

# Utvikling av energisystemer i svømmehaller

**Marie Edsbergløkken**

Master i energi og miljø

Innlevert: juni 2015

Hovedveileder: Trygve Magne Eikevik, EPT

Medveileder: Ola Jonassen, Asplan Viak  
Rolf Sørli, Asplan Viak

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet  
Institutt for energi- og prosesseteknikk



EPT-M-2014-16

**MASTEROPPGAVE**

for

Student Marie Edsbergløkken

Våren 2014

Utvikling av energisystemer i svømmehaller  
*Development of new energy systems in swimming halls*

**Bakgrunn og målsetting**

Nye svømmehaller i de store byene i dag blir gjerne bygget som flerbrukshaller, der det er flere bassenger med ulike vanntemperaturer som blir benyttet. Dette byr på flere muligheter når energisystemet skal designes. Ved siden av energirik, fuktig avtrekksluft er det særlig utskiftning av bassengvann som har et stort energigjenvinningspotensial i svømmehaller. Denne energien/varmen som holder lav temperatur, kan benyttes til å heve vanntemperaturen inn på varmpumpen på opptakssiden. Oppgaven vil i hovedsak fokusere på hvordan energisystemet i svømmehaller kan optimaliseres for bedre utnyttelse av tilgjengelig energi ved bruk av varmpumpe. Varmepumpen benyttes til kombinert oppvarming og kjøling for å minimere energibruket. Videre skal oppgaven fokusere på utvikling av systemløsning for energianlegget, hvor varmeveksling og varmpumping må sees i sammenheng og optimaliseres innbyrdes. Metodikk for beregning av varmevekslere i nettverk kan vurderes å bli inkludert som en del av oppgaven.

Tradisjonelle energisystemer i svømmehaller inkluderer blant annet oppvarming og avfuktning av ventilasjonsluft ved standard luftbehandlingsaggregater. Det er vanlig med flere avfuktningsaggregater med innebygde varmpumper hvor varmen stort sett utnyttes til oppvarming av bassenger. I størsteparten av året er det overskudd av energi til bassengoppvarming. Det vil bli sett på muligheter der avfuktning av luft vil skje ved hjelp av kjølebatteri i avfuktningsaggregatene som knyttes til én felles varmpumpe for alle disse aggregatene. I tillegg vil oppgaven omhandle hvordan romkjøling og kjøling av kalde bassenger kan utnytte frikjøling fra energibrønner og heve turtemperaturen til varmpumpen. Oppgaven ser altså på bruk av ett sentralt anlegg som kan produsere både isvann til klimakjøling og avfuktning og varmtvann til oppvarming, samtidig. Oppgaven må avklare hvor mye mindre energiforbruket blir på et slikt anlegg sammenlignet med dagens tradisjonelle anlegg. Dessuten må oppgaven avklare om dette lar seg gjøre i praksis, med hensyn på installasjonskostnad og plassbehov.

Oppgaven skal føre til kunnskap om hvordan fremtidige energisystemer i større svømmehaller bør designes for å oppnå energibesparelse. Dette innebærer hvilket varmpumpesystem som er det mest optimale, i tillegg til hvordan energien til avfuktning, utskiftning av bassengvann og dusjvann best blir ivaretatt.

## Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter

1. Gjennomføre litteraturstudium som viser status for varme-/kjøleløsninger for svømmehaller
2. Kritisk gjennomgang av rammebetingelser, systemløsninger med tanke på forbedringspotensiale
3. Etablere beregningsmodell for energiøkonomiske betraktninger. Herunder også nødvendig plassbehov og kostnader relatert til dette,
4. Gjennomføre beregninger for de ulike valgte løsninger, hvor mengde varme som er til overs i sommerhalvåret og om dette kan lagres i fjellbrønner skal kartlegges. Se på hvordan dette påvirker behovet for antall brønner, temperaturvariasjonen over året i brønnene og hvordan det påvirker muligheten for å dekke kjølebehov direkte fra brønnene. Sjøvann bør også inngå i beregningene for de anleggene som ligger nære sjø.
5. Utarbeide et vitenskapelig «paper» fra hovedresultater fra masteroppgaven
6. Beskrive mulig videreføring av arbeidet i en ny oppgave

” - ”

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 velkrevet. 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 prosesseteknikk.

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. Ved innlevering av masteroppgaven skal alt materiale benyttet under utarbeidelse

av oppgaven (herunder; oppgave, vedlegg, vitenskapelig paper, alt referansemateriale, tegninger, beregningsprogrammer etc.) leveres til faglig ansvarlig på en «memory stick» eller på en CD.

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

NTNU, Institutt for energi- og prosesseteknikk, 14. januar 2014

---

Prof. Olav Bolland  
Instituttleder

Medveiledere:  
Ola Jonassen, Asplan Viak AS  
Rolf Sørli, Asplan Viak AS



---

Prof Trygve M. Eikevik  
Faglig ansvarlig/veileder  
e-post: Trygve.m.eikevik@ntnu.no

e-post:  
ola.jonassen@asplanviak.no  
rolf.sorlie@asplanviak.no



## Endringsmelding: Avgrensing av oppgaven

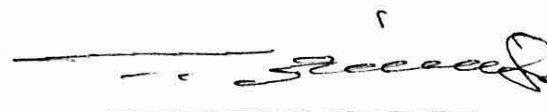
I samråd med veileder er følgende endringer i oppgaveformuleringens punkter besluttet.

- **Punkt 3** avgrenses til å omhandle energiøkonomiske betraktninger for svømmehallen, uten betraktninger knyttet til plassbehov eller kostnader.
- **Punkt 4** endres til å omhandle beregninger for ulike valgte systemløsninger for avfuktning. Under dette punktet vil betraktninger som vedrører lagring av energi i fjellbrønner og utnyttelse av sjøvann ikke inkluderes i oppgaven.
- **Punkt 5:** Utarbeiding av utkast til vitenskapelig «paper» faller bort.

Veileders signatur:

25/6-2015

Sted /dato



Trygve M. Eikevik





## Forord

Denne masteroppgaven representerer mitt avsluttende arbeid våren 2015 ved studiet Energi- og Miljø, ved Norges Teknisk-Naturvitenskapelige Universitet. Oppgaven er skrevet ved Institutt for Energi- og Prosessteknikk, i samarbeid med rådgivende ingeniørfirma Asplan Viak.

Jeg vil gjerne takke min faglig ansvarlige veileder ved NTNU, Trygve M. Eikevik, for å ha tatt på seg veilederrollen for meg. Han har sørget for jevnlig oppfølging av oppgavens fremdrift, samt vært sentral i utforming av oppgaven.

Jeg vil også gjerne takke mine to medveiledere ved Asplan Viak, seniorrådgiverne Rolf Sørli og Ola Jonassen. Spesielt vil jeg takke for hjelp til utforming og definering av denne oppgaven, basert på et pågående prosjekt. Jeg vil også takke dere for all tiden som er lagt ned i veiledningsmøter, der dere har hjulpet meg gjennom oppgavens gang og bidratt med både verdifull kunnskap og praktisk erfaring. Jeg håper oppgavens innhold kan gi nytte til videre forskning og arbeid i prosjektet. I tillegg vil jeg takke Vidar Hardarson, innleid i prosjektet, som har bidratt til svært nyttige aggregatsimuleringer.

Til slutt vil jeg takke alle som jeg personlig har kontaktet i forbindelse med denne oppgaven. Spesielt vil jeg trekke frem Nic Holm i Dantherm som har lagt ned mye tid til å svare på alle mine spørsmål og gitt meg mye informasjon som har økt min forståelse innen fagområdet avfuktning.

Trondheim, 25.juni 2015

Forfatter,

Marie Edsbergløkken



## Sammendrag

Svømmehaller har et høyt energiforbruk på grunn av varme svømmebasseng, stort forbruk av varmt forbruksvann til dusjing, høy lufttemperatur og luftfuktighet i svømmehallen. Dette gir mulighet for energigjenvinning. Høy lufttemperatur og fuktighet i svømmehallen impliserer at det er mye energi å hente i avtrekksluften. Litteraturstudiet viser at denne varmeenergien kan benyttes til oppvarming av luft og/eller vann. Dette er hensiktsmessig da det som regel vil være et kontinuerlig oppvarmingsbehov for disse mediene, eksempelvis forårsaket av transmisjon og fordunstning. Litteraturstudiet viser også at det er vanlig å benytte standard avfuktningssystemer med integrert varmepumpe for avfuktning, som kan levere overskuddsvarme til ventilasjonsluftoppvarming. Denne oppgaven undersøker en alternativ avfuktningsteknikk der de integrerte varmepumpene er erstattet med luftkjølere tilknyttet én stor sentral varmepumpe.

Det valgte referansecaset for oppgaven, er et badeanlegg under prosjektering per dags dato. Badeanlegget er plassert i Tromsø og kalt Tromsøbadet. I oppgaven er det utarbeidet en oversikt over nødvendig varmeeffekt for alle soner i Tromsøbadet. I tillegg er det også utarbeidet en oversikt over nødvendig kjøleeffekt til avfuktning. Det er funnet at nødvendig kjøleeffekt til avfuktning er større enn behovet for romoppvarming i badeanlegget, som gjør det potensielt mulig å dekke flere effektposter (oppvarmingsformål) med energi fra avfuktning. Disse effektbehovene kan være påvirket av valget av avfuktningsteknikk. Det er derfor gjort en sammenlikning mellom avfuktningsteknikker med standardaggregater og med én stor sentral varmepumpe.

Oppgavens resultater viser at nødvendig kjøleeffekt til avfuktning varierer med aggregatutforming og styringsprinsipp for aggregatet. Det er derfor gjort en beregning basert på overveide antakelser for tre forskjellige aggregater og styringsprinsipper. Beregningene er begrenset til å ta for seg fire forskjellige driftstilstander, klassifisert som vinter- og sommerdrift for dag og natt. Simuleringsresultatene viser at anlegget med én stor sentral varmepumpe har lavest effektforbruk til avfuktning. Det er også funnet ut at temperaturen i avkastluften fra svømmehallen kan være relativt høy, slik at det bør forskes videre på muligheter for utnyttelse av denne energien, for eksempel ved installasjon av en ekstra luftkjøler i avkastkanalen. Beregningsmodellen kan forenkle fremtidige beslutningsprosesser knyttet til valg av avfuktningsteknikk.

Videre kan beregningsmodellen bidra til at energisystemet i fremtidige svømmehallbygg kan skreddersys ved at tilgjengelig spillvarme vedrørende avfuktning kan utnyttes i større grad. Dette kan ha fordelaktige implikasjoner for reduksjon i energibruket. Dog forutsetter dette at modellen verifiseres gjennom videre forskning.

## **Abstract**

Indoor swimming halls have a high energy consumption due to heated swimming pools, large consumption of hot water for showering, high air temperature, and humidity in the swimming hall. Consequently, this enables potential energy recovery. High air temperature and humidity in the swimming hall imply that there is great amount of energy to collect in the exhaust air. The literature study shows that this energy can be used to heat air and/ or water. This is appropriate since it will usually be a continuous heating need for these media, for instance, caused by transmission and evaporation. Furthermore, the literature study shows that it is commonly used standard dehumidifying units with an integrated heat pump for dehumidification. This can yield surplus heat that can be used for, for instance, ventilation heating. In this master's thesis, an alternative approach to dehumidification is examined, where the integrated heat pumps are replaced with air coolers attached to one large central heat pump.

This master's thesis investigates a case, which consists of a projected indoor swimming hall in Trømsø named Tromsøbadet. In the thesis, the necessary heating power for all the different areas in Tromsøbadet have been reviewed. In addition, reviewing the required cooling power for dehumidification has also been carried out. Findings suggest that the necessary cooling effect for dehumidification is greater than the need for room heating, which, in turn, potentially enables the energy acquired from dehumidification to cover multiple power requirements (heating purposes). However, the power requirements are likely affected by the choice of approach to dehumidification. Therefore, an assessment covering the different requirements, both when considering the standard dehumidifying units and the choice of employing one large heat pump instead, is carried out.

Moreover, the findings of the thesis show that the necessary cooling power for dehumidification varies based on the installation's design and its management principle. Therefore, calculations based on appropriate assumptions for three different installations for dehumidification and management principles are conducted. The calculations are limited only to cover four different working conditions, which are classified as winter and summer conditions for both day and night. The results from the simulations show that the installation with one large central heat pump is favorable due to the lowest power requirement for dehumidification. Furthermore, it has been found that since the temperature of the swimming hall's exhaust air can be relatively high, further research should consider opportunities for utilization of this energy. This can for

instance entail adding an extra air cooler in the exhaust air duct. Possibly, the calculation model employed in this thesis can simplify future decision-making processes regarding choice of approach to dehumidification.

Furthermore, the calculation model may also contribute to energy systems more readily can be tailored to future swimming halls by considering the available waste heat from dehumidification, and that this heat can be utilized to a larger degree. This can have advantageous implications by lowering the energy consumption. However, this is dependent on that the calculation model is verified in further research.

# Innholdsfortegnelse

1	INTRODUKSJON .....	1
2	LITTERATURSTUDIE OG TEORI .....	3
<b>2.1</b>	<b>Energibruk i eksisterende svømmehaller .....</b>	<b>3</b>
2.1.1	Energisparetiltak .....	6
<b>2.2</b>	<b>Energigjenvinning.....</b>	<b>8</b>
2.2.1	Ventilasjonsvarmegjenvinning .....	8
2.2.2	Gråvannsgjenvinning.....	8
2.2.3	Kjøling .....	9
2.2.4	Varmepumpe kontra varmeveksler .....	9
<b>2.3</b>	<b>Generelt om varmepumpe .....</b>	<b>10</b>
2.3.1	Varmepumpeprosessen .....	10
2.3.2	Energikilder .....	12
2.3.3	Dimensjonering av varmepumpeanlegget .....	13
<b>2.4</b>	<b>Fuktig luft.....</b>	<b>15</b>
2.4.1	Absolutt fuktighet .....	15
2.4.2	Relativ fuktighet, RF .....	15
2.4.3	Fuktig luft diagram, Mollier-diagram .....	16
2.4.4	Fordunstning fra basseng.....	17
2.4.5	Energieffektivitet og energibehov ved tørkning .....	19
<b>2.5</b>	<b>Avfukting i ventilasjonsaggregater .....</b>	<b>20</b>
2.5.1	Avfukting med uteluft .....	21
2.5.2	Avfukting med varmegjenvinner.....	21
2.5.3	Kjøleteknisk avfuktning .....	21
2.5.4	Driftsmønster .....	23
<b>2.6</b>	<b>Varmevekslere i nettverk .....</b>	<b>28</b>
2.6.1	Pinch-analyse .....	28
<b>2.7</b>	<b>Status for varme-/kjøleløsninger i svømmehaller .....</b>	<b>31</b>
2.7.1	Drammensbadet .....	32
2.7.2	Pirbadet.....	36

<b>3</b>	<b>METODE - BEREGNINGSMODELL.....</b>	<b>41</b>
<b>3.1</b>	<b>Oppbygging av modell for energibruk .....</b>	<b>41</b>
<b>3.2</b>	<b>Transmisjonstap.....</b>	<b>41</b>
<b>3.3</b>	<b>Infiltrasjonstap.....</b>	<b>42</b>
<b>3.4</b>	<b>Ventilasjonstap .....</b>	<b>42</b>
<b>3.5</b>	<b>Fordunstning.....</b>	<b>44</b>
<b>3.6</b>	<b>Kjøleeffektbehov til avfuktning .....</b>	<b>45</b>
<b>3.7</b>	<b>Interne varmetilskudd.....</b>	<b>48</b>
<b>3.8</b>	<b>Varmetilskudd fra sol .....</b>	<b>49</b>
<b>3.9</b>	<b>Avfukningsprinsipper .....</b>	<b>51</b>
<b>3.10</b>	<b>Dimensjonering av den sentrale varmepumpen vurdert i Tromsøbadet .....</b>	<b>54</b>
<b>4</b>	<b>FORUTSETNINGER FOR REFERANSECASET TROMSØBADET .....</b>	<b>55</b>
<b>4.1</b>	<b>Innledning.....</b>	<b>55</b>
<b>4.2</b>	<b>Forutsetninger .....</b>	<b>55</b>
4.2.1	Klimadata for Tromsø .....	56
4.2.2	Arealer.....	59
4.2.3	U-verdier .....	59
4.2.4	Luftmengder.....	60
<b>4.3</b>	<b>Avfuktning ved 4 standardaggregater med VP vs. Én stor varmepumpe .....</b>	<b>66</b>
<b>5</b>	<b>RESULTATER.....</b>	<b>67</b>
<b>5.1</b>	<b>Effektbehov romoppvarming .....</b>	<b>67</b>
<b>5.2</b>	<b>Totalt effektbehov .....</b>	<b>71</b>
<b>5.3</b>	<b>Varmetilskudd fra solstråling .....</b>	<b>74</b>
<b>5.4</b>	<b>Fordunstning.....</b>	<b>76</b>
<b>5.5</b>	<b>Kjøleeffekt vil avfuktning .....</b>	<b>77</b>
<b>5.6</b>	<b>Avfuktning med driftsprinsipp med omluftgjenvinning før kryssveksler .....</b>	<b>80</b>
<b>5.7</b>	<b>Styring i avfukningsaggregater.....</b>	<b>84</b>
5.7.1	Avfuktning med omluftsventilering av avkastluften .....	84
5.7.2	Avfuktning uten omluftsventilering av avkastluften ved friskluftkjøring.....	85
<b>5.8</b>	<b>Aggregatsimuleringer (beregninger) .....</b>	<b>87</b>
<b>5.9</b>	<b>Dimensjonering av sentral varmepumpe .....</b>	<b>92</b>



6	DISKUSJON .....	94
6.1	Avfuktning i varmeveksler ved typiske vinter- og sommertemperaturer.....	94
6.2	Varmetap i avkastluft.....	96
6.3	Sammenlikning av beregningsresultater for avfukningsprinsipper.....	97
6.4	Sammenlikning av forskjellige driftsprinsipper .....	100
7	KONKLUSJON.....	104
8	VIDEREFØRING AV ARBEID .....	106
	<b>Referanser.....</b>	<b>108</b>
	<b>Vedlegg .....</b>	<b>111</b>
	Vedlegg 1.....	111
	Vedlegg 2.....	112
	Vedlegg 3.....	113
	Vedlegg 4.....	115
	Vedlegg 5.....	116

## Figurliste

Figur 2.1 Oversikt over årlig energibruk for 27 norske svømmehaller (Øen, 2010).....	5
Figur 2.2 Årlig energibruk (final annual energy consumption, FAEC) for 3 ulike bygningskategorier (Kampel et al., 2013).....	6
Figur 2.3 Energiflyt i svømmehall med avansert gjenvinningsteknologi (Kampel et al., 2014).....	7
Figur 2.4 Prinsippskisse av kompressordrevet varmpumpe (Magnussen, 2010).....	11
Figur 2.5 Log ph- diagram (Steene, 2014).....	11
Figur 2.6 Mollierdiagram for fuktig luft (Sandberg, 2007).....	16
Figur 2.7 Eksempel tørkeprosess.....	19
Figur 2.8 Avfukting med varmpumpe (Sintef Byggforsk, 2003).....	22
Figur 2.9 Avfuktningsprinsipp med varmegjenvinner og kjøleteknisk avfuktning med varmpumpe (Sørli, 2014).....	23
Figur 2.10 Tre forskjellige driftsmønstre for avfuktning (Sintef Byggforsk, 2003).....	24
Figur 2.11 Avfuktningsprosessen vist i Mollier diagram (Sintef Byggforsk, 2003).....	25
Figur 2.12 DanX klimaaggregat fra Dantherm (Dantherm, 2015).....	26
Figur 2.13 Kjølekrets for DanX XWPS klimaaggregat med fast kjølekretsløp (Dantherm, 2009).....	26
Figur 2.14 Varveksling mellom en varm strøm med lav CP og en kald strøm med høy CP.....	29
Figur 2.15 Eksempel komposittkurve (Waikato Energy Reserach Centre, 2014).....	30
Figur 2.16 Nærvarmenett koblet til Drammensbadet (Haugan, 2011).....	32
Figur 2.17 Skisse av gjenvinningskrets fra avfuktningsaggregatene.....	33
Figur 2.18 Skisse av varmtvannsberedning i Drammensbadet.....	35
Figur 2.19 Termisk energiforsyning til Pirbadet (COWI, 2005).....	36
Figur 2.20 Prinsippskjema for energianlegget i Pirbadet (Eggen, 2010).....	37
Figur 2.21 To avfuktningsmetoder i Pirbadet (Eggen, 2010).....	38
Figur 3.1 Absolutt fuktighet i avtrekk og ønsket tilstand i tilluft.....	46
Figur 3.2 Mollier-diagram som viser absolutt fuktighetsinnhold i luften for de ulike tilstandene i klimaaggregatet.....	47
Figur 4.1 Illustrasjon av Tromsøbadet (Asplan Viak, 2014).....	55
Figur 4.2 Boksplokk som viser månedsmiddeltemperatur og døgnvariasjonen per måned.....	57
Figur 4.3 Utetemperaturens varighet for Tromsøklime.....	57
Figur 4.4 Månedsgjennomsnittlig temperatur og absolutt fuktighet for Tromsøklime.....	58
Figur 4.5 Beregnet nødvendig luftmengde for avfuktning i drift og utenfor drift gjennom et år.....	63
Figur 4.6 Tradisjonell løsning med kombinert ventilasjons- og avfuktningsaggregat med innebygget varmpumpe.....	66
Figur 4.7 Mulig løsning med en felles sentral varmpumpe til avfuktning, klimakjøling og oppvarming.....	66

Figur 5.1 Våt sone .....	67
Figur 5.2 Tørr sone .....	67
Figur 5.3 Treningssone .....	67
Figur 5.4 Våt sone .....	68
Figur 5.5 Tørr sone .....	68
Figur 5.6 Treningssone .....	68
Figur 5.7 Netto effekt-varighetskurve, våt sone .....	68
Figur 5.8 Netto effekt-varighetskurve, tørr sone .....	68
Figur 5.9 Netto effekt-varighetskurve, treningssone .....	68
Figur 5.10 Netto effekt-varighetskurve, alle soner .....	68
Figur 5.11 Effektbehov til romoppvarming, våt sone .....	69
Figur 5.12 Effektvarighetskurve romoppvarming våt sone .....	69
Figur 5.13 Effektbehov ved ulike utetemperaturer våt sone .....	71
Figur 5.14 Fordelt effektbehov varighetskurve for våt sone .....	72
Figur 5.15 Effektbehov varighetskurve våt sone .....	72
Figur 5.16 Gjennomsnittlig varmeeffektbehov per måned for våt sone .....	73
Figur 5.17 Gjennomsnittlig effektbehov for tørr sone .....	73
Figur 5.18 Gjennomsnittlig effektbehov treningssone .....	73
Figur 5.19 Soltilskudd per måned for alle soner .....	75
Figur 5.20 Energi til netto romoppvarming og kjøling til avfuktning .....	75
Figur 5.21 Kjøleeffekt til avfuktning .....	77
Figur 5.22 Kjøleeffekt til avfuktning på dagtid med 25 % friskluftsandel .....	78
Figur 5.23 Kjøleeffekt til avfuktning på natten med 5 % friskluftsandel .....	79
Figur 5.24 Kjøleeffekt til avfuktning om natten med 0 % friskluftsandel, full omluftdrift .....	80
Figur 5.25 Nødvendig kjøleeffekt til avfuktning for typisk dag- og nattdrift hver måned .....	80
Figur 5.26 Kjøleeffekt vinter ved $DUT_v$ .....	81
Figur 5.27 Kjøleeffekt sommer ved 3-døgns høyeste middelentalpi .....	81
Figur 5.28 Kjøleeffekt vinter, typisk vinterdøgn .....	82
Figur 5.29 Kjøleeffekt sommer, typisk sommerdøgn .....	82
Figur 5.30 Tap i avkastluft for dag og nattdrift .....	82
Figur 5.31 Tap i avkastluft på dagtid med antatt konstant avkasttemperatur på 12 °C .....	83
Figur 5.32 Dagdrift .....	84
Figur 5.33 Nattdrift .....	84
Figur 5.34 Dagdrift med friskluftutskiftning .....	86
Figur 5.35 Nattdrift, omluftkjøring .....	86
Figur 5.36 HX-diagram som viser avfuktningsprosessen i sentralanlegg for dagdrift om sommeren ..	90
Figur 5.37 Log P-h diagram ved antakelse om nødvendig kjøleeffekt 400 kW .....	92

Figur 5.38 Log P-h diagram med fordampertemperatur 5 °C og kondensatortemperatur 35 °C .....	93
Figur 5.39 Log P-h diagram med fordampningstemperatur 5 °C og kondenseringstemperatur 40 °C .	93
Figur 6.1 Prinsippskisse av varmeveksler med nummerering av tilstander ved inn- og utløp .....	94
Figur 6.2 Mollier-diagram som illustrerer tilstandene ved inn- og utløp i varmeveksleren for typisk vinterdrift.....	94
Figur 6.3 Mollier-diagram som illustrerer tilstandene ved inn- og utløp i varmeveksleren for typisk sommerdrift .....	95
Figur 6.4 Kulde- og varmeytelse fra kjølemaskin, Dantherm .....	97
Figur 6.5 Kulde- og varmeytelse fra kjølemaskin, Sentralanlegg .....	97
Figur 6.6 Kulde- og varmeytelse fra kjølemaskin, Menerga .....	98
Figur 8.1 Systemskjema gjenvinningskrets Drammensbadet (Dantherm, 2015) .....	111
Figur 8.2 Funksjonsbeskrivelse Menerga aggregat 37 .....	116

## Tabeller

Tabell 2-1 Tabell over aktuelle varmekilder, og deres typiske temperaturer ved DUT og i fyringssesongen.....	12
Tabell 2-2 Sentrale data for Drammensbadet og Pirbadet.....	31
Tabell 2-3 Målt energiforbruk i Drammensbadet i 2014.....	35
Tabell 2-4 Energimålinger i Pirbadet i 2006 (Eggen, 2010) .....	39
Tabell 3-1 Gjennomsnittlig varmetilskudd i driftstiden for belysning, utstyr og personer gitt i W/m <sup>2</sup> . 48	
Tabell 3-2 Valgte verdier for varmetilskudd fra internlast i driftstiden for belysning, utstyr og personer gitt i W/m <sup>2</sup> .....	48
Tabell 3-3 Månedlige strålingsverdier.....	50
Tabell 3-4 Input-verdier i beregningsprogram .....	52
Tabell 3-5 Input-verdier i beregningsprogram for ulike driftskategorier, vinter/sommer, dag/natt .....	53
Tabell 4-1 Månedsmiddelverdier for temperatur og relativ fuktighet i perioden 2010-2014.....	56
Tabell 4-2 Dimensjonerende sommerforhold i Tromsø med persentiler for temperatur og fuktighet ..	58
Tabell 4-3 Oversikt over areal og romvolum i Tromsøbadet .....	59
Tabell 4-4 Oversikt over vindusareal og orientering for Tromsøbadet .....	59
Tabell 4-5 U-verdier for bygningselementer i Tromsøbadet.....	59
Tabell 4-6 Dimensjonerende luftmengder .....	60
Tabell 4-7 Anbefalt frislufsandel .....	61
Tabell 4-8 Beregnet friskluftmengde til person- og materialbelastning.....	61
Tabell 4-9 Nødvendig luftmengder der avfuktning skjer med friskluft .....	63
Tabell 4-10 Nødvendig luftmengde til avfuktning ved DUT .....	64
Tabell 5-1 Temperatur på tilluft for dag og natt.....	70
Tabell 5-2 Varmetilskudd fra sol for alle tre klimasonene .....	74
Tabell 5-3 Fordunstning per måned .....	76
Tabell 5-4 Beregningsresultater fra aggregatsimulering .....	89
Tabell 5-5 Ekstrahert vann per forbrukt energi .....	90
Tabell 5-6 Årlig energiforbruk og varmeoverskudd i avfuktningssystemene .....	91
Tabell 6-1 Kondensmengde utfelt i varmegjenvinner .....	97
Tabell 6-2 Kondensmengde utfelt i varmegjenvinner for tenkt Menerga-aggregat ved dagdrift.....	98
Tabell 6-3 Beregningsresultater, varmeoverskudd fra avfuktningssystemene .....	99
Tabell 8-1 Vindusarealer inkludert karm og ramme .....	113
Tabell 8-2 Effektivt vindusareal for soltilskudd.....	113
Tabell 8-3 Varmetilskudd fra sol i kWh for våt sone .....	113
Tabell 8-4 Varmetilskudd fra sol i kWh for øvrige arealer .....	114
Tabell 8-5 Varmetilskudd fra sol i kWh for treningssone .....	114

## **Begreper og definisjoner**

COP = Coefficient of performance

DUTs = Dimensjonerende utetemperatur, sommer

DUTv = Dimensjonerende utetemperatur vinter

GWP = Global warming potential

RF = Relativ fuktighet

SFP = Specific fan power

SPF = Seasonal performance factor

# 1 Introduksjon

I dag bygges gjerne store svømmehaller som flerbrukshaller (folkebad). Her vil det derfor ofte være flere bassenger og vannattraksjoner med forskjellige vanntemperaturer, da det siktes på å gi et tilbud til alle aldersgrupper, der behovet for idrett, mosjon, lek og rekreasjon kan dekkes (Marcussen, 2013). Kappel et al. (2013) poengterer at svømmehaller minner mer om prosessanlegg enn idrettsbygg ettersom bygget inneholder et komplekst teknisk system for å tilfredsstille kravene for blant annet vann- og luftkvalitet. Kontorer og oppholdsarealer til de ansatte i badeanlegget er også miljøer en må ta hensyn til ved utbygging av svømmehaller, som har andre krav til luftkvalitet enn i områdene rundt bassengene. I tillegg er det vanlig at bygget består av flere funksjoner enn kun svømmehall, som for eksempel Pirbadet der treningssenter er samlokalisert med svømmehallen (Stiftelsen Trondheim Pirbad, 2015). Helhetlig sett er derfor energianlegget stilt overfor diverse utfordringer som angår inneklime i anleggets ulike soner. Allikevel er det særlig avfuktning og utskiftning av bassengvann som er økonomiske utfordringer for anleggets våte soner, men disse byr også på et stort energigjenvinningspotensial. Energirik, fuktig avtrekksluft kan ved å benytte en varmepumpe, fungere som en kilde til både oppvarming og avfuktning. Oppgaven vil i hovedsak fokusere på hvordan energisystemet i svømmehaller kan optimaliseres for bedre utnyttelse av tilgjengelig energi, særlig i ventilasjonsluften, ved bruk av varmepumpe.

Standard avfuktningsaggregater er bygget og tilpasset for å dekke oppvarmingsbehov fortrinnsvis til luft og vann, som er tilknyttet aggregatet. Dimensjoneringen av varmepumpen i aggregatet vil begrenses ut ifra potensiell varmeavsetning i aggregatets lokale virkeområde. Ved for lav varmeakkumulering, altså at varmeavsetningen er for lav, kan disse standardaggregatene måtte begrense dimensjonerende avfuktningseffekt for å unngå uøkonomisk drift (Holm, 2015). En alternativ avfuktningsmetode er å benytte én stor sentralisert varmepumpe, der varm og fuktig avkastluft fra svømmehallen benyttes som varmekilde. Avkastluften avkjøles i luftkjølere tilknyttet en isvannskrets, som forsyner varmepumpens fordampere med termisk energi. Dette medfører at varmepumpen har mulighet til å levere energi til hele bygget, der det er et oppvarmingsbehov.

Oppgaven skal føre til kunnskap om hvordan fremtidige energisystemer i større svømmehaller bør designes for å oppnå energibesparelse. Dette innebærer hvilket avfuktningsprinsipp som er det mest optimale, og hvordan energien fra avfuktning best blir ivaretatt.

Videre tar oppgaven for seg et referansecase, som er et badeanlegg under prosjektering per dags data. Dette anlegget skal stå ferdig i 2018 i Tromsø og har fått navn Tromsøbadet. Klimadata og andre forutsetninger for klimaet i Tromsø legges derfor til grunn i beregningene. Her sammenliknes sentralanlegget, der luftbehandlingsaggregatene er tilknyttet én stor sentral varmepumpe, med den tradisjonelle løsningen med flere standard avfuktningsaggregater.

Inndelingen av masteroppgaven er som følgende. I kapittel 2 belyses et litteraturstudie som tar for seg erfaringer og løsninger under norske forhold. Kapittel 3 beskriver metodologien som ligger til grunn for beregningsmodellen som er anvendt for sammenlikningen introdusert ovenfor. Videre går kapittel 4 nærmere inn på referansecaset Tromsøbadet og sentrale aspekter og forutsetninger ved klimaet i Tromsø. Diverse relasjoner og forutsetninger beskrevet i kapittel 3 og kapittel 4, samt relevant teori fra kapittel 2 danner grunnlaget for resultatene som presenteres i kapittel 5. Disse resultatene sammenstilles i en diskusjon som underlegges kapittel 6. Konklusjonen i masteroppgaven presenteres i kapittel 7 før sentrale aspekter for videreføring av arbeidet avrunder oppgaven i kapittel 8.



## 2 Litteraturstudie og teori

I litteraturstudiet er det fokusert på litteratur som baserer seg på erfaringer og løsninger under norske forhold. Dette er ansett som mest relevant for oppgaven og særlig for referansecaset som er anvendt i denne oppgaven. Kildene som er benyttet, er funnet gjennom et narrativt litteraturstudie der flere er hentet gjennom universitetsbibliotekets egne database, Bibsys Ask, i tillegg til Scopus. Det narrative aspektet ved litteraturstudiet kan utdypes ved at sentrale referanser i kildene som er funnet gjennom de valgte databasene, er videre undersøkt for informasjon- og teoribelysning. Det har også vært svært viktig med innhenting av informasjon gjennom direkte kontakt med flere relevante personer. Som for de skriftlige kildene har også kontakt med de relevante personene resultert i ytterligere referanser til andre personer som er kontaktet for informasjonsuthenting. Dette kapittelet omhandler derfor både resultater fra litteratursøk og grunnleggende teori, som er avgjørende for oppgavens videre presentasjon.

Først i underkapittel 2.1 presenteres energibruk i eksisterende svømmehaller og energibesparende tiltak som er aktuelle for denne bygningskategorien. Det er også en kort beskrivelse av varmpumpeteknologien og hvordan denne kan utnyttes i svømmehaller i underkapittel 0. Videre tar litteraturstudiet for seg typiske elementer ved svømmehaller, som fuktig luft i underkapittel 2.4 og hvordan avfukting av ventilasjonsluft foregår i underkapittel 2.5. Oppgaven går også inn på noen ulike typer energigjenvinning og metode for optimalisering av varmevekslere i nettverk. Til slutt, vil underkapittel 2.7 presentere status for varme- og kjøleløsninger i utvalgte eksisterende svømmehaller, med konkrete eksempler for hva slags løsninger som er valgt ved disse anleggene.

### 2.1 Energibruk i eksisterende svømmehaller

Svømmehaller kategoriseres som bygninger med høyt energibruk ifølge Enovas bygningsstatistikk. Statistikken fra 2013 viser energibruket for ulike bygningskategorier der spesifikk tilført energibruk i svømmehaller er målt til i overkant av 400 kWh/m<sup>2</sup> BRA per år. Denne måleenheten, m<sup>2</sup> BRA, er den vanlige målestandard i Norge.

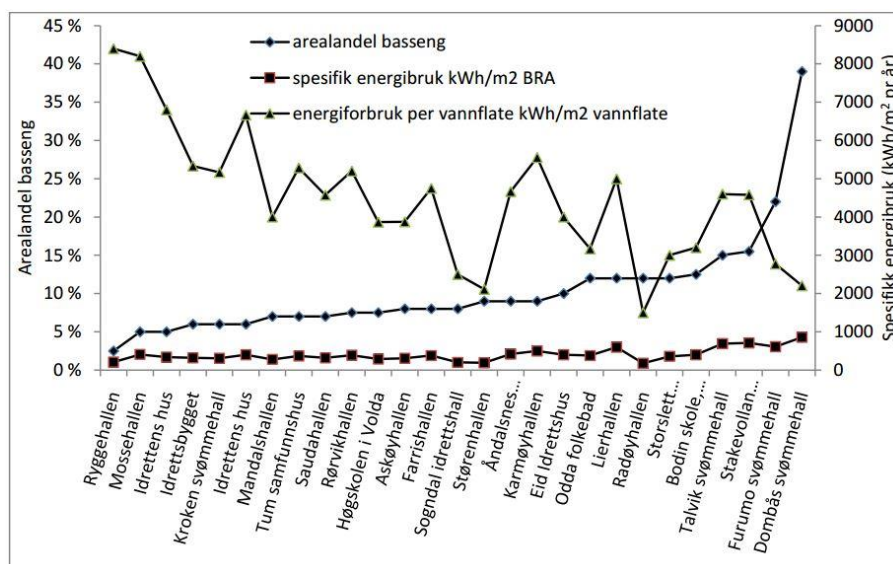
TEK 10 §14-4, Energirammer, viser en oversikt over ulike bygningskategorier og deres maksimale netto energibehov per m<sup>2</sup> bruksareal (Teknisk Forskrift, 2010). Det finnes ikke egne krav til bygningskategorien svømmehaller, og dermed blir kravet for idrettsbygning det nærmeste, med 170 kWh/m<sup>2</sup> BRA per år. Den store differansen mellom målt energibruk i

svømmehaller fra Enovas bygningsstatistikk og kravet til idrettsbygninger, kan tyde på at svømmehaller er en spesiell kategori innenfor bygningskategorien idrettsbygg. I tillegg kan det tenktes at svømmehaller bør være en egen bygningskategori med egne særstilte krav.

I publikasjonen Kampel et al. (2013) er det beskrevet at svømmehaller minner mer om prosessanlegg enn idrettsbygg, da bygget inneholder et komplekst teknisk system for å oppnå kravene for blant annet vann- og luftkvalitet. Det høye energibruket knyttet til prosesser i bygget, kan derfor være en avgjørende forskjell for energibruk i svømmehaller og øvrige idrettsbygg.

Det er i tillegg stor variasjon mellom ulike svømmehaller, fra små skolebasseng til store flerbrukshaller. Ifølge Bøhlerengen et al. (2004) er gjerne de fleste bygningene med bade- og svømmeanlegg bygget sammen med idrettshall, samfunnshus eller liknende. I tillegg påpeker Kampel et al. (2013) at det er varierende størrelse på tilhørende fasiliteter som garderober, dusjområde og kantiner i svømmehaller. Det kan derfor være utfordrende å sammenlikne energibruk for ulike svømmehaller ved å studere energibruk per bruksareal, når bruksarealet varierer i så stor grad. Teknologisk Institutt i Danmark bruker energibruk per m<sup>2</sup> vannflate til å sammenlikne energibruk i svømmehaller (Danish Technological Institute, 2014). Dette kan være en god referanseverdi, ifølge Kampel et al. (2013), da store deler av energibruket i svømmehaller er relatert til vannarealet, særlig når det gjelder bassengoppvarming, fordamping fra basseng, vifteeffekt og pumper.

Det årlige målte energibruket for 27 norske svømmehaller er presentert i Figur 2.1. Figuren viser arealandel basseng, energibruk per m<sup>2</sup> BRA i tillegg til energibruk per m<sup>2</sup> vannflate.



Figur 2.1 Oversikt over årlig energibruk for 27 norske svømmehaller (Øen, 2010)

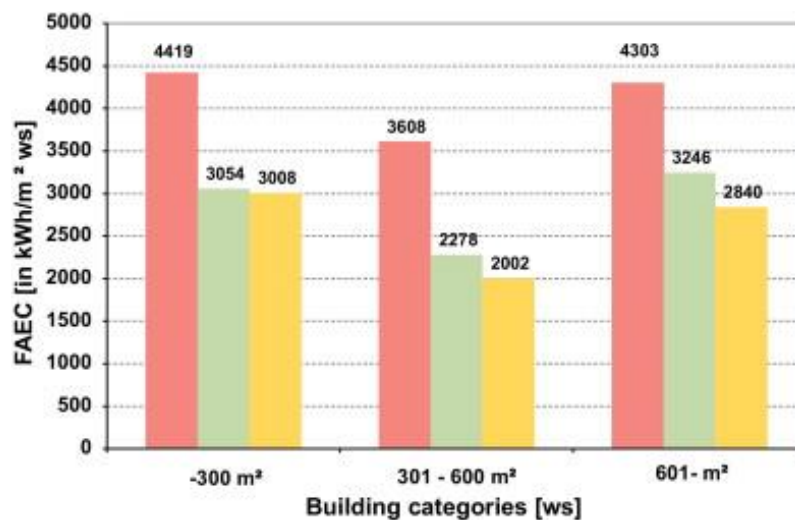
Figur 2.1 viser at det er store variasjoner i energibruken, også i svømmehaller med relativ lik andel bassengareal, som er i figuren beskrevet som arealandel basseng. Det er naturlig nok svømmehallene, som primært består av svømmebasseng der andel bassengareal er stort, at energibruken er størst. Dette gjelder for eksempel Dombås svømmehall, der omtrent 40 % av totalarealet er basseng. Ved å se på energiforbruk per vannflate vil dette bygget gå fra å være et av byggene med høyest energibruk per m<sup>2</sup>, til et av de med lavest energibruk per m<sup>2</sup>.

Dette medfører også at svømmehaller med lav arealandel basseng har et større bruksareal å fordele energibruket på, slik at det kan gi en feilaktig forestilling om at disse svømmehallene har et lavt forbruk sammenliknet med de andre svømmehallene. Dette kommer tydelig frem ved å sammenlikne kurven for energiforbruk per m<sup>2</sup> BRA og m<sup>2</sup> vannflate.

I Figur 2.1 er det vanskelig å finne et system i variasjonene i energibruk for de 27 svømmehallene annet enn bassengareal. Figuren over er basert på data presentert i Håndbok 52 (Bøhlerengen et al., 2004, s. 26), og her nevnes det at: «Verken vanntemperatur, bruk av energioppfølgingssystemer (EOS) og SD-anlegg, utetemperatur, driftstider eller avfuktningssystem gir systematisk utslag på energibruken». Dette kan tyde på at selve oppbyggingen av anlegget og utnyttelse av energigjenvinning kan være faktorer som påvirker energibruken. Kappel et al. (2014) viser nemlig ved en dybdeanalyse at svømmehaller med lavt energibruk kjennetegnes ved utnyttelse av energigjenvinning. I studien ble det vist at badeanlegg med lavest energibruk, har installert både varmegjennvinnere og varmpumper for

gjenvinning av energi fra utgående vann og luft. Energien som er gjenvunnet kan anvendes til for eksempel oppvarming av inntaksluft, basseng- og tappevann (Kampel et al., 2014).

Figur 2.2 viser tre ulike svømmehallkategorier, der størrelse på bassengarealet skiller de forskjellige kategoriene, mindre enn 300 m<sup>2</sup> bassengareal, 301-600 m<sup>2</sup> bassengareal og større enn 601 m<sup>2</sup> bassengareal. Innenfor de forskjellige svømmehallkategoriene har alle svømmehallene som er inkludert i studien, blitt delt inn i dårligste tredjedel (rød), midlere tredjedel (grønn) og beste tredjedel (gul) når energibruk per vannflate sammenliknes.



