

Modellering og analyse av energisystem for en innendørs ishall

Snorre Nordbo Olsen

Master i energi og miljø

Innlevert: desember 2015

Hovedveileder: Trygve Magne Eikevik, EPT

Medveileder: Bjørn Aas, Senter for idrettsanlegg og teknologi (SIAT)

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Institutt for energi- og prosessteknikk

EPT-M-2015-64

MASTER THESIS

for

Student Snorre Olsen

Fall 2015

Modeling and Analysis of Energy System for an Indoor Ice-rink*Modellering og analyse av energisystem for en innendørs is-hall***Background and objective**

In Norway, there are approximately 45 indoor ice-rinks, with a substantial variation in age, building services systems, operations and heat recovery. Research done by NTNU SIAT shows large variation in indoor climate and energy consumption. The main energy systems are; refrigeration system for the ice, dehumidification and ventilation of the hall and the total energy system. Normally there is no link between the refrigeration system and the energy system (no heat recovery from the refrigeration system). It is a need to understand better the special climatic conditions in such facilities, and the ice rink may be described as three different concepts:

1. The core, an ice-rink only. Room temperature +6°C, no spectators
2. The typical Norwegian facility. Room temperature +10 to +14°C, 500 spectators
3. The event arena. Room temperature +14 to +18°C, 5000 spectators, possible use for non-sport activities as concerts, exhibitions etc.

In all cases, the athlete's area requires an air temperature 0 to +4°C with a relative humidity of 50-60%.

From the Ice-hockey union, the strategy is to developing 10 new indoor ice rinks in Norway the coming 10 years. The thesis will contribute to an improved level of knowledge with respect to the energy system in the new facilities. The case will be an ice rink in the event arena category, with spectator capacity of >5000. The arena is Jordal Amfi in Oslo, and are at a preliminary stage in the planning with a defined concept of the thermal energy system. The energy system includes use of geothermal energy storage, CO₂ refrigeration system with heat recovery and different operational situations and loads.

The main objective for the thesis is to develop a simulation model to analyze the total energy system for the ice rink and the hall. The simulation model will be developed using the software Dymola/Modelica. The simulations should include different concepts and cases, reflecting variations in outdoor climate and the influence of activity and the number of spectators in the hall.

The following tasks are to be consider:

1. Literature review related to the scope of work of the thesis
2. Specification of the different concepts and cases to be evaluated
3. Developing the simulation model in Dymola/Modelica software

4. Analysis of the different concepts and cases
5. Make a draft scientific paper based on the main results of the thesis
6. Make suggestion for further work

-- ” --

Within 14 days of receiving the written text on the master thesis, the candidate shall submit a research plan for his project to the department.

When the thesis is evaluated, emphasis is put on processing of the results, and presented in tabular and/or graphic form in a clear manner, and that they are analyzed carefully.

The thesis should be formulated as a research report with summary both in English and Norwegian, conclusion, literature references, table of contents etc. During the preparation of the text, the candidate should make an effort to produce a well-structured and easily readable report. In order to ease the evaluation of the thesis, it is important that the cross-references are correct. In the making of the report, strong emphasis should be placed on both a thorough discussion of the results and an orderly presentation.

The candidate is requested to initiate and keep close contact with his/her academic supervisor(s) throughout the working period. The candidate must follow the rules and regulations of NTNU as well as passive directions given by the Department of Energy and Process Engineering.

Risk assessment of the candidate's work shall be carried out according to the department's procedures. The risk assessment must be documented and included as part of the final report. Events related to the candidate's work adversely affecting the health, safety or security, must be documented and included as part of the final report. If the documentation on risk assessment represents a large number of pages, the full version is to be submitted electronically to the supervisor and an excerpt is included in the report.

Pursuant to “Regulations concerning the supplementary provisions to the technology study program/Master of Science” at NTNU §20, the Department reserves the permission to utilize all the results and data for teaching and research purposes as well as in future publications.

The final report is to be submitted digitally in DAIM. An executive summary of the thesis including title, student's name, supervisor's name, year, department name, and NTNU's logo and name, shall be submitted to the department as a separate pdf file. Based on an agreement with the supervisor, the final report and other material and documents must be given to the supervisor in digital format. All relevant data collected and produced during the project shall be delivered to the supervisor on a Memory stick at the end of the project.

- Work to be done in lab (Water power lab, Fluids engineering lab, Thermal engineering lab)
- Field work

Department of Energy and Process Engineering, August 17th 2015



Prof. Olav Bolland
Department Head

Research Advisor:
Bjørn Aas, NTNU SIA

Prof Trygve M. Eikevik
Academic Supervisor
e-mail: Trygve.m.eikevik@ntnu.no

e-mails
bjorn.aas@ntnu.no

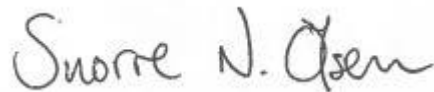
Forord

Denne masteroppgaven er utført høsten 2015 hos Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet (NTNU). Den er skrevet ved Institutt for energi- og prosessteknikk som den avsluttende delen av studieprogrammet «Energi og miljø».

Jeg vil rette en takk til min veileder professor Trygve M. Eikevik for gode råd og tips underveis i arbeidet. Min medveileder, overingeniør Bjørn Aas fortjener en særdeles stor takk for all hjelp, støtte og innspill med oppgaven under hele veien fra start til slutt.

Hjelpen fra Ph.D-kandidat Zhequan Jin har vært svært verdifull for arbeidet - Thank you very much for your help, Zhequan. Forsker Wolfgang Kampel som har bidratt med råd og hjelp fortjener også en takk.

Til slutt vil jeg benytte anledningen til å gi mine foreldre en oppmerksomhet. Deres kontinuerlige støtte gjennom tiden på NTNU har vært uvurderlig.



Snorre N. Olsen

18. desember 2015

Trondheim

Sammendrag

Det skal bygges flere nye ishaller i Norge de kommende årene, blant annet nye Jordal Amfi. I lys av verdens klimautfordringer er det et tidsriktig energisystem som er planlagt i denne ishallen. Her benyttes det CO₂ både som arbeidsmedium og sekundærmedium, samtidig som det er et stort fokus på utnyttelse av varmen fra kjøleanlegget. Systemet benytter også energibrønner for å unngå bruk av høykvalitets energi.

Tre dynamiske simuleringsmodeller av et energisystem til en ishall er utviklet i denne oppgaven, med utgangspunkt i det tiltenkte systemet til nye Jordal Amfi. Modellene er utviklet i det Modelica/Dymola-baserte simuleringsverktøyet TIL Suite. De tre modellene er basert på typiske driftssituasjoner for anlegget og skiller seg i hvordan energibrønner blir brukt. I den ene modellen blir energibrønnene brukt som ekstra varmekilde i tillegg til isbanen. I den andre blir de brukt som varmesluk. Den tredje benytter ikke energibrønner, og eventuell overskuddsvarme blir dumpet til uteluften.

Det er simulert i fire ulike perioder gjennom driftssesongen fra mai til august med varighet på én uke. Med bakgrunnsmateriale fra forprosjektrapporten til nye Jordal Amfi er det gjort et estimat på varmebehovet i disse periodene. Estimaten tilsier at gjennom driftssesongen vil det knapt være overskuddsvarme, og det er et stort behov for en ekstra varmekilde for å dekke varmebehovet gjennom sesongen. Dette resulterte i at modellen med energibrønner som varmesluk ikke ble benyttet.

Det ble beregnet en gjennomsnittlig effektfaktor ($COP_{kjøl}$) i hver periode fra simuleringene. Den laveste er på 2,17 i august, mens den høyeste er registrert til 2,56 i november. I november og januar ble det benyttet energibrønner som ekstra varmekilde, der bidraget fra de var på henholdsvis 70 kW og 160 kW for å møte varmebehovet. Det er beregnet til at anlegget skal yte 168 kW uten bidrag fra energibrønner. Det er omtrent hva som er maksimalt samtidig varmebehov i august og mai. Det ble derfor i disse periodene ikke brukt energibrønner som ekstra varmekilde, men det ble levert kun 141 kW og 145 kW i disse periodene. Årsaken til dette avviket tilskrives simuleringsproblemer med luftkjøleren som resulterte i en lavere total varmeleveranse. Energibrønnene sto i november og januar for henholdsvis 38 % og 57 % av den totale energien fra fordampere.

Med tanke på at det skal bygges flere nye ishaller er simuleringsmodellene konstruert på en slik måte at de kan benyttes i arbeidet med andre anlegg. Dette gjøres ved å justere modellen til andre ytelseskrav, e.g. forskjellig fordamperytelse, varmtvannsbehov, istemperatur og behov for bygningsoppvarming.

Resultatene viste at det er et behov for en ekstra varmekilde utenom isbanen gjennom store deler av sesongen, og en klimanøytral og rimelig løsning som energibrønner vil være avgjørende for energiregnskapet og driftskostnader. Videre er det avdekket utfordringer med simuleringsmodellene slik at en videreutvikling er nødvendig for å øke nøyaktigheten rundt resultatene.

Abstract

Several new indoor ice rinks are to be built in Norway the coming years, including the new Jordal Amfi in Oslo. In the light of the world's climate challenge, it is a timely energy system planned in new Jordal Amfi. CO₂ is planned used as both working fluid and secondary fluid, while there is a big focus on the utilization of heat from the refrigeration system. It also includes the use of energy wells to avoid use of high quality energy.

Three dynamic simulation models of an energy system, based on the intended system to new Jordal Amfi is developed. It's used the Modelica / Dymola-based simulation tool TIL Suite in the development. The models is reflecting the systems main different operating conditions which relies on the use of energy wells. In one model, the energy wells function as a heat source in addition to the ice rink. In the second they are used as heat sinks. The third does not include energy wells, and any excess heat is dumped to the outside air.

It's simulated four different periods in the operating season stretching from August to May, with each period lasting one week. With background material from the preliminary report for new Jordal Amfi it's made an estimate of these periods' heat demand. Estimates suggest that in the operating season it will hardly be surplus of heat to dump to outside air or to send back to the energy wells. It's rather a great need for energy wells as an additional heat source to meet the heat demand throughout the season. Because of these estimates, the model with energy wells as a heat sink wasn't used.

From the simulations an average COP_{cool} was calculated for each period. The lowest is 2.17 in August, while the highest recorded is 2.56 in November. In November and January energy wells was used as an extra heat source. To meet the heat demand the contribution in these periods were 70 kW and 160 kW, respectively. It is estimated that the plant will provide 168 kW without contributions from energy wells. This is slightly higher then the heat demand in August and May. Therefore, it was simulated without using energy wells, but it delivered only 141 kW and 145 kW during these periods. This deviation is attributed to simulation problems with air cooler which resulted in a lower total heat capacity. In November and January, the energy wells stood for 38 % and 57 % of the total evaporator energy, respectively.

Bearing in mind the new ice rinks to come, simulation models are constructed in such a way that they can be used in the work of other facilities. This is done by the ability to change the energy systems performance requirements, e.g. evaporator capacity, demand for hot water, ice temperature and heat demand.

It came clear of the results it's a substantial need for an additional heat source to the ice rink throughout the season. A climate neutral and cost effective heat source as geothermal heat is critical for the energy budget and operating costs. Further, it revealed possibilities for improvement of the simulation models, which will increase the results' accuracy.

Innhold

Forord	I
Sammendrag	II
Abstract	III
Figurliste	VI
Tabelliste	VIII
1 Introduksjon	1
2 Teori.....	3
2.1 Energibruk i ishaller	3
2.2 Vannforbruk.....	7
2.3 Geotermisk energilager	7
2.4 Arbeidsmedier	9
2.5 CO ₂ som arbeidsmedium	10
2.6 Modellering og simulering.....	12
3 Litteraturstudie.....	14
3.1 Kjøleanlegg i ishall	14
3.2 CO ₂ som sekundærmedium.....	15
3.3 Varmelaster i ishall	16
3.4 Varmebehov i en ishall	19
3.5 Eksempel på ishall med CO ₂ -basert kjøleanlegg	20
3.6 Modellering og simulering.....	22
4 Jordal Amfi.....	23
4.1 Dagens anlegg.....	23
4.2 Nye Jordal Amfi.....	23
4.3 Energisystem	26
4.4 Varmeanlegg.....	26

4.5	Geoenergisystem.....	28
5	Metode	29
5.1	Litteratur- og dokumentstudie	29
5.2	Grunnlag for simulering.....	30
5.2.1	Antakelser, avgrensinger og forenklinger	30
5.2.2	Simuleringsperioder	32
5.2.3	Varme- og kjølebehov	32
5.3	Simuleringsmodellene	35
5.3.1	Basismodell.....	35
5.3.2	Modell med energibrønn som varmekilde.....	37
5.3.3	Modell med energibrønn som varmesluk	39
5.3.4	Størrelser på hovedkomponenter	40
5.4	Begrensninger i modellene.....	41
5.5	Temperaturer fra energibrønner.....	42
6	Resultater	43
7	Analyse og diskusjon.....	44
8	Konklusjon	51
9	Forslag til videre arbeid og forskning	53
10	Litteraturliste.....	54
	Vedlegg A: Supplerende resultater fra simuleringer	57
	Vedlegg B: Statistiske beregninger i regneark	65
	Vedlegg C: Effektivitasjoner døgnavis	74
	Vedlegg D: Hovedkomponenter i simuleringsmodeller	76
	Vedlegg E: EED-rapport	78
	Vedlegg F: Utkast til artikkel	83

Figurliste

Figur 1: Energiposter i ishall (Rogstam og Hjert, 2010).....	3
Figur 2: Prinsipiell skisse av et kjøleanlegg	4
Figur 3: Illustrativ skisse av energibrønn (Stene, 2015c)	7
Figur 4: Effekt- og temperaturvariasjoner gjennom året (Stene, 2015)	8
Figur 5: Utvikling av arbeidsmedier (Calm, 2008)	9
Figur 6: Eksempel på en transkritisk prosess	11
Figur 7: Konvensjonell og transkritisk varmepumpe (Stene, 2015b).....	11
Figur 8: Struktur i TIL (skjermbilde Dymola).....	13
Figur 9: Prinsipielle skisser for indirekte (venstre) og direkte (høyre) system	14
Figur 10: Sesongvariasjoner i strålingsintensitet (Daoud et al., 2008)	16
Figur 11: Andelsfordeling av varmelaster i ishall (ASHRAE, 2010).....	18
Figur 12: Typisk oppbygging av gulv (IIHF, 2010)	19
Figur 13: Skjematisk tegning av kjøleanlegget i Marcel Dutil Arena (Simard, 2012).....	21
Figur 14: Aktivitetsfordeling på Jordal Amfi (SIAT, 2015)	24
Figur 15: Klimasoner i en ishall (SIAT, 2015)	25
Figur 16: Prinsipiell skisse av energisystemet	26
Figur 17: Skisse over varmeanlegget.....	27
Figur 18: Prosedyre for utvikling av modell	30
Figur 19: Basismodell (skjermbilde Dymola).....	36
Figur 20: Modell med energibrønner som varmekilde (skjermbilde Dymola)	38
Figur 21: Modell energibrønn som varmesluk (skjermbilde Dymola)	39
Figur 22: Temperatur på kollektorvæske (EED)	42
Figur 23: Utløpstemperatur og massestrøm av forbruksvann, Periode 3	46
Figur 24: Fordampningstrykk mot isbane og energibrønn, Periode 3	46
Figur 25: Istemperatures påvirkning på $COP_{kjøl}$	48
Figur 26: Pumpeeffektens påvirkning på COP.....	49
Figur 27: Fordampningstrykk og –temperatur, Periode 1	57
Figur 28: Fordamper- og kompressoreffekt, Periode 1.....	57
Figur 29: Effekt og utløpstemperatur forbruksvann, Periode 1.....	57
Figur 30: Utløpstemperatur og effekt til varmeanlegg, Periode 1.....	58

Figur 31: Effekt til uteluft, Periode 1	58
Figur 32: Effektfaktorer, Periode 1.....	58
Figur 33: Fordampningstrykk mot isbane og energibrønn, Periode 2	59
Figur 34: Effektytelser av fordampere og kompressor, Periode 2	59
Figur 35: Effektuttak og massestrøm av forbruksvann, Periode 2.....	59
Figur 36: Effektuttak og utløpstemperatur til varmeanlegg, Periode 2.....	60
Figur 37: Effekt til uteluft, Periode 2	60
Figur 38: Effektfaktorer, Periode 2.....	60
Figur 39: Fordampningstrykk, Periode 3	61
Figur 40: Effektytelser av fordampere og kompressor, Periode 3	61
Figur 41: Effektuttak og massestrøm av forbruksvann, Periode 3.....	61
Figur 42: Effektuttak og utløpstemperatur til varmeanlegg, Periode 3.....	62
Figur 43: Effektfaktorer, Periode 3.....	62
Figur 44: Fordampningstrykk, Periode 4	63
Figur 45: Fordamper- og kompressoreffekt, Periode 4.....	63
Figur 46: Effekt og massestrøm av forbruksvann, Periode 4	63
Figur 47: Effekt og utløpstemperatur til varmeanlegg, Periode 4	64
Figur 48: Effekt til luftkjøler og utetemperatur, Periode 4	64
Figur 49: Effektfaktorer, Periode 4.....	64
Figur 50: Effektvariasjoner døgnavis, Periode 1	74
Figur 51: Effektvariasjoner døgnavis, Periode 2	74
Figur 52: Effektvariasjoner døgnavis, Periode 3	75
Figur 53: Effektvariasjoner døgnavis, Periode 4	75

Tabelliste

Tabell 1: Ulike pakker i TIL.....	12
Tabell 2: Komponentpakker i TIL.....	13
Tabell 3: Fordeler og ulemper med direkte og indirekte system.....	15
Tabell 4: Nye Jordal Amfis arealer og volum (SIAT, 2015)	23
Tabell 5: Maksimal varmeeffekt i periodene	33
Tabell 6: Maks. og min. samtidig varmeeffekt i periodene	33
Tabell 7: Tidstabell for vannforbruk.....	34
Tabell 8: Størrelser på hovedkomponenter i modellene	40
Tabell 9: Resultater, periodevis.....	43
Tabell 10: Resultater, fordamper energibrønn	43
Tabell 11: Resultater, COP.....	43
Tabell 12: Resultater, fordamperytelser og andel fra energibrønner	43
Tabell 13: Effekt og effektandel, luftkjøler.....	44
Tabell 14: Utløpstemperatur, varmeanlegg.....	45
Tabell 15: Effekt gasskjøler, forbruksvann	45
Tabell 16: Effektfaktorer, periodevis.....	51
Tabell 17: Hovedkomponenter i basismodell	76
Tabell 18: Hovedkomponenter i modell med energibrønn som varmekilde	76
Tabell 19: Hovedkomponenter i modell med energibrønn som varmesluk.....	77

Forkortelser

COP	Coefficient of Performance/effektfaktor
EED	Earth Energy Designer
GWP	Global Warming Potential
HFK	Hydrofluorkarboner
IIHF	International Ice Hockey Federation
KHFK	Klorhydrofluorkarboner
KID	Kultur- og idrettsbygg Oslo KF
NGU	Norges Geologiske Undersøkelse
ODP	Ozon Depletion Potential
RF	Relativ fuktighet
SIAT	Senter for idrettsanlegg og teknologi
SPF	Seasonal Performance Factor/årsvarmefaktor

Subtekst

BHE	Borehole heat exchanger/borehullsvarmeveksler
GK	Gasskjøler
GV	Gjenvunnet energi
H	Varm side varmepumpe/kjøleanlegg
is	Isflate
IB	Isbane
EB	Energibrønn
ford	Fordamper
FV	Forbruksvann
L	Kald side varmepumpe/kjøleanlegg
omg	Omgivelse
VA	Varmeanlegg

Latinske bokstaver

Symbol		Enhet
A	Areal	m ²
c _p	Spesifikk varmekapasitet	kJ/(kg·K)
E	Energi	kWh
h	Entalpi	kJ/kg
\dot{m}	Massestrøm	kg/s
P	Trykk	bar
Q	Varmestrøm	kW
q	Spesifikk varmestrøm	kJ/kg
T	Temperatur	°C eller K
U	Varmeovergangskoeffisient	W/(m ² ·K)
V _s	Volum, kompressor	m ³
W	Arbeid	kW

Greske symboler

Symbol		Enhet
Δ	Forandring i parameter	-
η_{is}	Isentropisk virkningsgrad	-
λ	Volumetrisk virkningsgrad	-

1 Introduksjon

At verden står overfor et stort globalt miljøproblem som følge av klimagassutslipp er allment kjent og akseptert, og behovet for energieffektivisering og redusere bruken av fossile energikilder er ubestridelig. Ifølge Kommunal- og moderniseringsdepartementet (2014) står bolig- og byggsektoren for 40 % av energibruken i Norge og gjennom Kyoto-protokollen har Norge forpliktet seg til å redusere klimagassutslippene (Klima- og miljødepartementet, 2015). Med byggsektorens høye andel av energibruken er det derfor nødvendig å utvikle nye tekniske løsninger som bidrar til å redusere klimagassutslipp, dette inkluderer også industrien som leverer kulde- og kjøleanlegg til bygninger.

Politiske restriksjoner som Kyotoprotokollen og F-gass direktivet tvinger denne industrien bort fra å bruke kjølemedier som utgjør risiko for miljøet. Å bruke naturlige kjølemedier som for eksempel karbondioksid (CO₂) er derfor å se på som veien å gå videre, og det kreves fokus på videreutvikling og ny teknologi innen bruk av naturlige kjølemedier (Calm, 2008).

Norges Ishockeyforbund har i sin strategiplan for 2015 – 2019 som mål å bygge 12 nye ishaller i løpet av planperioden (NIHF, 2015b). I Norges Idrettsforbunds idrettspolitiske dokument for 2015 – 2019, som er styrende for hele den norske organiserte idretten, står det «Bygging av idrettsanlegg skal gjøres på en miljøvennlig og energieffektiv måte.» (NIF, 2015, s. 18).

Senter for idrettsanlegg og teknologi (SIAT) har siden 2014 med Bergsagels masteroppgave med tittelen «Energieffektiv oppvarming av ishaller» hatt et forskningsfokus på ishaller (Bergsagel, 2014). ENOVAs byggstatistikk viser at idrettsbygninger er bygningskategorien med tredje høyest spesifikt energibruk på 289 kWh/m² (Enova, 2014). SIATs forskning forteller at innenfor denne bygningskategorien har ishaller og svømmehaller det desidert høyeste energibruket (Kampel, 2015) (Andersen og Rangul, 2015).

På bakgrunn av dette er det derfor av høy relevans og aktualitet at denne masteroppgaven omhandler ishalls energisystem.

Formål

Hovedformålet for oppgaven er å utvikle en dynamisk simuleringsmodell av et energisystem til en ishall med det Modelica/Dymola-baserte simuleringsverktøyet TIL Suite. Simuleringsmodellen tar utgangspunkt i et energisystem til en planlagt bygd ishall med høy grad av varmegjenvinning og et CO₂-basert kjøleanlegg. Det blir simulert ulike driftsituasjoner som reflekterer variasjoner i utendørsklima og aktivitet i ishallen som i noen situasjoner inkluderer bruk av geotermisk energi.

Masteroppgaven har også som hensikt å øke kompetansen rundt energisystemer i ishaller, slik at simuleringsmodellen vil bli utviklet til å ha en overføringsverdi til kommende ishaller som skal bygges.

Avgrensning

Den planlagte ishallen denne masteroppgaven tar utgangspunkt i er nye Jordal Amfi i Oslo. Detaljer rundt energisystemet og ishallen generelt begrenser seg til «Jordal Amfi Prosessanlegg – forprosjektrapport» datert 5. juni 2015.

Omfanget av masteroppgaven er på 30 studiepoeng over en periode på 20 uker.

Struktur

Første del av oppgaven blir det gitt det en orientering om ishalls særpreg og hvilke behov som oppstår under drift. Det blir også omtalt annen relevant teori for oppgaven.

I kapittel 3 framlegges litteraturstudiet. Her er det ment å gi en orientering om det siste av forskning og arbeid innenfor temaet av oppgaven.

Videre presenteres nye Jordal Amfi i mer detalj med spesiell vekt på energisystemet. Deretter, i kapittel 5, redegjøres det for metoden oppgaven er løst på. Her framlegges det blant annet grunnlaget for simuleringer, hva som er simulert, simuleringsmodellene forklares og hvordan de begrenser seg fra virkeligheten.

I kapittel 6 presenteres resultatene fra simuleringene, der de videre analyseres og diskuteres i kapittel 7. Til slutt trekkes det konklusjoner i kapittel 8, basert på hva som er lagt fram i de to foregående kapitlene, før det gis forslag til videre arbeid i kapittel 9.

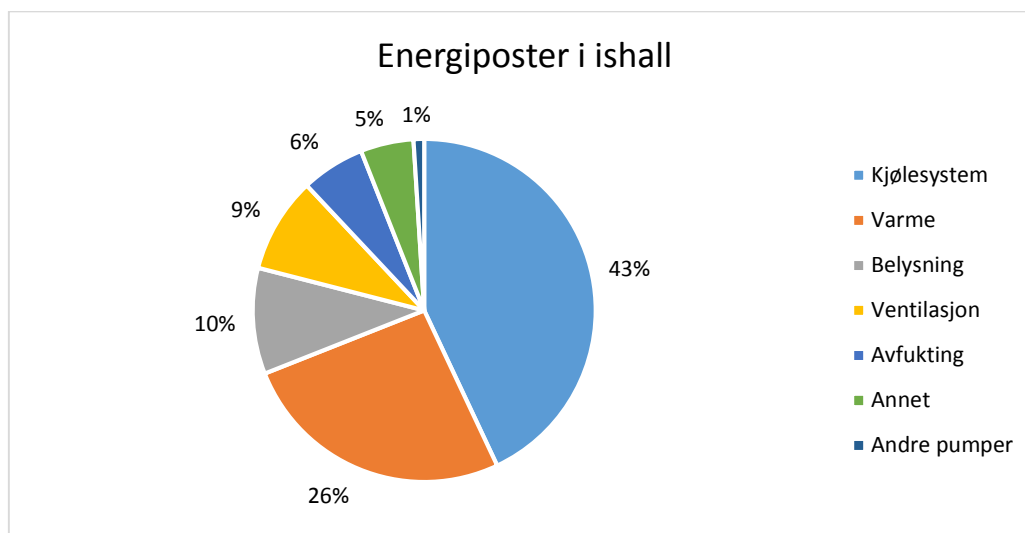
2 Teori

Dette kapittelet gjennomgår ishalls særpreg og ment å gi et helhetlig bilde på hva et energisystem til en ishall skal håndtere av behov. Kapittelet går også inn på annen relevant teori for oppgaven. En ishall er en kompleks bygning i den forstand at den består av en rekke ulike prosesser for å møte de ulike behovene som oppstår i hallen. For eksempel så er det et konstant behov for samtidig kjøling og varme på grunn av isflaten og tappevannsberedning. Samtidig er det ulike preferanser for innklima i hallen på grunn av de ulike aktivitetsnivåene mellom publikum og utøvere.

2.1 Energibruk i ishaller

Andersen og Rangul (2015) utførte en kartlegging av energibruken i norske ishaller. Denne involverte både rene ishockeyhaller og flerbrukshaller som har tilrettelagt for flere isidretter. Kartleggingen, som omfatter 40 % av ishallerne i Norge, viser at norske ishaller har et gjennomsnittlig energibruk på 1904 MWh per år. Det er imidlertid store variasjoner i energibruken mellom anleggene. Dette skyldes i stor grad ulik kvalitet og utforming av ishallerne og ulike bruksmønstre (Andersen og Rangul, 2015).

Stoppsladd, et svensk prosjekt med mål om å øke kunnskap og kompetanse rundt energi i ishaller, identifiserte sju energiposter i en ishall der andelene av totalen er vist i Figur 1 (Rogstam og Hjert, 2010).

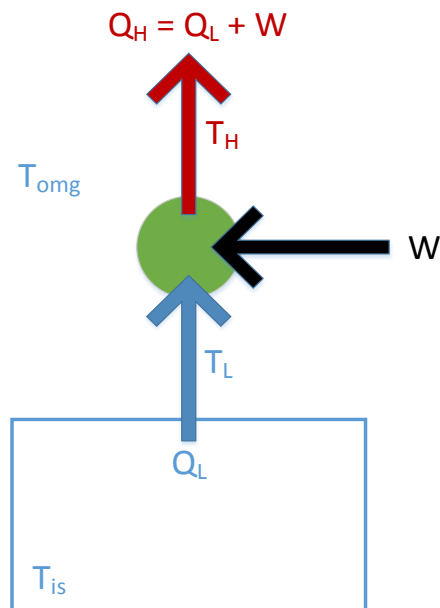


Figur 1: Energiposter i ishall (Rogstam og Hjert, 2010)

Kjøleanlegg

Stoppsladd-prosjektet viste at kjøleanlegget bruker mest energi, gjennomsnittlig 43 % av den totale energibruken (Figur 1). I et kjøleanlegg er det kompressoren(e) som bruker mest energi (80 %), mens pumper for kuldebærere og vifter for luftkjølere er de andre hovedkomponentene som bruker energi i et kjøleanlegg (Rogstam og Hjert, 2010). Kjøleanleggets virkemåte og teknologi er beskrevet i kapittel 3.1. Nye Jordal Amfis kjøleanlegg

er beskrevet i kapittel 4. Et kjøleanlegg i en ishall har som hovedformål å holde temperaturen i banedekket på et slikt nivå at isen ikke smelter på grunn av varme fra omgivelsene. På den måten kan aktivitet og idrett utøves på isflaten, derfor er kjøleanlegget ishalls hjerte.



Figur 2: Prinsipiell skisse av et kjøleanlegg

Figur 2 viser en prinsipiell skisse av et kjøleanlegg for en ishall. T_{is} er temperaturen til isen og den temperaturen kjøleanlegget skal jobbe for å opprettholde. Q_L er varmen som blir tatt ut fra isdekket for å opprettholde T_{is} . Termodynamikkens 2. hovedsetning kan uttrykkes slik: «*It is impossible for any system to operate in such way that the sole result would be an energy transfer from a cooler to a hotter body*» (Moran et al., 2012, s. 213). Derfor overføres Q_L til et medium med en temperatur T_L lavere enn T_{is} , som sirkulerer gjennom rør i banedekket. Gjennom rørsløyfene vil mediets temperatur bevege seg mot T_{is} .

Mediet som har opptatt varmen Q_L fra banedekket, går gjennom en kompressor med arbeid W , slik at temperatur og trykk økes. Temperaturen på mediet er nå T_H , høyere enn omgivelsestemperaturen T_{omg} . Varmen avgis så til omgivelsene med en varmeavgivelse lik Q_H . Effektfaktoren (COP – Coefficient of Performance) er et mål på hvor mye varmeeffekt eller kuldeeffekt man får ut i forhold til hvor mye effekt som tilføres, avhengig om man snakker om en varmepumpe eller kjøleanlegg. Ligning (1) og (2) definerer effektfaktoren for henholdsvis varmepumpe og kjøleanlegg.

$$COP_{varme} = \frac{Q_H}{W} \quad (1)$$

$$COP_{kjøl} = \frac{Q_L}{W} \quad (2)$$

Varmeanlegg

Av den totale energibruken i en ishall står varmeanlegget for 26 % (Figur 1). Varmeanlegget skal gi nødvendig varme til romoppvarming, tappevann, ventilasjon, undervarme til isdekket, vann til ispreparering og issmelting samt andre varmelaster som kan oppstå i en ishall. Energikilden til dette kan for eksempel være en elektrisk kjel, fjernvarme eller fossile brennstoff. Den mest kostnadseffektive, energieffektive og miljøvennlige måten for å dekke varmebehovet er å utnytte varmen hentet ut fra bandedekket gjennom kjøleanlegget. Denne kan dekke store deler av varmebehovet i ishallen (ASHRAE, 2010).

Belysning

Rogstam og Hjert (2010) viser at belysning står i gjennomsnitt for 10 % av energibruken i en ishall, det kommer fram av Figur 1. Avhengig av hvilken sertifisering ishallen har, varierer kravene til lysanleggene. I følge Norsk ishockeyforbund (NIHF) har kamper som involverer elite senior og internasjonale arrangement de strengeste kravene i forhold til gjennomsnittlig belysningsstyrke (1000 lux – 1400 lux), jevnhet (0,5 – 0,7) og fargetemperatur (70 Ra – 85 Ra). Det er også en fordel med lav gjentenningsstid ved strømbrudd, noe som åpner for å benytte effekter rundt arrangementet (NIHF, 2015a). Belysningen påvirker kjøleanlegget, noe som beskrives nærmere i kapittel 3.2.

Ventilasjonsystem

Figur 1 viser at ventilasjon har en andel på 9 % av en ishalls energibruk. Energien blir brukt på vifter for avtrekk og tilluft. Ventilasjonssystemet har som hensikt å levere frisk luft i riktig tilstand til hallen og i så måte bidra til godt inneklima for brukerne. Verdien for et godt inneklima vil være forskjellig for utøvere og publikum. Utøvere har et høyere aktivitetsnivå og krever dermed mer luft per person enn publikum, samtidig som temperaturen på tilluften vil være lavere for utøvere enn for publikum. Dette markante skillet mellom utøvere og publikums preferanser gjør at hallen har to klimasoner. Tilluften til publikum og utøvere krever henholdsvis en varme- og kjølekapasitet i perioder av sesongen. En tredje klimasone oppstår i større anlegg med kontorlokaler og andre fellesområder.

Avfuktingsanlegg

I en ishall er det nødvendig med avfuktingsanlegg som et ledd i å oppnå et godt inneklima. En annen funksjon for avfuktingsanlegget er å unngå at tåke dannes i hallen. Avfuktingsanlegg sikrer også at materialer i hallen ikke blir eksponert for et høyt fuktighetsnivå, noe som kan forringe kvaliteten og redusere levetiden. Fra Figur 1 ser man at avfuktning i gjennomsnitt står for 6 % av en ishalls energibruk. I tillegg er avfuktingsanlegget viktig for å hindre at luften kondenserer på isen, og på den måten unngå ekstra varmebelastning på kjøleanlegget og dårligere iskvalitet (Karampour, 2011). Varmebelastning på kjøleanlegget vil bli nærmere beskrevet i kapittel 3.2.

Fukttilskuddet i en ishall fordeler seg på to ulike poster:

- Personbelastning
- Uteluft

Fuktbelastningen fra personer fordeler seg videre på publikum og utøvere. Utøvere utgjør den største fuktbelastningen per person, men ved et høyt tilskuerantall vil den totale fuktbelastningen fra publikum være den største. Under de best besøkte kampene vil det være flere tusen tilskuere.

I enkelte perioder av året vil uteluften ha et høyere fuktighetsnivå enn klimakravet inne i hallen. En bygning er aldri helt tett, slik at ved infiltrasjon (utilsiktet tilførsel av uteluft) vil uteluft trenge gjennom bygningskroppen og mulig gi et fukttilskudd, avhengig av tilstanden på uteluften. Ved tilførsel av friskluft gjennom ventilasjonsanlegget, vil det på samme måte som ved infiltrasjon være at uteluften periodevis har høyere fuktighetsnivå enn klimakravet. For å justere for dette må uteluften avfuktes før det blir tilført hallen.

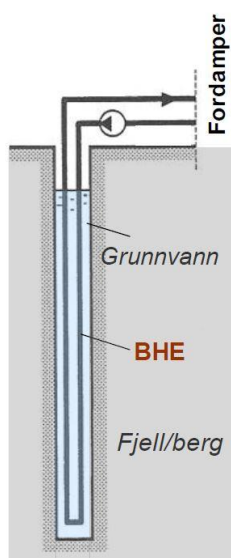
Ispreparering foregår jevnlig i en ishall. Hvor ofte er avhengig av aktivitetsnivået og kravene en stiller til iskvalitet. På treningsdager vil det være ca. 10 prepareringer pr. dag, mens på kampdager vil det være ca. 15 prepareringer pr. dag. Andersen og Rangul (2015) gjorde målinger om hvorvidt isprepareringer utgjør noen fuktbelastning. Ved å måle tilstanden på luften før og etter ispreparering ble det ikke registrert noen forskjell i absolutt fuktighetsnivå. Ut fra deres målinger kan man si at ispreparering ikke utgjør noen vesentlig fuktbelastning.

