av energien fra lysstoffrør i taket absorbert som varme i isen. Strålingen fra taket krever litt mer utregning.

Strålingen fra taket avhenger av emissivitetskonstanten til materialet i taket. Et treetak har eksempelvis en emissivitetskonstant på 0,9, noe som tilsier lite refleksjon og høy varmemstråling ned på isen. I mange ishaller er det derfor montert et reflekterende belegg i taket, for å reflektere den kalde utstrålingen fra isen (teknisk sett fravær av varmemstråling - men kalt utstråling for bedre lesbarhet) ned igjen på isenflaten. En perfekt aluminiumsoverflate kan ha en emissivitetskonstant så lavt som 0,1. Dermed kan ideelt sett strålingsbelastningen fra taket reduseres med $\frac{0,9 - 0,1}{0,9} = 89\%$ [2]. I praksis blir selvsagt reduksjonen i innstråling mindre, men det viser at det er mye å hente på et reflekterende belegg. Strålingen fra taket kan uttrykkes slik:

$$q_{ceil} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A(T_{ceil}^4 - T_{IR}^4) \quad (3.3)$$

Hvor, ε er emissiviteten, σ er Stefan Boltzmann konstant, A er overflatearealet og T_{ceil} og T_{IR} står for overflatetemperaturen til henholdsvis taket og isoverflaten. Her er det naturlig å merke seg at temperaturene er opphøyd i fjerde potens, og en liten endring i temperaturer gir store utslag på utstrålingen.

For å undersøke hvor mye varmetilførsel som kommer fra stråling, kan vi sette opp et enkelt regneeksempel med typiske verdier for en ishockeyhall; takareal på 2200 m², $\varepsilon = 0,4$, taktemperatur på 15 °C, isoverflatetemperatur på - 3 °C og 20 kW belysning:

$$q_{rad} = 0,4 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 2200 \cdot (287^4 - 270^4) + (60\% \cdot 20kW) = 45kW \quad (3.4)$$

3.1.2 Konveksjon og kondensasjon

Is - luft konveksjonen avhenger hovedsaklig av faktorer som temperaturgradienten mellom lufttemperaturen og istemperaturen, og lufthastigheten langs isen. Dette er viktig å ta i betraktning når man skal designe et hensiktsmessig oppvarmings- og ventilasjonssystem. Følgende ligninger beskriver belastningen på isen som følge av konveksjon [1]:

$$\alpha_C = 3,41 + 3,55 \cdot V_{air} \quad (3.5)$$

$$q_{conv} = \alpha_C \cdot A_{IR} \cdot (T_{air} - T_{IR}) \quad (3.6)$$

Vi bruker videre en typisk ishockeybane som eksempel: Med en lufthastighet langs isen på 0,15 m/s, et areal på 1800 m², istemperatur på - 7 °C og lufttemperatur på 3 °C gir dette følgende energitap i form av konveksjon:

$$q_{conv} = 3,94 \cdot 1800 \cdot (3 - (-7)) = 71kW \quad (3.7)$$

En viktig brikke i den tekniske utformingen av en ishall er fuktkontroll. Derfor vil det senere i teorikapittelet gjøres grundig rede for ulike former for avfukting og tilhørende prinsipper.

Med tanke på varmebelastning på isen spiller luftens relative fuktinnhold en rolle. En av hovedbidragene til å varme opp isen er gjennom kondensasjon. Istemperaturen er vanligvis kaldere enn luften over, noe som fører til at luft med et høyt fuktinnhold vil kondensere på isen, og dermed tilføre den varmebelastning. En god avfukter vil bidra til å redusere dette. Varmebelastningen som følge av kondensasjon på is kan beskrives slik[1]:

$$\alpha_d = 1750 \cdot \alpha_C \cdot \frac{\Delta P}{\Delta T} \quad (3.8)$$

$$P_1 = 10^5 \cdot exp \cdot (12,03 - \frac{4025}{235 + T_{air}}) \quad (3.9)$$

$$P_2 = 10^5 \cdot \exp \cdot \left(17,391 - \frac{6142,83}{273,15 + T_{IR}} \right) \quad (3.10)$$

$$\Delta P = \varphi \cdot (P_1 - P_2) \quad (3.11)$$

$$q_{cond} = \alpha_d \cdot A_{IR} \cdot (T_{air} - T_{IR}) \quad (3.12)$$

Hvor,

$$q_{cond} = \text{Total varmebelastning p\aa isen [W]}$$

$$\alpha_d = \text{Varmeoverf\o rsel gjennom diffusjon [W/m^2K]}$$

$$\varphi = \text{Relativ fuktighet}$$

$$P_1 \text{ og } P_2 \text{ oppgis i bar}$$

$$A_{IR} \text{ er isens areal}$$

$$T_{IR} \text{ er isens temperatur i [}^\circ\text{C]}.$$

Bruker igjen ishockeybanen med samme parametere som forrige eksempel med konveksjon, men trenger n\aa ogs\aa en verdi for relativ fuktighet. Setter denne til 70 %, som er en typisk verdi:

$$q_{cond} = 136251 \cdot 10^{-5} \cdot 1800 \cdot (3 - (-7)) = 25kW \quad (3.13)$$

3.1.3 Konduksjon

Termisk konduksjon er en spontan energioverf\o rsel fra et medium med lav temperatur, til et med h\o yere temperatur. Teknisk sett kan vi gjennom Fouriers lov si at tiden det tar \aa overf\o re varme gjennom et stoff er proporsjonal til den negative temperaturgradienten, eller til det rettvinkede omr\aa det til gradienten som varmen str\o mmer i gjennom:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} = -k \oint_S \nabla T dS \quad (3.14)$$

Hvor,

Q : Mengde varme overført

t : Tid

k : Varmeledningsevne

S : Flaten varmen strømmer gjennom

T : Temperaturen

Eller for bedre lesbarhet; på integrert form for en enkel lineær situasjon med jevnt fordelte temperaturer og isolerte sider:

$$\frac{\Delta Q}{\Delta t} = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (3.15)$$

Hvor

ΔT : Temperaturforskjell

x : Avstand

Varmebidragene til isen forårsaket av konduksjon er følgende punkt. Disse er beskrevet nærmere i de neste avsnittene.

1. Preparering av isen
2. Varme fra bakken
3. Varme lekkasjer til rørsystemet
4. Brukere av isen

3.1.3.1 Preparering av isen

For å holde isen jevn må den behandles med varmtvann og slipes flere ganger daglig. I følge ASHRAE [1] brukes det mellom 400-700 liter vann med temperatur på 30-80°C for en runde med prepareringsmaskinen. Til sammenligning slipes isen på Leangen Arena ca åtte ganger daglig, med et vannforbruk på 300 liter 60°C varmt vann hver gang.

Den totale varmebelastningen for hver gang isen slipes kan beskrives slik [3]:

$$q_{isbehandling} = ([1000 \cdot V_f \cdot [4,2 \cdot (T_W - 0) + 334 + 2 \cdot (0 - T_{IR})]/3600) \cdot n \cdot t \quad (3.16)$$

Hvor,

T_W : Vanntemperatur

V_f : Vannmengde (m^3)

t : Tid (timer)

3.1.3.2 Varme fra bakken

Temperaturgradienten og størrelsen på arealet mellom isbanen og grunnen er avgjørende for hvor mye energi som blir overført mellom dem. I følge ASHRAE [1] er det normalt at mellom 2-4 % av varmebelastningen på isen kommer fra grunnen. Det er derfor viktig med god isolasjon mellom is og grunn.

3.1.3.3 Varmelekkasjer til rørsystemet

Det forekommer også i større eller mindre grad energilekkasjer fra varmen i rommet til rørsystemet, men dette er selvsagt helt avhengig av rørlengde og isolasjon. Rørene er vanligvis godt isolert i nærheten av kjøleanlegget, men i overgangen til isbanen er de ofte uisolerte. I følge ASHRAE bidrar dette til mellom 2-4 % av den totale varmebelastningen.

3.1.3.4 Brukere av isflaten

Det er vanskelig å beregne den nøyaktige varmebelastningen fra brukere av isflaten. Det man derimot vet er at de sliter på isflaten, noe som gjør at den må behandles oftere. Det kan likevel estimeres til 4 % [1].

3.2 Termisk komfort

Termisk komfort er en subjektiv sinnstilstand som uttrykker total tilfredshet med de termiske omgivelser.

Termisk komfort beskriver en persons mentale sinnstilstand, og vanligvis hvorvidt vedkommende føler seg for varm eller for kald. Den er vanskelig å definere med særlig nøyaktighet, da en rekke faktorer spiller inn. Enklest definert er klimaparameterene, men i tillegg kommer personparameterne. Dette dreier seg om alt fra hva og hvor mye personen har spist, til beklednings og aktivitetsnået.

Målet er å oppnå termisk balanse. Dette oppnås når den interne varmeproduksjonen er lik tapet av varme til omgivelsene. Kroppens indre termoregulerende system vil hele tiden forsøke å oppnå termisk komfort ved å justere svettesekresjon, kjernetemperatur og hudtemperatur.

Å oppnå termisk komfort for brukerne av en ishall er en ingeniørmessig utfordring. En ishockeyspiller vil ha et svært høyt aktivitetsnivå, og være lite sensitiv for trekk. En tilskuer vil derimot sannsynligvis sitte stille under store deler av en kamp, med varierende bekledding, ha et høyere krav til operativ temperatur, være mer sensitiv for trekk og konsumere mindre frisk luft. Siden både spiller og tilskuer oppholder seg i samme rom, skaper dette utfordringer for å gjøre begge termisk komfortable.

3.2.1 Vurdering av den termiske komforten

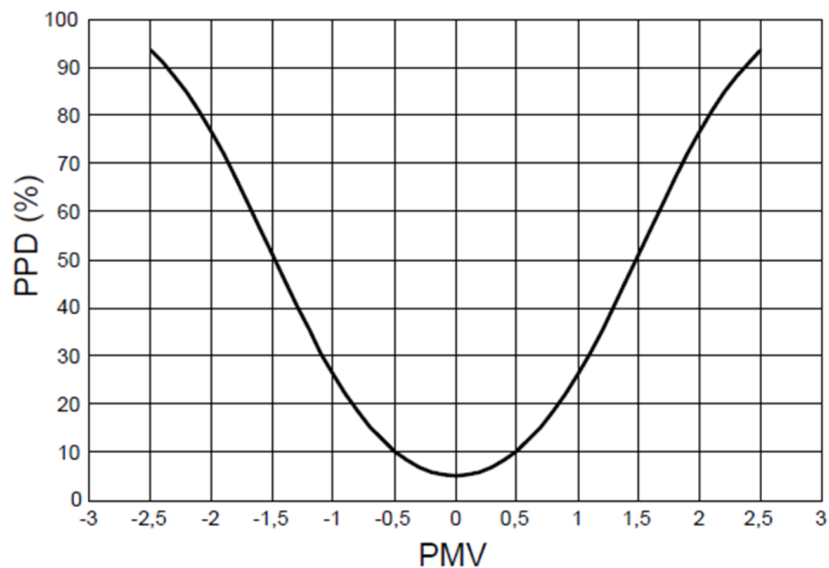
Det finnes i dag et fåtall ulike metoder for å empirisk måle den termiske komforten. Mest brukt i dag er P. O. Fangers *PMV og PPD indeks*, og *ASHRAE Standard 55 Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*

Fundamentet i Fanger sitt verktøy er sammenhengen mellom PMV og PPD-skalaen, som er forkortelser for henholdsvis *Predicted Mean Vote* og *Predicted Percentage of Dissatisfied*. PMV er, som navnet tilsier, en indeks som forutser en midlere verdi av stemmer fra et gitt utvalg, som på en psykofysisk 7 punktsskala fra -3 til +3 vurderer sin egen termiske komfort. Punktene er som følger:

-3 Kaldt

- 2 Kjølilig
- 1 Lett kjølig
- 0 Nøytral
- +1 Lett varm
- +2 Varm
- +3 Hett

Under illustreres sammenhengen mellom PPD og PMV grafisk. Selv med perfekte forutsetninger kan en legge merke til at PPD aldri vil nå 0 %, men ha et bunnpunkt ved 5 %. I praksis kan dette forklares ved at en aldri kan nå en termisk tilstand med 100 % fornøyde brukere, grunnet individuelle behov. Dersom to personer i et rom eksempelvis har ulikt beklædningsnivå, vil det være vanskelig å tilfredsstillе begge sitt temperaturkrav uten å inngå kompromisser. Dermed når vi aldri 0% PPD.



FIGUR 3.1: Sammenheng mellom PMV og PPD

PMV kan uttrykkes med følgende ligning:

$$PMV = 0,303e^{2,100M} + 0,028[(M - W) - H - E_C - C_{res} - E_{res}] \quad (3.17)$$

hvor de ulike parameterene er;

M Metabolisme [W/m^2]

W Effektivt utført arbeid [W/m^2]

H Sensitivt varmetap

E_C Varmetap som følge av svettesekresjon

C_{res} Varmetap som følge av pusting ved konveksjon

E_{res} Fordampingsvarmetap som følge av pusting

Forklaring bak hver enkelt parameter er vedlagt

PPD tallfester hvor mange prosent av et utvalg som sannsynligvis vil oppleve en ubehagelig termisk tilstand. PPD kan uttrykkes som en funksjon av PMV ved følgende ligning:

$$PPD = 100 - 95e^{-(0,03353PMV^4+0,2179PMV^2)} \quad (3.18)$$

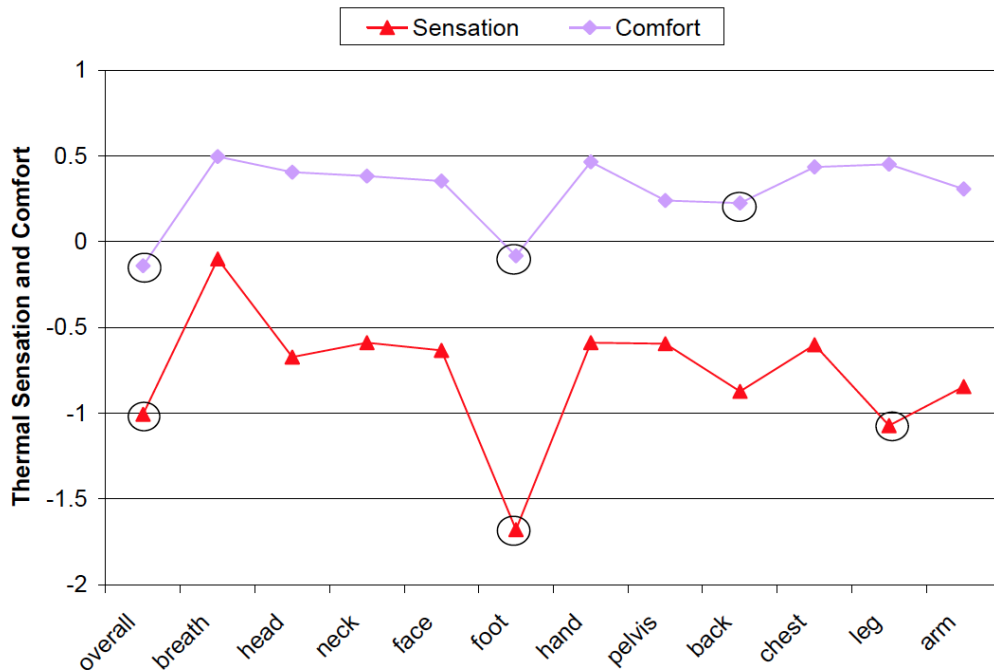
Selv om Fangers modell var relativt avansert og grundig bygget opp, har den sine svakheter, nemlig at den er utviklet fra forsøk gjennomført i laboratorium. Her er det mulig å skape perfekte, uniforme forhold, noe som svært sjeldent stemmer med virkelighetens termiske omgivelser i en ishall. En annen svakhet er at den ikke tar høyde for lokal termisk påvirkning. Det vil for de fleste oppleves mer ubehagelig med kald trekk i halsen enn på leggen. Mer om dette i følgende avsnitt om lokal termisk påvirkning.

3.2.1.1 Lokal termisk påvirkning

Ved UC Berkeley har det blitt gjennomført forsøk som legger mer fokus på konsekvensene av hvor på kroppen den termiske påvirkningen forekommer[4], basert på den mer avanserte "Advanced Human Thermal Comfort Model", utviklet ved samme universitet. Noen av forsøkene ble utført ved å kjøle ned eller varme opp isolerte deler av kroppen på forsøkspersoner, for så å motta tilbakemelding på den subjektive termiske opplevelsen. Andre forsøk ble utført i uniforme omgivelser for å måle hvordan ulike kroppsdelers komfort oppfattes.

Forsøket gav rekke konklusjoner, hvorav følgende har relevans for denne oppgaven:

1. Føttene er konstant kaldere enn resten av kroppen. De er hovedårsaken til termisk diskomfort i kalde omgivelser. Dette problemet er både undervurdert og enkelt å løse ved hjelp av strålepanel, gulvvarme eller lokal varmluftstilførsel[5].
2. Hodet er lite sensitivt for kulde, men føles fort ubehagelig når utsatt for varme. Føles varmere enn resten av kroppen i varme omgivelser.



FIGUR 3.2: Termisk oppfatning og komfort i uniforme omgivelser. Her fremgår det tydelig hvordan føttene føles kalde og hodet varmt ved samme temperatur (Huizenga 2006).

3.2.2 Temperatur

Når det kommer til definerings av hva som er riktig temperatur, er det viktig å skille mellom to begreper. Det ene er lufttemperaturen, som er den temperaturen et termometer som ikke mottar noen form for stråling viser. Det andre er den følte temperaturen, eller den "operative temperaturen". I et rom med stillestående luft vil den operative temperaturen være et snitt av lufttemperaturen og middelstrålingstemperaturen, og kan uttrykkes med følgende formel:

$$T_{operativ} = \frac{T_{ms} + T_{luft}}{2} \quad (3.19)$$

Med stråling er det altså mulig å øke den operative temperaturen uten å øke luftens entalpi i særlig stor grad. Til eksempel kan lufttemperaturen være $17\text{ }^{\circ}\text{C}$ og den operative temperaturen likevel være $21\text{ }^{\circ}\text{C}$, dersom middelstrålingstemperaturen er $25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Dette vil ha en rekke fordeler med tanke på den termiske komforten og energibruk:

- Dersom lufttemperaturen kan senkes, reduserer man naturlig nok behovet for oppvarming med påfølgende lavere energiforbruk.
- Ved å senke lufttemperaturen i rommet oppleves luftkvaliteten bedre. Dette reduserer behovet for ventilasjon, og dermed reduserer man energitapet ventilasjonen medfører i form av viftens energibehov, -og enda viktigere; tap av oppvarmet luft.

3.2.3 Middelstrålingstemperatur

Middelstrålingstemperatur har stor betydning for en persons varmetap og dermed hvor komfortabel han er. Den er enkelt definert, men vanskeligere å måle i praksis.

Termisk stråling er varmen som stråler fra et objekt med høyere temperatur enn omgivelsene. Slik stråling har vanligvis større påvirkning enn lufttemperaturen på vår varmeutveksling med omgivelsene. Huden vår absorberer nesten like mye strålingsenergi som et matt, svart objekt.

I denne oppgaven kommer blir det størst fokus på den oppvarming ved hjelp av langbølget stråling, siden det er eneste alternativ en har ved benyttelse av vannbåren varme som oppvarmingsmedium. Dette er den type stråling som objekter med relativt lav overflate-temperatur avgir $< 100^{\circ}\text{C}$. Metoder for beregning av middelstrålingstemperatur ligger vedlagt i Appendix.

3.2.4 Strålingsassymetri

Denne oppgaven kommer til å foreslå ulike former for oppvarming med stråling, og det er dermed essensielt å avdekke eventuelle ubehagelige bieffekter slik oppvarming medfører. Ën konsekvens av strålingsoppvarming er at det høyst sannsynlig vil oppstå asymmetrisk stråling. Asymmetrisk stråling kan føre til termisk ubehag, selv om komfortligningen tilsier termisk nøytralitet, og det er derfor essensielt å finne ut hvor grensen går mellom

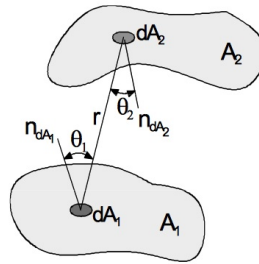
akseptabel og uakseptabel asymmetrisk stråling. Et godt eksempel på asymmetrisk stråling er opplevelsen en får ved å sitte foran et bål om vinteren. I et slikt tilfelle kan den ene siden av kroppen som er vendt mot bålet være svært varm, mens baksiden er kald. Det er forsket på i hvilken grad den asymmetriske strålingen medfører ubehag. Undersøkelsene har studert påvirkningen fra gulv, vegg eller takpanel med ulik overflatetemperatur enn resten av overflatene. Strålingsasymmetrien kan enkelt uttrykkes med følgende formel, med strålingsverdien til den ene flaten minus den andre:

$$\Delta t_{pr} = t_{pr1} - t_{pr2} \quad (3.20)$$

Gagge, Rapp og Hardy [6] utførte undersøkelser hvor fire stillesittende, nakne personer ble eksponert for to høy-temperatures strålekilder plassert over forsøkspersonene. Lufttemperaturen varierte helt ned til 10°C , og personene kunne selv justere strålingsintensiteten. Selv ved de laveste temperaturene hadde de ingen vanskeligheter med å oppnå termisk komfort på tross av høy strålingsasymmetri. Det betydelige varmetapet fra de ubestrålte kroppsdelene ble i tilstrekkelig grad kompensert for fra varmetilførselen på de bestrålte kroppsdelene. Dette stemmer godt overens med at det kan oppleves behagelig å være lettkledd ute i solen, selv ved relativt lave lufttemperaturer.