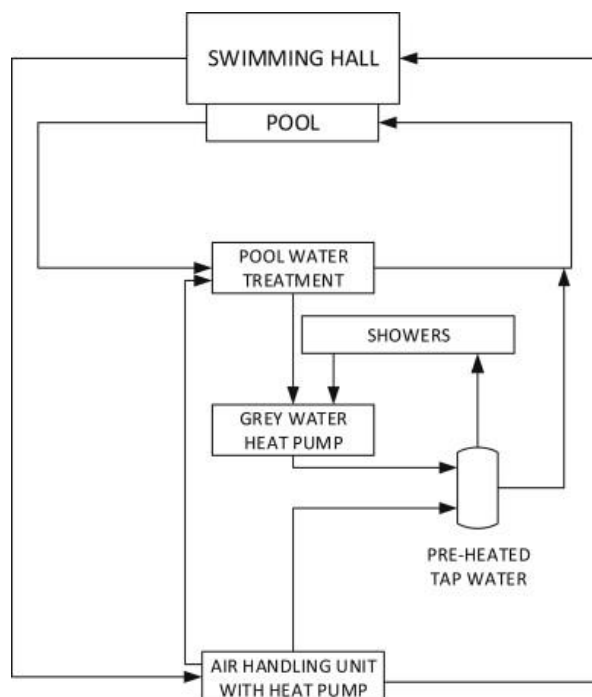
Figur 2.2 Årlig energibruk (final annual energy consumption, FAEC) for 3 ulike bygningskategorier (Kampel et al., 2013)

I alle bygningskategoriene er det stor forskjell fra dårligste tredjedel og de resterende. Det vil si at i svømmehaller innenfor denne kategorien, finnes det potensiale for å gjøre energiltak som reduserer energibruket. Ved høyt energiforbruk er det et gode muligheter for energigjenvinning, og ulike energisparetiltak som kan gjøres i svømmehaller er beskrevet i delkapittel 2.1.1.

### 2.1.1 Energisparetiltak

For å redusere energiforbruket bør man først og fremst ta vare på den energien man allerede har tilgjengelig. Dette kan for eksempel være spillvarme fra en prosess. Det er særlig varm og fuktig ventilasjonsluft som det er mulig å hente ut mye entalpi fra i svømmehaller. I en svømmehall med flere store varme bassenger vil det i tillegg være mye energi å hente fra gråvann, «brukt» bassengvann, i tillegg til avløpsvann fra fortrinnsvis dusj, Siden de to sistnevnte varmekildene har lav temperatur (under 30 °C), kan de kun benyttes direkte til forvarming av forbruksvann eller kobles til et felles system som utnytter varmepumpeløsninger.

Figur 2.3 viser hvordan energiflyten i en svømmehall kan være i de mest avanserte anleggene (Kampel et al., 2014). Her gjenvinnes energi fra ventilasjonsluft som brukes til å forvarme tappevann, som igjen benyttes både til dusjing og nytt friskvann til bassengene. Varmt bassengvann og varmt avløpsvann fra dusjer brukes som energikilder i en gråvannsvarmepumpe. Varme fra varmepumpen vil igjen forvarme tappevann. Slik vil varme gjenvinnes i systemet ved direkte varmeveksling og ved bruk av varmepumpeteknologi.



Figur 2.3 Energiflyt i svømmehall med avansert gjenvinningsteknologi (Kampel et al., 2014)

Mer om ulike gjenvinningsteknologier er beskrevet i underkapittel 0. Generelt om varmepumpe og hvordan denne teknologien kan benyttes i svømmehaller er beskrevet i underkapittel 0. Videre vil typiske elementer ved svømmehaller bli beskrevet, blant annet fuktig luft og behovet for avfukting.

## **2.2 Energigjenvinning**

Da energiforbruket i svømmehaller er relativt høyt, vil det være et stort potensiale for energigjenvinning. Energigjenvinning kan også være økonomisk lønnsomt da energibruk i svømmehaller ligger på rundt 30 % av årlige totalkostnader (Kampel et al., 2013).

### **2.2.1 Ventilasjonsvarmegjenvinning**

På grunn av den fuktige luften i svømmehaller må luften skiftes ut hyppig for å opprettholde et stabilt og tilfredsstillende inneklime. Avfuktningen kan skje på forskjellige måter. Man kan enten tilføre ny friskluft med et lavere fuktinnhold, eller det kan omluftsventileres, der avtrekksluften kan avfuktes før den sendes tilbake i svømmehallen. Dette er beskrevet nærmere i underkapittel 2.5. De store luftmengdene og den energirike avtrekksluften impliserer at energigjenvinningstiltak i ventilasjonssystemet kan være svært lønnsomt, både energiøkonomisk og kostnadsmessig.

I Johansson og Westerlund (2001) er det gjort sammenlikninger av forskjellige varmegjenvinningssystemer i svømmehaller, der blant annet bruk av varmepumpe og sorpsjonsavfuktning er studert. Her er det utført analyser av hvordan det årlige energiforbruket i den aktuelle svømmehallen reduseres med de ulike gjenvinningssystemene, til tross for økning i elektrisitetsforbruket. Et annet interessant funn ved denne studien viser at energiforbruket reduseres ved reduksjon av lufttemperaturen i svømmehallen, ved bruk av avfuktning med vanlig varmepumpe og sorpsjon. Ved tradisjonell avfuktning med friskluft derimot, vil det lønne seg å heve temperaturen i svømmehallen for å redusere energiforbruket, da dette blant annet kan medføre redusert fordunstning.

### **2.2.2 Gråvannsgjenvinning**

Gråvann er spillvann fra dusj, bad og servanter. Gråvannstemperaturen ligger typisk på 25 - 40 °C hele året og er derfor en ypperlig varmekilde hvis varmtvannsforbruket er stort (Zijdemans et al., 2012). En innretning som utnytter gråvann er ofte kostbar og det er praktiske utfordringer knyttet til gråvannsgjenvinning som rengjøring og vedlikehold. Den store utfordringen med varmegjenvinning fra gråvann kan være rengjøring av veksler og fordamper, da fett og såpestoffer kan legge seg som et isolerende belegg, som kan redusere varmeoverføringen. Dette kan løses ved aggregater med helautomatisk rengjøring (Fjellbu, 2014).

Gjenvinning av varme fra gråvann kan skje på to måter: passiv og aktiv varmegjenvinning. Passiv varmegjenvinning kjennetegnes av at gråvannet overfører varme til tappevann ved varmeveksling. Dette krever lite energi til drift, ofte kun til sirkulasjonspumpe og motor, til å drive spjeld. Det er ofte aktuelt med akkumuleringstank for å forsinke varmevekslingen. Aktiv varmegjenvinning går ut på å utnytte gråvann som en varmekilde til en varmepumpe. Det er mulig å kombinere passiv og aktiv varmegjenvinning ved først direkte passiv avkjøling, for så ytterligere indirekte utnyttelse av «restvarmen» ved bruk av gråvannsvarmepumpe. I Bøhlerengen et al. (2004) står det at «Et vannforbruk på over 10 m<sup>3</sup> per dag anses som nødvendig for at varmegjenvinningen skal være lønnsom». I store anlegg med stort vannforbruk kan derfor gråvannsgjenvinning være lønnsomt.

### **2.2.3 Kjøling**

I en svømmehall vil det ofte være nødvendig med kjøling i noen soner av bygget. Dette kan gjelde for hele året, for eksempel i tekniske rom, men også andre deler av bygget kan ha et kjølebehov om sommeren. Dette kan bety at bygget både har et varmebehov, og et kjølebehov på samme tid. I svømmehaller vil det derfor være gunstig å kombinere overskuddsvarme fra kjøleanlegget med varmeanlegget, slik at varme kan leveres der det er behov. I Drammensbadet er dette gjort ved en gjenvinningskrets, jf. underkapittel 2.7.1, mens i Pirbadet kan frikjøling benyttes direkte fra sjøvann. Varmepumpen kan også benyttes kombinert til kjøling og oppvarming samtidig, se underkapittel 2.7.2.

### **2.2.4 Varmepumpe kontra varmeveksler**

Det er gjerne mer energieffektivt å benytte en varmeveksler fremfor en varmepumpe. Det er derfor nødvendig å gjøre en analyse der man lager en oversikt over hvor det er mulig å varmeveksle og hvor det er nødvendig å varmepumpe. Hvis varmekilden har høy nok temperatur og stor nok entalpi til å tilfredsstille krav til varmesluket, bør det varmeveksles. Metodikk for å optimalisere varmevekslere i nettverk er generelt beskrevet i underkapittel 2.6.

## **2.3 Generelt om varmepumpe**

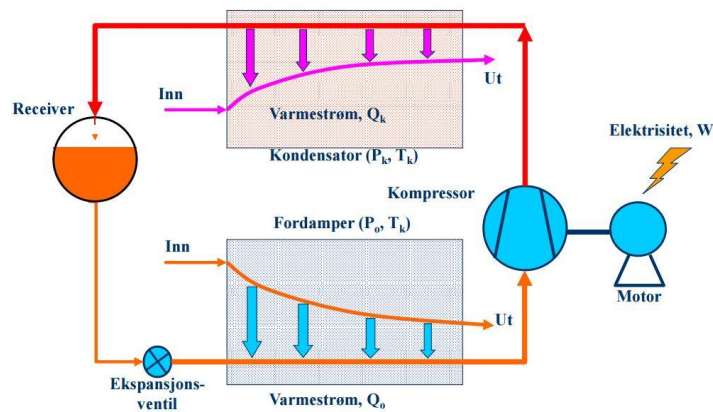
Varmepumper er godt egnet til å utnytte spillvarme fra ulike prosesser. Som nevnt i det forrige underkapittelet er det i svømmehaller god mulighet for gjenvinning av varme i systemet, som ellers ville gått tapt. Til det sistnevnte kan også tradisjonelle varmevekslere benyttes. For å optimalisere hvor i energisystemet varmeveksler og varmepumpe bør benyttes, kan man utføre en pinch-analyse. Dette er beskrevet i underkapittel 2.6.

Videre kan også varmepumpe brukes som oppvarmingskilde for å dekke effektbehovet for hele svømmehallens varmelaster. Dette kan for eksempel være romoppvarming, basseng- og tappevannsoppvarming. I tillegg kan en varmepumpe reverseres slik at den kan brukes til kjøling i svømmehallen, hvis det skulle være behov for det i deler av året. I dag er det også vanlig å utnytte varmepumpeteknologi for kjøleteknisk avfuktning og energigjenvinning i ventilasjonsanlegg, for å redusere energibruket til ventilasjon. Dette er behandlet i et eget underkapittel, 2.5. I svømmehaller kan det også være aktuelt å benytte varmepumper for gråvannsgjenvinning, da varmepumpen kan benytte lavtemperatur-varme fra gråvannet, og heve temperaturen slik at varmen kan benyttes til oppvarmingsformål som krever høyere temperatur. I de følgende delkapitler beskrives viktige forhold ved varmepumper.

### **2.3.1 Varmepumpeprosessen**

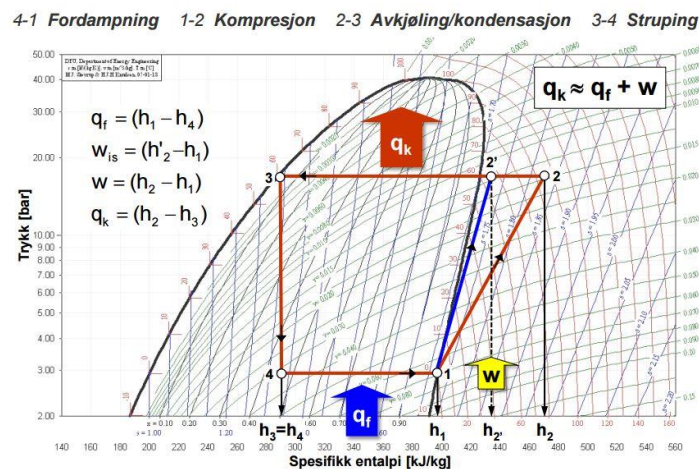
Ifølge termodynamikkens 2. lov kan ikke varme strømme av seg selv fra et sted med gitt temperatur til et sted med høyere temperatur. For å kunne transportere varme fra et lavere til et høyere temperaturnivå kan en varmepumpe benyttes. Dette skjer ved at et arbeidsmedium fordampes og kondenserer ved ulike temperaturer avhengig av trykket. De fire hovedkomponentene i en varmepumpe er fordampere, kompressor, kondensator og strupeventil (ekspansjonsventil). I Figur 2.4 vises en prinsippskisse av en varmepumpe. Her illustreres varmeopptaket i fordampere og varmeavgivelsen i kondensatoren ved at returvannet til varmepumpen får økt temperatur.





Figur 2.4 Prinsippskisse av kompressordrevet varmepumpe (Magnussen, 2010)

Varmepumpeprosessen er vist i et trykk/entalpi-diagram i Figur 2.5. Fra punkt 4 til punkt 1 vil fordamping oppstå i fordameren, der varme tilføres fra varmekilden. Punkt 1 til 2 viser kompresjon, der arbeid tilføres og trykket til arbeidsmediet øker. Fra punkt 2 til 3 avkjøles arbeidsmediet i kondensatoren og kondenserer. Langs linjen vil arbeidsmediet gå fra å være i gassfase til to-fase og til slutt væskefase. Struping skjer fra punkt 3 til punkt 4, der trykket reduseres.



Figur 2.5 Log p-h diagram (Steene, 2014)

### 2.3.2 Energikilder

Varmepumpe kan utnytte varme fra en rekke kilder. Vanligvis er det varmekildens tilgjengelighet som bestemmer valget av varmekilde (Stene, 2001). Kravet til en god varmekilde er listet opp under (Zijdemans et al., 2012, s.92):

- «Varmekilden bør ligge så nær varmepumpen som mulig
- Varmekilden bør ha så høy temperatur som mulig.
- Varmekilden må være tilgjengelig, og med tilfredsstillende høy temperatur gjennom så stor del av fyringssesongen som mulig.
- Varmekilden bør være minst mulig korrosiv og forurenset.
- Varmekilden bør ikke gi frost- eller rimproblemer.
- Varmekilden bør ha så gode varmeoverføringsegenskaper som mulig.»

Aktuelle varmekilder med typiske temperaturer er gitt i Tabell 2-1 (Stene, 2001, s.4-1):

Varmekilde	Temperatur ved DUT	Temperaturvariasjon over fyringssesongen
Sjøvann	3 til 8 °C	4 til 5 °C
Grunnvann	4 til 8 °C	Liten
Grunnvarme (fjell)	4 til 8 °C	Liten
Ferskvann (innsjø/elv)	0 til 4 °C	5 til 10 °C
Jordvarme	0 °C	Liten
Uteluft	-40 til -10 °C	0 til 50 °C
Ventilasjonsluft	15 til 25 °C	Liten
Avløpsvann/kloakk	5 til 10 °C	4 til 8 °C
Spillvann (industri)	> 10 °C	Liten

Tabell 2-1 Tabell over aktuelle varmekilder, og deres typiske temperaturer ved DUT og i fyringssesongen

I en svømmehall vil det være tilgjengelig varme fra ventilasjonsluft, men også gråvann, som kan utnyttes med varmepumpe, påpekt i underkapittel 0, Energigjenvinning. Andre vanlige varmekilder i Norge er uteluft og sjøvann, og grunnvarme (fjell). Da Norge har en lang kystlinje, kan sjøvann være tilgjengelig for svømmehaller lokalisert ved kysten. Sjøvann har også den fordelen at varmekilden kan benyttes til passiv kjøling om sommeren. Uteluft er en varmekilde som er tilgjengelig for alle anlegg. En ulempe med utnytting av uteluft som varmekilde, er at tilgjengelig varme er i motfase med byggets varmebehov, som kan bidra til å redusere varmepumpens årsvarmefaktor og levetid. Dette vil også gjelde for svømmehaller.

### 2.3.3 Dimensjonering av varmepumpeanlegget

Dette delkapittelet tar for seg relasjoner som er sentrale for dimensjonering av varmepumper. For at varmepumpen skal utnyttes best mulig er det viktig at varmepumpen kjører minst mulig på dellast, slik at driftstiden blir lengst mulig. Ekvivalent driftstid,  $\tau$ , er definert som tiden varmepumpen må kjøre på dimensjonerende effekt,  $P_{VPdim}$ , for å dekke sin årlige varmeproduksjon,  $Q_{VP}$  (Stene, 2001, s.2-4).

$$\tau = \frac{Q_{VP}}{P_{VPdim}} \quad [\text{h}]$$

$Q_{VP}$  = Årlig varmeproduksjon fra varmepumpen [kWh]

$P_{VPdim}$  = Varmepumpens dimensjonerende effekt [kW]

Varmepumpens dimensjonerende effekt vil være avhengig av om varmepumpen dimensjoneres for å dekke både oppvarming og kjølebehov. Hvis kjølebehovet til bygget er større enn byggets varmebehovet om sommeren, vil drift av varmepumpen føre til et varmeoverskudd som kan avgis til omgivelsene. Om vinteren reduseres gjerne kjølebehovet, ved at romkjølingsbehovet reduseres når utetemperaturen synker og soltilskudd reduseres. Da vil oppvarmingsbehovet være større enn kjølebehovet, som fører til at en større varmemengde må tappes fra den aktuelle varmekilden som benyttes. Likningene under er hentet fra Stene (2001, s.2-5).

Varmeeffektfaktor,  $COP_{heating}$  (engelsk), er gitt av likningen under:

$$\varepsilon = \frac{Q_k}{P_{el}}$$

$Q_k$  = Avgitt varmeeffekt i kondensator [kW]

$P_{el}$  = Tilført elektrisk effekt i kompressor [kW]

Kuldefaktoren,  $COP_{cooling}$  (engelsk), er gitt av likningen under:

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{P_{el}}$$

$Q_0$  = Fordamperytelse [kW]

$P_{el}$  = Tilført elektrisk effekt i kompressor [kW]

Varmefaktoren for en varmepumpe er 1,0 høyere enn kuldefaktoren for en varmepumpe. Dette er vist i likningen under:

$$COP_{heating} = COP_{cooling} + 1$$

Varmefaktor,  $\Phi$ , også kaldt årsvarmefaktor SPF, er gitt av likningen under:

$$\Phi = \frac{E_k}{W_{el}}$$

$E_k$  = Total varmeleveranse i aktuelt tidsrom [kWh]

$W_{el}$  = Tilført elektrisk energi i kompressoren [kWh]

Energifaktor,  $\pi$ , er gitt fra likningen under:

$$\pi = \frac{E_k + E_0}{W_{el}} = \frac{E_{tot}}{W_{el}}$$

$E_k$  = Total varmeleveranse i det aktuelle tidsrommet [kWh]

$E_0$  = Total kjøleleveranse fra varmepumpen i det aktuelle tidsrommet [kWh]

$W_{el}$  = Tilført elektrisk energi i kompressoren for å drive varmepumpen [kWh]

## 2.4 Fuktig luft

I en svømmehall er det nødvendig å avfukte inneluften for å oppnå et tilfredsstillende inneklima. Den fuktige luften i avtrekket må derfor behandles, og viktige egenskaper ved fuktigluft blir beskrevet i dette underkapittelet.

Fuktig luft er en blanding av tørr luft og vanndamp. Avfukting kan beskrives som en tørkeprosess, der egenskapene til luften varierer med fuktighetsinnhold, temperatur og trykk. I Jonassen et al. (2007) er det beskrevet at egenskapene ved fuktig luft er vanlig å oppgi pr. kg tørr luft. Dette er på grunn av at mengde tørr luft gjennom en tørkeprosess er konstant, mens mengde fuktig luft forandrer seg som funksjon av fuktinnhold. Viktige parametere ved fuktig luft er gitt i delkapitlene under.

### 2.4.1 Absolutt fuktighet

Absolutt fuktighet er et mål på hvor mye vanndamp det er i luften per mengde tørrluft. Absolutt fuktighet kan beregnes ut fra likningen under (Moran og Shapiro, 2010, s.581):

$$x = \frac{m_v}{m_a}$$

$m_v$  = masse av vanndamp

$m_a$  = masse av tørrluft

Uttrykket kan omskrives ved å bruke likningen for den ideelle gassloven og sette inn molvektene slik (Moran og Shapiro, 2010, s.581):

$$x = 0,622 \frac{p_v}{p - p_v}$$

$p_v$  = vanndampens partialtrykk

$p$  = totaltrykket til blandingen

### 2.4.2 Relativ fuktighet, RF

En annen måte å angi luftens fuktighetsinnhold er ved relativ fuktighet  $\varphi$ . Luftens relative fuktighet kan måles i prosent og er forholdet mellom mengde vanndamp i luften og maksimal mengde vanndamp i luften før vannet kondenserer. Relativ fuktighet kan beregnes ut ifra likningen under (Moran og Shapiro, 2010, s.581).

$$\varphi = \left( \frac{p_v}{p_g} \right)_{T,p}$$

$p_v$  = vanndampens partialtrykk

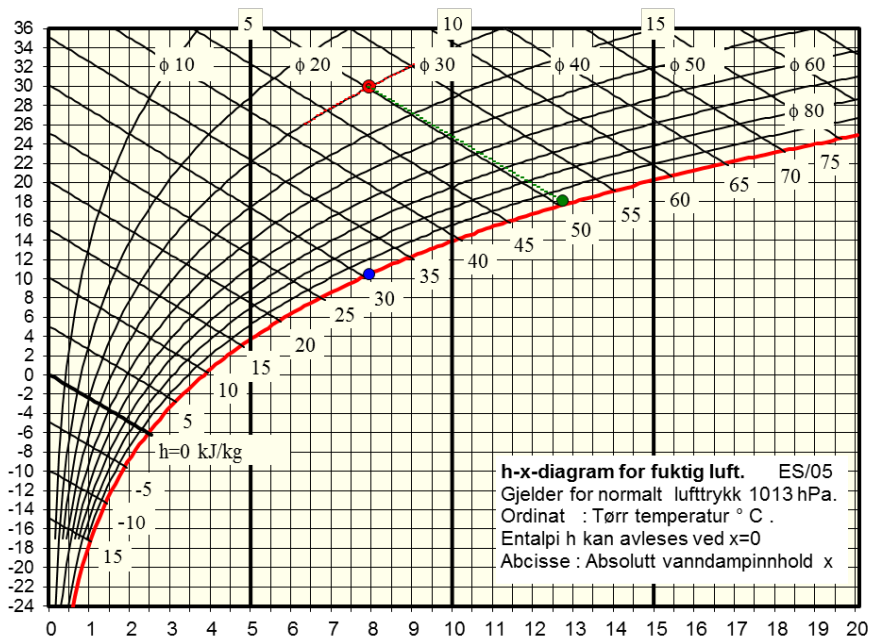
$p_g$  = metningstrykket til vanndampen

$\varphi$  = Relativ fuktighet ratio [0,1]

Når luften er totalt mettet med vanndamp vil relativ fuktighet være 100 %,  $\varphi = 1$ . Temperaturen ved denne tilstanden kalles duggpunktet. Hvis temperaturen synker under duggpunktstemperaturen vil noe av vanndampen kondensere, som medfører utfelling av dråper.

### 2.4.3 Fuktig luft diagram, Mollier-diagram

Mollier-diagrammet er et vanlig diagram for fuktig luft. Diagrammet kalles også for HX-diagram da det viser både entalpi (h) og absolutt fuktighet (x) for fuktig luft.



Figur 2.6 Mollierdigram for fuktig luft (Sandberg, 2007)

Aksene på Mollier-diagrammet i Figur 2.6 er absolutt fuktighet  $x$  i g/kg på x-aksen og tørrtemperatur gitt i °C på y-aksen. Den røde kurven viser metningslinjen for fuktig luft. Området under denne linjen kalles tåkeområdet, og her består luften av mettet vanndamp og vanndråper (Ertesvåg, 2002). De buede linjene over metningslinjen angir relativ fuktighet, og er merket med tegnet  $\varphi$ . Punktene i diagrammet over viser tilstanden til den fuktige luften i dette tilfellet. Her indikerer det røde punktet i diagrammet tørrtemperaturen, som kan avleses på y-aksen som 30 °C. Den relative fuktigheten er 30 % og er vist som en smal rød linje gjennom det røde punktet. Det blå punktet markerer duggpunktstemperaturen og duggpunksentalpien på henholdsvis 10,6 °C og 30,6 kJ/kg. Den grønne stiplede linjen viser entalpiisotermen for

tilstanden på den fuktige luften, som her er 50,4 kJ/kg. Det grønne punktet viser våtkuletemperaturen som er 18,1 °C.

Flere prosesser der fuktig luft inngår kan illustreres i Mollier-diagrammet. Her kan det nevnes oppvarming og nedkjøling uten utfelling av vanndråper, nedkjøling med utfelling av vanndråper (avfuktning av luften), befuktning og blanding av to mengder fuktig luft med ulik tilstand. I svømmehaller er avfuktingsprosessen, der luften nedkjøles med utfelling av vanndråper, meget aktuell. Prosessen med kjøleteknisk avfuktning er skissert i et Mollier-diagram i kapittel 2.5.3.

#### 2.4.4 Fordunstning fra basseng

Den største årsaken til fuktig luft i svømmehaller er fordunstning. Her vil luften hele tiden tilføres fuktighet fra bassengoverflater, våte gangareal og andre våte flater. Jo mer fuktighet som fordampes, desto mer energi vil luften inneholde, og dette medfører store energitap når luften går ut av bygget som avkastluft. Denne energien kan imidlertid gjenvinnes med for eksempel varmepumpe, som er beskrevet i delkapittel 2.5.3. I tillegg kreves det energi til fordamping av vann, som bindes i dampen. I rapporten STF15 A90019 Fordunstning i svømmehaller er det beskrevet at denne energien må tilføres, hvis man betrakter bassenget og rommet bassenget befinner seg i, som et lukket system. Effektbehovet som må tilføres til fordamping av vann er gitt av likningen under og er hentet fra Eggen (1989) :

$$P_{ford} = \dot{m} \cdot A \cdot r \quad [\text{kW}]$$

$\dot{m}$  = Vannfordamping fra frie vannflater [kg/m<sup>2</sup>h]

$A$  = Areal [m<sup>2</sup>]

$r$  = Fordampningsvarme for vann (= 2430 kJ/kg)

Fra *ventøk-blad 3.1-3.2* (2005) er det gitt at effektbehov til fordampingen må dekkes av varme fra romluften, og må dermed inkluderes i beregningen for dimensjonering av ventilasjonsluftens ettervarmebatteri. I *Ventilasjon av svømmehaller – del 1* fra 2008 er det imidlertid beskrevet at varmetap ved fordamping av vann må dekkes av vannoppvarming. Den sistnevnte veiledningen ble skrevet basert på tidligere ventøk-blad. Denne nye utgaven fra 2008 erstatter derfor tidligere ventøk-blad. Beregningene i denne oppgaven baserer seg derfor på utgaven fra 2008. Det kan også nevnes at den sistnevnte ventøk-blad utgaven fra 2008 kan være

mer objektiv enn utgaven fra 2005, da sistnevnte er utarbeidet av en faglig redaksjonskomite fra flere selskaper og skrevet av Polak fra Standard Norge, mens utgaven fra 2005 er skrevet av Roka fra Menerga A/S.

Fra likningen over for effektbehov til fordamping,  $P_{ford}$ , er det gitt at effektbehovet til fordampingen avhenger av mengde vann som fordampes. Fordunstningen er igjen avhengig av vanntemperaturen, vannflatens areal, luftens temperatur, hastighet og vanninnhold. I 1991 ble det utført observasjoner og forsøk i en svømmehall, av stiftelsen i vekst, der følgende empiriske modell ble funnet for fordunstning uten personbelastning (Mathisen et al. (1990):

$$\dot{m} = 108 \cdot \left( \sqrt{u^2 + w^2} \right)^{1/3} \cdot (e^{0,06t_w} - \varphi \cdot e^{0,06t_r}) \quad [\text{g/h m}^2]$$

$$u = 0,12 \cdot (4 \cdot (1 - \varphi) - \Delta T)^{0,5} \quad [\text{m/s}]$$

$u$  = Lufthastighet, densitetshastighet på grunn av tetthetsforskjell mellom tørr og fuktig luft

$w$  = hastighet over basseng på grunn av innblåsningsluftens impuls [m/s]

$t_w$  = vannets temperatur [°C]

$\varphi$  = relativ fuktighet i rommet (0-1)

$\Delta T$  = romluftstemperatur minus vanntemperatur [°C]

Ved å benytte en forstørrelsesfaktor kan likningen over også benyttes for fordunstning der personbelastning, altså sprut og kroppsdelene over vann, er medregnet. Total fordunstning fra bassenger, våte arealer og personbelastning kan beskrives fra likningen under (Mathisen et al., 1990):

$$\dot{M} = \dot{m}_{basseng} \cdot \left( 1 + \frac{0,5 \cdot \text{antall personer}}{A_{basseng}} \right) + \frac{A_{gulv}}{A_{basseng}} \cdot \dot{m}_{gulv} \quad [\text{g/h m}_{basseng}^2]$$

$\dot{m}_{basseng}$  = Fordunstning fra bassengoverflate [g/h m<sup>2</sup>]

$\dot{m}_{gulv}$  = Fordunstning fra fuktet gulv [g/h m<sup>2</sup>]

$A_{basseng}$  = Bassengareal [m<sup>2</sup>]

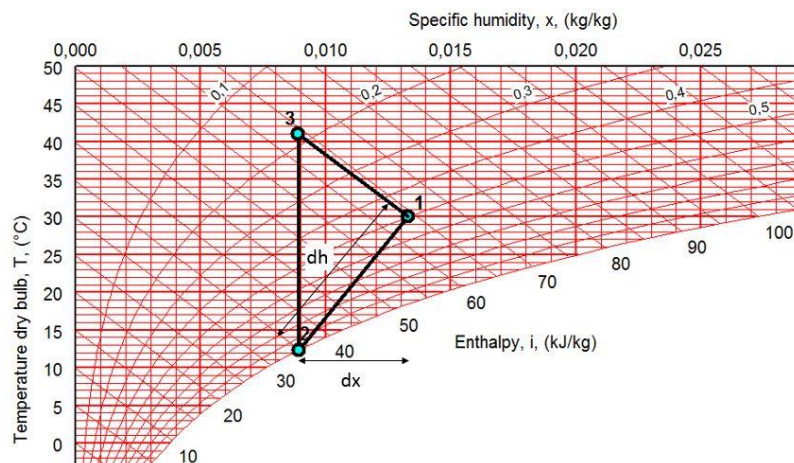
$A_{gulv}$  = Fuktet gulvareal [m<sup>2</sup>]



I utregningen av  $\dot{m}_{gulv}$  settes gulv og vanntemperatur lik romluftstemperaturen. Fuktet gulvareal påvirkes av aktivitetsnivået til de badende. Disse empiriske formlene er benyttet i utregningen av fordunstning, jf. underkapittel 5.4.

## 2.4.5 Energieffektivitet og energibehov ved tørkning

Ifølge Jonassen et al. (2007) er forholdet mellom endring av energiinnhold ( $dh$ ) og endring av fuktighet ( $dx$ ) viktig ved all luftbehandling. Forholdet mellom  $dh/dx$  angir energiforbruket per kg fjernet vann. Figuren under viser et eksempel på tørkeprosess i et Mollier-diagram.



Figur 2.7 Eksempel tørkeprosess

Fra prosessen kan følgende likning utledes:

$$\frac{dh}{dx} = \frac{\Delta h}{\Delta x} = \frac{h_1 - h_2}{x_1 - x_2} = \frac{q_0}{\Delta x} \quad \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg vann}} \right]$$

$q_0$  = Fordamperytelse [kJ]

$\Delta x$  = Utkondensert vannmengde [kg vann]

Likningen og prosessen vist i Mollier-diagrammet angir forholdet  $dh/dx$  som er energieffektiviteten i avfuktningen. Vinkelen mellom avfuktningslinje 1-2 og horisontalaksen, forholdet  $dh/dx$ , ønskes derfor å være minst mulig, slik at minst mulig energi kreves til tørking av luften.

For å sammenlikne energieffektivitet til varmepumpetørkere kan faktoren SMER (Specific moisture extraction ratio) benyttes. SMER faktoren angir mengde vann [kg] som fjernes fra produktet for hver kWh energi som tilføres anlegget. Faktoren ønskes derfor høyes mulig, slik

at mest mulig vann fjernes per energienhet. SMER-faktoren er definert av likningen under (Jonassen et al., 2007):

$$SMER = \frac{\text{vekt av ekstrahert vann}}{\text{forbrukt energi}} \quad \left[ \frac{\text{kg vann}}{\text{kWh}} \right]$$

For varmpumpetørkere vil energiforbruket avhenge av energi til kompressorene og vifter og eventuelle pumper, og dette vises i relasjonen under.

$$SMER = \frac{\Delta x \cdot m_l}{(P_k + P_v)}$$

$\Delta x$  = Ekstrahert vann [kg vann/kg tørrluft]

$m_l$  = sirkulert luftmasse [kg/s]

$P_k$  = Varmepumpekompresorens effektbehov [kW]

$P_v$  = Effektbehov til vifter og eventuelle pumper [kW]

Likningen kan også omformes ved å sette inn varmpumpens effektfaktor, se delkapittel 2.3.3, som vist under:

$$SMER = \frac{1}{\left[ \left( \frac{dh}{dx \cdot \varepsilon} \right) + \left( \frac{\Delta h_v}{\Delta x} \right) \right]} \quad \left[ \frac{\text{kg vann}}{\text{kWh}} \right]$$

$dh$  = Fordamperytelse [kJ/kg]

$dx$  = Kondensvann [kg vann/kg tørrluft]

$\varepsilon$  = Varmepumpens kjøleeffektfaktor [-]

$\Delta h_v$  = Energibruk til vifter [kJ/kg tørrluft]

$\Delta x$  = Ekstrahert vann [kg vann/ kg tørrluft]

## 2.5 Avfukting i ventilasjonsaggregater

I *Bade- og svømmeanlegg* (Bøhlerengen et al., 2004, s.184) står det at «Både bade- og svømmeanlegg må ha luftbehandling som kan fjerne vanndamp fra romlufta slik at relativ fuktighet holdes under en ønsket grenseverdi». I svømmehaller er det kontinuerlig vanndamptilførsel fra bassenget, som beskrevet i delkapittel 2.4.4, og uten avfuktning kan kondens og fuktskader oppstå. Det finnes flere måter å avfukte luften i en svømmehall. Bøhlerengen et al. (2004) beskriver ulike avfuktingsmuligheter, og disse presenteres under.

### 2.5.1 Avfukting med uteluft

Tidligere benyttet man oppvarmet friskluft som erstatning for den fuktige avtrekksluften for å avfukte luften i svømmehaller. Til dette kreves mye energi, og driftskostnadene blir dermed store. Mye energi går tapt ved at den latente varmen i avtrekksluften ikke utnyttes. Eksisterende badeanlegg med et slikt anlegg utnytter derfor ofte omluft og eventuelt varmegjenvinning. Omluftsventilering er gjenbruk av «gammel» luft som blandes med en andel friskluft som tilføres hallen. Dette reduserer energibruket og er anbefalt for svømmehaller slik at ikke energibruket blir uforsvarlig høyt. Friskluftsandelen reguleres ofte til et minimum for å tilfredsstillende komfortnivå etter gjeldende regler og forskrifter. I teknisk forskrift (TEK 10) er det ingen spesifikke krav til tilført mengde uteluft i svømmehaller. Ifølge Bøhlerengen et al. (2004) har den strengeste av følgende anbefalinger vært benyttet for tilført friskluftsmenge:

- 1,4 l/s per m<sup>2</sup> grunnflate (vannflate og gulvareal)
- 2,8 l/s per m<sup>2</sup> vannflate (bassengareal, overløpsrenner og dusjareal)

Til tross for at denne avfuktningsmetoden er svært energikrevende, kan denne metoden være et alternativ for små badeanlegg med moderate bassengtemperaturer, lite fordunsting og regelmessig bruk av bassengovertrekk (Holberg, 2010).

### 2.5.2 Avfukting med varmegjenvinner

Avfuktning ved bruk av varmevekslere reduserer energibruket kraftig. Kun kryssvarmevekslere og væskekoblede varmevekslere bør benyttes fordi de ikke overfører hverken fuktighet, lukt eller skadelige stoffer fra avtrekksluften til tilluften. Slike vekslere består av plater som skiller mellom kald og varm luft og har en temperaturvirkningsgrad som kan bli opptil 60 %-80 % (NTNU og SINTEF, 2007). Temperaturvirkningsgrad for varmegjenvinner er vist fra likningen under (NS3031, 2015, s.73):

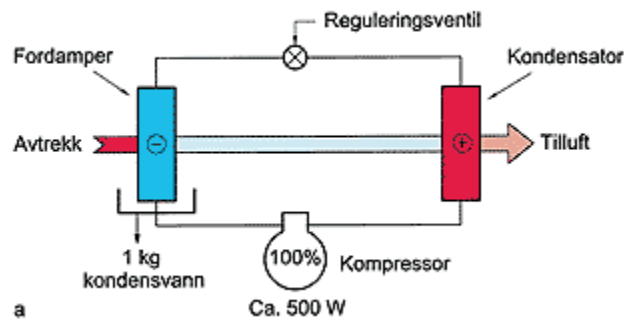
$$\eta_{temperatur} = \frac{T_{tilluft} - T_{friskluft}}{T_{avtrekk} - T_{friskluft}}$$

Det er viktig at vekslerne består av materialer som tåler et korrosivt miljø. Hvis avtrekksluften blir ytterligere kjølt ned til duggpunktstemperaturen vil varmeveksleren bidra til avfuktning. Vekslere kan også brukes i kombinasjon med et kjøleteknisk avfuktningsaggregat.

### 2.5.3 Kjøleteknisk avfuktning

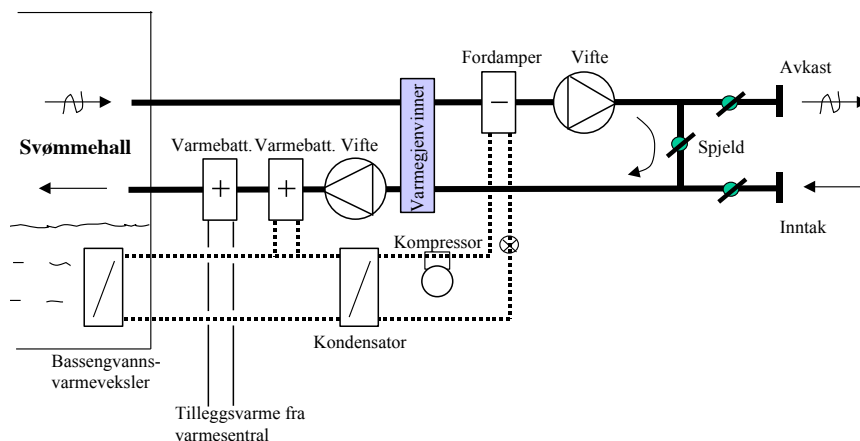
Kjøleteknisk avfuktning skjer ved at et kjølemediet tar opp og avgir energi avhengig av trykk og temperatur. Når den fuktige avtrekksluften passerer overflaten til fordamperen, vil

kjølemediet bli tilført energi. Kjølemediet fordampes, og ved å tilføre elektrisk energi kan kjølemediet komprimeres. Ved å øke trykket vil temperaturen stige, slik at energi kan avgis i kondensatoren. Denne energien kan brukes til oppvarming av friskluft eller bassengvann. Kondensatoren avgir da energi slik at kjølemediet kondenseres. Kjølemediet går tilbake til kondensatoren etter struping slik at opprinnelig trykk og temperatur oppnås. Denne varmepumpeprosessen er vist i Figur 2.8.



Figur 2.8 Avfukting med varmepumpe (Sintef Byggforsk, 2003)

I Sintef rapport STF11 (Eggen, 1989) er det gjort en analyse av en eksisterende svømmehall, med avfuktningsanlegg med varmepumpe. Der er det beskrevet at varmepumpesystemet kan betraktes som et lukket system der varmen som blir tatt opp i fordamperen når vanddamp kondenseres, blir ført tilbake til luften i kondensatoren. Energien som tilføres for å drive kompressor og vifter, vil også tilføres luften, og kan bidra til å dekke transmisjons- og infiltrasjonstapet i svømmehallen. I den aktuelle svømmehallen som analyseres i rapporten, er det vist at midlere effektbehov til oppvarming og ventilasjon, kun er større enn det som kan dekkes av avfuktningsanleggets overskuddsvarme i 20-30 av de kaldeste dagene. Dette betyr at avfuktningsanlegget har overskuddsvarme nesten hele året, ut over det som kan nyttiggjøres til romluftsoppvarming. I denne svømmehallen skal denne overskuddsvarmen nyttiggjøres til forvarming av dusjvann, ved en vannkjølt kondensator. Figur 2.9 viser et avfuktningsprinsipp med kombinert kjøleteknisk avfuktning og bruk av varmegjenvinner. Her vil varme fra fordamperen benyttes til varmebatteri i ventilasjonsluften og til bassengvannoppvarming.



Figur 2.9 Avfuktningssprinsipp med varmegjenvinner og kjøleteknisk avfuktning med varmepumpe (Sørli, 2014)

I badeanlegg er det vanlig at ventilasjonsanlegget benyttes til både oppvarming og avfuktning av luften, som nevnt tidligere. For store anlegg er det også vanlig med kombinert kjøleteknisk avfuktning og bruk av varmegjenvinner i klimaaggregatet, som vist på figuren over. For et mest mulig energieffektivt system kan det være en fordel med en gjenvinningskrets, der kondensatoren i avfuktning varmepumpene, er tilkoblet slik at energi kan leveres både til ventilasjonsluften, men også til bassengvannet og forvarming av varmt tappevann. På denne måten vil det være flere muligheter for varmeleveranse når det er overskudd av varme fra varmepumpen. Dette er ytterligere beskrevet i underkapittel 2.7, med eksempler fra eksisterende svømmeanlegg. Da er det benyttet luftkjølt kondensator til ventilasjonsluft og vannkjølt kondensator til vannoppvarming.

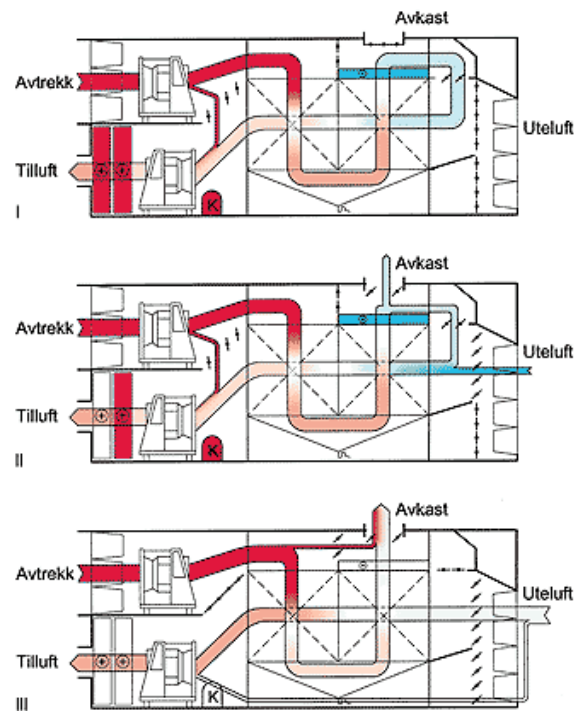
## 2.5.4 Driftsmønster

Avfuktningemetoden i ventilasjonsaggregater vil være forskjellig fra ulike aggregatleverandører, men de fleste vil ha varierende drift som følge av døgn- og årsvariasjon. Figur 2.10 viser ulike driftsstrategier for et klimaaggregat, og dette er illustrert ved tre ulike tilfeller, markert med romertall i figuren.

