



Norges miljø- og
biovitenskapelige
universitet

Masteroppgave 2017

30 stp

Fakultetet for miljøvitenskap og naturforvaltning (MINA)

Snøkjøling – Funksjonsanalyse samt vurdering av energi- og effektpotensial

Snowcooling – Functional analysis and assessment
of energy and power potential

Jesper Mæx Moe
Fornybar energi

Forord

Denne masteroppgaven er skrevet for fakultetet for miljøvitenskap og naturforvaltning (MINA) ved Norges miljø- og biovitenskaplige universitet (NMBU) våren 2017. Masteroppgaven er på 30 studiepoeng og utgjør det avsluttende arbeidet på masterstudiet mitt i fornybar energi.

Jeg vil først og fremst takke min hovedveileder Monica Havskjold, førsteamanuensis ved NMBU, for gode tilbakemeldinger, gjennomtenkte spørsmål, konstruktiv kritikk og smarte innspill.

En stor takk også til Frode Fjelstad, COWIs prosjektleder for T2 utbyggingen for å ha gitt meg muligheten til å skrive akkurat denne oppgaven, samt gitt gode innspill, kommentarer og mulighet til å sitte på en kontorplass med tilgang på gratis lunsj. Det var til uvurderlig hjelp og tilfredsstilte en sulten studentmange mang en gang.

Takk til Halvar Felde for å avse tid til å ta meg med på flere ekskursjoner for å se på snølageret og bidra med nyttig informasjon. Lars Jørgen Axelsen har hjulpet meg mye med innsamling av data, vært en fin sparringspartner og har delt mye av sin kunnskap og tid. Uten det hadde oppgaven blitt meget vanskelig å skrive.

Per-Erik Nes fortjener også å bli nevnt, for sitt bidrag for å prøve å få meg til å forstå prinsippene bak styring og regulering av anlegget og muligheten til å være med på store deler av innreguleringen under prøvedriften 2016.

Kaffepausene hadde ikke vært det samme uten Einar Furu og som med dyptgripende spørsmål fikk meg til å tenke på flere elementer som ellers ikke hadde blitt behandlet. Ellers takk til alle kolleger og medarbeidere på T2 kontoret som var villige til å dele sin kunnskap og tid med meg.

Sverre Mæx Hergrenæs Stenersen har bidratt til at figurer er blitt en fryd for øyet og fortjener flere klapp på skulderen og minst en god flaske vin.

Takk også til familie og venner som har vist forståelse, gitt motivasjon og hjulpet meg til å ha annet å tenke på ved jevne mellomrom. Semesteret hadde vært veldig tungt uten deres selskap. En ekstra takk til min farfar Trym Moe for korrekturlesning og omfattende visdom.

Finally a huge thanks to my dear Daria, for her curly hair, countless encouragements and well placed advises. In addition to that I must say your laughter to my sarcastic outlets of frustration helped me enormously. Looking forward to whatever comes next!

Norges miljø- og biovitenskaplige universitet

Ås, 15.05.2016

Jesper Mæx Moe

Sammendrag

Stadig strengere krav til isolasjon av nye bygg, befolkningsvekst og økte komfortkrav med hensyn på innnetemperaturer har ført til et økende kjølebehov i samfunnet. Konvensjonelle kjølemaskiner drives normalt av elektrisitet som øker behovet for energi. En mindre energikrevende kjølemetode er frikjøling, som blant annet kan benyttes ved å lagre snø og is fra vinteren og bruke denne til kjøling på sommeren ved å utnytte smeltevannet. Denne teknikken har potensiale til å brukes i de fleste tempererte klimasonene i verden.

Denne masteroppgaven har sett nærmere på det nyetablerte snøkjøleanlegget i forbindelse med utvidelsen av Oslo lufthavn. Det finnes kun to tilsvarende anlegg i verden på henholdsvis Sundsvall sykehus og Sapporo flyplass. Studien tar utgangspunkt i første års testdrift sommeren 2016 og skal kunne bidra til å dekke spisslastbehovet for kjøling til den utvidede terminalen fra sommeren 2017. Beregningene utført i forbindelse med denne analysen er hentet fra loggedataene fra måleinstrumentene som det var antatt hadde størst potensiale til å evaluere første års drift av anlegget.

Det ble anslått at det etter tildekkingsfasen var rundt 30000m³ snø i bassenget som tilsvarer 2000 MWh med lagret kjøleenergi i snødeponiet. Resultatene fra kjøleleveransen ved første års drift var et sted mellom 427 og 809 MWh avhengig av om man leste av energimåleren eller beregnet dette ved hjelp av den innsamlede datamengden. Dette gav en totalvirkningsgrad på enten 7,3 eller 13,9 avhengig av hvilken energimengde som ble brukt og et systemtap på henholdsvis 79% eller 60%.

Det enkleste tiltaket for å redusere tapet i systemet vil være å tappe overskuddsvann i anlegget fra returvannet fremfor å tappe kaldt smeltevann rett fra bassenget slik det ble gjort sommeren 2016. Dette kan redusere energitapet med nesten 200 MWh i året.

Det store avviket mellom avlest og beregnet verdi bør undersøkes nærmere, spesielt fordi anlegget styres etter verdiene fra loggedataene. Det kan vurderes å bytte ut temperaturfølerne før og etter veksleren med noen som har høyere nøyaktighet enn de som er installert i dag. Det kan kanskje føre til bedre regulering av systemet.

LCOE for anlegget ble beregnet til å være 2,79 kr/kWh som må ansees å være høyt. Dette kan hovedsakelig tilskrives høye investeringskostnader som hovedsakelig ble drevet opp av merkostnadene forbundet med anleggsarbeid på en operativ flyplass og en lang overføringsledning mellom snølager og fjernkjølenettet som skal betjenes.

Anlegget vil i løpet av levetiden produsere nesten 17 GWh mer fornybar kjøling enn hva konvensjonelle kjølemaskiner ville kunne gjort og vil med det bidra til å redusere CO₂ avtrykket til OSL.

De tilegnede erfaringene som følge av opprettelsen av en snøkjøleanlegg på OSL kan bidra til å realisere tilsvarende anlegge andre steder. Noen mulige lokasjoner som kan ha potensiale for å utnytte denne teknologien er flyplasser, industriområder, sykehus, datasentraler eller andre anlegg med snødeponier i nærheten av områder med store kjølebehov.

Stikkord: Snøkjøling, termisk snølagring, fornybar energi, frikjøling

Abstract

Increasingly stringent requirements for isolation of new buildings, population growth and increased comfort requirements for indoor temperatures have led to increasing cooling needs in society. Conventional refrigerators are normally powered by electricity that increases the need for energy. An alternative technique that uses significantly less energy is to store snow and ice during the winter and use this for cooling in the summer. This technique has the potential to be used in most temperate climate zones in the world.

This master thesis has looked into the newly created snow storage plant, which has been built in connection with the expansion of Oslo Airport. There are only two similar in the world, at Sundsvall Hospital and Sapporo Airport respectively. The study is based on the first year of testing that took place in the summer of 2016 and will be able to help meet the peak demand for cooling at the newly opened terminal from the summer of 2017. The calculations carried out in connection with this analysis are derived from the logging data from the measuring instruments which were assumed to have the greatest potential to evaluate the first year's operation of the plant.

It was estimated that after the cover phase there were about 30000m³ of snow in the pool which corresponds to about 2000 MWh of stored cooling energy in the snow storage. The results of cooling delivery at the first year of operation were somewhere between 427 and 809 MWh, depending on whether the energy meter was read or calculated using the collected data. This gave a total efficiency of either 7.3 or 13.9 depending on the amount of energy used and a system loss of 79% or 60% respectively.

The easiest measure to reduce the loss in the system will be to drain excess water in the plant from the return water rather than drain cold melt water straight from the pool which was done during the summer of 2016. This can reduce the energy loss by nearly 200 MWh a year.

The major discrepancy between reading and calculated value should be explored further, especially because the plant is controlled according to the values from the logging data. It may be considered to replace the temperature sensors before and after the exchanger with sensors that has higher accuracy than those installed today. This may lead to better system control.

The LCOE for the plant was estimated to be 2.79 NOK/kWh which must be considered to be high. This is mainly attributable to high investment costs, mainly driven by additional costs associated with construction work at an operating airport.

During the lifetime of the plant it will produce almost 17 GWh more renewable cooling than conventional cooling application could do and will help reduce the CO₂ emissions footprint of OSL.

The acquired experience as a result of the creation of a snow cooling plant on OSL can help to realize similar systems to be established elsewhere. Some potential locations that could exploit this technology are airports, industrial areas, hospitals, data centers or at snow landfills near areas with high cooling needs.

Keywords: Renewable energy, thermal snow storage, snow cooling plant

Ordliste

Albedo: Utrykk for hvilken evne flater har til å reflektere lys og varierer mellom 0 og 1. En albedo på 0,7 betyr at 70% av lyset blir reflektert mens 30% blir absorbert.

BREEM-sertifisering: Building Research Establishment Environment Assessment Method, et verktøy for å miljøsertifisere bygninger.

COP: Effektfaktor/virkningsgrad, hvor mye energi du får ut av systemet basert på hvor mye energi du putter inn.

Entalpi: Den indre energien/varmeinnholdet i til et system/stoff.

LCOE: Levelized cost of energy, en kostnadsberegning for den leverte energimengden over levetiden, benyttes for å kunne sammenligne forskjellige typer anlegg for energiproduksjon.

Flysiden: Område etter sikkerhetskontroll, i denne oppgaven utearealet innenfor avsperringene til flyplassen.

Fotokjemi: Kjemiske reaksjoner som følge av solstråling.

Hysterese: Et uttrykk om fenomener der virkningen kommer senere (eller svakere) enn den ytre påvirkningen burde tilsi.

Pir nord: Den nye terminalen på Oslo lufthavn.

Primærside: Snøkjølesiden av anlegget.

OSL: Oslo lufthavn.

SBV: Sentralbygning vest.

SD: Sentral driftskontroll.

Sekundærside: Pir Nord/fjernkjølesiden.

TEK: Teknisk forskrift.

T2: Pir Nord også kalt terminal 2(den nye terminalbygningen).

U-verdi: Varmegjennomgangskoeffisient (W/m^2K), den varmeisolerende egenskapen til et materiale.

Vekslersentral: Teknisk rom med varmeveksler mot snøkjøleanlegget plassert nord i Pir Nord.

Innhold

| | |
|---|----|
| Forord | 1 |
| Sammendrag | 2 |
| Abstract..... | 3 |
| Ordliste..... | 4 |
| 1. Innledning..... | 7 |
| 1.1 Problemstillinger | 8 |
| 2. Bakgrunn | 8 |
| 2.1. Snøkjøleanlegget på OSL | 9 |
| 3. Metode..... | 11 |
| 3.1. Litteraturstudie | 11 |
| 3.1.1 Snøkjøleanlegget på Sundsvall sykehus | 11 |
| 3.1.2. Optimal design and application of a compound cold storage system combining seasonal ice storage and chilled water storage (Yan et al. 2016b) | 12 |
| 3.1.3. A seasonal cold storage system based on separate type heat pipe for sustainable building cooling (Yan et al. 2016a) | 13 |
| 3.1.4. Field measurement and analyses for a hybrid system for snow storage/melting and air conditioning by using renewable energy (Hamada et al. 2007)..... | 13 |
| 3.1.5. Techno-economic performance evaluation of building cooling systems: A study of snow storage and conventional chiller systems (Kumar et al. 2016) | 14 |
| 3.2. Analyse av driftsdata for snøkjøleanlegget ved OSL | 17 |
| 3.3. Usikkerhet..... | 19 |
| 3.4. Avgrensninger | 20 |
| 4. Teori | 22 |
| 4.1. Lover og forskrifter..... | 22 |
| 4.2. Ulike systemer og kilder for kjøleleveranse..... | 23 |
| 4.3. Snø som energikilde | 24 |
| 4.4. Smelting..... | 25 |
| 4.5. Isolasjon..... | 28 |
| 4.6 Kostnadsanalyse..... | 30 |
| 5. Teknisk beskrivelse av snøsmelleanlegget ved OSL..... | 32 |
| 5.1. Beskrivelse av anlegget | 32 |
| 5.2. Hovedfunksjoner | 33 |
| 5.3. Integrasjonen inn mot fjernkjølenettet..... | 39 |

| | |
|---|----|
| 6. Resultater | 43 |
| 6.1. Teoretisk kjølepotensial/lagret kjøleenergi..... | 43 |
| 6.2. Kjøleenergi, kjøleeffekt og virkningsgrad | 45 |
| 6.3. Tap i systemet..... | 50 |
| 6.4. Kostnadsanalyse..... | 55 |
| 6.5. Følsomhetsanalyser..... | 57 |
| 7. Diskusjon | 59 |
| 7.1. Teoretisk kjølepotensial/lagret kjøleenergi..... | 59 |
| 7.2. Kjøleeffekt, kjøleenergi, virkningsgrad..... | 61 |
| 7.3. Tap i systemet..... | 63 |
| 7.4. Kostnadsanalyse..... | 64 |
| 7.5. Følsomhetsanalyser..... | 65 |
| 7.6. Generelt..... | 66 |
| 8. Konklusjon | 68 |
| Litteraturliste..... | 70 |
| Vedlegg | 72 |
| 1. Tekniske data..... | 72 |
| 2. Formler | 72 |
| 3. Måleinstrumenter | 75 |
| 4. Andre kjølemetoder | 76 |
| 5. Kjølefaktor for kjølesystemer | 78 |
| 6. Varmetap i rør..... | 78 |
| 7. Kjøletap pga tapping av overskuddsvann fra smeltevann fremfor returvann..... | 81 |
| 8. Forskjellige snømengder og energitap på grunn av naturlig smelting..... | 81 |
| 9. Strømpris på OSL..... | 84 |
| 10. Investeringskostnaden for snøkjøleanlegget på Sundsvall sykehus | 84 |
| 11. Prinsippkisser, prosesskjema, snittegninger og detaljplaner | 84 |
| 12. Temperaturdata fra testperiode med snøkanon..... | 91 |

1. Innledning

I forbindelse med utvidelsen av Oslo lufthavn (OSL) som hadde offisiell åpning 27. april 2017 vil varme- og kjølebehovet øke. Siden ferdigstillingen av hovedterminalen i 1998 har kjølekapasiteten ikke vært utvidet og har på grunn av ulike faktorer ikke den kjølekapasiteten som den i utgangspunktet ble dimensjonert for. Den eneste kilden til kjøling i fjernkjølenettet til OSL før utvidelsen ble dekket ved hjelp av kjølemaskiner. Mekanisk kjøleproduksjonsutstyr krever at energiflyten er i balanse, som gjøres ved å fjerne overskuddsvarme som blir produsert i systemet. Dette gjøres på OSL ved varmeveksling mot drensvann, lagring av energi i grunnvannsbrønner, tørrkjølerpark og forbruk av varme, samt varmetap i rørnettet.

Det termiske energianlegget ved OSL ble satt i drift da flyplassen ble åpnet i 1998, og består både av en fjernvarmekrets og en fjernkjølekrets. Dette er to vannkretser for henholdsvis kjøleanlegget og varmeanlegget. Anlegget utnytter grunnvann til energilagring fra ni varme og ni kalde grunnvannsbrønner. Kjølebehovet fra energianlegget dekkes på sommeren av grunnvann som pumpes fra de kalde brønnene. Returtemperaturen senkes så mye som mulig ved frikjøling mot grunnvann, mens det resterende kjølebehovet dekkes av varmepumpen som avgir kondensatorvarme før det pumpes til de varme brønnene. Om vinteren reverseres denne prosessen.

AVINOR hadde som mål at den nye bygningsmassen (Terminal 2 og Sentralbane vest) skulle ha en redusert spesifikk energibruk på 50% sammenlignet med den gamle bygningsmassen, redusere energiforbruket ved tekniske installasjoner med minst 4 GWh innen 2016, samt bli den første flyplassen i verden med BREEAM-status excellent ved utbyggingens ferdigstilling. (Børresen) (Avinor 2015)

I konkurransefasen om utvidelsen av OSL foreslo Helge Skarphagen i samarbeid med COWI, som rådgivende ingeniør, derfor at deler av det økte kjølebehovet skulle dekkes ved å benytte lagret snø som et kjølemedium i det utvidede termiske energianlegget. En av hovedårsakene til dette var at OSL har et av verdens mest komplekse og effektive utstyr for snørydding. I motsetning til konvensjonell kjøleproduksjonen trenger dette kjøleprinsippet ingen prosess via kompressor/kjølemaskin, men benytter seg av frikjøling, ved å veksle smeltevannet fra snøvolumet mot overskuddsvarme/returtemperaturene i fjernkjølenettet. Denne formen for kjøling trenger kun energi til strøm for å drive pumper og ingen energi til kjølemaskiner. Dette kjølekonseptet hentet sin hovedinspirasjon fra et tilsvarende anlegg ved Sundsvall sykehus i Sverige som har vært i drift siden 1999 og har blitt benyttet som referanseanlegg for byggingen av snøkjøleanlegget på OSL (Skogsberg 2005).

Alternativt kunne det ha blitt installert en ekstra konvensjonell kjølemaskin som skulle dekket det tilsvarende effektbehovet. Dette alternativet ville hatt lavere virkningsgrad og medført høyere energiforbruk, kapasiteten for varmedumping fra kjølemaskinene måtte utvides og hadde ført til utfordringer i fjernkjølenettet fordi kapasiteten fra energisentralen mot Pir Nord allerede var svært høyt utnyttet. Et snøkjøleanlegg nord for terminalen avlaster fjernkjølekretsen som kommer fra energisentralen sør for terminalen.

Utbyggingen av det termiske energianlegget øker den teoretiske effektkapasiteten fra 10 MW til 19 MW. Den tilførte økte effekten skal dekkes av ny varmepumpe med kapasitet tilsvarende 4 MW kjøleeffekt og snøkjøleanlegget som vil ha en forventet kapasitet på 5 MW (Eggen 2011).

Energikapasiteten til snøkjøleanlegget utgjør kun 12 % av energisentralens totalkapasitet, fordi det er volumbegrensninger for hvor mye snø som kan lagres. Fordi systemet har høy effekt og lav energikapasitet er det godt egnet til bruk for spisslast kjøling på varme dager (Amble 2012).

1.1 Problemstillinger

Oppgaven vil hovedsakelig være relatert til snøkjøling. Selv om prinsippene for frikjøling med snø er forholdsvis enkle, er det en del utfordringer knyttet til integreringen mot det eksisterende fjernkjølenettet til OSL, driftsoptimalisering av et så stort anlegg, reinfiltrasjon av vann og i forhold til sand og andre forurensinger i snøen. Dette fordi anlegget er relativt unikt på verdensbasis og det er få referanseanlegg å sammenligne seg med.

Hovedfokuset for oppgaven vil dreie seg om følgende elementer

1. Litteratursøk mot lignende eller beslektede anlegg for kjøling på verdensbasis
2. Teoretisk redegjørelse for kjølepotensialet pr volumenhet relatert til faseforandringen mellom fast form og væske
3. Kvantifisering og vurdering av totalt tap i systemet (smelting, avdamping, konveksjon fra lager, tap i rørnettet, uttapping av isvann etc) og foreslå tiltak som kan redusere tapene i systemet
4. Sammenligne systemets virkningsgrad (og kostnad pr kWh) mot andre typer konvensjonell kjøling
5. Redegjøre for integrasjonen av snøkjølesystemet inn mot fjernkjølenettet. Hvilken styringsmetode fungerer best og hvorfor. Hvilke områder har forbedringspotensiale?
6. Hvilke tiltak kan innføres/gjøres for å øke levert energimengde eller forbedre produksjon eller akkumuleringen av snø i vinterhalvåret?

2. Bakgrunn

Det har i de siste tiårene vært en formidabel økning i kjølebehovet over hele verden som følge av befolkningsvekst, økt ønske om komfort, og bruk av elektronisk utstyr samt store fremskritt i ny byggteknologi. Det meste av konvensjonell kjøling er vært dekket av strømkonsumerende enheter.

I 2012 var det totale energiforbruket til kontorbygg i Norge omtrent 7700 GWh, av dette ble 422 GWh brukt til kjøling (Aanensen 2014). Det er forventet at energiforbruket til kjøling vil være vesentlig høyere når SSB utgir en ny rapport om energibruk i kontorbygg med data som blir samlet inn nå. På grunn av stadig strengere tetthetskrav i tekniske forskrifter og lavere varmetapstall er dette blant energipostene som øker raskest. Dette gjør også at de nye byggene blir varmere innendørs en tidligere. Dette gjelder spesielt sommerstid. Her i Norge har noe av det økte behovet for kjøling blitt dekket av fjernkjøling som i perioden 2001 til 2015 har hatt en produksjonsøkning fra 25 GWh til 169 GWh som tilsvarer en økning på omtrent 15% hver år (SSB 2015). Dette er ventet å fortsette å øke i årene fremover. Mesteparten av kjølebehovet blir likevel dekket ved hjelp av

kjølebaffler, air conditioner, varmepumper og andre strømdrevne apparater. Resultatet av dette er blant annet at det reduserte energiforbruket vinterstid grunnet tettere bygningsmasse til en viss grad blir motvirket av økt kjølebehov sommerstid.

Det er derfor interessant å utforske andre måter å dekke kjølebehovet for boliger, kontoer og industribygg som kan være fornybart, tilgjengelig, praktisk, energieffektivt og passe inn i det grønne skiftet.

Et mindre energikrevende alternativ for kjøling er å bruke lagret snø fra vinteren og anvende det til kjøling på sommeren. Dette er en teknikk som har vært brukt i mange århundrer, på forskjellige måter. Et eksempel er den Romerske Keiser Varius Avitus som fikk levert snø fra Alpene i hauger i hagen sin slik at vinden på sommerstid skulle bli avkjølt (Nagengast 1999).

Snø kan bli lagret på bakken, i bakken, under bakken og innendørs. Denne oppgaven fokuserer på snølagring i bakken ved hjelp av et snødeponi som er termisk isolert med flis.

For å unytte potensialet i størst mulig grad for slike systemer bør følgende forutsetninger legges til grunn

- Store tilgjengelige lagringsområder
- Tilgjengelig snøryddeutstyr for opplagring og bearbeiding av snø, eller eventuelt tilgjengelig vann og snøkanon i kombinasjon med lave døgnmiddeltemperaturer på vinterstid

Eksempler på slike lokasjoner kan være sykehus, flyplassanlegg, industrianlegg, datasentraler eller snølager i nærheten av steder med store kjølebehov. Avrenning fra deponi lagringsplasser med forurenset snø er en utfordring for flere store byer, og snøkjøleanlegg kan bidra til å begrense dette miljøproblemet, fordi de fleste partikler og forurensning vil synke til bunn av bassenget og kan håndteres på en forsvarlig måte. (Amble 2012)

2.1. Snøkjøleanlegget på OSL

Etter terminalutvidelsen på OSL er ferdigstilt vil det teoretiske effektbehovet fordele seg på følgende måte

- Dimensjonerende samlet effektbehov til oppvarming: 35 MW
- Dimensjonerende samlet effektbehov kjøling: 19 MW

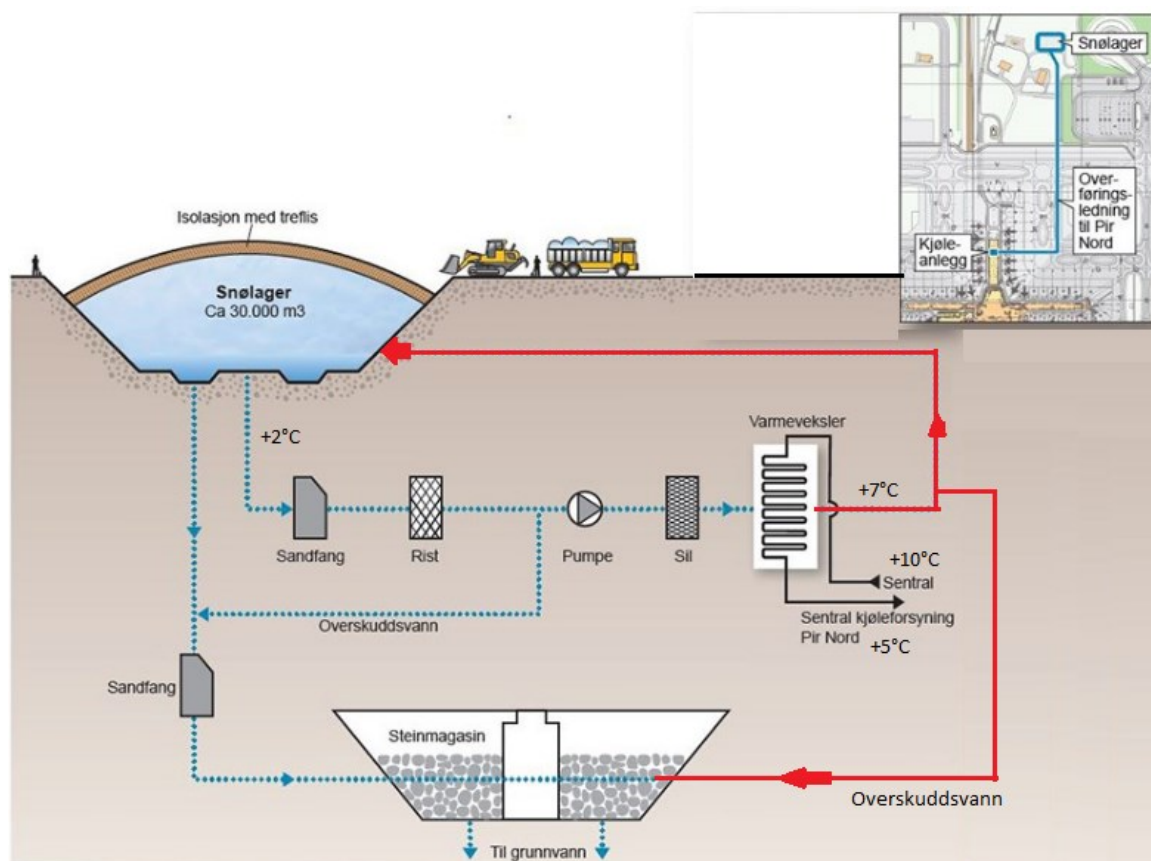
Det totale kjølebehovet er dimensjonert med disse kildene:

- Frikjøling fra grunnvannssystem: 4MW
- Eksisterende varmepumpe: 6MW
- Ny varmepumpe: 4 MW
- Snøkjøling: 5MW

Det har vist seg at frikjøling mot grunnvannssystemet ikke klarer å levere som antatt og det er foreslått at effekten fra snøkjøleanlegget blir økt til 6 eller 6,5 MW.

Det termiske snølageret er planlagt å dekke spisslastbehov på de varmeste dagene. Snøkjølingeanlegget har blitt dimensjonert med en maksimal vannmengde på 200 l/s, som med en temperatur differanse på 10 K (2-12°C på primærsiden) kan oppnå en effekt på 8,4 MW, men fordi dette er et nytt anlegg uten referanser i Norge har det blitt benyttet et konservativt anslag på 5MW med en temperaturdifferanse på 5 K (2-7°C på primærsiden). Snøkjøleanlegget er lokalisert uavhengig av energisentralen og produserer ikke overskuddsvarme, men er derimot et varmesluk for fjernkjølingen. (Eggen 2011)

I figuren under kan man se en prinsippkisse for snøkjøleanlegget. Smeltevann hentes ut fra snødeponiet, via et pumpehus, hvor det renses i et filter før to pumper på 50 kW transporterer det kalde vannet til en vekslersentral i Pir Nord. Her veksles smeltevannet mot returvannet i fjernkjølekretsen i den nye terminalbygningen. Deretter sendes det oppvarmede smeltevannet tilbake til snølageret via fire reinfiltrasjonsrør som er plassert på forskjellige lokasjoner rundt snødeponiet. Vannoverskudd i systemet som følge av snøsmelting kan pumpes ut til spredning i terreng eller til steinmagasin. Ideelt sett burde dette tappes fra det returvannet som har gått gjennom veksleren fremfor å tappe nedkjølt tur smeltevann fra pumpesumpen. Tapping av kaldt smeltevann fører til at man får et energitap fordi dette kunne gått til kjøling.



Figur 1 Prinsippkisse snøkjøleanlegg (Børresen)

3. Metode

3.1. Litteraturstudie

For å bedre forstå snøkjølingens teknologisk potensiale ble det utført et litteraturstudie for å kartlegge andre metoder å utnytte snøen som kjøleelement og begrensningene knyttet til de forskjellige måtene å gjøre dette på. Hovedfokus var å sette seg inn i et tilsvarende anlegg på Sundsvall sykehus i Sverige som har vært referanseanlegget til OSL i deres prosjekt. Her har fokus vært å se hvilke erfaringer de har hatt i siden deres oppstart i 2000 og hva de har gjort for å forbedre ytelsen og redusere tapene i årene siden deres anlegg ble satt i drift. Ved OSL er snøkjøleanlegget dimensjonert for å dekke spisslast behovene for kjøling og supplere det eksisterende fjernkjølenettet, mens hos Sundsvall sykehus er det benyttet som grunnlast. Dette har ført til en litt annerledes tilnærming i forbindelse med integrasjon mot eksisterende kjølesystem.

I tillegg har det blitt gjort et mer utvidet søk i faglitteraturen for konvensjonelle kjølemetoder og valg av isolasjonsmaterialer for snø. Det ble også sett på mer alternative og nyskapende måter å utnytte snøen som ikke direkte har kunnet bidra til bedre drift av snøkjøleanlegget på OSL, men som har vist at potensialet til denne teknologien høyst sannsynlig er vesentlig større enn de få bruksområdene vi utnytter den i dag. Noen av de mer kreative løsningene for bruk av snølagring er presentert i kapitlene 3.1.2-3.1.5

3.1.1 Snøkjøleanlegget på Sundsvall sykehus

Informasjon om snøkjøleanlegget på Sundsvall sykehus er hentet fra doktorgradsavhandlingen Seasonal Snow Storage for Space and Process Cooling (Skogsberg 2005) og artiklene The Sundsvall snow storage – Six years of operation (Skogsberg & Nordell 2007), Snow storage for Cooling of Hospital (Nordell 2014) og bokkapittelet Using ice and snow in thermal energy storage systems (Nordell 2015). Hver av disse vil ikke bli presentert hver for seg, men isteden vil utvalgte resultater og informasjon fra dem bli fremlagt både i dette kapitelet, men også andre steder i rapporten hvor det er naturlig å sammenligne de to anleggene. Snøkjøleanlegget ved Sundsvall sykehus var ferdigstilt i 1999 og har vært i drift siden 2000 og benyttes som grunnlast. Snøbassenget er 140 meter langt og 60 meter bredt, er 4 meter dypt som tilsvarer et volum på omtrent 30000 m³, men ved å legge snø over bassengkanten har deponiet en maksimal kapasitet på 75000m³.

Mellom 2001 og 2004 var det hvert år lagret mellom 1650 og 2450 MWh kjøleenergi og mellom 800 og 1130 MWh kjøleenergi ble levert til sykehuset av snøkjøleanlegget. Dette dekket mellom 77-93% av det totale kjølebehovet til sykehuset hvert år. Den høyeste oppnådde kjøleeffekten skjedde i 2004 og var på 1,9 MW. Det gjennomsnittlige naturlige smeltetapet var på 450 MWh (Nordell 2015) som utgjorde i snitt 21% av den lagrede energien. Det ble ikke utført individuelle beregninger på energitapet for andre faktorer som stråling, tap i rørstrekk og lignende, men totalt sett var dette tapet i gjennomsnitt 35% per år. Det totale energitapet var dermed i gjennomsnitt 56% i disse årene. Virkningsgraden per år varierte fra 5,7 til 16. (Skogsberg 2005)

Investeringskostnadene for snøkjøleanlegget var på 14,5 millioner svenske kr i 1999 som ved å justere for konsumprisindeksen og vekslingskursen mellom svenske og norske kr tilsvarer 18,5 millioner norske kr i 2015 (se vedlegg 10). Det ble ikke utført LCOE for anleggets levetid, men kun gjort beregninger over kostnader på årlig operativ drift. Driftskostnadene forbundet med snøkjøleanlegget var relativt høye de første årene 1,62 og 1,27 SEK/kWh i henholdsvis 2003 og 2004

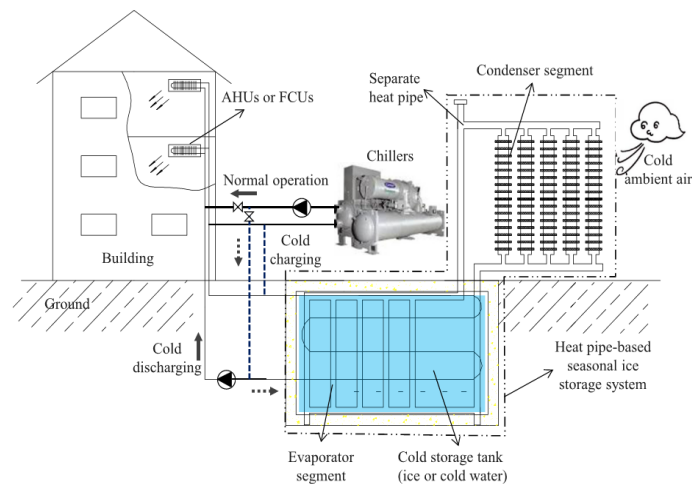
(Skogsberg & Nordell 2007), men har falt hvert år etter igangsettelsen og hadde i 2011 sunket til omtrent 0,35 SEK/kWh. Dette er et resultat av større lagrede snøvolumer, mer effektiv drift og høyere strømpriser. (Nordell 2015)

Undersøkelser av den totale miljøpåvirkningen som ble gjennomført for både konvensjonelle kjølemaskiner og snøkjøleanlegget viste at kjølemaskinene bidro til mest til klimautslipp, forsurening og nitrifikasjon, mens et snøkjøleanlegg bidrar til mer ozonutslipp som følge av fotokjemiske reaksjoner. For kjølemaskinene var den dominerende faktoren i forbindelse med miljøpåvirkning bruken av drivstoff og elektrisitet, mens det for snøkjøleanlegget var byggingen av bassenget og utslipp i forbindelse med produksjonen av isolasjon som ble brukt under bassenget. (Skogsberg 2005)

3.1.2. Optimal design and application of a compound cold storage system combining seasonal ice storage and chilled water storage (Yan et al. 2016b)

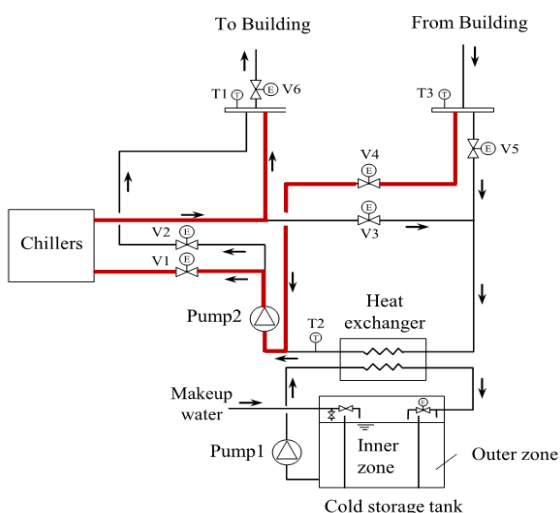
Artikkelen utforsker en kombinasjonsløsning med sesongakkumulert kaldlagring i form av is som vil fungere som det termiske batteriet, og korttidslagret kaldtvannslagring i form av isvann som skal dekke det daglige behovet for kjøling. Dette skal kunne redusere arealbehovet for et rent snølagringsbasseng som gir store begrensninger i forhold til krav om stort tilgjengelig areal og hvor snøkjøleanlegg kan bli implementert grunnet klimatiske

forhold. Vinterstid vil sesonglagringstanken samle kald energi fra omgivende kald uteluft gjennom separate varmerør som kjøler ned vannet i en innertank til alt vannet i denne lagringsenheten er blitt til is. Smeltevannet fra islageret vil bli sent til fan coils/air condition for å dekke den første perioden



Figur 2 Skjematisk skisse av kaldlagringssystemet

med kjølebehov. Når all isen har smeltet vil man starte å benytte isvannet som et typisk isvannslager system, ved å bruke mekaniske kjølere på nattetid, som vil bli lagret i en yttertank som er rundt istanken. Dette vannet vil så bli brukt som energibærer for fan coilene på dagtid. Det ble gjort et forsøk på en 2000 m² stor bygning i Beijing, hvor en kombinert is og isvannslagringstank på totalt 351m³ og en kjøler med kapasitet på 62,5kW tilfører bygningen 28 MWh av kjøleenergi hver sommer. Dette medførte en energibesparelse på omtrent 22%. På grunn av prisforskjellen på strøm dagtid og nattetid oppnådde prosjektet reduserte



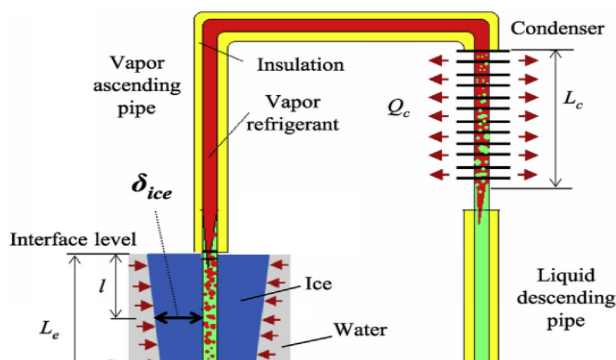
Figur 3 Systemskjema for kaldlagringssystem

driftskostnader med opp til 76%. Livssyklus kostnader kan som følge av dette bli redusert med opptil 40%.

