

# Gråvannsvarmegjenvinning for et større boligkompleks

RUNAR BJØRNEVOLL  
ANDERS KLAVERNES AASEN

Bacheloroppgave i Energiteknologi  
Bergen, Norge 2019





# Gråvannsvarmegjenvinning for et større boligkompleks

Runar Bjørnevoll  
Anders Klavenes Aasen

Institutt for Maskin- og Marinfag  
Høgskulen på Vestlandet  
NO-5063 Bergen, Norge

Høgskulen på Vestlandet  
Fakultet for Ingeniør- og Naturvitskap  
Institutt for maskin- og marinfag  
Inndalsveien 28  
NO-5063 Bergen, Norge

Omslag fotografi © Norbert Lümmen

*English title:* Greywater heat recovery for a larger apartment building

Forfattere, studentnummer: Runar Bjørnevoll 182406  
Anders Klavenes Aasen 182395

Studieprogram: Energiteknologi  
Dato: Mai 2019  
Rapportnummer: IMM 2019-M77  
Veileder ved HVL: Gert Nielsen, Xrgy AS  
Oppdragsgiver: Sweco AS  
Oppdragsgivers referanse: Lars-Petter Hellevik

Antall filer levert digitalt: 2

## Forord

Rapporten er en avsluttende oppgave for bachelorstudiet i energiteknologi, tilhørende Institutt for Maskin- og Marinfag (IMM) ved Høgskulen på Vestlandet (HVL). Oppgaven utgjør 20 studiepoeng og er gjennomført våren 2019 i samarbeid med Sweco AS. Rapporten er et resultat av prosjekteringen av et gråvannsvarmegjenvinningsanlegg for en studentbolig.

Å skrive bacheloroppgaven har vært både spennende og utfordrende. Spennende fordi det gav oss muligheten til å fordype oss i et forholdsvis lite utbredt tema vi begge har stor interesse for. Utfordrende fordi det krevde en stor innsats i hele prosjekteringsfasen, spesielt i dimensjoneringen av anlegget. Gjennomføringen hadde ikke vært mulig uten den gode og dyktige støtten vi har hatt med oss underveis.

Vi ønsker dermed å få takke vår interne veileder Gert Nilsen for sin gode faglige støtte, alltid på en positiv måte. Vi vil også rette en takk til Sweco AS for å ha stilt kontorplass til disposisjon og latt oss få muligheten til å skrive denne oppgaven i deres samarbeid. Her har vi blant annet fått meget god hjelp og mye nyttig rådgivning innen fagfeltet av Dr. Ingeniør Usman Ijaz Dar. Til slutt en spesiell takk til vår eksterne veileder ved Sweco AS, Rådgivende Ingeniør innen VVS, Lars-Petter Hellevik for sitt engasjement og tilgjengelighet gjennom hele perioden.





## Sammendrag

I dagens energieffektive bygg finnes det mange gode løsninger som er med på å redusere energiforbruket og energikostnadene. Det prioriteres gjerne løsninger som er velkjente og godt etablerte, noe gjenvinning av termisk energi fra gråvann ikke er. Gråvannsvarmegjenvinning vurderes i høyest grad for større bygninger der det er et høyere vannforbruk, hvor det i dag er først og fremst bade- og idrettsanlegg som benytter seg av denne type energibesparende løsning.

Målsettingen for denne oppgaven er dermed å øke kunnskapen rundt bruk av gråvannsvarmegjenvinnere for studentboliger og å finne ut av hvilken energi- og kostnadsbesparelse man kan oppnå ved installasjon av en slik løsning. I denne oppgaven er fokuset rettet mot Høyblokken C-D i Fantoft Studentby, som består av 288 boenheter med 36 felleskjøkken og ett vaskerom.

Til prosjekteringen ble det tatt utgangspunkt i data fra en spørreundersøkelse utført på et representativt utvalg på grunn av manglende måledata. Dataene ble kvalitetssikret gjennom sammenligning og kontrollering mot andre rapporter og de kan dermed anses som plausible. Energibehovet for alle tappevannskomponenter som krever varmtvann ble summert opp, noe som resulterte i et totalt energibehov til tappevannsoppvarming på 1211 kWh per døgn.

Det ble valgt å se nærmere på et aktivt, indirekte gjenvinningsystem for gråvannsenergi, ved bruk av en CO<sub>2</sub>-varmepumpe. I tillegg til varmepumpen ble det dimensjonert en akkumulatortank med coil for oppsamling av gråvannet, varmtvannsberedere, samt gråvannsrør (gråvannsrør er nødvendig i de fleste tilfeller, med unntak av for spillvannsvarmegjenvinning). Det ble valgt å utelukke gråvannet fra kjøkken på grunn av større fare for kraftig tilsmussing i gjenvinningssystemet. Dermed utgjorde dusj, vaskemaskiner og servant 651 kWh per døgn av tilgjengelig energi i akkumulatortanken, med hensyn på tap.

Investeringskostnaden for det prosjekterte gjenvinningsanlegget ble beregnet til å være forholdsvis høy. Dette skyldes i stor grad de dominerende kostnadene knyttet til de nødvendige gråvannsrørene, som her er basert på støpejernsrør med isolasjon. Høy investeringskostnad påvirker nedbetalingstiden, men det er beregnet at denne er svært avhengig av kraftprisen. Det spekuleres videre i hvordan kraftprisen vil variere i oppadgående retning med tiden og dermed gi et mer positivt utslag på nedbetalingstiden.





## Abstract

For today's houses, energy consumption and energy costs are reduced significantly by a variety of energy efficient solutions. The solutions being utilized are chosen because they already are well known in the context of energy saving. Greywater heat recovery are on the other hand a less known and less utilized solution. It is mostly considered for bigger buildings, which have a larger flow of tap water, but it is particularly being used for swimming pool and sports facilities.

Therefore, the objective for this task is to increase the knowledge in the use of greywater heat recovery systems for student hostels, in the meaning of looking at what energy and cost savings that can be achieved with such system. More specific, this task will focus on building C-D at the Fantoft student society, which can be divided into 288 accommodations. 36 common kitchens and 1 laundry room are also to be found.

Initially, a survey where conducted at a representative sample for the data being used in the project. Lack of data from the control system, made this the most appropriate solution. However, to maintain good quality, collected data were considered by using other relevant reports. The energy need for domestic hot water were calculated to be 1211 kWh per day.

For the project, a closer look was made on an active indirectly recovery system for greywater with the use of a CO<sub>2</sub> heat pump. In addition to the heat pump, an accumulation tank with a coil was dimensioned for collecting greywater. Water heaters and greywater pipes were also to be dimensioned (greywater pipes are necessary in most cases, except for water-water heat recovery). Greywater from kitchens were purposely excluded for this recovery system, as they often lead to increased need of maintenance and cleaning. Meaning, greywater from showers, washbasins and the laundry were to be considered. In total, they represented 651 kWh per day of available energy in the accumulation tank.

The investment cost for the specific heat recovery system was calculated as being relatively high. This cost is mostly dominated by the investment of greywater pipes, which are based on cast iron with isolation. High investment cost also leads to a long repayment period; also, the repayment period is affected by the variety of electricity prices and is therefore to be considered. Speculations about future rising electricity prices are being made in the meaning of shortening the repayment period.



# Innhold

Forord.....	3
Sammendrag .....	5
Abstract.....	7
Nomenklatur .....	11
<b>1 Innledning</b> .....	<b>13</b>
1.1 Bakgrunn.....	13
1.2 Problemstilling & struktur .....	14
<b>2 Teori</b> .....	<b>15</b>
2.1 Generelle prinsipper for gråvannsvarmegjenvinning.....	15
2.1.1 Passiv gråvannsvarmegjenvinning.....	15
2.1.2 Aktiv gråvannsvarmegjenvinning.....	16
2.1.3 Kombinert gråvannvarmegjenvinning .....	16
2.2 Legionella .....	17
2.3 CO <sub>2</sub> -varmepumpe.....	18
2.4 Høyblokken på Fantoft.....	21
<b>3 Fremgangsmåte &amp; Resultat</b> .....	<b>23</b>
3.1 Energiberegninger.....	25
3.1.1 Dusj.....	26
3.1.2 Vaskemaskiner.....	26
3.1.3 Kjøkken og servant på bad.....	27
3.1.4 Total energibehov .....	28
3.2 Tilgjengelig gråvannsenergi.....	29
3.2.1 Temperatur i akkumulatortank.....	29
3.2.2 Varmetap fra tappested til akkumulatortank og tilgjengelig energi.....	30
3.3 Dimensjonering av gråvannsvarmegjenvinningssystem .....	32
3.3.1 Dimensjonering av avløpssystem til gjenvinning .....	33
3.3.2 Isolering og varmetap i avløpsrør for gråvann.....	35
3.3.3 Varmetap i sirkulasjonsledninger.....	37
3.3.4 Dimensjonering av CO <sub>2</sub> varmepumpe.....	38
3.3.5 Dimensjonering av varmtvannsberedere.....	41
3.3.6 Dimensjonering av coil og akkumulatortank .....	41
3.4 Økonomi .....	45
3.4.1 Investeringskostnader.....	45
3.4.2 Lønnsomheten for prosjektet .....	45

<b>4</b>	<b>Diskusjon</b> .....	48
4.1	Sammenligning mot eksisterende produkt i markedet .....	48
4.2	Fordeler og ulemper med valg av akkumulatortank mot spillvannsvarmeveksler.....	49
4.3	Vedlikehold av akkumulatortank .....	50
4.4	Utfallet ved tilkopling av kjøkkenvann til gjenvinning .....	50
4.5	Dusjvannforbruk .....	51
4.6	Temperatur i varmtvannsbereder .....	52
<b>5</b>	<b>Konklusjon</b> .....	53
	Referanser .....	54
	Formelliste .....	56
	Figurliste .....	56
	Tabelliste.....	56
	Vedlegg 1 – Datablad for Miele Vaskemaskin .....	58
	Vedlegg 2 – Energibehov og energipotensiale.....	58
	Vedlegg 3 – Største samtidige belastning av spillvann.....	60
	Vedlegg 4 – Dimensjoneringsdiagram for liggende ventilerte spillvannsledninger .....	60
	Vedlegg 5 – Normalvannmengde fra utstyr med selvstendig vannlås .....	61
	Vedlegg 6 – Tillatt belastning av stående ventilerte spillvannsledninger .....	61
	Vedlegg 7 – Tillatt belastning for ikke-ventilerte spillvannsledninger.....	61
	Vedlegg 8 – CO <sub>2</sub> -VP data fra Winns AS .....	62
	Vedlegg 9 – Energiproduksjon vs. energibehov pr. time .....	62
	Vedlegg 10 – Beregning av varmtvannsberedervolum .....	63
	Vedlegg 11 – Valg av akkumulatortankstørrelse .....	63
	Vedlegg 12 – Energiregnskap for Menerga AS og Winns AS.....	65
	Vedlegg 13 – Økonomi.....	65
	Vedlegg 14 – Detaljert systemskisse .....	66

## Nomenklatur

<i>HFK</i>	Hydrofluorkarboner
<i>VV</i>	Varmtvann
<i>KV</i>	Kaldtvann
<i>VVC</i>	Varmtvann, sirkulasjon
<i>VP</i>	Varmepumpe
<i>VVX</i>	Varmeveksler
<i>MA</i>	Muffeløst avløpsrør
<i>PEX</i>	Plastrør av tverrbundet polyetylen
<i>QH</i>	Varmeytelse
<i>QL</i>	Kuldeytelse
<i>COP</i>	Coefficient of Performance
<i>Q</i>	Varmeenergi
<i>C<sub>p</sub></i>	Spesifikk varmekapasitet
<i>T</i>	Temperatur
$\Delta T$	Temperaturdifferanse
<i>v</i>	Hastighet
$\rho$	Tetthet
$\dot{m}$	Massestrøm
$\dot{V}$	Volumstrøm
<i>D</i>	Diameter
$\mu$	Viskositet
<i>A</i>	Areal



# 1 Innledning

## 1.1 Bakgrunn

Bygg i både privat og offentlig sektor har behov for energieffektive løsninger. Vi lever i en tid hvor større fokus på energisparing er en høyere prioritet enn tidligere, mye takket være at vi nå har innsett hvilket klimaavtrykk menneskene setter på jorden. Per dags dato finnes det mange gode løsninger for energieffektivitet i bygg. Installasjon av sparedusj, LED-pærer og varmpumper er alle eksempler på populære energibesparende løsninger på markedet. Det som derimot ikke har fått så stort fokus er utnyttelse av den termiske energien fra *gråvann* – avløpsvann som i dag stort sett går rett i kloakken. Vannforbruket per person per døgn for en gjennomsnittlig leilighet og enebolig er målt til henholdsvis 184 og 130 liter [1] og temperaturen på gråvannet er gjerne 25–35 °C. Av den grunn utgjør gråvannet en god energikilde, som da kan benyttes til ny oppvarming av tappevann.

Spillvannet fra bygninger kalles for avløpsvann og kan igjen deles opp i gråvann og sortvann. Gråvann er avløpsvann fra vask, oppvaskmaskin, dusj, servant og vaskemaskin, henholdsvis fra kjøkken, bad og vaskerom. Sortvann er derimot avløp som kommer fra toalett, da fra bad. Gråvannet inneholder betydelige energimengder, selv om det i dag er slik at mesteparten av gråvannet går til spille. Å gjenvinne varmen er tradisjonelt lite vanlig ifølge Zijdemans [2] på grunn av:

- praktiske utfordringer med tanke på rengjøring og vedlikehold
- lite praktisk i eksisterende boliger fordi gråvann og sortvann må skilles
- kostbar innretning som gir begrenset energibesparelse i forhold til en (eldre) boligs-varmebehov

Gråvannsvarmegjenvinning har i den siste tiden blitt mer populært som et alternativt sparetiltak. Strengere krav for bedre isolering av bygg gjør at energibehovet til tappevann har en større og dominerende del av det totale energibehovet til oppvarming. Ved å gjenvinne varmen fra gråvannet reduseres først og fremst strømforbruket til tappevannsoppvarmingen, slik at strømregningen blir lavere. Det er først og fremst dusjen som utgjør det største energikildepotensialet. I en dusj forlater vannet dusjhodet med en temperatur på 38–40 °C, mens vannet som renner videre ned i sluket har en temperatur på rundt 34–36 °C [3]. Det resulterer i at rundt 85 % av energien som brukes til oppvarming av tappevannet går til spille uten varmegjenvinning. Vannet fra vaskemaskiner kan også være en god varmekilde for gråvannsvarmegjenvinning da klærne gjerne blir vasket i temperaturområdet 40–90 °C. Dessuten renner det store mengder vann fra servant på bad og fra kjøkken med varierende temperatur.

Forskningen på gjenvinning av termisk energi fra avløpsvann kan hittil konkludere med at bygget må ha et stort tappevannsbehov dersom løsningen skal være økonomisk lønnsom. Ifølge *lavenergiprogrammet* bør man vurdere varmegjenvinning dersom bygget har et tappevannsforbruk på 7000–8000 liter gråvann eller mer i døgnet [4]. Det være seg industrilokaler, større boligblokker og bade- og idrettsanlegg. Badeanlegg har allerede vært et svært attraktivt mål for installasjon av gråvannsgjenvinningsanlegg rundt om i Norge, mens større boligblokker derimot har stått i skyggen for å ta i bruk den type teknologi.

## 1.2 Problemstilling & struktur

På bakgrunn av foregående avsnitt skal det dermed undersøkes nærmere hvordan termisk energi fra gråvann kan nyttiggjøres i et større boligkompleks med mange beboere. Mer spesifikt er problemstillingen som følger:

***«Det skal prosjekteres et termisk energi-gjenvinningsystem for gråvann i en studentbolig. Hvilke energibesparelser og økonomiske fordeler er det å hente i den type bygg?»***

På dagens marked finnes det både enkeltløsninger for gjenvinning av gråvann rett fra dusj, men også sentraliserte løsninger for større massestrømmer av vann. Denne rapporten tar for seg en sentralisert løsning for en studentbolig, nærmere bestemt høyblokken C-D, tilhørende Fantoft Studentby.

Her skal det først studeres og analyseres hvilket energiforbruk og potensiale som ligger til grunn i dag, og med disse måledataene skal det videre prosjekteres en gjenvinnings-løsning som både er energieffektiv og økonomisk lønnsom over et langsiktig tidsperspektiv. På bakgrunn av erfaringsmessig kunnskap fra relevante leverandører vil det først og fremst være søkelys på aktuelle systemer som allerede er nyttiggjort innenfor gråvannsvarmegjenvinning – deriblant bruk av CO<sub>2</sub>-varmepumpe og en type kombinasjonsløsning. Mer spesifikt vil rapporten rettes mot en løsning som inkluderer en CO<sub>2</sub>-VP, da denne typen varmepumpe i utgangspunktet har en god evne til å produsere tappevann med riktig temperatur ut til varmtvannssystemet. Løsningen blir så satt opp mot andre tilsvarende løsninger, men også den nåværende løsningen.

Opgaven er utarbeidet i samarbeid med Sweco AS og vil fungere som et pilotprosjekt for Hatleberg Studentbolig som etter planen skal rehabiliteres i nær fremtid.



## 2 Teori

### 2.1 Generelle prinsipper for gråvannsvarmegjenvinning

På markedet i dag finnes det ulike løsninger for varmegjenvinning av gråvann. Man skiller vanligvis mellom passiv gråvannsgjenvinning og aktiv gråvannsgjenvinning. I tillegg finnes en løsning hvor passiv og aktiv gjenvinning foregår i ett og samme system, slik at det blir en kombinert gråvannsgjenvinning.

#### 2.1.1 Passiv gråvannsvarmegjenvinning

Passiv gråvannsvarmegjenvinning er en løsning som i utgangspunktet ikke krever noe installert effekt, foruten motor til sirkulasjonspumpe. Passiv varmegjenvinning skiller hovedsakelig mellom to ulike vekslingsmetoder; momentan- og forsinket varmeveksling. Momentanveksling er hvor selve vekslingen mellom gråvann og kaldt tappevann skjer i det øyeblikket varmtvann benyttes.

Varmen overføres fra gråvann til kaldt tappevann ved hjelp av en varmeveksler, og tar gjerne form som dusjvarmegjenvinner, gråvannsvarmegjenvinner med tank, eller som spillvannsvarmegjenvinner.

En dusjvarmegjenvinner benytter kun varme fra dusjens gråvann og plasseres i området ved/rundt dusjen. Vekslingen forvarmer kaldt tappevann som videre kan kobles til varmtvannsbereder for ettervarming. Alternativt – og det vanligste – er å koble vekslingen direkte til dusjbatteriets kaldtvannsinntak. En slik løsning lar seg gjøre å ettermontere i en allerede eksisterende bolig, og har en virkningsgrad i størrelsesorden 30–40 % [2].

Gråvannsvarmegjenvinner med tank benytter en isolert tank hvor gråvannet fra bygningen samles, slik at varmen kan bli akkumulert. I tanken installeres en coil hvor kaldt tappevann blir forvarmet ved tapping. Kaldt tappevann føres ned til bunnen av tanken før det passerer viklingene på vei ut. Gråvannet tilføres i topp, noe som gir en motstrømsveksling hvor virkningsgraden er vesentlig høyere [5]. Virkningsgraden er også avhengig av coilstørrelse, tankstørrelse og isoleringsgrad av tanken, men det vanligste er en virkningsgrad på 40–60% [2].

Spillvannsvarmegjenvinner er en passiv veksling som foregår ved at røret med tappevann er spunnet rundt avløpsrøret vertikalt. For å sikre størst mulig energioverføring er det vanlig å benytte metallrør av kobber for både tappevann og avløp, nettopp fordi materialet har en god varmeledningsevne. En slik løsning krever dermed få og minimale tiltak, og vil fungere tilnærmet vedlikeholdsfritt. Virkningsgraden for en spillvannsvarmegjenvinner vil være avhengig av overflatearealet i området hvor varmeoverføringen foregår.

Passiv momentan varmeveksling er først og fremst fordelaktig i bygg med korte rørstrekk, slik at varmeoverføringen kan utnyttes til det fulle.