2.2 Vannforbruk

Vannforbruket i en ishall fordeler seg på dusj/vask og ispreparering. Ishaller har som regel, i likhet med andre idrettsbygg, garderobe- og dusjfasiliteter. Man antar at hver person dusjer etter trening/kamp, slik at forbruket av vann i forbindelse med dette er avhengig av bruksmønsteret. Vannforbruket til ispreparering er også avhengig av bruksmønsteret. Ved hver preparering brukes ca. 400 – 500 l vann (Andersen og Rangul, 2015). Temperaturnivået på vann til dusj/vask og ispreparering er forholdsvis høyt, henholdsvis 70 °C – 75 °C og 55 °C – 60 °C.

2.3 Geotermisk energilagrer

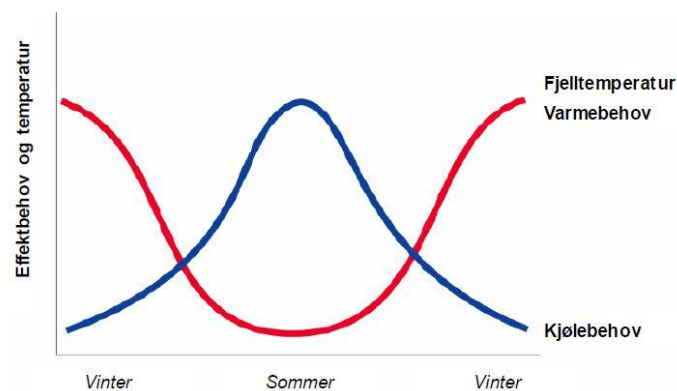
Med den økende trangen for å redusere CO₂-utslipp og økte priser på fossile drivstoff, har utnyttelsen av geotermisk energi økt. Bergvarmepumper utnytter varmen hentet ut fra brønner boret i fjell eller løsmasse, og er den raskest økende anvendelsen av fornybar energi i verden (Midttømme et al., 2008). I slike anlegg bores energibrønner med dybde på typisk på 100 - 200 m, med en diameter på 10 – 15 cm (Florides og Kalogirou, 2007). I hvert borehull plasseres en borehullsvarmeveksler (BHE) lagd av helsveiste plastrør. Det vanligste i de nordiske landene er å hente ut varmen via et indirekte varmeopptakssystem (Midttømme et al., 2008). Her sirkulerer en væske, kalt kollektorvæske, i en lukket krets mellom brønnen og varmepumpen. Kollektorvæsken, for eksempel etanol, saltlake eller etylenglykol, går i borehullsvarmeveksleren og opptar varme fra brønnen for så varmeveksle med arbeidsmediet i fordamperen. Termodynamisk sett er det ikke optimalt med en ekstra temperaturdifferanse mellom brønnen og fordampingstemperaturen, men en slik systemløsning er sikrere og rimeligere (Stene, 1997b). Figur 3 viser en prinsipiell skisse av en energibrønn.



Figur 3: Illustrativ skisse av energibrønn (Stene, 2015c)

Det er flere faktorer som påvirker nødvendig antall brønner og dybde på brønnene. Berggrunnens egenskaper som varmeledningsevne, spesifikk varmekapasitet og grunnvannsbevegelse er noen. Ved anlegg der det er nødvendig med flere brønner, er det anbefalt å benytte termisk responstest for kartlegging av berggrunnens egenskaper slik at anlegget blir riktig dimensjonert. I Figur 3 er grunnvannsstanden høy, men i de tilfeller hvor den er lav kan man benytte varmeledende fyllmasse rundt kollektorslangen.

Stadig bedre isolerte bygninger gir et økende behov for kjøling. Energibrønnen kan benyttes til både uttak av varme om vinteren og kjøling om sommeren. Når det er kjølebehov, lagres overskuddsvarme fra kjøleanlegget i brønnene. På den måten varmes brønnen opp til det oppstår varmebehov om vinteren. Figur 4 viser hvordan kjølebehovet og temperaturen i brønnen varierer gjennom året til en godt isolert bygning.



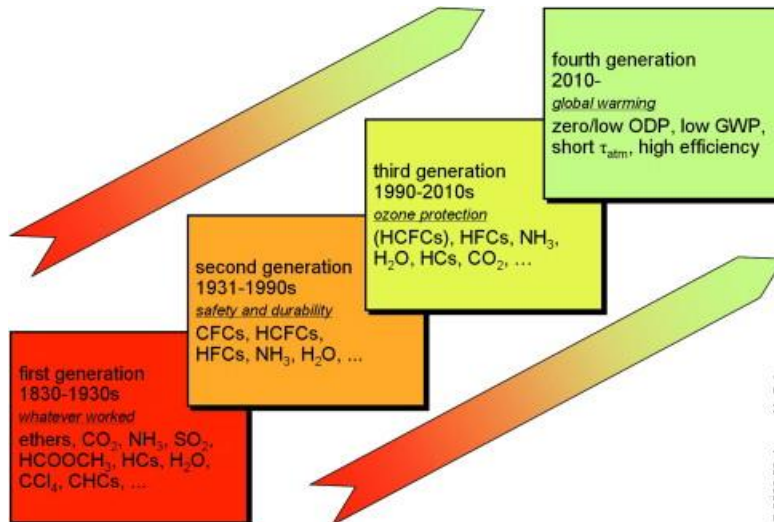
Figur 4: Effekt- og temperaturvariasjoner gjennom året (Stene, 2015)

Når energibrønnen er tilkoblet et varmepumpeanlegg som leverer både varme og kjøling, er det viktig at det gjennom året er balanse i hvor mye energi som blir tatt ut og levert. Blir det gjennom flere sesonger levert for lite energi til brønnene, vil temperaturen i brønnen synke. Lavere temperatur i brønnene gir lavere fordampingstemperatur som da gir dårligere driftssituasjon for varmepumpen og andre forhold enn de dimensjonerende. Derfor bør årlig varmeuttak være på samme størrelse som tilbakeført energi.

I 2008 ble 9,4 % av energien brukt til oppvarming i boligsektoren dekket av bergvarmepumper, og alt tyder på at den andelen har økt i de senere årene (Bayer et al., 2012). Andelen klimagassutslipp i Europa kan reduseres med opptil 30 % ved mer omfattende bruk av bergvarmepumper (Bayer et al., 2012).

2.4 Arbeidsmedier

Som nevnt i introduksjonen er det et behov for å skifte til naturlige arbeidsmedier. I dette kapitlet går gjennom utviklingen av arbeidsmedier. Calm (2008) deler arbeidsmedienes utvikling i fire generasjoner, illustrert i Figur 5.



Figur 5: Utvikling av arbeidsmedier (Calm, 2008)

I den første generasjonen, som varte fram til ca. 1930, ble det brukt naturlige arbeidsmedier som CO₂, ammoniakk (NH₃), svoveldioksid (SO₂) og etyleter for å nevne noen.

Det ble i perioden 1930-1950 introdusert syntetiske arbeidsmedier som klorfluorkarboner (KFK) og hydroklorfluorkarboner (HKFK). Fellestrekket for disse KFK- og HKFK-mediene er at de verken er giftige, brennbare/eksplosive og ikke aggressive overfor kopper og kopperlegeringer (Stene, 2015a). Dette åpnet for rimeligere løsninger i systemoppbyggingen, ettersom lekkasjer ikke utgjorde noen umiddelbar risiko for personell og materialer (Lorentzen, 1994). Disse mediene representerte den andre generasjonen.

KFK- og HKFK-medier viste seg derimot å være skadelig for miljøet, mer konkret ozonlaget i atmosfæren. Det ble derfor innført krav om betydelig nedtrapping i bruk av KFK-medier gjennom Montreal-protokollen i 1989. I Norge ble det fra 1991 forbudt å tilvirke, innføre, utføre, installere og omsette varmepumper og kuldeanlegg med KFK som arbeidsmedium. Fra 1992 omfattet Montreal-protokollen også HKFK-medier (Calm, 2008). Full utfasing er satt til ca. 2020 (Stene, 1997b).

Sammenhengen mellom KFK-gasser og nedbryting av ozonlaget medførte en tredje generasjon i utviklingen av arbeidsmedier. Det ble i større grad benyttet medier av hydrofluorkarboner (HFK) samtidig som det ble satt et nytt fokus på naturlige arbeidsmedier, som CO₂ og NH₃ (Calm, 2008).

Fokuset fra å hindre nedbryting av ozonlaget skiftet senere til å hindre global oppvarming, som fikk konsekvenser for HFK-medier. Restriksjonene innført gjennom Kyoto-protokollen og EUs F-gass direktiv førte til en fjerde generasjon der fokuset er global oppvarming. Det er

denne generasjonen man befinner seg i nå. Et mål på hvor skadelige medier er for ozonlaget er gitt av en verdi kalt Ozon Depletion Potential (ODP). Et tilsvarende mål på hvorvidt medier utgjør en risiko for global oppvarming er Global Warming Potential (GWP). Fokuset i utviklingen av nye arbeidsmedier er lave ODP- og GWP-verdier, samt høy effektivitet (Calm, 2008).

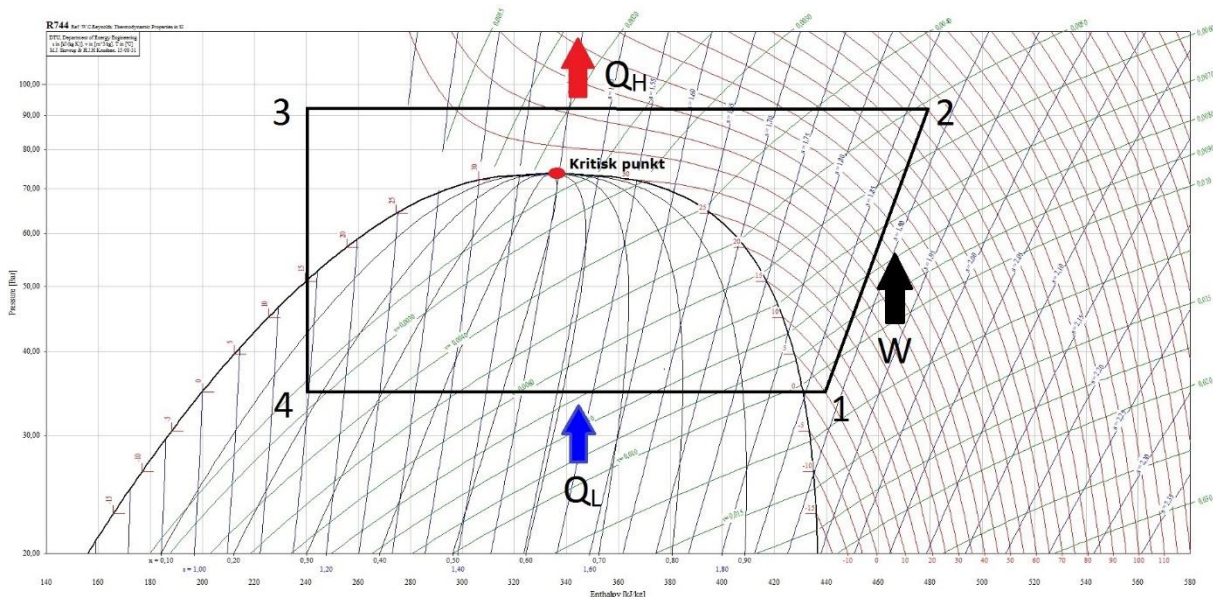
2.5 CO₂ som arbeidsmedium

Kjøleanlegget i nye Jordal Amfi vil benytte CO₂ som arbeidsmedium og blir derfor nærmere beskrevet i dette kapitlet. Jordals kjøleanlegg blir omtalt i kapittel 4.3.

CO₂ har betegnelsen R744 som arbeidsmedium. På grunn av mediets harmløshet ble det på et tidlig stadie foretrukket på skip, mens NH₃ ble foretrukket på landbaserte installasjoner (Lorentzen, 1994). CO₂ er ubrennbar, uten lukt og ikke giftig. Det dannes ingen ny CO₂ når det benyttes som arbeidsmedium og det gjør ingen skade på ozonlaget, derfor er $GWP_{R744} = ODP_{R744} = 0$. Det er ingen miljøskadelige utslipp ved produksjon/utvinning og det er kompatibelt med vanlige konstruksjonsmaterialer (Stene, 1997b).

CO₂ har et høyt kritisk trykk på 73,8 bar. Det høye trykket gir stor energitetthet og høy volumetrisk varmeytelse. Dette gir mediet en fordel mot andre på grunn av at nødvendig kompressorvolum blir lavere. Til tross for det høye trykket, vil det ikke medføre noen ekstra sikkerhetsrisiko sammenlignet med konvensjonelle medier. Det er på grunn av kompakt utforming av anleggene og lavt innvendig volum (Stene, 1997b).

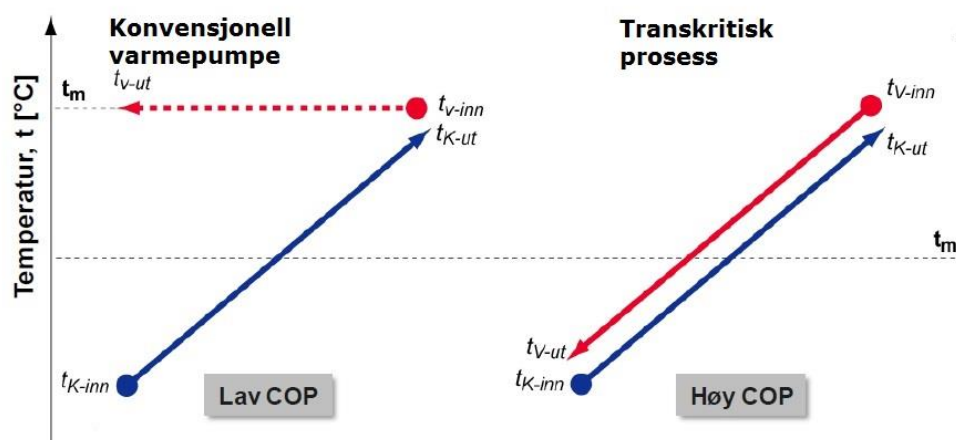
Ved bruk av CO₂ i varmepumpeprosesser vil man få en transkritisk prosess. Det vil si varmeavgivelse foregår over det kritiske punktet og resulterer i varmeavgivelse ved glidende temperatur på arbeidsmediet. Det medfører at gassen ikke kondenseres, men avkjøles. Kondensatoren i konvensjonelle varmepumpesystemer byttes derfor ut med en gasskjøler i CO₂-baserte varmepumper. Et eksempel på en transkritisk prosess er vist i Figur 6.



Figur 6: Eksempel på en transkritisk prosess

- Punkt 1 – 2: CO₂ blir komprimert til høyere trykk- og temperaturnivå. Arbeid W tilføres.
- Punkt 2 – 3: Varme avgis til omgivelsene (Q_H), CO₂ avkjøles.
- Punkt 3 – 4: CO₂ ekspanderes til fordampningstrykk.
- Punkt 4 – 1: CO₂ opptar varme i fordamperen (Q_L).

CO₂-anlegg gjør seg veldig godt egnet til tappevannsberedning, der vann blir varmet fra typisk 5 °C til 70 °C. Det er godt egnet på grunn av god temperaturlpasning mellom vannet og CO₂. CO₂ befinner seg i transkritisk område og vil avgi varme ved glidende temperatur. En illustrering på temperaturforløpet i konvensjonelle og transkritiske varmepumper er vist i Figur 7. Rød linje er arbeidsmedium, mens blå er vann som oppvarmes. For konvensjonelle varmepumper holdes temperaturen på arbeidsmediet konstant (kondenseringstemperatur), mens for transkritiske prosesser synker temperaturen etter hvert som vannet varmes opp.



Figur 7: Konvensjonell og transkritisk varmepumpe (Stene, 2015b)

2.6 Modellering og simulering

Det vil i dette kapittelet gås gjennom programvaren som er brukt for å utvikle simuleringsmodellene i denne oppgaven.

Modelica er et objekt-orientert modelleringspråk som benyttes for å beskrive større, komplekse fysiske systemer. Språket baserer seg på å beskrive modeller ved hjelp av algebraiske og diskrete ligninger, samt differensialligninger, og har blitt brukt i industrien siden 2000 (Modelica, 2015). Modelica Association er en ideell, ikke-statlig organisasjon med mål om å videreutvikle og fremme Modelica-språket. Et Modelica-bibliotek er en samling ferdig skrevet modeller av komponenter innen ulike felt, e.g. termodynamiske, mekaniske og elektriske. Ulike bibliotek finnes, noen er gratis, andre er lisensbasert. Modelica Standard Library er bibliotek utviklet av Modelica Association, og ligger gratis tilgjengelig for allmenheten. Disse bibliotekene benyttes i et Modelica-kompatibelt simuleringsprogram. Komponentene liggende i biblioteket koples da sammen i programmet for å danne et komplett system, som for eksempel en varmpumpe eller en bilmotor. En normal framgangsmåte for objekt-orientert modellering av termodynamiske systemer er å skille mellom modeller av komponenter og væske/fluid-egenskaper (Graber et al., 2010).

TLK-Thermo GmbH og Institute für Thermodynamik ved TU Braunschweig har utviklet et fullstendig bibliotek kalt TIL Suite for modellering og simulering av termodynamiske system, blant annet kjøleanlegg, ventilasjonsanlegg og varmpumper (TLK-Thermo, 2015). TIL Suite består av et bibliotek for komponenter og termofysiske egenskaper til væsker. Dette biblioteket vil bli benyttet i modelleringen av energisystemet til nye Jordal Amfi sammen med simuleringsprogrammet Dymola. Dymola har to grensesnitt, ett der systemet er beskrevet gjennom koder i Modelica-språket og ett der systemet er mer grafisk framstilt i form av flytskjema. Modellene i biblioteket er organisert i fire ulike «pakker». De ulike pakkene med beskrivelse er listet i Tabell 1.

Tabell 1: Ulike pakker i TIL

Komponent-pakker	Komponenter for å bygge system
Modell-pakker	Modeller brukt til å bygge komponenter
Interne pakker	Inneholder interne funksjoner, vanligvis ikke benyttet
Eksempel-pakker	Eksempler på termodynamiske systemer klare til bruk og simulering

Komponentklassene er igjen delt inn i fem pakker:

Tabell 2: Komponentpakker i TIL

Gass-komponenter	Komponenter for gass
Væske-komponenter	Komponenter for inkompressible væsker
To-fase fluider	Komponenter for arbeidsmedium/to-fase fluider
Varmevekslere	Ferdige modeller av ulike varmevekslere
Andre komponenter	Inndelt i termisk, mekanisk og kontrollere

Bilde av biblioteket og hvordan det er arrangert ses i Figur 8. Ut fra denne strukturen kan man finne den komponenten man skal ha, i tillegg til å finne eksempler på bruk av de ulike komponentene.



Figur 8: Struktur i TIL (skjerm bilde Dymola)

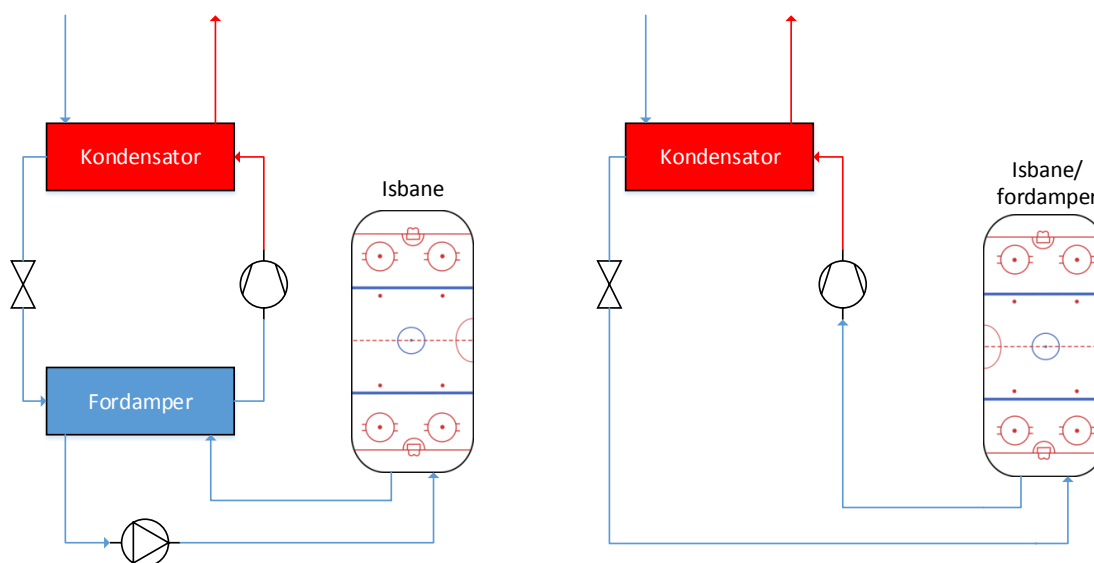
3 Litteraturstudie

Dette kapitlet er ment til å gi en oversikt over det siste av forskning og arbeid gjort innenfor temaet av oppgaven, samt gi en oversikt over dagens typiske energisystem og kjøleanlegg benyttet i ishaller.

3.1 Kjøleanlegg i ishall

Det er i kapittel 2.1 sett på ishaller med et overordnet blikk. I dette kapitlet går det mer spesifikt inn på kjøleanlegget i ishallen der systemløsninger blir presentert og det blir beskrevet hva som påvirker ytelsen.

Det finnes i hovedsak to ulike designløsninger for et kjøleanlegg i en ishall, direkte og indirekte system. Prinsipielle skisser er vist i Figur 9, med indirekte system til venstre og direkte til høyre. Forskjellene vil bli forklart i dette kapitlet. Det internasjonale ishockeyforbundets (IIHF) tekniske veileder fra 2010 for ishaller refererer til indirekte system som «dagens standard» hva gjelder utforming av kjøleanlegg, men denne er under revisjon (IIHF, 2010).



Figur 9: Prinsipielle skisser for indirekte (venstre) og direkte (høyre) system

Direkte system

I direkte systemer fungerer isbanen som fordamperen. Arbeidsmediet går så direkte til kompressoren, etter å ha absorbert varme fra isbanen. Dette fører til en stor fyllingsmengde av arbeidsmedium. Det byr på utfordringer, spesielt med NH_3 på grunn av giftighet ved lekkasjer. Skal det benyttes syntetiske medier av HFK vil det bli relativt kostbart, nettopp på grunn av den høye fyllingsmengden.

Indirekte system

Indirekte systemer har en lukket sløyfe med et sekundært arbeidsmedium som absorberer varme fra isbanen. En varmeveksling med arbeidsmediet skjer så i fordamperen. Det sekundære kan for eksempel være en glykolløsning eller saltløsning.

På denne måten blir fyllingen av arbeidsmediet betraktelig redusert sammenlignet med et direkte system. Faren for lekkasjer av arbeidsmedium blir også redusert. Effektiviteten til et slikt anlegg er lavere, på grunn av den lukkede sløyfen med kuldebærer. Dermed veksles varmen et ekstra ledd som gir et ekstra tap. I tillegg kreves ekstra pumpearbeid.

Sammenligning

Tabell 3 viser fordeler og ulemper med direkte og indirekte systemer.

Tabell 3: Fordeler og ulemper med direkte og indirekte system

	Ulemper	Fordeler
Direkte system	Ikke mulig med enkelte arbeidsmedium (NH ₃) Høye installasjonskostnader	Energieffektivt Enkelt/få komponenter
Indirekte system	Lavere energieffektivitet	Muliggjør benyttelse av fabrikkbygde aggregater Lavere fyllingsmengde Større valgfrihet i arbeidsmedium

3.2 CO₂ som sekundærmedium

I nye Jordal Amfi er det planlagt benyttet CO₂ som sekundærmedium. I Sverige blir det i flertallet av ishallene benyttet løsninger av kalsiumklorid (CaCl₂) og saltvannsløsninger som sekundærmedium (Makhnatch, 2011). Å benytte CO₂ som kuldebærer i bandedekket bryter i så måte med tradisjonen. CO₂ har fordeler sammenlignet med ordinære kuldebærere som lavere pumpearbeid og jevnere temperatur, der pumpearbeidet kan være flere ganger lavere enn det som trengs for ikke-flyktige medier som glykol (Yadav et al., 2014). CO₂ fordampes ved konstant temperatur i bandedekket, som fører til en jevnere istemperatur og bidrar med det til en bedre iskvalitet. På grunn av det høye trykket som CO₂ vil ha, må det benyttes metallrør. Fordelen med metallrør er bedre varmeoverføringsegenskaper enn ordinære plastrør. Både stål- og kopperrør kan benyttes. Yadav et al. (2014) konkluderte også at bruk av CO₂ fører til kompakte og lettere varmevekslere, sammenlignet med andre ofte brukte sekundærmedier, som glykoler, alkoholer og saltløsninger.

Shahzad (2006) gjennomførte et studie på varmeoverføringsegenskaper til stål- og kopperrør med CO₂ sirkulerende, sett i sammenheng for bruk i kunstisflater. Målinger viste at stålør ga bedre resultat i form av at fordampningstemperaturen på CO₂ var høyere enn i kopperrøret med samme varmeoverføringsrate (W/m²). På en annen side var tilgjengeligheten på rørdimensjoner begrenset, slik at målinger ble gjennomført med ulike dimensjoner på stål- og kopperrørene. Stålrøret hadde større diameter enn kopperrørene, henholdsvis 21,3 mm (stål), 12,7 mm og 9,5 mm (kopper). Simuleringer viste at kopperrørene var jevngode med stålrøret

når kopperrørene ble lagt tettere. Stålrøret på 21,3 mm med avstand på 100 mm ga omtrent lik fordampningstemperatur som 12,7 mm kopperrør med avstand 75 mm. Simuleringene ble gjennomført med konstant isflatetemperatur på $-4\text{ }^{\circ}\text{C}$.

3.3 Varmelaster i ishall

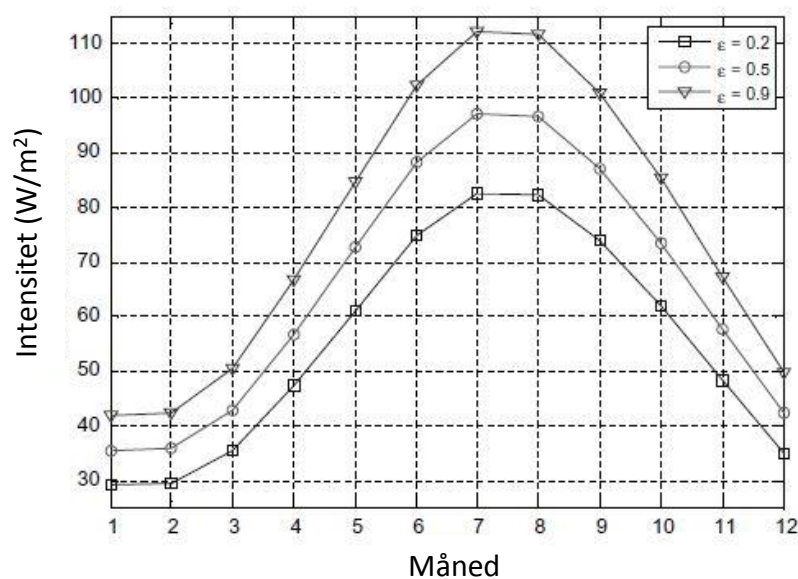
Størrelsen på kjøleanlegget i ishallen er avhengig av hvor stort kjølebehovet (Q_L) er for å holde isen på riktig temperaturnivå. Det vil i dette kapittelet bli redegjort for hvilke varmelaster som oppstår i en ishall, og med det påvirker størrelsen på kjølebehovet. Belastningen på kjøleanlegget kan deles opp i tre hovedkategorier, basert på de tre elementære varmetransportmekanismene stråling, konveksjon og konduksjon (ASHRAE, 2010).

Stråling

Termisk stråling er elektromagnetiske bølger, og i motsetning til konveksjon og konduksjon krever ikke transporten av strålingsenergi tilstedeværelse av fluider (væske eller gass) eller materialer (Incropera et al., 2013).

Isflaten blir utsatt for strålingsenergi når den har en overflatetemperatur lavere enn motstående flater som tak og vegg. Den blir også utsatt for strålingsenergi fra belysningen.

Takoverflaten blir oppvarmet gjennom konduksjon fra varm uteluft og naturlig stratifisering av varm inneluft. Desto større temperaturredifferanse mellom takoverflaten og isflaten, jo høyere blir strålingsenergien. Derfor er belastningen knyttet til stråling også sesongbetont, med høyest belastning om sommeren (Figur 10). Daoud et al. (2008) gjorde simuleringer med ulike emissivitet (ϵ) i taket. Figuren viser at man kan redusere belastningen betraktelig på kjøleanlegget ved å montere en lav-emissivitetsduk i taket. Seghouani et al. (2011) konkluderte med at en reduksjon av energibruken på 16 % - 22 % er realistisk med en slik duk.



Figur 10: Sesongvariasjoner i strålingsintensitet (Daoud et al., 2008)

Belysning er den andre kilden til strålingsenergi. Hvor stor andel strålingsenergi som kommer fra belysning er avhengig av type lys og hvordan lyset i hallen er satt. Opp mot 60 % av installert effekt i lysanlegget kan gå som strålingsvarme mot isflaten (ASHRAE, 2010). De strengeste kravene for belysning må i norsk sammenheng kun oppfylles i kamper for eliteserien senior og internasjonale kamper (NIHF, 2015a). Når hallen benyttes til trening og kamper i lavere divisjoner bør belysningsstyrken reduseres for å minske varmelasten. Det er installert LED-belysning i Aimo Määkinen Areena i Finland. Rogstam og Hjert (2012) gjorde en analyse av dette lysanlegget og sammenlignet det opp mot gjennomsnittverdien for belysningsstyrke per installert lyseffekt (lux/kW) i svenske ishaller. LED-belysningen i den finske arenaen ga 62 lux/kW, mens det svenske snittet er 26 lux/kW. Dette viser at LED-belysning er interessant for ishaller.

Konveksjon

Konvektiv varmetransport forekommer når et fluid strømmer over en tilleggende flate, og kan skilles mellom fri og tvungen konveksjon. Fri konveksjon skyldes oppdriftskrefter som kommer av tetthetsforskjeller i fluidet som igjen er forårsaket av temperaturforskjeller. Tvungen konveksjon er forårsaket av ytre påvirkninger som vifter, pumpe eller vind. I både fri og tvungen konveksjon er fluidets hastighet og temperatur, samt flatens temperatur viktige parametere for størrelsen av varmen som overføres (Incropera et al., 2013).

En uheldig situasjon vil være at ventilasjonsanlegget blåser oppvarmet luft med en slik hastighet at luften utgjør en varmebelastning på isflaten i form av tvungen konveksjon (Sormunen et al., 2007). Videre vil også luften kondensere i kontakt med en kald isflate. Vannet som kondenseres utgjør ytterligere en varmebelastning og vil i tillegg forringe iskvaliteten. Indirekte vil det igjen gi et negativt utslag i form av økt antall isprepareringer som til slutt resulterer i økt energibruk og vannforbruk.

Konduksjon

Konduksjon er overføringen av kinetisk energi fra de varme, mer energirike partiklene til de kalde, mindre energirike partiklene. Dette kan skje i faste materialer og fluider (Incropera et al., 2013). Varmelaster knyttet til konduksjon er ispreparering, pumpearbeid, samlemanifolder langs isbanen, konduksjon mot grunnen og utøvere (ASHRAE, 2010).

Under ispreparering blir vannet lagt på isflaten med høy temperatur, norsk praksis er ca. 55 °C – 60 °C (Aas, 2015). Dette blir gjort for å oppnå en best mulig iskvalitet. Jo høyere temperatur på vannet, jo høyere belastning på kjøleanlegget.

Varme fra sirkulasjonspumper kan representere opp mot 11 % av kjølekapasiteten (ASHRAE, 2010). For å redusere denne uønskede varmen bør det benyttes regulerbare pumper med frekvensstyring.

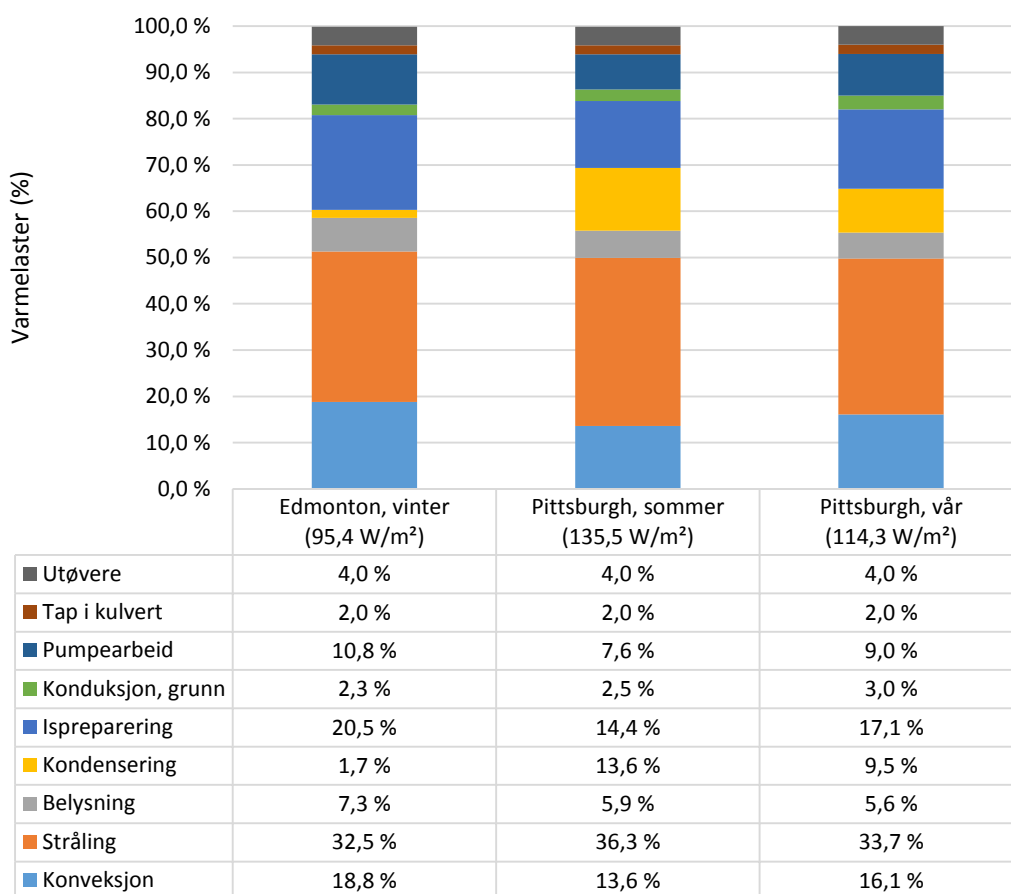
Manifolder med kuldebærer i kulvert som går langs isbanen og til maskinrommet er viktig å isolere. Etter hvert som disse blir kalde, kan de uten isolasjon representere en stor varmelast.

Konduksjon mot grunnen er en konstant varmelast for kjøleanlegget. Under den avkjølte betongen er det et lag med isolasjon som separerer mot et oppvarmet gruslag. Se Figur 12 for illustrasjon av typisk konstruksjon av banedekke. Dette er oppvarmet for å unngå telehiv. Størrelsen på denne varmelasten er avhengig av gulvkonstruksjonen av banedekket og hvor mye det oppvarmede betongdekket blir varmet opp.

Andelsfordeling av varmelaster

Figur 11 viser andelsfordelingen av de forskjellige varmelastene som kan oppstå i en innendørs ishall. Den viser for to ulike haller, en lokalisert i Edmonton, Canada og den andre i Pittsburgh, USA. For ishallen i Pittsburgh ble det gjennomført en kartlegging av varmelastene både på sommeren og på våren. Stråling har den største belastningen. Daoud et al. (2008) viste også at stråling er den dominerende varmelasten.

