



OsloMet – storbyuniversitetet

Institutt for Bygg- og energiteknikk – Energi og miljø i bygg

Postadresse: Postboks 4 St. Olavs plass, 0130 Oslo

Besøksadresse: Pilestredet 35, Oslo

GRUPPE NR.	7
------------	---

TILGJENGELIGHET	Åpen
-----------------	------

Telefon: 67 23 50 00

www.oslomet.no

# BACHELOROPPGAVE

BACHELOROPPGAVENS TITTEL	DATO
Energieffektivitet i vannbårne energianlegg: Akkumuleringstankens påvirkning på systemtemperatur	22.05.2018
	ANTALL SIDER / ANTALL VEDLEGG 92/13
FORFATTERE	VEILEDER
Eivind Enget, Mats Kluftødegård og Helene Smehaug	Tor Arvid Vik

UTFØRT I SAMMARBEID MED	KONTAKTPERSON
ÅF Engineering	Lars Petter Bryn

<p><b>SAMMENDRAG</b></p> <p>Oppgaven omhandler varmesiden til et vannbårent energianlegg på et referansebygg, hvor anlegget siden overtagelse ikke har fungert optimalt. Problemstillingen til oppgaven er todelt. Den tar i første omgang for seg faktorer som virker ødeleggende for anleggets energieffektivitet. Videre undersøkes det hvordan man kan optimalisere anlegget ytterligere ved å benytte ulike typer løsninger/konfigurasjoner av akkumuleringstanker.</p> <p>Litteraturen anbefaler ofte å benytte tank med tre anslutninger, da dette gir bedre temperatursjiktning i tanken. Produsenter av varmelegg anbefaler ofte dobbel gjennomstrømning. Begrunnelsen er sikker drift av varmepumpe, grunnet jevn vannstrøm over varmepumpe.</p> <p>I oppgaven blir egenskapene til de ulike koblingstypene undersøkt ved å se på strømningsforhold ved ulike systemløsninger. Dette ble gjort ved å kjøre CFD-simuleringer av ulike løsninger, analyse av måledata fra SD-anlegg, og beregning av Richardsontall.</p> <p>Oppgaven konkludere avslutningsvis med at temperatursjiktningen og dermed energieffektiviteten til tanken blir bedre ved bruk av innløpsinnstallasjoner som senker hastigheten. Det er også utarbeidet en konkret tiltaksliste for å bedre funksjonen og energieffektiviteten til referansebygget.</p>
--

3 STIKKORD
Akkumuleringstank
CFD-simuleringer
Energianlegg

# Prosjektbeskrivelse

## Bakgrunn

ÅF hadde ansvar for totalrådgivning og byggeledelse for et nytt Helsehus. Dette prosjektet refereres videre til som prosjekt X. Prosjekt X har et vannbårent varmeanlegg med vann/vann varmpumpe som dekker grunnlast. Varmepumpen henter varmeenergi fra 24 tilhørende energibrønner med en dybde på 200 m hver. Varmelegget har også el-kjel som i utgangspunkt dekker spisslast, men som også er dimensjonert til å dekke totalt effektbehov ved service eller havari av varmpumpe.

I senere tid ser man at det er et problem med en primærkrets i energisentralen. Målinger fra SD-anlegget viser at returtemperaturen øker gjennom akkumuleringstanken. Dette medfører at turtemperaturen synker tilsvarende.

## Problemstilling

Returtemperaturen øker over akkumuleringstanken. En konsekvens av dette kan være at varmelegget ikke fungerer optimalt. I denne rapporten vil vi se på følgende problemstillinger.

1. Hvilke faktorer har negativ påvirkning på anleggets energieffektivitet?
2. Hvordan kan varmelegget optimaliseres ytterligere med en annen løsning/konfigurasjon av akkumuleringstanken?

I oppgaven vil det fokuseres på hva som forårsaker høyere temperatur på retur-utløp enn retur-innløp til akkumuleringstanken. Videre vil strømningsforhold ved ulike systemløsninger bli sett på. Dette skal gjøres ved å kjøre CFD-simuleringer av de ulike systemløsningene ved ulike parametere.

## Hypotese

Det er flere måter å koble en akkumuleringstank til et energianlegg, men det er to koblingstyper som blir mest brukt i dag:

1. Tre anslutninger og samlet retur (Figur 12)
2. Fire anslutninger med dobbel gjennomstrømning (Figur 11).

I litteraturen blir man ofte anbefalt å benytte tank med tre anslutninger, da dette vil gi

bedre temperatursjiktning i tanken. [25]. Produsenter av varmeanlegg og akkumuleringstanker anbefaler ofte dobbel gjennomstrømning. Begrunnelsen er sikker drift av varmepumpen, grunnet jevn vannstrøm over varmepumpen. Følgende hypotese stilles: En tank med fire anslutninger fører til større omrøring, dårligere temperatursjiktning og eventuelt også direkte kortslutning mellom tur og retur.

## Metode

### Innhentet måledata

Det ble hentet inn måledata fra varmeanlegget på prosjekt X. Måledataene ble analysert og videre brukt til simuleringer av ulike løsninger.

Data som er hentet inn for å gjøre simulering av tank mest mulig realistisk er listet opp nedenfor. Noen av disse dataene ble avlest direkte fra integrerte måleinstrumenter i varmeanlegget på prosjekt X. Resterende ble avlest fra SD-anlegget.

- Temperatur på turkretsen etter akkumuleringstank.
- Trykk ved røringanger til tank.
- Vannmengde i enkelte rørtilslutninger til tank.

### Simulering

Disse simuleringene ble kjørt i STAR CCM+.

- Det ble simulert en tank som er eksakt lik tanken som er installert hos prosjekt X. Denne tanken ble bruk som referanse/utgangspunkt og sammenlignet med måledata.
- Det ble laget en modell med samlet returkobling som var tilnærmet lik i størrelse som referansetank. Det ble deretter kjørt simuleringer som for referansetank.
- Det ble deretter laget en tank med fire anslutninger og en tank med tre anslutninger (samlet retur), begge med sjiktningfremmende installasjoner. Det ble kjørt simuleringer for ulike vannmengder.
- STAR CCM+ ble brukt for å simulere strømningsforholdene inni tanken ved ulike koblinger, med ulike temperaturer og mengder. Videre ble det sett på hvilken løsning som gir høyest tur-temperatur, lavest retur-temperatur, samt hvilken løsning som gir best temperatursjiktning i tank.

- Til slutt ble det sett på hvilke løsninger som gir best resultat med tanke på sjiktning, lav retur-temperatur og høy tur-temperatur.

## Litteraturstudie

I litteraturstudiet har fokuset vært på varmepumper, akkumuleringstanker, STAR CCM+, systemarkitektur og SD-anlegg. Litteraturstudiet vil også omfatte:

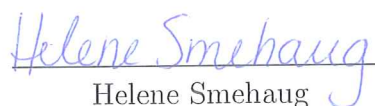
- Temperatursjiktning
- Standarder om bygningsautomasjon
- Regulering
- Fysikk
- Strømningsteknikk
- Varmeteknikk

## Forord

Denne oppgaven er skrevet av tre studenter ved OsloMet - Storbyuniversitet. Dette er avsluttende hovedoppgave i bachelorstudiet Energi og Miljø i bygg. Denne oppgaven utgjør 20 studiepoeng og er skrevet i samarbeid med ÅF Engineering. Oppstart på prosjekt var i januar 2018, og problemstillingen til prosjektet ble utarbeidet i samarbeid med ÅF og intern veileder.

Det rettes en stor takk til Lars Petter Bryn, som har vært ekstern veileder fra ÅF og førsteamanuensis Tor Arvid Vik som intern veileder. Dere har bidratt stort med god veiledning og kompetanse innen fagfeltet. Takk også til Kim- Andre Kristiansen og Trond Ihler i ÅF for god hjelp, tilgang på ressurser og bruk av kontorplass. Også en stor takk til førsteamanuensis Arnab Chaudhuri og Marius Lysebo for deres gode hjelp til STAR-CCM+ og strømningstekniske problemer.

  
Eivind Enget

  
Helene Smehaug

  
Mats Kløftødegård

# Sammendrag

Oppgaven omhandler varmesiden til et vannbårent energianlegg på et referansebygg, hvor anlegget siden overtakelse ikke har fungert optimalt. Problemstillingen til oppgaven er to-delt. Den tar i første omgang for seg faktorer som virker ødeleggende for anleggets energieffektivitet. Videre undersøkes det hvordan man kan optimalisere anlegget ytterligere ved å benytte ulike typer løsninger/konfigurasjoner av akkumuleringstanker.

Det er flere måter å koble en akkumuleringstank til et energianlegg, men det er to koblingstyper som blir mest brukt i dag:

1. Tre anslutninger og samlet retur (Figur 12)
2. Fire anslutninger med dobbel gjennomstrømning (Figur 11).

I litteraturen blir man ofte anbefalt å benytte tank med tre anslutninger, da dette vil gi bedre temperatursjiktning i tanken. Produsenter av varmeanlegg og akkumuleringstanker anbefaler ofte dobbel gjennomstrømning. Begrunnelsen er sikker drift av varmepumpen, grunnet jevn vannstrøm over varmepumpen.

I oppgaven ble egenskapene til de ulike koblingstypene undersøkt ved å se på strømningsforhold ved ulike systemløsninger. Dette ble gjort ved å kjøre CFD-simuleringer av de ulike systemløsningene med ulike parameter, analysere måldata fra SD-anlegg og beregninger av Richardsonstall. Under analyse av resultatene fremgår det at det er store hastigheter og dermed dominerende treghetskrefter som i all hovedsak er ødeleggende for temperatursjiktningen i tankene.

Oppgaven konkluderer avslutningsvis med at temperatursjiktningen og dermed energieffektiviteten til tankene blir bedre ved bruk av innløpsinnstallasjoner som senker hastighetene. Spesielt er tank med tre anslutninger og samlet retur å foretrekke, da man i tillegg til bedre sjiktning unngår problematikken med høy returtemperatur tilbake til varmepumpe. Det er også utarbeidet en konkret tiltaksliste for å bedre funksjonen og energieffektiviteten til referanseanlegget.

# Abstract

This report explores the optimization of a ground source heating pump system. It builds on the assumption that the energy efficiency of said heating pump, to this point, has not been as good as first expected. It covers two main problems. First, the important factors that affect the system in a negative way. Second, how one can optimize the system's energy efficiency by using different configurations of thermal heating tanks.

There are several ways to connect a thermal storage tank to an energy system, but two types of configuration are most commonly used:

- 1: Three connections with one return. (Figure 12)
- 2: Four connections with double circulation. (Figure 11).

Which configuration is better has been the source of multiple debates. Academics often recommended using thermal storage tanks with three connections. This because the stratification in the tanks will be better. Manufacturers of heating systems and thermal storage tanks, however, often recommend using tanks with four connections. They argue a steady flow of water over the heating pump ensures safer operations.

This report examines the properties of these configurations by looking at the flow conditions. Research was conducted through CFD-simulations using multiple parameters, calculations of the Richardson number, and analysis of measurement data from the industrial control systems. Results show that higher velocities, and consequently, dominant inertial forces, may damage the stratification in the tanks.

In conclusion, this report argues that the stratification and energy efficiency in the tanks improve when layering foreign installations that lower the speed. Therefore, using thermal storage tanks with three connections and one return is preferable because they provide better stratification and avoid complications with high return temperatures. This report also provides a thorough action plan to improve functions and energy efficiency in the reference system.

# Innhold

<b>Nomenklatur</b>	<b>1</b>
<b>Innledning</b>	<b>3</b>
<b>1 Bakgrunn for oppgaven</b>	<b>3</b>
1.1 Mål for prosjektet . . . . .	3
1.1.1 Hovedmål . . . . .	4
1.1.2 Delmål . . . . .	4
1.2 Forutsetninger og begrensninger . . . . .	4
<b>Teori</b>	<b>6</b>
<b>2 Fysikk</b>	<b>6</b>
2.1 Strømningsteknikk . . . . .	6
2.1.1 Tetthet . . . . .	6
2.1.2 Viskositet . . . . .	6
2.1.3 Turbulent og laminær strømning . . . . .	7
2.1.4 Grashoftallet . . . . .	8
2.1.5 Richardsontallet . . . . .	8
2.1.6 Kompressibel og inkompressibel strømning . . . . .	8
2.1.7 Stasjonært og ikke-stasjonært . . . . .	9
2.2 Varmetransport . . . . .	9
2.2.1 Konduksjon . . . . .	9
2.2.2 Konveksjon . . . . .	9
2.2.3 Stråling . . . . .	10
<b>3 Systemarkitektur</b>	<b>10</b>
3.1 Regulering av anlegg . . . . .	10
<b>4 Sentral driftskontroll, SD-anlegg</b>	<b>10</b>
<b>5 Computational Fluid Dynamics (CFD)</b>	<b>11</b>
5.1 STAR CCM+ . . . . .	11
5.2 Likninger . . . . .	12
5.3 Grensebetingelser og initialbetingelser . . . . .	13
5.4 Turbulensmodeller . . . . .	14
<b>6 Grunnleggende om varmepumper</b>	<b>14</b>
6.1 Prinsipp og varmekilder . . . . .	14



6.2	Arbeidsmedier . . . . .	14
6.3	Konvensjonell varmpumpeprosess . . . . .	15
6.4	Effektfaktoren - COP . . . . .	16
6.4.1	Effektfaktor forklaring . . . . .	16
<b>7</b>	<b>Akkumuleringstank</b>	<b>17</b>
7.1	Funksjon . . . . .	17
7.2	Prosjektering . . . . .	17
7.3	Koblinger . . . . .	17
7.3.1	Seriekobling . . . . .	18
7.3.2	Parallell . . . . .	18
7.3.3	Tre anslutninger med samlet retur . . . . .	18
7.3.4	Dobbel gjennomstrømning . . . . .	19
7.4	Temperatursjiktning . . . . .	19
7.4.1	Naturlig temperatursjiktning . . . . .	19
7.4.2	Syntetisk sjiktning . . . . .	20
7.4.3	Faktorer som ødelegger for temperatursjiktning . . . . .	20
7.4.4	Sjiktning ved direkte innløp . . . . .	21
7.4.5	Installasjoner som kan bedre temperatursjiktning . . . . .	21
7.5	Mål på sjiktning . . . . .	23
7.5.1	Richardsons tall og Reynolds tall . . . . .	23
	<b>Varmeanlegg, prosjekt X</b>	<b>23</b>
<b>8</b>	<b>Generelt om anlegg</b>	<b>24</b>
<b>9</b>	<b>Rørnett</b>	<b>25</b>
<b>10</b>	<b>Varmepumpe</b>	<b>25</b>
<b>11</b>	<b>Problem med varmeanlegg</b>	<b>26</b>
11.1	Samkjøring mellom varmpumpe og el-kjel . . . . .	26
11.2	Sirkulasjonspumpe mellom tank og varmpumpe . . . . .	27
	<b>Metode</b>	<b>29</b>
<b>12</b>	<b>Litteraturstudie</b>	<b>29</b>
<b>13</b>	<b>Innhenting av måledata</b>	<b>29</b>
13.1	Logget måledata fra SD-anlegg . . . . .	29
13.2	Supplerende måledata fra prosjekt X . . . . .	30
13.2.1	Temperatur . . . . .	30

13.2.2	Vannmengde . . . . .	30
<b>14</b>	<b>Python</b>	<b>30</b>
14.1	Beskrivelse av beregning for Richardsonsallet . . . . .	31
14.1.1	Parametere for beregning av Richardsonsallet . . . . .	31
<b>15</b>	<b>CFD beregninger</b>	<b>31</b>
15.1	Beskrivelse av simuleringer . . . . .	31
15.1.1	Skisse for tank med fire anslutninger og samlet retur . . . . .	32
15.1.2	Startbetingelser for simuleringer ved tank med fire anslutninger og samlet retur . . . . .	33
	<b>Resultat</b>	<b>35</b>
<b>16</b>	<b>Litteraturstudie</b>	<b>35</b>
16.1	Rørhåndboka . . . . .	35
16.2	Varmenormen . . . . .	35
16.3	Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer . . . . .	35
16.4	Byggforskserien 553.163 . . . . .	36
16.5	Forskningsartikler . . . . .	36
16.5.1	Temperatursjiktning i akkumuleringstanker . . . . .	36
16.5.2	Artikkel om naturlig sjiktning . . . . .	36
16.5.3	Oversikt over stratifiserte varmelagringsystemer . . . . .	36
16.6	Masteroppgave om analyse av akkumulatortystem ved Akershus EnergiPark	37
<b>17</b>	<b>Standard</b>	<b>37</b>
17.1	Norsk standard NS 3935:2011 . . . . .	37
17.2	Europeisk standard NS-EN 15232-1:2017 . . . . .	37
<b>18</b>	<b>Resultater fra måledata</b>	<b>37</b>
18.1	Logging av måledata fra SD-anlegg . . . . .	37
18.1.1	Effekt-data . . . . .	38
18.2	Supplerende målinger . . . . .	40
18.2.1	Temperaturer . . . . .	40
18.2.2	Vannmengder . . . . .	40
<b>19</b>	<b>Beregninger av Richardsonstallet i Python</b>	<b>41</b>
19.1	Samlet retur uten sjiknintgsfremmende installasjon . . . . .	41
19.2	Dobbel gjennomstrømning uten sjiktningsfremmende installasjon . . . . .	42
19.3	Samlet retur med sjikningsfremmende installasjon . . . . .	43
19.4	Dobbel gjennomstrømning med sjikningsfremmende installasjon . . . . .	44
<b>20</b>	<b>CFD simuleringer</b>	<b>45</b>

20.1 Geometrier . . . . .	45
20.2 Simuleringer av tank med fire anslutninger . . . . .	45
20.2.1 Tappesituasjon prosjekterte mengder . . . . .	45
20.2.2 Ladesituasjon . . . . .	47
20.2.3 Likevekstsituasjon . . . . .	49
20.3 Simulering av tank med samlet retur . . . . .	51
20.3.1 Tappesituasjon . . . . .	51
20.4 Simuleringer med sjiktningsfremmende installasjoner . . . . .	52
20.4.1 Samlet retur med perforert installasjon . . . . .	52
20.4.2 Dobbel gjennomstrømning perforert installasjon . . . . .	53
<b>Diskusjon</b>	<b>55</b>
<b>21 Innhenting av måledata fra SD-anlegg</b>	<b>55</b>
21.1 Temperaturdata . . . . .	55
21.2 Effektdata . . . . .	55
<b>22 Regluring av sirkulasjonspumpe</b>	<b>55</b>
<b>23 CFD-simuleringer</b>	<b>57</b>
23.1 Simuleringer av tank med fire anslutninger . . . . .	57
23.1.1 Tappesituasjon prosjekterte mengder . . . . .	57
23.1.2 Ladesituasjon . . . . .	57
23.1.3 Likevektssituasjon . . . . .	57
23.2 Simulering av tank med samlet retur . . . . .	58
23.2.1 Tappesituasjon . . . . .	58
23.3 Simuleringer med sjiktningsfremmende installasjoner . . . . .	58
23.3.1 Samlet retur med perforert installasjon . . . . .	58
23.3.2 Dobbel gjennomstrømning med perforert rør . . . . .	58
<b>24 Fellesnevner</b>	<b>59</b>
<b>25 Argumenter for og imot bruk av fire anslutninger</b>	<b>59</b>
25.1 Fordeler . . . . .	59
25.2 Ulemper . . . . .	59
<b>26 Argumenter for og imot bruk av samlet retur</b>	<b>60</b>
26.1 Fordeler . . . . .	60
26.2 Ulemper . . . . .	60
<b>Konklusjon</b>	<b>61</b>

---

<b>27 Generell anbefalinger til systemløsninger</b>	<b>61</b>
<b>28 Anbefalinger for prosjekt X</b>	<b>62</b>
28.1 Case . . . . .	62
28.2 Konkret tiltaksliste . . . . .	62
28.3 Uløste problemer . . . . .	63
<b>29 Forslag til videre arbeid</b>	<b>63</b>
<b>Vedlegg</b>	<b>67</b>
<b>A Produktinformasjon varmepumpe</b>	<b>67</b>
<b>B Systemskjema</b>	<b>69</b>
<b>C Pumper</b>	<b>70</b>
<b>D CFD-manual</b>	<b>71</b>
D.1 Geometri . . . . .	71
D.2 Parts og Regions . . . . .	73
D.3 Fysikk modell . . . . .	75
D.4 Mesh . . . . .	75
D.5 Grensebetingelser . . . . .	76
D.6 Grafisk framstillings scener . . . . .	77
D.7 Simuleringer . . . . .	78
<b>E Reel tid for hvor lenge simuleringer har stått</b>	<b>79</b>
<b>F Python script for Richardson tallet</b>	<b>79</b>
<b>G Sirkulasjonspumpe</b>	<b>80</b>

# Nomenklatur

A - Tversnittareal [ $m^2$ ]

$A_s$  - Flateareal [ $m^2$ ]

$COP_H$  - Effektfaktor varmepumpe [-]

D - Diameter [m]

$\underline{f}$  - Eksterne krefter, vektor

g - tyngdeakselerasjon [ $9.81m/s^2$ ]

Gr - Grasshof tall [-]

h - Konveksjons koeffisient [ $W/m^2K$ ]

k - Konduktiviteten, varmeledningsevnen til et materiale [ $W/m K$ ]

L - Karakteristisk lengde [m]

m - Masse [kg]

P - Stagnasjonstrykk [Pa]

$P_{for}$ ,  $P_{etter}$  - Tilført elektrisk effekt, [W]

Q - Energi/ varme [J]

$\dot{Q}$  - Varmestrøm [W]

Re - Reynolds tall [-]

Ri - Richardsons tall [-]

$S_\phi$  - Kilde generering

$T_{bunn}$  - Temperatur bunn av tank, [K]

$T_s$  - Overflatetemperatur [K]

$T_{topp}$  - Temperatur topp av tank, [K]

$T_\infty$  - Omgivelse temperatur langt unna overflate [K]

$\Delta T$  - Temperatur endring, [K]

$u, v, w$  - Hastighetskomponent i x, y, z-retning [m/s]

v - Hastighet [m/s]

$V$  - volum  $[m^3]$

$\underline{v}$  - Hastighetsvektor med vektorkomponenter  $u, v, w$   $[m/s]$

$\dot{W}_{el}$  - Elektrisk effekt  $[W]$

$\beta$  - Termisk ekspansjons koeffisient  $[1/K]$

$\mu$  - Dynamisk viskositet  $[kg/ms]$

$\tau$  - Skjærspenning  $[kg/ms^2]$

$\rho$  - Tetthet  $[kg/m^3]$

$\nabla$  - Del operator  $[\frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial y}, \frac{\partial}{\partial z}]$

$\nu$  - Kinematisk viskositet  $[m^2/s]$

$\sigma$  - Stefan-Boltzmann konstant  $[5,670367 \cdot 10^{-8} W/m^{-2} K^{-4}]$

$\epsilon$  - Emmisiviteten av en overflate,  $[-]$

$\phi$  - Generell transportstørrelse

$\eta$  - Turtall,  $[1/s]$

# Innledning

## 1 Bakgrunn for oppgaven

Bacheloroppgaven er utført i samarbeid med VVS-avdelingen til ÅF Engineering AS. I 2017 ble prosjekt X ferdigstilt, hvor ÅF hadde ansvar for totalrådgivning og byggeledelse. I senere tid ser man at det er et problem med primærkretsen i energisentralen. Temperaturen på retur-utløp av akkumuleringstanken er høyere enn temperaturen på retur-innløp. Dette medfører at varmeanlegget ikke fungerer optimalt, da varmpumpen må yte mer for å opprettholde temperatur på tur-ledning etter akkumuleringstank. I tillegg vil regulering av varmeavgivere bli forstyrret, noe som kan gå på bekostning av termisk komfort i bygget og energibruk. Akkumuleringstanken i anlegget rommer 1500 liter. Tanken er koblet med fire anslutninger (dobbel gjennomstrømning) og er helt åpen innvendig.

En energisentral vil ofte prosjekteres ulikt, og prosjekt X vil derfor brukes som et referansebygg. Utgangspunktet for oppgaven er optimalisering av et moderne energianlegg med hovedfokus på systemarkitektur på primærsiden og akkumuleringstanker. Oppgaven tar for seg viktigheten av installering, plassering og valg av akkumuleringstanker for å få best mulig optimalisering av et anlegg. I oppgaven blir det sett på om ulike koblinger av akkumuleringstanker vil ha noe påvirkning av anlegget, og det vil i hovedsak bli fokus på tanker med tre anslutninger (samlet retur) og tanker med fire anslutninger (dobbel gjennomstrømning)

### 1.1 Mål for prosjektet

Systemarkitekturen på energianlegg er som oftest noe ulik fra bygg til bygg, avhengig av byggets størrelse, utforming og løsninger rundt oppvarming og kjøling. Målet for oppgaven vil være å innhente og analysere måledata fra prosjekt X for å dokumentere kjente problemer, og å belyse eventuelle nye problemområder som måtte fremkomme. Videre vil oppgaven undersøke strømningsforhold i akkumulatortanker ved ulike koblingstyper, for å bekrefte eller avkrefte hypotesen beskrevet i prosjektskissen. Som følge av analyser og undersøkelser vil det framlegges systemarkitekturniske løsninger som vil optimalisere primærkrets i energianlegg.

### 1.1.1 Hovedmål

Hovedmål for oppgaven er optimalisering av varmeanlegget på prosjekt X. Måten dette vil gjøres på er ved å finne ut hva som fører til høyere temperatur på retur-utløp enn retur-innløp i akkumuleringstanken. Videre vil oppgaven ta for seg ulike tilkoblinger av akkumuleringstanker. Hovedsaklig vil følgende løsninger bli sett nærmere på: Tank med tre anslutninger og samlet retur og tank med fire anslutninger. Grunnlaget for dette er at det er mye brukte løsninger og at fagfolk gruppen har vært i kontakt med er uenige om hva som er den beste løsningen. Oppgaven vil argumentere for og i mot de ulike koblingstypene.

### 1.1.2 Delmål

For å ha en framgang i prosjektarbeidet, bør det settes delmål underveis for prosjektet.

- Gjennomføre litteraturstudie som omhandler akkumuleringstanker og systemarkitektur.
- Hente inn logget måledata fra SD-anlegg og avlest måledata fra energisentral på prosjekt X.
- Dokumentere problemet utfra hypotese, ved å analysere innhentet måledata.
- Modellere en mest mulig nøyaktig modell av akkumuleringstank på prosjekt X i Star-CCM+ for å se på strømningsforhold i tanken.
- Kjøre simuleringer av tank med samlet retur og med fire anslutninger.
- Dokumentere strømningsforhold i tank ved å analysere simuleringene.

## 1.2 Forutsetninger og begrensninger

Begrensninger og forenklinger ved bruk av CFD-beregningsprogram:

- Startparametere ved simuleringer har utgangspunkt i prosjekterte vannmengder, samt antatt aktuelle situasjoner. Dette siden det var mangel på tilgang til enkelte parametere fra SD-anlegg.
- Geometrien på tank med dobbel gjennomstrømning skal være lik tank installert på prosjekt X, mens tank med samlet retur er en tilnærming til de faktiske tankene som produseres i dag. I tillegg har det vært problemer med geometrien til tankene med sjiknintgsfremmende installasjoner, hvor det ikke var gjennomførbart og koble på en samlet retur rør i bunn, uten at retur røret ble borte.



- Grunnet lite mesh, samt stor modell kunne simuleringene stått lengre i reell tid. Dette siden det er begrenset med tid og lite datakraft på datamaskinene som utførte beregningene.
- Tankene er godt isolert, dermed er varmetap mot romtemperatur neglisjert.