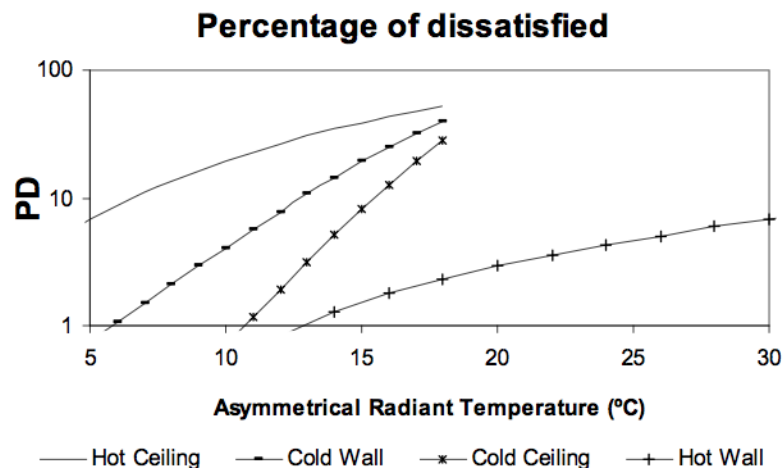
På den annen side viser en rekke undersøkelser, deriblant Chrenko [7], at varmestråling ovenfra som forårsaker en middelstrålingstemperatur høyere enn 2°C kan resultere i ubehag på de øvre kroppsdelene, spesielt hodet. Chrenko sine resultater ble senere brukt av Kollmar [8] som matematisk grunnlag for grensebetingelsene for høyeste tillatte overflate-temperatur i tak, avhengig av takets vinkelfaktor. Vinkelfaktoren avhenger av hvor mye av stråling fra en flate som treffer målet. En vinkelfaktor på $F_{12} = 0,2$ vil for eksempel si at 20 % av den totale utstrålingen fra flate 1 treffer flate 2. Vinkelfaktoren er ikke benyttet regnet på i denne oppgaven, men kan matematisk uttrykkes slik:

$$F_{12} = \frac{1}{A_1} \int_{A_1} \int_{A_2} \frac{\cos \theta_1 \cos \theta_2}{\pi r^2} dA_1 dA_2 \quad (3.21)$$



FIGUR 3.3: Forklaring av enhetene i ligningen over

Den sannsynligvis mest omfattende testen om asymmetrisk stråling ble gjennomført på Kansas State University [9]. 90 stillesittende personer med en bekledding på 0,6 clo ble utsatt for et asymmetrisk strålingsfelt. På den ene siden av testrommet var vegg $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ lavere enn lufttemperaturen, mens den på den andre siden var $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ høyere. Det ble i dette tilfellet ikke gitt noen tilbakemelding om ubehag som følge av asymmetrisk stråling fra *siden*. Som en fortsettelse økte de omfanget av eksperimentet. Antall forsøkspersoner økte fra 90 til 234 og vinkelfaktoren satt til 0,15. De nye temperaturene var henholdsvis $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ høyere og $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ lavere enn romtemperaturen. Ikke i noen av disse forsøkene ble det meldt om ubehag som følge av den vesentlige asymmetrien i strålingen. Først når de økte overflatetemperaturen til over $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ i forhold til lufttemperaturen, kom det klager på dårlig termisk komfort.



FIGUR 3.4: Andel misfornøyde som følge av asymmetri [10]

3.2.5 Lufthastighet

Den termiske komforten avhenger i stor grad av lufthastigheten. Som en tommelfingerregel har vi at luft som beveger seg med mer enn 0,15 m/s kan oppleves som uønsket trekk. Uønsket lufthastighet er et sentralt tema i denne oppgaven, og blir diskutert mer senere.

3.3 Relativ luftfuktighet

Fuktigheten som oppstår i en ishall skyldes hovedsaklig:

- Utøvere
- Publikum
- Fuktig uteluft
- Fordamping av vannet fra prepareringsmaskinen

Den største bidragsyteren av disse er vanligvis fuktighet fra luften utendørs. Siden det oftere er kaldere inne i hallen enn utendørs, vil den relative fuktigheten stige når luften kommer inn i hallen. Dette skjer gjennom ventilasjon, infiltrasjon, åpne dører osv.

En for høy luftfuktighet vil danne grunnlag for gunstige vekstvilkår for muggsopp, og råte i en trekonstruksjon. I en metallkonstruksjon vil faren for korrosjon øke, noe som medfører en økning i vedlikeholdsutgifter og en reduksjon av bygningens levetid.

For å unngå korrosjon bør eksempelvis ikke den relative fuktigheten overstige 80%, ved en innendørs temperatur på 20°C. [11]

Tåke vil først oppstå når luftfuktigheten nærmer seg 100 %. Det kan likevel oppstå tåke i en 15 °C varm hall med en RH på 70 %. Grunnen til dette er trolig at lufttemperaturen synker jo nærmere man kommer isen, og dermed vil den relative fuktigheten øke helt opp mot 100 %.

Lufttemperatur [$^{\circ}\text{C}$]	Relativ fuktighet [%]
5	90
10	80
15	70
20	60

TABELL 3.1: Sammenheng mellom temperatur og fuktighet for å unngå tåke

Lufttemperatur [$^{\circ}\text{C}$]	Relativ fuktighet [%]
5 - 50	>90 - 95
0 - 55	>75 - 95

TABELL 3.2: Sammenheng mellom temperatur og fuktighet for å unngå råte- og muggvekstforhold

3.4 Avfukting

Det er to hovedprinsipp for avfukting av luft:

1. Kjøle ned luften til under duggpunktet for å kondensere vanndampen (Mekanisk avfukting).
2. La den fuktige luften passere over et vannabsorberende materiale (Kjemisk avfukting).

Mekanisk avfukting er den vanligste metoden i ishaller, og det vil derfor kun være et avsnitt om denne typen.

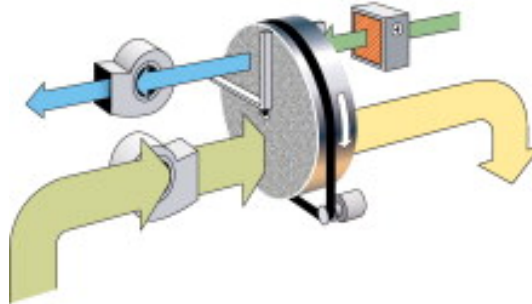
3.4.1 Mekanisk avfukting

Dette avsnittet vil beskrive teorien bak avfukterne benyttet i mine case, samt en ekstra variant for å sammenligne ytelse og effektivitet.

3.4.1.1 Sorpsjonsavfuktere

Sorpsjonsavfuktere benytter seg av det som mer populært kalles Munters prinsipp, etter svensken Carl Georg Munters. Den mest grunnleggende sorpsjonsavfuktingsmetoden kalles av den norske ingeniørfirmaet Alfredson og Gundersen for consorb, og er prinsippet som benyttes i avfukteren i Fosenhallen. I tillegg finnes mer avanserte varianter som econosorb og frigosorb. [12]

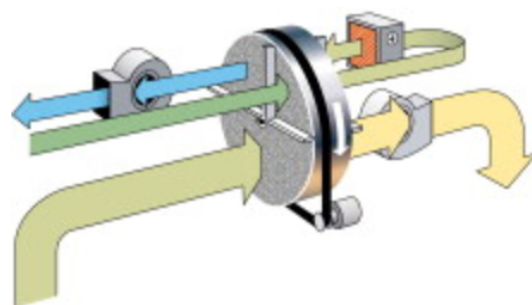
- Consorb: Den fuktige luften (lys grønn pil på bildet) blåses gjennom sorpsjonsrotoren. Fuktigheten i luften overføres til rotormaterialet, og den tørre luften (gul pil) forlater avfukteren.



FIGUR 3.5: Consorb-prinsippet. (ag.no)

Som følge av at rotoren roterer, havner den fuktige delen av rotoren i regenereringsdelen hvor varm luft (mørk grønn) tørker rotoren. Den fuktige luften (blå pil) suges ut. Dette prinsippet benyttes normalt ved lave regenereringstemperaturer, og når man avfukter svært fuktig luft. Med andre ord, forhold som spesielt kjennetegner kalde ishaller.

- Recusorb: En litt mer avansert variant av normal sorpsjonsavfukting. Forskjellen fra normal consorb, er at regenereringsluften føres gjennom rotoren før den varmes opp. Luften tar dermed opp varme fra rotormaterialet, og den relative fuktigheten synker noe. Slik kreves det mindre energi for å nå regenereringstemperaturen, og resultatet blir tørrere og kjøligere tørrluft. Fordelen med dette er at det er en like robust og lite temperatursensitiv konstruksjon som consorb-modellen, men med litt lavere energiforbruk.

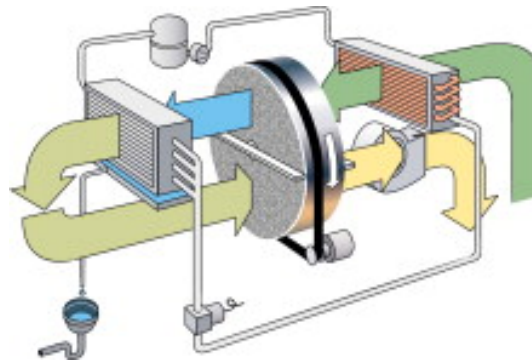


FIGUR 3.6: Recusorb-prinsippet. (ag.no)

3.4.1.2 Sorpsjonsavfuktere med varmepumpe

Ved integrering av varmepumpe i avfuktingsprosessen, reduseres energiforbruket drastisk.

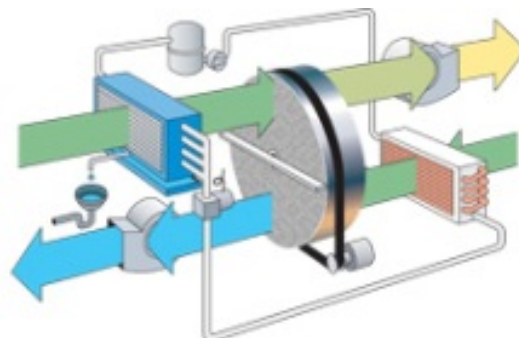
- Frigosorb: Bruker omtrent 1/3 av en konvensjonell adsorpsjonsavfukter. Avfukteren har en varmepumpe som først varmer opp den innkommende luften (mørkegrønn pil), som tørker rotoren. Den fuktige luften (blå pil) kjøles ned og kondenserer vannet.



FIGUR 3.7: Frigosorb-prinsippet. (ag.no)

For å ytterligere avfukte luften, passerer den deretter gjennom rotoren som adsorberer det meste av den gjenstående fuktigheten. I tillegg kondenseres vannet ned i en beholder, noe som gjør den enkel å transportere vekk. Denne løsningen er naturlig nok dyrere, pga. at man trenger en varmepumpe i tillegg.

- Econosorb: Den mest effektive varianten, med et energiforbruk på 1/4 av consorb. Ligner på Frigosorb prinsippet, men den våte luften passerer ikke gjennom fordampere. Den fuktige luften suges gjennom fordampere, og blir enten bare forkjølt, eller både tørrere og forkjølt.



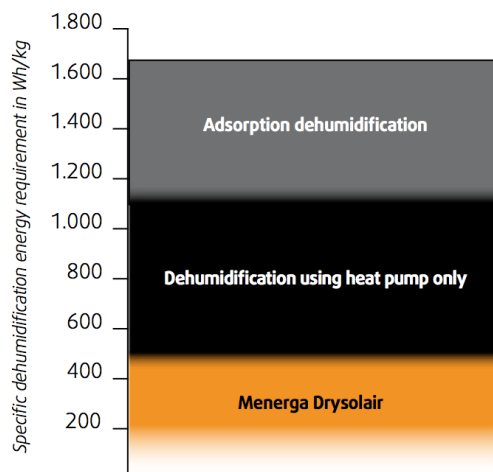
FIGUR 3.8: Econosorb-prinsippet. (ag.no)

Grunnet den innebygde kjølingen har tørrluften samme eller lavere temperatur enn den innkommende prosessluften.

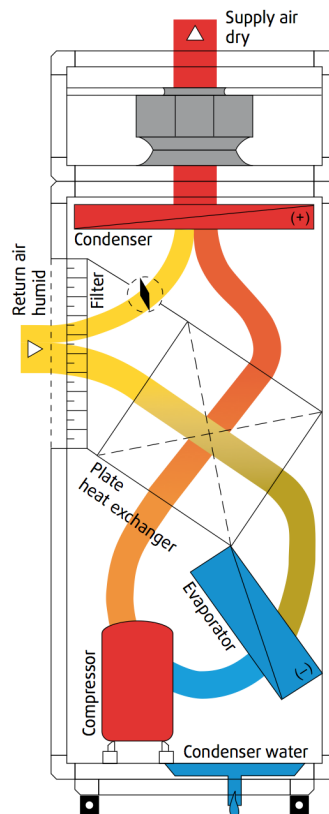
3.4.1.3 Avfuktere med varmepumpe og varmeveksler

Selskapet Menerga har laget en avfukter som benytter seg av både en varmepumpe og en varmeveksler. Ifølge Menergas egen hjemmeside er deres egen avfukter, Drysolair, blant de mest energieffektive på markedet. Det er denne varianten som står i Leangen Arena Idretteshall og Treningshall. Ifølge figur 3.9 har denne en spesifikk avfuktingskapasitet på mellom 200 Wh/kg og 500 Wh/kg, under forhold den er dimensjonert for. Til sammenligning bruker avfukteren i Fosenhallen 1600 Wh/kg, omtrent uavhengig av temperatur.

Figur 3.9 gir likevel ikke en helt nøytral fremstilling av de ulike teknologiene. Det grå området i diagrammet tar kun for seg de enkleste formene for adsorpsjonsavfukting, altså uten varmepumpe. Som nevnt bruker econosorb bare omkring 1/4 av effekten til en konvensjonell adsorpsjonsavfukter, og havner dermed i det oransje intervallet til Menergas egen Drysolair. Adsorpsjonsavfukterne i det grå feltet øverst vil stort sett ha uendret effektivitet over et bredt temperaturintervall.



FIGUR 3.9: Diagram hentet fra en Menerga-katalog. Her fremgår tydelig den energimessige fordelingen med dette systemet. Det er verdt å merke seg at denne figuren ikke tar temperatur eller relativ fuktighet med i fremstillingen. (Menerga Technical Catalogue v1.01/2014)



FIGUR 3.10: Oversikt over luftstrømmene i en Drysolair avfukter

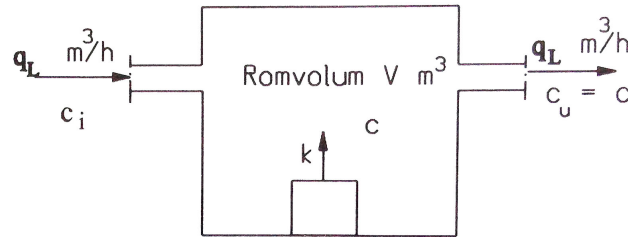
Avfuktere med varmepumpe har sin begrensning, da de er mer temperatursensitive enn rene adsorpsjonsavfuktere. For en slik avfukter dimensjonert for 15 °C som opererer ved 6-7 °C, ligger dette så nær duggpunktet, at svært lite fuktighet kan drives ut av luften per syklus. Dermed får varmepumpen så redusert virkningsgrad, at effektiviteten kan risikere å bli dårligere enn en konvensjonell adsorpsjonsavfukter. Derfor er det viktig å analysere temperatur og fuktforhold i en ishall før installasjon av avfukter. Mer om dette i diskusjonskapittelet.

3.5 Luftkvalitet, friskluftsbehov og ventilasjon

Som nevnt i introduksjonen, foreligger det i dagens standarder lite data omkring ventilasjonsbehov i idrettshaller, og spesielt ishaller. Likevel er det slike bygg som har størst ventilasjonsbehov. Ishaller er spesielt kritisk, da faren for korrosjon i bygningens struktur er høyst tilstede om det ikke avfuktes og ventileres tilstrekkelig.

Tilgang på nok oksygen avgjørende er for prestasjonsnivået til idrettsutøvere med svært høy intensitet. Det er ikke nok å bare se på den luftutskiftingen i hallen, det er også viktig at omrøringen av den friske luften er tilfredsstillende.

Alle figurer og tabeller i dette avsnittet er fra boken Ventilasjonsteknikk 1 av Leif I. Stensaas [13].



FIGUR 3.11: Enkel fremstilling av hvordan luftforurensing skiftes ut av ventilasjonssystemet. (Stensaas 1999)

C_i Startkonsentrasjon av forurensing [m^3/m^3]

C Øyeblikkelig konsentrasjon av forurensing [m^3/m^3]

τ Tid

C_u Konsentrasjon av forurensning i avtrekksluft [m^3/m^3]

Type lokale	Personer pr 100 m ² golvflate	Type lokale	Personer pr. 100 m ² golvflate
Butikker		Idrettsanlegg	
Salgslokaler på kjeller og gateplan	30	Gym. sal, ishall	30
Høyere etasjer	20	Tilskuerplasser	150

FIGUR 3.12: Stensaas er en av få kilder med informasjon om idrettsanlegg og ishaller. Som vi ser av tabellen, finner vi her informasjon til å regne ut friskluftbehov for generelle haller. (Stensaas 1999)

I figur 3.13 er det verdt å merke seg friskluftsbehovet i gymnastikklokaler sammenlignet med de andre type rommene i tabellen. Det står at de fleste rommene krever 7 l/s per person, og alle krever 0,7 l/s per m². Det kan stilles spørsmålstegn ved om en restaurantgjest og en idrettsutøver forbruker like mye oksygen, forurenses luften like mye og

Type rom	Uteluftmengde på grunn av forurensning fra			Avtrekk [l/s pr.utstyr]
	Personer [l/s pr.person]	Materialer [l/s pr.m ²]	Spesielle kilder	
Kontorer og lokaler for lett og middelstunget arbeid	7,0	0,7	Kopiering sveising, lodding	
Salgslokaler	7,0	0,7		
Undervisningsrom og aktivitetsrom i barnehager	5,5	0,7	Kjemiro Sveising/lodding	
Gymnastikklokaler	7,0	0,7		
Forsamlingslokaler	4,5	0,7		
Hotellrom	7,0	0,7		
Restauranter	7,0	0,7	Kjøkken	
Pasientrom i sykehus og helseinst.	7,0	0,7		

FIGUR 3.13: Oversikt over friskluftbehovet til noen utvalgte lokaler. (Stensaas 1999)

dermed trenger like mye friskluftstilførsel. Eller man kan se på det fra andre siden; en idrettsutøver vil trolig forurense mer og ha et høyere oksygenforbruk enn en restaurantgjest, og det er derfor verdt å merke seg at disse står oppført med samme friskluftbehov. Dette understrekes ytterligere av figur 3.14. Her kan vi lese at personer som utøver gymnastikk forurenser med 11 olf, altså nesten dobbelt så mye som en som røyker, mens en kontorarbeider kun forurenser med 1,4 olf. Det kan forsvares med høyere krav til luktfrie omgivelser i et kontormiljø, men samtidig er det viktig med høyt oksygeninnhold i luften for idrettsutøvere.

Personer i ro. 1 - 1,2 met	Olf pr. person
0% røykere	1
20% "	2
40% "	3
100% "	6
Fysisk aktivitet	
Stillesittende, 1,0 met (avslappet)	1
Kontorarbeid, 1,2 met	1,4
Stående lett aktivitet, 1,6 met	2,2
Stående aktivitet som husarbeid, 2 met	3,0
Gymnastikk, 6 met	11,0

FIGUR 3.14: Forurensning per person

Kapittel 4

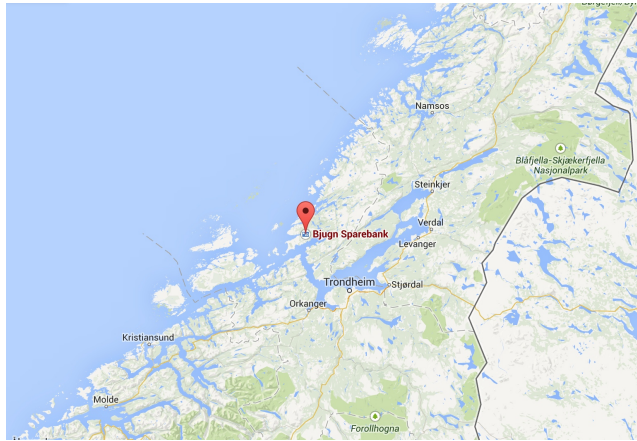
Casestudier

4.1 Fosenhallen

Fosenhallen er en uoppvarmet flerbrukshall i Bjugn i Sør-Trøndelag. Den ble åpnet den 14. september 2007, som Norges andre innendørsbane for hurtigløp på skøyter – etter Vikingskipet på Hamar. Bruksområdene er hurtigløp på skøyter med 400-meters bane, ishockey, curling og ballidretter på kunstgressbane.



FIGUR 4.1: Perspektivbilde av Fosenhallen. Foto: Daniel Bergsagel



FIGUR 4.2: Geografisk lokasjon av Bjugn. Skjermbilde fra Googlemaps

4.1.1 Klimatiske forhold i Bjugn

Bjugn har klimatiske forhold som gjør det ekstra utfordrende med en kald hall. Det ligger langs kysten, noe som ifølge Ilas Marine, forhandler av Muntersavfuktere, gir Ørlandet luft med i gjennomsnitt 82 % relativ fuktighet. Når hallen i tillegg er uisolert, kan dette gi problemer med både kondens og uakseptable forhold for utøverene.

Temperaturen i hallen ligger vanligvis på mellom 5 °C og 8 °C i løpet av størstedelen av vintersesongen, men når temperaturen ute faller til under - 10 °C faller temperaturen i hallen til omkring - 2 °C. Folk begynner å føle seg ukomfortable ved temperaturer under 5 °C. [14]

4.1.2 Konstruksjonens egenskaper

Hallen er bygget som en uisolert og kald hall. Konstruksjonens rammeverk består av ståldragere. Disse er belagt med OSB-plater, dekket med takpapp på toppen.

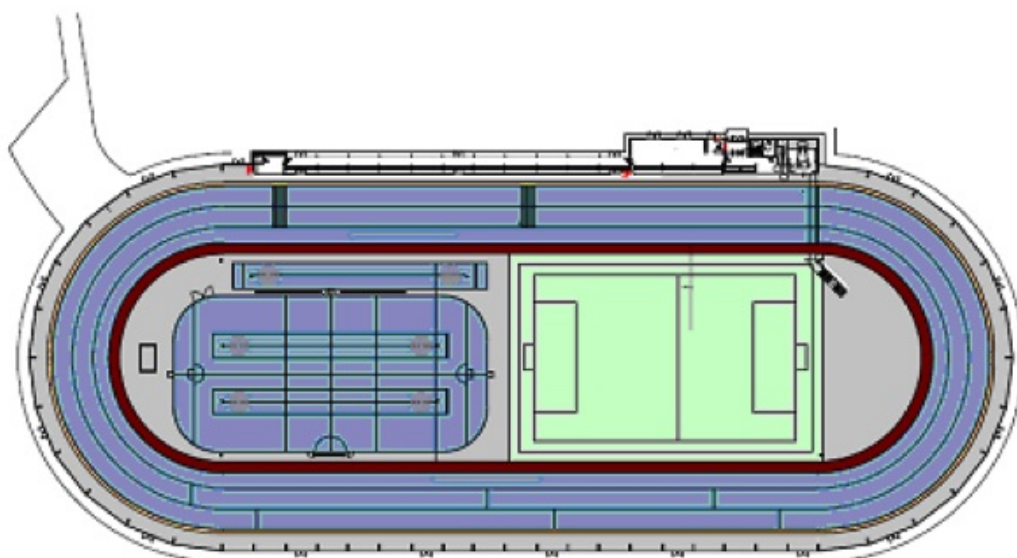
Grunnarealet er ovalt, 187 m langt, 77 m bredt og 19 m høyt på det høyeste punktet i midten av hallen.