Forsinket varmeveksling er den andre vekslingsmetoden når det gjelder passiv gråvannsvarmegjenvinning. Denne type veksling henter varme fra gråvannet, uten at det må tappes varmtvann. En slik løsning kan enten skje direkte eller indirekte. Forskjellen er at det ved en indirekte løsning er en lukket krets mellom gråvann og tappevann, mens for en direkte løsning går tappevannet gjennom gråvannsvarmegjenvinneren. [2]

### 2.1.2 Aktiv gråvannsvarmegjenvinning

Aktiv gråvannsvarmegjenvinning bruker gråvann som varmekilde til en varmepumpe. En slik løsning krever en akkumuleringstank hvor gråvannet samles slik at varmepumpen får tilført energi fra en stabil kilde. I en aktiv løsning for gråvannsgjenvinning kan varmevekslingsprosessen deles inn i direkte- eller indirekte varmeveksling.

I en direkte aktiv gråvannsvarmegjenvinner sendes gråvannet direkte inn til varmepumpen via et filter til fordamperen. Her avgir gråvannet varme til varmepumpens arbeidsmedium, før det sendes tilbake i tankens nedre del og deretter ut som avløp. Fordelen med en slik løsning er at systemet består av relativt få komponenter. Ulempen er derimot at det vil kreve mer vedlikeholdsarbeid.

En indirekte løsning sender ikke gråvannet direkte på fordamperen, men bruker et sekundærmedium som tar opp energimengden i gråvannet. I en slik løsning er det sekundærmediet som sender opptatt energimengde inn til fordamperen i varmepumpen. Ulempen ved en slik løsning er at det vil være et ekstra varmevekslingstap i akkumulatortanken, ettersom gråvannet veksles med sekundærmediet. Ergo, en slik løsning unngår å sende gråvannet direkte til varmepumpen, noe som gir en mer driftssikker løsning og med lavere vedlikeholdsbehov.

Uavhengig om det er en direkte eller en indirekte løsning er det varmepumpen som vil sørge for å øke temperaturen på kaldt nettvann. Hvilken temperatur man kan hente ut på tappevannet bestemmes av valgt kuldemedium og varierer gjerne mellom 35 og 70 °C. Dersom temperaturen er lavere enn 60 °C, vil det være behov for elektrisk tilkobling for å øke temperaturen ytterligere. [2]

### 2.1.3 Kombinert gråvannsvarmegjenvinning

En kombinert løsning er en mer kompleks type gråvannsvarmegjenvinner. Den utnytter gråvannsenergien passivt i første ledd, før den resterende energien benyttes som energikilde til en varmepumpe. Ulempen er at det krever betraktelig flere komponenter, men samtidig vil utnyttelsesgraden av den termiske energien være større enn ved for eksempel bruk av kun passiv gjenvinning.

Menerga AS er en norsk leverandør av nettopp kombinerte gråvannsvarmegjenvinnere. De leverer kompakte enheter (Aquacond 44) som inneholder både varmeveksler og varmepumpe som driftes med arbeidsmediet R407C. Med en gråvannstemperatur på 31 °C og kaldt tappevann på 10 °C, kan denne enheten typisk produsere 35 °C varmt tappevann. Deres anlegg er installert i flere skoler og svømmehaller rundt om i landet, blant annet på AdO Arena i Bergen. [6]

## 2.2 Legionella

Bakterier og virus finnes overalt, og mange av dem forsøker man å unngå. I vannsystemer er det ofte grobunn for bakterier, spesielt når temperaturen overstiger 20 °C. Den mest omtalte bakterien, som gjerne er et problem i varmtvannsystemer, heter Legionella Pneumophila. Legionella lever overalt i naturen hvor det er fuktig og varmt, men mengdene er såpass små at det ikke utgjør noen helserisiko. I menneskeskapt rørssystemer kan derimot veksten av denne bakterien øke kraftig, spesielt mellom 20–50 °C og særlig der hvor vannet er saktegående. [7]

Problemstillingen knyttet til Legionella gjelder hovedsakelig tappevannsledningene, da vannet i disse er det som er i kontakt med mennesker. Forstøvet vann (aerosoler fra f.eks. dusj) som inneholder legionellabakterien, pustes inn og veksten fortsetter i lungene. Inkubasjonstiden er relativt kort og etter bare få dager kan bakterien forårsake en alvorlig lungebetennelse med høy dødelighet, eller Pontiacfeber som vanligvis har et bedre og mildere sykdomsbilde. [2]

For å forhindre slik bakterievekst er det viktig å ta hensyn til visse forutsetninger. Direktoratet for byggkvalitet (TEK17) [8] gir følgende anbefalinger:

- Varmtvann i sirkulerende system holder minimum 65 °C.
- Plastmaterialer som kan utgjøre næring for bakteriene, unngås.
- Røranlegget dimensjoneres slik at installasjonen har normal vannhastighet for den enkelte rørdimensjon.

Når det gjelder minimumstemperatur på varmtvann i varmtvannsberederen er det anbefalt at temperaturen skal holde minimum 70 °C, slik at man sikrer seg å overholde minimumskravet for hele tanken. På grunn av varmeelementenes plassering i berederen vil det være deler av volumet som ikke opprettholder den temperaturen som resten av volumet har. Dermed kan det potensielt være risiko for Legionella-vekst. [2]

I dag håndteres Legionella på litt ulike måter i Norge, litt avhengig av bruk og størrelsesomfang. Det vanligste er at man sørger for å opprettholde tilstrekkelig høy temperatur og bevegelse under vanlig drift, hvorpå det foretas gjennomspylinger med jevne mellomrom. Ved gjenvinningsanlegget på AdO Arena, sirkulerer det vann med en temperatur på bare 40–50 °C mellom anlegget og varmtvannstanken. Denne løsningen følger en dansk standard (DS 439 – *Vandnormen* [9]) og gjennomspylinger skjer cirka én gang hver tredje måned.

Det har også blitt mer vanlig at det installeres egne anlegg som utfører kontinuerlig Legionella-behandling for tappevann på vei inn i bygninger. På den måten kan temperaturen senkes til nøyaktig det behovet er, og videre er det ikke behov for energikrevende gjennomspylinger. Behandlingen skjer gjerne ved hjelp av oksidering med bruk av kobber-/sølvionisering. Tilførselen av ioner tilpasses av sensorer avhengig av mengde vann. Ioniseringen er effektivt, men har den ulempen at det kan føre til misfarging av porselen. Det er også uttrykt skepsis for den type rensing med hensyn på at kobber- og sølvioner er svært giftig og vil virke destruerende på det biologiske i avløpsrenseanlegget. Foruten dette, er det en fordel at systemet kan driftes med svært lite vedlikehold. [10]

## 2.3 CO<sub>2</sub>-varmepumpe

CO<sub>2</sub> som kuldemedium ble relansert av Professor Gustav Lorentzen ved NTNU. I 1993 publiserte han rapporten: «Anvendelse av "naturlige" kuldemedier. Eksempler på effektive systemløsninger ved bruk av CO<sub>2</sub>, SINTEF Rapport STF11 A93012, Trondheim 1993» [11] [12].

Siden den gang har fokuset på bruk av miljøvennlige gasser som kuldemedium bare økt. Blant annet er selskapet Winns AS svært langt fremme på teknologifronten innenfor CO<sub>2</sub>-varmepumper.

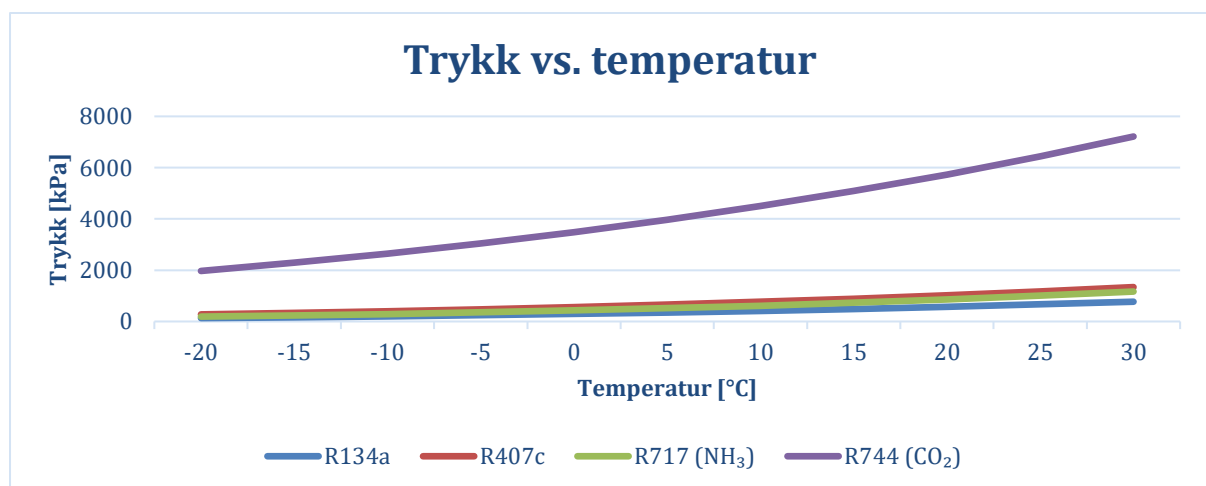
Tidligere har fluorholdige-gasser vært svært mye brukt i både varmepumper og kuldemaskiner.

EU har nå et regulert lovverk for bruk av nettopp fluorholdige-gasser i form av HFK. I tilknytning til varmepumper og kuldemaskiner er R134a, R404a, R507 og R410a eksempler på kjemisk fremstilte HFK-gasser. Disse gassene ønskes i det lange løp å fases ut, ifølge Miljødirektoratet [13].

CO<sub>2</sub> har relativt unike fysiske egenskaper i forhold til andre kjente arbeidsmedier, noe som fremkommer i tabellen nedenfor:

Tabell 1 – Fysiske egenskaper for kjente arbeidsmedier

Arbeids- medium	Kritisk Temperatur [°C]	Kritisk Trykk [kPa]	Kokepunkt ved 1 atm [°C]	Metningstrykk ved [kPa]		Molekyl- masse [kg/kmol]
				-20 °C	30 °C	
<b>R134a</b> [14]	101,06	4059	-26,1	132,82	770,64	102,03
<b>R407c</b> [15]	86,74	4619	-43,6	276,8 (væskefase)	1340,7 (væskefase)	86,20
<b>R717(NH<sub>3</sub>)</b> [16]	132,35	1128	-33,3	190,1	1167,2	17,03
<b>R744(CO<sub>2</sub>)</b> [17]	31,05	7390	-78,4 (sublimasjon)	1969,6	7213,7	44,01

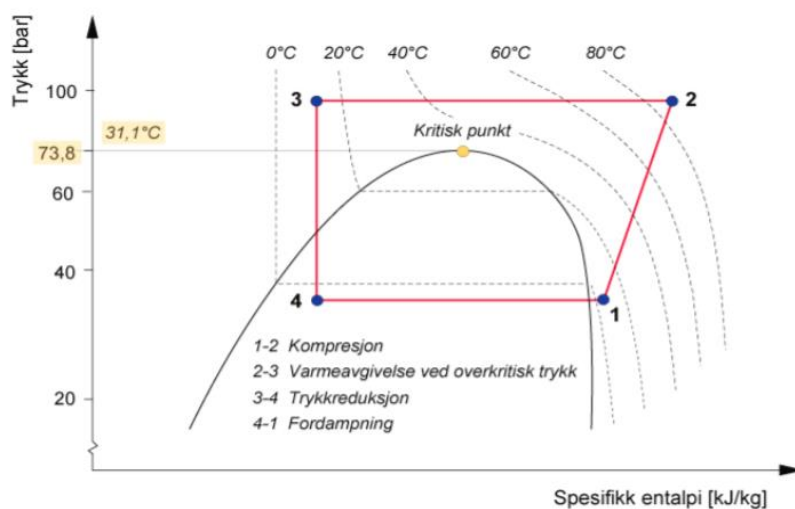


Figur 1 – Trykk vs. temperatur

Av de naturlige arbeidsmediene fremkommer R717 ( $\text{NH}_3$  – ammoniakk) som et anvendelig og mye brukt fluid, men det er også giftig.  $\text{CO}_2$  er derimot ugiftig, miljøvennlig og vil ikke forårsake ytterligere forurensing i bruk som arbeidsmedium. Dette skyldes at det gjerne nyttiggjøres  $\text{CO}_2$  fra industrien som da allerede er definert som utslipp. Mediet har unike egenskaper og jobber i et helt annet trykkområde enn andre medier.

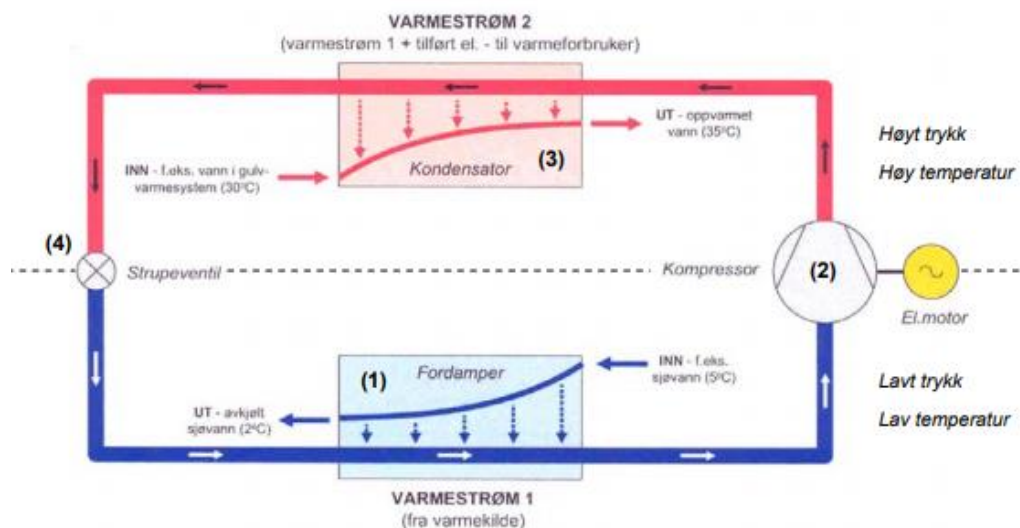
Grunnprinsippene for hvordan en  $\text{CO}_2$ -varmepumpe fungerer er de samme som for en konvensjonell varmepumpe. Siden  $\text{CO}_2$  har en lav kritisk temperatur ( $31,1^\circ\text{C}$ ) og gitt at det produseres en temperatur høyere enn 30 grader celsius, vil varmepumpen operere i en *transkritisk prosess*. Det betyr at  $\text{CO}_2$  i fordamperen vil oppta varme ved tilnærmet konstant temperatur og underkritisk trykk, mens i *gasskjøleren* blir varmen avgitt ved tilnærmet konstant overkritisk trykk. Gasskjøler er navnet på det som tradisjonelt heter kondensator i en varmepumpe. Dette skyldes at mediet ikke endrer fase under varmeovergangen, men kun kjøles ned.

Varmepumpeprosessen illustreres i trykk-entalpi-diagrammet og systemskjemaet nedenfor:



[18]

Figur 2 – Trykk-entalpi-diagram



[18]

Figur 3 – Systemskjema for  $\text{CO}_2$ -VP

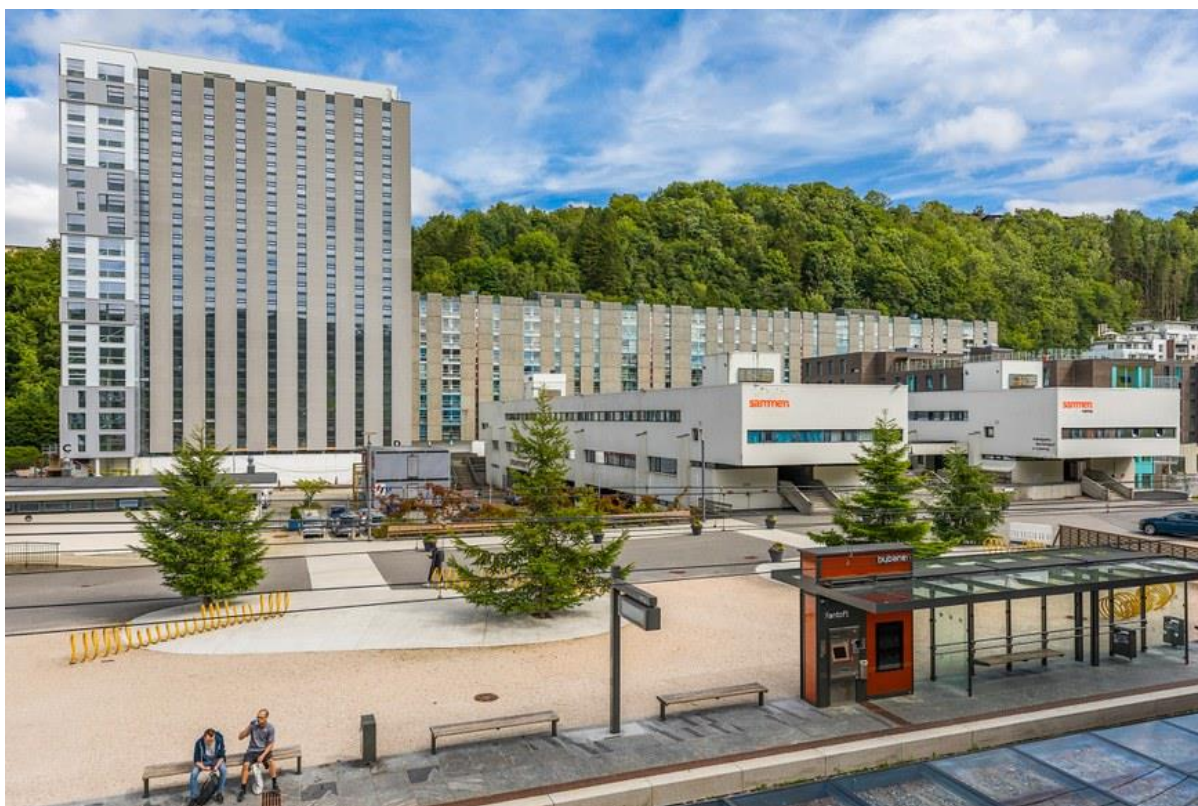
Det høye trykket som kreves for å drifte en CO<sub>2</sub>-VP stiller dermed krav til det strukturelle designet av de ulike komponentene, og da spesielt kompressoren. På en annen side har CO<sub>2</sub> evnen til å bære vesentlig større mengde latent varme per volum enn de andre mediene, slik at varmepumpen ikke behøver en høy volumstrøm og dermed kan komponenten dimensjoneres mindre.

Med en CO<sub>2</sub>-VP vil temperaturen på tappevannet være såpass høy at det ikke vil være behov for renseanlegg for Legionella. Men på grunn av potensielle blindsoner og områder hvor vannet har en lav strømningshastighet – eller lavere temperatur – kan det likevel være behov for desinfisering i form av hetvannsspyling.

## 2.4 Høyblokken på Fantoft

Fantoft Studentby ligger omtrent 7 km sør for Bergen sentrum. Studentbyen ble bygget i perioden 1969–1972 og består av tre lavere blokker og en høyblokk hvor det til sammen bor 1300 studenter. Området ligger sentralt til for dagligdags behov, med kort vei til både matvareforretning og treningsstudio. I tillegg finnes det et godt kollektivtilbud fra området, noe som gjør det meste svært tilgjengelig. Boligkompleksene består av alt fra hybler til familieleiligheter.

Denne rapporten tar for seg høyblokken C-D i Fantoft Studentby som hovedsakelig består av hybler.



[19]

Høyblokken C-D er hovedsakelig bygget i betong og består av 18 etasjer med 288 boenheter. Studentene bor hver for seg i hybler og mindre leiligheter på henholdsvis 16 m<sup>2</sup> og 26 m<sup>2</sup> hvor det finnes egne bad. Kjøkkenet er derimot felles og er fordelt slik at det er to kjøkken tilgjengelig per etasje. Denne inndelingen av kjøkken og bad gir totalt 18 sjakter med føringsveier for tappevann og avløpsrør. Sjaktene slutter seg sammen i plan 0 til en felles føringsvei.