For Pittsburgh har kondensering en større andel om sommeren enn om våren. Det kan skyldes et større fuktinnhold i luften om sommeren enn om vinteren. Det er også større spesifikk varmebelastning på kjølanlegget om sommeren ($135,5 \text{ W/m}^2$) enn om våren ($114,3 \text{ W/m}^2$). Det er naturlig på grunn av en høyere utetemperatur og kraftigere intensitet på solstrålene som gir utslag på større termisk stråling på isflaten.



Figur 11: Andelsfordeling av varmelaster i ishall (ASHRAE, 2010)

3.4 Varmebehov i en ishall

Den mest kostnadseffektive, energieffektive og miljøvennlige måten å dekke varmebehovet på er å utnytte varmen produsert fra kjøleanlegget. I dette kapitlet identifiseres det hvilke poster som trengs varme i en ishall.

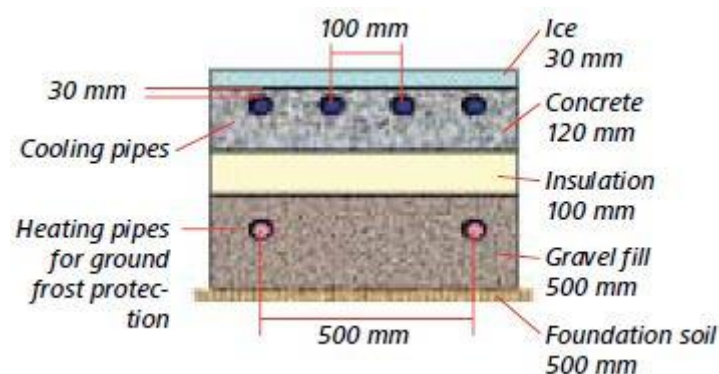
Tappevann og vann til ispreparering representerer et varmebehov med et høyt temperaturkrav. For å hindre vekst av legionella-bakterien i varmtvannstankene må tappevann oppvarmes til ca. 70 °C (Novakovic et al., 2007), vann til ispreparering blir lagt på isen med en temperatur mellom 55 °C – 60 °C for optimal iskvalitet. På grunn av CO₂s egenskaper som arbeidsmedium er det godt egnet til oppvarming av vann til disse temperaturene.

For å avfukte luften må luften først avkjøles slik at fuktigheten i luften kondenseres ut. Avhengig av ønsket temperatur og relativt fuktighetsnivå (RF) på tilluften vil mengden energi som trengs til oppvarming av ventilasjonsluft variere. For eksempel må tilluft med en temperatur på 16 °C og 55 % RF kjøles ned til ca. 7 °C, for deretter bli varmet opp hvis det er avfuktingsbehov. Behovet for avfukting vil variere med sesongen ettersom fuktighetsnivået i uteluften varierer.

Om vinteren vil det være behov for oppvarming av uteluften før den tilføres ishallen, slik at den har det riktige temperaturnivået. Det forutsetter riktignok at ishallen er en oppvarmet hall og ikke en kaldhall. Varmen fra kjøleanlegget kan benyttes her ved å bruke et varmebatteri i ventilasjonsaggregatet.

Anlegg som har kontorer, garderobes og andre oppvarmede rom kan få dekket sitt varmebehov fra overskuddsvarmen fra kjøleanlegget. Dette kan oppnås ved for eksempel vannbåren varme enten i gulv eller radiatorer.

En ishall med lange perioder der banedekket holder en temperatur under 0 °C må det beskyttes mot teleskader. Dette løses ved at det sirkulerer vann eller andre medier under det nedkjølte laget som hindrer at grunnen ikke fryser. En typisk gulvkonstruksjon i en ishall er vist i Figur 12.



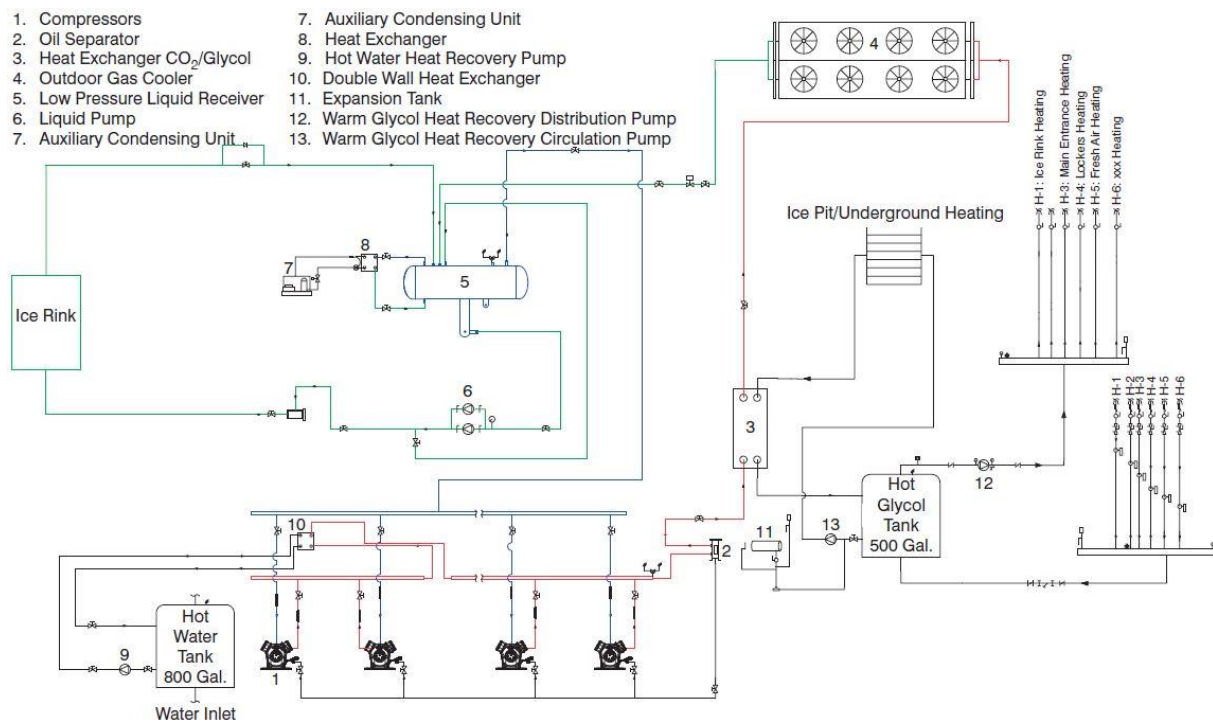
Figur 12: Typisk oppbygging av gulv (IIHF, 2010)

Det ble i kapittel 2.5 omtalt CO₂s gode egenskaper som arbeidsmedium til tappevannsberedning. Zsebik et al. (2014) gjorde en sammenligning av varmegjenvinningspotensiale av to kjøleanlegg med lik kjølekapasitet. Det ene med CO₂ som arbeidsmedium, det andre med NH₃. NH₃-anlegget hadde en COP på 5,32, mens CO₂-anlegget hadde en COP på 2,23. For at NH₃-anlegget skulle klare å levere varmebehovet for tappevannsberedning måtte det suppleres med en spisslast, mens CO₂-anlegget klarte å dekke varmebehovet alene. Det resulterte i at CO₂-anlegget brukte 46 % mindre primærenergi enn NH₃-anlegget.

3.5 Eksempel på ishall med CO₂-basert kjøleanlegg

Simard (2012) utga en artikkel i ASHRAE Journal om Marcel Dutil Arena i Quebec, Canada. Ishallen var angivelig den første i verden med et 100 % CO₂-basert kjøleanlegg. Ishallen ble renoverert i 2010, der det gamle kjøleanlegget basert på R-22 som arbeidsmedium ble fjernet samt et nytt banedekke ble bygd.

Tradisjonelle løsninger for kjøleanlegg i ishall ble beskrevet i kapittel 3.1. Marcel Dutil Arena benytter et CO₂-basert kjøleanlegg, som ikke bruker noe sekundærmedium for å kjøle ned banedekke. Det er et direkte system der CO₂ pumpes i fordelingsnettene under banedekket. På grunn av at det ikke er noe sekundærmedium kan man holde en relativt høy fordampingstemperatur (-7 °C) sammenlignet med andre ishaller, mens isen holder en temperatur på -5 °C. Skjematisk tegning over systemet er vist i Figur 13. I rørnettene under banedekket er CO₂ i to-fase, dermed er temperaturen jevn over hele banen. Denne fordelingen har ikke ordinære sekundærmedier som glykol eller saltløsninger, der innløps- og utløpstemperaturen vil være forskjellig. Det nye systemet har en 3 kW frekvensstyrt CO₂-pumpe, en reduksjon på 90 % fra det gamle systemet. Fordelingsmanifoldene er plassert på kortsidene av banen, slik at CO₂ sirkulerer i lengderetning av banen for minst mulig varmetap i manifoldene liggende i kulverter.



Figur 13: Skjematisk tegning av kjøleanlegget i Marcel Dutil Arena (Simard, 2012)

Overskuddsvarmen fra kjøleanlegget står for varmtvannsberedning og gir også varme til varmeanlegget i ishallen. Varmeanlegget er en glykolkrets som varmeveksler med CO₂. Varmelastene er oppvarming av publikumsområde, inngangsparti, garderobe, ventilasjonsanlegg og undervarme for frostsikring av banedekket. Er det ikke noe varmebehov, dumpes varmen via en luftkjøler. Varmtvannet blir oppvarmet til legionellasikkert nivå på 75 °C. Anlegget står for 100 % av varmtvannsberedningen. Kjøleanlegget hadde i 2011 en årsvarmefaktor (SPF) på 3,35 (Simard, 2012).

Energibruken til anlegget ble sammenlignet med en ishull av tilsvarende størrelse og bruksmønster i samme område, men som har et tradisjonelt, indirekte system. Sammenligningen viste at Marcel Dutil Arena brukte 25 % mindre energi i første sesong.

3.6 Modellering og simulering

Modellering og simulering av prosesser og systemer er aktuelt av ulike grunner. Med simuleringsverktøy kan man med større sikkerhet si hvordan det prosjekterte systemet vil fungere. Man kan verifisere at systemet vil dekke det ønskede behovet, avdekke dimensjoneringsfeil eller optimalisere systemet ved å justere på ulike parametere. Dette er punkter som både er tid- og kostnadsbesparende. Man kan også studere synergieffekter ved å justere eller erstatte komponenter og på den måten øke kompetansen. Som kunde gir det ekstra sikkerhet at systemet er verifisert gjennom en simulering. Og ved for eksempel kjøleanlegg som er simulert i det lokale klimaet kan simuleringsresultatet gi økt pålitelighet til en investeringsanalyse med den beregnede effektfaktoren (COP), og større forutsigbarhet til driftskostnader.

Modelica har blitt anvendt til modellering og simulering i flere vitenskapelige artikler som omfatter varmepumpesystemer og kjøleanlegg. Graber et al. (2010) modellerte en varmepumpe for varmtvannsberedning med CO₂ som arbeidsmedium der TIL Suite ble brukt i oppbygningen av modellen. Hafner et al. (2014) presenterte resultater fra modeller av varme- og kjølesystem for supermarkeder, bygd i TIL Suite. Pfaffertott og Schmitz (2004) gjorde en modellering av et CO₂-basert kjøleanlegg for flymaskiner ved å benytte biblioteket ThermoFluid, som er et gratis bibliotek.

Seghouani et al. (2011) presenterte en årssimulering av interaksjonen mellom et kjøleanlegg og ishallens bruk og omgivelsesbetingelser. Simuleringen er et resultat av tre ulike modeller koblet sammen. Daoud et al. (2008) og Daoud et al. (2006) utviklet en modell kalt «Above Ice Model» (AIM) for beregning av varmelaster isflaten utsettes for med tanke på stråling, konduksjon og konveksjon. Senere utviklet Seghouani et al. (2009) en supplerende modell kalt «Below Ice Model» (BIM). Denne kalkulerer varmelasten sekundærmediet blir utsatt for fra grunnen og fundamenteringen av ishallen. Parallelt med dette ble det av Seghouani og Galanis (2009) laget en modell av et kjøleanlegg. Kjøleanlegget var basert på et indirekte system med R-22 som arbeidsmedium og saltlake som sekundærmedium. Disse tre modellene ble koblet sammen til en modell som kunne beregne varmelaster, energibruk og potensiale for varmegjenvinning. Kjøleanlegget i modellen skiller seg betraktelig fra kjøleanlegget i nye Jordal Amfi. Nye Jordal Amfi vil benytte CO₂ som både arbeid- og sekundærmedium. R-22 som arbeidsmedium er utdatert og derfor ikke aktuelt å bruke i nye anlegg. Varmeavgivelsen foregår også på en annen måte, der modellen til Seghouani og Galanis (2009) avgir all varme til uteluften.

I denne oppgaven bygges det derfor egne dynamiske simuleringsmodeller med utgangspunkt i det planlagte kjøleanlegget i nye Jordal Amfi, nærmere beskrevet i kapittel 4.3.

4 Jordal Amfi

Prosjektet nye Jordal Amfi ble initiert av Kultur- og idrettsbygg (KID) i Oslo i februar 2015. Forprosjektrapporten er utarbeidet som følge av et samarbeid mellom KID, SIAT ved NTNU, Thermoconsult, Hille Melbye Arkitekter og Rambøll. Prosessen med nye Jordal Amfi har sin opprinnelse fra søknaden til vinter-OL i Oslo i 2022.

Prosjektet er per tidspunkt i en tidlig-fase hvor forprosjektrapporten ferdigstilles, der rapporten inkluderer konseptløsninger for energisystemet som skal danne grunnlaget for detaljprosjekteringen. I dette kapittelet vil det gås gjennom energisystemet og systemets forutsetninger som er utgangspunkt for modelleringen i denne oppgaven.

4.1 Dagens anlegg

Jordal Amfi ble bygget til OL i 1952 og ble ferdigstilt på slutten av 1951, men det er gjort oppgraderinger av anlegget som har gitt det dagens utseende. Anlegget består på nåværende tidspunkt av hovedarenaen Jordal Amfi og en treningsishall kalt Ungdomshallen. Hovedarenaen har en godkjent tilskuerkapasitet på nesten 5 000, mens Ungdomshallen er en mindre ishall med en tilskuerkapasitet på 300 sitteplasser og 100 ståplasser. I nærliggende område ligger også en idrettshall og en kunstgressbane (VIF-Hockey, 2015).

Hovedarenaen og Ungdomshallen er tilknyttet samme kjøleanlegg. Det er et indirekte system, uten noe varmegjenvinning og alt varmebehov dekkes av en elektrokjel.

4.2 Nye Jordal Amfi

I dette kapittelet presenteres de forutsetningene som er lagt til grunn for prosjektering av prosessanlegget for nye Jordal Amfi. Prosessanlegget er en betegnelse på hele energisystemet, med all dets tilhørende delsystemer.

Areal og volum

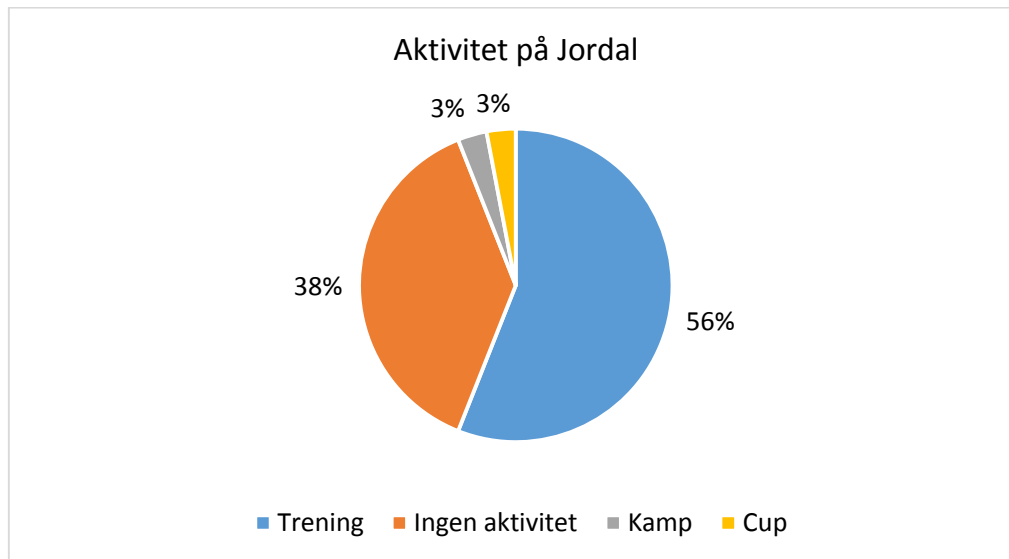
Nøkkeltall om fysiske mål og areal er presentert i Tabell 4. Nye Jordal Amfi er planlagt med en tilskuerkapasitet på 5 000 der publikumsområdet går rundt hele isflaten. Bruttoarealet til anlegget blir på 13 000 m².

Tabell 4: Nye Jordal Amfis arealer og volum (SIAT, 2015)

Tilskuerkapasitet	= 5 000 sitteplasser
Antall tribunerader	13 (800 mm x 400 mm per trinn)
Bruttoareal	≈ 13 000 m ²
Fotavtrykk	≈ 7 400 m ²
Hallvolum	≈ 42 000 m ³
Ytre høyde	≈ 14 m
Bredde randsone	≈ 10 m
Bruttoareal randsone	≈ 10 000 m ²

Bruksmønster

Med utgangspunkt i et forventet bruksmønster kan nye Jordal Amfi optimaliseres, både energiøkonomisk og opplevelsen av ishallen. Det er derfor utarbeidet et forventet bruksmønster. Driftsperioden, definert som perioden det er is i hallen, er satt til 1. august til ca. 10. mai. Utenfor denne perioden kan hallen benyttes til andre formål, men å skape en ishall har vært formålet og dimensjonerende. Figur 14 viser hvordan trening, kamp, cup og ingen aktiviteter fordeler seg på den totale driftstiden. Treninger vil oppta over halvparten av driftstiden, mens andre isaktiviteter vil kun oppta 6 %.



Figur 14: Aktivitetsfordeling på Jordal Amfi (SIAT, 2015)

Grensesnitt og energikrav

Det kan antas at prosessanlegget i enkelte perioder vil produsere overskuddsvarme. For å sikre utnyttelse av denne og optimalisere driften i ishallen tas følgende forutsetninger:

- Anlegget skal kunne forsyne Ungdomshallen og idrettshallen med overskuddsvarme
- Prosessanlegget skal betjene alle arealer i bygget

Fra oppdragsgiver er det gitt følgende energikrav:

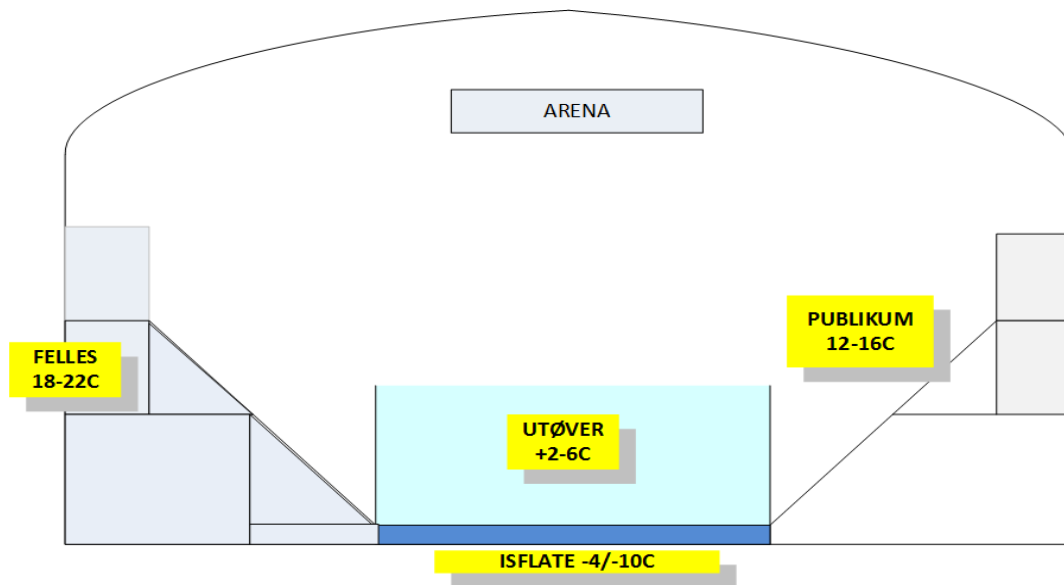
- Selve bygget (ekskludert arena-areal) skal kvalifisere til passivhusstandard
- Anlegg for kulde, oppvarming, avfukting, og ventilasjon skal ses i sammenheng slik at man kan utnytte overskuddsenergi på best mulig måte og dermed kan sikre god driftsøkonomi for hele bygningsmassen.
- Målsetning for energibruk < 800 kWh/m² isflate
- Kjøleanlegget skal være CO₂-basert

Inneklima

Som nevnt i kapittel 2.1 er det minst to klimasoner inne i en ishall, en for utøvere og en for publikum. I tillegg til disse to, vil det være kontorlokaler og fellesområder tilknyttet ishallen.

Her er det også egne klimakrav. En illustrering av klimasoner i ishallen er vist i Figur 15. Anlegget må derfor kunne håndtere følgende krav til inneklima:

- Tribuner: 12 °C – 20 °C
- Kontorlokaler og fellesområder: 18 °C – 22 °C
- Utøversone: 2 °C – 6 °C
- Alle soner med RF på 45 % – 65 %



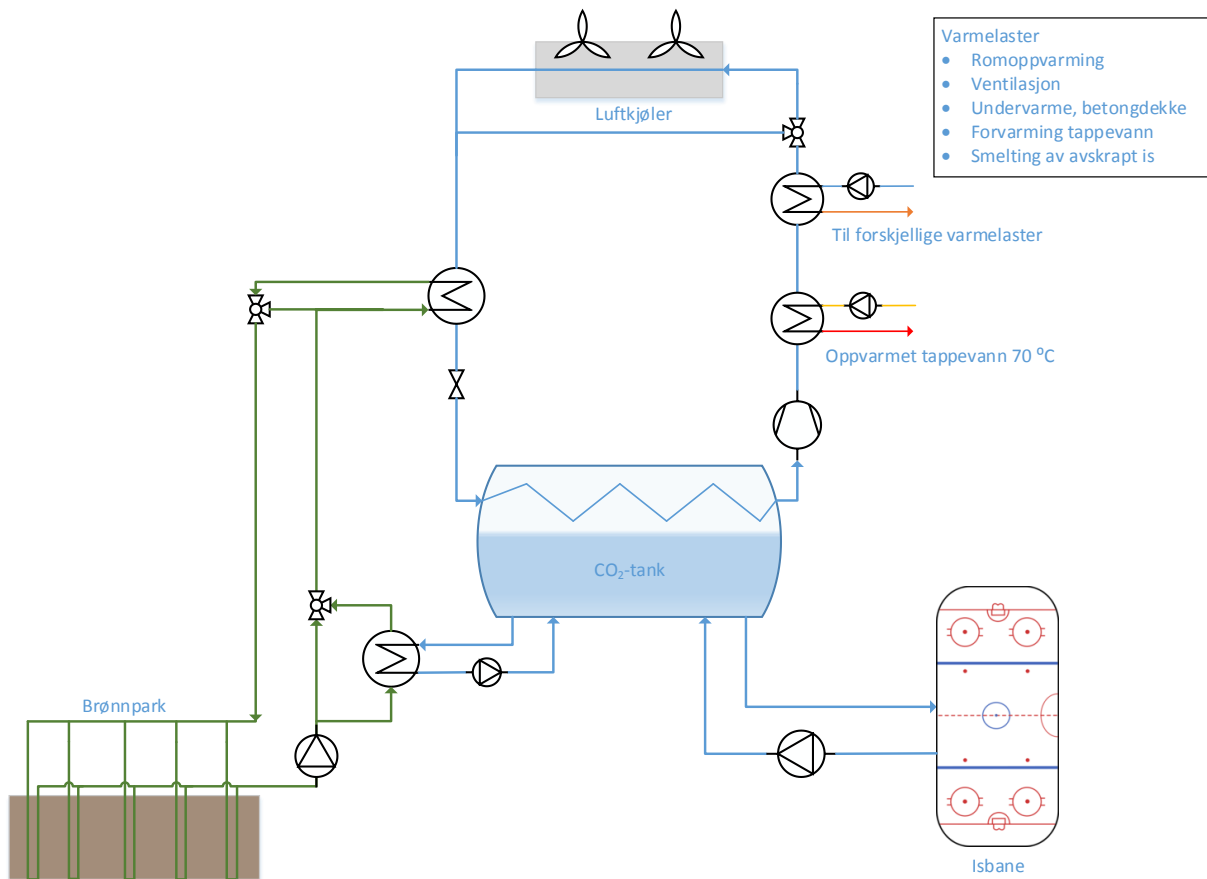
Figur 15: Klimasoner i en ishall (SIAT, 2015)

Vær og uteklima

Prosessanlegget påvirkes av omgivelsene gjennom hvordan varme- og kjølebehovet varierer gjennom året. Det er i forprosjektet hentet værdata for de siste 30 år. Basert på disse målingene kan man se når dimensjonerende situasjoner oppstår. Utetemperatur og RF er parametere som er av betydning for varmebehov og ventilasjon/avfukting. Dette ses i sammenheng med forventet bruksmønster.

4.3 Energisystem

Figur 16 viser en prinsipiell skisse over energisystemet, basert på figur i forprosjektrapporten. To gasskjølere er koblet i serie, der den første går mot forbruksvann til dusj/vask og ispreparering. Her kommer forvarmet vann inn og går ut på 70 °C. Neste gasskjøler går mot varmeanlegget, som leverer varme til forskjellige varmelaster i anlegget. Ved lavt varmebehov vil overskuddsvarme enten dumpes til uteluft, eller avgis i geoenergilageret, alt etter hva som lønner seg energiøkonomisk. Ved høyt varmebehov benyttes energibrønnene som ekstra varmekilde i tillegg til isbanen.



Figur 16: Prinsipiell skisse av energisystemet

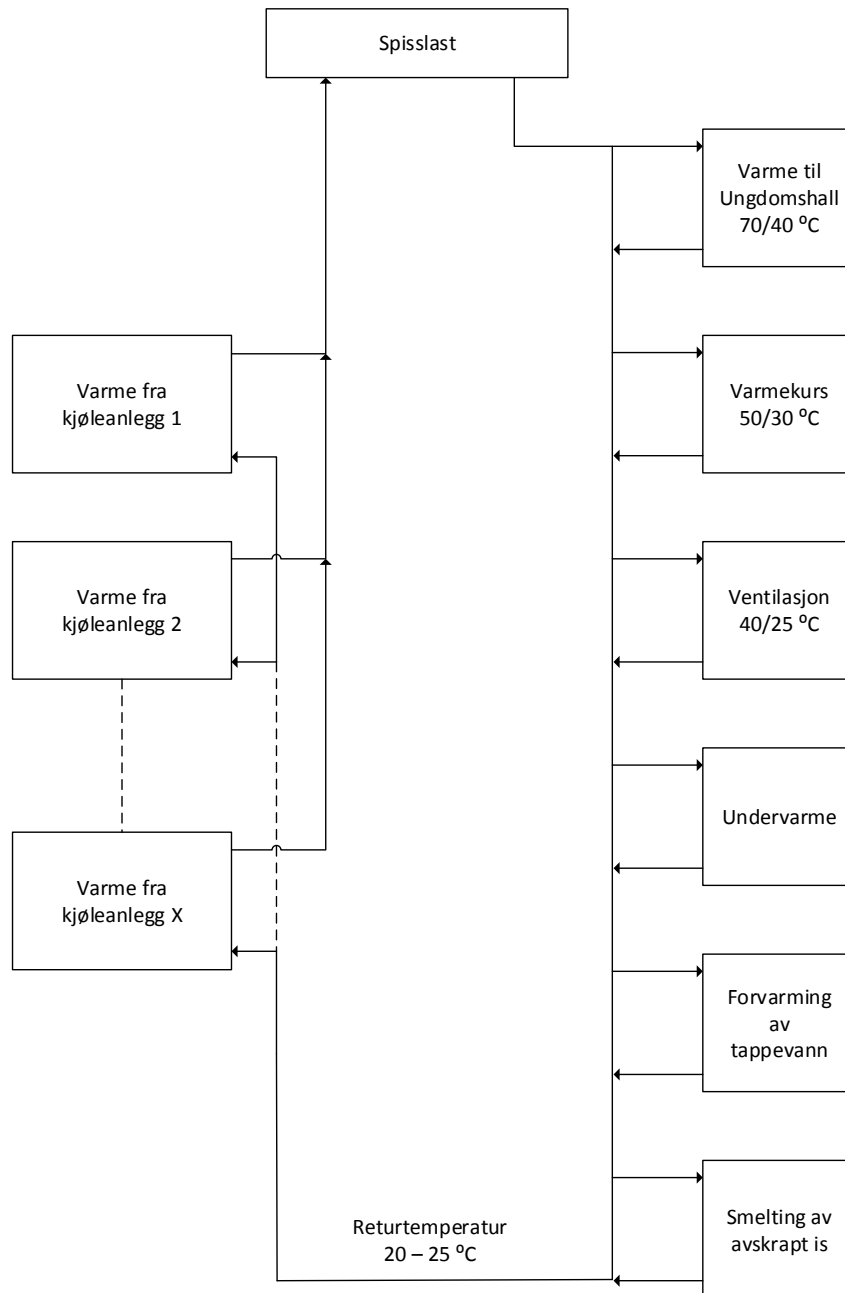
Jordal Amfi vil i realiteten bestå av flere kjøleanlegg, eksempelvis for kjøling av tekniske rom og ventilasjonsluft for både publikum og kontorarealer. I denne oppgaven avgrenses det til å se kun på kjøleanlegget til isbanen i samspill med geoenergilager.

4.4 Varmeanlegg

Varmeanlegget skal dekke infiltrasjonstap, transmisjonstap, oppvarming av varmtvann, oppvarming av ventilasjonsluft samt kuldeavgivelsen fra isen. Anlegget er vannbårent. Alle de forskjellige kjøleanleggene er koblet i parallell opp mot varmeanlegget i tillegg til å være koblet til varmtvannsberedning. I varmeanlegget er varmelastene koblet i serie, illustrert i Figur 17. Figuren er basert på informasjon i forprosjektrapporten. Dette lar seg gjøre på grunn av de

ulike temperaturbehovene, der temperaturområdet går fra 70 °C til 20 °C. Siste ledd i serien er varmeleveranse for smelting av avskrapet is. Dette smeltevannet er tenkt til gjenbruk for ispreparering. I tilfelle kjøleanleggene ikke klarer å dekke varmebehovet, og som en sikkerhet, er det planlagt en elektrokjel som spisslast. Denne dimensjoneres til å dekke hele varmebehovet.

Effektbehovet vil variere gjennom året. Behovet knyttet til Ungdomshallen, varmekursen til arenaen og varmebatteriene i ventilasjonsaggregatene er styrt etter utetemperaturen. Så lenge man er i driftsperioden har man varmebehov for smelting av avskrapet is og undervarme.



Figur 17: Skisse over varmeanlegget

4.5 Geoenergisystem

Man ønsker at anlegget skal ha mulighet til å levere 500 kW i varmepumpefunksjon. Geoenergisystemet dimensjoneres på grunnlag av at kjøleanleggene produserer kontinuerlig 285 kW varme for å holde de to isflatene kalde og i god kvalitet. De resterende 215 kW må da hentes fra geoenergisystemet. Parameterne for brønnparken beregnes etter nødvendige tester av grunnen og effekt- og energiberegning av bygningsmassen. Kapasiteten vil bli nedskalert i denne oppgaven, nærmere beskrevet i kapittel 5.2.1.

5 Metode

Det vil i dette kapittelet bli redegjort for forskningsmetoder, samt anvendte metoder for hvordan denne masteroppgaven er blitt løst. Først går det gjennom teori om vitenskapelige metoder.

Kvalitativ og kvantitativ metode

Metode defineres som en framgangsmåte for å frembringe kunnskap eller etterprøve påstander som fremsettes med krav om å være sanne, gyldige eller holdbare (Dalland, 2000). Valget av metode bør gjøres av den bakgrunn av at man mener metoden vil gi holdbare, gode resultater og være et tjenlig redskap for å besvare problemstillingen. Gitt en helhetlig arbeidsmodell styrkes resultatene i relasjon til behovene.

Den kvantitative metoden tar sikte på å behandle kvantifiserbare, målbare enheter og data. Denne metoden forutsetter at forskeren har tilstrekkelig kunnskap om emnet. Kvalitative metoder er basert på å fange opp meninger, opplevelser eller annen informasjon som ikke lar seg tallfeste eller måle (Dalland, 2000). Den kvalitative metoden er verre å etterprøve i motsetning til de kvantitative.

Reliabilitet og validitet

Reliabilitet brukes om konsistens eller stabilitet i målinger og resultater, og at resultatene kan reproduseres og verifiseres. Validitet er knyttet til gyldighet og at målinger måler det som skal måles. Reliabilitet og validitet i informasjonen en behandler må vurderes i forhold til hva som er nødvendig for at resultatene fra avhandlingen skal være gyldige og pålitelige (Mitchell og Jolley, 2009).

Det er to typer reliabilitet, intern og ekstern. Man oppnår intern reliabilitet når andre forskere kan benytte din forskningsmetode for analyse av data. Ekstern reliabilitet oppnås når andre forskere kan gjenskape de samme resultatene. På samme måte har man også intern og ekstern validitet. Den interne validiteten relateres til hvorvidt resultatene er av relevans for emnet i avhandlingen. Ekstern validitet relateres til overføringsverdien av resultatene til andre undersøkelser og fenomen. En høy reliabilitet inkluderer ikke uten videre høy grad av validitet, og vise versa (Mitchell og Jolley, 2009). Å oppnå reliabilitet og validitet i denne oppgaven er et mål som er høyst tilstede.

5.1 Litteratur- og dokumentstudie

Det ble gjort en undersøkelse av forskning og litteratur innenfor temaet som oppgaven dekker. Det ble i hovedsak benyttet nettbaserte databaser som er tilgjengelig via NTNU, da fortrinnsvis Google Scholar og Oria.

Det ble brukt nøkkelord innen temaet under søkingen, og deretter brukt funksjoner i databasene for å avgrense søkeområdet hvis det var nødvendig. Medveileder Bjørn Aas ved SIAT ble også benyttet i arbeidet med å finne litteratur, da han sitter på en del kunnskap og

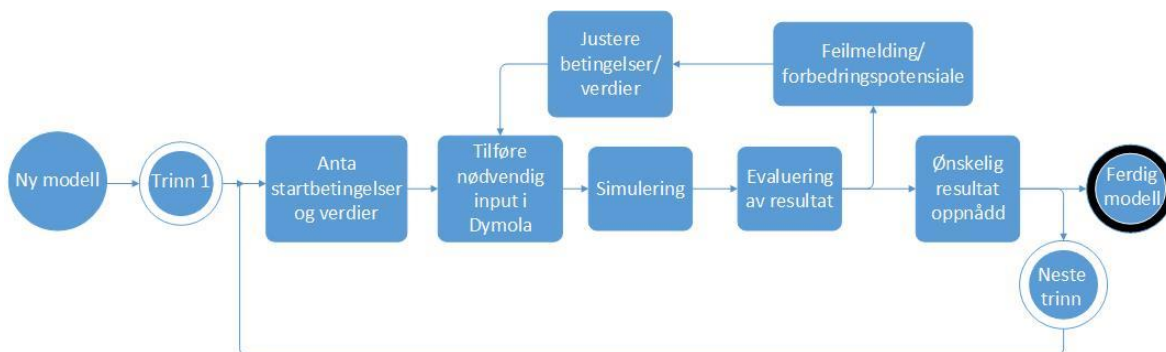
erfaring fra tidligere arbeid innenfor samme tema. Ved funn av relevant litteratur ble den kritisk vurdert i henhold til troverdighet, objektivitet, nøyaktighet og egnethet.

Forprosjektrapporten datert 5. juni 2015 ble gitt som et grunnlag for oppgaven. Dette innebar en behandling og tolkning av rapporten, samt et tilhørende regneark som beskrev vesentlige størrelser på anlegget. Dette arbeidet ble gjort med tanke på oppgavens overføringsverdi til andre ishaller.