Det første tilfellet (I) beskriver ren omluftdrift som gjerne benyttes på natten utenfor driftstiden til svømmehallen. I teorien er det ikke nødvendig med en friskluftsandel for å dekke friskluftsbehovet til personer på denne tiden av døgnet, da svømmehallen er stengt på nattetid. På grunn av at svømmehaller ofte driftes med et undertrykk i hallen, kan likevel friskluft trenge inn gjennom bygningskonstruksjoner. Dette kan bidra til avfuktning ved uteluft, forårsaket av undertrykk.

Det andre tilfellet (II) beskriver typisk dagdrift, der uteluften er nødt til å oppvarmes før den tilføres svømmehallen. Dette driftsmønsteret vil være dominerende i svømmehallens åpningstider, for vinter og vår/høst månedene, og ellers når utetemperaturen er lav.

Det siste tilfellet (III) beskriver avfuktning der utetemperaturen er tilstrekkelig høy, typisk sommerklima, slik at omluft ikke benyttes og ingen eller lite ettervarming av friskluften før tilførsel til hallen behøves.



Figur 2.10 Tre forskjellige driftsmønstre for avfuktning (Sintef Byggforsk, 2003)

Figur 2.10 viser altså tre forskjellige driftsprinsipper for et avfuktningssystem. Omluft kan benyttes om natten (I), mens om dagen vil en friskluftsandel dekke behovet for friskluft til personer (II). Hvis det registreres for høy relativ fuktighet i svømmehallen, og avfuktningssystemene allerede kjører på maksimal kapasitet, vil det være mulig å regulere spjeldene slik at friskluftsandelen øker (III).

Proessen i alternativ II fra Figur 2.10, med både omluftdrift og friskluftstilførsel, er vist i Mollier diagrammet i Figur 2.11. Dette driftsmønsteret for avfuktning kan være mest relevant for norske forhold for dagdrift, da utetemperaturen på vinter og vår/høst gjør at friskluften må varmes opp før tilførsel i hallen. Forutsetningene som er lagt til grunn i Mollier-diagrammet er en avkasttilstand (luft fra hallen) på 30 °C og 55 % RF. Det er også antatt en uteluftandel på 33 %, med utetemperatur på 5 °C og 85 % RF.

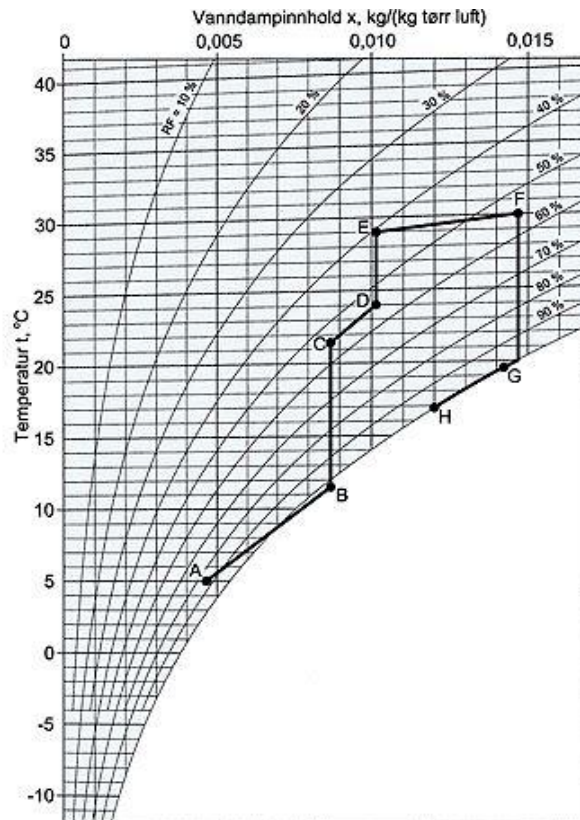


Fig. 33 c

Proessen i fig. 33 b, alt. b, vist i Mollier-diagram ved en uteluftandel på 33 % og utetemperatur på 5 °C og 85 % RF. Avtrekkslufta har 30 °C og 55 % RF. Disse driftsforholdene brukes ofte som dimensjonerende for valg av aggregat- og kompressorstørrelse.

A: Uteluft ved 5 °C

B: Uteluft blandet med avkastluft før kryssvarmeveksler (tåketilstand)

C: Tilluft er oppvarmet i kryssvarmeveksler

D: Tilluft blandet med omluft

E: Tilluft er oppvarmet over luftkjølt kondensator og ettervarmebatteri

F: Avtrekksluft 30 °C og 55 % RF

G: Avtrekksluft er nedkjølt og noe avfuktet i kryssvarmeveksler

H: Avkastluft er ytterligere avfuktet over fordampere

Figur 2.11 Avfuktningsprosessen vist i Mollier diagram (Sintef Byggforsk, 2003)

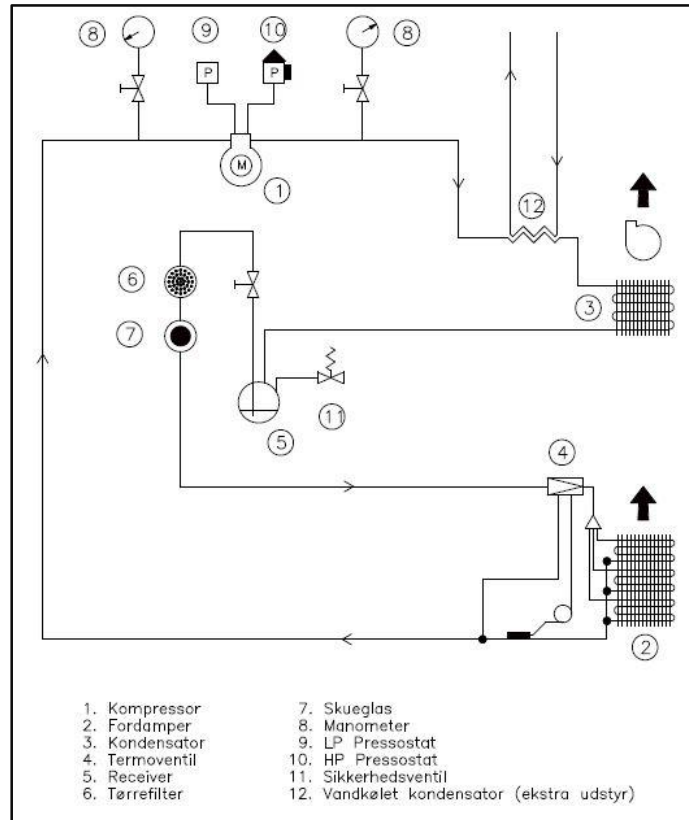
Fra Byggforskblad 552.315 er det beskrevet at vanndampen som tilføres svømmehallluften må fjernes for å holde konstant fuktighet i svømmehallen. Avfukningen fjernes i avfuktningsaggregatet ved at avtrekksluften kjøles ned i en kondensator. Her vil det felles ut dråper.  $\Delta x_{\text{vann}}$  som felles ut er forskjellen i absolutt fuktighet i avtrekksluften og i tilluften. Absolutt fuktighet i tilluften avgjøres av ønsket temperatur og relativ fuktighet.

Det finnes flere leverandører av klimaaggregater som kombinerer ventilasjon og avfuktning, spesialtilpasset svømmehaller. Et eksempel av Dantherm sitt DanX aggregat, med både kryssvarmeveksler og vannkjølt kondensator, er vist i Figur 2.12.



Figur 2.12 DanX klimaaggregat fra Dantherm (Dantherm, 2015)

Ifølge Nic Holm i Dantherm, har disse spesialtilpassede klimaaggregatene for svømmehaller vannkjølt kondensator i serie med den luftkjølte (se Figur 2.13). Dette gir mulighet for modulerende drift slik at varme kan leveres etter behov. Det er også muligheter for å bygge ut løsningen slik at varme kan disponeres til andre formål. Denne fleksible løsningen er blant annet benyttet i Drammensbadet, som er beskrevet i delkapittel 2.7.1. Figur 2.13 viser kjølekretsen for DanX XWPS klimaaggregat, som er det vanligste aggregatet Dantherm tilby, tilsendt på epost av Nic Holm, Dantherm, 29.april 2015.



Figur 2.13 Kjølekrets for DanX XWPS klimaaggregat med fast kjølekretsløp (Dantherm, 2009)



I mindre badeanlegg har det vært vanlig å prosjektere klimaaggregater for bassengrom med luft og vannkjølt kondensator. Ifølge Dantherm ved Nic Holm kan slike enkle løsninger for store svømmehaller, der ett enkelt aggregat har vannkjølt kondensator som kun er tilknyttet ett bestemt basseng, føre til uøkonomisk drift ved overskuddsvarme fra aggregatet. Aggregater uten vannkjølte kondensatorer er mest utsatt for uøkonomisk drift, da kompressorene skrus av når det ikke er behov for oppvarming av luft. Dantherm sine erfaringer er at seriekoblede kondensatorer gir bedre varmeutnyttelse og går av den grunn ikke like fort over i kun friskluftsdrift når det ikke er behov for luftoppvarming. De fleste badeanlegg med ett enkelt aggregat har oppvarming av luft som prioritet, og innreguleres ofte slik at 30 % av energien fra varmepumpen tilføres vann, og 70 % til luft. Dette endrer seg automatisk ved behov.

Ved mye solinnstråling, det vil si gratis romoppvarming, men fortsatt varmebehov til vann, kan man velge å la kompressoren gå. Om dette allikevel bidrar til økt varme i hallen, kan dette nedprioriteres. For badeanlegg der kompressoren ofte må stenges av på grunn av behovet for frikjøling, kan det lønne seg å investere i en reversibel varmepumpe, hvor man kjøler tilluft og benytter varmen til vannoppvarming. Om det kun er få timer i året med overskuddsvarme, kan derimot en merinvestering i en reversibel varmepumpe være lite økonomisk lønnsomt.

## 2.6 Varvevekslere i nettverk

Tidligere i oppgaven er det nevnt at varvepumper er nyttige til å utnytte spillvarme fra en prosess, jf. underkapittel 0. Varvegjenvinning ved ren varveveksling må imidlertid utnyttes først, der det er mulig. Dette er beskrevet i Stene (1993): «Ved industrielle anvendelser må en imidlertid være oppmerksom på at én kWh varve levert fra varvepumpe er 5-10 ganger dyrere enn én kWh overført ved varveveksling.» Det vil si at varvegjenvinning med ren varveveksling er mer økonomisk lønnsomt enn med varvepumpe. For å finne ut hvor det er mulig med direkte varveveksling kan det gjøres en pinch-analyse, presentert i delkapittel 2.6.1 nedenfor.

### 2.6.1 Pinch-analyse

Pinch-analyse er en systematisk metode for å optimalisere varvevekslere i nettverk. Pinch-analysen beskrevet i dette kapittelet er ikke tilstrekkelig til å finne optimalt nettverk, men en metode for å finne mulige løsninger. I Stene (1993) er det beskrevet at: «Formålet med pinch-analyse er å komme frem til et anlegg med lavest mulig energiforbruk til en lavest mulig kostnad». Da dette ofte er motstridende krav, vil målet være at årskostnaden skal bli lavest mulig. Dette innebærer at anlegget bygges opp på rett måte. Dette delkapittelet vil derfor ta for seg hvordan energistrømmer i et varvevekslernettverk kan sammenkobles.

Viktige størrelser er definert under:

$m$  = Massestrøm [kg/s]

$C_p$  = spesifikk varvekapasitet for en strøm [kJ/kg°C]

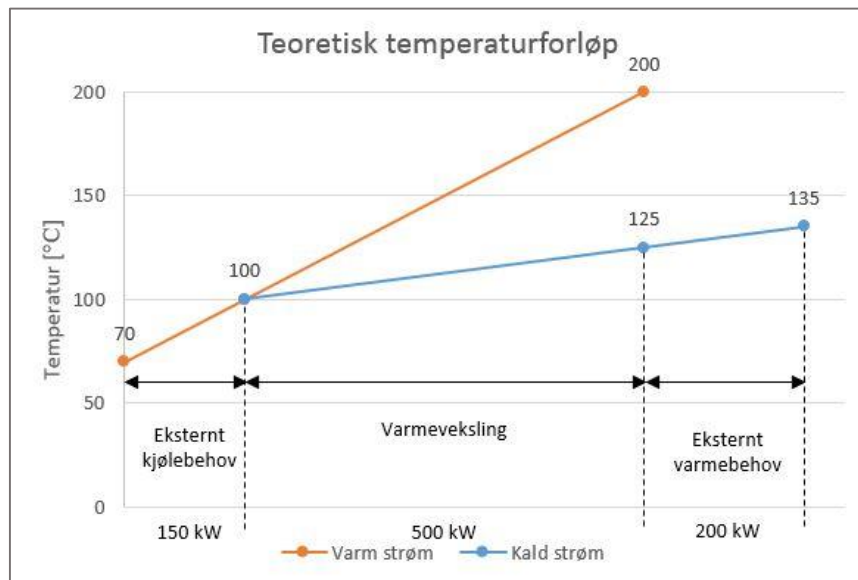
$CP = m \cdot C_p$  = Total varvekapasitet for en strøm [kg/°C]

$\Delta H$  = entalpiendring [kJ/s]

$Q = \int_{T_1}^{T_2} CP dT = CP \cdot (T_2 - T_1) = \Delta H$ , overført effekt til en strøm som endrer temperatur fra  $T_1$  til  $T_2$ .

Eksempelet nedenfor i Figur 2.14 viser to strømmer der én varm strøm kjøles ned, og én kald strøm varves opp. Den varme strømmen, farget rødt på figuren, har lav  $CP$ -verdi. Det vil si lav spesifikk varvekapasitet  $C_p$  eller liten massestrøm  $m$ , eventuelt begge deler. Strømmer som har høy  $CP$ -verdi vil kjennetegnes i HT-diagrammet med lave stigningstall, som vist i Figur 2.14, som vil si at mye varve overføres per endring i temperaturen.

Den varme strømmen skal kjøles ned fra 200 °C til 70 °C. Nødvendig effekt som kreves til avkjølingen er:  $CP \cdot \Delta T = 650 \text{ kW}$ . Den kalde strømmen har høy CP-verdi, og skal varmes opp fra 100 °C til 135 °C. Varmeeffekten som kreves her er:  $CP \cdot \Delta T = 700 \text{ kW}$ . Maksimal mulig effekt som kan varmeveksles finner man fra samme likning:  $CP \cdot \Delta T = 500 \text{ kW}$ . Denne varmevekslingen er vist i Figur 2.14.

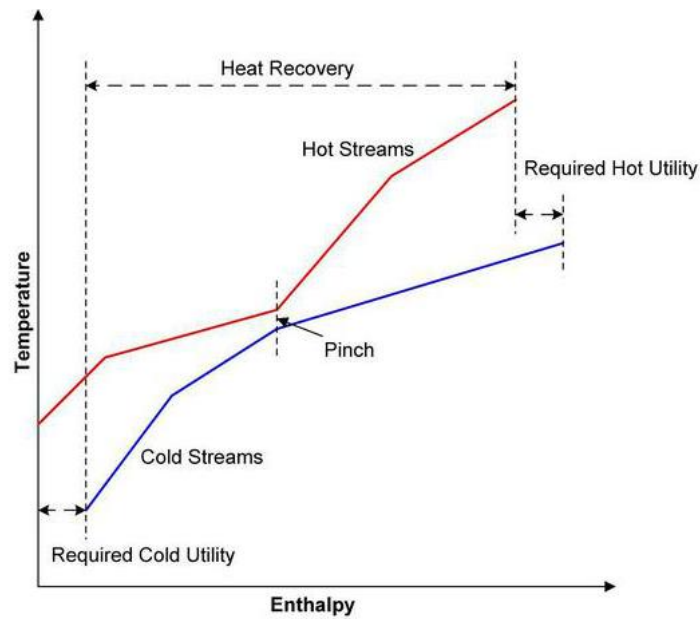


Figur 2.14 Varmeveksling mellom en varm strøm med lav CP og en kald strøm med høy CP.

Fra prosessen vist i figuren over, er det vist at det er nødvendig med eksternt kjøle- og varmebehov da ren varmeveksling ikke er tilstrekkelig til å nå de ønskede sluttemperaturene til strømningene. Den kalde strømmen har ikke lav nok temperatur til at den varme strømmen kan kjøles helt ned til 70 °C. Man skulle også tro at den varme strømmen på 200 °C skulle klare å varme opp den kalde strømmen til 135 °C, men dette er ikke mulig på grunn av den lave CP verdien til den varme strømmen. Et eksternt varmebehov er derfor nødvendig.

Figuren over viser det teoretiske temperaturforløpet. Dette forløpet er nemlig ikke mulig i praksis da det ville krevd en uendelig stor varmeveksler for at den varme strømmen skulle nådd 100 °C med kun varmeveksling. I praksis vil varmeveksleren ha en definert størrelse med en temperaturdifferanse på  $\Delta T_{min}$ . Hvis denne differansen er for eksempel 10 °C vil den varme strømmen kun kunne kjøles ned til 110 °C. Dette gjør at mindre varme kan overføres i varmeveksleren som medfører at eksterne kilder må dekke det økende kjøle- og varmebehovet. Punktet der  $\Delta T_{min}$  oppstår, kalles *pinch*.

I systemer med mange energistrømmer øker kompleksiteten og optimaliseringsproblemet kan bli omfattende, slik at pinch-analyse er et godt hjelpemiddel for å finne mulige løsninger. I slike systemer med flere energistrømmer er det vanlig å lage komposittkurver for å gjøre problemet likt som et tostrømsproblem som vist i Figur 2.14. I en komposittkurve er summen av alle kalde og varme strømmer tegnet inn som to strømninger. Det medfører én kald og én varm komposittkurve. Figur 2.15 under viser et eksempel på en varm og kald komposittkurve.



Figur 2.15 Eksempel komposittkurve (Waikato Energy Reserach Centre, 2014)

## 2.7 Status for varme-/kjøleløsninger i svømmehaller

Dette kapitlet beskriver hva slags systemløsninger som har blitt benyttet tidligere i nyere svømmehaller. Referanseneanleggene som er brukt, er Drammensbadet og Pirbadet, da disse to anleggene har forskjellige avfuktningssystemer. I Drammensbadet er det benyttet kombinerte ventilasjons- og avfuktningssystemer, med et gjenvinningsystem. Liknende system som er benyttet i Drammensbadet er også brukt i flere andre badeanlegg, blant annet Aquarama og Trønderhallen, men også for mindre anlegg. Pirbadet skiller seg fra disse der én sentral varmpumpe sørger for avfuktning, men også som grunnlast energikilde for oppvarming av hele badeanlegget. Både Drammensbadet og Pirbadet er blant Norges største badeanlegg, men har flere faktorer som skiller dem. Drammensbadet har blant annet utebasseng som krever mye energi til bassengoppvarming om sommeren, og dette kan gjenspeiles i årlig energiforbruk for Drammensbadet. Pirbadet har større andel tørre arealer enn Drammensbadet, som benyttes som utleiearealer til blant annet kontor og treningssenter. Disse forskjellene kan gjenspeiles i årlig energiforbruk for badeanleggene. Tabell 2-2 viser en oversikt over noen sentrale data for svømmeanleggene, som blant annet illustrerer forskjell i vannareal og årlig besøkende. I delkapitlene under beskrives anleggene mer i detalj med valgt systemløsning for avfuktning.

	<b>Drammensbadet</b>	<b>Pirbadet</b>
<b>Sted</b>	Drammen	Trondheim
<b>Byggeår</b>	2008	2001
<b>Areal</b>	12 000 m <sup>2</sup>	15 000 m <sup>2</sup>
<b>Areal vannflate</b>	2 000 m <sup>2</sup>	2 529 m <sup>2</sup>
<b>Årlig besøkende</b>	376 087 <sup>1</sup>	360 000 <sup>2</sup>
<b>Kapasitet</b>	1000 pers/dag	1200 pers/dag

Tabell 2-2 Sentrale data for Drammensbadet og Pirbadet

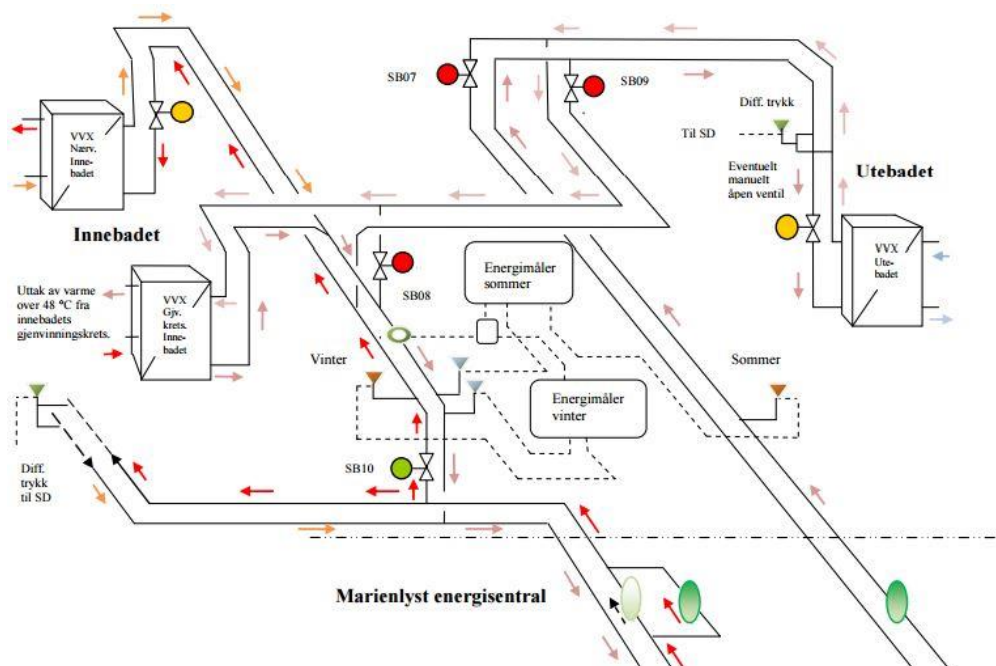
<sup>1</sup> Årlig besøkende i Drammensbadet i 2013 (Drammen Kommune, 2015)

<sup>2</sup> Årlig besøkende for Pirbadet (500 000 besøkende per år inkludert besøkende vann, trening og helse).

## 2.7.1 Drammensbadet

Drammensbadet regnes som et av Norges største badeanlegg og ble åpnet i 2008 (Drammen Kommune, 2015). Ifølge Drammen Kommune var antall besøkende i 2013 ved Drammensbadet 376 087 personer. Drammensbadet har et totalt areal på 12 000 m<sup>2</sup>, har både basseng ute og inne, med en total vannoverflate på ca. 2 000 m<sup>2</sup>. Bassengene inneholder til sammen 5 500 m<sup>3</sup> vann, hvorav 3 200 m<sup>3</sup> innendørs (Dantherm, 2008). Maksimal behandlet luftmengde til svømmehallens våte sone er 120 000 m<sup>3</sup>/h (Dantherm, 2008).

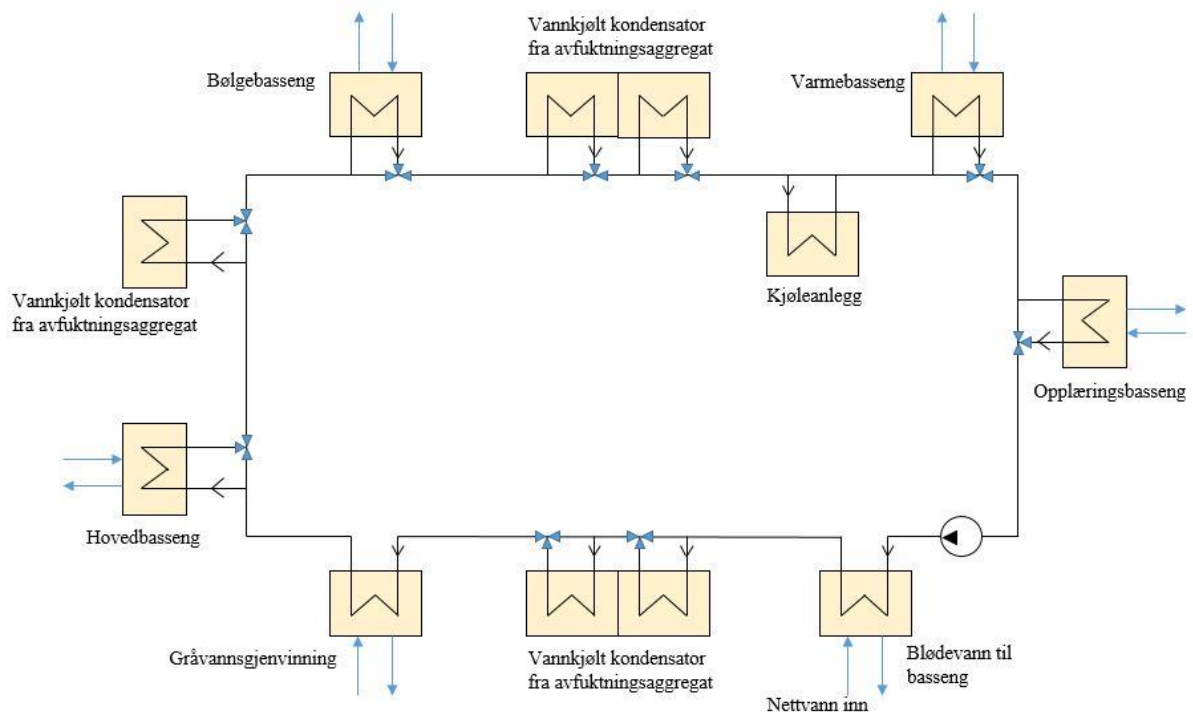
Varmeanlegget i Drammensbadet er basert på bruk av termisk energi fra områdets nærvarmenett, som er tilknyttet fjernvarme. Varmeenergien fra nærvarmenettet benyttes til oppvarming av ventilasjonsluft, tappevann, bassengvann og romoppvarming i tørre områder. Det er også benyttet gjenvinning av varme både fra svømmehallens avtrekksluft og avløpsvann. Når det er varmeoverskudd fra svømmehallen, kan varme leveres til utebassengene om sommeren gjennom nærvarmenettet. Det er fordelaktig å levere varme etter behov, slik at minst mulig går til spille, noe som medfører et redusert energiforbruk. En skisse av hvordan nærvarmenettet er tilknyttet Drammenshallens innebad og utebad, er vist i Figur 2.16.



Figur 2.16 Nærvarmenett koblet til Drammensbadet (Haugan, 2011)

I Drammensbadet er det en gjenvinningskrets, der kondenseringsvarme fra varmepumpene i avfuktningsaggregatene leverer varme til kretsen. Kretsen består også av varmevekslere til

bassengoppvarming, forvarming av varmt tappevann og blødevann til basseng. Gjenvinningskretsen er også tilkoblet kjølesystemet, slik at kondenseringsvarme fra kjøleanlegget leveres til kretsen. Dette er en svært energieffektiv metode for gjenvinning fordi varme fordeles til de forbrukssteder som til enhver tid har behov for det. Det er imidlertid viktig at det er nok avtappingspunkter for at systemet skal fungere som tiltenkt. En skisse av gjenvinningskretsen er vist i Figur 2.17.



Figur 2.17 Skisse av gjenvinningskrets fra avfuktingsaggregatene

Skissen over viser fem vannkjølte kondensatorer fra avfuktingsaggregatene. Ifølge Dantherm ved Nic Holm, er fem aggregater over det normale avfuktingsbehovet i Drammensbadet, og det er derfor benyttet alternerende drift for avfuktning og friskluftdrift, basert på fukt og temperatursignaler i en ekstra regulator. Dette betyr at når det ikke er behov for avfuktning i alle fem aggregatene, vil aggregatene som har ventilasjon/friskluftdrift ha prioritert kompressordrift. Aggregatene med kompressordrift vil derfor dekke nødvendig friskluftstilførsel til svømmehallen. På denne måten vil man oppnå lavest mulig avkasttemperatur og minst mulig ventilasjonsvarmetap.

Viftene i alle avfuktingsaggregatene vil alltid være i drift for å sikre tilstrekkelig luftsirkulasjon og konstant ventilasjonsluftmengde til svømmehallen. De aggregatene som ikke

benyttes til avfuktning, vil derfor kjøre med ren omluft, uten drift av kompressor. Aggregatene som kjører med friskluft, vil derfor avfukte maksimalt, og gjenvinningsvarmen benyttes til bassengoppvarming og forvarming av vann. Utenfor driftstiden kjøres anlegget med full omluft, mens om dagen vil en friskluftsandel benyttes for å dekke friskluftbehovet til personer. Friskluftandelen kan økes hvis det er avfuktningsbehov utover det som kan dekkes av avfuktningsaggregatene.

Ifølge Dantherm ved Nic Holm er liknende løsning for gjenvinning fra avfuktningsaggregatene brukt i flere badeanlegg, blant annet i Aquarama og Trønderhallen. Han påpeker også at det er viktig at gjenvinningskretsen kan tappe av nok energi, slik at kompressorene i de innebygde varmpumpene ikke skrur av, på grunn av for høy temperatur i gjenvinningskretsen. Dette er gjort i Drammensbadet ved at gjenvinningskretsen er tilknyttet alle bassengene, men kan også avgi varme til vannoppvarming, i tillegg til nærvarmenettet.

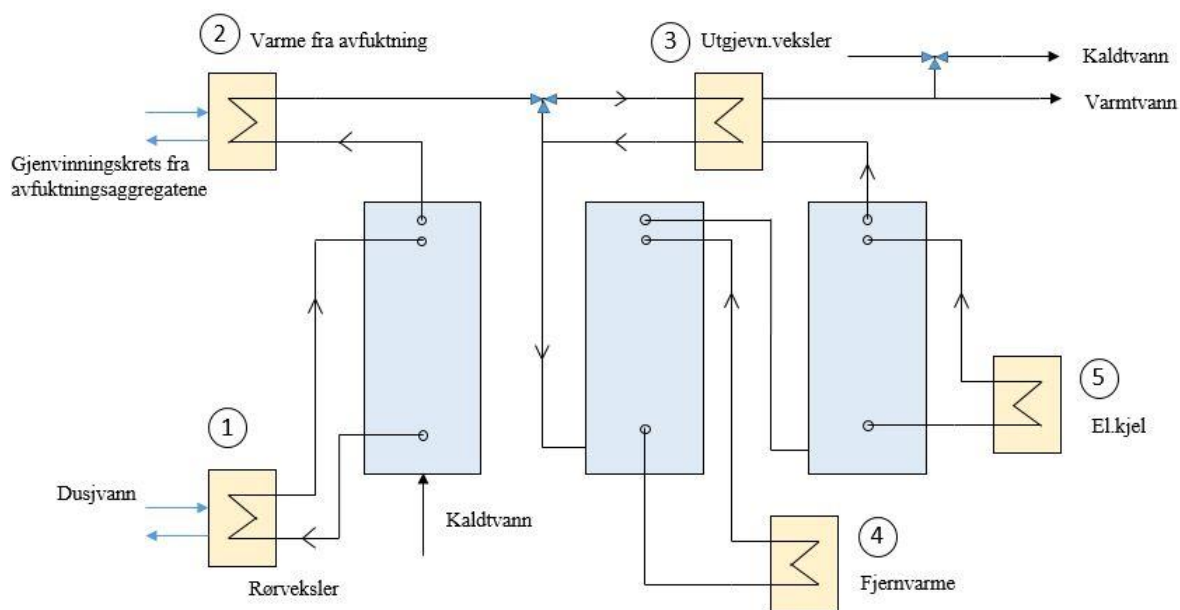
I Drammensbadet er det benyttet kombinerte ventilasjons- og avfuktningsaggregater med varmegjenvinner og innebygget varmpumpedel. Slik avfuktes luften i svømmehallen, samtidig som at avfuktningsvarmen gjenvinnes. Energiinnholdet fra den fuktige avtrekksluften tas opp i fordampere, og overfører varme til ventilasjonsluft og bassengoppvarming.

I figuren fra delkapittel 2.5.4, Figur 2.13, vises det en typisk kjølekrets for innebygde varmpumper i avfuktningsaggregatene. Varmgass fra kompressoren går alltid gjennom den vannkjølte kondensatoren, for så å bestemme med vannmengden over kondensatoren hvor mye varme som skal overføres til vann. Man kan velge om vann eller luft skal ha førsteprioritet. I skissen for gjenvinningskretsen, Figur 2.17, vil man kjøre mest mulig til vann ifølge Holm. Når vannkretsen når 55 °C (ingen/lite varmebehov) stopper kompressorene. Fortsetter temperaturen å stige i svømmehallen på grunn av solinnstråling, vil man på et tidspunkt benytte frikjøling. I Drammensbadet er de fem aggregatene installert med reversible varmpumper, slik at ved slike tilfeller med mye solinnstråling, kjøles tilluften og varmen brukes til vannoppvarming. Dette kan være mer lønnsomt enn at luften går i såkalt «bypass» gjennom kryssvarmeveksleren, da aggregatet fortsatt bidrar til oppvarming av varmtvann.

Andre varmegjenvinningsystemer er også benyttet i Drammensbadet. Det er blant annet installert et direkte varmegjenvinningsystem fra dusjvannet ved at kaldtvann til berederne forvarmes med energi fra dusjvannet gjennom en rørvarmeveksler. Vannet forvarmes



også fra gjenvinningskretsen fra avfuktningsaggregatene. Ettervarming av vannet skjer ved fjernvarme, men det er også installert elektrokjel (elkjel) som kan benyttes for legionellasikring. En skisse av varmtvannsberedningen er vist i figuren under:



Figur 2.18 Skisse av varmtvannsberedning i Drammensbadet

Som vist på Figur 2.18, vil oppvarming av varmtvann skje primært med varmepumpe (indirekte ved gjenvinningskretsen) og sekundært med varmtvannsbereder, som blir oppvarmet av fjernvarme eller eget elektrisk varmeelement.

Årlig energiforbruk i Drammensbadet er omtrent 4,4 MWh hvert år. Med et vannflateareal på ca. 2 000 m<sup>2</sup>, medregnet alle vannattraksjoner, gir dette et årlig energiforbruk på 2 200 kWh/m<sup>2</sup> vannflate. Avhengig av hvor varm sommeren er, vil fjernvarme ikke benyttes i sommermånedene, typisk juni, juli og august. Fra Jon Olav Birkeland i Drammensbadet, er det oversendt tall for målt energiforbruk for hele Drammensbadet i 2014, vist i Tabell 2-3.

	<b>Energiforbruk [kWh]</b>
Fjernvarme	2 080 200
Strøm	3 413 208
<b>Totalt</b>	<b>5 493 408</b>

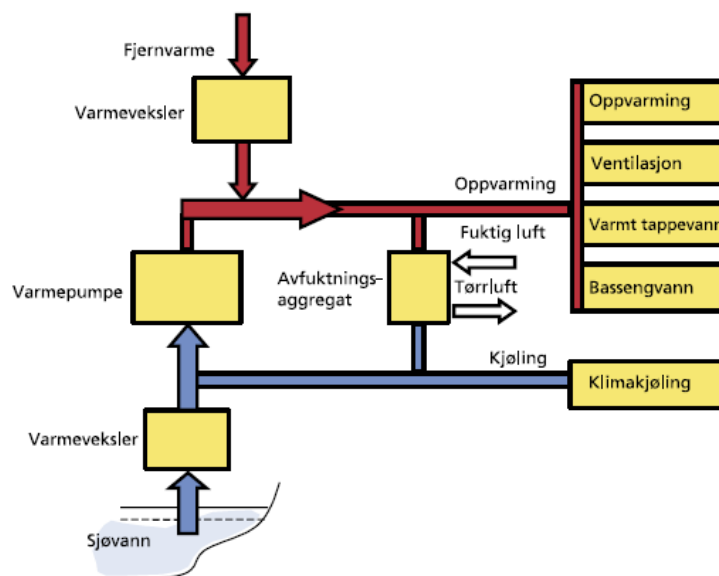
Tabell 2-3 Målt energiforbruk i Drammensbadet i 2014

Her vises det til et totalt årlig energiforbruk på 5 493 MWh, som gir et årlig energiforbruk på 2 700 kWh/m<sup>2</sup> vannflate. Dette vil fortsatt karakterisere Drammensbadet som et svømmeanlegg innenfor beste tredjedel, jf. Figur 2.2.

## 2.7.2 Pirbadet

Pirbadet er et av Norges største innendørs badeanlegg, lokalisert i Trondheim, og stod ferdig i 2001. Pirbadet tilbyr både bade- og treningsaktiviteter, og samlet har derfor Pirbadet ca. 500 000 årlig besøkende, der 360 000 årlig besøkte er tilknyttet vannaktiviteter (Stiftelsen Trondheim Pirbad, 2015). Ifølge Stiftelsen Trondheim Pirbad har bygget et totalt areal på 15 000 m<sup>2</sup>, hvorav 10 000 m<sup>2</sup> tilhører vannaktiviteter, med en vannoverflate på 2 529 m<sup>2</sup>. Badeanlegget består av et idrettsbad, familiebad og helsebad med varierende vanntemperaturer, og med en lufttemperatur på ca. 30 °C. Behandlet luftmengde i Pirbadet er totalt 325 000 m<sup>3</sup>/h, med en fordeling på 230 000 m<sup>3</sup>/h for våte arealer og 100 000 m<sup>3</sup>/h for øvrige arealer. Total vannmengde er 3,5 millioner liter vann. Pirbadet har derfor et stort energibehov til oppvarming, ventilasjon og varmtvannsberedning.

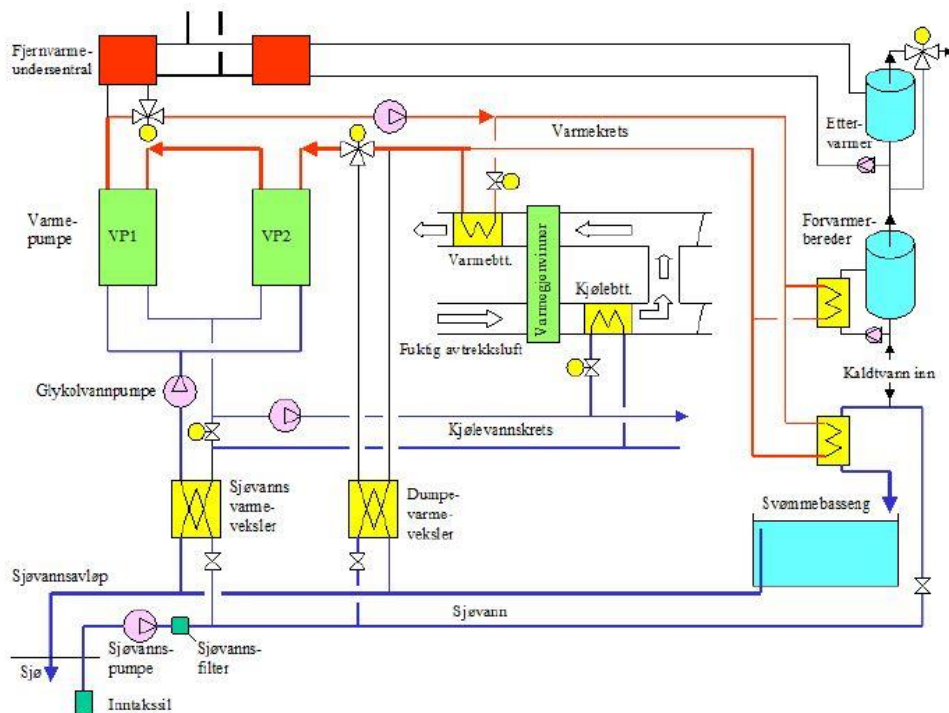
I Pirbadet er det installert et varmpumpeanlegg til oppvarming og avfuktning/klimakjøling, men Pirbadet er også tilknyttet fjernvarme (COWI, 2005). Når det er varmebehov ut over det som avfuktningen kan dekke, brukes sjøvann som varmekilde for varmpumpen. Sjøvann benyttes også som varmesluk når det er overskuddsvarme fra badeanlegget. Fjernvarme kan benyttes som tilsatsvarme, eller som alternativ varmekilde når det er overskudd av spillvarme fra søppelforbrenningsanlegget på Heimdal. Det er Statkraft Varme AS (tidligere Trondheim Energi Fjernvarme AS) som eier og drifter energianlegget. En skisse av termisk energiforsyning til Pirbadet er vist i Figur 2.19.



Figur 2.19 Termisk energiforsyning til Pirbadet (COWI, 2005)

Figur 2.19 illustrerer energiforsyningen i Pirbadet, der varmepumpe og fjernvarme dekker hele oppvarmings- og kjølebehovet i Pirbadet. Anlegget er dimensjonert for et varmebehov på 3 300 kW og et kjølebehov (inkludert avfuktning) på 700 kW (Eggen, 2010).

Figur 2.20 under viser energianlegget i Pirbadet mer i detalj der lavtemperaturvarmekretsen, med dimensjonerende temperaturer på 50/30 °C, fra varmepumpeaggregatene tilfører varmeenergi til varmebatterier i ventilasjonskanaler, oppvarming av bassengvann og forvarming av varmt forbruksvann. Her er det også vist at varmeopptaket til varmepumpeaggregatene primært skjer fra kjølebatteriene i avfuktningsaggregatene, med dimensjonerende tur/returtemperatur på 1/5 °C ved maksimal avfuktning. Ved større behov for varme benyttes sjøvann som varmekilde, med en temperatur som varierer mellom 6 og 10 °C gjennom året (Eggen, 2000). Dimensjonerende varmeeffekt for varmepumpen er 1 100 kW, og ved tilførsel av kun 300 kW elektrisk kraft. Ved dimensjonerende forhold vil varmepumpen arbeide med en kompressor-effekt på  $\epsilon = 3,5$ .

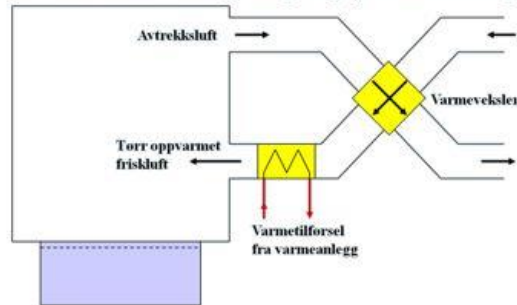


Figur 2.20 Prinsippkjema for energianlegget i Pirbadet (Eggen, 2010)

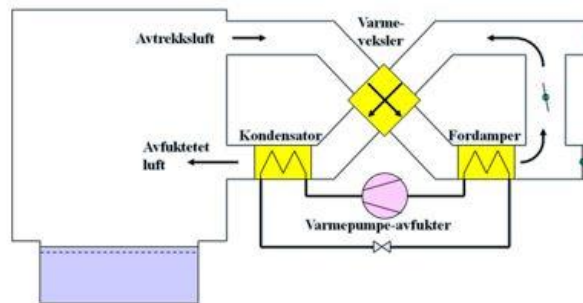
Ved å benytte både varmepumpe og fjernvarme bidrar dette til energifleksibilitet ved at energikilden som er mest økonomisk lønnsom, benyttes. Ifølge Eggen (2000) er klimaaggregatene i Pirbadet derfor bygget for å kunne avfukte bassengluften på to forskjellige

måter ut ifra hvilken energikilde som benyttes. Avhengig av energikostnad og nytteverdi av overskuddsvarme fra kjøleanleggene benyttes enten avfuktning ved friskluftutskiftning, eller ved omluft og varmepumpedrift. Figur 2.21 under viser de to prinsippene for avfuktning i Pirbadet.