Rapporten viser dermed at det er muligheter for å implementere termiske islagringsanlegg også i mindre bygninger og ikke bare i store utbygginger med store tilgjengelige arealer og snømengder og fortsatt gjøre det lønnsomt.

3.1.3. A seasonal cold storage system based on separate type heat pipe for sustainable building cooling (Yan et al. 2016a)

Forfatterne presenterer et sesong kaldlagringssystem som bruker forskjellige separate varmerør til å samle kald energi fra uteluften automatisk på vinterstid, uten å konsumere energi, til å fryse is. En isolert tank sørger for at isen blir lagret til sommeren hvor smeltevannet blir benyttet til kjøling på sommeren. Dette hjelper til med å redusere behovet for mekanisk kjøling, reduserer strømforbruket til kjøling og reduserer utslippet av klimagasser. En forenklet fysisk beskrivelse av kjøleladeren kan sees i figur 4. Når temperaturen ute er kaldere enn vanntemperaturen, vil det flytende kjølemiddelet i fordamperen oppvarmes til damp. Dampen beveger seg så oppover et isolert damprør til kondensatoren og ved å frigi den latente varmen til uteluften kondenseres dampen tilbake til væske. Væsken går deretter tilbake til fordamperen ned langs et isolert væskerør ved hjelp av tyngdekraften slik at syklusen kan gjentas.



Figur 4 Forenklet skisse av den fysiske isdannelsen ved hjelp av fordampere og kondensator

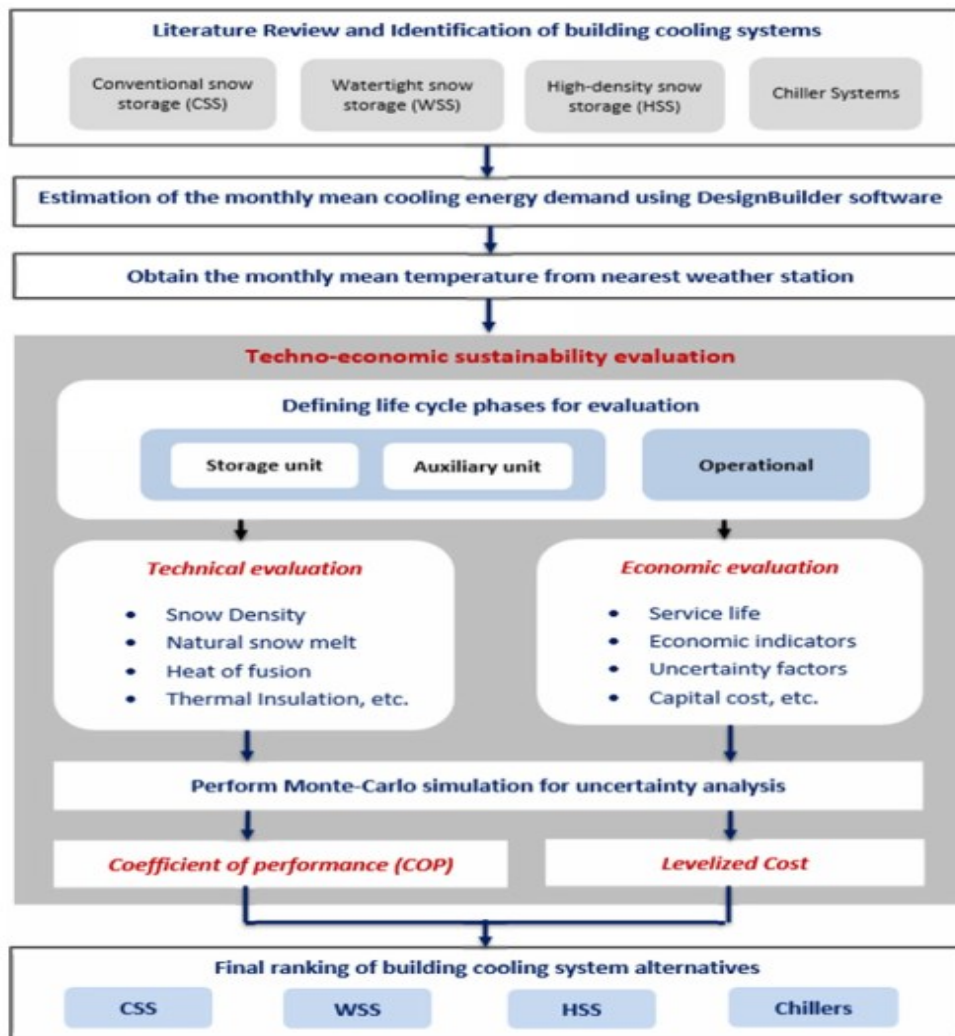
I løpet av denne prosessen vil vannet rundt fordamperen gradvis fryse til is. Is tykkelsen rundt fordamperrøret synker betraktelig nedover i vanntanken og skaper en isblokk som er kjegleformet. Skulle utetemperaturen bli høyere enn 0°C vil prosessen stoppe slik at man sikrer kun enveis varmetransport. Artikkelen konkluderer med at sesong kaldlagringssystem er en energieffektiv og miljøvennlig teknikk for bærekraftig tilnærmet gratis kjøling for bygninger i

tempererte klimasoner. Utetemperaturen er den viktigste faktoren for å bestemme lagringssystemet, men vindhastighet kan også drastisk påvirke kjøleevnen. Et annet tiltak som kan bedre ladeytelsen er å øke kondensator størrelsen, velge kortere fordampnings rør og velge et kjølemedium med lavere tetthet.

3.1.4. Field measurement and analyses for a hybrid system for snow storage/melting and air conditioning by using renewable energy (Hamada et al. 2007)

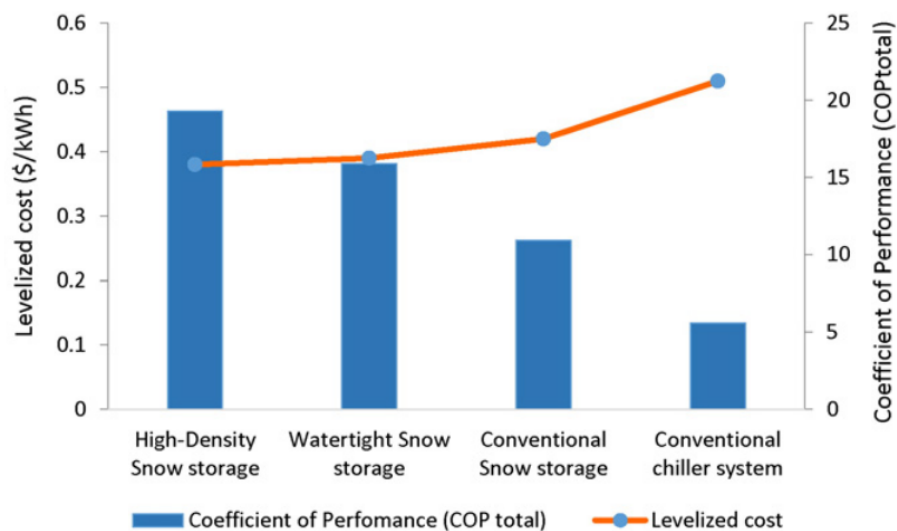
Hensikten med studien var å foreslå et hybrid system for snøhåndtering ved bruk av bakkevarme ved å bore varmebrønner og lagre snø til kjøling i bygninger, samt å se på effektene av denne metoden i et bygg i Sapporo. Varmeutnyttelsen fra bakkevarmen som ble brukt til å smelte avkjørselen, ved hjelp av varmekabler, fra veien og ned til parkeringsplassen fra hovedveien ble målt, etterfulgt av en

investeringskostnader, arbeidskrevende systemer, driftsproblemer med den termiske isolasjonen og lave strømpriser. Det er også verdt å nevne at bruken av polyeten og asfalt fører til betydelig miljømessig påvirkning i løpet av livstidssyklusen. Høytetthetsnøllager har en fordel ved at det tar mindre plass enn de to andre lagringsteknologiene og kan dermed lettere bli brukt i områder med høy befolkningstetthet. Teknologien er foreløpig umoden og på utviklingsstadiet, som medfører meget høye investeringskostnader, usikkerhet rundt drift i tillegg til at det vil være et arbeidskrevende system og at det for tiden er lave strømpriser. Fordelene med konvensjonelle kjølere er at det er meget utbredt og brukt på utallige forskjellige måter fra kjøleskap til ventilasjonskjøling av bygninger. Installasjonen av systemet er meget fleksibel ut ifra behov og det har de siste årene skjedd store fremskritt i teknologien og styringssystemene. Det er derimot forbundet med mange ulemper, som bruken av KFK gasser, partikkel og støv forurensning av luften og grunnet lav virkningsgrad kreves det stor pumpekraft for å drifte anlegget. Behovet for høy pumpekraft fører til et høyt behov for strøm som øker behovet for strømkabler, bidrar til høyere utslipp av klimagasser og andre miljørelaterte virkninger. Figur 6 viser et foreslått evalueringssystem for bærekraftig evaluering av teknøkonomisk ytelse av kjølesystemene.



Figur 6 Foreslått rammeverk for bærekraftig evaluering av teknøkonomisk ytelse for kjølesystemer i bygninger

Figur 7 viser virkningsgraden og LCOE for de forskjellige systemene, hvor det kommer tydelig frem at snøkjølesystemer er både billigere og har høyere virkningsgrad enn tradisjonelle kjølesystemer som medfører en betydelig energibesparende effekt. Til slutt anbefaler forfatterne tilsvarende studier for kombinerte kogenerasjonssystemer (CHP-systemer) som benytter seg av både fornybare varme og kuldekilder for å få se om det bedrer LCOE og virkningsgraden ytterligere.



Figur 7 Virkningsgrad og LCOE (i Canadiske dollar) for de analyserte systemene

3.2. Analyse av driftsdata for snøkjøleanlegget ved OSL

Datainnsamlingen har bestått i å hente ut data fra loggepunkter i anlegget for perioden det var i drift fra juni til midten av september. Det ble hentet ut data fra 28 forskjellige målepunkter, men alle disse ble ikke brukt i beregninger. Dataene kommer fra vannmengdegivere, nivåmålere, temperaturfølere,

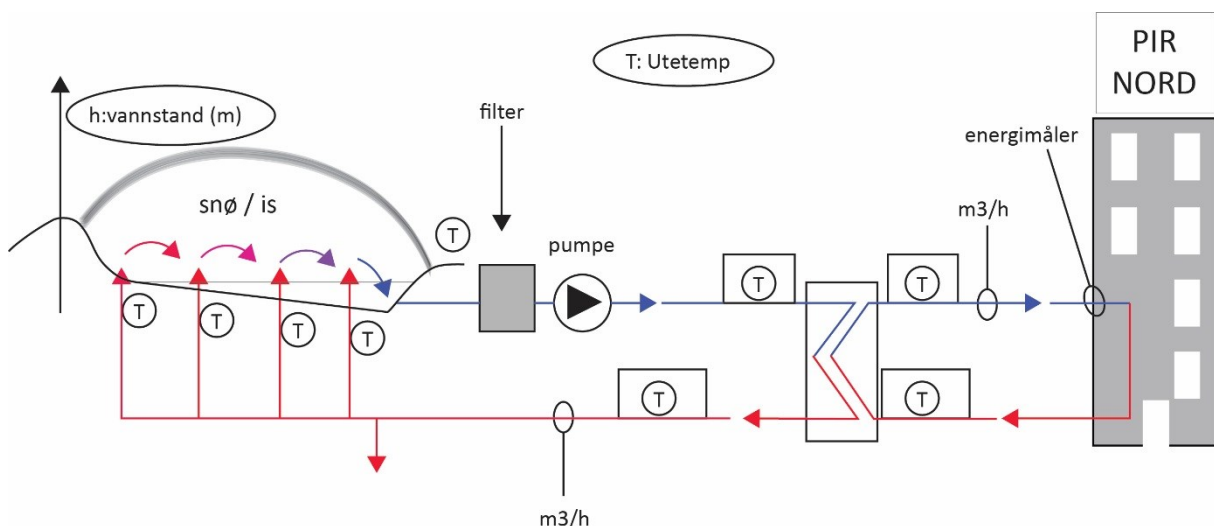
pumpefrekvens og trykklølere.

Det ble hentet ut data fra øyeblikksmålinger med times intervall fra alle 28 målepunkter for juni, juli og august. Det ble også samlet inn øyeblikksmålinger for noen målepunkter med 5 minutters intervall for periodene 20-28 juli og 10-27 august. Grunnen til at det ikke ble tatt ut verdier med fem minutters intervaller for hele perioden var at det var en begrensning på å ta ut 5000 loggepunkter hver gang. I og med at en driftsansvarlig på OSL gjorde denne jobben og at målepunkts-id måtte testes inn manuelt for hvert målepunkt, ble det tatt en vurdering på at dette var godt nok.

Data fra hvert målepunkt ble hentet ut fra notepad, via en CSV fil før den ble ført inn i excel. Denne operasjonen måtte også gjøres manuelt for hver fil for hvert målepunkt.

Figuren nedenfor viser hvor de viktigste målepunktene som er innhentet og angir hvor de er plassert. Pumpeeffekten (angitt på tegning med kW) er regnet ved å hente data om pumpepådraget (0-100%) som er multiplisert med pumpenes effekt (50kW). Dette gir ikke et helt eksakt pumpeeffekt, men pumpekurven er nesten lineær slik at det ble ansett som godt nok. T står for temperaturfølere.

Massestrømmen er utregnet fra volumstrøm per time. Vannstanden i pumpesumpen ble også logget og er angitt med h.



Figur 8 Prinsippskisse med plassering av målepunkter

Det er to energimålere i systemet og begge er plassert på sekundærsiden hvor den ene (energimåler 1) som er vist i prinsippskissen skal måle mottatt kjøleeffekt og akkumulere levert kjøleenergi fra snøkjøleanlegget til Pir Nord. Den andre (energimåler 2) er ment å måle den totale kjøleleveransen fra både fjernkjølenettet og fra snøkjøleanlegget til Pir Nord. Energimåler 1 har egne temperaturfølere før og etter veksleren og får volumstrømmen fra vannmengdegiveren på sekundærsiden. I utgangspunktet var det meningen at energimåleren skulle være det måleinstrumentet som anlegget ble styrt etter, men fordi den kun kan sende ut signaler hvert tredje minutt ble det opprettet en fiktiv effektmåler i SD anlegget. Denne effektmåleren beregner avgitt effekt på bakgrunn av volumstrøm og temperaturfølere på primærsiden som kan sende ut signaler hvert tredje sekund som gir bedre grunnlag for regulering.

Etter bearbeidingen av datasettet kom det frem at det var store avvik mellom hva energimåler 1 viste (427 MWh) og hva den avgitte energimengden var om man summerte effektagivelsen (fra

energimåler 1) over perioden (638 MWh, som inkluderer 18 MWh (beregnet) som ble levert før måleren ble satt i drift). Ved å beregne kjøleenergien ved hjelp av de uavhengige temperaturfølerne og volumstrømmen før og etter veksleren på både primær og sekundærsiden kom det frem at levert kjøleenergi var henholdsvis 809 og 792 MWh. Fordi det er store avvik for den leverte kjøleenergien vil alle disse verdiene bli brukt i resultatdelen. På bakgrunn av dette ble det tatt en befarings med driftspersonell fra OSL inn i vekslercentralen for å undersøke hva som kunne være årsaken til dette. Det var ikke mulig å komme frem til noen konklusjon på hvorfor det skulle være så store avvik, men det ble foreslått at programmeringsansvarlig fra Siemens burde komme og se om det var blitt installert slik at det gir en riktig representativ avlesning av temperatur.

Under befaringsen ble det avdekket at noe trolig er feil med installeringen av energimåler 2 i og med at den kun viste 157 MWh levert totalt sett fra både snøkjølepanelgget og fjernkjølingen og at dette også var noe programmeringsansvarlig burde komme for å se på. Det har ikke blitt utført ytterligere undersøkelser for energimåler 2 eller kjøleleveranse fra fjernkjølingen enn den nevnte befaringsen.

Det ble utført et eksperiment for å finne tettheten til snøen i snødeponiet for å få en indikasjon på hva denne kunne være sammenlignet med resultatene fra Sundsvall sykehus. Ti liter snø ble fylt opp i en plastbøtte som ble hentet fra toppen av snølageret og snøtettheten vil derfor være lavere enn lenger ned i snødeponiet. Det vil være litt usikkerhet knyttet til om det var eksakt 10 liter som ble putt i bøtten selv om det ble forsøkt å få snøen til å ligge jevn langt streken som indikerte ti liter. Bøtten ble veid før (0,3 kg) og etter den ble fylt (6,65 kg). Deretter lot man snøen i bøtten smelte slik at man kunne sile ut grusen som lå i snøen og veie denne (0,55 kg). Dette gav en snøtetthet på 580 kg/m³ som er omtrent det samme som den laveste tettheten som ble målt ved Sundsvall sykehus. Det er derfor grunn til å tro at snøtettheten totalt sett vil ligge mellom 650-735 kg/m³. At snøen i denne målingen inneholdt nesten 10% grus kan kanskje forklares med at grusen vil bli liggende igjen på toppen når snøen smelter.

3.3. Usikkerhet

Måleusikkerhet er et tall som beskriver avviket fra den sanne verdien av det som måles fordi intet instrument kan måle eksakte verdier.

I denne oppgaven er det spesielt temperaturfølerne som er en stor kilde til usikkerhet for beregning av kjøleeffekt og levert energi. Avlesningsfeilen på temperaturfølerne er på ± 0,25 K og nøyaktigheten er på ± 0,5 K. Fordi det er så liten temperaturskjell mellom temperaturen inn og ut av varmeveksleren (0-10 °C) utgjør dette en stor kilde til usikkerhet ved beregning av effektavgivelse. Maksimalt avvik mellom den målte temperaturen og den reelle temperaturen vil derfor være 1,5 K. Om temperaturen inn i veksleren er 5 °C og temperaturen ut er 10 °C vil det gi en maksimal relativ usikkerhet på

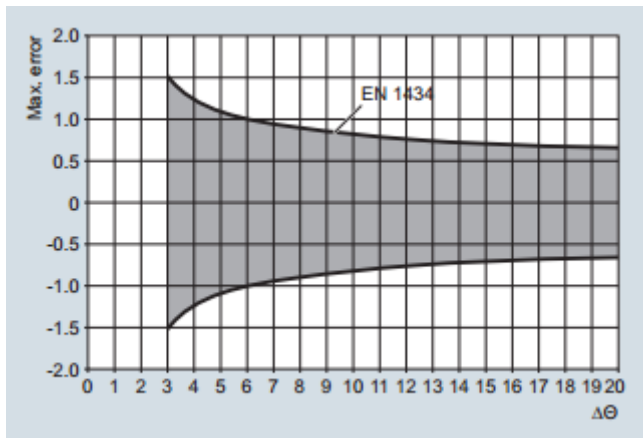
$$\frac{\text{Mulig avvik}}{\Delta T} = \frac{1,5K}{(10 - 5)K} * 100\% = 30\%$$

Ved lavere temperaturdifferanse vil den relative usikkerheten øke, mens den vil bli mindre med større temperaturdifferanse.

Vannmengdegiveren har en nøyaktighet på ± 1% av vanngjennomstrømningen og er derfor ikke en stor bidragsyter til usikkerheten. Men plasseringen av vannmengdegiveren kan ha stor påvirkning på

volumstrømmen som blir målt. Spesielt om instrumentet er plassert etter et bend kan avviket mellom reell gjennomstrømning og målt gjennomstrømning bli stort. Plasseringen av vannmålerne i vekslercentralen er plassert i enden av rørstrekk før bend, så det skulle tilsi at det ikke er en stor kilde til usikkerhet.

Energimåleren Sitrans FUE 950 har en nøyaktighet på $\pm(0,5 + 3K/\Delta\theta)$ %, hvor $\Delta\theta$ er temperaturdifferansen før og etter varmeveksleren, som også gjør at usikkerheten blir større når temperaturdifferansen blir liten som vist på figuren under. Det graferte feltet indikerer avvikskriteriet i standarden EN 1434 som instrumentet tilfredsstillter. For temperaturdifferanser under 3 K kan ikke produsenten garantere et maksimalt avvik på $\pm 1,5\%$.



Figur 9 Typisk nøyaktighet for energimåler Siemens FUE950

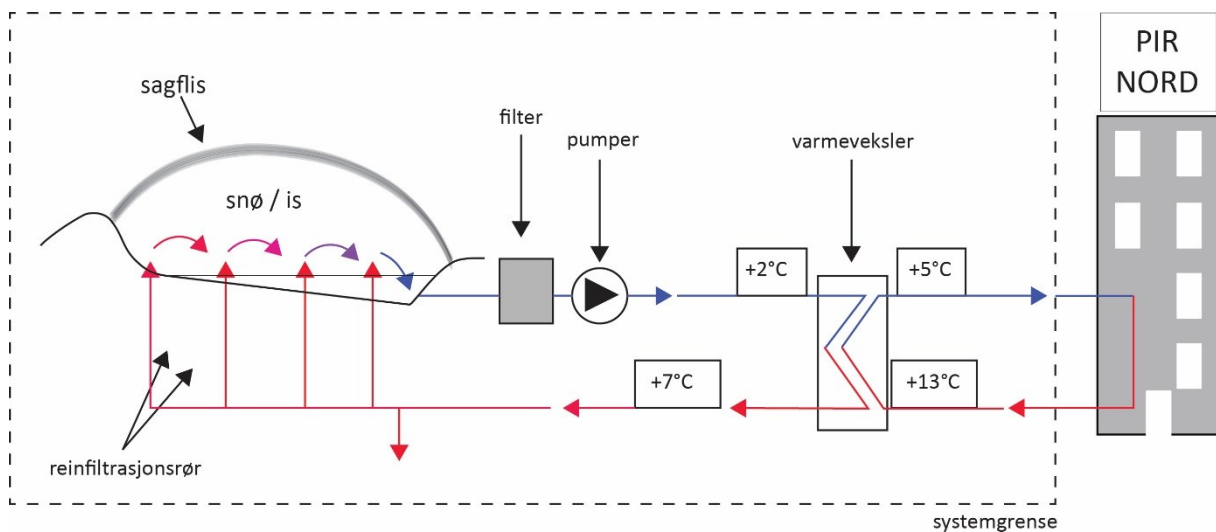
Måleinstrumentene som er brukt i forbindelse med snøkjøleanlegget samt kravspesifikasjonene på måleinstrumentene fra AVINOR er vist i vedlegg 3.

Fordi mesteparten av dataene kun har øyeblikksmålinger med timesintervall vil det være forbundet en del usikkerhet i forbindelse med tallverdiene som er brukt til beregning av resultatene i denne oppgaven. På grunn av lange rørstrekk og forholdsvis lave hastigheter (som også varierer etter behov) på vannet som sirkulerer i systemet er det store tidsforsinkelser i anlegget som bidro til usikkerhet spesielt i forhold til beregning av energitap i rørstrekket.

Under prøvedriften i 2016 ble det anslått at det var 30 000 m³ med snø i snødeponiet, men det ble ikke utført beregninger på hvor mange kubikkmeter med snø det egentlig var eller tatt målinger på tettheten til snøen. Det er derfor en del usikkerhet knyttet til hvor mye kjøleenergi som faktisk ble lagret under deponeringsfasen 2015/2016. Denne oppgaven har benyttet seg av den anslåtte kubikkmengden med snø og har brukt snøtetthetsverdiene som ble målt under de seks første årene med drift fra referanseanlegget ved Sundsvall sykehus som var mellom 578-735 kg/m³ (Skogsberg 2005).

3.4. Avgrensninger

Den stiplede svarte streken i figuren under indikerer systemgrensen for oppgaven og tar for seg hele rørstrekket og de fleste komponenter på snøkjølesiden (primærsiden), samt pumpene, volumstrømmen, temperaturdifferansen og energimåler rett etter veksler på fjernkjølesiden.



Figur 10 Prinsippskisse for snøkjøleanlegg med systemgrense

Følgende ting er ikke undersøkt i oppgaven, sortert i den rekkefølgen dette trolig ville påvirket resultatet:

- Smeltetap som følge av kortbølget (fra solinnstråling) og langbølget (fra omgivelser) stråling. Dette fordi en del av snøen tidlig ble eksponert for direkte sollys som følge av at bassenget ikke var helt fylt opp med snø i den sørøstlige delen og usikkerhet knyttet til albedo til snøen. Selv om snøen ikke hadde blitt eksponert for solstråling tidlig hadde det vært forbundet en del usikkerhet knyttet til albedo, den termiske konduktiviteten til flisen og om isolasjonslaget var 0,2 meter over hele bassenget. Langbølget stråling ble ikke undersøkt fordi det ikke ble foretatt noen forsøk på å finne overflatetemperaturen på flisen. Disse tapene vil inngå som en del av ikke klassifiserbare tap.
- Massetapet som følge av opptining og gjenfrysning av snøen. Når vann fryser frigjøres varme og en betydelig del av denne varmen utledes ved fordampning eller sublimasjon. Ved gjentatt opptining og gjenfrysning vil dette føre til massetap. Dette tapet vil inngå som en del av ikke klassifiserbare tap.
- Automatikken og PID reguleringen som ligger bak styringsprinsippene.
- Undersøkelser om energibruken som kreves til å samle inn snø, fordele den jevnt i bassenget, legge flis på snøen med snøfreser og rense bassenget.
- Energitalp som følge av eventuell lekkasje i bassenget slik at kaldt smeltevann forsvinner ned i grunnen.
- Trykktap i rørnettet.
- Algeoppblomstring i varmeveksleren.
- Undersøkelser om endringer i vannets kjemi på grunn av forråtnelse av flisen og kjemikalier brukt i forbindelse med snørydding.

Andre forenklinger

- For beregning av energitalpet i rørstrekket er det ikke tatt hensyn til varmeoverføringen fra returvannet til turvannet som følge av at rørene kun ligger 0,5 meter fra hverandre og

dermed kan påvirke bakketemperaturen og i tillegg er varmemotstanden i røret ikke tatt med. Det har blitt brukt en gjennomsnittlig hysteresis på en time fra temperaturfølerne i pumpeump til temperaturfølerne ved vekslersentralen, selv om den vil variere fra 10 minutter til 2,5 timer ut ifra hvilken volumstrøm som sirkulerer i anlegget.

- Beregningene for energitapet som følge av lufttemperatur har blitt forenklet til ikke å omhandle påvirkningen av vindhastigheter og luftfuktighet.

4. Teori

4.1. Lover og forskrifter

Bruken og byggingen av nye bygninger endrer seg stadig. Økt fokus på energikostnader og klimautfordringer gjør at det utvikles bedre energistandarder. TEK10, passivhus standard NS3701 (næringsbygg) og NS3700 (boliger) er eksempler på standarder som bidrar til at nye bygninger får et lavere oppvarmingsbehov. Spesielt næringsbygg har satt fokus på å øke arealeffektiviteten som gir økte arealværdede internlaste. I tillegg er det ofte et ønske om at personer som jobber i næringsbygg har tilgang på rikelig mengde dagslys. Dette oppnås normalt med store vindusarealer som skaper store soltilskudd som sammen med internlastene gir en stor varmebelastning. Kombinasjonen av dette og økte tetthetskrav til bygningsmassen, som gjør at varmen blir værende inne i bygget, skaper et økt behov for kjøling for å skape et godt inneklima.

Det er per dags dato ingen faste temperaturgrenser fastsatt ved lov eller forskrifter, men arbeidstilsynet anbefaler at temperaturen holdes under 22°C i perioder med oppvarmingsbehov og det utføres lett innarbeid. Det er et mål om at temperaturer under 19°C og over 26°C skal unngås (Arbeidstilsynet 2016). «På dager med høy utetemperatur er det vanskelig å unngå at temperaturen innendørs blir høyere enn de anbefalte verdier. Overskridelse av den høyeste grensen bør derfor kunne aksepteres i varme sommerperioder med uteluftstemperatur over den som overskrides med 50 timer i et normalår». (TEK 10 2012)

Tabell 1 under angir krav til maksimalt kjølebehov fra Kriterier for passivhus- og lavenergibygging som har lagt grunnlaget for NS3070 og NS 3071. (Dokka 2009)

Tabell 1 Krav til maksimalt kjølebehov for ulike byggekategorier for lavenergihus og passivhus

| Byggekategori | Energibehov kjøling (netto) for lavenergihus (kWh/m ² år) | Energibehov kjøling (netto) for passivhus (kWh/m ² år) |
|------------------------------|--|---|
| Barnehage | 0 | 0 |
| Kontorbygg | 15 | 10 |
| Skolebygg | 0 | 0 |
| Universitet- og høyskolebygg | 15 | 10 |
| Sykehus | 30 | 20 |
| Sykehjem | 15 | 10 |

| | | |
|---------------------------|----|----|
| Hoteller | 15 | 10 |
| Idrettsbygg | 15 | 10 |
| Forretningsbygg | 30 | 20 |
| Kulturbygg | 15 | 10 |
| Lett industri, verksteder | 15 | 10 |

I høringsnotat om forslag til endringer i byggteknisk forskrift om nye energikrav i bygg fra 2015 er det foreslått en kjøleeffekt begrensning på 15 W/m² som tilsvarer dagens begrensning i passivhusstandarden (NS3700 og 3701) og sette krav om at energibehovet til kjøling i næringsbygg ikke skal overstige 10 kWh/m²år. (*Nye energikrav i bygg 2015*)

4.2. Ulike systemer og kilder for kjøleleveranse

Det finnes to ulike kjølebehov (Stene 2013)

- *Klimakjøling – Punktkjøling (lokal kjøling) av romluft samt bruk av vannbårent kjølenett eller fjernkjølenett for kjøling av ventilasjonsluft og romkjøling (lokal kjøling med kjølebløt og kjøletak*
- *Prosesskjøling – Kjøling av servere og annet datateknisk utstyr og lignende*

Utvalgte måter for å produsere kjøling (Stene 2013)

1. Elektrisk drevne kjøleanlegg

For transport av termisk kjøleenergi benyttes det elektrisk drevne kompressorer og bruk av et kuldemedium (HFK, ammoniakk, hydrokarboner). Elektrisk drevne kjølemaskiner har tradisjonelt blitt benyttet til å levere punktkjøling eller kjøling ved hjelp av et isvannnett (vannbårent distribusjonsanlegg). Det finnes flere typer elektrisk drevne kjølemaskiner som Uteluft/luft-, ventilasjonsluft/luft-, uteluft/væske- og væske/vann-aggregater som normalt har en årsgjennomsnittlig virkningsgrad på mellom 2,2 og 2,7. Hver av disse er beskrevet i vedlegg 4.

2. Frikjøling

Benytter uteluft, is, grunnvann, sjøvann, innsjøvann, ellevann eller lignende til fornybar kjøling ved å bruke dem som direkte kjølekilde mot vannet i et isvannnett i en bygning eller i fjernkjølenettet. Normalt i bruk i kombinasjon med elektriske eller termiske drevne kjølemaskiner i forbindelse med spisslast eller reservelast. Bruksområdet er gjerne større bygninger, boliger eller fjernkjølenett. Frikjøling kan bli brukt både som grunnlast eller som spisslast avhengig av bruksbehov, i kombinasjon og eller supplement til andre kjølesystemer. Effektfaktoren for frikjøling gir erfaringsvis en virkningsgrad på mellom 20 og 30 ved å bruke vann, men kan bli høyere ved å bruke høyeffektive pumper med permanentmagnet motor eller ved å bruke snø/is slik at virkningsgraden kan bli langt høyere enn dette.

3. Termisk drevne kjølemaskiner

Et anlegg drevet med termisk absorpsjonsprosess og bruk av arbeidsmedium som for eksempel ammoniakk og vann som løsningsmiddel for transport av termisk energi. Dette blir hovedsakelig brukt for større bygninger eller mot fjernkjølenettet. Drivenergien er

høytemperatur varme som kommer fra fjernvarmenett, biokjel, oljekjel, gasskjel eller lignende.

Kjølingen blir levert enten via fjernkjølenettet eller et vannbårent kjølenett. Maksimal effektfaktor (COP) for termisk drevne kjøleanlegg er på omtrent 0,7 som er betydelig lavere enn for elektrisk drevne kjølemaskiner

4. Spisslastkjøling – PMC (phase-change material) kjølelager

I nye bygninger er gjennomsnittlig kjølebehov i kjøleperioden lavt, mens maksimalt kjøleeffektbehov er høyt, men opptrer kun noen få dager per år. Ved å bruke et termisk kjølelager som lades opp nattetid hvor klimakjølebehovet er lavt, kan man redusere installert kjøleeffekt for kjølemaskinene og oppnå mer energiøkonomisk drift. PMC (faseendrings-materiale, salhydrat) er et av flere typer termisk kjølelager, men er det mest bruksvennlige grunnet høy lagringskapasitet per volumenhet som gir energieffektiv drift av kjøleanlegget fordi det kan kjøres med konstant fordampningstemperatur i ladeperioden. Ladningen av det termiske kjølelageret gjøres ved at PCM-elementene fryses ut ved at de kjøles ned til f.eks 10°C om natten. Skulle det dukke opp et behov for spisslastkjøling på dagtid smelter de nedfrosne PCM-elementene ved å absorbere overskuddsvarmen.