5.2 Grunnlag for simulering

Det vil i dette kapittelet redegjøres for grunnlaget til simuleringsmodellene som ble utviklet. Dette innebærer hvordan variabler har blitt bestemt, metode, krav som skal møtes og hvilke parametere en skal forholde seg til.

Strategien for utviklingen av modellene i Dymola var å starte med en så enkel versjon av anlegget som mulig, deretter videreutvikle modellen trinnvis og iterativt for å nærme seg en så virkelighetsnær simuleringsmodell som mulig. Under forutsetning av en løpende kvalitetssikring identifiseres resultatene i forhold til parameterne. Prosedyren for utvikling av modellene forløp seg slik:



Figur 18: Prosedyre for utvikling av modell

5.2.1 Antakelser, avgrensinger og forenklinger

I Norges Ishockeyforbunds strategiplan for 2015 – 2019 framgår det som mål å bygge 12 nye ishaller i løpet av planperioden (NIHF, 2015b). Flertallet av ishallene som skal bygges i Norge i fremtiden skal ikke være av en slik størrelse som nye Jordal Amfi, med omfattende arealer for kontorlokaler og høy publikumskapasitet. For at resultatene fra denne oppgaven skal ha en overføringsverdi til kommende ishaller vil ytelsen til anlegget som simuleringsmodellene beskriver fravike noe fra behovet til nye Jordal Amfi.

Nye Jordal Amfi er for øyeblikket på en tidlig fase i prosjektet, der forprosjektrapporten er i ferd med å ferdigstilles. Det er derfor aspekter ved anlegget som ikke er definert, og ingen deler av anlegget er ferdig prosjektert. Derfor er det i denne oppgaven gjort visse forenklinger og antakelser om deler av anlegget som det ennå er usikkerhet rundt. Det vil i dette kapittelet bli redegjort for hvordan simuleringsmodellene fraviker fra det som er beskrevet i forprosjektrapporten og hvilke antakelser og forenklinger som er gjort.

Kontorlokaler

Nye Jordal Amfi planlegges med 13 000 m² oppvarmet bruksareal. Størrelsen på dette arealet er særegent for Jordal Amfi. Det er derfor, i samråd med medveileder, skalert ned arealet med ca. 60 % til 5 000 m². Det er antatt lineært forhold mellom effektbehov for oppvarming og areal. Beregnet effekt i forprosjektrapporten blir tatt som utgangspunkt, men da også skalert ned 60 %. Dette gjelder romoppvarming, ventilasjon og tappevann.

Ishall

Varmebehovet til ventilasjon av publikumsområdet inne i ishallen er ikke tatt med i det totale varmebehovet. På grunn av kravene til inn klima i ishallen er det i enkelte perioder av sesongen behov for avfukting av inntaksluften. Med en høy publikumskapasitet vil også effektbehovet for ventilasjonen være høy. Hvordan dette effektbehovet skal møtes er enda ikke avklart i forprosjektrapporten.

Ventilasjon av utøversonen (isflaten) vil derimot være med i det totale varmebehovet som skal bli møtt. Størrelsen på dette behovet er antatt å være lik behovet for ventilasjonen under trening. Ved trening vil kun ventilasjonen for utøvere være i drift.

Termisk energilager

Nye Jordal Amfi vil benytte grunnvarme gjennom energibrønner. Det antas at brønnparken er riktig dimensjonert og hensiktsmessig driftet slik at det gir stabile driftsforhold for varmpumpen. Dette gjelder særlig at det er balanse i uttatt og tilbakeført energi. Det er ikke blitt gjennomført en termisk responstest i området hvor energibrønnene for anlegget skal ligge eller noe andre geologiske undersøkelser. NGUs karttjenester viser flere energibrønner i nærområdet til Jordal Amfi, og det antas at det ikke vil være noen spesielle utfordringer ved å anlegge en brønnpark her. På grunn av effektbehovet blir nedskalert i forhold til det som er forespeilet i forprosjektrapporten, vil også det termiske energilageret bli nedskalert.

Varmeanlegg

Varmedistribusjonssystemet blir ikke modellert, der systemgrensen for simuleringsmodellen begrenser seg til kun å overføre varme til varmeanlegget.

Kjølebehovet for isen i Ungdomshallen tas ikke med, slik at den totale kuldeytelsen til anlegget vil være lavere enn hva det vil være i virkeligheten for Jordal Amfi. Dermed tas det kun med kjølebehovet for hovedarenaen. Ungdomshallen tas ikke med av hensyn til videreføringsverdi av resultatene til framtidige ishaller da det forventes at flertallet vil ha kun en isflate.

Vann til ispreparering og dusj/vask har to forskjellige temperaturkrav. Vann tilføres isflaten på 55 °C – 60 °C, mens tappevann til dusj/vask må varmes opp til ca. 70 °C av hensyn til legionella-bakterien. Det er gjort en forenkling med tanke på beregning av effektbehovet for denne oppvarmingen. Én varmeveksler skal dekke dette behovet, og det blir derfor regnet ut et vektet gjennomsnittlig temperaturløft etter fordelingen av vann til ispreparering og dusj/vask. Dette er nærmere forklart i kapittel 5.2.3.

Simuleringsmodeller

Å simulere hele sesongen i én modell som kan møte alle driftssituasjoner ville resultert i en meget kompleks modell. Det er derfor gjort en forenkling ved å lage forskjellige modeller som hver skal møte de ulike driftssituasjonene som kan oppstå gjennom en driftssesong. De ulike modellene er beskrevet i kapittel 5.3.

5.2.2 Simuleringsperioder

Fire ulike perioder gjennom driftsperioden skal undersøkes. De fire ulike periodene er valgt ut med hensikt å representere forskjellige driftssituasjoner for energisystemet. Variasjonene i brukstimene og effektbehovet for anlegget, gitt fra forprosjektrapporten, er angitt i tidsintervaller på en uke. Derfor har også de fire periodene en varighet på en uke hver.

- Periode 1 – August
- Periode 2 – November
- Periode 3 – Januar
- Periode 4 – Mai

Periode 1 representerer sesongoppstart i august. Her forventes et lavere oppvarmingsbehov, men et noe større behov for avfukting. Periode 2 er midt i november, der oppvarmingsbehovet har økt. Her forventes det nødvendig å bruke energibrønner som ekstra varmekilde. Periode 3 er midt i januar, der man har det største oppvarmingsbehovet, og behovet for energibrønner som ekstra varmekilde er på det høyeste. Periode 4 er i sesongavslutningen, typisk starten av mai.

5.2.3 Varme- og kjølebehov

Det antas et kjølebehov for å opprettholde riktig temperatur på isen på 110 kW når det er aktivitet på isen, mens på natten reduseres kjølebehovet til 70 kW. Dette behovet er konstant gjennom sesongen. Fra kl. 07 – 22 vil kjøleanlegget yte 110 kW, mens det vil yte 70 kW ellers. Disse effektene er hentet fra forprosjektrapporten.

Med bakgrunnsmateriale fra forprosjektrapporten er det estimert et effektbehov for anlegget gjennom de ulike periodene. Tabell 5 viser maksimalt effektbehov for varme i de ulike postene, mens Tabell 6 viser det høyeste og laveste samtidige varmeeffektbehovet i periodene. I Vedlegg C finnes døgnvariasjoner i de ulike periodene.

Tabell 5: Maksimal varmeeffekt i periodene

Periode	Oppvarming, kontorlokaler [kW]	Ventilasjon, kontorlokaler [kW]	Tappevann, isprep. [kW]	Varmekurs, ishall [kW]	Ventilasjon, ishall [kW]
1 - August	0	0	61	74	33
2 - November	30	30	61	88	6
3 - Januar	90	90	61	93	9
4 - Mai	10	10	61	81	1

Det som inngår av effektbehov i «Varmekurs, ishall» er undervarme til isbanedekket, issmelting og oppvarming av ishallen. I «Tappevann, ispreparering» dekkes både behovet for tappevann/dusj i ishallen og kontorlokalene, samt oppvarmingsbehov for vann til ispreparering.

Legges disse effektene sammen får man en maksimal samtidig varmeeffekt som skal leveres. Videre antas det at varmebehov settes ned om natten, samtidig som effektkravet til issmelting ikke er tilstede. Dette gir en minste samtidig varmeeffekt. Periodevis oversikt sees i Tabell 6.

Tabell 6: Maks. og min. samtidig varmeeffekt i periodene

Periode	Maks. samtidig varmeeffekt [kW]	Min. samtidig varmeeffekt [kW]
1	168	73
2	215	100
3	343	178
4	163	77

De teoretiske beregningene forteller at den totale leverte varmeeffekten uten hjelp fra energibrønner vil være tilstrekkelig for å dekke varmebehovet i Periode 1 og 4. For de to andre periodene vil det være behov supplering av varme fra energibrønner.

Forprosjektrapporten estimerer et behov på 63 kW for varmtvann til kontorlokaler, ved å skalere ned dette 60 % i henhold til kapittel 5.2.1, resulterer det i 25,2 kW. For å beregne effektbehovet for oppvarming av vann ispreparering og dusj/vask knyttet til ishallen, må en se på aktivitetsnivået. Hentet fra forprosjektrapporten vil man ved en normal dag, med aktivitet fra kl. 07 – 22, få et vannforbruk som forløper seg som i Tabell 7.

Tabell 7: Tidstabell for vannforbruk

Tid	Ispreparering [l]	Dusj [l]	Totalt [l]
07:00	500		500
08:00	500	1200	1700
09:00			0
10:00	500	1200	1700
11:00			0
12:00	500	1200	1700
13:00			0
14:00	500	1200	1700
15:00			0
16:00	500	1200	1700
17:00			0
18:00	500	1200	1700
19:00			0
20:00	500	1200	1700
21:00			0
22:00	500	1200	1700
Sum	4500	9600	14100

Det antas at vann til ispreparering må varmes opp til 50 °C og dusjvann til 70 °C. Videre antas det at vannet er forhåndsvarmet via varmeanlegget til 20 °C, som da gir et temperaturløft på 30 K og 50 K for henholdsvis ispreparering- og forbruksvann. Dette gir et vektet snitt på et temperaturløft lik 43,6 °C. Utregning er vist under.

$$30K \cdot \frac{9\,600\,l}{14\,100\,l} + 50K \cdot \frac{4\,500\,l}{14\,100\,l} = \underline{43,6\,K}$$

Det forutsettes at det tappes jevnt vann til akkumulatortanker 20 timer pr. døgn. For at behovet på 14 100 liter pr. døgn skal møtes, tilsvarer det 705 liter pr. time i de 20 timene det tappes. Dette tilsvarer ca. 0,2 kg/s. Basert på dette kan en finne kapasiteten til varmeveksleren ved å bruke ligning (3):

$$Q_{FV} = \dot{m}_{FV} c_{p,vann} \bar{\Delta}T_{FV} \quad (3)$$

Q_{FV}	=	Effektbehov forbruksvann [kW]
\dot{m}_{FV}	=	0,196 kg/s Massestrøm forbruksvann
$c_{p,vann}$	=	4,18 kJ/(kg K) Spesifikk varmekapasitet, vann
$\bar{\Delta}T_{FV}$	=	43,6 K Vektet snitt på temperaturløft

Dette gir da:

$$Q_{FV} = \underline{35,7\,kW}$$

Med 35,7 kW knyttet til vannforbruk i ishallen og 25,2 kW knyttet til vannforbruk til kontorlokaler resulterer det i en samlet effekt på ca. 61 kW.

5.3 Simuleringsmodellene

Det vil bli benyttet forskjellige modeller i simuleringene der forskjellige driftsituasjoner skal bli møtt. Det vil i dette kapittelet bli redegjort for disse modellene og hvordan de er oppbygd.

Simuleringsmodellene er koblet til klimadata for Fornebu, Oslo. Klimafilen er utarbeidet av ASHRAE spesielt for bruk i simuleringsprogrammer for energiberegninger av bygninger (EERE, 2015). Klimaet er direkte koblet inn via luften som går gjennom luftkjøleren. Utetemperatur og RF er verdier som tas inn. Varmebehovet for anlegget er derimot ikke koblet mot denne filen, men basert på beregninger fra forprosjektrapporten om nye Jordal Amfi.

Microsoft Excel sammen med RnLib, et bibliotek for kuldemediedata (NKF, 2015), ble benyttet til å identifisere anleggets ytelse i en stabil tilstand. Fra dette ble det videre bestemt teoretiske verdier på dimensjoner på gasskjølere, fordampere, kompressor og strupeventil. Disse verdiene ble brukt som startverdier under utarbeidelse av simuleringsmodeller. Alle beregninger i regnearket finnes i Vedlegg B. Hvilke komponenter i programmet som er benyttet er listet i Vedlegg D.

5.3.1 Basismodell

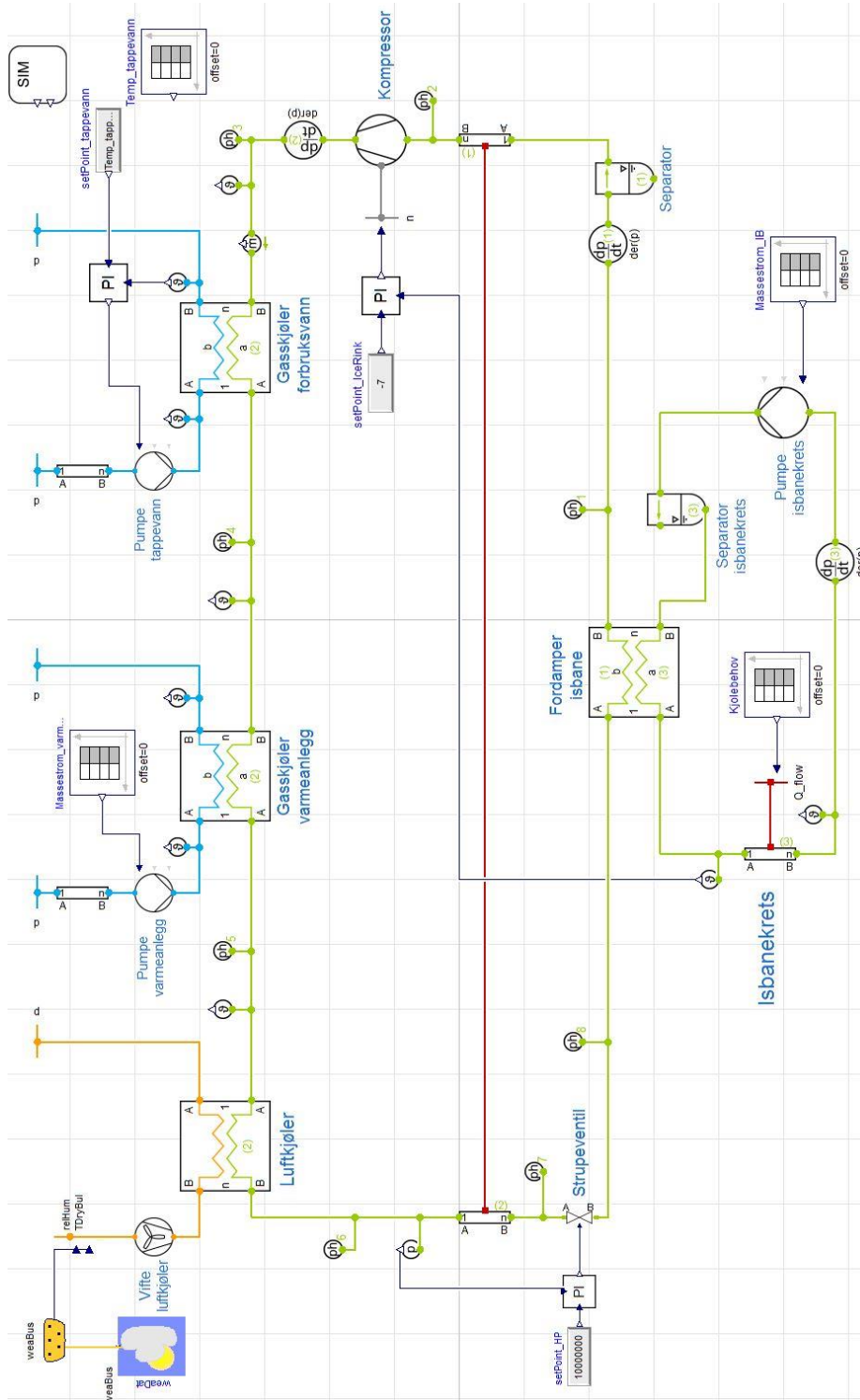
Basismodellen, vist i Figur 19, er utgangspunktet for modellene brukt i denne oppgaven. Alle modellene inneholder de komponentene som er i basismodellen, men er utvidet på forskjellige måter for å være tilpasset driftsituasjonene som periodene krever.

Modellen er bygd opp med to lukkede kretser av CO₂ (grønn linje). Den ene er arbeidskretsen som avgir varme til varmeanlegget og forbruksvann til dusj/vask og ispreparering. Den andre lukkede kretsen er isbanekretsen der CO₂ sirkulerer i banedekket.

Arbeidskretsen blir komprimert opp til høyere trykk av en frekvensstyrt kompressor, som styres etter å holde en brukergitt utløpstemperatur på CO₂ i isbanekretsen. Strupeventilen reguleres etter trykket ved inngangen til ventilen, og jobber for å holde det konstant på et brukergitt trykk. Arbeidskretsen er tilkoblet tre gasskjølere i serie. Den første gasskjøleren dekker varmebehovet for tappevann og vann til ispreparering. Den andre gasskjøleren i rekken gir varme til varmeanlegget, der begge er platevarmevekslere. Den siste gasskjøleren i serien er mot uteluft og har som hensikt å dumpe overskuddsvarme. Uteluften er koblet opp mot en klimafil for å få sesong- og døgnvariasjoner.

En frekvensstyrt pumpe styrer utløpstemperaturen av forbruksvannet. En regulator registrerer avvik ved ønsket og faktisk utløpstemperatur. Ved avvik vil pumpen respondere med å øke eller senke frekvensen etter signal fra regulatoren. Økning eller senkning av frekvensen vil henholdsvis øke eller senke massestrømmen av vannet. Når massestrømmen øker vil utløpstemperaturen synke, og det motsatte hvis massestrømmen synker.

Om natten er det redusert kjølebehov i hallen, slik at kjøleytelsen reduseres fra 110 kW til 70 kW fra kl. 22:00 – 06:00. Dette styres ved at isbanekretsen tilføres varme på enten 110 kW eller 70 kW, som fordamperen må ta ut av kretsen. Hvilken effekt som skal ytes leses av et tidsskjema. Pumpen i isbanekretsen justerer massestrømmen i henhold til justeringen av kjøleytelse, ved å lese inn massestrøm fra et tidsskjema.



Figur 19: Basismodell (skjerm bilde Dymola)

5.3.2 Modell med energibrønn som varmekilde

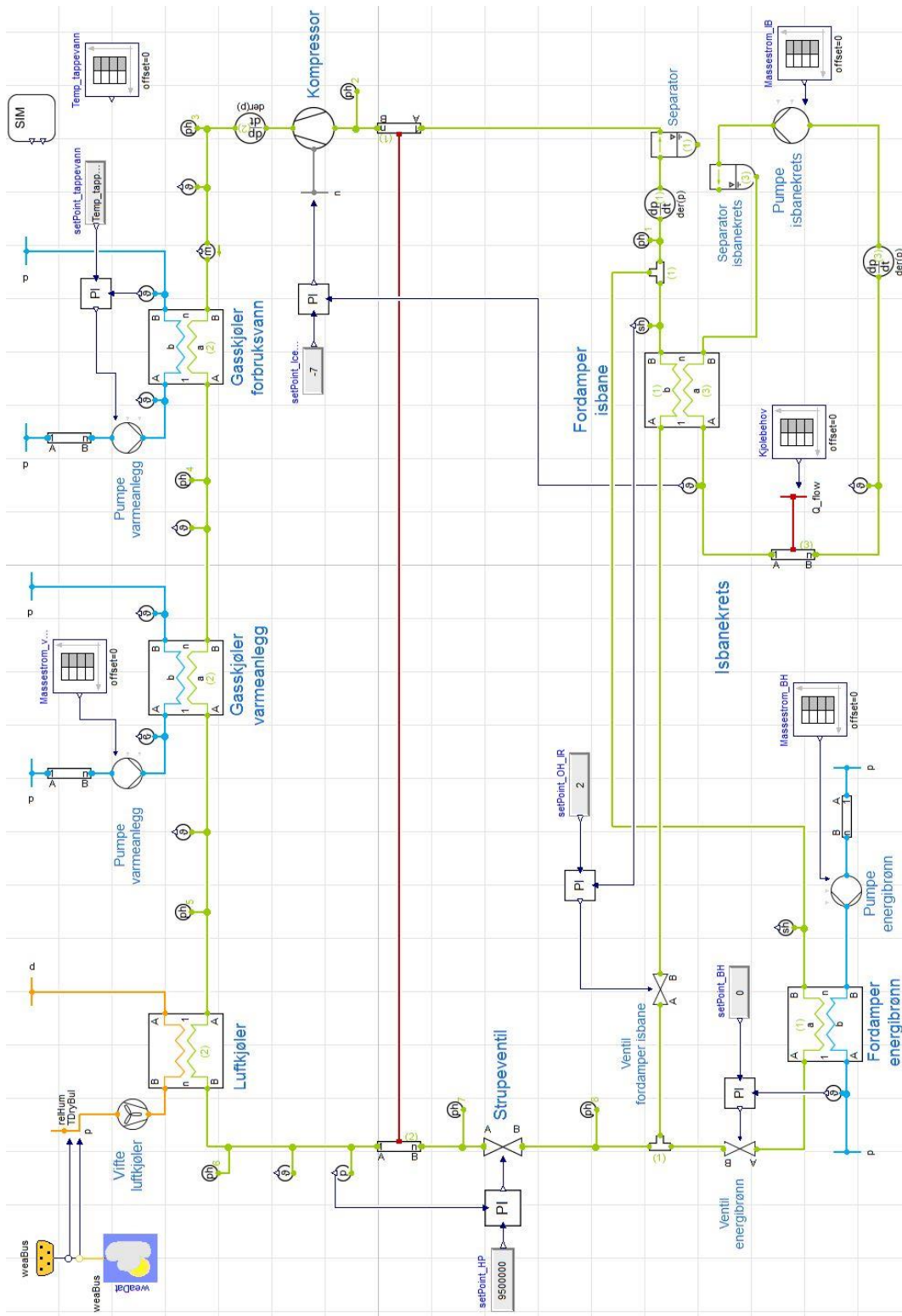
Modellen vist i Figur 20 er modellen benyttet til driftsituasjonene der energibrønnene fungerer som varmekilde. Høytrykk-siden av modellen er lik som basismodellen, men lavtrykk-siden er utvidet med tilkobling mot energibrønner. Etter strupeventilen deles arbeidskretsen i to grener; en til fordamperen mot isbanekretsen og en til fordamper mot energibrønner. Fordamperne mot energibrønnene og isbanekretsen blir da koblet i parallell. Kompressoren blir fremdeles styrt med hensikt å holde temperaturen i isen på ønsket nivå.

Massestrømmen av CO₂ i disse to grenene blir regulert ved hjelp en ventil på hver gren. Ventilen på grenen som tar opp varme fra energibrønnene justerer massestrømmen via en regulator. Det er satt en ønsket temperatur på væsken som går ned til energibrønnene. Innløpstemperatur og massestrøm på kollektorvæske er konstant. Dermed jobber systemet mot en konstant temperaturdifferanse på kollektorvæsken. Hvis det er avvik, vil ventilen reguleres på signal fra regulatoren. Ventilen øker eller senker massestrømmen av CO₂, avhengig av om temperaturen på væsken er for høy eller lav. Effektuttaket fra energibrønnene er bestemt ut i fra ligning (4):

$$Q_{EB} = \dot{m}_{EB} c_{p,EB} \Delta T_{EB} \quad (4)$$

Q_{EB}	=	Effektuttak fra energibrønn [kW]
\dot{m}_{EB}	=	Massestrøm kollektorvæske [kg/s]
$c_{p,EB}$	=	Spesifikk varmekapasitet kollektorvæske [kJ/kg K]
ΔT_{EB}	=	Temperaturdifferanse på kollektorvæske over fordamper [K]

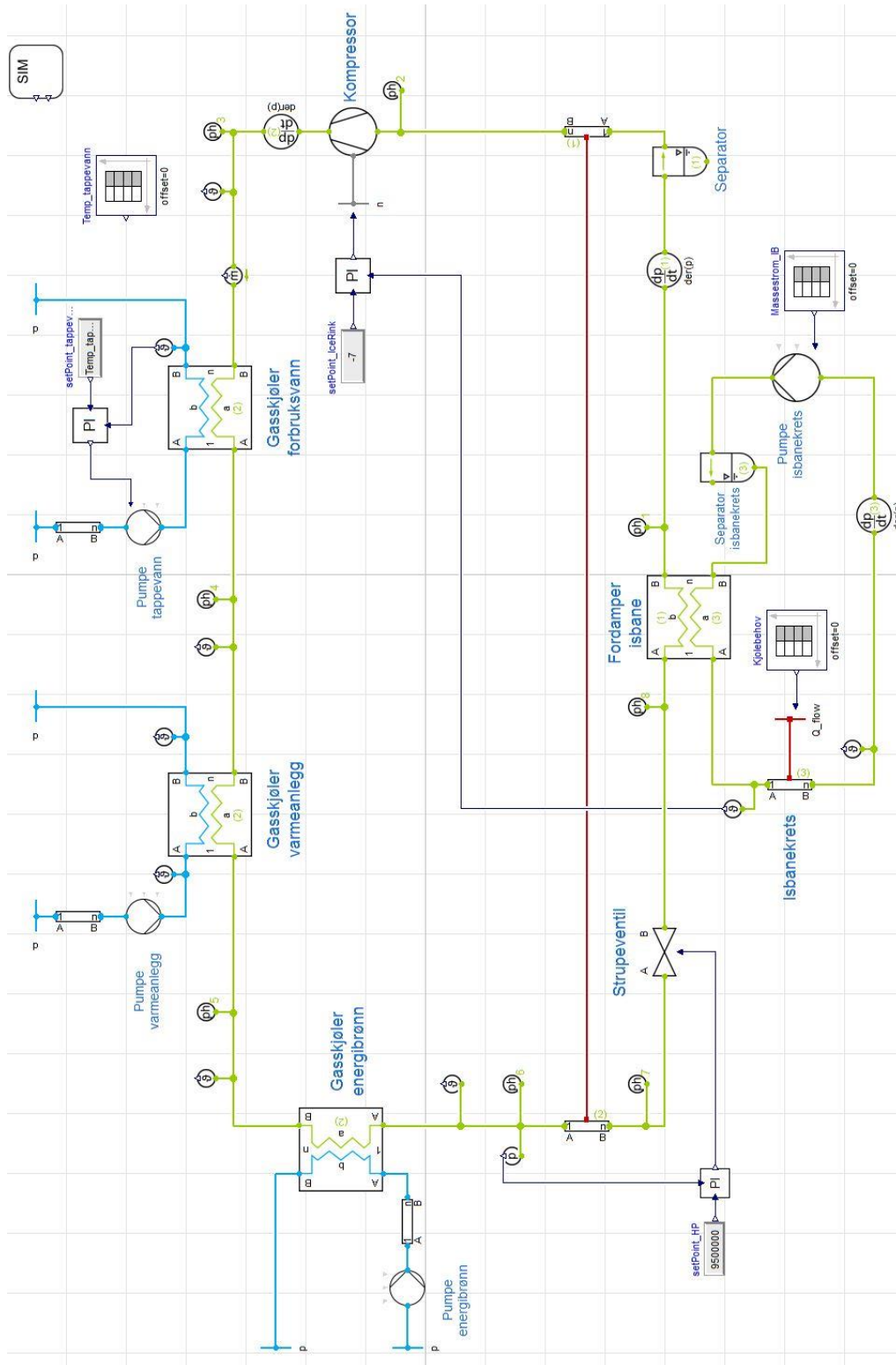
Ventilen til fordamperen mot isbanen styres slik at CO₂ i arbeidskretsen går ut av fordamperen med et brukerbestemt antall grader overhetning. Regulatoren får inn verdien på antall grader overhetning, og sender signal til ventilen som responderer i forhold til om det er avvik eller ikke.



Figur 20: Modell med energibrønner som varmekilde (skjermbilde Dymola)

5.3.3 Modell med energibrønn som varmesluk

Denne modellen, vist i Figur 21, er brukt i driftsituasjoner der energibrønnene er benyttet som varmesluk. Gasskjøleren mot energibrønnene er koblet inn som den siste veksleren i systemet, og har som hensikt å sende ned energi når det er overflødig varme i systemet.



Figur 21: Modell energibrønn som varmesluk (skjerm bilde Dymola)

5.3.4 Størrelser på hovedkomponenter

Tabell 8 gjengir de viktigste verdiene som er benyttet i hovedkomponentene. I de forskjellige periodene skal gasskjøleren mot varmeanlegget yte forskjellig. Det ble beregnet nødvendig antall plater for de ulike ytelsene, den med høyest antall ble dimensjonerende, detaljene her finnes i Vedlegg B. Arealet (A) til fordamper mot energibrønner i Periode 2 og 3 er noe lavere enn beregnet i regnearket. Luftkjøleren er ikke listet her, den ble forsøkt gjort så liten som mulig på grunn av problemer under simuleringene. Dette er nærmere omtalt i kapittel 7.

Tabell 8: Størrelser på hovedkomponenter i modellene

Gasskjøler, forbruksvann	
Type	Platevarmeveksler
U	2500 W/(m ² K)
A	1,46 m ²
Gasskjøler, varmeanlegg	
Type	Platevarmeveksler
U	2500 W/(m ² K)
A	15,34 m ²
Kompressor	
V _s	0,0003 m ³
η _{is}	0,75
λ	0,8
Frekvensområde	5 – 180 Hz
Fordamper, isbane	
Type	Platevarmeveksler
U	2500 W/(m ² K)
A	25,35 m ²
Fordamper, energibrønn, Periode 2	
Type	Platevarmeveksler
U	2500 W/(m ² K)
A	2,61 m ²
Fordamper, energibrønn, Periode 3	
Type	Platevarmeveksler
U	2500 W/(m ² K)
A	6,78 m ²

5.4 Begrensninger i modellene

Det er noen begrensninger i modellene som distanserer de fra virkeligheten. Disse kom fram underveis i utarbeidelsen av modellene. Dette vil bli gjennomgått i dette kapitlet. Hvordan disse begrensningene påvirker resultatene blir diskutert i kapittel 7.

Det er ikke noen kontroll på vanntemperaturen ut på varmeanlegget. Massestrømmen på vannet blir angitt gjennom et tidsskjema der pumpen leser av massestrømmen den skal pumpe gjennom gasskjøleren. Utløpstemperaturen på vannet vil dermed variere ut i fra tilgjengelig varme fra arbeidskretsen og massestrømmen som pumpen gir. Det er dermed ingen fast utløpstemperatur varmeanlegget jobber mot.

I modellene er det brukt kun én kompressor med et stort frekvensområde. Dette er gjort som en forenkling når det i realiteten vil være flere for å kunne håndtere de ulike effektytelsene. Det vil også være flere kompressorer som sikkerhet hvis en havarerer. I Figur 16, kapittel 4.3 ble en prinsipiell skisse av energisystemet til Jordal Amfi vist. Her er det planlagt en CO₂-tank, denne komponenten finnes ikke i TIL Suite og blir erstattet med en ordinær platevarmeveksler.

Det ble ikke modellert noen automatikk mellom varmebehov og effektuttak av energibrønnene. Denne må angis manuelt som beskrevet i kapittel 5.3.2. Bruk av energibrønnene bør gå automatisk, både når det er behov for supplering av varme og hvor mye det er behov for.

I enkelte driftsituasjoner er det ikke behov for luftkjøler. Det lyktes derimot ikke å kjøre enkelte simuleringer uten at CO₂ gikk via luftkjøleren. I disse tilfellene ble størrelsen til luftkjøleren nedjustert slik at minst mulig varme ble vekslet med uteluften. Likevel er det noe varmelekkasje der størrelsen på denne blir analysert og diskutert i kapittel 7.

En av argumentene for å benytte CO₂ i isbanekretsen er at den gir en jevn temperatur på hele isflaten på grunn av at den fordampes i kretsen. Det lyktes ikke å modellere CO₂ i to-fase slik at i modellene er CO₂ i væskeform.

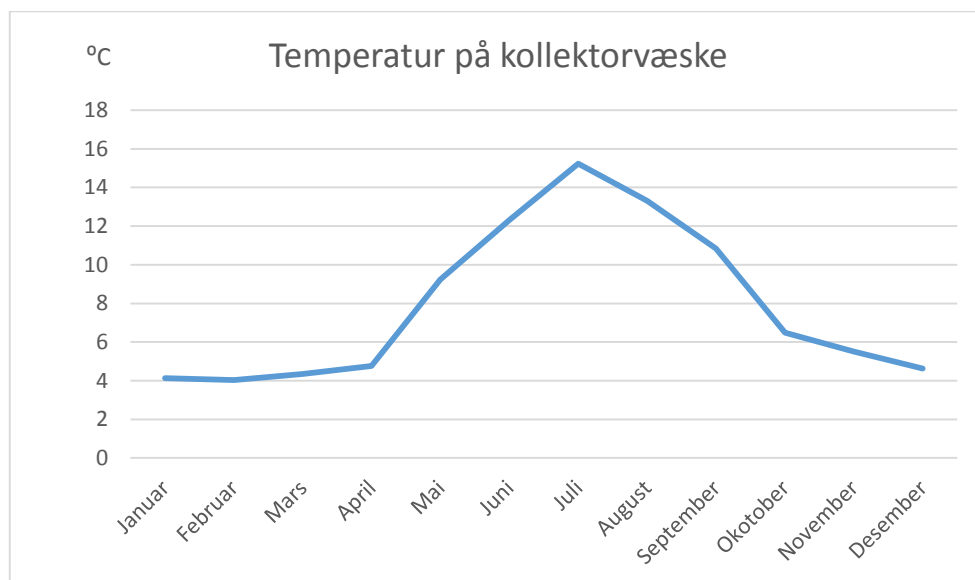
På alle pumper som driver forskjellige vann- og væskestrømmer blir det ikke registrert effektbruk. Hvis dette skulle blitt registrert så ville det vært nødvendig å legge inn et nødvendig pumpetrykk. Pumpen og massestrømmen ville da blitt styrt etter dette pumpetrykket. Det ble valgt å styre pumpen kun etter angitt massestrøm og uten trykktap som skal utlignes, på grunn av mangel på driftsdata om trykktap og bedre kontroll.

Det har blitt analysert hva som oppstår av varmebehov, både gjennom sesongen og i løpet av en dag. Hvordan de varierer er vist i Vedlegg C. Under simuleringene viste det seg at anlegget brukte lang tid på stabilisere seg. Det er derfor operert med ett effektbehov om natten/utenfor aktivitetstid og ett effektbehov når det er aktivitet på isflaten. Aktivitetstiden er gitt fra kl. 07 – 22. Effektbehovene er beskrevet i kapittel 5.2.3.

5.5 Temperaturer fra energibrønner

For å bestemme temperaturen på væsken opp fra energibrønnene ble programmet Earth Energy Designer (EED) versjon 3.16 med lisens fra NTNU brukt. For bestemmelsen av temperaturen på væsken trenger EED en rekke inndata. Termiske egenskaper til grunnen, parametere om brønnpark, type væske og energiuttak og –tilførsel i brønnene er faktorer som EED trenger. All inndata finnes i Vedlegg E. Ved hjelp av Norges Geologiske Undersøkelers (NGU) karttjenester ble bergarten ved Jordal Amfi identifisert (NGU, 2015). Med bergarten identifisert ble EEDs database benyttet for å finne de termiske egenskapene for grunnen. Grunnvannsforholdene ble derimot ikke identifisert. Figur 22 viser temperaturen på kollektorvæsken fra energibrønnene. Disse temperaturene er beregnet i EED, og er snittemperaturer mellom før og etter fordamper eller varmeveksler for frikjøling. Dette betyr at temperaturen på kollektorvæsken inn på fordamperen i de driftssituasjonene som krever energibrønnene som ekstra varmekilde vil være høyere enn det som leses av i denne figuren. I de tilfellene der energibrønnene blir benyttet til frikjøling om sommeren vil temperaturen inn på varmeveksleren være lavere.