Begrensning ved beregning av Richardsontallet:

- Det er gjort forenklinger i form av konstante vannmengder og konstant ekspansjonskoeffisient. Dette siden gruppen bare ønsket å få fram poenget med Richardsontallet. Mer kompliserte beregninger må gjøres hvis Richardsontallet skulle blitt nøyaktig.
- Usikkerhet rundt beregning av tallet ved flere innløp til tank. Antagelse som er gjort er at ved dobling av innløp, dobles hastigheten.

Varmeanlegget i prosjekt X:

- Det var ikke muligheter for å utføre målinger i selve anlegget. Det var enkelte analoge målere integrert i anlegget, men gruppen skulle gjerne hatt mulighet til å gjøre manuelle målinger ved strategiske steder for å få tilgang på mer presise verdier.
- Ikke hatt tilgang til prosjektets FDV. Noe uheldig da det kunne hjulpet med forståelse rundt styring og regulering av anlegget.

# Teori

Hensikten med teori kapittel er å gi leseren et innblikk i teorien som ligger til grunn for oppgaven. Dette omhandler for CFD-simuleringer en del fysiske-prinsipper, samt teori om programmet som er tatt i bruk. I tillegg er det generell teori om komponenter og bak et energi anlegg.

## 2 Fysikk

For å være i stand til å forstå og beskrive strømningsforhold i en tank er det noen fysiske begreper og formler som må forstås.

### 2.1 Strømningsteknikk

#### 2.1.1 Tetthet

Tettheten er som kjent gitt som masse per volum av et stoff. Dette er definert som:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1)$$

Tettheten er avhengig av temperaturen og trykket. Dette kan ofte neglisjeres for vann siden tetthetsforskjellene er så små. Men når et system er basert på oppdriftskrefter, spiller tettheten en stor rolle, som for eksempel ved sjiktning i en tank. [5]

$\rho$  - tetthet [ $kg/m^3$ ]

m - masse [kg]

V - Volum [ $m^3$ ]

#### 2.1.2 Viskositet

Viskositet defineres som den interne motstanden til væsken når det forekommer en bevegelse, eller hvor seigt fluidet er. Man ser på forholdet mellom skjærspenningen og deformasjonen til fluidet:

$$\mu = \frac{\tau}{du/dy} \quad (2)$$

$\mu$  – Dynamisk viskositet, [kg/ms]

$\tau$  – Skjærspenning, [kg/s<sup>2</sup>m]

$\frac{du}{dy}$  – Hastighetsgradient, [1/s]

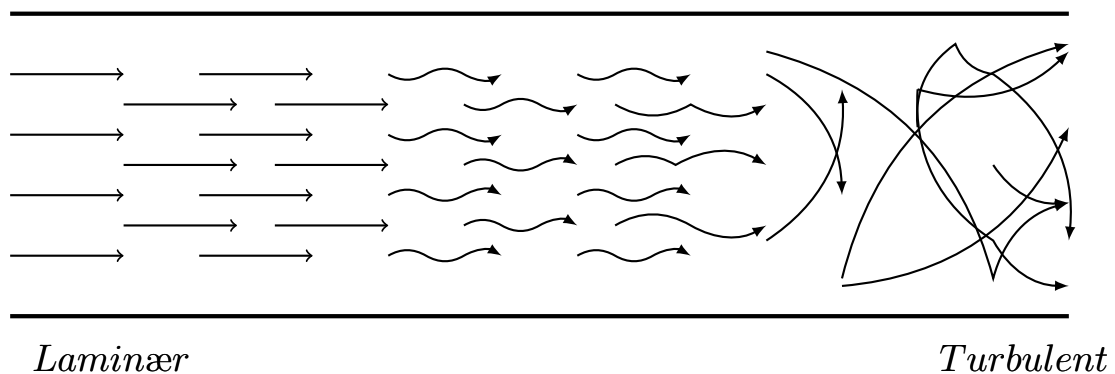
Forskjellen mellom dynamisk viskositet og kinematisk viskositet er at kinematisk inkluderer tettheten,  $\rho$ , til fluidet: [5, s. 968]

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (3)$$

$\nu$  – Kinematisk viskositet, [m<sup>2</sup>/s]

$\rho$  – Tetthet, [kg/m<sup>3</sup>]

### 2.1.3 Turbulent og laminær strømning



Figur 1: Type strømningsforhold. (Laget av Mats Kluftødegård)

Laminær strømning er en ukaotisk bevegelse som forekommer uten store hastighetsvariasjoner. Bevegelsene er konstant langs strømlinjer, og bevegelsene er kontrollerte.

Turbulent strømning er kaotiske bevegelser, hvor fluidets bevegelse er uregelmessig. Fluidpartiklene følger da ikke noen konstant strømlinje. For å beskrive om en strømning er turbulent eller laminær brukes det dimensjonsløse tallet, Reynoldstallet. Det er gitt ved: [5, s. 11]

$$Re = \frac{\text{Tregghetskrefter}}{\text{Viskøsekrefter}} = \frac{\rho v L}{\mu} \quad (4)$$

$\rho$  – Tetthet, [kg/m<sup>3</sup>]

$v$  – Hastighet, [m/s]

$L$  – Karakteristisklengde, [m]

$\mu$  – Dynamisk viskositet, [kg/ms]

#### 2.1.4 Grashoftallet

Grasshof sitt dimensjonsløse tall betegner forholdet mellom oppdriftskrefter og de viskøse kreftene et fluid blir utsatt for. Det dimensjonsløse tallet kommer av skalering av bevegelseslikningen, kontinuitetslikningen og energilikningen. Grashof tallet er definert:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{topp} - T_{bunn}) \cdot L^3}{\nu^2} \quad (5)$$

Ved  $Gr \gg 1$ , vil oppdriftskreftene være dominerende, og ved  $Gr \ll 1$  vil viskøse krefter være dominerende. [17, s.537-538]

$\beta$  - Termisk ekspansjonskoeffisient, [1/K]

$\nu$  - Kinematisk viskositet, [ $m^2/s$ ]

$L$  - Karakteristisk lengde, [m]

$\rho$  - Tetthet, [ $kg/m^3$ ]

$g$  - Tyngdeakselerasjon, [ $m/s^2$ ]

#### 2.1.5 Richardsons tallet

Richardsons dimensjonsløse tall er brukt for å beskrive forholdet mellom oppdriftskrefter og treghtetskrefter. Det er definert som forholdet mellom Grasshof tallet og Reynoldstallet kvadrert:

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} = \frac{\beta \cdot \rho \cdot L \cdot (T_{topp} - T_{bunn})}{\nu^2} \quad (6)$$

Ved høyt Richardson tall vil oppdriftskrefter være dominerende ( $Ri \gg 1$ ). Ved lavt Richardson ( $Ri \ll 1$ ) vil oppdriftskrefter neglisjere, og det vil forekomme turbulent blanding av fluidet. [14]

#### 2.1.6 Kompressibel og inkompressibel strømning

Strømninger er enten kompressibel eller inkompressibel, dette avhenger av tetthetsvariasjoner. Fluidet som vann antas ofte å være inkompressible ettersom tetthetsforskjeller er tilnærmet lik konstant. Videre følger det at for kompressible fluidet vil det være store tetthetsforskjeller som ikke kan neglisjeres. [5, s. 10]

### 2.1.7 Stasjonært og ikke-stasjonært

En strømning kalles stasjonær dersom parametere som tetthet, trykk og temperatur ikke endrer seg i et punkt ved gitt tid. Hvis det oppstår endringer ved en gitt tid kalles det ikke-stasjonært. [5, s.12]

## 2.2 Varmetransport

### 2.2.1 Konduksjon

Konduksjon er noe som kan forekomme i faste stoffer, væsker og gasser. Det er energi-overføring fra partiklene som har høyest temperatur, til partikkelen med lavest temperatur i systemet. I fluider, gasser og væsker, skjer konduksjon grunnet kollisjoner og diffusjon av molekylene ved tilfeldige bevegelser. Varmeoverføring på grunn av konduksjon uttrykkes ved hjelp av Fourier's lov som sier: [17, s.17-18]

$$\dot{Q}_{kond} = -k \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} \quad (7)$$

$\dot{Q}_{kond}$  - Varmeoverføring grunnet konduksjon, [W]

k - Varmledningsevne til materialet, [W/m K]

A- Tverrsnittarealet, [m<sup>2</sup>]

dT/dx - Temperaturgradient, [K/m]

### 2.2.2 Konveksjon

Konveksjon er energitransport mellom en fast overflate og et fluid som er i bevegelse. Dette inneholder en kombinasjon av konduksjon og fluidets bevegelse. Større fluidbevegelse, gir større konveksjonseffekt. Tvungen konveksjon er når fluidet er satt i bevegelse grunnet en vifte, pumpe osv. Ved naturlig konveksjon skapes bevegelsen til fluidet grunnet oppdriftskrefter. Newton's avkjølingslov gir konveksjons raten: [17, s.25-26]

$$\dot{Q}_{konv} = h \cdot A_s \cdot (T_s - T_\infty) \quad (8)$$

$\dot{Q}_{konv}$  - Varmeoverføring grunnet konveksjon, [W]

h - Konveksjons koeffisienten (Avhengig av hastigheten til fluidet), [W/m<sup>2</sup>K]

A<sub>s</sub> - overflate arealet, [m<sup>2</sup>]

T<sub>s</sub> - Overflate temperaturen, [K]

T<sub>∞</sub> - Omgivelsetemperaturen langt unna overflaten, [K]

### 2.2.3 Stråling

Stråling er energi som utsendes fra stoffet i form av elektromagnetiske bølger. Dette er et resultat av at elektroniske konfigurasjoner til atomene eller molekylene. Væske, gass og fast stoff kan absorberer, reflektere og utsende stråling, bare til ulik grad. Netto stråling mellom to flater er gitt ved: [17, s.27-29]

$$\dot{Q}_{straling} = \epsilon\sigma A_s(T_s^4 - T_{surr}^4) \quad (9)$$

$\dot{Q}_{straling}$  - Varmeoverføring grunnet stråling, [W]

$\sigma$  - Stefan-Boltzmann konstanten, [ $W/m^2K^4$ ]

$\epsilon$  - Emmisiviteten av en overflate, [-]

$A_s$  - Overflate areal, [ $m^2$ ]

$T_s$  - Overflate temperatur, [K]

$T_{surr}$  - Omgivelses temperatur, [K]

## 3 Systemarkitektur

### 3.1 Regulering av anlegg

Et mengderegulert anlegg vil si regulering av vannmengden til ulike deler av anlegget ved hjelp av frekvensstyrte (turtallsregulerte) pumper med reguleringsventiler som regulerer vannmengden etter trykkforholdene. Et anlegg som er mengderegulert må ha en sirkulasjonspumpe som regulerer opp eller ned etter belastning. Det er viktig at denne pumpen er stilt inn og styres riktig for anlegget skal gå optimalt.

Utfordringer med et mengderegulert anlegg er trykketvariasjonen i nettet når ventiler åpnes og lukkes. Når vannmengden endres, vil også trykket endres. Det er derfor viktig å velge riktige ventiler for å unngå dette. [25]

## 4 Sentral driftskontroll, SD-anlegg

I alle større anlegg for blant annet varme er man avhengig av å ha en sentral driftskontroll. SD-anlegg er til hjelp for å kunne styre, lese og overvåke anlegg. Man kan lese av blant annet temperaturer og trykk. Dersom det er en feil på anlegget vil man også få informasjon om dette og mulighet for alarmering.

Det finnes flere løsninger ved SD-anlegg, og det er vanlig å koble det opp mot web-baserte løsninger. En rekke brukere kan ha tilgang til SD-anlegget med ulike rettigheter, og med mulighet for fjernstyring. [1] [15]

## 5 Computational Fluid Dynamics (CFD)

Det er blitt benyttet numeriske metoder for å simulere strømningsforholdene i denne oppgaven. For å løse de numeriske metodene ble CFD (Computational Fluid Dynamics) brukt. Det er flere typer programmer som kan utføre CFD-beregninger, blant annet STAR-CCM+, Cmsol og FLUENT. Uavhengig av program en velger å bruke for å utføre CFD beregninger, er framgangsmåten ganske lik:

1. Tegn en CAD-modell (Computer-aided design) en ønsker å gjøre simuleringer i. En deler så denne modellen inn i mange kontrollvolumer (mesh/grid), hvor senere programmet skal utføre beregninger for.
2. Grensebetingelser defineres for kantene (2D) og for flatene (3D).
3. En bestemmer så hva slags type fluid som skal brukes i modellen (vann, gass, olje osv.), og deretter definerer egenskapene til fluidet (tetthet, viskositet osv.).
4. Numeriske parametere defineres og løsning algoritme velges.
5. Initialbetingelser settes for problemet. Disse må ikke være korrekte verdier, men kan være verdier som er blitt anslått.
6. Beregninger utføres med de faktiske eller estimerte startbetingelsene for problemet. Likningene for problemet løses i hver gitte celle man har fått fra punkt 1. Det må gjøre mange iterasjoner vanligvis, før løsning kan være akseptabel.
7. Når løsningen konvergerer, kan løsningen framstilles grafisk. Mange valgmuligheter som for eksempel hastighetsfelt eller skalarfelt for temperatur i en 3D framstilling.
8. Løsningene fra CFD-beregningen kan videre brukes til å finne verdier for krefter på legemet, hastigheter, trykk osv. Disse verdiene kommer ofte fram mens iterasjonene kjøres i punkt 6. [5, s.881-882]

### 5.1 STAR CCM+

STAR-CCM+ er en programvarme utviklet av selskap CD-adapco.

Programmet er ment til å kunne løse problemer innenfor områdene strømningsmekanikk, masse- og varmetransport osv. Ved å løse problemene i STAR-CCM+ vil en kunne fremstille problemene grafisk, slik at en for dannet et virkelighetsnært bilde av situasjonen. Star-CCM+ løser numeriske likninger etter 'Finite volume method'. Denne metoden går ut på

å ha et lite volum rundt hver node i et mesh, hvor det løses partielle differensial likninger. [3]

## 5.2 Likninger

Likningene som blir tatt i bruk for å løse fluidproblemer i STAR-CCM+ er i hovedsak Navier-Stokes likning, kontinuitetslikningen og energilikningen.

### Kontinuitetslikningen

Kontinuitetslikningen er definert som den relative tetthetsendringen for en partikkel, som skal være lik divergensen til hastighetsfeltet til fluidet. Divergensen av et hastighetsfelt vil si volumendringen for et veldig lite volumelement. [30]

$$\frac{1}{\rho} \frac{D\rho}{Dt} = -\nabla \cdot \underline{v} \quad (10)$$

For inkompressible fluider, altså hvor det er ingen eller veldig liten tetthetsendring, vil kontinuitetslikningen bli forkortet til:

$$\nabla \cdot \underline{v} = 0 \quad (11)$$

Hvor det som strømmes inn av fluidet i et lite volumelement, må også gå ut igjen. [5, s.443-444]

$\frac{D\rho}{Dt}$  – Material derivert av tettheten

$\rho$  – Tetthet, [kg/m<sup>3</sup>]

$\nabla \cdot \underline{v}$  – Divergensen av hastighetsfeltet

### Generell energilikning

Den generelle transportlikningen brukes i CFD-simulering for å modellere varmeoverføringer i tanken.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \nabla \cdot (\rho\underline{v}\phi) = \nabla \cdot (\Gamma \nabla\phi) + S_\phi \quad (12)$$

Likningen 12 har ledd som representerer i oppramset rekkefølge stasjonær eller ikke-stasjonær tilstand, adveksjon, diffusjon og kildeledd. Kildeleddet tar hensyn til prosesser som de tre foregående leddene ikke tar hensyn til. Som for eksempel indre varmegenerering. Adveksjon er transport av skalare størrelser i et vektorfelt.  $\phi$  representerer en generell transportstørrelse som temperatur og  $\Gamma$  er en generell diffusjonskoeffisient. [21]



## Navier-Stokes likning

Navier-Stokes likning er en bevegelseslikning for kompressibelt fluid i kartesiske koordinater. Dette er forholdsvis tre likninger, hvor en kan skrive ut likningen i x, y og z-retning i kartesiske koordinater. Likningen er under skrevet ut i x-retning:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u) + \nabla \cdot (\rho \underline{v} u) = \nabla \cdot (\mu \nabla u) - \frac{\partial p}{\partial x} + f_x \quad (13)$$

Navier-Stokes likning består av lokal akselerasjons og konvektiv akselerasjon (hastighetsendringen i rommet) på venstre side, ofte omtalt som treghetskrefter. Høyre side består av viskøsekrefter, trykk krefter og eksterne krefter.

For å løse likningen over følger kontinuitetslikningen (10) og energilikning (12) som må brukes for å løse liknings-settet. Dette er som sagt for kompressible fluider. [5, s.468-469] [21]

$\rho$  - Tetthet, [ $kg/m^3$ ]

$u$  - Hastighetsvektor komponent i x-retning, [m/s]

$p$  - Stagnasjons trykk, [ $kg/ms^2$ ]

$\underline{v}$  - Hastighetsvektor, [m/s]

$\mu$  - Dynamisk viskositet, [kg/ms]

$f_x$ - Eksterne krefter i x-retning

### 5.3 Grensebetingelser og initialbetingelser

For at det skal kunne utføres en god simulering er det viktig med riktig grensebetingelser. I Star-CCM+ tilbys det en rekke ulike grensebetingelser, deriblant:

- Mass flow inlet: Definerer massestrømmen inn eller ut ved valgt grense (Kan også velge temperatur)
- Velocity inlet: Definerer hastigheten inn eller ut ved valgt grense (Kan også velge temperatur)
- Pressure outlet: Definerer trykk ved grense
- Stagnation pressure: Definerer trykk ved et punkt hvor hastighetsvektoren til fluidet er null
- Flow-split outlet: Deling av strømmen inn eller ut, enten som hastighet eller massestrøm
- Wall: Definerer flate som en vegg, hvor det kan være no-slip eller slip

- Free-stream: Gir grensen forskjellige egenskaper som for eksempel massestrøm, temperatur og trykk
- Symmetry plane: Kopierer grensebetingelsene fra en annen flate med definert betingelser

Initialbetingelser er startbetingelser for grensene i det simuleringene starter. [28]

## 5.4 Turbulensmodeller

Det å velge riktig turbulensmodell er ekstremt viktig for en simulering. En turbulensmodell brukes for å kunne forutsi hva slags type turbulens simuleringen står ovenfor. Den mest vanlige turbulensmodellen som brukes er  $k - \epsilon$ -modell. Det er en modell som løser to likninger for å gi en generell beskrivelse av turbulens. Det finnes flere turbulensmodeller, deriblant  $k - \omega$ , SST osv. Hvis man bruker en turbulensmodell som ikke gir tilfredsstillende resultat, altså at feilen for beregningene blir lav nok, bør turbulensmodellen endres. [28]

# 6 Grunnleggende om varmepumper

## 6.1 Prinsipp og varmekilder

Varmepumper henter energi fra omgivelser med lav temperatur og avgir energien i omgivelser med høyere temperatur. For en konvensjonell varmepumpe ønskes en lav  $\Delta T$  mellom omgivelser energi hentes fra og temperatur som blir avgitt til romoppvarming. Dette er sammen med virkningsgraden på komponenter i pumpa avgjørende for at systemet skal bli mest mulig energieffektivt.

Energieffektivitet på et system med uteluft som energikilde vil variere med årstidene. Energieffektivitet vil være lavere ved vinterstid enn ved sommertid, grunnet økt temperaturdifferanse ved vinterstid. Dette reduserer varmepumpens effektfaktor. Energikilder med lavere momentane temperaturendringer vil gi mer stabile driftsforhold for systemet. Eksempler på slike varmekilder er sjøvann, grunnvann, grunnvarme, og spillvann. Disse varmekildene vil ha en høyere og mer stabil temperatur noe som øker energieffektiviteten til pumpa. [4] [6]

## 6.2 Arbeidsmedier

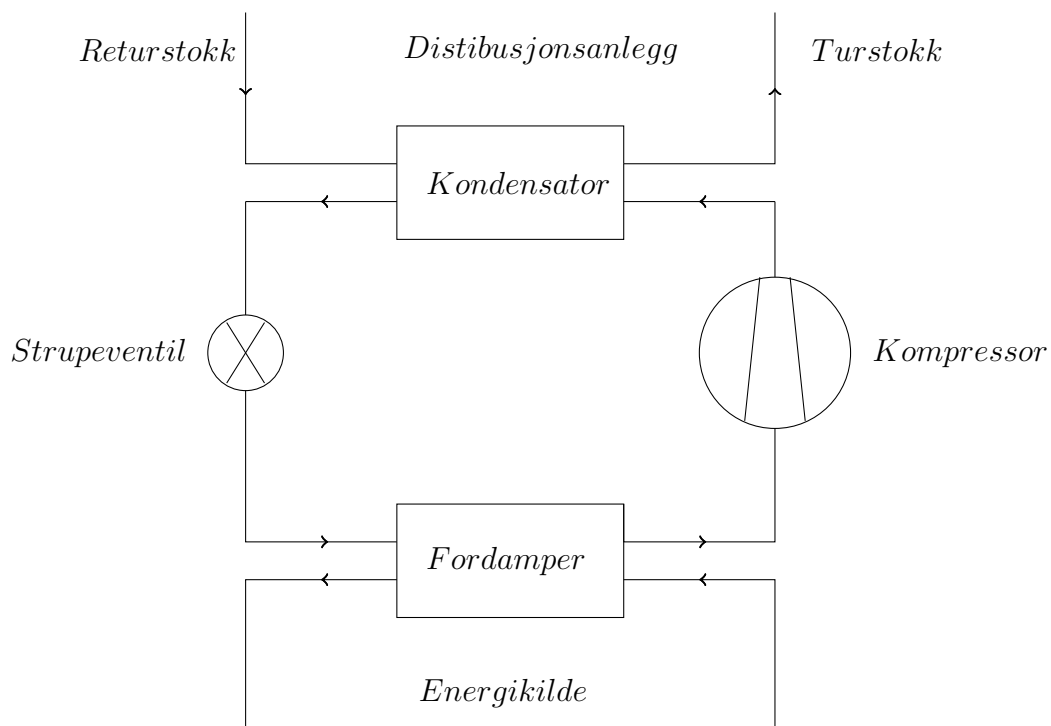
Arbeidsmedier deles inn i to hovedgrupper. Syntetiske og naturlige arbeidsmedier. I dag brukes stort sett syntetiske arbeidsmedier, selv om også naturlige medier er tatt mer i bruk de senere årene. Det er flere grunner til at det er ønskelig å øke bruken av naturlige medier. De syntetiske mediene er vesenlig mer miljøskadelige ved utslipp. Derfor er det

viktig at mediet ikke lekkes under service, mens de naturlige mediene gjør derimot svært liten til ingen skade på miljøet ved eventuelle lekkasjer. I tillegg har de naturlige mediene en høyere teoretisk effektfaktor ved gitte driftsforhold. De største utfordringene ved å benytte seg av naturlige medier, er at de kan være svært giftige og brennbare. Samt at enkelte medier som  $CO_2$  krever høyt trykk i anlegget.

I tillegg er det allerede bestemt at en del av de syntetiske mediene skal fases ut i løpet av noen få år. Dette tvinger bransjen til enten å øke bruken av naturlige medier, eller finne opp nye medier med lavere GWP (Global Warming Potential), og like god arbeidseffektivitet. [6]

### 6.3 Konvensjonell varmepumpeprosess

En varmepumpe består hovedsaklig av 4 komponenter. Kondensator, fordamper, kompressor og strupeventil. Et arbeidsmedium sirkulerer i rørsystemet som knytter komponentene sammen. Dette danner den prinsipielle oppbygningen av en varmepumpe. Hele konseptet til en varmepumpe går ut på å faseendre arbeidsmediet ved å manipulere arbeidsmediets kokepunkt ved hjelp av trykkendring.



Figur 2: Komponenter i varmepumpe. (Laget av Mats Kluftødegård)

Man kan se på varmepumpeprosessen som et kretsløp med faseendringer, hvor varmeener-

gi som følge av termodynamikkens 2. lov, tas opp i fordamer og avgis i kondensator. Varmen tas opp ved at arbeidsmediet i en blandingstilstand av damp og væske strømmer inn i fordamer. Grunnet arbeidsmediets lave metningstrykk vil temperaturen på mediet være lavere en temperatur på varmekilden. Dette fører til at arbeidsmediet tilføres en varmestrøm fra varmekilden. Når arbeidsmediet tilføres varme, vil det koke og fordampe. Når mediet forlater fordamer vil det være i gasstilstand og inneholde mer energi enn det gjorde før fordamer. Videre går mediet til kompressoren hvor gassen komprimeres, noe som medfører en økning i trykk og temperatur og derfor også økt varmeinnhold i gassen. Arbeidsmediet føres videre til kondensatoren hvor energi i form av varme avgis til det mediet som skal varmes opp. Varmeavgivelsen skjer som en følge av at arbeidsmediets temperatur er høyere enn temperaturen til mottakermediet. Når arbeidsmediet avgir varme, synker temperatur og mediet kondenserer til væske igjen. For å senke trykk og temperatur strømmer arbeidsmediet gjennom en strupeventil. Dermed vil mediet være i en blandingstilstand av damp og væske igjen, og prosessen gjentas. [4] [6] [29]

## 6.4 Effektfaktoren - COP

Grunnen til at bruk av varmepumpe er energibesparende tiltak, er at den gir fra seg mer energi enn den bruker for å drive varmepumpeprosessen. Dermed vil også tilført effekt til varmepumpen være lavere en effekten som blir avgitt som varme. Effektfaktoren, også kalt COP (Coefficient of Performance) er målet på hvor energieffektiv en varmepumpe er. Effektfaktoren defineres som forholdet mellom elektrisk effekt tilført for å drive prosess og avgitt effekt i form av varme. [4, s.63-70] [7, s.6-7] [29]

$$COP_H = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_{el}} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_H - \dot{Q}_L} \quad (14)$$

$\dot{Q}_H$ - Avgitt effekt i form av varme, [J/s]

$\dot{W}_{el}$  - Tilført elektrisk effekt, [J/s]

$\dot{Q}_L$ - Avgitt effekt i form av varme, [J/s]

### 6.4.1 Effektfaktor forklaring

For at virkningsgraden på varmepumpen skal være best mulig, vil man ha lavest mulig returtemperatur, men høyest mulig  $\Delta T$ . For å kunne forklare dette bedre, er det tegnet en prinsippsskisse for en varmepumpe, som viser tilgang til energikilde og distribusjonsanlegg. Vist i figur 2. Hvis temperatur på returstock er høy, vil varmeoverføringen i kondensatoren være lav ( $Q_H$ ). På grunn av dette kreves det et stort trykkfall for å få endret fase på arbeidsmediet, samt å oppnå lav nok temperatur til at mediet kan ta opp energi fra energikilde. Videre kreves en stor trykkøkning igjen, slik at arbeidet som må tilføres kompressor blir

større ( $W_{el}$ ). Derfor vil effektfaktoren til varmepumpen bli lavere ved høy returtemperatur. [29]

## 7 Akkumuleringstank

### 7.1 Funksjon

En akkumuleringstank brukes som et magasin for varmt vann, produsert av varmekilde. Akkumulering av varmt vann er gunstig i mengderegulerte varmeanlegg der det skal være konstant sirkulasjon over varmekilden. Hovedsakelig brukes det akkumulerte varmtvannet til å jevne ut varmekildens variasjoner i delast, relativt korte effektbehovstopper samt å forlenge varmekildens minste gangtid. Dette medfører at varmepumpen ikke behøver å ha fullt så stort effektproduksjons potensial og at levetiden dens vil bli betydelig forlenget grunnet redusert belastning og slitasje. Akkumulert varmtvann er også gunstig som varmereserve i tilfeller hvor varmekilde havarerer. [22, s.62-65]

En akkumuleringstank fungerer som sagt som et magasin. Dermed kan den lades opp og lades ut. Som nevnt tidligere ønsker man en relativt konstant vannmengde mellom varmepumpen og akkumuleringstanken, mens vannmengden mellom akkumuleringstank og varmeavgivere vil variere. Ved større effektbehov hos varmeavgivere vil vannmengden på siden til avgivere økes. I disse periodene er vannmengden på varmeavgiverenes side større enn vannmengden på varmekildens side. Dette medfører at temperatursjiktet i tank migrerer oppover, ettersom det trekkes ut mer varmtvann enn det kommer inn. Dette er tankens utladningsfase. I perioder hvor effektbehovet til varmeavgivere er lavere, vil det bli motsatt. Temperatursjiktet i tanken vil da flytte seg nedover, ettersom det kommer inn mer varmtvann enn det trekkes ut. [4, s.292-294]

### 7.2 Prosjektering

For mange start og stopp hos varmepumpen vil gå utover dens virkningsgrad. Det er lite smøring akkurat når kompressoren starter, og derfor gir dette høy slitasje. Ved prosjektering av akkumuleringstak regnes minst 15 liter vann per kW varmepumpeeffekt ved lavest effekttrinn. Det laveste effekttrinnet er ca. 30% av varmepumpens maks effekt. [23]

### 7.3 Koblinger

Det er hovedsaklig to måter å koble akkumuleringstnker til et varmeanlegg: serie- og parallellkobling.