4.1.2.1 Ventilasjon

Det finnes tre takvifter i toppen av hallen. Hver av disse har en kapasitet på 20.000 m³/time. Hallen har et meget stort innvendig volum, som sammen med den naturlige



FIGUR 4.3: Illustrasjonsbilde av konstruksjonen. Foto: Daniel Bergsagel



FIGUR 4.4: Illustrasjonsbilde av konstruksjonen. Foto: Daniel Bergsagel

infiltrasjonen medfører at det sjelden er behov for ekstra tilførsel av luft. Det er i tillegg en rekke nødutgangsdører hele veien rundt hallen, som kan åpnes ved maksimal personbelastning.

4.1.2.2 Belysning

Isbanen holder internasjonal standard, og setter dermed høye krav til belysningen. Banen er opplyst av 88 lamper, hver på 400 W, 5,3 m over isen. I tillegg er det 32 lamper under taket, hver på 2000 W. Totalt gir dette en effekt på 104 kW ved full belysning, hvorav

omkring 60 % belaster isen. Ved daglig bruk av hallen er bare halvparten av lampene i bruk.

4.1.2.3 Avfukting

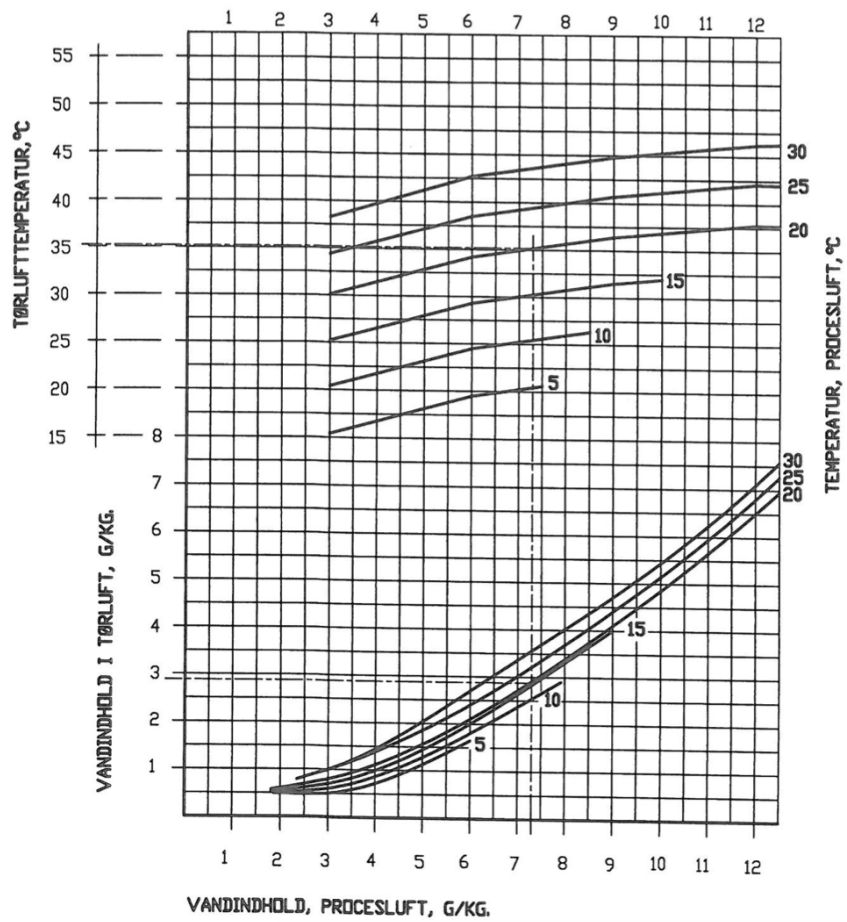
Fosenhallen hadde ikke et avfuktingsanlegg fra starten av. Dette resulterte i svært høy luftfuktighet, og det ble satt i gang en anbudsprosess for å skaffe til veie et avfuktingsanlegg. Kravspesifikasjonene til anbudsteksten oppsummeres slik:

- Uisolert, kald hall, bygd i stål, uten vindtetting. Grunnflate på 12.500 m² og volum på 150.000 m³. Maksimal høyde i hallen er 19 m. Tilknyttet Fosenkraft AS varmepumpe, for leveranse av kjøling og varme. Leverandøren må vurdere en eventuell tilknytning til dette anlegget.
- Må kunne brukes ved utetemperaturer fra - 20 °C til + 20 °C. Relativ luftfuktighet i hallen skal ligge mellom 40 % og 60 %.
- Skal utformes slik at det gir minst mulig støy inne i hallen. Eventuelle støydempende tiltak må tas med i tilbudet.

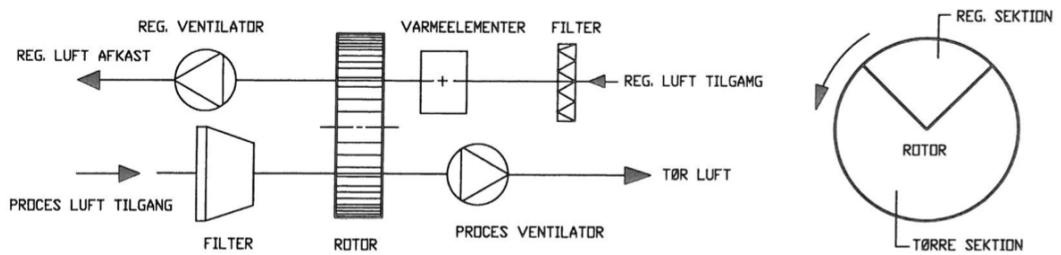
Det ble besluttet å velge en adsorpsjons avfukter fra danske Cotes. Denne benytter seg av den enkleste varianten av Munters prinsipp, nemlig det Consorb-metoden. Avfukteren har den fordelen av at det er en robust og pålitelig konstruksjon, som er mindre avhengig av temperaturvariasjoner. Bakdelen er at den sammenlignet med mer avanserte avfuktere ikke er veldig energieffektiv. I tillegg sendes kondensasjonsvarmen på 75 kW ut i friluft, og blir dermed tapt energi.

Fra figur 4.5 kan vi lese av hvor temperaturavhengig denne avfukteren er. De nederste linjene ligger nær hverandre, og er tilnærmet parallelle, noe som indikerer lite temperaturavhengig i avfuktingskapasitet.

Inkludert oppvarmings- og mekanisk effekt har denne en totaleffekt på 149 kW, og en maksimal nominell prosessluftstrøm på 18.000 m³/time. Ved 20 °C og 50 % relativ luftfuktighet gir dette en avfuktingskapasitet på 92,9 kg/time, som igjen gir en spesifikk avfuktingskapasitet på 1,60 kWh/kg vann avfuktet.



FIGUR 4.5: Kapasitetsskjema til avfukteren i Fosenhallen, fra produsentens datablad.



FIGUR 4.6: Prinsippkisse av avfukteres fra produsentens datablad.

4.1.2.4 Oppvarmingsmetode

Det er på nåværende tidspunkt ingen form for oppvarming av Fosenhallen. Det har likevel vært gjennomført forsøk på lokal oppvarming av skøyteleperne. Langs midten av skøytebanen, i en høyde på fem meter over isen, ble det lagt opp rør med varmluft i. Denne varmluften ble blåst ned mot skøytebanen gjennom ventiler. Løperene meldte om

uendret termisk opplevelse etter installasjonen av dette. Senere røyktester viste at lite luft nådde ned til utøverene, men steg opp igjen før det var kommet langt nok ned. Sannsynligvis var dette like greit, da en varm luftstrøm på isen trolig hadde smeltet isen til en grop, noe som ville vært helt uakseptabelt med tanke på isens standard, og gitt en stor belastning på kuldemaskinen.

4.1.2.5 Energigjenvinning

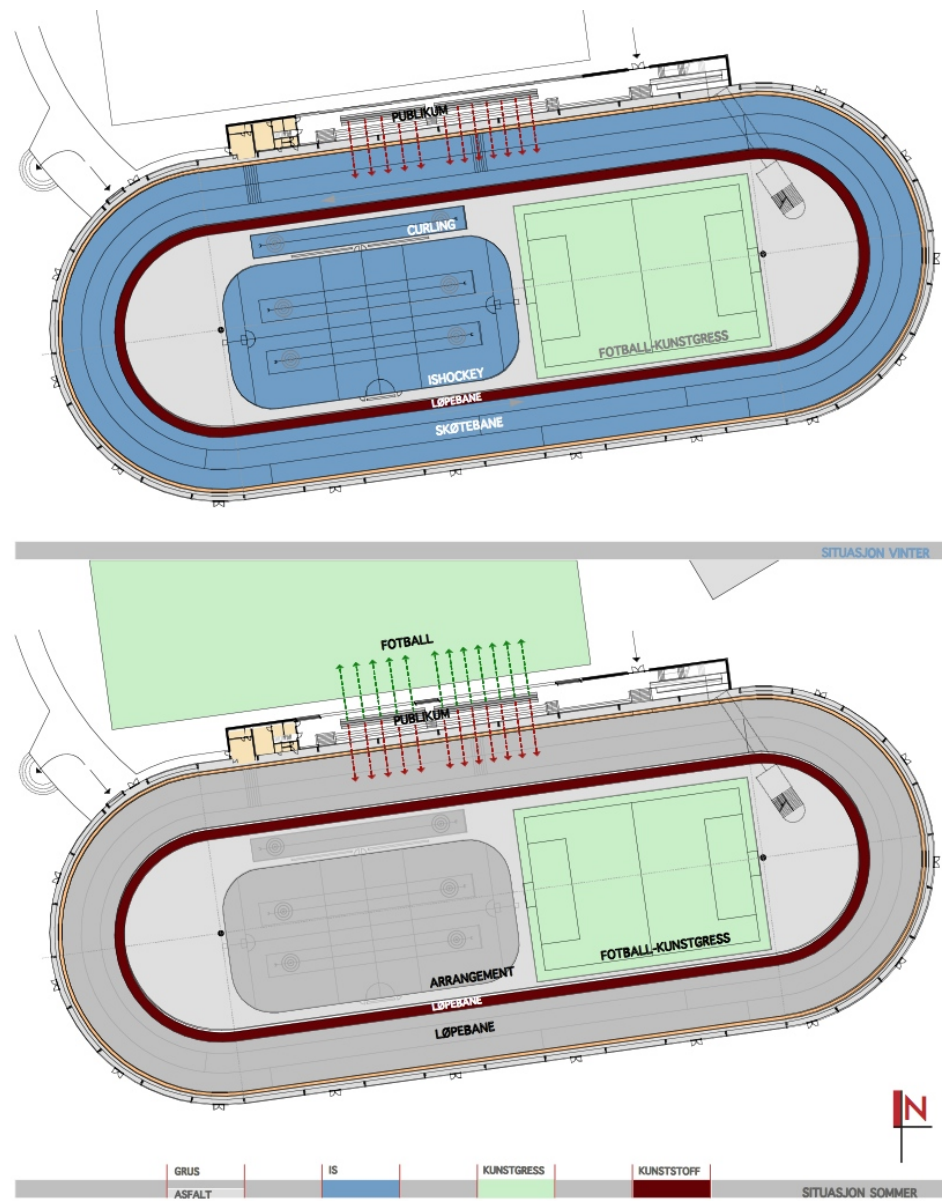
Fosenhallen er tilknyttet Fosen Kraft sitt fjernvarmeanlegg. Fjernvarmen produseres ved hjelp av varmpumpe, og den kalde siden av varmpumpen bidrar til isproduksjonen. Dermed er det i kalde perioder med behov for fjernvarme, tilsynelatende minimale kostnader forbundet til isproduksjonen.

4.1.2.6 Kuldeanlegg

Isen er normalt vedlikeholdt 223 dager i året, fra september til april. Tykkelsen er 18-22 mm på hurtigløpsbanen, og 40 mm på ishockeybanen. Kjølesystemet har en kapasitet på 600 kW, bestående av tolv 50 kW stempeldrevne kjøleaggregater med R404 A som kjølemedium. Kjøleutstyret ligger i en separat garasje ved siden av selve hallen, som også rommer ismaskinen. Varmeoverføringsmediumet som frakter kjøleeffekten til hallen er saltlake med frysepunkt på - 12 °C.

4.1.3 Hallens bruksområder

Som nevnt innledningsvis, og illustrert under, er dette en hall med flere ulike bruksområder.



SOMMER- OG VINTERAKTIVITETER, PLAN 1.ETASJE M 1:2000

FIGUR 4.7: Oversiktsbilde over hallens fasiliteter til sommer- og vintersbruk. (Eggen Arkitekter, 2005)

4.1.4 Fasiliteter

Ved hallens inngangsparti finnes et avlukke som fungerer som kombinert kafè og VIP-område, med utsikt ut mot hallen. Dette er det eneste oppvarmede areal, og varmes opp ved hjelp av varmluft oppvarmet av fjernvarme.



FIGUR 4.8: Bak glassveggen finnes det kombinert kafè og VIP-tribune. Foto: Daniel Bergsagel

4.1.5 Publikumsareal

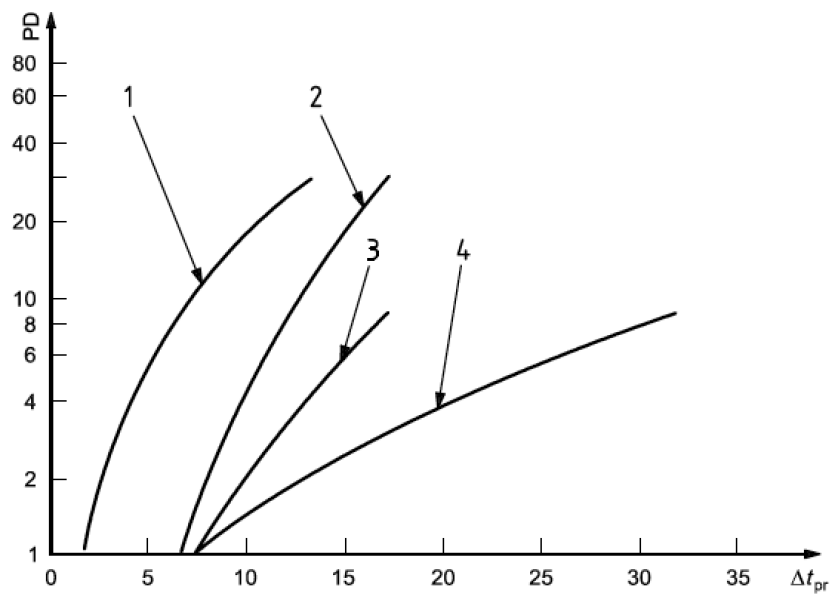
I tillegg til det oppvarmede avlukket, er det mulig å stå langs veggen på utsiden av skøytebanen. I følge prosjektkoordinator Ådne Røkkum, skal det her være plass til omkring 7000 publikummere ved fullsatt arrangement.

Undertegnedes opplevelse av forholdene ved dette området, var en stor grad av termisk diskomfort. Isens kalde overflate reflekteres opp i det store, eksponerte ståltaket, og direkte ned på publikum. Selv om lufttemperaturen inne i hallen var omkring den samme som ute, opplevdes det som en termisk lettelse å komme ut i friluft etter å ha tilbrakt tid inne i hallen.

Som vi ser av linje 2 og 3 på grafen i figur 4.10, hentet fra NS-ISO 7730-standard, har vi relativt lav toleranse for asymmetrisk stråling fra kald vegg og kaldt tak.



FIGUR 4.9: Publikumsområde langs skøytebanen. Foto: Daniel Bergsagel



Key
 PD percentage dissatisfied, %
 Δt_{pr} radiant temperature asymmetry, °C
 1 Warm ceiling.
 2 Cool wall.
 3 Cool ceiling.
 4 Warm wall.

FIGUR 4.10: Graf som viser andel misfornøyde som følge av strålingsasymmetri. Den kalde innstrålingen fra stålplatene blir en kombinasjon mellom linje 2 og 3, som indikerer henholdsvis kald vegg og kaldt tak.

4.2 Leangen Arena Idrettshall

Hallen er hjemmearena for Trondhjems Skøiteklubs kunstløp-gruppe og ishockeyklubben Rosenborg Ishockeyklubb.

Den har en total kapasitet på rundt 3 000 tilskuere, inkludert ståplasser i svingene. Tilskuerrekorden på 3 311 tilskuere ble satt under en seriekamp i 1992.

4.2.1 Konstruksjonens egenskaper

Bygningen er satt opp i 1977, og består av et betongfundament i bunn, og metallplater på vegg og tak. Øvre del av veggene består av plater holdt oppe av stålbjelker forankret i betongen, mens taket hviler på massive buede trebjelker.



FIGUR 4.11: Her vises de buede bjelkene og metallplatene i taket

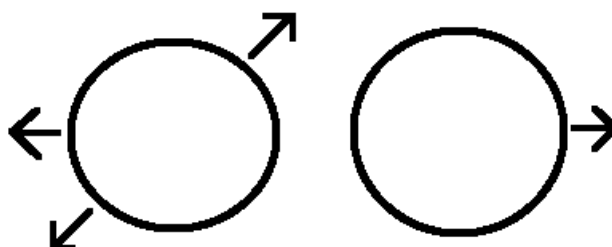
Taket over isen er kledd i et reflekterende materiale. Dette er en velprøvd metode for å holde isen kald, da isen speiler seg selv i taket og dermed holdes kjølig. Rundt 28 % av isens varmebelastning kommer fra varmestråling fra taket. Dette kan reduseres med rundt 80 % ved bruk av et reflekterende belegg. Videre reduseres behovet for belysning, som også er en varmelast, i tillegg til at kondensproblemer i tak reduseres. [15]



FIGUR 4.12: Reflekerende duk i taket

4.2.1.1 Ventilasjon og oppvarming

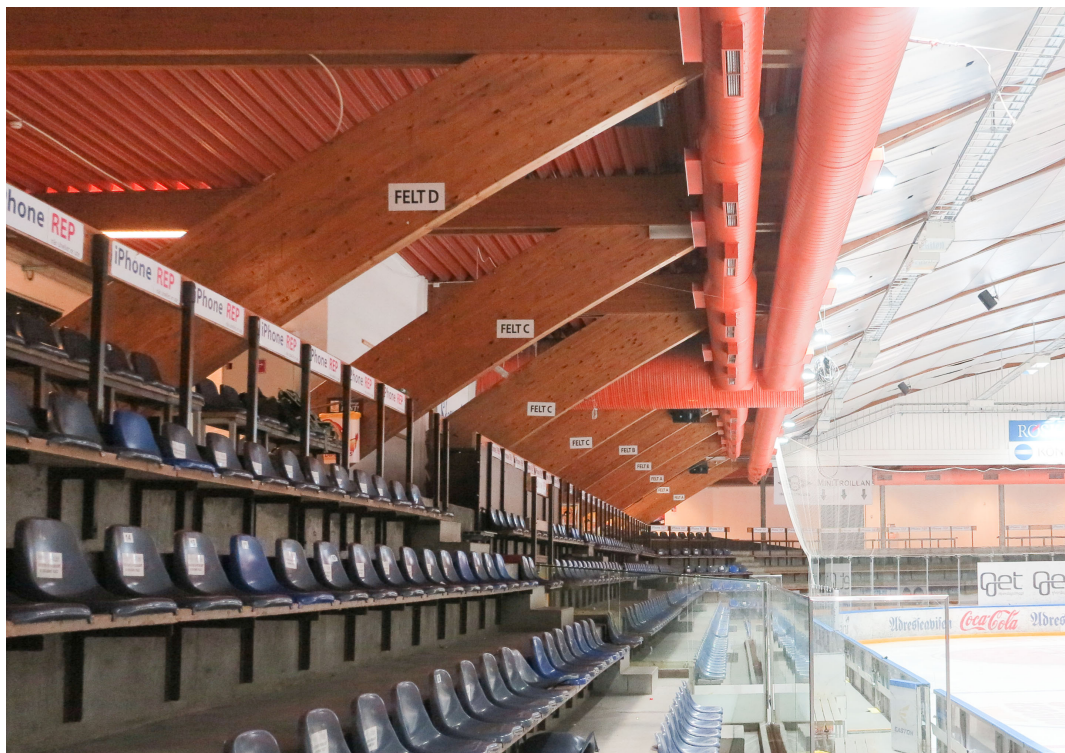
Oppvarmings -og ventilasjonssystemet kommer fra samme luftstrøm. Utformingen er slik at luften ledes gjennom to rør langs taket over tribuneområdet, og fra disse blåses luften ut i fire ulike vinkler, som illustrert i figur 4.13. Ventilene er konstruert for maksimal turbulens og blanding av luft.



FIGUR 4.13: Prinsipiell skisse over utblåset, med samme betraktningvinkel som figur 4.14

Figur 4.14 viser hvordan dette ser ut i virkeligheten, men her vises ikke den siste takviften som går på skrå oppover.

I kapittelet om forbedret oppvarmingsmetode, vises det ved hjelp av røyktester hvor luftstrømmene beveger seg, og hvor mye av luften som når frem til personene det er tiltenkt.



FIGUR 4.14: Illustrasjonsbilde av oppvarmingen og ventilasjonen. Luften går i de to oransje rørene på toppen av bildet, og strømmer ut gjennom de rektangulære ventilene.



FIGUR 4.15: Luften som tilføres under taket suges ut gjennom kanaler under stolene på tribunen

4.2.1.2 Avfukting

Avfukting i Leangen Arena idrettshall foregår ved hjelp av en Menergaavfukter i hver kortende av hallen. Menerga sine avfuktere er beskrevet nærmere i teoriavsnittet, og er blant de mest effektive dersom de opererer i sitt ideelle temperaturområde. Hver avfukter har en kapasitet på $6000 \text{ m}^3/\text{h}$, og kondensasjonsvarmen fra denne går tilbake i rommet.

Dette kan faktisk medføre problemer i starten og slutten av sesongen, da temperaturen i hallen blir for høy.



FIGUR 4.16: Den store oransje boksen midt i bildet inneholder selve avfukteren, som fordeler luften gjennom ventilene i det oransje røret i toppen av bildet. Foto: Daniel Bergsagel

4.2.2 Publikumsareal

Publikumsarealet har som nevnt innledningsvis, en kapasitet på omtrent 3000 sittende tilskuere. Tribunen består av fem rader hele veien rundt banen, og er en kombinasjon av stoler og benker. Bak disse er det et flatt areal med ståplasser, som kan benyttes ved maksimal personbelastning.



FIGUR 4.17: Tribunen. Foto: Daniel Bergsagel

4.3 Leangen Treningshall

Leangen treningshall, bedre kjent som Ungdomshallen, utgjør en 50 prosent utvidelse av isflaten i Leangen Idrettspark. Den åpnet i 2009, og var resultatet av et samarbeid mellom ishockeykretsen og kommunen.