Til grunnlag for temperaturberegning er antatt maksimal uttak og tilførsel av varme på henholdsvis 165 kW og 80 kW. Totalt uttak og tilbakeførsel av energi er 146 MWh. Dette er estimater basert på forprosjektrapporten.



Figur 22: Temperatur på kollektorvæske (EED)

6 Resultater

Det er mye data å hente ut fra simuleringene slik at kun et utvalg av resultatene vil framlegges i dette kapittelet. Det henvises til Vedlegg A for ytterligere resultater. Alle simuleringer er gjort over en varighet på åtte dager, der en ekstra dag ble lagt inn for gi systemet tid til å stabilisere seg. Den første dagen i simulingsperioden vil derfor ikke bli hensynstatt.

Tabell 9 angir ytelsen til anlegget i de ulike periodene, samt fordampningstrykket (P_{ford}). Den samlede varmeeffekten levert til forbruksvann og varmeanlegg (Q_H) og kompressorarbeid (W) er delt i ytelser for dag og natt.

Tabell 9: Resultater, periodevis

Periode	P_{ford} [bar]	Q_H, dag [kW]	$Q_H, natt$ [kW]	W_{dag} [kW]	W_{natt} [kW]
1	28	141	92	40	23
2	26,6	228	90	55	22
3	26,6	344	200	110	39
4	28,2	145	80	36	20

I Tabell 10 leses varmebidraget fra energibrønnene (Q_{EB}). Også her er det skilt mellom hva som leveres på dagtid og natt.

Tabell 10: Resultater, fordampere energibrønn

Periode	$Q_{EB, dag}$ [kW]	$Q_{EB, natt}$ [kW]
2	71	3
3	160	55

Effektfaktorene og gjenvunnet energi (E_{GV}) for periodene er gitt i Tabell 11. Med E_{GV} menes energien levert til forbruksvann og varmelaster via gasskjølerene gjennom perioden. Både COP_{varme} og $COP_{kjøl}$ er beregnet. Disse er definert i kapittel 2.1.

Tabell 11: Resultater, COP

Periode	COP_{varme}	$COP_{kjøl}$	E_{GV} [kWh]
1	2,77	2,17	20 630
2	3,16	2,56	27 821
3	3,05	2,36	48 283
4	3,03	2,40	20 680

Det er beregnet den leverte energien fra fordampene mot isbanen ($E_{ford, IB}$) og energibrønnene ($E_{ford, EB}$), samt hvor mye energibrønnene bidrar med av den totale energien fra fordampene ($E_{ford, tot}$). Oversikten ses i Tabell 12.

Tabell 12: Resultater, fordamperytelser og andel fra energibrønner

Periode	$E_{ford, EB}$ [kWh]	$E_{ford, IB}$ [kWh]	$E_{ford, tot}$ [kWh]	Andel fra energibrønner
2	6 182	16 262	22 444	38 %
3	21 487	16 246	37 733	57 %

7 Analyse og diskusjon

I dette kapittelet drøftes resultatene, samt styrker og svakheter ved simuleringsmodellene blir belyst og diskutert. Til slutt løftes fokuset der det diskuteres overføringsverdien av arbeidet.

Luftkjølerens påvirkning

Det lyktes ikke å kjøre simuleringer uten at luftkjøleren var i drift. Uten luftkjøleren i drift resulterte dette i feilmeldinger, uten at noen forhold i anlegget skulle tilsi dette. Etter en omfattende feilsøkningsprosess ble dette vurdert til en programteknisk feil. Dette gjelder basismodellen og modellen med energibrønn som varmekilde. For Periode 3 ble det i tillegg nødvendig å fjerne tilknytningen til uteklima for at simuleringen gikk stabilt. Det ble i denne perioden gitt en konstant temperatur på luften inn i luftkjøleren på 10 °C. Tabell 13 angir maksimal avgitt effekt i luftkjøleren, samt prosentvis andel av den totale varmeeffekten, altså effekt til varmeanlegg, forbruksvann og uteluft. Hvordan effekten avgitt til uteluft forløper seg for hver periode er gitt i Vedlegg A.

Tabell 13: Effekt og effektandel, luftkjøler

Periode	Maks. effekt luftkjøler [kW]	Andel av avgitt varme (%)
1	30	23
2	24	10,7
3	47	13,6
4	5	3,5

Som det kom fram av kapittel 5.2.3, så var varmebehovet i Periode 1 og 4 på henholdsvis 168 kW og 163 kW. Statistiske beregninger gjort i regneark (Vedlegg B) tilsier at det ikke er behov for å bruke energibrønner som ekstra varmekilde for å dekke dette varmebehovet. Simuleringene viste at det ble gitt 141 kW og 145 kW i Periode 1 og 4, henholdsvis (Tabell 9). I de statistiske beregningene ble det gjort antakelse på 15 °C returtemperatur på CO₂ i arbeidskretsen. Ved at luftkjøleren var i drift ble returtemperaturen senket til under 15 °C, noe som fører til økt spesifikk fordampereffekt, q_{ford} . Etersom fordampere uansett skal yte 110 kW/70 kW går dermed massestrømmen på CO₂ ned. Dette får følgekonskvenser ved at det også blir mindre varme å avgi i gasskjølerne. Dette forklarer hvorfor varmebehovet ikke ble møtt i Periode 1 og 4. I Periode 2 og 3 ble det også en lavere returtemperatur enn i regnearket, men dette ble kompensert ved å ta ut varme fra energibrønnene til varmebehovet ble møtt.

Varmeanlegget

Det er ikke lagt inn noen regulering på utløpstemperaturen på vannet til varmeanlegget (T_{VA}). Det er sett på hvordan disse varierer i de ulike periodene. Tabell 14 angir T_{VA} på dagtid og om natten. I Periode 3 registreres et stort spenn mellom dag og natt, henholdsvis 76 °C og 34 °C. Utløpstemperaturene på dagtid er registrert når det ikke avgis varme til forbruksvann. Periodene har hatt samme massestrøm av vann gjennom gasskjøleren. Hvordan disse temperaturene forløper seg gjennom de ulike periodene ses i Vedlegg A.

Tabell 14: Utløpstemperatur, varmeanlegg

Periode	T _{VA, dag} [°C]	T _{VA, natt} [°C]
1	72	55
2	63	27
3	76	34
4	60	45

Disse variasjonene er en betydelig svakhet ved modellen. Vanlig praksis innen bygningsoppvarming er å regulere avgitt effekt fra varmedistribusjonssystemet ved å styre turtemperaturen som en funksjon av utetemperaturen, såkalt utetemperaturkompenseringskurve (Stene, 1997a).

En annen svakhet ved modellen er den manglende automatikken mellom bruk av energibrønnene som ekstra varmekilde og at effektuttaket må angis manuelt. I en ideell modell ville det vært automatikk i å identifisere når det er behov for varme fra energibrønnene og hvor mye varme det er behov for.

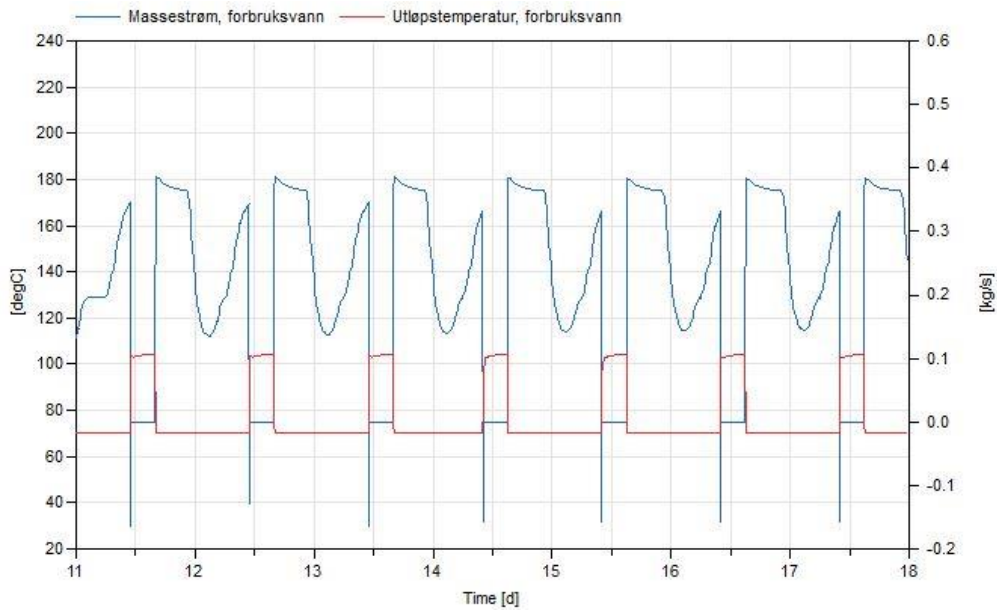
Forbruksvann

Måten reguleringsystemet for forbruksvann er bygd opp gir pumpen i oppgave å gi den massestrømmen som resulterer i en utløpstemperatur på vannet på 70 °C. Det er identifisert et effektbehov på 61 kW i kapittel 5.2.3. Slik som reguleringsystemet er bygd er det ingen automatikk at det blir gitt 61 kW i gasskjøleren for forbruksvann, og det er dermed sett på hvor mye som leveres av effekt (Q_{FV}) i de ulike periodene.

Tabell 15: Effekt gasskjøler, forbruksvann

Periode	Q _{FV, dag} [kW]	Q _{FV, natt} [kW]
1	36	18
2	44	18
3	77	29
4	26	17

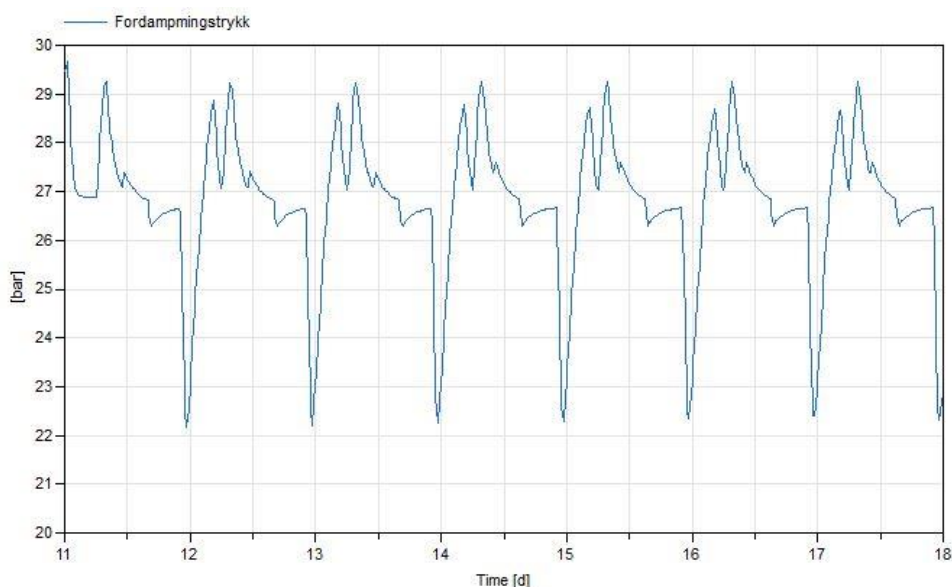
Figur 23 viser forløpet til temperaturen på vannet ut av gasskjøleren og massestrømmen i Periode 3. En ser hvordan pumpen regulerer massestrømmen for å hele tiden holde temperaturen på 70 °C. I de timene i døgnet det ikke tappes går temperaturen over 100 °C. Dette kan ses på som temperaturen på vannet som blir liggende igjen i gasskjøleren. At vannet går over 100 °C kan by på driftsproblemer og ekstra slitasje på gasskjøleren som følge av koking av vann.



Figur 23: Utløpstemperatur og massestrøm av forbruksvann, Periode 3

Stabilitet

En analyse av effektbehov gjennom en normal driftsdag viste store effektvariasjoner. Under utviklingen av simuleringsmodellene kom det fram at de brukte relativt lang tid på operere stabilt. Det ble derfor identifisert to varmebehov gjennom dagen som anlegget skulle justere seg etter. Innstillingene for PI-regulatorne i simuleringsmodellene viste seg å være særdeles fintfølende for hvordan anlegget oppførte seg, og resultatene tyder på at reguleringsystemet ikke er optimalt innstilt. Figur 24 viser fordampningstrykket i Periode 3. Ved kl. 22 hver dag faller trykket ned mot 22 bar før det stiger til over 29 bar, deretter stabiliseres det til en viss grad på 26,5 bar. Fallet skjer samtidig med overgangen til 70 kW fordampereffekt mot isbanen. Fra fallet ned til 22 bar og gjenopprettet stabilitet på 26,5 bar går det over en halv dag.



Figur 24: Fordampningstrykk mot isbane og energibrønn, Periode 3

Temperatur fra energibrønner

Hvor mye energi som leveres tilbake til energibrønnene og hvordan bruken av brønnene forløper seg gjennom året vil ha betydning for temperaturen nede i energibrønnene og dermed kollektorvæsken. Ved lavere temperatur på varmekilden enn antatt vil det føre til en lavere fordampningstemperatur, noe som fører til lavere ytelse av anlegget. Varmeytelsen Q_H avtar med 3 – 4 % for hver grad fordampningstemperaturen synker, mens COP avtar med 2 – 3 % (Stene, 2015b).

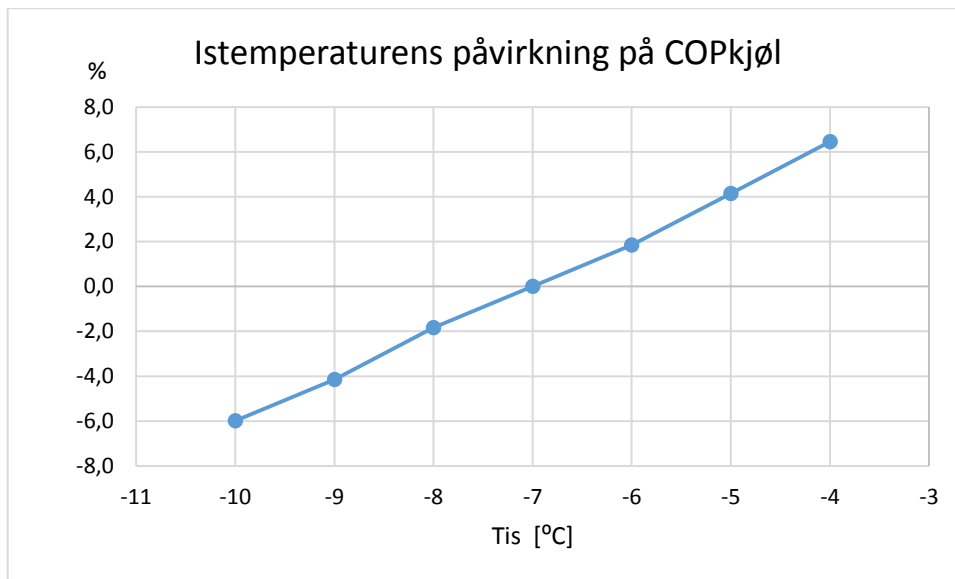
Fra prosjektrapporten er det udefinert hvor mye energi det forventes at anlegget er i stand til å levere tilbake til energibrønnene i de periodene det er overskuddsvarme. I periodene det typisk er veldig lavt varmebehov vil det ikke være is i anlegget. For å få riktig bilde av et anleggs ytelse med disse simuleringsmodellene er det derfor viktig at dette blir kartlagt.

Isbanekrets

En av argumentene for å benytte CO₂ i isbanekretsen er at den gir en jevn temperatur på hele isflaten på grunn av at den fordamper i kretsen. I modellene er ikke CO₂ i isbanekretsen i to-fase, men i væskeform. Nå omfatter ikke denne oppgaven iskvaliteten, som ville blitt påvirket i negativ forstand hvis CO₂ skulle vært i væskeform. CO₂s termiske egenskaper endres derimot når man går fra væske til to-fase, der den spesifikke varmekapasiteten er høyere ved CO₂ i væskeform enn i to-fase. Dette ville ført til enten en endring i massestrømmen av CO₂ i isbanekretsen eller en annen geometri på fordamperen. Det viktigste er at fordamperen yter den effekten som angitt, samt at temperaturen i isbanekretsen er korrekt. Det antas at avviket fra at CO₂ ikke er i to-fase ikke påvirker anleggets ytelse i simuleringene og resultatene i så måte.

I simuleringsmodellene tilføres isbanekretsen en varmebelastning via et tidsskjema. Tidsskjemaet lages relativt enkelt, og varmebelastningen kan like enkelt endres til noe større eller mindre. Dette anses som en styrke i modellene, ettersom varmebelastningen på en isflate vil variere med hensyn til en ishalls utforming og bruksmønster.

Hva angår korrekt temperatur på CO₂ i isbanen er noe usikkert. Energisystemet beskrevet i kapittel 3.5 opererer med en temperatur på -7 °C i isbanen. Det er derfor valgt lik temperatur i denne oppgaven, men simuleringsmodellene er bygd opp slik at temperaturen kan endres relativt enkelt. Hvilken temperatur som er nødvendig for å holde en god iskvalitet er også avhengig av banedekket, type rør som benyttes og hvordan de legges (Shahzad, 2006). Optimal temperatur på isen varierer med hvilken idrett som utøves (Aas, 2015), slik at å kunne justere denne temperaturen enkelt er en styrke ved simuleringsmodellene. Det ble undersøkt hvor mye COP_{kjøl} påvirkes av isbanetemperaturen ved å simulere med forskjellige temperaturer, referansen er basismodellen i Periode 1. Fra Figur 25 kan man se at COP_{kjøl} påvirkes med endring på 2 % per grad økning på CO₂-temperaturen i isbanekretsen. Å heve istemperaturen fra -7 °C til -4 °C øker COP_{kjøl} med 6 %. Endringen i COP kan for eksempel benyttes ved vurdering om hvilken konstruksjon av banedekket som er mest lønnsom.

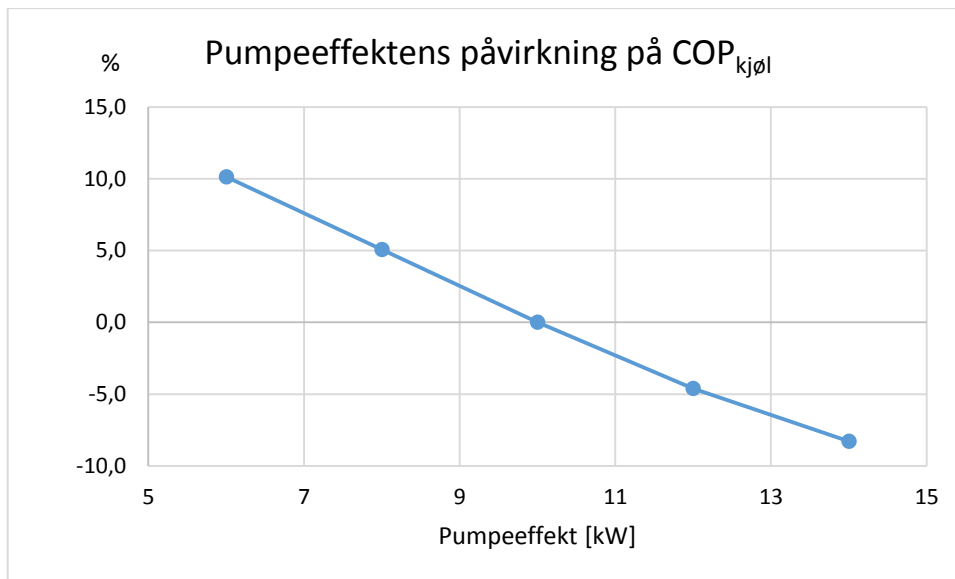


Figur 25: Istemperaturesens påvirkning på COP_{kjøl}

Pumpeeffekt

Effekten som trengs for å pumpe forbruksvann, vann til varmeanlegget og vann til energibrønner er ikke dynamisk beregnet av Dymola. Av arbeid så er det kun kompressorarbeid som blir registrert dynamisk. Dette er kompensert ved at det er lagt til 10 kW til kompressorarbeidet, som pumpearbeidet estimeres til å være i forprosjektrapporten. Pumpearbeidet vil naturlig nok variere, slik at en konstant verdi gir et feilaktig bilde av effektfaktorene som er beregnet. Det antas derfor at effektfaktorene presentert i kapittel 6 er noe lavere enn naturlig, men på en annen side så ville de hele tiden vært unaturlig høye uten dette tillegget. Et varmebidrag fra pumper til kollektorvæske, CO₂ eller vann blir heller ikke hensynstatt.

Det ble undersøkt hvor mye pumpeeffekten påvirker COP_{kjøl} på samme måte som hvordan istemperaturen påvirker den. Referansen er også her Periode 1 og effekten varierer mellom 6 kW til 14 kW. Resultatet ses i Figur 26, der utviklingen er relativt lineær. 1 kW økning eller senkning i pumpeeffekt fra 10 kW gir henholdsvis en reduksjon eller heving på ca. 2,5 %.



Figur 26: Pumpeeffektens påvirkning på COP

Varmebehov

Varmebehovet i periodene anlegget skal møte er estimert ut fra verdier i forprosjektrapporten. Detaljprosjekteringen av anlegget er ikke igangsatt når denne oppgaven skrives, det er derfor mulig at en korrigering av effektbehov forekommer.

I de to månedene av driftsperioden der det er lavest varmebehov (Periode 1 og 4) er det såpass høyt varmebehov at det ikke er noe overskuddsvarme tilgjengelig. Dette resulterte i at modellen med energibrønn som varmesluk ikke ble benyttet i simuleringene. Det antas i forprosjektrapporten at i disse periodene vil det være mulig å tilbakeføre energi til energibrønnene. Denne muligheten ser ut til å være noe overvurdert. Avhengigheten av en ekstra varmekilde for å dekke varmebehovet er derfor stor, og valget av denne varmekilden vil ha stor betydning for energiregnskapet og dermed driftskostnader for bygget.

Med reduserte muligheter for tilbakeføring av energi til energibrønnene som følge av overskuddsvarme er det derfor nødvendig å se på andre muligheter for dette, e.g. ved hjelp av solfangere. Dette er derimot utenfor oppgavens omfang.

Overføringsverdi

Det er til nå diskutert resultater og begrensinger i modellen. Et spørsmål verdt å stille er i hvilken grad arbeidet gjort i denne masteroppgaven kan brukes og overføres til kommende ishaller som skal bygges.

Med utgangspunkt i nye Jordal Amfi som befinner seg i en tidligfase av prosjektet er det flere usikkerheter som preger resultatene. Ettersom det i prosjektet enda ikke er gjort noen grundig analyse av effektbehov kan man spørre seg om man har foregrepet begivenhetene noe ved å utvikle en simuleringsmodell av et anlegg som ikke er ferdig definert. På bakgrunn av dette er det usikkerhet knyttet til estimatene av nødvendig varmebehov.

For å overføre simuleringsmodellen til et anlegg med annen ytelse enn hva nye Jordal Amfi har, forutsetter det at man har en rekke støtteverktøy sammen med simuleringsprogrammet. TIL Suite, biblioteket med alle komponentene kreves og er lisensbasert. Hvis det er nødvendig med energibrønner for ekstra varmekilde er det også nødvendig med EED eller tilsvarende program for beregning av temperatur på kollektorvæske. I tillegg bør det også gjøres en statistisk beregning av størrelse på komponenter. Simuleringsmodellene er med andre ord ikke direkte «plug and play». En kan risikere at prosessen med å bruke simuleringsmodellene på et annet anlegg vil være for krevende, både med tanke på hva som kreves av støtteverktøy og tid.

En simuleringsmodell kan brukes som kvalitetssikring av anleggsutforming og gi økt sikkerhet i en investeringsanalyse. Dette forutsetter at modellen gjenspeiler virkeligheten med minimale avvik. Det er avvik og svakheter ved disse simuleringsmodellene som distanserer de fra virkeligheten. Det kan oppstå driftsproblemer ved å stoppe strømmen av forbruksvann helt gjennom gasskjøleren. Dette er et eksempel på mulige driftsproblemer en simuleringsmodell ikke fanger opp, slik at når det tilsynelatende fungerer i modellen trenger ikke det å være slik i realiteten.

At luftkjøleren må være i drift og måten forskjellige komponenter reguleres anses som en stor begrensning i modellene og begrenser også hensikten med en simuleringsmodell. På en annen side vurderes det til å være mulig med en videreutvikling og justering av simuleringsmodellene, som minsker avvikene. TIL Suite er et detaljert og følsomt verktøy, og samtidig dynamisk. Kravene et energisystem i en ishall skal møte varierer gjennom både driftssesongen og døgnet. Et dynamisk verktøy som TIL Suite kan derfor være et kraftfullt verktøy og gi et svært nøyaktig bilde på ytelsen.

8 Konklusjon

Det er utviklet tre ulike dynamiske simuleringsmodeller basert på energisystemet til nye Jordal Amfi i det Modelica/Dymola-baserte simuleringsverktøyet TIL Suite. Litteraturstudiet viste at det ikke foreligger noe publisert materiale på noe lignende av et slikt system tidligere. Det ble samtidig klart at det CO₂-baserte kjøleanlegget som er planlagt i nye Jordal Amfi er en ny måte å tenke på hva angår kjøleanlegg i ishall, særlig med tanke på bruken av CO₂ både som arbeidsmedium og sekundærmedium.

Simuleringsmodellene er utviklet etter tre hovedsituasjoner for drift av energisystemet. Disse er sesongbetont og beror på behovet for varme til oppvarming der oppvarmingsbehovet påvirker bruken av energibrønner. I den ene modellen blir energibrønnene brukt som ekstra varmekilde, mens i den andre blir de brukt som varmesluk. I den tredje er ikke energibrønnene i bruk, og eventuell overskuddsvarme fra kjøleanlegget dumpes til uteluft.

Det ble simulert i fire ulike perioder av driftssesongen, der én periode varer én uke. De fire periodene illustrerer driftssituasjonene som oppstår i august, november, januar og mai. Periode 1 og 4 (august og mai) er beregnet til å ha et maksimalt varmebehov på henholdsvis 168 kW og 163 kW, og det skal ikke være nødvendig med energibrønner for å møte dette. Periode 2 og 3 (november og januar) har et maksimalt varmebehov på henholdsvis 215 kW og 343 kW, og trenger energibrønner for å møte behovet. Tabell 16 viser effektfaktorene beregnet for hver periode, og er beregnet med en temperatur på CO₂ i isbanekretsen på -7 °C. COP_{kjø} øker med 2,5 % per grad denne temperaturen øker. Tabellen viser også gjenvunnet energi (E_{GV}).

Tabell 16: Effektfaktorer, periodevis

Periode	COP _{varme}	COP _{kjø}	E _{GV} [kWh]
1 – August	2,77	2,17	20 630
2 – November	3,16	2,56	27 820
3 – Januar	3,05	2,36	48 283
4 – Mai	3,03	2,40	20 680

Anlegget klarte ikke å levere den beregnede ytelsen på 168 kW uten ekstra varme fra energibrønner. Det ble kun levert 141 kW og 145 kW i henholdsvis Periode 1 og 4, når behovet var på 168 kW og 163 kW. Grunnen til at varmebehovet i Periode 1 og 4 ikke ble møtt tilskrives simuleringsproblemer med luftkjøleren.

Andre begrensninger i simuleringsmodellene ble registrert, da med tanke på et bedre reguleringssystem, manglende pumpeeffekt og stabilitet. Det er derfor behov for videreutvikling av modellene for å øke nøyaktigheten av resultatene.

Det vil ikke oppstå lengre perioder i driftssesongen med overskuddsvarme og det er et stort behov for en ekstra varmekilde i tillegg til varmen fra isbanens kjøleanlegg. Andelen av total energi fra fordampere som kan tilskrives energibrønner er på henholdsvis 38 % og 57 % for Periode 2 og 3. En klimanøytral og rimelig ekstra varmekilde, e.g. energibrønner er derfor avgjørende for energiregnskapet og driftskostnader.

Simuleringsmodellene er konstruert på en slik måte at de kan benyttes i arbeidet med framtidige ishaller med ulike ytelseskrav. Dette gjelder både på effektkrav og komponentnivå, samt krav ulike isidretter stiller.

9 Forslag til videre arbeid og forskning

Et tydelig punkt for videre arbeid er videreutvikling av simuleringsmodellene. Luftkjøleren er en feilkilde som bør lukes ut. I tillegg bør det utvikles bedre kontroll på effektfordelingen mellom varmeanlegg og forbruksvann. En visjon er å lage en simuleringsmodell som kan gå over en langt lengre periode enn en uke, optimalt sett over hele driftssesongen. Da bør det lages en automatikk mellom varmebehov og bruk av energibrønnene, både når de skal brukes og hvor stor effekt de skal bidra med. Under analysen av simuleringsresultatene ble det klart at systemet er tregt og ustabil, slik at det er nødvendig å evaluere regulatorne og hvordan de er innstilt. Som et annet ledd i å øke nøyaktigheten til simuleringsmodellene oppfordres det til nøye instrumentering av nye Jordal Amfi. Dette kan brukes til kalibrering og en bedre forståelse av faktisk effektbehov.

Sammen med ishaller har svømmehaller det høyeste energibruket innenfor idrettsbygninger (Kampel, 2015). Dette er også større prosessanlegg som kan modelleres ved hjelp av det samme programmet brukt i denne oppgaven. Det finnes ca. 850 svømmehaller i Norge, slik at energieffektivisering og en bedre forståelse av energisystemet i en svømmehall kan samlet sett resultere i en stor gevinst (Kampel, 2015).

Nødvendig temperatur på mediet sirkulerende i isbanedekket for å holde isbanetemperaturen på et visst nivå er avhengig av flere variabler. Det dreier seg om konstruksjonen av banedekket, som hvilken type rør som er brukt, bredde mellom de, dybden de er lagt i, men også hvilket medie som er brukt og varmelaster som isen og mediet blir utsatt for. Denne temperaturen har innvirkning på ytelsen til kjøleanlegget. For å forutsi med større nøyaktighet hvordan anlegget vil yte er det verdt å se på hvordan temperaturen vil variere med variablene, og utarbeide en egen modell av isbanedekkets konstruksjon.

Under estimering av varmebehov ble det klart at effektbehovet varierer kraftig gjennom et døgn, samt flere effektposter inntraff samtidig. For å redusere effekttoppene foreslås det å se på hvordan effektene bedre kan fordeles gjennom et døgn.

For i større grad få fram fordeler og ulemper med et kjøleanlegg av denne typen kan det være interessant å bygge en modell av et NH₃-anlegg og sammenligne ytelsen og varmegjenvinningspotensiale.

TIL Suite, som ble brukt i denne oppgaven er lisensbasert og kostbar. For å gjøre modellene mer allmenn vil det være hensiktsmessig å overføre de til et annet program, f.eks. Matlab.

For prosjektet nye Jordal Amfi er det sett på en mulighet for bedre utnyttelse av systemet. En annen måte for varmeleveranse kan være å utnytte kjøleanleggene til avfukking av ventilasjonsluft i de periodene det ikke er avfuktingsbehov. Disse kan fungere som varmpumpe mot energibrønnene. De går da på en mye høyere fordampningstemperatur tilpasset temperaturene energibrønnene. Dette vil gi noe høyere COP enn om man skulle kjørt på isbanens premisser som man gjør nå.

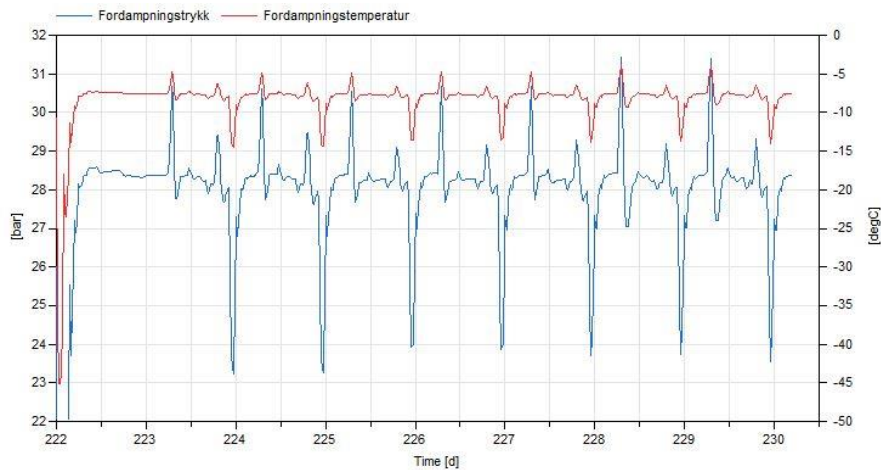
10 Litteraturliste

- AAS, B. 2015. Personlig kommunikasjon. *SIAT, Overingeniør*.
- ANDERSEN, O. L. & RANGUL, F. C. 2015. *Analyse av energibruk i ishaller*. BSc, HiST.
- ASHRAE 2010. ASHRAE Refrigeration Handbook Chapter 44: Ice Rinks.
- BAYER, P., SANER, D., BOLAY, S., RYBACH, L. & BLUM, P. 2012. Greenhouse gas emission savings of ground source heat pump systems in Europe: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16, 1256-1267.
- BERGSAGEL, D. 2014. *Energieffektiv oppvarming av ishaller*. M.Sc, NTNU.
- CALM, J. M. 2008. The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook. *International Journal of Refrigeration*, 31.
- DALLAND, O. 2000. *Metode og oppgaveskriving for studenter*, Oslo, Gyldendal akademisk.
- DAOUD, A., GALANIS, N. & BELLACHE, O. 2008. Calculation of refrigeration loads by convection, radiation and condensation in ice rinks using a transient 3D zonal model. *Applied Thermal Engineering*, 28, 1782-1790.
- DAOUD, A., GALANIS, N. & DAOUD, A. 2006. Calculation of the Thermal Loads of an Ice Rink Using a Zonal Model and Building Energy Simulation Software. *ASHRAE Transactions*, 112, 526-537.
- EERE. 2015. *Weather Data Sources* [På nett]. US Dep. of Energy - Energy Efficiency & Renewable Energy. Tilgjengelig: http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/weatherdata_sources.cfm [Åpnet 03.11 2015].
- ENOVA. 2014. *Enovas byggstatistikk 2014* [På nett]. Tilgjengelig: <http://www.enova.no/innsikt/rapporter/byggstatistikk-2014/pdf-versjon/1082/0> [Åpnet 28.11 2015].
- FLORIDES, G. & KALOGIROU, S. 2007. Ground heat exchangers—A review of systems, models and applications. *Renewable Energy*, 32, 2461-2478.
- GRABER, M., KOSOWSKI, K., RICHTER, C. & TEGETHOFF, W. 2010. Modelling of heat pumps with an object-oriented model library for thermodynamic systems. *Math. Comput. Model. Dyn. Syst.*, 16, 195-209.
- HAFNER, A., FÖRSTERLING, S. & BANASIAK, K. 2014. Multi-ejector concept for R-744 supermarket refrigeration. *International Journal of Refrigeration*, 43, 1-13.
- IIHF 2010. Technical guidelines of an ice rink.
- INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P. & BERGMAN, T. L. 2013. *Principles of heat and mass transfer*, Singapore, Wiley.
- KAMPEL, W. 2015. *Energy efficiency in swimming facilities*. 2015:130, Norwegian University of Science and Technology, Faculty of Engineering Science and Technology, Department of Civil and Transport Engineering.
- KARAMPOUR, M. 2011. *Measurement and modelling of ice rink heat loads*. M.Sc, KTH.
- KLIMA- OG MILJØDEPARTEMENTET. 2015. *Kyotoprotokollen* [På nett]. Regjeringen.no. Tilgjengelig: <https://www.regjeringen.no/no/tema/klima-og-miljo/klima/internasjonale-klimaforhandlinger/innsiktsartikler-klimaforhandlinger/kyotoprotokollen/id2453693/> [Åpnet 26.11 2015].
- KOMMUNAL- OG MODERNISERINGSDEPARTEMENTET. 2014. *Miljøvennlige boliger og bygg* [På nett]. Regjeringen.no. Tilgjengelig: <https://www.regjeringen.no/no/tema/plan-bygg-og-eiendom/plan-og-bygningsloven/bygg/innsikt/byggkvalitet/miljovennlige-boliger-og-bygg/id2345447/> [Åpnet 26.11 2015].
- LORENTZEN, G. 1994. The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament. *International Journal of Refrigeration*.
- MAKHNATCH, P. 2011. *Technology and Energy Inventory of Ice Rinks*. MSc, KTH.