### 7.3.1 Seriekobling

En akkumuleringstank som er seriekoblet fungerer som en utvidelse av rørets volum. Det anbefales at tanken skal plasseres på returledning slik at responstiden blir liten og tap av varme blir minimal. Å seriekoble akkumuleringstanken kan være fordelaktig da man eliminerer risikoen for blanding av varmt og kaldt vann. I tillegg vil man kun ha behov for en sirkulasjonspumpe.

Seriekobling av akkumuleringstanker har en betydelig svakhet. Skal man koble tanken i serie er man helt avhengig av å ha maks sirkulasjon gjennom anlegget. Med andre ord kan man ikke mengderegulere varmeavgivere ved bruk av radiatorventiler, aktuatorer osv. Man kan eventuelt benytte seg av en buypass som åpner når kurser stenger. Det vil dog være uheldig da returtemperatur tilbake til varmepumpe vil øke. [25]

### 7.3.2 Parallell

En parallellkoblet akkumuleringstank vil fungere som et hydraulisk skille i anlegget. Dette medfører at man minst må ha to sirkulasjonspumper. En mellom varmekilde og akkumuleringstank og en mellom akkumuleringstank og varmeavgivere. Når tanken er koblet inn i parallell vil den få levert varmtvann fra varmekilde, helt uavhengig av vannmengden som sirkulerer ut på anlegg til varmeavgiverne. Dette gjør at denne måten å koble inn akkumuleringstanker er gunstig til bruk i mengderegulerte anlegg. Derfor vil to mye brukte parallellkoblinger bli omtalt i kapittel 7.3.3 og 7.3.4. Noe som er viktig å passe på når tank er koblet i parallell med to sirkulasjonspumper, er styringen av sirkulasjonspumpen mellom varmekilde og tank. Denne må bare gå når varmekilden er på. Hvis pumpen går når varmekilden er av vil man sende kaldt returvann gjennom avslått varmekilde og rett ut på anlegget igjen. [25]

### 7.3.3 Tre anslutninger med samlet retur

En tank med samlet retur har to anslutninger øverst på tank. En til tur-innløp og en til tur-utløp. I bunnen av tank er det en anslutning som kobler seg på returstokk. Se Figur 12. I perioder hvor tanken lades opp, vil varmtvann komme inn i tank via tur-innløp. Samtidig vil det kaldere vannet som er i den utladede tanken føres ut til returstokk gjennom anslutning i bunnen av tanken. Ladingen pågår frem til tanken er ladet opp. I perioder med tapping vil det tappes varmt vann ut fra tank gjennom tur-utløp. Samtidig vil det være tilførsel av kaldere returvann gjennom anslutning i bunnen av tank. [25]

I følge litteraturen er det mindre omrøring i tank med samlet retur, i tillegg til at det er god temperatursjiktning. [25]

### 7.3.4 Dobbel gjennomstrømning

Ved bruk av fire anslutninger på tank, oppnår man dobbel gjennomstrømning. Se Figur 11. Det betyr at man sikrer jevn kontinuerlig vannstrøm tilbake til varmpumpen selv om anlegget er mengderegulert. Med tanke på at returtemperatur ut fra tank vil være relativt jevn, unngår man hyppig start og stopp av varmpumpen, som igjen forlenger levetiden til varmpumpen. Utfordringen med denne koblingløsningen ligger i å oppnå tilstrekkelig sjiktning i tanken, for å unngå at energibesparelsen blir redusert. Er sjiktningen dårlig vil man få en høyere returtemperatur tilbake til varmpumpen, samtidig som at det blir vanskeligere å opprettholde ønsket turtemperatur ut på anlegget.

En akkumuleringstank med dobbel gjennomstrømning blir en trykkløs samlestokk mellom varmekilde og varmeanlegget. Dette gjør at variasjon i sirkulert mengde over varmeavgiverne ikke påvirker sirkulasjonen over varmekilden. Dette er spesielt viktig for varmpumper hvor varmpumpens egen regulator er satt opp for en ønsket temperaturøkning/sirkulasjonsmengde.

I følge Varmenormen skal akkumuleringstanker som plasseres i parallell med energikilde, ikke ha hovedsirkulasjon gjennom tanken slik at omrøringsgraden reduseres. [25] [22]

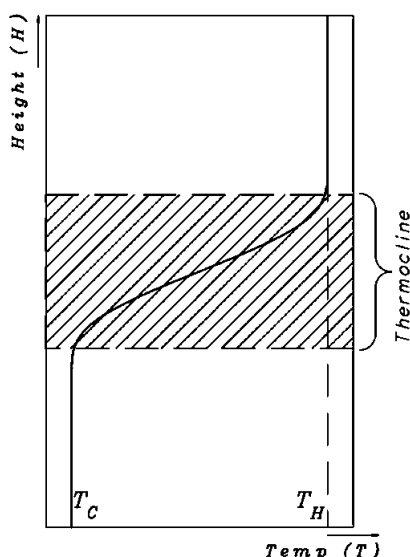
## 7.4 Temperatursjiktning

### 7.4.1 Naturlig temperatursjiktning

Når en tank med vann blir utsatt for en omgivelsestemperatur som er lavere enn temperaturen på vannet i tanken, vil vannet fordele seg i temperatursjikt. Det varmeste vannet vil legge seg øverst og vannet med lavest temperatur vil legge seg nederst i tanken. Grunnen til denne naturlige temperatursjiktningen, også kalt stratifisering, er at vann ved ulike temperaturer har ulike tettheter. Det varme vannet har lavere tetthet og vil derfor legge seg over det kaldere vannet med høyere tetthet. Forutsatt at veggene i tank ikke er ideelt isolert, vil også denne naturlige prosessen forekomme om vannet i tanken i utgangspunktet hadde en uniform temperatur. Dette er fordi veggene i tank vil holde en lavere temperatur enn vannet, noe som medfører at en tynn hinne med vann langs veggen blir nedkjølt og synker nedover i tank til det kommer til et område med vann med samme temperatur og dermed også samme tetthet. Hovedsakelig er det de fysiske prinsippene, oppdrift og gravitasjon som styrer prosessen. [11]

### 7.4.2 Syntetisk sjiktning

En tank som skal lagre varmtvann, bør ha tilførsel av kaldt vann nederst i tanken, mens varmt vann bør føres inn og ut høyt i tanken. Dette medfører at man allerede fra start har en vesentlig temperaturforskjell mellom øverste del og nederste del i tank. I at det føres varmt vann inn i øverste del av tank vil man få et område hvor varmere og kaldere vann blandes. Har man tilstrekkelig tilførsel av varmt vann vil dette område bli presset nedover i tanken. Man kan se på dette som at tanken lades opp og besitter en økende mengde akkumulert varmtvann. Konsekvensen av at vann med en såpass stor temperaturdifferanse blir satt opp mot hverandre, er at man vil få et blandesjikt med bratt temperaturgradient. Dette blandesjiktet omtales ofte som en termoklin. Den termokline sonen vil gradvis bevege seg nedover i tanken etterhvert som den lades. Dette demper direkte blanding av det varme og kalde vannet.



Figur 3: Termoklin sone. [18, s.2]

### 7.4.3 Faktorer som ødelegger for temperatursjiktning

Det er flere faktorer som kan resultere i at temperatursjiktningen i en tank blir dårligere. Noen sentrale faktorer er:

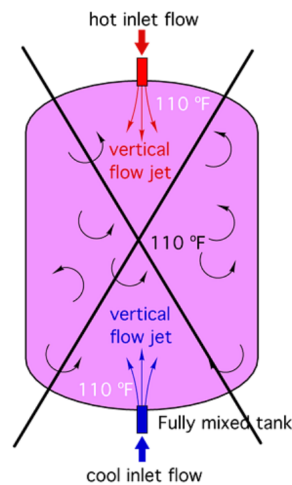
- Varmetap til omgivelser gjennom tankkroppen.
- Varmeledning langs vegg i tank.
- Omrøring ved blanding av vann i tank og vann fra innløp/utløp, ved lading og/eller tapping.



- Varmeledning mellom vannlag med ulik temperatur.
- Geometri på tank (diameter, inn- og utløpsutforming). [18, s.4]

#### 7.4.4 Sjiktning ved direkte innløp

Direkte innløp inn i akkumuleringstank kan føre til problemer i form av turbulens, og stor omrøring i tank. Dette er ikke ønskelig. Dette illustreres i figur 4.



Figur 4: Illustrasjon av tank med direkte innløp. [27]

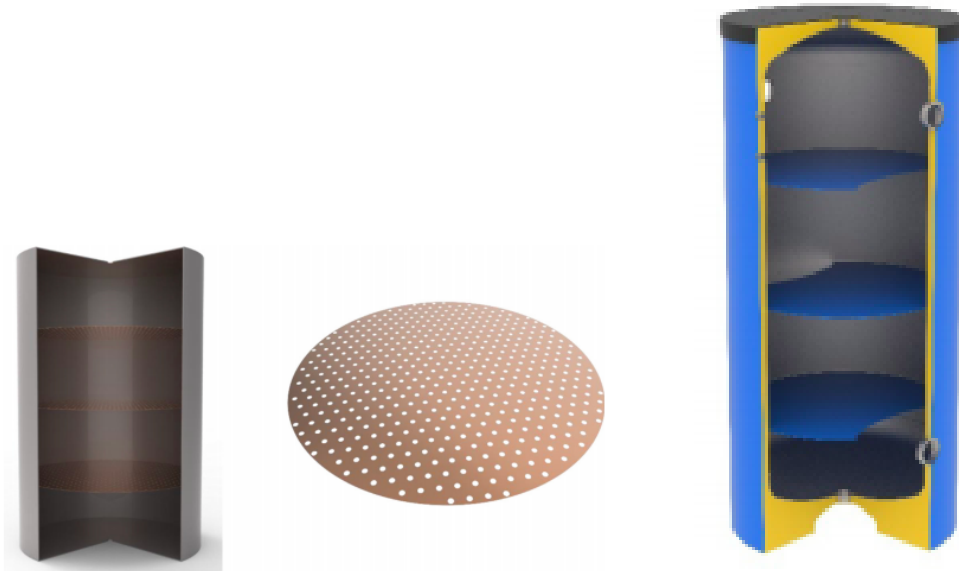
#### 7.4.5 Installasjoner som kan bedre temperatursjiktning

Blandingen mellom varmt og kaldt vann vil øke i takt med  $Re$ , kapittel 7.5.1. Høy strømningshastighet vil derfor føre til blanding av det varme vannet på toppen og det kalde vannet på bunn.

Ved bruk av en helt åpen akkumuleringstank kan det derfor oppstå turbulens, og man vil ikke få god temperatursjiktning. For å unngå dette kan det være en løsning å bruke en tank med installasjoner som vil begrense omrøringen. Det finnes flere eksempler på slike løsninger: Tanker med skilleplater, tanker med innvendig foringsrør og tanker med perforert rør.

Det blir brukt to ulike skilleplater. Den ene typen er perforert og den andre er heltrukken med åpning på siden. En akkumuleringstank med perforerte skilleplater vil i likhet med en akkumuleringstank med tette skilleplater senke strømningshastigheten, og derfor skape bedre temperatursjiktning. En perforert plate dekker hele diameteren på tanken og består av en rekke små hull. Den andre typen skilleplater dekker nesten hele diameteren, utenom en liten åpning hvor vannet blir ført ned. Åpningene ligger med vekslende retning for å

gi minimal blanding mellom varmt og kaldt vann. Begge disse løsningene kan brukes på tanker med fire anslutninger og tanker med tre anslutninger (samlet retur). Figur 5 viser til venstre en tank med perforerte plater, i midten en plate som er perforert og til høyre en tank med skilleplater.



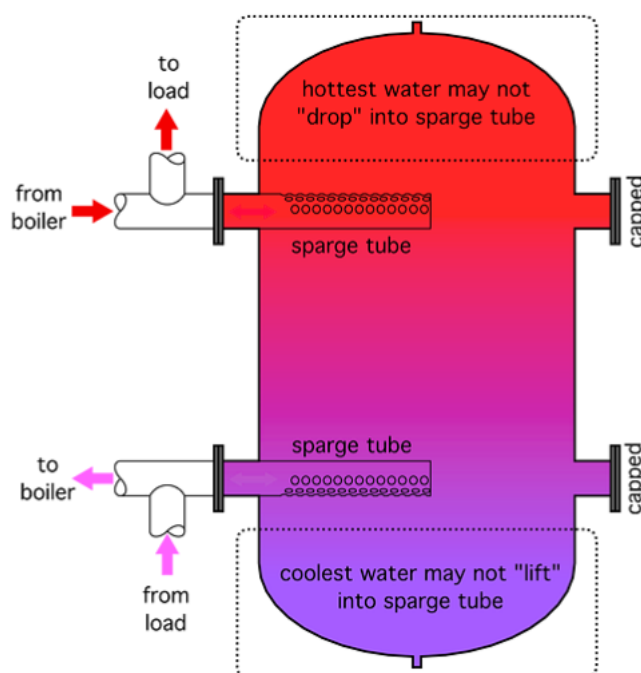
Figur 5: Typer skilleplater. [14] [23]

En akkumuleringstank med innvendige foringsrør har rør som strekker seg nesten over hele tanken og har en liten åpning hvor vannet kommer inn i tanken. Åpningen hvor vannet blir tilført på tur og retur-røret, ligger på hver sin side av tanken for å få minimal omrøring. Denne løsningen fungerer kun med fire anslutninger, se figur 7.



Figur 6: Innvendig foringsrør. [23]

En annen løsning kan være å ha perforerte dyse inn og ut av tanken. Slike dyser vil redusere strømningshastigheten inn og ut av tanken, noe som igjen reduserer blandingen og vil skape bedre temperatursjiktning. Denne løsningen egner seg for tanker med to anslutninger (Samlet retur og samlet tur) og tre anslutninger (samlet retur). [22]



Figur 7: Innvendig perforert foringsrør. [27]

## 7.5 Mål på sjiktning

### 7.5.1 Richardsons tall og Reynolds tall

Et par dimensjonsløse parametere som brukes for å beskrive sjiktning er Richardsons nummeret i tank og Reynoldstallet til vann ved innløp i tank.  $Ri$  er et mål på forholdet mellom oppdriftskrefter og blandekrefter. Et lavt  $Ri$  tilsvarer stor omrøring og dårlig sjiktning i tank, mens et høyt  $Ri$  betyr god sjiktning.  $Re$  sier noe om strømningsforholdene er turbulent eller laminær ved innløpene. For å få et best mulig mål på sjiktningen, ser man på forholdet mellom disse to parameterne,  $Re/Ri$ . Et høyt tall vil si at man har mye turbulent miksing i området rundt innløp, mens et lavt tall vil si at turbulens blir dempet av oppdriftskrefter og man får bedre sjiktning. Definisjon på Richardson og Reynoldstall er omtalt i 2.1.3. [20, s.4]

# Varmeanlegg, prosjekt X

I dette avsnittet blir anlegg som er brukt som referanse omtalt. Her kommer det info om anlegget, og om problemer som har oppstått på anlegget.

## 8 Generelt om anlegg

I varmeanlegget på prosjekt X er det en vann til vann varmpumpe som henter varmen fra energibrønner. Videre er det en tvillingpumpe med to sirkulasjonspumper, som er plassert mellom varmpumpen og akkumuleringstanken. Disse pumpene skal i utgangspunktet være automatiske, og skal veksle mellom å være av og på. Dette for å forlenge levetiden og for å redusere faren for slitasje. Sirkulasjonspumpene er prosjektert med en vannmengde på 12,7 l/s da dette er gunstig for å gi varmpumpen optimale driftsforhold.

Anlegget har en akkumuleringstank som rommer 1500 liter. Tanken er i blankt stål med 20 mm isolasjon utenpå. Akkumuleringstanken har fire anslutninger og er plassert vertikalt i anlegget. Den er helt åpen inni, uten noen form for sjiktningsfremkallende installasjoner og har en temperaturgrense på  $-15^{\circ}\text{C}$  til  $+60^{\circ}\text{C}$ . Videre i anlegget går det en kurs ut til hvert bygg. En kurs til A-bygget, en til B-bygget og en til C-bygget. Hvert bygg har en el-kjel som spisslast, som skal ha 100 % dekning av effektbehovet til oppvarming.

Tabell 1: Effektfordeling, dimensjonert

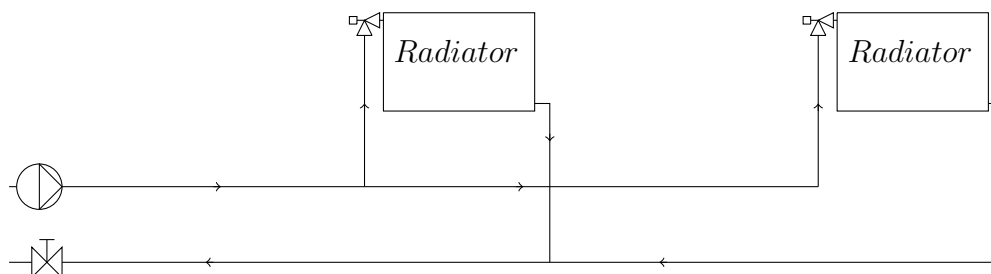
	Bygg A [kW]	Bygg B [kW]	Bygg C [kW]	Totalt alle bygg [kW]
Til sammen	310	190	340	840
Radiatorkrets	76	127,5	50,3	253,8
Gulvvarme	86		58	144
Varmebatteri	96,6	62,5	105,8	264,9
Varmt tappevann	50	-	50	100
Gatevarme	-	-	75	75

I tabell 1 vises en oversikt over den prosjekterte effektfordelingen til prosjekt X. Bygg A er prosjektert for tilsammen 310 kW. Dette er fordelt til radiatorkretser, gulvvarme, varmbatteriet i ventilasjonsaggregat og varmt tappevann. Varmt tappevann i bygg A skal også dekke varmt tappevann i bygg B. Bygg B er prosjektert for tilsammen 190 kW, som er fordelt på radiatorkrets og varmbatteri. Effekten til radiatorkretsen skal også dekke behovet til gulvvarmen i samme bygg. Bygg C har høyest effektbehov, og er prosjektert

for tilsammen 340 kW. Det er fordelt på radiatorkrets, gulvvarme, varmebatteri, varmt tappevann og gatevarme. El-kjelen i bygg C skal ikke dekke gatevarmen.

## 9 Rørnett

Varmeanlegget til prosjekt X består av et torørssystem med pumpedrift. Varmtvannet distribueres ved hjelp av et vannfylt rørsystem og sirkulasjonspumper. Systemet består av fordelingsledninger som ligger horisontalt, mens oppleggsledninger ligger vertikalt og kobles opp mot en varmeavgiver (Radiator, gulvvarme). Prinsippskisse for torørssystem med pumpedrift kan ses i figur 8. [4, s.249]



Figur 8: Prinsippskisse for torørssystem med pumpedrift. (Laget av Mats Kluftødegård)

## 10 Varmepumpe

Varmepumpen som er benyttet på prosjekt X er av typen vann til vann. Varmepumpen benytter grunnvarme som varmekilde, og henter varme fra tilsammen 24 energibrønner. Produktinformasjon fra leverandør, sier at varmpumpen har en varmekapasitet på 268 kW og et effektbruk på 76kW, ved vanntemperaturer inn og ut av kondensator tilsvarende 45/50°C. Ved gjeldende forhold gir dette en COP på 3,52. Kuldemediet er av type R410a. Varmepumpen har fire scroll-kompressorer og reguleres dermed trinnvis i fire trinn, se tabell 2. Trinnreguleringen i kombinasjon med tilstrekkelig varmeakkumulering skal forhindre hyppig start og stopp av varmpumpen.

Tabell 2: Trinnvis regulering av varmpumpe

Kapasitetstrinn	Trinn 1	Trinn 2	Trinn 3	Trinn 4
Varmekapasitet [%]	27	52	77	100
Varmekapasitet [kW]	72	139	206	268
Effektforbruk [%]	22	47	72	100
Varmekapasitet [kW]	17	36	55	76

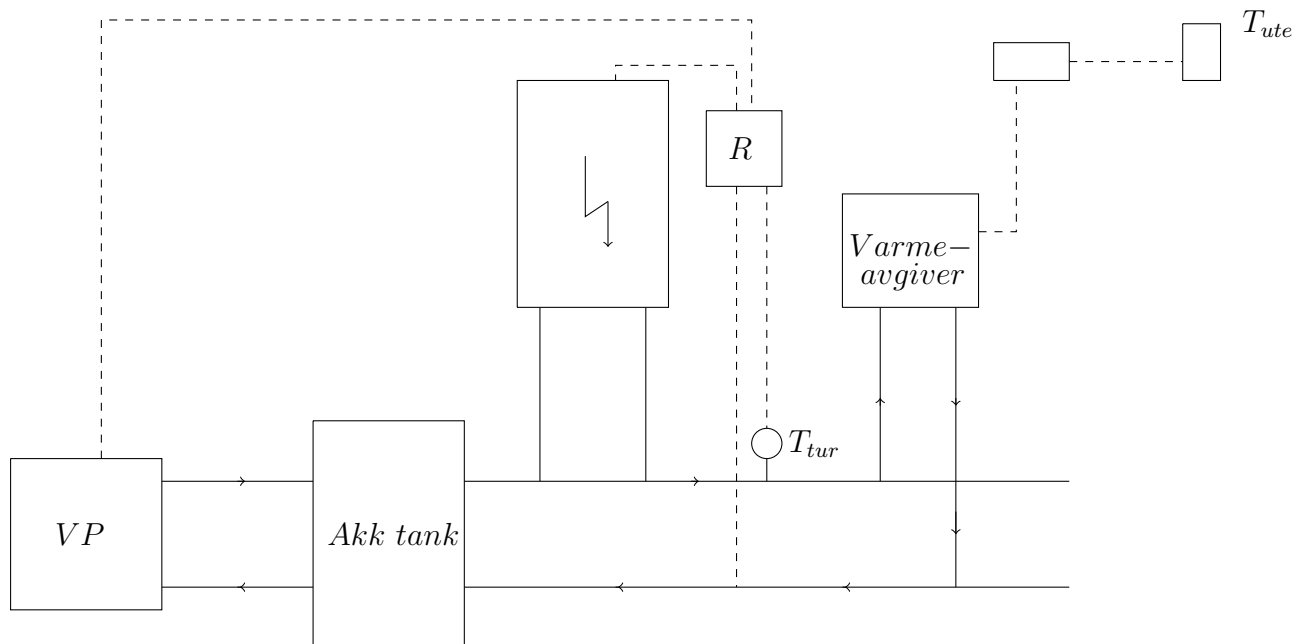
Energi og effektberegninger gjort av ÅF viser at varmepumpen er dimensjonert til å dekke 98% av energibehov og 48% av maks effektbehov. Varmepumpen er samkjørt med flere el-kjeler. Dette gjøres ved hjelp av en regulatorer med innlagt fyringskurve. Ved å sette en ønsket turtemperatur,  $T_t$  etter el-kjel, og sette den som en funksjon av utetemperatur,  $T_u$ , kan man regulere trinnstyring av varmepumpen og innslag av spisslast presist og effektivt. Hvis temperatur etter el-kjel,  $T_t$  synker, vil regulator signalisere at varmepumpen skal øke turtemperatur. Er temperaturen  $T_t$  fortsatt for lav, legges el-kjel inn for å oppnå ønsket turtemperatur.

I anlegg til prosjekt X har driftsansvarlig valgt å sette grenseverdi for innslag av el-kjel når  $T_t \leq 40^\circ\text{C}$ . [23] [24]

## 11 Problem med varmeanlegg

### 11.1 Samkjøring mellom varmepumpe og el-kjel

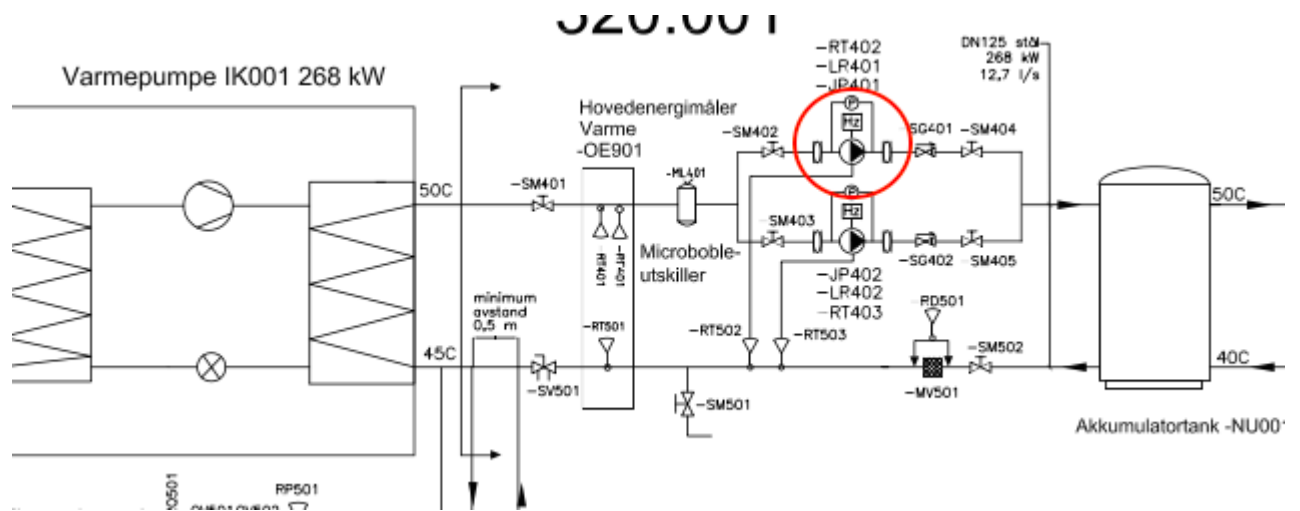
Et av problemene med varmeanlegget til prosjekt X er at varmepumpen aldri har levert en turtemperatur som samsvarer med produktinformasjonen. Med andre ord oppgir produsent at varmepumpen er i stand til å gi en turtemperatur på  $50^\circ\text{C}$ , mens i realiteten har varmepumpen kun levert temperaturer opp mot  $50^\circ\text{C}$  på sommerhalvåret. I vinterhalvåret leveres sjeldent en temperaturer over  $46\text{--}47^\circ\text{C}$ . Temperatur ut fra varmepumpe er store deler av tiden lavere en temperaturen som er prosjektert. I tillegg til dette blir problemet videre forverret når vannet kommer til akkumuleringstanken. Prosjekterte verdier tilsier at temperatur tur-innløp skal være lik temperatur tur-utløp. Ved å se på SD-anlegg går det fram at dette ikke er tilfellet. Temperatur tur-utløp fra tank er konstant lavere enn temperatur tur-innløp. Dette vil bli analysert og grafisk framstilt i kapittel 18. Konsekvensene av disse problemene er betydelig sett fra et energieffektivt perspektiv. Man vil få en turtemperatur ut på anlegget som er for lav til å dekke effektbehovet store deler av tiden. Dette effektbehovet må da dekkes med elektrisitet av el-kjelene. El-kjelene vil dermed være på langt oftere og lengre enn det som er tiltenkt. Enda en konsekvens av at temperatur tur-utløp av tank er lavere enn temperatur tur-innløp, er at temperatur retur-utløp blir høyere. Noe som igjen ødelegger for varmepumpens COP og dermed for energibesparelsen.