Per i dag får hele Fantoft Studentby fjernvarme fra BKK, hvor fjernvarmetemperaturen ligger på rundt 100 °C. Energien overføres til tappevann i en felles varmeveksler på totalt 2000 kW for alle studentboligene tilhørende Fantoft Studentby. Varmeveksleren er plassert i “fyrrommet” i underetasjen og dette rommet fungerer som bygningenes sentral for varmtvann.

Tappevannet til C-D blokken føres inn i sør-enden av bygget og går igjennom i plan 0, deretter videre til blokk A-B, retning nord via kulverter. Tappevannsføringene i plan 0 består av totalt seks rør som er presentert på neste side:

Tabell 2 – Oversikt over dagens tappevannsrør i plan 0

Beskrivelse av dagens tappevannsrør i plan 0	Forkortelse	Dimensjon (mm)
Varmtvann høytrykk	VV	42
Varmtvann lavtrykk	VV	42
Kaldtvann høytrykk	KV	42
Kaldtvann lavtrykk	KV	42
Varmtvann sirkulasjon høytrykk	VVC	28
Varmtvann sirkulasjon lavtrykk	VVC	35

Oversikten viser at det er både rørsystem for høytrykk og lavtrykk. Lavtrykksledninger forsyner tappevann til boenhetene fra -1 til 9 etasje, mens høytrykksledningene sørger for vann fra 10 til 18 etasje. For å unngå lang ventetid på varmtvann er det installert sirkulasjonsledninger i sjaktene, av typen PEX-rør med 30 mm isolasjon. For dette benyttes det sirkulasjonspumpe med en kapasitet på 1,8 l/s som sørger for høytrykk til de øverste etasjene.

Felles for varmtvannsledningene er at det sendes ut vann som holder 60 °C, mens på retur i sirkulasjonsledningene er temperaturen 50 °C.

I tillegg eksisterer det kalde tappevannsrør for både høytrykk og lavtrykk i hver sjakt.

Informasjon om rørføringer i sjakt og hvor de nyttiggjøres er vist under.

Tabell 3 – Oversikt over dagens tappevannsrør i sjakt

Beskrivelse av dagens tappevannsrør i sjakt	Forkortelse	Dimensjon (mm)	Etasjer
Varmtvann høytrykk	VV	28	10 – 18
Varmtvann lavtrykk	VV	28	-1 – 09
Kaldtvann høytrykk	KV	28	10 – 18
Kaldtvann lavtrykk	KV	28	-1 – 09
Varmtvann sirkulasjon høytrykk	VVC	12	10 – 18
Varmtvann sirkulasjon lavtrykk	VVC	15	-1 – 09

Det er hovedsakelig tiltenkt å nyttiggjøre seg av gråvannsennergien fra dusj og servant. Kjøkkenvann vil også være en potensiell energikilde, men etter anbefaling vil kjøkkenvannet i utgangspunktet renne ut sammen med kloakken. Dette begrunnes med at matrester og andre partikler gir gode gro- og næringsforhold til bakterier, og vil kunne forårsake tilsmussing på vitale komponenter i gjenvinningssystemet.

I tillegg til energipotensialet fra bad, har høyblokken et vaskerom hvor det også er store vannmengder i omløp. Vaskerommet er lokalisert i plan 0 og fungerer som et felles vaskeri med 20 vaskemaskiner som de 288 boenhetene kan benytte seg av. Maskinene er av typen Miele PW 6065 Vario og driftes med vanntemperaturer på 30 til 60 °C.



### 3 Fremgangsmåte & Resultat

I mangel på konkrete data for energiberegninger ble det gjennomført en spørreundersøkelse som omhandlet bruk av dusj og vaskemaskin. Undersøkelsen baserte seg på et representativt utvalg, bestående av 113 anonyme studenter fra to ulike bofellesskap tilhørende Sammen. Totalt bor det rundt 700 personer i disse enhetene.

Det antas at spørreundersøkelsen gir en god gjennomsnittlig betraktning av vannforbruket for dusj- og vaskemaskinbruk i en studentbolig.

Som det fremkommer i spørreundersøkelsen er tallene for dusj gitt ved spesifikke tidspunkt i løpet av døgnet, mens for klesvask er det bare gitt fire perioder per dag. Dette er på grunnlag av at en dusj har kortere varighet enn en klesvask (les: 8 min vs. 49 min) og det faktum at folk dusjer til mer bestemte tider. Studenter har ofte faste rutiner i hverdagen når det gjelder studering, trening også videre, mens klesvask foretas derimot når det finnes tid og tilgjengelighet.

Videre er prosentfordelingen fra spørreundersøkelsen normalisert og beregnet opp mot antall boenheter i høyblokken C-D. Tallene for klesvask er fordelt jevnt utover periodene.

Tabell 4 – Spørreundersøkelse for vaskemaskiner

<b>"Number of washingmachines during a week"</b>			
	<b>Prosent</b>	<b>Antall per uke</b>	<b>Gjennomsnitt per dag</b>
<b>5</b>	0,8 %	12	2
<b>4</b>	1,8 %	21	3
<b>3</b>	5,3 %	46	7
<b>2</b>	19,5 %	112	16
<b>1</b>	40,7 %	117	17
<b>Less Frequent (0,5)</b>	31,9 %	46	7
<b>Sum</b>	<b>100,0 %</b>	<b>354</b>	<b>51</b>
<b>"At what time of day are you doing your laundry?"</b>			
	<b>Rådata</b>	<b>Normalisert</b>	<b>Antall</b>
<b>Morning (06 - 10)</b>	16,8 %	13,1 %	7
<b>Noon (10 - 14)</b>	23,0 %	17,9 %	9
<b>Afternoon (14 - 18)</b>	46,0 %	35,9 %	18
<b>Evening (18 - 23)</b>	42,5 %	33,1 %	17
<b>Sum</b>	<b>128,3 %</b>	<b>100,0 %</b>	<b>51</b>

Tabell 5 – Spørreundersøkelse for dusj

<b>"How often do you shower?"</b>			
	<b>Prosent</b>	<b>Antall</b>	<b>Gjennomsnitt per dag</b>
<b>2 times a day</b>	2,7 %	8	16
<b>1 time a day</b>	51,3 %	148	148
<b>Less than 1 time a day (0,5)</b>	46,0 %	132	66
<b>Sum</b>	<b>100,0 %</b>	<b>288</b>	<b>230</b>
<b>"Shower demand during the day"</b>			
	<b>Rådata</b>	<b>Normalisert</b>	<b>Antall</b>
<b>kl. 05 - 06</b>	1,8 %	1%	2
<b>kl. 06 - 07</b>	15,9 %	6%	15
<b>kl. 07 - 08</b>	29,2 %	12%	27
<b>kl. 08 - 09</b>	23,0 %	9%	21
<b>kl. 09 - 10</b>	15,9 %	6%	15
<b>kl. 10 - 11</b>	15,9 %	6%	15
<b>kl. 11 - 12</b>	10,6 %	4%	10
<b>kl. 12 - 13</b>	3,5 %	1%	3
<b>kl. 13 - 14</b>	1,8 %	1%	2
<b>kl. 14 - 15</b>	1,8 %	1%	2
<b>kl. 15 - 16</b>	0,9 %	0%	1
<b>kl. 16 - 17</b>	5,3 %	2%	5
<b>kl. 17 - 18</b>	6,2 %	2%	6
<b>kl. 18 - 19</b>	8,8 %	4%	8
<b>kl. 19 - 20</b>	20,4 %	8%	19
<b>kl. 20 - 21</b>	26,5 %	11%	24
<b>kl. 21 - 22</b>	31,0 %	12%	28
<b>kl. 22 - 23</b>	19,5 %	8%	18
<b>kl. 23 - 24</b>	9,7 %	4%	9
<b>kl. 24 - 01</b>	1,8 %	1%	2
<b>kl. 01 - 02</b>	0,9 %	0%	1
<b>kl. 02 - 03</b>	0,9 %	0%	1
<b>kl. 03 - 04</b>	0,0 %	0%	0
<b>kl. 04 - 05</b>	0,0 %	0%	0
<b>Sum</b>	<b>251,3 %</b>	<b>100%</b>	<b>230</b>

### 3.1 Energiberegninger

Med utgangspunkt i spørreundersøkelsen er det utført separate energiberegninger for de ulike tappevanns-komponentene som krever varmtvann. Det er gjort enkelte antagelser basert på en blanding av erfaringstall fra Enova, samt egne forsøk.

Avslutningsvis adderes det samlede energibehovet til det totale varmetapet for sirkulasjonsledningene, hvor tallet også blir kontrollert opp mot relevante rapporter og tall fra tidligere studier.

**Følgende parametere er benyttet gjennomgående i alle utregninger:**

Tabell 6 – Parametere benyttet i alle utregninger

Spesifikk varmekapasitet	Cp	4,18	kJ/kg×K
Vannets tetthet, gjeldende for både tappevann og gråvann	ρ	1000	kg/m <sup>3</sup>
Kaldt tappevann fra nett	T	10	°C

**Gjennomgående formler for dette kapittelet:**

$$Q = \frac{m \times Cp \times \Delta T}{3600} [kWh] \quad \text{Formel 1 – Varmetap}$$

$$T_b = \frac{\dot{m}_{KV} \times t_{KV} + \dot{m}_{VV} \times t_{VV}}{\dot{m}_{KV} + \dot{m}_{VV}} \quad \text{Formel 2 – Temperatur i blanding}$$

$$\dot{m}_{VV} = \frac{\dot{m}_{KV} \times (t_{KV} - t_b)}{(t_b - t_{VV})} \quad \text{Formel 3 – Massestrøm varmtvann}$$

$$\dot{m}_b = \dot{m}_{KV} + \dot{m}_{VV} \quad \text{Formel 4 – Massestrøm blanding}$$

**Hvor:**

- $T_b$      temperatur i blanding
- $\dot{m}_{KV}$     massestrøm kaldtvann
- $\dot{m}_{VV}$     massestrøm varmtvann
- $t_{KV}$      temperatur i kaldtvann
- $t_{VV}$      temperatur i varmtvann
- $\dot{m}_b$      massestrøm blanding

### 3.1.1 Dusj

For vann- og energiforbruk til dusj er følgende parametere lagt til grunn:

Tabell 7 – Energibehov dusj

Temperatur i dusjhode	38	°C
Volumstrøm	14	l/min
Varighet	8	minutter
Vannforbruk per dusj	112	liter
VV-forbruk per dusj	63	liter
$\Delta T$ – oppvarming	28	K
<b>Energibehov per dusj</b>	<b>3,64</b>	<b>kWh</b>
<b>Energibehov per dag</b>	<b>835,8</b>	<b>kWh</b>
<b>Energibehov per år</b>	<b>305 066</b>	<b>kWh</b>

I følge Enova [20] ligger vannforbruket på mellom 12–20 l/min for en vanlig dusj og varigheten ca. 8 minutter. Det er valgt å benytte en gjennomsnittlig verdi mellom målt vannhastighet på 12 l/min og 16 l/min som er gjennomsnittet fra Enova.

Med dette som utgangspunkt ble det beregnet et energibehov på 3,64 kWh per dusj, uten varmetap. Dette ved hjelp av formelen for termisk energioverføring (*Formel 1 – Varmetap*).

Basert på 230 daglige dusjer svarer dette til et årlig energibehov på **305 066 kWh** for **dusj**.

Andelen varmtvann er beregnet ved hjelp av formlene: (*Formel 2 – Temperatur i blanding, Formel 3 – Massestrøm varmtvann, Formel 4 – Massestrøm blanding*)

I denne utregningen er kaldtvann og varmtvann satt til henholdsvis 10 °C og 60 °C, samt  $\dot{m}_{KV}$  lik 0,2 kg/s som et utgangspunkt. Dette gir at andelen varmtvann svarer til 56 % eller 63 liter per dusj.

### 3.1.2 Vaskemaskiner

Det er hentet ut spesifikke produktdata for den aktuelle vaskemaskin-modellen som finnes i vaskerommet i høyblokken C-D (les: Miele PW6065 Vario). Dataene viser til at vannforbruket per vask ligger på 40 liter om man tar hensyn til en gjennomsnittlig klesmengde på 5 kg.

Andelen varmtvann er ikke oppgitt i produktdatabladet for gjeldende vaskemaskin, utregningen er derfor basert på databladet for lignende maskin fra samme produsent (*Vedlegg 1 – Datablad for Miele*).

Differansen mellom “spesifikt energiforbruk ved tilkopleing av kaldtvann” og “spesifikt energiforbruk ved tilkopleing av kaldt- og varmtvann” utgjør energibehovet for oppvarming av varmtvann. Dette multipliseres opp med 5 kg og gir dermed: 0,65 kWh. Mengde VV-vann for 60 °C kulørt vask blir dermed 11,2 liter og utgjør cirka 30 % av det totale vannforbruket for denne maskinen:

$$8,19 \text{ l/kg} \times 5 \text{ kg} = 40,9 \text{ liter.}$$

30 % VV svarer til en blandingstemperatur for hele maskinenes vannforbruk på 25 °C.

*Parameterne som er lagt til grunn for utregningen og resultatet vises på neste side:*

Tabell 8 – Energibehov vaskemaskiner

Temperatur inn i vaskemaskin	<b>60</b>	°C
Vannforbruk per vask	40	liter
Andel varmtvann	30	%
Varmtvannsforbruk per vask	12	liter
Spesifikk varmekapasitet	4,18	kJ/kg×K
ΔT – oppvarming	50	K
<b>Energibehov per vask</b>	<b>0,7</b>	<b>kWh</b>
<b>Energibehov per dag</b>	<b>35,5</b>	<b>kWh</b>
<b>Energibehov per år</b>	<b>12 968</b>	<b>kWh</b>

Med utgangspunkt i 60 graders kulørtvask vil hver vask kreve 0,7 kWh varmtvann.

Videre vil det årlige energibehovet svare til **12 968 kWh** for **vaskemaskinen**, med hensyn på 51 daglige vask.

### 3.1.3 Kjøkken og servant på bad

Det resterende energibehovet omfatter varmtvann til servant på bad, samt kjøkkenvask. Andre tappevannskrevende komponenter (f.eks. oppvaskmaskin) benytter seg av elektrisitet og oppvarmingen skjer lokalt for varmtvann. Denne type komponenter er dermed ikke med i beregningene.

For å beregne energibehovet er det tatt utgangspunkt i en relevant rapport fra 2009 av “Energimyndigheten” i Sverige. Her er det kommet frem til gjennomsnittlige verdier for vannforbruk i leiligheter ut fra faktiske måledata.

Tabell 9 – Gjennomsnittlige verdier for vannforbruk i leiligheter

	Totalt vannforbruk	VV-behov (uten vaskemaskin) *	
<b>"Energimyndigheten"</b>	<b>184</b>	<b>58</b>	1/dag-person
Denne rapporten, uten kjøkken og servant	96	50	
Kjøkken og servant	24	8	
<b>Denne rapporten, mht."Energimyndigheten"</b>	<b>121</b>	<b>58</b>	

\*Energimyndighetens rapport tar utgangspunkt i at vaskemaskiner ikke er tilkopleet varmtvann og er dermed ikke med i beregning av varmtvannsforbruk

Det er først og fremst tatt hensyn til det totale VV-behovet, noe som gir at det daglige VV-behovet til kjøkken og servant beløper seg til 8 l/person. Det totale vannforbruket til kjøkken og servant (les: 24 l/dag – person) er beregnet på grunnlag av at 33 % av tappevannet består av varmtvann [1].

Differansen mellom “Energimyndighetens” totale vannforbruk på 184 L og 121 L fra denne rapporten kan forsvares med at deres rapport omfatter alt av vannkrevende komponenter – også oppvaskmaskin og vaskemaskin.

Vannforbruket til kjøkken og servant på 24 L multipliseres opp med antall boenheter og svarer dermed til 6992 liter. Fordelingen mellom kjøkken og servant er 75/25 basert på en utgått rapport [21], hvilket fører til følgende verdier:

Tabell 10 – Vannforbruk til kjøkken og servant

	Liter/dag	Liter/dag - pers	Normal vannmengde (l/s)	Varighet (s)
Kjøkkenvask	5244	18	0,6	30
Servant med 1" bunnventil	1748	6	0,3	20
<b>Totalt</b>	<b>6992</b>	<b>24</b>	<b>0,9</b>	<b>40</b>

Parameterne som er lagt til grunn for utregningen og resultatet:

Tabell 11 – Energibehov kjøkkenvask og servant

Temperatur blanding	<b>26,5</b>	°C
Daglig vannforbruk til servant & kjøkken	6992	liter
Andel varmtvann	33	%
Varmtvannsforbruk	2308	liter
Spesifikk varmekapasitet	4,18	kJ/kg×K
ΔT – oppvarming	16,5	K
<b>Energibehov per dag</b>	<b>44,2</b>	<b>kWh</b>
<b>Energibehov per år</b>	<b>16 136</b>	<b>kWh</b>

Den blandede temperaturen på vann fra servant og kjøkkenvask regnes ut ved hjelp av: (Formel 2 – Temperatur i blanding) og med hensyn på at 33 % av vannmengden består av varmtvann. Med 26,5 °C til grunn i energiberegningene gir det et resultat på 44,2 kWh per dag. På årsbasis svarer dette til et energibehov på **16 136 kWh** for **kjøkkenvask og servant**

### 3.1.4 Total energibehov

De tre foregående punktene utgjør det totale energibehovet, sammen med varmetapet i sirkulasjonsledningene. Varmetapet på 107 906 kWh/år er kalkulert ved hjelp av Glava sitt beregningsprogram: IsoDim® [22] og er videre fordelt prosentvis på de ulike komponentene.

Utregningen for varmetap er beskrevet under (3.3.3 Varmetap i sirkulasjonsledninger)

Det totale årsbehovet summeres til **424 920 kWh**, uten vaskemaskin.

Dette er et plausibelt resultat når det sammenlignes med «Energimyndigheten» [1] og tall hentet fra «Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer» [2]. Det viser seg nemlig at tallene i denne rapporten føyer seg inn midt mellom tallene fra overnevnte kilder.

Tabell 12 – Totalt energibehov

	Spørre-undersøkelse	Andel av totalforbruket	Med varmetap	«Energi-myndigheten»	«Zijdemans»	kWh/år - 288 personer
Dusj	305 066	91,29 %	403 573	-	-	
Servant & kjøkken	16 136	4,83 %	21 346	-	-	
<b>Sum</b>	<b>321 202</b>	<b>96,12 %</b>	<b>424 920</b>	<b>330 912</b>	<b>460 800</b>	
Vaskemaskin	12 968	3,88 %	17 156	-	19 440	
<b>Totalt</b>	<b>334 170</b>	<b>100,00%</b>	<b>442 076</b>	<b>330 912</b>	<b>480 240</b>	

Tallene fra «Energi-myndigheten» og «Zijdemans» er begge basert på et daglig energibehov for tappevann per person. Dette er derfor multiplisert opp med antall beboere.

Når man ser på «Zijdemans» tall for energibehov til vaskemaskin, er dette basert på 450 kWh for en *normalbolig*. En normalbolig tolkes å være en bolig bestående av 4 beboere. Videre, med hensyn på data fra Miele [23], står elektrisk tilført effekt til vaskemaskinene for cirka 40 %, hvilket betyr at regnestykket blir som følger:  $0,6 \times 450 \times 288 / 4$ . Dette gir totalt 19 440 kWh, noe som samsvarer relativt godt med beregningene for Høyblokken på Fantoft hvor tallet ble 17 156 kWh.

## 3.2 Tilgjengelig gråvannsenergi

### 3.2.1 Temperatur i akkumulatortank

Det er valgt å samle gråvannet i en akkumulatortank slik at vannet kan fungere som en stabil energikilde. For å beregne den tilgjengelige energimengden i gråvannsakkumulatortanken er det nødvendig å vite den gjennomsnittlige temperaturen for et døgns gråvannsforbruk. Forbruket og døgnet deles opp i to «peaker» som fremkommer i tabellene nedenfor.