### 1: Luftutskiftning og oppvarming med FV



### 2: VP til kjøling/avfuktning og oppvarming



Figur 2.21 To avfuktningemetoder i Pirbadet (Eggen, 2010)

Når avfuktning skjer ved luftutskiftning og oppvarming med fjernvarme, alternativ 1 på figuren over, vil nødvendig luftmengde bestemmes ut fra hvor mye fuktighet som må fjernes fra badeanlegget, og av forskjellen i fuktighet i inne- og uteluften (Eggen, 2000). Dette krever selvsagt store varmemengder, da ingen luft resirkuleres for så og gjenvinnes tilbake til hallen. Om sommeren kan dette være en attraktiv driftsmåte når det er overskudd av spillvarme i fjernvarmenettet. Slik kan man spare høyverdig energi til drift av kompressorene i varmepumpen ved at varmepumpen slås av, og overskuddsvarme fra fjernvarme redistribueres i Pirbadet istedenfor å gå tapt til omgivelsene. Fra mailkorrespondanse med Geir Eggen 18.05.2015 ble det opplyst om at i de siste somrene har imidlertid varmepumpen vært i drift på grunn av mindre overskuddsvarme i fjernvarmesystemet. Dette gjør at avfuktningemetode 2 fra Figur 2.21 kan benyttes.

Ved kjøleavfukting med bruk av varmepumpe, alternativ 2 i Figur 2.21, vil avfuktning skje på samme måte som i Drammensbadet, men her med en indirekte fordamping via en kjølevannskrets. Kjølebatteriet i avfuktningsaggregatet vil her derfor opptre som en luftkjøler som varmer opp kjølevannskretsen til fordampene i de sentrale varmepumpeaggregatene (dette er illustrert i Figur 2.21). Det meste av ventilasjonsluften går i omluft, slik at bare nødvendig luftmengde for å dekke friskluftbehovet til de badende skiftes ut. Varmebatteriet tilføres varme fra varmekretsen, som blir oppvarmet av de sentrale varmepumpeaggregatene og eventuelt fjernvarme. Ifølge COWI (2005) vil varmen som tilføres ventilasjonsluften i varmebatteriet være den samme som fordampningsvarmen som tas ut av kjølebatteriet i avfuktningsaggregatet.

Det termiske energibehovet til Pirbadet ble i forprosjektet, da prosjekteringen av Pirbadet startet, beregnet til å være ca. 8 000 MWh/år når avfuktning skjer ved luftutskiftning og oppvarming ved fjernvarme (Eggen, 2010). Ved bruk av et sentralt varmepumpeanlegg til avfuktning som grunnlastvarme til oppvarming, ventilasjon og varmt tappevann, reduseres energibehovet til ca. 3 000 MWh/år. Her vil 1 500 MWh være til drift av varmepumpe og 1 500 MWh fra fjernvarme. Energisparing ved å benytte varmepumpe til avfuktning, avfuktningsalternativ 2, vil dermed medføre en energisparing slik at årlig energiforbruk blir 5 000 MWh/år. Likevel vil det på sommeren være mest økonomisk lønnsomt å benytte avfuktningsalternativ 1, med «gratis» overskuddsvarme fra fjernvarme, selv om det termiske energibehovet øker noe (Eggen, 2000).

Energimålinger fra 2006 er vist i tabellen under. Med varmepumpeproduksjon på ca. 4 400 MWh/år og et elektrisitetsforbruk til varmepumpen på 1 300 MWh/år gir dette en årsvarmefaktor for varmepumpen på 3,3.

<b>Energimålinger Pirbadet 2006</b>	<b>kWh/år</b>
Fjernvarme	1 224 620
Varmepumpeproduksjon	4 373 801
Sum varmeproduksjon	5 598 421
El forbruk varmepumpe	1 329 766

*Tabell 2-4 Energimålinger i Pirbadet i 2006 (Eggen, 2010)*

Ved kontakt med Åmund Utne i Statkraft Varme, 21.05.2015, som eier og drifter varmepumpene som er installert i Pirbadet, ble det oppgitt at det er varmeoverskudd i fjernvarmenettet i sommermånedene. Det er derfor ikke behov for varme fra varmepumpene i Pirbadet. Men siden det er behov for kjølemaskinfunksjonen, så er maskinene også i drift om sommeren og leverer varme til samme formål som på vinteren, altså luft- og vannoppvarming. Fra Statkraft Varme er det oppgitt at årlig energiforbruk i Pirbadet varierer mellom 5-10 GWh, som passer bra med oppgitte verdier for termisk energiforbruk fra *Presentasjon av Pirbadet* av Eggen (2010).

Gjennom kontakt med Kjetil Øvretveit fra Stiftelsen Trondheim Pirbad, 08.05.2015, ble det oppgitt at totalt årlig energiforbruk i Pirbadet er i underkant av 10 GWh/år. Dette inkluderer både fjernvarme og elektrisitet til varmepumpe og rent elektrisitetsforbruk. Med total vannareal på 2 529 m<sup>2</sup> gir dette et totalt årlig energiforbruk i underkant av 3 950 kWh/m<sup>2</sup> vannflate i Pirbadet. Energibruk per bruksareal blir 666 kWh/m<sup>2</sup> BRA. Sammenliknet med tall fra Figur 2.2, vil dette si at Pirbadet har et energiforbruk som kan kategoriseres som over midlere tredjedel av svømmeanlegg med vannflate som er større enn 600 m<sup>2</sup>.

### 3 Metode - beregningsmodell

I dette kapittelet vil metodologien bak beregningene for referansecaset Tromsøbadet presenteres. Her vil metode for beregning av varmetap presenteres, slik at estimert effektbehov kan beregnes. Det er blant annet laget en oversikt over alle varme- og kjøleeffektbehov i svømmehallen ved ulike utetemperaturer. Det er benyttet en modell som baseres på månedsvariasjoner, men også en modell som baserer seg på variasjon i utetemperatur. Graddagskurven kan dermed bygges opp etter varigheten av de forskjellige temperaturintervallene. Dette danner et grunnlag for utarbeidelse av en effektvarighetskurve, som enkelt kan sammenlikne byggets krav til varmeeffekt ved andre klima, med annerledes graddagskurve. Energibruk til det aktuelle bygget kan da beregnes utfra dette og metode for disse beregningene er vist i underkapitlene her. Kapittel 4 beskriver mer i detalj referansecaset og angir forutsetninger som er satt for Tromsøbadet. I tillegg består dette kapittelet av en beskrivelse av det aktuelle klima og anvendt klimadata for Tromsø.

#### 3.1 Oppbygging av modell for energibruk

Modellen er bygget opp slik at effekttap ved ulike utetemperaturer er beregnet. Varigheten i timer per år for de ulike utetemperaturene er benyttet for å finne årlig energiforbruk. Dette er en formålstjenlig metode for lett å kunne beregne energibruk til bygget for andre klima. Slik kan man benytte klimadata fra andre steder, for å finne optimal energiløsning som kan dekke effektbehovet og for å finne hva slags avfuktning metode som bør benyttes for svømmehallen i dette klimaet.

Ved å finne varmebehov for bygget og kjølebehov til avfuktning kan man gjøre analyser som belyser hvor mye varme som kan leveres fra avfuktningssystemene og om hvilke energiposter for bygget dette bør kunne dekke, slik at det kan legges til rette for utnyttelse av all tilgjengelig varme.

#### 3.2 Transmisjonstap

Transmisjonstap er varmetap som skyldes varmegjennomgang i ulike bygningsdeler. Dette vil inkludere direkte varmetransport til uteluft, varmetransport til uoppvarmede soner og varmetap mot grunnen. Transmisjonstapet er gitt ved likningen under:

$$\dot{Q}_{trans} = \sum_i (U_i A_i) \cdot \Delta T \quad [W]$$

$U_i$  = Varmeovergangstall i bygningselement  $i$  [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ]

$A_i$  = Areal til bygningselement  $i$  [ $\text{m}^2$ ]

$\Delta T$  = Forskjellen mellom temperatur i rommet og temperaturen utenfor sonen [ $\text{K}$ ]

### 3.3 Infiltrasjonstap

Infiltrasjonstap er varmetap gjennom utettheter i konstruksjonen, som medfører luftlekkasjer. Likningen under beskriver infiltrasjonstapet (NS3031). Faktoren 0,33 er luftens varmekapasitet per volum, gitt i [ $\text{Wh}/\text{m}^3\text{K}$ ].

$$\dot{Q}_{inf} = 0,33 \cdot \eta_{inf} \cdot V \cdot \Delta T \quad [\text{W}]$$

$\eta_{inf}$  = Luftskifte for infiltrasjon [ $\text{h}^{-1}$ ]

$V$  = Oppvarmet luftvolum [ $\text{m}^3$ ]

$\Delta T$  = Forskjell i romtemperatur og utetemperatur [ $\text{K}$ ]

I beregningene er infiltrasjonstapet også økt med 20 % for sikkerhet ved dimensjonering. Åpningen ved inne- og utebassenget kan også påvirke at infiltrasjonstapet øker.

### 3.4 Ventilasjonstap

Tap i ventilasjonsanlegg er den varmemengden som må tilføres uteluften (ny friskluft) for at den skal varmes opp til ønsket tilluftstemperatur. Effekttapet dette medfører er hentet fra NS3031 og beskrevet i likningen under. Faktoren 0,33 er luftens varmekapasitet per volum, gitt i [ $\text{Wh}/\text{m}^3\text{K}$ ], også angitt i underkapittel 3.3.

$$\dot{Q}_{vent} = 0,33 \cdot \dot{V}(1 - \eta_T) \cdot \Delta T \quad [\text{W}]$$

$\dot{V}$  = Ventilasjonsluftmengde [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]

$\eta_T$  = Temperaturvirkningsgrad for varmegjenvinner

$\Delta T$  = Temperaturforskjell mellom inne- og uteluft [ $\text{K}$ ]

Mengde friskluft varierer fra dag til natt. Om det antas 100 % omluft på natten for våt sone, kan dette føre til et redusert ventilasjonstap for våt sone på natten. I driftstiden av svømmehallen er det kun nødvendig friskluftsbehov som skal varmes opp og inngår som ventilasjonstap til oppvarming av luft. For tørr sone vil ventilasjonsanlegget være skrudd av utenfor driftstid. I



timesberegningene gjennom året er imidlertid luftmengdene satt konstant gjennom dagen for å illustrere det første driftsåret, da ventilasjonsanlegg ofte har døgkontinuerlig drift for blant annet å lufte ut bygningsstøv. For tørr sone er temperaturvirkningsgraden for varmegjenvinneren satt til 80 %. Videre er det for våt sone forutsatt 70 % temperaturvirkningsgrad.

For våt sone vil avkastluften inneholde mer energi enn uteluften til enhver tid (se klimadata M21 for Tromsøklime). Avkastluften vil være varm, i forhold til uteluften på vinteren, og ha et høyt fuktighetsinnhold. Dette medfører et energitap i avtrekksluften når en del av ventilasjonsluften skiftes ut med kald og tørr uteluft. Likningen under viser at ventilasjonstapet vil være avhengig av entalpiforskjellen i inne- og uteluften i tillegg til luftmengden som skiftes ut av friskluft. Her er det forutsatt lik luftmengde i avkast og inntak, slik at det går like mye luft inn i inntaket, som ut av bygget i avkast.

$$\dot{Q}_{\text{tap,utskiftning}} = (h_{\text{avkast}} - h_{\text{friskluft}}) \cdot L_{\text{friskluft}} \quad [\text{W}]$$

$h_{\text{avkast}}$  = Entalpi i avkastluft [kJ/kg]

$h_{\text{friskluft}}$  = Entalpi i friskluft (uteluft) [kJ/kg]

$L_{\text{friskluft}}$  = Luftmengde andel friskluft [kg/h]

Ventilasjonstap i vannkondensat er gitt av samme likning, men her med tilstanden til luften i avtrekk ( $h_{\text{dugg}}$ ) og avkast, etter at luften er avfuktet.

### 3.5 Fordunstning

For beregning av fordunstning fra basseng er SINTEF sine empiriske formler, jf. delkapittel 2.4.4 lagt til grunn. Relativ fuktighet i svømmehallen er satt til å variere gjennom året, der de kalde tørre månedene krever lavest relativ fuktighet i hallen på 50 %, og de fuktige varme månedene tillater en relativ fuktighet i svømmehallen på 60 %. Fordunstningen påvirkes også av hallens åpningstider. Utenfor driftstid vil det ikke være personer i svømmehallen slik at landområdene rundt bassengene vil være tørre, og korreksjonsfaktoren for sprut og våte kropper bli lik 1.

Effektbehovet som følger av fordunstningstapet blir dermed:

$$P_{fordunstning} = \frac{\dot{m}_f \cdot h_{fg}}{3600} [kW]$$

$\dot{m}_f$  = fordunstet vannmengde i kg/h

$h_{fg}$  = fordampningsentalpien til vannet som funksjon av vanntemperaturen gitt i kJ/kg

Fordampningsentalpien er satt til 2430 kJ/kg, som er fordampningsentalpien for vann ved 30 °C (Polak, 2008). Dette vil være en typisk temperatur for store svømmeanlegg, og er også gjeldene for Tromsøbadet. Dette fordunstningstapet kan gjenvinnes ved hjelp av kjøleteknisk avfuktning i avfuktningssaggregatet, når fuktigheten i luften kondenserer.

### 3.6 Kjøleeffektbehov til avfuktning

I beregningene for nødvendig kjøleeffekt i avfuktningssystemene er beregningsmetodene beskrevet i VENTØK-blad 3.1.1 *Ventilasjon av svømmehaller – del 1*. Det er tatt utgangspunkt i konstant luftmengde i svømmehallen på 100 000 m<sup>3</sup>/h og forutsatt en romtemperatur på 30 °C. Fordunstningsmengde fra svømmehallen er gitt for de forskjellige månedene i kapittel 3.5. Ved å ta utgangspunkt i fordunstningsmengde fra svømmehallen på vinteren, og dermed en relativ fuktighet i hallen på 50 %, blir beregningene slik:

$$\begin{array}{lll} \text{Fordunsting dag:} & \dot{m}_v = 560 \text{ kg/h} & (\text{RF} = 50 \%) \\ \text{Luftmengde:} & L = 100\,000 \text{ m}^3/\text{h} & (112\,500 \text{ kg/h med tetthet på } 1,125 \text{ kg/m}^3) \end{array}$$

For å avfukte luften som følge av vanntilskudd fra fordunsting, vil nødvendig forskjell i absolutt fuktighet i avtrekk og tilluft være  $\Delta x$ , med benevnning [kg vann/kg tørr luft].

$$\Delta x = \frac{\dot{m}_v}{L} = \frac{560 \cdot 1000}{112\,500} = 5,0 \quad [\text{g/kg}]$$

Forskjellen i absolutt fuktighet i avtrekk og tilluft er gitt av likningen under. Når  $\Delta x$  og  $x_{avtrekk}$  er kjent, kan man finne ønsket tilstand i tilluften,  $x_{tilluft}$ .

$$\Delta x = x_{avtrekk} - x_{tilluft} \quad [\text{kg/kg}]$$

Med en romtemperatur på 30 °C og relativ fuktighet på 50 %, er absolutt fuktighet i avtrekksluften,  $x_{avtrekk}$  lik 13,8 g/kg. Nødvendig absolutt fuktighet i tilluften,  $x_{tilluft}$ , vil av relasjonen ovenfor være 8,8 g/kg. Fra Mollier-diagrammet kan man finne  $\Delta h$  ved å lese av verdiene i diagrammet. Dette kan også finnes fra et formelverk i hxLib, et tilleggsprogram i Excel, gjort tilgjengelig fra Institutt for energi- og prosessteknikk. Vedlegg 2 beskriver formlene som er brukt fra hxLib i Excel. Forskjellen i  $\Delta h$  vil være forskjellen i duggpunktsentalpi i romluften (avtrekksluften), og duggpunktsentalpi i tilluften, oppgitt i [kJ/kg tørrluft].

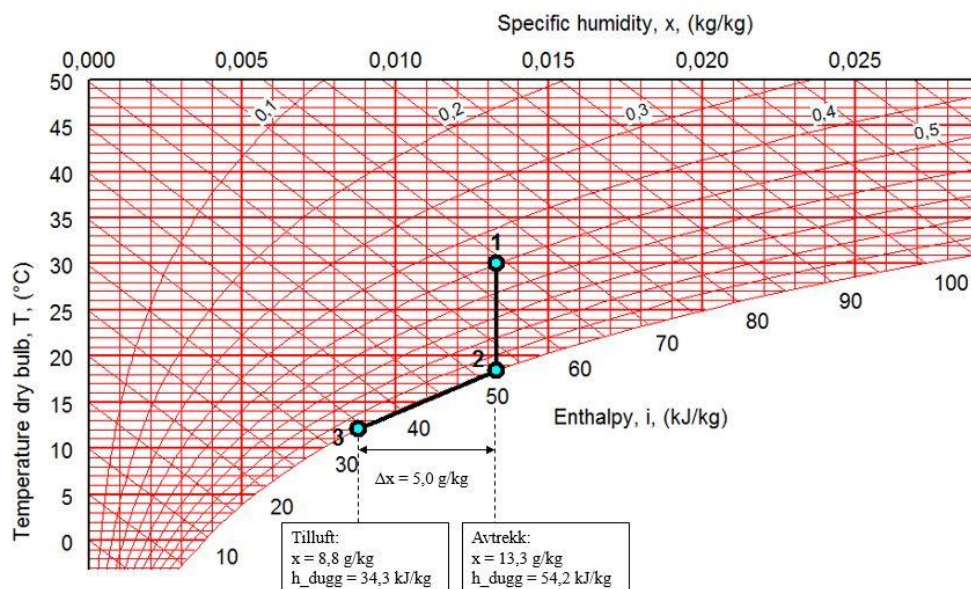
$$\Delta h = h_{duggpunkt, avtrekk} - h_{duggpunkt, tilluft} \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$\Delta h = 54,2 - 34,3 = 19,9 \text{ kJ/kg}$$

Nødvendig kjøleeffekt til varmepumpen vil da være:

$$Q_{kjøl} = \Delta h \cdot L = 19,9 \cdot \frac{112\,500}{3600} = 622 \text{ kW}$$

Figur 3.1 viser prosessen i Mollier-diagrammet. Her er absolutt fuktighet i avtrekk og tilluft markert med to sorte linjer. Tilstanden i rommet, temperatur 30 °C og relativ fuktighet 50 %, er vist ved det røde punktet. Dette vil være tilstanden i avtrekksluften før nedkjøling i kryssvarmeveksler.

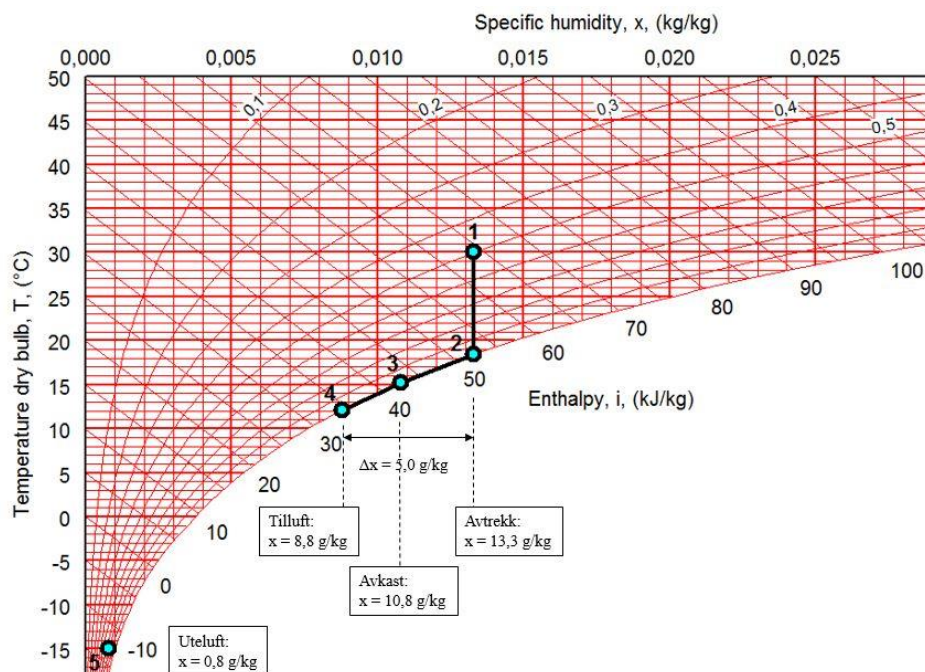


Figur 3.1 Absolutt fuktighet i avtrekk og ønsket tilstand i tilluft

I utregningen her av nødvendig kjøleeffekt til varmepumpen, er det imidlertid ikke tatt hensyn til avfuktning med friskluftsandelen som benyttes på dagtid. Om vinteren er denne friskluften meget tørr med lav absolutt fuktighet, som gjør at mengde fukt, fjernet med friskluftserstatning kan være høy. Ved å inkludere dette bidraget i beregningen vil nødvendig kjøleeffekt i varmepumpen reduseres. Andel avfuktning med friskluft vil være avhengig av forskjellen i absolutt fuktighet i ønsket tilluft,  $x_{tilluft}$ , og absolutt fuktighet i uteluften (friskluft),  $x_{uteluft}$ . Friskluftmengde,  $L_{friskluft}$ , er satt til 25 % av total luftmengde, og vil derfor være 28 125 kg/h. Fukt fjernet med friskluft er gitt av likningen under med benevnelse [kg vann/h]:

$$\dot{m}_{avf,friskluft} = (x_{tilluft} - x_{uteluft}) \cdot L_{friskluft} \text{ [kg/h]}$$

Ved dimensjonerende utetemperatur på vinteren i Tromsø,  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ , er absolutt fuktighetsinnhold i uteluften  $x_{uteluft}$  lik  $0,8\text{ g/kg}$ . Dette medfører at fukt fjernet med friskluft vil være  $281\text{ kg/h}$ . Ved å ta hensyn til denne fuktmengden fjernet ved å erstatte fuktig luft med tørr friskluft, vil nødvendig fukt fjernet i avfuktingsaggregatet reduseres med  $281\text{ kg/h}$ , til  $279\text{ kg/h}$ . Nødvendig kjøleeffekt i varmepumpen vil derfor være  $300\text{ kW}$  ved dimensjonerende utetemperatur og  $25\%$  friskluftandel. Kjøleeffektbehovet i varmepumpen vil variere gjennom året, utifra fordunstingsmengde i svømmehallen, friskluftsandel og fuktighetsinnhold i uteluften. Figuren under viser prosessen fra beregningene gjort over i Mollier-diagrammet, der tilstanden i avtrekksluft, avkastluft, tilluft og uteluft er markert.



Figur 3.2 Mollier-diagram som viser absolutt fuktighetsinnhold i luften for de ulike tilstandene i klimaaggregatet

Fra figuren over observeres det at ved å trekke en linje fra punkt 3, avkastluften, og punkt 5, uteluften, vil tilluftspunktet finnes som et blandingspunkt. Punkt 4 vil ligge med avstand  $25\%$  fra punkt 3 og  $75\%$  fra punkt 5, da det er antatt en friskluftsandel på  $25\%$ . Blandingslinjen går gjennom tåkeområdet, altså under metningslinjen der RF er  $100\%$ , og punkt 4 vil derfor finnes ved konstant entalpi fra punktet på blandingslinjen til metningslinjen.

Det er også gjort en analyse av nødvendig kjøleeffekt til avfuktning ved omluftsdrift, der det er antatt at  $50\%$  av ventilasjonsluften går direkte fra avtrekksluft til tilluft, før kryssveksler og fordamper. Her er det fortsatt antatt at effekten av avfuktning med friskluftsutskiftning vil være forskjellen i ønsket tilstand i tilluft og uteluft.

### 3.7 Interne varmetilskudd

Standard verdier for varmetilskudd er gitt i Tabell 3-1. Her er det hentet gjennomsnittlig varmetilskudd for ulike bygningskategorier fra Norsk Standard, NS3031 og NS3031 for henholdsvis TEK10 bygg og passiv- og lavenergi bygg.

Kilde	Internlast	Kulturbygg	Kontorbygg	Idrettsbygg
NS3031	Belysning	8	8	8
	Utstyr	1	11	1
	Personer	3,2	4	10
NS3701	Belysning	6	4	5,5
	Utstyr	1	6	1
	Personer	3,2	4	10

Tabell 3-1 Gjennomsnittlig varmetilskudd i driftstiden for belysning, utstyr og personer gitt i  $W/m^2$

Tabell 3-1 viser forskjellen i varmetilskudd for ulike bygningskategorier, hentet fra lavenergibygg og øvrige bygg. Varmetilskudd fra personer er den samme uavhengig av byggestandard. Varmetilskuddet fra belysning og utstyr vil derimot reduseres iht. høyere byggestandard, hvor det forutsettes mer energieffektivt utstyr som gir lavere internt varmetilskudd. Da referansebygget Tromsøbadet består av tre ulike klimasoner, vil valgte verdier for varmetilskudd til beregning vises i tabellen under:

Internlast	Våt sone	Treningssone	Øvrige arealer- kontor
Belysning	6	6	6
Utstyr	1	1	5
Personer	2	10	1

Tabell 3-2 Valgte verdier for varmetilskudd fra internlast i driftstiden for belysning, utstyr og personer gitt i  $W/m^2$

Det forutsettes energieffektiv belysning som gir lavt internt varmetilskudd i alle soner,  $6 W/m^2$ , da Tromsøbadet tilstrebes å bygges som et lavenergibygg. For våt sone og treningssonen vil varmetilskudd for idrettsbygg legges til grunn. Varmetilskudd fra utstyr settes derfor til  $1 W/m^2$ . For øvrige arealer, vil varmetilskudd fra utstyr økes til  $5 W/m^2$ , da disse arealene inkluderer utleiearealer i form av kontor. Fra Tabell 3-1 er det tydelig at varmetilskudd fra utstyr er større for kontorbygg enn de andre bygningskategoriene, da det i slike bygg vil være mer teknisk utstyr. Varmetilskudd fra personer settes til  $10 W/m^2$  for treningssonen, som er det samme benyttet for idrettsbygg. I våt sone og øvrige arealer reduseres varmetilskudd fra personer, sammenliknet med standardverdiene, da det her er store arealer per person.

### 3.8 Varmetilskudd fra sol

I modellen er det gjort både dynamiske beregninger med timesverdier, men også månedsstasjonære beregninger. Utregning for varmetilskudd fra solinnstråling vises under. For dynamiske beregninger basert på timesverdier vil  $i$  være time i året og det benyttes timesverdier for solstråling i stedet for månedsgjennomsnitt som vist under, da  $i$  vil være antall timer i måneden. Likningene er hentet fra NS3031.

Tilskudd fra solinnstråling i måned  $i$  beregnes som:

$$Q_{sol,i} = \frac{t_i}{1000} \sum I_{sol,i} A_S F_S \quad [\text{kWh}]$$

$t_i$  = Antall timer i måneden [h]

$I_{sol,i}$  = Månedsgjennomsnittlig strålingsfluks mot utsiden av vinduene [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]

$A_S$  = Effektivt vindusareal for soltilskudd [ $\text{m}^2$ ]

$F_S$  = Solskjermingsfaktor for utvendig solskjerming fra horisont, nærliggende bygninger, og eventuelle bygningsutspring.

Effektivt vindusareal beregnes slik:

$$A_S = A_W \bar{g}_t (1 - F_F) \quad [\text{m}^2]$$

$A_W$  = Totalt vindusareal inkludert karm og ramme [ $\text{m}^2$ ]

$\bar{g}_t$  = Total solfaktor, gjennomsnitt i løpet av måneden.

$F_F$  = Karm/ramme arealfaktor, andel vindusareal som er ugjennomskinnelig.

I modellen er disse verdiene brukt for alle soner for beregning av soltilskuddet:

$\bar{g}_t$  = Total solfaktor 0,51

$F_S$  = Fast solskjerming (0,9)

$F_F$  = 0,2 (20 % arealandel karm og ramme) Arealandel karm og ramme er satt til 20 % for alle vinduer i alle soner.

I vedlegg 3 finnes en oversikt over verdiene for  $A_S$ ,  $A_W$  og tabeller for energitilskuddet på grunn av solinnstråling fra de fire forskjellige himmelretningene i alle klimasonene i bygget.

For tørr sone, både treningssonen og øvrige arealer, er det valgt bevegelig regulerbar utvendig solskjerming med en solfaktor på 0,07 for aktivisert stilling og 0,51 for ikke aktivisert stilling. For utregning av total solfaktor er det forutsatt automatisk styrt solskjerming. Det er antatt at solskjermingsfaktoren som følge av horisonten kan forenkles til 0,9 når horisontvinkelen i gjennomsnitt er mindre enn 20 °. Det er antatt ingen solskjerming fra horisont eller solskjerming som følge av bygningsutspring slik at  $F_s$  blir 0,9.

For månedsgjennomsnittlig strålingsfluks er det brukt verdier hentet fra klimadata M21. Valgt strålingskomponent er 90 °, som medfører transmittert totalstråling gjennom et loddrett vindu. I de dynamiske timeberegningene er SIMIEN benyttet for å regne ut timesverdier for varmetilskudd fra sol. Tabell 3-3 under viser månedsgjennomsnittlig strålingsfluks med strålingskomponent på 90 ° for Tromsø. Disse verdiene er benyttet for variabel,  $I_{sol,i}$  i likningen over for tilskudd fra solinnstråling per måned,  $Q_{sol,i}$ .

	<b>NORD 90</b>	<b>ØST/VEST 90</b>	<b>SØR 90</b>
<b>EFFEKT</b>	W/m <sup>2</sup>	W/m <sup>2</sup>	W/m <sup>2</sup>
<b>Januar</b>	0	0	0
<b>Februar</b>	3	9	43
<b>Mars</b>	12	40	101
<b>April</b>	25	81	122
<b>Mai</b>	50	95	103
<b>Juni</b>	69	99	96
<b>Juli</b>	60	98	99
<b>August</b>	31	66	83
<b>September</b>	15	38	71
<b>Oktober</b>	5	13	46
<b>November</b>	0	0	1
<b>Desember</b>	0	0	0
<b>År</b>	23	45	64

Tabell 3-3 Månedlige strålingsverdier



### 3.9 Avfuktningssprinsipper

Det er gjort en analyse av forskjellige avfuktningssprinsipper for å finne ut hvordan nødvendig kjøleeffekt til avfuktning varierer ved forskjellig aggregatutforming og styringsprinsipp. De ulike styringsprinsippene er funnet ved direkte kontakt med aktuelle personer. Det er analysert to prinsipper for avfuktning benyttet i standard aggregater fra to av de ledende aggregatleverandørene i Norge, henholdsvis Dantherm og Menerga. Disse resultatene er sammenliknet med antagelser gjort for et sentralt anlegg.

Forenklinger av driftsstrategi for aggregatene er gjort, da begge standardaggregater har avanserte reguleringsystemer som sikrer mest mulig effektiv og økonomisk drift. Analysen kan likevel gi en indikasjon på tilgjengelig varme fra avfuktning, som kan utnyttes som varmekilde for en større sentral varmepumpe, hvor den kan bidra til å dekke hele byggets oppvarmingsbehov. Det er gjort beregninger for 4 ulike driftstilstander for hvert aggregat. Dette er dag og natt, for typisk vinter og sommer. Disse fire driftstilstandene er beregnet for hver av de tre aggregatene. Beregningene er gjort i et beregningsprogram utviklet av Vidar Hardarson. Beregningene er basert på verdier fra aggregatenes datablad, Vedlegg 4 og Vedlegg 5, i tillegg til opplysninger gitt fra e-post korrespondanse. Forutsetninger for beregningen er gitt i Tabell 3-4 og Tabell 3-5.

Input-verdier som er presentert i Tabell 3-5 for fordunstning, er basert på resultater fra fordunstningsberegningene gitt fra Tabell 5-3. Det er antatt at 50 % av avtrekksluften går i bypass, direkte tilbake til tilluften både ved dag- og nattdrift, for alle tre aggregatene. På dagtid er det antatt 25 % friskluftsandel. Dette medfører at 25 % av luftmengden også går ut i avkast.

		<b>Dantherm</b>	<b>Menerga</b>	<b>Sentralt anlegg</b>
<b>Virkningsgrad veksler:</b>				
Oppgitt entalpivirkningsgrad	[%]	82	78	-
Oppgitt tørrvirkningsgrad	[%]	60	-	-
Benyttet tørrvirkningsgrad	[%]	60	56	60
<b>Kuldemedium:</b>				
Oppgitt	[-]	R407c/R134a	R407c	-
Benyttet	[-]	R134a	R134a	R717
<b>COP:</b>				
Oppgitt	[-]	5,0	8,4	-
Benyttet <sup>3</sup>	[-]	Beregnet	Beregnet	Beregnet
<b>SFP:</b>				
Oppgitt	[kJ/m <sup>3</sup> ]	2,3	- <sup>4</sup>	-
Benyttet	[kJ/m <sup>3</sup> ]	2,5	3,2	2,5
<b>Temperaturforskjell</b>				
$dT_{\text{cond}} = dT_{\text{evap}}$ <sup>5</sup>	[K]	4	4	7

Tabell 3-4 Input-verdier i beregningsprogram

<sup>3</sup> COP er beregnet utfra funksjoner for isentropisk virkningsgrad basert på kjølemediets temperatur- og trykkforhold fra RnLib. Dette er gjort da oppgitte verdier i datablad gjelder for ulike driftsforhold.

<sup>4</sup> Beregnet fra verdier i datablad, omluft:  $(7,76+8,03)/25000 = 2,3$ , ikke spesifisert:  $(11,99+10,88)/25000 = 3,3$ .

<sup>5</sup>  $dT$  i fordampere er satt til 4 i standardaggregatene. For sentralt anlegg med indirekte system er temperaturforskjellen  $dT$  satt til  $4+3 = 7$  K, både for fordampere og kondensator.

		Dantherm				Menerga				Sentralt aggregat			
		VINTER		SOMMER		VINTER		SOMMER		VINTER		SOMMER	
		dag	natt	dag	natt	dag	natt	dag	natt	dag	natt	dag	natt
Inputverdier													
Temperatur	[°C]	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
Relativ fuktighet	[%]	50	50	60	60	50	50	60	60	50	50	60	60
Total luftmengde	[m <sup>3</sup> /h]	100 000	100 000	100 000	100 000	100 000	100 000	100 000	100 000	100 000	100 000	100 000	100 000
Samlet fordunsting	[kg/h]	559	395	448	314	559	395	448	314	559	395	448	314
Vanntemperatur basseng	[°C]	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
Ønsket temperatur	[°C]	34	34	31	31	34	34	31	31	34	34	31	31
Ønsket relativ fuktighet	[%]	30	30	50	50	30	30	50	50	30	30	50	50
Friskluftmengde	[m <sup>3</sup> /h]	25 000	0	25 000	0	25 000	0	25 000	0	25 000	0	25 000	0
Temperatur	[°C]	-3,6	-3,6	13,6	11,7	-3,6	-3,6	13,6	11,7	-3,6	-3,6	13,6	11,7
Relativ fuktighet	[%]	79	79	77	77	79	79	77	77	79	79	77	77
Arbeidsmedium	[-]	R134a	R134a	R134a	R134a	R134a	R134a	R134a	R134a	R717	R717	R717	R717
Temperaturvirkningsgrad	[%]	60	60	60	60	56	56	56	56	62	62	62	62
SFP	[kW/m <sup>3</sup> /s]	2,5	2,5	2,5	2,5	3,2	3,2	3,2	3,2	2,5	2,5	2,5	2,5

Tabell 3-5 Input-verdier i beregningsprogram for ulike driftskategorier, vinter/sommer, dag/natt

### **3.10 Dimensjonering av den sentrale varmepumpen vurdert i Tromsøbadet**

Den sentrale varmepumpen er dimensjonert for å dekke 100 % av varmebehov som ikke varierer med utetilstand og 50 % av varmebehov som er utetemperaturavhengig. Dimensjonerende effektbehov for varmepumpen beregnes ved å sette opp summen av alle kjøle- og varmebehovene, og trekke fra «gratisvarme» ved direkte varmeveksling. Dimensjoneringsgrunnlaget vil være det største behovet, enten til kjøling eller til varme, og dette vil avgjøre størrelsen på anlegget.

Det er imidlertid vedtatt at svømmehallen skal tilknyttes fjernvarme. Dette gjør at varmepumpen kun dimensjoneres for å dekke kjølebehovet. Varmetilskuddet fra varmepumpen (kjølemaskinen) vil derfor være gratisvarme som kan leveres tilbake til bygget, og kan medføre et redusert effektbehov for fjernvarme.

Illustrering av varmepumpeprosessen er gjort i et log P-h diagram ved hjelp av programmet CoolPack (2015). Programmet kan benyttes for å si noe om effektfaktoren, ved forskjellige fordampnings- og kondenseringstemperaturer, samt ved dimensjonerende kjøleeffekt. For alle beregningene er det antatt en isentropisk virkningsgrad på 0,7 og et varmetap i kompressoren på 10 %.

## 4 Forutsetninger for referansecaset Tromsøbadet

### 4.1 Innledning

Tromsøbadet er et planlagt badeanlegg plassert på Templarheimen i Tromsø kommune. Anlegget skal bli et 4.-generasjons bad, folkebad, med tilbud til alle aldersgrupper, der behovene for mosjon og idrett tilfredsstilles, så vel som behov for lek, avslapning og velvære (Marcussen, 2013). Tromsøbadet vil derfor inneholde et 50 meters svømme- og stupebasseng i tillegg til flere varmtvannsbassenger for terapi, opplæring og forskjellige attraksjoner. Fra (Marcussen, 2013) er det estimert et besøkstall for Tromsøbadet på 300 000 per år. I tillegg til svømmehall vil bygget også inneholde et treningssenter på ca. 1 200 m<sup>2</sup> og utleieareal (kontorer) på ca. 2 100 m<sup>2</sup>. Badeanlegget skal stå ferdig i 2018.



Figur 4.1 Illustrasjon av Tromsøbadet (Asplan Viak, 2014)

### 4.2 Forutsetninger

I beregningene under er Tromsøbadet delt inn i flere soner, grunnet forskjellig bruksmønster og krav til innklima. Dette medfører tørr og våt sone. Tørr sone er igjen delt inn i to soner: treningssone og øvrige arealer med blant annet resepsjon og kontorer, som nevnt i kapittel 3. Teknisk kjeller er ikke tatt med i varmetapsberegningene. Det er i tillegg antatt åpningstid for svømmehallen og resten av bygget på 85 timer i uken, med åpningstid fra 07.00 til 20.00 alle dager. Disse antakelsene er basert på åpningstider for andre badeland og flerbrukshaller som kan sammenliknes med Tromsøbadet, som anleggene presentert i underkapittel 2.7.

#### 4.2.1 Klimadata for Tromsø

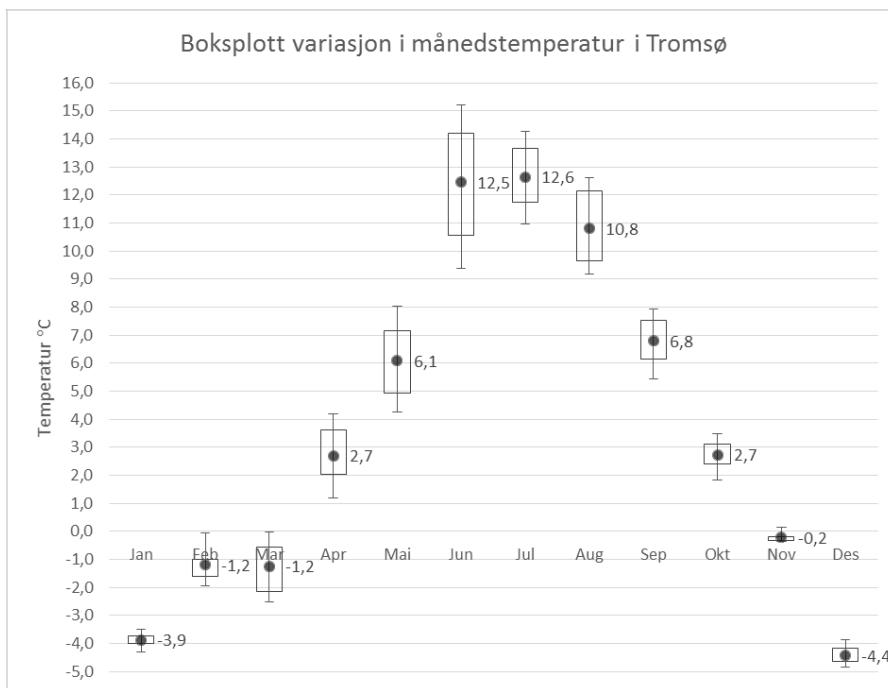
Klimadata for Tromsø er benyttet i beregningene. I Tromsø er dimensjonerende utetemperatur på vinteren DUTv  $-14,6^{\circ}\text{C}$  basert på klimadata fra 1971-2005, og dimensjonerende utetemperatur på sommeren DUTs (n50) er  $21,5^{\circ}\text{C}$  (n20 = 23,4) basert på klimadata fra 1961-1990. Vanndampinnholdet for dimensjonerende sommertemperaturer er 9,0 g/kg for n50 og 10,2 g/kg for n20. For mer detaljerte beregninger er det nødvendig å studere hvordan temperaturen varierer hver måned, i tillegg til variasjon over døgnet.

Tabell 4-1 under viser månedsmiddeltemperatur og relativ fuktighet i Tromsø for perioden 2010-2014. Data er hentet fra målestasjon 90450 Tromsø fra Meteorologisk Institutt, eklime.no.

	<b>Jan</b>	<b>Feb</b>	<b>Mar</b>	<b>Apr</b>	<b>Mai</b>	<b>Jun</b>	<b>Jul</b>	<b>Aug</b>	<b>Sep</b>	<b>Okt</b>	<b>Nov</b>	<b>Des</b>
<b>°C</b>	-3,6	-3,6	-2,2	1,4	6,4	9,6	12,2	11,0	8,5	3,6	0,4	-2,1
<b>%</b>	79	77	76	73	65	71	77	78	78	81	81	79

*Tabell 4-1 Månedsmiddelverdier for temperatur og relativ fuktighet i perioden 2010-2014.*

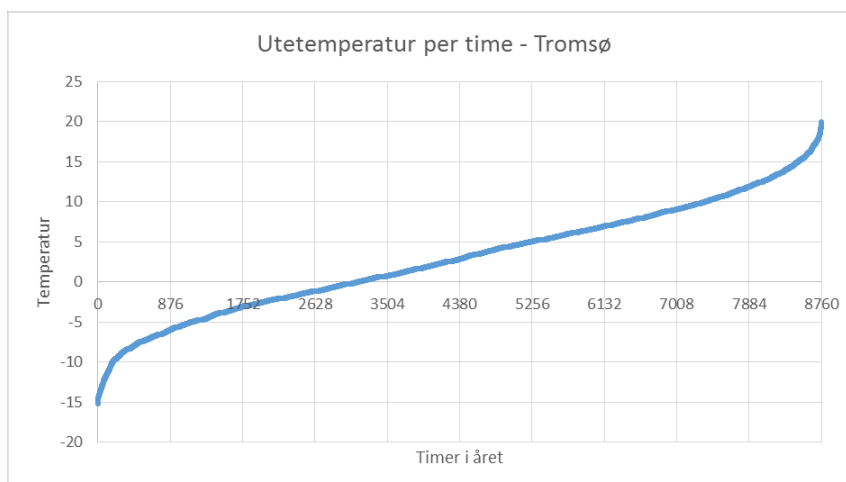
Det er også nødvendig å studere typisk døgnvariasjon gjennom året. Figur 4.2 under illustrerer temperatursvingningen timevis den 20. hver måned for perioden 1994-2005. Datoen som er valgt er en god tilnærming for typisk døgnvariasjon gjennom året for de respektive månedene. Verdier for temperaturvariasjoner over døgnet er hentet fra M21 Klimadata og bearbeidet i Excel. De sorte punktene representerer gjennomsnittstemperaturen for døgnet i den respektive måneden. Maksimum- og minimumsverdier er representert som endestykkene på de vertikale linjene. Frekvensdelt data er vist i boksene, som utgjør 50 % av temperaturverdiene.