Figur 9: Prinsippskisse for samkjøring av varmepumpe og el-kjel. (Laget av Mats Kluftødegård)

## 11.2 Sirkulasjonspumpe mellom tank og varmepumpe

På tur mellom varmepumpe og akkumuleringstank er det plassert en tvillingpumpe. Pumpen har trinnløs turtallsregulering. Driftsansvarlig har valgt å låse den ene pumpen, på 96% av maks turtall, se figur 10. Begrunnelsen var vanskeligheter med å oppnå ønsket temperatur i radiatorkretnene, og vedkommende mente at for lavt trykk i anlegget var den mest sannsynlig årsaken.



Figur 10: Sirkulasjonspumpe før akkumuleringstank på anlegg.



# Metode

Dette kapittelet tar for seg valg av ulike metoder for å kunne besvare problemstillingen. Det er gjort et litteraturstudie for å få bakgrunnkunnskaper for problemstillingen. I tillegg er det blitt utført målinger ved befaring på referanseanlegg, logget måledata fra SD-anlegg, beregnet Richardsons dimensjonsløsetall ved bruk av python, samt utført CFD-simuleringer.

## 12 Litteraturstudie

Det er funnet litteratur til oppgaven fra database søk og fagbøker. Databaser som er brukt er “Scimedirect”, “Engineering Village”, “Web of science”, “Oria” og “Byggforskserien”. Søkeord som er mest brukt er “Stratification”, “Thermal storage tank” og “akkumulerings-tank”. Fagbøker som er brukt er mest pensumbøker som er brukt i andre emner vi har hatt på studie, samt “Rørhåndboka 2018”.

## 13 Innhenting av måledata

### 13.1 Logget måledata fra SD-anlegg

Via SD-anlegget til prosjekt X blir det hentet inn måledata i form av timesverdier og døgnverdier. Hensikten med det er å få oversikt over effektbehov/forbruk ved forskjellige perioder, korrelasjon mellom vanntemperatur på innløp til tank på tur, og utløp fra tank på retur. Det vil også være mulighet til å se på  $\Delta T$  mellom retur- innløp og retur- utløp. Avslutningsvis vil det også gi en oversikt over hyppighet på start og stopp av varmpumpen. Dataene som innhentes vil deles inn i kategorier;

- Timeverdier fra fire ulike døgn med tilnærmet lik middeltemperatur på  $-2^{\circ}\text{C}$
- Døgnverdier fra tre dager med mildvær, hvor middeltemperatur er tilnærmet lik  $0^{\circ}\text{C}$
- Døgnverdi fra tre dager med lavere temperatur,  $-10^{\circ}\text{C}$  til  $-12,6^{\circ}\text{C}$ .
- Månedsverdi fra samme måned, fra 2017 og 2018.
- Timeverdier fra dager supplementerende måledata er innhentet.
- Timeverdier på avgitt energi i to perioder. (Fyringssesong og utenfor fyringssesong)

Grunnen til at døgn med relativt lik temperatur er valgt, er for å kunne oppdage eventuelle mønstre som kan bidra til å gi forståelse av forhold inne i tanken og avdekke eventuelle

ugunstige forhold som kan være ødeleggende for tankens funksjon. Det er ønskelig å få oversikt over hvilke perioder som har høye effektbehov, da vannmengden i anlegget er større og dermed også omrøringen i tanken større. Det kan tenkes at sjiktning i tanken ikke er like god ved større vannmengder, noe som gjør slike forhold interessante å simulere.

## 13.2 Supplerende måledata fra prosjekt X

Ved befaring i energisentralen på prosjekt X ble det registrert målinger fra analoge måleinstrumenter integrert i varmside i energianlegget. Dette ble gjort for å se om det var samsvar mellom verdiene på analoge måleinstrumenter integrert i anlegg, og verdier gitt i SD-anlegget. I tillegg trengtes måledata for vannmengder og turtemperatur etter akkumuleringstank for at simuleringer i Star-CCM+ skulle bli mest mulig korrekt.

### 13.2.1 Temperatur

For at problemstillingen ikke bare skal være basert på verdier for temperatur loggført fra SD-anlegget, ble det også gjort innhenting av temperaturer fra de analoge målerne i energianlegget. Det ble lest av tur- og retur temperaturer ut og inn av akkumuleringstanken.

### 13.2.2 Vannmengde

SD-anlegget viser ikke vannmengden som til enhver tid blir tilført akkumuleringstanken. Dette er en viktig verdi for å avgjøre turbulens i tanken, samt simulering av tanken i Star-CCM+. Verdien ble lest av på hovedpumpene som var på turstokken til akkumuleringstanken. Det fantes ingen mulighet for avlesning av vannmengde på returstokken tilbake til akkumuleringstanken. I perioder med høyt vannforbruk vil vannmengden ut av akkumuleringstanken være høyere enn vannmengden inn i tanken, slik at tanken tappes ned. Samtidig kan man anta at vannmengden over varmepumpen er konstant.

## 14 Python

Python er et objektorientert programmeringsspråk. Dette er brukt i oppgaven for å framstille Richardsson tallet grafisk for ulike vannmengder. Vedlagt ligger et script, med forklaringer, for beregning og plotting av Richardsson tallet.

Tabell 3: Oversikt over situasjoner hvor Richardsontallet skal beregnes.

Løsning og situasjon	Varmepumpe på/av
Samlet retur	Av
Samlet retur	På
Dobbel gjennomstrømning	Av
Dobbel gjennomstrømning	På
Samlet retur med sjikningsfremmende installasjon	Av
Dobbel gjennomstrømning med sjikningsfremmende installasjon	På

## 14.1 Beskrivelse av beregning for Richardsontallet

I kapittel 2.1.3, 2.1.4 og 2.1.5 er de dimensjonsløse tallene  $Re$ ,  $Gr$  og  $Ri$  definert.  $Ri$  beregnes for å definere om det er god sjiktning i tanken grunnet oppdriftskrefter eller om det er turbulent miksing grunnet treghetskrefter. Parametere som er nødvendig for beregning av  $Ri$ , er hastigheten i fluidet, temperaturforskjeller mellom topp og bunn, og enkelte konstanter som kan leses om i 2.1.5.

### 14.1.1 Parametere for beregning av Richardsontallet

Hver situasjon vil beregnes med følgende vannmengder; 2 l/s, 4 l/s, 6 l/s, 8 l/s, 10 l/s, 12 l/s og 14 l/s. Dette er vannmengder som ses på for å avdekke hvordan sjiktningen endrer seg for økende vannmengde i tankene. Richardsontallet blir beregnet for følgende situasjoner ved tapping som kan ses i tabel 3.

## 15 CFD beregninger

Ved CFD-beregninger ble det laget en tilnærmet lik modell av akkumuleringstanken som står på prosjekt X. I tillegg ble det gjort flere simuleringer på en tank med samlet retur med ulike gjennomstrømnings vannmengder. Det er blitt laget en steg for steg manual for hvordan modellen er blitt laget, og hvordan simuleringen er blitt utført. Manualen finnes i vedlegg D.

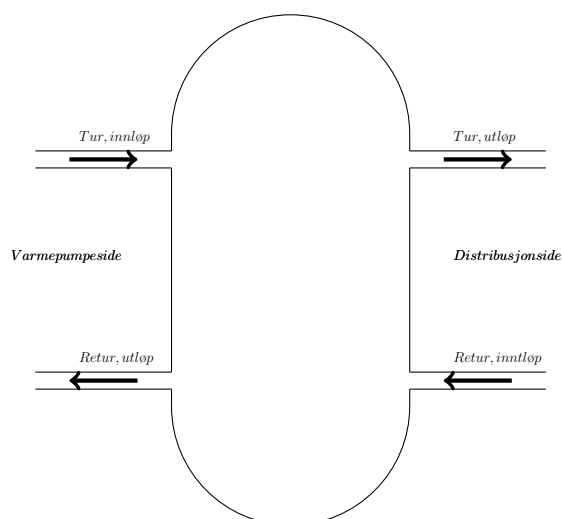
### 15.1 Beskrivelse av simuleringer

Simuleringene tar for seg ulike koblinger og innløpstyper ved ulike tilstander. Som beskrevet i begrensninger var det ikke mulig å utføre målinger av vannmengder som sirkulerer

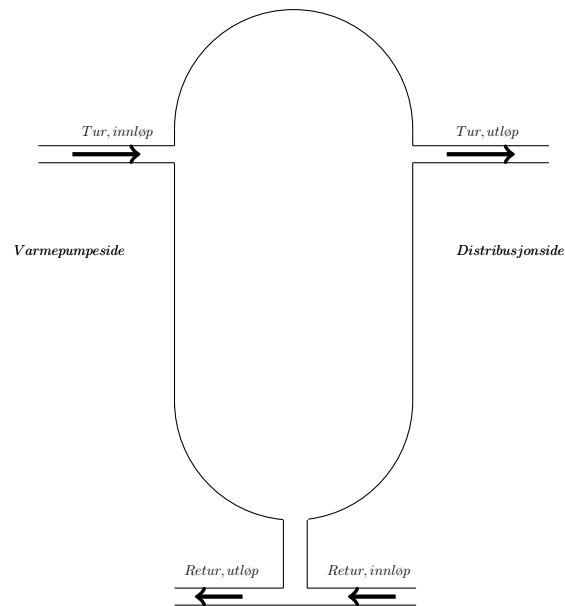
mellom tank og varmeavgivere, derfor er det gått ut ifra prosjekterte vannmengder og tenkte aktuelle vannmengder. Det tas hovedsaklig for seg tre type situasjoner: lade-, tappe- og likevekt-situasjon. Ved lade-situasjon er det høyere vannmengde på varepumpesiden enn distribusjons side. Ved tapping er det høyere vannmengde på distribusjons side en varmepumpe siden. Ved likevekt er det like stor vannmengde ut av tank som inn. Hovedsaklig er det tappesituasjonene som er mest interessante. Dette er grunnet at man har en større vannmengde (mer energi) som går ut på distribusjonsnettet og dermed er det også her det er mest å hente. Med andre ord er det viktigere at tanken har egenskaper som gjør den energieffektiv (god sjiktning og utnyttingsgrad) i tappesituasjoner enn i ladesituasjoner.

### 15.1.1 Skisse for tank med fire anslutninger og samlet retur

I dette kapitlet omtales startbetingelsene for de simuleringene som skal gjøres. Prinsipp-skissen for de to type tanker er vist i figur 11 og 12. De angir strømningsretningene inn og ut av akkumuleringstankene.



Figur 11: Akkumuleringstank med fire anslutninger.



Figur 12: Akkumuleringstank med samlet retur. (Laget av Mats Kluftødegård)

### 15.1.2 Startbetingelser for simuleringer ved tank med fire anslutninger og samlet retur

Startbetingelser for de ulike situasjonene og simuleringene er gitt i tabell 4-9.

Tabell 4: Startparametere for tapping dobbelgjennomstrømning.

	Vannmengde, $\dot{V}$ [l/s]	Start temperatur, $T_0$ [°C]
Tur, innløp	12.7	50.0
Tur, utløp	-21.0	-
Retur, innløp	21.0	40.0
Retur, utløp	-12.7	-
Tank	-	50.0

Tabell 5: Startparametere for lading dobbelgjennomstrømning.

	Vannmengde, $\dot{V}$ [l/s]	Start temperatur, $T_0$ [°C]
Tur, innløp	12.7	50.0
Tur, utløp	-6.3	-
Retur, innløp	6.3	40.0
Retur, utløp	-12.7	-
Tank	-	37.0

Tabell 6: Startparametere for likevekt dobbelgjennomstrømning.

	Vannmengde, $\dot{V}$ [l/s]	Start temperatur, $T_0$ [°C]
Tur, innløp	12,7	50.0
Tur, utløp	-12.7	-
Retur, innløp	12.7	40.0
Retur, utløp	-12.7	-
Tank	-	37.0

Tabell 7: Startparametere for tapping samlet retur, uten perforert t-kobling.

	Vannmengde, $\dot{V}$ [l/s]	Start temperatur, $T_0$ [°C]
Tur, innløp	12.7	50.0
Tur, utløp	-20.0	-
Retur, innløp	20.0	40.0
Retur, utløp	-12.7	-
Tank	-	50.0

Tabell 8: Startparametere for tapping samlet retur, med perforert t-kobling.

	Vannmengde, $\dot{V}$ [l/s]	Start temperatur, $T_0$ [°C]
Tur, innløp	12.7	50.0
Tur, utløp	-20.0	-
Retur, innløp	6.3	40.0
Tank	-	50.0

Tabell 9: Startbetingelser for tapping dobbel gjennomstrømning, med perforerte innløp.

	Vannmengde, $\dot{V}$ [l/s]	Start temperatur, $T_0$ [°C]
Tur, innløp	12.7	50.0
Tur, utløp	-21.0	-
Retur, innløp	21.0	40.0
Retur, utløp	-12.7	-
Tank	-	50.0

Disse startparametere er valgt utifra de prosjekterte mengdene på referanse anlegget. Det er da sett på tapping-, lading- og likevekt-situasjoner hvor det da er valgt vannmengder deretter.

# Resultat

I denne delen av oppgaven legges resultatene fram. Det blir presentert litteratur som er funnet som nyttig, måledata fra SD-anlegg, deretter Python-skript for Richardson tallet av ulike tanker og til slutt CFD-beregninger for de ulike tankene og situasjoner. Videre vil resultatene bli diskutert og konkludert i de neste kapitlene.

## 16 Litteraturstudie

For å kunne skrive en god oppgave, er det viktig at den er forankret i litteraturen. Under er det listet opp relevant litteratur som er benyttet for å få innsikt og en bedre forståelse av temaene oppgaven omhandler.

### 16.1 Rørhåndboka

Rørhåndboka er et viktig oppslagsverk for rørleggere og for VVS-konsulenter. Boken blir revidert hvert år for å sikre at innhold er oppdatert, og blir ofte omtalt som 'rørleggernes bibel'. I denne oppgaven ble 2018-utgaven benyttet. Boken har vært til god hjelp mange steder i oppgaven, men spesielt har den kommet til nytte under arbeid med koblinger av akkumuleringstanker. [25]

### 16.2 Varmenormen

Oppslagsverket Varmenormen er revidert som et prosjekt utført av Norconsult, og stiller krav til vannbårene energianlegg i bygg. Den tar blant annet for seg krav til produkter, plassering, og systemer. I likhet med rørhåndboken blir varmenormen revidert jevnlig. Varmenormen har blitt brukt under arbeid med anvendelse av akkumuleringstank og dens funksjon. [21]

### 16.3 Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer

Boken er skrevet av David Zijdemans og gir et teoretiske grunnlag for vannbårne energianlegg. Den består av ti kapitler som kan leses uavhengig av hverandre, og gir en god forståelse for oppvarmings- og kjølesystemer. Den har vært viktig for å sikre god forståelse

rundt varmepumpers funksjon, COP, anvendelsesområde for ulike varmereservoarer, systemarkitektur og temperatur og mengderegulerte anlegg. [4]

## 16.4 Byggforskserien 553.163

Byggforskserien har eksistert i 60 år og angir dokumenterte løsninger som kan benyttes for å tilfredstille kravene i Byggteknisk forskning. Den består av over 700 dokumenter, og kan brukes som et underlag. Anvendelse av akkumuleringstank. [19]

## 16.5 Forskningsartikler

### 16.5.1 Temperatursjiktning i akkumuleringstanker

*'The thermal stratification characteristics affected by a novel equalizer in a dynamic hot water storage tank'* skrevet av Zilong Wang, Hua Zhang, Binlin Dou, Huajie Huang og Guanhua Zhang. Artikkelen omfatter temperatursjiktning i akkumuleringstanker ved ulike vannmengder og ulikt design. Det teoretiske fagstoffet denne artikkelen omhandler er blitt nøye brukt ved analyse av akkumuleringstank i denne oppgaven. Spesielt beskrivelsen av dominerende krefter i tank, dimensjonsløse tall som mål for sjiktning og hvordan beregne disse. [14]

### 16.5.2 Artikkel om naturlig sjiktning

'Experimental study of temperature stratification in a thermal storage tank in the static mode for different aspect ratios' er en forskningsartikkel som omhandler naturlig sjiktning i akkumuleringstanker. Artikkelen har vært viktig for å forstå hvordan naturlig sjiktning forekommer uten påvirkning av treghtetskrefter.[11]

### 16.5.3 Oversikt over stratifiserte varmelagringsystemer

*'Analysis of stratified thermal storage systems: An overview'* omhandler stratifisering av varmelagringsystemer. Den omtaler det viktige begrepet 'termoklin sone', som sier noe om hva som defineres som god sjiktning, den omtaler også forklaring for dimensjonsløse parameteren som angir mål for sjiktning som artikkelen i kapittel 16.5.1. [18]



## **16.6 Masteroppgave om analyse av akkumulatorsystem ved Akershus EnergiPark**

Masteroppgaven er skrevet av Eilert André Mentzoni. Oppgaven tar for seg en analyse av systemløsningene og styringsfilosofien for driften av akkumuleringstanker i Akershus EnergiPark. Mentzoni skriver om stratifisering i varmelagringstanker og fysiske prinsipper rundt akkumulering.[12]

## **17 Standard**

### **17.1 Norsk standard NS 3935:2011**

Standarden fastsetter detaljerte beskrivelser for de prosessen en ITB-ansvarlig skal ivareta. Den etablerer en entydig forståelse av prosessen som sikrer god gjennomføring av anskaffelse av ITB. Et anlegg hvor de tekniske installasjonene har et godt samspill sikrer optimal funksjon i bygget, samtidig som byggets senere drift blir god. Standarden sørger også for at samspill og koordinering mellom de ulike aktørene blir god, slik at anlegget integrerte installasjoner fungerer optimalt. Det er kritisk for anlegg i dag, at det er god kommunikasjon mellom komponentene i systemet. [8]

### **17.2 Europeisk standard NS-EN 15232-1:2017**

Europeisk standard som gir strukturert liste over bygningsautomatisering og tekniske bygningsstyringsfunksjoner som bidrar til bygningers energimessige ytelse. Sammen med veilederen, Veiledning til NS-EN 15232 P-754, gir innføring i hvordan energiytelsen i bygninger kan bedres for å redusere byggets energikostnader-, klima og miljøpåvirkning, samt bedre byggets energiklasse og energikarakter. Tar for seg forenklet metode for beregninger, for å bruke NS-EN 15232:2017 riktig. Sammen med standarden kommer den med konkrete tiltak. [9]

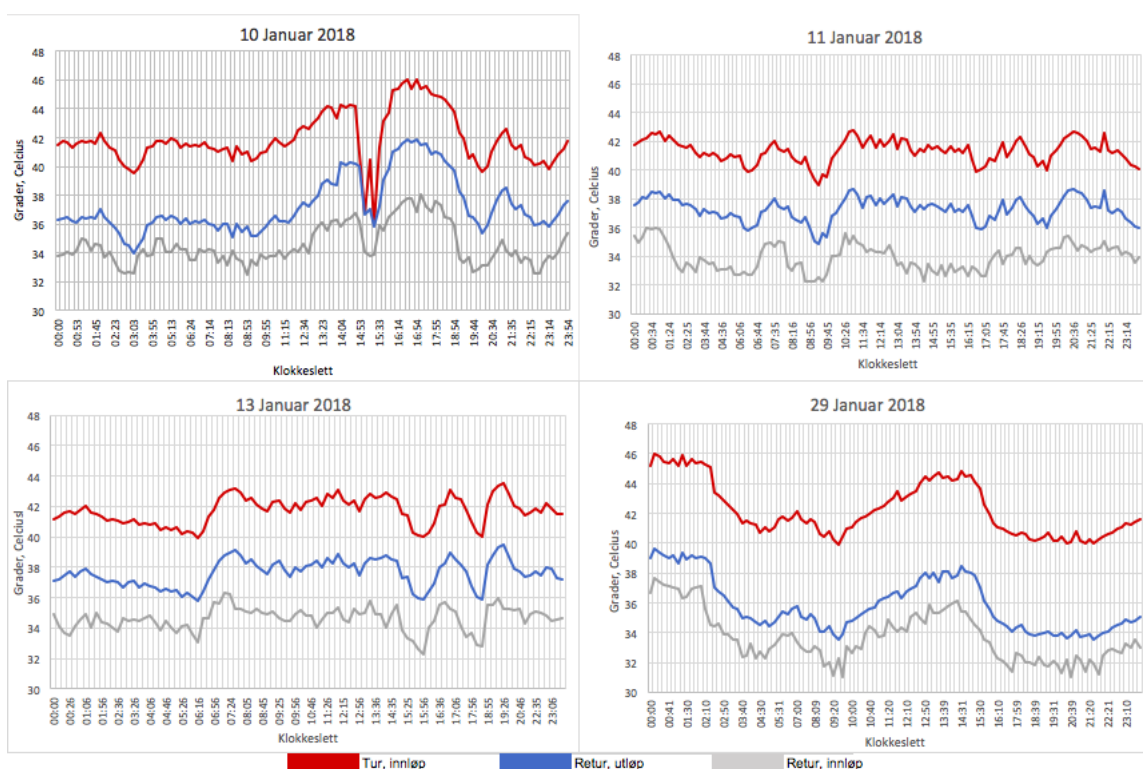
## **18 Resultater fra måledata**

### **18.1 Logging av måledata fra SD-anlegg**

Etter at måledataene ble grafisk framstilt som linjediagrammer, ble verdiene for tidspunktene beskrevet i kapittel 13.1 sammenliknet. Døgnverdiene ble undersøkt for å finne eventuelle effekttopper samt å se hyppighet på start og stopp av varmepumpen. Sammenlikning

ga ingen tydelig indikasjon på at det skulle være noen form for mønster angående byggets effektbehov, dermed ble ikke disse verdiene av særlig interesse. En ting som ble observert var at varmpumpen syntes å gå til enhver tid.

Sammenlikning av timesverdiene var derimot mer interessante. Timesverdiene er presentert i Figur 13. Det som først ble lagt merke til, som man også kan se av Figur: 13, var symmetrien på kurvene. Man kan se at temperaturdifferansen mellom tur-innløp, og retur-utløp er tilnærmet lik stort sett hele tiden. Dette mønsteret går igjen for alle timesverdiene som ble sammenliknet. Videre kan man se at temperaturdifferanse mellom retur- innløp og retur- utløp er tilnærmet den samme, hvor retur etter tank ligger jevnt 2-5 grader høyere enn før tank.



Figur 13: Timeverdier

### 18.1.1 Effekt-data

I SD-anlegget er det energimålere som viser hvor mye energi varmpumpen avgir til varmeanlegget. Ved hjelp av disse har avgitt effekt fra varmpumpe blitt beregnet. Både for en periode i fyringssesongen og for en periode utenfor fyringssesongen.

Fyringssesongen: Fra 20. September 2016 til 10. Mai 2017

$$7950000[kWh] - 2400[kWh] = 792600[kWh]$$

7950000 [kWh] avgitt effekt fra varmpumpen ved 10. Mai 2017, og 2400 [kWh] avgitt effekt fra varmpumpe 20. september 2016.

$$792600[kWh]/5161[h] = 141[kW]$$

141 [kW] er gjennomsnittlig levert effekt fra varmpumpe i denne perioden.

Utenom fyringssesongen: Fra 10. Mai 2017 til 20. September 2017.

$$1008300[kWh] - 7950000[kWh] = 213300[kWh]$$

1008300 [kWh] er avgitt effekt fra varmpumpe 20. september 2017, og 7950000 [kWh] avgitt effekt fra varmpumpe ved 10. Mai 2017. Verdiene er hentet ut fra SD-anlegget.

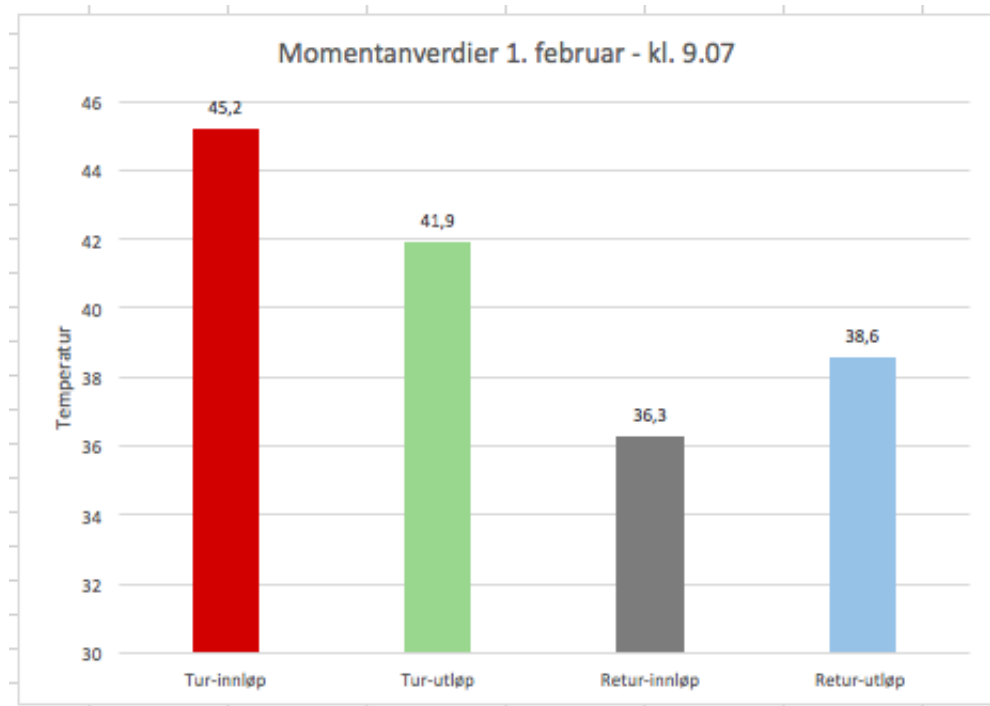
$$213300[kWh]/3216[h] = 66[kW]$$

66[kW] er gjennomsnittlig levert effekt fra varmpumpe i denne perioden.

Gjennomsnittlig effektforbruk trukket fra varmpumpe i fyringssesongen er på 141[kW], noe som er høyere enn det laveste effekttrinnet til varmpumpen. Gjennomsnittlig effektforbruk utenom fyringssesongen derimot er på 66[kW], og ligger under det laveste effekttrinnet til varmpumpen, se Kapittel 10.

## 18.2 Supplerende målinger

### 18.2.1 Temperaturer



Figur 14: Momentanverdier avlest fra måleinstrument integrert i anlegget

Figuren viser momentanverdier avlest under befaring i energisentral. Temperaturfølerene var analoge og integrert i anlegget. Verdiene samsvarer med verdier hentet ut fra SD-anlegg på samme tidspunkt.