FIGUR 4.18: Leangen Treningshall Foto: Daniel Bergsagel

4.3.1 Konstruksjonens egenskaper

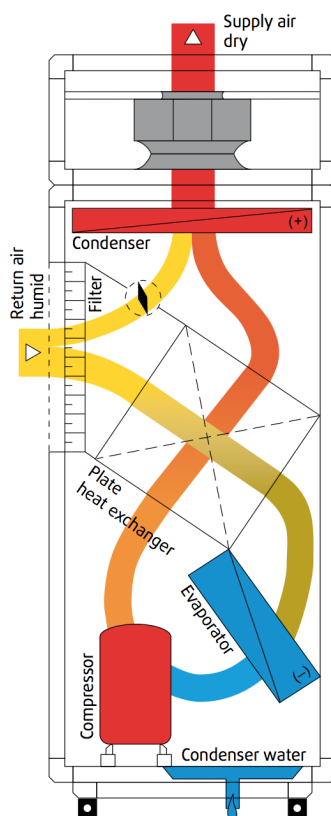
4.3.1.1 Oppbygging

Treningshallen er bygget sammen med resten av Leangen Arena. Ytterveggene består av en stål sandwichkonstruksjon, og innerveggene av leca. Stål Det antas at det er 15 cm isolasjon mellom stålplatene, noe som gir en U-verdi på $0.18 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Oppbyggingen består av blant annet Lecavegger og ståltak, støttet opp av et kraftig fagverk av stål. Den har en isflate på midten, og et lite areal rundt vantet. Det er ikke oppført noe reflekterende belegg i taket.

4.3.1.2 Avfukting

Avfuktingssystemet i treningshallen er en utvidelse av det eksisterende anlegget på Leangen, altså Menergas Drysolair 11 anlegg. Den har en volumstrøm på 6.000 m³/time og avfukter 2 gram vann per kg luft. Dette gir 15,3 kg avfuktet vann/time. Som nevnt i teorikapittelet, er dette under optimale forhold, en svært energieffektiv installasjon, som benytter seg av både varmepumpe og varmeveksler.



FIGUR 4.19: Oversikt over luftstrømmene i en Drysolair avfukter

4.3.1.3 Oppvarmingsmetode

Treningshallen er i dag minimalt oppvarmet. Under taket henger fem aerotemper med en effekt på 5 kW hver.



FIGUR 4.20: Oppvarmingsmetode for treningshallen. Foto: Daniel Bergsagel

4.3.2 Publikumsareal

Da treningshallen ble bygget, ble det klargjort for tribune rundt isbanen. Døren på figur 4.21 viser at tribunen aldri ble bygget.



FIGUR 4.21: Dører langt opp på veggen illustrerer en tribune som aldri kom. Foto: Daniel Bergsagel

Kapittel 5

Energibruk i hallene

Dette kapitlet dokumenterer og sammenligner energibruken i de ulike hallene.

5.1 Fosenhallen

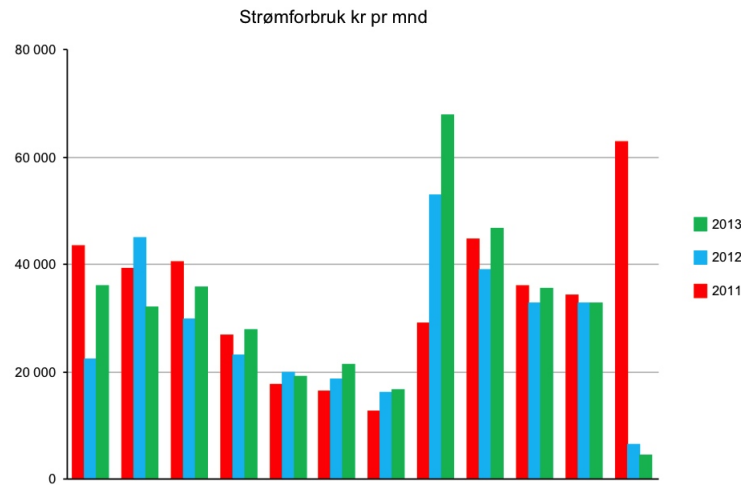
Energien til isproduksjonen i Fosenhallen genereres ved hjelp av et samarbeidsprosjekt med kraftselskapet Fosen Kraft. Fosen Kraft selger og distribuerer fjernvarme til skoler og sykehus i Bjugn. Fjernvarmeanlegget er basert på at en varmepumpe henter varme fra fjæra, hvor det er gravd ned ca 20 km plastrør. I plastrørene sirkulerer en blanding av glykol og vann som opptar varme fra fjæra. I varmepumpen heves temperaturen til ca 60 °C - 70 °C.



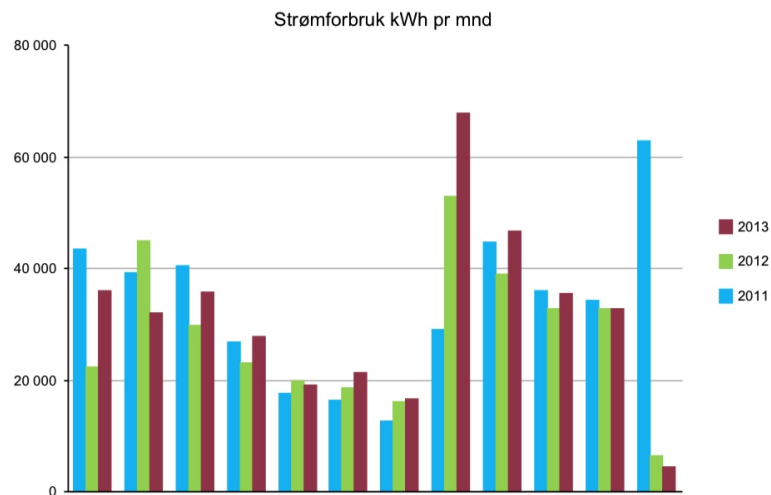
FIGUR 5.1: Kartutsnitt som viser distribusjon av fjernvarme i Bjugn. Varmepumpen står nederst til venstre i bildet, og Fosenhallen ligger i midten.

Det spesielle ved fjernvarmeanlegget i Bjugn, er at i perioden september - april benyttes den kalde siden av varmepumpen til å legge is i Fosenhallen. Under stabile vinterforhold

med behov for oppvarming, sier Fosen Kraft at isproduksjon i Fosenhallen derfor vil være forbundet med marginale kostnader.



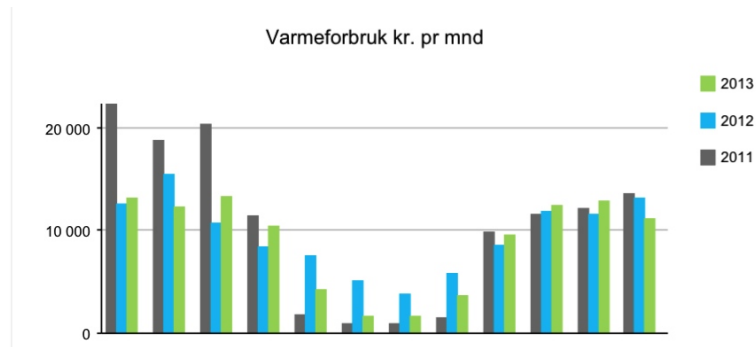
FIGUR 5.2: Strømkostnad per måned fra januar til desember.



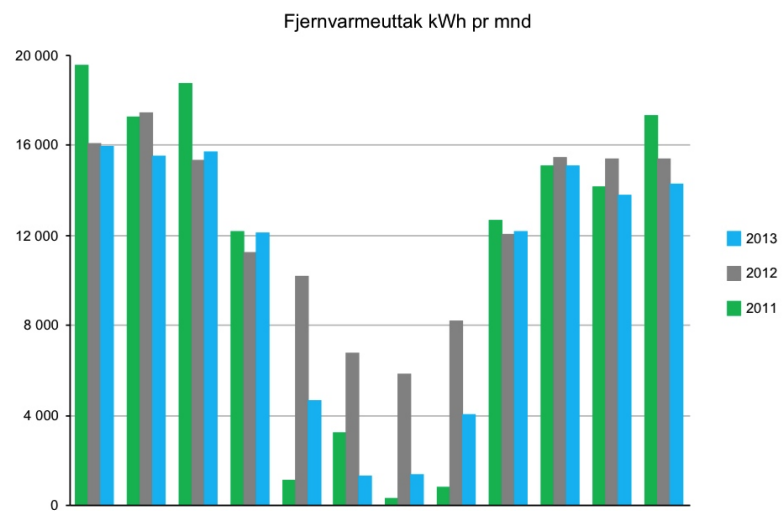
FIGUR 5.3: Strømforbruk per måned fra januar til desember. Vi ser at denne grafen tallmessig er identisk med grafen for strømkostnader, altså er strømmen relativt dyr i innkjøp, med en pris på 1 kr/kWh.

Fra diagrammene ser vi tydelig utslag fra den energikrevende isproduksjonen etter sommeren.

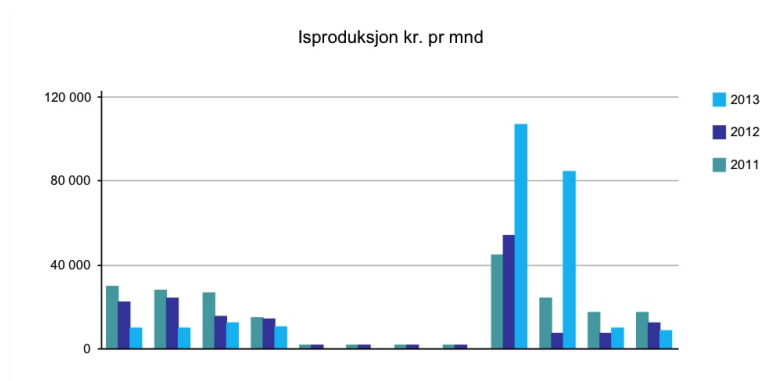
Varmeforbruket doubles når isen legges. Dette kommer av at isen kjøler ned hallen.



FIGUR 5.4: Varmeforbruk per måned fra januar til desember.



FIGUR 5.5: Fjernvarmeuttak



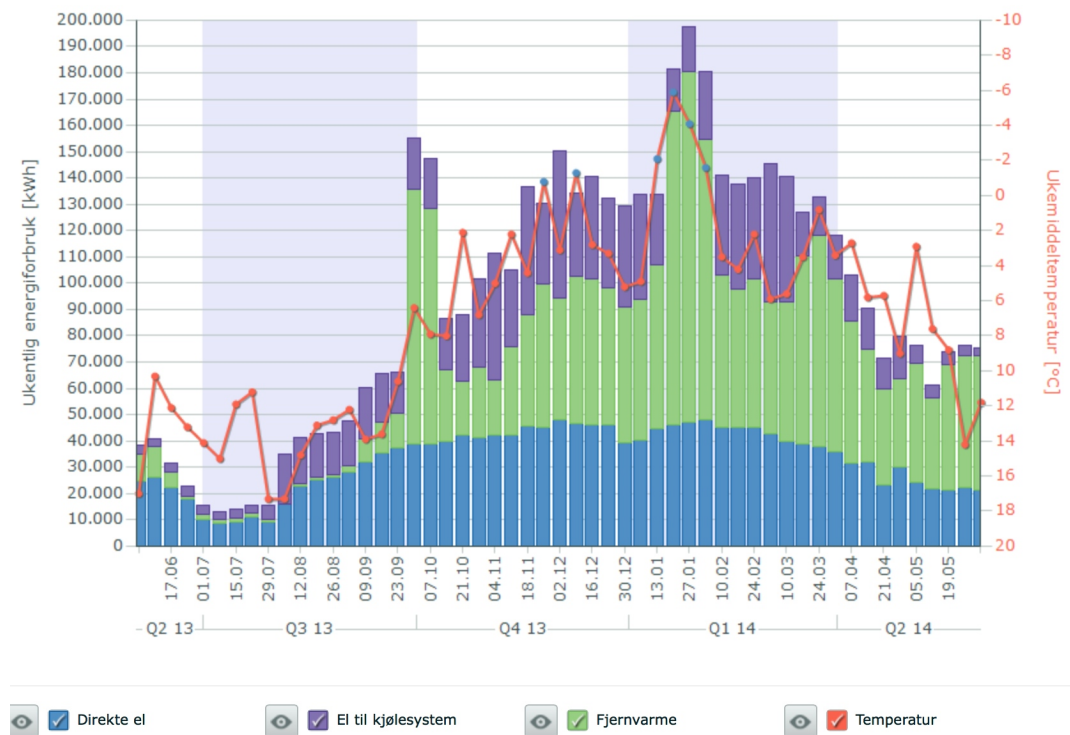
FIGUR 5.6: Månedlige kostnader fra isproduksjonen. Det fremgår tydelig når sesongen starter.

5.2 Leangen Arena

Leangen Arena benytter seg av et lignende prinsipp for energiflyt som Fosenhallen. Forskjellen er at her kommer energien fra en varmepumpe på selve anlegget, og ikke distribuert via et fjernvarmessystem. Kulden fra varmepumpen kjøler ned isen, mens varmen går til oppvarming av hallens fasiliteter. Når overskuddsvarmen fra varmepumpen ikke strekker til, kjøpes det inn fjernvarme.

Fjernvarmen er relativt dyr i innkjøp, med en pris per kWh tilsvarende en kWh strøm. Derfor ønsker de å bruke minst mulig fjernvarme, og mest mulig energi fra varmepumpen. Grunnen til dette er at varmepumpen har en COP på 2-3, og dermed gir billigere energi.

5.2.1 Totalt energiforbruk



FIGUR 5.7: E.T-kurve av årlig energiforbruk i Leangen Arena.

Fra diagrammet er det verdt å merke seg hvordan energiforbruket følger utendørstemperaturen. I kalde perioder stiger fjernvarmeforbruket vesentlig. Dette kan tyde på forbedringspotensiale når det kommer til oppvarmløsløsning eller isolasjon av bygningen.

Fra EOS-loggen til Trondheim Kraft kan vi hente ut følgende tall for energiforbruket i 2013 til Leangen Arena, som har et areal på 11 077 m².

Fjernvarme	322.390 kWh	29 kWh/m ²
Strøm totalt	1.748.005 kWh	158 kWh/m ²
Strøm til kjølesystem	1.118.018 kWh	101 kWh/m ²
Totalt	3.188.413 kWh	287 kWh/m ²

5.2.2 Luftoppvarming

Oppvarmingen og ventilasjonen kommer fra samme luftstrøm. Maksimal kapasitet er 60.000 m³/time, men normalt varmes bare 25.000 av disse m³/time opp til 25 °C. Gjennomsnittstemperaturen utendørs i tidsrommet banen er isbelagt, fra oktober til april er 3,05 °C. Ventilasjonssystemet er balansert, og det antas 60 % netto energigjenvinning. Luften som suges ut under setene i tribunen ble målt til en snittemperatur på 12,0 °C, og 60 % av denne energien gjennvinnnes. Dette medfører følgende heving av innsugsluftens temperatur:

$$\Delta T = (12,00 - 3,05)^{\circ}C \times 60\% = 5,37^{\circ}C \quad (5.1)$$

Dermed må luften i snitt varmes opp:

$$\Delta T = 25,00^{\circ}C - (3,05 + 5,37)^{\circ}C = 16,6^{\circ}C \quad (5.2)$$

I teorien gir dette følgende nettoeffekt ved temperaturmålepunktet:

$$P = \dot{V} \times C_P \times \rho \times \Delta T = 139kW \quad (5.3)$$

Multipliserer effektforbruket med tidsrommet fra oktober til april, og finner at energibehovet til oppvarmingen i Leangen Arena Ishall blir:

$$Totalenergi = 139kW \times 24t/dag \times 30dager/mnd \times 7mnd/totalt = 700.690kWh \quad (5.4)$$

Det må understrekes at dette bare er et estimat, uten systemtap i form av varmelekkasjer eller mekanisk tap, og at tallet i praksis blir noe høyere.

Sammenligner vi dette estimerte energiforbruket med det målte forbruket for fjernvarme, ser vi at tallene ikke stemmer overens. Loggen for fjernvarme viser omkring 300.000 kWh, mens beregningene viser litt over 700.000 kWh. Dette kan forsøkes forklart av følgende:

1. Kondensatorvarmen fra avfukteren går i serie med oppvarmingssystemet, og utgjør trolig et vesentlig bidrag til oppvarmingen.
2. Driftstiden for oppvarmingen er usikker, og kan være vesentlig lavere enn i beregningen.
3. Middelsestemperaturen til tilluften kan variere, og dermed bruke mindre energi.

Kapittel 6

Tiltak for forbedret energiutnyttelse og termisk komfort i Fosenhallen

Fosenhallen er som tidligere nevnt en uisolert og kald hall, som gjør at lufttemperaturen i hallen stort sett følger utendørstemperaturen gjennom vinteren. I tillegg reflekteres den kalde isflaten i taket, ned på utøvere og publikum. Lav lufttemperatur og kald stråling legger dermed grunnlag for en ubehagelig termisk totalopplevelse ved lengre opphold i hallen.

I samarbeid med finske VTT Technical Research Centre of Finland, og norske SINTEF, ble det derfor i første omgang satt i gang et prosjekt for å forbedre den termiske komforten på skøytebanen[14]. Det ble vektlagt at oppvarmingen skulle være fokusert på det området det er bruk for den, siden hallen har et svært stort innvendig volum, og i tillegg er uisolert. Fra et energimessig perspektiv vil det dermed være uforsvarlig å forsøke å varme opp hele hallen.

Det kan være interessant å merke seg at det kun er skøytebanen og ikke publikumsområdet som ble forsøkt varmet opp. Dels fordi det av flere årsaker hadde vært mindre komplisert, og dels fordi publikum har et mye lavere aktivitetsnivå, og dermed fryser fortere.

6.1 Beskrivelse av mulige løsninger

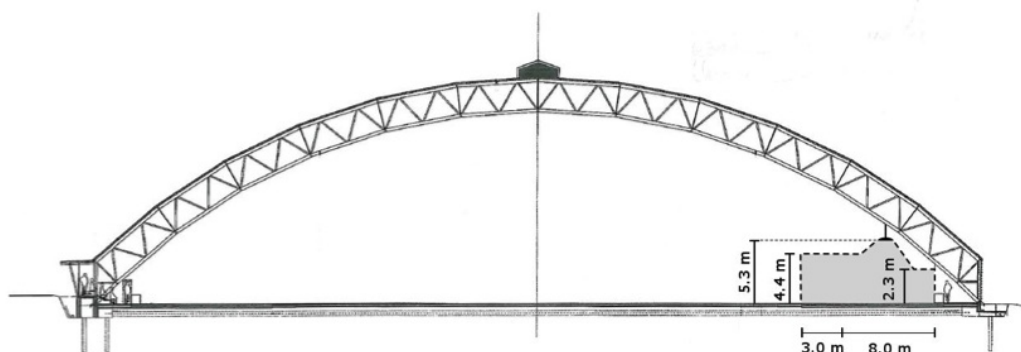
Følgende tre løsninger ble foreslått, med tilhørende positive og negative sider nevnt i rapporten:

Metode og energibærer	Beskrivelse	Positive sider	Negative sider
Luftstrøm ved fordeling av luft	Luft er sentralt oppvarmet og fordelt gjennom rør til luftdyser lokalisert rundt i hallen.	Oppvarmingen er sentralisert. Enveis luftstrømmer.	Rørene må isoleres kraftig. Stor rørdiameter. Økt last på kjølesystemet.
Luftstrøm ved fordeling av vann	Oppvarmet vann transporteres gjennom rør til varmevekslere ved de respektive luftdyserne.	Oppvarmingen er sentralisert. Fordelingen av vann skjer gjennom tynnere rør med mindre kritisk isolasjonstykkelse	Varmevekslere må settes opp. Potensielt støyende vifter ved hver luftdyse. Økt last på kjølesystem.
Infrarød oppvarming	Stråleovner plasseres nær bakkenivå på innsiden av banen og fokusert vekk fra isen.	Enkel konstruksjon. Enkel å fokusere, liten last på kjølesystemet dersom strålingen ikke treffer isen for mye.	Bruker strøm og kan dermed ikke dra nytte av overskuddsvarme fra isen

Luft -og vannoppvarmingssystemet bør benytte varme fra fjernvarmeanlegget, eller kondensasjonsvarme fra kjøleanlegget. Under er tabell med nødvendig utstyr til hver metode beskrevet.

Metode	Nødvendig utstyr
Luftstrøm med luft som energibærer	Varmeveksler med tilhørende vifte. Kraftig isolerte rør med stor diameter, og rør for å forbinde luftdysene til fordelingsnettverket. Ventiler for å kontrollere luftstrømmen.
Luftstrøm med vann som energibærer	Varmevekslere for oppvarming av vann og pumpe for sirkulasjon. Isolerte to-veis fordelingsrør. Varmevekslere med vifter ved hver enkelt vifte. Ventiler for å kontrollere luftstrømmen.
Infrarød oppvarming	Infrarøde stråleovner langs banen. Nødvendig elektrisk opplegg.

Belysningen over skøytebanen forhindrer plassering av luftdyser rett over banen. Dette betyr at luftdysene må plasseres utenfor det skraverte, grå området på figuren under, slik at det ikke skygger for noe lys ned på banen.



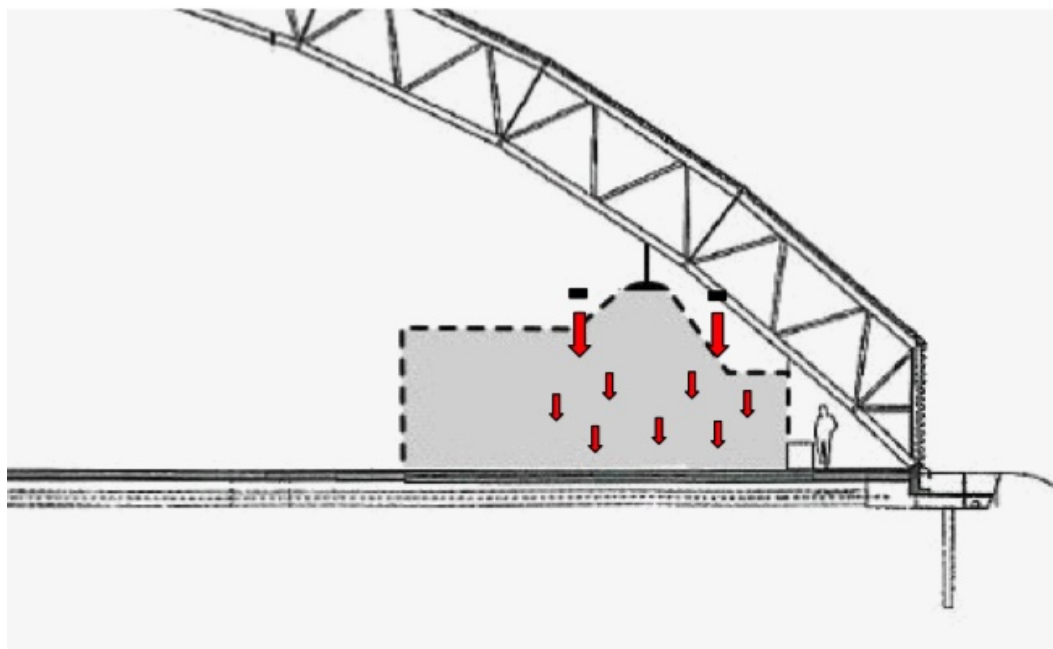
FIGUR 6.1: For ikke å blokkere for belysningen kan ikke luftdysene plasseres innenfor det grå skraverte området på bildet.