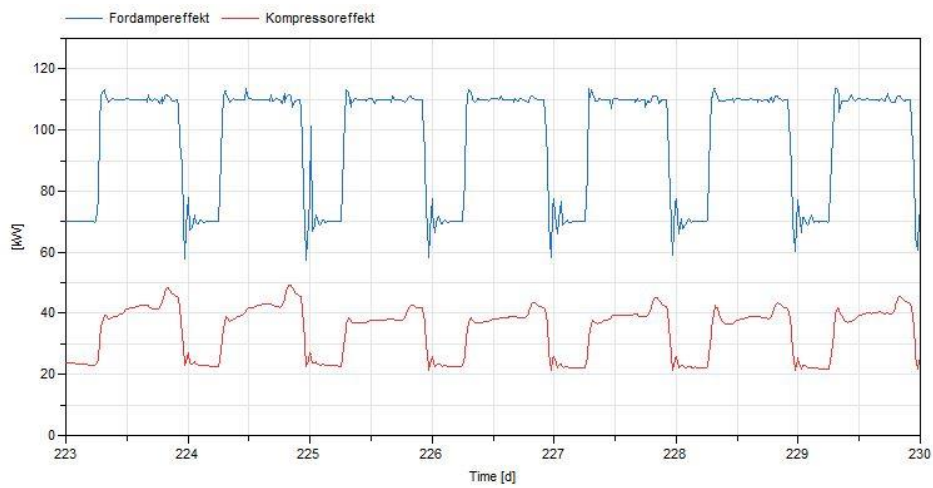
- MIDTTØMME, K., BANKS, D., KALSKIN RAMSTAD, R., SÆTHER, O. M. & SKARPHAGEN, H. 2008. Ground-source heat pumps and underground thermal energy storage: energy for the future. *NGU Special Publication*, 11, 93-98.
- MITCHELL, M. L. & JOLLEY, J. M. 2009. *Research design explained*, Belmont, Calif, Thomson Wadsworth.
- MODELICA. 2015. *Modelica and the Modelica Association* [På nett]. [Åpnet 27.08 2015].
- MORAN, M., SHAPIRO, H. N., BOETTNER, D. D. & BAILEY, M. B. 2012. *Principles of engineering thermodynamics*, Hoboken, N.J, Wiley.
- NGU. 2015. *Nasjonal berggrunnsdatabse* [På nett]. Tilgjengelig: <http://geo.ngu.no/kart/berggrunn/> [Åpnet 06.11 2015].
- NIF. 2015. *Idrettspolitisk dokument* [På nett]. Norges Idrettsforbund. Tilgjengelig: https://www.idrettsforbundet.no/globalassets/idrett/idrettsforbundet/om-nif/idrettspolitisk-dokument-2015-2019/57_15_nif_idrettspolitisk-dokument-2015-2019_lr_0909.pdf [Åpnet 26.11 2015].
- NIHF. 2015a. *Sertifisering av ishaller: Eliteserien Senior/Internasjonale arrangement* [På nett]. Tilgjengelig: <http://www.hockey.no/anlegg/Documents/Sertifisering%20av%20ishaller%20Eliteserien%20senior%20og%20internasj%20arrangement.pdf> [Åpnet 06.08 2015].
- NIHF. 2015b. *Strategiplan for norsk ishockey 2015-2019* [På nett]. Tilgjengelig: <https://www.hockey.no/contentassets/04f563905a20448db780ae56c5e747b5/strategisk-plan-for-norsk-ishockey.pdf> [Åpnet 11.11 2015].
- NKF. 2015. *Norsk Kjøleteknisk Forening - dataprogrammer* [På nett]. Tilgjengelig: <http://nkf-norge.no/litteratur-dataprogrammer/dataprogrammer/> [Åpnet 07.09 2015].
- NOVAKOVIC, V., THUE, J. V., WANGENSTEEN, I. & GJERSTAD, F. O. 2007. *Energy Managment in Buildings*, Universitetsforlaget AS.
- PFATTEROTT, T. & SCHMITZ, G. 2004. Modelling and transient simulation of CO₂-refrigeration systems with Modelica. *International Journal of Refrigeration*, 27, 42-52.
- ROGSTAM, J. & HJERT, J. 2010. Stoppsladd Fas 1: Energianvändning i svenska isarenor.
- ROGSTAM, J. & HJERT, J. 2012. Stoppsladd Fas 3: Energianvändning i svenska ishaller.
- SEGHOUANI, L., DAOUD, A. & GALANIS, N. 2009. Prediction of yearly energy requirements of indoor ice rinks. *Energy & Buildings*, 41, 500-511.
- SEGHOUANI, L., DAOUD, A. & GALANIS, N. 2011. Yearly simulation of the interaction between an ice rink and its refrigeration system: A case study. *International Journal of Refrigeration*, 34, 383-389.
- SEGHOUANI, L. & GALANIS, N. 2009. Quasi-steady state model of an ice rink refrigeration system. *An International Journal*, 2, 119-132.
- SHAHZAD, K. 2006. An ice rink refrigeration system based on CO₂ as secondary fluid in copper tubes. *MSc degree thesis, Royal Institute of Technology (KTH), Stockholm*.
- SIAT 2015. Forprosjektrapport Jordal Amfi - prosessanlegg.
- SIMARD, L. 2012. Ice Rink Uses CO₂ System. *ASHRAE Journal*, 54, 38.
- SORMUNEN, P., SUNDMAN, T. L. & LESTINEN, S. 2007. The Design Challenges of Multipurpose Arenas, Proceedings of Clima 2007 WellBeing Indoors. REHVA World Congress, 2007. Helsinki (Finland).
- STENE, J. 1997a. *Varmepumper - bygningsoppvarming*, SINTEF Energiforskning AS.
- STENE, J. 1997b. *Varmepumper - Grunnleggende varmepumpeteknikk*, SINTEF Energi.
- STENE, J. 2015a. *Arbeidsmedier*, NTNU, Forelesningsmateriale i "TEP4260 Varmepumper for bygningsklimatisering".
- STENE, J. 2015b. *Termodynamikk for varmepumpeprosessen*, NTNU, Forelesningsnotater i "TEP4260 Varmepumper for bygningsklimatisering".
- STENE, J. 2015c. *Varmekilder*, NTNU, Forelesningsmateriale i "TEP4260 Varmepumper for bygningsklimatisering".

- TLK-THERMO. 2015. *TIL Suite – Simulates Thermal Systems* [På nett]. Tilgjengelig: <http://www.tlk-thermo.com/en/software-products/ti.html> [Åpnet 24.08 2015].
- VIF-HOCKEY. 2015. *Jordal Amfi (f. 1952)* [På nett]. Tilgjengelig: <http://www.vif-hockey.no/om-klubben/jordal-amfi/> [Åpnet 29.10 2015].
- YADAV, A. K., BHATTACHARYYA, S. & MADDALI, R. G. 2014. On the suitability of carbon dioxide in forced circulation-type secondary loops. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 9, 85-90.
- ZSEBIK, A., BALIKÓ, S. & CSATA, Z. 2014. Heat Recovery from CO₂ Refrigeration Systems. *Energy Engineering*, 111, 41-56.

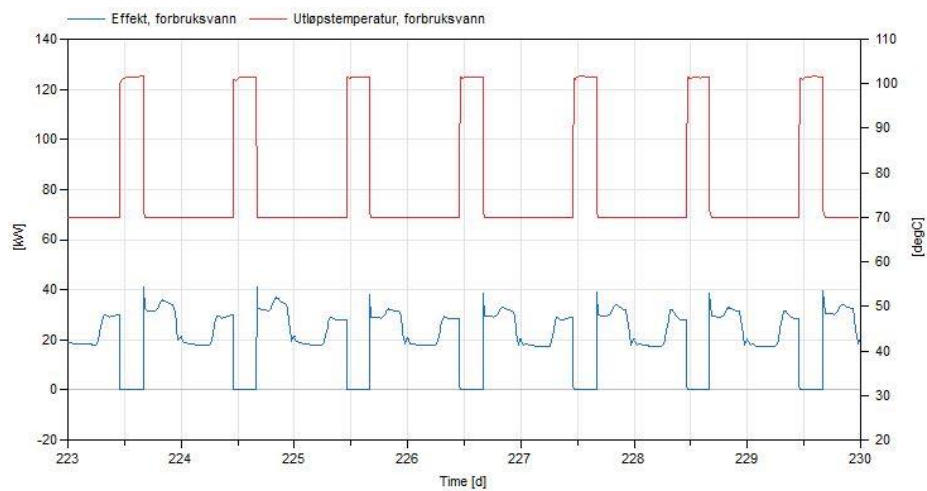
Vedlegg A: Supplerende resultater fra simuleringer



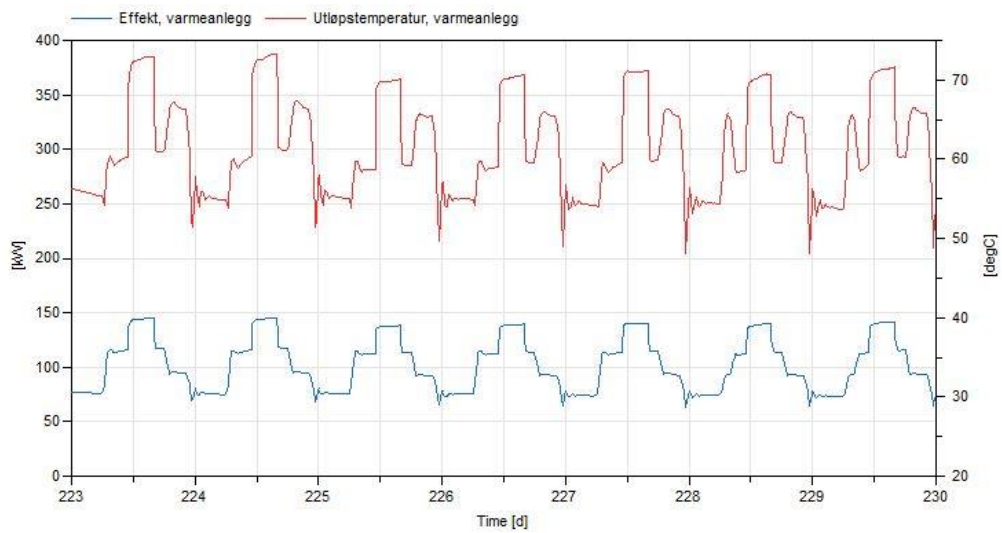
Figur 27: Fordampningstrykk og -temperatur, Periode 1



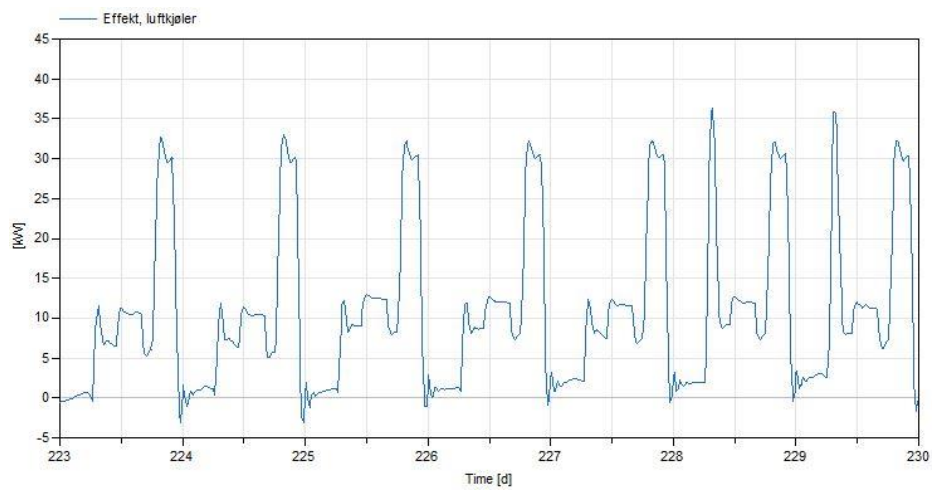
Figur 28: Fordamper- og kompressoreffekt, Periode 1



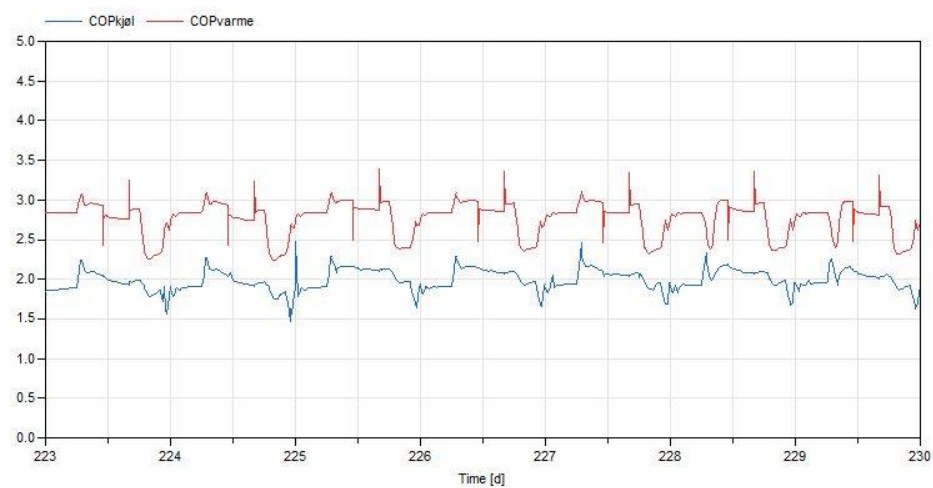
Figur 29: Effekt og utløpstemperatur forbruksvann, Periode 1



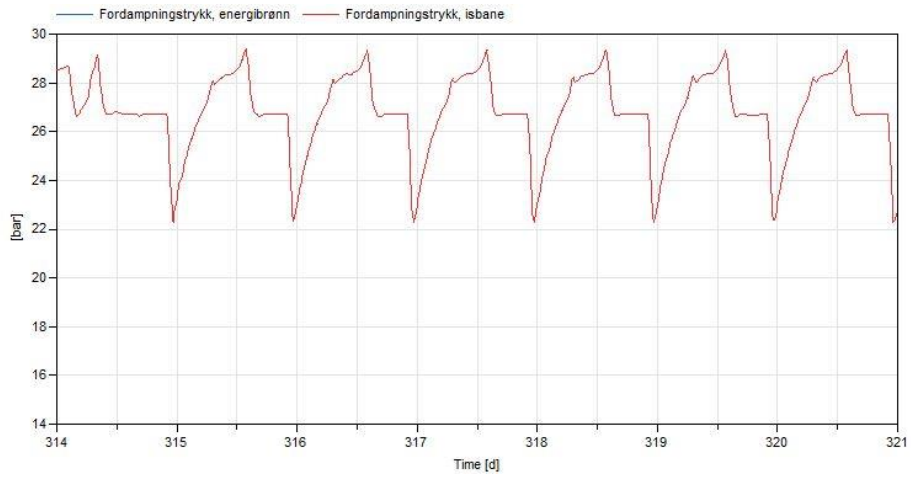
Figur 30: Utløpstemperatur og effekt til varmeanlegg, Periode 1



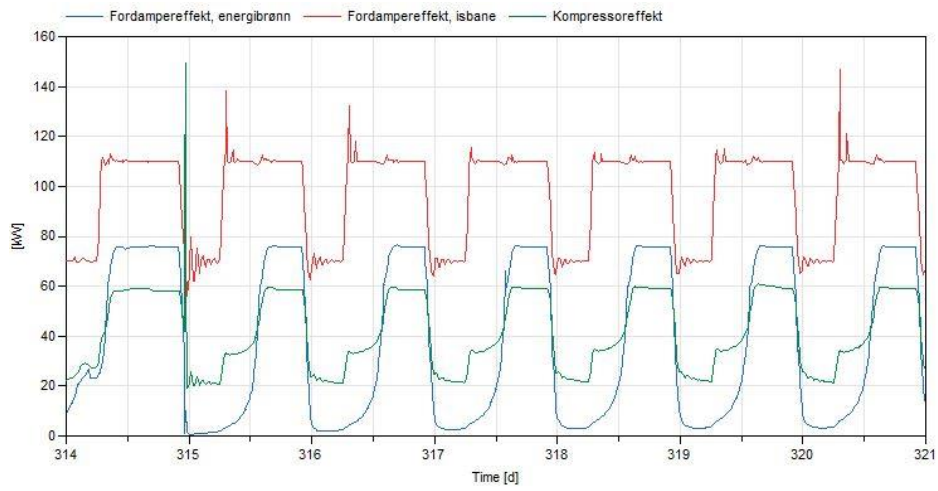
Figur 31: Effekt til uteluft, Periode 1



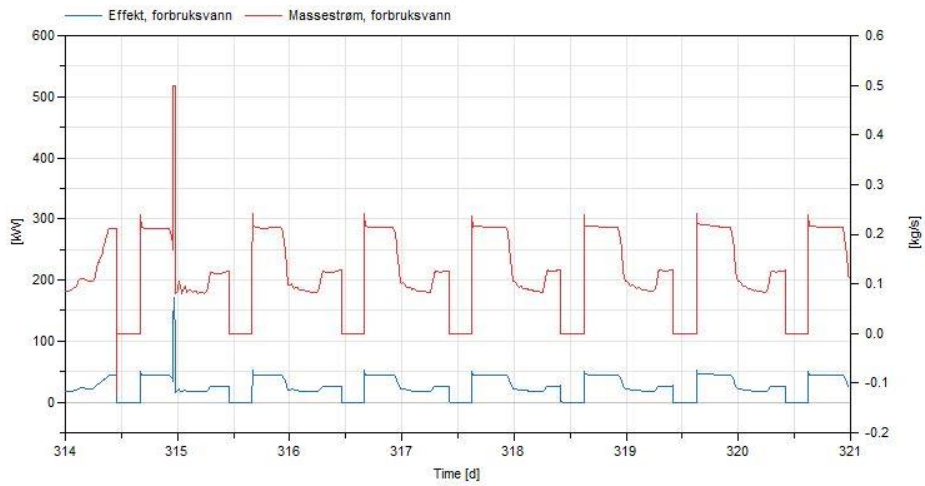
Figur 32: Effektfaktorer, Periode 1



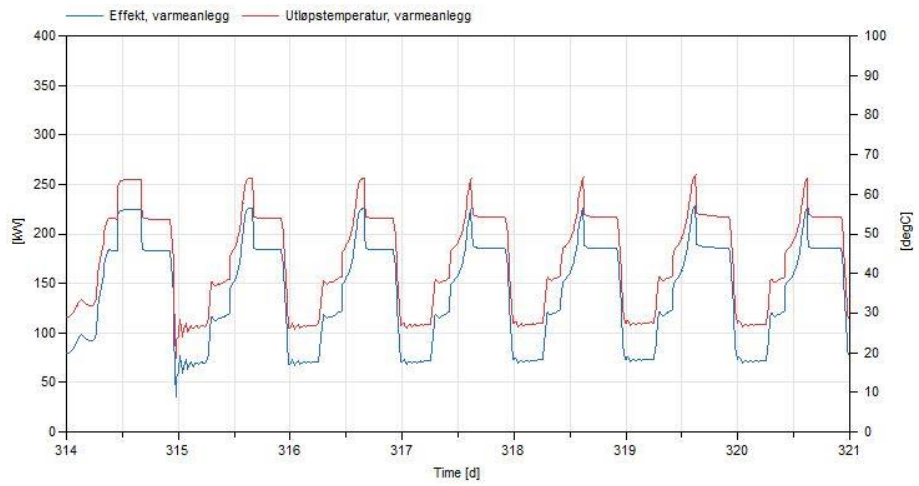
Figur 33: Fordampningstrykk mot isbane og energibrønn, Periode 2



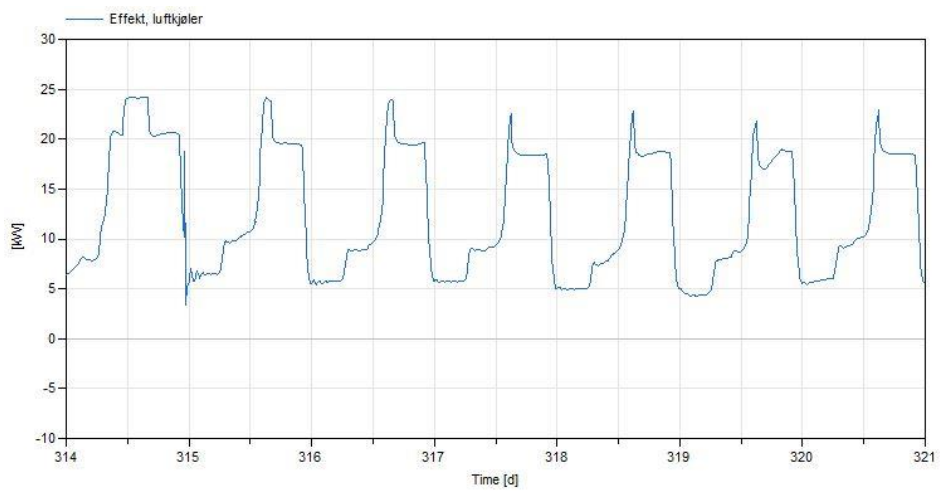
Figur 34: Effektytelser av fordampere og kompressor, Periode 2



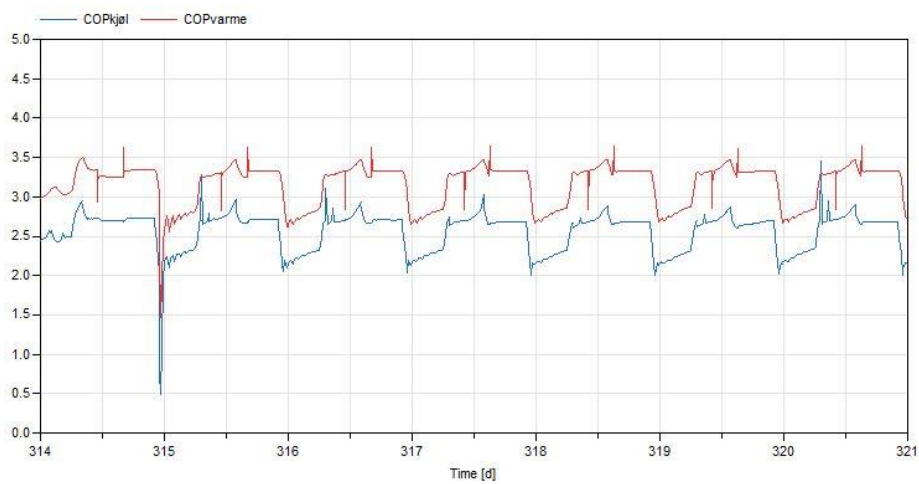
Figur 35: Effektuttak og massestrøm av forbruksvann, Periode 2



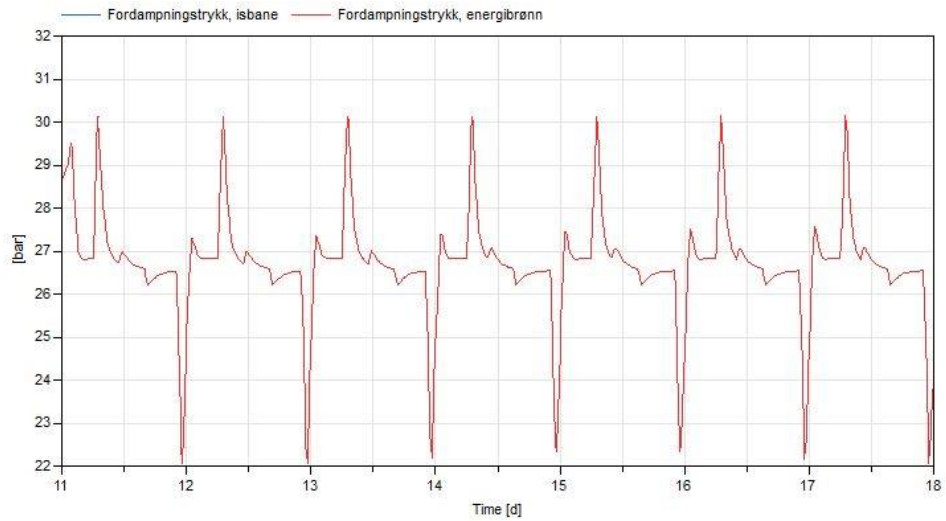
Figur 36: Effektuttak og utløpstemperatur til varmelegg, Periode 2



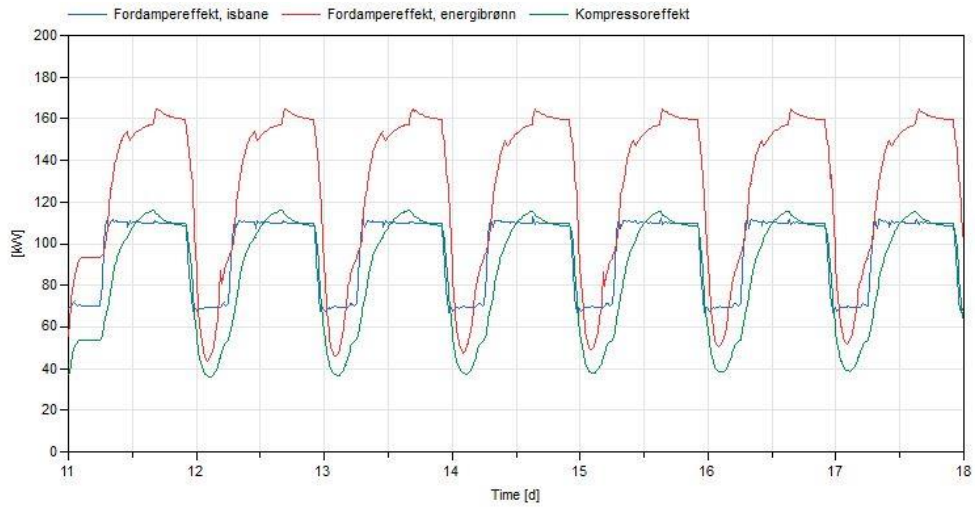
Figur 37: Effekt til uteluft, Periode 2



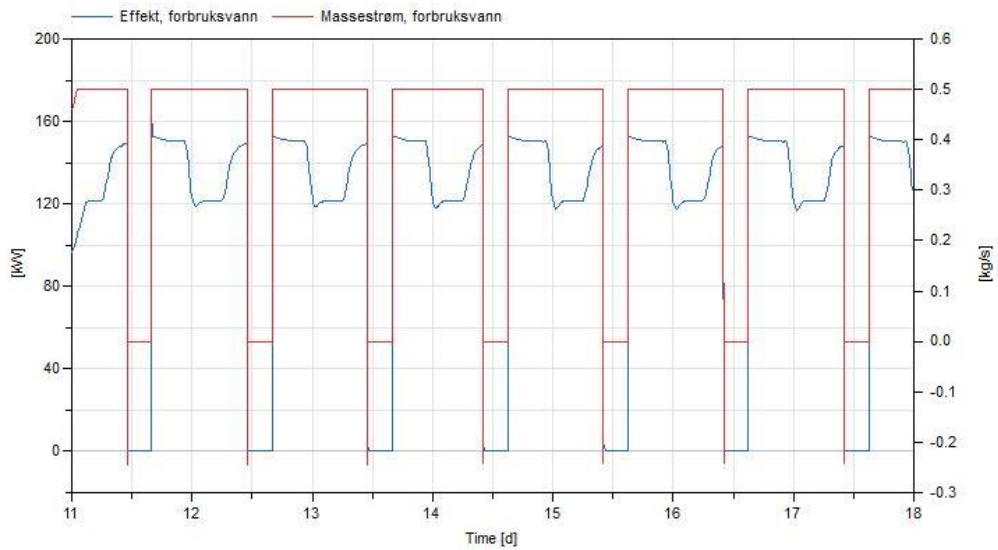
Figur 38: Effektfaktorer, Periode 2



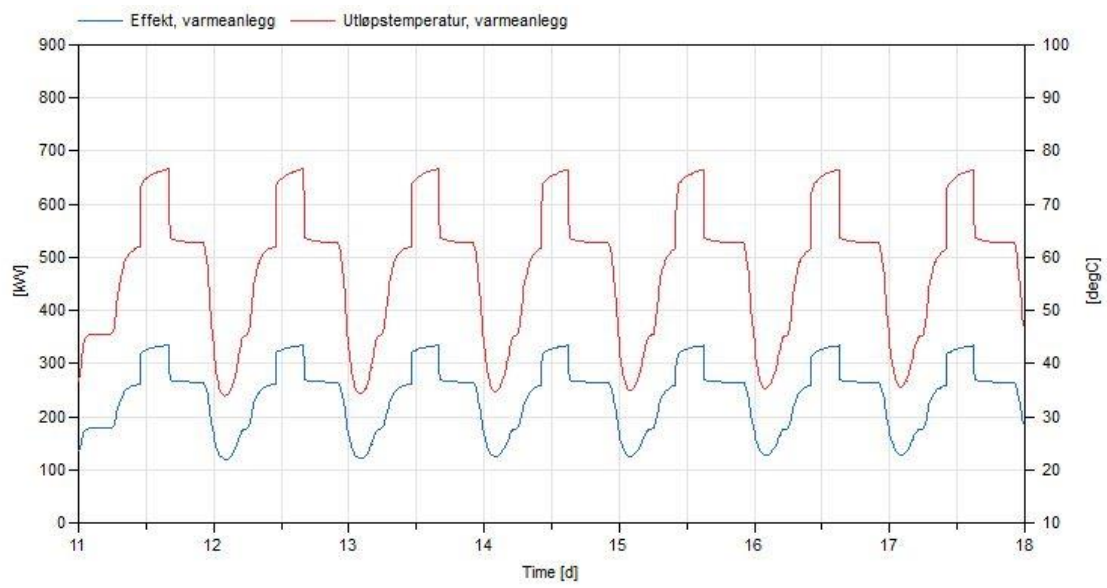
Figur 39: Fordampningstrykk, Periode 3



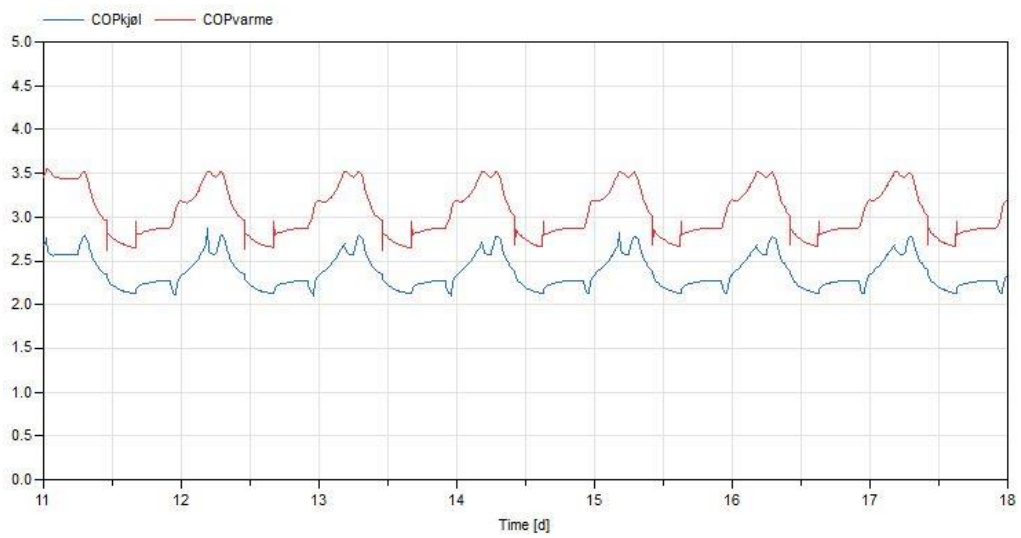
Figur 40: Effektytelser av fordampere og kompressor, Periode 3



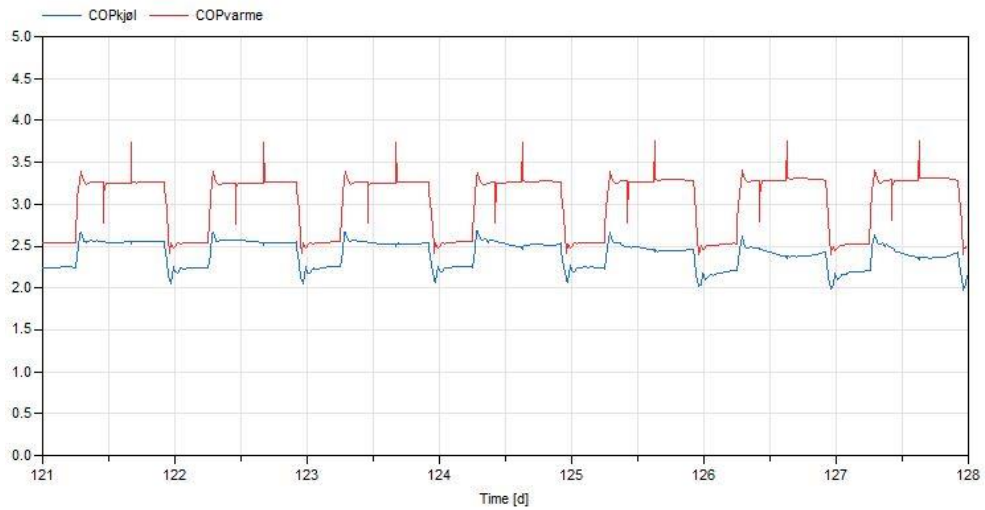
Figur 41: Effektuttak og massestrøm av forbruksvann, Periode 3



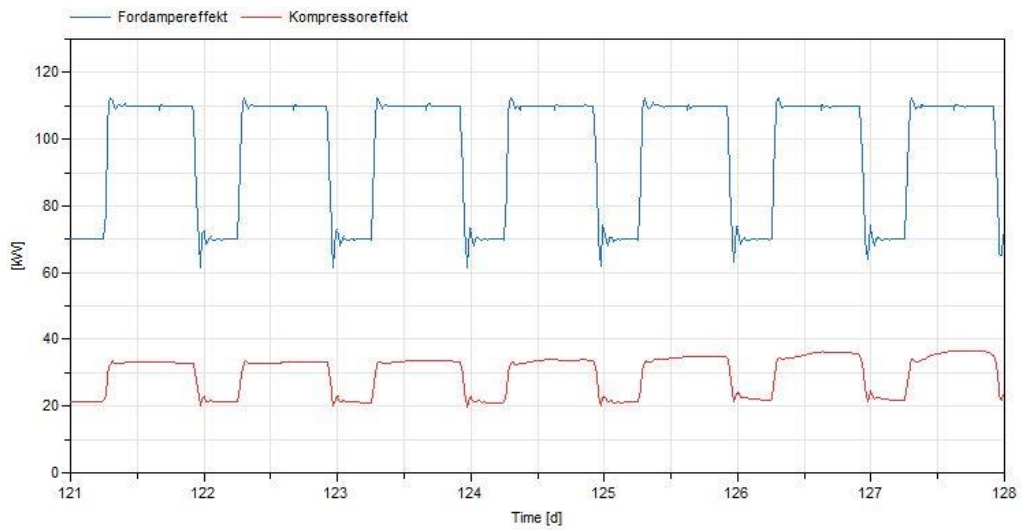
Figur 42: Effekttuttak og utløpstemperatur til varmeanlegg, Periode 3