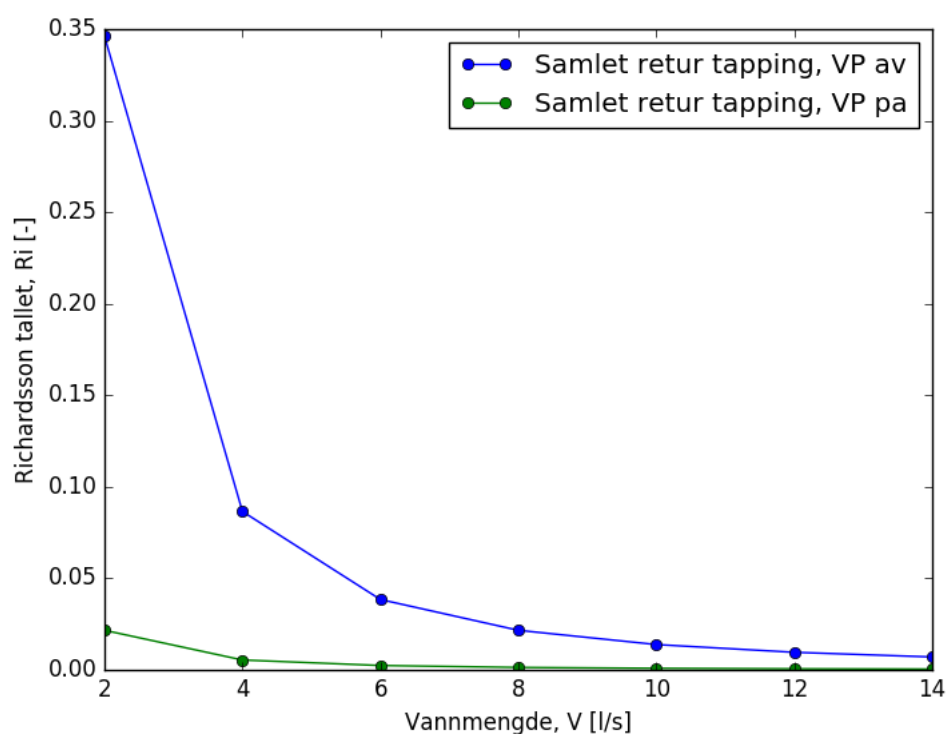
### 18.2.2 Vannmengder

Som nevnt i kapittel 11.2 er det to frekvensstyrte sirkulasjonspumper plassert mellom varmpumpen og akkumuleringstanken. Det går fram i kapittel 8 at prosjektert sirkulert vannmengde mellom varmpumpen og tank skal være 12,7 l/s, og at de to pumpene skal veksle på å opprettholde denne vannmengden. Det var ikke mulighet for å lese av sirkulerte vannmengder i SD-anlegg. På pumpene er det et display som gjorde det mulig å lese av de faktiske vannmengdene. Se Vedlegg C. Ved avlesning av displayene på pumpene, viste det seg at sirkulert vannmengde mellom varmpumpen og akkumuleringstank var 25,56 l/s, noe som er over det dobbelte av prosjektert vannmengde som er på 12,7 l/s.

## 19 Beregninger av Richardsonstallet i Python

Framstilling av vannmengdene ut på distribusjonsanlegg samt fra varmpumpe mot de beregnede Richardsonstallet er fremstilt ved bruk av Python. Videre blir Richardson omtalt som  $Ri$ .

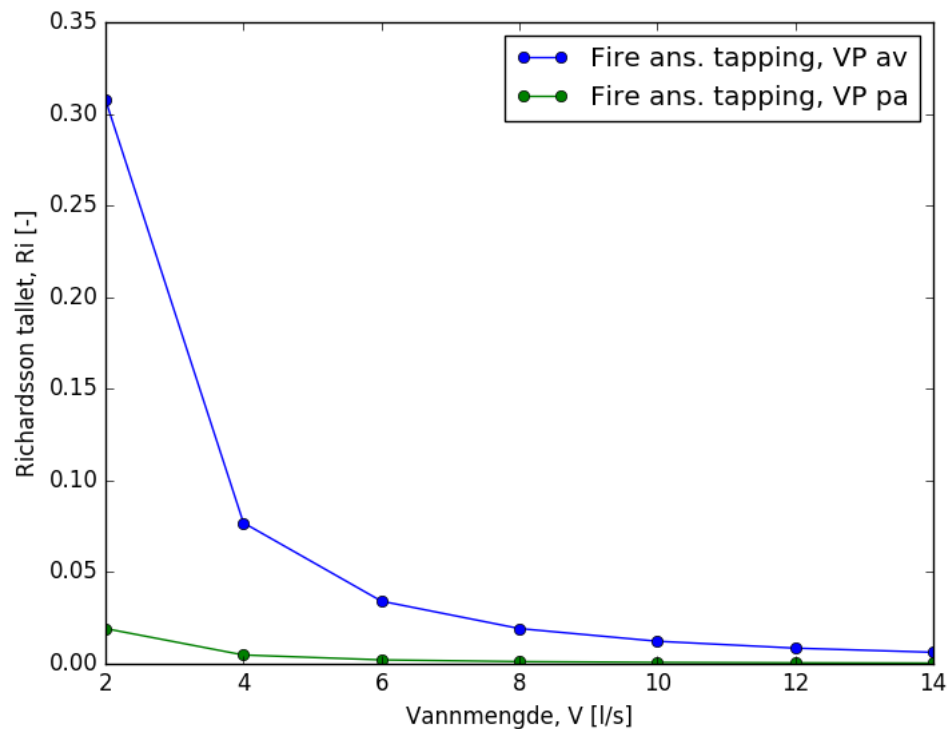
### 19.1 Samlet retur uten sjiknintgsfremmende installasjon



Figur 15:  $Ri$  beregning for samlet retur tapping med varmpumpe av og på.

Figur 15 viser hvordan  $Ri$ -tallet i en tank med samlet retur og åpent innløp varierer med ulike vannmengder. Den blå streken viser en tappesituasjon hvor varmpumpen ikke går. Man har dermed ikke sirkulasjon i kretsen mellom tank og varmpumpe, dermed kommer all tilførsel av vann til tank gjennom retur-innløp. Ved gjeldende situasjon får man et  $Ri$ -tallet på 0,35 ved 2 l/s og ca 0,01 ved 14 l/s. Den grønne streken viser en tappesituasjon hvor varmpumpen går. Det vil si at man får tilførsel gjennom både tur-innløp og retur-innløp. I en situasjon hvor varmpumpa går får man et  $Ri < 0,03$  ved 2 l/s og  $Ri < 0,01$  ved 14 l/s. Gjeldende for begge situasjoner er at  $Ri$ -tallet synker ved økende vannmengde. Med andre ord blir sjiktningen dårligere ved de større vannmengdene.

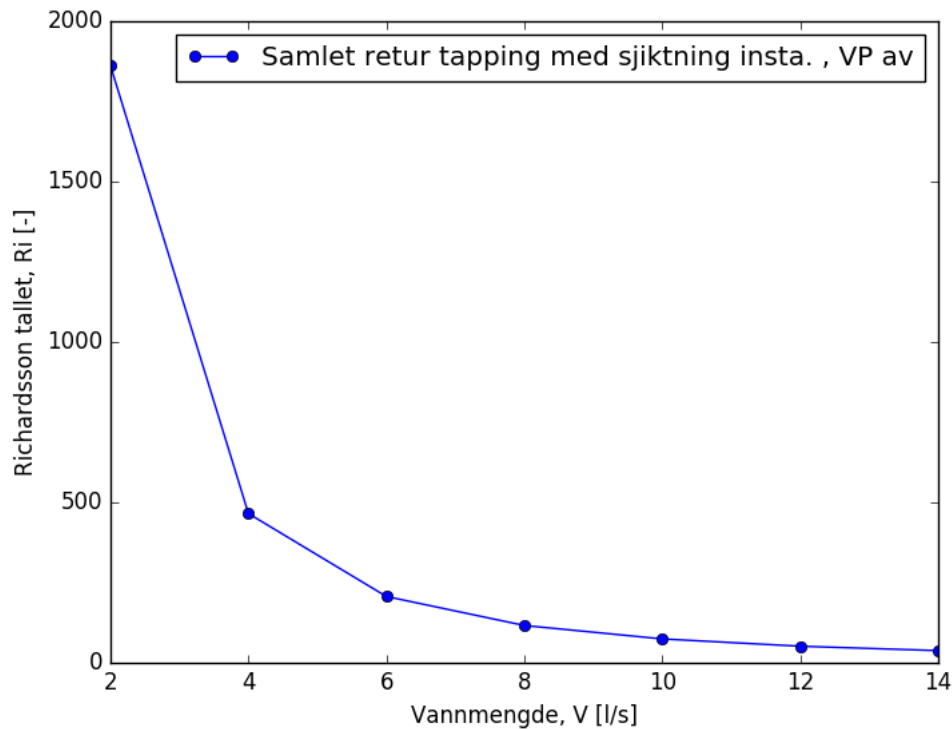
## 19.2 Dobbel gjennomstrømning uten sjiktningsfremmende installasjon



Figur 16: Ri beregning for dobbel gjennomstrømning tapping med varmepumpe av og på.

Figur 16 viser hvordan Ri tallet i en tank med dobbel gjennomstrømning varierer med ulike vannmengder. Den blå streken viser en tappesituasjon hvor varmepumpen ikke går. Man har dermed ikke sirkulasjon i kretsen mellom tank og varmepumpe, dermed kommer all tilførsel av vann til tank gjennom retur-innløp. Ved gjeldende situasjon får man et Ri på 0,32 ved 2 l/s og ca 0,01 ved 14 l/s. Den grønne streken viser en tappesituasjon hvor varmepumpen går. Det vil si at man får tilførsel gjennom både tur-innløp og retur-innløp. I en situasjon hvor varmepumpa går får man et  $Ri < 0,02$  ved 2 l/s og  $Ri < 0,005$  ved 14 l/s. Gjeldende for begge situasjoner er at Ri synker ved økende vannmengde.

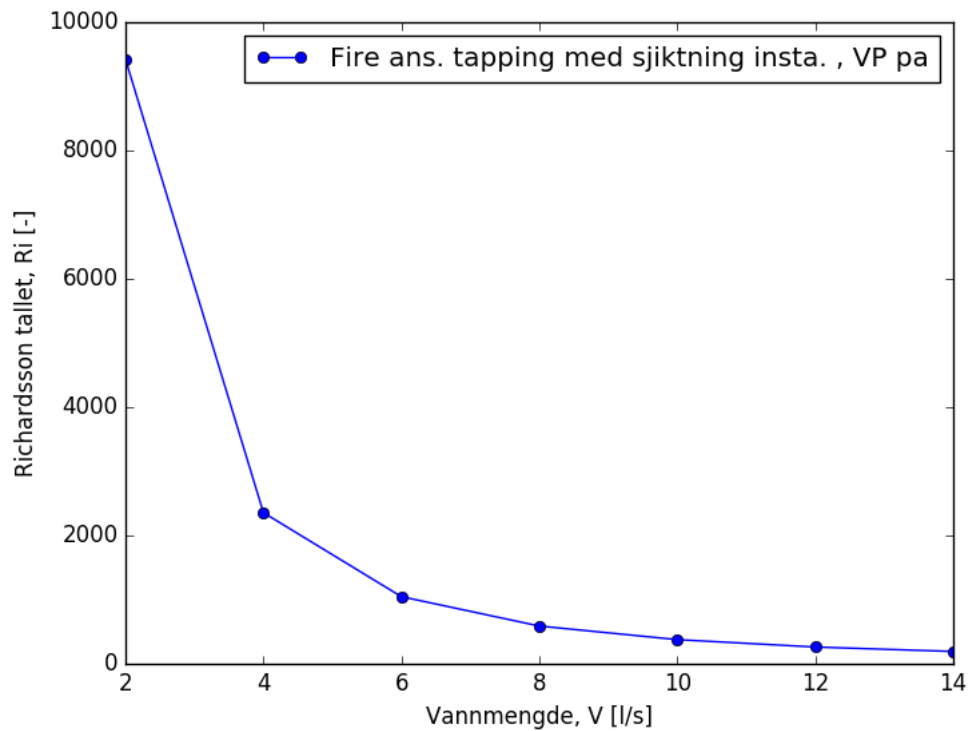
### 19.3 Samlet retur med sjikningsfremmende installasjon



Figur 17: Ri beregning for samlet retur med perforert innløpsinstallasjon med varmepumpe av.

Figur 17 viser hvordan Ri-tallet i en tank med samlet retur og perforert sylinder varierer med ulike vannmengder. Den blå streken viser en tappesituasjon hvor varmepumpen ikke går. Man har dermed ikke sirkulasjon i kretsen mellom tank og varmepumpe, all tilførsel av vann til tank gjennom retur-innløp. Ved gjeldende situasjon får man et Ri-tall på ca. 1800 ved 2 l/s og ca. 50 ved 14 l/s. For denne situasjonen synker Ri-tallet ved økende vannmengde.

## 19.4 Dobbel gjennomstrømning med sjikningsfremmende installasjon



Figur 18: Ri beregning for dobbel gjennomstrømning med invendige perforerte foringsrør med vp på.

Fra figur 18 vises endringen mellom Ri-tallet for dobbel gjennomstrømning tapping med perforerte rør, hvor varmepumpen er på. Her ser man også at for økende vannmengder synker Ri-tallet. Fra 2 l/s til 14 l/s synker verdien på Ri-tallet fra ca. 9200 til ca. 20.

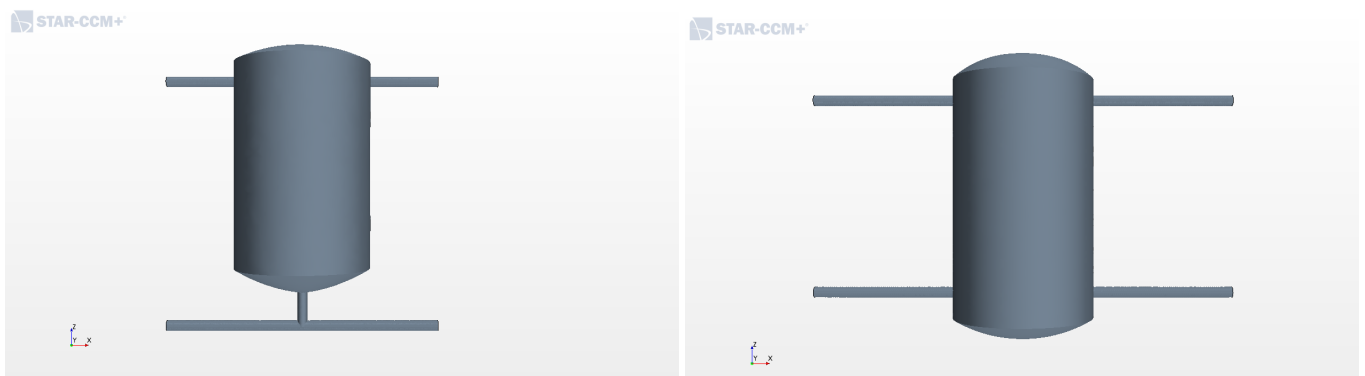


## 20 CFD simuleringer

### 20.1 Geometrier

Figuren til tankene som har blitt simulert vises i figur 21. Til venstre vises geometrien til en akkumuleringstank med samlet retur. Til høyre vises geometrien til en akkumuleringstank med fire anslutninger.

Tankene har et volum på 1500 liter, en høyde på 1,99 meter og en innvendig radius på 0,5 meter. Rørene inn og ute av tanken har en innvendig radius på 0,0381 meter.

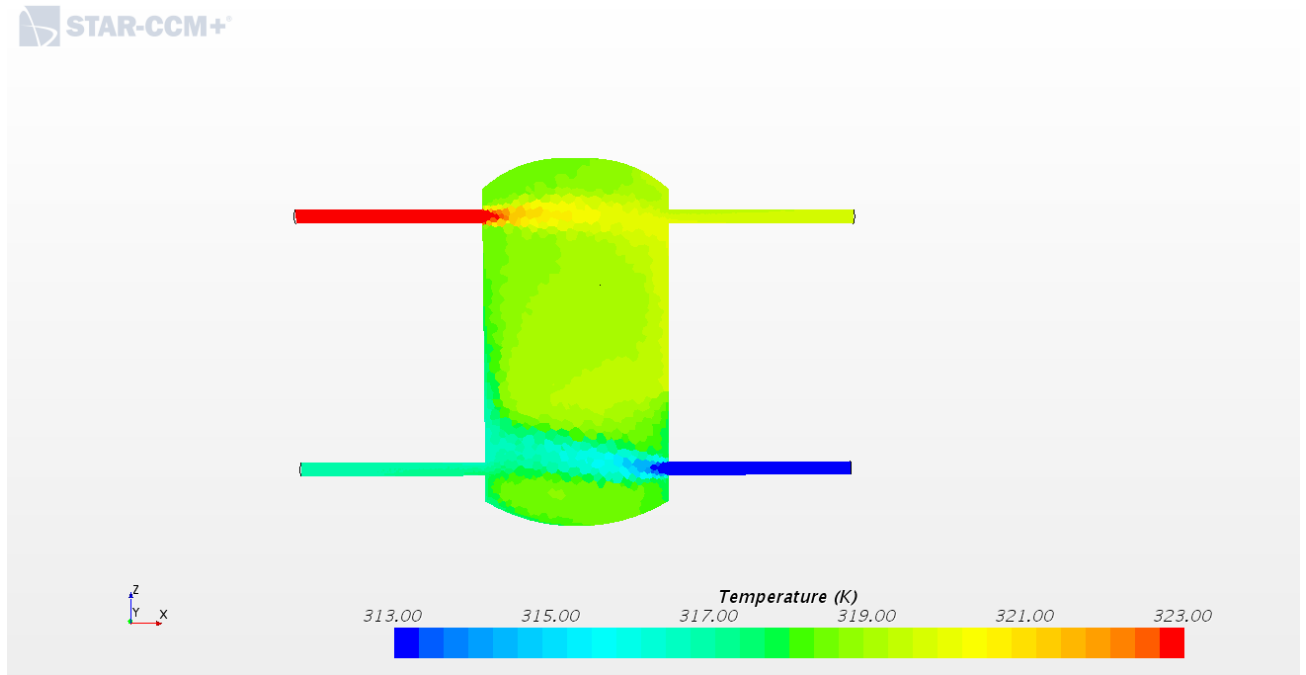


Figur 19: Geometri til tank med samlet retur og fire anslutninger, benyttet til simulering.

### 20.2 Simuleringer av tank med fire anslutninger

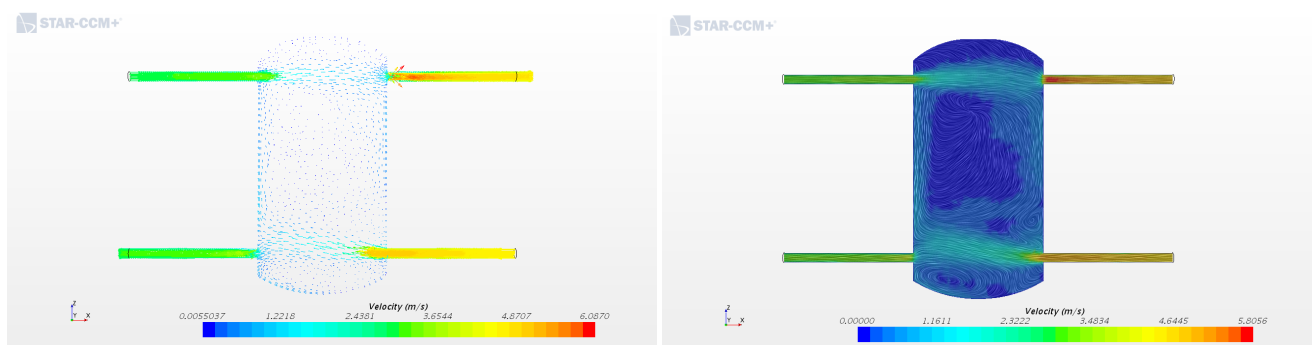
#### 20.2.1 Tappesituasjon prosjekterte mengder

Modellen viser en tank med dobbel gjennomstrømning hvor det er satt prosjekterte mengder på inn og utløpene, tabell 5.



Figur 20: Temperaturfelt i akkumuleringstank med fire anslutninger ved tapping (Prosjekterte mengder).

I figur 20 vises temperaturfeltet for hvordan varmen brer seg rundt om i tanken. Venstre side av tanken er kaldere enn høyre siden av tanken, der det er økning av temperatur fra venstre, ca.  $47^{\circ}\text{C}$ , til høyre med ca.  $49^{\circ}\text{C}$ . Det er en senking av temperatur mellom tur-innløp og tur-utløp på ca.  $1^{\circ}\text{C}$ , og en økning mellom retur-innløp og retur-utløp på ca.  $5^{\circ}\text{C}$ .

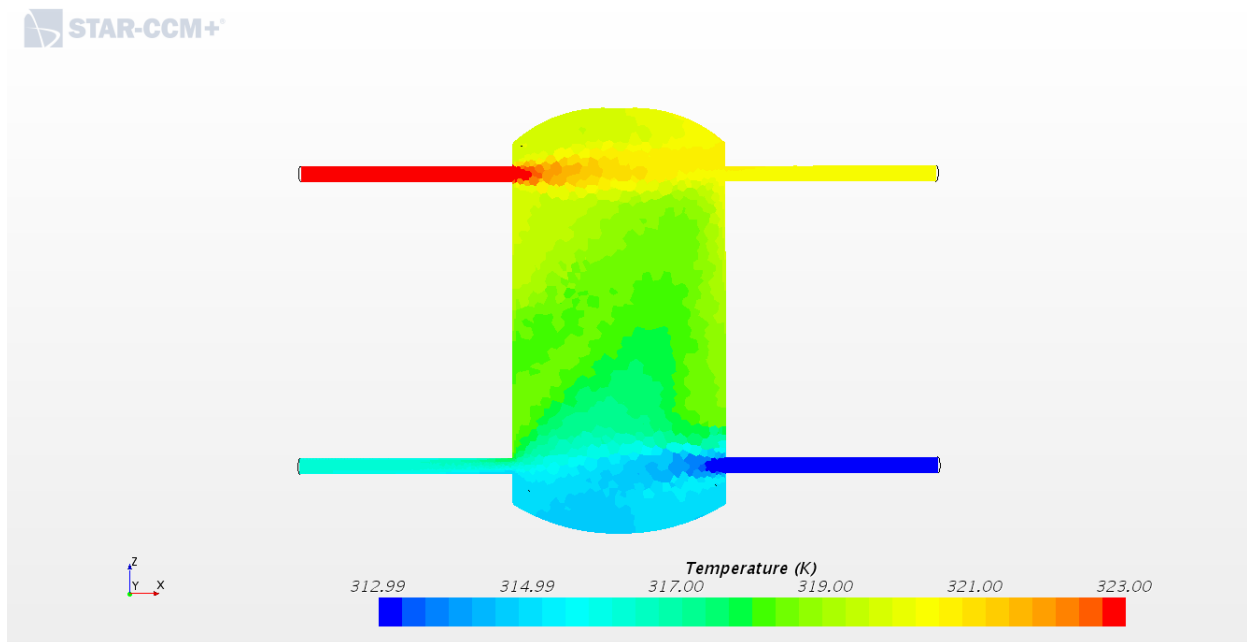


Figur 21: VS: Hastighetsfelt i tank, HS: Strømlinjer i tank.

Hastighetsfeltet og strømlinjene for vannpartiklene kan ses i figur 21. Fra hastighetsfeltet vises det at hastigheten ved tur-innløp og retur-utløp er lavere enn ved tur-utløp og retur-innløp noe som kommer av prosjekterte vannmengder. Ved retur-innløp kan man se at

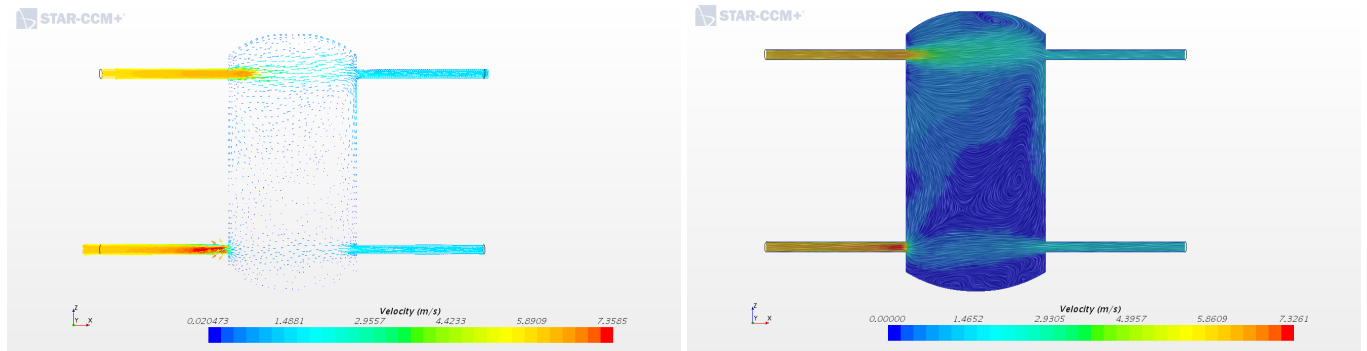
vektorene kolliderer med den motstående veggen, og deretter følger veggen. Det samme for vektorene for tur-innløp.

### 20.2.2 Ladesituasjon



Figur 22: Temperaturfelt: Akkumuleringstank med fire anslutninger ved lading.

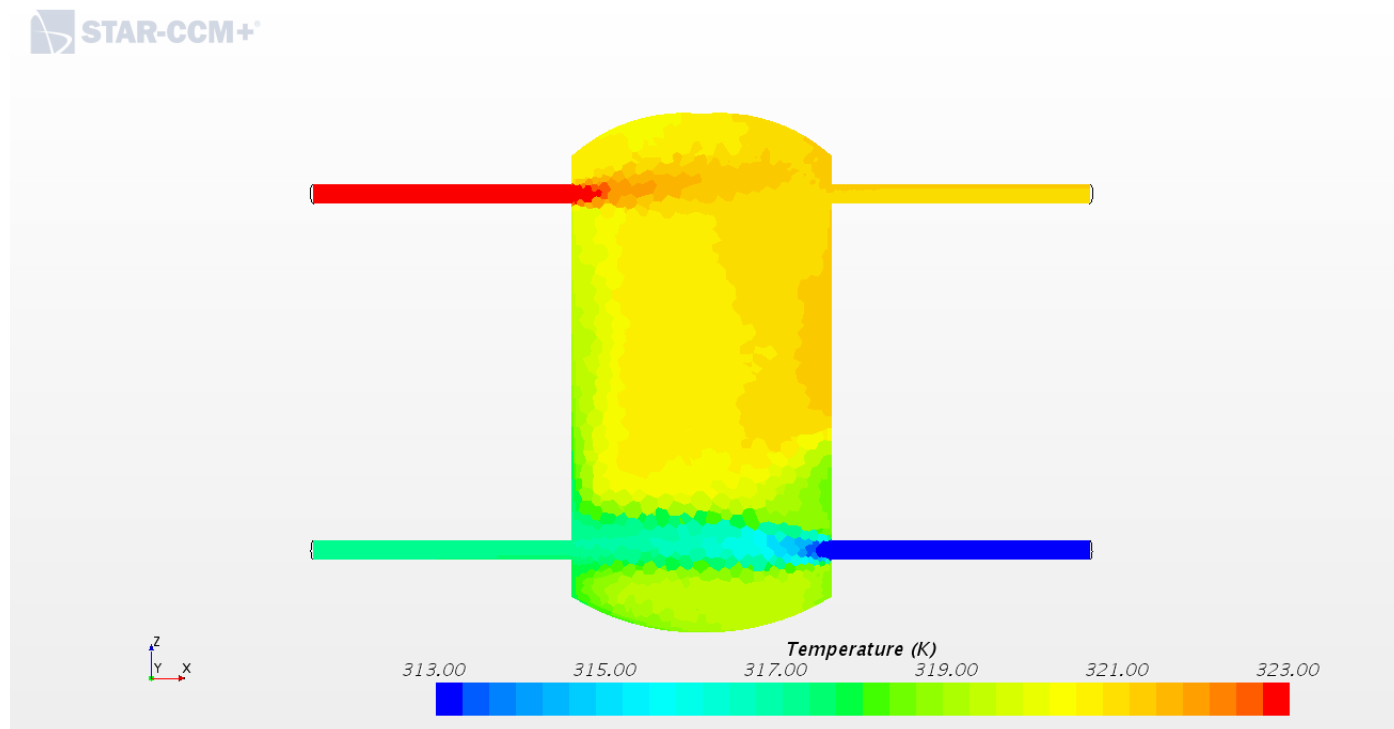
I figur 22 ser man temperaturfeltet for en ladesituasjon for en tank med dobbel gjennomstrømning. Figuren viser en ganske uniform temperatur bre seg nedover i tanken, fra topp mot bunn. Temperaturdifferansen mellom tur-innløp og tur-utløp er ca.  $3^{\circ}\text{C}$ . Temperatur tur innløp er satt til  $50^{\circ}\text{C}$ , mens temperatur tur-utløp er ca  $47^{\circ}\text{C}$ . Figuren viser at man har en temperaturøkning mellom retur-innløp og retur-utløp på ca.  $5^{\circ}\text{C}$ .