6.1.1 Luftoppvarming

Begge luftoppvarmingsløsningene har en rekke likheter. Det eneste som skiller dem er måten varmen blir fordelt til luftdysene rundt i hallen.

Hovedutfordringen til denne løsningen er hvordan oppvarmingen skal foregå på lokalt nivå. For ikke å påvirke iskvaliteten eller varmelasten på isen i for stor grad, bør luft-hastigheten ikke overstige 0,25 m/s langs isen[16]. Dette kan gjennomføres og forbedres gjennom å benytte utblåsvanter som kan forme luftstrømmen og rette den mot ønsket

mål. Luftstrømmen kan eksempelvis være langsom og bred, eller rask og smal, avhengig av hvor langt den må nå, og hvor stort område den skal dekke.

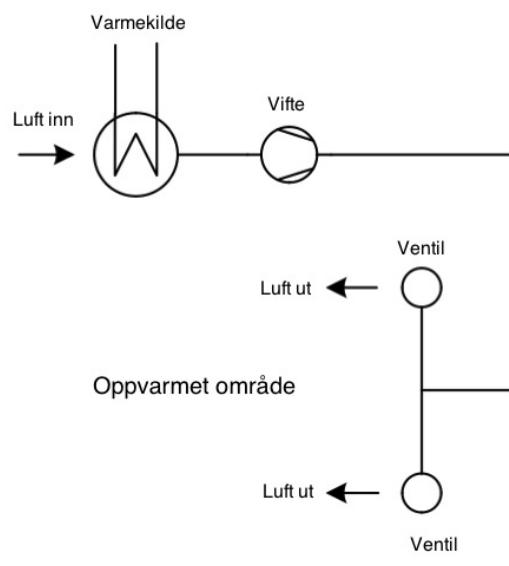


FIGUR 6.2: En slik løsning vil resultere i 88 dyser totalt. Det grå området er over isflaten, og publikumsarealet innerst til høyre.

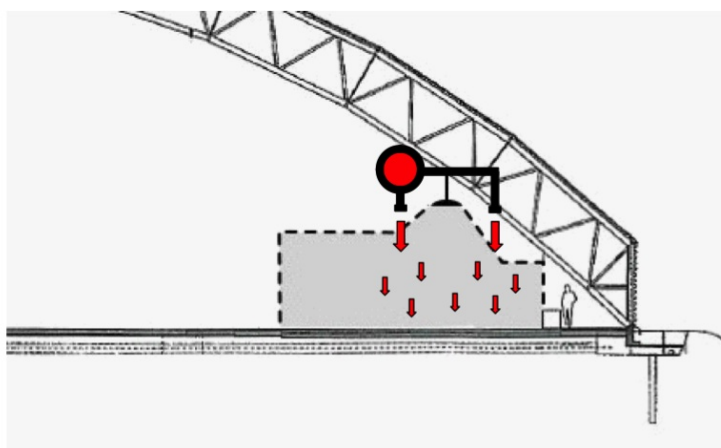
Som nevnt tidligere, legger den eksisterende belysningen begrensninger for hvor luftdysene kan plasseres. Lampene henger med en avstand på 4,5 m mellom hver lampe, og av praktiske hensyn med tanke på installasjon og rørlegging, vil det trolig være praktisk å legge utblåsene i samme intervall som lampene. Det antas at skøytelepernes fart skaper tilstrekkelig med bevegelse i luften til at den blir jevnt fordelt. Figur 6.2 viser forslag til hvordan luftdysene kan plasseres, uten å være til hinder. Figur 6.3 viser flytskjema for en løsning bare med luft.

En slik løsning vil ha et stort rør langs banen, med mindre rør pekende ned mot isoverflaten, som illustrert i figur 6.4.

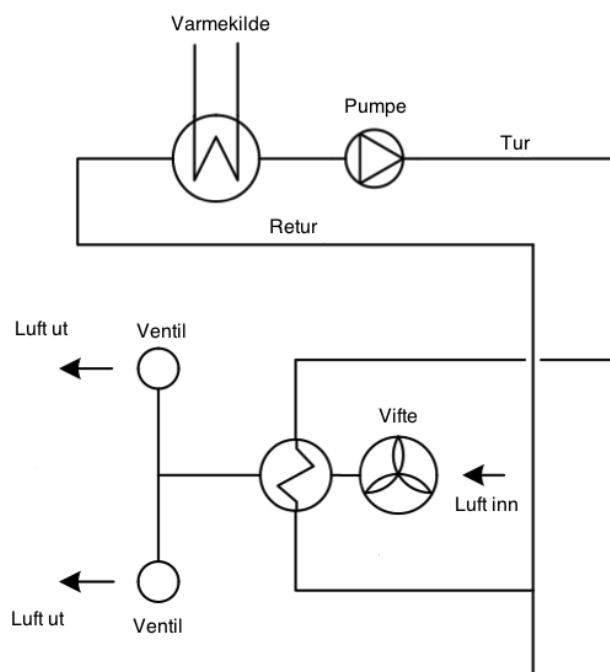
I en løsning med vann som energibærer vil flytskjemaet se ut som figur 6.5, som prinsipielt er vist i figur 6.6.



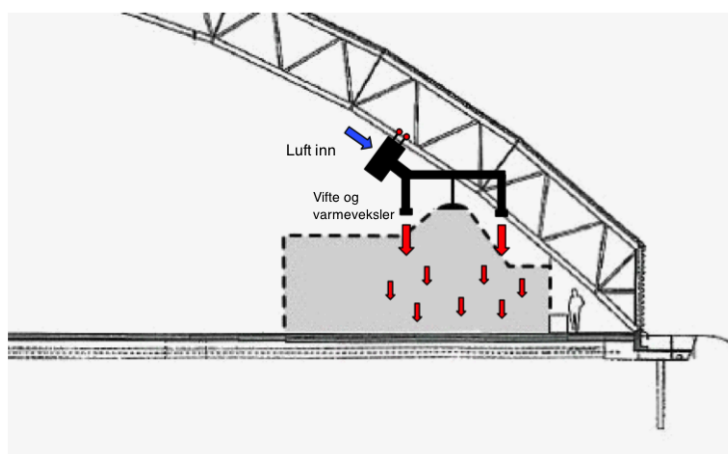
FIGUR 6.3: Flytskjema av oppvarming med utelukkende luft



FIGUR 6.4: Forslag til rørens plassering



FIGUR 6.5: Illustrasjonsskisse av en løsning med vann som energibærer, varmeveksler og luftventiler.



FIGUR 6.6: Illustrasjonsskisse av en løsning med vann som energibærer, varmeveksler og luftventiler.

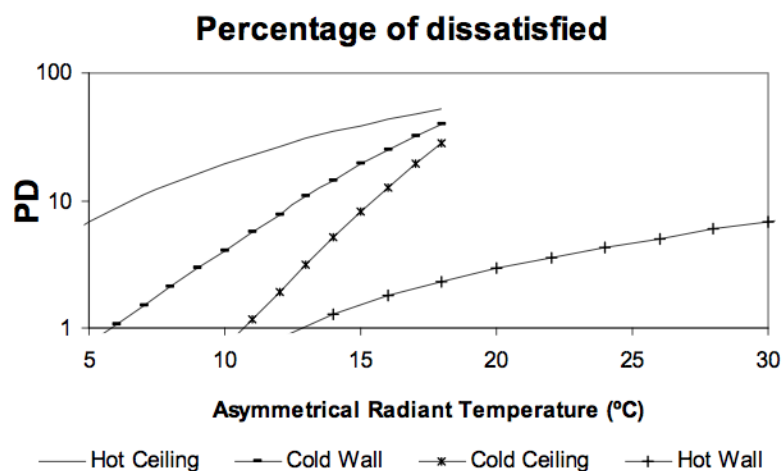
6.1.2 Infrarød stråleoppvarming

For å unngå unødvendig belastning på kjølesystemet, er det viktig å sørge for at minimalt med infrarøde stråler treffer isen. Det er likevel ikke til å unngå at noen stråler treffer isen, da de også reflekteres i taket og ned igjen på isflaten.

Et annet aspekt er at dersom strålingsovner blir plassert på den ene siden av utøverne, skapes det strålingsasymmetri. Derfor ble det antatt som nødvendig å ha ovner på både innsiden og yttersiden av isbanen, for å unngå at utøverne skulle bli varme kun på den ene siden, noe som igjen ville omtrent doble antall ovner og gjøre prosjektet uforholdsmessig omfattende.

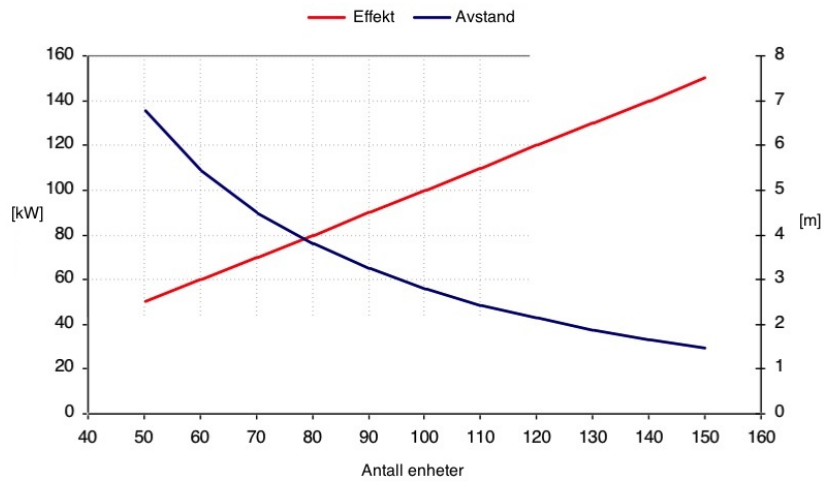
Dette var et vesentlig ankepunkt i utredningen om hvordan en eventuell oppvarming med stråling skulle utføres, og dette gjorde at de på et tidlig stadium utelukket denne løsningen.

Fra teorigapittelet er menneskers toleranse for asymmetrisk stråling grundig dokumentert. Forsøk har vist at varmemstråler fra siden ikke oppleves ubehagelig før den asymmetriske strålingen blir svært høy. Grensen for asymmetrisk stråling fra siden går ved omkring 30 °C, som vist i figur 6.7.



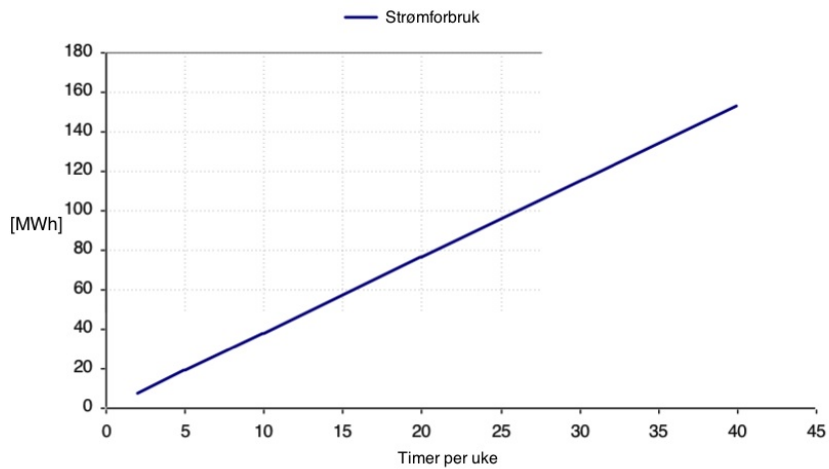
FIGUR 6.7: Andel misfornøyde som følge av strålingsasymmetri. Ved oppvarming fra siden går grensen ved omkring 30 °C for å holde andel misfornøyde under 10 %.

Diagrammet i figur 6.8 representerer forholdet mellom avstand mellom ovnene, i forhold til effekten til hver av dem.



FIGUR 6.8: Forholdet mellom avstand fra ovn til ovn avhengig er av effekten per ovn.

Elektriske strålingsovner har en effektivitet på omkring 100 %, altså blir omtrent all effekten om til varme. I diagrammet i figur 6.9 blir det årlige strømforbruket vist som funksjon av driftstid per uke.



FIGUR 6.9: Strømforbruket som funksjon av driftstid, gitt 120 ovner à 1 kW, og 223 driftsdager per år.

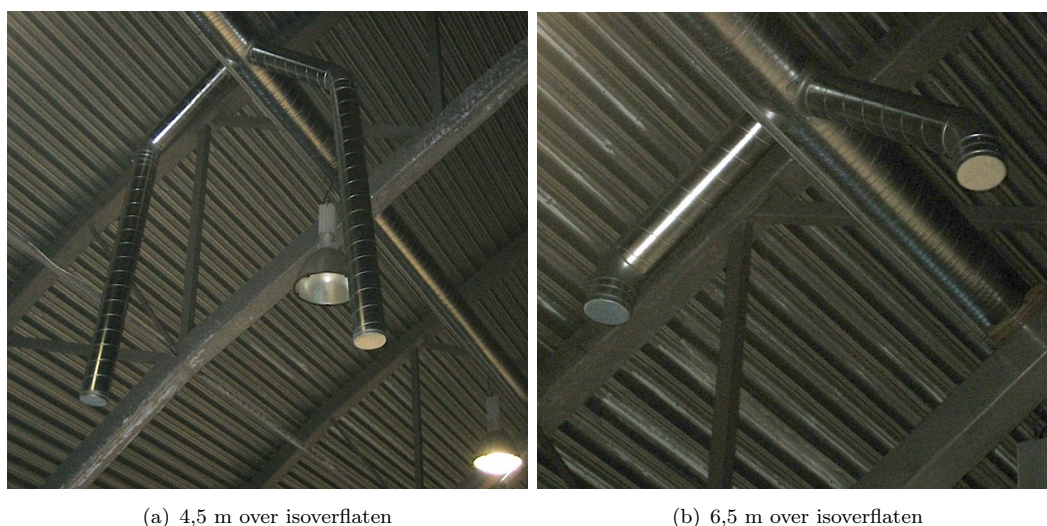
Det må og tas i betraktning en mulig modifisering av det eksisterende elektriske anlegget, for å kunne ta i mot den økte effektbruken i hallen.

6.2 Evaluering av de ulike løsningene

Avsnittet tar for seg de to hovedformene for oppvarming; luft og stråling. I Fosenhallen er det kun gjort simuleringer og forsøk i praksis av oppvarming med luft, og derfor er blir evalueringen av denne løsningen mest omfattende og presis.

6.2.1 Oppvarming med luft

Det ble bestemt å gjøre nærmere undersøkelser i praksis på en løsning med luftpoppvarming. Forsøkene går kun inn på den delen av installasjonen som dreier seg om utblåset, i form av parametere som høyde, diameter, temperatur og lufthastighet. To modeller ble bygget, og erfaringene fra disse ble sammenlignet med simuleringer i COMSOL.

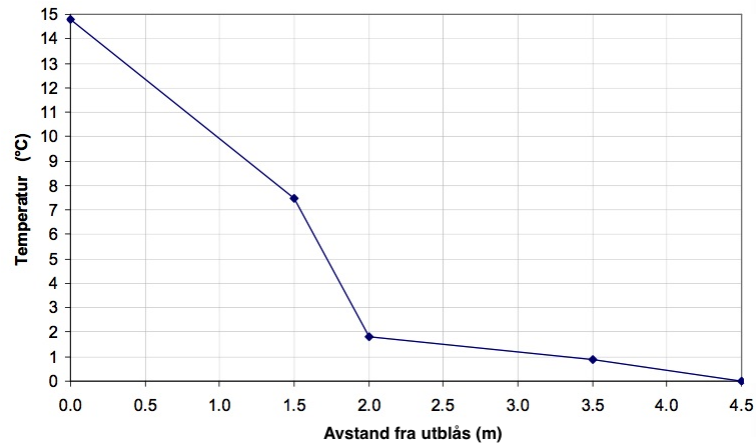


FIGUR 6.10: Illustrasjonsbilder av utblåsene

Her vises testmodellene. Den ene med utblås 4,5 m over isflaten, (a), og den andre 6,5 m over isflaten, (b). Testene ble utført med volumstrømmer på 218 m³/time og 493 m³/time. Dette gav lufthastigheter på henholdsvis 1,93 m/s og 4,35 m/s ved utløpet, med en temperatur på 15 °C.

I testen med 1,93 m/s utgangshastighet ble det ikke målt noen temperaturendring i referanseområdet på 0-2 m over isen. Den andre testen med høy luftstrøm gav så vidt målbare resultater, men ikke i nærheten av ønsket temperatur.

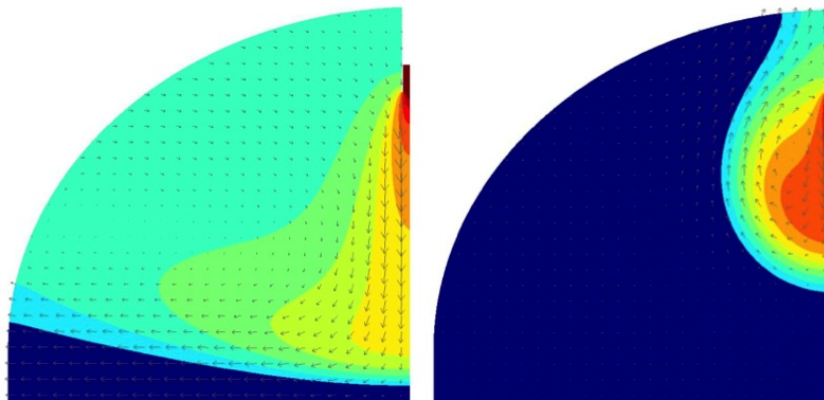
Målinger i luftstrømmen avslørte at temperaturen falt raskt under utblåset(figur 6.11):



FIGUR 6.11: Enkel fremstilling av hvor fort temperaturen faller med en gang den kommer ut av røret, ved 4,35 m/s utgangshastighet.

6.2.2 Simuleringer i COMSOL

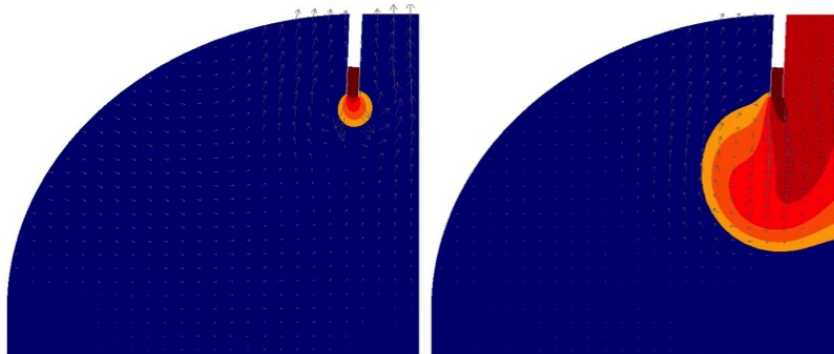
For lettere å kunne identifisere hva som er grunnen til dette drastiske temperaturfallet, ble det utført simuleringer i COMSOL. Forholdene ble satt til å være ved stasjonær tilstand, $p = 1,0$ bar, $\rho = 1,274$ kg/m³, istemperatur på 0 °C og varm luft på 30 °C ut fra røret. Det mørkeblå området har temperatur på under 10 °C, og hvert fargeskifte representerer en endring på 2 °C. I følgende figurer er effekten av oppdrift kun lagt inn på figuren til høyre:



FIGUR 6.12: Temperaturfordeling uten oppdrift til venstre, med oppdrift til høyre.

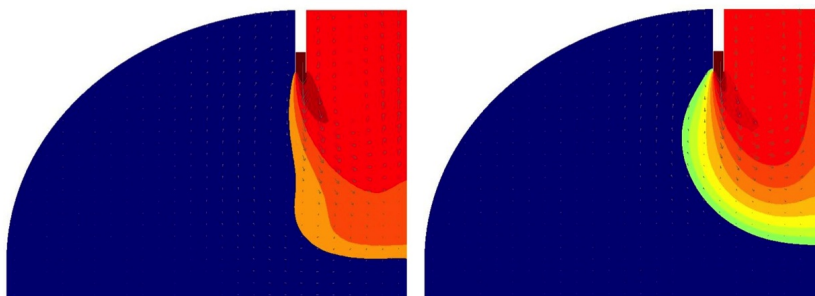
I figur 6.11 ble det dokumentert at oppdriften spiller en vesentlig rolle i hvor langt

temperaturøkningen når. Derfor virker det meningsløst å operere med for høye utløps-temperaturer, siden luften stiger raskt opp igjen og det krever i tillegg mye energi til oppvarming. I figur 6.12 er det gjort simuleringer som visualiserer effekten i praksis.



FIGUR 6.13: Med en utløpshastighet på 1,93 m/s til venstre, 4,35 m/s til høyre, og 25°C ved utløpet, er det tydelig at luftstrømmen må ha en viss hastighet for å ha noe som helst effekt i referanseområdet på 0 - 2 m over isflaten.

Videre ble avstanden mellom de to utblåsene variert. Dersom de er for nærme hverandre vil den varme luften mellom dem blande seg og lage en forsterket og uønsket oppdrift, som illustrert i figur 6.14.



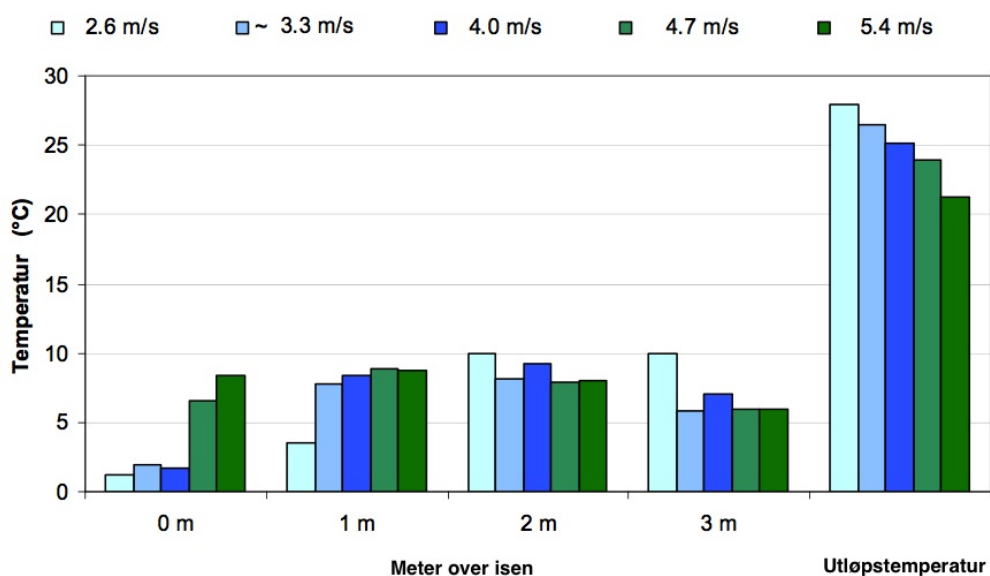
FIGUR 6.14: Her vises det hvordan utløpsluften fra de to utløpene interfererer med hverandre, og skaper en forsterket oppdrift mellom seg. Figuren til venstre har en utløpstemperatur på 15 °C, 20 °C til høyre og begge en utløpshastighet på 5 m/s.