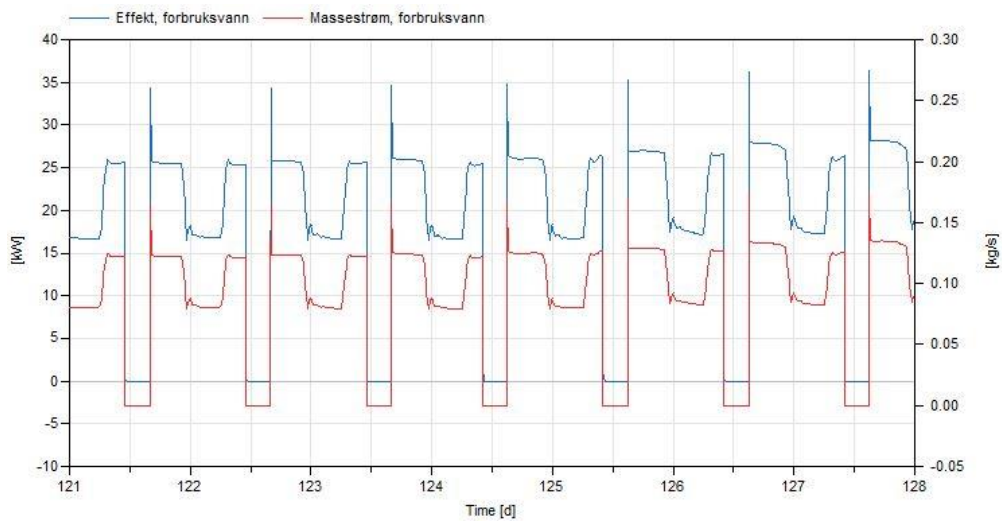
Figur 43: Effektfaktorer, Periode 3



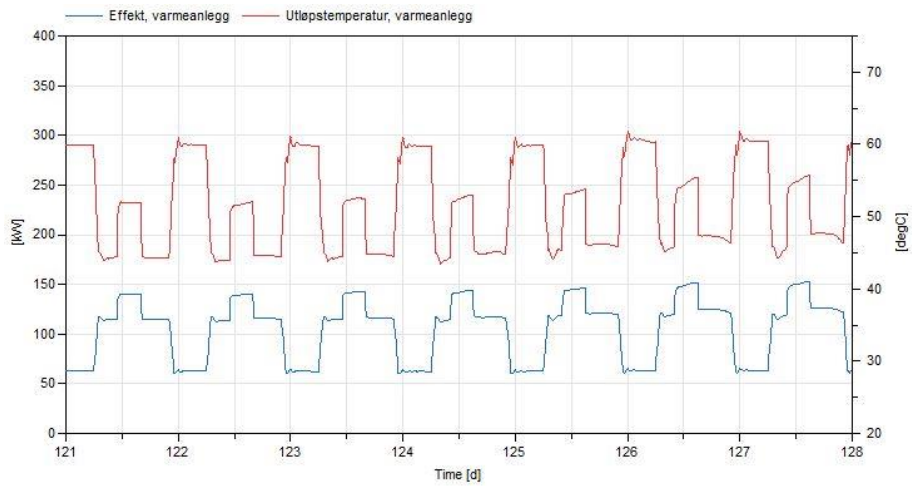
Figur 44: Fordampningsstrykk, Periode 4



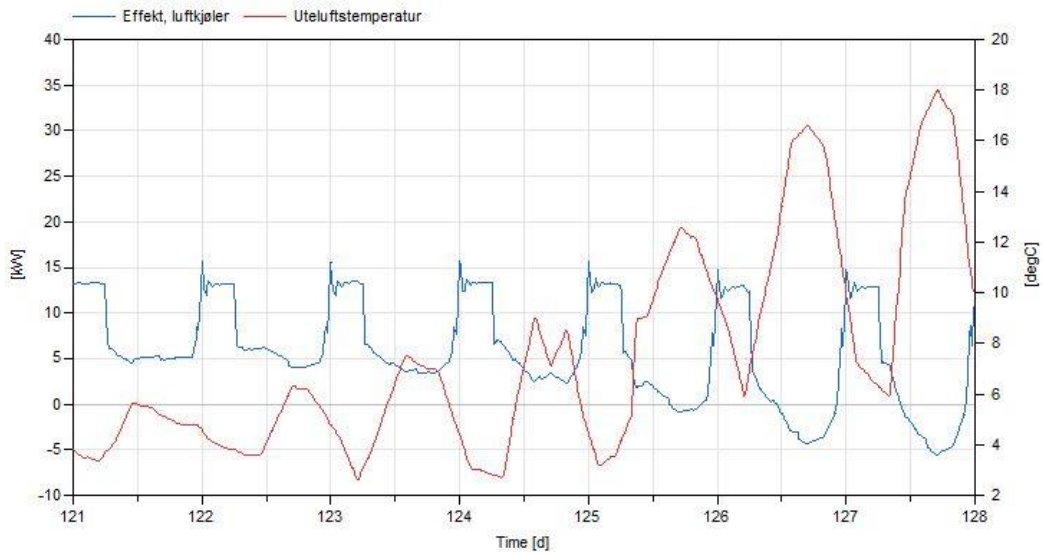
Figur 45: Fordamper- og kompressoreffekt, Periode 4



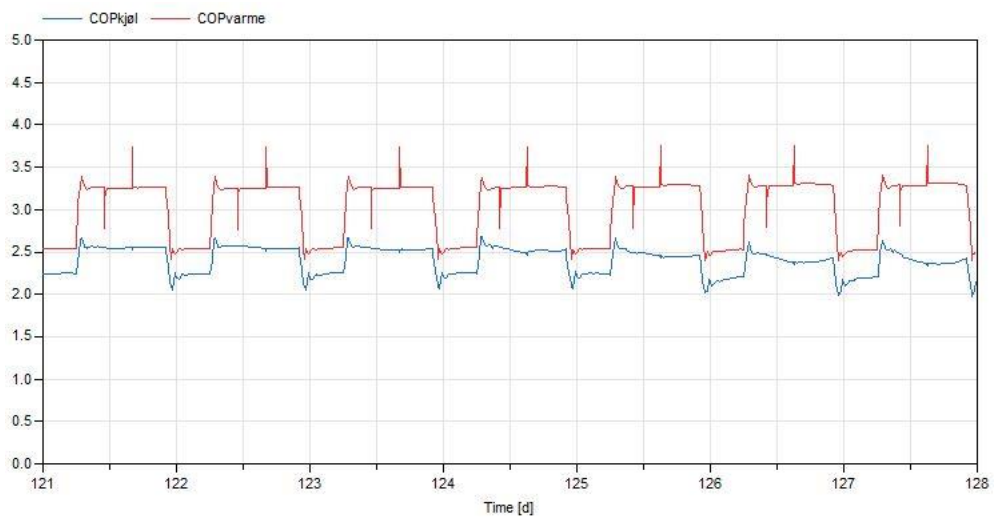
Figur 46: Effekt og massestrøm av forbruksvann, Periode 4



Figur 47: Effekt og utløpstemperatur til varmeanlegg, Periode 4



Figur 48: Effekt til luftkjøler og utetemperatur, Periode 4



Figur 49: Effektfaktorer, Periode 4

Vedlegg B: Statiske beregninger i regneark

Kjølemedium	R744	
CO₂ Kjøleanlegg		
Fordampningstemp	-10,00	°C
Utløpstemp. CO ₂ GK	15,00	°C
Trykk GK	100,00	bar
Fordamper		
Fordampningstrykk	26,50	bar
Entalpi ut	420,82	kJ/kg
Entalpi, mettet gass	436,15	kJ/kg
Entalpi mettet væske	176,80	kJ/kg
Fordamperkapasitet	108,50	kW
Gasskjøler		
Entalpi inn	524,43	kJ/kg
Temperatur inn	113,85	°C
Entalpi ut	230,56	kJ/kg
GK kapasitet	167,59	kW
Strupeventil		
Tetthet inn	890,18	kg/m ³
Entalpi ut	230,56	kJ/kg
Gassfaktor	0,21	-
Entropi ut	1,12	kJ/kg-K
Eff. Areal ventil	4,98516E-06	m²
Kompressor		
Temperatur inn	-5,00	°C
Frekvens	35,00	Hz
Volum pr. omdreining	0,0003	m ³ /rev
Slagvolum	0,0105	m ³ /s
Isentropisk virkningsgrad	0,75	-
Volumetrisk virkningsgrad	0,80	-
Tetthet inn	67,89	kg/m ³
Massestrøm	0,570272323	kg/s
Entropi inn	1931,31	J/°C
Entalpi ut	524,43	kJ/kg
Temperatur ut	113,85	°C
Entalpi inn	443,55	kJ/kg
Isentropisk kompresjon	504,21	kJ/kg
Kompressorarbeid	46,13	kW

GK

VA

FV

Gasskjøler

Varmeanlegg

Forbruksvann

Platevarmeveksler		
Forbruksvann		
Temp, vann ut	70,00	°C
Temp, vann inn	20	°C
Varmekap. Vann	4	kJ/kg-°C
%-andel varme til FV	36 %	-
Varme til FV	60,33119832	kW
Massestrøm FV	0,301655992	kg/s
Entalpi ut, CO ₂	418,6401265	kJ/kg
Temperatur ut, CO ₂	57,76	°C
Temperaturforhold		
Temp, vann ut	70,00	°C
Temp, vann inn	20,00	°C
Temp CO ₂ inn	113,85	°C
Temp CO ₂ ut	57,76	°C
MTD	40,80673974	°C
Geometri		
Antall plater	76,84316074	-
Lengde	0,275	m
Bredde	0,07	m
Areal pr. plate	0,01925	m ²
Totalt areal	1,459980844	m ²
Indre varmeoverf.koeff	2500	W/Km ²
Ytre varmeoverf.koeff	2500	W/Km ²
Termisk konduktivitet	40	W/mK
Tykkelse vegg	0,0075	m
Total varmeoverf.koeff	1012,658228	W/Km ²

Geometri platevarmeveksler		
Fordamper isbane		
Temperatur inn CO ₂ isbane	-2,5	°C
Temperatur ut CO ₂ isbane	-7	°C
Spes. Varmekap. Isbane	2,44	kJ/kg-°C
Trykk CO ₂ isbane	35	bar
Massestrøm CO ₂ isbane	9,883776561	kg/s
Fordamperkapasitet	108,50	kW
Temperaturforhold		
Temperatur inn CO ₂ isbane	-2,5	°C
Temperatur ut CO ₂ isbane	-7	°C
Temperatur inn CO ₂ arbeid	-10,00	°C
Temperatur ut CO ₂ arbeid	-10,00	°C
LMTD	4,225929996	°C
Geometri		
Antall plater	545,0661687	-
Lengde	0,466	m
Bredde	0,1	m
Areal pr. plate	0,0466	m ²
Totalt areal	25,35348346	m ²
Indre varmeoverf.koeff	2500	W/Km ²
Ytre varmeoverf.koeff	2500	W/Km ²
Termisk konduktivitet	40	W/mK
Tykkelse vegg	0,0075	m
Total varmeoverf.koeff	1012,658228	W/Km ²

Gasskjøler energibrønn		
Temp. kollektorvæske ut	18,00	°C
Temp. kollektorvæske inn	4,00	°C
Spes. Varmekap. Vann	4	kJ/kg-°C
Varmeeffekt til brønn	107,26	kW
Massestrøm koll.væske	1,915276137	kg/s
Temperaturforhold		
Temp, vann ut	18,00	°C
Temp, vann inn	4,00	°C
Temp CO ₂ inn	57,76	°C
Temp CO ₂ ut	25,00	°C
LMTD	29,3889197	°C
Geometri		
Antall plater	78,33694104	m
Lengde	0,466	m
Bredde	0,1	m
Areal pr. plate	0,0466	m ²
Totalt areal	3,603901452	m ²
Indre varmeoverf.koeff	2500	W/Km ²
Ytre varmeoverf.koeff	2500	W/Km ²
Termisk konduktivitet	40	W/mK
Tykkelse vegg	0,0075	m
Total varmeoverf.koeff	1012,658228	W/Km ²

Platevarmeveksler Periode 1 & 4		
Varmeanlegg		
Temp, vann ut	55,00	°C
Temp, vann inn	10	°C
Varmekap. Vann	4	kJ/kg-°C
%-andel varme til VA	64 %	-
Kapasitet	107,2554637	kW
Massestrøm vann	0,595863687	kg/s
Entalpi inn, CO ₂	418,6401265	kJ/kg
Entalpi ut, CO ₂	230,5625024	kJ/kg
Temperatur ut, CO ₂	21,05	°C
Temperaturforhold		
Temp, vann ut	55,00	°C
Temp, vann inn	10,00	°C
Temp CO ₂ inn	57,76	°C
Temp CO ₂ ut	21,05	°C
MTD	6,91	°C
Geometri		
Antall plater	330,1431094	-
Lengde	0,466	m
Bredde	0,1	m
Areal pr. plate	0,0466	m ²
Totalt areal	15,3380689	m ²
Indre varmeoverf.koeff	2500	W/Km ²
Ytre varmeoverf.koeff	2500	W/Km ²
Termisk konduktivitet	40	W/mK
Tykkelse vegg	0,0075	m
Total varmeoverf.koeff	1012,658228	W/Km ²

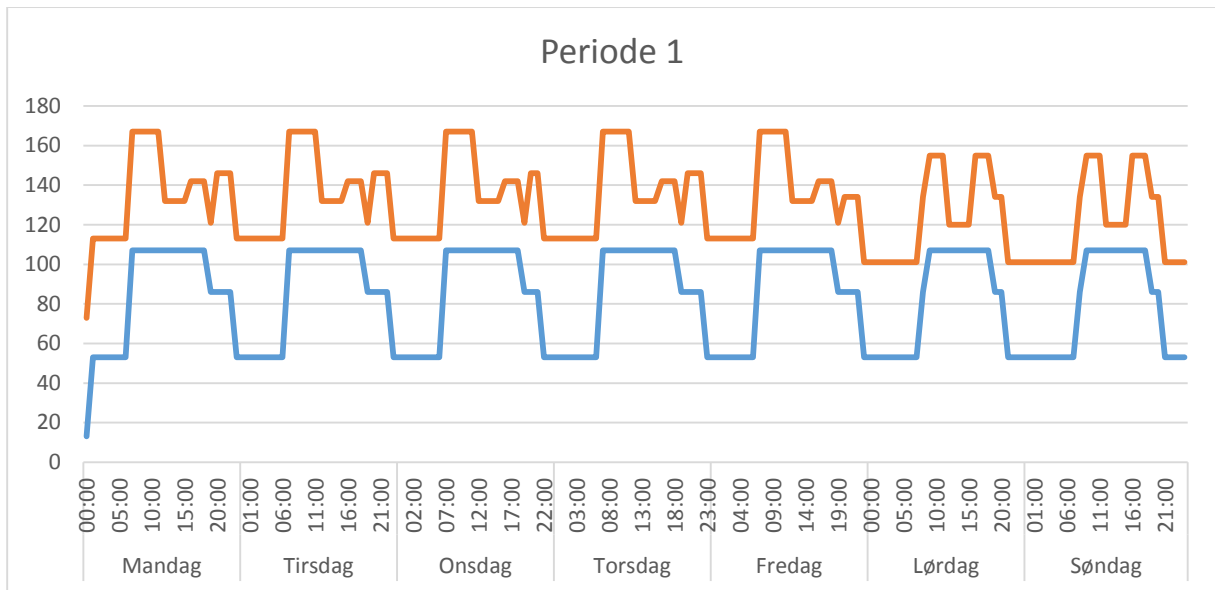
Platevarmeveksler Periode 2		
Varmeanlegg		
Temp, vann ut	55,00	°C
Temp, vann inn	10	°C
Varmekap. Vann	4	kJ/kg-°C
Kapasitet	155	kW
Massestrøm vann	0,8611111111	kg/s
Massestrøm CO ₂	0,733	kg/s
Entalpi inn, CO ₂	442,1265618	kJ/kg
Entalpi ut, CO ₂	230,5625024	kJ/kg
Temperatur ut, CO ₂	21,05	°C
Temperaturforhold		
Temp, vann ut	55,00	°C
Temp, vann inn	10,00	°C
Temp CO ₂ inn	65,99	°C
Temp CO ₂ ut	21,05	°C
MTD	11,02052797	°C
Geometri		
Antall plater	299,0440694	-
Lengde	0,466	m
Bredde	0,1	m
Areal pr. plate	0,0466	m ²
Totalt areal	13,88885363	m ²
Indre varmeoverf.koeff	2500	W/Km ²
Ytre varmeoverf.koeff	2500	W/Km ²
Termisk konduktivitet	40	W/mK
Tykkelse vegg	0,0075	m
Total varmeoverf.koeff	1012,658228	W/Km ²

Platevarmeveksler Periode 3		
Varmeanlegg		
Temp, vann ut	55,00	°C
Temp, vann inn	10	°C
Varmekap. Vann	4	kJ/kg-°C
Kapasitet	281	kW
Massestrøm vann	1,561111111	kg/s
Massestrøm CO ₂	1,173	kg/s
Entalpi inn, CO ₂	472,4303801	kJ/kg
Entalpi ut, CO ₂	230,56	kJ/kg
Temperatur ut, CO ₂	21,05	°C
Temperaturforhold		
Temp, vann ut	55,00	°C
Temp, vann inn	10,00	°C
Temp CO ₂ inn	80,51	°C
Temp CO ₂ ut	21,05	°C
MTD	18,28158413	°C
Geometri		
Antall plater	326,7194419	-
Lengde	0,466	m
Bredde	0,1	m
Areal pr. plate	0,0466	m ²
Totalt areal	15,17852599	m ²
Indre varmeoverf.koeff	2500	W/Km ²
Ytre varmeoverf.koeff	2500	W/Km ²
Termisk konduktivitet	40	W/mK
Tykkelse vegg	0,0075	m
Total varmeoverf.koeff	1012,658228	W/Km ²

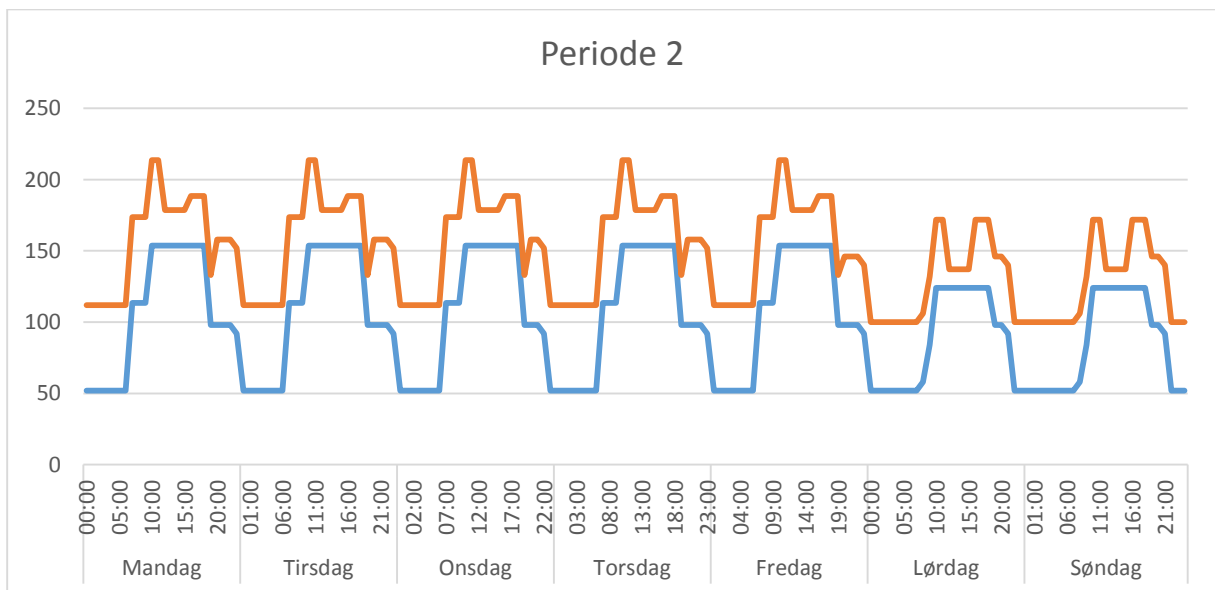
Fordamper energibrønn Periode 2		
Temp. kollektorvæske inn	10,00	°C
Temp. kollektorvæske ut	-5,00	°C
Spes. Varmekap. Væske	4	kJ/kg-°C
Effekt	65,00	kW
Massestrøm koll.væske	1,083333333	kg/s
Temperaturforhold		
Temp. kollektorvæske inn	10,00	°C
Temp. kollektorvæske ut	-5,00	°C
Temp CO ₂ , inn	-10,00	°C
Temp CO ₂ , ut	-10,00	°C
LMTD	16,3932624	°C
Geometri		
Antall plater	85,02318768	m
Lengde	0,466	m
Bredde	0,1	m
Areal pr. plate	0,0466	m ²
Totalt areal	3,915480546	m ²
Indre varmeoverf.koeff	2500	W/Km ²
Ytre varmeoverf.koeff	2500	W/Km ²
Termisk konduktivitet	40	W/mK
Tykkelse vegg	0,0075	m
Total varmeoverf.koeff	1012,658228	W/Km ²

Fordamper energibrønn Periode 3		
Temp. kollektorvæske inn	4,40	°C
Temp. kollektorvæske ut	-5,00	°C
Spes. Varmekap. Væske	4	kJ/kg-°C
Effekt	135,00	kW
Massestrøm koll.væske	3,590425532	kg/s
Temperaturforhold		
Temp. kollektorvæske inn	10,00	°C
Temp. kollektorvæske ut	-5,00	°C
Temp CO ₂ , inn	-10,00	°C
Temp CO ₂ , ut	-10,00	°C
LMTD	16,3932624	°C
Geometri		
Antall plater	175,5096975	m
Lengde	0,466	m
Bredde	0,1	m
Areal pr. plate	0,0466	m ²
Totalt areal	8,132151903	m ²
Indre varmeoverf.koeff	2500	W/Km ²
Ytre varmeoverf.koeff	2500	W/Km ²
Termisk konduktivitet	40	W/mK
Tykkelse vegg	0,0075	m
Total varmeoverf.koeff	1012,658228	W/Km ²

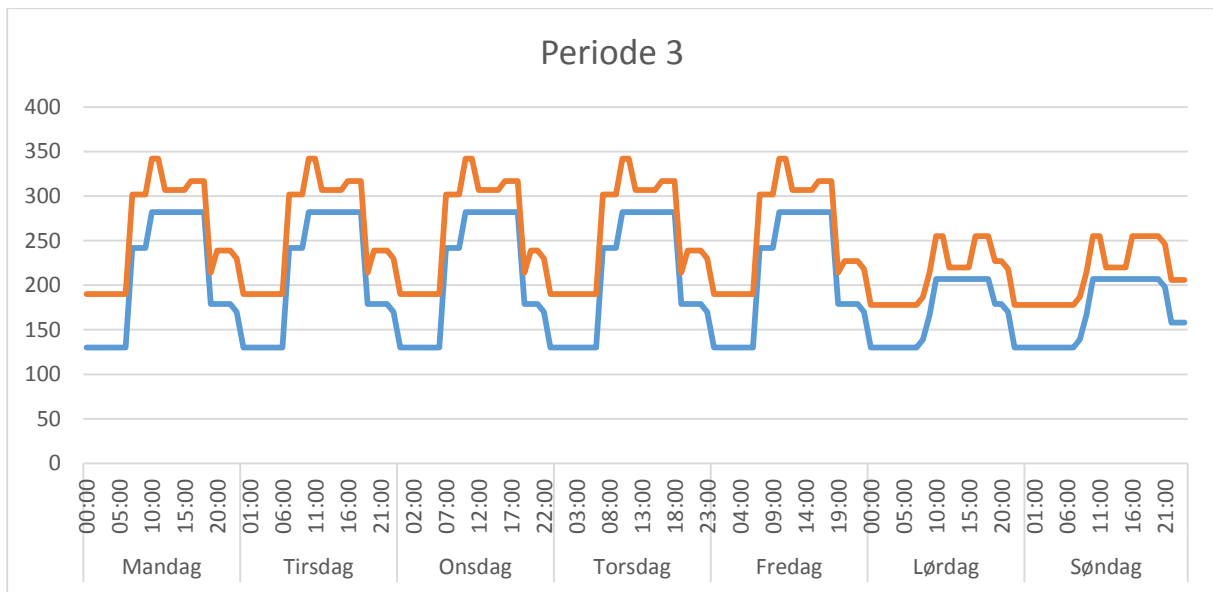
Vedlegg C: Effektvariasjoner døgnavis



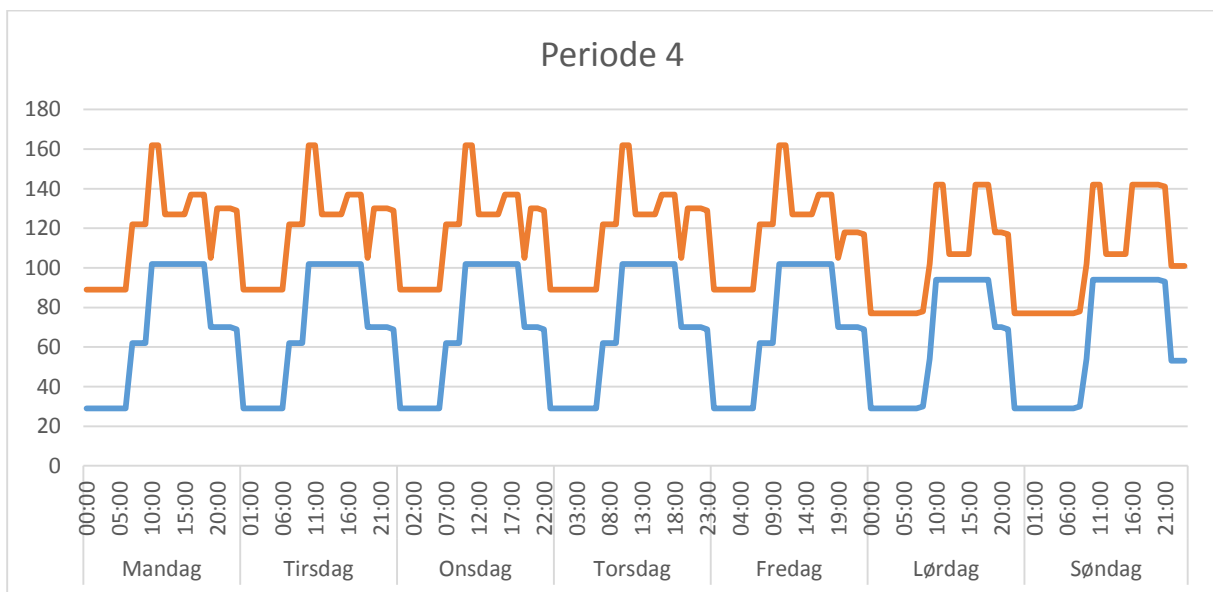
Figur 50: Effektvariasjoner døgnavis, Periode 1



Figur 51: Effektvariasjoner døgnavis, Periode 2



Figur 52: Effektvariasjoner døgnavis, Periode 3



Figur 53: Effektvariasjoner døgnavis, Periode 4

Vedlegg D: Hovedkomponenter i simuleringsmodeller

Tabell 17: Hovedkomponenter i basismodell

Komponenter	Komponentmodell i TIL
Kompressor	TIL.VLEFluidComponents.Compressor.EffCompressor
Varmeveksler tappevann	TIL.HeatExchangers.Plate.VLEFluidLiquid.ParallelFlowHX
Varmeveksler varmeanlegg	TIL.HeatExchangers.Plate.VLEFluidLiquid.ParallelFlowHX
Pumpe tappevann	TIL.LiquidComponents.Pumps.SimplePump
Pumpe varmeanlegg	TIL.LiquidComponents.Pumps.SimplePump
Luftkjøler	TIL.HeatExchangers.FinAndTube.MoistAirVLEFluid.ParallelFlowHX
Vifte luftkjøler	TIL.GasComponents.Fans.SimpleFan
Strupeventil	TIL.VLEFluidComponents.Valves.OrificeValve
Fordamper	TIL.HeatExchangers.TubeAndTube.VLEFluidVLEFluid.ParallelFlowHX
Separator	TIL.VLEFluidComponents.Separators.IdealSeparator
Separator isbanekrets	TIL.VLEFluidComponents.Separators.IdealSeparator
Pumpe isbanekrets	TIL.VLEFluidComponents.Pumps.SimplePump

Tabell 18: Hovedkomponenter i modell med energibrønn som varmekilde

Komponenter	Komponentmodell i TIL
Kompressor	TIL.VLEFluidComponents.Compressor.EffCompressor
Varmeveksler tappevann	TIL.HeatExchangers.Plate.VLEFluidLiquid.ParallelFlowHX
Varmeveksler varmeanlegg	TIL.HeatExchangers.Plate.VLEFluidLiquid.ParallelFlowHX
Pumpe tappevann	TIL.LiquidComponents.Pumps.SimplePump
Pumpe varmeanlegg	TIL.LiquidComponents.Pumps.SimplePump
Luftkjøler	TIL.HeatExchangers.FinAndTube.MoistAirVLEFluid.ParallelFlowHX
Vifte luftkjøler	TIL.GasComponents.Fans.SimpleFan
Strupeventil	TIL.VLEFluidComponents.Valves.OrificeValve
Fordamper	TIL.HeatExchangers.Plate.VLEFluidVLEFluid.ParallelFlowHX
Separator	TIL.VLEFluidComponents.Separators.IdealSeparator
Separator isbanekrets	TIL.VLEFluidComponents.Separators.IdealSeparator
Pumpe isbanekrets	TIL.VLEFluidComponents.Pumps.SimplePump
*Strupeventil fordamper isbane	TIL.VLEFluidComponents.Valves.OrificeValve
*Strupeventil energibrønn	TIL.VLEFluidComponents.Valves.OrificeValve
*Fordamper energibrønn	TIL.HeatExchangers.Plate.VLEFluidLiquid.ParallelFlowHX
*Pumpe energibrønn	TIL.LiquidComponents.Pumps.SimplePump

(*) Tilleggskomponenter fra basismodellen

Tabell 19: Hovedkomponenter i modell med energibrønn som varmesluk

Komponenter	Komponentmodell i TIL
Kompressor	TIL.VLEFluidComponents.Compressor.EffCompressor
Varmeveksler tappevann	TIL.HeatExchangers.Plate.VLEFluidLiquid.ParallelFlowHX
Varmeveksler varmeanlegg	TIL.HeatExchangers.Plate.VLEFluidLiquid.ParallelFlowHX
Pumpe tappevann	TIL.LiquidComponents.Pumps.SimplePump
Pumpe varmeanlegg	TIL.LiquidComponents.Pumps.SimplePump
Strupeventil	TIL.VLEFluidComponents.Valves.OrificeValve
Fordamper	TIL.HeatExchangers.Plate.VLEFluidVLEFluid.ParallelFlowHX
Separator	TIL.VLEFluidComponents.Separators.IdealSeparator
Separator isbanekrets	TIL.VLEFluidComponents.Separators.IdealSeparator
Pumpe isbanekrets	TIL.VLEFluidComponents.Pumps.SimplePump
*Pumpe energibrønn	TIL.LiquidComponents.Pumps.SimplePump
*Varmeveksler energibrønn	TIL.HeatExchangers.Plate.VLEFluidLiquid.ParallelFlowHX

(*) Tilleggskomponenter fra basismodell

Vedlegg E: EED-rapport

EED Version 3,16 - www.buildingphysics.com - license for WWW,NTNU,NO

Input file:M:\Masteroppgave\energibronnEED.dat

This output file:ENERGIBRONNEED.TXT Date: 01,12,2015 Time: 10:57:12

MEMORY NOTES FOR PROJECT

[]

QUICK FACTS

Cost	-
Number of boreholes	12
Borehole depth	250,00 m
Total borehole length	3000,00 m

DESIGN DATA

=====

GROUND

Ground thermal conductivity	2,800 W/(m·K)
Ground heat capacity	2,300 MJ/(m ³ ·K)
Ground surface temperature	5,70 °C
Geothermal heat flux	0,0500 W/m ²

BOREHOLE

Configuration:	283 ("12 : 3 x 4 rectangle")
Borehole depth	250,00 m
Borehole spacing	7,00 m
Borehole installation	Single-U
Borehole diameter	110,00 mm
U-pipe diameter	32,000 mm
U-pipe thickness	3,000 mm
U-pipe thermal conductivity	0,420 W/(m·K)
U-pipe shank spacing	70,000 mm
Filling thermal conductivity	0,600 W/(m·K)
Contact resistance pipe/filling	0,0000 (m·K)/W

THERMAL RESISTANCES

Borehole thermal resistances are calculated,

Number of multipoles 10

Internal heat transfer between upward and downward channel(s) is considered,

HEAT CARRIER FLUID

Thermal conductivity	0,4500 W/(m·K)
Specific heat capacity	4000,000 J/(Kg·K)
Density	960,000 Kg/m ³
Viscosity	0,004000 Kg/(m·s)
Freezing point	-20,0 °C
Flow rate per borehole	2,000 l/s

BASE LOAD

Annual DHW load	5,00 MWh
Annual heating load (DHW excluded)	200,00 MWh
Annual cooling load	146,00 MWh
Seasonal performance factor (DHW)	3
Seasonal performance factor (heating)	3,5
Seasonal performance factor (cooling)	99999

Monthly energy profile [MWh]

Month		Heat		Cool	Ground
JAN	0,155	31,42	0	0	22,421
FEB	0,148	30,02	0	0	21,421
MAR	0,125	25,42	0	0	18,135
APR	0,099	20,22	0	0	14,421
MAY	0,064	13,22	0,15	21,9	-12,48
JUN	0	0,42	0,2	29,2	-28,923
JUL	0	0,42	0,3	43,8	-43,523
AUG	0	0,42	0,2	29,2	-28,923
SEP	0,061	12,62	0,15	21,9	-12,908
OCT	0,087	17,82	0	0	12,706
NOV	0,117	23,82	0	0	16,992
DEC	0,144	29,22	0	0	20,849
Total	1	205	1	146	0,189

PEAK LOAD

Monthly peak powers [kW]

Month	Peak heat	Duration [h]	Peak cool	Duration [h]
JAN	162	20	80	0
FEB	162	16	80	0
MAR	162	10	80	0
APR	162	0	80	0
MAY	162	0	80	10
JUN	162	0	80	16

JUL	162	0	80	24
AUG	162	0	80	16
SEP	162	0	80	10
OCT	162	0	80	0
NOV	162	10	80	0
DEC	162	16	80	0
Number of simulation years	25			
First month of operation	SEP			

CALCULATED VALUES

=====

Total borehole length 3000,00 m

THERMAL RESISTANCES

Borehole therm, res, internal 0,6489 (m·K)/W

Reynolds number 23506

Thermal resistance fluid/pipe 0,0030 (m·K)/W

Thermal resistance pipe material 0,0787 (m·K)/W

Contact resistance pipe/filling 0,0000 (m·K)/W

Borehole therm, res, fluid/ground 0,1485 (m·K)/W

Effective borehole thermal res, 0,1491 (m·K)/W

SPECIFIC HEAT EXTRACTION RATE [W/m]

Month	Base load	Peak heat	Peak cool
JAN	10,24	38,57	-26,67
FEB	9,78	38,57	-26,67
MAR	8,28	38,57	-26,67
APR	6,58	38,57	-26,67
MAY	-5,7	38,57	-26,67
JUN	-13,21	38,57	-26,67
JUL	-19,87	38,57	-26,67
AUG	-13,21	38,57	-26,67
SEP	-5,89	38,57	-26,67
OCT	5,8	38,57	-26,67
NOV	7,76	38,57	-26,67
DEC	9,52	38,57	-26,67

BASE LOAD: MEAN FLUID TEMPERATURES (at end of month) [°C]

Year	1	2	5	10	25
JAN	7,93	3,69	4,02	4,09	4,13
FEB	7,93	3,65	3,93	4	4,04
MAR	7,93	4,08	4,25	4,31	4,35
APR	7,93	4,57	4,65	4,72	4,76
MAY	7,93	9,05	9,13	9,2	9,23
JUN	7,93	12,09	12,21	12,28	12,31
JUL	7,93	14,94	15,14	15,21	15,24
AUG	7,93	12,97	13,21	13,27	13,31
SEP	10,13	10,52	10,74	10,81	10,84
OCT	5,93	6,2	6,4	6,46	6,49
NOV	5,01	5,25	5,42	5,48	5,51
DEC	4,18	4,39	4,54	4,6	4,63

BASE LOAD: YEAR	25
Minimum mean fluid temperature	4,04 °C at end of FEB
Maximum mean fluid temperature	15,24 °C at end of JUL

PEAK HEAT LOAD: MEAN FLUID TEMPERATURES (at end of month) [°C]

Year	1	2	5	10	25
JAN	7,93	-3,89	-3,57	-3,5	-3,46
FEB	7,93	-3,87	-3,6	-3,53	-3,49
MAR	7,93	-3,43	-3,27	-3,2	-3,16
APR	7,93	4,57	4,65	4,72	4,76
MAY	7,93	9,05	9,13	9,2	9,23
JUN	7,93	12,09	12,21	12,28	12,31
JUL	7,93	14,94	15,14	15,21	15,24
AUG	7,93	12,97	13,21	13,27	13,31
SEP	10,13	10,52	10,74	10,81	10,84
OCT	5,93	6,2	6,4	6,46	6,49
NOV	-2,64	-2,39	-2,22	-2,16	-2,13
DEC	-3,41	-3,21	-3,05	-3	-2,96

PEAK HEAT LOAD: YEAR	25
Minimum mean fluid temperature	-3,49 °C at end of FEB
Maximum mean fluid temperature	15,24 °C at end of JUL

PEAK COOL LOAD: MEAN FLUID TEMPERATURES (at end of month) [°C]

Year	1	2	5	10	25
JAN	7,93	3,69	4,02	4,09	4,13

FEB	7,93	3,65	3,93	4	4,04
MAR	7,93	4,08	4,25	4,31	4,35
APR	7,93	4,57	4,65	4,72	4,76
MAY	7,93	14,25	14,33	14,4	14,44
JUN	7,93	15,61	15,73	15,8	15,83
JUL	7,93	16,8	17	17,07	17,1
AUG	7,93	16,48	16,73	16,79	16,82
SEP	15,28	15,67	15,9	15,96	15,99
OCT	5,93	6,2	6,4	6,46	6,49
NOV	5,01	5,25	5,42	5,48	5,51
DEC	4,18	4,39	4,54	4,6	4,63

PEAK COOL LOAD: YEAR 25
Minimum mean fluid temperature 4,04 °C at end of FEB
Maximum mean fluid temperature 17,10 °C at end of JUL

Vedlegg F: Utkast til artikkel

MODELLING AND ANALYSIS OF ENERGY SYSTEM FOR AN INDOOR ICE RINK

Snorre N. OLSEN

Norwegian University of Science and Technology (NTNU), Kolbjørn Hejes vei 1B
Department of Energy and Process Engineering, No-7491 Trondheim, Norway
snorreol@stud.ntnu.no

ABSTRACT

In Norway, there are around 45 indoor ice-rinks, with a substantial variation in age, property of building services systems, and conditions of the same. Research by NTNU-Center for Sports Facilities and Technology (SIAT), has shown that the indoor climate and energy consumption parameters are showing a wide spread. Energy consumption in ice rinks for the major part is related to cooling systems, dehumidification, water heating and ventilation, and to a limited scale from the building envelope, there is a need of developing an energy model for the system. In this paper three dynamic simulation models of an energy system in an indoor ice rink will be presented. The simulations (using DYMOLA) will show the potential of heat recovery and the impact of climate, use of geothermal energy, capacity variations and energy demand of the facility on an hourly basis.