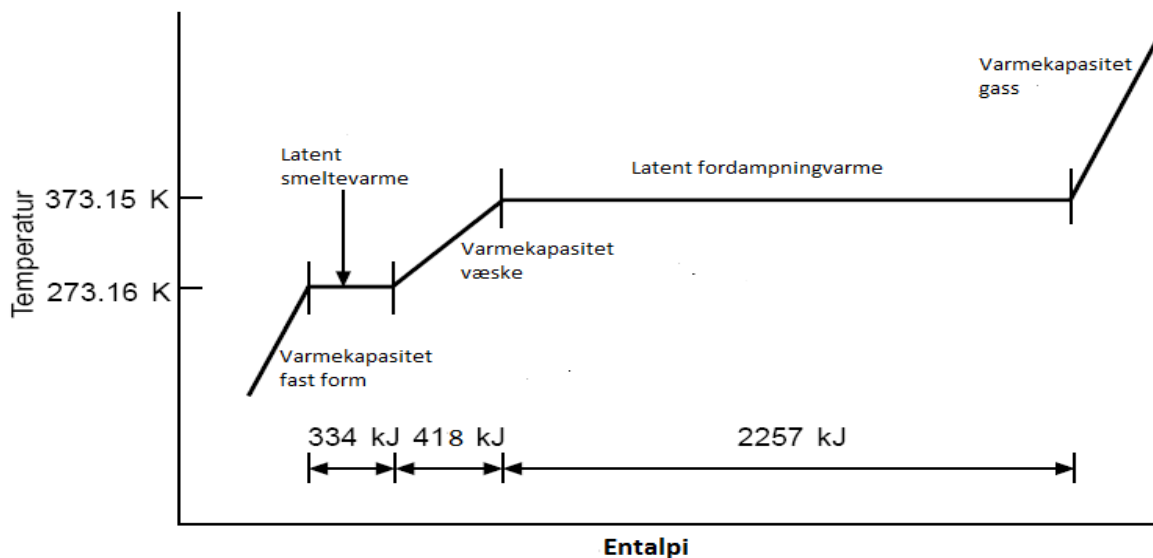
En tabell med veiledende årsgjennomsnittlig kjølefaktor for ulike kjølesystemer finnes i vedlegg 5.

4.3. Snø som energikilde

Snø er nedbør i form av iskrystaller og tettheten varierer mellom 100-700 kg/m³ for henholdsvis tørr og fuktig snø. Maksimal oppnåelig tetthet på ordinær solid is med heksagonal struktur er omtrent 920 kg/m³ (Skogsberg 2005). Energien som kreves for å smelte en kg is til vann er 333,55 kJ/kg eller 0,0926 kWh/kg, under forutsetningen at isen har en tetthet på 920 kg/m³ (McDowall 2007). I et snødeponi vil ikke hele snømengden bli omgjort til is, så tettheten vil være lavere enn 920 kg/m³.

På Sundsvall sykehus varierte tettheten på snøen mellom 578-735 kg/m³ de første seks årene, med en gjennomsnittlig tetthet på 650 kg/m³ som tilsvarer en energimengde på 60,2 kWh/m³ (Skogsberg & Nordell 2007). Fordi høyere snøtetthet gir høyere lagringskapasitet per kubikkmeter og gjør at det er plass til mer snø i bassenget er det hensiktsmessig å prøve å komprimere snøen mest mulig. Får man økt snøtettheten fra 650 til 735 kg/m³ tilsvarer det en økning på 13% i lagret energimengde per kubikkmeter som sammen med mer tilgjengelig plass for mer snø øker potensiell lagret kjøleenergi. På OSL gjøres dette ved å kjøre en bulldoser over snølageret under deponeringsfasen.

Figuren 11 viser entalpiendringen som trengs for å varme opp snø, væske og gass samt entalpiendringen som kreves for faseforandringen mellom is og væske og væske og gass for vann. Det kreves like mye energi for å varme opp en kg is til vann som det kreves å varme opp en kg vann fra 0 til 80 °C.



Figur 11 Temperatur og entalpi endring ved faseforandring av vann (Figur lagd fra varmekapasiteten til vann ved forskjellige faser (Çengel & Ghajar 2011))

Snøkjøling baserer seg hovedsakelig på energien som frigjøres ved faseendringen mellom is og vann. Isens konstante smeltetemperatur på 0 °C er en unik kvalitet som gjør at den potensielle kjøleeffekten i et snøkjøleanlegg er tilnærmet ubegrenset. Ved å justere pumpekapasiteten er det mulig å oppnå nesten grenseløs kjøleeffekt, fordi kuldebæreren blir sirkulert gjennom snøen med samme hastighet som det blir transportert til objektet som blir avkjølt, men det vil tømme snølageret raskt. Årsaken til dette er mulig er at så lenge det er is igjen, vil isvannsblandingens temperatur være 0 °C. Størrelsen og utformingen av et snøkjøleanlegg vil avhenge av nødvendig energibehov og ønsket kjøleeffekt.

Kjøleeffekten fra snølageret blir levert ved hjelp av smeltevannet som via en plateveksler kjøler ned returvannet i fjernkjølekretsen. Kjøleeffekten fra snøkjøleanlegget til fjernkjølenettet avhenger av massestrømmen, temperaturen inn og ut av varmeveksleren og varmekapasiteten til vann. Fordi termisk energi per definisjon kun går fra et varmt til et kaldere sted, bruker man den høyere temperaturen på fjernkjølesiden til veksle denne varmen mot snøkjøle siden. Man dumper derfor «overskuddsvarmen» i returvannet i fjernkjølenettet inn mot snøkjølesiden. (Eggen 2011)

4.4. Smelting

Smeltetap i et snødeponi skyldes varmeoverføring fra omgivelsene, konveksjonsvarme fra solstråling, vind, regn og grunnvannsstrømning. Snøsmelting i et kjøleanlegg kan deles inn i tvungen og naturlig smelting. Naturlig smelting skyldes overflatesmelting, bakkesmelting og regnsmelting som i et slikt system et tap. Tvungen smelting kommer av sirkulering av energibæreren som i dette tilfellet er vann og skjer ved at returvannet fra varmeveksleren blir reinfiltret i snøhaugen.

Overflatesmelting

Mye av den naturlige smeltingen i termisk isolerte hull i bakken skyldes overflatesmelting. Her menes

smeltevarme det bidraget som kommer av varmetransport fra luft og solstråling til snø, vind og luftfuktighet vil også påvirke smelteraten, men er ikke med i beregningene i denne oppgaven. Varmetilførselen fra regn og jorden behandles separat. Ved gjennomtrengelig isolasjon er varme og fukttransport nært forbundet. (Nordell 2015)

Varmetapet fra luft

$$Q_{luft \text{ per måned}} = A * \lambda_{flis} * \frac{\Delta T}{\Delta Z_{flis}} * h$$

$Q_{luft/måned}$: Smeltetap pga overflatesmelting per måned

A: Arealet på snøbasenget

λ_{flis} : termiske konduktiviteten på flis (0,2 W/mK)

ΔZ_{flis} : tykkelse på flisisolasjonen (0,2m)

$\Delta t_{måned}$: Gjennomsnittlig lufttemperatur over en måned

h: timer per måned

Smeltetapet til snølageret på OSL i juni 2016 var med en gjennomsnittlig lufttemperatur på 16,9 °C.

$$Q_{luft, juni} = \frac{10000m^2 * \frac{0,2W}{mK} * \frac{(16,9 - 0)K}{0,2m}}{\frac{1000000Wh}{MWh}} * 720h = 121,7 MWh$$

Smelting fra regn

Regnsmelt avhenger av temperaturen og mengden regn som kommer inn i lageret. Med gjennomtrengelig isolasjon, som sagflis er, vil noe regn bli værende i isolasjonen og fordampe. Hvor mye vann som vil fordampe avhenger av regnkarakteristikker som intensitet og hvor lenge det regner. Meget kraftig regnvær kan påvirke isolasjonslaget ved å vaske det vekk og dermed øke overflatesmeltingen. Ved lett regn vil ikke regnet klare å trenge igjennom flislaget slik at kun det øverste laget vil bli fuktig, mens flisen lenger ned holder seg relativt tørr og trolig ikke bidrar til regnsmelting. I denne oppgaven har det likevel blitt benyttet den totale nedbørsmengden per måned for utregning av smeltetapet fra regn. Det vil si at smelteeffekten fra regnet trolig er lavere enn det som kommer frem i denne oppgaven. (Nordell 2015)

Smeltetapet fra regn

$$Q_{regnpermåned} = A * P * (\Delta t_{måned} - 0) * c_p$$

$Q_{Regn/måned}$: Smeltetap pga regn per måned

A: Arealet på snøbasenget

P: månedlig regn (m)

$\Delta t_{måned}$: Gjennomsnittlig lufttemperatur over en måned

c_p : varmekapasiteten til vann (1,2 kWh/m³K)

Nedenfor er en beregning av smeltetapet fra regn på Gardermoen for juni 2016 hvor det var en gjennomsnittstemperatur på 16,9 °C og det falt 46,2 mm nedbør.

$$Q_{regn,juni} = \frac{10000\text{m}^2 * 0,0462\text{m} * (16,9 - 0)\text{K} * 1,2 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^3\text{K}}}{\frac{1000\text{kWh}}{\text{MWh}}} = 9,4 \text{ MWh}$$

Bakkesmelting

Bakkesmelting er varmetransporten fra isen til bassenget/bakken som følge av termisk konduksjon fra det øverste sjiktet av grunnvannet til bunnen av snølageret, gjennom bakkens termiske konduktivitet.

For å beregne smeltetapet fra bakken gjennom bunnen av snølageret er det for forenklingens skyld blitt antatt en konstant bakketemperatur på 6 °C og at grunnvannstanden er 2 meter under snølageret (høyeste registrerte grunnvannsnivå er 1,6 meter under snølageret, se snittegning av termisk snølager vedlegg 11). I virkeligheten vil det være flere temperatursjikt nedover i bakken slik at varmetilskuddet fra bakken vil være mindre enn det som blir beregnet. I og med at tapene fra bakkesmelting er relativt små ble denne beregningen ansett som godt nok.

I tillegg kan det være energitap ved lekkasje av kaldt smeltevann, men det har ikke blitt undersøkt i denne oppgaven. (Nordell 2015)

Smeltetapet fra bakken

$$Q_{bakke \text{ per måned}} = A * \lambda_{bakken} * \frac{\Delta T}{\Delta Z_{gv}} * 720h$$

$Q_{bakke/m\ddot{a}ned}$: Smeltetap pga bakkesmelting per måned

A: Arealet på snøbasenget

λ_{bakken} : termiske konduktiviteten til bakken (1,0 W/m*K)

ΔZ_{gv} : avstand mellom grunnvann og bunnen av snølageret

ΔT : Temperaturdifferansen mellom grunnvann og vanntemperatur i bunnen av snødeponiet

h: timer per måned

Med en antatt bakketemperatur på 6 °C, en termisk konduktivitet på 1 W/mK for bakken, grunnvannstand på 2 meter under snølageret og en gjennomsnittlig vanntemperatur i snødeponiet på 0,4 °C og var smeltetapet i juni på grunn av bakkesmelting.

$$Q_{bakke,juni} = \frac{10000\text{m}^2 * 1 \frac{\text{W}}{\text{mK}} * \frac{(6 - 0,4)\text{K}}{2 \text{ m}} * 720h}{\frac{1000\text{kWh}}{\text{MWh}}} = 20,2\text{MWh}$$

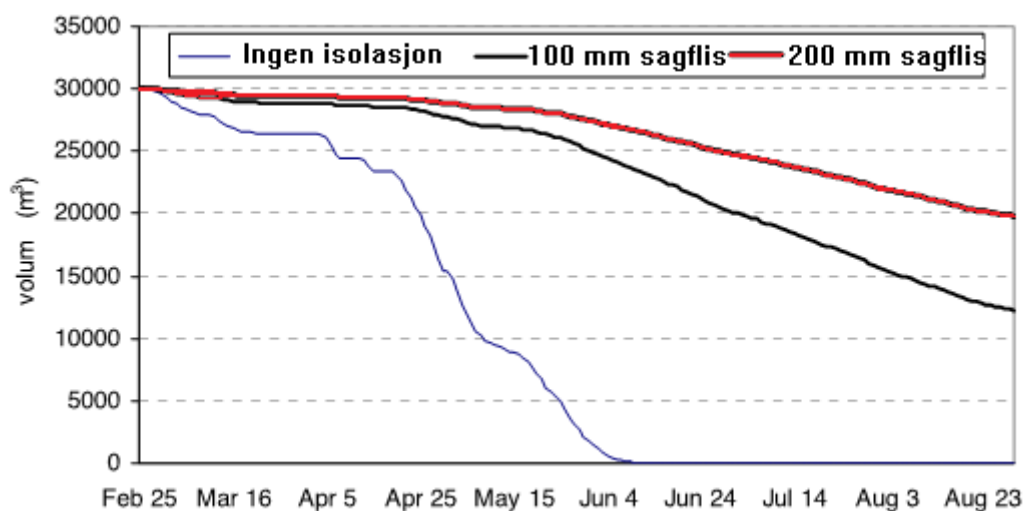
Smeltetap som følge av stråling

Strålingsutvekslingen på isolasjonsflislaget består både av langbølget og kortbølget stråling (Skogsberg 2005). På grunn av usikkerhet om albedo til flisen, ujevn snøflate, tidlig eksponering av snø i deler av bassenget og mangel på undersøkelser på overflatetemperatur har det ikke blitt utført beregninger på dette, men formlene som ville blitt benyttet er presentert i vedlegg 2.

4.5. Isolasjon

Fordi hensikten med et snølagringsdeponi/snøkjøleanlegg er å lagre snøen/isen som ble samlet sammen på vinteren, eller laget ved hjelp av snøkanon, til det er et kjølebehov på sommeren må snøen isoleres slik at den ikke smelter. For å dekke hele snødeponiet på 10000 m² med 20 cm flis brukte OSL 500 000 kg flis i 2016.

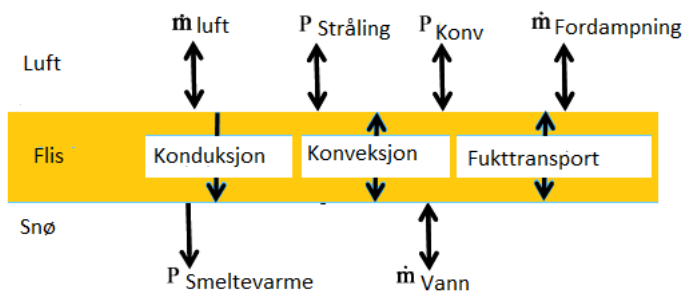
Simuleringer som ble gjennomført i forbindelse med planleggingen av snøkjøleanlegget på Sundsvall sykehus viser forskjellen i naturlig smelting av en 30000 m³ stor snøhaug med 0,1 og 0,2 meter sagflis og uten noen form for isolasjon. Figuren under viser resultatene fra denne simuleringen. Uten isolasjon var all snøen smeltet innen midten av juni, mens ved å bruke sagflis var det henholdsvis 12000 m³ og 19000 m³ snø igjen ved utgangen av august.



Figur 12 Naturlig smelting av 30000 m³ snø med 0,1 og 0,2 meter med sagflis og uten termisk isolasjon (Nordell og Sundin 1998)

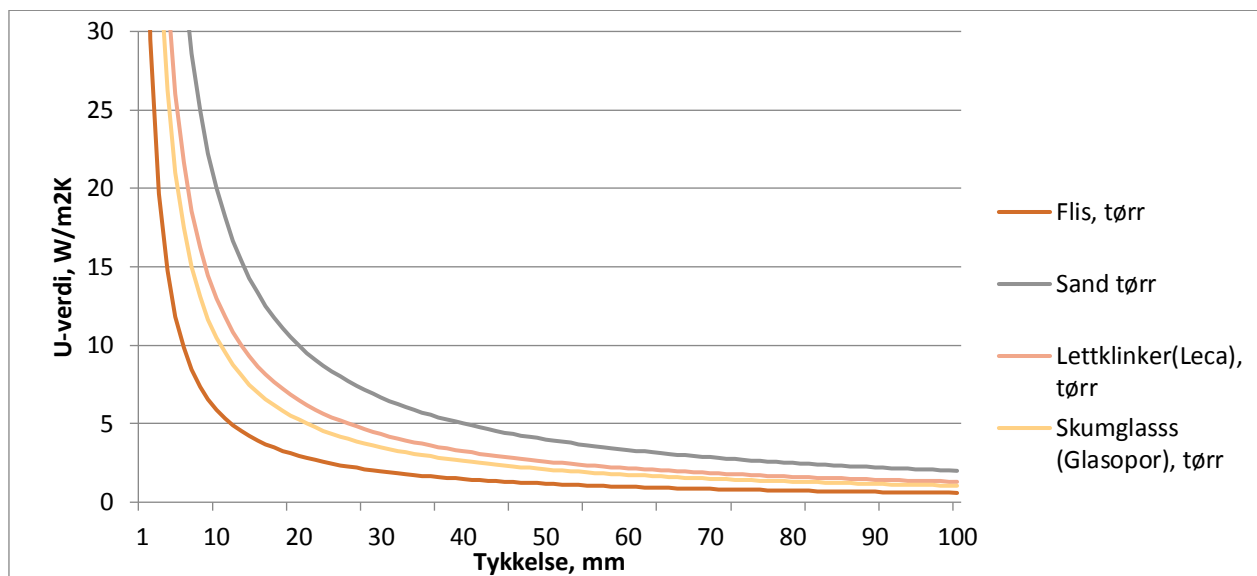
I forsøk gjort i forbindelse med doktorgradsavhandlingen Seasonal snow storage for space and process cooling ble det bevist at den termiske konduktiviteten til flisen var mellom 0,08-0,32 W/mK avhengig av fuktinnhold og størrelsen/tettheten på flisen (Skogsberg 2005). I denne oppgaven er middelveidien på 0,2 W/mK benyttet.

Figur 13 viser varme og massetransporten gjennom sagflisen som isolerer snøen. Det meste av smeltevannet renner ned langs snøen, men på grunn av fordampning og kapillæreffekten (en egenskap ved væske som gjør at den kan motvirke tyngdekraften ved hjelp av overflatespenning, det er dette som gjør at porøse stoffer suger opp væsker) vil noe også bevege seg oppover gjennom sagflisen. Fordampningen fra flisen bidrar til å kjøle ned snøen som sammen med flisens lave termiske konduktivitet bidrar til at dette er et fremdragende isolasjonsmateriale for is. Kondensasjon kan også forekomme i sagflislaget.



Figur 13 Prinsippskisse for varme og massetransport gjennom et flislag. P er varmekraft (W/m^2) og \dot{m} er massestrømmen (kg/s) (Skogsberg 2005)

For å begrense smeltingen av snøen i snødeponiet ble det sommeren 2010 testet flere isolasjonsmaterialer på for å finne hvilken type som egnet seg best til dette formålet. Forsøket ble gjort ved å sette samlet fire hauger med $180m^3$ snø i $10 \times 10m$ kvadrater på et testområde hvor det ikke forekom skygger (uskygget). Tre av snøhaugene ble så dekket av forskjellige isolasjonsmaterialer for å finne ut hvilket av disse som bevarte snøen lengst. Den siste haugen var uisolert og ble brukt som referanse. Det ble gjort forsøk med flis, sand og presenning samt en teoretisk vurdering av lettklinker (LECA) og skumglass (Glasopor). Konklusjonen fra denne testen var at flis både var billigst (ca $150 kr/m^3$) og hadde best isolasjonsegenskaper (se figur under). Med en isolasjonstykkelse på 20 cm med flis vil U-verdien være mellom $0,295-0,4 W/m^2K$ avhengig av om tettheten til flisen er $200 kg/m^3$ eller $400 kg/m^3$. (Amble 2011)



Figur 14 U-verdi som funksjon av tykkelse på isolasjonsmateriale

Etter endt driftssesong er intensjonen at mesteparten av flisen skal renses, lagres og benyttes igjen til neste sesong. På grunn av mangel på utstyr (rensetrommel) til å rense flisen OSL ble dette ikke gjort etter første års prøvedrift. Flisen fra første års drift ble brukt igjen urensset ved å legge den utover ved hjelp av bulldosere, før man supplerte med litt ny flis på toppen ved hjelp av snøfreser. Dette fordi man ikke klarte å skaffe nok ny flis til å dekke hele snølageret. Det ble lagt et litt tykkere lag med flis på den sør østlige delen av bassenget hvor snøen smeltet raskest i 2016. Det har også vært vurdert å kjøpe inn et ekstra sett med flis slik at man kunne rensset den flisen som

ble benyttet året før i løpet av driftsperioden. Dette må imidlertid undersøkes nærmere og diskuteres med driftspersonell før det konkluderes som en god løsning.

Fordi flisen gradvis mister sine isolasjonsegenskaper grunnet biologisk nedbrytning er det anbefalt å bytte ut flisen hver tredje eller fjerde år. Ved Sundsvall sykehus ble 75% av flisen spart og brukt neste sesong, mens resten ble brent i et kraftvarmeverk/kogenerasjonsanlegg (Combined heat and power) (Skogsberg 2005). På OSL er det meningen at brukt flis som ikke kan benyttes på nytt deponeres til bruk som fyllmasse.

Det var knyttet litt usikkerhet til å bruke flis som isolasjonsmateriale i og med at det er et biologisk materiale som kan føre til sedimentering i anlegget. Men erfaringer fra Sundsvall sykehus og første års prøvedrift har så langt ikke vist at det er et problem (Skogsberg & Lundberg 2005).

I konsesjonsvilkårene til flyplassen er det strenge krav til at grunnvannskjemien ikke skal endres fordi dette er en drikkevannsreserve for Ullensaker. Den største utfordringen i forbindelse med å bruke flis som isolasjonsmateriale er at den begynner å råtne og i denne prosessen spiser/«stjeler» oksygen fra vannet og endrer kjemisammensetningen i vannet slik at vannet blir oksygenfattig. Dette gjør at det meste av vannet som tappes fra snøkjøleanlegget ikke kan sendes direkte til steinmagasinet, men blir sprøytet utover terreng ved hjelp av en vannkanon (vist på bildet under) som bidrar til at vannet «luftes»/tar opp oksygen før det infiltreres til grunnvannet.



Bilde 1 Vannkanon som brukes til å spre overskuddsvann fra snøkjøleanlegget til omliggende terreng

4.6 Kostnadsanalyse

LCOE (levelized cost of energy)

LCOE er en måte å beregne energikostnaden for forskjellig energiproduksjon slik at det skal være mulig å kunne sammenligne dem. Det er en økonomisk vurdering av den totale gjennomsnittskostnaden for å bygge og drifte et kraftproduserende anlegg over hele levetiden. Dette gjøres ved å summere alle kostnader over anleggets levetid og dele på den totale energiproduksjonen over samme periode (IRENA 2016). Ettersom denne metoden blir benyttet for

blant annet vannkraftverk, solkraftverk og gasskraftverk er det naturlig å benytte seg av dette også her.

$$LCOE = \frac{\textit{Totale kostnader over levetiden}}{\textit{Total energimengde produsert over levetiden}} = \frac{\sum_{t=1}^n \frac{I_t + D_t + S_t}{(1+r)^n}}{\sum_{t=1}^n \frac{E_t}{(1+r)^n}}$$

I_t : Investeringskostnader i år t

D_t : Drifts- og vedlikeholdskostnader i år t

S_t : Elektrisitetskostnader i år t

E_t : Kjøleenergi produsert i år t

r : realavkastningskrav

n : forventet levealder på anlegget

5. Teknisk beskrivelse av snøsmelteanlegget ved OSL

5.1. Beskrivelse av anlegget

Snøkjøleanlegget ved Oslo lufthavn består av et snølager med areal på 10000 m² (84m x 120m) som er 4,5 meter dypt med en helning på 1:6 på kortsiden for å ivareta behov for tilkomst og 1:4 på langsiden (snitttegninger er i vedlegg 11). Bassenget kapasitet er på omtrent 32000 m³, men total lagringskapasitet for deponiet er maksimalt 90 000 m³. Snøen vil isoleres av et 20 cm tykt lag av sagflis når døgnmiddeltemperaturen på våren overskrider 0 °C. Det har blitt forutsatt at med maksimal fyllingsgrad i bassenget vil anlegget med optimal drift kunne levere 3,0 GWh med kjøling når det er trukket fra tapet på 40 -50% fra smelting, avdampning og konveksjon samt tap i rørledninger og tapping av overskuddsvann fra systemet (Amble 2012). Det er meningen at snøkjølesystemet vil være en supplerende kilde til hele fjernkjøleanlegget ved ferdigstilling, men skal primært dekke kjølebehov for Pir Nord og Sentralbygning vest (SBV).

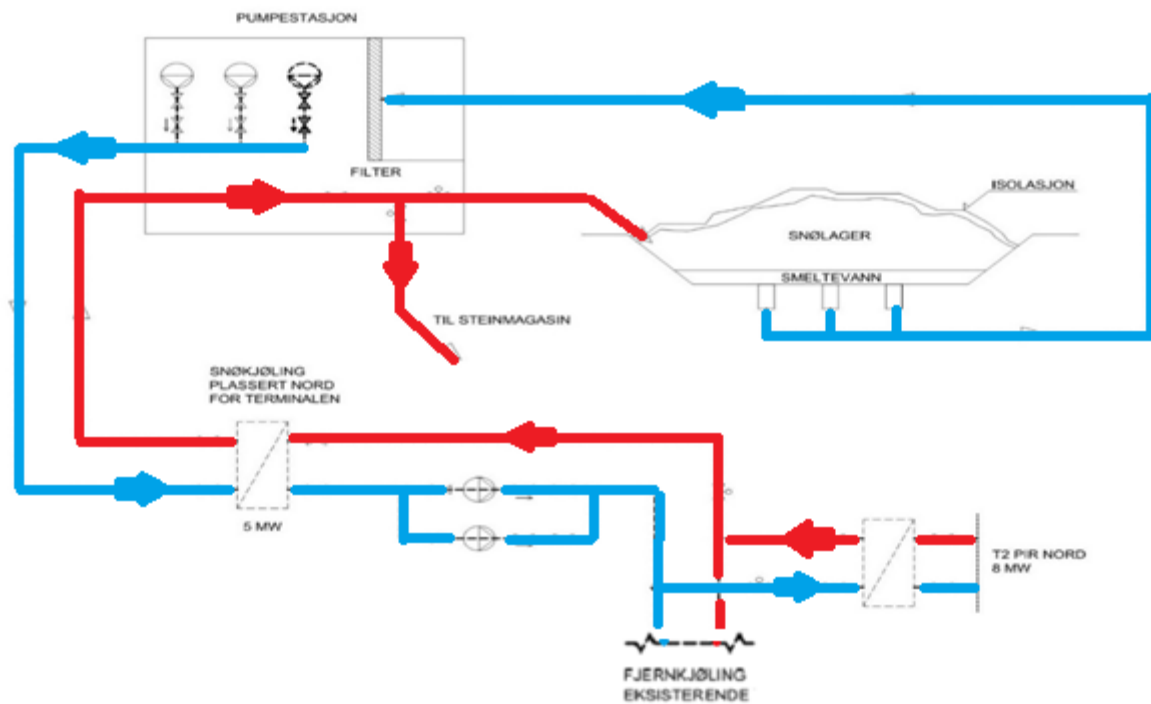


Bilde 2 Snølagerets plassering på OSL

Snølageret befinner seg omtrent 1 km nord for den nye terminalen og smeltevannet blir transportert med Ø400 uisolerte GUP-rør (glassfiberarmert umettet polyester) som er lagt under tverrtaksebanene og inn til en vekslersentral som er plassert helt nord i Pir Nord. Det eksisterende fjernkjølenettet har blitt forlenget fra den opprinnelige terminalbygningen. Rørene er lagt frostfritt 2,5 meter under terreng og med en avstand på 0,5 meter mellom hverandre. Smeltevann hentes ut ved hjelp av sirkulasjonspumper fra pumpesumpen og veksles mot

vekslersentral for distribusjon videre i fjernkjølenettet.

Det er mulig å hente smeltevann fra tre forskjellige steder på den vestlige kortsiden av snødeponiet hvor pumpehuset står (for snittegninger av pumpehus se vedlegg 11). Før smeltevannet når pumpene som frakter det til Pir Nord siles det med en båndsil for å unngå å få flis og andre uønskede elementer inn i rørsystemet. I vekslersentralen finfiltreres vannet i et automatfilter før det veksles mot fjernkjølenettet via en titan kryssplateveksler. Returvannet fra veksleren føres tilbake for infiltrasjon i snølageret, eller tappes ut til spredning terreng eller til et steinmagasin om vannivået er for høyt i pumpehuset (Amble 2012).



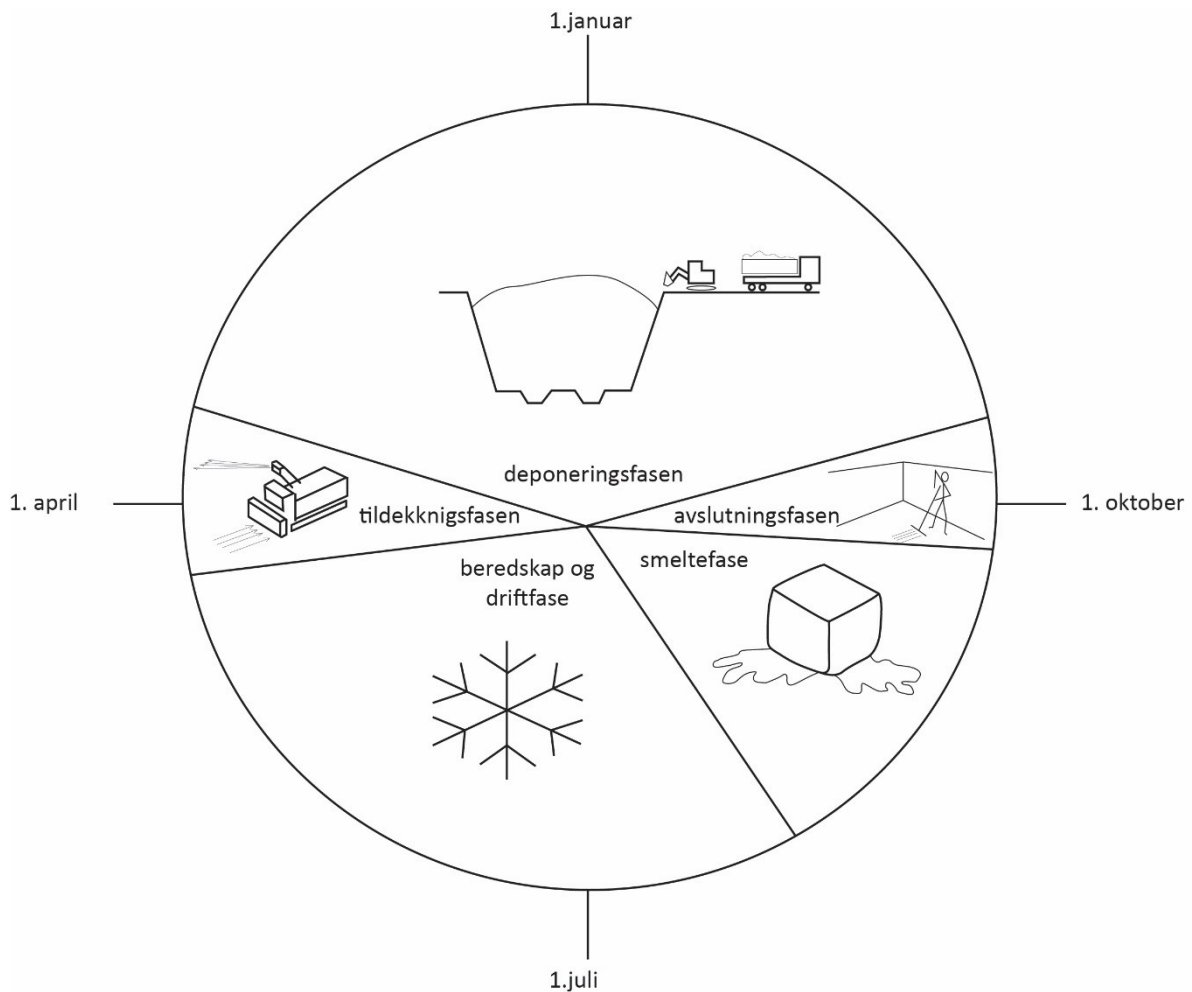
Figur 15 Prinsippkjema av snølager brukt til klimakjøling (Eggen 2011)

5.2. Hovedfunksjoner

Regulering og styringsprinsipper for anlegget vil avhenge av hvilken tid på året det er, hvor det vil være forskjellige prosedyrer for de følgende fasene (Fjeldstad et al. 2014)

1. Deponeringsfase
2. Tildekkingsfase
3. Beredskaps- og driftsfase
4. Smeltefase med prioritert snøkjøling
5. Avslutningsfase

På neste side er en figur som illustrerer når de forskjellige fasene utføres. Den er kun ment som en illustrasjon og er ikke nøyaktig.



Figur 16 Illustrasjon over når de forskjellige fasene utføres i løpet av året

Deponeringsfasen

I løpet av vinterhalvåret vil snøbassenget fylles opp med snø i forbindelse med brøyting og rydding av transportarealer som så blir lagt ut over snødeponiet ved hjelp av snøfreser. Det ble i vinteren 2016/17 gjort et forsøk med å bruke en Techno Alpin T40 snøkanon en uke fra 10/2-17/2, som kan være en reserveløsning (eller supplement) for å fylle bassenget om det ikke skulle falle nok snø. Se avsnitt om snøproduksjon i kapittel 6.1.

I denne fasen vil pumpefunksjonen være passiv, men det må sørges for at anlegget er frostfritt og at alle installasjoner er operative og fungerer i henhold til driftsinstruksen. For å beskytte innløpsledningene mot frost, er det installert varmekabler i bakken under innløpet slik at vannet her ikke fryser til is. Disse varmekablene kan styres manuelt av og på eller ved hjelp av forskjellige kriterier

1. Temperaturgiverne under det termiske snølageret er under grenseverdi
2. Temperaturgiverne i innløpsledningene er under grenseverdi
3. Utetemperaturen er under grenseverdi

For å forhindre sedimentering og oppblomstring av alger i varmeveksleren er det installert en egen

sirkulasjonspumpe som ved å stenge to ventiler på tur/retur ledningen kan sirkulere vann i en lukket krets avstengt fra snølageret.

Med mindre det skulle være behov for konkrete manuelle tiltak vil anlegget normalt ikke brukes i denne perioden.



Bilde 3 Utlegging av snø ved hjelp av snøfreser



Bilde 4 (Forsøk på) Utjevning av snø i basseng med gravemaskin og bulldoser

Tildeckingsfasen – Klargjøring før beredskaps- og driftsfasen

Når døgnmiddeltemperaturen øker utover i april, avsluttes deponeringsfasen og tildeckingsfasen iverksettes. Det viktigste ved denne prosessen er å isolere snøen/isen med et jevnt lag med 20 cm flis ved å bruke en snøfreser (se bilde 5). På grunn av den økte temperaturen vil smeltingen øke og sørge for at vannivået i sumpen vil stige. Før oppstart av pumpene i pumpeumpen kan starte opp må vannivået være tilstrekkelig høyt. Skulle det være behov for ekstra tilført vann kan man hente dette rørnett som transporterer dreisvann forbi snølageret. Når riktig oppstartnivå er nådd i

pumpesumpen må pumpene først kjøres på laveste turtall med bypass via snødeponi (lukket snødeponikrets uten vekslersentral) for å sørge for at det blir sirkulasjon og at vannet føres tilbake til sumpen (opprettholde vannivå). Når det er tilstrekkelig sirkulasjon via deponiet kan ventilene som har stengt tilførselen til Pir Nord åpnes, fortsatt med laveste turtall, slik at rørsystemet fylles opp frem til vekslersentralen men i bypass over vekslersentralen. Når hele rørsystemet er fylt med vann, kan ventilen inn til varmeveksleren åpnes for overføring til fjernkjølenettet.

Anlegget er klart til å settes i beredskap når de tidligere forutsetningene er oppfylt og de resterende hovedkomponentene er testet.

Hele tildekkingsfasen og klargjøringsprosedyrene forventes å bli utført i løpet av et døgn og har ingen andre spesielle behov i forbindelse med regulering og styring enn det som er nevnt ovenfor.



Bilde 5 Tildekking av snø med flis ved hjelp av snøfreser

Beredskaps- og driftsfase

Ved oppstart av snøkjøleanlegget bør vannet gå i bypass sirkulasjon utenom vekslersentralen for å sørge for at temperaturforholdene i pumpesumpen er tilfredsstillende, f.eks mindre enn +5 °C.