Temperaturen i akkumulatortanken er beregnet ved hjelp av (*Formel 2 – Temperatur i blanding Formel*). Andelen VV for de ulike komponentene, samt «temperatur til bruk» er forklart tidligere i rapporten. Det er gjort antagelser for temperaturtapene, basert på eksisterende tap i sirkulasjonsledninger. Grunnen til at «dusj» har et større tap skyldes den høyere temperaturen i åpne og større omgivelser. Vaskemaskinene vil eksempelvis fungere mer som et isolert system og har dermed mindre varmetap.

Tabell 13 – Temperatur i akkumulatortank peak 1

Peak 1 (kl. 05-16)			
	Dusj	Servant	Vaskemaskin
Mengde (L)	12307	874	640
Forhold VV/KV	56/44	33/67	30/70
Blandingstemp (°C)	38	26,5	25
<b>Blandingstemp. u/tap (°C)</b>	<b>36,7</b>		
Temp m/tap (°C)	31	21,5	20
<b>Blandingstemp (°C)</b>	<b>29,9</b>		

Tabell 14 – Temperatur i akkumulatortank peak 2

Peak 2 (kl. 16-05)			
	Dusj	Servant	Vaskemaskin
Mengde (L)	13401	874	1400
Forhold VV/KV	56/44	33/67	30/70
Blandingstemp (°C)	38	26,5	25
<b>Blandingstemp. u/tap (°C)</b>	<b>36,2</b>		
Temp m/tap (°C)	31	21,5	20
<b>Blandingstemp (°C)</b>	<b>29,5</b>		

De gjennomsnittlige temperaturene for begge peakene legges til grunn for å regne på det totale varmetapet fra tappepunkt til gråvannsakkumulatortank. Varmetapsberegningen gjøres ved hjelp av (Formel 1 – Varmetap) hvor  $\Delta T$  er differansen mellom gjennomsnittlig temperatur m/tap og gjennomsnittlig temperatur u/tap. Total masse vil være totalt vannforbruk for begge peakene.

### 3.2.2 Varmetap fra tappested til akkumulatortank og tilgjengelig energi

Tabell 15 – Varmetap fra tappested til akkumulatortank

Gjennomsnittlig for peak 1 og 2:	29,7 °C
Gjennomsnittlig u/tap:	36,4 °C
<b>Varmetap:</b>	<b>231,02 kWh</b>

Med dette som utgangspunkt kan man regne ut den tilgjengelige gråvannsenergien som vil være tilgjengelig i akkumulatortanken:

Tabell 16 – Tilgjengelig gråvannsenergi

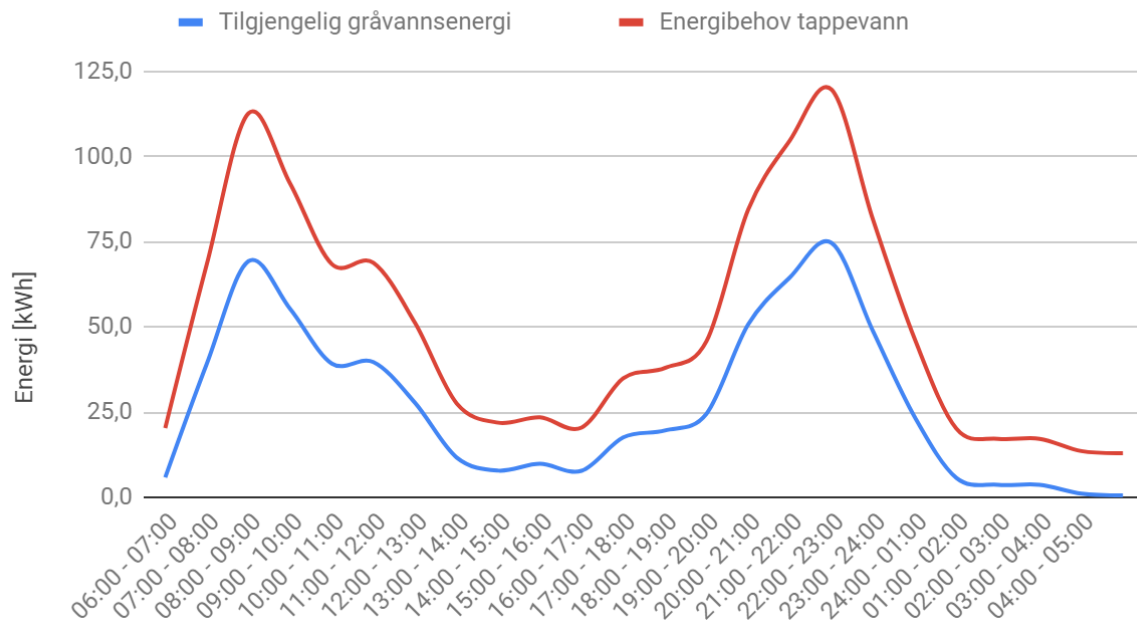
+	Energibehov dusj	836	kWh
+	Energibehov vaskemaskiner	36	kWh
+	Energibehov servant på bad	11*	kWh
-	Varmetap før gråvannsgjenvinning	231	kWh
=	<b>Tilgjengelig gråvannsenergi</b>	<b>651</b>	<b>kWh</b>

\*(44 kWh × (1748 / 6992)) - energibehov til kjøkken og servant multiplisert med vannforbruk-forholdet

Det daglige energibehovet til tappevann og den tilgjengelige gråvannsenergien visualiseres i grafen på neste side.



## Energibehov mot gråvannsenergi

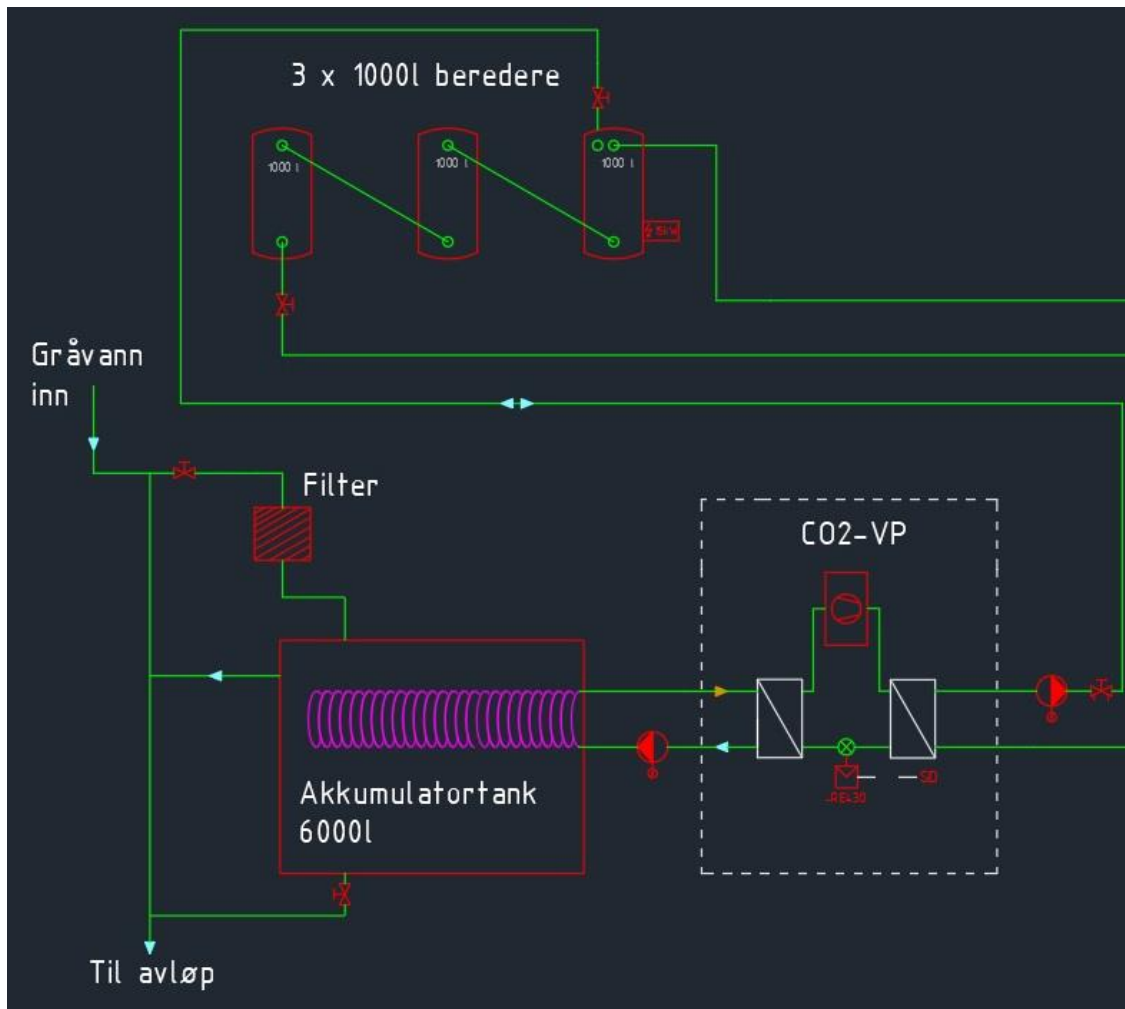


Figur 4 – Energibehov mot gråvannsenergi

For komplett utregning av både energibehov og gråvannsenergi, se *Vedlegg 2 – Energibehov og energipotensiale*

### 3.3 Dimensjonering av gråvannsvarmegjenvinningssystem

Med foregående kalkulert data for tilgjengelig gråvannsennergi skal det dimensjoneres komponenter til tenkt gjenvinningsanlegg. Utover de eksisterende komponentene vil det dimensjoneres følgende: avløpssystem for gråvann, CO<sub>2</sub>-VP med tilhørende sekundærmedium, varmtvannsberedere, samt akkumulatortank med coil. I tillegg vil det være nødvendig med et filter i forkant av akkumulatortank som tar opp det verste av uønskede partikler. En grov systemskisse med de overnevnte komponentene, sammen med eksisterende tappevannledninger, vises under. For en mer detaljert systemskisse, se *Vedlegg 14 – Detaljert systemskisse*.



Figur 5 – Enkel systemskisse

Dagens tappevannsløsning for høyblokken C-D er sentralisert og begrenset til fyrrommet i underetasjen. Fyrrommet har begrenset plass, slik at det er hensiktsmessig at gråvannsgjenvinningssystemet fordeles over både fyrrom og tilfluktsrom. Sistnevnte ligger også i underetasjen, men har en mer sentral plassering. Det er derfor tenkt at tilfluktsrommet vil inneholde både akkumuleringstanken og CO<sub>2</sub>-VP, mens sekundærmediet strømmer inn til fyrrommet hvor varmtvannsberederne vil være plassert. Plasseringen av CO<sub>2</sub>-VP må uansett etterfølge “Norsk kulde- og varmepumpe norm” [24].

### 3.3.1 Dimensjonering av avløpssystem til gjenvinning

For et gråvannsgjenvinningsanlegg behøves det to separate avløpsrørnett som skiller mellom nyttig gråvann og resterende spillvann. Rørene som tar for seg øvrig spillvann vil tilsvare det eksisterende rørnettet og vil dermed ikke være en ekstra påkostning.

Av den grunn vil fokuset i kapittelet rettes mot dimensjonering av gråvannsrørene som inndeles slik:

- **Ikke-ventilerte sideavløpsrør**
- **Ventilerte avløpsrør**
- **Horisontale rørstrekk i kjeller**

Spillvannet i en bygning skal kunne ledes bort i takt med tilløpet. Dette fordi det ikke skal oppstå oversvømmelser eller andre ulemper ved normal bruk av installasjonen. I tillegg skal spillvannsystemet være slik at det ikke kan oppstå suge- eller trykksvingninger som kan påvirke virkningen av vannlåsen [25].

Det stilles krav i TEK17 (paragraf 15-6) for innvendige avløpsledninger og som må etterfølges i prosjektering- og installasjonsfasen. Disse innebærer blant annet brann- og støytiltak og fall på rør. Kravet for sistnevnte er at det skal være 1 cm fall per 60 cm horisontalt rørstrekk, altså 1:60. I tillegg stilles det spesifikke krav og regler gitt i rørhåndboken. Her skiller det mellom krav for belastning av ventilerte spillvannsledninger og ikke-ventilerte spillvannsledninger.

For å beregne rørdimensjon for avløpsrør er det hensiktsmessig å bruke *normalvannmengde*<sup>1</sup>.

Summen av spillvannsmengdene i l/s gir normalvannmengden som igjen brukes som dimensjoneringsgrunnlag i utregningen som er utført punktvis på de neste sidene.

I beregningene benyttes normalvannmengde-verdier gitt i «Tekniske Bestemmelser» [25] som erfaringsmessig gir tilstrekkelig rørdimensjon.

Gjennomgående i utregningene nedenfor er det gjort beregninger for den minste og de mest nødvendige rørdimensjonene for de ulike tilfellene, med hensyn på spillvannsmengde. Disse beregningene er brukt som utgangspunkt, men den endelige rørdimensjonen bestemmes ut fra hva som er mest fornuftig og hensiktsmessig i henhold til standardiserte rørdimensjoner fra leverandør.

#### Ikke-ventilerte spillvannsledninger

De ikke-ventilerte spillvannsledninger strekker seg fra hver hybel og ut til hovedsjakt.

For å bestemme minste dimensjon brukes *Vedlegg 5 – Normalvannmengde fra utstyr med selvstendig vannlås* som tar for seg spillvannsmengder.

Tabell 17 – Ikke-ventilerte spillvannsledninger

Sanitærutstyr	Normalvannmengde (l/s)	Antall	Spillvannsmengde per hybel (l/s)
Dusj	0,4	1	0,4
Servant	0,3	1	0,3
<b>Sum normalvannmengde</b>			<b>0,7</b>

<sup>1</sup> Normalvannmengden er den avløpsvannmengden det enkelte sanitærutstyret skal kunne lede bort

Summert spillvannsmengde er beregnet til 0,7 l/s noe som gir en indre diameter på 45 mm ved bruk av *Vedlegg 7 – Tillatt belastning for ikke-ventilerte spillvannsledninger*. Lengste horisontale rørstrekk ved gitte betingelser er satt til 10 meter, noe som ikke vil være problematisk på grunnlag av at plantegningene for høyblokken viser at avstanden fra bad til sjakt er vesentlig kortere. Som forklart innledningsvis vil det i dette tilfellet være hensiktsmessig å installere 75 mm MA-rør for de ikke-ventilerte spillvannsledningene.

### Ventilerte spillvannsledninger

Ventilerte spillvannsledninger vil strekke seg vertikalt gjennom hovedsjakt fra 18. etasje og helt ned til bunn av bygget. På hovedsjakten er det tilkoplett ett bad per beboeretasje, noe som dermed medfører at vannmengden for hver ikke-ventilerte spillvannsledning må multipliseres opp med antall beboeretasjer. Referert til rørhåndboka skal stående ventilerte spillvannsledninger dimensjoneres etter *Vedlegg 6 – Tillatt belastning av stående ventilerte spillvannsledninger*.

Tabell 18 – Ventilerte spillvannsledninger

Sanitærutstyr	Normalvannmengde (l/s)	Antall	Spillvannsmengde per sjakt (l/s)
Dusj	0,4	18	7,2
Servant	0,3	18	5,4
<b>Sum normalvannmengde</b>			<b>12,6</b>

Beregning for minste dimensjon på ventilerte spillvannsledninger i sjakt er gjort på samme vis som for ikke-ventilerte spillvannsledninger, med unntak av en annen avlesningstabell.

Avlesning fra tabell (*Vedlegg 6 – Tillatt belastning av stående ventilerte spillvannsledninger*) gir at minste diameter på rørledning må være mellom 65 og 80 mm, og mer nøyaktig er diameter interpolert til å være 69 mm. Den nærmeste og mest hensiktsmessige dimensjonen blir dermed 75 mm. Rørtypen vil også her være støpejern av typen MA-rør.

### Horisontale rørstrekk i kjeller

I kjelleren samles alt av avløpsrør for gråvann i horisontale rørstrekk og ledes videre inn til akkumulatortank. I tillegg til vann fra dusj og servant, vil det også innebære vannføring fra vaskeriet, noe som fremkommer i tabellen nedenfor.

Tabell 19 – Horisontale rørstrekk i kjeller

Sanitærutstyr	Normalvannmengde (l/s)	Antall	Sjakter	Sum spillvannsmengde (l/s)
Dusj	0,4	18	16	115,2
Servant	0,3	18	16	86,4
Vaskemaskin	1,2	20		24
<b>Sum normalvannmengde</b>				<b>225,6</b>

I beregningen for minste dimensjon for liggende ventilerte spillvannsledninger benyttes *Vedlegg 3 – Største samtidige belastning av spillvann* for å finne største samtidige spillvannsmengde i l/s.

Med en sum normalvannmengde på 226 l/s gir det en største samtidige spillvannsmengde på 6,5 l/s. Videre benyttes

*Vedlegg 4 – Dimensjoneringsdiagram for liggende ventilerte spillvannsledninger* (innvendig diameter) hvor rørledningens dimensjon påvirkes av minste akseptable fall. Dette gir en utvendig diameter på 135 mm.

Kravet om et fall på 1:60 for bestemt dimensjon vil være oppnåelig med tanke på akkumulatortankens sentrale plassering i midten av bygget. Fra hver ende og inn til akkumulatortanken vil nemlig fallet være omtrent 1:16, gitt en meter avstand fra topp av akkumulatortank til tak.

Oppsummert blir dette de gjeldende dimensjonene for gråvannsrørene:

Tabell 20 – Oppsummering av rørdimensjoner

Rør	Dimensjon
<b>Ikke ventilerte spillvannsledninger</b>	75 mm
<b>Ventilerte spillvannsledninger</b>	75 mm
<b>Horisontale rørstrekk i kjeller</b>	135 mm

### 3.3.2 Isolering og varmetap i avløpsrør for gråvann

Det er ønskelig å opprettholde temperaturen på gråvannet så godt det lar seg gjøre, slik at virkningen av den termiske energien blir størst mulig. Tykk isolasjon gir lavere varmetap, men isolasjon har også sin pris. Det er derfor viktig å finne en fin balanse mellom materialbruk og nyttegrad. I dette kapitlet blir det beregnet varmetap for de to rørtykkelsene (75 mm og 135 mm) for å se hvor denne balansen ligger og dermed for å finne ut hvilke tykkelser som egner seg best. Selve varmetapet vil ikke tas i betraktning i utregningene for potensiell termisk gråvannsenergi, da beregningen vil være svært unøyaktig på grunn av varierende strømningshastighet og andre påvirkende faktorer.

I beregning av varmetap i avløpsrør for gråvann benyttes ikke IsoDim®, da programmet ikke tar hensyn til valg av materiale. Isteden benyttes formelen for varmetap gitt nedenfor:

$$Q = \frac{2\pi \times L \times (t_i - t_o)}{\frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k} + \frac{\ln\left(\frac{r_s}{r_o}\right)}{ks}}$$

*Formel 5 – Varmetap for avløpsrør*

[26]

NS 8175 setter krav til støy fra avløpsrør, noe som fører til at det er mest hensiktsmessig å benytte rør av typen støpejernsrør for Høyblokken C-D. Støpejern har en termisk konduktivitet på 80 W/m×K [27], noe som betyr at materialet i seg selv har isolerende egenskaper i forhold til for eksempel kobber som har en varmeledningsevne på 400 W/m×K [27]. For å øke isoleringsgraden ytterligere vil det benyttes isolering med termisk konduktivitet på 0,033 W/m×K.

Under er det gitt en oversikt over parameterne som benyttes i formelen for varmetap. Av de variable parameterne står radius for innvendig og utvendig oppført for de to rørdimensjonene. Isolasjonstykkelsene varierer mellom 10 mm og 60 mm og står dermed ikke oppført. Disse kommer derimot frem i diagrammet lenger ned.