1. INTRODUCTION

In indoor ice rinks, the refrigeration system may account for 43 % of the total energy use (Rogstam and Hjert, 2010). The other energy posts relate heating, dehumidification, ventilation and lightning. The heat loads influencing the refrigeration system is divided in three main categories based on the main heat transfer mechanism; radiation, convection and conduction. The share distribution is around 39 %, 37 % and 19 % for radiation, convection and conduction, respectively. The last 5 % relates to the athletes (ASHRAE, 2010).

The most common refrigeration system is an indirect system mostly, using ammonia (NH_3) as refrigerant and glycol or brine as secondary fluids (IIHF, 2010) (Makhnatch, 2011). The energy system simulation models are based on using carbon dioxide (CO_2) both as a refrigerant and as secondary fluid. The pumping power required by using CO_2 is found to be much smaller in comparison to traditional secondary fluid (Yadav et al., 2014). Yadav et al. (2014) also proved that CO_2 allows for smaller and more compact heat exchangers. As for CO_2 as refrigerant, the properties are well known and it's well suited for heating domestic hot water (DHW). It was conducted a comparison of heat recovery potential of a CO_2 and NH_3 refrigeration system by Zsebik et al. (2014). For supplying the same amount of DHW, the NH_3 system used 46 % more primary energy than the CO_2 system because of the need for a boiler.

Seghouani et al. (2011) presented a yearly simulation of the interaction between an ice rink and its refrigeration system. The work is a result of three different models coupled together. Daoud et al. (2006) and Daoud et al. (2008) developed a model called "Above Ice Model" (AIM) to calculate the heat fluxes towards the ice by simulating the air movement inside the ice rink. Seghouani et al. (2009) developed a complementary model called "Below Ice Model" (BIM). This calculates the heat load towards the brine from the soil under and around the foundation of the ice rink. Simultaneously, Seghouani and Galanis (2009) completed a quasi-steady state model of an air cooled refrigeration system. The refrigeration system is based on an indirect system with R-22 as working fluid and brine as secondary fluid. The coupled simulation model gives a tool for prediction of annual energy, ice surface temperature and potential for heat recovery. This refrigeration system separates itself significantly from the system used as a basis in simulation models presented in this paper.

A principled drawing of the energy system in question is shown in Figure 1, based on a future build indoor ice rink in Oslo, Norway. CO_2 is used as refrigerant and secondary fluid. Two gas coolers in series will deliver heat to cover the facility's heat demand. The first are heating pre heated DHW from 20 °C to 70 °C. The second is covering different heat loads, an overview is given in Figure 1. In case of excessive heat in the system there are two alternatives, either to dump it to outdoor air or deliver it to ground via the borehole heat exchanger

(BHE). When the heat demand is higher than what the refrigeration system is able to deliver of heat from the ice rink, the geothermal energy is used as a supplementing heat source.

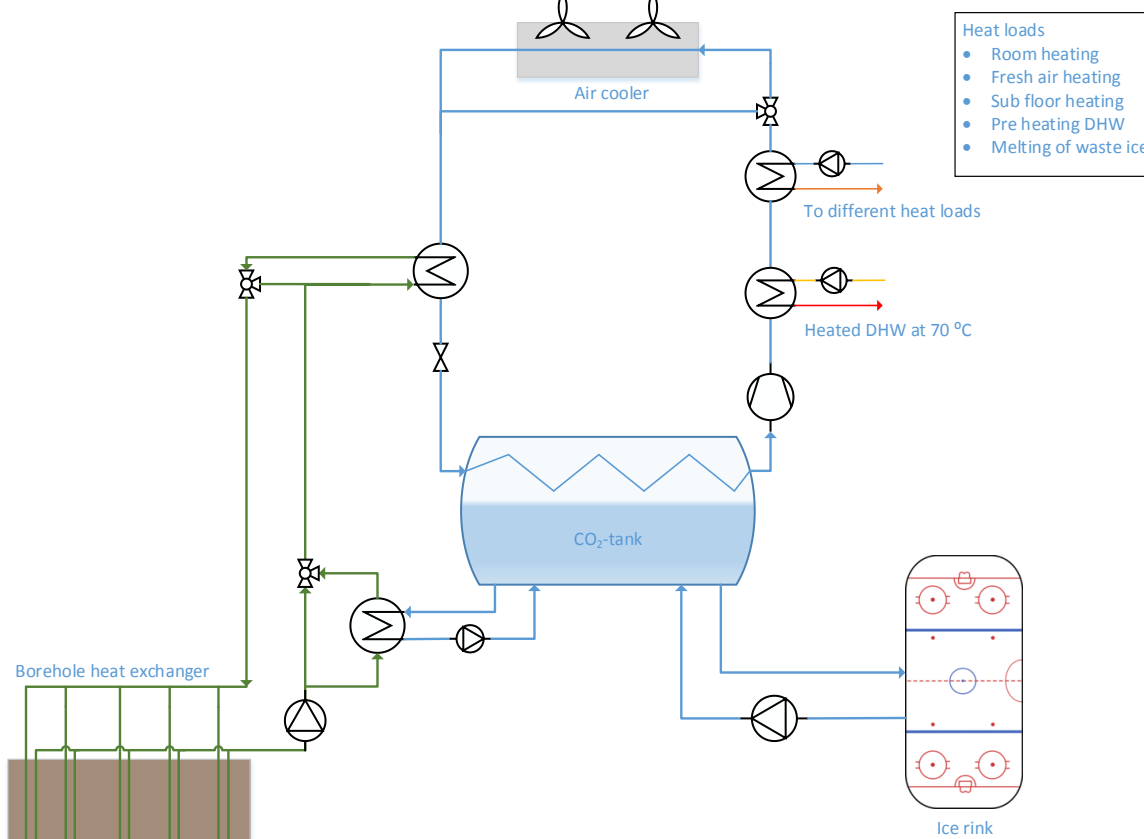


Figure 1: A principled drawing over the energysystem

The model of refrigeration system used by Seghouani et al. (2011) separates itself significantly from the system used as a basis in simulation models presented in this paper, presented in Figure 1. R-22 as a working fluid is outdated and not an option nowadays. In contrast to the system above, all heat is dumped to outdoor air. Also, CO₂ both as working fluid and secondary fluid gives the system very different properties. Not to mention the ability to connect with an additional heat source as geothermal energy is also something the model of Seghouani et al. (2011) is missing. Therefore, it's a need for developing complete new simulation models. Preferably, in light on several new indoor ice rinks to be built, these models are developed to easily be adjusted to other facilities with different demands and capacities.

2. METHOD

There was identified three main situations of operation for the energy system shown in Figure 1. These situations depends on the heat demand in the facility, which determine the use of geothermal energy. Simulation models were then developed for each of these situations.

2.1 Model 1

Model 1 is used when the ice rink alone is able to cover the heat load. In case of excessive heat it's dumped to the outside air. Model 1 is shown in Figure 2. The high pressure side of the system is very much the same in the other two models. There is two gas coolers in series, where the first is for DHW and the second for different heat loads. The low pressure side is connected with a closed circuit of CO₂, illustrating the ice rink as heat source. The circuit receives a heat load for the evaporator to transfer.

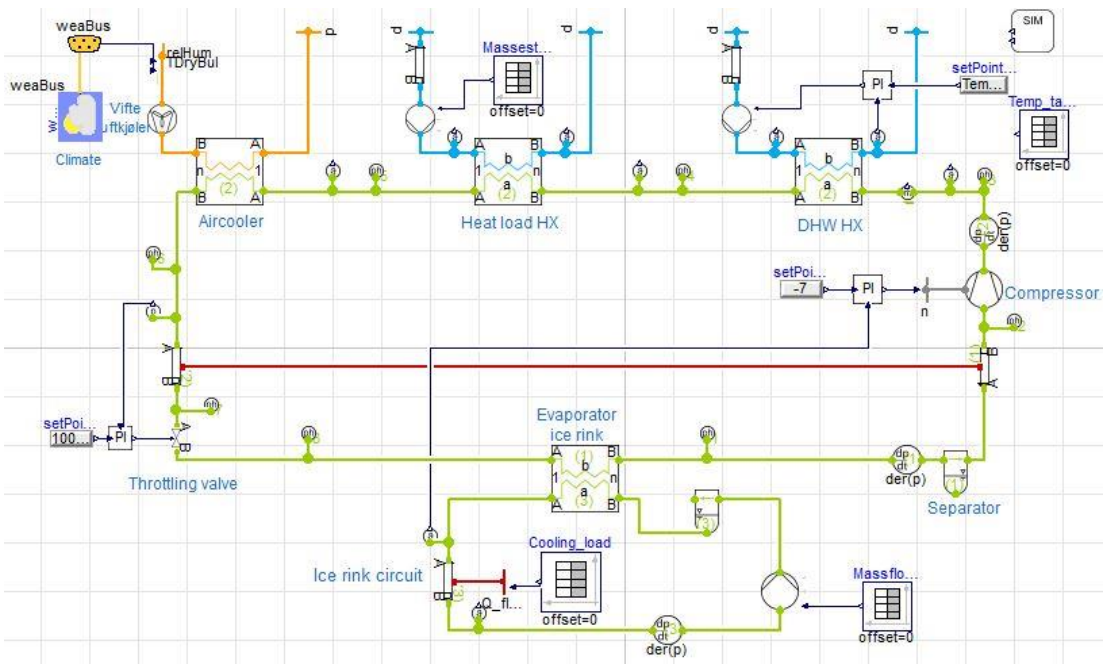


Figure 2: Model 1 (Dymola)

2.2 Model 2

When only heat from the ice rink isn't enough to cover the heat demand, the system will use geothermal energy as a supplement. Model 2 is used in these situations (Figure 3). To regulate and control the capacity of evaporator towards BHE (Q), the temperature difference of energywells' collector fluid (ΔT) over the evaporator can be adjusted given a constant massflow (\dot{m}). In the model one can give a setpoint of the fluid's exiting temperature. This is based on equation 1:

$$Q = \dot{m} c_p \Delta T \quad (1)$$

\dot{m} = massflow of fluid [kg/s], c_p = specific heat capacity [kJ/kg·K], ΔT = temperature difference of fluid [K]

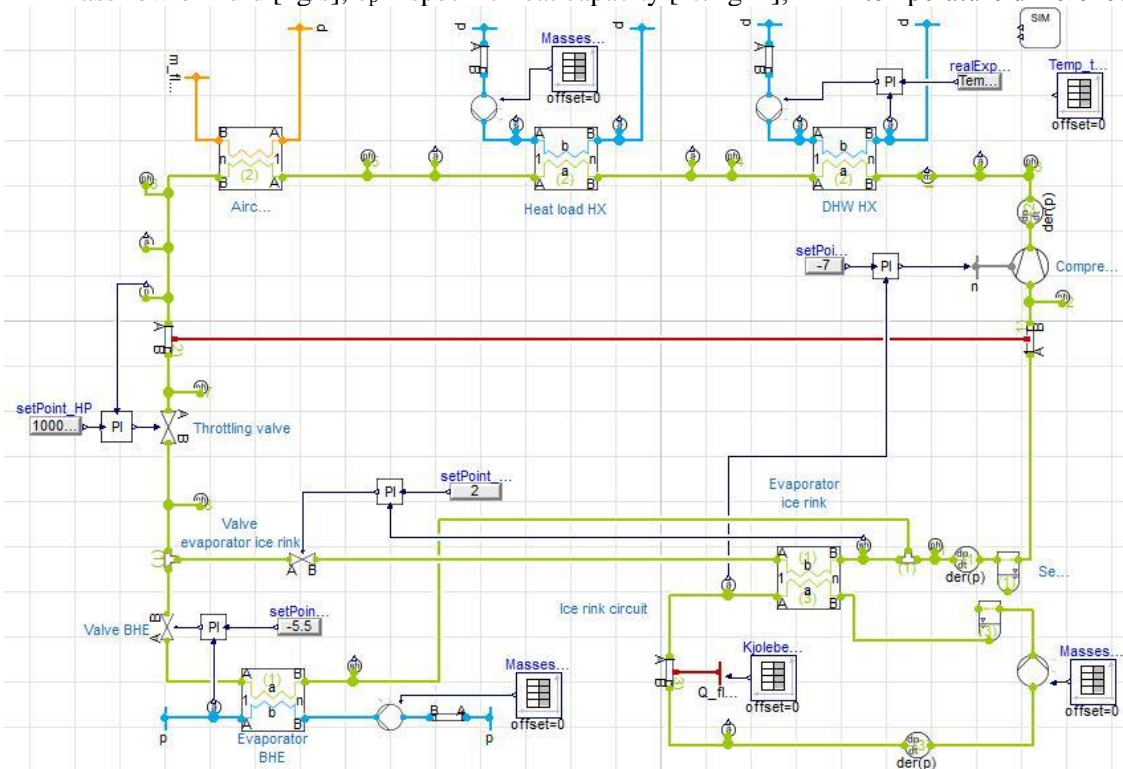


Figure 3: Model 2 (Dymola)

2.3 Model 3

The third model is used when the system is refilling the geothermal energy storage when it's excessive heat, caused by a low heat demand. Shown in Figure 4.

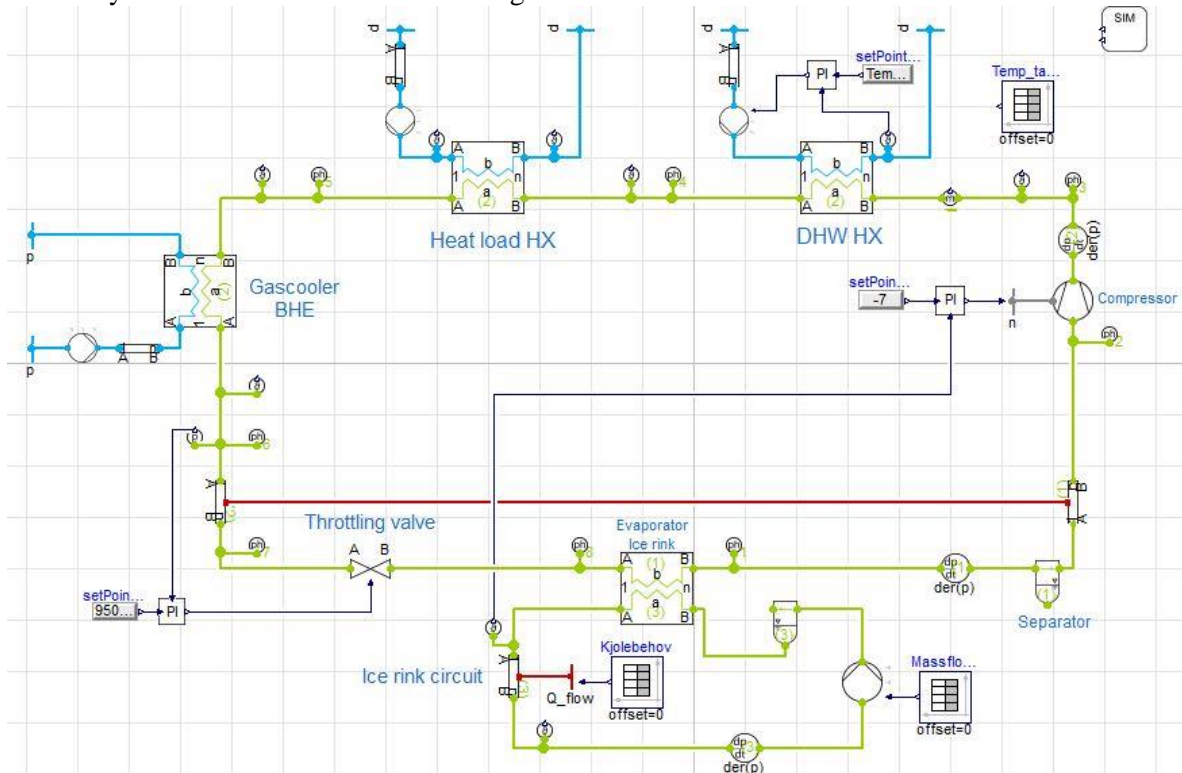


Figure 4: Model 3 (Dymola)

2.4 Setup and boundary conditions

An operating season for an indoor ice rink is from early August to early May, with no activity in between. To illustrate the different operating situations four periods within this season was chosen for simulation. Based on background material from the future build ice rink, estimates on heat demand in the different periods was performed. Table 2 summarizes the periods different dimensioning heat demand. Heat demand for DHW (Q_{DHW}) is constant throughout the season. The heat load (Q_{HL}) is dependent on the need for space heating, and determining the need for extra heat from geothermal heat storage (Q_{BHE}). Cooling load from the ice rink follow a constant pattern through the season of 110 kW on daytime and 70 kW at night. Total heating demand is Q_H .

Static calculations estimated the refrigeration system total heat capacity (Q_{GC}), based on assumptions of boundary conditions listed in Table 1. Calculations showed a total heat capacity of 168 kW.

Table 1: Assumption of boundary condition

P_{GC}	100 bar
T_{EVAP}	-10 °C
Q_{ICE}	110 kW
$T_{CO2, GC\ out}$	15 °C
η_{is}	0,75 (-)
λ	0,80 (-)
Q_{GC}	168 kW

Given the different periods heat demand, static calculations on the refrigeration system's performance in a spreadsheet using RnLib ((NKF, 2015)). These calculations gave initial values for components used in the simulation models. Making the simulation models work was an iterative process, with adjusting and tuning of components. Since the total heat capacity of the refrigeration system without extra heat from geothermal heat storage is 168 kW, Period 1 and Period 4 will not need additional heat. This meant that Model 1 would be used for Period 1 and 4, Model 2 for Period 2 and 3. Since it's almost no excessive heat left in Period 1 and 4, when the heat demand is at its lowest during the season, Model 3 would not be used for any simulations.

Table 2: Conditions and heat demand

Period	Q_{HL} [kW]	Q_{DHW} [kW]	$Q_{H,TOT}$	Q_{ICE} [kW]	Q_{BHE} [kW]
1 – August	106	61	167	110	0
2 – November	151	61	212	110	65
3 – January	282	61	342	110	135
4 – May	101	61	162	110	0

Based on these heat capacities, heat transfer area of heat exchangers and gas coolers were calculated, seen in Table 3. Due to the simulation program was extremely sensitive to the Evaporator BHE's size, it was necessary to use two different areas for Period 2 and 3.

Table 3: Dimensions of components

Gas cooler, DHW	
Type	Plate heat exchanger
U	2500 W/(m ² K)
A	1,46 m ²
Gas cooler, heat load	
Type	Plate heat exchanger
U	2500 w/(m ² K)
A	15,34 m ²
Compressor	
V_s	0,0003 m ³
η_{is}	0,75
λ	0,8
Range	5 – 180 Hz
Evaporator ice rink	
Type	Plate heat exchanger
U	2500 W/(m ² K)
A	25,35 m ²
Evaporator BHE, Period 2	
Type	Plate heat exchanger
U	2500 W/(m ² K)
A	2,61 m ²
Evaporator BHE, Period 3	
Type	Plate heat exchanger
U	2500 W/(m ² K)
A	6,78 m ²

To determine the temperature profile of the geothermal heat storage's fluid it's used Earth Energy Designer (EED). It's assumed over a year a balance in energy that gets extracted and what's returned in the geothermal energy storage. Maximal heating and cooling capacity is set at 165 kW and 80 kW, respectively. Total energy extracted and injected is 146 MWh. This gives a temperature profile, seen in Figure 5.

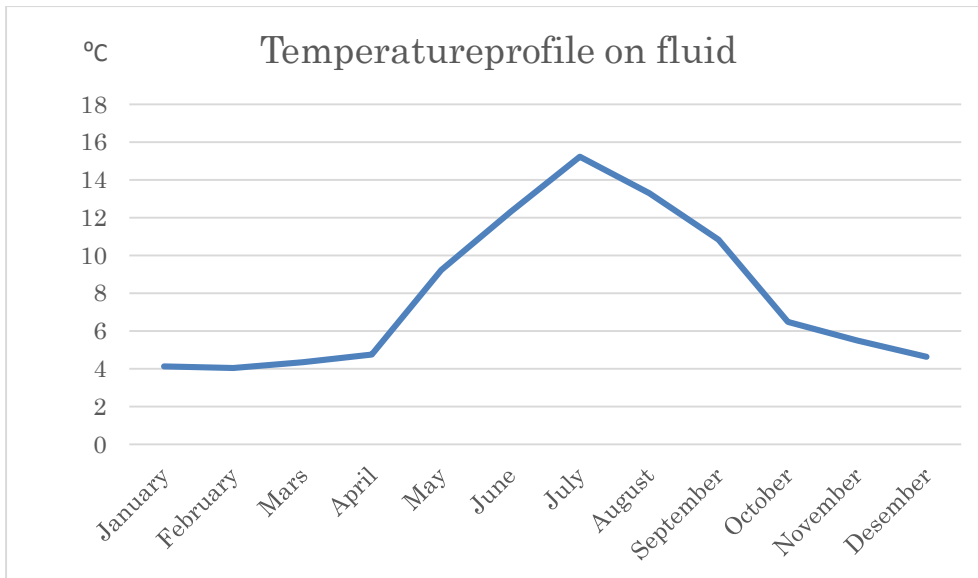


Figure 5: Temperature profile on fluid (EED)

2.5 Control and regulation

The most important is that the ice temperature is at the correct level. This is handled by the variable speed drive (VSD) compressor. Ice temperature is set at -7 °C.

Outgoing temperature of DHW from the gascooler is controlled by VSD pump. The pump delivers the massflow who results in a temperature of 70 °C.

There is no control over the waters outgoing temperature from the heat load gas cooler. The massflow for the pump to deliver is given by a time schedule. The massflow is 1,2 kg/s in each simulation.

As described in section 2.2, the heating power from is determined by using equation 1. The evaporator capacity towards the ice rink is controlled by adjusting the ice rink circuit's heat supply by a time schedule. 110 kW at daytime (07 – 22), else 70 kW.

3. RESULTS

It was performed four simulations, over a time span of one week. Due to system instability, the system was to deliver one heat load at daytime and a lower heat load at nighttime with no further variations in capacity change. The heat delivered and power demand is shown in .

Table 4.

Table 4: Results, power and heat

Period	P_{EVAP} [bar]	$Q_{H, day}$ [kW]	$Q_{H, night}$ [kW]	W_{day} [kW]	W_{night} [kW]
1 – August	28	141	92	40	23
2 – November	26,6	228	90	55	22
3 – January	26,6	344	200	110	39
4 – May	28,2	145	80	36	20

Stated in Table 2, the heat demand for Period 1 and 4 is 167 kW and 162 kW, respectively. The delivered heat is only 141 kW and 145 kW, despite the calculated capacity of 168 kW.

The evaporator towards BHE was in use in Period 2 and 3, the evaporator's delivered heat on daytime and nighttime is seen in

Table 5. The heat delivered from BHE is higher than what was estimated, seen in Table 2.

Table 5: Results, delivered heat BHE

Period	$Q_{\text{BHE, day}}$ [kW]	$Q_{\text{BHE, night}}$ [kW]
2	71	3
3	160	55

The average coefficient of performance (COP) for each period is calculated and presented in Table 6. This gives an average COP_{cool} of 2,37. Table 6 also show the energy recovered (E_{REC}), i.e. the amount of energy delivered through the two gas coolers for DHW and heat loads.

Table 6: Results, COP

Period	COP_{HEAT}	COP_{COOL}	E_{REC} [kWh]
1	2,77	2,17	20 630
2	3,16	2,56	27 821
3	3,05	2,36	48 283
4	3,03	2,40	20 680

The percentage of total energy from the evaporators attributable to the energy wells are respectively 38 % and 57 % for Period 2 and 3.

4. DISCUSSION

The simulation models did not succeed running without the air cooler in operation. This applies to Model 1 and 2. This caused the return temperature of CO_2 to be lower than what to be expected. A lower return temperature increases the evaporator's specific heat capacity (q_{EVAP}). As a consequence of higher specific heat capacity and a constant performance of 110 kW in daytime, the massflow of CO_2 is reduced. Because of a lower massflow of CO_2 the total heat to release through gas coolers is lowered. The share of heat to outside air is in August 23 % of total heat delivered. In May it's 3,5 %.

There is no integrated regulation of the waters' outlet temperature to the heat loads. At daytime this varies in a great range, depending on DHW is heated or not, the night setback on heat demand and the ice rink's cooling load. This lack of control and possibility to regulate the outlet temperature is seen as a weakness in the models.

Another weakness is the missing coupling between the facility's heat demand and the use of additional heat from BHE. In an ideal model, it would have been an automation in the use of BHE, both to identify when it is a need and how much heat it is need for.

The way DHW is regulated may not be the optimal solution. A VSD pump delivers a massflow that result in a DHW outlet temperature on 70 °C. It's identified a heat demand of 61 kW for DHW, but with this control regime it's no guarantee of the delivered heat. Only a legionella safe temperature.

Results from simulation, where variables were plotted throughout the period showed system instability. The PI-regulators were extremely sensitive for how the system behaved in terms of stability. As an example, Figure 6 shows how the evaporating pressure varies. The suddenly drop and following jump in pressure happens in the transition of 70/110 kW.

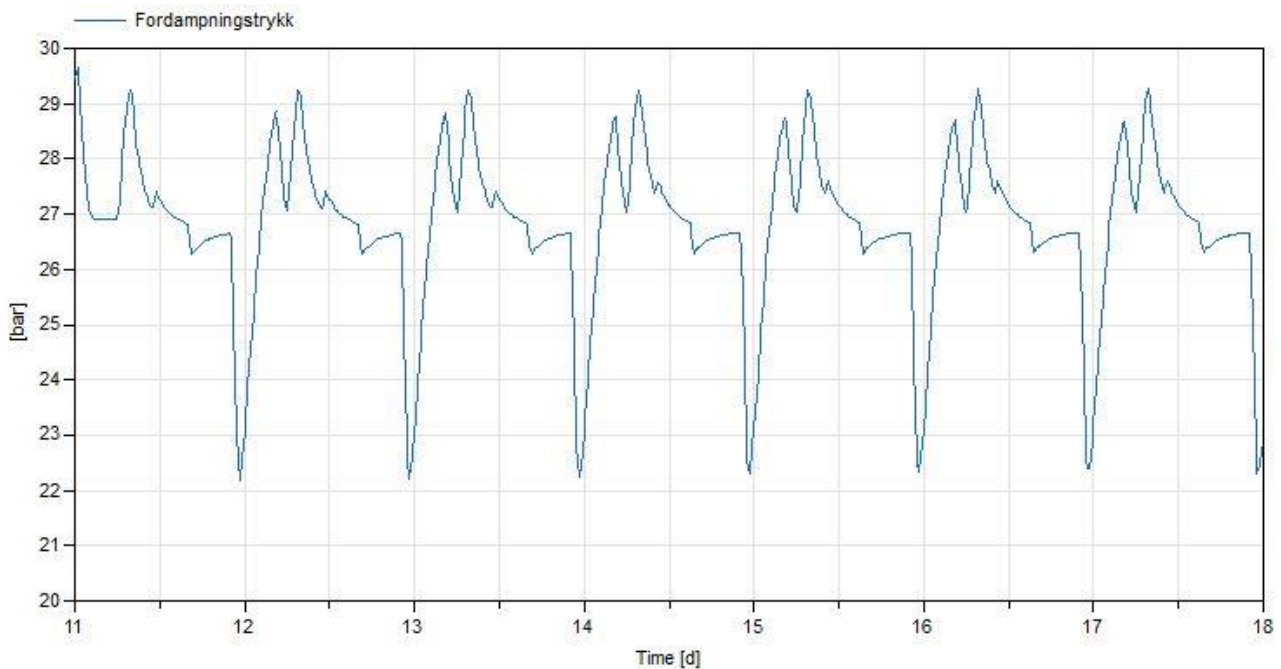


Figure 6: Evaporating pressure in Period 3

Necessary outlet temperature of CO₂ in the ice rink circuit is depending on the floor construction, pipeline organisation and what ice activity practiced in the facility. Simulations is ran with an outlet temperature of -7 °C. This setpoint-temperature is easily changed in the models. It's investigated in how sensitive the COP is to the change of this temperature. The reference is Model 1 in Period 1. The change in 1 K affects the COP_{cool} 2 %. That is, if changing temperature from -7 °C to -9 °C the COP reduces with 4 %, or a change from -7 °C to -5 °C increases COP with 4 %.

In the simulation models there is added a constant total pumping power of 10 kW. There is no dynamic estimation of pumping power integrated in the simulations. This represents a source of error, mostly on the calculated COPs. The sensitivity is investigated, where the reference is Model 1 in Period 1. An increase of 1 kW decreases the COP_{cool} with 2 %. The influence will be less in Period 2 and 3 where the compressor power is higher.

One can ask how valuable the simulation models and the work in this paper is for other planned ice rinks. A simulation model can be used to control system behaviour and component dimensions, but with this it requires an accurate model. The simulation software used is a sensitive and powerful tool, and able to present a picture of how the system behaves in dynamic conditions. Models presented in this paper have some operating issues and sources of error, which make a need for further development for increasing the accuracy of the results. The heat demands presented is based on estimations on a future build indoor ice rink, so the sizes of heat demand and delivered heat in this paper is not necessary realistic. For future work and closer study of heat demands it may be use of Model 3. The models is therefore constructed in a way that they can adapt to different performance criteria.

5. CONCLUSIONS

In this paper it's presented three dynamic simulation models based on three main operating situations. The operations relies on the heat demand, and by that the use of BHE. It's simulated four different periods over the operating season to illustrate operating situations. A COP of 2,37 is calculated as an average. It came clear of the results it's a substantial need for an additional heat source to the ice rink throughout the season. A climate neutral and cost effective heat source as geothermal heat is critical for the energy budget and operating costs. It is identified sources of error and potential of improvement of the simulation models which relates to a better system of regulation, air cooler, stability, automatic use of BHE and a dynamic calculation of pumping power. Simulation models are constructed in such a way they can be used for other facilities with different heat demands, cooling loads and specifications on components.

NOMENCLATURE

Latin letters and abbreviations

A	Area	[m ²]
BHE	Borehole heat exchanger	
COP	Coefficient of performance	[-]
c _p	Specific heat capacity	[kJ/kg·K]
DHW	Domestic hot water	
E	Energy	[kWh]
EED	Earth Energy Designer	
m	Massflow	[kg/s]
P	Pressure	[bar]
Q	Heat transfer	[kW]
q	Specific heat capacity	[kJ/kg]
T	Temperature	[°C or K]
U	Heat transfer coefficient	[W/m ² ·K]
VSD	Variable speed drive	
W	Work	[kW]

Subscripts

day	Performance daytime
EVAP	Evaporator
GC	Gas cooler
H	Total heat demand
HL	Heat load
ICE	Ice rink
night	Performance nighttime
REC	Recovered

Greek letters

η _{is}	Isentropic efficiency	[-]
λ	Volumetric efficiency	[-]

REFERENCES

- ASHRAE 2010. ASHRAE Refrigeration Handbook Chapter 44: Ice Rinks.
- DAOUD, A., GALANIS, N. & BELLACHE, O. 2008. Calculation of refrigeration loads by convection, radiation and condensation in ice rinks using a transient 3D zonal model. *Applied Thermal Engineering*, 28, 1782-1790.
- DAOUD, A., GALANIS, N. & DAOUD, A. 2006. Calculation of the Thermal Loads of an Ice Rink Using a Zonal Model and Building Energy Simulation Software. *ASHRAE Transactions*, 112, 526-537.
- IIHF 2010. Technical guidelines of an ice rink.
- MAKHNATCH, P. 2011. *Technology and Energy Inventory of Ice Rinks*. MSc, KTH.
- NKF. 2015. *Norsk Kjøleteknisk Forening - dataprogrammer* [Online]. Available: <http://nkf-norge.no/litteratur-dataprogrammer/dataprogrammer/> [Accessed 07.09 2015].
- ROGSTAM, J. & HJERT, J. 2010. Stoppsladd Fas 1: Energianvändning i svenska isarenor.
- SEGHOUANI, L., DAOUD, A. & GALANIS, N. 2009. Prediction of yearly energy requirements of indoor ice rinks. *Energy & Buildings*, 41, 500-511.
- SEGHOUANI, L., DAOUD, A. & GALANIS, N. 2011. Yearly simulation of the interaction between an ice rink and its refrigeration system: A case study. *International Journal of Refrigeration*, 34, 383-389.
- SEGHOUANI, L. & GALANIS, N. 2009. Quasi-steady state model of an ice rink refrigeration system. *An International Journal*, 2, 119-132.
- YADAV, A. K., BHATTACHARYYA, S. & MADDALI, R. G. 2014. On the suitability of carbon dioxide in forced circulation-type secondary loops. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 9, 85-90.
- ZSEBIK, A., BALIKÓ, S. & CSATA, Z. 2014. Heat Recovery from CO₂ Refrigeration Systems. *Energy Engineering*, 111, 41-56.