For å deaktivere eller slå av systemet kan en av disse betingelsene benyttes

1. Turtemperatur i fjernkjølenettet er under grenseverdi
2. Kondensatortrykkene på varmepumpene i energisentralen er under grenseverdi
3. Utetemperaturen er redusert med f.eks 5 °C i forhold til oppstart
4. Turtemperaturen på snøkjølesiden er for høy

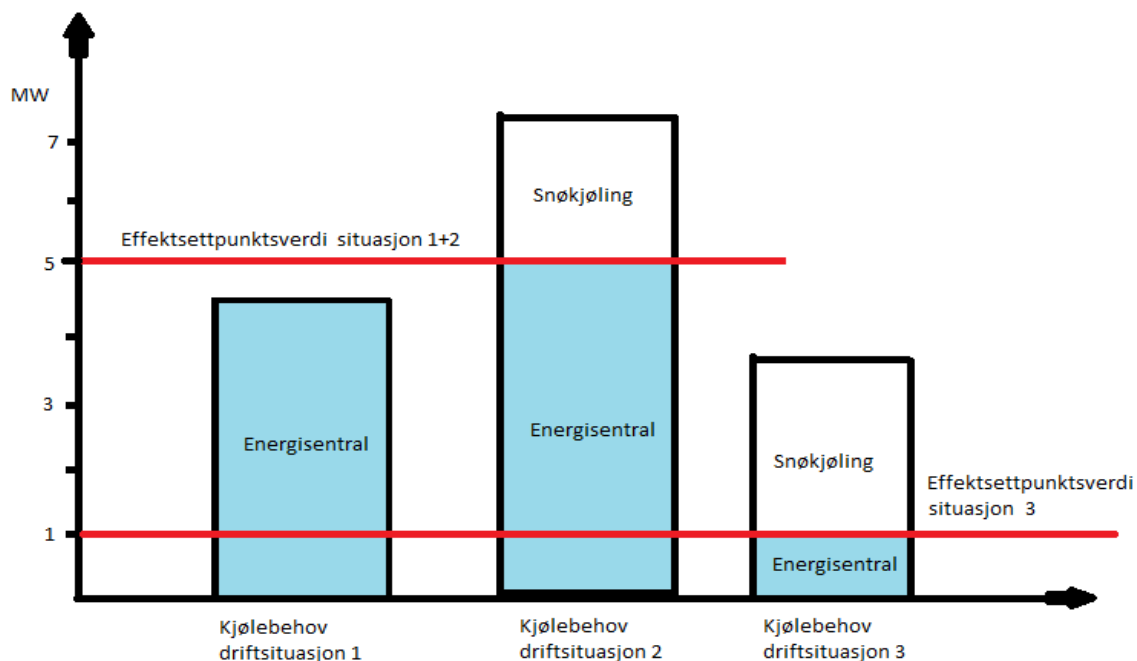
For å unngå mye start og stopp av systemet bør det være en betydelig hysteresis mellom oppstart og deaktivering av systemet.

Spisslastkjølingen som skal dekkes av systemet antas hovedsakelig å komme fra månedene juni, juli og august, og anlegget må i denne perioden stå permanent i beredskap.

Det er mulig å benytte seg av flere oppstartkriterier for drift av anlegget, hvor hvert prinsipp har sine fordeler og ulemper. Følgende styringsprinsipper er mulig på snøkjøleanlegget på OSL

1. Effektgiver på produsert kjøling fra energisentralen overstiger et definert settpunkt
2. Turtemperatur i fjernkjølekretsen fra energisentralen er over grenseverdi
3. Utetemperatur er over grenseverdi
4. Kondensatortrykkene i energisentralen er over grenseverdi ved kjøle-drift
5. Feil på kjøleforsyning fra energisentralen

Etter prøvedriften sommeren 2016 ble det konkludert med at å styre etter effektpunkts verdi (punkt 1) var mest hensiktsmessig, lettest å styre og gav driftsansvarlige best handlingsrom. Dette gjøres ved at man i energisentralen bestemmer en gitt effekt som skal produseres av kjølemaskinene og at snøkjøleanlegget skal dekke eventuelt effektbehov utover dette (se figur under). Å styre systemet slik gjør at driftspersonell på en enkel måte kan dekke inn spisslastbehovene til terminalen med snøkjøleanlegget. Skulle det være behov for stans av kjølemaskinen grunnet vedlikehold eller driftsstans vil det være lett å senke settpunkteffekten og la snøkjølingen ta over deler av kjøleleveransen.



Figur 17 Effektbehov og effektsettpunktsverdi



Bilde 6 Innløp til pumpehus under driftsfase

Smeltefase med prioritert kjøling

Behovet for kjøling vil avta i august/september og om det fortsatt er snø i deponiet bør denne kilden benyttes slik at det er mulig å få tømt og klargjort bassenget før neste deponerings sesong. Prioritert snøkjøling bør skje i en periode hvor kjøling er dimensjonerende driftsform i energisentralen.

Styringsprinsippet vil være som i driftsfasen, men effektsettpunktetsverdien til energisentralen vil være satt lavere. Fordi det alltid er et varmebehov på flyplassen bør det fortsatt være en minimumsproduksjon fra energisentralen, slik at man ikke kaster bort energi som kunne vært gjenvunnet til varme via varmepumpesystemet. Kjølebehov utover det som dekkes av energisentralen på grunn av varmebehov dekkes av snøkjølesystemet.

Ved å kjøre anlegget mer eller mindre kontinuerlig vil lageret ganske raskt tømmes for snø og is og avslutningsfasen kan igangsettes.

Avslutningsfasen

Når snølageret er tomt for snø skal bassenget rengjøres, ryddes og klargjøres for oppfylling for den kommende vintersesongen. For å unngå for stor oppblomstring av alger i varmeveksleren som fører til økt flytmotstand vil det være behov for å vaske denne (Skogsberg 2005). Denne fasen består i stor grad av manuelle prosesser, som vil vare noen døgn og ikke har spesifikke behov i forhold til styring eller regulering. Etter avslutningsfasen er gjennomført fylles lageret delvis opp med drensvann som kan fryse til is etterhvert som døgnmiddeltemperaturen faller under 0 °C.



Bilde 7 Rengjøring av basseng etter endt sesong



Bilde 8 Oppsamlet flis og grus etter rengjøring

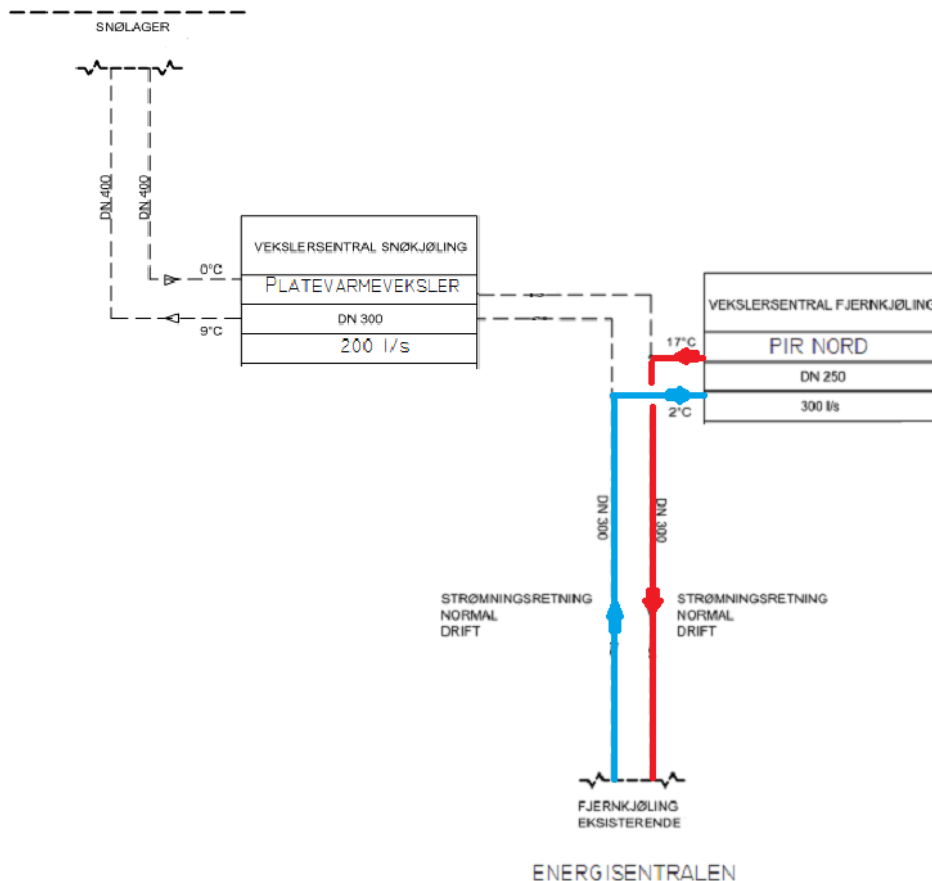
5.3. Integrasjonen inn mot fjernkjølenettet

Byggingen av et snøkjøleanlegg nord for Pir Nord har medført at det nå er to forsyningssystemer, ett i hver sin ende av fjernkjølenettet som tilfører kjøling i samme nett. Dette har gitt noen reguleringstekniske utfordringer i samspillet mot den eksisterende fjernkjølesentralen, spesielt i forhold til styringsparametere i eksisterende sentral.

Ved normal drift uten snøkjøling vil fjernkjølingen dekke effektbehovet til Pir Nord (se figur 18), ved å sende isvann inn til en varmeveksler i Pir Nord. For å unngå kortslutning gjennom snøkjøleveksleren

når anlegget ikke er i drift er det installert en stengeventil på fjernkjølesiden både for tur- og returvannet etter avgreningen mot vekslersentralen i Pir Nord.

Avgreningen er koblet på fjernkjølesystemet i varemottaket i sentralbygning øst og vil ha varierende strømningsretning avhengig av om snøkjølingen er i drift eller ikke. Volumstrømmen på fjernkjølesiden kan gå begge veier avhengig av om snøkjølingen er koblet til eller ikke og om snøkjøleanlegget klarer å dekke hele behovet til Pir Nord eller ikke.

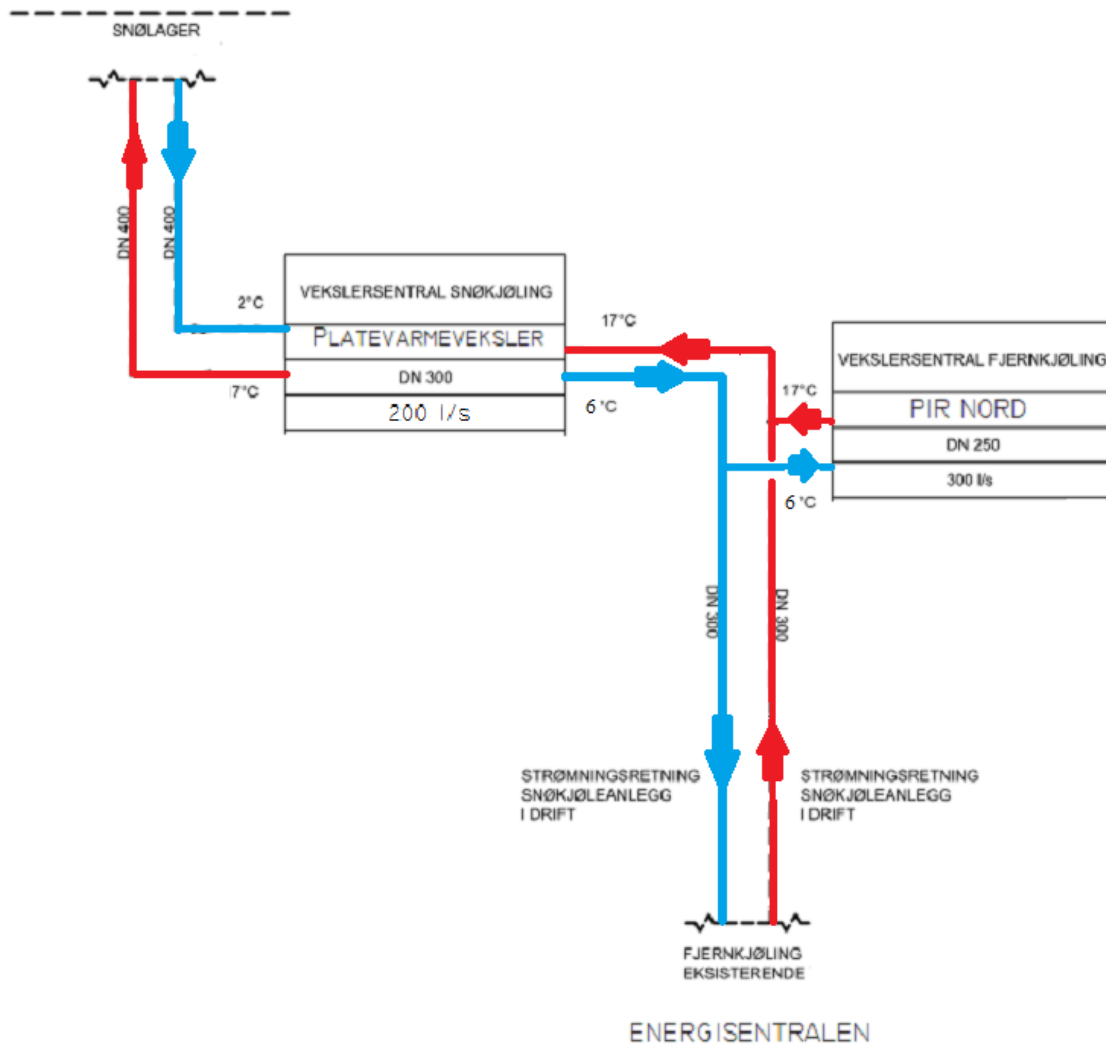


Figur 18 Utsnitt fra flytskjema av distribusjonssystemet ved normal drift

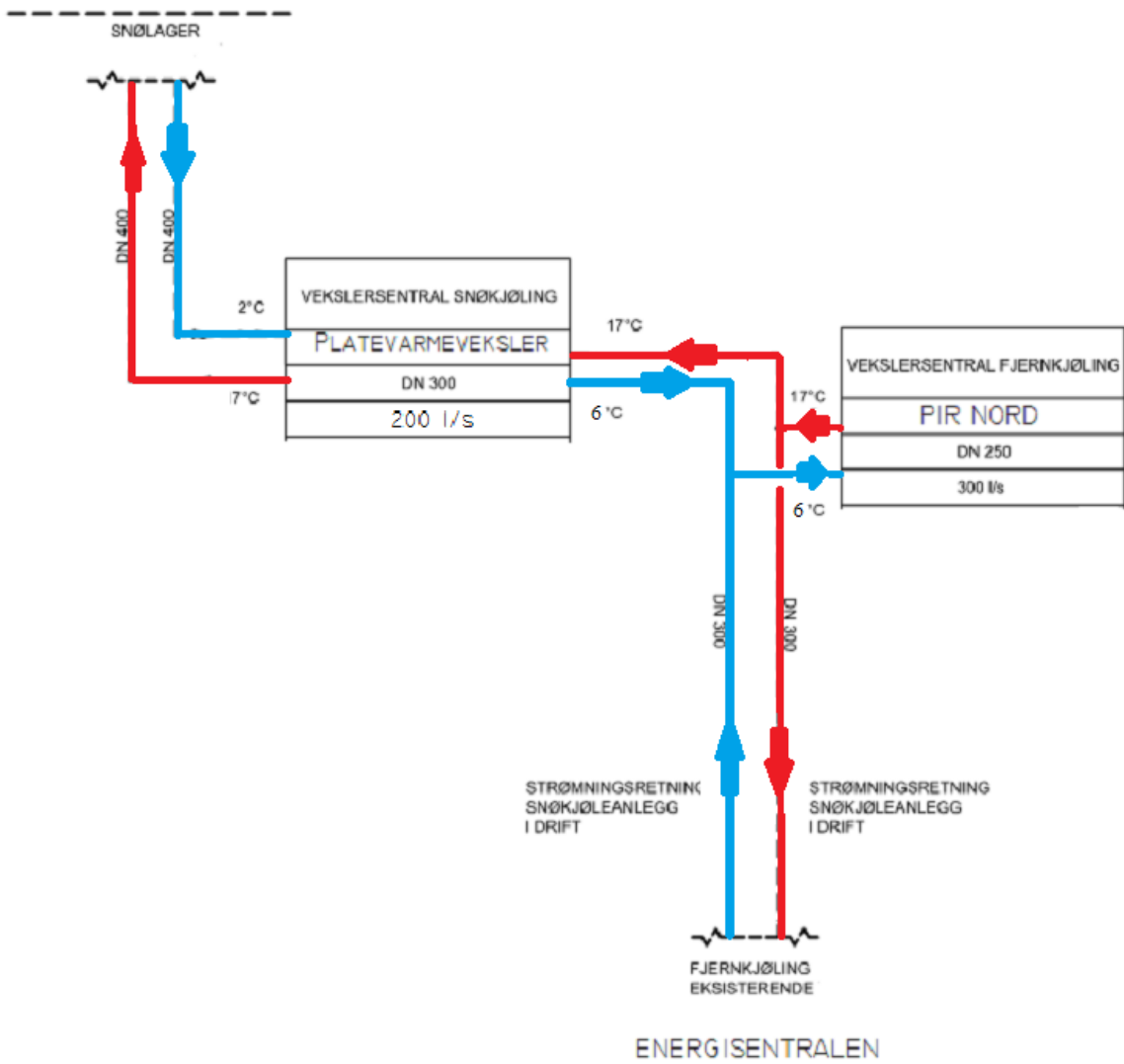
Når kjølebehovet fra Pir Nord overskrider settpunktverdien for kjøleeffekt fra energisentralen starter først snøkjøleanlegget og går i by-pass sirkulasjon inntil temperaturforholdene i pumpeumpen er under 5 grader, samtidig som stengeventilene på fjernkjølenettet åpnes. Vekslersentralen for snøkjøling i Pir nord kobles så inn ved å rampe opp pumpene når temperaturforholdene i pumpeumpen er slik som beskrevet over. Når snøkjøleanlegget har startet opp tar en trykkregulator over reguleringen av pumpene og en temperaturregulator regulerer returtemperaturen på sekundærsiden (jernkjølesiden) av varmeveksleren til et ønsket settpunkt.

Figuren 19 viser strømningsretningen når kjøleanlegget er i drift og det leverer en større kjøleeffekt enn behovet til Pir nord. Det er verdt å merke seg at ved denne situasjonen har strømningsretningen endret seg for rørstrekken inn mot energisentralen. Om snøkjøleanlegget ikke klarer å dekke hele

kjølebehovet til Pir nord vil fjernkjølenettet supplere kjøling og strømretningen i rørstrekket ned mot energisentralen vil være som ved normal drift (se figur 20).



Figur 19 Utsnitt fra flytskjema av distribusjonssystemet for termisk energi hvor snøkjøleanlegget er i drift og leverer mer kjøling en behovet er i Pir Nord



Figur 20 Utsnitt fra flytskjema av distribusjonssystemet for termisk energi hvor snøkjøleanlegget er i drift men ikke dekker hele kjølebehovet til Pir nord

6. Resultater

6.1. Teoretisk kjølepotensial/lagret kjøleenergi

Sommeren 2016 var det ved igangsettingen av driftsfasen omtrent 30000 m³ med snø i snødeponiet. I tabellen under vises forskjellen i lagret kjøleenergi ut ifra hvilken tettheten på snøen i deponiet. Kjøleenergien lagret i 30000 m³ is med en tetthet på 920 kg/m³ er

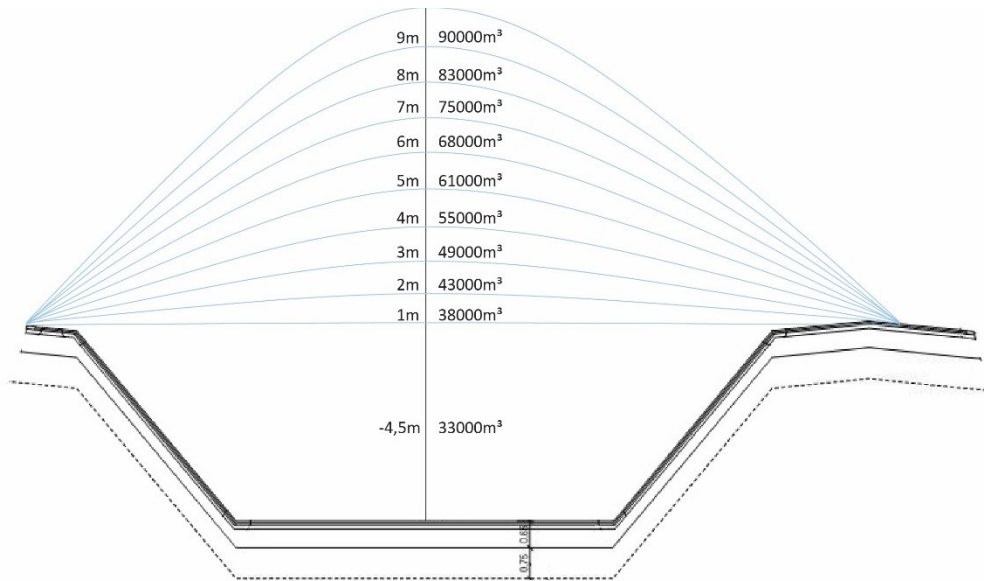
$$E = \frac{30000 \text{ m}^3 * \frac{920 \text{ kg}}{\text{m}^3} * 0,093 \frac{\text{kWh}}{\text{kg}}}{\frac{1000 \text{ kWh}}{\text{MWh}}} = 2567 \text{ MWh}$$

Tabell 2 Lagret kjøleenergi med variabel snøtetthet

| | Lav snø tetthet | Gjennomsnittlig snøtetthet | Høy snøtetthet | Tetthet på is |
|---------------------------------|-----------------------|----------------------------|-----------------------|-----------------------|
| Tetthet | 578 kg/m ³ | 650 kg/m ³ | 735 kg/m ³ | 920 kg/m ³ |
| Snømengde (m3) | 30000 | 30000 | 30000 | 30000 |
| Vann (tonn) | 17340 | 19500 | 22050 | 27600 |
| Lagret kjøleenergi (MWh) | 1613 | 1814 | 2051 | 2567 |

Tettheten på snøen i snølageret har veldig stor påvirkning på den hvor mye kjøleenergi anlegget kan lagre. Forskjellen på å ha høy og lav snøtetthet er hele 27 %. Tar man utgangspunkt i forsøket hvor snøtettheten ble målt vil mengden lagret kjøleenergi sommeren 2016 ha være et sted mellom 1800 og 2050 MWh. Fordi det ble brukt bulldoser for å komprimere snøen, og at dette bidro til en ganske høy snøtetthet, under deponeringsfasen er det antatt at det var lagret 2000 MWh med kjøleenergi etter at tildekkingsfasen var over.

Figur 21 på neste side viser hvor mange kubikkmeter med snø som anslagsvis vil lagres ved å fortsette å legge snø over snødeponiet. Fylles hele bassenget opp med en gjennomsnittlig snøtetthet på 750 kg/m³ og man klarer å redusere systemtapet til 40% er det mulig å få utnyttet opp mot 4 GWh med kjøleenergi. Utregningene for hvor mange kubikkmeter snø som finnes i anlegget med forskjellige snøhøyder og lagret snøenergi finnes i vedlegg 8.



Figur 21 Mengde snø i snødeponiet med forskjellige snøhøyder over bassenget

Under deponeringsfasen 2016-2017 ble snølageret fylt opp med omtrent 45000-50000 m³ som med en snøtetthet på 750 kg/m³ skulle tilsi at det er mellom 3,4 og 3,8 GWh med kjøleenergi lagret i snødeponiet før driftssesongen 2017.

Snøproduksjon

I perioden 10 til 17 februar ble det gjort et forsøk med en Techno LPIN T40 snøkanon for å produsere snø med drensvann som uansett passerer snødeponiet. Snøkanonen gikk kontinuerlig i hele perioden med en antatt snitteffekt på 17,5 kW og en tilført vannmengde på 18 m³/h. Temperaturdata fra YR (Vedlegg 12) viser at temperaturen var under null alle dager bortsett fra 14. februar hvor makstemperaturen var 0,6 °C slik at det kan antas at det ble produsert snø i hele perioden.

$$\text{Mengde vann under forsøket} = \frac{18\text{m}^3}{\text{h}} * \frac{24\text{h}}{\text{dag}} * 8 \text{ dager} = 3456 \text{ m}^3$$

Det ble antatt at snøen som ble produsert med snøkanonen hadde en tetthet på 300 kg/m³ når den ble produsert, men endte opp med en tetthet på 650 kg/m³ etter hvert som mer snø ble tilført snødeponiet og bulldoseren kjørte oppå snøen.

$$\text{Vann til snøfaktor} = \frac{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{650 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 1,5$$

$$\text{Snømengde produsert} = 3456 \text{ m}^3 \text{ vann} * 1,5 = 5184 \text{ m}^3$$

Pumpekraft til snøkanon

$$E_{snøkanon} = \frac{17,5 \text{ kW} * \frac{24\text{h}}{\text{dag}} * 8 \text{ dager}}{\frac{1000 \text{ kWh}}{\text{MWh}}} = 3,36 \text{ MWh}$$

Kjøleenergi tilført

$$E_{tilført} = \frac{5184\text{m}^3 * 650 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * \frac{0,093\text{kWh}}{\text{kg}}}{\frac{1000\text{kWh}}{\text{MWh}}} = 313,3 \text{ MWh}$$

I følge meteorologisk institutt var det i 2014 114 dager hvor døgnmiddeltemperaturen var lavere enn 0 °C, slik at det kunne vært mulig å kjøre snøkanonen (MET 2014). Ved å bruke to snøkanoner av samme type som ble brukt vinteren 2017 kunne man ha fylt opp hele snølageret med 90000 m³ på omtrent 70 dager som ville tilsvart 5440 MWh i lagret kjøleenergi (forutsatt en snøtetthet på 650 kg/m³). Dette ville ha medført 58,8 MWh i energibruk til snøkanonene. For kun å fylle 60000 m³ med snø over bassenget og dermed ha ren snø med lav albido som ville reflektert solstrålingen bedre om flisen skulle falle av trengs det, med samme forutsetninger som over, omtrent 46 dager med snøkanon og 39 MWh til drift av snøkanonene.

6.2. Kjøleenergi, kjøleeffekt og virkningsgrad

Kjøleenergi

For å finne den totale kjøleenergien som har blitt levert har det blitt avlest en verdi fra energimåleren. Energimengden fra effektmåleren summert over driftsperioden, og de beregnede verdiene er regnet ut ved hjelp av loggdataene som er samlet inn. Dette er presentert i tabellen under sammen med gjennomsnittlig avgitt effekt basert på de 1091 timene anlegget var i drift.

Det er et nesten 100% avvik mellom den beregnede energimengden og energimengden avlest på energimåleren, som muligens kan forklares på grunn lav nøyaktighet på temperaturfølerne. Det har ikke vært mulig å finne ut hvorfor energimengden til energimåleren på sekundærsiden ikke er lik som verdiene fra loggdataene eller de beregnede verdiene. Fordi det er så stor usikkerhet knyttet til dette vil det i kapittel 6.3 bli brukt både 427 MWh og 809 MWh til å vurdere tapene i systemet som henholdsvis verste og beste scenario.

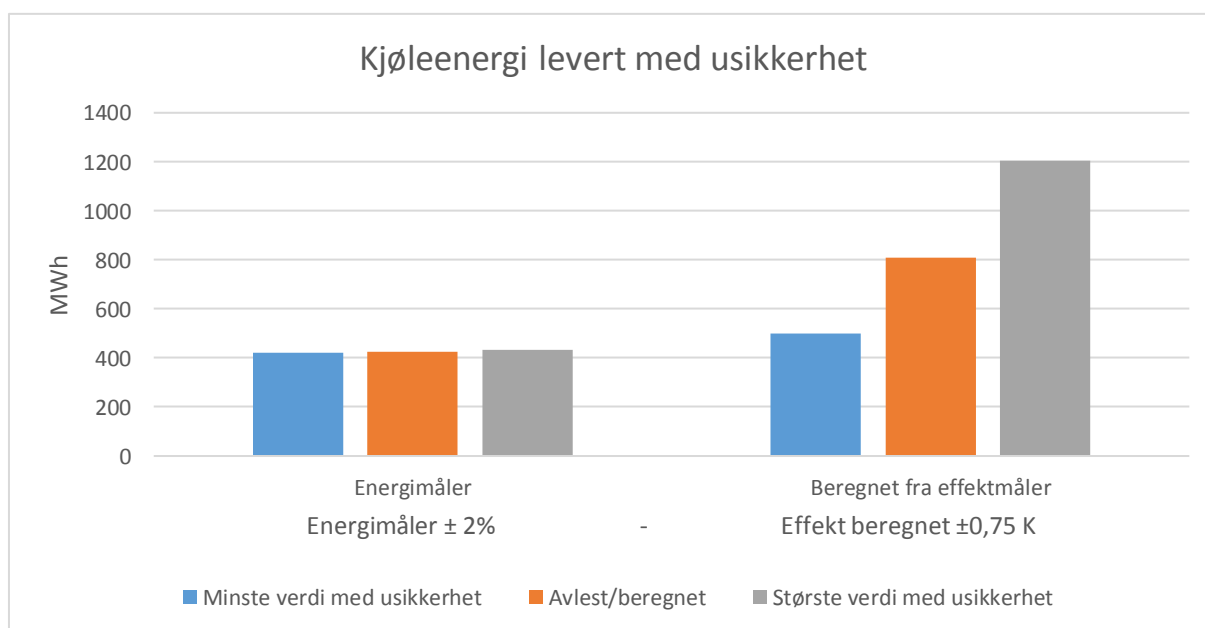
I og med at de beregnede verdiene baserer seg på øyeblikksmålinger med en times loggeintervall ble det gjort en beregning for periodene 20-29 juli og 10-27 august med 5 minutters loggeintervall for å se om det kunne forklare noe av avviket. Forskjellen på den beregnede kjøleenergien med en time og 5 minutters logge intervall var på henholdsvis 1,5 og 0,6% i de to periodene og er derfor en svært liten bidragsyter til det store avviket.

Tabell 3 Kjøleenergi produsert og gjennomsnittlig avgitt effekt basert på driftstimer

| | Energimåler sekundærside - Avlest verdi | Energimåler - Summerte verdier fra loggedata | Beregnet fra datainnsamling - fjernkjøleside | Beregnet fra datainnsamling - snøside |
|--|---|--|--|---------------------------------------|
| Total kjøleenergi produsert (MWh) | 427 | 638 | 792 | 809 |
| Gj.snittlig avgitt effekt (kW) | 391 | 585 | 726 | 742 |

Figuren under illustrerer forskjellen i mengde kjøleenergi levert med største positive og negative avvik som følge av usikkerhet i måleinstrumentene. Fordi temperaturgiverne som blir benyttet til å beregne avgitt effekt har en avlesningsfeil på 0,25 K og en usikkerhet på 0,5 K samtidig som temperaturdifferansen inn og ut av veksleren er veldig lav gir det meget store utslag på den leverte kjøleenergimengden. Avviksdifferansen er ikke like stor nedover som oppover fordi i de tilfellene hvor temperaturdifferansen blir negativ er kjøleeffekten satt til null.

Energimåleren er det mest nøyaktige måleinstrumentet og det er trolig denne som viser det riktige anslaget for levert kjøleenergi, men siden denne viser en levert kjøleenergi som er lavere enn det laveste anslaget med usikkerhet kan det ikke utelukkes at det har vært en strømstans eller at den har vært skrudd av en periode. Det har ikke vært mulig å komme frem til hvorfor den avleste energimengden avviker fra energimengden ved å summere effektavgivelsen til energimåleren.



Figur 22 Kjøleenergi levert med usikkerhet

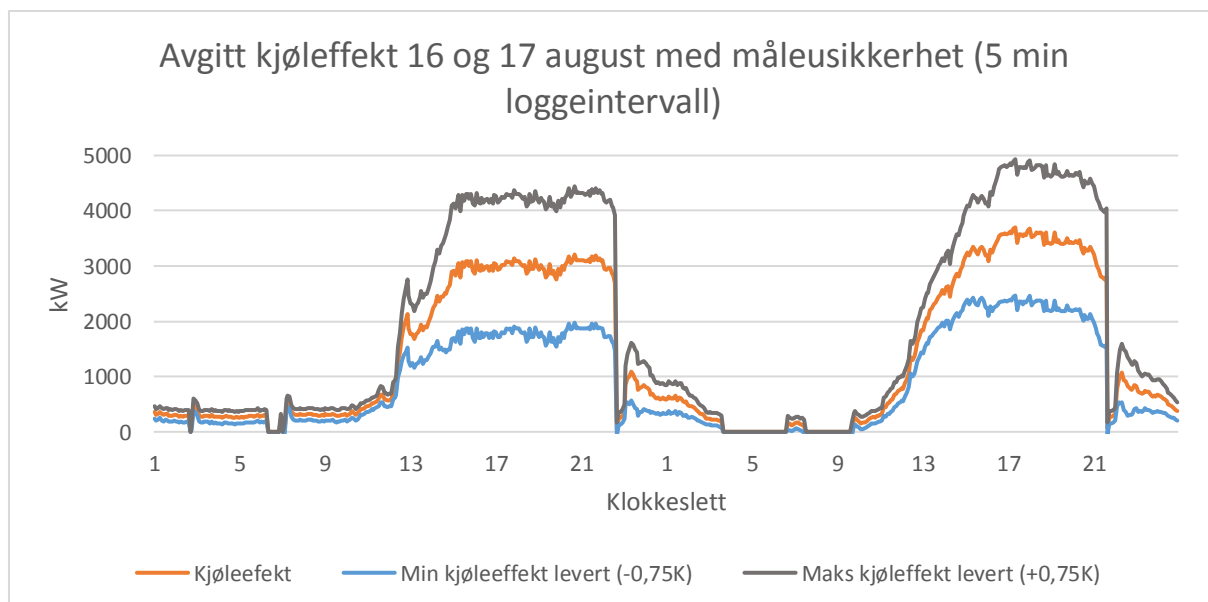
Energimåleren garanterer kun avvik på 1,5% om temperaturdifferansen før og etter veksler er mer enn 3 K. Gjennomsnittstemperaturdifferanse inn og ut av veksleren mens anlegget var i drift var 4,3 K, men i og med at det var mange driftstimer med lavere temperaturdifferanse enn det har det blitt brukt $\pm 2\%$ til beregning av usikkerheten for energimåleren.

Kjøleeffekt

Den høyeste avgitte kjøleeffekten som ble observert var 5,5 MW som ble oppnådd under en testkjøring av anlegget 14. juni. I resten av driftsperioden var høyeste oppnådde kjøleeffekten 3,7 MW som skjedde 17 august kl 17. Den høye kjøleeffekten oppnådd 14. juni skyldes at turtemperaturen på vannet kun var 0,6 °C, som var den laveste turtemperaturen under prøvedriften, og at pumpene gikk for fullt.