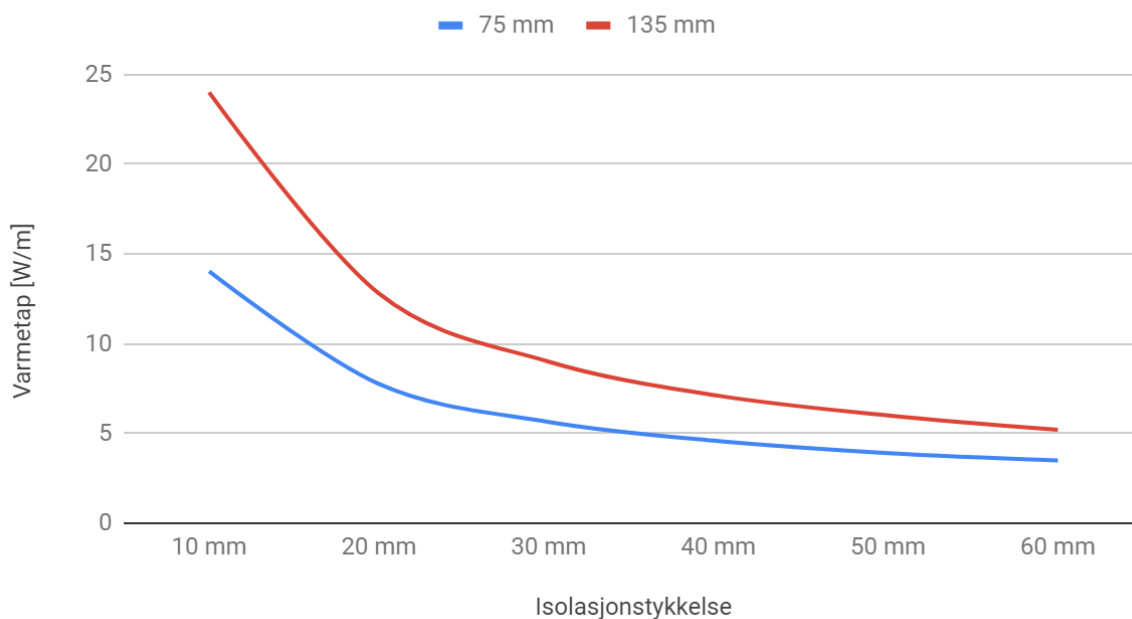
Tabell 21 – Parametere utregning av varmetap

Faste parametere		75 mm	135 mm	
<i>k</i>	Termisk konduktivitet	80		W/m×K
<i>ks</i>	Termisk konduktivitet ISO	0,033		W/m×K
<i>L</i>	Lengde	1		meter
<i>to</i>	Temperatur omgivelser	20		°C
<i>ti</i>	Temperatur innvendig	36*		°C
Variable parametere				
<i>ro</i>	Utvendig radius	0,0375	0,0675	meter
<i>rs</i>	Innvendig radius	0,0340	0,0625	meter
<i>ri</i>	Utvendig radius m/isolasjon	-	-	meter

\*gjennomsnittlig temperatur i sluk, se utregning under 3.2.1      Temperatur i akkumulatortank

Av diagrammet ser man at dersom man velger en tynn isolasjonstykkelse vil varmetapet per meter være vesentlig høyere enn dersom man velger en tykkere isolasjonstykkelse. Videre vil varmetapet i W/m reduseres med kortere intervaller etterhvert som isolasjonstykkelsen øker, og prisen for besparelse av energi øker dermed eksponentielt.

## Varmetap for ulike isolasjonstykkelser



Figur 6 – Varmetap for ulike isolasjonstykkelser

Isolasjonstykkelse for gråvannsrør velges til 40 mm da grafen visualiserer godt hvordan varmetapet betydelig har blitt redusert, samtidig som grafen har flatet seg ut. Valget av en tykkere isolasjon

utgikk nettopp fordi besparelsen for ytterligere materialbruk er mindre. Ulempene med å benytte isolasjonstykkelser i denne skalaen er at det vil medføre krav om større plass i rørføringer, noe som kan være problematisk. For eksempel vil 75 mm rør med 40 mm isolasjon ha en total diameter på 155 mm.

### 3.3.3 Varmetap i sirkulasjonsledninger

For beregning av varmetap i sirkulasjonsledninger brukes Glavas beregningsprogram IsoDim® som tar hensyn til nettopp tap fra varmtvannledninger. IsoDim® sine varmetapsberegninger utføres etter ISO 12241 som er en europeisk standard med regler for å kalkulere termisk isolering av bygningsutstyr og industri-installasjoner. I tillegg setter Norsk standard krav til isolasjonstykkelse på vannbaserte varmeanlegg. IsoDim® er derfor et godt kvalifisert program for å beregne varmetap for den gitte rørtypen.

For at IsoDim® skal kunne beregne varmetapet må følgende beregningskriterier bestemmes:

- Beregningstype (rør, sirkulær kanal, rektangulær kanal osv.)
- Orientering (vertikal, horisontal)
- Dimensjoner (diameter og lengde) (mm)
- Isolasjonstype og -tykkelse (mm)
- Kledning (overflate isolasjon)
- Omgivelse (innendørs, utendørs)
- Medietemperatur (°C)
- Omgivelsestemperatur (°C)

Det benyttes dimensjonsdata fra dagens tappevannsystem når det totale varmetapet beregnes.

Isolasjonstypen som benyttes for de varme tappevannsrørene er «Glava Rørskål Climpipe Section Alu 2», da denne er vanlig å benytte som varmeisolasjon for varmtvannsledninger. Aluminiumsfolie velges som kledning for varmtvannsrørene.

I alle beregningene for varmetapet i varmtvannsrørene under er det tatt hensyn til at røropplegget er installert innendørs og at beregningstypen baserer seg på rør.

Tabell 22 – Varmetapsberegning for sjakter

	VV dimensjon (mm)	Lengde (m) vertikalt	Isolasjons-tykkelse (mm)	Medie-temperatur (°C)	Omgivelses-temperatur (°C)	Varme-tap (W)
Lavtrykk	28	20	30	65	20	<b>152</b>
Høytrykk	28	40	30	65	20	<b>305</b>
VVC lavtrykk	15	20	30	55	20	<b>85</b>
VVC høytrykk	12	40	30	55	20	<b>153</b>
<b>Varmetap for en sjakt</b>						<b>667 W</b>
Antall sjakter						16
<b>Varmetap fra sirkulasjonsledninger i alle sjakter</b>						<b>11120 W</b>

Tabell 23 – Varmetapsberegning for horisontale rørstrekk

	VV dimensjon (mm)	Lengde (m) horisontalt	Isolasjons- tykkelse (mm)	Medie- temperatur (°C)	Omgivelses- temperatur (°C)	Varme- tap (W)
Lavtrykk	42	38	30	65	20	<b>365</b>
Høytrykk	42	38	30	65	20	<b>365</b>
VVC lavtrykk	35	38	30	55	20	<b>249</b>
VVC høytrykk	28	38	30	55	20	<b>219</b>
<b>Varmetap for horisontale rørstrekk</b>						<b>1198 W</b>

Det totale varmetapet vil være summen av varmetap fra vertikale- og horisontale rørstrekk for sirkulasjonsledningene.

**Totalt varmetap for tappevannssystemet: 12318 W ≈ 12,3 kW per time**

Varmetapet vil foregå kontinuerlig alle timene i døgnet – altså vil det timebaserte energitapet være 12,3 kWh. På **døgnbasis** vil dette summeres opp til **296 kWh**. (Se: Vedlegg 2 – Energibehov og energipotensiale)

### 3.3.4 Dimensjonering av CO<sub>2</sub> varmepumpe

Med foregående data lagt til grunn, er det valgt å se nærmere på hvordan en CO<sub>2</sub>-VP kan nyttiggjøres i kombinasjon med gråvann som energikilde. CO<sub>2</sub>-varmepumper har blant annet fordelen av at den klarer å produsere ønsket temperatur (les: 70 °C) uten ytterligere ettervarming. I tillegg er det grunnlag for å oppnå en høy COP. Varmepumpen vil fungere som en komponent i et større, aktivt, indirekte gjenvinningssystem for oppvarming av tappevann.

Det vil gjøres to beregninger i denne rekkefølgen: én som viser hvilken effekt som behøves for å dekke behovet, og én som viser hvor stor andel som dekkes av totalbehovet ved hjelp av den tilgjengelige gråvannsenergien.

#### **Totalt energibehov og nødvendig effekt for tappevann**

Når det skal foretas valg av varmepumpe størrelse er det nødvendig å ta hensyn til det totale energibehovet for varmtvann i løpet av et døgn, og deretter velge en dimensjonerende driftstid for varmepumpen. Basert på energibehovet og driftstid kan det regnes ut en effektytelse ved bruk av følgende formel:

$$\text{Effektytelse} = \frac{\text{Energibehov}}{\text{Driftstid}}$$

Formel 6 – Effektytelse til varmepumpe



Beregningen av effektytelsen tar utgangspunkt i det totale energibehovet for varmtvann per døgn, som ble beregnet til 1211 kWh. Energiforbruket vil være svingende i løpet av døgnetimer, slik at det er viktig at det produseres og akkumuleres energi for senere behov. Dette løses ved bruk av konvensjonelle varmtvannsberedere. Disse blir dimensjonert senere i rapporten.

På det norske markedet i dag er Winns AS en av de fremste leverandørene og med kunnskap innen CO<sub>2</sub>-varmepumper. Selskapet tilbyr maskiner med en effektytelse mellom 20 og 80 kW. De leverer også større pumper som kan produsere en effektytelse opp til 150 kW. I tillegg har de mulighet til å skalere opp og bygge flere maskiner på samme rigg (og dermed oppnå høyere effektytelse), noe som gjør at de kan skreddersy og tilpasse seg kunden.

Etter å ha vært i kontakt med Winns AS er det ønskelig å la varmepumpen gå flest mulig timer i døgnet, siden man likevel henter ut «gratis» energi under drift. En CO<sub>2</sub>-VP har i utgangspunktet ikke behov for pauser så lenge maskinen driftes med stabile temperaturer og får tilstrekkelig med smøring. Generelt blir slike systemer i dag stort sett overdimensjonert, hvilket betyr at varmepumpe-anlegg har mer elektrisk installert effekt enn nødvendig. I tillegg fordyrer det investeringen. Anbefalinger fra Winns AS er at det heller gjøres en underdimensjonering slik at installert effekt blir lavere, men samtidig at driftstid blir lenger.

Likevel vil det være rom for at varmepumpen kan driftes over flere timer og dermed dekke eventuelle uforutsette energibehov.

Basert på disse anbefalingene er det bestemt at varmepumpen skal ha en dimensjonerende driftstid på 22 timer per døgn. Pausene er satt i tidsrommet fra midnatt og to timer frem der hvor energibehovet er lavt.

Tabell 24 – Effektytelse for å dekke det totale tappevannsbehovet

Totalt energibehov varmtvann (kWh)	1211	kWh
Driftstid CO <sub>2</sub> -VP	22	h
Pausetid CO <sub>2</sub> -VP	00:00 - 02:00	
<b>Varmepumpeytelse for å dekke totalbehovet (kW)</b>	<b>55,1</b>	<b>kW</b>

Ovenfor er det vist at varmeytelsen i CO<sub>2</sub> varmepumpen er beregnet til 55 kW for å nøyaktig dekke varmtvannsbehovet. Med data fra Winns AS

Vedlegg 8 – CO<sub>2</sub>-VP data fra Winns AS) vil en slik varmeytelse kreve cirka 44 kW i kuldeytelse (gitt en COP på 5,2) noe som vil svare til et daglig energibehov fra gråvann på rundt 1000 kWh. I tillegg tilkommer virkningsgrad, noe som vil øke behovet ytterligere. Til sammenligning er den potensielle gråvannsenergien i akkumulatortank beregnet til 651 kWh/døgn (3.2 Tilgjengelig gråvannsenergi) og som dermed ikke er nok for å dekke det totale energibehovet for tappevann.

### Andel energibehov dekket av gråvannsenergi

Basert på potensiale av den termiske energien i gråvannet vil det være interessant å finne ut hvilke energiopptak sekundærmediet har i akkumulatortanken under gitte forutsetninger.

Virkningsgraden for en slik type gråvannsvarmegjenvinner er vanligvis i størrelsesorden 40 til 60 %. Eksakt virkningsgrad er avhengig av isoleringsgrad av tank, samt tank- og coilstørrelse, men antas å være 60 % i beregningen nedenfor. [2]

Dermed blir utregningen som følger:

Tabell 25 – Effektopptak i akkumuleringstank

Energipotensialet i akkumulatortank	651,4	kWh
Virkningsgrad i vekslingsprosess i akkumulatortank	60	%
Energiopptak i akkumuleringstank	390,8	kWh
Driftstid CO <sub>2</sub> -VP	22	h
<b>Effektopptak i akkumuleringstank</b>	<b>17,8</b>	<b>kW</b>

Utregnet effektopptak i akkumuleringstank er beregnet til 17,8 kW og vil være den energien sekundærmediet opptar gjennom coilen. Videre er det antatt en virkningsgrad på 100 % i vekslingen mellom sekundærmediet og arbeidsmediet i fordampere. Dette medfører at kuldeytelsen (QL) på fordampere også vil svare til 17,8 kW og som vil være varmekilden til CO<sub>2</sub>-VP. For å beregne varmeytelsen fra gråvannsenergien behøves det en COP. Denne antas å være 5, basert på samme driftsbetingelser, men en lavere kuldeytelse enn i det tilfellet der varmepumpen dekker det totale tappevannsbehovet.

I beregning av den nyttige varmeytelsen fra gråvannsenergi benyttes formelen under:

$$Q_H = \frac{COP \times Q_L}{COP - 1} \quad \text{Formel 7 - Varmeytelse}$$

Tabell 26 – Varmeytelse ut av CO<sub>2</sub> varmepumpe

COP-HP	5	
Kuldeytelse, QL	17,8	kW
<b>Varmeytelse, QH</b>	<b>22,2</b>	<b>kW</b>
Installert effekt, EL	4,4	kW

Varmeytelsen (QH) er beregnet til 22,2 kW. For å regne ut hva dette tilsvarer i energimengde multipliseres varmeytelsen med driftstiden til varmepumpen (22h).

Dette svarer til en energimengde på: **22,2kW × 22h = 488kWh.**

$$\text{Dekningsgrad} = \frac{\text{Energimengde}}{\text{Totalt tappevannsbehov}} \times 100\% \quad \text{Formel 8 – Dekningsgrad}$$

Dette betyr at den tilgjengelige gråvannsenergien utgjør en dekningsgrad på **40 %** av det totale energibehovet til tappevann.

### 3.3.5 Dimensjonering av varmtvannsberedere

Det er kalkulert at gråvannsenergien ikke strekker til for å dekke det totale energibehovet. Uansett, vil det være behov for å akkumulere opp varmtvann til det daglige behovet i berederne.

Berederne beregnes og dimensjoneres ut fra energiproduksjon fra en tilstrekkelig stor CO<sub>2</sub>-VP og med hensyn på tapping av energibehov. Det tas dermed utgangspunkt i en varmeytelse på 55,1 kW med produksjon 22 timer/døgn, samt det daglige varmtvannsbehovet på 1211 kWh.

Med hensyn til den største vannmengden i tanken i løpet av et døgn (*se:*

*Vedlegg 10 – Beregning av varmtvannsberedervolum*) er den totale berederstørrelsen beregnet til omtrent 2850 liter. Med en liten sikkerhetsfaktor blir størrelsesbehovet 3000 liter. Det er fordelaktig at dette volumet fordeles over flere tanker, da for eksempel 3 seriekoblede 1000-liters tanker. Videre bør det være tilkøpling for elektrisk oppvarming slik at varmtvannsbehovet fortsatt dekkes ved tilfeller der varmpumpeanlegget settes ut av drift.

### 3.3.6 Dimensjonering av coil og akkumulatortank

#### Beregning av coilstørrelse

Tidligere er det gjort beregninger for hvor mye effekt som tas opp i akkumulatortanken og sendes videre som varmekilde til CO<sub>2</sub>-VP. Det medfører at coilen må dimensjoneres slik at den skal kunne ha samme effektoptak (17,8 kW).

Første steg i beregningsprosessen for valg av coilstørrelse vil være å beregne nødvendig overflateareal. Det er regnet ut et nødvendig overflateareal på 4,9 m<sup>2</sup> ved hjelp av følgende formel:

$$Q = U \times A \times LMTD$$

*Formel 9 – Effektoverføring i varmeveksler*

Formelen løses med hensyn på A, hvor Q er kjent.

U-verdien er bestemt til å være  $1000 \frac{W}{m^2 \times K}$  basert på en samtale med OSO Hotwater – en kjent leverandør innen varmtvannssystemer.

LMTD – den logaritmiske middeltemperaturdifferansen blir brukt for å bestemme varmeoverføringen for blant annet varmevekslere og bestemmes ved følgende formel:

$$LMTD = \frac{(\Delta T1 - \Delta T2)}{\ln\left(\frac{\Delta T1}{\Delta T2}\right)}$$

*Formel 10 – Logaritmisk temperaturdifferanse*

Hvor:

- $\Delta T1 = (T \text{ gråvann, inn}) - (T \text{ sekundærmedium, ut})$
- $\Delta T2 = (T \text{ gråvann, ut}) - (T \text{ sekundærmedium, inn})$

Parameterne som ligger til grunn for beregning av LMTD er gitt i følgende tabell:

Tabell 27 – Temperaturparametere for LMTD

T gråvann, inn	T gråvann, ut	T sekundærmedium, inn	T sekundærmedium, ut
30 °C	17,5 °C	15 °C	25 °C

Det har tidligere vært sett på hvorvidt sekundærmediet bør tilsettes glykol eller ikke, men det er konkludert med at det kan velges rent vann uten tilsatt glykol som sekundærmedium, da temperaturene ikke skaper fare for frost under drift eller i en eventuell stans. Temperaturene inn og ut på sekundærmediet er bestemt ut fra data fra Winns ( Vedlegg 8 – CO<sub>2</sub>-VP data fra Winns AS).

Neste steg er å beregne lengden på coilen. Utregningen gjøres med hensyn på høyden h, med følgende formel:

$$A = 2\pi \times r^2 + 2\pi \times r \times h \quad \text{Formel 11 – Arealet for overflate av en sylinder}$$

Det beregnes to alternative lengder for coil ut fra to ulike coil-diameterer:

Tabell 28 – Beregninger for lengde på coil

Nødvendig effektopptak (22hr)	17,8	kW
$\Delta T$ T1	5	K
$\Delta T$ T2	2,6	K
LMTD	3,64	K
Nødvendig overflateareal på coil	4,9	m <sup>2</sup>
Lengde på coil (D = 20mm)	70,6	m
<b>Lengde på coil (D = 40 mm)</b>	<b>38,8</b>	<b>m</b>

Energiopptaket er naturligvis mindre per meter for en mindre coildimensjon og rørlengden blir dermed lenger. Så lang at det blir upraktisk å velge en diameter på 22 mm med hensyn på utførelse. Det velges heller utvendig diameter på 40 mm slik at coil lengden kan reduseres til omtrent 40 meter.

Videre må massestrømmen for sekundærmediet tilpasses slik at nødvendig effektopptak oppnås. For denne utregningen benyttes den generelle formelen for varmeoverføring, med hensyn på massestrømmen:

$$\dot{Q} = \dot{m} \times C_p \times \Delta T \text{ [kW]} \quad \text{Formel 12 – Effektoverføring}$$

Dermed er massestrømmen beregnet til **0,425 kg/s**, basert på en  $\Delta T = 10\text{K}$ .

Etter valgt utvendig diameter vil det være hensiktsmessig å kontrollere at sekundærmediet har en turbulent strømning, slik at mediet evner til å overføre energi best mulig. Turbulent strømning kontrolleres ved hjelp av Reynoldstall og bør være  $> 4\,000$  [28]. Parameterne til utregning er vist i tabellen under og det kontrolleres at bestemt massestrøm med gitt coildimensjon **gir en turbulent strømning**.