Figur 23: Akkumuleringstank med fire anslutninger ved lading. T.v: Hastighetsfelt, T.h: strømmlinjer

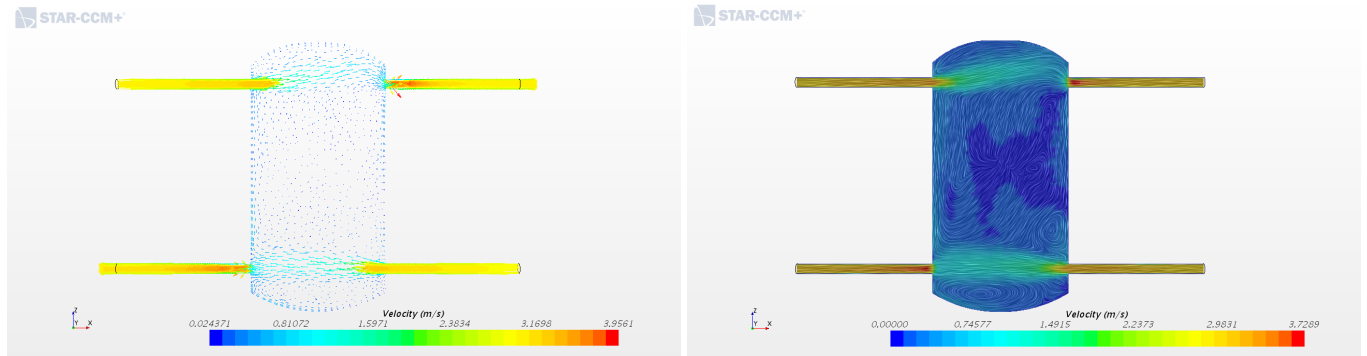
I figur 23 vises hastighetsfelt og strømmlinjer for samme tank. En kan se at hastighetsfeltet har meget lange vektorer mellom inn- og utløpene i topp og bunn, i tillegg til lyse farger, noe som antyder høye hastigheter. I sentrum av tanken ser man kortere vektorer med mørkeblå farge, som angir lavere hastigheter, men allikevel angir bevegelse i tankens sentrum. Bildet til høyre i figur 23 viser strømmlinjene/partikkelbanen for vannet i tanken.

### 20.2.3 Likevekstsituasjon



Figur 24: Temperaturfelt: Akkumuleringstank med fire anslutninger ved likevekt

Figur 24 viser en tank med fire anslutninger. Temperatur på tur-innløp er satt til  $50^{\circ}\text{C}$ . Temperatur tur-utløp er ca  $48^{\circ}\text{C}$ . Vannets temperatur ved retur-innløp er satt til  $40^{\circ}\text{C}$  og temperatur ved retur-utløp er ca  $46^{\circ}\text{C}$ . Man ser at det er en temperaturøkning mellom retur-innløp og retur- utløp på ca.  $6^{\circ}\text{C}$ . Opp langs venstre tankvegg har man et relativt tynt grønt felt, mens man på høyre side har et liknende oransje felt som virker symmetrisk med venstre side. I midten av tank ser et relativt stort felt med ulike temperaturer i området  $46\text{-}49^{\circ}\text{C}$ .

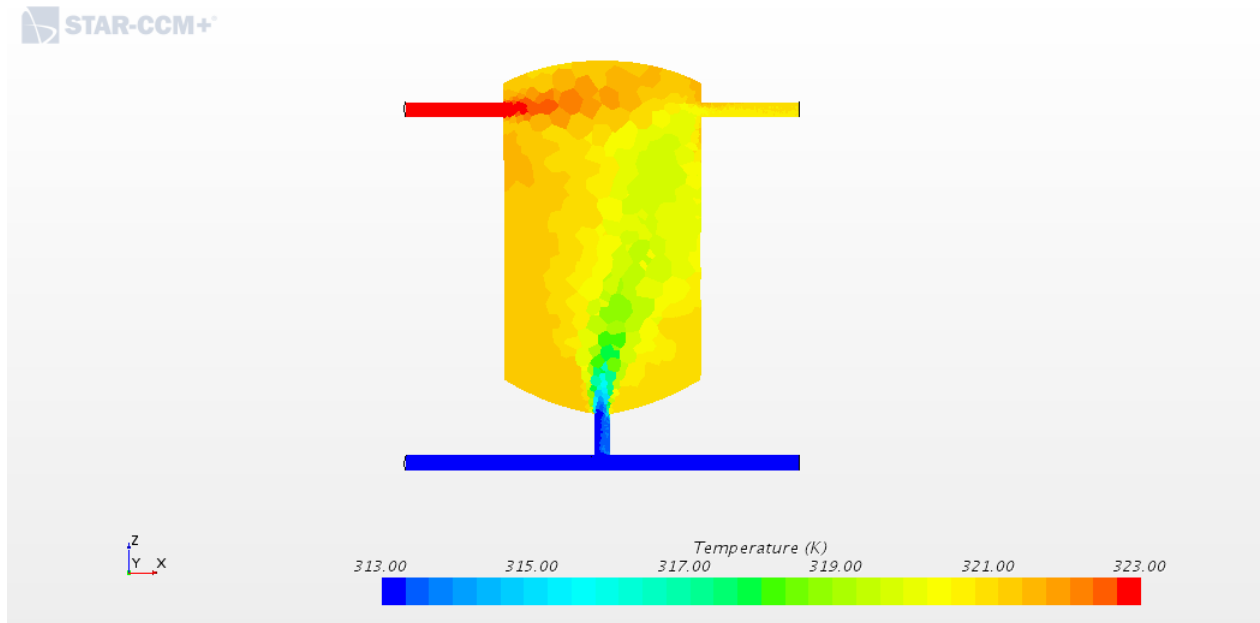


Figur 25: Akkumuleringstank med fire anslutninger ved likvekt. T.v: Hastighetsfelt, T.h: strømmlinjer

Figur 25 viser vektorfeltet og strømmlinjene til samme tank. Ved å se på den mørkeblå fargen på vektorene, kan man legge merke til at man har et område med lave hastigheter i midten av tanken. De lysegrønne vektorene mellom anslutningene viser hovedsirkulasjonen gjennom tanken. Deler av hovedstrømmen fra retur-innløp skjæres av og strømmer opp langs venstre tankvegg. På liknende måte strømmer vann fra tur-inn ned langs motstående vegg.

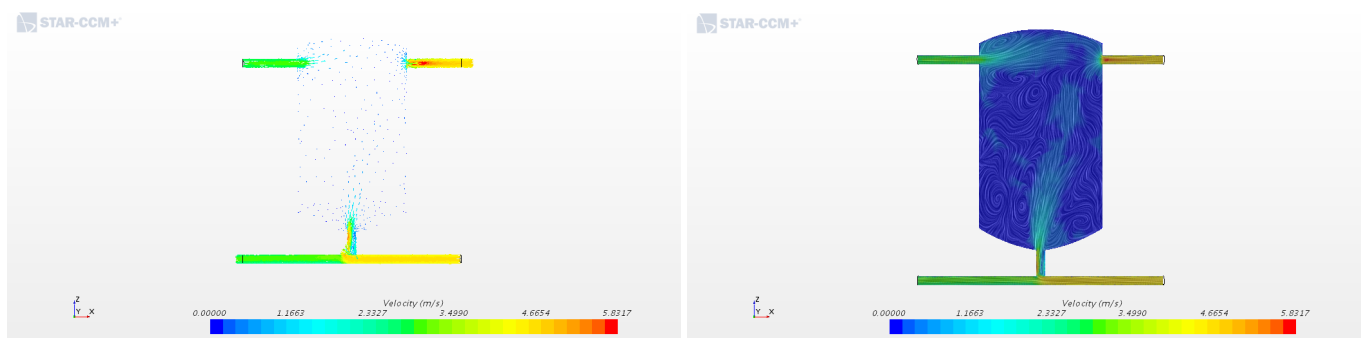
## 20.3 Simulering av tank med samlet retur

### 20.3.1 Tappesituasjon



Figur 26: Temperaturfelt for samlet retur på akkumuleringstank ved prosjekterte verdier.

Figur 26 viser en åpen akkumuleringstank med tre anslutninger (samlet retur). Temperaturen på tur-innløp er  $50^{\circ}\text{C}$ . Temperaturen på retur-innløp er satt til  $40^{\circ}\text{C}$ , men endrer seg raskt når det blandes med vannet i tanken. Temperaturen på tur-utløp er ca.  $47^{\circ}\text{C}$ . Innløp og utløp til tank er helt åpne, uten noen for for sjiktning/fremkallende installasjoner. Figuren viser at man får en jet-strøm fra retur-innløp som bøyes av mot tur-utløp.

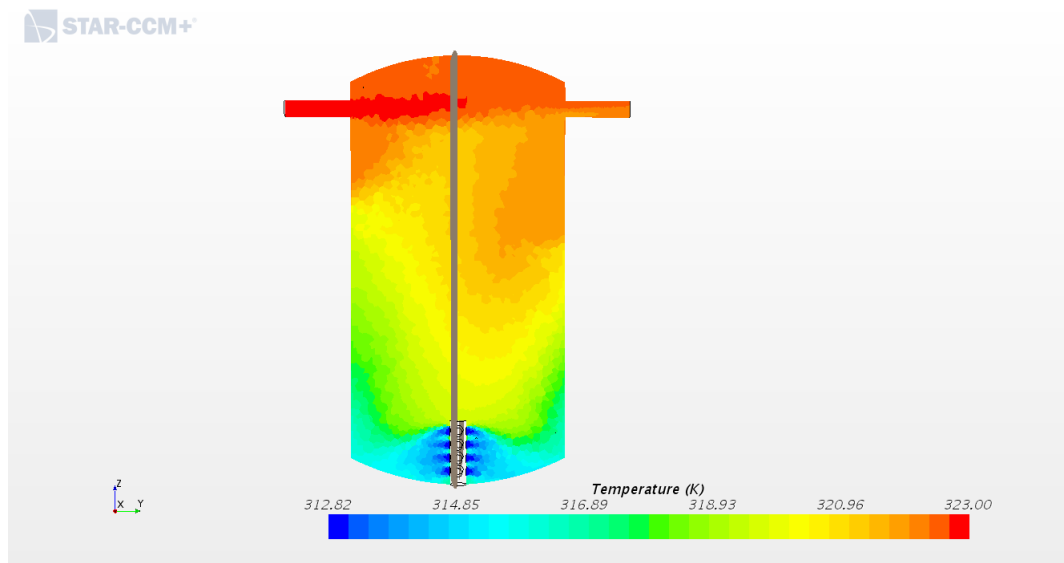


Figur 27: Vektorfelt og strømlinjer for samlet retur prosjekterte verdier. T.v: Hastighetsfelt, T.h: Strømlinjer.

Figur 27 viser hastighetsfeltet og strømningslinjene til tanken i figur 26. På figuren med strømlinjene ser man at det lyse feltet (høyere hastighet) ut fra retur-innløp som strekker seg opp og mot tur-utløp. Det samme gjelder ut fra tur-innløp.

## 20.4 Simuleringer med sjiktningfremmende installasjoner

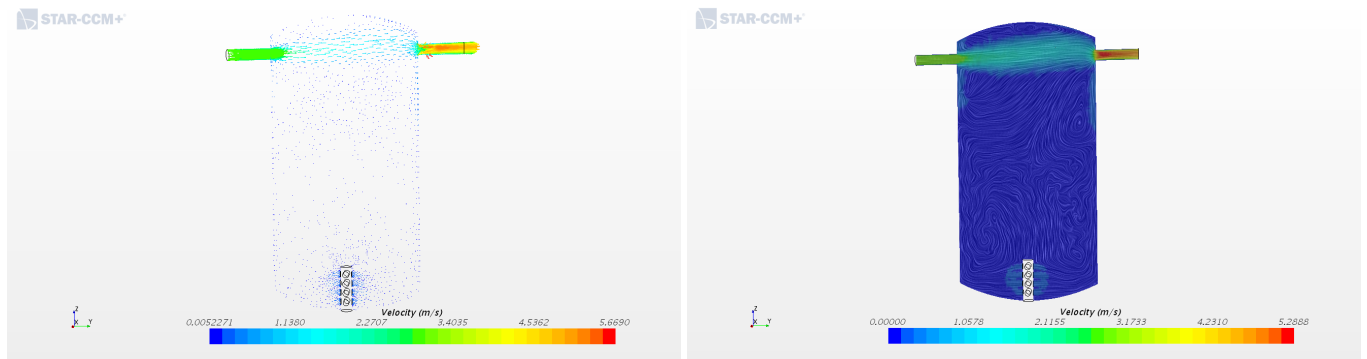
### 20.4.1 Samlet retur med perforert installasjon



Figur 28: Temperaturfelt for akkumuleringstank med samlet retur og sjiktningfremmende innløp.

Figur 28 viser en tank med samlet retur og sjiktningfremmende innløp. Temperaturen på tur-innløp er  $50^{\circ}\text{C}$ . Temperaturen på tur-utløp er på ca  $48^{\circ}\text{C}$  og temperaturen på retur-innløp er på ca  $39^{\circ}\text{C}$ . I stedet for å ha et åpent innløp på retur-innløp, har denne tanken et innløp som er perforert. I motsetning til figur 26 vil denne løsningen gjøre at man unngår jet-strømmen, og får en bedre sjiktning i stedet.

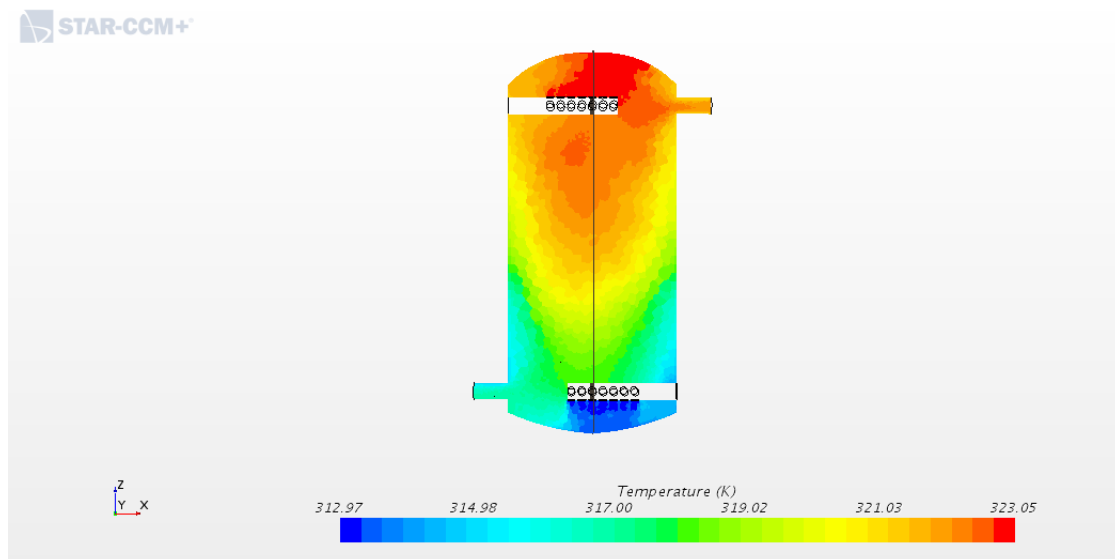




Figur 29: VS: Hastighetsfelt i tank, HS: Strømlinjer i tank.

I figur 29 vises hastighetsfeltet og strømlinjefeltet til tanken. Fra hastighetsfeltet ser man at det er få, korte og mørkeblå vektorer i sentrum av tanken som indikerer lave hastigheter og lite væskebevegelse. Strømlinjene er her i motsetning til tanken med åpen retur, ikke direkte ført mot tur-utløp. Dette indikerer at en unngår direkte kortslutning mellom retur-innløp og tur-utløp.

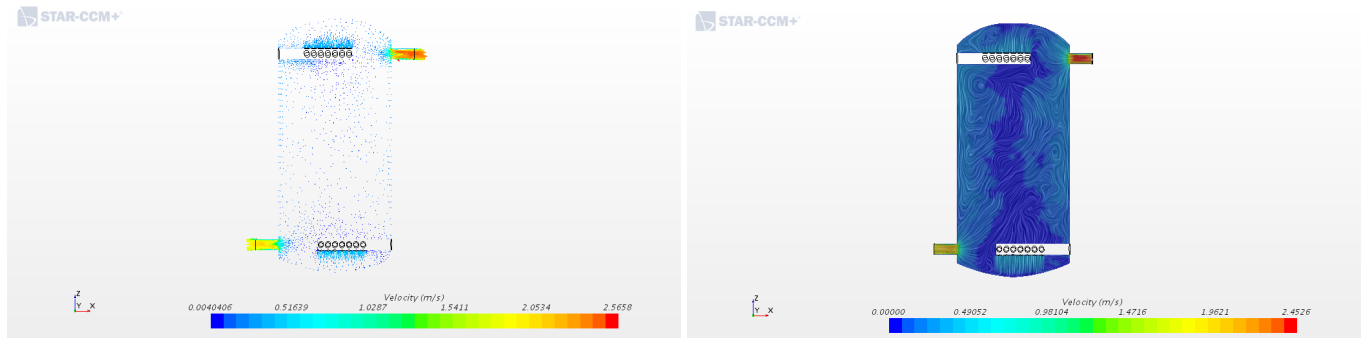
#### 20.4.2 Dobbel gjennomstrømning perforert installasjon



Figur 30: Temperaturfelt for akkumuleringstank med dobbel gjennomstrømning og sjiktningfremmende tur-innløp og retur-innløp.

Figur 30 viser temperaturfelt for dobbel gjennomstrømning med perforert installasjon ved innløp i topp og bunn. Temperaturen ved retur-innløp er 40°C, retur-utløp er 45°C, tur-

innløp er  $50^{\circ}\text{C}$  og tur-utløp er  $49^{\circ}\text{C}$ . Fra temperaturfeltet vises konturlinjer mellom de ulike temperaturene.



Figur 31: VS: Hastighetsfelt i tank, HS: Strømlinjer i tank.

I figur 31 ser man til venstre hastighetsfeltet, og til høyre strømlinjene for væskebevegelsen. En kan se at det er korte og mørkeblå vektorer som er i sentrum av tanken, som indikerer lite væske bevegelse.

# Diskusjon

## 21 Innhenting av måledata fra SD-anlegg

### 21.1 Temperaturdata

Som man kan se fra figur 13 i kapittel 18.1 er kurvene symmetriske. Temperaturdifferansen mellom vann inn i tank på tur, og vann ut av tank på retur er tilnærmet lik stort sett hele tiden. Dette mønsteret går igjen for alle timesverdiene som ble sammenliknet, noe som gir grunnlag for å påstå at det er en korrelasjon mellom turtemperatur før tank og returtemperatur etter tank. Noe som videre underbygger denne påstanden er at temperaturdifferanse mellom retur før og retur etter tank er tilnærmet den samme, hvor retur etter tank ligger jevnt 2-5 grader høyere enn før tank. Med optimal sjiktning i tank ville disse to temperaturene vært like.

### 21.2 Effektdata

Som nevnt i kapittel 18.1 har varmpumpen aldri stoppet på den tiden måledata har blitt logget (ca. 1,5år). En tenkt løsning på dette var at byggets effektbehov aldri ville være lavere enn levert effekt fra varmpumpe, på pumpens laveste effekttrinn. Hvis dette var tilfelle kunne varmpumpen regulert seg ned til det laveste trinnet, og dermed ikke stoppe.

Data for levert energi fra varmpumpe i og utenfor fyringssesong ble innhentet. Videre ble den gjennomsnittlige leverte effekten for hver periode beregnet. Ser man først på hvilke effekter varmpumpen leverer ved ulike trinn (tabell 2), deretter beregnede leverte effekter fra varmpumpa i kapittel 18.1.1, ser man tydelig at byggets laveste effektbehov er vesentlig lavere enn levert effekt fra varmpumpen ved laveste trinn. Med andre ord så virker ikke byggets laveste effektbehov å være en faktor som styrer om varmpumpen stopper.

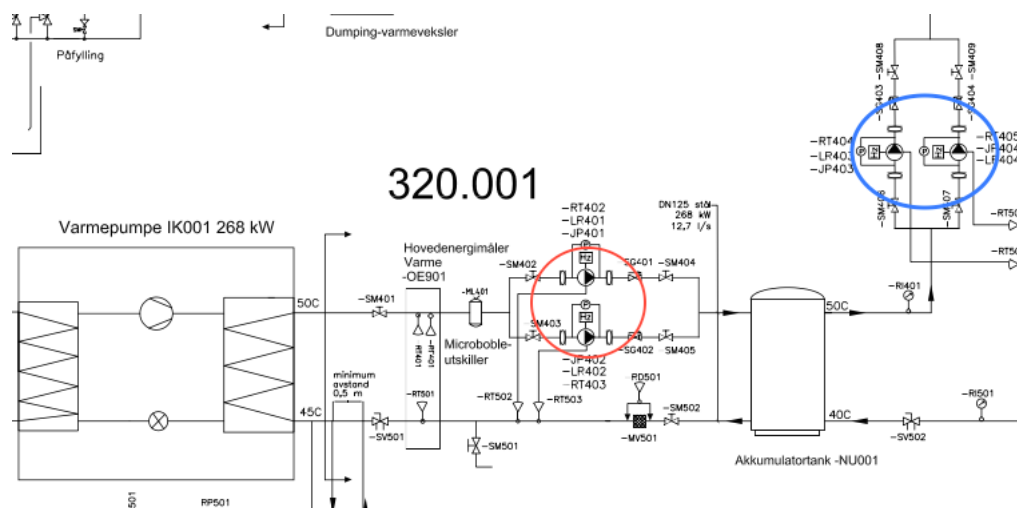
## 22 Regluring av sirkulasjonspumpe

Da driftsansvarlig manuelt stilte inn den ene sirkulasjonspumpen mellom varmpumpe og akkumuleringstank, var formålet å øke trykket i anlegget. Forhåpentligvis ville dette løse problematikken rundt for lav temperatur i radiatorene. Denne reguleringen kan ha hatt en uheldig påvirkning på hvor godt anlegget fungerer. Som følge av at pumpen ble manuelt stilt inn på et høyt turtall, økte sirkulert vannmengde betraktelig, som omtalt i kapittel

18.2.2. Den økte vannmengden mellom tank og varmpumpe fører til at sjiktningen i tanken blir dårligere. Selve poenget med å justere turtallet til pumpen, var å øke trykk ut på turstokken. Sannsynligvis ble ikke dette tilfellet, da akkumuleringstanken fungerer som et hydraulisk skille i anlegget. Om man skulle oppnådd en trykkøkning i anlegget som ville påvirket varmeavgiverne måtte det ha blitt gjort ved å øke turtall på sirkulasjonspumpene etter akkumuleringstank, (Blå sirkel Figur32). Ikke ved å øke turtall på sirkulasjonspumpene før tank, (Rød sirkel 32). Noe som på sett og vis er positivt ved å øke vannmengden som sirkuleres over varmpumpen, er at varmeoverføringen vil øke. Se kapittel 2.2.2.

Noe som ikke omhandler anleggets funksjonalitet men likevel er aktuelt med tanke på optimalisering, er sirkulasjonspumpenes effektbruk. Anffiniteslovene beskriver hvordan egenkapene til en pumpe endrer seg ved forskjellige driftssituasjoner. Blandt annet sier de at om man dobler turtallet, fordobler man volumstrømmen og firedobler pumpens løftehøyde. Men det som er mest interessant i denne sammenhengen er turtallsreguleringens påvirkning på pumpens effektbehov.

Som man kan se av likning 15 er det en klar sammenheng mellom turtallet på motoren pumpen drives av og nødvendig tilført effekt. Ved å halvere turtallet på pumpens motor, gir likningen at tilført elektrisk effekt som kreves, synker med 80 %. Dette tilsier at det ikke er gunstig at en tvillingpumpe går konstant med maks turtall. Hvis man hadde ønsket et større trykkløft ville da en bedre løsning vært å la begge pumpene gå samtidig på et lavere turtall. Dette betyr at sirkulasjonspumpen i anlegget bruker mye energi, samtidig som den påvirker effektiviteten til anlegget negativt. [25, s.313] [26, s.29-30]



Figur 32: Sirkulasjonspumper

## 23 CFD-simuleringer

### 23.1 Simuleringer av tank med fire anslutninger

#### 23.1.1 Tappesituasjon prosjekterte mengder

Tappesituasjon for prosjekterte vannmengder i kapittel 20.2.1, ga en tydelig indikasjon på stor omrøring i tank, som kan ses i figur 20 og 21. Den horisontale temperatursjikttingen er ikke synbar da man kan se at temperaturen er økende fra venstre mot høyre i tanken, noe som er grunnet kollisjoner av vannet fra retur-innløp. Det er dominerende treghetskrefter som dermed skaper stor omrøring i tanken, og som derfor gir dårlig sjiktning. I tillegg får man høyere retur temperatur tilbake til varmpumpe som gir lavere varmeoverføring i varmeveksleren, grunnet lav  $\Delta T$ .

#### 23.1.2 Ladesituasjon

Som man kan se av temperaturfeltet i figur 22, kapittel 20.2.2 virker store deler av tanken å holde en uniform temperatur. Med andre ord har man en stor termoklin sone som indikerer omrøring i tanken. Videre ser man fra vektorfeltet i figur 23 at man har store hastigheter i hovedsirkulasjonen samt langs veggene. Ser man i tillegg på strømlinjene synes vannpartiklene å bli sentrifugert mellom hovedstrømmene. Treghetskraftene virker også her å være dominerende og forårsaker omrøring. Resultatet blir også her en senkning av temperatur mellom tur-innløp og tur- utløp, og et temperaturløft mellom retur- innløp og retur- utløp.

#### 23.1.3 Likevektssituasjon

Som man kan se av vektorfeltet og strømlinjene til tanken i kapittel 20.2.3 strømmer vann fra retur-innløp opp langs venstre side og vann fra tur-innløp ned langs høyre side av tanken. Resultatet av strømmingen kommer tydelig fram i temperaturfeltet. Der ser man et parti i midten av tanken med tendenser til bedre sjiktning. Samtidig har man den gule fargen opp langs venstre tankvegg som viser at man har betydelig omrøring i tanken. Det kan virke som at kreftene på venstre siden i Navier Stokes likningen 5.2 er dominerende. Med andre ord drives omrøringen i tanken hovedsaklig av treghetskrefter. En konsekvens av omrøringen som man kan se indikasjoner på etter kort tid, er at temperatur ved retur-utløp økes og temperatur ved tur-utløp senkes.

## 23.2 Simulering av tank med samlet retur

### 23.2.1 Tappesituasjon

For akkumuleringstanken med samlet retur se kapittel 20.3.1, med åpent innløp og utløp dannes det en jet-strøm ut av retur-innløp. Dette fører nærmest til direkte kortslutning, da vannet blir ført i høy hastighet mot tur-utløp. En konsekvens av dette er at temperaturen ut på anlegget vil bli lavere enn ønsket og at temperatursjiktningen i tanken blir dårlig. Den relativt høye hastigheten gjør at oppdriftskreftene blir veldig små, og det er treghetskreftene som styrer strømningsforholdene i tanken.