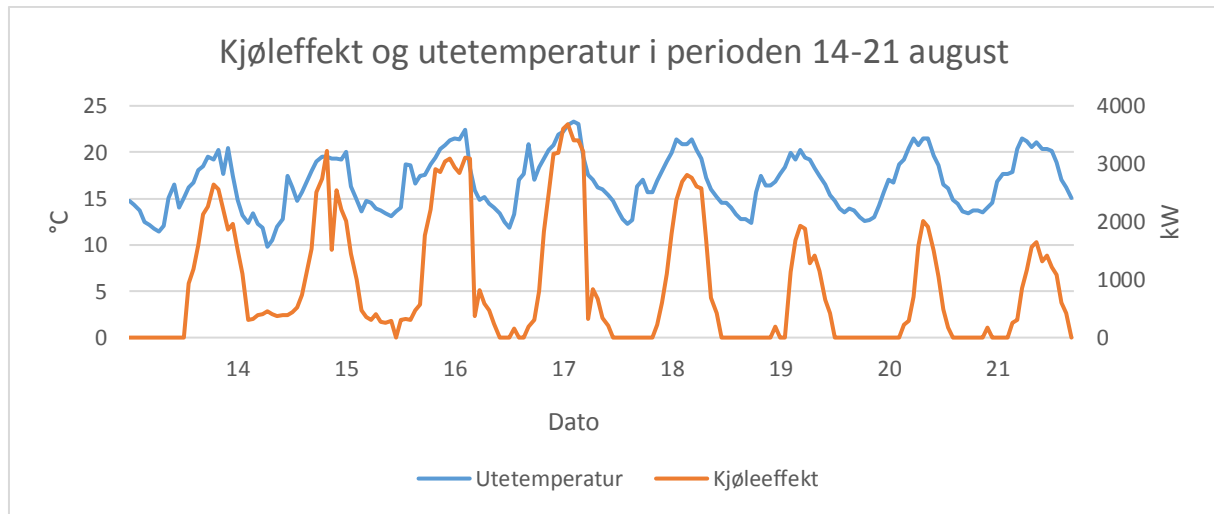
Den store usikkerheten som følge av temperaturgivernes nøyaktighet og avlesningsfeil er illustrert i figuren nedenfor i form av avgitt effekt over to dager i august. Som forventet er kjøleeffekten størst på dagtid hvor utetemperaturen er høyest og kjølebehovet er størst. Med tanke på det store avviket mellom den avleste kjøleenergien fra energimåleren og den beregnede energimengden levert er det mulig at den høyeste leverte kjøleeffekten 14. juni ikke var 5,5 MW men 4,3 MW og at det ikke ble levert mer enn 2,4 MW den 17. august. Avviket kan også ha gått motsatt vei slik at kjøleeffekten avgitt 14. juni som ble levert var 6,7 MW og at det 17. august ble levert 5 MW.

Det meget bratte fallet rundt kl. 21-22 før det stiger litt igjen skyldes trolig at kjølebehovet falt under effektsettpunktsverdien til energisentralen. I stedet for en rolig nedtrapping av snøkjøleanlegget, ble det skrudd av, før det viste seg at kjølebehovet likevel var større en settpunktsverdien og anlegget igjen ble satt i drift.



Figur 23 Avgitt kjøleeffekt med måleusikkerhet for 16. og 17. august

Nedenfor vises den avgitte kjøleeffekten og utetemperaturen i perioden 14-21. august. At kjøleeffekten fra snøkjøleanlegget går ned fra den 18. august selv om utetemperaturen er tilnærmet lik skyldes at effektsettpunktetsverdien ble satt opp fra 1 MW til 2,5 MW denne dagen.



Figur 24 Utetemperatur og kjøleeffekt i perioden 14-21. august

Pumpekraft

Tabellen under viser den totale mengden energi brukt for å drifte sirkulasjonspumper, pumpene i tømmeumpen, lensepumpen og snøkanonen i driftsperioden. For å beregne pumpekraften til spredning terreng og steinmagasin tok man den totale vannmengden som ble pumpet ut hvert sted og delte på antall driftstimer hver av dem var i drift slik at man kunne beregne volumstrømmen. Deretter leste man av på pumpekurven hvilken effekt som trengtes for å pumpe ut denne mengden og multipliserte med antall driftstimer.

Trykksettingpumpen (1 kW), spylepumpe (1,5 kW) lensepumpe (0,9 kW) er ikke tatt med i beregningen da deres lave pumpeeffekt og korte driftstid gjorde at de ble sett på som neglisjerbare.

Tabell 4 Energibruk til pumper i systemet

| Pumpekraft | MWh |
|--|-------------|
| Sirkulasjonspumper | 36,7 |
| Spredning terreng | 9 |
| Steinmagasin | 9,2 |
| Snøkanon 8 dager | 3,3 |
| Total pumpekraft brukt på snøside | 58,2 |

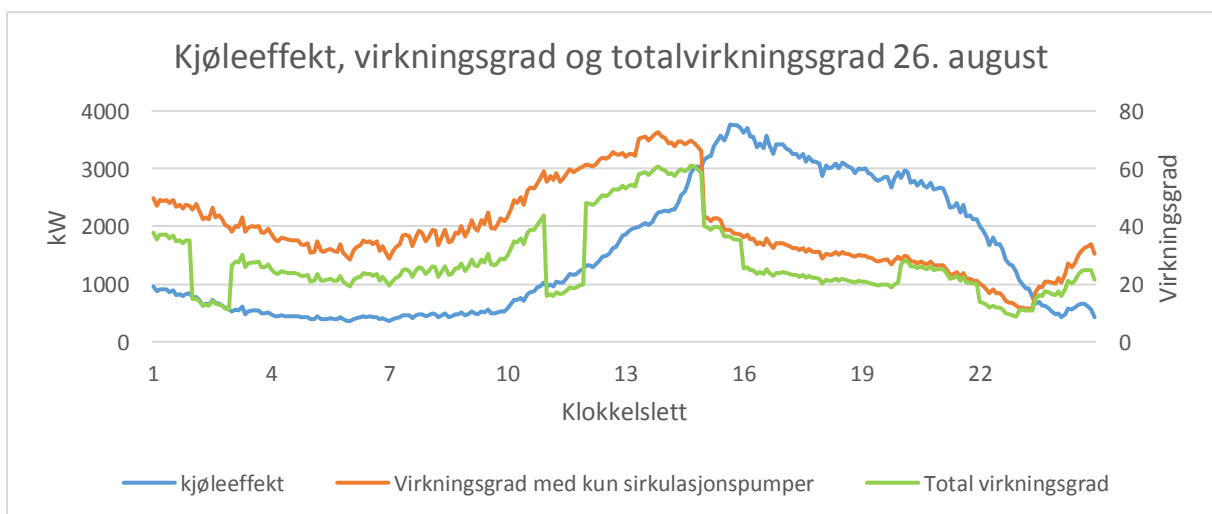
Virkningsgrad

Tabellen under viser den totale mengden energi produsert og sesongvirkningsgraden til snøkjøleanlegget sommeren 2016 med kun sirkulasjonspumpene og med pumpekraften alle pumpene i tabellen over. Det store forskjellen i avlest og beregnet avgitt kjøleenergi gir naturligvis store forskjeller på virkningsgraden til systemet, men selv ved å bruke energimengden som ble avlest fra energimåleren er virkningsgraden mer enn dobbelt så høy som for konvensjonelle kjølemetoder.

Tabell 5 Systemvirkningsgrad for systemet

| | Energimåler - Avlest verdi | Beregnet fra datainnsamling - snøside | Summert effektavgivelse fra energimåleren - fjernkjøleside |
|--|-------------------------------|---|--|
| Total kjøleenergi produsert (MWh) | 427 | 809 | 638 |
| Sesongvirkningsgrad - kun sirkulasjonspumper | 11,6 | 22,0 | 17,4 |
| Total virkningsgrad (uten energi til materialer, flis, kjøring) | 7,3 | 13,9 | 10,9 |

I figuren under kan man se noen ganske betydelige fall for totalvirkningsgraden i tidsperiodene 02.00-03.00, 11.00-12.00 og mellom kl. 16.00-20.00. Dette skyldes at pumpen som tapper ut vann fra systemet til spredning terreng gikk i disse timene. At fallet er størst kl. 02.00 og 11.00 skyldes at den avgitte kjøleeffekten i disse periodene var ganske lavt. Avviket mellom virkningsgraden med kun sirkulasjonspumper og totalvirkningsgraden skyldes at pumpen som tapper vann til steinmagasinet gikk hele dagen. Den høyeste totalvirkningsgraden ble oppnådd mellom kl. 14.00 og 15.00 og var omtrent 60, mens virkningsgraden kun med sirkulasjonspumper var rundt 70.



Figur 25 Kjøleeffekt, virkningsgrad og totalvirkningsgrad for 26. august med fem minutters loggeintervall

Ved maks pumpepådrag på 100 kW og antatt maks kjøleeffekt på 5000 kW vil virkningsgraden være 50 om kun sirkulasjonspumpene tas med i betraktningen.

6.3. Tap i systemet

Tabellen under viser hvor stor andel av den lagrede energimengden, med forskjellig tetthet på snøen, som gikk tapt for henholdsvis den avleste og beregnede energimengden. Fordi det er så stor differanse på den beregnede og avleste energimengden gir dette også store utslag for tapet i systemet. Tar man utgangspunkt i en snøtetthet på 650 kg/m³ er tapet i systemet på 76 % om man benytter seg av energimåleren og 56% om man bruker den beregnede verdien.

Tabell 6 Tap i systemet

| | Lav snøtetthet | Gjennomsnittlig snøtetthet | Høy snøtetthet |
|--|-----------------------|----------------------------|-----------------------|
| | 578 kg/m ³ | 650 kg/m ³ | 735 kg/m ³ |
| Lagret kjøleenergi (MWh) | 1613 | 1814 | 2051 |
| Energimengde avlest fra energimåler (MWh) | 427 | | |
| Tap i systemet basert på energimåler | 74 % | 76 % | 79 % |
| Energimengde beregnet (MWh) | 809 | | |
| Tap i systemet basert på beregnet verdi | 50 % | 56 % | 61 % |

Tabell 7 viser energitapet som følge av naturlig smelting og er delt inn i smeltetapet fra luft, bakken og regn. Det negative energitapet fra bakken i september skyldes at bakketemperaturer var lavere enn temperaturen i bassenget. Fordi det ikke ble hentet ut data or april og mai er utetemperaturer for april og mai hentet fra YR (YR 2017).

Tabell 7 Energitap som følge av naturlig smelting

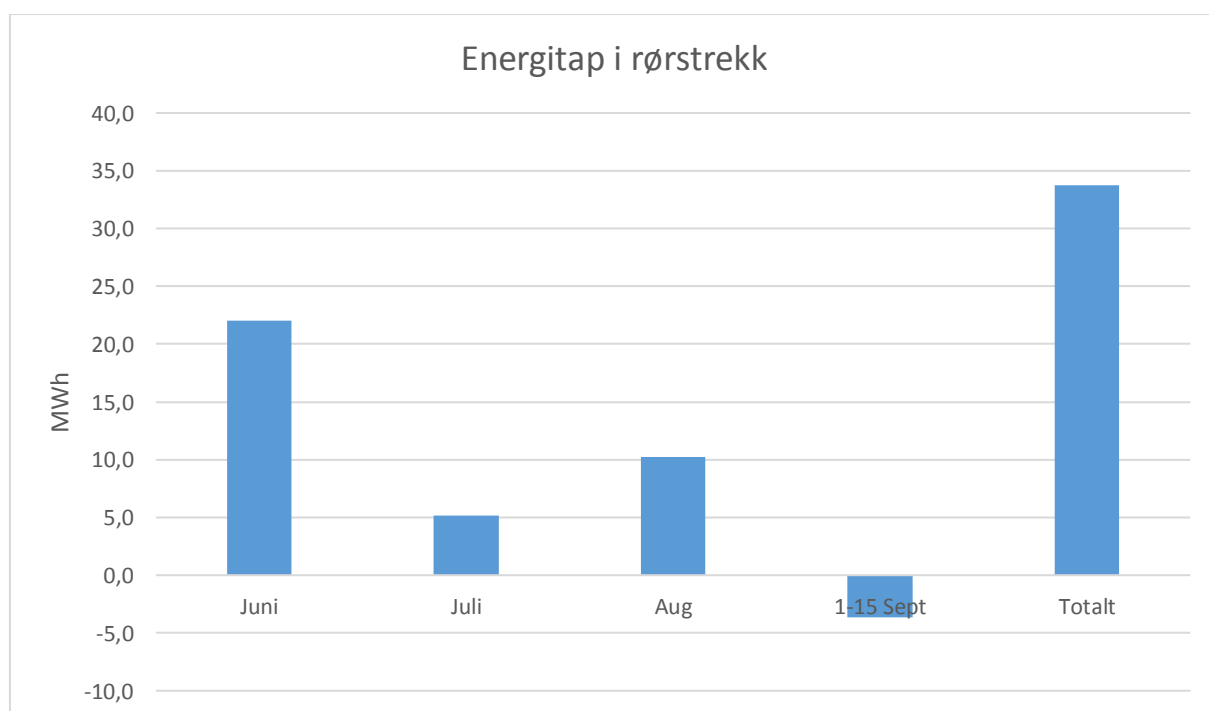
| | Luft temp | Luft | Bakken | Regn | Totalt |
|----------------|-----------|--------------|-------------|-------------|--------------|
| | °C | MWh | MWh | MWh | MWh |
| April | 4,3 | 31,0 | 18,0 | 3,9 | 52,9 |
| Mai | 11,2 | 83,3 | 18,6 | 12,2 | 114,2 |
| Juni | 16,9 | 121,7 | 16,9 | 9,4 | 148,0 |
| Juli | 18,2 | 135,4 | 16,6 | 20,4 | 172,4 |
| August | 14,3 | 106,4 | 7,4 | 17,6 | 131,5 |
| September 1-15 | 15,8 | 56,9 | -0,9 | 4,0 | 60,0 |
| Totalt | | 534,6 | 76,6 | 67,6 | 678,9 |

Skulle man klare å fylle opp snølageret med 90000 m³ med en gjennomsnittlig tetthet på 750 kg/m³ vil det naturlige smeltetapet bli på snaut 940 MWh som tilsvarer 15% av den lagrede kjøleenergien. Til sammenligning var det relative smeltetapet på grunn av naturlig smelting på over 30% i 2016. Fordi overflatearealet øker lite, mens volumet øker mye vil det relative smeltetapet fra naturlig smelting bli mye mindre med større snøvolum. Dette vil også redusere smeltetapet fra langbølget stråling ettersom det vil ta lengre tid før asfalten i bassenget blir eksponert for sollys fordi snøen vil bli lagt over bassengkanten og ut mot veien som går rundt bassenget.

Energitap i rør

Beregningene for energitapet i rørstrekket er basert på gjennomsnittstemperaturen til vannet ved innløpet til pumpehuset, temperaturen inn i veksleren (med en times hysteres) og volumstrøm gav et totalt energitap på 34 MWh i løpet av driftsperioden. Fordelingen av energitapene per måned er vist i figuren under. At tapet var høyest i juni selv om anlegget nesten ikke var i drift skyldes at det i denne perioden var veldig lave turtemperaturer.

For perioden 1-15. september var turtemperaturen på vannet i gjennomsnitt 7,4 °C slik at bakken kjølte ned vannet og dermed tilførte kjøleenergi. Dette vises som et negativt energitap i figuren under (tilført kjøleenergi). Energitapet i rørstrekket for hele driftsperioden var i underkant av 34 MWh som kun utgjør 1,7 % av den totale lagrede kjøleenergien.

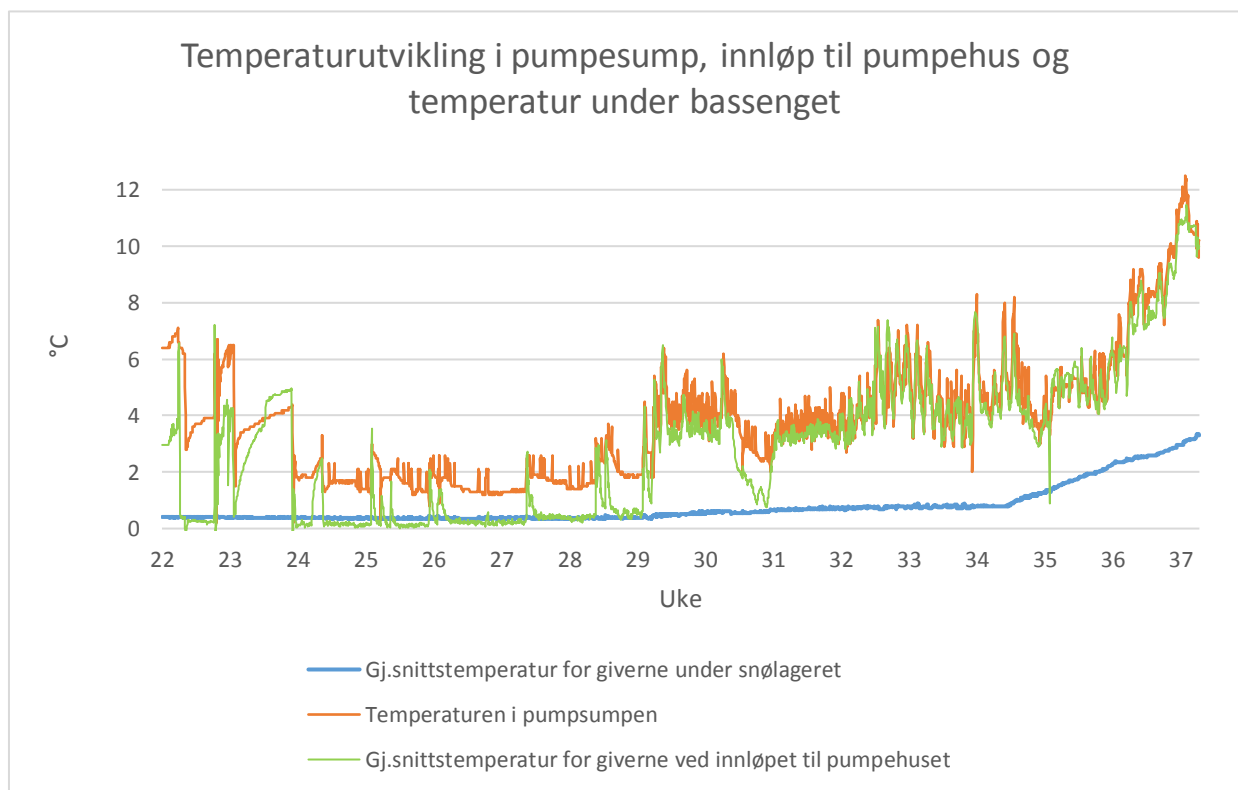


Figur 26 Energitapet fra snølager til vekslersentral

En alternativ beregning for energitapet i rørstrekket er vist i vedlegg 6, for å beregne varmeoverførselen fra bakken (med en antatt konstant bakketemperatur 6 °C) til turvannet i rørledningen. Beregningene som ble utført med forutsetningene gitt viste at utløpstemperaturen ble tilnærmet lik 6°C uansett volumstrøm som ikke stemmer helt med temperaturføleren som er plassert før veksler, ettersom det ble levert kaldere temperaturer enn 6°C til veksleren. Dette kan bety at bakketemperaturen egentlig er lavere enn 6°C eller at den termiske konduktiviteten til røret var

lavere enn antagelsen benyttet i beregningen. Over driftsperioden ble resultatet av denne beregningen et energitap på 11 MWh, men med mye større månedlige energitap i juni, juli og august det som er vist ovenfor i figuren ovenfor og mye høyere kjøletilførsel i september.

Temperaturen i pumpeumpen og gjennomsnittstemperaturen i under snøbassenget er illustrert i figuren under. I uke 22 og 23 var det kun tre korte testkjøringer av anlegget som gjorde at vannet i pumpeumpen stod stille og dermed absorberte varme fra omgivelsene. De gangene testdriften var i gang ser man at temperaturen synker som følge av sirkulasjon av smeltevann. I perioden mellom uke 24 og 29 kjøres anlegget kun sporadisk, men dette, sammen med at man tapper overskuddsvann fra smeltevannet, bidrar til å holde temperaturen i pumpeumpen jevnt rundt 2 grader. Fra og med uke 29 kjøres anlegget ved behov og dette fører til en jevnt stigende temperatur her. I snøbassenget stiger temperaturen sakte frem til midten av uke 34 hvor anlegget blir satt i prioritert smeltemodus og gjennomsnittstemperaturen stiger raskere. Dette som følge av kontinuerlig sirkulasjon av vann i systemet og fordi det begynner å bli lite snø, som også ikke lenger er helt dekket av flis, i bassenget.



Figur 27 Utvikling av temperatur i pumpeump, gjennomsnittstemperaturen til temperaturfølerne ved innløpet til pumpehus og i gjennomsnittstemperaturen fra de fire temperaturfølerne som ligger 0,5 meter under bassenget gjennom driftsperioden

Energitap grunnet tapping av overskuddsvann fra smeltevann i pumpeump istedenfor returvann

For enkelthets skyld har det blitt brukt den gjennomsnittlige temperaturdifferansen mellom pumpeump og returvann for juni til 15 september som var 7K.

Energitapet på 188 MWh tilsvarer i underkant av 10% av den lagrede energimengden som var i snødeponiet etter tildekkingsfasen.

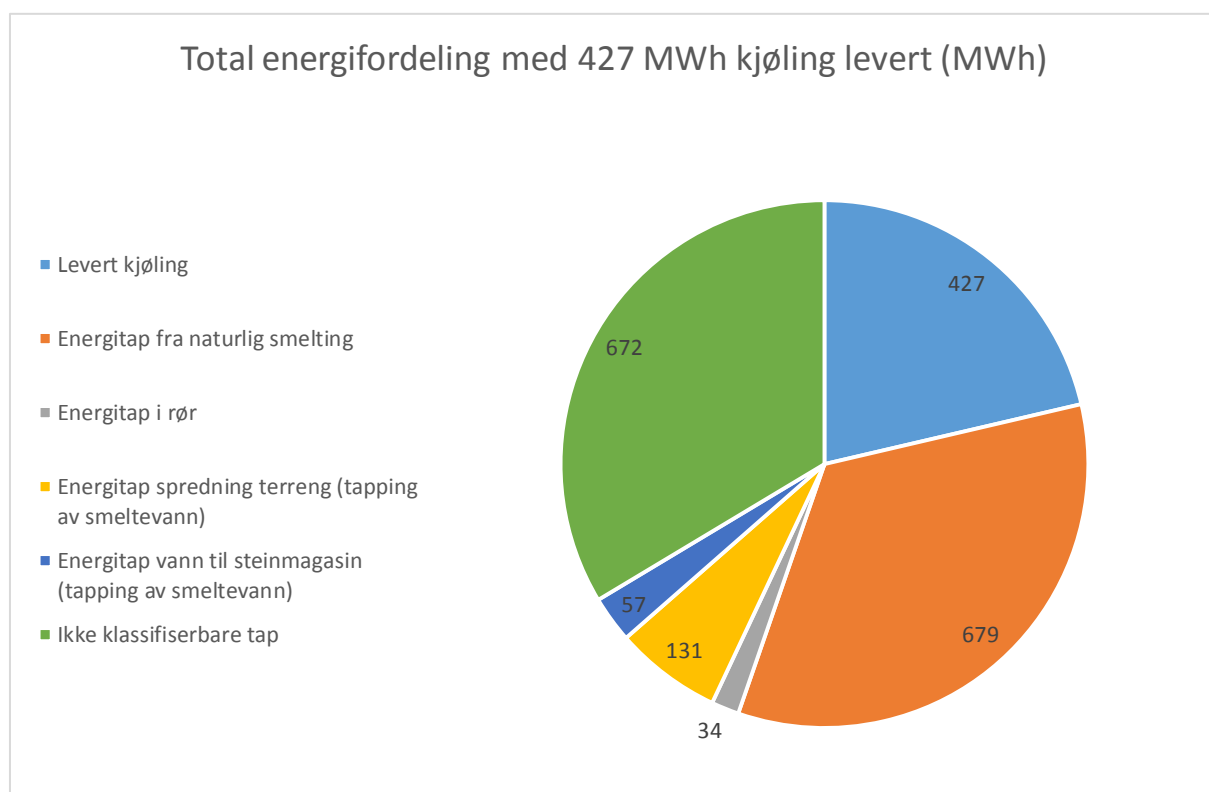
Tabell 8 Energitap som følge av tapping av smeltevann fremfor returvann

| | m ³ | MWh |
|----------------------------|----------------|------------|
| Vann til steinmagasin | 7011 | 57 |
| Vann til spredning terreng | 16022 | 131 |
| Totalt | 23033 | 188 |

Eksempel på utregning for energitapet som følge av tapping av smeltevann finnes i vedlegg 7.

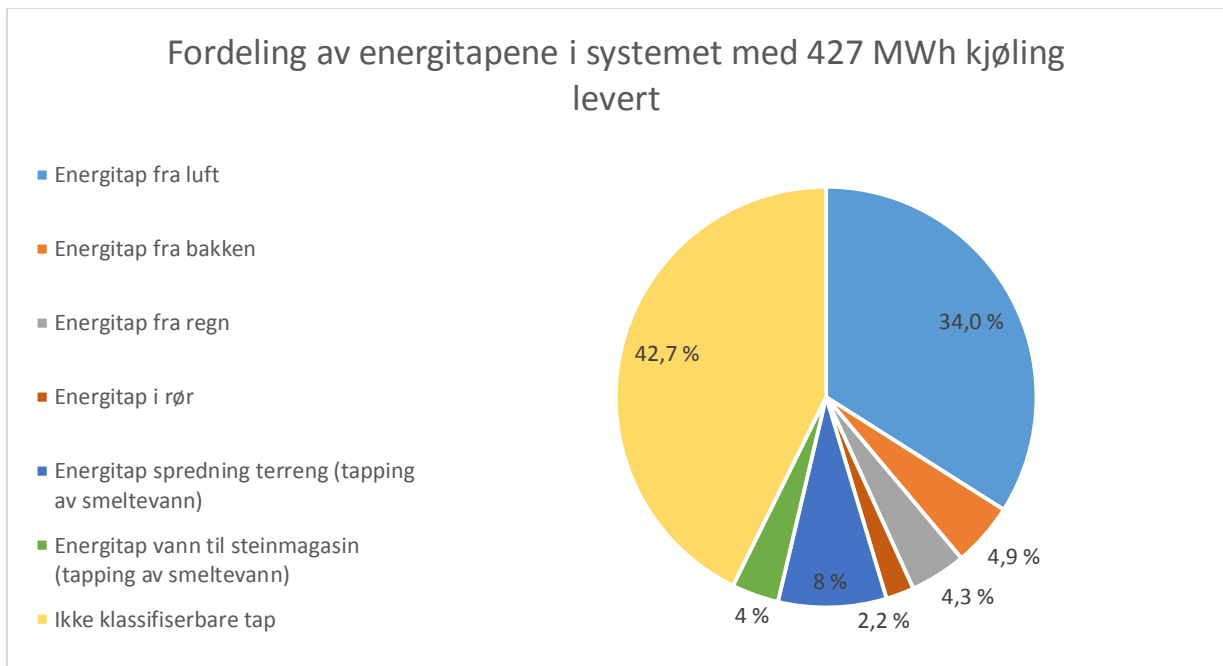
Energifordeling og fordeling av tap

Figuren under viser energifordelingen med utgangspunkt i 427 MWh kjøleenergi levert og at totalt lagret kjøleenergi når tildekkingsfasen var 2000 MWh. Ikke klassifiserbare tap utgjør 695 MWh som var omtrent 34 % av den lagrede kjøleenergien som er omtrent det samme som det naturlige smeltetapet. Til sammenligning var alle systemtapene med unntak av naturlig smelting på Sundsvall sykehus i perioden 2001-2004 på ca. 35 % og tapet fra naturlig smelting på 21% (Skogsberg 2005).



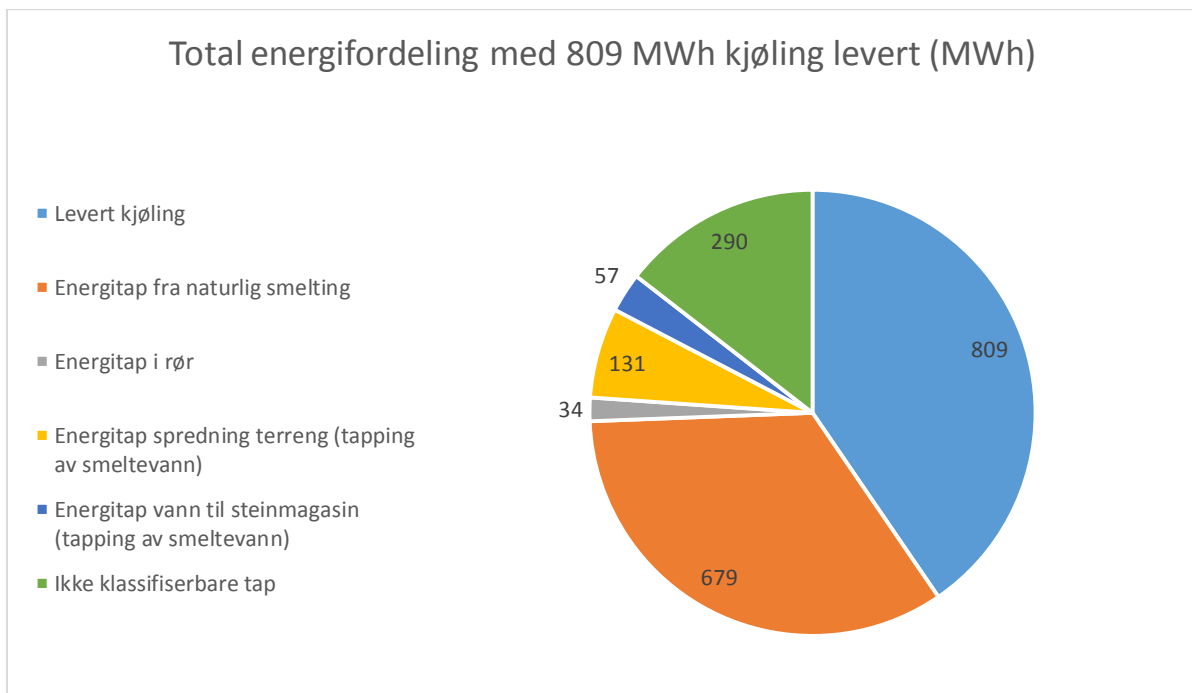
Figur 28 Energifordeling med utgangspunkt i 2000 MWh lagret kjøleenergi og 427 MWh kjøling levert

Energitapene i systemet er lagt frem i figur 29 hvor naturlig smelting står for i overkant av 43% av energitapet, som er omtrent like stort som de ikke klassifiserbare tapene. Trolig var det solinnstråling som utgjorde den største delen av de ikke klassifiserbare tapene, men også langbølget stråling fra omgivelsene, smeltevann brukt til spyling/rensing av veksler som går i avløp (trolig veldig lite) og massetap som følge av tining og gjenfrysning vil være bidragsyttere til denne posten. Energitalet som følge av tapping av kaldt smeltevann var 12%.



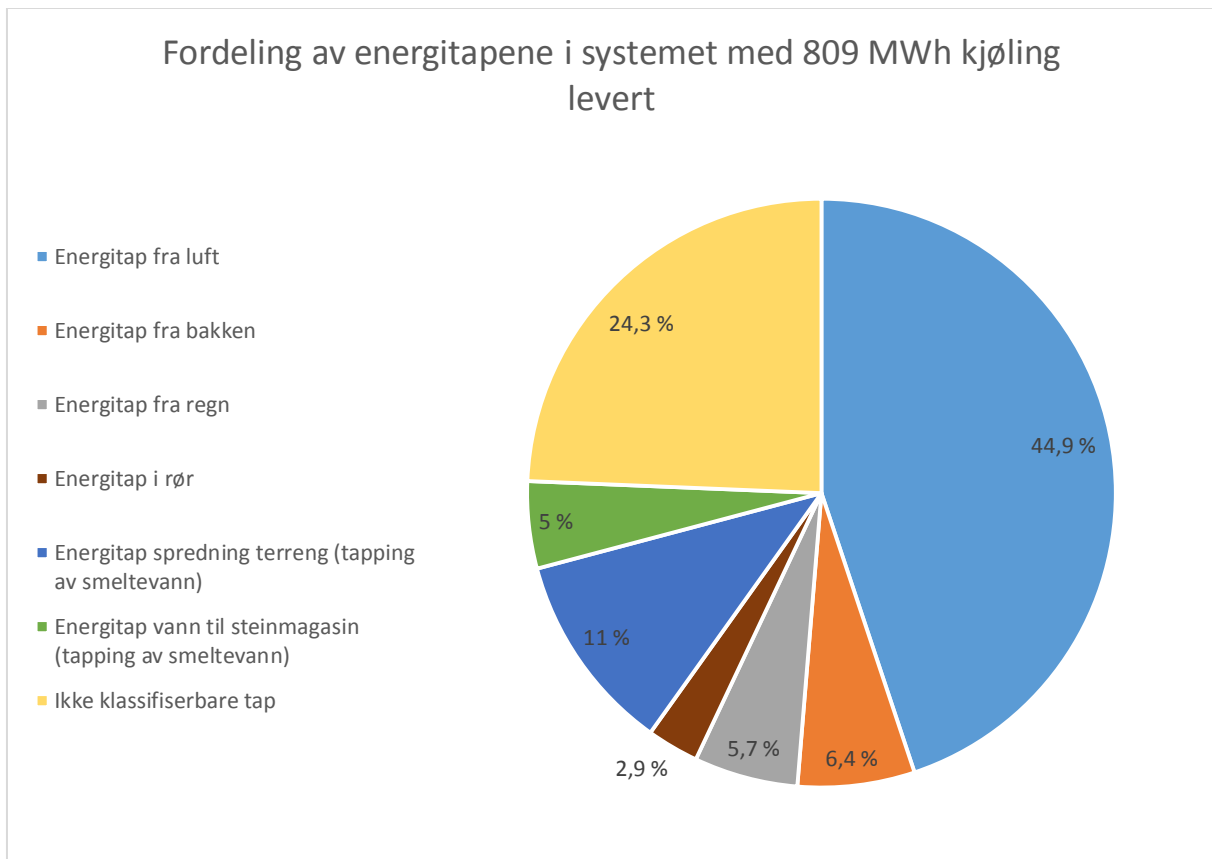
Figur 29 Fordeling av energitapene som var 1573 MWh

Figur 30 kan man se energifordelingen om det var 809 MWh med kjøling som ble levert. Her utgjør de ikke klassifiserbare tapene kun 15% av den lagrede kjøleenergien.



Figur 30 Energifordeling med utgangspunkt i 2000 MWh lagret kjøleenergi og 809 MWh levert kjøling

Ved å se på fordelingen av energitapene i systemet (figur 31) på bakgrunn av det høyeste anslaget om levert kjøleenergi ser man at naturlig smelting stod for litt over halvparten av energitapene, mens de ikke klassifiserbare tapene utgjorde omtrent en fjerdedel. Energitapet i rørstrekket bidro til under 1 % av energitapene og energitapet som følge av at man tappet kaldt smeltevann totalt 16 % av energitapet.



Figur 31 Fordeling av energitapene som var 1191 MWh

6.4. Kostnadsanalyse

På grunn av høye merkostnader som følge av bygg og anleggsarbeider på flysiden av en operativ flyplass ble de totale byggekostnadene 60,5 millioner kr hvor Enova gav et støttebeløp på 4,2 millioner kr. Anslått alternativkostnad med kjølemaskin og tørrkjølere på tak var 22,6 millioner kr. Dette skulle tilsi en merkostnad på 37,8 millioner kr i forhold til det konvensjonelle kjølealternativet uten støttebeløp fra Enova og 33,7 millioner kr med støtte. Om dette faktisk er den reelle merkostnaden er høyst usikkert i og med at kostnadene til utvidelse av energisentralen også ville blitt høyere som følge av bygging på flyplassen som var i drift og at dette alternativet mest sannsynlig ville medført at rørnett fra energisentralen måtte utvides.