Avstanden mellom utblåsene måtte økes til omkring 5 m for å unngå den forsterkede oppdriften i midten.

For å øke utløpshastigheten enda mere ble det montert dyser ved utløpet. Den økte lufthastigheten skapte mye turbulens. Dette førte til en rask avkjøling av luften, som igjen gjorde at luften ble helt avkjølt før den nådde referansenivå. I tillegg var lufthastigheten rett over isen likevel høy for høy, noe som skaper økt varmelast på isen og øker behovet for nedkjøling. Altså en tap-tap situasjon.

6.2.3 Resultater

En serie med tester ble så utført for å finne den beste balansen mellom utløpshastighet og temperatur. Resultatene vises i den grafiske fremstillingen i figur 6.15 under. Målet er høy temperatur ved 1 og 2 meter over isen for komfortable forhold, og lavest mulig temperatur rett over isen, for å minimere lasten på kjøleanlegget. Utløpstemperaturen var 25 °C i forsøket.



FIGUR 6.15: Som vi ser av søylediagrammet, er det en utløpstemperatur på 4 m/s som best oppfyller kravene om høy temperatur ved 1 m og 2 m, og lav temperatur rett over isen.

I figur 6.16 vises bilde av måleriggen. To målestaver ble satt opp en halv meter til hver side fra senteraksen til den ene utblåset, med temperatursensorer for hver meter nedover.



FIGUR 6.16: Illustrasjonbilde av teststriggen. Som vi ser på bildet oppnås nesten ønsket effekt, det mangler bare ca den siste meteren ned til isen.

6.2.4 Oppsummering og konklusjon

De tre faktorene som har størst påvirkning på formen og størrelsen på det oppvarmede området er utløpshastighet, høyde over isen og utløpstemperatur.

Ideell distanse mellom utløpene i hvert par er ca 5 m i bredden, og 4,5 m mellom hvert par i lengden. Dette gir totalt 178 utløp med $500 \text{ m}^3/\text{time}$ per utløp, totalt $89.000 \text{ m}^3/\text{time}$. Dersom luften skal varmes fra 0°C til 25°C , krever dette et totalt effektbehov på 780 kW.

Et annet problematisk aspekt er eventuelle kondenseringsproblemer dette kan medføre. Luften som blir tatt inn utefra vil i snitt ha et høyere fuktinnhold enn luften i hallen. Når denne luften blir kjølt ned kan kondensering forekomme, noe som er uønsket i en slik konstruksjon. Derfor må den tørkes først, noe som vil forårsake enda større belastning på kjøleanlegget.

For å sette tallene litt i perspektiv: Gitt driftstid på 25 timer i uken, 223 dager i året gir dette et årsforbruk på 4.348.500 kWh fra bare oppvarmingen. Dette vil omtrent være en nidobling av dagens energibehov i hallen, inkludert både strøm og fjernvarme, og tilsvarende strømforbruket til hele 1175 danske eneboliger på 200 m^2 hver[17].

Kondensproblemer og et formidabelt effektbehov på 780 kW resulterer derfor i at en slik løsning med varmluft er en mindre godt egnet måte å varme opp denne ishallen på.

Oppvarming med stråling ble ikke tatt videre med i vurderingen. Grunnen til dette var bl. a. at siden de bruker strøm, kunne de ikke dra nytte av overskuddsvarme fra isproduksjonen. Undertegnedes prosjektoppgave [18] viser likevel at det er mulig å benytte seg av relativt lave overflatetemperaturer, og likevel oppnå ønsket stråleeffekt, så lenge arealet er stort nok. Derfor er det grunnlag for å si at denne avgjørelsen ble tatt på noe tynt, om ikke feil grunnlag.

I prosjektbeskrivelsen er det heller ikke diskutert noe omkring luftens fuktinnhold. Spesielt under bevegelse, vil temperaturen til fuktig luft ha spesielt stor innvirkning på varmeoverføring mellom kropp og luft. Siden skøyteleperne holder høy hastighet, ville det vært naturlig med en problematisering og drøfting av dette i den innledende prosjektbeskrivelsen. Kanskje ville en fått mer ut av energien ved å avfukte luften ytterligere. Eksempelvis kunne den temperaturmessige effekten av 10 % senking av luftens relative fuktighet ved 10 m/s ha vært dokumentert.

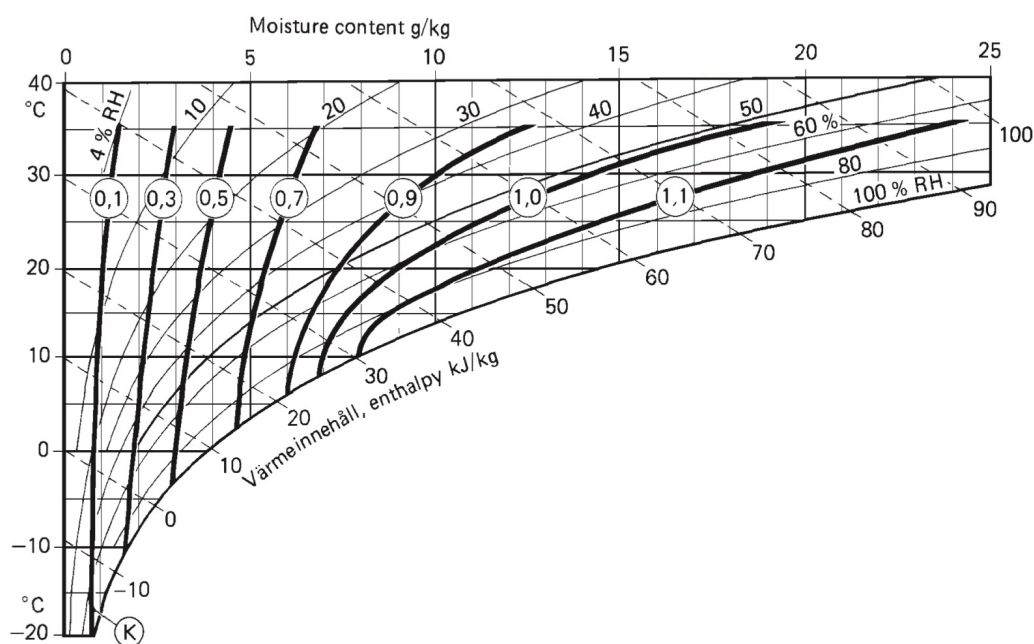
6.3 Avfukting

I dag benyttes en sorpsjonsavfukter fra danske Cotes, som avfukter etter consorb-metoden. Denne avfukteren er robust, og lite sensitiv for temperatursvingninger. Baksiden av medaljen er et høyt spesifikt effektforbruk på hele 1600 Wh/kg ved 20 °C og 50 % relativ luftfuktighet. Figur 6.17 viser forholdet mellom avfuktingskapasiteter ved ulikt fuktinnhold. Den er ganske jevn rundt 1 ned til omkring 20 % fuktinnhold.

Det kan konkluderes med at dagens løsning ikke er spesielt god fra et energiperspektiv. Den minst effektive avfuktingsløsningen er brukt, og kondensasjonsvarmen på 75 kW blir sendt ut friluft. Denne oppgaven foreslår følgende løsninger for forbedret energiregnskap:

6.3.1 Gjenvinning av kondensasjonsvarme

Gjenvinning av kondensasjonsvarme er en enkel og billig løsning, som burde vært implementert fra starten av. 75 kW varme går i dag rett ut i friluft. Dette er varme som enkelt kunne vært gjenvunnet. Med relativt enkle og billige grep kunne denne vært ledet inn i



FIGUR 6.17: HX-diagram som illustrerer forholdet mellom avfuktingskapasiteten ved ulike temperaturer.

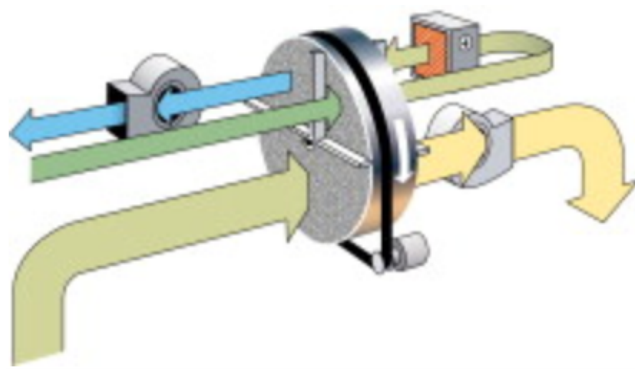
hallen, og brukt til eksempelvis varmtvannsoppvarming, oppvarming av kafèarealet eller det utvendige publikumsormådet.

6.3.2 Installering av mer effektiv avfukter uten varmepumpe

Dagens løsning benytter seg som sagt av consorb-prinsippet, altså den simpleste form for adsorpsjonsavfukting med et forbruk på omkring 1,6 kWh/kg. En recursorb-avfukter ville under tilsvarende omstendigheter bruke 1,45 kWh/kg [19], altså en besparelse på i underkant av 10 %. I et totalregnskap med gjenvinning av varme vil riktignok besparelsen være enda mindre. Dermed er det lite grunnlag for å utskifting av avfukter uten varmepumpe.

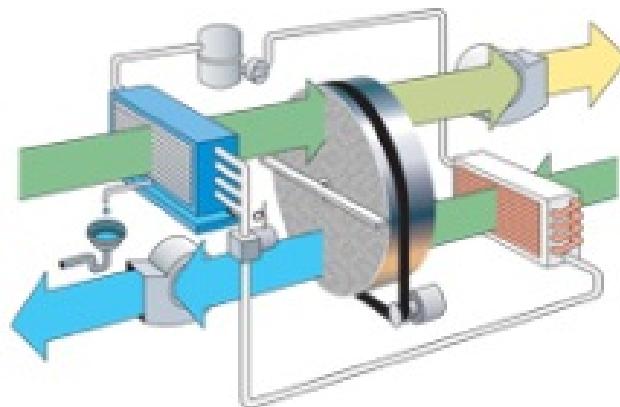
6.3.3 Installering av mer effektiv avfukter med varmepumpe

For at det skal være hensiktsmessig å skifte ut avfukteren, bør det være til fordel for en med et vesentlig innsparingspotensiale. For å oppnå et slikt potensiale, må det være et avfuktingssystem med integrert varmepumpe.



FIGUR 6.18: Recusorb-prinsippet.

En econosorb-avfukter ville under tilsvarende omstendigheter bare bruke 0,37 kWh/kg [19], altså en besparelse på 76 %. I et totalregnskap med gjenvinning av varme vil riktignok besparelsen være langt mindre. Det kan stilles spørsmålsteget ved nytteverdien av en mer effektiv avfukter, dersom kondensasjonsvarmen ble utnyttet.



FIGUR 6.19: Econosorb-prinsippet.

Kapittel 7

Tiltak for bedre energiutnyttelse i Leangen Treningshall

7.1 Oppvarmingsløsning

Leangen treningshall er knapt nok oppvarmet, altså er det ikke noe stort innsparingspotensiale her. Hvis man skulle trukket frem noe, ville det vært å revurdere de fem aerotempene på 5 kW hver, som henger rett under taket. Dersom resultatene fra røyktesene i Leangen Arena Ishall er overførbare til Treningshallen, er det grunnlag for å fjerne dem. Varmen legger seg trolig rett under taket ti meter over bakken, uten merkbar nytteverdi. Fra teoridelens formelverk vises det at takstrålingens varmebelastning på isen øker i 4. potens med økt overflatetemperatur. Siden taket i treningshallen ikke en gang har reflekterende belegg, er det viktig at dette holder en lav overflatetemperatur. Derfor kan dagens situasjon enkelt sagt oppsummeres som en tap-tap situasjon. Det brukes energi på å varme opp et tak uten reflekterende belegg, slik at varmestrålingen ned på isen øker i 4. potens, uten at personene i hallen drar særlig nytte av den.

7.2 Avfukting

Avfukkingssystemet vil trolig også ha et vesentlig effektiviseringspotensiale. I dagens løsning benyttes Menergas Drysolair 11 i både Leangen Arena Ishall som holder en lufttemperatur på 15 °C, og Treningshallen som holder 5 °C, med samme konfigurasjon for

begge hallene. Den er dimensjonert for for 15 °C og 85 % relativ luftfuktighet, som er gyldige parametere for Ishallen, men ikke for Treningshallen.

Ifølge Svein Tore Fjellbu, daglig leder i Menerga Norge, er dette en lite gunstig situasjon for avfukteren. Med dagens dimensjonering fungerer varmepumpen dårlig ved så lave temperaturer. For å få til avfukting ved 5 °C og 50 % relativ luftfuktighet, som er tilsanden i treningshallen, må luften kjøles ned til - 5 °C for å nå duggpunktet. Dette er ikke aggregatet dimensjonert for. Her vil det trolig være et innsparingspotensiale, ved dimensjonering av aggregat spesifikt etter treningshallens parametere.

Kapittel 8

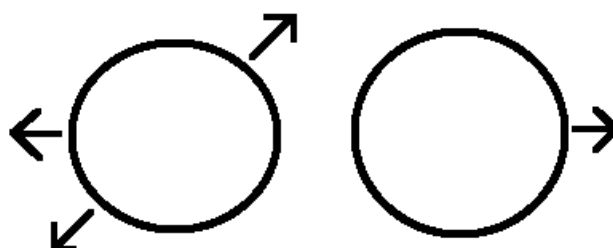
Forbedringstiltak i Leangen Arena Idrettshall

Forsøkene fra Fosenhallen viser at oppvarming av kalde rom med varmluft tilført ovenfra byr på en rekke utfordringer med å nå frem til mottakeren av den varme luften.

- Ved for stor lufthastighet dannes mye turbulens, og luften blander seg og blir nedkjølt for tidlig. I tillegg kan det skape uønsket trekk for mottakeren.
- For liten lufthastighet gjør at luften ikke når langt nok ned før den stiger opp igjen.
- For varm luft har mye oppdrift, og når aldri ned dit den er tiltenkt.
- For kald luft har ikke tilstrekkelig oppvarmingseffekt.

8.1 Dagens situasjon i Leangen Arena Idrettshall - Oppvarming

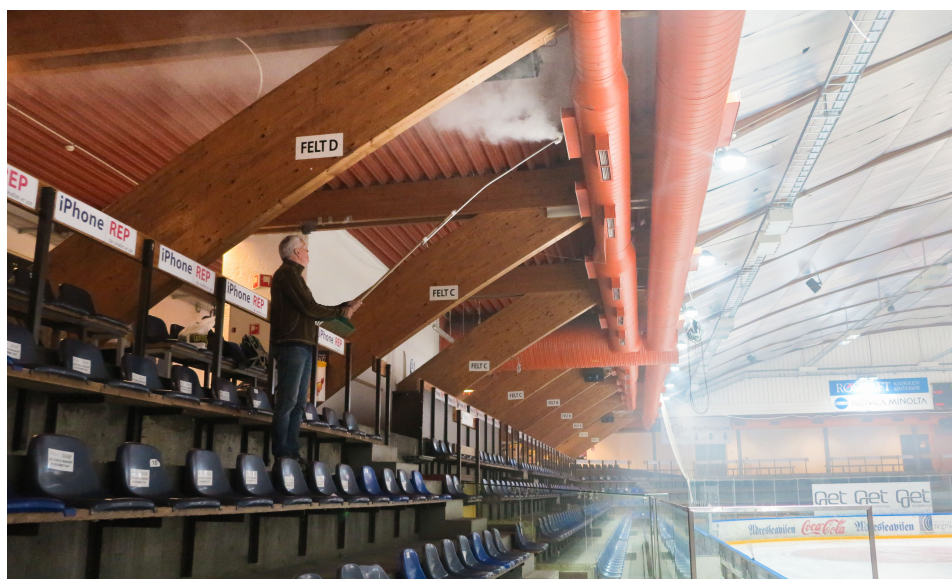
Som nevnt tidligere under Casestudier, blir publikumsområdet i Leangen Arena Idrettshall varmet opp etter samme prinsipp som var tiltenkt i Fosenhallen. Varmluft blåses ut fra rett under taket, i fire ulike vinkler, hvorav bare én peker nedover. Basert på resultatene fra Fosenhallen, og en liten dose sunn fornuft, kan det stilles spørsmålsteget med hvor hensiktsmessig det er å varme opp et stort kaldt volum med varmluft fra taket, gjennom ventiler som ikke en gang peker nedover.



FIGUR 8.1: Illustrasjon som viser vinkelen luften blir blåst ut med.

8.2 Røyktester

Leangen og Fosenhallen er ikke to direkte sammenlignbare tilfeller, da Leangen har et litt mindre volum og er litt isolert. Likevel gjelder de samme prinsippene for varmluftsoppvarming her, dog noe lettere å kontrollere. For å undersøke nærmere hvordan luftstrømmene beveger seg, ble det tilsatt røyk til takviftene.



FIGUR 8.2: Røyk tilsatt viften som går vannrett. Luften stiger med en gang opp og legger seg under taket. Ingen varm luft når publikum.

8.3 Målinger av inneklimateparametere på tribunen

For å undersøke hvordan den termiske komforten til publikum oppleves ble det utført målinger på tribunen. Til målingene ble Bruel og Kjær sin Indoor Climate Analyzer Type 1213 benyttet.



FIGUR 8.3: Røyk tilsatt til utblåset som går skrått nedover. Luften treffer kun den øverste raden. I tillegg ser det ut som den treffer med relativt høy hastighet, noe som er lite gunstig med tanke på den termiske komforten.



FIGUR 8.4: Røyk tilsatt til utblåset som går vannrett ut mot banen. Igjen ser vi at luften stiger opp og legger seg under taket over banen. Verken publikum eller utøvere får nytte av dette.

8.3.1 Utførelsen av målingene

Ut fra røyktesten så det ut som inneklimateparameterene varierte fra rad til rad. Målinger ble derfor utført på alle de fire tribuneradene. Måleoppsettet er vist i figur 8.5.



FIGUR 8.5: Måleoppsett for; middelstrålingstemperatur (proben mot høyre), lufthastighet (i midten) og lufttemperatur (til venstre). På bildet står oppsettet på andre rad.

Følgende målinger ble gjort:

- Lufttemperatur
- Lufthastighet
- Middelstrålingstemperatur(MST) foran (mot isflaten)
- Middelstrålingstemperatur bak

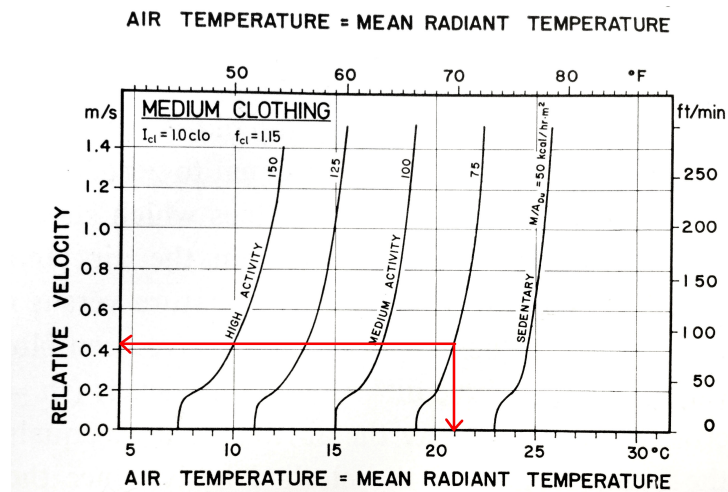
Av disse er det lufthastigheten som er mest interessant, da dette er parameteren som varierer mest fra rad til rad.

Rad	Lufttemperatur	Lufthastighet	MST (mot isflaten)	MST (bak)
4	13,4 °C	0,41 m/s	12,2 °C	12,8 °C
3	13,0 °C	0,11 m/s	11,8 °C	13,5 °C
2	12,9 °C	0,12 m/s	11,9 °C	13,0 °C
1	13,0 °C	0,12 m/s	11,6 °C	12,6 °C

Fra tabellen ser vi tydelig bevis på det som ble avslørt i figur 8.3, (bildet med røyken på skrå ned mot publikum). Nemlig nesten fire ganger så høy lufthastighet på den øverste raden, i forhold til de tre andre radene. I tillegg var lufttemperaturen bare ca en halv grad høyere.

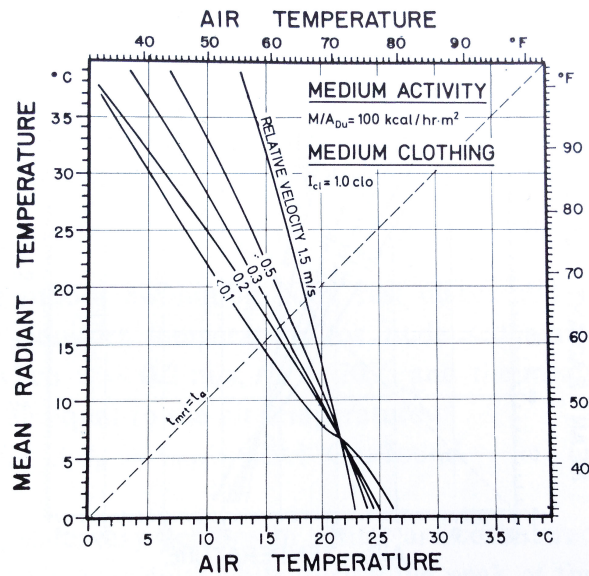
Den subjektive følelsen av å sitte på øverste rad var også tydelig merkbar. Man merket umiddelbart at det trakk ubehagelig rundt hals og ansikt, noe som ikke var merkbart på de øvrige radene.

P.O. Fangers komfortdiagram, figur 8.6 [20], viser også at det ikke er mulig å oppnå en termisk komfortabel tilstand, med de aktuelle verdier for lufttemperatur og lufthastighet. Linjene i grafen indikerer komfortkurver, og en bør, avhengig av aktivitetsnivå, ligge langs en av disse kurvene. Som publikum på kamp ligger aktivitetsnivået sannsynligvis et sted mellom *medium activity* og *sedentary*. Dermed skulle lufttemperaturen vært ca 21 °C, og ikke 13 °C, for en lufthastighet på 0,41 m/s.