## 23.3 Simuleringer med sjiktningfremmende installasjoner

### 23.3.1 Samlet retur med perforert installasjon

Tanken i kapittel 20.4.1, har en innløpsinstallasjon som skal bedre sjiktningen i tanken. Som man kan se av temperaturfeltet i figur 28 ligger vann med ulik temperatur pent lagvis og man har små termokline soner med bratte temperaturgradienter. Dette tilsier at man har god temperatursjiktning. Temperatursenkning mellom tur-innløp og tur-utløp er minimal. Temperaturen på vann tilbake til varmpumpen vil være lik returtemperaturen før tank. I hastighetsfeltet ser man mange mørkeblå korte vektorer ved retur-innløp, som indikerer lave hastigheter. I midten av tanken ser man få vektorer som indikerer liten fluidbevegelse. Dette vises også i strømlinjene da man ikke har noen lysefelter i tanken bortsett fra ved hovedstrøm mellom tur-innløp og tur-utløp.

### 23.3.2 Dobbel gjennomstrømning med perforert rør

Tanken i kapittel 20.4.2, har også innløpsinstallasjoner som skal fremme temperatursjiktningen. Ved å se på temperaturfeltet i figur 30 ser man at det er en mer lagvis temperaturfordeling med små termokline soner. Man har altså en vesentlig bedre sjiktning i denne tanken enn for eksempel tanken i figur 20. På tross av at sjiktningen er bedre, ser man at man fortsatt får temperaturdifferanser mellom innløpene og utløpene på tur og retur, noe som ikke er ønskelig. Hastighetsfeltet viser få vektorer i sentrum av tanken noe som indikerer lite omrøring. Strømlinjene viser at man har felter langs veggene med noe større hastighet som virker å forstyrre sjiktningen i en viss grad.

## 24 Fellesnevnerne

Det er blitt kjørt simuleringer av to ulike koblingsløsninger for akkumuleringstanker. Fire anslutninger og tre anslutninger med samlet retur med og uten sjikttingfremmende installasjoner. For samlet retur uten sjikttingfremmende installasjon (figur 26) kan man se at det er store hastigheter ut fra innløp. Dette medfører at mye av vannet går direkte fra retur-innløp til tur-utløp og dermed har man en kortslutning. Dette er fordi det er en hastighetsstyrt strøm med store treghetskrefte. Det samme vil være tilfelle for fire anslutninger, simuleringer kan ses i kapittel 20.2. Som beskrevet i kapittel 2.1.5, så beskriver Richardsson tallet forholdet mellom oppdriftskrefte og treghetskrefte. Det optimale for en akkumuleringstank er god sjiktning. For å ha god sjiktning ønsker man små hastigheter, hvor tanken har lagvis temperaturfordeling. Dette skjer hvis  $Ri \gg 1$ , derav at oppdriftskreftene er mer dominerende enn treghetskreftene. Dette er den store fysiske forskjellen mellom en tank med fire anslutninger og en tank med samlet retur med sjikttingfremmende installasjon. I fire anslutninger er det store hastigheter inn i tanken som fører til dominerende treghetskrefte, og man får derfor ikke noe god sjiktning i tanken, derav  $Ri \ll 1$ . Mens for en tank med samlet retur vil det oppstå mindre hastigheter, som kan ses i figur 28. Dette fører til at  $Ri \gg 1$  og oppdriftskreftene dominerer. Dette gir bedre sjiktning og derav bedre utnyttelse av akkumuleringstanken.

## 25 Argumenter for og imot bruk av fire anslutninger

### 25.1 Fordeler

Ved å bruke tanker med fire anslutninger sørger man for at vannmengden på returstokk etter tank er jevn, selv om varmpumpen går kontinuerlig. Med det menes at varmpumpen mates med en relativt konstant vannmengde uavhengig av effektbehovet til varmeavgiverne. Dette medfører at man oppnår sikker drift av varmpumpen.

### 25.2 Ulemper

Når man benytter seg av dobbel gjennomstrømning, betyr det at hovedsirkulasjonen passerer gjennom tanken. Dette resulterer i at man får to relativt strie strømmer, som gir urolige forhold i tanken. Som man kan se på bildene framstilt i kapittel 20.2, skaper strømmene en blandings-effekt. Denne blandings-effekten er ødeleggende for tankens funksjon og varmeanleggets energieffektivitet. Grunnen til dette er som følger. Temperatursjiktningen i tanken blir betydelig redusert, se Figur 20. Dette medfører at man får en  $\Delta T$  på tur-innløp og tur-utløp. Med andre ord synker turtemperatur med 2-4°C over akkumuleringstanken. Tilsvarende får man en  $\Delta T$  mellom retur-innløp og retur-utløp, hvor temperaturen øker med

2-4°C over tanken. Endring av temperatur over tank kommer tydelig til syne både i CFD-simuleringene Figur 20, Figur 22 og Figur 24. Samt i loggede måledata framstilt i figur 13. Dette er ikke ønskelig av flere grunner. Varmepumpen er prosjektert for å dekke et visst effektbehov i bygget, og resten skal dekkes med spisslast. Når turtemperatur har et varmetap over akkumuleringstanken, vil det si at varmpumpen ikke leverer prosjektert turtemperatur ut til varmeavgivere. Som omtalt i kapittel 11.1 vil dette betyr at spisslast i form av el-kjeler må kobles inn oftere og lengre enn det som er optimalt, for å dekke energibehovet til bygget. På retur vil man få en temperaturøkning over tank tilsvarende temperaturreduksjon på turledning (2-4°C).

## 26 Argumenter for og imot bruk av samlet retur

### 26.1 Fordeler

Som man kan se fra simuleringene i kapittel 20.4, figur 28. Vil temperatursjiktningen i tanken være god. Dette er gunstig da man får utnyttet volumet i tanken bedre, noe som igjen gjør at systemløsningen blir energieffektiv. Man ser også at returtemperaturen før og etter tank er den samme. Dette sikrer at man oppnår lavest mulig returtemperatur, noe som er ønskelig med tanke på varmpumpens effektfaktor.

### 26.2 Ulemper

En tank med tre anslutninger og samlet retur har som sagt kun en anslutning som kobler den sammen med returstocken. Når akkumuleringstanken er i en periode med lading, vil det tappes vann fra tank og ut på returen. Dette medfører en økt vannmengde tilbake til varmpumpe. Hvis effektbehov plutselig blir stort og tanken tappes ned, vil det tilføres returvann i tank. Som følge av dette vil vannmengden som går tilbake til varmpumpen bli betydelig redusert. Denne variasjonen i vannmengde tilbake til varmpumpe er ikke ønskelig. Grunnen til dette er at varmpumpen ikke får arbeidsforhold som er stabile nok til å fungere optimalt. [1]



# Konklusjon

På oppfordring fra ÅF ønsket vi å se på ulike måter å koble akkumuleringstanker på, for å undersøke hvordan ulike systemløsninger påvirker energieffektiviteten og funksjonen til anlegget.

## 27 Generell anbefalinger til systemløsninger

Systemløsningene som er undersøkt er akkumuleringstank med tre anslutninger med samlet retur og fire anslutninger med dobbel gjennomstrømning. Grunnen til at disse systemløsningene er interessante å undersøke, er at det virker å være uenigheter og usikkerhet i fagmiljøet rundt hvilken av løsningene som er den mest optimale. I tillegg til å se på de ulike løsningene med åpne inn- og utløp, har også løsninger med sjiktning fremmende installasjoner blitt undersøkt.

Simuleringene av tank med fire anslutninger og åpne innløp viser at man vil få problemer med stor omrøring og dermed stort energitap over tank på tur. Grunnen er at hovedsirkulasjonen går gjennom tanken noe som medfører store hastigheter og at treghetskrefter er dominerende for strømningsforholdene i tanken.

Simuleringene av tank med tre anslutninger og samlet retur (åpne innløp) indikerer kortslutning mellom retur-innløp og tur-utløp. Grunnen er at vann med høy hastighet kommer inn i tanken i form av en jettstråle.

Ved bruk av akkumuleringstank som har tre eller fire anslutninger og åpent innløp, vil man få dårlig temperatursjiktning, og det blir derfor vanskelig å oppnå prosjekterte temperaturer ut på anlegget. For tank med fire anslutninger vil man grunnet energibevaring i tillegg få problemer med høy returtemperatur tilbake til varmpumpen. Konsekvensen er at anlegget ikke fungerer optimalt og blir mindre energieffektivt.

Problemet med løsninger med åpne innløp, er som nevnt at man får store innløpshastigheter og dominerende treghetskrefter. For å minske omrøringen og bedre temperatursjiktningen, ble det utformet innløpsinnstallasjoner som senket hastighetene. Simuleringene som ble gjort med disse installasjonene viste at sjiktningen ble bedre for begge systemløsningene.

Temperatursjiktningen i begge løsningene ble bedre med innløpsinnstallasjonene, men ut ifra simuleringene ser man at det blir bedre sjiktning i tank med samlet retur. I tillegg unngår man problematikken rundt høy returtemperatur som ødelegger for varmpumpens COP. På grunnlag av dette, synes løsning med tre anslutninger og samlet retur å være

mest energieffektivt. Grunnen er som nevnt at man sikrer høyest mulig COP på varmpumpen og lite energitap over akkumuleringstank. Et forbehold er at man har et anlegg hvor varmpumpen stopper når byggets effektbehov er lavere enn varmpumpens laveste effekttrinn. I anlegg hvor varmpumpen går kontinuerlig, vil en systemløsning med fire anslutninger og perforerte føringsrør være å anbefale. Dette på grunnlag av at man sikrer en konstant vannmengde tilbake til varmpumpen.

## 28 Anbefalinger for prosjekt X

### 28.1 Case

I prosjekt X er det brukt en akkumuleringstank med fire anslutninger og åpne innløp, hovedsirkulasjonen i anlegget går gjennom tanken. Utfordringen med anlegget er flere, og problemene er sammensatt. I hovedsak sliter man med å oppnå ønsket temperatur ut på anlegg, i tillegg til at returtemperatur tilbake til varmpumpen er for høy. Mer spesifikt sliter man med at varmpumpen ikke leverer prosjektert turtemperatur. Videre er ikke temperatursjiktningen i tanken god nok, noe som gjør at man etter akkumuleringstank har en temperatur som er vesentlig lavere enn prosjektert. Grunnet den lave turtemperaturen må el-kjelene hyppig kobles inn for å oppnå ønsket temperatur ut til varmeavgiverne, noe som medfører unødig og uønskelig høyt forbruk av elektrisitet.

### 28.2 Konkret tiltaksliste

Det er utarbeidet et forslag til tiltaksliste for endringer som kan gjøres på anlegget i prosjekt X. Listen er prioritert etter omfanget på endringene som må gjøres. Formålet er å framlegge konkrete tiltak som kan bedre anleggets funksjonalitet og energieffektivitet.

1. **Regulere sirkulasjonspumpe:** Tiltaket er å regulere sirkulasjonspumpe mellom varmpumpe og akkumuleringstank ned til prosjektert vannmengde for å minske omrøring i akkumuleringstank.
2. **Service på varmpumpe:** Gjennomføre service av varmpumpe for å se til at den fungerer som den skal og se om det kan gjøres justeringer som kan øke turtemperatur fra varmpumpen.
3. **Kontroll av automasjon:** Hente inn en person med overordnet kompetanse inne automasjon som kan kontrollere at styring og regulering av komponenter i varmeanlegget fungerer som det skal. Spesielt undersøke hvorfor varmpumpen ikke oppnår ønsket sett-temperatur.

4. **Omlegging til tank med samlet retur:** Som det framkommer i oppgaven har varmpumpen i perioder større kapasitet ved laveste effekttrinn enn behovet til bygget. Et aktuelt tiltak kunne derfor vært å legge om til tank med samlet retur.
5. **Bytte tank:** I følge leverandør er det ikke mulig å installere perforerte foringsrør i den eksisterende tanken. Det vil si at man er nødt til å erstatte eksisterende tank med en annen type som har sjikningsfremmende installasjoner.

### 28.3 Uløste problemer

Det ble ikke funnet en fornuftig grunn til at varmpumpen går kontinuerlig. Dette er på grunn av tvetydige svar fra leverandør og driftsansvarlig. Derfor har det blitt gått ut ifra leverandørens forslag til systemløsninger.

Simuleringene som er gjennomført er ikke eksakt samsvarende med faktiske forhold i tanken. De gir derimot tydelige tilstrekkelige indikasjoner på hvordan strømningsforholdene i tanken er og hva som forårsaker tilstandene på vannet ved inn- og utløp av tank.

## 29 Forslag til videre arbeid

- Simuleringer over lengre tid og med trinnet/trinnløst varierende driftstilstander ville gitt et mer korrekt bilde av de faktiske forholdene i akkumuleringstanken. Dette kunne vært gjort, og dermed skapt et mer realistisk bilde av strømningsforholdene i en akkumuleringstank under drift.
- CFD-simuleringene av flere typer sjikningsfremmende installasjoner, vil kunne gi et bilde om hva slags installasjon som vil føre til den beste sjikningen. Dette kunne hjulpet leverandører med å optimalisere akkumuleringstankene.
- Det var ikke mulighet for å gjøre målinger i anlegget, da bygget allerede var overlevert til byggherren. Forslag til videre arbeid, er å gjøre flere målinger i anlegg ved strategiske målepunkter. Dette vil føre til at man kan få tak i flere fysiske parametere, som kan brukes til å danne et mer presist og korrekt bilde av anlegget.

## Referanser

- [1] Rambøll Norge AS. Sentral driftskontroll [Internett]. Oslo: Rambøll Norge AS; *Sentral driftskontroll*. Tilgjengelig fra: <http://www.ramboll.no/tjenester/bygg-og-arkitektur/vvs/bygningsautomasjon>
- [2] Ferziger J.H. Computational Methods for Fluid Dynamic [Internett]. New York: Springer; 2002 [sitert 19. Januar 1995]. Tilgjengelig fra: <http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TM701/Ferziger%20Peric%20-%20Computational%20Methods%20for%20Fluid%20Dynamics,%203rd%20Ed%20-%202002.pdf>
- [3] CFD Review. CD adapco Group Releases STAR-CCM+ [Internett]. Ukjent: CFD Review; 6.Mai 2004[Oppdatert 6.Mai 2004; sitert 19 Januar 2018]. Tilgjengelig fra: <http://www.cfdreview.com/newsoftware/04/05/06/1358254.shtml>
- [4] Zijdemans D. Vannbaserte oppvarmings og kjølesystemer. 01.2014, 1. opplag. Asker: Skarland Press AS;2014.
- [5] Cengel Y.A. Fluid mechanics. 3.utg. Singapore: McGraw-Hill Education; 2014.
- [6] Byggforsk. Varmepumper i bygninger. Funksjonsbeskrivelser. [Internett]. Oslo: Sintef, Byggforskserien; *Varmepumper i bygninger. Funksjonsbeskrivelser* Tilgjengelig fra: [https://www.byggforsk.no/dokument/541/varmepumper\\_i\\_bygninger\\_funksjonsbeskrivelse](https://www.byggforsk.no/dokument/541/varmepumper_i_bygninger_funksjonsbeskrivelse)
- [7] Stene J, Jakobsen A. FORPROSJEKT- Prototyp CO2 varmpumpe for oppvarming og kjøling av en større bygning. Trondheim. SINTEF Energiforskning AS; [22.03.2006]. Tilgjengelig fra: <https://www.sintef.no/globalassets/upload/smartbygg/wp3/prototyp-co2--varmepumpesystem-for-oppvarming-og-kjoling-av-en-storre-bygning.pdf>
- [8] Standard Norge. NS nr.3935. Integrerte tekniske bygningsinstallasjoner (ITB) - Prosjektering, utførelse og idriftsettelse [Internett]. Norge: NS; 2011[sitert 30.januar 2018]. Tilgjengelig fra: <https://www.standard.no/no/Nettbutikk/produktkatalogen/Produktpresentasjon/?ProductID=946167>
- [9] Standard Norge. NS-EN nr.15232-1. Bygningers energiytelse - Del 1: Innvirkning ved bruk av bygningsautomasjon og bygningsadministrasjon - Modul M10-4, 5, 6, 7, 8, 9, 10. Norge: NS-EN: 2017[sitert 30.januar 2018]. Tilgjengelig fra: <http://www.standard.no/no/Nettbutikk/produktkatalogen/Produktpresentasjon/?ProductID=928490>
- [10] Standard Norge. NS-EN nr.15251 P-754. Veiledning til NS-EN 15232 - Innvirkning ved bruk av bygningsautomatisering på energiytelsen i bygninger. P-754. Norge: NS-EN: 2017[sitert 30.januar 2018]. Tilgjengelig fra: <http://www.standard.no/no/Nettbutikk/produktkatalogen/Produktpresentasjon/?ProductID=746700>

- [11] Abdul Jabbar N. Khalifa, Ayad T. Mustafa og Farhan A. Khammas. Experimental study of temperature stratification in a thermal storage tank in the static mode for different aspect ratios. *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*, februar 2011. ISSN 18196608.
- [12] Eilert André Mentzoni. Masteroppgave. *Analyse av akkumulatorsystem ved Akershus EnergiPark..* Universitete i Oslo - Fysisk institutt, 29. mai 2012.
- [13] VVS-foreningen. Kunnskapsprodukter.[Internett]. Tilgjengelig fra <http://www.vvskunnskap.no/nettbutikk/>
- [14] Zilong Wang, Hua Zhang, Binlin Dou, Huajie Huang, Guanhua Zhang. The thermal stratification characteristics affected by a novel equalizer in a dynamic hot water storage tank. *Applied Thermal Engineering*, 126 (2017) 1006–1016.
- [15] Mysen. M, Schild G. Peter. Behovsstyrt ventilasjon, DCV – forutsetninger og utforming. Oslo: Sintef akademisk forlag; 2014. Tilgjengelig: [https://www.sintef.no/globalassets/project/reduceventilation/behovsstyrt\\_ventilasjon\\_dcv-forutsetninger\\_og\\_utforming.pdf](https://www.sintef.no/globalassets/project/reduceventilation/behovsstyrt_ventilasjon_dcv-forutsetninger_og_utforming.pdf)
- [16] Norsk VVS. Akkumuleringstank i varmeanlegg: Kobling [internett]. Tilgjengelig; 2017 <http://www.norskvvv.no/sponsor/vvskunnskap/utdrag-rorhandboka-akkumuleringstank-2/>
- [17] Cengel Y.A. Heat and mass transfer. utg.5. Singapore: McGraw-Hill Education; 2015.
- [18] Ekechukwu E, Onyegegbu S.,H.O. Njoku *Analysis of stratified thermal storage systems: An overview.* 06.03.2014. Tiggjengelig fra [https://www.researchgate.net/publication/310466795\\_Analysis\\_of\\_stratified\\_thermal\\_storage\\_systems\\_An\\_overview](https://www.researchgate.net/publication/310466795_Analysis_of_stratified_thermal_storage_systems_An_overview)
- [19] Sintef byggforsk. Energieffektive og vannbesparende sanitærinstallasjon [Internett]. Oslo: Sintef; Desember 2015 [Oppdatert desember 2015; sitert 5. februar 2018]. Tilgjengelig fra: [https://www.byggforsk.no/dokument/3218/energieffektive\\_og\\_vannbesparende\\_sanitaerinstallasjoner#i23](https://www.byggforsk.no/dokument/3218/energieffektive_og_vannbesparende_sanitaerinstallasjoner#i23)
- [20] Eduard Oró, Albert Castell, Justin Chiu, Viktoria Martin, Luisa F. Cabeza *Stratification analysis in packed bed thermal energy storage systems* 27.12.2012. Tiggjengelig fra <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261913000214?via%3Dihub>
- [21] Patankar V. Suhas. Numerical heat transfer and fluid flow. USA: Hemisphere Publishing Corporation; Publiseringstidspunkt[sitert 5. februar 2018]. Tilgjengelig fra: [file:///C:/Users/MatsK/Downloads/PatankarNumericalHeatTransferandFluidFlow-%20\(1\).pdf](file:///C:/Users/MatsK/Downloads/PatankarNumericalHeatTransferandFluidFlow-%20(1).pdf)
- [22] Zjidemans D. Varmenormen 01.2015, 1. opplag. Asker: Skarland Press AS; 2015

- [23] Novema Kulde AS. Tips for gode varmpumpeanlegg. [Internett].Oslo; Novema Kulde AS[Oppdatert 13.02.2018; sitert 15.02.2018]. Tilgjengelig fra: <http://www.novemakulde.no/>
- [24] Novema Kulde AS. Vannkjølt isvannaggregat/varmpumpe, type NXW og NXW-H kapasite. [Internett].Oslo; Novema Kulde AS[Oppdatert 13.02.2018; sitert 15.02.2018]. Tilgjengelig fra: <http://www.novemakulde.no/>
- [25] Rørhåndboka Fagdel- 2018. Norge. VVS-foreningen/Skarlan press AS. 2018.
- [26] Jonas Skoog Hansen. Analyse av energiytelser til sirkulasjonspumper i bygninger.Trondheim. Norges Teknisk Naturvitenskaplige Universitet. 2013.
- [27] Siegenthaler. J. Good internal design improves thermal storage tank performance [internett]. New York: Holland Patent; 2016 [sitert 2. april 2018]. Tilgjengelig fra: <https://www.pmengineer.com/articles/92521-good-internal-design-improves-thermal-storage-tank-performance>
- [28] CD-adapco. [internett]. Steves Portal. <https://salesforce.industrysoftware.automation.siemens.com/WebkeyLogin/Authenticate3?url=https://salesforce.industrysoftware.automation.siemens.com:443/WebkeyLogin/SAMLAuth/alias/steveportal?token=83af0e12-520d-4f13-9095-9de53977ffee>
- [29] Doktor Marius Lysebo. Forelesningsnotater i termodynamikk for ingeniørstudenter. Oslo: Uoffisielt, TKD, Institutt for bygg- og energiteknikk, HiOA, 2015.
- [30] Professor emeritus Bjørn Gjevik. Innføring i fluidmekanikk MEK3230/4230. Oslo: Uoffisielt, Matematisk institutt, UiO, Januar 2009.

## Vedlegg

### A Produktinformasjon varmepumpe

**1 stk Vann vann varmepumpe type NXW 900X**  
 Aggregat bestående av scroll kompressor og vekslere og automatikksentral. Det påmonterte elektriske skapet leveres med drifts og sikkerhetsautomatikk. Leveres med uttak for drift og feilsignal samt tidsrelé som hindrer hyppig start av kompressor. Aggregatet har ikke 4 veis ventil og skifting til varmepumpedrift må gjøres på vannsiden

Type	Enhet	Verdi
Varmekapasitet	KW	268
Vanntemperatur kald side	°C	0/4
Ved kondensatorvann inn/ut	°C	45/50
Effektforbruk varme	KW	76
COP		3,52
Kjølekapasitet	KW	-
Vanntemperatur kald side	°C	-
Ved kondensatorvann inn/ut	°C	-
Effektforbruk kjøling	KW	-
Kuldemedie	Type	R410a
Spenning	V/F/Hz	400/3/50

Pris for kuldemedieavgift inkludert,-

#### Pris vårt lager Skedsmo

##### Tilbehør

Tillegg for lydisolert versjon L- Kabinett inkludert,-  
 Tillegg elektronisk ekspansjonsventil inkludert,-  
 Tillegg vibrasjonsdempere inkludert,-  
 Tillegg 2 stk flow switch inkludert,-  
 Tillegg AER485 Grensesnitt mot modbus inkludert,-

► Fredrikstad  
 Tlf.: (+47) 69 36 71 90  
 Fax: (+47) 69 36 71 91

► Skedsmokorset  
 Tlf.: (+47) 63 87 07 50  
 Fax: (+47) 63 87 07 55

► Bergen  
 Tlf.: (+47) 55 34 86 70  
 Fax: (+47) 55 34 86 75

► Trondheim  
 Tlf.: (+47) 73 82 08 90  
 Fax: (+47) 73 82 08 91

► Internett  
 Besøk oss på nett!  
[www.novemakulde.no](http://www.novemakulde.no) Side 1

Figur 33: Termoklin sone. [18, s.2]



www.novemakulde.no

**Akkumulatortank type VKG 100 – 5000 liter**



**VKG 100 – 5000 LITER**

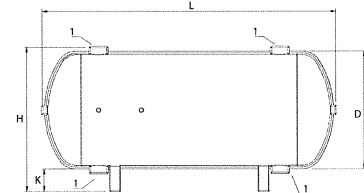
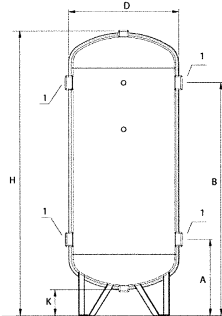
- Akkumulatortank 100 – 5000 liter type VKG
- Malt ståltank
- Godt egnet for vann/glykol
- 12 størrelser
- 4 anslutninger (mulig for dobbelsirkulasjon)
- 20 mm isolering 30 kg/m<sup>3</sup> med PVC kondensspærre
- $\lambda = 0.0333 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$  og  $\mu = 2190$
- Maks arbeidstrykk 6 bar
- Temperaturgrense – 15 °C til + 60 °C
- Finnes både vertikal og horisontal utførelse

**TILBEHØR**

- Mantel i aluminium
- Termometer
- Flens eller victaulic anslutninger i valgfri dimensjon
- Spesialisolering hvis temperatur er > 60 °C



Volum	NRF	D	H	K	A	B	1*	Vekt
100	8159966	440	950	125	290	760	1 ½	18
200	8159967	490	1340	125	295	1145	1 ½	29
300	8159968	590	1425	130	365	1165	2"	36
500	8159969	690	1710	135	385	1435	3"	53
800	8159971	830	1741	125	395	1445	3"	94
1000	8159972	890	2026	120	410	1710	3"	109
1500	8159974	1040	2163	165	500	1800	3"	166
2000	8159975	1140	2483	155	505	2105	3"	199
2500	8159976	1240	2563	175	555	2155	4"	266
3000	8159977	1290	2778	180	565	2365	4"	302
4000	8159978	1440	2848	160	590	2390	4"	349
5000	8159979	1640	2888	140	600	2400	4"	416



Volum	D	H	L	K	1*	Vekt
100	440	546	850	120	1 ½	18
200	490	596	1240	120	1 ½	29
300	590	715	1320	140	2"	36
500	690	875	1600	190	3"	53
800	830	1015	1642	190	3"	94
1000	890	1075	1932	190	3"	109
1500	1040	1275	2010	190	3"	166
2000	1140	1335	2356	200	3"	199
2500	1240	1460	2416	225	4"	266
3000	1290	1510	2626	225	4"	302
4000	1440	1660	2716	225	4"	349
5000	1640	1680	2776	225	4"	416