Figur 4.2 BoksploTT som viser månedsmiddeltemperatur og døgnavariasjonen per måned

Fra Figur 4.2 kan man observere at det er større temperaturforskjeller i løpet av et døgn på sommeren enn vinteren, da det er større forskjell på natt- og dagtemperatur. Solstråling kan være den største bidragsfaktoren til denne forskjellen og gjør at regulering i energisystemet om sommeren er meget viktig for å opprettholde et stabilt inneklime.

Figur 4.3 under viser utetemperaturens varighet i Tromsø. Fra kurven kan man se at temperaturen i Tromsø varierer relativt lite i forhold til innlandsklima ved at grafen er relativt flat, med få timer ved temperaturekstremalverdiene. Dette påvirker årlig energiforbruk.



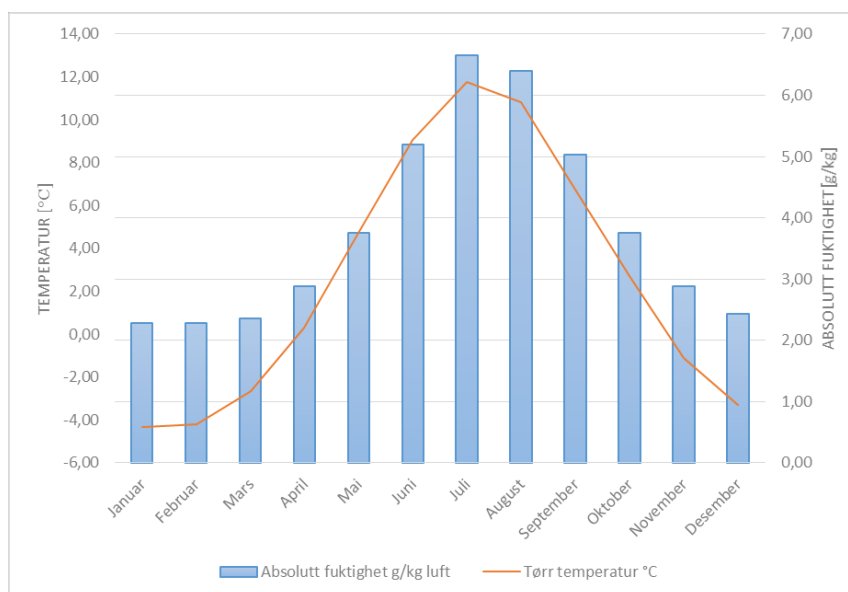
Figur 4.3 Utetemperaturens varighet for Tromsøklime

Luftfuktighet er også viktige faktorer for svømmehallen, særlig i forbindelse med avfuktning av svømmehallsluften. Tabell 4-2 under viser en oversikt over fuktighetsinnholdet i uteluften for Tromsøklima. Data i tabellen er hentet fra standardserien fra 1961-1990 og viser persentiler for utetemperatur og korresponderende fuktighetsverdier. Persentil 0,002 % og 12,5 g/kg absolutt fuktighet, betyr at 0,002 % av alle verdiene i dataserien, har høyere absolutt fuktighet enn 12,5 g/kg. Fuktighetsinnholdet i uteluften for Tromsøklima vil derfor sjeldent være over 12,5 g/kg.

Persentiler	DUT	x
%	°C	g/kg
0,002	25,8	12,5
0,004	25,0	11,7
0,01	22,8	10,3
0,02	21,2	9,4

Tabell 4-2 Dimensjonerende sommerforhold i Tromsø med persentiler for temperatur og fuktighet

Figur 4.3 viser gjennomsnittlig temperatur og absolutt fuktighet for de respektive månedene for Tromsøklima. Verdiene er hentet fra dataserien fra 1961-1990.



Figur 4.4 Månedsgjennomsnittlig temperatur og absolutt fuktighet for Tromsøklima

Figuren viser hvordan temperatur og absolutt fuktighet i Tromsø varierer hver måned gjennom året. Fra figuren er månedsgjennomsnittlig absolutt fuktighet ikke mindre enn 2 g/kg og ikke større enn 7 g/kg for noen av månedene.



## 4.2.2 Arealer

Tabell 4-3 under viser arealer og romvolum for Tromsøbadet. Arealene brukes i beregning av transmisjon og infiltrasjonstap. Arealene er hentet fra estimerte arealer fra forprosjektet av Asplan Viak (2015). Arealene er benyttet i utregning av varmetap gjennom bygningskonstruksjonen.

Oppvarmet areal [m <sup>2</sup> ]	8 260
Fasadeareal (inkl. vindu) [m <sup>2</sup> ]	4 519
Glassareal [m <sup>2</sup> ]	1 250
Tak mot friskluft [m <sup>2</sup> ]	5 702
Gulv mot teknisk kjeller [m <sup>2</sup> ]	5 672
Oppvarmet luftvolum [m <sup>3</sup> ]	87 658

Tabell 4-3 Oversikt over areal og romvolum i Tromsøbadet

Oversikt over vindusarealer og orientering, for de forskjellige sonene er vist i Tabell 4-4 under. Dette er relevant for å estimere varmetilskudd fra solinnstråling for de ulike sonene.

	Våt sone	Tørr sone øvrig	Trening
	m <sup>2</sup>	m <sup>2</sup>	m <sup>2</sup>
<b>Sør</b>	250	97	-
<b>Vest</b>	315	-	-
<b>Nord</b>	219	-	40
<b>Øst</b>	-	297	33

Tabell 4-4 Oversikt over vindusareal og orientering for Tromsøbadet

Fra tabellen kan man se at våt sone har de største vindusarealene og tørr sone vil ikke ha noen vindusareal mot vest. Dette er viktige faktorer når soltilskudd skal beregnes.

## 4.2.3 U-verdier

U-verdiene for de ulike bygningskomponentene er vist i Tabell 4-5 under. Det tilstrebes lave U-verdier i konstruksjoner mot utvendig luft, altså fasader, slik at varmetapet gjennom bygget reduseres.

Bygningskonstruksjon	U-verdi [W/m <sup>2</sup> K]
Fasader	0,11
Tak	0,09
Vinduer	0,7
Gulv mot teknisk kjeller	0,25
Skillevegg mellom våt og tørr sone	0,4

Tabell 4-5 U-verdier for bygningselementer i Tromsøbadet

#### 4.2.4 Luftmengder

I Tromsøbadet er det beregnet en luftmengde på ca. 100.000 m<sup>3</sup>/h i svømmehallen (våt sone). For å skape tilfredsstillende sirkulasjon i svømmehallen vil det også være 30.000 m<sup>3</sup>/h omrøring av luft ved tak. Med et svømmehallvolum på 52.000 m<sup>3</sup> tilsier disse luftmengdene et luftskifte på 2,5 h<sup>-1</sup>. Fra Håndbok 52 er anbefalte verdier for luftskifte i svømmehaller 4 til 7 luftskifter for å unngå stillestående luft som kan medføre fare for fuktproblemer. Av erfaring kan antall luftskifter reduseres med høyere bygningsstandard der varmetapet i klimaskallet og fare for utettheter er lite.

Delkapitlene under gir en dypere beskrive av ulike beregninger som er gjort for å finne nødvendig luftmengder på grunn av personbelastning, materialbelastning, avfuktning og oppvarming. Tabell 4-6 under viser en oppsummering av funnene for svømmehallen (våt sone) for dimensjonerende vinter- og sommerforhold. Dimensjonerende friskluftmengde vil være forårsaket av avfuktningsbehovet. Om sommeren kan man tillate en relativ fuktighet i svømmehallen på 60 % fordi det er en redusert sannsynlighet for kondensering og fuktskader i bygningskonstruksjonene når utetemperaturen er høy. Ved kjøleteknisk avfuktning vil imidlertid nødvendig friskluftmengde reduseres, mer utdypende beskrevet i delkapittel 4.2.4.3.

Årstid	Temp Dim	Fuktighet I hall	Avfuktning		Material- og personbelastn.	Oppvarming
			Friskluftbehov		Friskluftbehov	Ventilasjonsbehov
	°C	RF	Dag m <sup>3</sup> /h	Natt m <sup>3</sup> /h	m <sup>3</sup> /h	m <sup>3</sup> /h
<b>Vinter</b>	-14,6	50 %	36 154	25 547	27 500	32 953
<b>Sommer</b>	21,5	60 %	<b>56 027</b>	39 269	27 500	0

Tabell 4-6 Dimensjonerende luftmengder

#### 4.2.4.1 Beregning av friskluftmengder basert på anbefalinger

Som beskrevet i kapittel 2.5.1 vil friskluftsandelen i ventilasjonsluften reguleres til et minimum i svømmehaller for å unngå høyt energiforbruk, men likevel tilfredsstillende komfortkrav. Tabell 4-7 under viser beregnede friskluftmengder i Tromsøbadet basert på anbefalinger fra Håndbok 52.

Anbefalt friskluftmengde	Areal	Friskluftmengde
1,4 l/s m <sup>2</sup> gulvareal	4 799 m <sup>2</sup>	24 187 m <sup>3</sup> /h
2,8 l/s m <sup>2</sup> vannareal	2 100 m <sup>2</sup>	21 168 m <sup>3</sup> /h

Tabell 4-7 Anbefalt friskluftsandel

Den største friskluftsandelen, ca. 24 000 m<sup>3</sup>/h, vil være den anbefalte friskluftmengden som bør tilføres svømmehallen. I beregningene vil derfor en friskluftsandel på 25 % bli brukt når den totale luftmengden i svømmehallen er 100 000 m<sup>3</sup>/h.

#### 4.2.4.2 Beregning av luftmengder på grunn av person- og materialbelastning

Fra teknisk forskrift (TEK10) vil anbefalte friskluft(luftmengder) være vist i Tabell 4-8.

Frisklufttilførsel	Minimumskrav	Forutsetning	Luftmengde
Personbelastning	26 m <sup>3</sup> /h pers	800 personer	20 800 m <sup>3</sup> /h
Materialbelastning i/drift	2,5 m <sup>3</sup> /h m <sup>2</sup> gulvareal	2699 m <sup>2</sup>	6 700 m <sup>3</sup> /h
Materialbelastning u/drift	0,7 m <sup>3</sup> /h m <sup>2</sup> gulvareal	2699 m <sup>2</sup>	1 900 m <sup>3</sup> /h
Totalt i/drift			<b>27 500 m<sup>3</sup>/h</b>

Tabell 4-8 Beregnet friskluftmengde til person- og materialbelastning

Fra veiledningen i TEK10 vil tilfredsstillende friskluftstilførsel avgjøres av summen av nødvendig friskluft på grunn av personer (A) og materialer (B). Nødvendig friskluft kan også bestemmes utfra forurensning fra aktiviteter og prosesser (C). Dimensjonerende friskluftmengde fra forurensning vil derfor være den største luftmengden når (A+B) og (C) sammenliknes. I svømmehaller vil forurensning (C) stort sett være forurensning fra bassenger. Nødvendig friskluft på grunn av avfuktning er videre beskrevet i kapittel 4.2.4.3.

Det bør også nevnes at det typisk benyttes lavt emitterende materialer i svømmehaller, som fliser og glass, slik at nødvendig frisklufttilførsel på grunn av materialbelastning kan reduseres. Hvis man velger friskluftmengde kun basert på personbelastning, vil det medføre en nødvendig friskluftstilførsel på 20 800 m<sup>3</sup>/h med 800 personer, slik at en friskluftsandel på 25 % vil være tilstrekkelig når total luftmengde er 100 000 m<sup>3</sup>/h.

#### 4.2.4.3 Beregning av luftmengder på grunn av avfuktning

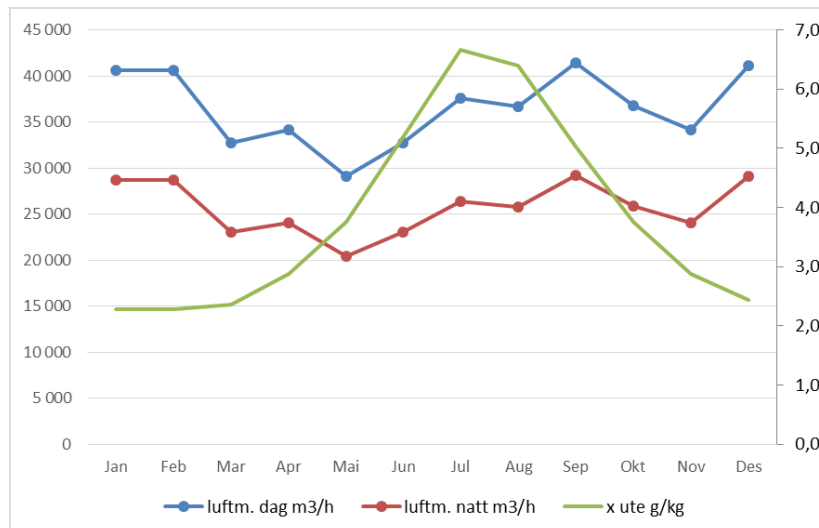
Nødvendig luftmengde for å avfukte svømmehallen varierer med hvilken avfuktning metode som benyttes. Når avfuktning skjer med frisk vil nødvendig luftmengde være gitt av likningen under (Sintef Byggforsk, 2003):

$$V = \frac{\dot{M}}{x_i \rho_i - x_u \rho_u} \quad [m^3/h]$$

$\dot{M}$ = Fordunstet vannmengde	[kg vann /h]
$x_i$ = absolutt fuktighet i inneluft	[kg vann/kg tl]
$x_u$ = absolutt fuktighet i uteluft	[kg vann/kg tl]
$\rho_i$ = Tetthet inneluft	[kg tl/m <sup>3</sup> ]
$\rho_u$ = Tetthet uteluft	[kg tl/m <sup>3</sup> ]

Fra relasjonen ovenfor kan man se at nødvendig luftmengde reduseres når fordunstet vannmengde reduseres. Nødvendig luftmengde til avfuktning vil også reduseres når forskjellen i absolutt fuktighet inne i svømmehallen og i uteluften er stor. Dette betyr at nødvendig luftmengde på vinteren, når uteluften inneholder lite fuktighet, vil fuktforskjellen mellom ute og inne være stor, som medfører lavere nødvendig luftmengde.

Figur 4.5 viser imidlertid ikke dette, da det her er lagt inn forskjell i fordunstning gjennom året og dermed variasjon i relativ fuktighet i hallen. Fordunstningen varierer blant annet med den relative fuktigheten i hallen. Når det på sommeren tillates en høyere relativ fuktighet (60 %) enn på vinteren (50 %), vil også fordunstningen reduseres betydelig, som igjen medfører lavere nødvendig luftmengde til avfuktning. Dette er årsaken til at beregnet nødvendig luftmengde for avfuktning er høyere om vinteren enn om sommeren.



Figur 4.5 Beregnet nødvendig luftmengde for avfuktning i drift og utenfor drift gjennom et år

Figur 4.5 viser nødvendig luftmengde for avfuktning med friskluft. Luftmengdene vil variere gjennom året ut ifra fordunstning i svømmehallen og absolutt fuktighet i uteluften. Ved konstant temperatur i svømmehallen vil absolutt fuktighet kun variere med relativ fuktighet i hallen, som vil være lik for månedene med lik fordunstningsmengde. I figuren er også absolutt fuktighet i uteluften illustrert ved den grønne linjen.

Tabell 4-9 viser detaljene for beregningen av nødvendig luftmengde med avfuktning med friskluft. Her er også informasjon om beregnet fordunstning i og utenfor driftstid for hver måned. Nødvendig friskluftsmengde varierer i takt med absolutt fuktighet i uteluften og fordunstningen.

Mnd	T ute gr. C	x ute g/kg	RF ute %	RF hall %	x inne g/kg	ford. Dag kg/h	ford. Natt kg/h	luftm. Dag m³/h	luftm. Natt m³/h
Jan	-4,4	2,3	84	50	13,8	559	395	40 617	28 697
Feb	-4,2	2,3	83	50	13,8	559	395	40 602	28 687
Mar	-2,7	2,4	76	55	15,2	504	355	32 774	23 084
Apr	0,3	2,9	72	55	15,2	504	355	34 159	24 060
Mai	4,7	3,8	69	60	16,6	448	314	29 114	20 426
Jun	9,1	5,2	70	60	16,6	448	314	32 787	23 002
Jul	11,8	6,7	75	60	16,6	448	314	37 622	26 394
Aug	10,8	6,4	77	60	16,6	448	314	36 670	25 727
Sep	6,7	5,0	80	55	15,2	504	355	41 424	29 177
Okt	2,7	3,8	79	55	15,2	504	355	36 763	25 894
Nov	-1,1	2,9	81	55	15,2	504	355	34 143	24 049
Des	-3,3	2,4	82	50	13,8	559	395	41 174	29 091

Tabell 4-9 Nødvendig luftmengder der avfuktning skjer med friskluft

Ved beregning av nødvendig luftmengde for dimensjonerende sommer og vinterforhold, Tabell 4-10, vil det være stor forskjell i luftmengde. Årsaken til dette er den store forskjellen fuktighetsinnholdet i uteluften på vinteren og på sommeren. På sommeren vil luften være varm og fuktig, slik at det kreves større luftmengder for å avfukte svømmehallen. På vinteren er uteluften meget tørr, slik at lite uteluft behøves for å avfukte svømmehallen.

Årstid	T ute	x ute	RF ute	RF hall	x inne	ford. Dag	ford. Natt	luftm. Dag	luftm. Natt
	°C	g/kg	%	%	g/kg	kg/h	kg/h	m <sup>3</sup> /h	m <sup>3</sup> /h
Vinter	-14,6	0,9	80	50	13,8	559	395	36 154	25 547
Sommer	21,5	9,9	60	60	16,6	448	314	56 027	39 269

Tabell 4-10 Nødvendig luftmengde til avfuktning ved DUT

Det bemerkes at ved kjøleteknisk avfuktning vil luftmengde avgjøres av avfuktningskapasiteten (kjølekapasiteten) i avfuktningsaggregatene. Med kjøleteknisk avfuktning vil nødvendig friskluftmengde bestemmes av nødvendig friskluft på grunn av person- og materialbelastning. Nødvendig friskluftsmengder reduseres derfor betraktelig. Dette gjør at luften kan resirkuleres ved bruk av delvis omluftskjøring slik at energiforbruket til ventilasjonsoppvaring reduseres.

#### 4.2.4.4 Beregning av luftmengder til romoppvarming

I svømmehaller vil oppvarming av svømmehallen foregå med ventilasjonsluften. Luft med overtemperatur vil entre svømmehallen for å dekke varmetap som medfører et romoppvarmingsbehov. Oppvarming ved konvektorer er ikke ønskelig i svømmehaller da dette kan føre til brannskader for de badende ved berøring. Nødvendig luftmengde til romoppvarming på grunn av transmisjon og infiltrasjonstap kan beregnes fra likningen under:

$$V = \frac{\dot{Q}_{oppv}}{0,33 \cdot \Delta T} \quad [m^3/h]$$

$\dot{Q}_{oppv}$  = Effektbehov til oppvarming [W]

$\Delta T$  = Temperaturforskjell mellom tilluft og romluft [K]

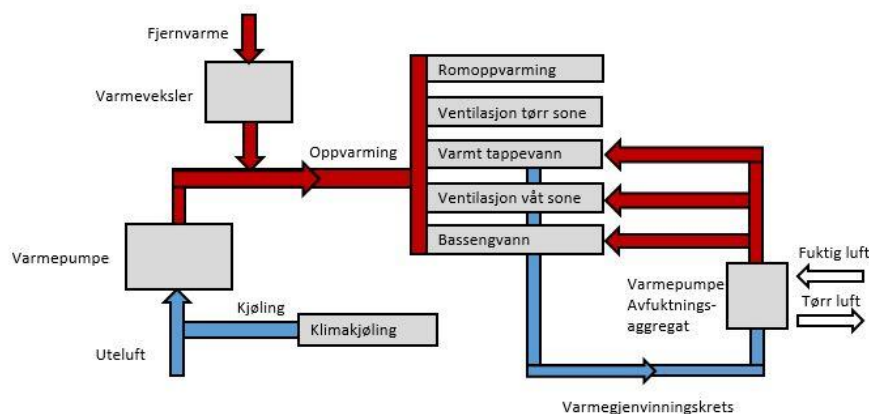
Faktoren 0,33 er luftens varmekapasitet per volum og har benevnning Wh/m<sup>3</sup> K.

I Tabell 4-6 er ventilasjonsbehov til oppvarming utregnet basert på en temperaturforskjell mellom tilluft og romtemperatur på 15 °C og nødvendig effekt til oppvarming på ca. 163 kW om vinteren ved DUT for Tromsø.

Relasjonen over for nødvendig luftmengde til romoppvarming viser en likhet med likningen for ventilasjonstap, i underkapittel 3.4, men da uten virkningsgrad på gjenvinneren. Resultatene fra nødvendig effekt til oppvarming på grunn av transmisjon og infiltrasjon er lagt til grunn når overtemperaturen på tilluften skal beregnes. Total luftmengde i hallen er gitt, 100 000 m<sup>3</sup>/h, fra forutsetningene i delkapittel 4.2.4.

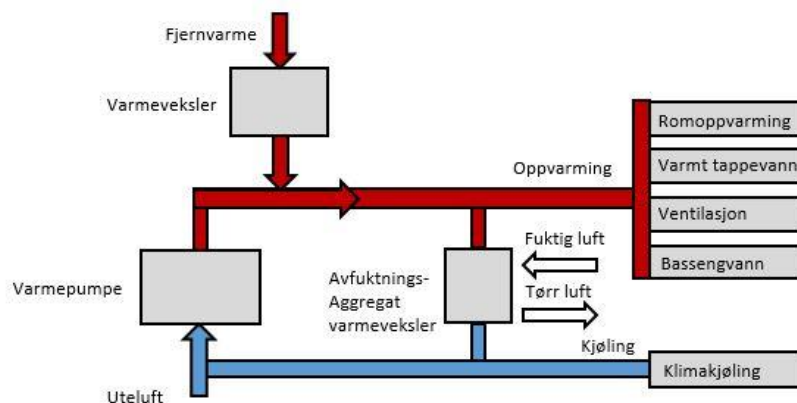
### 4.3 Avfuktning ved 4 standardaggregater med VP vs. Én stor varmepumpe

En aktuell løsning for avfuktning og energigjenvinning i Tromsøbadet er å benytte tradisjonelle løsninger med kombinert ventilasjons- og avfuktningsaggregater med innebygget varmepumpedel i hvert aggregat. Her vil standard aggregater installeres med innebygget varmepumpe. Denne løsningen er liknende den valgte løsningen for Drammensbadet, der en varmegjenvinningskrets tar opp varme fra avfuktningsaggregatene som avgis til ventilasjonsoppvarming, oppvarming av bassengvann, men også til forvarming av tappevann. En skisse av mulig oppbygning av energisystemet i Tromsøbadet er vist i Figur 4.6.



Figur 4.6 Tradisjonell løsning med kombinert ventilasjons- og avfuktningsaggregat med innebygget varmepumpe

En alternativ løsning vil være å avfukte luften i svømmehallen med én sentral varmepumpe, som illustrert i Figur 4.7. Her vil varmevekslere i avfuktningsaggregatene tilkobles en felles sentral varmepumpe. Varmepumpeanlegget produserer derfor isvann til klimakjøling og avfuktning, samtidig som anlegget produserer varmtvann til oppvarming. Varmepumpen kan derfor dimensjoneres for å dekke både kjøle- og avfuktningsbehovet, men også oppvarming av svømmehallen.



Figur 4.7 Mulig løsning med en felles sentral varmepumpe til avfuktning, klimakjøling og oppvarming

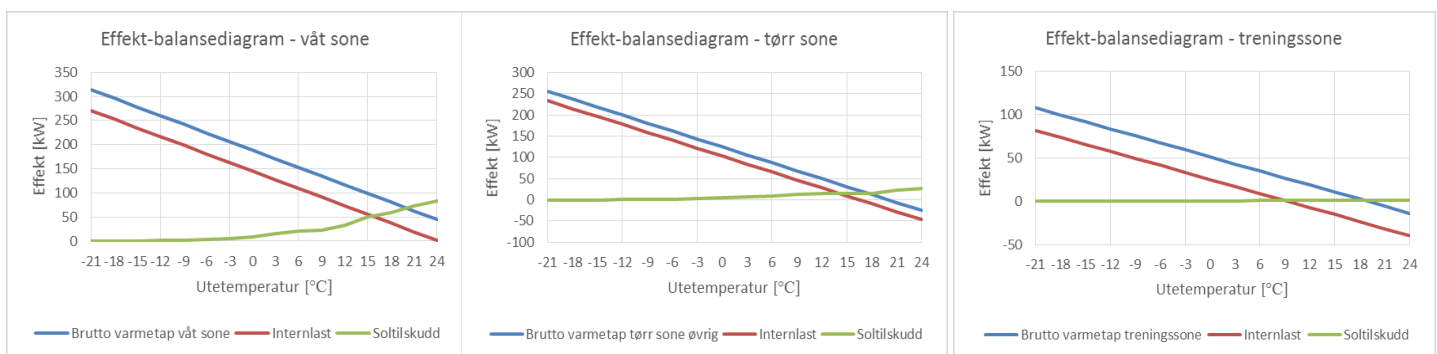


## 5 Resultater

Resultatene baserer seg på forutsetningene som er satt for Tromsøbadet i kapittel 4, beregningsmetodene som er beskrevet i kapittel 3, samt teori fra litteraturstudiet kapittel 2. Først presenteres resultater fra beregningen for nødvendig effektbehov til bygget, for romoppvarming i alle soner, underkapittel 5.1, og effektbehov til hele bygget, underkapittel 5.2. Deretter vil underkapittel 5.3 og 5.4 ta for seg resultater for varmetilskudd fra solinnstråling og fordunstning. Nødvendig kjøleeffekt til avfuktning er presentert i underkapittel 5.5 og i underkapittel 5.6 presenteres nødvendig kjøleeffekt til avfuktning ved omluftsdrift. Underkapittel 5.7 omhandler styringsprinsipper for ulike typer avfuktningssystemer, basert på resultater fra e-postkorrespondanse med aktuelle leverandører. Til slutt presenterer underkapittel 5.8 resultater fra aggregatsimuleringen mens underkapittel 5.9 tar for seg muligheter for dimensjonering av den sentraliserte varmepumpen.

### 5.1 Effektbehov romoppvarming

For å dimensjonere varmepumpen til bygget må det lages en oversikt over kjøle- og varmebehov gjennom året, i alle soner. Effektbehov til romoppvarming er beregnet basert på metoden som er beskrevet i kapittel 3. Figur 5.1 til 5.3 under viser effekt-balansediagram for alle soner, der brutto varmetap, internlast og soltilskudd er illustrert for de respektive sonene. Det er her tatt utgangspunkt i konstant internlast for alle soner. Her vil transmisjon-, ventilasjon- og infiltrasjonstap inngå i brutto varmetap, som er avhengig blant annet av utetemperatur og valgt innetemperatur.



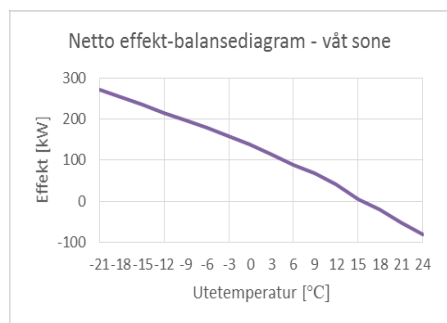
Figur 5.1 Våt sone

Figur 5.2 Tørr sone

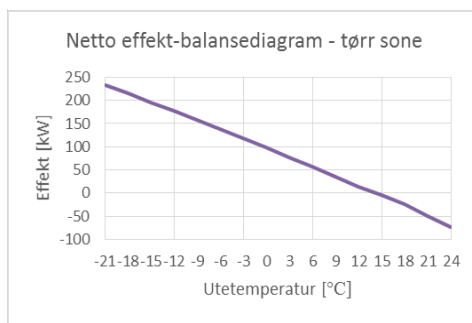
Figur 5.3 Treningssone

Fra figurene over viser at effektbehovet er størst for våt sone, men her er det også størst effekttilskudd fra sol. Soltilskuddet øker om sommeren når utetemperaturen stiger (illustrert av grønn linje). Varmetilskudd fra solstråling er beskrevet mer i detalj i underkapittel 5.3. Der linjen for bruttoeffekt minus internlast (rød linje) og soltilskudd (grønn linje) krysser, vil sonen

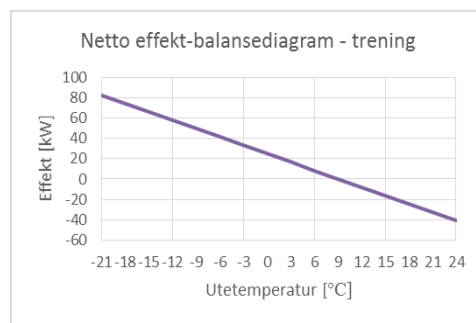
verken ha kjøle- eller varmebehov. For våt sone vil denne balansetemperaturen være 15 °C, mens for treningssonen vil denne være 9 °C. Dette kan lettere illustreres i figurene under, som viser netto effekt-balanse for de ulike sonene.



Figur 5.4 Våt sone

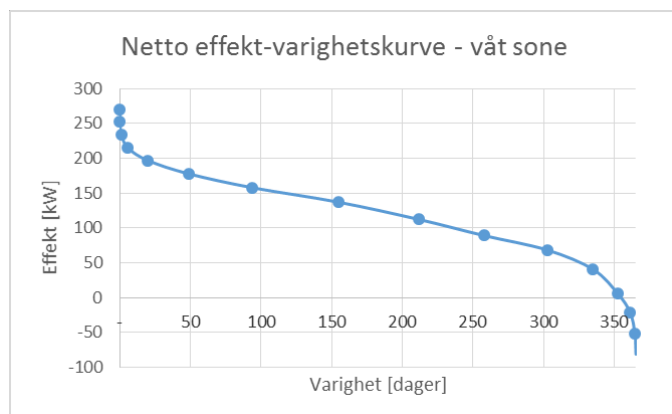


Figur 5.5 Tørr sone

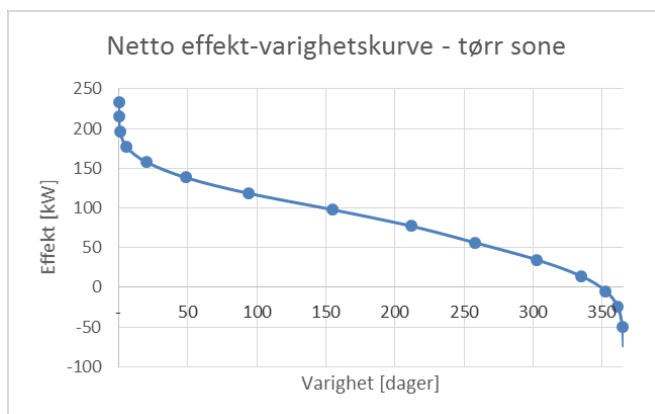


Figur 5.6 Treningszone

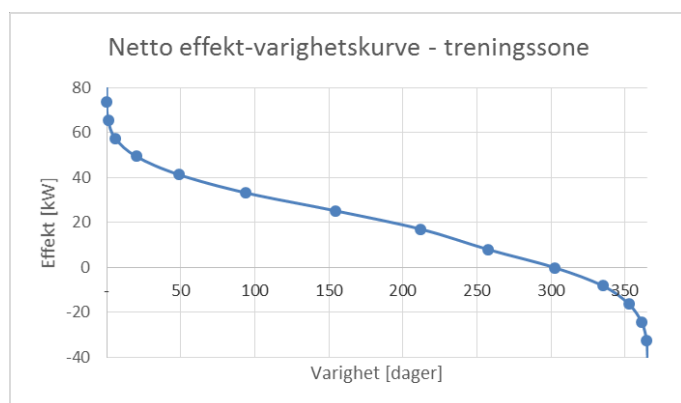
Balansetemperaturen for sonene vil markeres i netto effekt-balansediagrammet der kurven krysser x-aksen, altså ingen effekt. Fra figurene for netto effekt, Figur 5.4 til Figur 5.6, vil det være tydelig at soltilskuddet i treningssonen vil være lite, da kurven påvirkes lite. Netto effekt for våt sone vil derimot påvirkes av soltilskuddet i større grad, da kurven krummes ved høyere temperaturer. Sammen med disse figurene og varighetskurve for uteluften, Figur 4.3, kan disse settes sammen til en netto effekt-varighetskurve, som illustreres i Figur 5.7-5.10 nedenfor.



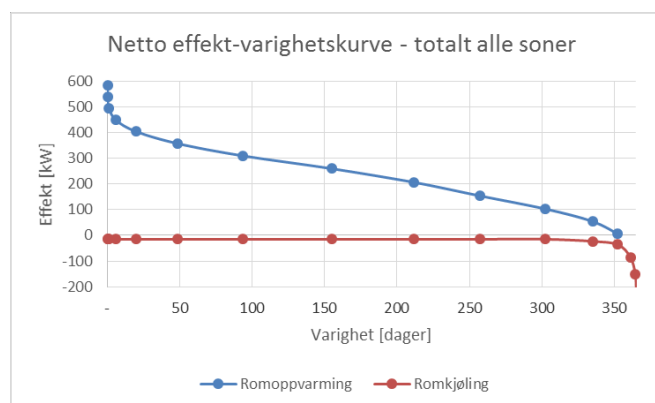
Figur 5.7 Netto effekt-varighetskurve, våt sone



Figur 5.8 Netto effekt-varighetskurve, tørr sone



Figur 5.9 Netto effekt-varighetskurve, treningszone

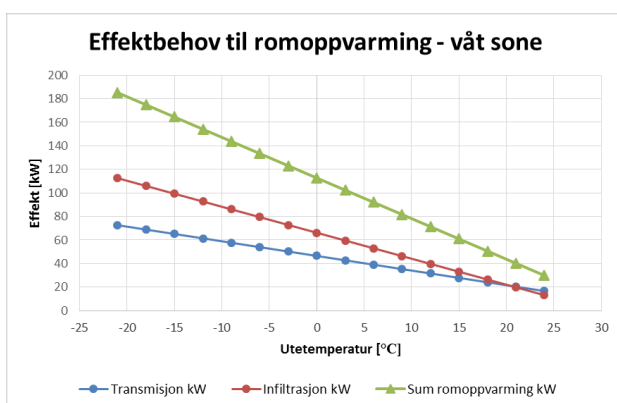


Figur 5.10 Netto effekt-varighetskurve, alle soner

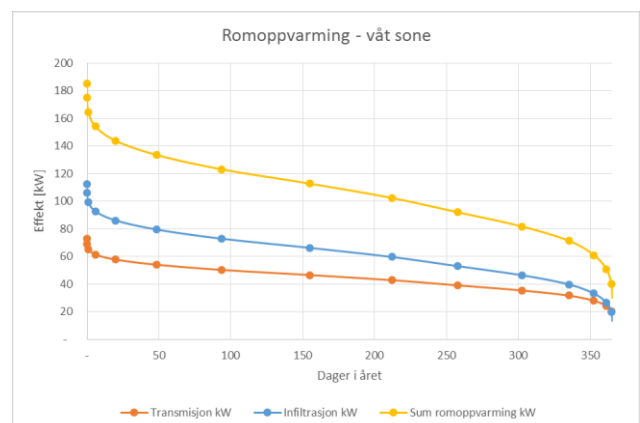
I Figur 5.10 er romkjøling også illustrert som en rød linje i figuren. Det er her antatt et konstant romkjølingsbehov på 15 kW gjennom hele året, som dekker blant annet kjølebehov til teknisk rom. Figurene over viser netto effekt-varighetskurve for alle soner. Figur 5.10 viser også netto effekt-varighetskurven totalt for alle soner. Denne legges til grunn når en varmepumpe skal dimensjoneres. Arealet under netto effekt-varighetskurven, til x-aksen, utgjør årlig energibehov til romoppvarming.

Effektvarighetskurven for våt sone, Figur 5.7, viser nødvendig effekt til romoppvarming som kan dekkes av ventilasjonsluften. Ved å sammenlikne dette med tilgjengelig varme fra avfuktning, kan man finne ut om det er overskuddsenergi fra avfuktningsprosessen, som muliggjør at andre effektposter enn romoppvarming kan dekkes.

For å bestemme overtemperaturen på tilluften i svømmehallen er det tatt utgangspunkt i å dekke effektbehov til romoppvarming på grunn av transmisjon og infiltrasjon. Figurene under, Figur 5.11 og Figur 5.12, viser hvordan transmisjon- og infiltrasjonstapet varierer med ulike utetemperaturer og effektvarigheten for romoppvarming.



Figur 5.11 Effektbehov til romoppvarming, våt sone



Figur 5.12 Effektvarighetskurve romoppvarming våt sone

I figurene over er det ikke tatt hensyn til varmetilskudd fra interne kilder eller til soltilskudd. Effektbehovet til romoppvarming vist i figurene over vil derfor kun gjelde for natt, ved lite interntilskudd. For å bestemme nødvendig overtemperatur på tilluften på dagtid er det nødvendig å ta hensyn til varmetilskudd. Dette er gjort i Tabell 5-1 nedenfor. I tabellen er overtemperatur på tilluft for dagtid basert på netto effekt, mens overtemperatur for nattdrift er basert på effektbehovet for transmisjon og infiltrasjon. Resultater fra Tabell 5-1 er benyttet videre i aggregatsimuleringen i underkapittel 5.8.

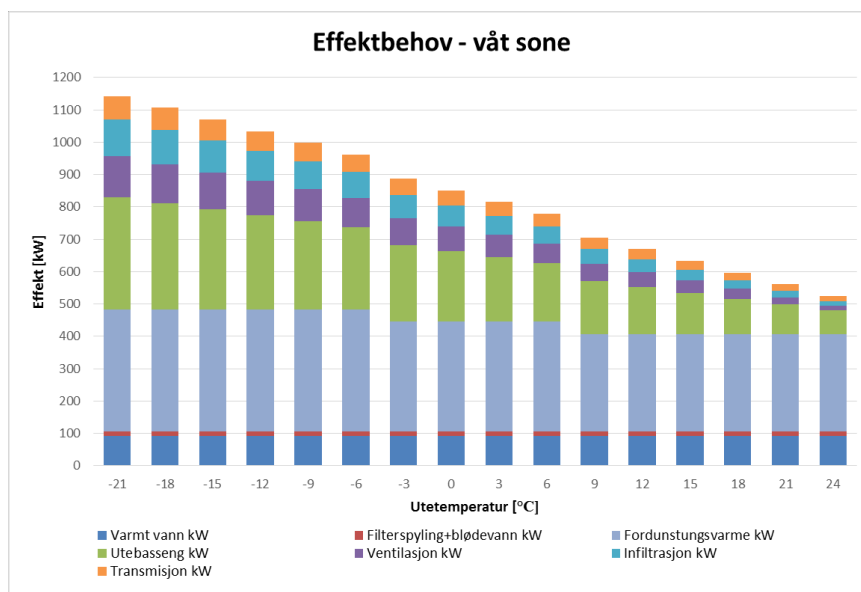
Ute- temperatur °C	Trans. + infiltr. kW	Interntilskudd kW	Soltilskudd kW	Netto Effekt kW	Temperatur tilluft	
					DAG	NATT
-21	185	43	0	142	34	36
-18	175	43	0	132	34	35
-15	164	43	0	121	34	35
-12	154	43	2	109	33	35
-9	144	43	2	99	33	34
-6	133	43	3	87	33	34
-3	123	43	5	75	32	34
0	113	43	8	62	32	33
3	102	43	15	44	31	33
6	92	43	20	29	31	33
9	82	43	23	15	30	32
12	71	43	33	-5	30	32
15	61	43	50	-32	29	32
18	51	43	59	-52	28	32
21	40	43	72	-75	28	31
24	30	43	83	-96	27	31

Tabell 5-1 Temperatur på tilluft for dag og natt

## 5.2 Totalt effektbehov

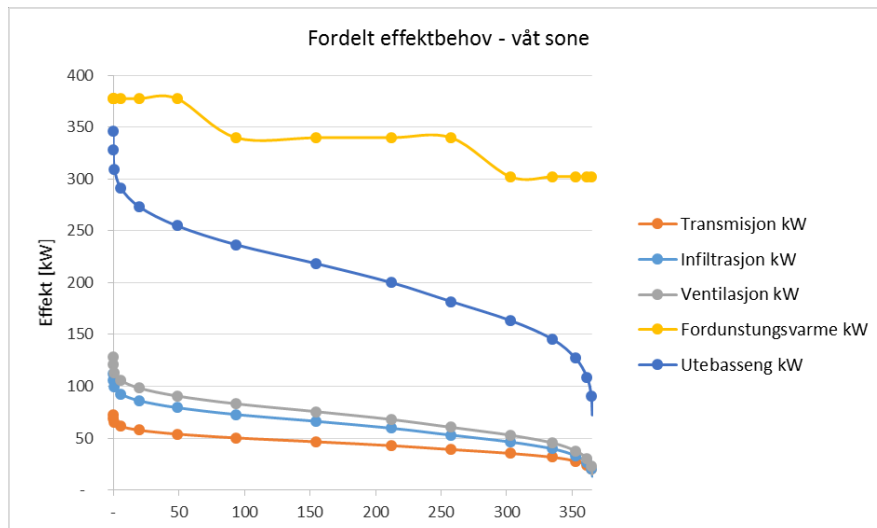
Totalt effektbehov for bygget beregnes ved ulike utetemperaturer for bygget, da dette er viktige forhold for dimensjonering av varmepumpen. Det er interessant å finne nødvendig effekt til oppvarming til alle effektposter, slik at disse kan dekkes ved et eventuelt varmeoverskudd fra avfuktningssaggregatene.

Figur 5.13 viser effektbehov for våt sone ved ulike utetemperaturer. Fra figuren kan man observere at de største effektbehovene er forårsaket av behovet for å dekke varme til fordamning og utebasseng. Det kan også observeres at effektbehovene til varmtvann, filterspyling og vann til basseng (blødevann) ikke vil påvirkes av variasjon i utetemperaturen. Effektbehov for å dekke ventilasjonstap, infiltrasjonstap og transmisjonstap vil imidlertid variere med utetemperaturen.



Figur 5.13 Effektbehov ved ulike utetemperaturer våt sone

Figur 5.14 viser effektbehov varighetskurve for våt sone, fordelt for alle effektposter. Effektpostene er ikke sortert og lagt over hverandre, slik at denne figuren kan gi et bilde på effektvarigheten for hver enkel effektlast for våt sone. Figuren viser effektbehovene til transmisjon, infiltrasjon, ventilasjon, fordamningsvarme og oppvarming av utebasseng. Alle effektpostene varierer jevnt over året med utetemperaturen. Dette er ikke tilfellet for fordamningsvarmen, da denne vil variere ved tillatt fuktighetsinnhold i svømmehallluften.