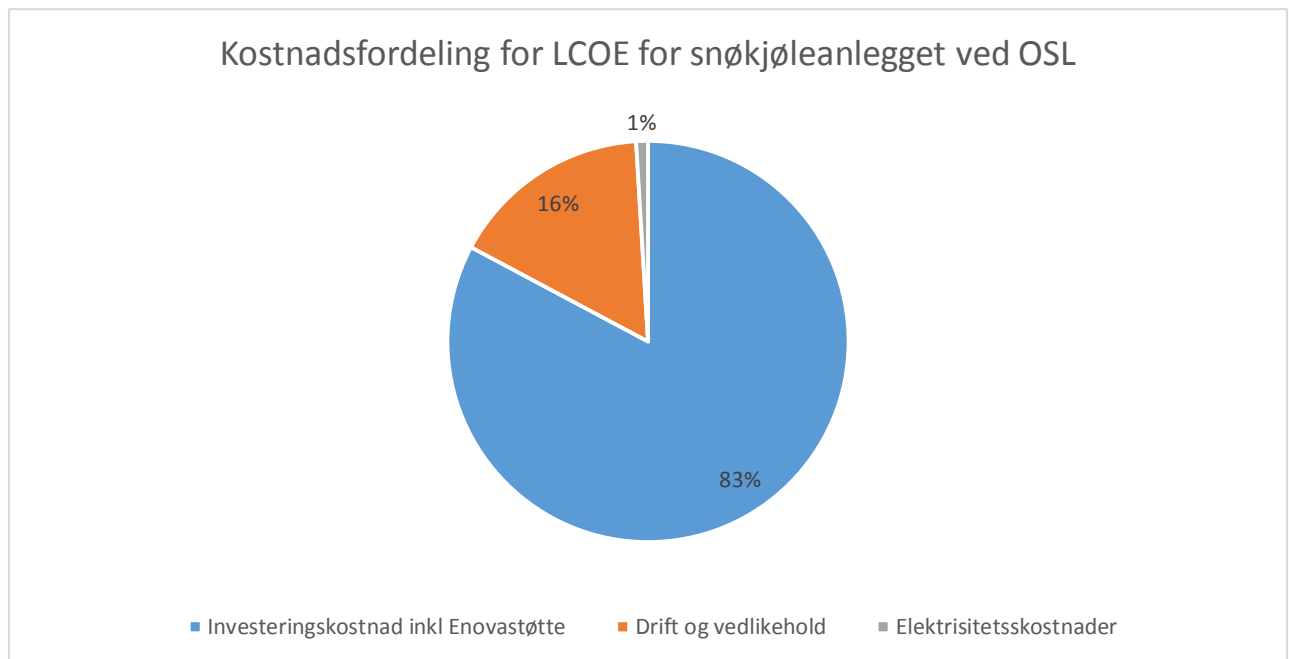
LCOE

Beregningene er basert på at hele investeringskostnaden ble gjort i 2014 og anleggets (økonomiske) levetid er 20 år fra og med første driftsår i 2016 med et realavkastningskrav på 8% (Enova «maksimal internrente etter støtte er vanligvis 8%»). Det er videre antatt at årlig strømforbruk til pumpekraft er 100MWh, til en kostnad på 0,703 kr/kWh inkl. mva (resulterende strømpris for OSL i 2016, se vedlegg 9) og at de årlige driftskostnader er 1,2 millioner kr (fra kontantstrømanalyse i forbindelse med søknad til Enova). Som følge av at dette er et nytt system og det trengs erfaring og driftsoptimalisering for å få utnyttet anlegget optimalt er det anslått at levert kjøleenergi var 500

MWh i 2016 og at kjøleproduksjonen vil øke til 1000 MWh i 2017, 2000 MWh og 3000 MWh fra 2019 til 2035 som følge av bedre drift av anlegget.

$$\frac{\sum_{t=1}^n \frac{I_t + D_t + S_t}{(1+r)^n}}{\sum_{t=1}^n \frac{E_t}{(1+r)^n}} = \frac{\frac{60 \text{ mill}}{1,08^0} + \frac{1,2 \text{ mill}}{1,08^1} + \dots + \frac{1,2}{1,08^{20}} + \frac{70300}{1,08^1} + \dots + \frac{70300}{1,08^{20}}}{\frac{500 \text{ MWh}}{1,08^1} + \frac{1000 \text{ MWh}}{1,08^2} + \frac{2000 \text{ MWh}}{1,08^3} + \frac{3000 \text{ MWh}}{1,08^4} + \dots + \frac{3000 \text{ MWh}}{1,08^{20}}}$$

Dette gir en LCOE for snøkjøleanlegget på 2,79 kr/kWh når Enova tilskuddet er medregnet.

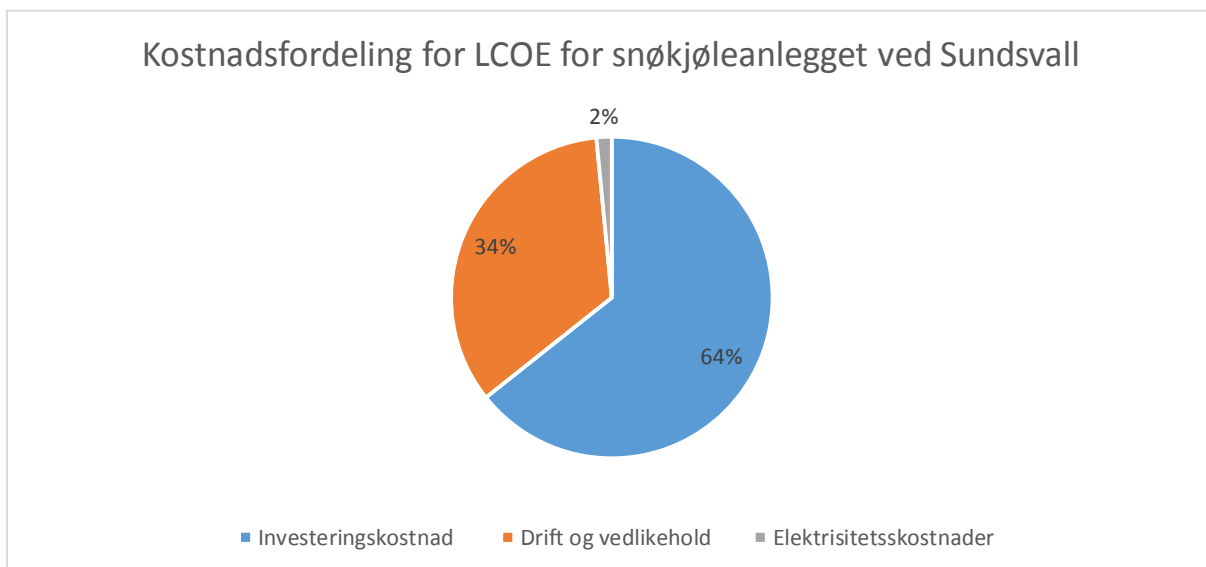


Figur 32 Kostnadsfordeling for LCOE for snøkjøleanlegget ved OSL

Ved å gjøre en tilsvarende beregning for de forutsatte kostnadene til konvensjonelle kjølemaskiner, som var alternativet, med driftskostnader på 1,4 millioner i året og 1000 MWh til drift av kjølemaskinene, med en antatt virkningsgrad på tre, og like lang levetid tilsvarer det en LOCE på 1,47 kr/kWh. Men fordi konvensjonelle kjølemaskiner trolig ville hatt høyere investeringskostnader enn det som ble antatt i planleggingen hadde denne kostnaden mest sannsynlig blitt høyere.

LOCE er med andre ord 90% høyere for snøkjøleanlegget enn for konvensjonell kjøleleveranse med de forutsetningene som ligger til grunn.

Fordi det ikke ble gjort LCOE beregninger for snøkjøleanlegget på Sundsvall sykehus ble det gjort en beregning på bakgrunn av forventet kjøleleveranse og tilgjengelig data om kostnadene ved dette anlegget for å kunne sammenligne det to snøkjøleanleggene. Ved å benytte samme realavkastningskrav som ved OSL (8%), 20 års levetid, årlige driftskostnader på 1 million i året, en investeringskostnad på 18,5 millioner kr (pris- og valutajustert) og en årlig forventet kjøleleveranse på 1000 MWh i året ble LCOE 2,93 kr/kWh (se figur neste side for kostnadsfordeling av LCOE).



Figur 33 Kostnadsfordeling for LCOE for snøkjøleanlegget ved Sundsvall sykehus

LCOE for begge anleggene er forholdsvis lik, selv om kostnadsfordelingen er forskjellig.

6.5. Følsomhetsanalyser

Følsomhetsanalysene nedenfor er basert på 1,2 millioner kr i årlige drifts- og vedlikeholdskostnader og et årlig strømforbruk på 70300 kr til drift av pumpene i systemet (100MWh/år). Avviket mellom LCOE som ble beregnet for OSL i kapittelet og det som blir vist i tabellene nedenfor over skyldes at investeringskostnaden i disse beregningene er gjort uten Enova tilskuddet og at det er antatt 3 GWh med levert kjøleenergi fra første driftsår. LCOE kostnadene som er markert med fet skrift indikerer når et snøkjølingsanlegg hadde vært mer lønnsomt enn konvensjonelle kjølemaskiner (med kostnadene for konvensjonelle kjølemaskiner som ble beskrevet i kapittelet 6.4) når de øvrige forutsetningene er som i følsomhetsanalysene. I og med at investeringskostnadene for et konvensjonelt anlegg trolig vill vært høyere enn dette kan det hende at det ville

Tabell 9 viser levelized cost of energy ved forskjellige investeringskostnader og realavkastningskrav. Ved å halvere investeringskostnadene med samme realavkastningskrav vil LCOE bli 1,44 kr/kWh. Halveres investeringskostnadene og realavkastningskravet reduseres til 6% vil LCOE bli 1,29 kr/kWh.

Tabell 9 LCOE (kr/kWh) med 3 GWh produsert kjøleenergi i året, en økonomisk levetid på 20 år

| Realavkastningskrav | Investeringskostnad (NOK) | | | |
|---------------------|---------------------------|-------------|------------|------------|
| | 15.000.000 | 30.000.000 | 45.000.000 | 60.000.000 |
| 4 % | 0,79 | 1,16 | 1,53 | 1,9 |
| 5 % | 0,82 | 1,23 | 1,62 | 2,03 |
| 6 % | 0,86 | 1,29 | 1,73 | 2,17 |
| 7 % | 0,90 | 1,37 | 1,84 | 2,31 |
| 8 % | 0,93 | 1,44 | 1,95 | 2,46 |

Tabellen nedenfor viser LCOE med forskjellige investeringskostnader og forskjellige mengder produsert kjøleenergi i året. Skulle man klare å få levert 4 GWh med kjøling i året med en investeringskostnad på 60 millioner kan LCOE bli redusert til 1,85 kr/kWh. Ved å halvere investeringskostnadene og levere 4 GWh kjøling hvert år kan LCOE reduseres til 1,08 kr/kWh.

Tabell 10 LCOE (kr/kWh) med 8% realavkastningskrav, en økonomisk levetid på 20 år

| Årlig produsert kjøleenergi (GWh/år) | Investeringskostnad (NOK) | | | |
|--------------------------------------|---------------------------|-------------|------------|------------|
| | 15.000.000 | 30.000.000 | 45.000.000 | 60.000.000 |
| 1 | 2,79 | 4,32 | 5,85 | 7,38 |
| 2 | 1,39 | 2,16 | 2,93 | 3,69 |
| 3 | 0,94 | 1,44 | 1,95 | 2,46 |
| 4 | 0,69 | 1,08 | 1,46 | 1,85 |
| 5 | 0,56 | 0,86 | 1,17 | 1,47 |

LCOE med forskjellige investeringskostnader og økonomisk levetid er presentert i tabell 11. Å øke den økonomiske levetiden kan redusere LCOE noe, men sammenlignet med investeringskostnader er dette av liten betydning.

Tabell 11 LCOE (kr/kWh) med 3 GWh produsert kjøleenergi i året og med 8% realavkastningskrav

| Økonomisk levetid (år) | Investeringskostnad (NOK) | | | |
|------------------------|---------------------------|-------------|------------|------------|
| | 15.000.000 | 30.000.000 | 45.000.000 | 60.000.000 |
| 18 | 0,95 | 1,49 | 2,02 | 2,58 |
| 20 | 0,93 | 1,44 | 1,95 | 2,46 |
| 22 | 0,91 | 1,40 | 1,89 | 2,38 |
| 24 | 0,90 | 1,37 | 1,85 | 2,33 |
| 26 | 0,89 | 1,34 | 1,81 | 2,27 |

7. Diskusjon

Grensebetingelser for snøkjøling

Grensebetingelsene for snølagring på bakken er sosiale, økonomiske, miljømessige, politiske, naturlige og systemrelaterte.

For å kunne bruke et snøkjølesystem forutsetter man at teknikken er kjent. Bevisstheten om moderne kjølesystemer som utnytter snø og is begrenser seg til en forholdsvis lavt antall land. Kunnskapen om denne teknologien blant ingeniører og myndigheter er likevel generelt lav for land som benytter seg av snøkjølesystemer.

De naturlige betingelsene inkluderer luft temperatur, luftfuktighet, nedbør, solstråling, samt vann-tilgjengelighet og bruk av grunnvann om det blir brukt snøkanoner.

Blant de økonomiske grensebetingelsene er kostnaden for tomteareal, elektrisitet, arbeidskraft og drivstoff viktige.

Miljøbetingelsene omfatter både konvensjonelle kjølere og snøkjøling og inkluderer ønsket om eliminering av ozonreducerende gasser, reduksjon av drivhusgasser fra kjølere og problematikk knyttet til snøforurensning, grunnvannsforurensning, bruken av land og transport for snøkjøling. Disse faktorene må vurderes opp mot hverandre. For å legge til rette for bruk av denne teknologien er det viktig at politikerne skaper forutsetninger som bidrar til ønske om utvikling. Virkemidler som kan fremme dette er finansiell støtte, gunstige skatteregler, og utvikling av lover og forskrifter som favoriserer denne typen teknologi.

Systemrelaterte grensebetingelser er hovedsakelig knyttet til lastkarakteristikken og energibehovet sammen med temperatur og luftfuktighet. (Skogsberg & Nordell 2007)

7.1. Teoretisk kjølepotensial/lagret kjøleenergi

For dette kapittelet viste resultatene at det var omtrent 2000 MWh lagret kjøleenergi etter at tildekkingsfasen var gjennomført. Med tanke på at hensikten var å få testet anlegget før T2 stod ferdig var dette omtrent som forventet. Første testsesong var det kun 30000 m³ med snø i snødeponiet som kun er en tredjedel av kapasiteten. Hovedårsaken til dette var trolig at det var lite fokus på å fylle snølageret fullt opp i og med at det kun skulle være testdrift sommeren 2016. At det bare ble fylt opp med 45000 m³ før andre sesong kan være en kombinasjon av at driftsrutinene for snøryddemannskapet ikke har blitt gode nok ennå, manglende beskjed fra ledelsen om at det skal være prioritering av dette, noe mindre nedbør enn hva det gjennomsnittlig faller i løpet av en vinter (234 mm mot 415mm normalt fra oktober til april (YR 2017)) eller at det falt lite nedbør hver gang slik at snøen var for forurenset til å ansees som nyttig.

For å få kunne utnyttet snøkjøleanleggets fulle potensiale vil det være viktig for driftspersonell å opparbeide seg erfaring og kunnskap om drift av et slikt anlegg. Den viktigste faktoren i forbindelse med dette vil være å sørge for rutiner og oppfølging slik at snølageret blir fylt opp mest mulig. Det må være fokus på dette for å sørge for at en størst mulig mengde kjøleenergi blir lagret under hver deponeringsfase. For hver ekstra meter med snø som blir lagt over bassengkanten øker den lagrede kjøleenergimengden med omtrent 600 MWh, om man antar en snøtetthet på 650 kg/m³. Større snømengder fører også til økt trykk nedover i snølageret som øker tettheten på snøen lenger ned, dette fører også til at snøen blir komprimert noe som igjen fører til at det er plass til mer snø. En annen positiv ringvirkning av dette er at volumet øker mye mer enn overflatearealet og gjør at det

naturlige smeltetapet blir relativt mindre i forhold til den lagrede kjøleenergien. Ved å legge snø også utenfor snøbassenget (benytte seg av tilgjengelig areal mellom snøbasseng og internvei), vil snøen som blir liggende under bli bedre isolert og det vil trolig redusere påvirkningen fra langbølget stråling utover i driftsfasen.

En annen måte å øke den potensielle kjøleenergien er å fylle litt og litt drensvann direkte i bassenget i begynnelsen av deponeringsfasen når utetemperaturer er under null og la et sjikt fryse til is for hver dag til litt under vanninnløpene. Dette vil gi en tetthet som vil være nært 920 kg/m^3 som er den høyeste oppnåelige tettheten til is og den vil være tilnærmet ren for forurensning. Dette blir til en viss grad gjort på OSL i dag fordi det ligger drensvann i bassenget ved begynnelsen av deponeringsfasen som vil fryse til is, men det er mulig å fylle mer vann enn det som ble gjort i begynnelsen av deponeringsfasen i 2016. Den økte energimengden som følger av å gjøre dette må naturligvis vurderes opp mot den ekstra arbeidsmengden og oppfølgingen dette fører med seg, med mindre man finner et godt automatisert system som kan gjøre dette og som gir beskjed/alarm ved avvik fra definerte verdier. Trolig ville den beste måten å styre dette på ha vært å få automatisert tilførselen av vann ut ifra utetemperaturen. Ved temperaturer under for eksempel $-5 \text{ }^\circ\text{C}$ kunne en ventil ha åpnet seg og tilført en viss mengde drensvann som ville fryst som følge av lufttemperaturen. Skulle temperaturen stige eller vannivået bli for høyt stenges den samme ventilen slik at man unngår å få for mye vann i bassenget. Når isblokken begynner å nærme seg innløpet til pumpeumpen vil det ikke bli tilført mer drensvann og resten av snølageret vil bli fylt opp av snøhåndtering på rullebaner og taksebaner eller ved hjelp av snøkanon.

Snøproduksjon

Forsøket med bruk av snøkanon viste seg å være et godt alternativ eller supplement til innsamling og snøhåndtering under første deponeringssesong. Skulle det være snøfattige vintre, men med lave utetemperaturen vil det likevel være mulig å fylle opp snødeponiet. Den største fordelene med å bruke drensvann som uansett passerer snølageret er at det er helt ren snø som vil komme i snølageret, i motsetning til den innsamlede snøen fra rullebanene som vil ha sand, grus og andre partikler i seg. Ren nysnø har en albedo på mellom 0,8 og 0,9, som vil si at 80-90% av sollyset reflekteres, mens gammel snø langs veikanten kan ha en albedo helt ned mot 0,1 som betyr at 90% av sollyset absorberes. Bildet på neste side viser hvordan snølageret så ut 4. april 2017 før det ble lagt på flis. Her kommer det godt frem at den innsamlede snøen inneholder endel grus og derfor vil ha en meget lav albedo og vil absorbere mye solstråling.



Bilde 9 Snølageret før det ble isolert 4. april 2107

Spesielt i tilfeller der flisen faller av snøen og dermed eksponerer den for sollys vil dette bidra til å begrense smeltetapet som følge av solinnstråling. Det faktum at det vil være mindre sand og grus i snøen vil også medføre at det kanskje ikke vil være behov for rensing av flisen etter endt sesong og at man ikke trenger å ha dobbel mengde med flis. Trolig vil isolasjonsegenskapene til flis også holde seg bedre ved å minimere mengden sand, grus, partikler og annen forurensning. Forsøket med å måle snøtettheten i snølageret under deponeringsfasen i 2017 viste at i underkant av 10% av vekten på den innsamlede snøen var grus og sand på toppen av snølageret, i volum var det i under 5% av snømengden. Fordi snøprøven var tatt på toppen av snødeponiet er det grunn til å tro at det var mer sand og grus der enn det det vil være lenger nedover i snølageret, fordi dette i stor grad vil bli liggende på toppen når snøen smelter og vannet renner nedover snøhaugen i alle fall tidlig i sesongen.

På en flyplass er det viktig å sikre at kontrolltårnet ikke blir blendet av sollys som kan hindre utsyn, og det vil eventuelt kreve undersøkelser for å sikre at et snødeponi med helt ren snø ikke vil reflektere sollys mot kontrolltårnet.

Et argument mot storstilt bruk at snøkanon er at det er behov for snørydding på OSL og at denne vil måtte håndteres og deponeres et sted uansett, slik at pumpekraft til snøkanon vil medføre at det totalt sett vil bli brukt mer energi enn nødvendig.

Det har ikke vært utført beregninger eller undersøkelser på energibruken, i form av drivstoff, som har blitt benyttet for å rydde områder for snø som ikke har vært nødvendig for drift av flyplassen. Dette gjør at det ikke har vært mulig å konkludere med om bruken av snøkanon vil være et mindre energikrevende/bedre alternativ enn å fjerne snø fra områder som strengt tatt ikke trenger det.

7.2. Kjøleeffekt, kjøleenergi, virkningsgrad

Den høyeste avgitte kjøleeffekten som ble avgitt under normal drift i sommeren 2016 var 3,7 MW, dette var lavere enn det som var planlagt (5MW). Det var kjølebehov i den nye terminalen under prøvedriften, men kjølebehovet var vesentlig lavere enn det kommer til å være i den kommende

sommeren når det vil være full drift i terminalen. Det var heller ingen veldig høye utetemperaturer i slutten av juli og august som gjorde at effektbehovet ble veldig høyt. Dette medførte at returtemperaturen på fjernkjølesiden mest sannsynlig var lavere enn den kommer til å være ved høyere kjølebehov. Dette kan ha bidratt til at man ikke oppnådde en høyere effekt enn 3,7 MW i testperioden. Unntaket var en testkjøring i juni hvor det ble registrert en tilført kjøleffekt på 5,5 MW. Dette skyldes at turtemperaturen kun var 0,6°C som var den laveste turtemperaturen som ble målt under prøvedriften. Som nevnt i resultatdelen er det usikkert om det faktisk ble oppnådd så høye kjøleffekter i og med det store avviket.

Trolig vil effektpotensialet til anlegget være størst i begynnelsen av sesongen når anlegget er fullt av snø og temperaturen i bassenget er lavest, temperaturen i bassenget stiger utover i sesongen som vist i figur 27 kapittel 6.3 og fører til at turtemperaturen blir høyere. Ettersom mesteparten av driften i testsesongen var fra slutten av juli og utover hadde mye snø langs kantene smeltet og medførte at temperaturen i bassenget hadde steget betydelig. Høyere turtemperatur på vannet reduserer effektkapasiteten og kan være med på å forklare hvorfor man ikke oppnådde 5 MW som var effekten anlegget ble planlagt å kunne levere.

Den leverte kjøleenergien i løpet av testperioden (14.06.2016 – 15.09.2016) var mellom 427 MWh og 809 MWh, hvor nøyaktigheten til temperaturfølerne trolig er årsaken til usikkerheten til den leverte energimengden. Man hadde håpet at anlegget skulle levere rundt 1000 MWh det første året, men på grunn av avvikling av fellesferie og en del andre utfordringer i forbindelse med automatikken, ble anlegget satt i beredskap senere enn det som var forespeilet. Dette kan ha vært en årsak til at man ikke oppnådde målet satt for anlegget.

På grunn av usikkerhet knyttet til den leverte mengden kjøleenergi burde det bli gjort en evaluering på om energimåleren er satt opp riktig og om programmeringen knyttet til denne er riktig i forhold til hvordan instrumentene er installert. Ble det levert 809 MWh, som tilsvarer et energitap på 60%, må det sies at anlegget virket meget tilfredsstillende første sesong spesielt med tanke på at det nesten ikke var i drift i juni og juli. Hadde overskuddsvannet blitt tappet fra returvannet istedenfor fra pumpeumpen ville energitapet vært på 50% som var innenfor det forutsatte energitapet (40-50%) allerede første sesong selv om anlegget nesten ikke var i drift juni og juli.

Totalvirkningsgraden for anlegget uten energi til materialer, flis og snøhåndtering var enten 7,3 eller 13,9 ut ifra hvilke energimengder som ble levert. Virkningsgraden for om man kun tar sirkulasjonspumpene med i betraktningen var 11,6 og 22 for henholdsvis den laveste og høyeste energimengden levert. Sammenlignet med konvensjonelle kjølemaskiner (2,5-3) var totalvirkningsgraden til systemet første sesong vesentlig høyere. Den var likevel vesentlig lavere enn en virkningsgrad på 50 som var det som ble lagt til grunn i Enova søknaden, hvor riktignok kun sirkulasjonspumpene var med i beregningen. Det er grunn til å tro at etter hvert som driftspersonell lærer seg å drifte anlegget mer optimalt og skaffer seg gode arbeidsmetoder at det vil være mulig å nærme seg virkningsgraden på 50 om man bare tar sirkulasjonspumpene med i betraktningen slik det ble gjort i planleggingen. På Sundsvall sykehus økte totalvirkningsgraden fra 4,3 første driftsår til 16 i det tredje driftsåret, før virkningsgraden sank igjen de påfølgende årene til rundt 6 uten at det ble gitt noen forklaring på dette. Fordi energisentralen ved OSL kan utnytte overskuddsvarmen fra kompressorene ved fjernkjøleproduksjon vil virkningsgraden trolig være litt høyere enn hva gjennomsnittlig effektfaktor for konvensjonelle kjølemaskiner, men likevel lavere enn om man sammenligner med totalvirkningsgraden med den laveste leverte mengden kjøleenergi (7,3).

For å finne den virkelige totalvirkningsgraden på anlegget burde det vært utført en beregning på energibruken som kreves for å samle inn og frakte snøen i forbindelse med snørydding, spesielt om det er områder som ryddes for snø hvor det ikke egentlig er behov for normal flyplassdrift ved snøfall. Hadde man ikke puttet snø i snødeponiet ville snøen måtte blitt fraktet lenger med tilsvarende bearbeiding på sluttsted. Det er derfor ikke sikkert at lagring i snødeponi fører til mer energibruk for dette. I tillegg kreves det energi for å transportere flis, rense og klargjøre bassenget etter endt sesong og energibruk i forbindelse med tildekkingen av snøen med snøfreser. Oppgaven har ikke tatt for seg energibruken til disse prosessene, ettersom systemgrensen var satt fra snødeponiet til etter varmeveksleren på fjernkjølesiden. Det har heller ikke blitt hentet inn data på energibruken i forbindelse med snørydding. Dette gjør at den totale effekt faktoren for anlegget var litt høyere enn det som var reelt. Ved å tappe overskuddsvann fra returvannet istedenfor fra smeltevannet vil trolig virkningsgraden bli bedre i første driftssesong med ordinær drift enn det var under prøvedriften i 2016.

Reinfiltrasjon av returvann bør gjøres slik at vannet får lengst mulig oppholdstid i snødeponiet og dermed kjøles ned mest mulig. For å sikre mest mulig kontaktflate mellom is og vann og unngå tunneller i bunnen av snødeponiet, som kan føre til mindre kontaktflate eller i verste fall kortslutning, må man sirkulere hvilke reinfiltrasjonsventiler og hvilke innløp til pumpehuset som er åpne. Det ble gjort et forsøk på å se sammenheng mellom hvor man reinfiltrerte returvannet til snødeponiet og om det førte til temperaturendringer i bassenget. På grunn av hysteresen i anlegget, samt nøyaktigheten til temperaturfølerne var det ikke mulig å komme frem til noen konklusjon for optimal styring av ventilene for reinfiltrasjon av returvannet. Temperaturdifferansen på følerne over en dag var på det meste 0,2 K ved innløpet til pumpehuset uten at dette kunne knyttes til hvordan returvannet ble reinfiltrert i snødeponiet.

7.3. Tap i systemet

Det totale tapet i systemet var mellom 60% (1191 MWh) og 79% (1573 MWh). Ved å se på det laveste anslaget kan man si at anlegget hadde et litt høyere tap enn forutsatt under planleggingen, men at det fungerte tilfredsstillende med tanke på at det var sen igangsetting av anlegget og at det var en testsesong. Var det derimot det høyeste anslaget som var riktig er et stort forbedringspotensial for driftspersonell i forbindelse av driften av snøkjøleanlegget i 2017.

Det har blitt regnet på tapet i rørstrekket fra pumpebasseng til varmeveksler, energitapet fra naturlig smelting og energitapet ved å tappe kaldt smeltevann istedenfor returvann. I og med at det ikke har vært utført beregninger av smeltetapet på grunn av stråling eller tap fra tining og gjenfrysning av er det en del usikkerhet knyttet til fordelingen av energitapene i systemet.

Et annen faktor som kan ha påvirket tapet i forhold til et år med normal snøakkumulering var at snøen i lageret ikke var fordelt helt jevnt utover. I det sørøstlige hjørnet av bassenget dekket ikke snøen asfalten som gjorde at det ble absorbert mer varme i det området enn resten av snøhaugen. Dette bidro til at snøen smeltet raskere her enn ellers i bassenget og gjorde at flisen falt av noe som igjen forsterket smeltingen. Snøhaugen kalvet også, nesten som en isbre, som skapte vertikale flater som det ikke er mulig å dekke med flis.

Det er også verdt å nevne at bassenget ikke ble drenert godt nok i begynnelsen av sesongen, slik at

vannstanden i bassenget var høyere enn ønskelig. Dette gjorde at varmetapet ned i bakken, spesielt langs kanten i bassenget, økte fordi vann leder varme/kulde bedre enn luft. Det vil være viktig for driftspersonell å sørge for at vannstanden i bassenget ikke blir for høyt slik at det ikke smeltes mer is enn nødvendig og slik begrense energitapet.

Da man drenerte bassenget ned til ønsket vannstands nivå etter fellesferien, åpnet man alle innløpene til pumpehuset som medførte at pumpene til spredning til terreng i pumpesumpen ikke klarte å kvitte seg med vann raskt nok slik at pumpesumpen ble oversvømmet. Dette medførte ekstrakostnader ettersom flere instrumenter ble satt under vann og måtte byttes ut eller repareres. Skulle man komme i den samme situasjonen ved en senere anledning vil det være viktig ikke å åpne mer enn en innløpsventil og starte opp pumpene til spredning terreng før ventilene åpnes.

Trolig vil tapet fra naturlig smelting og solstråling vil bli større i 2017 fordi urensset flis blir brukt som isolasjon noe som vil føre til at isolasjonsegenskapene er dårligere og at albedoet til flisen vil være lavere og gjør at mer av solstrålingen vil absorberes av flisen.

Et enkelt tiltak for å redusere tapene noe i løpet av sesongen vil være å tappe overskuddsvann fra returvannet som kommer fra veksleren fremfor å tappe smeltevann direkte fra pumpesumpen. Skulle man klare å opprettholde riktig vannnivå kun ved hjelp av å tappe returvann istedenfor fra pumpesumpen vil man kunne redusere tapet med nesten 200 MWh. Dette er driftspersonell klar over og det er utført tiltak i reguleringen som gjør at dette nå vil bli den primære måten å tappe overskuddsvann fra anlegget.

Forenklete beregninger utført for energitapet i rørstrekket fra bassenget til veksler viste at energitapet kun var 34 MWh som må sies å være lavere enn antatt og utgjorde 1,7 % av den totale lagrede kjøleenergien. Den største overraskelsen var at det faktisk ble tilført snaut 4 MWh i kjøleenergi fra bakken i september når turtemperaturen på vannet var høyere enn bakketemperaturen.

Det er en del usikkerhet forbundet med dette tapet, blant annet fordi den termiske motstanden i røret ikke inngikk i beregningen og overføringen av varme mellom rørene som kun ligger 0,5 meter fra hverandre ikke ble undersøkt. I tillegg avhenger hysterese mellom målepunktene for temperaturfølerne av volumstrømmen i røret. Den laveste volumstrømmen $50\text{m}^3/\text{h}$ tilsier at vannet bruker 2,5 timer fra det termiske snølageret til vekslercentralen, mens det med en volumstrøm på $700\text{m}^3/\text{h}$ bruker vannet i overkant av 10 minutter. I og med loggeintervallene var på en time ble beregningene gjort med en antatt forsinkelse på en time som ikke nødvendigvis vil gi de riktige resultatene.

7.4. Kostnadsanalyse

At LCOE for anlegget ble på 2,79 kr/kWh må sies å være vesentlig høyere enn forventet. Men tilsvarende beregning fra anlegget på Sundsvall sykehus viste at LCOE var enda høyere. Den store forskjellen var kostnadsfordelingen over anleggenes levetid. Hovedsakelig skyldes dette at investeringskostnaden var mye høyere hos OSL. Sammenlignet med snøkjøleanlegget på Sundsvall sykehus, som er omtrent like stort, var investeringskostnaden 3,2 ganger høyere som hovedsakelig kan tilskrives merkostnaden for å bygge på flysiden av en operativ flyplass samt at overføringsledningene er betydelig lengre (avstanden mellom snølager og sykehuset er mindre enn

200 meter) og at de er lagt under taksebanene. At LCOE for anlegget ved Sundsvall sykehus likevel ble høyere skyldes først og fremst at anlegget der kun leverer 1000 MWh med kjøleenergi i året. Teoretisk kunne trolig utnyttelsen av snødeponiet ved Sundsvall vært høyere, men anlegget ble prosjektert for kun å dekke kjølebehovet som er omtrent 1000MWh per år. Det foreligger ingen planer om å koble snøkjøleanlegget på Sundsvall til fjernkjølenettet til Sundsvall energi slik at energiutnyttelsen kan økes.

Selv om energikostnaden per kWh til snøkjøleanlegget var 90% høyere enn for konvensjonelle kjølemaskiner er det store usikkerheter knyttet til dette. Mest sannsynlig ville investeringskostnaden til kjølemaskinene blitt høyere enn forutsatt fordi det ville bli bygget på en flyplass i drift og som følge av at fjernkjølerørene måtte bli byttet ut med en større rørdiameter. Dette kunne også skapt store utfordringer for kjøleleveransen i perioden hvor dette skulle blitt gjort.

For byggherrer som vurderer et tilsvarende anlegg er det viktig å påpeke at investeringskostnadene for å drive bygg og anleggsdrift trolig er mye høyere ved en flyplass i drift enn de fleste andre steder. Den totale merkostnaden for å bygge på en operativ flyplass vil avhenge av mange elementer som hvor det blir bygget, mulighetene for materialtransport og lignende slik at det er vanskelig si nøyaktig. Men at investeringskostnadene kan bli over dobbelt så høye som andre steder er ikke helt urealistisk. Det er også grunn til å tro at tilsvarende anlegg andre steder vil ha færre utfordringer tilknyttet regulering av anlegget i og med at det termiske energisystemet på OSL er stort og komplekst.

En faktor som kan føre til høyere kostnader andre steder er tomteareal, fordi OSL hadde allerede tilgjengelig areal på flyplassen og dermed ikke trengte å betale for dette. Andre snøkjøleanlegg vil måtte ta denne kostnaden med i vurderingsanalysen sin. OSL har også et stort og avansert snøryddings system på plass som gjør at det er få ekstrakostnader forbundet med snøhåndtering for snøkjøleanlegget.

For fremtidige snøkjøleanlegg bør det muligens vurderes å bygge et mer kompakt (det vil si dypt) basseng for å redusere det naturlige smeltetapet og redusere kostnadene forbundet med snøhåndtering, om snøryddingen skal utføres av eksterne aktører.

Bygger man et anlegg i nærheten av en by som har behov for snørydding og snødeponering kan man kanskje få inngått en avtale om å få betalt for lastebillass med snø. Sundsvall sykehus fikk i de to siste årene som omhandler doktorgradsavhandlingen, betalt 150 kr per lastebillass med snø som medførte et positivt kontantstrømsbidrag (Skogsberg 2005). Det ble gjort et forsøk på å komme i kontakt med Sundsvall for å høre om dette var tilfelle, men fikk ikke svar på forespørselen.

7.5. Følsomhetsanalyser

Følsomhetsanalyser gjort i forbindelse med LCOE for anlegget viser at det ikke overraskende er investeringskostnaden og den årlige mengden levert kjøleenergi som i størst grad påvirker kostnaden per kWh. Realavkastningskravet har også en betydelig faktor for LCOE, mens den økonomiske levetiden er av mindre betydning. I og med at det var veldig høye investeringskostnader ved byggingen av anlegget på OSL, er det trolig dette som vil være av størst betydning for opprettelsen av eventuelt nye snøkjøleanlegg andre steder. Men fordi levert kjøleenergi også har stor påvirkning for kostnadene vil det være viktig å være sikker på at et nytt anlegg har nok tilgjengelig snø å fylle i snødeponiet.