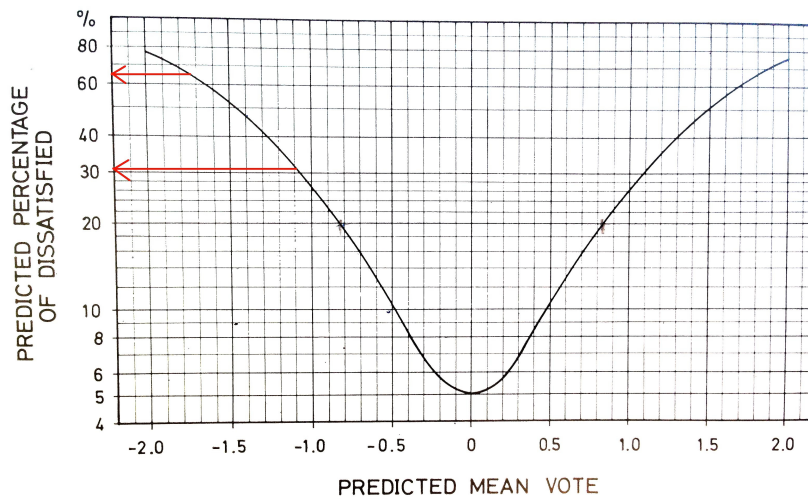


FIGUR 8.6: Ut fra dette diagrammet er publikum, spesielt de på øverste rad, langt fra termisk komfortable. Publikum på radene uten så høy lufthastighet krever 2 °C lavere lufttemperatur for oppnå termisk komfort.

For å dokumentere hvor stor del av publikum som føler seg ukomfortable, kan vi se til P.O. Fangers velkjente sammenheng mellom PMV og PPD. Problemet er at det ikke oppgis verdier for operative temperaturer under 16 °C, mens vi i vårt tilfelle har 12-13 °C. Likevel benytter vi 16 °C som temperatur i utregningene. Det er derfor verdt å merke seg at andel misfornøyde i virkeligheten blir langt høyere enn det alledere høye tallet oppgitt her. Ut fra tabeller [20] kan vi lese av en PMV på -1,72 for publikum på 4. rad, og -1,01 for de øvrige radene. Dette gir andel misfornøyde (PPD) på henholdsvis 62 % og 27 % , jfr figur 8.8.



FIGUR 8.7: En annen måte å fremstille samme problemstilling på. Gjennom å følge linjen for en gitt lufthastighet, ser en hva forholdet mellom middelstrålingstemperatur og lufttemperatur må være for å oppnå termisk komfort. Som vi ser er vi ganske langt unna dette målet med en lufthastighet på 0,4 m/s og 13°C.



FIGUR 8.8: Ved å se på Fangers PMV og PPD fremstilling, ser vi at i teorien vil minst 62 % av publikum på øverste rad, og nesten 30 % av publikum på de øvrige radene være misfornøyd med den termiske komforten.

Category	Thermal state of the body as a whole		Local discomfort			
	PPD %	PMV	DR %	PD %		
				vertical air temperature difference	warm or cool floor	radiant asymmetry
A	< 6	$-0,2 < PMV < +0,2$	< 10	< 3	< 10	< 5
B	< 10	$-0,5 < PMV < +0,5$	< 20	< 5	< 10	< 5
C	< 15	$-0,7 < PMV < +0,7$	< 30	< 10	< 15	< 10

FIGUR 8.9: Tabell hentet fra ISO-7730 standarden. Denne rangerer termisk komfort inn i tre kategorier: A, B og C, hvor A er best med < 6 PPD og C dårligst med <15 PPD. På tribunen i Leangen Ishall ligger vi i teorien mellom 30 % - 50 % misfornøyde, noe som kan sies å være uakseptabelt langt utenfor den dårligste kategorien, selv om en tar i betraktning mildere krav i en ishall enn et kontorlandskap.

8.3.2 Feilkilder

Målinger under slike forhold og betingelser vil aldri bli 100 % perfekte. Dette kan blant annet skyldes følgende feilkilder:

- Ingen folk på tribunen. Hver stillesittende voksne person avgir omtrent 1,2 met (1 met = 58 W/m²). Denne varmeavgivelsen skjer gjennom omtrent halvparten konveksjon og halvparten stråling. Dette betyr at både strålingstemperatur og luft-hastighet hadde endret seg noe.
- Unøyaktigheter i måleapparaturen.
- Termisk påvirkning fra personen som leste av målingene.

8.4 Forbedret energiflyt

Som nevnt i kapitlet om energibruk i Leangen Arena ønsker ledelsen, grunnet kostnader, å benytte mest mulig varme fra varmpumpen, og minst mulig fra fjernvarme.

I dag fungerer ikke vekslingen mellom fjernvarme og varmpumpe optimalt. Når kapasiteten til varmpumpen så vidt overskrides, åpnes ventilen for fjernvarme. Dette kan eksempelvis utløses av en som vasker hendene i varmt vann i noen sekunder. Når behovet synker igjen tar det lang før fjernvarmeventilen stenges. Dermed brukes fjernvarme i større grad enn nødvendig, med påfølgende økte kostnader, i tillegg til at overskuddsvarmen fra isproduksjonen ikke blir utnyttet.

Den mest åpenbare løsningen på dette problemet vil være et mer sofistikert system for åpning og lukking av fjernvarme. Dersom dette er vanskelig gjennomførbart i praksis, vil en alternativ løsning være et bufferlager. Et bufferlager med varmt vann vil kunne forsyne de korte og energikrevende periodene, uten at det åpnes opp for fjernvarme.

For å installere dette i praksis, måtte en først ha analysert energiflyten på detaljnivå. Deretter kunne bufferlageret dimensjoneres til en hensiktsmessig størrelse.

8.5 Alternativ oppvarmingsløsning - eksisterende rør

Som illustrert tidligere i dette kapitlet, er ikke dagens oppvarmingsløsning på Leangen spesielt hensiktsmessig, verken med tanke på energibruk eller termisk komfort. Arkimedes' lov om oppdrift sier at ting med lav tetthet stiger. Dermed kan det synes bakvendt å tilføre noe med lav tetthet (varm luft) øverst i et rom, med mål om at dette skal nå ned til bakkenivå.

En mulig løsning er å reversere hele oppvarmings- og ventilasjonssystemet. Ved å *tilføre* varm luft fra hullene under seteradene, og ha avsugget under taket, løses flere problemer:

- Luften kommer i umiddelbar avstand til publikum, og dermed behøves mindre luft.
- Mindre luft gir selvsagt mindre energibruk.
- Teorikapitlet dokumenterer at ben og føtter fryser før hodet. Derfor er det gunstig med oppvarming nedefra.
- Det vil være mulig å benytte deler av eksisterende rørsystem.

Følgende negative aspekt kan også være verdt å merke seg:

- Det er ikke rørapninger under alle setene, noe som vil skape ujevn oppvarming.
- Åpningene er i tillegg for små for påkrevd volumstrøm, og det må dermed strukturelle endringer til for å utvide disse. Alternativt kan det på åpningene påmonteres utstyr for bedre fordeling av luften.
- For høy luftstrøm kan treffe nakken på dem som sitter foran, og skape uønsket trekk. Nakken er stedet på kroppen som er mest sensitiv for trekk, og dette bør unngås. Dette kan også enkelt løses ved en plate bak stolryggen som skjermer for trekk.
- En del av rørene har for liten diameter, og noen strukturelle endringer må påberegnes.

8.6 Alternativ oppvarmingsløsning - strålevarme

En annen, muligens bedre løsning, vil også kreve noen strukturelle endringer. Ideen er å benytte strålevarme med lav intensitet til å varme opp publikum. Gulvet på tribunen varmes opp til en ønsket temperatur, og vil dermed gi en behagelig og jevn strålevarme, omtrent uten å sette luften i bevegelse.



FIGUR 8.10: Bilde som illustrerer hvordan oppvarmingen prinsipielt er tiltenkt. Det svarte panelet på gulvet er oppvarmet.

En slik løsning vil ha en rekke fordeler:

1. Effektivitet:

En stor del av varmemestrålene vil treffe kroppene til publikum, eller overflater rett i nærheten. Overflatene vil da varmes opp og bidra til ytterligere oppvarming av publikum. Systemets virkningsgrad kan defineres som hvor mye avgitt energi som går til oppvarming av publikum, i forhold til totalt energiforbruk.

For virkelig å øke oppvarmingssystemets virkningsgrad, kan samme prinsipp som det over isen benyttes, altså et reflekterende belegg i taket over tribunen. Dette vil reflektere tilbake de varmemestrålene som slipper unna, og sende dem ned igjen på tribunen. Dette vil bidra til å holde lufttemperaturen i hallen lav, som igjen reduserer belastningen på isen og kjøleanlegg.

2. **Komfort:**

- (a) En av de åpenbare fordelene med stråling kontra konveksjon, er den reduserte lufthastigheten, som dermed eliminerer problemer med trekk. Målinger gjort i nærheten av varmepanelet dokumenterer uendrede lufthastigheter sammenlignet med ellers i hallen, selv ved overdrevent høye overflatetemperaturer.
- (b) Den delen av kroppen som vanligvis oppleves kaldest ved en gitt temperatur er føttene. Derfor er det hensiktsmessig med gulvvarme, som overfører varme til føttene ved konduksjon gjennom skoene. Resten overføres som strålevarme, og noe konveksjon til resten av kroppen.
- (c) I tillegg til å varme opp personen på samme rad som panelet ligger på, vil varmestråler også treffe ryggen og nakken til personen som sitter på raden foran. Dette gir en relativt jevn og komfortabel oppvarming av kroppen.

3. **Fleksibilitet:**

- (a) Siden oppvarmingen skjer i umiddelbar avstand til mottageren, er ingen høye temperaturer nødvendig. En overflatetemperatur på gulvet på i overkant av 20 °C er tilstrekkelig for å øke den opplevde temperaturen vesentlig. Dette betyr stor fleksibilitet i forhold til oppvarmingsmedium. Det vil være mulig å benytte returvann fra et fjernvarmeanlegg med omtrent hvilken temperatur som helst. For høyest mulig effektivitet, er det for fjernvarmesentralen ønskelig med så kaldt returvann som mulig, grunnet bl.a. friksjonstap i rør. Mer nærliggende og hensiktsmessig er det å benytte seg av overskuddsvarmen fra kuldeanlegget. Denne har temperatur på 15-30°C, og er vanskelig å utnytte på andre måter.
- (b) Dersom oppvarmingen skjer med elektrisitet er det enkelt å dele de oppvarmede områdene inn i soner. Hvis tribunen eksempelvis er 1/5 full av publikum, vil man kun ønske å varme opp 1/5 av stolene, og ideelt sett bruke 1/5 av energien. I praksis blir dette tallet selvsagt noe høyere, men ideen er at strålevarme gjør det enklere å varme opp små soner i hallen, uten for mye tap til omgivelsene. Utformingen av styringssystemet for en soneinndelt oppvarming begrenses kun av fantasien, og et valgt økonomisk tidsperspektiv. Mindre soner gir høyere installasjonskostnader, men reduserer de løpende energiutgiftene. Aktivering av varme kan eksempelvis være helautomatisk og sensorstyrt, manuelt kontrollert av publikum eller fjernstyrt av ansatte.

4. Responstid:

Kort responstid er en av kjerneområdene til strålevarme. Ved konvensjonelle oppvarmingsmetoder må hallen varmes opp i god tid før et arrangement. Dette skyldes at mye masse må varmes opp innen lufttemperaturen i hallen begynner å stige nevneverdig. Med strålevarme vil man umiddelbart oppleve varme etter at den oppvarmede flaten har nådd sin temperatur. Avhengig av systemets utforming betyr dette at oppvarmingssystemet kan skrus på bare minutter før publikum ankommer. Dette gir videre gevinster i form av forenklet logistikk og redusert energibehov.

8.6.1 Forsøk med strålevarme

For å få et inntrykk av hvordan termiske parametere endres ved bruk av foreslått løsning, ble innledende forsøk gjennomført. For å simulere et oppvarmet gulv, ble det lagt et varmeelement på gulvet på tribunen, slik bildene under viser. Varmeelementet har et areal på: $(H \times B) = (153 \text{ cm} \times 61 \text{ cm}) = 0,93 \text{ m}^2$. Det er laget i laben på NTNU i forbindelse med undertegnede prosjektoppgave, og har følgende oppbygging fra innerst til ytterst:

1. 3 cm isolasjon
2. 3 lag med ESWA panel. Totalt gir disse en teoretisk effekt på ca 345 W/m^2
3. Aluminiumsplate på 1,25 mm, lakkert matt svart for best mulig emissivitet.

8.6.1.1 Utførelse av målinger

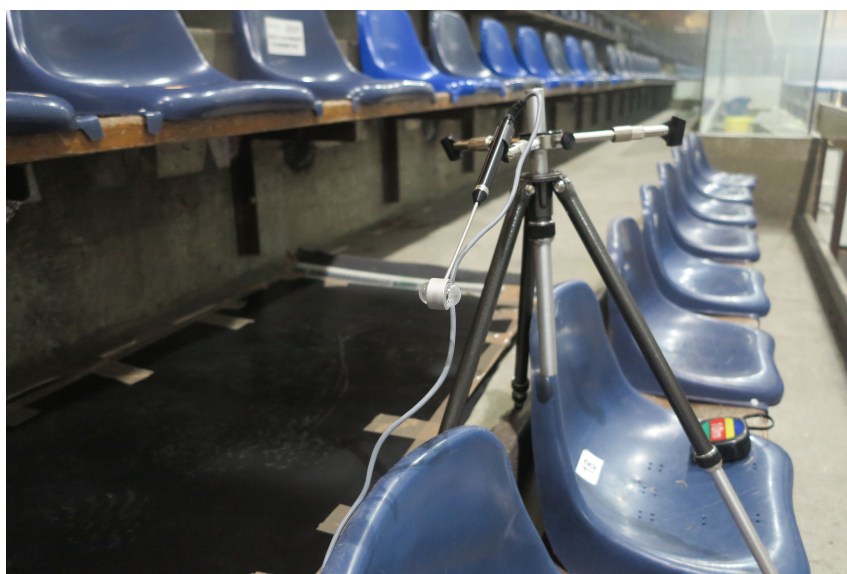
Varmeelementet ble tilført en effekt på 320 W. Etter ca 10 minutter stabiliserte overflatetemperaturen seg. Målinger ble så foretatt ti ulike steder på overflaten, og dette gav en gjennomsnittlig overflatetemperatur på $44,3 \text{ }^\circ\text{C}$, med $42,2 \text{ }^\circ\text{C}$ som laveste og $46,1 \text{ }^\circ\text{C}$ som høyeste målte overflatetemperatur.

8.6.1.2 Feilkilder

Forsøket inneholder sannsynligvis flere feilkilder og usikkerhetsmomenter. Den største feilkilden er sannsynligvis at vi bare dekker $0,93 \text{ m}^2$ gulvareal, og at måleresultatene



FIGUR 8.11: Slik ble måleproben posisjonert for å måle varmestrålingen på undersiden av låret, 50 cm fra den varme overflaten.



FIGUR 8.12: Her vises hvordan måleproben var plassert for å måle varmestrålingen i ryggen/nakken på personen foran. 40 cm over den varme overflaten, og snudd 90°.

Kroppsdel	A [$^{\circ}C$]	B [$^{\circ}C$]	Økning i opplevd temperatur [$^{\circ}C$]
Rygg	10,5	21,0	5,25
Under lår	11,8	26,3	7,25
Bakhode	10,6	17,4	3,6

TABELL 8.1: Måleresultat som viser i hvilken grad de ulike kroppsdelenes opplever en økt temperatur.

hadde endret seg vesentlig om hele gulvet var dekket av varmepanel. Videre kjenner vi ikke forholdet mellom stråling og konveksjon, det vil være noen unøyaktigheter i gammelt måleutstyr, og ingen publikum var tilstede i hallen under målingene.

	A [W/m^2]	B [W/m^2]	Forskjell [W/m^2]
Rygg	365	427	62
Under lår	374	456	82
Bakhode	366	404	38

TABELL 8.2: Måleresultat som viser effekten de ulike kroppsdelene blir bestrålt med

8.6.1.3 Vurdering av energibruken

Før varmepanelet ble skrudd på hadde det en overflatetemperatur på på 13 °C. Panelet ble tilført 345 W/m², noe som økte overflatetemperaturen til 44,3 °C, altså en temperaturøkning på 31,3 °C. Antar at isoleringen har en λ -verdi på 0,037 W/mK. Med 0,03 m tykk isolasjon, gir dette U-verdi på 1,23 W/m²K. Med et areal på 0,93 m² og temperaturdifferanse på 31,3 °C, kan vi dermed regne ut effekten som ikke bidrar til oppvarming av platen, men går ned i isoleringen, og dermed ikke bidrar direkte til strålingsoppvarmingen:

$$\text{Varmetap} = 1,23W/m^2K \times 31,3K \times 0,93m^2 = 35,8W \quad (8.1)$$

Dermed kan vi regne med at 345,0 W - 35,8 W = 309,2 W går med til netto oppvarming. Videre gir 309,2W/ 31,3 m²K = 10 W/m²K. Altså kan vi danne oss en tommelfingerregel med at det kreves 10 W for å varme 1 m² gulv opp 1 °C.

Det er vanskelig å si nøyaktig hvor varmt gulvet på tribuneområdet bør være for å gi publikum tilstrekkelig termisk komfort. Basert på teori om termisk komfort kan vi likevel si at en økning gulvets overflatetemperatur på 10 °C, fra dagens 13 °C, til 23 °C, vil gi en betydelig bedring av publikums termiske komfort.

Totalt gulvareal ved tribuneområdet er omkring 500 m². Dersom vi ønsker en temperaturøkning på $\Delta T = 10$ °C, trenger vi følgende tilført effekt:

$$P = 10W/m^2K \times 10K \times 500m^2 = 50kW \quad (8.2)$$

Til sammenligning bruker dagens løsning 139 kW. Disse tallene er likevel ikke direkte sammenlignbare, men gir en indikasjon på i hvilken størrelsesorden innsparingspotensialet ligger på med en slik løsning.

Kapittel 9

Diskusjon og drøfting av resultater

Dette kapitlet inneholder en mer muntlig oppsummering og drøfting rundt de ulike aspektene ved hver hall. Videre tillates det litt tankespinn omkring nye, ukonvensjonelle løsninger, og lek med tall.

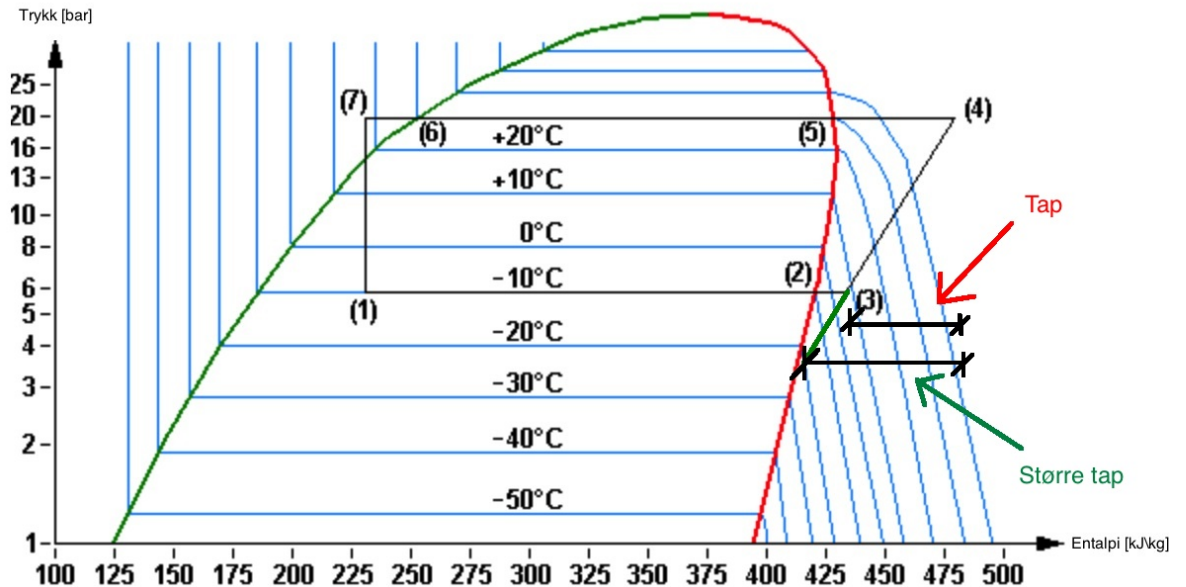
9.1 Fosenhallen

9.1.1 Kuldesystemet

Fosenhallen er tilknyttet varmepumpen i Fosen Kraft sitt fjernvarmeanlegg, og benytter her den kalde siden av varmepumpen til nedkjøling av isen. I denne oppgaven er det ikke funnet andre steder hvor en slik løsning er tatt i bruk, og det virker dermed som dette er en unik måte å utnytte denne kulden på. I teorien er dette tilsynelatende en situasjon hvor alle er vinnere. Det som ikke er tatt i betraktning, er hvor mye endringer som kreves i varmepumpens aggregat for å skape lave nok temperaturer, slik at de kan utnyttes for islegging. Dersom varmepumpens effektivitet reduseres betraktelig, kan det være nyttig å analysere og drøfte den totale effektiviteten av et slikt system. Dette må sammenlignes med en vanlig varmepumpe i ishallen, hvor overskuddsvarmen går til oppvarming av varmtvann, publikumsområde etc.

I trykk-entalpi-diagrammet i figur 9.1, er teorien bak tapet som følger av å senke for-dampertemperaturen illustrert. Diagrammet illustrerer et generelt tilfelle, da vi ikke har informasjon om temperatur på varm side. Den røde pilen peker på tapet vi får ved en

fordampertemperatur på eksempelvis 3 °C. Siden isen i Fosenhallen naturligvis krever et kjølemedium på mindre enn 0 °C, må dermed fordampertemperaturen senkes til godt under dette. Den grønne pilen peker på det større tapet vi får om vi senker fordampertemperaturen.



FIGUR 9.1

9.1.2 Publikumsområdet

Under befaring i Fosenhallen ble det tilbrakt omkring 30 minutter i det ordinære publikumsområdet i Fosenhallen. Undertegnede hadde på seg normal bekledning for en utetemperatur på omkring 7-14 °C, dvs en vanlig ytterjakke. Etter en halvtime opplevdes dette så kaldt og ubehagelig, i den grad at motorikken ble merkbart dårligere, og hjernen gikk enda langsommere enn til vanlig. Selv om lufttemperaturen ikke var nevneverdig ulik det den var utenfor hallen, var det likevel en lettelse å komme ut. Dette skyldes i hovedsak den enorme isflaten i hallen, som reflekteres i ståltaket og ned på publikum.