Figur 5.14 Fordelt effektbehov varighetskurve for våt sone

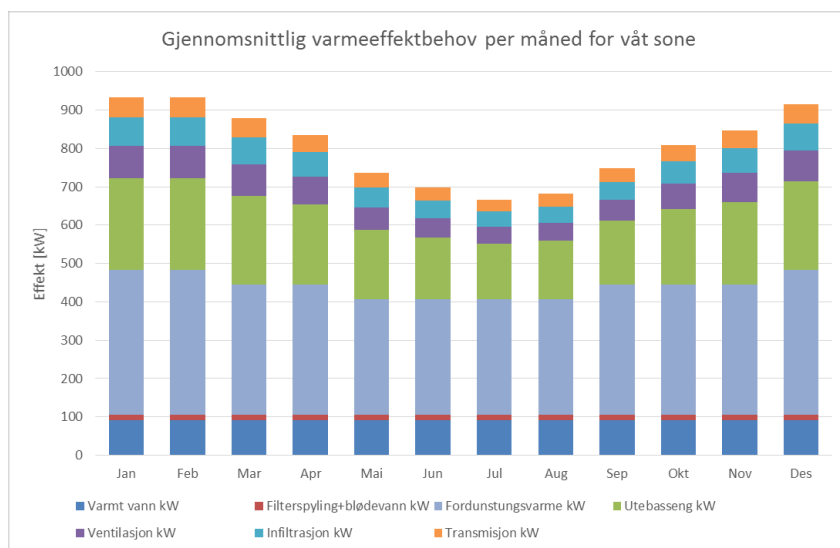
Figur 5.15 viser derimot varighetskurve for totalt effektbehov for våt sone. Den grå kurven viser totalt effektbehov i våt sone inkludert effekt til utebassenger, mens den blå kurven viser effektbehov uten effektbehov til utebassenger. Fra den sistnevnte kurven kan man finne hele effektbehovet til våt sone, gjennom året. Utebassenger er her ikke medregnet, da driftstiden for disse kan variere gjennom året, for eksempel ved mulig drift kun i sommerhalvåret. Totalt effektbehov vil for det meste være under 700 kW når effektbehov til utebasseng ikke er medregnet. Årlig energibehov til våt sone er gitt fra arealet under grafen.



Figur 5.15 Effektbehov varighetskurve våt sone

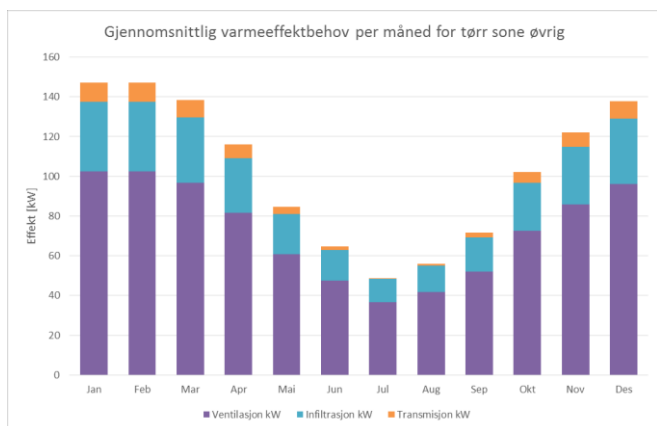
Figur 5.16 viser månedsgjennomsnittlig varmeeffektbehov for våt sone, der alle effektpostene er markert med ulike farger. Varmeeffektbehovet vil være størst om vinteren, når utetemperaturen er høy, og det tillates lav relativ fuktighet i hallen. Om sommeren økes tillatt

fuktighetsinnhold i hallen, slik at effektbehovet til fordunstningsvarme reduseres samtidig som transmisjon-, infiltrasjon- og ventilasjonstapet reduseres.

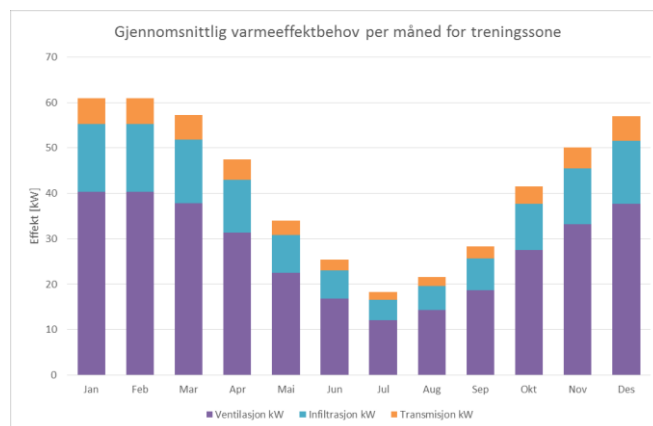


Figur 5.16 Gjennomsnittlig varmeeffektbehov per måned for våt sone

Figur 5.17 og Figur 5.18 viser månedsgjennomsnittlig varmeeffektbehov til tørr sone, altså for øvrige arealer inkludert utleiearealer i tillegg til treningssonen. For tørre arealer varierer effektbehovet relativt sett mer per måned enn for våt sone, da effektlastene for de tørre arealene kun er basert på temperaturavhengige laster.



Figur 5.17 Gjennomsnittlig effektbehov for tørr sone



Figur 5.18 Gjennomsnittlig effektbehov treningszone

### 5.3 Varmetilskudd fra solstråling

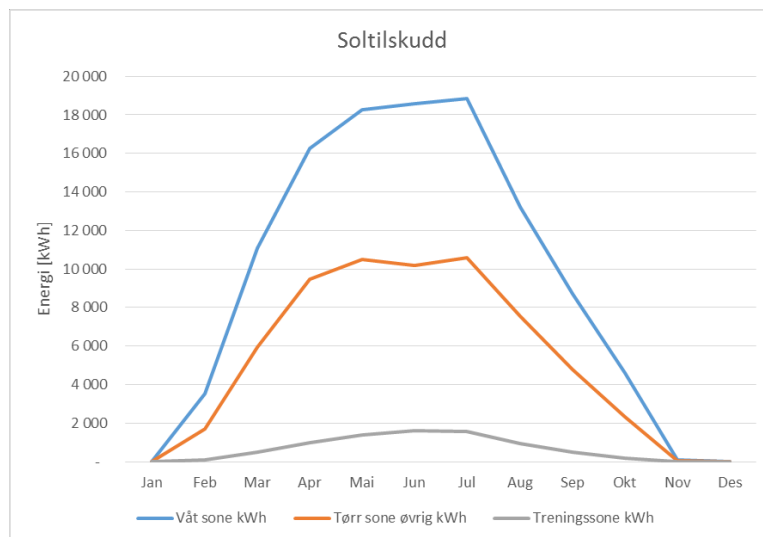
Soltilskudd for alle tre klimasoner i Tromsøbadet er gitt av Tabell 5-2 for hver måned i året. I de midtre vintermånedene, januar og februar, vil det være svært lite sol i Tromsø, som medfører lite varmetilskudd fra sol. Dette gjør at effektbehovet til romoppvarming økes, noe som medfører at det er nødvendig med høyere effekt i varmebatterier i ventilasjonsanlegget. Dette resulterer i at overtemperaturen på tilluften økes.

	Våt sone	Tørr sone øvrig	Treningszone
	kWh	kWh	kWh
<b>Januar</b>	-	-	-
<b>Februar</b>	3 517	1 687	102
<b>Mars</b>	11 079	5 943	496
<b>April</b>	16 235	9 460	967
<b>Mai</b>	18 256	10 486	1 404
<b>Juni</b>	18 567	10 201	1 595
<b>Juli</b>	18 856	10 597	1 546
<b>August</b>	13 209	7 552	932
<b>September</b>	8 689	4 761	489
<b>Oktober</b>	4 600	2 302	180
<b>November</b>	92	36	-
<b>Desember</b>	-	-	-
<b>År</b>	113 100	63 024	7 709

Tabell 5-2 Varmetilskudd fra sol for alle tre klimasonene

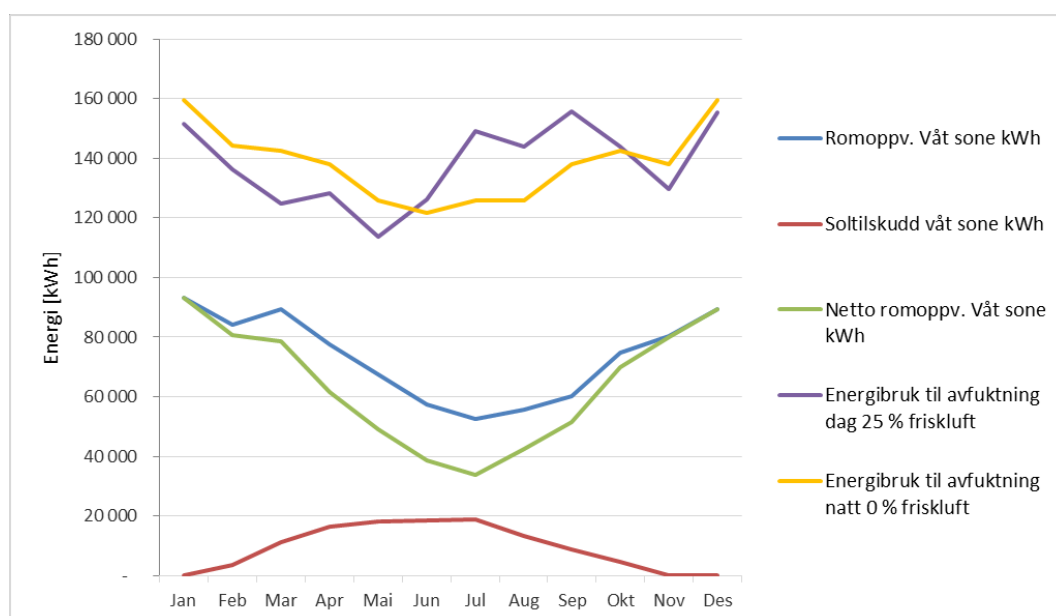
Energertilskudd fra sol er gitt i Figur 5.19. Figuren illustrerer tydelig et økt energertilskudd for våt sone om sommeren. Dette kan medføre et frikjølingsbehov for våt sone, men også et romkjølingsbehov for tørre soner. Ved å trekke en parallell til Tabell 5-1, som viser temperaturen på tilluften for våt sone, er det tydelig at tilluften forstøtt vil ha en høy temperatur i forhold til utetemperaturen. Dette muliggjør bruk av frikjøling med ventilasjonsluften.





Figur 5.19 Soltilskudd per måned for alle soner

Figur 5.20 viser netto energibehov til romoppvarming, etter soltilskudd er inkludert i beregningen for romoppvarming. Her er det også illustrert at energibehovet til romoppvarming, altså til ventilasjonsoppvarming vil være omtrent halvparten av nødvendig energibehov til avfuktning av ventilasjonsluften. Figuren kan gi indikasjoner på at det vil være varmeoverskudd fra avfuktningssaggregatene, selv etter nødvendig effektbehov til romoppvarming er dekket. Dette er videre undersøkt i underkapittel 5.8.



Figur 5.20 Energi til netto romoppvarming og kjøling til avfuktning

## 5.4 Fordunstning

Tabell 5-3 under viser fordunstning i de forskjellige månedene, i og utenfor driftstid. Fordunstningsmengden varierer blant annet med tillatt relativ fuktighet i svømmehallen. Metode for beregningene er gitt i kapittel 3, der Sintef sine empiriske formler for fordunstning er presentert.

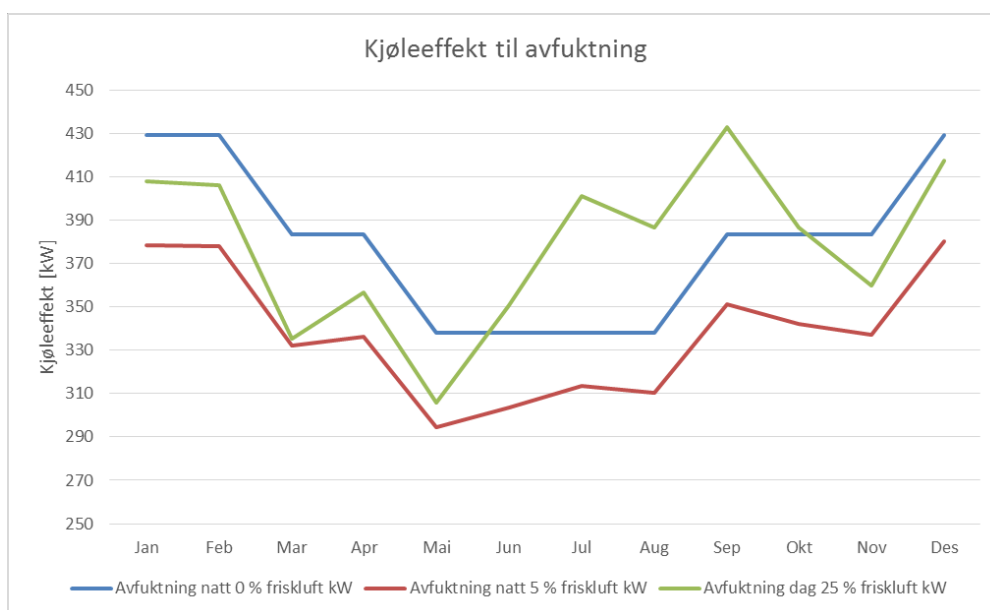
Måned	Relativ fuktighet i svømmehallen	Fordunstning [kg/h]	
		DAG	NATT
Januar	50 %	559	395
Februar	50 %	559	395
Mars	55 %	504	355
April	55 %	504	355
Mai	60 %	448	314
Juni	60 %	448	314
Juli	60 %	448	314
August	60 %	448	314
September	55 %	504	355
Oktober	55 %	504	355
November	55 %	504	355
Desember	50 %	559	395

Tabell 5-3 Fordunstning per måned

Tabellen viser at fordunstningen er størst om vinteren når det tillates lavere relativ fuktighet i svømmehallen. Som nevnt i underkapittel 3.5, vil tillatt relativ fuktighet i svømmehallen være lavere på vinteren da både utetemperaturen og metningstrykket er lavt, slik at faren for kondens i bygningskonstruksjoner reduseres. Fordunstningsmengden vil påvirke nødvendig avfuktningens behov. Faktumet at fordunstningen er størst på vinteren medfører et større behov for avfuktning på denne tiden av året. Allikevel vil uteluften være kaldere og tørrere på vinteren, slik at friskluftsandelen vil bidra til mer avfuktning enn på sommeren når luften inneholder en større andel fuktighet. Dette bidrar til å jevne ut forskjellen mellom nødvendig effekt til avfuktning i avfuktningssaggregatene på vinter- og sommertid for dagdrift. Dette kommer tydelig frem blant annet i Figur 5.22, i underkapittel 5.5.

## 5.5 Kjøleeffekt vil avfuktning

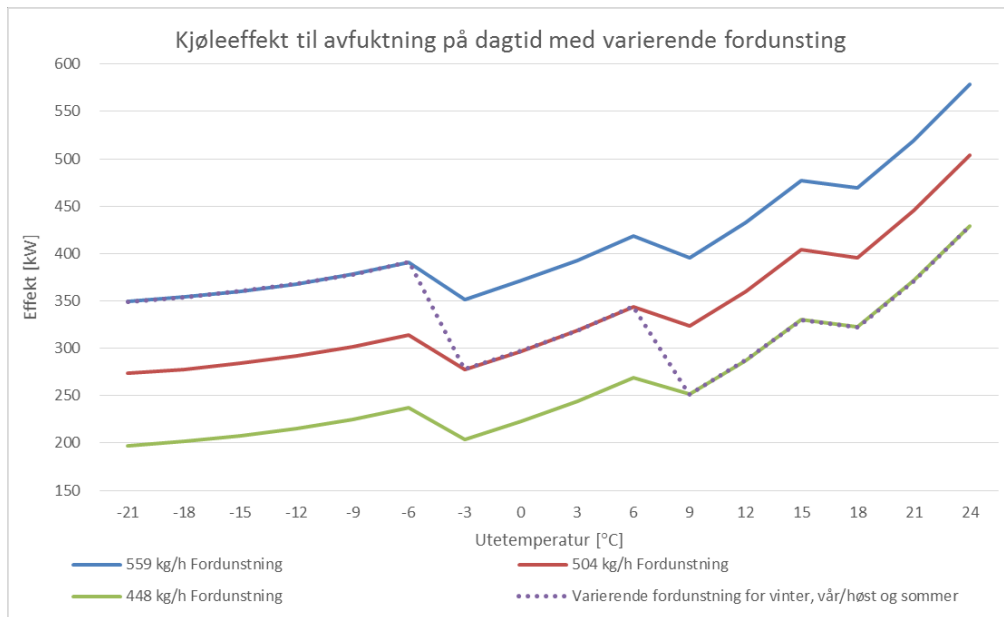
Under vises resultatene fra en simulering, basert på avfuktningssprinsippet der avkastluft blandes med friskluft. Det er her antatt at all luften vil gå gjennom avfuktningssprosessen, altså kryssveksler og fordamper. Det er også antatt at kryssveksler kjøler ned luften til duggpunktet, slik at det her ikke vil være utfelling av vanndråper. Utfelling av kondensvann er antatt å kun oppstå i fordamperen.



Figur 5.21 Kjøleeffekt til avfuktning

Fra Figur 5.21 over viser den røde linjen at nødvendig kjøleeffekt til avfuktning er maksimalt 380 kW hvis anlegget dimensjoneres for 5 % friskluftsandel for nattetid. Hvis man derimot dimensjonerer anlegget for å kunne avfukte luften i svømmehallen utenfor driftstid med kun omluftskjøring, 0 % friskluftsandel, vil nødvendig kjøleeffekt til avfuktning være maksimalt 430 kW.

Den grønne linjen i figuren over representerer nødvendig avfuktning på dagtid med 25 % friskluftsandel. På sommeren vil det tillates 60 % relativ fuktighet i hallen, slik at fordunstingsmengden reduseres og er mindre enn fordunstingsmengde på vinteren, se Tabell 5-3. Likevel vil kjøleeffektbehovet til avfuktning være størst i september, da det tillates kun 55 % relativ fuktighet i hallen med fordunstingsmengde på 504 kg/h. Utetemperaturen er fortsatt relativt høy og ved en større andel fuktighet i luften enn ved samme avdampning som på våren vil friskluftsandelen bidra mindre til avfuktning.



Figur 5.22 Kjøleffekt til avfuktning på dagtid med 25 % friskluftsandel

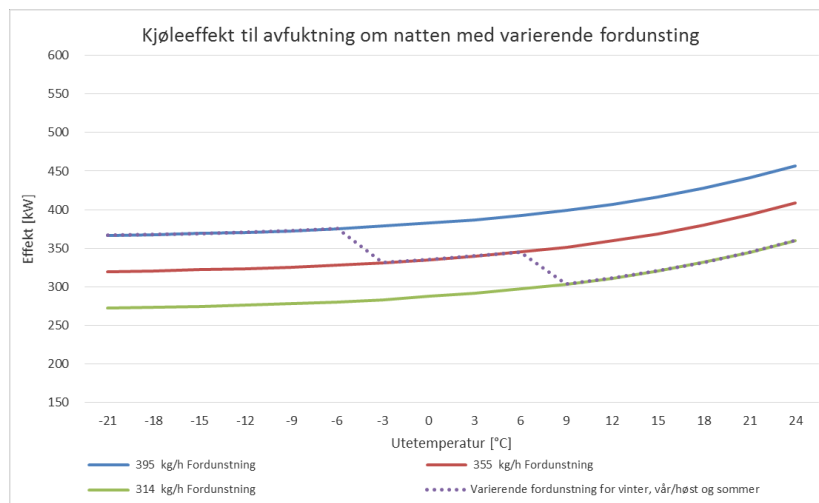
Videre kan det tillates å øke relativ fuktighet i svømmehallen ved høyere utetemperaturer ettersom risikoen for fuktskader i bygningselementer reduseres med økt utetemperatur. Med høyere tillatt fuktinnhold i svømmehallen, vil fordunstning reduseres, slik at nødvendig kjøleffekt til avfuktning reduseres. Fra Figur 5.22 over vil den blå, røde og grønne linjen representere nødvendig kjøleffekt til avfuktning med henholdsvis 559 kg/h, 504 kg/h og 448 kg/h fordunstet mengde vann. På sommeren, når utetemperaturen er høy, vil det være lite avfuktning med friskluftsutskifte grunnet at uteluften er fuktig.

Den stiplede linjen indikerer hvordan fordunstningen varierer ved ulike utetemperaturer. Ved lav utetemperatur, vil den stiplede linjen følge kurven med høyest fordunstningsmengde, da det tillates lavest relativ fuktighet i hallen på vinteren. Den stiplede linjen viser derfor nødvendig kjøleffekt til avfuktning der fordunstningen i hallen er satt til 559 kg/h for vinteren med utetemperaturer opp til -6 °C på det varmeste. Fordunstningen som er brukt i temperaturintervallet -3 til 6 °C er fordunstning på høst/vår på 504 kg/h. Fra 9 °C og varmere er det forutsatt en fordunstning på 448 kg/h for sommer. Temperaturintervallene er valgt med hensyn på klimadata for Tromsø der Figur 4.2 er lagt til grunn for å angi temperaturer ved ulike årstider, og dermed tillatt fordunstning i svømmehallen.

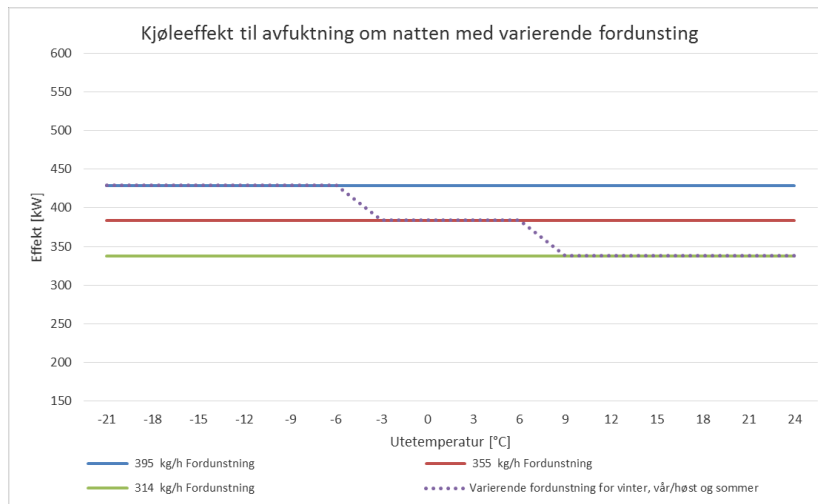
Uteluften for Tromsøklimate vil alltid kunne bidra til avfuktning ved denne driftsformen, gitt forutsetningene i Tabell 4-2 i underkapittel 4.2.1. Ved meget høye utetemperaturer, som skjer ytterst få timer i året, kan absolutt fuktighet i uteluften være lik absolutt fuktighet i

svømmehallen. Det betyr at ved en absolutt fukttilstand i avkastluften som er lik absolutt fukttilstanden i uteluften, vil ikke uteluften bidra til ytterligere avfuktning enn hva avfuktningsaggregatet kan yte. Det gjør at avfuktningsaggregatet må avfukte slik at luften i avkast har samme tilstand som ønsket absolutt fuktighet i tilluften. Her vil det da ikke være et ventilasjonstap, da energiinnholdet i uteluften er høyere eller lik energiinnholdet i avkastluften. Det må imidlertid påpekes at ved å benytte 100 % friskluftsandel ved disse tilfellene, vil ønsket tilstand i tilluften oppnås, men da med et ventilasjonstap når den fuktige avtrekksluften skiftes ut med uteluften. Dette gjelder altså når uteluften har samme tilstand som ønsket tilstand i tilluften, jf. Tabell 4-2.

Figur 5.23 og Figur 5.24 viser kjøleeffekt til avfuktning om natten ved varierende fordunstning, ved henholdsvis 5% friskluftsandel og 0 % friskluftsandel. Fra figurene kan man se at kjøleeffekten økes når friskluften ikke bidrar til avfuktning (0 % avfuktning). Kjøleeffekten vil derfor ikke variere ut ifra utetemperaturen heller, slik at kjøleeffekten er konstant gjennom hele året.



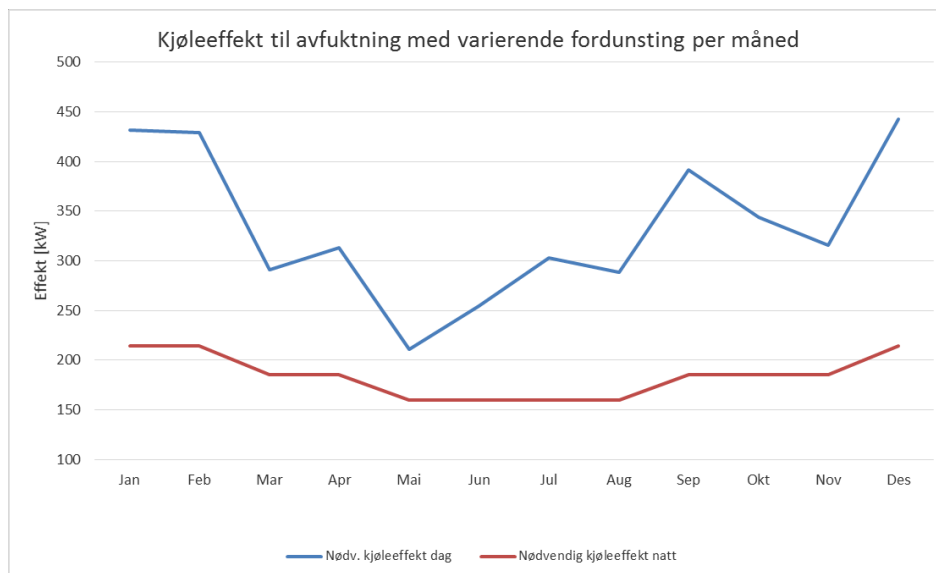
Figur 5.23 Kjøleeffekt til avfuktning på natten med 5 % friskluftsandel



Figur 5.24 Kjøleffekt til avfuktning om natten med 0 % friskluftsandel, full omluftsdrift

## 5.6 Avfuktning med driftsprinsipp med omluftgjenvinning før kryssveksler

Faktiske aggregater driftes slik at en andel av avtrekksluften går i bypass fra avtrekksluften direkte tilbake til tilluften. Resultatene fra et slikt avfuktningssystem er vist i dette underkapittelet. I beregningene som er utført, er det fortsatt lagt til grunn at avfuktning ved friskluftsutskiftning vil være forskjellen i ønsket tilstand i tilluften og tilstand i uteluften. Det bør også påpekes at ved større omluftsandel i bypass, vil det være nødvendig at luftandelen gjennom avfuktningprosessen feller ut mer vann. På denne måten kan man oppnå samme tilstand i tilluft, som for alternativet uten bypass i avtrekksluften.



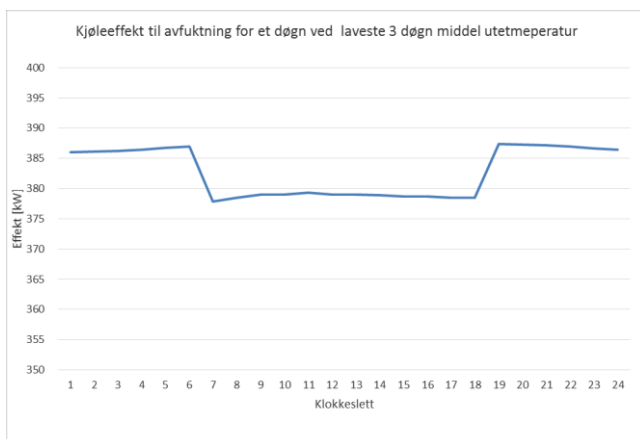
Figur 5.25 Nødvendig kjøleffekt til avfuktning for typisk dag- og nattdrift hver måned

Nødvendig kjøleffekt til avfuktning vil være høyere på dagtid da fordunstningen øker med økt personbelastning i hallen. Nødvendig kjøleffekt i nattdrift kan likevel bli høyere enn hva Figur 5.25 illustrerer, da det i beregningene er antatt at kryssveksleren kjøler avtrekksluften ned til

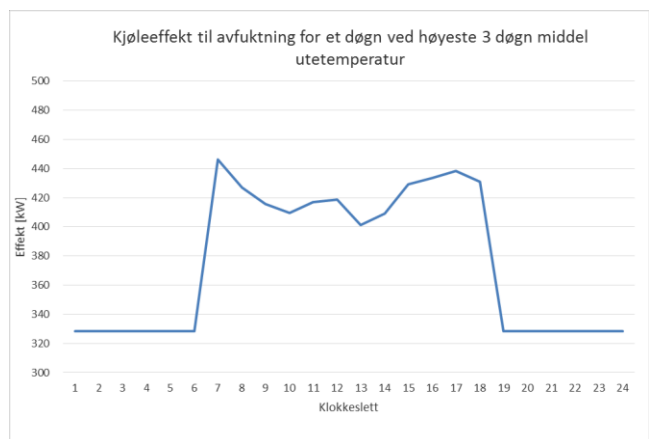
duggpunktet. I nattdrift vil normalt friskluftspjeldene være lukket for Dantherm-aggregater, se delkapittel 5.7.1, slik at kjøleeffekten i kryssveksleren reduseres når temperaturdifferansen minker. For å avfukte nødvendig mengde for ønsket tilstand på tilluften, kan derfor dette føre til at kjøleeffekten i fordampere øker noe.

Videre fra Figur 5.25 kan det observeres at nødvendig kjøleeffekt ved dagdrift i mai er lavest, både for natt og dagtid. Dette kan være på grunn av at det er tillatt 60 % relativ fuktighet i hallen, som gjør at fordunstningsmengden er på sitt laveste (sommerverdi). Samtidig er mai den måneden med lavest fuktinnhold i uteluften. Dette gjør at friskluftsandelen som benyttes, 25 %, vil bidra i større grad til avfuktning, slik at nødvendig effekt i fordampere blir mindre ved samme ønsket tilstand i tilluften. For nødvendig kjøleeffekt for natt (rød kurve) er det antatt 0 % friskluftsandel.

Nødvendig kjøleeffekt til avfuktning av avtrekksluften vil variere gjennom døgnet som vist i Figur 5.26 og Figur 5.27. Her er dimensjonerende vintertemperatur og høyeste 3-døgnns middelentalpi lagt til grunn i beregningen. Fra figurene kan det observeres at ved lave utetemperaturer vil friskluftsandelen bidra til avfuktning på dagtid, mens ved sommerdrift vil nødvendig kjøleeffekt i fordampere på dagtid da uteluften bidrar lite til avfuktning.



Figur 5.26 Kjøleeffekt vinter ved DUT<sub>v</sub>



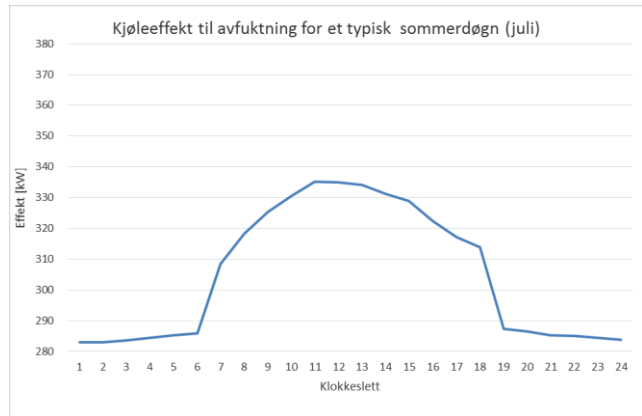
Figur 5.27 Kjøleeffekt sommer ved 3-døgnns høyeste middelentalpi

Figur 5.28 og Figur 5.29 viser kjøleeffekt til avfuktning ved typiske vinter- og sommerdøgn. Her er det antatt 5 % friskluftsandel ved nattdrift. Ettersom det vil være et undertrykk i hallen, vil luft entre hallen gjennom infiltrasjon, både gjennom utvendige fasader fra uteluften, men også gjennom klimaskillet fra tørr sone. Avfuktning ved 5 % friskluftsandel vil forsøke å

representere denne avfuktningen via infiltrasjon. Absolutt fuktighetsinnhold vil være likt i uteluften som inneluften på natten, når man antar at ventilasjonen for tørr sone er i drift og det ikke er fuktilskudd i sonen. Ved beregninger der det antas 0 % friskluftsandel, altså ingen luftavfuktning ved friskluft, vil nødvendig kjøleeffekt for avfuktning for nattdrift øke.

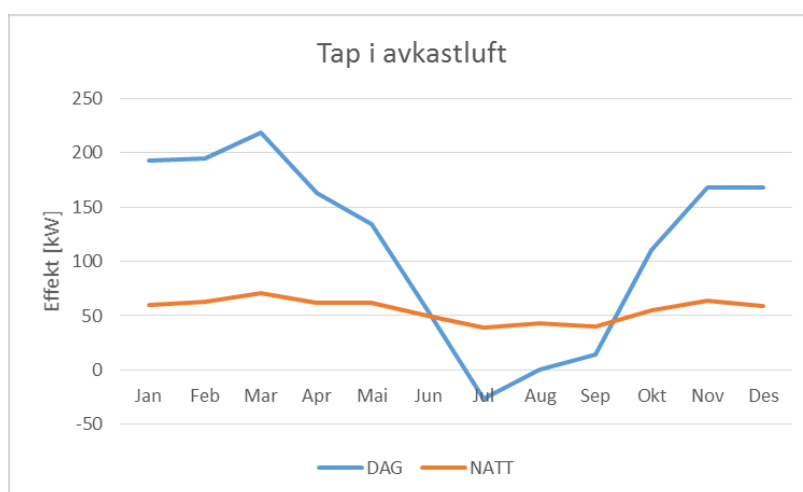


Figur 5.28 Kjøleeffekt vinter, typisk vinterdøgn



Figur 5.29 Kjøleeffekt sommer, typisk sommerdøgn

Ved å la en andel av avtrekksluften gå i bypass direkte tilbake til tilluften, uten å gå gjennom avfuktningprosessen, vil man kunne avfukte avtrekksluften i større grad, samtidig som samme tilstand i tilluften oppnås. Dette medfører at ventilasjonstapet minker. Med dette menes at avkastluften kan tillates en lavere absolutt fuktighet, slik at entalpiinnholdet i avkastluften reduseres. Figur 5.30 under viser ventilasjonstapet i avkastluften, altså forskjellen i entalpiinnhold i avkastluft og uteluft, multiplisert med luftmengde, jf. delkapittel 2.4.5. Resultatene er basert på antakelsene som er beskrevet i kapittel 3. Ved andre driftskjøringer enn antatt her, vil resultatene se annerledes ut.

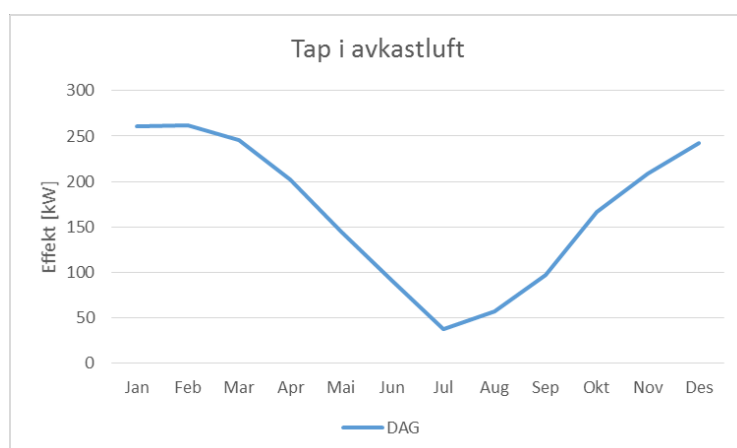


Figur 5.30 Tap i avkastluft for dag og nattdrift



Figur 5.30 viser tap i avkastluften for henholdsvis dag- og nattdrift. Tapet vil imidlertid være større enn vist i figuren, da det i beregningen er forutsatt at kryssveksler kjøler ned avtrekksluften til duggpunktet. Når dette ikke er tilfellet, er fordamperen nødt til å kjøle ned luften noe, før utfelling av vanndråper kan forekomme. Dette bidrar til at noe av kjøleeffekten går med til denne prosessen, og avkastluften kan derfor få et økt fuktinnhold, og dette kan medføre et økt entalpiinnhold i avkastluften. For nattdrift er ventilasjonstapet mindre enn for dagdrift, og årsaken til dette er i hovedsak større avkastluftmengde ved dagdrift (som betyr større friskluftsandel). Når utetemperaturen er høyere og forskjell i energiinnhold ute og inne er lavere, vil tapet i avkastluften reduseres. Dette er vist på figuren i juli måned, da energiinnholdet i avkastluften er lavere enn uteluften. For de varme sommermånedene vil det som oftest benyttes en større andel friskluft, da svømmehaller gjerne har et behov for frikjøling ved sterkere solinnstråling. Dette kan implisere at forutsetningene som er gjort i modellen ikke nødvendigvis vil stemme overens med reelle scenarier.

Typisk vil ikke temperaturen i avtrekksluften være lavere enn 12 °C i et reelt tilfelle (Holm, 2015), slik at det fortsatt kan være en del tilgjengelig energi i avkastluften, selv etter fordamperen. Ved å anta en avtrekkstemperatur konstant gjennom året på 12 °C vil tap i avkastluften variere gjennom året på dagtid slik som det fremkommer av Figur 5.31. Figuren viser at effektetapet i avkastluften er større om vinteren enn om sommeren, som diskutert over. Om sommeren kan imidlertid temperaturen på avkastluften være enda høyere enn 12 °C, noe som medfører et større varmetap på sommeren enn vist i Figur 5.31.



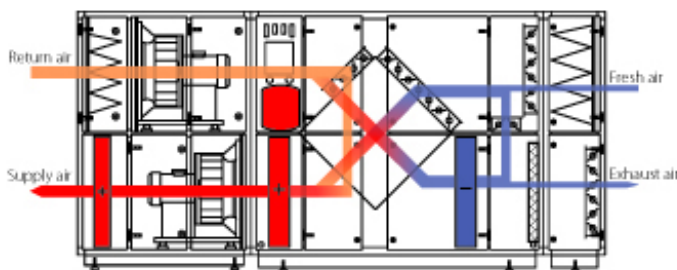
Figur 5.31 Tap i avkastluft på dagtid med antatt konstant avkasttemperatur på 12 °C

## 5.7 Styling i avfukningsaggregater

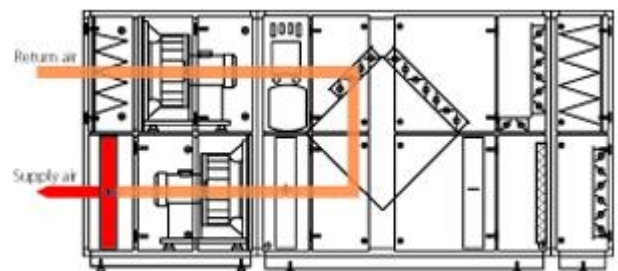
I dette underkapittelet presenteres resultater fra e-postkorrespondanse direkte med aktuelle personer fra de to største aggregatleverandørene. De påfølgende delkapitler tar for seg aggregatenes oppbygging og styringssystem, som generelt og prinsipielt ble beskrevet i litteraturstudiet underkapittel 2.4. Senere i diskusjonskapittelet vil aggregatene sammenliknes ut ifra tekniske data fra aggregatenes datablader. I tillegg er det utført simuleringer av Vidar Hardarson basert på antakelser om driftsprinsippene som er beskrevet her.

### 5.7.1 Avfuktning med omluftsventilering av avkastluften

Det første prinsippet som diskuteres, er avfukningsmetoden benyttet av Dantherm og vist i Figur 5.32 og Figur 5.33 under. Figurene viser henholdsvis to driftsprinsipper for avfuktning ved dag- og nattdrift for Dantherm sitt DanX XWPS aggregat. Ved nattdrift vil all luften gå som omluft, der luften går gjennom fordamperen om avfuktning er nødvendig. Ved dagdrift benyttes en friskluftsandel. Spjeldinnstillingene vil variere med temperaturen. En typisk friskluftandel for dagdrift vil være 25-30 % av den totale luftmengden per aggregat.



Figur 5.32 Dagdrift



Figur 5.33 Nattdrift

Fra prinsipptegningene av Dantherm sitt DanX aggregat, vil en andel av avtrekksluften gå direkte over til tilluft. Denne luftmengden er variabel, og styres i sekvens med omluftspjeldet i blandedelen, altså bypass fra avkastsiden til friskluftsiden, og kan være alt fra 0-100 %, ifølge Holm (2015). Normalstillingen bestemmes ut ifra fordampertemperaturen. Hovedårsaken til denne driftsformen er å redusere luftmengden over fordamperen for å kunne felle ut mest mulig vann. Jo større kompressor/varmepumpe, desto mer luft kan passere fordampere. Kompressor størrelsene i forhold til luftmengder er lave, som betyr at luften i dette aggregatet ikke ville nådd duggpunktet om all luften hadde passert fordamperen, slik at vann ikke felles ut. Dette er årsaken til at luftmengden som kjøres over fordamperen, reduseres ved at en andel av luften går direkte rett fra avtrekk tilbake til tilluft. Dette medfører at fordamperen kan felle

ut mest mulig vann/kondens, uten først å måtte nedkjøle luften ytterligere til duggpunktet er nådd. Slik kan man oppnå å bruke minst mulig energi per kg vann som blir fjernet.

Andelen direkte omluft reduseres i takt med friskluftandelen og frisklufttemperaturen. Høy nedkjøling i kryssveksler vil påvirke fordampertemperaturen og luftmengden vil derfor øke over fordamperen. Ifølge Holm (2015) vil det være omtrent 50 % direkte omluft, før veksler og fordamper, for en typisk normalsituasjon for nattdrift, altså ved omluftdrift.

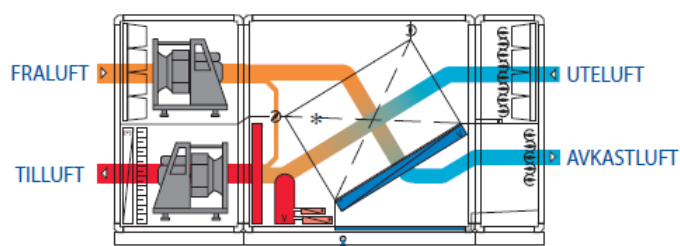
Om det ikke tillates omluft i blandedelen, kan nedkjølingen før fordamper bli så stor at fordampertemperaturen blir såpass lav at fordamperen vil slå ut på lavtrykk. Dette kan ha et negativt utslag da kjølevæsken i varmpumpen ikke tåler for lav fordampningstemperaturen eller for høy kondensatortemperatur. Blir kondensatortemperaturen for høy, gir dette en lav virkningsgrad på varmpumpen, og kan føre til varmpumpen må stanse på grunn av for høyt trykk.

På grunn av at standardaggregatene kun leverer varme til oppvarming av tilluften i svømmehallen og vannoppvarming til basseng, vil man begrense størrelsen på kompressoren. Om kompressoren er veldig stor, må man gjøre tiltak for avsetning av varmen til både vann og luft. Holm (2015) illustrerer dette med et eksempel der han forklarer at litt grovt sett har et aggregat eksempelvis 10 000 m<sup>3</sup>/h og en standard kompressorstørrelse på 10 kW. En 10 kW kompressor trekker ca. 6,5 kW ved normale svømmehallforhold. Da vil varmeavgivelsen, kondensatorvarmen hentet fra kompressor og fordamper, være tilnærmet 6,5 kW + 27 kW, som gir en temperaturheving på ca. 8 °C. Hadde kompressoren vært dobbelt så stor, ville man ikke kunne drive en varmpumpe i en svømmehall, med mindre det gjøres tiltak for avsetning av varmen. Ifølge Holm (2015) vil de fleste svømmehaller bli mindre lønnsomme dersom systemet ikke er tilpasset å utnytte denne overskuddsvarmen. I de fleste svømmehaller er det nemlig ikke behov for så mye frigjort varme, altså til luft og vannoppvarming, slik systemet er bygget opp i dag.