Det er en del usikkerhet knyttet til hva den eventuelle investeringskostnaden for konvensjonelle kjølemaskiner ville vært på OSL, så man må være forsiktig med å trekke noen konkret konklusjon om hvilket alternativ som ville vært mest lønnsomt. I tillegg er det et par elementer som kan tale til

fordel for et snøkjøleanlegg som ikke ble presentert i følsomhetsanalysene. Sannsynligvis vil den økonomiske levetiden til et snøkjøleanlegg være lenger enn konvensjonelle kjølemaskiner (normalt 15-20 år) da det er færre roterende deler i et slikt system, som gjør at behovet for vedlikehold, reparasjoner og utskiftninger trolig vil være lavere. I tillegg er et snøkjøleanlegg mye mindre følsomt for endringer i strømpris ettersom det bare bruker energi til pumpekraft. En økning i strømprisen på 0,2 kr/kWh medfører at strømkostnadene til snøkjøleanlegget øker med 20000 i året, mens det for varmpumpene ville ført til en økt strømkostnad på 200000 i året.

7.6. Generelt

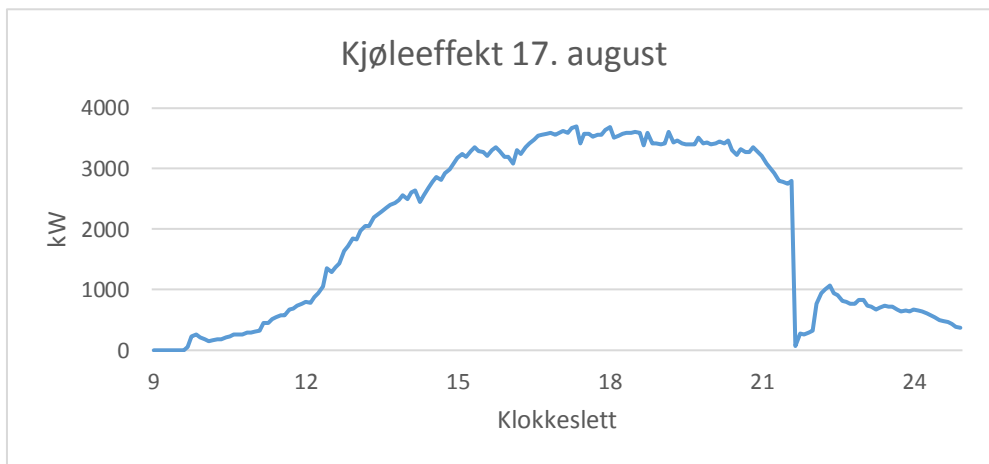
På grunn av avvikling av ferier sommeren 2016 ble ikke snøkjøleanlegget satt i beredskapsmodus/drift før 20. juli. Det ble utført noen testkjøringer før det, men først da anlegget begynte å levere kjøling etter behov satt av settpunktverdier. Dette bidro til at man hadde kortere tid til å lære seg å styre anlegget optimalt. Når anlegget først var i drift ble noe informasjon ikke videreformidlet slik at tapet i systemet ble høyere enn nødvendig. Et annet aspekt angående styring og regulering som bidro til at anlegget ikke ble kjørt mer i juli var at settpunktverdien for effektbehovet var satt til 5 MW. For å sørge for at man får utnyttet den potensielt høye effekt faktoren som følge av lave temperaturer i bassenget tidlig i sesongen kan det vurderes at man bør sette settpunktverdien for kjøleleveranse fra energisentralen litt lavere i denne perioden. Faren ved å gjøre dette kan være at man tømmer snødeponiet for raskt og ikke har nok tilgjengelig kjøleeffekt når effektbehovet er størst på varme dager senere på sommeren. Skulle man ha hatt 3000 MWh kjøleenergi tilgjengelig (etter tap) og man kjører anlegget med maks kjøleeffekt på 5MW vil snølageret vare i 25 dager. Det vil si at det må vurderes hvor lenge man må spare på snøen for å være sikker på å få dekket behovstoppene mot å drifte anlegget jevnt gjennom sommeren og få utnyttet den høyeste effekt faktoren som vil oppnås tidlig i sesongen. Disponeringen av snødeponiet vil derfor være en stor utfordring for driftspersonell de første årene inntil de har erfaring og kunnskap nok til å vurdere hvordan anlegget skal driftes best. Dette kan sammenlignes med problematikken rundt disponeringen av kraftverksmagasiner, hvor man drar stor erfaringsmessig nytte av modellering og planlegging som kanskje også OSL kan hente inspirasjon fra.

Fordi flyplassen alltid har et visst varmebehov er det viktig at varmpumpeanlegget i energisentralen utnyttes til produksjon av noe fjernkjøling ettersom kompressor anlegget må kjøres for produksjon av varme. Skulle snøkjøleanlegget ta over hele kjølebehovet vil man ikke kunne utnytte overskuddsvarmen fra kjøleproduksjonen og dermed benytte seg av mer energi enn nødvendig. Samkjøringen med fjernkjøleanlegget vil også være noe som krever arbeidserfaring hos driftspersonalet slik at energisentralen og snøkjøleanlegget kan driftes mest mulig optimalt.

Anlegget viste sitt potensiale som reservelast da det klarte å tilfredsstille behovet for kjøling da det var leveranseproblemer fra energisentralen på grunn av en ammoniakk lekkasje som førte til at kompressorene måtte stenge. Det kan derfor sies at snøkjøleanlegget har bidratt til å øke driftssikkerheten ved OSL fordi den kan ta over deler av kjølebehovet til resten av flyplassen om noe uforutsett skulle skje med kjøleleveransen fra energisentralen.

For å unngå at snøkjøleanlegget brått blir skrudd av fordi kjølebehovet i Pir Nord går under settpunktverdien, men det rett etterpå igjen er et kjølebehov som er over settpunktverdien som vist rundt kl. 22.00 (se figuren 34 neste side), bør det kanskje legges inn en større hysteresis i reguleringen som gjør at snøkjøleanlegget leverer kjøling i en viss periode også etter at kjølebehovet er under settpunktverdien. Dette kanskje også løses ved å ha en lavere settpunktverdi når anlegget

er i drift enn når det skal starte opp.



Figur 34 Avgitt kjøleeffekt 17. august

Et annet viktig element som er verdt å nevne er at snøkjøleanlegget vil levere 16,6 GWh mer fornybar kjøleenergi enn kjølemaskinen ville gjort. Fornybarandelen til snøkjøleanlegget vil være 96,4%, mens for kjølemaskinen ville dette tilsvare 66,7%. Dette vil bidra til en stor reduksjon i CO₂ avtrykket til OSL.

Som følge av den store usikkerheten rundt den leverte kjøleenergien og hvilke kjøleeffekter som ble oppnådd kan det vurderes om temperaturfølerne burde byttes ut med noen som er mer nøyaktige og har lavere toleranser. Med tanke på at anlegget styres av disse temperaturfølerne kan dette bidra til mer effektiv styring, bedre regulering av pumpene og trolig bedre samspill med fjernkjølenettet som kan bidra til at man får utnyttet anlegget best mulig. Uansett burde programmeringsansvarlig hos Siemens komme og ta en inspeksjon i vekslercentralen for å se om temperaturfølerne er plassert slik at de gir en riktig representativ avlesning av temperatur.

Doktorgradsavhandlingen Seasonal Snow Storage for Space and Process Cooling (Skogsberg 2005) nevner at algeoppblomstring i veksleren kan føre til økt trykktap og redusere levert kjøleeffekt. For å sjekke dette ble det tatt en enkel undersøkelse av trykktallet over veksleren på primærsiden 16. august og 13. september hvor begge sirkulasjonspumpene gikk for fullt over en lengre periode. Volumstrømmen var henholdsvis mellom 693 og 703 m³/h den 16. august og mellom 630-680 m³/h den 13. september. Trykktallet over veksler på primærsiden var omtrent dobbelt så stort den 13. september som 16. august. På sekundærsiden var det omvendt. Det er ikke sikkert at det er algeoppblomstring som er skyld i det økte trykktapet, det kan også hende det er andre partikler som har kommet inn i veksleren. Trolig vil ikke dette være et problem i løpet av en sesong, men det vil trolig være fornuftig å vaske veksleren etter endt sesong eller før man setter anlegget i beredskapsdrift.

8. Konklusjon

Denne oppgaven har hovedsakelig bestått av å evaluere første års testdrift av snøkjøleanlegget på OSL og undersøke hva som har fungert tilfredsstillende og hvor det er forbedringspotensial. I tillegg er det gjort sammenligninger med konvensjonelle kjølemaskiner for å vurdere virkningsgrad og kostnad per kWh. Totalt sett må det kunne sies at anlegget virket tilfredsstillende, men at det var flere elementer som kan bidra til å forbedre driften.

For å øke den tilgjengelige kjøleenergien bør det vurderes å automatisere tilførselen av drensvann i begynnelsen av deponerings sesongen slik at det nederste laget i snøhaugen, opp til innløpet til pumpeumpen, vil bli til en stor isklump som vil ha høyere tetthet noe som både fører til økt mengde kjøleenergi og bidra til at det er mer plass til snø over dette. For å sørge for at snødeponiet bli fylt opp til maksimal kapasitet bør det videreformidles til snøryddingsmannskapet at det må være fokus på å få mest mulig snø levert til snøbassenget.

Det bør også vurderes om man skal benytte seg av snøkanon for å sørge for renere snø i bassenget som vil ha høyere albedo og dermed reflektere solstrålingen bedre om flis skulle falle av og eksponere snøen for direkte solstråling. Om snøkanon skal brukes for å øke albedoen i lageret vil det ha størst effekt på slutten av deponerings sesongen for å dekke til uren snø fra snøryddingen. Dette må eventuelt vurderes mot det faktum at det er behov for snørydding på flyplassen og at det uansett vil være behov for energibruk til snøhåndteringen. Skulle det være for lite snø fra rullebaner og taksebaner kan snøkanon fungere utmerket som supplement for å fylle opp snødeponiet til en relativt lav kostnad. Både tiltaket med drensvann og snøkanon vil bidra til mindre behov for rensing av flis etter endt drifts sesong.

Effektuttaket fra snøkjøleanlegget var lavere enn planlagt, men ved å drifte anlegget tidlig i sesongen når temperaturen i bassenget er lavest og når effektbehovet i Pir Nord vil øke utover sommeren viser sirkulerte vannmengder at anlegget vil være i stand til å kunne levere minst 5 MW.

For å sørge for at asfalten i bassenget ikke blir eksponert for direkte solstråling tidlig i sesongen og bidra til unødvendig smelting av snøhaugen er det viktig å sørge for at snøen blir fordelt jevnt utover hele bassenget og at man legger et tilstrekkelig tykt lag med flis over hele deponiet.

Det enkleste tiltaket for å redusere tapet i systemet vil være å minimere tapping av smeltevann fra pumpeumpen og heller tappe vann fra returvannet, dette er driftspersonell klar over og det er innført tiltak som skal redusere dette tapet i 2017.

Virkningsgraden til anlegget var lavere enn det som var planlagt men fortsatt vesentlig bedre enn konvensjonelle kjølemaskiner. Snøkjøleanlegget vil levere 16,6 GWh mer fornybar energi enn kjølemaskiner ville gjort og bidrar dermed med til at CO₂ avtrykket til OSL reduseres. I tillegg bidrar anlegget til å profilere OSL som en innovativ flyplass som tar i bruk tilgjengelige ressurser som ellers ville gått til spille.

Det bør vurderes å bytte temperaturfølerne som brukes til å styre anlegget med noen som har bedre nøyaktighet og en lavere avlesningsfeil. Dette kan bidra til å gjøre anlegget lettere å regulere.

Levelized cost of energy for anlegget må sies å være høyt. Dette skyldes de høye investeringskostnadene forbundet med å bygge på flyside ved en operativ flyplass samt at overføringsledningen er en km lang og lagt under taksebanene. Trolig kan investeringskostnadene ved å bygge et tilsvarende anlegg under normale forhold minst kunne halveres, men man må mest sannsynlig måtte betale for tomteareal til et basseng og må kanskje betale eksterne aktører for

snøhåndteringen forbundet med deponeringsfasen. Skulle man klare å få lagret og utnyttet større mengder kjøleenergi kan dette også bidra til at økonomien ved et nytt anlegg kan bli vesentlig bedre.

Anlegget viste også sitt potensiale som reservelast da det dekket kjølebehovet til flyplassen under en ikke planlagt driftsstans av varmepumpene i energisentralen under testdriften.

Offentlige og private snødeponier kan ha miljømessige utfordringer med avrenning av forurenset vann når snøen smelter. Snøforurensning kan både være en fordel eller en ulempe i snøkjøleanlegg. Det negative aspektet er at forurensningen vil bli samlet på et sted, mens det positive er at det kan kontrolleres og bli behandlet.

Erfaringene som er høstet som følge av opprettelsen av en snøkjøleanlegg på OSL kan bidra til å realisere tilsvarende anlegg andre steder. Lokasjoner som kan være godt egnet til å benytte seg av et snøkjøleanlegg er flyplasser, industriområder, sykehus, datasentraler eller snødeponier i nærheten av områder med store kjølebehov.

Litteraturliste

- Aanensen, T. F., Nadiya. (2014). Fjernvarme og fjernkjøling i Norge - Utvikling i sentrale størrelser. www.ssb.no. 30 s.
- Amble, A. K. (2011). *Test av isolasjonsmateriale til snøkjøleanlegg*. 14 s. Upublisert manuskript.
- Amble, A. K. R., Erik. (2012). *Prosjektbeskrivelse "OSL T2 - Energiprojekt 2 Snøkjøling*. 19 s. Upublisert manuskript.
- Arbeidstilsynet. (2016). *Arbeidsplassforskriften - Forskrift om utforming og innretting av arbeidsplasser og arbeidlokaler*. arbeidstilsynet.no.
- Avinor. (2015). *Fornybar energi*. avinor.no: Avinor. Tilgjengelig fra: <https://avinor.no/konsern/flyplass/oslo/miljo-og-lokalsamfunn/energi/fornybar-energi>.
- Børresen, P. B. *Oslo lufthavn 2017 - T2 Prosjektet*. Tilgjengelig fra: <http://fjernvarme.no/uploads/userfiles/files/nyvarmepumpehososl.pdf>.
- Çengel, Y. A. & Ghajar, A. J. (2011). *Heat and Mass Transfer: Fundamentals & Applications*: McGraw-Hill.
- Centralbyrå, S. (2017). *Konsumprisindex (1980=100)*. www.scb.se: SCB. Tilgjengelig fra: <http://www.scb.se/hitta-statistik/statistik-efter-amne/priser-och-konsumtion/konsumentprisindex/konsumentprisindex-kpi/pong/tabell-och-diagram/konsumentprisindex-kpi/kpi-faststallda-tal-1980100/> (lest 24.04.2017).
- Dokka, T. H. K., Michael; Haase, Matthias, Mysen, Mads. (2009). Kriterier for passivhus- og lavenergibygg - Yrkesbygg: SINTEF Byggforsk. 84 s.
- Eggen, G. L., Are. (2011). *Termisk energiforsyning*. 43 s. Upublisert manuskript.
- Fjeldstad, F., Hoftvedt, K. & Buran, D. K. (2014). *Funksjonsbeskrivelse - Snøkjøling*. 22 s. Upublisert manuskript.
- Hamada, Y., Nakamura, M. & Kubota, H. (2007). Field measurements and analyses for a hybrid system for snow storage/melting and air conditioning by using renewable energy. *Applied Energy*, 84 (2): 117-134.
- IRENA. (2016). The Power to Change: Solar and Wind Cost Reduction Potential to 2025. www.irena.org.
- Kumar, V., Hewage, K., Haider, H. & Sadiq, R. (2016). Techno-economic performance evaluation of building cooling systems: A study of snow storage and conventional chiller systems. *Cold Regions Science and Technology*, 130: 8-20.
- Materials, A. (2017). *E-Glass Fibre*. www.azom.com. Tilgjengelig fra: <http://www.azom.com/properties.aspx?ArticleID=764> (lest 06.03.2017).
- McDowall, R. (2007). Chapter 13 - Special applications. I: *Fundamentals of HVAC Systems*, s. 197-224. Oxford: Elsevier.
- MET. (2014). *Klimastatistikk for Gardermoen, Akershus 2014*. <http://met.no>: Meteorologisk institutt. Tilgjengelig fra: https://met.no/Klima/Klimastatistikk/Vanlig_var/Sor-og_Austlandet/Gardermoen_Akershus/ (lest 06.03.2017).
- Nagengast, B. (1999). A history of comfort cooling using ice. *Ashrae Journal* (February 1999): 7.
- Nordell, B. (2015). 8 - Using ice and snow in thermal energy storage systems A2 - Cabeza, Luisa F. I: *Advances in Thermal Energy Storage Systems*, s. 187-200: Woodhead Publishing.
- Nordell, B. S., Kjell. (2014). *Snow Storage for Cooling of Hospital*. Luleå University of Technology: Div. Water Resources Engineering.
- Norge, S. (2014). *Beregninger av bygningers energiytelse - Metode og data (NS 3031:2014)*. Norge, O. S.
- Nye energikrav til bygg - Forslag til endringer i tekniske krav til byggverk (byggteknisk forskrift av 26. mars 2010 nr. 489)*. (2015). <https://dibk.no>. 49 s.
- Rates, F. C. (2017). *SEK/NOK (Swedish krona/Norwegian krone) Dec 1999 (12.1999) exchange rate history*. freecurrencyrates.com. Tilgjengelig fra: <http://freecurrencyrates.com/en/exchange-rate-history/SEK-NOK/1999/cbr> (lest 24.04.2017).

- Skogsberg, K. (2005). *Seasonal snow storage for space and process cooling*: Luleå University of Technology, Department of Civil and Environmental Engineering. 195 s.
- Skogsberg, K. & Lundberg, A. (2005). Wood chips as thermal insulation of snow. *Cold Regions Science and Technology*, 43 (3): 207-218.
- Skogsberg, K. & Nordell, B. (2007). THE SUNDSVALL SNOW STORAGE–SIX YEARS OF OPERATION. I: Paksoy, H. Ö. (red.) *Thermal Energy Storage for Sustainable Energy Consumption*, s. 349-366.
- SSB. (2015). *Forbruk av fjernkjøling*. www.ssb.no: Statistisk sentralbyrå. Tilgjengelig fra: <https://www.ssb.no/statistikkbanken/SelectVarVal/Define.asp?MainTable=FjernKjoling&KortNavnWeb=fjernvarme&PLanguage=0&checked=true>.
- Stene, J. S., Ole Øiene. (2013). Hensiktsmessige varme- og kjøleløsninger i bygninger - Del 1 - Bygningers effekt- og energibehov til oppvarming og kjøling - Del 2 - Vurdering av dagens krav til termisk energiforsyning i bygninger www.enova.no: COWI.
- TEK 10, B. f. (2012). *Byggeteknisk forskrift (TEK 10)*. <https://dibk.no/>.
- Yan, C., Shi, W., Li, X. & Wang, S. (2016a). A seasonal cold storage system based on separate type heat pipe for sustainable building cooling. *Renewable Energy*, 85: 880-889.
- Yan, C., Shi, W., Li, X. & Zhao, Y. (2016b). Optimal design and application of a compound cold storage system combining seasonal ice storage and chilled water storage. *Applied Energy*, 171: 1-11.
- YR. (2017). *Værstatistikk for Gardermoen*. www.yr.no: YR. Tilgjengelig fra: http://www.yr.no/sted/Norge/Akershus/Ullensaker/Oslo_lufthavn,_Gardermoen/statistikk.html (lest 01.04.2017).

Vedlegg

1. Tekniske data

Tekniske data for anlegget

- Bassengareal på toppen: 10000 m² (120m x 84,5m)
- Bassengareal på bunn: 4325 m² (94m x 46 m)
- Basseng volum: 32600 m³
- Dybde på basseng: 4,5 m
- Virkningsgrad: 0,4-0,5
- Helning sideflater: 1:6 på kortside lengst unna inntak og 1:4 på begge langsider
- Maks mengde: 200 l/s
- Maks effekt: 5 MW
- Maks pumpeeffekt: 100 kW (2x50 kW pumper)
- Turtemperatur normal drift: (0-2°C)
- Turtemperatur ved maksbelastning (3-5 °C i august??)
- Gjennomsnittlig vannivå: 2-2,5 m høyde fra bunnen
- Virkningsgrad: 30-100
- Virkningsgrad ved maks pådrag med kun sirkulasjonspumper: 50
- Isolasjon: 20 cm flis. Bør skiftes ut hvert 3-4 år som følge redusert isolasjonsegenskaper grunnet biologisk nedbrytning
- Maks pumpeeffekt for pumpe til spredning terreng: 50kW
- Maks pumpeeffekt for pumpe til steinlager: 11 kW
- Varmeveksler: Tranter GXO-095P – volum 772 l

2. Formler

Latent smeltevarme

$$L = \frac{333,55 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}} = 0,0926 \frac{\text{kWh}}{\text{kg}}$$

Lagret snøenergi

$$E = V * \rho * L$$

V: Snøvolum (m³)

P: Tetthet på snø (kg/m³)

L: Latent smeltevarme (kWh/kg)

Avgitt Effekt

$$Q = \dot{m} * c_p * \Delta T$$

\dot{m} : massestrøm (kg/s)

c_p : varmekapasiteten til vann (4,2 kJ/kg)

ΔT : temperaturdifferansen (°C) mellom vannet inn og ut varmeveksleren

Avgitt energi

$$E = \dot{m} * c_p * \Delta T * h$$

\dot{m} : massestrøm (kg/s)

c_p : varmekapasiteten til vann (4,2 kJ/kg)

ΔT : temperaturdifferansen (°C) mellom vannet inn og ut varmeveksleren

h : antall timer

Effektfaktor/virkningsgrad

$$\text{Effektfaktor} = \frac{Q}{W}$$

Q : levert kjøleenergi

W : er energien tilført pumpene (sirkulasjonspumper, trykkøkingspumper, lensepumper og eventuell snøkanon) for å få levert kjøleenergien

Spesifikk pumpeeffekt (SPP)

$$SPP = \frac{W}{\dot{U} * 1000}$$

SPP: kW/(l/s)

W : energi tilført pumpene

\dot{U} : volumstrøm (m³/s) – multipliserer med 1000 for omgjøring til l/s

Hastighet i rør

$$v = \frac{q}{\pi * r^2}$$

v : hastighet (m/s)

q : volumstrøm (m³/s)

r : radius på rør

Absorbert kortbølget stråling (Skogsberg 2005)

$$P_{sw} = P_{solar} * (1 - r_{flis})$$

P_{sw} : Den absorberte mengden av kortbølget solstråling (W/m^2)

r_{flis} : albedo (reflektert solstråling) på flis

Langbølget stråling mellom flislag og himmelen med antatt grå overflater og at arealet på himmelen er mye større enn arealet på snødeponiet (Skogsberg 2005)

$$P_{lw} = \sigma * \epsilon * (T_{himmel}^4 - T_{overflate}^4)$$

T_{himmel} : Temperaturen i himmelen (i Kelvin)

$T_{overflate}$: Temperaturen på overflaten av flisen (Kelvin)

σ : Stefan-Boltzmann konstant ($5,67 * 10^{-8} W/m^2K^4$)

ϵ : Emisiviteten til flis (antatt 0,87)

$$T_{himmel} = 273,15 + (1,2 * T_{luft} - 14)$$

Langbølget stråling mellom omgivelsene og snødeponiet (Skogsberg 2005)

$$P_{lw} = \sigma * \epsilon * (T_{omgivelse}^4 - T_{overflate}^4)$$

T_{himmel} : Temperaturen på omgivelsene (i Kelvin)

$T_{overflate}$: Temperaturen på overflaten av flisen

σ : Stefan-Boltzmann konstant ($5,67 * 10^{-8} W/m^2K^4$)

ϵ : Emisiviteten til flis (0,87 Skogsberg PHD)

For gjennomtrengelig isolasjon er varme og fukt overføringen tett sammenkoblet

Energibalansen (W/m^2) for termisk isolasjon (Skogsberg 2005)

$$P_{sw} + P_{lw} + P_{conv} = P_{sto} + P_{cond}$$

P_{sw} : netto kortbølget solstråling

P_{lw} : netto langbølget solstråling

P_{conv} : netto konveksjons varmetransport til isolasjonen

P_{sto} : energipåkningen i den termiske isolasjonen

P_{cond} : termisk konduksjon fra isolasjonen til snøen

3. Måleinstrumenter

I tabellen nedenfor vises kravspesifikasjonene til måleområde og nøyaktighet for givere/følere etc som ble satt av OSL for prosjektet. Kravene gjelder også avlest hovedsentral.

| Type | Måleområde | | | | Målenøyaktighet | |
|--|------------|------|------|------|-----------------|--------|
| Temperatur | | | | | | |
| Vannføler (Nøyaktighetsklasse B eller bedre) | 0 | °C | +130 | °C | ± 1.0 | °C |
| Trykk | | | | | | |
| | 0 | bar | 16 | bar | ± 0.5 | % (FS) |
| Trykkdifferanse | | | | | | |
| | 0 | kPa | 1600 | kPa | ± 0.5 | % (FS) |
| Energimålere | | | | | | |
| Nøyaktighetsklasse 2 eller bedre (mengde m3) men forholdet $q_p/q_i \geq 100$, ΔT_{min} mindre eller lik 3 K, $E_t = \pm(0,5 + 3 \cdot \Delta T_{min} / \Delta T)$ og $E_c = \pm(0,5 + \Delta T_{min} / \Delta T)$ Ref.: NS-EN 1434-1:2007 | - | - | - | - | - | - |
| | - | - | - | - | - | - |
| | 0 | m3/h | 1100 | m3/h | - | - |
| Vannmålere (Kaldtvannsmåler <30°C, Q2 – Q4) (Q1 – Q2, ± 5 %) Q3/Q1 > 1000 | 0 | m3/h | 1100 | m3/h | ± 2 | % |

Måleinstrumenter for snøkjøleanlegg

Energimåler

SITRANS FUE950 –

Måleområde

$Q_p \leq 360\,000 \text{ m}^3/\text{h}$

$P \leq 15\,000\,000 \text{ kW}$

Nøyaktighet

$\pm(0,5 + 3K/\Delta\theta) \%$

Vanngiver

Sitrans F M MAG5100 –

Måleområde

0-10 m/s

Nøyaktighet

$\pm 0,2 \%$ ± 2,5 mm/s

Usikkerhet

1% og bit feil/skalering ($1000/2764000=0,0036$ – neglisjerbart)

Temperaturføler

PT100

Måleområde

0-100°C

Nøyaktighet

±0,5 °C,

Usikkerhet

avlesningsfeil ±0,25°C (og bit skaleringsfeil - neglisjerbart)

4. Andre kjølemetoder

Informasjonen er hentet fra (Stene 2013)

4.1 Væske/vann – aggregater (isvannsmaskiner)

Dette aggregatet bruker tørrkjølere eller den eksterne varmekilden (fjell/berg, sjøvann eller grunnvann) til å bli kvitt overskuddsvarmen (kondensatorvarmen). Alternativt kan overskuddsvarmen gjenvinnes internt i bygget eller leveres til et fjernvarmenett. Vanlige kjølemaskiner har gjerne en maks utgående vanntemperatur på 50°C, mens spesialutformede anlegg som to-trinnsanlegg og kaskadeanlegg kan levere varme opp mot 70-90°C. Slike spesialutformede anlegg har en vesentlig høyere investeringskostnad. Effektfaktoren og reguleringsegenskapene er svært avhengig av blant annet kompressor type som blir brukt og systemoppbyggingen. Høyest virkningsgrad (COP) og gode reguleringsegenskaper oppnås ved å bruke på/av – regulering av scroll-kompressor mot akkumuleringstanker i isvannsnettet.

4.2 Uteluft/luft -aggregater (monosplit)

Systemet har en utedel med varmeveksler, kompressor, strupeventil og vifte som er tilknyttet en innedel med varmeveksler og vifte med et lukket rørsystem hvor det sirkulerer et kuldemedium. Aggregatet kan levere både varme og kjøling avhengig av behov. Ved varmeleveranse vil uteluften avkjøles i utedelen, mens innedelen resirkulerer og varmer inneluften. Når det er behov for kjøling reverseres anlegget, slik at inneluften resirkuleres og kjøles, mens overskuddsvarmen avgis til uteluften via utedelen.

(Nominell varmeeffekt ved +7 °C i utelufttemperaturen er fra ca 7kW og synker ved lavere utetemperaturer. Ved -15 °C er det gjerne en 50% reduksjon i varmeeffekten fra +7 °C. Ved lavere temperaturer enn dette kreves det regelmessig avriming og laveste tillatte driftstemperatur er gjerne mellom -20 og -25 °C.)

Luft til luft varmepumper dimensjoneres for grunnlast, brukes kun for romoppvarming og må derfor suppleres med separate varmesystemer for oppvarming av tappevann og spisslast for romoppvarming.

Disse aggregatene benyttes hovedsakelig av boliger og større bygninger og har gode reguleringsegenskaper. Anlegg som utformet for kaldt klima har oppnår høyest COP og

har lavest stopptemperatur. Årsgjennomsnittlig kjølefaktor for luft til luft kjølemaskin er 2,5

4.3 Uteluft/luft -aggregater (VRV, multisplit)

I utgangspunktet brukes et VRV-system til klimakjøling, men i reversible anlegg kan det også brukes til å levere varme. En utedel bestående av varmeveksler, vifte og kompressor er tilknyttet en innedel som inneholder varmeveksler, vifte og strupeventil gjennom et felles lukket rørsystem med et sirkulerende kjølemedium. Ved kjøle drift resirkulerer og kjøler aggregatet inneluften (punkt kjøling) og overskuddsvarmen fra anlegget avgis til uteluften via utedelen, mens ved varmebehov reverseres anlegget.

Systemet dimensjoneres som grunnlast og dekker kun romkjøling og romoppvarming. Spesial utformede anlegg for kalde klima oppnår høyest COP.

4.4 Ventilasjonsluft/luft – aggregater

Her er varmpumpen en integrert del av ventilasjonsaggregatet og kan levere både kjøling og varme. Aggregatet har en fordampner og kondensator (varmeveksler) i avtrekkskanalen etter varmegjennvinneren, og en fordampner og kondensator i tilluftskanalen før varmebatteriet. Når det er kjølebehov brukes fordampneren til å kjøle luften i tilluftskanalen til ønsket temperatur og kondensatoren brukes til å avgi overskuddsvarme til avkastluften. Ved varmebehov reverseres anlegget. Systemet får høyest effektivitet ved å bruke turtallsregulering av en eller flere scroll-kompressorer som også gir best temperaturstabilitet, men det kan også benyttes av/på – regulering

4.5 Uteluft/vann –aggregater (Isvannsmaskiner)

Uteluft/vann – aggregater henter varme fra uteluften og leverer varme til et vannbårent varmesystem eller et varmtvannsystem. En 4-veis-ventil i kuldemediekretsen gjør at aggregatet kan skifte mellom kjøle og varmedrift. Kjølingen overføres mellom aggregatet og det vannbårne kjølesystemet via en lukket sekundærkrets med sirkulerende frostvæske. Systemet dimensjoneres for grunnlast for større bygninger i tillegg til nærvarme- og fjernvarmesystemer. Reguleringsegenskapene til reversible uteluft/vann kjøleaggregater er gode for på/av –regulering med scroll-kompressorer og bruk av akkumuleringstank som gir en årsgjennomsnittlig kjølefaktor på 2,4. Turtallsregulert skruekompressor kan også benyttes, men gir en lavere COP og gir dårligere reguleringsegenskaper.

5. Kjølefaktor for kjølesystemer

Tabell 12 Veiledende årgjennomsnittlig kjølefaktor for kjølesystemer fra NS3031

| Kjølesystem | | Årsgjennomsnittlig kjølefaktor |
|--|---|--------------------------------|
| Luft-luft kjølemaskin | Mindre enhetsaggregat som leverer kjølt luft til rommet. Direkte kondensering mot luftkjølt enhet. | 2,5 |
| | Større aggregat som leverer luft til rommet. Direkte kondensering mot luftkjølt enhet. | 2,4 |
| Luft-vann kjølemaskin | Makin som leverer kjølt luft til rommet. Kondensering mot vannbasert avkjølingssystem. | 2,7 |
| | Maskin som leverer kjølt luft til rommet. Kondensering mot vannbasert avkjølingssystem. | 2,4 |
| Vann-luft kjølemaskin | Maskin som leverer kjøling til vannbasert system. Direkte kondensering mot luftkjølt enhet. | 2,4 |
| Vann-vann kjølemaskin | Maskin som leverer kjøling til vannbasert system. Kondensering mot vannbasert avkjølingssystem. | 2,4 |
| | Maskin som leverer kjøling til vannbasert system. Kondensering mot vannbasert system tilkopleet tørrkjøler. | 2,2 |
| Merknad: Årsgjennomsnittlig kjølefaktor bestemmes fra kjøleytelsen dividert på elektrisitetsforbruket inkludert stillstand og standby. | | |

(Norge 2014)

6. Varmetap i rør

Fremgangsmåte er hentet fra (Çengel & Ghajar 2011)

Forutsetninger:

Avstand fra snødeponi til varmeveksler i Pir nord: 1000 m

Rør diameter: 0,4 m

GUP rør

Ser bortifra den termiske motstanden i røret

Antatt bakketemperatur: $T_s: 6\text{ }^\circ\text{C}$ (antar at den holder seg konstant)

Egenskaper til vann ved $2\text{ }^\circ\text{C}$:

$P: 1000\text{ kg/m}^3$ (vannets tetthet)

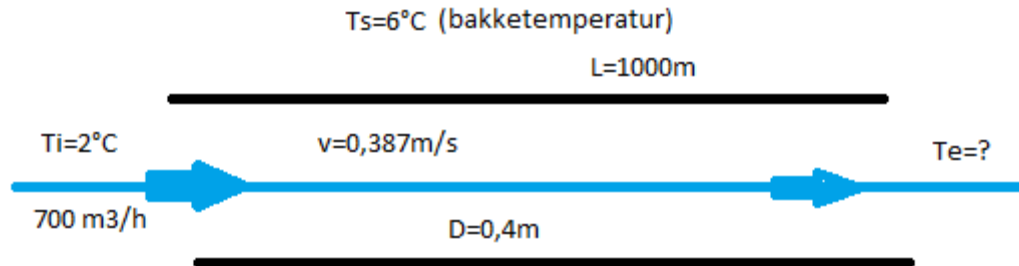
$\mu: 1,6 \cdot 10^{-3}\text{ kg/m}\cdot\text{s}$ (dynamisk viskositet)

$\nu = 1,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ (kinetisk viskositet)

Pr: 12,5 (Prandtl tall)

$C_p = 4210 \text{ J/kgK}$ (varmekapasiteten til vann)

$k = 1,2 \text{ W/mK}$ (termisk konduktivitet for GUP r r) (Materials 2017)



1) Volumstrøm på $700 \text{ m}^3/\text{h}$ gir en hastighet på

$$v = \frac{700 \text{ m}^3/\text{h}}{\pi * 0,4\text{m}^2 * 3600\text{s/h}} = 1,54 \text{ m/s}$$

Dvs at vannet bruker omtrent 10 minutter fra pumpeump til varmeveksler

Massestrømmen er

$$\dot{m} = \frac{700 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * \frac{1000\text{kg}}{\text{m}^3}}{3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}} = 194 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Reynolds tall

$$Re = \frac{V_{avg} * D}{\nu} = \frac{1,54 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0,4\text{m}}{1,6 * 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 385000$$

$Re=385000 \gg$ kritisk Re 2300

Dvs at strømningen er turbulent

Den hydrodynamiske innløpslengden (når hastigheten er fullt utviklet) er $(10 * D = 10 * 0,4\text{m})$ 4m som er mye mindre enn 1000 m slik at man neglisjerer denne.