Følgende variabler ligger til grunn for utregning av Reynoldstall:

Tabell 29 – Beregning av Reynoldstall

Innvendig diameter coil	$D$	0,035	m
Massestrøm, 15-25 °C	$\dot{m}$	0,425	kg/s
Tetthet vann	$\rho$	1000	kg/m <sup>3</sup>
Volumstrøm, 15-25 °C	$\dot{V}$	0,000425	m <sup>3</sup> /s
Viskositet vann ved 20°C [29]	$\mu$	0,00100	Pa
Tverrsnittareal coil	$A$	0,00096	m <sup>2</sup>
Hastighet	$v$	0,44172	m/s
<b>Reynoldstall</b>	<b>-</b>	<b>15429</b>	

Formler som ligger til grunn for tallene i tabellen:

$$\text{Volumstrøm} = \frac{\text{Massestrøm}}{\text{Tetthet vann}} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad \text{Formel 13 - Volumstrøm}$$

$$\text{Hastighet} = \frac{\text{Volumstrøm}}{\text{Tverrsnittsareal}} = \frac{\dot{V}}{A} \quad \text{Formel 14 - Hastighet}$$

$$\text{Reynoldtall} = \frac{\rho \times v \times D}{\mu} \quad \text{Formel 15 - Reynoldstall}$$

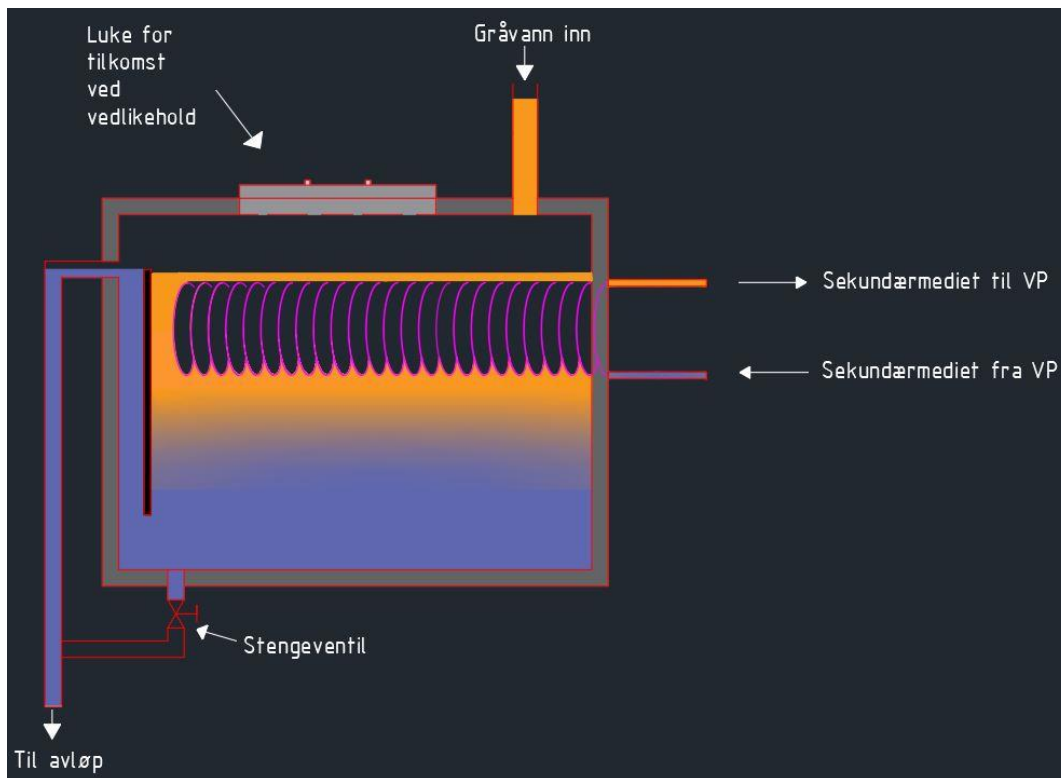
### Størrelse på akkumulatortank

Uansett valgt løsning for gråvannsgjenvinning vil det være behov for en akkumulatortank for gråvannet. Valg av størrelse tar hensyn til den mengden gråvann som “produseres” i løpet av et døgn, samt mengde til utløp. For tenkt aktiv indirekte løsning vil også størrelsen på coilen spille inn. Det må være tilstrekkelig plass slik at hele coilen (med 40 meters lengde) kan senkes ned i vannvolumet. Videre må det også tas hensyn til at mengden energi som overføres til coil faktisk er tilstede i tanken, og ikke skylles ut.

Med overnevnte premisser lagt til grunn er det beregnet at akkumulatortanken bør minimum romme 6000 liter, altså 6 m<sup>3</sup> (Vedlegg 11 – Valg av akkumulatortankstørrelse).

Volumet fordeles slik at lengden er større enn både høyden og bredden. Dermed blir det en rektangulær tank hvor coilen kan ligge vannrett, noe som er hensiktsmessig med tanke på vedlikehold. Coilens plassering gjør at mediet vil i prinsippet ha motstrøms-, medstrøms- og kryssveksling, men i praksis vil coilen fungere som en motstrømsveksler. Sistnevnte gir best energioverføring. [5] I topp av akkumulatortanken vil det være en luke som vil gi lett adkomst for avspyling av coil og tank.

Her er det vist et forslag til utforming av akkumulatortanken:



Figur 7 – Utforming av akkumulatortank

## 3.4 Økonomi

### 3.4.1 Investeringskostnader

Det komplette anlegget for tappevannsoppvarming vil bestå av både eksisterende komponenter, samt nye og dimensjonerte komponenter. I dette kapitlet om kostnader, vil det være fokus på gråvannsvarmegjennvinningsanlegget og den andelen energi anlegget klarer å dekke.

Varmtvannsbereidere vil for eksempel ikke være med i regnskapet siden det uansett vil være behov for disse.

Etter å ha vært i kontakt med diverse leverandører og i prat med fagfolk er det utarbeidet en oversikt over priser og hvilke komponenter som ligger til grunn for investeringskostnaden.

Følgende komponenter er dermed tatt hensyn til i regnskapet:

Tabell 30 - Investeringskostnader

Komponenter	Priser (alle priser eks. mva)	Leverandør
CO <sub>2</sub> -VP (20-25kW)	375 000,-	Winns AS
Rør, pumpe, ventiler og energimåler på kondensatorside + all automatikk for anlegget	100 000,-	Ahlsell AS
Rør, ventiler og pumper på fordamperside	35 000,-	Ahlsell AS
Gråvannsrør m/isolasjon	800 000,-	Düker/Glava/Ahlsel AS
Akkumulatortank for gråvann (6000 liter)	200 000,-	Odin Maskin AS / SGP AS
Varmeveksler (coil: Ø40/40m)	20 000,-	OSO Hotwater AS
Grovt filter	15 000,-	Ahlsell AS
<b>Totalpris</b>	<b>1 545 000,-</b>	

Et grovt prisanslag viser at installasjonskostnaden for anlegget vil ligge på 1 545 000,-, da inkludert arbeid og montering. Dette er en relativ høy investeringskostnad som må fordeles over flere år. Hvor lang nedbetalingstiden blir må derfor beregnes.

### 3.4.2 Lønnsomheten for prosjektet

For å visualisere lønnsomheten er det hensiktsmessig å benytte *nåverdimetoden*. Denne metoden innebærer at man diskonterer fremtidige kontantstrømmer til dagens verdi for deretter å se om investeringen er lønnsom eller ikke. Lønnsomhet vil forekomme når nåverdien er positiv.

Vanligvis bestemmes diskonteringsrenten ut fra ønsket nedbetalingstid. I dette tilfellet fastsettes renten og vil fornuftig anses å være 6 %.

Videre vil også årlig besparelse for installasjonen være en sentral parameter i nåverdiutregningen. Besparelsen vil være energimengden ut av varmepumpen subtrahert med energien kompressoren bruker. Med en energimengde på 489 kWh og en COP på 5 vil netto energimengde tilsvare 391 kWh.

En siste og avgjørende parameter som er med på å bestemme den årlige besparelsen er kraftprisen. I utregningen i *Tabell 31 – Økonomiberegninger* nedenfor er det tatt hensyn til dagens kraftpris for sluttbruker. [30]

$$NV = \frac{B \times (1 - (1 + f)^{-n})}{f} - I_0 \quad \text{Formel 16 – Nåverdi}$$

Når nedbetalingstiden for en lønnsom investering er beregnet vil det være hensiktsmessig å vite hvilke årskostnader anlegget fører med seg. Disse kostnadene tar for seg de totale kostnadene per år (uten uforutsette ekstrakostnader), fordelt på levetiden og beregnes ved hjelp av formlene nedenfor:

$$\text{ÅK} = A_n + Ek + DV \quad \text{Formel 17 – Årskostnader}$$

$$A_n = I_0 \times \frac{f \times (1 + f)^n}{(1 + f)^n - 1} \quad \text{Formel 18 – Kapitalkostnad}$$

*Tabell 31 – Økonomiberegninger*

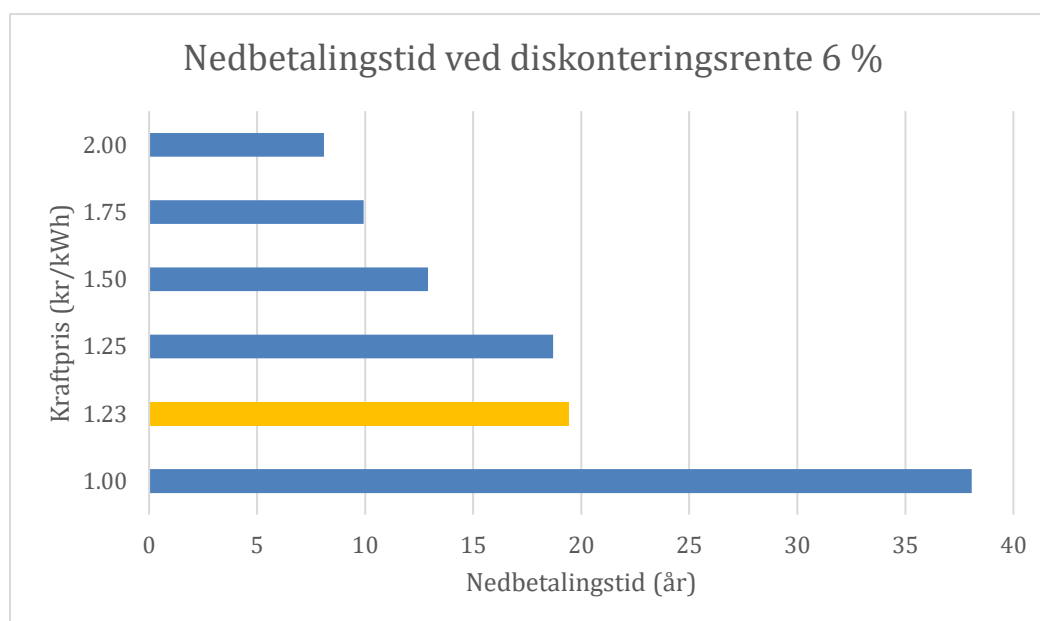
Diskonteringsrente	f	6,0 %	
<b>Nedbetalingstid</b>	<b>n</b>	<b>19,4</b>	<b>år</b>
Investeringskostnader	I <sub>0</sub>	1 545 000	kr
Kapitalkostnader	A <sub>n</sub>	136 825	kr
Energimengde ut av varmepumpe	-	488,5	kWh
Energikostnader (strømtrekk kompressor)	Ek	97,7	kWh
Kraftpris	-	1,23	kr/kWh
Energikostnader	-	43 862	kr/år
Drift- og vedlikeholdskostnader (2,5 % av investeringskostnad [31])	DV	38 625	kr/år
Besparelse	B	136 825	kr/år
<b>Nåverdi</b>	<b>NV</b>	<b>0</b>	<b>kr</b>
<b>Årskostnad</b>	<b>ÅK</b>	<b>219 312</b>	<b>kr</b>



Beregningene viser en nedbetalingstid på i overkant av 19 år med dagens kraftpris. Selv om dette er en lang nedbetalingstid vil det positive i denne sammenhengen være at en CO<sub>2</sub>-VP har en forholdsvis lang levetid takket være god driftssikkerhet. Den mest sårbare komponenten vil være kompressoren som vanligvis beregnes til å ha en levetid på 15–25 år [32].

Likevel kan det spekuleres i hvorvidt kraftprisen er reell for et lengre tidsperspektiv. Kraftprisen er nemlig svært avgjørende for prosjektets nedbetalingstid ved bruk av nåverdimetoden og det er derfor interessant å se hvilket utslag varierende kraftpris påvirker nedbetalingstiden. Veldig ofte benyttes det en fast kraftpris på 1 kr/kWh i kostnadsberegninger for energibruk. Dette kan tenkes å være noe udatert med tanke på dagens pris. Tall fra SSB [30] viser nemlig at kraftprisen har økt med 25 % bare på et år (fra 4. kvartal 2017 – 4. kvartal 2018), og det kan tenkes at denne vil stige videre de neste årene som følge av klimaendringer og av politiske årsaker.

Av den grunn er det kalkulert ulike nedbetalingstider ved forskjellige kraftpriser som vist nedenfor:



Figur 8 – Nedbetalingstid ved diskonteringsrente 6 %

Figuren viser sammenligningen av nedbetalingstid med dagens kraftpris i forhold til de andre eksemplene av kraftpriser og de nedbetalingstidene de fører med seg. Dersom kraftprisen øker til gitte eksempler, betyr det at investeringen vil være lønnsom tidligere.

Det er viktig å få frem at dette er kun tilfellet der diskonteringsrenten er fastsatt til 6 %. Endringer av renten vil også påvirke nedbetalingstiden, men ikke i like stor grad som kraftprisen.

## 4 Diskusjon

### 4.1 Sammenligning mot eksisterende produkt i markedet

Det er tidligere nevnt at den aktive indirekte gjenvinningsløsningen med CO<sub>2</sub>-VP har den fordelen av at den kan produsere en høy og tilstrekkelig temperatur for distribusjon ut til tappevannssystemet, noe som er forholdsvis unikt. Ser man for eksempel på kombinasjons-gråvannsgjenvinneren levert av Menerga AS leverer denne bare ut 35 °C temperert tappevann, og av den grunn behøves det ekstra oppvarming i varmtvannsbereeder for å nå minimumstemperaturen.

På en annen side har dette produktet en COP på rundt 11, noe som bidrar i stor grad på energiregnskapet. Det gjøres en sammenligning med hensyn på evnen til å utnytte gråvannsenergien mellom prosjektert løsning og kombinasjonsløsningen til Menerga AS.

Tabell 32 – Sammenligning av aktiv indirekte løsning og kombinasjonsløsning

<b>Døgnbasert, 22 timer drift</b>	<b>Aktiv indirekte løsning m/ CO<sub>2</sub>-VP</b>	<b>Kombinasjonsløsning m/R407C-VP</b>
Gråvannsenergi i akkumulatortank [kWh]	651	651
COP	5	11
<b>Energi tilført tappevannet [kWh]</b>	<b>489</b>	<b>573</b>
Virkningsgrad	75 %	88 %
Energi tilført tappevannet – EL. [kWh]	391	521
Totalt energibehov til tappevann [kWh]	1211	1211
<b>Brutto dekningsgrad</b>	<b>40 %</b>	<b>47 %</b>
Netto dekningsgrad	32 %	43 %

Dekningsgraden av det totale energibehovet fremkommer bedre for kombinasjonsløsningen, særlig når det gjelder netto dekningsgrad. Sistnevnte beskriver hvilken energiandel som dekkes av gjenvinningsløsningen, fratrukket tilført effekt. Altså den andelen gratis energi i forhold til det totale energibehovet.

Økonomisk ser det litt annerledes ut. Med fokus på installasjonskostnadene for de komponentene som ikke er felles i hvert anlegg, vil regnestykkene bli som følger:

Menerga AS sin kombinasjonsvarmegjenvinner har en prislapp på 500 000,- pluss 200 000,- i utstyr og rørarbeid. Winns AS sin CO<sub>2</sub>-VP koster på sin side 375 000,- pluss 155 000,- for utstyr og rørarbeid – dermed er Winns AS CO<sub>2</sub>-VP rundt 200 000,- billigere ved installasjon.

Når det kommer til drift vil kombinasjonsvarmegjenvinneren ha en stor fordel av den gode effektiviteten. Med hensyn på «energi tilført tappevannet» og COP for de ulike løsningene, vil det svare til at det elektriske behovet for CO<sub>2</sub>-VP er omtrent det dobbelte (98 mot 52 kWh/døgn) når man kun ser på den energien som kommer fra gjenvinningsanlegget. Gitt en energipris på 1 kr/kWh vil differansen på 200 000,- i installasjonskostnader være inntjent i løpet av 11-12 år.

Overnevnte tar kun hensyn til energien fra gjenvinningsanlegget, isolert sett. Det er også interessant og se hva det totale regnestykket blir med hensyn på energikostnadene for å dekke tappevannsbehovet fullstendig. Ut fra Vedlegg 12 – *Energiregnskap for Menerga AS og Winns* vil det totale elektriske energibehovet være 690 kWh/døgn for Menerga AS, mot 820 kWh/døgn for Winns AS for å dekke

oppvarmingen av tappevann på 1211 kWh. Installasjonen av CO<sub>2</sub>-VP er altså rimeligere i utgangspunktet, men allerede etter drøye 4 år vil ekstrakostnaden av å installere en kombinasjonsvarmegjenvinner være inntjent, når rene energikostnader tas hensyn til.

Vedlikeholdskostnader og uforutsette ekstrakostnader må tilregnes. Det kan tenkes at vedlikeholdskostnadene er noe høyere for CO<sub>2</sub>-VP-løsningen siden rengjøringen av coil i akkumulatortank må gjøres relativt ofte. Kombinasjonsgjenvinneren har på sin side et automatisk rengjøringssystem for varmeveksleren som jobber regelmessig. Kostnadene her vil ligge i utskifting av rengjøringsvampene som over tid vaskes ut i systemet.

## 4.2 Fordeler og ulemper med valg av akkumulatortank mot spillvannsvarmeveksler

Gjennom hele prosjektfasen er det diskutert mye rundt to alternative systemløsninger. Alternativene var om det skulle installeres en akkumulatortank eller kun en spillvannsvarmeveksler direkte på avløpsrørene. Felles for løsningene skulle uansett være at disse ville kobles opp mot en CO<sub>2</sub>-VP som sørger for å løfte temperaturen direkte til ønsket beredertemperatur på 70 °C. Fordeler og ulemper for de to alternative løsningene diskuteres her.

Fordelene med å ikke installere en akkumulatortank er først og fremst at det reduserer mengden vedlikeholdsarbeid. Ved en løsning med spillvannsvarmegjenvinner hadde det ikke vært nødvendig å skille sortvann og gråvann, da det bare ville krevd mindre inngrep i avløpets naturlige gang. Det betyr derfor at det ville vært forholdsvis økonomisk lønnsomt ved at man unngår å investere i et ekstra rørsystem for gråvann, samt selve akkumulatortanken. Spillvannsvarmegjenvinneren ville bestått av en coil som omkranser avløpsrøret og ville dermed gitt en indirekte veksling. I overføringsområde måtte materialet hatt høy varmeledningsevne, slik at man oppnår høyest mulig effekt i vekslingssonen.

Det negative med en slik løsning og som også er grunnen til at en slik løsning velges bort, er at avløpsvannet kommer i et svært intervallmessig mønster. Det betyr at selve varmeoverføringen – og da utnyttningen av den termiske energien i gråvannet – bare blir utnyttet rett etter tapping. Det kan også tenkes at selve overføringen vil være dårligere da avløpsvannet bare vil være i overføringssonen i en svært kort tidsperiode. Varmepumpen vil eksempelvis ikke kunne driftes i noe særlig grad om natten, nettopp på grunn av et lite vannforbruk på denne tiden av døgnet og dermed lite kuldeytelse for pumpen.

Ved å velge en løsning med akkumulatortank vil man få samlet opp gråvannet både til øyeblikkelig og senere bruk. På den måten vil man få tid å utnytte alt av den potensielle energien som kan tas opp i tanken. En annen vesentlig betydning er at coilen da vil ha direkte kontakt med gråvann, i motsetning til med spillvannsvarmegjenvinneren. Det betyr at overføringseffekten i dette tilfellet vil være bedre. Det negative ved å installere en akkumuleringstank er i hovedsak ekstrakostnaden som følger med for både ekstra rørføringer og tanken i seg selv. I tillegg vil det være et vedlikeholdsbehov.