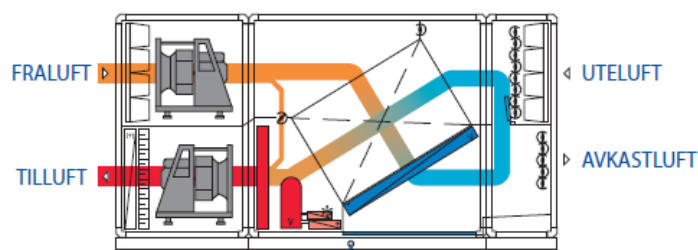
### **5.7.2 Avfuktning uten omluftsentilering av avkastluften ved friskluftkjøring**

Det andre prinsippet som studeres, er avfuktning uten omluft i avkastluften ved friskluftdrift, som benyttes av aggregatleverandøren Menerga. Her vil luften avfuktes med friskluftutskiftning på dagtid når aggregatet kjøres i friskluftdrift, mens utenfor driftstid vil aggregatet avfukte svømmehallluften med avfuktingsaggregatet (fordamperen) ved omluft.

Figur 5.34 og Figur 5.35 viser driftseksempler av Menerga sitt TermoCond 37 aggregat, typisk dag- og nattdrift.



Figur 5.34 Dagdrift med friskluftutskifting



Figur 5.35 Nattdrift, omluftkjøring

Et bypass-spjeld benyttes slik at en andel av avtrekksluften går direkte tilbake til tilluften, uten at luften passerer kryssveksleren eller fordampere for avfuktning. Ifølge Thomas Hjertenes i Menerga vil dette spjeldet i friskluftdrift forhindre at iskald uteluft senker trykket på varmepumpen, slik at den slår ut med feil. Reguleringen av spjeldet vil derfor reguleres etter lavtrykksregulering av kompressor i varmepumpe og reguleres seg etter valgt trykk, normalt 4 til 5 bar. Luftmengden som går gjennom bypass vil variere fra 0 til 50 %, avhengig av utelufttilstanden, både temperatur og relativ fuktighet.

Om dagen kjører aggregatet sekvenser med friskluft, minimum 10 % og maksimalt 100 %, avhengig av utetemperaturen, med avansert regulering beregnet utfra antall badende, ifølge Hjertenes. Disse sekvensene starter hvert 6. minutt, og kjører den tiden som er nødvendig for å tilføre tilstrekkelig friskluft i svømmehallen, avhengig av bypass-spjeldets posisjon. Sekvensene kan vare fra noen sekunder til 6 minutter, for dermed å gå over i en ny sekvens. Det er altså tiden spjeldene står åpne som bestemmer den totale andelen av friskluftdrift. Normalt sett vil 10-50 % friskluftandel være tilstrekkelig, men kreves det ytterligere friskluft, kan det være tilfeller der kompressoren må slås av på vinterstid på grunn av for mye kald luft inn. Som oftest vil så mye friskluft sjeldent være nødvendig, da det som regel vil være flere luftvekslinger i timen inne i hallen, og dermed vil en andel av denne luftmengden være tilstrekkelig for å dekke friskluftbehovet for mennesker.

Når aggregatet kjører sekvenser med friskluft kan bypass-spjeldet, spjeldet før kryssveksler som fører avtrekksluft direkte til tilluftskanalen, være delvis åpent. Bypass-spjeld fra avkast til friskluft vil alltid være stengt når friskluftspjeldet er åpent. Hjertenes forklarer at grunnen til dette er at hvis spjeldene er åpne, slik at en viss andel friskluft blandes sammen med avkastluft

som er kjølt ned av fordamperen (kompressor i drift), vil 100 % mettet luft fra fordamperen treffe kaldere uteluft (om høsten, vinteren og våren) og dermed fortsette og kondensere. På friskluftsiden vil det derfor i beste fall regne, i verste fall snø, med likeledes fare for gjenfrysing av spjeld og veksler. Ved å kjøre anlegget med friskluftsekvenser vil denne faren elimineres.

Kryssveksleren som er asymmetrisk, som vist i Figur 5.34 og Figur 5.35, har en virkningsgrad på 78 % i våt tilstand, altså ved kondensering i veksleren. Her vil vann kondensere ut når utetemperaturen er så lav at avtrekksluften kjøles ned til under duggpunktstemperaturen. Deretter vil varmpumpen kjøle luften ytterligere ned, som fører til mer utfelling av vann.

Om natten vil all luften resirkuleres slik at aggregatet kjører med 100 % omluft. Dersom varmpumpen alene ikke klarer å avfukte luften, kan en friskluftsandel benyttes, men dette vil vanligvis ikke være tilfelle. Ifølge Menerga ved Hjertenes, vil noe av luften gå i bypass, utenom avfuktningsprosessen, siden det viser seg at ved å ikke kjøre all luften over fordamperen, men ved all luft over kondensatoren, får man høyest mulig effekt av avfuktingen i liter/time. Reguleringen, som er patentert, regner ut best effektivitet ved å sammenlikne relativ fuktighet, temperatur og luftmengde i både avtrekk og tilluft. Luftandelen vil her variere fra 0-50 %.

Ifølge Hjertenes vil kompressoren gå uavhengig av natt- eller dagdrift og uavhengig av spjeldenes stilling. Kompressorene vil kjøre ut ifra to parametere, for høy fuktighet og for lav temperatur (enten vann eller luft, eller begge deler). I tillegg er det andre begrensninger for drift av kompressorene som blant annet tilstrekkelig luftstrøm over batteriene.

## **5.8 Aggregatsimuleringer (beregninger)**

Resultater fra aggregatsimuleringene er gitt i Tabell 5-4. Dette er innledende resultater da modellen må verifiseres for at gjengivelsen skal være i høyest mulig grad reell når standardaggregatenes ytelse og driftsstrategi beregnes. Input-parameterne til sentralaggregatet kan også tenkes å bli forbedret etter ytterligere analyser av mulig aggregatløsning.

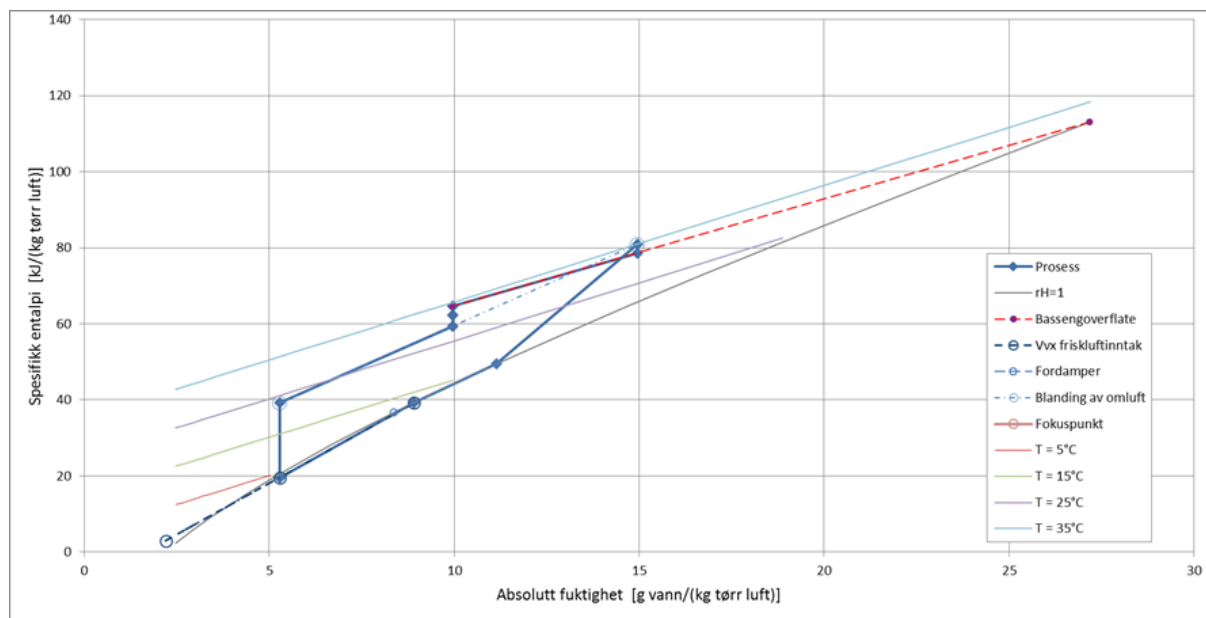
Forutsetninger for beregningene er gitt i underkapittel 3.9. Fra Tabell 5-4 vil summen av kondensert mengde i kryssveksler og fordamper (luftkjøler) være mindre enn nødvendig avfukting på grunn av fordunstning, gitt fra input-verdier i Tabell 3-5. På dagtid, når det benyttes en friskluftsandel på 25 % vil resterende nødvendig avfukting fjernes ved friskluftutsiftning, ved at en andel fuktig avkastluft erstattes av tørr luft.

Det er verdt å merke seg at i simuleringene er det antatt en omluftsandel på 50 % for alle scenariene, bortsett fra scenariet med Menerga-aggregat i en sekvens med full friskluftsmengde. Her er omluftsandelen satt utfra å anta konstant fordampningstemperatur i fordamperen (11 °C for typisk vinterdag, og 17,3 °C typisk sommerdag), som er gitt fra en vanlig gjennomsnitts dag-alternativ, med resirkulert andel på 48 % i dagdrift.

		Dantherm				Menerga								Sentralanlegg			
		VINTER		SOMMER		VINTER				SOMMER				VINTER		SOMMER	
		dag	natt	dag	natt	dag	Dag, full friskluft	Dag, full omluft	natt	dag	Dag, full friskluft	Dag, full omluft	natt	dag	natt	dag	natt
<b>Beregningsresultater</b>																	
Omluftsandel	[%]	50,0	50,0	50,0	50,0	50,0	63,0	50,0	50,0	50,0	63,8	50,0	50,0	50,0	50,0	50,0	50,0
Resirkulert andel	[%]	48,0	95,0	48,0	95,0	48,0	0,0	100,0	95,0	48,0	0,0	100,0	95,0	48,0	95,0	48,0	95,0
COP <sub>0</sub> beregnet	[-]	6,4	4,9	8,5	7,3	6,4	6,3	4,3	4,9	8,4	8,1	6,6	7,2	6,0	4,7	7,6	6,7
Tilleggsvarme i ettervarmebatteri eller KM	[kW]	103	66	-19	-23	91	74	74	52	-41	-62	-31	-45	92	58	-25	-28
Strømforbruk kuldemaskin	[kW]	31	99	31	50	43	11	129	105	38	22	72	54	27	96	32	53
Effekt til vifter	[kW]	140	139	140	139	176	176	176	176	176	176	176	176	140	139	140	139
Kuldeytelse KM	[kW]	189	459	250	348	260	68	523	486	299	172	454	367	157	434	229	340
Varmeytelse KM	[kW]	218	553	280	396	301	79	646	586	334	194	523	418	183	526	259	391
Kondensatorvarme til overs	[kW]	115	487	299	418	210	5	572	533	375	256	554	463	90	468	284	420
Flatetemperatur i fordamper	[°C]	11,2	5,8	17,5	14,8	11,0	11,0	1,4	5,5	17,3	17,3	12,4	14,6	11,4	5,9	17,6	14,8
Kondensmengde i VGV	[kg/h]	187	-4	38	-2	123	216	129	-4	-3	45	35	-2	216	19	58	-2
- i luftkjøler (fordamper)	[kg/h]	148	351	218	290	206	52	379	357	258	150	382	295	122	331	199	287
- Sum	[kg/h]	335	347	256	288	329	268	508	353	255	194	417	293	338	350	257	285

Tabell 5-4 Beregningsresultater fra aggregatsimulering

Figur 5.36 viser HX-diagrammet for en kjøring med sentralanlegg. Punktet ved 15 g/kg viser tilstanden på avtrekksluften før kryssveksler. Prosessen følger den blå prosesslinjen, mot klokka, der luften først kjøles ned i kryssveksler og fordamer, for deretter innblanding med friskluft og direkte omluft.



Figur 5.36 HX-diagram som viser avfuktingsprosessen i sentralanlegg for dagdrift om sommeren

Det er viktig å merke seg at HX- diagrammet vist i Figur 5.36 ikke er likt som Mollier-diagrammet vist i delkapittel 2.4.3, da y-aksen her i Figur 5.36 viser spesifikk entalpi. For typiske Mollier-diagram vil y-aksen angi temperatur, og ikke entalpi. De fargede heltrukkede linjene angir ulike temperaturer og kan derfor anses som isotermer.

Tabell 5-5 viser ekstrahert vann per forbrukt energi, gitt av SMER-faktoren, som beskrevet i delkapittel 2.4.5. Resultatene viser at ved alle driftsforhold vil sentralanlegget ha størst utfelling av kondens (kg) per forbrukt energi (kWh). Snitt dagdrift for simulert Menerga-aggregat er basert på lik driftstid på full omluftsventilering som full friskluftsventilering.

		Dantherm				Menerga				Sentralanlegg			
		VINTER		SOMMER		VINTER		SOMMER		VINTER		SOMMER	
		dag	natt	dag	natt	snitt dag	snitt natt	snitt dag	snitt natt	dag	natt	dag	natt
Total kondensmengde	[kg/h]	335	347	256	288	388	353	306	293	338	350	257	285
Effekt til vifter	[kW]	140	139	140	139	176	176	176	176	140	139	140	139
Strømforbruk KM	[kW]	31	99	31	50	70	105	47	54	27	96	32	53
SMER	[kg/kWh]	1,97	1,46	1,50	1,52	1,57	1,25	1,37	1,28	2,03	1,48	1,50	1,48

Tabell 5-5 Ekstrahert vann per forbrukt energi



Det er også funnet årlig energiforbruk per år for de ulike aggregatene ved å anta 7 måneder i året med vinterdrift, og 5 måneder i året med sommerdrift. Det er også antatt 12 timer driftstid per dag. Dette medfører i beregningene at en driftstid per uke for dagdrift på 84 timer og samme for nattdrift, 84 timer. Energiforbruk per år er gitt i Tabell 5-6. Tabellen viser at sentralanlegget har lavest årlig energiforbruk, mens avfuktningssystemet til simulert Menerga-aggregat gir størst årlig energiforbruk. Tabellen viser også at simulert Dantherm-aggregat har større varmeoverskudd per energiforbruk. Dette kan komme av relativ høy COP og relativ lav SFP-faktor, sammenliknet med de andre aggregatene.

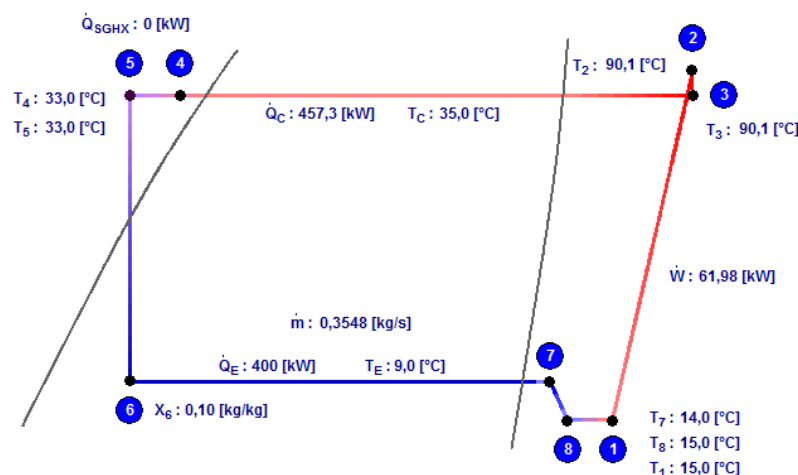
<b>Avfuktningssystem</b>	<b>Årlig energiforbruk [MWh/år]</b>	<b>Årlig varmeoverskudd fra kuldemaskin [MWh/år]</b>	<b>Varmeoverskudd per energiforbruk [-]</b>
<b>Dantherm</b>	1 701	3 526	2,07
<b>Menerga</b>	2 089	3 818	1,83
<b>Sentralanlegg</b>	1 694	3 074	1,81

*Tabell 5-6 Årlig energiforbruk og varmeoverskudd i avfuktningssystemene*

## 5.9 Dimensjonering av sentral varmepumpe

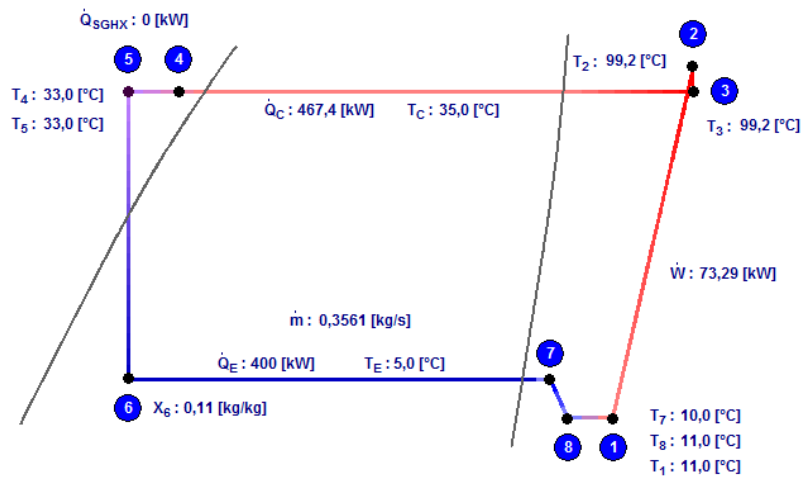
Valgt arbeidsmedium i den sentrale varmepumpen er ammoniakk da dette er et fremtidsrettet valg av arbeidsmedium med egnede egenskaper til både kjøling- og oppvarming av svømmehallen. Miljødirektoratet har annonsert at HFK medier gradvis vil utfases, og naturlige medier med lavt globalt oppvarmingspotensial bør derfor vurderes i fremtiden (Miljødirektoratet, 2015). På bakgrunn av dette anser Jonassen (2015) ammoniakk som et naturlig valg av mulig arbeidsmedium, da han har lang erfaring med bruk av dette mediet.

Ved å anta et lavtemperatur distribusjonsvarmeanlegg bør vanntemperaturen senkes så lavt som varmekilden krever. Ved at varmepumpen dimensjoneres for kjølebehovet vil log P-h - diagrammet for forskjellige driftssituasjoner vises i dette underkapittelet. Det er antatt en differansetemperatur på 7 grader, både på luftkjølarsiden og vannvarmesiden som gjør at log P-h-diagrammet under representerer avkasttemperatur i avfuktningssaggregatet på 16 °C og en vanntemperatur oppvarmet til 28 °C. Figur 5.37 viser diagrammet med fordampertemperatur  $T_E = 9\text{ °C}$  og kondenseringstemperatur  $T_C = 35\text{ °C}$ , ved en kjøleeffekt på 400 kW. Dette gir fra simuleringen en COP lik 6,5 og en carnot-virkningsgrad på 0,60.



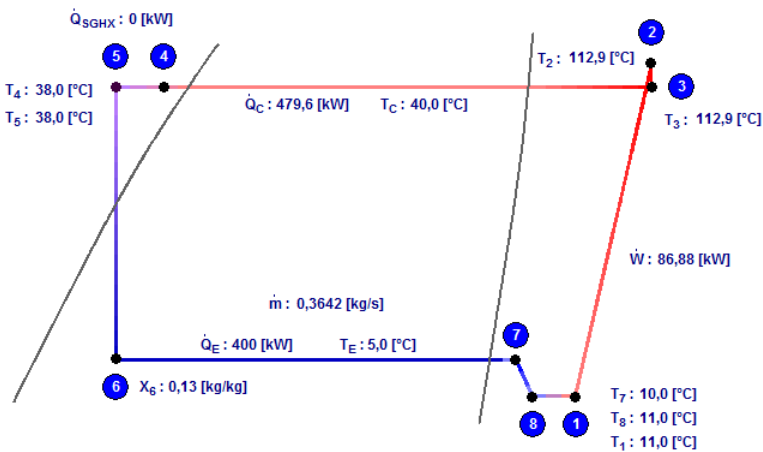
Figur 5.37 Log P-h diagram ved antakelse om nødvendig kjøleeffekt 400 kW

Ved å anta samme nødvendig kjøleeffekt, 400 kW, men med en lavere fordampningstemperatur,  $T_E = 5\text{ °C}$ , vil det kreves et større kompressorarbeid for å oppnå samme kondenseringstemperatur,  $T_C = 35\text{ °C}$ . Dette medfører høyere trykkgasstemperatur og lavere COP, som blir 5,5. Figur 5.38 illustrerer dette i et log P-h-diagram.



Figur 5.38 Log P-h diagram med fordampertemperatur 5 °C og kondensatortemperatur 35 °C

Det er også gjort en illustrering av prosessforløpet til varmepumpen ved økt kondenseringstemperatur. Figur 5.39 viser et log P-h-diagram med samme fordampereffekt som over,  $Q_E = 400$  kW, men med fordampningstemperatur  $T_E = 5$  °C og kondensatortemperatur  $T_C = 40$  °C. Her vil ikke driftsvilkårene være like gode som over, da COP reduseres til 4,604. Trykksgasstemperaturen vil også øke når kondenseringstemperaturen øker, vist i  $T_2$  og  $T_3$  i figuren.

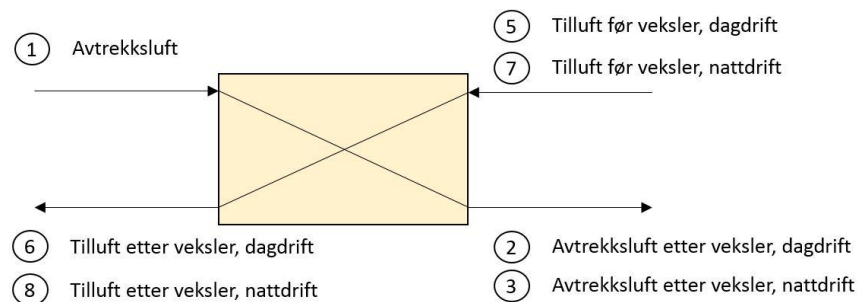


Figur 5.39 Log P-h diagram med fordampningstemperatur 5 °C og kondenseringstemperatur 40 °C

## 6 Diskusjon

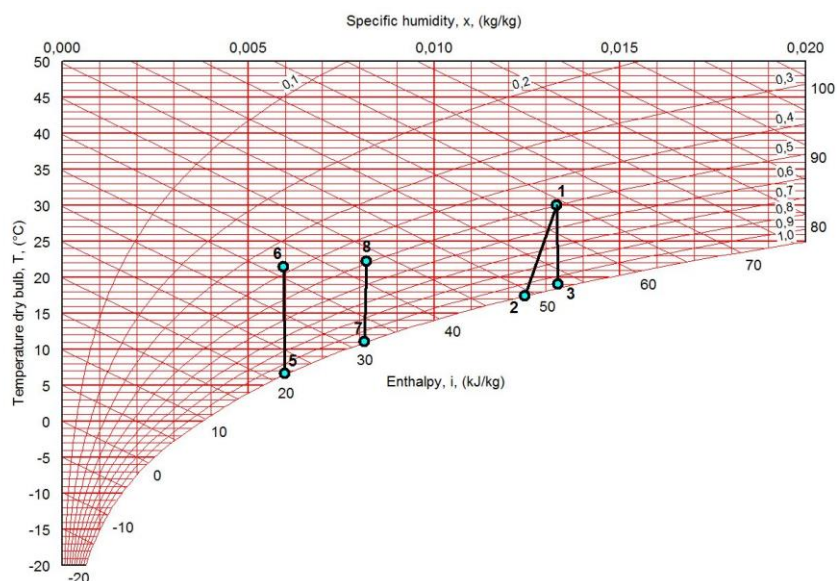
### 6.1 Avfuktning i varmeveksler ved typiske vinter- og sommertemperaturer

I analysen for nødvendig effektbehov, beskrevet i underkapittel 5.5, er det antatt at kryssveksler fører luften ned til duggpunktet. For å finne ut om dette kan være en realistisk tilnærming, er det gjort en undersøkelse for tilstanden i luften før og etter varmeveksler, både for typisk vintertemperatur og sommertemperatur, ved natt- og dagdrift. Figur 6.1 viser en prinsippskisse av en kryssvarmeveksler der tilstandene ved inn- og utløp av varmeveksleren er nummerert.



Figur 6.1 Prinsippskisse av varmeveksler med nummerering av tilstander ved inn- og utløp

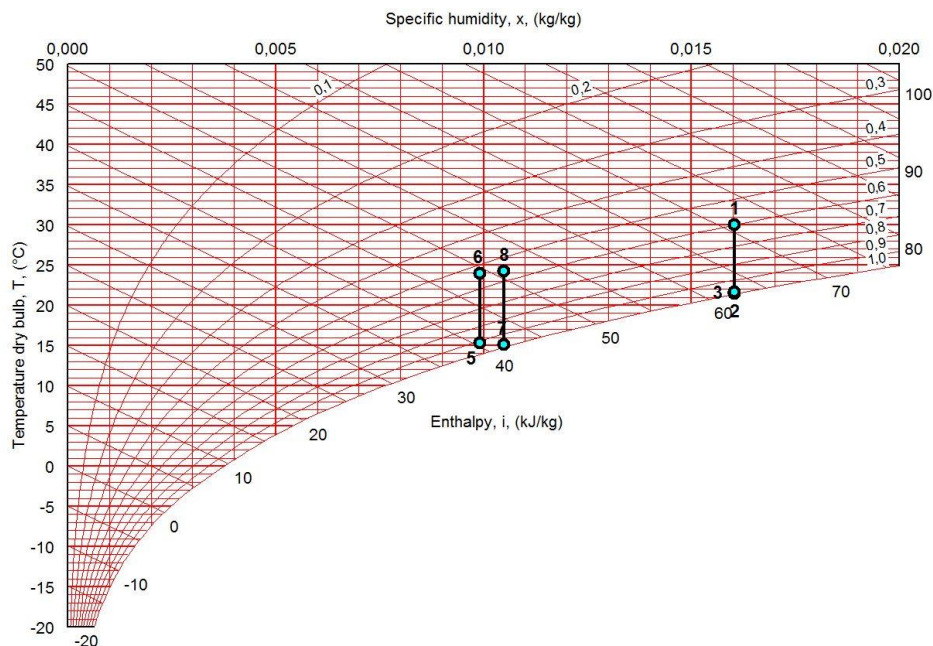
I Figur 6.2 er tilstandene ved inn- og utløp av varmeveksleren fra Figur 6.1 illustrert i et Mollier-diagram, vinterdrift. Typisk nattdrift er illustrert med prosesslinje 1-3 og 7-8 og typisk dagdrift vises med prosesslinjene 1-2 og 5-6. Tilluften før varmeveksler vil ha høyere absolutt fuktinnhold ved nattdrift, punkt 7, enn ved dagdrift, punkt 5, da friskluftspjeldet er lukket ved nattdrift. Dette gjør at tilluften før veksler ikke er blandet med kald uteluft, slik at tilstanden her vil være omtrent lik som tilstanden i avkastluften, da det antas at friskluftspjeldet er stengt.



Figur 6.2 Mollier-diagram som illustrerer tilstandene ved inn- og utløp i varmeveksleren for typisk vinterdrift

Prosesslinje 1-3 som viser nedkjøling av avtrekksluft i varmeveksleren ved nattdrift, vil føre avtrekksluften omtrent ned til duggpunktet. Her vil det derfor være svært lite utfelling av vanndråper. Antakelsen som er gjort i beregningene, vil derfor stemme overens med et typisk reelt tilfelle for vinterdrift ved omluftdrift (natt). Ved dagdrift vil det derimot felles ut dråper i kryssveksleren, slik at veksleren vil her bidra til avfuktning av svømmehallluften. Det vil felles ut 12,5 kg kondens/h ved en luftmengde på ca. 12 000 m<sup>3</sup>/h og  $\Delta x = 0,86$  g/kg. Antakelsene om at varmeveksleren ikke bidrar til avfuktning, vil derfor ikke stemme for dagdrift for typisk vinter. Figur 6.2 viser også at effekten i varmeveksleren er større for typisk dagdrift, enn ved nattdrift, da entalpidifferansen før og etter vekslere er større ved dagdrift. Dette kan komme av at temperaturvirkningsgraden for dagdrift er høyere enn for nattdrift, på grunn av tilluften før kryssveksler er blandet med kald og tørr friskluft, jf. delkapittel 2.5.2. Ut ifra temperaturene på luften ved inn- og utløp av veksleren blir temperaturvirkningsgraden henholdsvis 64 % for dagdrift og 59 % for typisk nattdrift.

Det er også satt inn typiske temperaturer for inn- og utløp av varmeveksleren for sommerdrift i Mollier-diagrammet, for å undersøke om varmegjenvinneren bidrar til avfuktning om sommeren, altså utfelling av vanndråper. Figur 6.3 viser Mollier-diagrammet med typiske temperaturer for inn- og utløp i varmeveksleren ved sommerdrift. Ut ifra prosesslinjene i figuren kan det illustreres at omtrent ingen utfelling vil skje i veksleren, da prosesslinjene går vertikalt ned mot duggpunktet. Antakelsen om at veksleren bringer luften ned til duggpunktet, vil av dette ikke være så langt fra reell situasjon, ved typisk drift for sommeren.



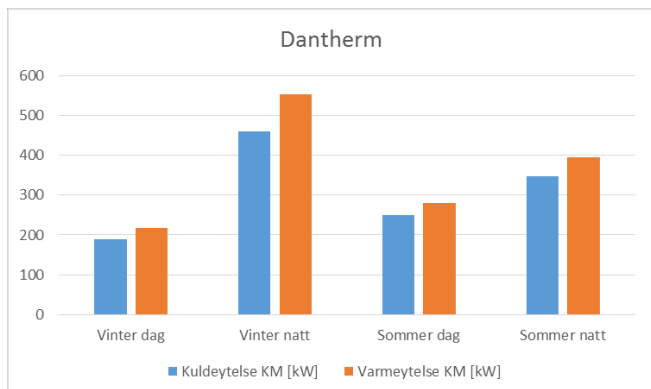
Figur 6.3 Mollier-diagram som illustrerer tilstandene ved inn- og utløp i varmeveksleren for typisk sommerdrift

## 6.2 Varmetap i avkastluft

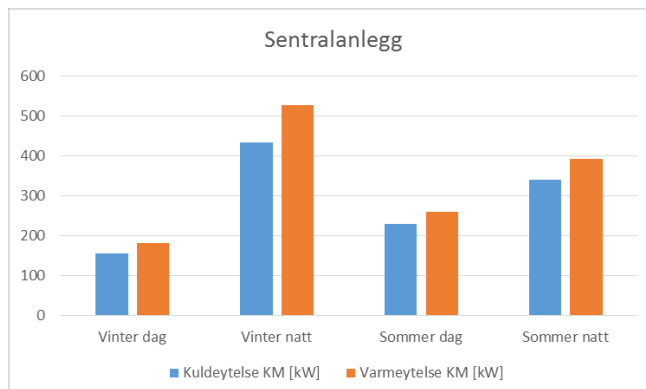
Fra underkapittel 5.6 i resultater er det nevnt at typisk temperatur på avkastluften ikke vil være lavere enn 12 °C i et reelt tilfelle, slik at det fortsatt kan være en del tilgjengelig energi i avkastluften. Figur 5.31 viste at det fortsatt vil være en del varmeeffekt i avkastluften selv etter fordamperen. Ut ifra resultatene for tap i avkastluft, bør det derfor gjøres ytterligere beregninger på om det kan lønne seg å utnytte denne energien ved å installere en luftkjøler i avtrekket etter fordamperen, som kan utnytte energien i avtrekksluften. På denne måten blir tap i avkastluften redusert, og varmen kan benyttes som varmekilde til den sentrale varmepumpen, eller bidra til oppvarming ved å inkluderes i en gjenvinningskrets som er omtalt i delkapittel 2.7.1, Drammensbadet.

### 6.3 Sammenlikning av beregningsresultater for avfuktningssystemer

Fra underkapittel 5.8 er det gitt i Tabell 5-4 beregningsresultater fra en simulering med forskjellige avfuktningssystemer. For enklere mulighet til å sammenlikne aggregatene er noen av de mest sentrale resultatene illustrert her i figurer og mindre tabeller.



Figur 6.4 Kulde- og varmeytelse fra kjølemaskin, Dantherm



Figur 6.5 Kulde- og varmeytelse fra kjølemaskin, Sentralanlegg

Fra figurene over, Figur 6.4 og Figur 6.5, er det vist at antatt Dantherm-aggregat har høyere effektbehov i kjølemaskin enn sentralanlegget, noe som medfører større varmeytelse fra kuldemaskinen enn for sentralanlegget. Forskjellen her kan komme av større temperaturvirkningsgrad i kryssveksler for sentralanlegg, 62 %, enn for antatt Dantherm-aggregat, 60 %. Dette kan bidra til økt mengde kondensvann i varmegjenvinneren for sentralanlegget, slik at nødvendig effekt i luftkjøler kan reduseres, for å oppnå lik tilstand i tilluften som ved antatt Dantherm-aggregat. Tabell 6-1 under viser kondensmengde i varmegjenvinner for alle aggregatene. Tabellen viser at varmegjenvinneren utfeller mest kondensmengde i sentralanlegg ved alle driftstilstander.

		VINTER		SOMMER	
		dag	natt	dag	natt
Dantherm	[kg/h]	187	-4	38	-2
Menerga	[kg/h]	173	-4	40	-2
Sentralanlegg	[kg/h]	216	19	58	-2

Tabell 6-1 Kondensmengde utfelt i varmegjenvinner

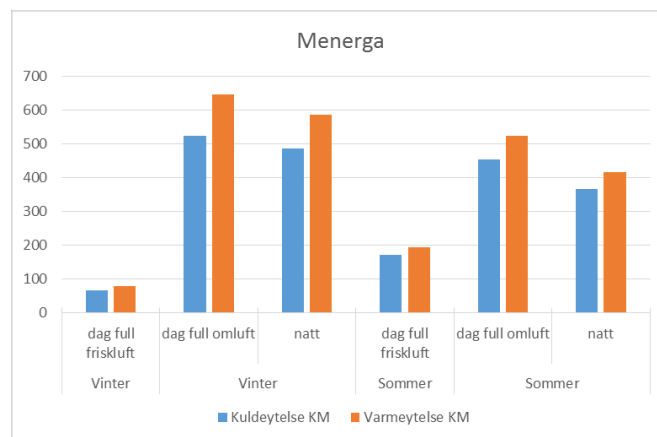
Kondensmengden for simulert Menerga-aggregat for dagdrift i Tabell 6-1 er gitt av snittet fra de to forskjellige styringsprinsippene som benyttes av Menerga for dagdrift. Disse er henholdsvis full friskluftsmengde og full omluftsmengde. Kondensmengdene for dagtid er vist i egen tabell under, Tabell 6-2.

	VINTER		SOMMER	
	Dag, full friskluft	Dag, full omluft	Dag, full friskluft	Dag, full omluft
Menerga	216	129	45	35

Tabell 6-2 Kondensmengde utfelt i varmegjenvinner for tenkt Menerga-aggregat ved dagdrift

Da Menerga har forskjellige styringsprinsipper for dagdrift ved sekvensstyring, er det simulert to forskjellige styringsprinsipper for dagdrift. Figur 6.6 viser kulde- og varmeytelse fra kjølemaskin, ved simulert Menerga-aggregat. Fra figuren er det vist at det kreves høy kuldeeffekt ved full omluftdrift på dagtid, for å oppnå ønsket fuktinnhold i tilluften inn til hallen. Dette gir også økt varmeytelse i kjølemaskinen. For at denne varmen skal kunne utnyttes, forutsetter dette at det er nok varmeakkumulering til oppvarming av luft og vann. Resultattabellen, Tabell 5-4, tilsier at overskuddsvarmen ved en slik kjøring er 572 kW, etter at luften er oppvarmet til ønsket tilluftstilstand. Hvis aggregatet kun er tilkoblet vannoppvarming av varmt tappevann og bassengvann (blødevann), vil dette tilsvare et gjennomsnittlig effektbehov på 120 kW, fra Figur 5.16, for januar. Det er derfor nødvendig at aggregatet tilkobles flere varmeavtappingsformål, som for eksempel utebasseng, for å unngå uøkonomisk drift. Dette alternativet forutsetter selvfølgelig at utebassengene er i drift på denne tiden av året.

For full friskluftdrift vil derimot nødvendig kuleytelse i kjølemaskin og varmeytelse være liten. Fra resultattabellen, Tabell 5-4, kan det også registreres at overflatetemperaturen på fordampere for denne driftsmetoden vil være lav, som kan bidra til at kompressoren stanser, slik at det ikke blir noe varmetilskudd fra kjølemaskinen til verken vann eller luft. Videre i diskusjonen er det antatt at dagdrift for Menerga-aggregatene er basert på like lange sekvenser av full omluftdrift som friskluftdrift.



Figur 6.6 Kulde- og varmeytelse fra kjølemaskin, Menerga



En mindre og oversiktlig tabell som viser overskuddsvarme fra kondensatoren, hentet fra resultattabellen Tabell 5-4, er vist i Tabell 6-3. I tabellen kan varmeytelse, luftoppvarmingsbehov og varmeoverskudd enklere sammenliknes.

		Dantherm				Menerga				Sentralanlegg			
		VINTER		SOMMER		VINTER		SOMMER		VINTER		SOMMER	
		dag	natt	dag	natt	snitt dag	snitt natt	snitt dag	snitt natt	dag	natt	dag	natt
Varmeytelse KM	[kW]	218	553	280	396	363	586	358	418	183	526	259	391
Tilleggsvarme i ettervarmebatteri eller KM	[kW]	103	66	-19	-23	74	52	-46	-45	92	58	-25	-28
Kondensatorvarme til overs	[kW]	115	487	299	418	289	533	405	463	90	468	284	420

Tabell 6-3 Beregningsresultater, varmeoverskudd fra avfuktningssystemene

Tabellen over viser at Menerga-aggregatet har minst behov for varme i ettervarmebatteri, til oppvarming av ventilasjonsluften før tilførsel i hallen. Aggregatet har derfor størst kuldeytelse og varmeytelse, og får dermed mer kondensatorvarme til overs, men ved et større elektrisitetsforbruk, henholdsvis effektforbruk til vifter og kompressor. Strømforbruket til å drive kompressoren er lavere for sentralanlegget enn for standardaggregatene. Dette kan være forårsaket av høyere effekt i varmegjenvinner, som reduserer nødvendig effektbehov til kuldemaskinen.

I beregningene for sentralanlegget er det antatt en SFP-faktor på 2,5. Ved nærmere analyse av oppbyggingen av aggregatet, er det kommet frem til at denne muligens kan reduseres til 2,2. I sentralanlegget vil det være kun ett ettervarmingsbatteri i tilluftkanalen, fremfor to for standardaggregatene. Dette kan gi lavere nødvendig vifteeffekt, da trykkfallet i anlegget reduseres. Dette kan bidra til at energiforbruket til sentralanlegget reduseres ytterligere, slik at dette alternativet fremstår som enda mer lønnsomt.

I beregningene, underkapittel 5.8, er det også vist at SMER-faktoren er høyere for sentralanlegget. Det vil si at sentralanlegget kan avfukte mer luft per energiforbruk. Dette gjør sentralanlegget til et mer energieffektivt avfuktningssystem, enn simulerte standardaggregater.

Videre er det funnet årlig energiforbruk for hvert aggregat, samt årlig varmeoverskudd fra avfuktningssystemet i kuldemaskinen, vist i Tabell 5-6. Sentralanlegget har lavest årlig energiforbruk, men også minst varmeoverskudd fra avfuktningssystemet. Ved en simulering

med redusert SFP-faktor kan årlig energiforbruk reduseres ytterligere, slik at varmeoverskudd per energiforbruk økes.

Beregnet COP er lavere for sentralanlegget enn for standardaggregatene, da det her vil være større systemtap ved bruk av en indirekte isvannskrets, som tilknytter luftkjøleren i avtrekkskanalen og fordampere i varmepumpen. Dette gjør at fordampertemperaturen for sentralaggregatet blir lavere enn fordampertemperaturen i standardaggregatene, som bidrar til høyere COP for standardaggregatene sammenliknet med sentralanlegget. Det bør derfor gjøres en dypere analyse av temperaturkrav i isvannskretsen, slik at den sentrale varmepumpen får best mulige driftsvilkår.

#### **6.4 Sammenlikning av forskjellige driftsprinsipper**

Den største forskjellen i avfuktningsprinsippet som benyttes av de forskjellige aggregatleverandørene, er hvordan avkastluften utnyttes. Dantherm gjenvinner avkastluften etter avfuktning, som gjør det mulig å kun tilføre nødvendig friskluftmengde som tilfredsstillende gjeldene krav. I Menerga-aggregatene vil avfuktning av svømmehallen foregå ved friskluft i friskluftsekvensene, samtidig som avtrekksluften avkjøles for å redusere ventilasjonstapet. Begge leverandørene baserer seg på en utforming av aggregatet der en andel av avtrekksluften går direkte tilbake til tilluften, uten å gå gjennom avfuktningsprosessen.

Da aggregatene til de ulike leverandørfirmaene benytter svært avanserte styringssystemer som regulerer driften av aggregatene etter flere parametere, vil det være krevende å sammenlikne aggregatene. Ved en forenklet modell som beskrevet i kapittel 3, vil denne kun kunne avgjøre hvilket avfuktningsprinsipp som bør benyttes ut ifra gitte antakelser, og ikke hvilket aggregat som egner seg best ved alle forskjellige driftstilstander, da antakelsene som er gjort ikke tilfredsstillende alle driftsmulighetene ved de ulike aggregatene.

For å kunne sammenlikne aggregatene og deres avfuktningsprinsipp mest mulig korrekt, som stemmer overens med faktiske driftsprinsipper, må man gå ut ifra like forutsetninger. Aggregatene vil kunne sammenliknes ved å gjøre aggregatkjøringer med ulike setpunktverdier som ute- og innelufttilstand samt fordamning og personbelastning. Dette krever et nært samarbeid med leverandørene og et gjensidig samtykke fra leverandørene om offentliggjøring

av data. For helt nøyaktige resultater kunne begge aggregatene blitt installert i samme badeanlegg, der samme forutsetninger og vilkår blir lagt til grunn. Dette er selvfølgelig svært utfordrende gjerne grunnet plassmangel og lite sannsynlig å få til da dette er svært kostbart.

Fra resultatene i kapittel 5, der styring av de forskjellige kombinerte klima/avfuktningssystemene er diskutert, vil det komme frem en rekke utfordringer ved plassering av varmpumpen i aggregatet. På mange måter kan man si at standardaggregatene styres for å tilfredstille den integrerte varmpumpen, slik at den kan yte på best mulig måte. Ved et sentralt anlegg kan man derfor styre anlegget etter forholdene i svømmehallen. Dette impliserer at et sentralt anlegg kan være mer fleksibelt, og trenger ikke å ta hensyn til utfordringene som følger med ved at varmpumpen er installert i aggregatet.

For standardaggregatene vil styringen av aggregatene, særlig utnyttning av omluftsvarmespjeld, bypass direkte fra avkast til tilluft, være tilpasset størrelsen på komponentene i aggregatene. I et sentralt aggregat vil man stå friere ved dimensjonering av komponenter, slik at aggregatet kan styres uten å måtte ta hensyn til komponentenes begrensede størrelse på samme måte som ved standardaggregater.