Nussel tallet (for k jling brukes $n=0,3$)

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,3} = 0,023 * 96750^{0,8} * 12,5^{0,3} = 8543$$

U-verdien til røret

$$h = \frac{k}{D} * Nu = \frac{1,2 \frac{\text{W}}{\text{mK}}}{0,4\text{m}} * 8543 = 3259 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Utvendig areal på røret

$$A_s = \pi * D * L = \pi * 0,4\text{m} * 1000\text{m} = 1257 \text{ m}^2$$

Utløpstemperaturen vil da være

$$T_e = T_s - (T_s - T_i) * e^{-\frac{h * A_s}{\dot{m} * c_p}} = 6^\circ\text{C} - (6^\circ\text{C} - 2^\circ\text{C}) * e^{-\frac{3259\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} * 1257\text{m}^2}{194\text{kg} * 4210 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}} = 5,97^\circ\text{C}$$

Dette vil gi ett effekttap på

$$LMTD = \frac{T_i - T_e}{\ln \frac{T_s - T_e}{T_s - T_i}} = \frac{2 - 5,99}{\ln \frac{6 - 5,99}{6 - 2}} = 0,81 \text{ K}$$

$$Q = h * A_s * LMTD = \frac{3259 \frac{W}{m^2 K} * 1257 m^2 * 0,81 K}{\frac{1000 W}{kW}} = 3318 \text{ kW}$$

Eller regnet ut ved massestrøm

$$Q = \dot{m} * c_p * \Delta T = \frac{194 \text{ kg}}{s} * 4,210 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * (5,97 - 2) \text{ K} = 3242 \text{ kW}$$

2) Volumstrøm på 100 m³/h gir en hastighet på

$$v = \frac{100 \text{ m}^3/\text{h}}{\pi * 0,4 \text{ m}^2 * 3600 \text{ s/h}} = 0,22 \text{ m/s}$$

Dvs at vannet bruker omtrent 75 minutter (1 time og 15 min) fra pumpeump til varmeveksler

Massestrømmen er

$$\dot{m} = \frac{100 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * \frac{1000 \text{ kg}}{\text{m}^3}}{3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}} = 28 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Reynolds tall

$$Re = \frac{V_{avg} * D}{\nu} = \frac{0,055 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0,4 \text{ m}}{1,6 * \frac{10^{-6} \text{ m}^2}{\text{s}}} = 55000$$

Re=55000 >> kritisk Re 2300

Dvs at strømmingen er turbulent

Nussel tallet (for kjøling brukes n=0,3)

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,3} = 0,023 * 13750^{0,8} * 12,5^{0,3} = 304$$

U-verdien til røret

$$h = \frac{k}{D} * Nu = \frac{1,2 \frac{W}{mK}}{0,4 \text{ m}} * 304 = 912 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Utvendig areal på røret

$$A_s = \pi * D * L = \pi * 0,4 \text{ m} * 1000 \text{ m} = 1257 \text{ m}^2$$

Utløpstemperaturen vil da være

$$T_e = T_s - (T_s - T_i) * e^{-\frac{h * A_s}{\dot{m} * c_p}} = 6^\circ \text{C} - (6^\circ \text{C} - 2^\circ \text{C}) * e^{-\frac{912 \text{ W}}{\frac{28 \text{ kg}}{\text{s}} * 4210 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}} * 1257 \text{ m}^2} = 5,99^\circ \text{C}$$

Dette vil gi et effekttap på

$$LMTD = \frac{T_i - T_e}{\ln \frac{T_s - T_e}{T_s - T_i}} = \frac{2 - 5,84}{\ln \frac{6 - 5,84}{6 - 2}} = 0,48 \text{ K}$$

$$Q = h * A_s * LMTD = \frac{912 \frac{W}{m^2 K} * 1257 m^2 * 0,48 K}{\frac{1000 W}{kW}} = 550 \text{ kW}$$

Eller regnet ved hjelp av massestrøm

$$Q = \dot{m} * c_p * \Delta T = \frac{28 \text{ kg}}{s} * 4,210 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * (5,84 - 2) \text{ K} = 473 \text{ kW}$$

7. Kjøletap pga tapping av overskuddsvann fra smeltevann fremfor returvann

$$Q = \dot{m} * c_p * \Delta T * h$$

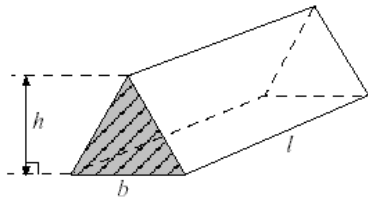
Eksempel fra 9/8-16 hvor det ble pumpet ut 47 m³ til steinmagasin og 423 m³ til spredning terreng (totalt 470 m³) hvor den gjennomsnittlige temperaturdifferansen mellom pumpesumpen og returvannet var 9,9 K viser at 5,4 MWh med kjøleenergi ble pumpet ut av snølageret.

$$E = \frac{470 \frac{m^3}{dag}}{24 \frac{h}{dag}} = \frac{6,58 \frac{m^3}{h} * 1000 \frac{kg}{m^3}}{3600 \frac{s}{h}} = 5,43 \frac{kg}{s} * 4,2 \frac{kJ}{kgK} * 9,9 \text{ K} * 24 h = 5,4 \text{ MWh}$$

8. Forskjellige snømengder og energitap på grunn av naturlig smelting

For å beregne volumet og overflate arealet for snøhaugen over bassenget er det blitt behandlet som et avlangt prisme. Sannsynligvis vil snøen få en mer buet fasong enn et prisme, men dette avhenger også av om det vil bli utført arbeider på snøhaugen med bulldoser og gravemaskin eller om det bare vil bli brukt snøfreser eller snøkanon. Helningen på snøhagen vil være mellom 1,6° ved en meters høyde og 10° ved ni meters høyde. Når det i tillegg er stor usikkerhet knyttet til tettheten til snøen og dermed den lagrede energikapasiteten, ble dette ansett som en grei forenkling.

Etterhvert som det blir lagt mer snø over bassenget er det mulig å benytte seg av et større grunnflateareal enn bassenget. Ved å legge snø videre utover fra snødeponiet til internveien kan arealet økes fra omtrent 10000 m² (120 m * 84 m) til 12750 m² (125 m * 102 m). Dette vil i tillegg til å øke grunnflatearealet og volumet føre til bedre isolasjon av snøen under og bidra til høyere tetthet av snøen lenger ned som følge av større trykk ovenfra.



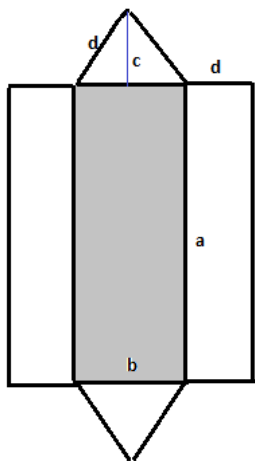
$$V = \frac{1}{2} * b * h * l$$

Overflaten av snøhaugen (regner ikke med det grå feltet)

$$A = \left(\frac{1}{2} * b * c\right) * 2 + (a * d) * 2$$

hvor

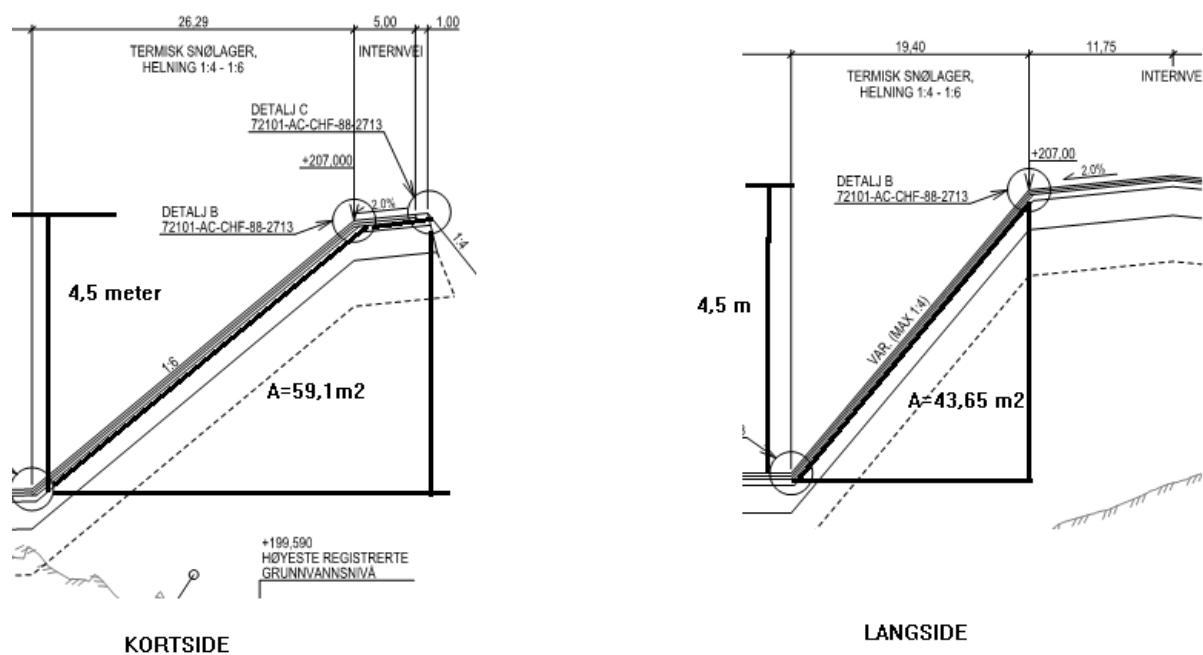
$$d = \sqrt{b^2 + c^2}$$



Tabell 13 Lagret kjøleenergi ved forskjellige snøvolumer

| Snøhøyde (m) | Totalt Volum (m ³) | Grunnflateareal (m ²) | Overflateareal (m ²) | Lagret kjøleenergi (MWh ved en snøtetthet på 750 kg/m ³) |
|--------------|--------------------------------|-----------------------------------|----------------------------------|--|
| 0 | 33000 | 10000 | 10000 | 2302 |
| 1 | 38101 | 10200 | 10245 | 2658 |
| 2 | 43331 | 10406 | 10502 | 3022 |
| 3 | 48877 | 10736 | 10888 | 3409 |
| 4 | 54685 | 10980 | 11193 | 3814 |
| 5 | 61061 | 11439 | 11717 | 4259 |
| 6 | 68186 | 12028 | 12375 | 4756 |
| 7 | 75410 | 12450 | 12869 | 5260 |
| 8 | 82559 | 12750 | 13246 | 5758 |
| 9 | 88931 | 12750 | 13330 | 6203 |

Fordi overflatearealet øker lite, mens volumet øker mye vil det relative smeltetapet fra naturlig smelting ble mye mindre med større snøvolum. Skulle man klare å fylle opp snølageret med 90000 m³ med en gjennomsnittlig tetthet på 750 kg/m³ vil det naturlige smeltetapet blir på snaut 870 MWh som tilsvarer 14% av den lagrede kjøleenergien. Til sammenligning var det relative smeltetapet på grunn av naturlig smelting på over 28% i 2016.



Figur 35 snittegninger av hellningene til snøbassenget

9. Strømpris på OSL

Strømprisen på OSL varierer litt gjennom året og varierer i tillegg ut ifra hva den brukes til. For eksempel gir fjernvarmeproduksjon redusert forbruksavgift som fører til lavere strømregning. Dette gjelder ikke for fjernkjøleproduksjon. Tallene i tabellen under er strømprisen som gjelder generelt på flyplassområdet.

Tabell 14 Resulterende strømpris på OSL

| Strømpris | kr/kWh |
|----------------------|--------------|
| Kraft | 0,26 |
| Nettleie | 0,094 |
| Forbruksavgift | 0,17 |
| Elsertifikater | 0,029 |
| Påslag kraftmegler | 0,009 |
| Sum eks. mva | 0,562 |
| Sum inkl. mva | 0,703 |

10. Investeringskostnaden for snøkjøleanlegget på Sundsvall sykehus

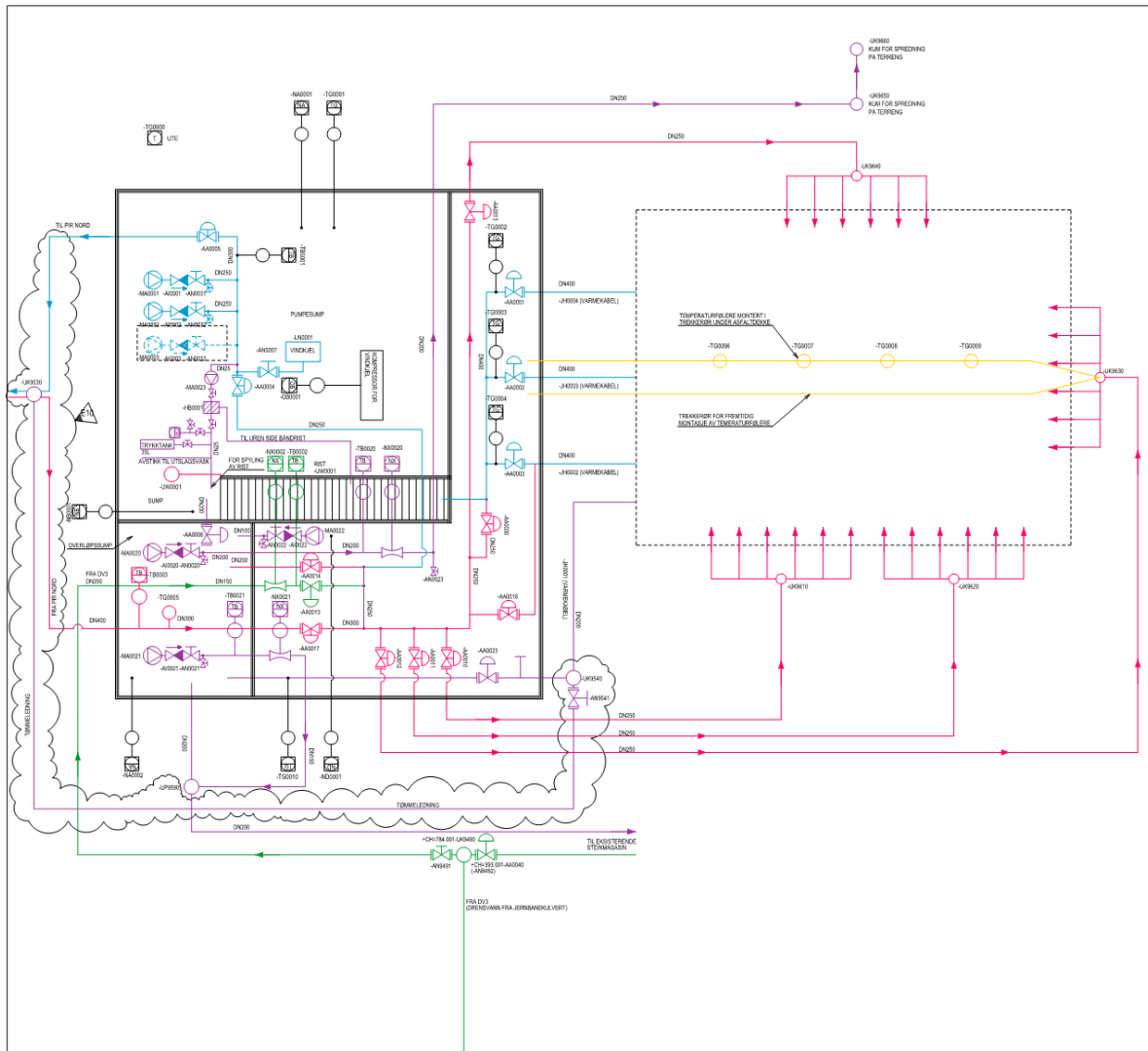
Investeringskostnaden til snøkjøleanlegget på Sundsvall sykehus var i 1999 på 14,5 millioner SEK. Justert etter konsumprisindeksen fra Statistiska centralbyråen hvor 1980 = 100 i perioden 1999 til 2015 (Centralbyråen 2017) når snøkjøleanlegget på OSL var ferdig og at en NOK var omtrent 0,95 SEK i 1999 (Rates 2017) tilsvarer det en investeringskostnad på

$$\text{Pris endring} = \frac{P_{2015} - P_{1999}}{P_{1999}} * 100\% = \frac{313,49 - 258,1}{258,1} * 100\% = 21,4\%$$

$$\text{Prisjustert kostnad} = 14,5 \text{ millioner SEK} * 1,214 * \frac{1 \text{ NOK}}{0,95 \text{ SEK}} = 18,5 \text{ millioner NOK}$$

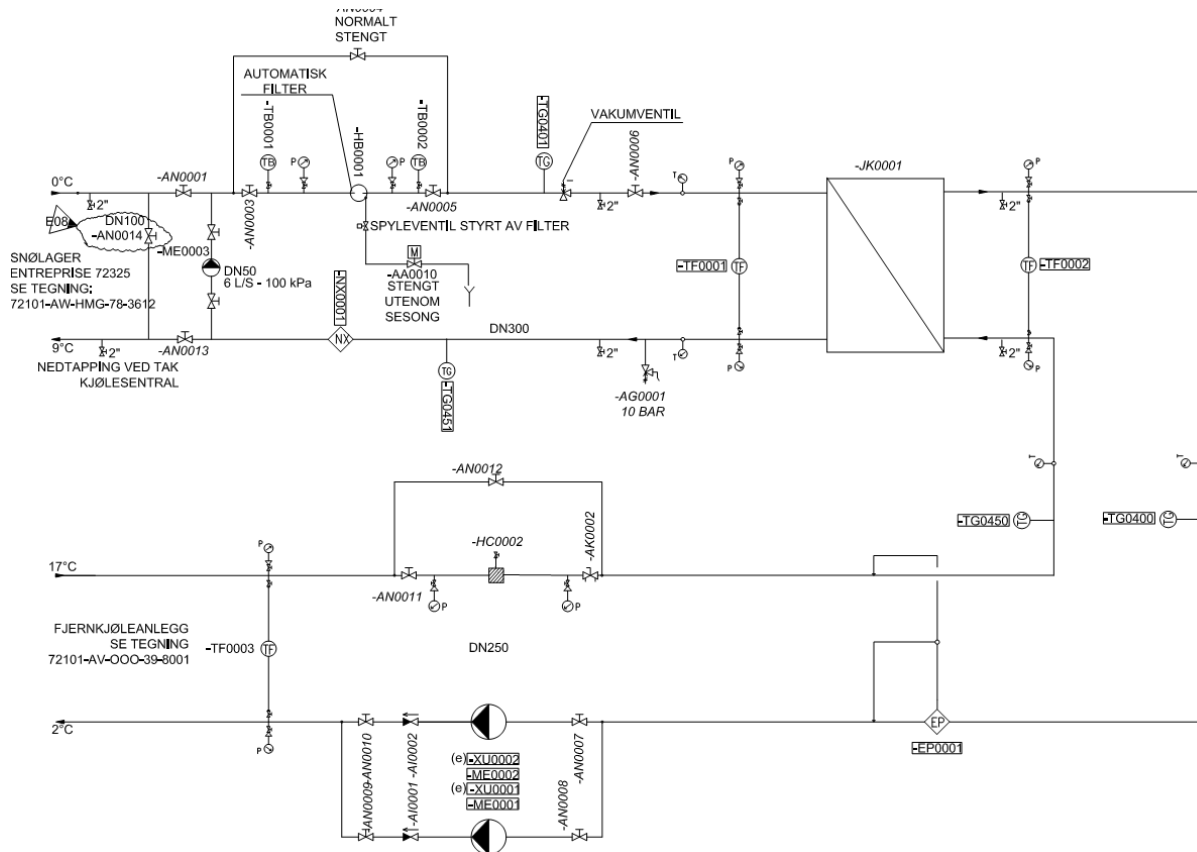
11. Prinsippkisser, prosesskjema, snittegninger og detaljplaner

Figur 35 viser et prosesskjema over det termiske snølageret. Området innenfor den svarte boksen viser komponentene som befinner seg i pumpehuset. Infiltrasjon av returvann inn i snølageret (innenfor den stripplete boksen) skjer via en eller flere av de røde rørledningene som har piler inn i snølageret. Innløpsledningene er de tre blå strekene som går fra snølageret inn i pumpehuset og sirkulasjonspumpene er de blå komponentene øverst til venstre i pumpehuset. Smeltevannet som blir fraktet til rørnettet for transport til vekslersentralen og bringer returvannet tilbake går ut av tegningen helt til høyre (henholdsvis blå og rød strek). Den nederste lilla linjen viser føringsveien for overføring av overskuddsvann til steinmagasin, mens den øverste lilla linjen er føringsveien for overføring av overskuddsvann til spredning til terreng. Den grønne nederste linjen viser rørtilførselen av drensvann til anlegget.



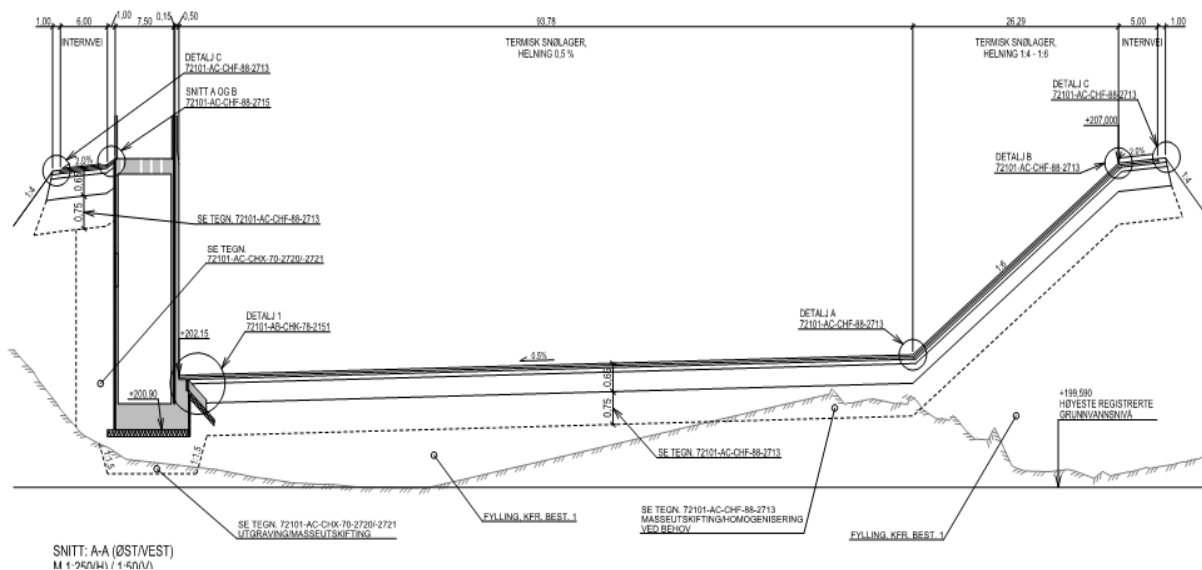
Figur 36 Prosessskjema for Termisk snølager

Figur 37 er et systemskjema for vekslersentralen mellom fjernkjøleanlegget og snøkjøleanlegget.

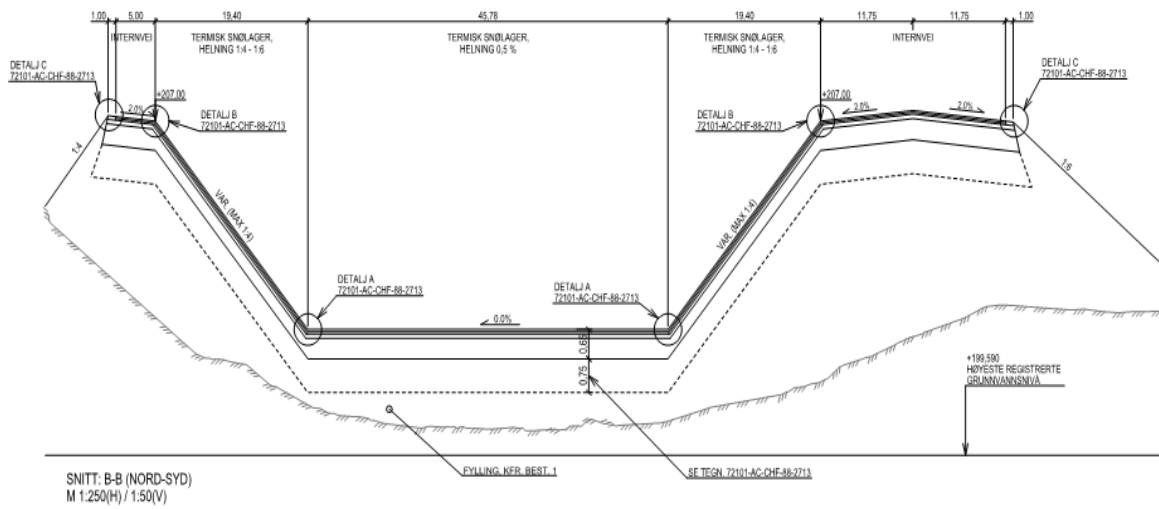


Figur 37 Systemskjema av vekslersentralen mellom snølageret og fjernkjøleanlegget

Figur 38 og 39 er snitttegninger av det termiske snølageret for henholdsvis øst-vest og nord-sør.

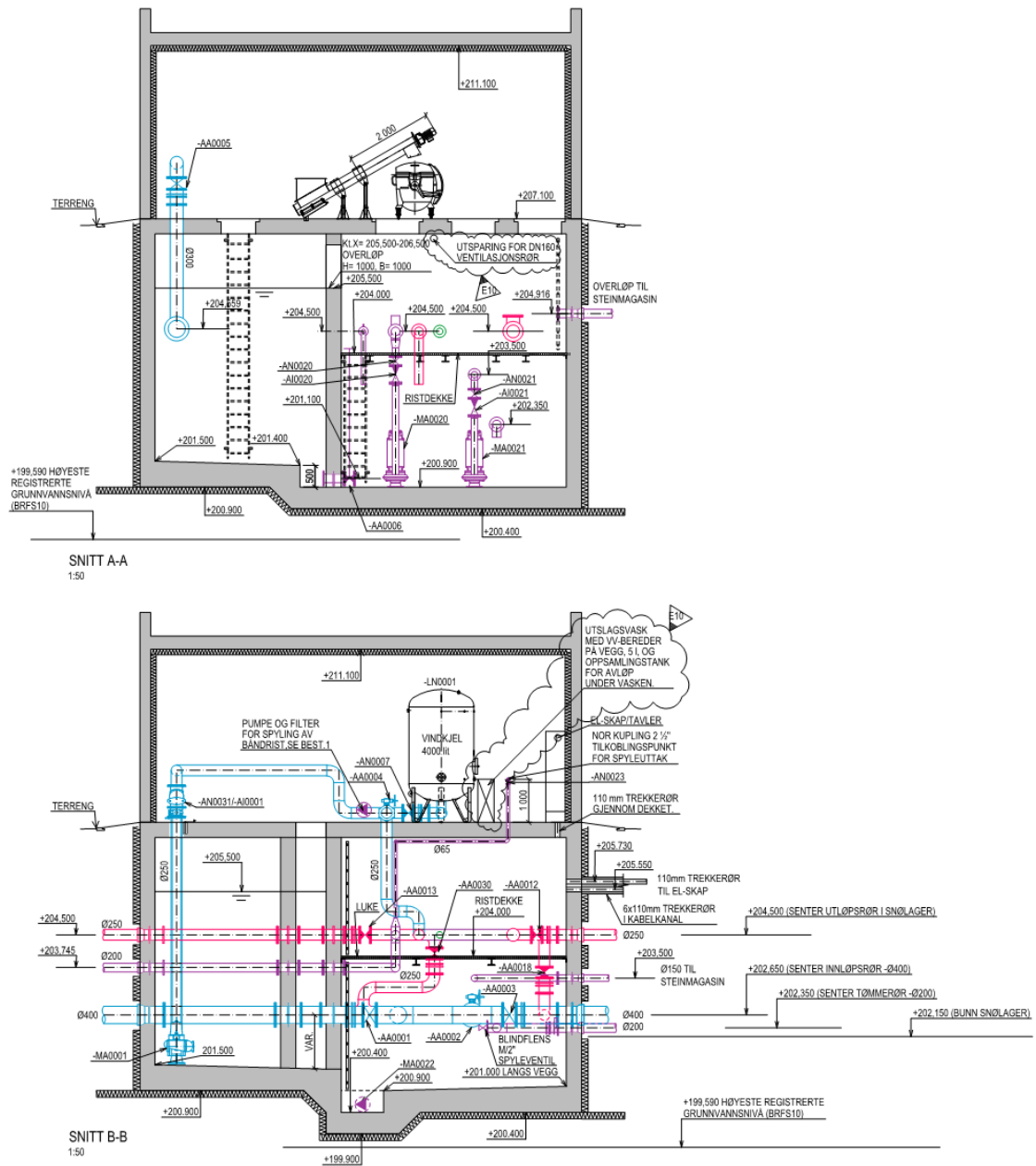


Figur 38 Snitttegning termisk snølager (øst-vest)



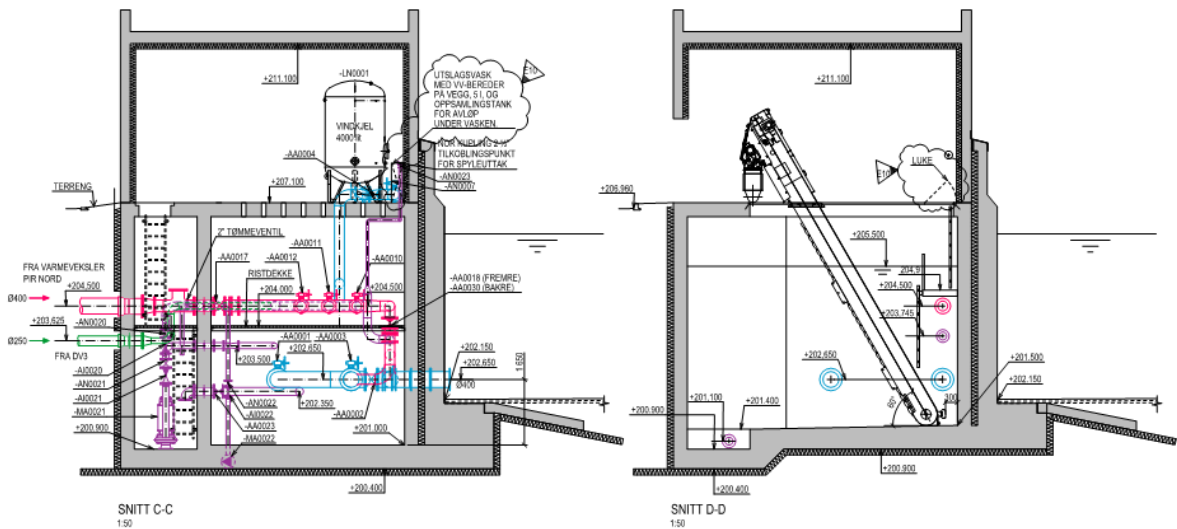
Figur 39 Snitttegning termisk snølager (nord-syd)

Figur 41 viser snitttegninger av pumpehuset. I andre etasje (bakkeplan) på snittegning A-A ser man båndsilen som frakter flis som har kommet inn i pumpehuset til en plastdunk som har en sensorer som gir beskjed til driftspersonell når denne begynner å bli full. De lilla componentene er sirkulasjonspumpene til anlegget.



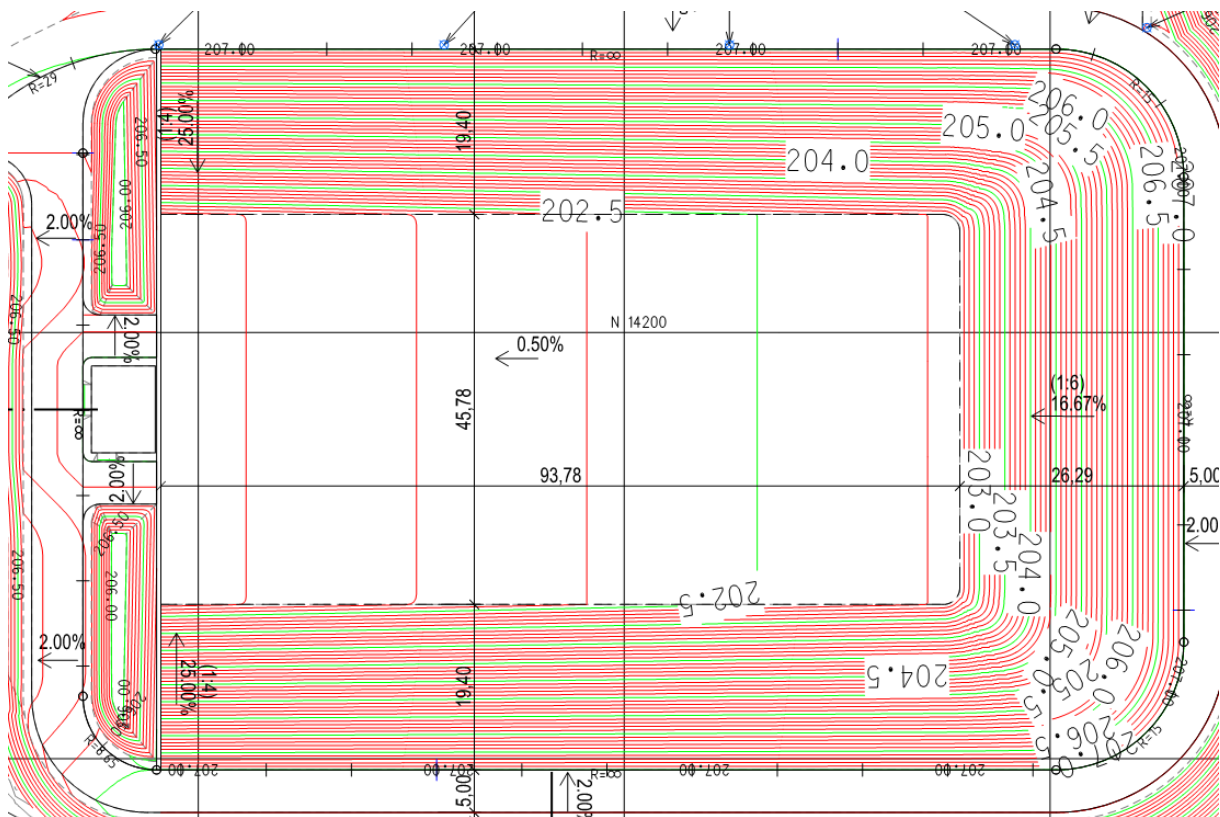
Figur 41 Snittegning av pumpestasjon

Figur 42 er også snittegninger over pumpehuset, men med forskjellig dybdsnitt inn i pumpestasjonen. I tegning D-D ser man båndsilen som går fra bunnen av pumpehuset og opp i andre etasje (bakkeplan) hvor den deponerer flisen i en plastdunk.



Figur 42 Snittegning for pumpestasjonen til det termiske snølageret

Figur 43 viser geometrien til det termiske snølageret. Bassenget har et fall på 0,5% mot pumpestasjonen.



Figur 43 Geometri for det termiske snølageret (bassenget)

12. Temperaturdata fra testperiode med snøkanon

| Dato | Temperatur | | | |
|------------------|------------|--------|--------|--------|
| | Maks | Min | Middel | Normal |
| 17.feb.17 | -1,8° | -5,7° | -3,9° | -7,2° |
| 16.feb.17 | -2,7° | -6,2° | -4,4° | -7,3° |
| 15.feb.17 | -3,4° | -9,1° | -6,3° | -7,4° |
| 14.feb.17 | 0,6° | -9,3° | -5,6° | -7,5° |
| 13.feb.17 | -1,0° | -10,0° | -6,0° | -7,6° |
| 12.feb.17 | -3,6° | -7,6° | -5,9° | -7,7° |
| 11.feb.17 | -2,7° | -6,4° | -5,0° | -7,7° |
| 10.feb.17 | -4,9° | -7,1° | -5,6° | -7,8° |

(YR 2017)



Norges miljø- og biovitenskapelig universitet
Noregs miljø- og biovitenskapelige universitet
Norwegian University of Life Sciences

Postboks 5003
NO-1432 Ås
Norway