### 4.3 Vedlikehold av akkumulatortank

Det er bærer ingen tvil om ved installasjon av et gråvannsgjenvinningsanlegg vil det foreligge behov for rengjøring, og da spesielt i akkumulatortanken der varmevekslingen vil foregå. Tilsmussing av coilen er ikke til å unngå med gråvannets varierte kvalitet, men den verste tilsmussingen begrenses noe når vann fra kjøkkenvask utelates. I avløpsvann fra kjøkkenvask er det nemlig mye matrester og fett som de groveste filterne ikke klarer å ta opp og som dermed ville forhøyet behovet for vedlikehold av vitale komponenter i systemet. Avløpsvann fra dusj og vask inneholder også fett og tar gjerne form som flytende i sluket. Etter hvert som temperaturen minker vil det gå over til fast form og føre til avleiringer på avløpsdeler. Virkningsgraden kan typisk reduseres med 10–20 % på kort tid for VVX.

Generelt vedlikehold må derfor uansett gjennomføres, men på hvilken måte?

Det er selvfølgelig fordelaktig om rengjøringen kan foregå automatisk og kun med rutinemessig tilsyn. I så tilfelle kan det installeres spylerdyser rundt i akkumulatortanken, slik at alle områder blir rengjort. Utdfordringen med dette er at dysene i seg selv kan bli tilsmusset, da disse vil være nedsenket i gråvann under vanlig drift. Tilsmussede dyser fungerer dårligere og vil antageligvis etterhvert kreve manuell rengjøring.

Et alternativ kan være å installere en enkelt dyse i toppen av akkumulatortanken slik at den ikke vil være i kontakt med gråvannet. Problemet da er at det sannsynligvis vil være vanskelig at den ene dysen klarer å rengjøre alt tilstrekkelig.

Til den prosjekterte gråvannsgjenvinningsløsningen er det lagt opp til at vedlikehold skal foregå manuelt og gjennom en luke fra toppen av akkumulatortank. Med en horisontal installert- og mulig dreibar coil, kan vedlikeholdet foregå ovenfra ved hjelp av en høytrykkspyler. Dette vil skje etter at tanken er tømt og når gråvannet går i bypass rett ned i avløpsrøret. Den som utfører vedlikeholdsarbeidet spylar kun der det er nødvendig og vil sannsynligvis unngå å bruke like mye vann som en automatisert løsning ville gjort.

Rengjøringen krever uansett vann og da gjerne varmtvann. Det benyttede varmtvannet til rengjøring vil kreve energi og må dermed inkluderes i det komplette regnestykket for energibehov. Resultatet av dette vil føre til at den totale COP'en reduseres – av den grunn ville kaldtvann til rengjøring vært fordelaktig. Det er derimot usikkert om dette hadde gitt tilstrekkelig rengjøring.

Likevel vil varmtvannet man benytter til rengjøring gi fordeler, vannet kan nemlig benyttes som energikilde dersom man velger å stenge ventilen i bunn av akkumulatortanken.

### 4.4 Utfallet ved tilkopling av kjøkkenvann til gjenvinning

Med utgangspunkt i anbefalinger fra «Zijdemans» er det valgt å utelate kjøkkenvann til gjenvinningssystemet på grunn av større mengder forurensninger. Det er antatt at kjøkkenvannet vil bidra til større og mer omfattende tilsmussing av komponenter, deriblant coilen, noe som vil medføre ytterligere redusert virkningsgrad.

Likevel, kjøkkenvannet beløper seg til en stor mengde med en relativ høy temperatur, da gjerne i forbindelse med håndoppvask. Med tilstrekkelig vedlikehold og gode rensing av vannet, vil det kunne bidra med store mengder energi. På en annen side er håndoppvask fremover bruk av oppvaskmaskin mer og mer uvanlig, grunnet oppvaskmaskinens gode effektivitet og brukernes holdninger til å utføre håndvask. I studentboliger der det finnes installerte oppvaskmaskiner er det antageligvis slik at studentene benytter seg av disse så mye det lar seg gjøre.

Oppvaskmaskiner vil også potensielt kunne bidra med gråvannsenergi. En vask foregår gjerne ved temperaturer fra 50 °C til 75 °C, avhengig av programtype.

På en annen side har dagens vaskemaskiner nådd et høyt nivå både når det gjelder energi- og vannforbruk. En oppvaskmaskin i energiklasse A++ bruker gjerne rundt 10 liter og har et strømforbruk på 0,94 kWh uten tilkoping av varmtvann [33]. 16 oppvaskmaskiner i Høyblokken C-D og gjennomsnittlig én vask hver dag for maskinene, vil gi en vannmengde på 160 liter hver dag. Dette utgjør kun 0,5 % (160/30000) av vannet som allerede går til gjenvinning og vil dermed gjøre svært liten påvirkning på det totale energiinnholdet i akkumulatortanken.

Dessuten vil også vannet fra oppvaskmaskin stå ovenfor problemstillingen angående forurensing i gråvannet og tilsmussing som bidrar negativt på virkningsgrad for energioverføring i akkumulatortanken.

Med ønske om å inkludere kjøkkenvann til gjenvinning av termisk energi, kan det eksempelvis være en løsning at det installeres en fettutskiller i forkant av akkumulatortank. På den måten vil de groveste partiklene blir skilt ut fra gråvannet. Det kan også være hensiktsmessige med et komplett rensesystem for å minimere risikoen for dramatisk reduksjon av virkningsgraden. Problemet er investerings- og vedlikeholdskostnadene som følger med.

Det vil derfor være fordelaktig at kjøkkenvann utelates, før det eventuelt blir etablert bedre og mer effektive rensesystemer for gråvannet.

## 4.5 Dusjvannforbruk

Til prosjekteringen av gjenvinningsssystemet er det tatt utgangspunkt i behandlede data fra en spørreundersøkelse, grunnet manglende energiavlesninger. Kvaliteten i disse er noe begrenset med tanke på usikkerhet i studentenes svar, i tillegg til at gjennomsnittlig data for blant annet dusjvann er nyttiggjort. Dataene er likevel satt opp mot andre rapporter om vannforbruk og erfaringstall, på en slik måte at det totale forbruket stemmer overens. Fordelingen mellom dusj-, vask- og vaskemaskinvannforbruk kan derimot være noe annerledes. Det eksisterer svært få rapporter som omhandlet nettopp denne fordelingen og derfor blir det gjort noen antagelser.

På en annen side har ikke korrekte tall for vannforbruk så stor betydning for denne oppgaven. Tallene har i hovedsak kun blitt nyttiggjort for å avdekke hvor stor andel gråvannsenergien kan stå som energikilde for. Dermed blir det bare et forholdstall mellom energibehov og energi tilført, hvor den ene er avhengig av den andre.

Ved en eventuell komplett prosjektering og installering av et ferdig gråvanngjenvinningsanlegg vil det derimot være behov for mer nøyaktig måledata for bygget, selv om dette kan være vanskelig.

Nøyaktigheten begrenses uansett til et visst nivå på grunn av både naturlige og uforutsette variasjoner i varmtvannsbehovet.

## 4.6 Temperatur i varmtvannsbereder

Det er satt at temperaturen i bereder bør holde 65–70 °C. Dette er i hovedsak med tanke på de mye omtalte Legionella-bakteriene som fort kan blomstre opp i tappevannsrør der vannet er stillestående og/eller holder en lav temperatur. Men kan det være mulighet for å justere ned denne temperaturen med hensyn på kategorien mennesker som bor i bygget?

Ved smitte kan det utvikle seg til sykdommen *Legionellose* som ifølge smittevernloven er definert som en allmenfarlig smittsom sykdom. Likevel oppgis det at faren for å bli smittet av Legionella-bakterien er liten.

Folkehelseinstituttet [34] viser nemlig til statistikker der forekomsten av Legionellose er størst blant eldre mennesker. I 2018 var det kun 8 tilfeller av legionærsykdom blant folk i alderen 20–49 år, mot totalt 62 tilfeller for mennesker eldre enn 49 år.

Videre forekommer Legionellose gjerne hos mennesker med dårlig immunforsvar og derfor gjerne sykehuspasienter. Sykehus innehar i tillegg mange av de forutsetningen som behøves for spredning, slik at fokus på Legionella er større her.

Høyblokken C-D på Fantoft er derimot et bygg som utelukkende er bebodd av studenter.

Helsetilstanden på disse er vanskelig å si noe om, men det er allment kjent at yngre mennesker både har bedre helse og bedre immunforsvar. Temperaturen kunne derfor muligens vært redusert for å spare energi og for å unngå unødvendig oppvarming. Den største faren for oppblomstring av Legionella forekommer når temperaturen er mellom 20–50 °C, slik at settpunkttemperaturen i bereder teoretisk sett kunne vært 55 °C. Problemet er varmetap ut til tappestedet. Det er gitt et tap på cirka 10 °C ut i sirkulasjonsledningene for Høyblokken C-D, noe som vil medføre 45 °C ved tappestedet, og som dermed kan være problematisk med tanke på Legionella. En temperatur i bereder på 60 °C er mer realistisk.

Et annet moment er at ved en lavere temperatur vil ikke CO<sub>2</sub>-VP ha samme nyttegrad, nettopp fordi varmpumpen produserer varmtvann ved 70 °C uten krav om mye ytterligere tilført energi, i forhold til ved en lavere temperatur. Det er da gitt at CO<sub>2</sub>-VP produserer all energi til varmtvann.

På en annen vil det varme vannet fra CO<sub>2</sub>-VP blandes ut med kaldtvann, slik at ønsket temperatur nås i bereder. Da leverer man varmtvann med høyest mulig COP, samtidig som et lavere temperaturnivå blir opprettholdt.

## 5 Konklusjon

Oppgaven omhandler prosjektering av et gråvannsvarmegjenvinningssystem for Høyblokken C-D på Fantoft og viser til hvilke energibesparelser som kan forventes, samt hva kostnadene vil bli.

Energiberegningene har i stor grad tatt utgangspunkt i en spørreundersøkelse gjennomført på et representativt utvalg, grunnet manglende energidata.

Det prosjekterte systemet tar utgangspunkt i en aktiv indirekte gråvannsvarmegjenvinner med CO<sub>2</sub>-VP som drivmotor. Hovedkomponentene som inngår i systemet, utenom de allerede eksisterende komponentene er: ekstra avløpsrør, akkumulatortank med varmeveksler, CO<sub>2</sub>-VP med rør og utstyr, samt varmtvannsberedere. Med et daglig energibehov på 1211 kWh og et gråvannsenergipotensiale på 651 kWh fra dusj, vaskemaskiner og servant, vil det være behov for en akkumulatortank på 6000 liter og varmtvannsberedere med et totalt volum på 3000 liter. Varmepumpen i seg selv, vil med tilgjengelig gråvannse energi kunne tilføre 489 kWh varmeytelse med en kompressoreffekt på 4,4 kW, gitt en COP på 5. Gråvannse energi dekker 40 % av det totale energibehovet til oppvarming av tappevann.

Det er beregnet at den totale investeringskostnaden for et gråvannsvarmegjenvinningsanlegg med CO<sub>2</sub>-VP beløper seg til 1 545 000,-.

Ved hjelp av nåverdi-metoden beregnes det at investeringen er lønnsom først etter 19,4 år ved en fastbestemt diskonteringsrente på 6 % og med dagens kraftpris på 1,23 kr/kWh. Varierende pris påvirker nedbetalingstiden i stor grad og det kan tenkes at denne vil øke med tiden, blant annet på grunn av klimamessige årsaker. Eksempelvis vil en kraftpris på 1,75 kr/kWh gjøre at prosjektet er lønnsomt allerede etter 10 år. Diskonteringsrenten vil også påvirke nedbetalingstiden, men i mindre grad.

I tillegg til høy investeringskostnad er også vedlikehold og dårlig virkningsgrad problematiske faktorer. Det bør derfor gjøres mer forskning på varmeveksling for gråvann, slik at det kan utvikles bedre og mer tilrettelagte løsninger for denne type energiutnyttelse. Om dette lykkes vil det være potensiale for bedre energiutnyttelse og det kan da muligens medføre at også avløpsvann fra kjøkken kan inkluderes slik at energipotensialet blir enda større i akkumulatortanken.

Alternativt kan en annen mulig løsning være å innlemme en CO<sub>2</sub>-VP i en kombinasjonsvarmegjenvinner på samme måte som gjenvinneren til Menerga AS, slik at man utnytter gråvannet i flere ledd. Da vil man – i tillegg til høy virkningsgrad – klare å oppnå tappevann med høy temperatur.

## Referanser

- [1] Energimyndigheten, «Mätning av kall- och varmvattenanvändning i 44 hushåll,» Statens energimyndighet, Sverige, 2009.
- [2] D. Zijdemans, Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer, Skarland Press AS, 2014.
- [3] P. E.-n. a. M. Bernier, «Impact of the grey water heat recovery on the electrical demand of domestic hot water heaters,» Département de génie mécanique École Polytechnique de Montréal , Montreal, 2009.
- [4] «energiteknikk.net,» Juni 2017. [Internett]. Available: [https://energiteknikk.net/2017/06/gravann-kan-bli-gull-verdt?fbclid=IwAR2Ouw1QAMB\\_Ofbio5RUvUrd6YbRezL5SVTCxcSjkPjPnMIES-AyoxSC2U8](https://energiteknikk.net/2017/06/gravann-kan-bli-gull-verdt?fbclid=IwAR2Ouw1QAMB_Ofbio5RUvUrd6YbRezL5SVTCxcSjkPjPnMIES-AyoxSC2U8). [Funnet Januar 2019].
- [5] «Thermopedia,» [Internett]. Available: <http://www.thermopedia.com/content/832>.
- [6] «Menerga.no,» [Internett]. Available: <http://www.menerga.no/aquacond.html>. [Funnet Januar 2019].
- [7] Folkehelseinstituttet, «FHI,» Juli 2012. [Internett]. Available: <https://www.fhi.no/sv/smittsomme-sykdommer/legionella/legionellasmitte-hjemme-kan-forebyg/>. [Funnet Februar 2019].
- [8] «TEK17, § 15-5. Innvendig vanninstallasjon,» Direktoratet for byggkvalitet, 2017.
- [9] «Bygningsreglementet,» [Internett]. Available: <https://historisk.bygningsreglementet.dk/file/221279/legionella.pdf>.
- [10] «Apurgo,» [Internett]. Available: <https://apurgo.no/apurgo-m3/>. [Funnet Februar 2019].
- [11] «Store Norske Leksikon,» Juni 2016. [Internett]. Available: [https://nbl.snl.no/Gustav\\_Lorentzen](https://nbl.snl.no/Gustav_Lorentzen). [Funnet Februar 2019].
- [12] «Winns.no,» [Internett]. Available: <https://winns.no/about/>.
- [13] «Miljødirektoratet,» [Internett]. Available: <http://www.miljodirektoratet.no/no/Nyheter/Nyheter/2015/Juni-2015/Reguleringa-av-HFK-gass-i-kuldeanlegg-vert-innskjerpa/>. [Funnet Mars 2019].
- [14] M. A. B. Yunus A. Cengel, Thermodynamics, McGrawhill Education, 2015.
- [15] «Chemours,» [Internett]. Available: [https://www.chemours.com/Refrigerants/en\\_US/assets/downloads/h56607\\_Suva407C\\_thermo\\_prop\\_si.pdf](https://www.chemours.com/Refrigerants/en_US/assets/downloads/h56607_Suva407C_thermo_prop_si.pdf).
- [16] «Cryotech,» [Internett]. Available: <http://cryo-tech.ru/wp-content/library/reference-books/gas/R717.pdf>.
- [17] «Ohio.edu,» [Internett]. Available: [https://www.ohio.edu/mechanical/thermo/property\\_tables/Co2/CO2\\_TempSat1.html](https://www.ohio.edu/mechanical/thermo/property_tables/Co2/CO2_TempSat1.html).
- [18] A. J. Jørn Stene, «FORPROSJEKT - Prototyp CO2 - varmepumpesystem for oppvarming og kjøling av en større bygning,» Sintef, 2006.
- [19] «Sammen,» [Internett]. Available: <https://www.sammen.no/no/bergen/bolig/nyheter-fra-sammen-bolig/oppussing-av-hoyblokken-pa-fantoft>.
- [20] «Fivas,» [Internett]. Available: <http://fivas.org/nyhetsklipp/tips-til-a-redusere-vannforbruket-ditt/>.



- [21] «Vannsparing i boliger - UTGÅTT,» SINTEF - Byggforsk, 2006.
- [22] «Glava - Isodim,» [Internett]. Available: <http://bprog.glava.no/isodim/>.
- [23] «Miele,» [Internett]. Available: [https://www.miele.no/professional/vaskemaskiner-452.htm?mat=10853720&name=PW\\_418\\_Mopstar\\_180\\_\[EL\\_MF\]](https://www.miele.no/professional/vaskemaskiner-452.htm?mat=10853720&name=PW_418_Mopstar_180_[EL_MF]) . [Funnet Mars 2019].
- [24] «Norsk kulde og varmepumpenorm,» Norsk Kjøleteknisk Forening, 2015.
- [25] Standard abonnementsvilkår for vann og avløp - Tekniske bestemmelser, Oslo: Kommuneforlaget, 2010.
- [26] «Engineering Toolbox,» [Internett]. Available: [https://www.engineeringtoolbox.com/conductive-heat-loss-cylinder-pipe-d\\_1487.html](https://www.engineeringtoolbox.com/conductive-heat-loss-cylinder-pipe-d_1487.html).
- [27] «Store Norske Leksikon,» [Internett]. Available: <https://snl.no/varmeledning>.
- [28] «Hydroflotech,» [Internett]. Available: <http://www.hydroflotech.com/reynolds-number-calculations>.
- [29] «Universitet i Oslo,» [Internett]. Available: <https://www.mn.uio.no/ibv/tjenester/kunnskap/plantefys/leksikon/p/poiseuilles.html>.
- [30] «Statistisk sentralbyrå,» [Internett]. Available: <https://www.ssb.no/elkraftpris/>.
- [31] J. Stene, «Varmepumper for oppvarming og kjøling av bygninger,» SINTEF energiforskning AS Avdeling Energiprosesser, 2000.
- [32] D. B. N. B. A. H. Iain Staffell, «A review of domestic heat pumps,» RSC, 2012.
- [33] «Miele - oppvaskmaskin,» [Internett]. Available: [https://www.miele.no/husholdning/oppvaskmaskiner-2510.htm?mat=10554830&name=G\\_4930\\_SCU\\_Jubilee](https://www.miele.no/husholdning/oppvaskmaskiner-2510.htm?mat=10554830&name=G_4930_SCU_Jubilee).
- [34] «Folkehelseinstituttet - Legionellose,» [Internett]. Available: <https://www.fhi.no/nettpub/smittevernveilederen/sykdommer-a-a/legionellose/viser> .
- [35] M. H. Kleven, «Analysis of Grey-water Heat Recovery System in Residential Buildings,» 2012.
- [36] «Byggforsk - dimensjonering av avløpsrør,» [Internett]. Available: [https://www.byggforsk.no/dokument/543/dimensjonering\\_av\\_avloepsroer](https://www.byggforsk.no/dokument/543/dimensjonering_av_avloepsroer).
- [37] «Byggforsk - Energieffektive og vannbesparende sanitærinstallasjoner,» [Internett]. Available: [https://www.byggforsk.no/dokument/3218/energieffektive\\_og\\_vannbesparende\\_sanitaerinstallasjoner](https://www.byggforsk.no/dokument/3218/energieffektive_og_vannbesparende_sanitaerinstallasjoner).