For begge standardaggregatene gjelder det at varmpumpen skal ha best mulige driftsforhold slik at fordampingstemperaturen ikke blir for lav. Derfor styres en andel av avtrekksluften direkte tilbake til tilluften, uten å passere kryssveksler. Denne andelen kan bestemmes ut fra størrelse og virkningsgraden på veksleren (som avhenger av utetemperaturen). Men en større varmpumpe, vil man kunne tillate en større luftmengde gjennom avfuktingsprosessen og likevel kunne felle ut kondens, om komponentene er tilpasset dette

En fordel ved Dantherm-aggregat i forhold til Menerga-aggregat er at det er mindre effektvariasjon i kryssveksler, da tilstanden på friskluftsinnløpet på veksleren vil variere mindre med utetemperaturen, på grunn av innblanding av avfuktet avkastluft i friskluftandelen.

En fordel med Menerga-aggregat i forhold til Dantherm-aggregat, er at det vil ikke være noen problemer knyttet til utfelling av kondens ved blanding av mettet omluft fra avkastluften og kaldere friskluft. Menerga kjører sekvenser med friskluft, der omluftavfuktningsspjeldet er stengt. Dette medfører større effektvariasjon i kryssveksler, da tilstanden til friskluftsinnløpet på veksleren varierer med sekvensstyringen. Da Dantherm blander friskluft med avfuktet

omluft, medfører dette at friskluften blandes med relativt varm avkastluft. Dette kan bidra til å unngå problemer med avriming av kryssveksler.

Med kald uteluft ved friskluftdrift for et Menerga-aggregat kan kald uteluft entre kryssveksler slik at temperaturforskjellen i avtrekksluft og friskluft blir høy, som kan bidra til stor nedkjølingseffekt i veksleren. Ved lave utetemperaturer kan det tenkes at andelen friskluft reduseres. Ved lav utetemperatur og liten luftmengde, kan det føre til lav temperatur inn på fordampere i tillegg til for liten luftmengde, slik at kompressoren kan stanse. Om kompressoren er avslått, vil dette kreve større effekt i ettervarmingsbatteri fra tilsatsvarme.

Basert på opplysninger om COP fra databladene for de ulike aggregatene, fremkommer det at COP for Menerga-aggregatet er høyest. Her er det imidlertid forutsatt en kjølemiddel-etterkjøler. Denne etterkjøleren må ha tilgang til kaldt vann for oppvarming. Dette kan være kaldt vann til tappevannsoppvarming, til personforbruk eller til basseng. Dersom en gråvannsgjenvinner benyttes, vil man ikke ha behov for en etterkjøler, da man ikke har tilgang til kaldtvann, fordi kaldtvannet allerede er varmet opp i gråvannsgjenvinner. Dette reduserer COP verdien for Menerga-aggregatet.

Basert på beregningssimuleringer av ulike styringsprinsipp for avfuktning ved de forskjellige aggregatutformingene, og også informasjon om generelle styringsprinsipp for aggregatene, kan det komme frem flere fordeler med et sentralanlegg. Ved å tilknytte varmpumpen varmesystemet for hele bygget, vil det være nok varmeakkumulering slik at varmeavsetningen vil være stor nok til å utnytte varme fra avtrekksluften i større grad enn standardaggregatene har mulighet til. Det bør imidlertid påpekes at standardaggregatene allerede har svært gode styringssystemer som sikrer effektiv drift. Denne patenterte teknologien, erfaringen og kunnskapen med disse konkrete aggregatene vil man ikke ha tilgang til ved endring av styresystem og aggregatutforming med et sentralt aggregat. Det vil også være litt mindre effektivt ved bruk av et indirekte system, da dette medfører større temperaturforskjell i systemet, som kan gi varmpumpen noe dårligere driftsvilkår dersom dette ikke tas hensyn til.

Kort oppsummering av fordelene ved et sentralt anlegg:

- Trenger ikke ekstra plass i aggregatet til varmpumpe, kun luftkjøler og varmebatteri.
- Kun ett vannbårent varmebatteri i tilluftskanalen er nødvendig og kan gi reduksjon i trykktap i tillegg til plass- og kostnadsbesparelse
- Kan bli litt mer effektivt (lavere effekt til vifter ved høyere SFP)
- Trenger ikke å ta hensyn til drifting av aggregatet for å tilfredsstille varmpumpen slik som standard aggregater.
- Mulighet for å velge naturlig arbeidsmedium som er mer fremtidsrettet og effektivt. Både for miljø, men også økonomisk lønnsomt da man unngår mulig påkrevd utskiftning av kjølemiddel og forhøyede priser på kuldemiddel ved utfasing.
- Større fleksibilitet, slik at varme kan leveres til hele bygget.

Om resultatene og erfaringene med aggregatet er gode, kan en slik løsning med et sentralanlegg bygge grunnlaget for en ny standardisert løsning for store svømmehaller.

## 7 Konklusjon

Kort oppsummert har masteroppgaven behandlet sentrale aspekter ved energibruk i svømmehaller, særlig potensiell energigjenvinning fra varm og fuktig avtrekksluft. Flere metoder for avfuktning er analysert, to standard kombinerte klima- og avfuktningsaggregater, i tillegg et system for avfuktning med én stor sentral varmpumpe.

Resultatene i denne oppgaven viser at et sentralanlegg, der én sentral varmpumpe forsynes med energi fra luftkjølere i avfuktningsaggregatet, vil være mest energiøkonomisk lønnsom. Denne løsningen gir lavest elektrisitetsforbruk til kompressor og vifter, som kan bidra til lavere driftskostnader. Da sentralanlegget har en stor fordel av at det kun er nødvendig med ett varmebatteri i tilluftskanalen, kan SFP-faktoren som er benyttet i beregningene, reduseres, grunnet mindre trykkfall i aggregatet. En reduksjon av SFP-faktoren i simuleringen kan føre til en ytterligere reduksjon i energiforbruket da nødvendig vifteeffekt kan reduseres. Dette kan bidra til at sentralaggregatet fremstår som et enda bedre alternativ enn standardaggregatene.

Fleksibilitet er også en annen klar fordel ved sentralanlegg fremfor løsning med standardaggregater. Det at energi lettere kan flyttes der det er behov, gir en bedre utnyttelse av overskuddsvarme fra avfuktningsaggregatene. Simuleringene av de tre forskjellige aggregatkjøringene som er gjort, viser at det alltid vil være et varmeoverskudd fra kondensatoren, selv etter oppvarming av ventilasjonsluft er dekket. Effektbehovsberegningene for bygget, viser at varmeeffektbehovet til varmt tappevann og blødevann til basseng er relativt lavt, sammenliknet med varmeoverskudd fra avfuktningsaggregatene. Dette vil derfor styrke fordelene av et sentralanlegg i enda større grad, da sentralanlegget ikke vil ha begrenset varmeakkumulering ved kun mulighet til varmeavsetning til vannoppvarming.

Det kan også bemerkes at varmeytelsen i varmpumpen i sentralanlegget er lavere enn for de simulerte standardaggregatene. Dette gir et mindre effektoverskudd fra avfuktningsprosessen, til tross for et lavere effektbehov til ettervarmebatteri i tilluftskanalen. Dette kan tyde på at tilgjengelig varmeenergi fra lavere enn tilgjengelig varmeenergi fra standardaggregatene. Denne antydningen er basert på aggregatkjøringene for de fire forskjellige driftsscenariene, dag/natt og sommer/vinter. Likevel bør det igjen understrekes at systemet med sentral varmpumpe kan være en bedre løsning da denne muliggjør at all overskuddsvarme kan utnyttes.

I sentralanlegget er det antatt større temperaturvirkningsgrad for varmegjenvinner, noe som medfører økt kondensutfelling i kryssveksleren i sentralaggregatet. Dette gjør at nødvendig kjøleeffekt til avfuktning kan reduseres i sentralanlegget og allikevel oppnå samme tilstand i tilluften, som for de andre aggregatene. SMER-faktoren er også høyere for sentralanlegget, slik at mer vann felles ut per energitilskudd.

Det er imidlertid viktig å påpeke at resultatene fra simuleringen er basert på forenklinger for driftsmetode og verdier oppgitt i datablad. Disse verdiene kan endres når driftsforutsetningene endres. Det er med andre ord ikke mulig å understreke at et aggregat er en bedre løsning enn et annet ett når beregningene foreløpig kun gir innledende resultater. For at beregningsmodellen skal bli mest mulig korrekt, er det nødvendig å verifisere beregningsmodellen ved faktiske målinger for aggregatene, med gitte forutsetninger. En verifisering av modellen kan lede til bedre utnyttelse av spillvarme fra avfuktning i praksis basert på de beregninger som inngår i modellen. Dette kan igjen føre til energiløsninger som er i større grad skreddersydd for de rammene en svømmehall setter med tanke på avfuktningsbehov. Det er også fullt mulig at den verifiserte beregningsmodellen kan ha implikasjoner for hvorvidt et sentralanlegg med én stor sentral varmpumpe er en lønnsom løsning for fremtidige svømmehaller.

## 8 Videreføring av arbeid

Det er poengtert at beregningsmodellen må verifiseres for å kunne sammenlikne forskjellige aggregater og deres styringsprinsipp på korrekt vis. Det er derfor nødvendig med faktiske data fra driftskjøringer for å kunne sammenlikne reelle driftssituasjoner for standardaggregater. Likeledes er det nødvendig at modellen for sentralanlegget finjusteres slik at blant annet SFP-faktor og temperaturdifferanser stemmer i størst mulig grad overens med aggregatuforming.

Videre bør det også utføres ytterligere simuleringer som tar høyde for flere driftsscenerier, slik at simuleringene gjenspeiler variasjonen i klimaet gjennom året med større nøyaktighet. Dette kan gi en indikasjon på hvilke avfuktningssprinsipper som bør benyttes ut ifra det gitte klimaet. Beregningen av årlig energiforbruk blir derfor mer korrekt.

Et annet interessant moment videre forskning bør belyse, er å analysere hvordan investeringskostnadene for de ulike aggregatene i tillegg til driftskostnadene kan være bidragsyttere for å avgjøre hvilket aggregat som er mest økonomisk lønnsomt. Dette bør gjøres ved å både ta høyde for ulike rentesatser og variasjon i energipris. Plassbehov kan også være en avgjørende faktor for valg av aggregat ettersom teknisk rom i svømmehaller kan være begrenset. Selv om energiberegninger tilsier at et aggregat åpenbart fremstår som bedre enn andre, spiller det liten rolle dersom plassmangel er et faktum. Spesialtilpassede aggregater kan også betraktes, men da bør driftskostnadene utlikne den gjerne forhøyede investeringskostnaden på sikt. En annen betraktning i forbindelse med kostnader er valg av arbeidsmedium i varmpumper. Da det er poengtert at arbeidsmediet i varmpumpene i standardaggregatene som er undersøkt i denne masteroppgaven vil fases ut på sikt, er dette en betraktning som bør inngå i kostnads kalkylen. Dette er fordi at kostnader tilknyttet til et etter hvert utfaset arbeidsmedium, kan medføre modifikasjoner ved utskifting av medium. Resultatet av dette kan påvirke driftskostnadene ved at de operasjonelle forholdene ved varmpumpen trolig vil forandres.

Videre forskning bør også inkludere å se på tilstand i avkastluften for alle aggregater for å finne varmetap fra ventilasjonsaggregatene som følge av frisklufsutskifting. Potensielle muligheter for utnyttelse av denne energien med for eksempel installering av en ekstra luftkjøler i avkastkanalen, bør inngå i videreføring av arbeidet for å avgjøre om dette kan være et energiøkonomisk alternativ.



I videreføring av arbeidet bør det også utføres ytterligere beregninger for dimensjonering av den sentrale varmepumpen. I dette inngår mulige arbeidsmedier og hvordan temperaturer i varme- og kuldeanlegget påvirker varmepumpens drift. Dessuten bør det i tillegg betraktes hvordan den sentrale varmepumpen kan utnytte avkastluften gjennom en ekstra luftkjøler i avkastkanalen og i hvilken grad dette påvirker dimensjoneringen av varmepumpeanlegget.

Gjennom videre forskning på dette feltet kan den verifiserte beregningsmodellen gjennom simuleringer og godt avveide antakelser potensielt sett bidra til nyskapende løsninger for fremtidens svømmehaller. Muligens kan det energiøkonomiske perspektivet på den kostnadsintensive og energikrevende bygningskategorien svømmehaller, forandres til det bedre i fremtiden ved mer effektiv utnyttelse av energigjenvinning.

## Referanser

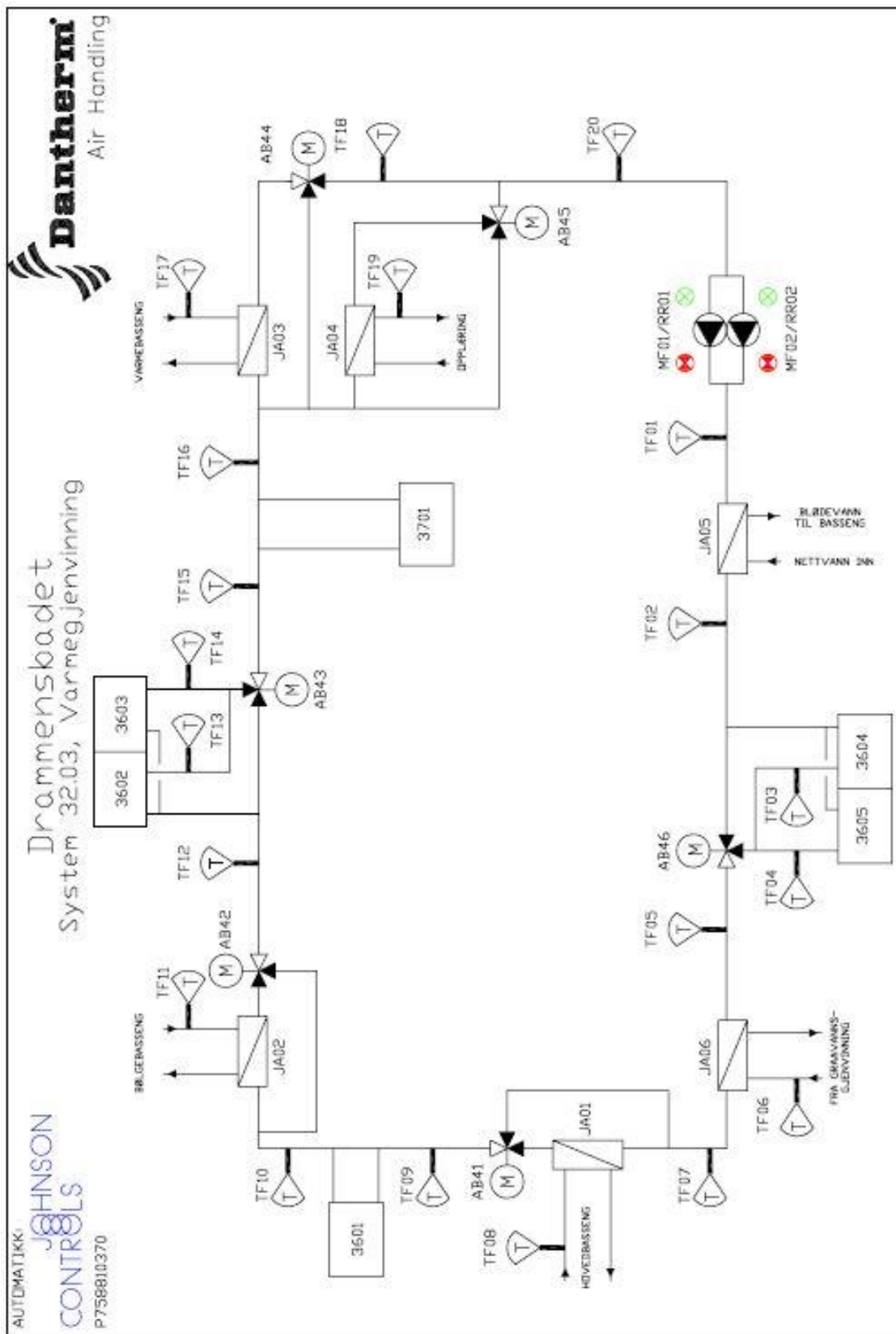
- Asplan Viak. 2014. *Natt* [Online]. www.asplanviak.no: Asplan Viak. Available: <http://arkitektur.asplanviak.no/prosjekter/tromsobadet/> [Accessed 08.04. 2015].
- Bøhlerengen, T., Mehus, J., Waldum, A. M., Blom, P., Farstad, T. & Edvardsen, K. I. 2004. *Bade- og svømmeanlegg*, Oslo, Instituttet.
- Cowi. 2005. *Pirbadet i Trondheim* [Online]. cowi.no. Available: [http://www.cowi.no/SiteCollectionDocuments/cowi/no/menu/02.%20Tjenester/4.%20Bygg/4.%20Kultur-%20og%20idrettsbygg/Andre%20filtyper/RA040\\_056\\_083.pdf](http://www.cowi.no/SiteCollectionDocuments/cowi/no/menu/02.%20Tjenester/4.%20Bygg/4.%20Kultur-%20og%20idrettsbygg/Andre%20filtyper/RA040_056_083.pdf) [Accessed 08.04. 2015].
- Danish Technological Institute. 2014. *Nøgletal, energi- og vandforbrug i svømmehaller* [Online]. teknologisk.dk. Available: <http://www.teknologisk.dk/ydelser/noegletal-energi-og-vandforbrug-i-svoemmehaller/21324> [Accessed 23.03. 2015].
- Dantherm. 2008. *Drammensbadet - Norges største badeland* [Online]. dantherm.com. Available: <https://www.dantherm.com/no/ventilasjon/case-stories/drammensbadet/> [Accessed 25.02. 2015].
- Dantherm 2009. Kølediagram DAN-X XWPS. Dantherm.
- Dantherm. 2015. *DANX XWPS SVØMMEHALLSVENTILASJON* [Online]. dantherm.com. Available: <https://www.dantherm.com/no/ventilasjon/klimaaggregater/danx-xwps-med-varmeveksler-og-varmepumpe/> [Accessed 03.05. 2015].
- Drammen Kommune. 2015. *Om Drammensbadet* [Online]. Drammen: drammen.kommune.no. Available: <https://www.drammen.kommune.no/no/Om-kommunen/Virksomheter/kf/Drammensbadet/Om-Drammensbadet/> [Accessed 19.05. 2015].
- Eggen, G. 1989. Varmepumper til avfuktning av svømmehaller. *STF11 A89021*. Trondheim: SINTEF.
- Eggen, G. 2000. Fjernvarme eller varmepumpe? Ja takk, begge deler. Notat fra seminar 13.10.2000: COWI AS.
- Eggen, G. 2010. Presentasjon Pirbadet. Power Point Presentasjon 19.08.2010: COWI AS.
- Enova. 2013. *Energibruk i ulike bygningstyper* [Online]. enova.no. Available: <http://www.enova.no/innsikt/rapporter/byggstatistikk-2011/4-energibruk-2011/43-energibruk-i-ulike-bygningstyper/43-energibruk-i-ulike-bygningstyper/490/1233/> [Accessed 11.03. 2015].
- Ertesvåg, I. S. 2002. *Fuktig luft* [Online]. Institutt for mekanikk, termo- og fluiddynamikk, NTNU. Available: <http://www.ivt.ntnu.no/ept/fag/tep4125/pensum/fuluft.pdf> [Accessed 08.04. 2015].
- Fjellbu, S. T. 2014. *Varmegjenvinning fra gråvann i bade- og svømmeanlegg* [Online]. VVS aktuelt. Available: <http://www.vvsaktuelt.no/varmegjenvinning-fra-gravann-i-bade-og-svommeanlegg-80386/nyhet.html> [Accessed 12.05. 2015].
- Haugan, T. 2011. *Drammensbadet i ENØK-sammenheng* [Online]. Drammen Eiendom. Available: <http://badparkogidrett.no/wp-content/uploads/2011/03/Trond-Haugan.pdf> [Accessed 19.05. 2015].
- Holberg, A. 2010. *Foredrag: Badeanlegg. Effekt - energi* [Online]. Available: <http://www.betong.net/ikbViewer/Content/794772/%2813%29%20Foredrag%20Atle%20Holberg.pdf> [Accessed 24.04. 2015].
- Holm, Nic. 2015. Personlig kommunikasjon med Dantherm ved Holm per e-post. 17.04.2015-10.06.2015.
- Johansson, L. & Westerlund, L. 2001. Energy savings in indoor swimming-pools: Comparisons between different heat-recovery systems. *Applied Energy*, 70, 281-303.

- Jonassen, O., Walde, P. & Magnussen, O. M. 2007. Sammenligning av langblåste og tverrblåste klippfisktørker. Trondheim: Teknisk Rapport Sintef Energi.
- Jonassen, O. 2015. Muntlig personlig kommunikasjon. Våren 2015.
- Kampel, W., Aas, B. & Bruland, A. 2013. Energy-use in Norwegian swimming halls. *Energy and Buildings*, 59, 181-186.
- Kampel, W., Aas, B. & Bruland, A. 2014. Characteristics of energy-efficient swimming facilities – A case study. *Energy*, 75, 508-512.
- Magnussen, O. M. Varmepumper og energi. Fagseminar klippfisktørking, 13.10. 2010 Ålesund. SINTEF Energi AS.
- Marcussen, E. Ø. 2013. *Analyserapport Folkebad i Tromsø* [Online]. tromso.kommune.no. Available: <http://img8.custompublish.com/getfile.php/2552796.1308.ydwpspsbbb/Analyserapport.pdf?return=www.tromso.kommune.no> [Accessed 10.03. 2015].
- Mathisen, H. M., Lysne, H. N., Hanssen, S. O., Dragsholt, F. & Thunes, J.-V. 1990. Fordunstning i svømmehaller. *STF15 A90019*. Trondheim: SINTEF.
- Miljødirektoratet. 2015. *Reguleringa av HFK-gass i kuldeanlegg vert innskjerpa* [Online]. miljødirektoratet.no. Available: <http://www.xn--miljodirektoratet-oxb.no/no/Nyheter/Nyheter/2015/Juni-2015/Reguleringa-av-HFK-gass-i-kuldeanlegg-vert-innskjerpa/> [Accessed 11.06. 2015].
- Moran, M. J. & Shapiro, H. N. 2010. *Fundamentals of engineering thermodynamics*, Hoboken, N.J., Wiley.
- Ntnu & Sintef 2007. *ENØK i bygninger: effektiv energibruk*, Oslo, Gyldendal undervisning.
- Polak, K. 2008. VENTØK-blad 3.1.1. *Ventilasjon av svømmehaller - del 1*.
- Sandberg, E. 2007. *Klimadata M21* [Online]. www.met.no og VVS-foreningen. Available: <http://www.vvskunnskap.no/produkter/9-kompetansebiblioteket---nettbutikk/33-klimadata-m21---programverktøy/> [Accessed 26.03. 2015].
- Sintef Byggforsk. 2003. *552.315 Ventilasjon og avfukting i svømmehaller og rom med svømmebasseng* [Online]. Available: <http://bks.byggforsk.no/DocumentView.aspx?sectionId=2&documentId=534> [Accessed 10.04. 2015].
- Steene, J. 2014. *Termodynamikk for varmepumpeprosessen* [Online]. Trondheim: Norges Teknisk- Naturvitenskapelige Universitet. [Accessed Forelesning 02.02. 2014].
- Stene, J. 1993. *Varmepumper: industrielle anvendelser*, Trondheim, SINTEF energiforskning, Klima- og kuldeteknikk.
- Stene, J. 2001. *Varmepumper: grunnleggende varmepumpeteknikk*, Trondheim, SINTEF.
- Stiftelsen Trondheim Pirbad. 2015. *Om Pirbadet* [Online]. pirbadet.no. Available: <http://pirbadet.no/fakta> [Accessed 13.04. 2015].
- Sørli, R. 2014. Avfuktningsprinsipp med varmegjenvinner og varmepumpe. In: SKISSEPROSJEKT TROMSØBADET (ed.).
- Technical University of Denmark (Dtu) 2015. Software: CoolPack.
- Teknisk Forskrift. 2010. *Byggteknisk forskrift med veiledning (TEK 10)* [Online]. dibk.no. Available: <http://dibk.no/no/BYGGEREGLER/Gjeldende-byggeregler/Veiledning-om-tekniske-krav-til-byggverk/?dpx=/dpx/content/tekniskekrav/14/4/> [Accessed 23.03. 2015].
- Waikato Energy Reserach Centre. 2014. *Pinch Analysis* [Online]. Industrial Energy Efficiency Division. Available: [http://www.energyefficiencynz.com/#!\\_\\_capability/pinch-anaylsis](http://www.energyefficiencynz.com/#!__capability/pinch-anaylsis) [Accessed 05.04. 2015].
- Zijdemans, D., Stensaas, L. I., Røed, S., Skjevraak, G. & Palm, A. 2012. *Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer*, Oslo, Skarland press.

Øen, M. 2010. *Svømmehaller og krav til energieffektivitet*. Masteroppgave, NTNU.

# Vedlegg

## Vedlegg 1 Systemskjema gjenvinningskrets Drammensbadet



Figur 8.1 Systemskjema gjenvinningskrets Drammensbadet (Dantherm, 2015)

## Vedlegg 2

Formler benyttet fra hxLib i Excel, norsk versjon. Alle parametere er oppgitt i SI enheter.

Absolutt fuktighet x i [g/kg]	= HX_X_trh(101325;T;RF)*1000
Entalpi h i [kJ/kg]	= HX_H_trh(101325;T;RF)/1000
Duggpunktstemperatur Tdugg i [°C]	= HX_Tdugg_trh(101325;T;RF)
Duggpunktstemperatur hdugg i [kJ/kg]	= HX_H_trh(101325;T;RF)/1000
Relativ fuktighet RF i [%]	= HX_RH_tx(101325;T;x)

### Vedlegg 3 Beregning av soltilskudd

	Våt sone	Tørr sone øvrig	Trening
Aw	m <sup>2</sup>	m <sup>2</sup>	m <sup>2</sup>
Sør	250	97	-
Vest	315	-	-
Nord	219	-	40
Øst	-	297	33

Tabell 8-1 Vindusarealer inkludert karm og ramme

As	Våt sone	Tørr sone øvrig	Trening
Avindu	m <sup>2</sup>	m <sup>2</sup>	m <sup>2</sup>
Sør	102	39,576	0
Vest	128,52	0	0
Nord	89,352	0	16,32
Øst	0	121,176	13,464

Tabell 8-2 Effektivt vindusareal for soltilskudd

Våt sone	Timer	NORD 90	ØST/VEST 90	SØR 90	Tot
	h	kWh	kWh	kWh	kWh
Januar	744	-	-	-	-
Februar	672	161	694	2 662	3 517
Mars	744	724	3 470	6 885	11 079
April	720	1 448	6 709	8 078	16 235
Mai	744	2 975	8 212	7 069	18 256
Juni	720	4 021	8 212	6 334	18 567
Juli	744	3 619	8 444	6 793	18 856
August	744	1 850	5 668	5 692	13 209
September	720	885	3 123	4 682	8 689
Oktober	744	322	1 157	3 121	4 600
November	720	-	-	92	92
Desember	744	-	-	-	-
År	8760	16 003	45 689	51 408	113 100

Tabell 8-3 Varmetilskudd fra sol i kWh for våt sone

Øvrige arealer	Timer	NORD 90	ØST/VEST 90	SØR 90	Tot
	h	kWh	kWh	kWh	kWh
Januar	744	-	-	-	-
Februar	672	-	654	1 033	1 687
Mars	744	-	3 272	2 671	5 943
April	720	-	6 325	3 134	9 460
Mai	744	-	7 743	2 743	10 486
Juni	720	-	7 743	2 458	10 201
Juli	744	-	7 961	2 636	10 597
August	744	-	5 344	2 208	7 552
September	720	-	2 945	1 817	4 761
Oktober	744	-	1 091	1 211	2 302
November	720	-	-	36	36
Desember	744	-	-	-	-
År	8 760	-	43 078	19 946	63 024

Tabell 8-4 Varmetilskudd fra sol i kWh for øvrige arealer

Treningszone	Timer	NORD 90	ØST/VEST 90	SØR 90	Tot
	h	kWh	kWh	kWh	kWh
Januar	744	-	-	-	-
Februar	672	29	73	-	102
Mars	744	132	364	-	496
April	720	264	703	-	967
Mai	744	543	860	-	1 404
Juni	720	734	860	-	1 595
Juli	744	661	885	-	1 546
August	744	338	594	-	932
September	720	162	327	-	489
Oktober	744	59	121	-	180
November	720	-	-	-	-
Desember	744	-	-	-	-
År	8 760	2 923	4 786	-	7 709

Tabell 8-5 Varmetilskudd fra sol i kWh for treningszone



## Vedlegg 4 Tekniske data til Dantherm sitt aggregat DanX XWPS

Klimatisering av svømmehaller og badeanlegg

**Dantherm**

### Tekniske data svømmehallsaggregat DanX XWPS:

(rev. 03.03.10)

XWPS	Enhet:	2/4	3/6	5/10	7/14	9/18	12/24	16/32
Nominell luftmengde	m <sup>3</sup> /h	3 350	4 500	8 400	12 500	15 500	21 500	25 500
<b>Maksimal luftmengde</b>	<b>m<sup>3</sup>/h</b>	<b>4 500</b>	<b>6 000</b>	<b>10 000</b>	<b>14 000</b>	<b>19 000</b>	<b>25 000</b>	<b>33 000</b>
Ekstern trykfall <sup>1)</sup>	Pa	300	300	300	300	300	300	300
Friskluftmengde	%	0-100	0-100	0-100	0-100	0-100	0-100	0-100

Friskluftfilter / avtrekkfilter	F7	F7	F7	F7	F7	F7	F7	F7
---------------------------------	----	----	----	----	----	----	----	----

Nattdrift i henhold til VDI 2089 <sup>2)</sup>	kg/h	10,1	16,2	25,6	33,9	44,5	65,4	77,9
Dagdrift i henhold til VDI 2089 <sup>2)</sup>	kg/h	21,7	29,1	54,4	80,9	100,3	139,1	165,2
Dagdrift med normal friskluftandel <sup>3)</sup>	kg/h	18,4	27,9	48,3	69,4	88,1	124,3	147,5

Varmeavgivelse varmeveksler/varmepumpe <sup>4)</sup>	kW	18,3	28,3	45,5	60,4	79,6	118,9	142,7
Varmeeffekt	kW	9,3	14,9	22,8	28,5	38,9	60,5	73,5
Varmeavgivelse varmeveksler/varmepumpe <sup>3)</sup>	kW	21,2	32,8	54,5	74,4	98,0	144,7	171,6
Varmeeffekt	kW	6,7	12,5	17,7	20,5	30,6	49,7	59,8
Kompressor COP <sup>3)</sup>		5,1	5,6	5,9	5,9	5,6	5,1	5,0

<b>Normal viftemotorstr. største luftmengde</b>	<b>kW</b>	<b>2,2</b>	<b>3,0</b>	<b>4,0</b>	<b>5,5</b>	<b>7,5</b>	<b>11,0</b>	<b>15,0</b>
Tilluftvifte <sup>5)</sup>	kW	1,1	1,4	2,9	4,2	5,5	8,4	9,2
Avtrekkvifte <sup>5)</sup>	kW	1,0	1,3	2,7	3,9	5,3	8,1	8,8
Kompressorstørrelse		HRP040	HRP060	HRP094	SZ120	SZ160	SZ240	SZ300
Effektforbruk kompressor <sup>3)</sup>	kW	2,6	3,6	5,4	7,1	9,8	16,3	20,2
Totalt effektforbruk <sup>3)</sup>	kW	4,4	6,0	10,3	14,0	18,7	29,8	35,2
SFP <sup>3)</sup>	kJ/m <sup>3</sup>	2,4	2,3	2,4	2,2	2,3	2,5	2,3
Belastning full effekt, max 3x400V	A	14,2	16,4	26,1	43,3	59,4	77,7	91,3
Belastning full effekt, max 3x230V	A	24,8	37,6	47,4	69,9	100,0	133,0	143,0

Varmebatteri <sup>6)</sup>	RR	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
Max varmeavgivelse	kW	15,5	21,2	39,5	62,4	73,5	102,0	119,0
Max lufttemperatur ut	°C	43,7	44,1	44,0	44,7	44,2	44,2	43,8
Vannmengde	l/s	0,2	0,2	0,4	0,7	0,8	1,1	1,4
Trykfall vannside	kPa	2,2	3,4	3,5	4,1	4,5	4,2	3,8
Tilslutning varmbatteri	"	¾	¾	1,0	1 ¼	2,0	2,0	2,0

Varmeavgivelse vannkjølt kondensator <sup>7)</sup>	kW	8,0	13,0	19,0	29,0	29,0	46,0	46,0
Max vannmengde	l/h	800	1 250	1 900	2 750	2 750	5 300	5 300
Trykfall vannsiden	kPa	28,0	32,0	38,0	40,0	40,0	33,0	33,0
Temperaturøkning (max flow)	K	13,0	12,0	12,0	11,0	14,0	12,0	13,0
Tilslutning vannkjølt kondensator	"	¾	¾	¾	¾	¾	1,0	1,0

<sup>1)</sup> Høyere ekstern trykfall mulig

<sup>2)</sup> Svømmehallklima 30°C / 54% RF

<sup>3)</sup> Svømmehallklima 30°C / 54% RF, med 30% friskluft 5°C / 85% RF

<sup>4)</sup> Svømmehallklima 30°C / 55% RF, nattdrift, i henhold til VDI 2089

<sup>5)</sup> 100% friskluft

<sup>6)</sup> Lufttemperatur inn 30°C, vanntemperatur 70° / 50°C

<sup>7)</sup> Vanntemperatur 30°C / HP: 40°C

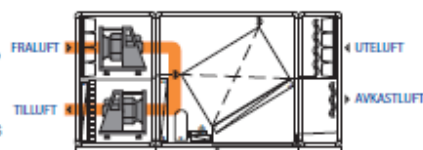
Kap. 4, Tekniske data

## Vedlegg 5 Funksjonsbeskrivelse Menerga aggregat ThermoCond 37

### Funksjonsbeskrivelse

#### Nattdrift

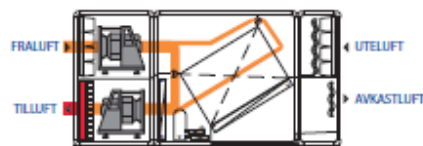
I nattdrift hvis det ikke er behov for avfukting eller temperaturregulering, går aggregatet i omluft og med redusert luftmengde. Ved et varmebehov vil tilluften varmes opp over VVB.



#### Omluftdrift oppvarming

Gjennom VVB blir svømmehallen oppvarmet etter behov. For å redusere det interne trykktapet vil bypass-spjeldet over veksleren åpnes.

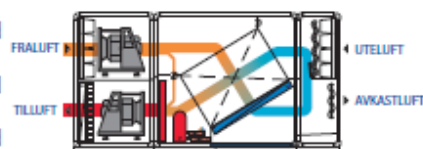
Uteluft- og avkastluft spjeldene forblir stengt.



#### Omluftdrift avfukking

I omluftdrift avfuktes fraluften over varmepumpens fordampner. Denne prosessen forsterkes over varmeveksleren. Den allerede avkjølte og tørre fraluften forvarmes i varmeveksleren av fraluften fra svømmehallen. På den andre siden av varmeveksleren fører dette til en forkjøling av fraluften til nær sin duggpunkttemperatur. Den nå forvarmede, avfuktede tilluften blir deretter blandet med andelen av

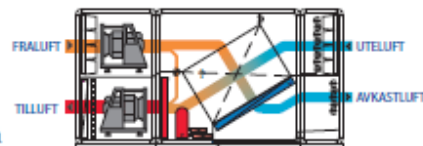
ubehandlet fraluft, oppvarmet av kondensatoren i varmepumpen med energien fra avfuktingsprosessen og igjen tilført som varm, tørr tilluft til svømmehallen. Varmepumpen er dimensjonert og optimalt tilpasset med et avfuktgsenergibehov lavere enn 0,17 kWh/kg, Er ikke varmeeffekten fra varmepumpen tilstrekkelig til å heve tilluften til ønsket temperatur, benyttes det integrerte VVB



#### Badedrift

I badedrift blir den sirkulerende luften av hygieniske grunner blandet med en nødvendig minimum andel uteluft (VDI 2089). Uteluftenandelen er avhengig av den faktiske fordampning (og dermed antall badende i svømmebassenget)

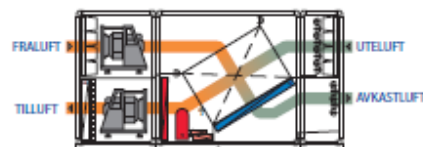
og utendørs luftfuktighet. Dette justeres kontinuerlig. Er ikke varmegjenvinning og varmepumpens effekt tilstrekkelig for å oppnå ønsket tilluftstemperatur vil VVB bidra til å heve temperaturen videre til ønsket temperatur er oppnådd.



#### Uteluft- Avkastluft drift

Med økende uteluftfuktighet og/eller omgivelsestemperaturer stenger bypass spjeldet trinnløst etter behov. Ved høy utendørs luftfuktighet, lukkes spjeldet helt, aggregatet opererer i ren uteluft fraluft drift over varmeveksleren.

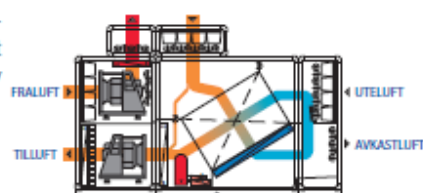
Varmeeffekten fra varmepumpen fordeles avhengig av behov til tilluften, kjølemiddeletterkjøleren eller til bassengvannkondensatoren (BVK).



#### Opsjon

Om sommeren kan det være nødvendig og økonomisk for å opprettholde klimaet i svømmehallen å benytte et ekstra spjeld system. Uteluft- og avkastluft spjeld 2 åpnes, hvor en del foravkjøles gjennom veksleren og videre blir avkjølt igjennom fordampneren til under duggpunktet. Deretter blir luften varmet opp igjen i veksleren, tørr og noe kaldere blandes

den med en del av den ubehandlet uteluft og videre som tilluft i hallen. Er det ikke behov for videre oppvarming av tilluften til svømmehallen føres kondenseringsvarmen via avkastluftkondensatoren ut i det fri. Der hvor det er installert bassengvannkondensator (BVK) legges overskuddsenergien på denne først.



\* BVK: kun Aggregattype 37 xx 11

Aggregattype	uten Bassengvannkondensator		37 13 01	37 16 01	37 19 01	37 25 01	37 32 01	37 36 01
	med Bassengvannkondensator		37 13 11	37 16 11	37 19 11	37 25 11	37 32 11	37 36 11
Nominell luftmengde	m <sup>3</sup> /h		12600	15800	19000	25000	32000	36000
Avfuktingskapasitet ihht. VDI 2089	kg/h		82,4	103,3	124,2	163,4	209,2	235,3
Avfuktingskapasitet i omluftdrift	kg/h		35,5	41,8	53,5	63,2	82,1	101,9
Effektfaktor varmepumpe <sup>1</sup>	COP		8,6	8,7	8,6	8,4	8,9	8,2
Merkestrøm <sup>2</sup>	kW		15,8	19,3	23,3	33,0	40,9	47,8
Stromaufnahme <sup>2</sup>	A		41,9	55,6	66,8	83,0	107,5	133,5
Driftspenning			3 / N / PE 400V 50 Hz					
Eksternt trykktap								
Tilluft- og Uteluftkanal	Pa		400	400	400	500	500	500
Fraluft- og Avkastluftkanal	Pa		400	400	400	500	500	500
Lydeffektnivå <sup>3</sup>								
Tilluftstuss	dB(A)		76	74	72	73	74	75
Fraluftstuss	dB(A)		73	74	75	77	78	78
Uteluftstuss	dB(A)		76	74	72	73	74	75
Avkastluftstuss	dB(A)		71	72	73	75	76	76
Lydtrykk i 1m avstand fra aggregat <sup>3</sup>	dB(A)		64	62	62	63	64	64
Vifteenheter								
Tilluftmotor <sup>4</sup>	kW		5,57	7,05	8,19	11,99	15,01	16,58
Fraluftmotor <sup>4</sup>	kW		4,97	6,11	7,25	10,88	14,17	15,42
Tilluftmotor i omluftdrift <sup>4</sup>	kW		3,49	4,42	5,38	7,76	10,05	10,79
Fraluftmotor i omluftdrift <sup>4</sup>	kW		3,64	4,48	5,46	8,03	10,40	11,16
SFP-Kategori Tilluft   Fraluft i omluftdrift			1 2	1 2	1 2	1 3	3 3	2 3
Integrert Varmepumpe								
Fyllmengde kjølemedie R407C (uten BVK   med BVK)	kg		120 180	120 270	180 310	180 400	280 500	350 500
Kompressoreffekt i omluftdrift <sup>5</sup>	kW		5,8	6,7	8,7	10,4	13,4	17,2
Varmeeffekt varmepumpe i omluftdrift <sup>5</sup>	kW		40,2	47,9	60,6	72,5	94,6	114,3
Kompressoreffekt i UL-drift	kW		5,3	6,1	7,9	10,1	11,7	15,8
Varmeeffekt varmepumpe UL-drift	kW		41,0	48,3	61,6	75,6	94,2	117,1
Kjølemiddelletterkjøler <sup>6</sup>								
Varmeeffekt UL-drift	kW		4,4	5,0	6,6	8,8	9,6	12,7
Vannmengde	m <sup>3</sup> /h		0,38	0,41	0,55	0,68	0,82	0,98
VVB								
Varmeeffekt <sup>7</sup>	kW		78,2	100,1	119,5	160,0	210,1	239,1
Vannmengde og trykktap								
VVB <sup>7</sup>	m <sup>3</sup> /h   kPa		4,38   3,8	5,27   3,3	6,53   3,5	8,53   3,2	9,99   3,6	11,75   3,8
Shuntventil <sup>7</sup>	m <sup>3</sup> /h   kPa		4,38   7,5	5,27   4,5	6,53   6,8	8,53   4,5	9,99   6,2	11,75   8,6
Bassengvannkondensator <sup>8</sup>								
Varmeeffekt	kW		37,9	46,5	58,6	70,0	91,1	109,9
Temperaturheving bassengvann	K		8,4	6,7	8,4	7,7	6,5	7,9
Vannmengde bassengvann	m <sup>3</sup> /h		3,9	6,0	6,0	7,8	12,0	12,0
Trykktap gjennom kondensatoren	kPa		16,9	12,6	12,6	6,9	15,7	15,6
Kompressoreffekt i omluftdrift <sup>9</sup>	kW		6,3	6,5	8,6	10,1	12,9	16,9
Anslutninger								
VVB-Anslutning	DN		40	40	40	50	50	65
Shuntventil-Anslutning	DN		32	40	40	50	50	50
Kjølemiddelletterkjøler-Anslutning	DN		15	20	20	20	20	20
Kondensvlop	DN		40	40	40	40	40	40
Bunnavløp	DN		20   40	20   40	20   40	20   40	20   40	20   40
BVK-Anslutning <sup>10</sup>	DN		40	50	50	63	63	63

Alle oppgitte verdier er ved  
Nominell luftmengde og fralufttilstand 30°C / 53,7 % r.F.,  
Utelufttilstand 8°C / 86 % r.F., med mindre annet er oppgitt

3 ved 250 Hz middelfrekvens  
4 ved middels løfte flitt  
5 omluftavfuktningdrift uten BVK  
6 ved vanntemperatur 10°C  
7 i omluftdrift oppvarming; Tur = 70°C, TL = 50°C  
8 avgitt oftekt; ved vanntemperatur 28° C  
9 i omluftavfuktningdrift med BVK  
10 aggregat med Bassengvannkondensator

Tekniske mål og data må bekreftes ved prosjektering og bestilling.

1 Inkl. varmeeffekt på kjølemiddelletterkjøleren i UL-drift  
2 avhengig av aggregatkonfigurasjon og utstyr