Forsøket fra 2009 for å bedre de termiske forholdene i hallen kom aldri til noen god konklusjon vedrørende oppvarmingsmetode. Testtriggen gikk ut på å blåse varmluft fra oven og ned på utøverene, men for å unngå stor belastning på isen måtte ikke den varme luften komme helt ned på isoverflaten. Dette hadde både skapt stor belastning på kjølesystemet, og tillegg sannsynligvis en ujevn grop i isen. Dermed gjaldt det å finne et

kompromiss, hvor luften nådde langt nok slik at folk fikk glede av den, uten at det gikk *for* langt ned. Den varme luftstrømmen ble gradvis økt til dette var oppnådd, og det viste seg å kreve en effekt på 780 kW, eller en ni-dobling av dagens energibehov. Enkel matematikk med tilsier at det i lengden vil være en svært kostbar oppvarmingsmetode. Dersom det hadde blitt vurdert å bygge dette i full skala, kunne en heller vurdert tiltak som å isolere hele hallen med påfølgende lavere energitap.

I de innledende studiene til dette forsøket var også infrarød strålevarme et alternativ. Ideen var stråleovner langs siden av isbanen, men ble ikke gått videre med. Grunnlaget for denne beslutningen var at det ville være ubehagelig å bli varmet opp kun på den ene siden av kroppen. Dermed måtte det installeres ovner på begge sider av utøverene, noe som ble vurdert til for kostbart. Teorien om termisk komfort sier derimot at kroppen er svært tolerant for asymmetrisk stråling fra siden, og den faglige bakgrunnen bak denne beslutningen kan derfor diskuteres. Videre er det tilgang på fjernvarme og overskuddsvarme fra avfukter, så å utelukkende vurdere strøm som alternativ gir heller ikke en riktig fremstilling av løsningen. Nå hadde det likevel ikke vært problemfritt med stråleoppvarming av skøyteløperene, da infrarøde stråler på isen kunne skapt problemer ift. smelting. Likevel bør konklusjonene i en prosjektutredning med kostnadsramme på mange millioner, fattes på riktig faglig grunnlag. Dette var utført av respekterte foretak, Technical Research Centre of Finland i samarbeid med Sintef, og sier og litt om mangelen på faglig kunnskap omkring oppvarming av rom med denne typen termiske forhold.

9.2 Leangen Treningshall

9.2.1 Termiske forhold

Leangen Treningshall er som navnet tilsier tilrettelagt for trening, og det er ikke lagt vekt på publikumsområdet, selv om det er klargjort for tribune. Dermed anses det ikke som noe problem at hallen oppleves kald for personer som ikke trener. Det som derimot er verre, er at folk som trener ishockey i hallen også synes det kan bli overkant kaldt. Tilbakemelding fra hockeyspillere sier at det går greit så lenge de holder høy intensitet, men blir kaldt så snart det roer seg. Under taket er det installert aerotemper som blåser varm luft horisontalt ut i hallen. Hvordan disse varme luftstrømmene beveger seg er ikke studert, men med bakgrunn i røyktestene kan med rimelig sikkerhet antas at all

varmen legger seg som et sjikt øverst i hallen, og at utøversonen temperaturmessig forblir tilnærmet uendret.

9.2.2 Avfukting

Avfuktingsanlegget er som nevnt i kapittel 7 et usikkerhetsmoment med tanke på effektivitet, da dette er dimensjonert for en omkring 10 °C varmere hall. Daglig leder i firmaet som leverer avfukteren er svært skeptisk til hvordan den brukes i Treningshallen, da luften må kjøles ned til under - 5 °C for å nå duggpunktet, noe som reduserer virkingsgraden drastisk.

9.3 Leangen Arena Ishall

9.3.1 Eksisterende oppvarming og ventilasjon

Etter å ha undersøkt en rekke tilfeller, virker det som Leangen Arena Ishall eksemplifiserer regelen snarere enn unntaket, når det kommer til oppvarmingsmetode i ishall. Oppsiktsvekkende funn, da sunn fornuft, understøttet av de enkle røyktestene, tyder på at varmluft tilført fra oven er en svært ineffektiv oppvarmingsmetode, med en hel rekke negative sider:

1. Er det to ting som er uønsket for isen sin del, så er det høy lufttemperatur og høy lufthastighet. Oppvarming med varmluft genererer begge deler, noe som bidrar til økt belastning på isens kjølesystem med påfølgende energitap.
2. Publikum har også ønske om lav lufthastighet, men dette grunnet ønske om høy opplevd temperatur.
3. Fellesnevneren er at både isen og publikum har en temperatur ulik den som kommer ut fra ventilen, og dermed ønsker lavest mulig varmeoverføring. Høy lufthastighet bidrar som kjent til det motsatte.

Videre suges luften ut i kanaler under setene, og bidrar til økt lufthastighet omkring publikum. Hele dette konseptet kan virke paradoksalt, da varmluft som kjent stiger og

kald luft synker. Hvis man skal varme opp med varmluft; hvorfor da tilføre den varme luften øverst hvor det ikke er bruk for den, og suge den ut nederst. Istedenfor burde en vurdert å spille på lag med naturkreftene, ved å tilføre den varme luften nederst, med avsug under taket.

I haller som Leangen Arena Ishall burde det være mulig å implementere dette som en retrofit. Det hadde påkrevd en del endringer og utskifting av rør, da en del av de eksisterende rørene er for små. I tillegg kan man vurdere å lage større luftåpninger under setene, for å redusere lufthastigheten i nærheten av publikum, mens volumstrømmen holdes intakt.

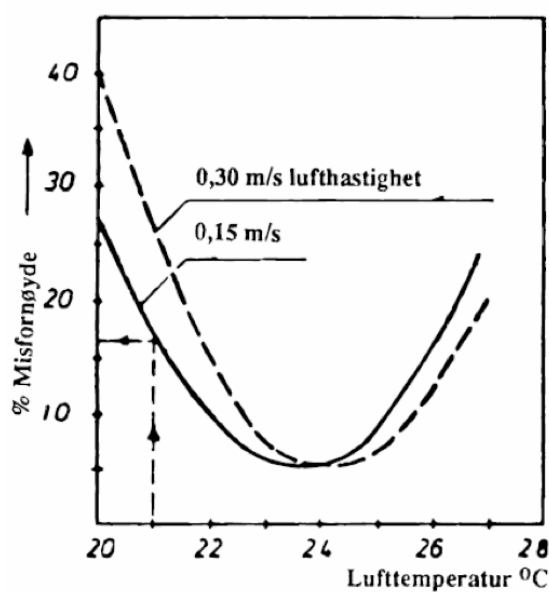
9.3.2 Oppvarming med stråling og/eller konduksjon

Dersom det ikke er snakk om en eksisterende ishall, men en hall hvor alt kan planlegges fra bunnen av, har en naturligvis en annen frihet til å utforme løsninger. Denne oppgaven anbefaler derfor å bevege seg helt bort fra ishalloppvarmings-konsensus, og skissere oppvarmingsløsning på blanke ark.

I kapittelet om forbedret termisk komfort, er det foreslått en form for strålevarme langs gulvet. Alle kjenner følelsen av hvor behagelig det er å gå inn på et varmt badegulv. Teori om termisk komfort sier også at oppvarming med lav tilhørende lufthastighet nedefra, oppleves behagelig.

I forsøket med strålingsvarme måles en økning av middelstrålingstemperatur på omkring 10 °C, avhengig av hvor på kroppen det måles. Den elektriske nettoeffekten varmepanelet gir er 310 W/m². Hadde man lagt slik gulvvarme over hele hallen hadde effektforbruket blitt 155 kW, altså omtrent det samme som netto avgitt effekt av dagens luftoppvarming gir (139 kW). I tillegg hadde en mye større varm overflate sannsynligvis gitt vesentlig økte strålingsverdier. Nå er det litt usikkert hvor mye lufttemperaturen økes som følge av eksisterende oppvarming, men å tro at den hadde ligget på samme nivå som den uoppvarmede treningshallen ved siden av er nok ikke langt fra sannheten. Denne var ca 8 °C samme dag, altså bidrar luftoppvarming på 139 kW til omkring 4-5 °C økning i lufttemperatur. På øverste rad av tribunen ble det målt en lufthastighet på over 0,4 m/s og 13,4 °C. Den tydelige trekken som merkes bidrar til drastisk å senke den opplevde temperaturen. En tommelfingerregel sier at en luftstrøm med en middelhastighet over

0,15 m/s skaper merkbar trekkfølelse. Dersom vi ekstrapolerer grafen i figur 9.2, ser vi at en 13,6 °C varm lufthastighet på 0,4 m/s beveger seg særdeles langt utenfor skalaen hva gjelder akseptabelt andel misfornøyde. Med andre ord er det ikke tvil om at dagens oppvarmingsløsning er lite gunstig, både med tanke på både komfort og energibruk.



FIGUR 9.2: Figur hentet fra presentasjon på Høyskolen i Narvik.

9.3.2.1 Varme i setene

Det bare fantasien og viljen som setter grenser for måter å varme opp på. En annen faktor som bidrar til den ineffektive oppvarmingen av tribunen, er at selv om tribunen bare er 1/10 full, må oppvarmingen likevel stå på som om den var helt fylt opp. En nærliggende måten å tenke lokal oppvarming på, er det som er gull verdt i en kald bil om vinteren, nemlig setevarme. Det termiske klimaet en vinterbilist opplever er ikke helt ulikt det publikum i en ishall opplever. Kald stråling fra rutene, et lavt intensitetsnivå, og kanskje en ytterjakke på. De fleste har opplevd hvor behagelig det er med oppvarming av sete og rygg, og at en gjerne ikke kan ha det på i mere enn 10-15 minutter før det blir for varmt, selv ved lav temperatur i bilen.

Dersom alle setene på tribunen hadde setevarme som kunne skrues på individuelt, hadde mange problem løst seg.

1. Kun de personene som var til stede og ønsket oppvarming, fikk dette.
2. All problematikk omkring lufthastighet elimineres.
3. Oppvarming skjer gjennom konduksjon rett i kroppen, og tapene til omgivelsene blir minimale.

For å sette ting i perspektiv: Setevarme for bil har en effekt på mellom 40 W - 80 W. Med 1/10 full tribune, altså 300 personer, trengs en effekt på $50 \text{ W/sete} \times 300 \text{ seter} = 15 \text{ kW}$. Til sammenligning er dagens oppvarmingssystem på omkring 139 kW, altså ca 14 ganger høyere. I tillegg må dette stå på mye lenger i forkant av kampen, og oppleves etter all sannsynlighet mindre komfortabelt.

9.3.2.2 Kirkebenkprinsippet - for billig og enkel retrofit

Det er ble i løpet av en periode på 1970-80-tallet bygget mange ishaller i Norge, hvor de fleste har egenskaper som ligner Leangen Arena Ishall. Trolig er det bygget flere enn det vil bli bygget i overskuelig fremtid. Derfor kan det være spesielt lurt å finne energisparende løsninger som er enkle og billige, for ettermontering i eksisterende haller.

Figur 9.3 viser eksempel på hvordan området omkring kirkebenker typisk varmes opp, av et varmt rør med ribber. En kirke og en ishall er til en viss grad sammenlignbare tilfeller, da begge har stor takhøyde, med folk nederst i rommet som ønsker oppvarming. Røret skaper en kombinasjon av strålevarme og konveksjonsvarme lokalt omkring kirkegjengere. Dette kan tenkes overførbart til tribunen i en ishall, og burde bedre publikums termiske komfort uten å bruke alt for mye energi. Men det viktigste med denne løsningen, er at den vil være billig og enkel å ettermontere, og derfor gi mening å vurdere for en kommune med trang økonomi.



FIGUR 9.3: Oppvarmingsløsning med vann som energibærer i Lærdal Kirke. (lærdal.kommune.no)

Kapittel 10

Konklusjon og videre arbeid

Antagelsene om begrenset kunnskap omkring oppvarming av ishaller ser ut til å stemme. Gjennomgang av eksisterende litteratur omkring temaet, samt befaring på ulike anlegg, bekrefter dette.

Oppgaven fokuserer på konseptene bak eksisterende oppvarmingsløsninger. Ved hjelp av enkle forsøk og estimat, konkluderes det med stort forbedringspotensiale til energibruk og termisk komfort, samt noe forbedringspotensiale innen avfukting.

Videre presenteres forslag til hvordan nye haller kan bygges smartere, samt hvordan eksisterende haller enkelt og billig kan gjøres mer energieffektive, samtidig som den termiske komforten forbedres.

Det er foretatt målinger av ulike inneklimatestere på tribuneområdet til Leangen Arena Ishall. Tallene fra disse er satt inn i formelverk for termisk komfort, med oppsiktsvekkende resultat. På ca 1/4 av tribunen er den termiske komforten så dårlig at den går utenfor skalaen, og ikke kan avleses fra eksisterende tabeller, dvs en anslått andel misfornøyde på over 90 %. De resterende delene av tribunen har en estimert andel misfornøyde på omkring 30 %. Et resultat over 15 % faller ifølge ISO-7730-standarden utenfor den dårligste kategorien, som går fra 10-15 %.

Denne oppgaven gir grunnlag for mye videre arbeid:

Avfuktingsløsningene i de tre casestudiene har trolig stor forskjell i effektivitet. Ulike avfukningsteknologier kan finregnes på, og egnede bruksområder for hver enkelt kan presenteres på en oversiktlig måte. Her må det primært tas inn parametere som energibruk,

temperaturvariasjoner og luftfuktighet. Sekundære parametere som pris, støy, størrrelse og driftssikkerhet bør også tas hensyn til.

Det er ikke regnet på kostnader for de ulike forslagene. Ved en mer detaljert og grundig utredning kan det regnes på kostnader, nedbetalingstider, miljøgevinster osv.

I utredningen om ny oppvarmingsløsning i Fosenhallen i 2009, var det lite drøfting omkring luftfuktighet. Skøyteløpere med stor hastighet vil trolig føle temperaturen enda tydeligere dersom luftfuktigheten er høy. Utredningen kunne derfor gått nærmere inn på å avdekke varmetap fra skøyteløpere ved ulike fuktighetsnivåer.

Dagens ishaller i Norge kan kartlegges grundigere med tanke på oppvarmingsløsning, energiforbruk, brukstid og energiforsyning. Med kunnskap om dette kan det utarbeides en standardløsning for retrofit av oppvarmingssystem. Dette vil på sikt trolig kunne gi relativt store samfunnsøkonomiske gevinster.

Tillegg A

A.1 Beregning av middelstrålingstemperatur

På generelt nivå kan middelstrålingstemperaturen beregnes ved å betrakte en person i et rom omgitt av N overflater. Disse overflatene er isoterme med overflatetemperaturer T_1, T_2, \dots, T_N ($^{\circ}K$). Den korresponderende utstrålingen er $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \dots, \varepsilon_N$.

I tillegg har vi en såkalt vinkelfaktor $F_{P-1}, F_{P-2}, \dots, F_{P-N}$, mellom personen og overflaten. Vinkelfaktoren blir ikke ilagt stor vekt i denne oppgaven, men er grei å nevne.

Dersom alle overflater ikke er isoterme deles disse inn i mindre areal der hver enkelt betraktes som isotermt. Hver enkelt overflate behandles som en grå overflate, altså at utstråling = absorbert stråling. I tillegg er den avgitte strålingen og refleksjonen fra disse er antatt diffust fordelt slik at de oppfyller Lamberts Cosinus Lov. Denne antagelsen gjør strålingen og refleksjonen retningsmessig likegyldig. Derfor er det tilstrekkelig å bare se på summen av strålingsfluksen B med enhet $\frac{W}{m^2}$. Denne er definert slik:

$$B = \varepsilon\sigma T^4 + \rho H \quad (\text{A.1})$$

hvor H er strålingsenergien som treffer flaten og ρ er refleksjonen, som for en grå flate er gitt som $1 - \varepsilon$. Det første leddet på høyre side av ligningen angir altså avgitt stråling, og det andre reflektert stråling. Antar vi at vi har N overflater får vi følgende formel:

$$\varepsilon_P\sigma(T_{mst}^4 - T_o^4) = \varepsilon_P[B_1F_{P-1} + B_2F_{P-2} + \dots + B_NF_{P-N}] - \varepsilon_P\sigma T_d^4 \quad (\text{A.2})$$

hvor T_{mst} er midlere strålingstemperatur og T_{cl} er personens overflatetemperatur. Formel [A.2](#) uttrykker altså enkelt sagt at avgitt stråling må være lik absorbert stråling minus kroppens stråling.

Tillegg B

B.1 Risikovurdering

Skjema for sikker jobb analyse

SJA tittel:	
Dato: 15.04.2014	Sted: Leangen Arena Ishall
Kryss av for utfylt sjekkliste:	<input checked="" type="checkbox"/>

Deltakere: Daniel Bergsagel		
SJA-ansvarlig:		

Arbeidsbeskrivelse: (Hva og hvordan?) Utføring av røyktester og måling av luftstrømmer
Risiko forbundet med arbeidet: Klatring i stige i forbindelse med røyktester
Beskyttelse/sikring: (tiltaksplan, se neste side) Sikring og assistanse ved stigen
Konklusjon/kommentar: Viktig å sikre at stigen står støtt før klatring

FIGUR B.1



HMS aspekt	Ja	Nei	NA	Kommentar / tiltak	Ansv.
Dokumentasjon, erfaring, kompetanse					
Kjent arbeidsoperasjon?		X			
Kjennskap til erfaringer/uønskede hendelser fra tilsvarende operasjoner?		X			
Nødvendig personell?	X				
Kommunikasjon og koordinering					
Mulig konflikt med andre operasjoner?	X				
Håndtering av en evt. hendelse (alarm, evakuering)?			x		
Behov for ekstra vakt?	X				
Arbeidsstedet					
Uvante arbeidsstillinger?		X			
Arbeid i tanker, kummer el. lignende?		X			
Arbeid i grøfter eller sjakter?		X			
Rent og ryddig?	X				
Verneutstyr ut over det personlige?		X			
Vær, vind, sikt, belysning, ventilasjon?		X			
Bruk av stillaser/lift/seler/stropper?		X			
Arbeid i høyden?	X			Arbeid i stige	
Ioniserende stråling?		X			
Rømningsveier OK?	X				
Kjemiske farer					
Bruk av helseskadelige/giftige/etsende kjemikalier?		X			
Bruk av brannfarlige eller eksplosjonsfarlige kjemikalier?		X			
Er broken risikovurdert?			X		
Biologisk materiale?		X			
Støv/asbest/isolasjonsmateriale?		X			
Mekaniske farer					
Stabilitet/styrke/spenning?		X			
Klem/kutt/slag?		X			
Støy/trykk/temperatur?		X			
Behandling av avfall?	X				
Behov for spesialverktøy?		X			
Elektriske farer					
Strøm/spenning/over 1000V?		X			
Støt/krypstrøm?		X			
Tap av strømtilførsel?		X			
Området					
Behov for befaring?		X			
Merking/skilting/avsperring?		X			
Miljømessige konsekvenser?		X			
Sentrale fysiske sikkerhetssystemer					
Arbeid på sikkerhetssystemer?		X			
frakopling av sikkerhetssystemer?		X		Frakopling av brannalarm	
Annet					

FIGUR B.2

Tillegg C

C.1 Temperaturutvekslingsparametere

Forklaring av temperaturutvekslingsparametere:

$$H = 3,96 * 10^{-8} * f_{cl} * [(t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4] - f_{cl} * h_c * (t_{cl} - t_a)$$

$$E_c = 3,05 * 10^{-3} * [5733 \sim 6,99 * (M_s - W) - p_a] - 0,42 * [(M - W) - 58,15]$$

$$C_{res} = 0,0014 * M * (34 - t_a)$$

$$E_{res} = 1,7 * 10^{-5} * M * (5867 - p_a)$$

Bibliografi

- [1] ASHRAE. Ashrae refrigeration handbook. 2010.
- [2] Metring. Hoja de informacion. *Hoja de Informacion*, 2009. URL [http://www.metring.com/notes/HI-10-70-MT2009%20\(1\).pdf](http://www.metring.com/notes/HI-10-70-MT2009%20(1).pdf).
- [3] L Molinaroli S D Antonellis, C M Joppolo. Technical guidelines. *Technical guidelines of an ice hockey rink, international ice hockey federation guide book*, 42(9):1386–1393, 2010. URL www.sciencedirect.com.
- [4] C Huizenga E Arens, H Zhang. Journal of thermal biology. *Journal of thermal biology*, 31:53–59, 2006.
- [5] S. Kamaya S. Kuno M. Terano, K. Nomura. Study on thermal comfort when soles are heated by a hot panel. *Proceedings of Healthy Buildings*, 3(12):69–74, December 1997.
- [6] Gagge A, Hardy J, and Rapp G. Exploratory study of comfort for high temperature sources of radiant heat. *ASHRAE Trans* 71, pages 19–26, 1965.
- [7] F. A. Chrenko. Heated ceilings and comfort. *Journal of the institute of Heating and Ventilating Engineers*, pages 375–396, 1965.
- [8] A. Kollmar. *Die Strahlungsheizung*, 1957.
- [9] Schegel J McNall. The effect of asymmetric radiation on the thermal comfort sensation of sedentary subjects. *ASHRAE Trans* 74, 1968.
- [10] ANSI/ASHRAE. Standard 55. 2013.
- [11] IIHF. Technical guidelines. *Technical guidelines of an ice hockey rink - international ice hockey federation guide book*, (12):28, December 2010. URL http://www.iihf.com/fileadmin/user_upload/PDF/Sport/Chapter3.pdf.

-
- [12] S Bakken. Avfuktingsprinsipper. *Avfuktingsprinsipp*, 2010. URL <http://www.ag.no/produkter-og-tjenester/luftavfuktning-avfuktere/avfuktningsprinsipper.aspx>.
- [13] L I Stensaas. *Ventilasjonsteknikk 1 - Grunnlaget og systemer*. Skarland Press AS, 1999.
- [14] M Rm K Sipil. Niche heating of fosenhall in bjugnl. *Proceedings of Healthy Buildings*, page 4, December 2009.
- [15] P Saskatchewan. Recreation facilities design manual. *BOI publications*, 1991.
- [16] P Koper A Stobiecka, B Lipska. Comparison of air distribution systems in ice rink arena ventilation. *Environmental Protection Engineering*, 2012.
- [17] Energistyrelsen. Hvor meget el bruger du. 2014.
- [18] Daniel Bergsagel. Ulike oppvarmingsløsningers innvirkning på inneklime og energibruk. 2013.
- [19] Seibu Giken. Dehumidifier recusorb. URL http://www.dst-sg.com/wp-content/uploads/2013/10/RZ-ICE_GB.pdf.
- [20] P O Fanger. *Thermal comfort*. Danish Technical Press, 1970.