## Formelliste

Formel 1 – Varmetap .....	25
Formel 2 – Temperatur i blanding .....	25
Formel 3 – Massestrøm varmtvann.....	25
Formel 4 – Massestrøm blanding.....	25
Formel 5 – Varmetap for avløpsrør.....	35
Formel 6 – Effektytelse til varmepumpe.....	38
Formel 7 - Varmeytelse .....	40
Formel 8 – Dekningsgrad.....	40
Formel 9 – Effektoverføring i varmeveksler.....	41
Formel 10 – Logaritmisk temperaturdifferanse .....	41
Formel 11 – Arealet for overflate av en sylinder .....	42
Formel 12 – Effektoverføring .....	42
Formel 13 - Volumstrøm .....	43
Formel 14 - Hastighet .....	43
Formel 15 - Reynoldstall .....	43
Formel 16 – Nåverdi .....	46
Formel 17 – Årskostnader.....	46
Formel 18 – Kapitalkostnad.....	46

## Figurliste

Figur 1 – Trykk vs. temperatur .....	18
Figur 2 – Trykk-entalpi-diagram.....	19
Figur 3 – Systemskjema for CO <sub>2</sub> -VP .....	19
Figur 4 – Energibehov mot gråvannsenergi.....	31
Figur 5 – Enkel systemskisse .....	32
Figur 6 – Varmetap for ulike isolasjonstykkelser .....	36
Figur 7 – Utforming av akkumulatortank .....	44
Figur 8 – Nedbetalingstid ved diskonteringsrente 6 % .....	47

## Tabelliste

Tabell 1 – Fysiske egenskaper for kjente arbeidsmedier .....	18
Tabell 2 – Oversikt over dagens tappevannsrør i plan 0.....	22
Tabell 3 – Oversikt over dagens tappevannsrør i sjakt .....	22
Tabell 4 – Spørreundersøkelse for vaskemaskiner.....	23
Tabell 5 – Spørreundersøkelse for dusj.....	24
Tabell 6 – Parametere benyttet i alle utregninger .....	25
Tabell 7 – Energibehov dusj .....	26
Tabell 8 – Energibehov vaskemaskiner .....	27
Tabell 9 – Gjennomsnittlige verdier for vannforbruk i leiligheter.....	27
Tabell 10 – Vannforbruk til kjøkken og servant .....	28

---

Tabell 11 – Energibehov kjøkkenvask og servant .....	28
Tabell 12 – Totalt energibehov .....	29
Tabell 13 – Temperatur i akkumulatortank peak 1 .....	29
Tabell 14 – Temperatur i akkumulatortank peak 2 .....	30
Tabell 15 – Varmetap fra tappested til akkumulatortank .....	30
Tabell 16 – Tilgjengelig gråvannsenergi .....	30
Tabell 17 – Ikke-ventilerte spillvannsledninger .....	33
Tabell 18 – Ventilerte spillvannsledninger .....	34
Tabell 19 – Horisontale rørstrekk i kjeller .....	34
Tabell 20 – Oppsummering av rørdimensjoner .....	35
Tabell 21 – Parametere utrekning av varmetap .....	36
Tabell 22 – Varmetapsberegning for sjakter .....	37
Tabell 23 – Varmetapsberegning for horisontale rørstrekk .....	38
Tabell 24 – Effektytelse for å dekke det totale tappevannsbehovet .....	39
Tabell 25 – Effektopptak i akkumuleringstank .....	40
Tabell 26 – Varmeytelse ut av CO <sub>2</sub> varmepumpe .....	40
Tabell 27 – Temperaturparametere for LMTD .....	42
Tabell 28 – Beregninger for lengde på coil .....	42
Tabell 29 – Beregning av Reynoldstall .....	43
Tabell 30 - Investeringskostnader .....	45
Tabell 31 – Økonomiberegninger .....	46
Tabell 32 – Sammenligning av aktiv indirekte løsning og kombinasjonsløsning .....	48

## Vedlegg 1 – Datablad for Miele Vaskemaskin

Effektdata	
Spesifikt vannforbruk i l/kg ved tilkobling til kaldt vann ⓘ	8,31
Spesifikt energiforbruk i kWh/kg ved tilkobling til kaldt vann ⓘ	0,21
Spesifikt vannforbruk i l/kg ved tilkobling til kaldt- og varmt vann ⓘ	8,19
Spesifikt energiforbruk i kWh/kg ved tilkobling til kaldt- og varmt vann ⓘ	0,08

[23]

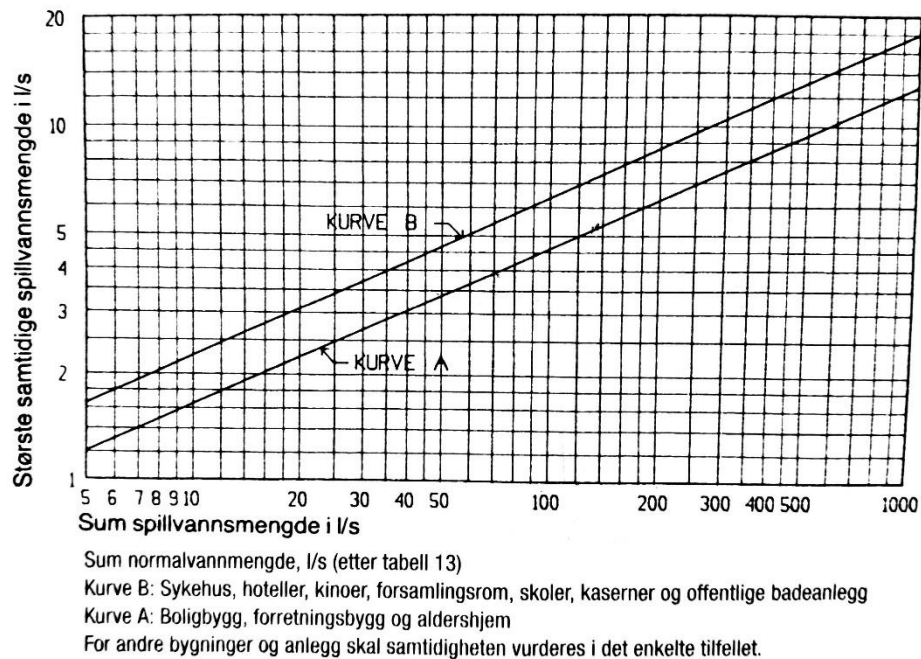
## Vedlegg 2 – Energibehov og energipotensiale

Tids- punkt	Energi- behov dusj (kWh)	Energi- behov vaske- maskin (kWh)	Energi- behov kjøkken og servant (kWh)	Varmetap i sirkulasjons- ledninger (kWh)	Total- behov (kWh)	Varmetap før gråvann- gjen. (kWh)	Gråvanns- energi (kWh)
05:00 - 06:00	6,0	0,0	2,0	12,3	20,3	9,6	5,8
06:00 - 07:00	52,9	1,2	2,0	12,3	68,4	9,6	39,2
07:00 - 08:00	97,1	1,2	2,0	12,3	<b>112,7</b>	9,6	69,3
08:00 - 09:00	76,5	1,2	2,0	12,3	92,0	9,6	55,3
09:00 - 10:00	52,9	1,2	2,0	12,3	68,4	9,6	39,2
10:00 - 11:00	52,9	1,6	2,0	12,3	68,8	9,6	39,7
11:00 - 12:00	35,3	1,6	2,0	12,3	51,1	9,6	27,7
12:00 - 13:00	11,6	1,6	2,0	12,3	27,5	9,6	11,6
13:00 - 14:00	6,0	1,6	2,0	12,3	21,9	9,6	7,8
14:00 - 15:00	6,0	3,1	2,0	12,3	23,4	9,6	9,8
15:00 - 16:00	3,0	3,1	2,0	12,3	20,5	9,6	7,8
16:00 - 17:00	17,6	3,1	1,8	12,3	34,9	9,6	17,6
17:00 - 18:00	20,6	3,1	1,8	12,3	37,9	9,6	19,6

Gråvannsvarmegjenvinning for et større boligkompleks

18:00 - 19:00	29,3	2,4	1,8	12,3	45,8	9,6	24,5	
19:00 - 20:00	67,8	2,4	1,8	12,3	84,4	9,6	50,7	
20:00 - 21:00	88,1	2,4	1,8	12,3	104,7	9,6	64,5	
21:00 - 22:00	103,1	2,4	1,8	12,3	<b>119,6</b>	9,6	74,6	
22:00 - 23:00	64,9	2,4	1,8	12,3	81,4	9,6	48,7	
23:00 - 24:00	32,3	0,0	1,8	12,3	46,4	9,6	23,5	
24:00 - 01:00	6,0	0,0	1,8	12,3	20,1	9,6	5,7	
01:00 - 02:00	3,0	0,0	1,8	12,3	17,2	9,6	3,6	
02:00 - 03:00	3,0	0,0	1,8	12,3	17,2	9,6	3,6	
03:00 - 04:00	0,0	0,0	1,2	12,3	13,5	9,6	1,1	
04:00 - 05:00	0,0	0,0	0,6	12,3	12,9	9,6	0,5	
	<b>835,8</b>	<b>35,5</b>	<b>44,2</b>	<b>295,6</b>	<b>1211,2</b>	<b>231,0</b>	<b>651,4</b>	<b>per døgn</b>
	<b>305066</b>	<b>12968</b>	<b>16136</b>	<b>107906</b>	<b>442076</b>	<b>84321</b>	<b>237747</b>	<b>per år</b>

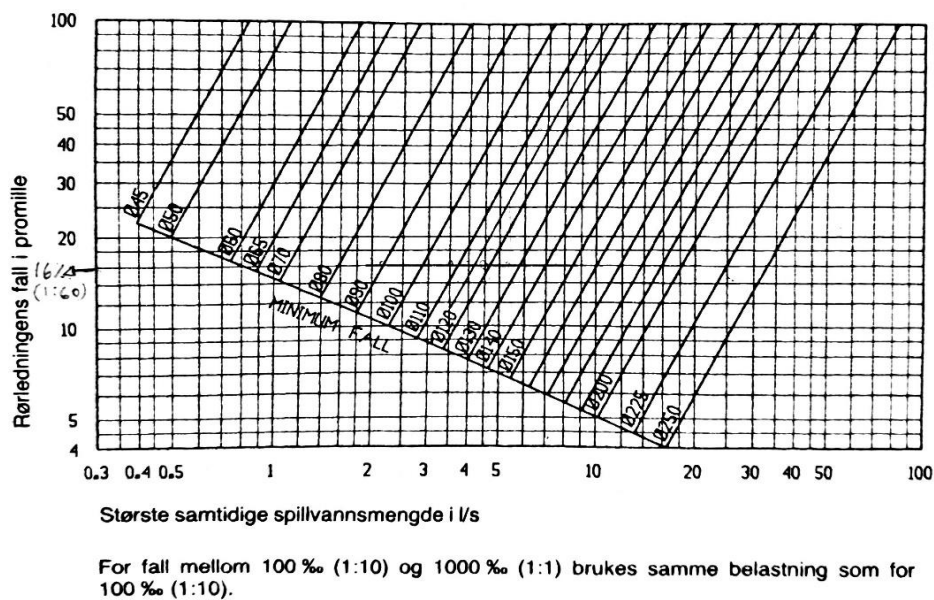
## Vedlegg 3 – Største samtidige belastning av spillvann



Figur 7. Største samtidige belastning av spillvann

[25]

## Vedlegg 4 – Dimensjoneringsdiagram for liggende ventilerte spillvannsledninger



Figur 8. Dimensjoneringsdiagram for liggende ventilerte spillvannsledninger (innvendig diameter) av støpejern og betong

[25]

## Vedlegg 5 – Normalvannmengde fra utstyr med selvstendig vannlås

Sanitærutstyr	Normalvannmengde (l/s)
Servant	0,3
Dusj	0,4
Vaskemaskin i fellesvaskeri for boliger	1,2

[25]

## Vedlegg 6 – Tillatt belastning av stående ventilerte spillvannsledninger

Innvendig diameter (mm)	Sum normalvannmengde for A-bygg (l/s)	Sum normalvannmengde for B-bygg (l/s)
45	1,4	0,7
65	8	4
80	26	13
100	90	45
115 (bare plast)	230	115
125 (bare støpejern)	400	200

Det benyttes verdier for A-bygg. Denne klassifiseringen forteller at bygget er av typen boligbygg, forretningsbygg eller et aldershjem [25].

## Vedlegg 7 – Tillatt belastning for ikke-ventilerte spillvannsledninger

Minste innvendige diameter (mm)	Stående ledning (l/s)	Største fallhøyde (m)	Liggende ledning (l/s)	Største lengde (m)
28	0,3	1	0,3	3
35	0,6	1	0,6	3
45	0,6	4	0,6	10
45	1,2	2	1,2	10
65	2,4	4	2,4	10
80	3,8 (1)	4	3,8	10
100	6,3 (1)	4	6,3	10

[25]

## Vedlegg 8 – CO<sub>2</sub>-VP data fra Winns AS

Varmekilde tur [°C]	Varmekilde retur [°C]	Ford-temp [°C]	Inngående tappevann[°C]	Varmt vann ut [°C]	Varmeytelse (kW)	COP
20	10	6	10	70	57	4,4
22,5	12,5	8,5	10	70	57	4,8
25	15	11	10	70	57	5,2
27,5	17,5	12	10	70	57	5,3
30	20	12	10	70	57	5,3

I beregningene er det valgt en fordampningstemperatur 4 grader celsius lavere enn T retur, men maks +12 °C, til tross for noen feilmeldinger i dimensjoneringsprogrammet til Winns AS

## Vedlegg 9 – Energiproduksjon vs. energibehov pr. time

	Tidspunkt	Varmeytelse (kW)	Summert behov varmtvann (liter)	Energibehov varmtvann med tap (kWh)
	02:00-03:00	55,1	147,7	17,2
	03:00-04:00	55,1	64,1	13,5
	04:00-05:00	55,1	32,0	12,9
	05:00-06:00	55,1	208,0	20,3
	06:00-07:00	55,1	1064,8	68,4
Størst peak dag	07:00-08:00	55,1	1826,7	112,7
	08:00-09:00	55,1	1471,5	92,0
	09:00-10:00	55,1	1064,8	68,4
	10:00-11:00	55,1	1078,8	68,8
	11:00-12:00	55,1	775,1	51,1
	12:00-13:00	55,1	368,4	27,5
	13:00-14:00	55,1	271,0	21,9
	14:00-15:00	55,1	334,0	23,4
	15:00-16:00	55,1	282,4	20,5
	16:00-17:00	55,1	525,8	34,9
	17:00-18:00	55,1	577,3	37,9
	18:00-19:00	55,1	695,5	45,8
	19:00-20:00	55,1	1360,0	84,4
	20:00-21:00	55,1	1709,5	104,7
Størst peak kveld	21:00-22:00	55,1	1967,3	119,6
	22:00-23:00	55,1	1308,5	81,4
	23:00-00:00	55,1	651,8	46,4
Pause	00:00-01:00	0,0	199,3	20,1
Pause	01:00-02:00	0,0	147,7	17,2
		<b>1211,2</b>		<b>1211,2</b>



## Vedlegg 10 – Beregning av varmtvannsberedervolum

“Overskudd inn/ut av bereder” tar utgangspunkt i «Vedlegg 9»

Overskudd inn i bereder (kWh)	Overskudd ut av bereder (kWh)	På bereder i kWh	På bereder i liter
37,9	0,0	37,9	544,0
41,5	0,0	79,4	1139,8
42,1	0,0	121,5	1744,4
34,7	0,0	156,3	2243,1
0,0	13,4	142,9	2051,1
0,0	57,6	85,3	1224,1
0,0	37,0	48,3	693,2
0,0	13,4	34,9	501,2
0,0	13,7	21,2	304,2
3,9	0,0	25,1	360,3
27,5	0,0	52,6	755,2
33,2	0,0	85,8	1231,4
31,6	0,0	117,4	1685,0
34,6	0,0	152,0	2181,6
20,1	0,0	172,1	2470,6
17,1	0,0	189,3	2716,6
9,3	0,0	198,5	2849,5
0,0	29,3	169,2	2428,5
0,0	49,6	119,6	1716,4
0,0	64,6	55,0	789,5
0,0	26,3	28,7	411,5
8,6	0,0	37,3	535,4
0,0	20,1	17,2	246,2
0,0	17,2	0,0	0,0
342,2	342,2	<b>Max energiinnhold</b>	<b>Max antall liter</b>
		<b>198,5</b>	<b>2849,5</b>

## Vedlegg 11 – Valg av akkumulatortankstørrelse

Klokke-slett	Til gjenvinning (liter)	Kumulativ Til gjenvinning (liter)	Tilførsel (kg/s)	Tilførsel (m <sup>3</sup> /h)	Overløp (kg/s)	Overløp (liter)	Overskudd/underskudd (liter)	Vannmengde i tank (liter)
05:00 - 06:00	264	264	0,07	0,26	0,37	1341	-1077	723
06:00 - 07:00	1776	2040	0,49	1,78	0,37	1341	435	1158

07:00 - 08:00	3137	5176	0,87	3,14	0,37	1341	1796	2954
08:00 - 09:00	2502	7679	0,70	2,50	0,37	1341	1162	4116
09:00 - 10:00	1776	9455	0,49	1,78	0,37	1341	435	4551
10:00 - 11:00	1796	11251	0,50	1,80	0,37	1341	455	5006
11:00 - 12:00	1254	12505	0,35	1,25	0,37	1341	-87	4919
12:00 - 13:00	528	13032	0,15	0,53	0,37	1341	-813	4106
13:00 - 14:00	354	13386	0,10	0,35	0,37	1341	-987	3119
14:00 - 15:00	444	13829	0,12	0,44	0,37	1341	-897	2222
15:00 - 16:00	352	14181	0,10	0,35	0,37	1341	-989	1233
16:00 - 17:00	795	14976	0,22	0,80	0,37	1341	-546	687
17:00 - 18:00	887	15863	0,25	0,89	0,37	1341	-454	233
18:00 - 19:00	1109	16972	0,31	1,11	0,37	1341	-232	2
19:00 - 20:00	2296	19268	0,64	2,30	0,37	1341	955	957
20:00 - 21:00	2920	22188	0,81	2,92	0,37	1341	1579	2536
21:00 - 22:00	3380	25568	0,94	3,38	0,37	1341	2039	4575
22:00 - 23:00	2204	27771	0,61	2,20	0,37	1341	863	5438
23:00 - 24:00	1065	28837	0,30	1,07	0,37	1341	-276	5163
24:00 - 01:00	257	29093	0,07	0,26	0,00	0	257	5420
01:00 - 02:00	165	29258	0,05	0,16	0,00	0	165	5584
02:00 - 03:00	165	29423	0,05	0,16	0,37	1341	-1176	4409
03:00 - 04:00	49	29472	0,01	0,05	0,37	1341	-1292	3116
04:00 - 05:00	24	29496	0,01	0,02	0,37	1341	-1316	1800
<b>Total</b>	29496		0,34	1,23		29496	0	74027
<b>Max</b>	3380		0,94	3,38				<b>5584</b>
						<b>Akkumulator- størrelse med 10% sikkerhet:</b>		<b>6143</b>

## Vedlegg 12 – Energiregnskap for Menerga AS og Winns AS

	kWh/døgn	Virkningsgrad	EL. energibehov kWh/døgn	Pris (kr)
<b>Energiregnskap, Menerga AS</b>				
Gråvannsenergi i tank	651,4	88%		
Energi tilført tappevannet	573,2		52,1	52,1
EL. oppvarming i bereder	638,0		638,0	638,0
Energibehov i bereder	1211,2	57%	690,1	690,1

	kWh/døgn	Virkningsgrad	EL. energibehov kWh/døgn	Pris (kr)
<b>Energiregnskap, Winns AS</b>				
Gråvannsenergi utnyttet	651,4	75%		
Energi tilført tappevannet	488,5		97,7	97,7
EL. oppvarming i bereder	722,6		722,6	722,6
Energibehov i bereder	1211,2	68%	820,4	820,4

## Vedlegg 13 – Økonomi

<b>Diskonteringsrente (f)</b>	<b>6,0 %</b>	
<b>Nedbetalingstid (n)</b>	<b>19,4</b>	<b>år</b>
Investeringskostnader (I <sub>0</sub> )	1545000	kr
Kapitalkostnader (A <sub>n</sub> )	136825	kr
Energimengde ut av CO <sub>2</sub> VP	488,5	kWh
Energikostnader (strømtrekk kompressor)	97,7	kWh
Kraftpris	1,23	kr/kWh
Energikostnader	43862	kr/år
Drift- og vedlikeholdskostnader (2,5 % av investeringskostnad)	38625	kr/år
<b>Besparelse (B)</b>	481	kr/dag
	<b>136825</b>	<b>kr/år</b>
<b>NV (nåverdi)</b>	<b>0</b>	<b>kr</b>
<b>Årskostnader</b>	<b>219312</b>	<b>kr</b>
Årskostnaden uten anlegg	219312	kr

# Vedlegg 14 – Detaljert systemskisse