Mål i mm og vekt i kg (tom tank), anslutning i tommer for standard tanker

► **Fredrikstad**  
Tlf.: (+47) 69 36 71 90  
Fax: (+47) 69 36 71 91

► **Skedsmokorset**  
Tlf.: (+47) 63 87 07 50  
Fax: (+47) 63 87 07 55

► **Bergen**  
Tlf.: (+47) 55 34 86 70  
Fax: (+47) 55 34 86 75

► **Trondheim**  
Tlf.: (+47) 73 82 08 90  
Fax: (+47) 73 82 08 91

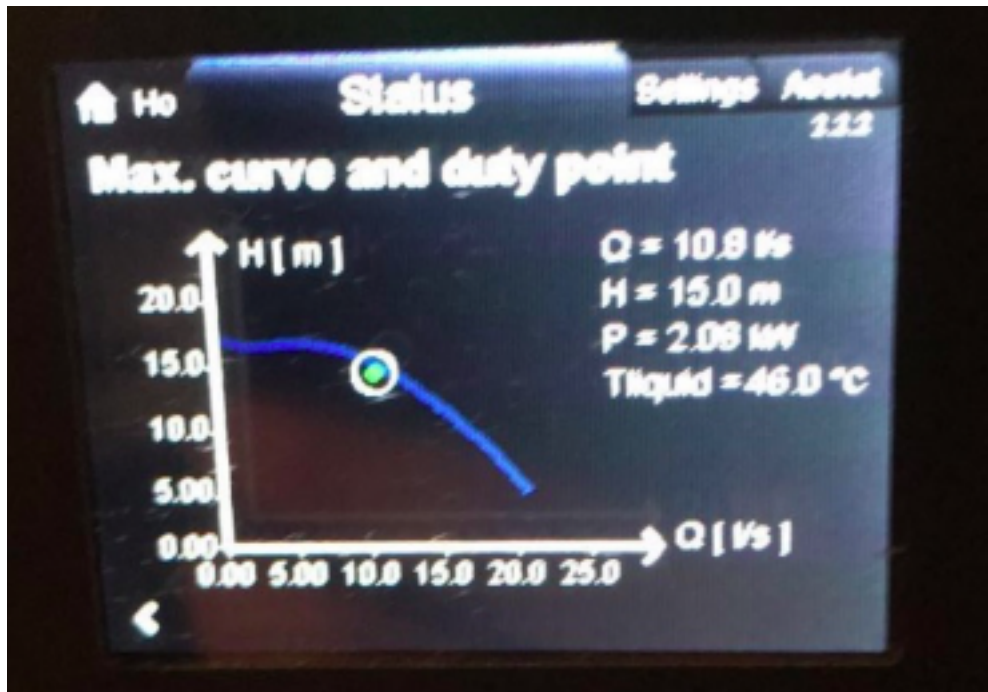
► **Internett**  
Besøk oss på nett!  
www.novemakulde.no Side 7

Figur 34: Produkt spesifikasjoner for akkumuleringstank. [18, s.6]

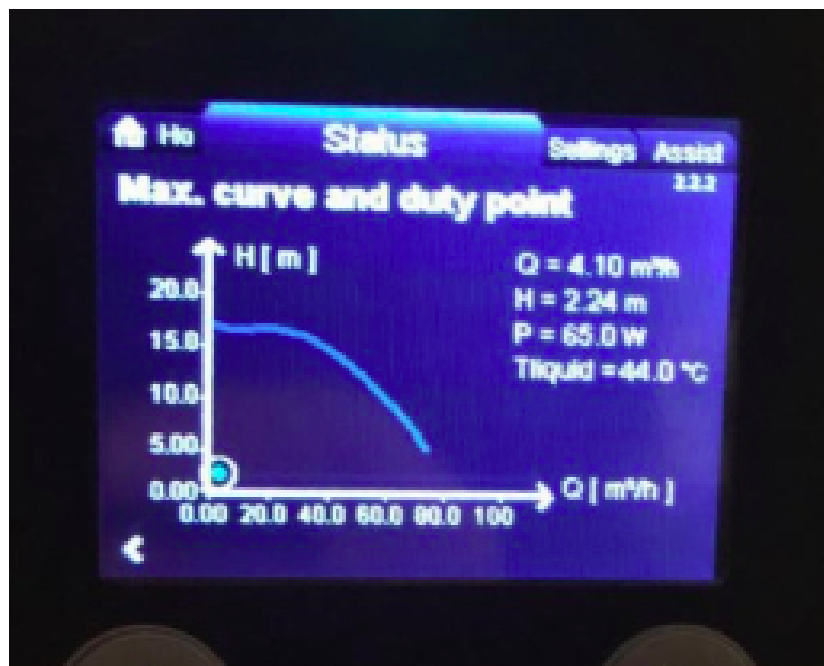




## C Pumper



Figur 36: Sirkulasjonspumpe, før tank



Figur 37: Sirkulasjonspumpe, før tank

## D CFD-manual

Dette er en manual for hvordan framgangsmåten har vært for å få til simuleringer i Star-CCM+. Det er beskrevet punktvis, for at leseren skal kunne reproducere modellen selv, og forstå hva som er prinsippene i programmet bak modellen.

 betyr venstre museklikk

 betyr høyre museklikk



→ betyr gå til punktet og trykke på pluss symbolet

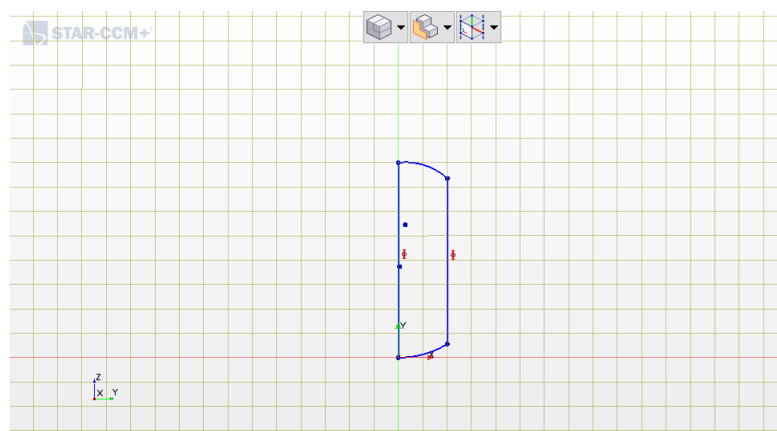
### D.1 Geometri

Først må en starte en ny simulering, for å kunne tegne geometrien i Star-CCM+ sitt CAD verktøy:


→ Geometry → 3D-CAD Models  New

#### Modellere akkumuleringstanken


CAD-verktøyet i Star-CCM+ åpner seg. Velg YZ-planet  og velg 'Create Sketch'. Trykk på 'Set Sketch Grid Spacing' og sett verdien til 0.25 m. Trykk på 'View Normal to Sketch Plane'. Lag ei rett linje fra origo oppover Y-aksen på 1.998 m. For å justere lengden på linjer, kan man  på linja og velge 'Apply Length Dimension', og velge verdien for linja. Videre lager man en fjerdedels sirkel med 'Create Three-point Circular Arc' på topp og bunn av første linja. Radius skal være 0.5 m. Til slutt lager man en rett linje mellom endepunktene til sirkelene i topp og bunn, 'sketch' skal nå se ut som i figur 38, deretter OK.

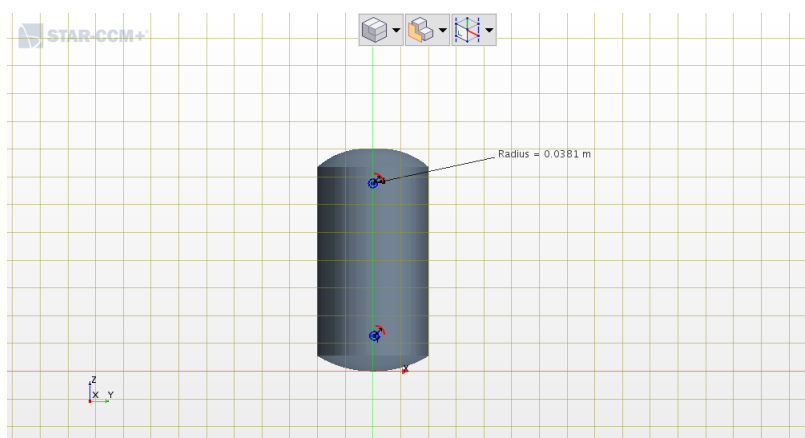


Figur 38: Fasong på akkumuleringstank i CAD-verktøy.




Vinduet skal nå lukkes, og 'Sketch 1' dukker opp i vinduet til venstre,  på denne og velg 'Revolve'. Sett 'Angle' til 360.0 deg. Velg 'Axis Type' til 'specified', og 'Coordinate System Source' til 'Imported'. Endre 'Axis Direction' i Z-retning til 1.0 m. Trykk OK.

### Modellere tur- og returrør for fire anslutninger


Lag ny 'Sketch'. Velg YZ-planet,  og velg 'Create Sketch'. Velg 'Set Sketch Grid Spacing' til 0.25 m. Deretter 'Create Circle' med radius 0.0381 m, 0.08 m fra kant på bunn og topp halvsirkel, som i figur 39. Klikk deretter OK.



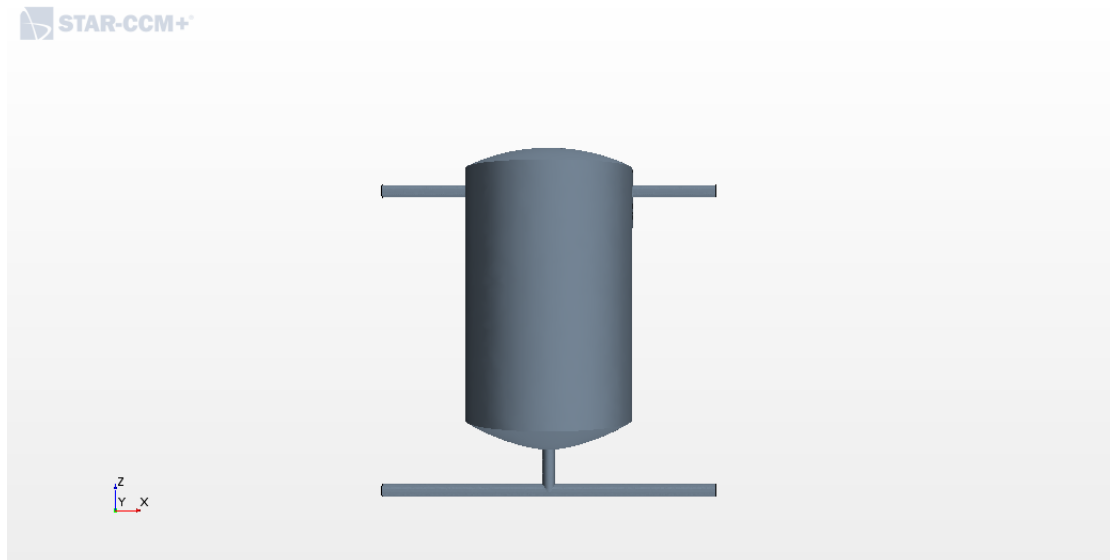
Figur 39: Fasong på tur- og retur rør i CAD-verktøy.

Vinduet lukkes, og 'Sketch 2' kommer i vinduet til venstre.  på denne og velg 'Extrude'. Endre 'Extrusion Options' til 'Two Way Summetric', og 'Distance' til 1.5 m. Deretter OK. Modellen er nå ferdig og skal vises i bildet til høyre. Man må definere overflater, såkalte 'Faces'.  inngangsflate til rør øverst til venstre, slik at overflaten blir rosa,  og velg 'Rename'. Kall denne for 'Tur-inn'. Gjør det samme med de 3 gjenstående overflatene. Utgangen på tur røret kalles 'Tur-ut', inngang under 'Tur-ut' kalles 'Retur-inn', og den siste 'Retur-ut'. Deretter 'Close 3D-CAD'.

### Modellere tur- og returrør for tre anslutninger med samlet retur

For samlet retur har men en annen type retur rør. Så eter man har laget 'sketch 1' som nevnt over går man inn i XY-planet, og velger 'Create Sketch'. Man tegner så en sirkel midt på toppen av tanken, med radius 0.0381 m. OK. Deretter  'sketch 2' i venstre vindu, velger 'Extrude'. Setter 'Distance' til -0.3 m. Viktig at 'Body Interaction' står på 'Merge'. OK. Lager så ny 'Sketch' i YZ-planet og tegner sirkel på det røret man har 'Extrude' i bunn. Samme radius 0.0381 m. OK. Deretter trykker man på 'Sketch 3', velger 'Extrude'.


Setter 'Extrusion Options' til 'Two Way Symmetric'. Distance til 1.5 m. Man skal da ha en figur seende ut som figur 40.

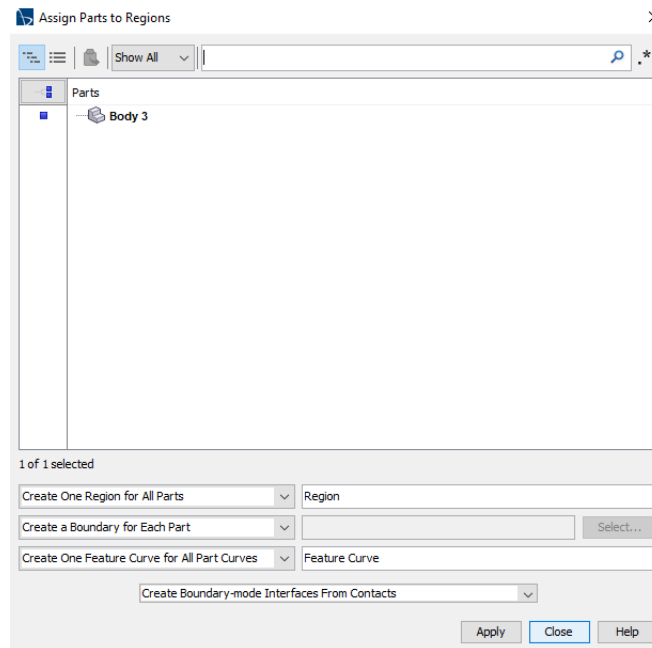


Figur 40: Modell tre anslutninger med samlet retur.


## D.2 Parts og Regions

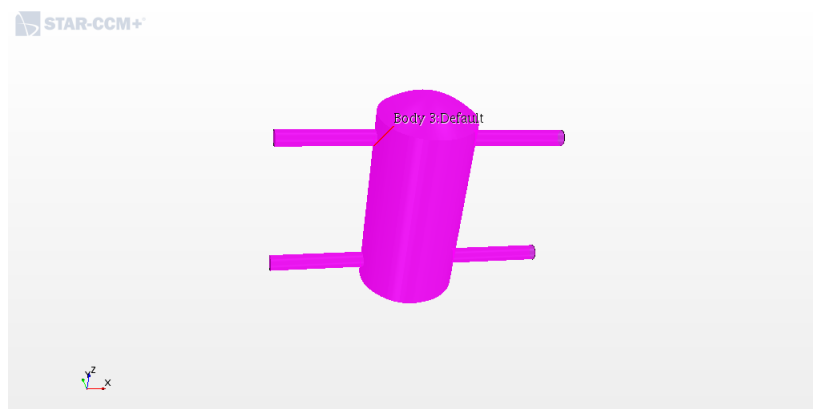
→ Geometry → 3D-CAD Models → 3D-CAD Modell 1 → Bodies → Body 3  New Geometry Part. Alle setningene skal være greie, klikk OK.

→ Parts → Body 3  Assign Parts to Regions. Endre til 'Create a Region for Each Part' og 'Create a Boundary for Each Part Surface' som i figur 41, VIKTIG!. Klikk 'Apply'. Close.



Figur 41: Assign parts to regions-vindu hvordan det skal se ut når Apply.


→ Create/Open Scenes i verktøy menyen på toppen. , velg Geometry for å få 'Geometry Scene'. Dette for å sjekke at delene er definert riktig. Klikk rundt på de ulike overflatene og sjekk at de er definert som de ble kalte dem over. Vegg overflaten som heter 'Default' i figur 42, kan eventuelt 'Rename' til 'vegg'.



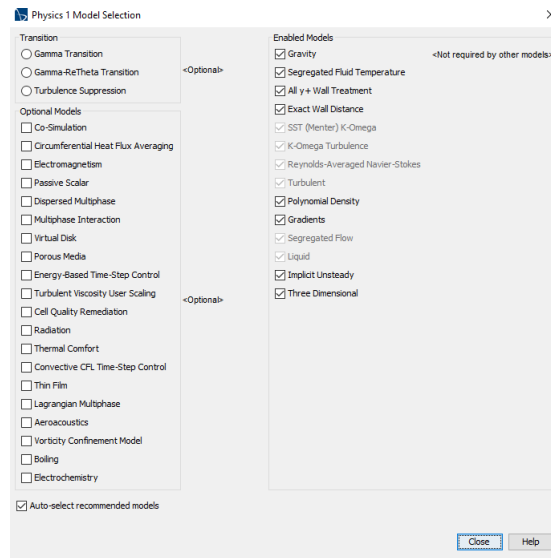
Figur 42: Delene man har delt opp geometrien i, rosa er vegg overflaten.

### D.3 Fysikk modell

Man må definere de fysiske betingelsene som skal gjelde for simuleringene.

→ Continua  New → 'Physics Continuum'.

→ Physics 1 → Models  'Select Modells'. Velg de samme boksene som i figur 43. Noen av punktene vil komme opp automatisk ved de ulike valgene.







Figur 43: Fysikk modell.

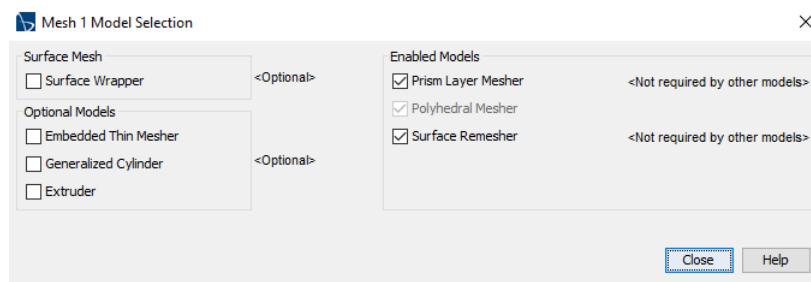
For å se valgte betingelser i fysikk modell: → Continua → Physics 1 → Models → Oversikt.

### D.4 Mesh

Et 'Mesh' må lages for alle geometrier. Dette er små kontrollvolumer man deler geometrien inn i, hvor det skal utføres beregninger i.

→ Continua  New → Mesh Continuum.

→ Mesh 1 → Modells → Reference Values → Base Size  og set verdi i 'Properties' nederst til venstre til 0.05 m. Deretter  Models  Select Meshing Models. Velg samme Mesh modell som i figur 44. Klikk Close.

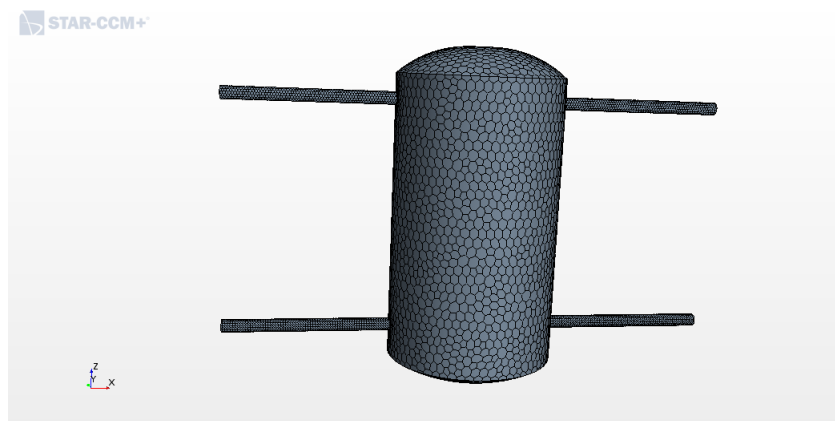


Figur 44: Mesh modell.

De ulike valgene betyr:

- 'Surface Remesher' er mesh for overflaten til geometrien.
- 'Polyhedral Mesher' for å få flere kontrollvolumer. Tar lengre beregningstid, men mer nøyaktighet.
- 'Prism Layer Mesher' gir ekstra kontrollvolumer og inndelinger ved kanter.

Nå er det klart for å lage et 'Volume Mesh'. Gå til verktøy linjen og klikk på rubiks kuben, 'Generate Volume Mesh'. Den lager nå et Mesh, som kan ta litt tid. For å se alle kontrollvolumene, gå til verktøylinja og 'Create/Open Scenes' velg Mesh. Figurene som dukker opp skal være som i figur 45.



Figur 45: Kontrollvolumer på geometrien.

## D.5 Grensebetingelser

For at man skal kjøre en simulering av problemet, trenger man grensebetingelser og initialbetingelser.

→ Regions → Body 3 → Boundaries





Her får man en oversikt over de 5 områdene vi har definert som trenger grensebetingelser. De verdiene vi velger er omtalt i kapittel 15. En setter da for prosjektert tilstand:

- Default, altså veggen, fra 'Physics Conditions' setter man 'Thermal Specification' til 'Environment'. Videre går man til 'Physics Value' og setter 'Ambient Temperature' til 300.0 K, og 'Thermal Resistance' til  $0.6 \text{ m}^2\text{K/W}$ .
- Retur-inn, skal ha grensebetingelse av type 'Mass Flow Inlet' fra properties-vinduet. Velg fra 'Physics Values' at 'Mass Flow Inlet' skal være 20.0 kg/s. 'Total Temperature' til 313.0 K.
- Retur-ut skal ha grensebetingelse 'Mass Flow Inlet', den settes til -12.7 kg/s fra properties-vinduet.
- Tur-inn, skal ha grensebetingelse av type 'Mass Flow Inlet' fra properties-vinduet. Velg fra 'Physics Values' at 'Mass Flow Inlet' skal være 12.7 kg/s. 'Total Temperature' til 323.0 K.
- Tur-ut skal ha grensebetingelse 'Flow-Split Outlet'.

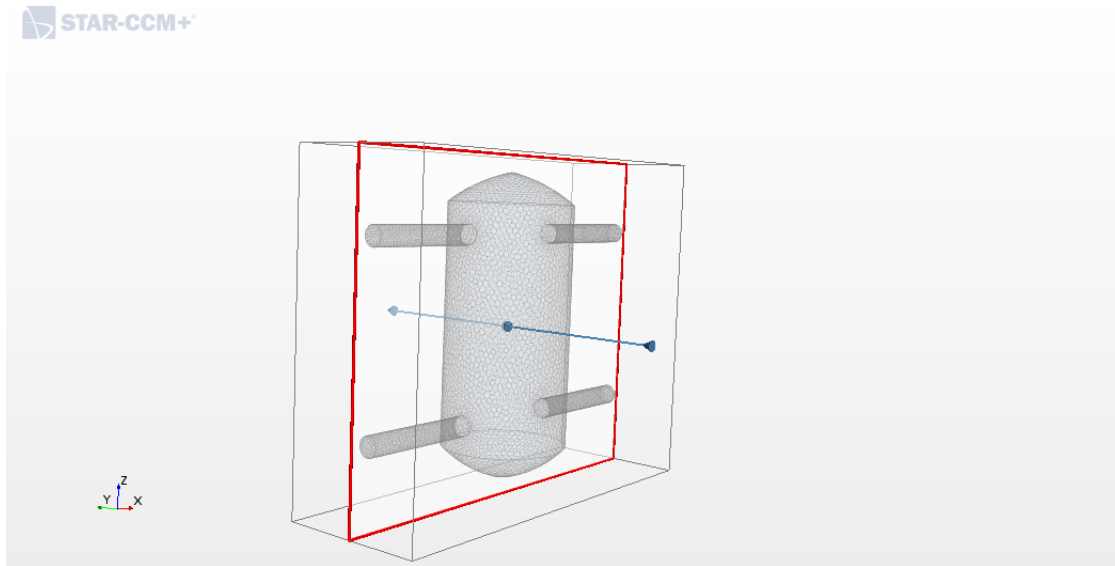
Disse bestemmelsene blir satt utifra det vi vet om den prosjekterte tilstand. Og skal derfor under simulering se på hvordan det endrer seg inne i tanken med disse startbetingelsene og grensebetingelsene. Videre er det analysert flere situasjoner, og der er det brukt andre verdier for parameterne som angitt i kapittel 15.1.2.

## D.6 Grafisk framstillings scener

Før simulering settes i gang, skal vi lage scener hvor man kan se utviklingen og resultater av simulering.

→ Derived Parts  New part → Section  Section




Sett 'Normal' x-retning til 0.0 m og sette y-retning 1.0 m. Det skal se ut som i figur 46.



Figur 46: Planesection for å framstille beregningene.


Vi skal nå framstille et temperaturfelt.

→ Scenes  New Scenes → Scalar → Scenes  'Scalar scene 1' og 'Rename' til Temperaturfelt.

→ Temperaturfelt → Displayers → Scalar 1 → Parts  Parts og velg 'Plane Section' under 'Derived Parts'. Close.  Svalar Field, og velg 'Function' i properties-vinduet. Søk opp 'Temperature' og velg den med navnet 'Temperature'. OK.  'Scalar 1' og veld 'Contour Style' til 'Smooth Field'. En kan gjøre akkurat det samme for å få et hastighetsfelt, en må bare under scener velge Vector scene i stedet.

## D.7 Simuleringer

For å kjøre i gang simuleringene bør man velge stopp kriterier først.

→ Stopping Criteria  Maximum Steps. Sett til 1000000. Vi ønsker å se på utviklingen over mange iterasjoner. Sett også Maximum Physical Time til 1000 s.

Trykk på det grønne flagget på verktøy-menyen, og deretter på den løpende mannen, Run. I 'Residuals'-vinduet bør en se etterhvert konvergens av grafene.

## E Reel tid for hvor lenge simuleringer har stått

Type tank + situasjon	Reel tid, t, [s]
Tappesituasjon prosjekterte mengder (fire anslutninger)	65.2
Ladesituasjon (fire anslutninger)	95.0
Likevektsituasjon (fire anslutninger)	75.3
Tappesituasjon (tre anslutninger)	75.2
Samlet retur med perforert installasjon (tre anslutninger)	63.2
Dobbel gjennomstrømning med perforerte installasjoner (fire anslutninger)	65.3

## F Python script for Richardson tallet

```
import numpy as np
import matplotlib.pyplot as plt

def Rich_numb(Q, r, H, holes):
    v = ((Q/1000.0)/(np.pi*r**2*holes))/holes #Inlet hastighet [m/s]
    g = 9.81 #Tyngdeakselerasjon [m/s**2]
    beta = 0.377*10**(-3) #Antar kostant for ekspansjonskoeffisient [1/k]
    T_top = 323 #Temperatur topp i tank [K]
    T_bot = 313 #Temperatur bunn i tank [K]
    Re = v #Reynolds tallet [-]
    Gr = g*beta*H*(T_top-T_bot) #Grashof tallet [-]
    return Gr/(Re**2) #Returnerer RIchardsson tallet [-]

Q = [2, 4, 6, 8, 10, 12, 14] #Vannmengde i l/s
t = np.linspace(0,1,7) #Dimensjonslos t, for a markerer richardson punkter

#Lister med RIchardson tall for ulike situasjoner
Rich_numb_t_junc_av = []
Rich_numb_t_junc_pa = []
Rich_numb_dobbel_VP_av = []
Rich_numb_dobbel_VP_pa = []
Rich_numb_t_junc_perf_VP_av = []
Rich_numb_dobbel_perf_VP_pa = []

#Regner ut verdier som sendes til listene av Ri tall
for i in Q:
    Rich_numb_t_junc_av.append(Rich_numb(i, 0.0381, 1.8, 1.0))
```

```

Rich_numb_t_junc_pa.append(Rich_numb(i, 0.0381, 1.8, 1.0/2.0))
Rich_numb_dobbel_VP_av.append(Rich_numb(i, 0.0381, 1.6, 1.0))
Rich_numb_dobbel_VP_pa.append(Rich_numb(i, 0.0381, 1.6, 1.0/2.0))
Rich_numb_t_junc_perf_VP_av.append(Rich_numb(i, 0.021, 1.6, 16))
Rich_numb_dobbel_perf_VP_pa.append(Rich_numb(i, 0.021, 1.6, 24))

#Plotter listene med Ri tall mot vannmengdene
plt.figure()
plt.plot(Q, Rich_numb_t_junc_av, 'o-')
plt.plot(Q, Rich_numb_t_junc_pa, 'o-')
plt.xlabel('Vannmengde, V [l/s]')
plt.ylabel('Richardsson tallet, Ri [-]')
plt.legend(['T-gren tapping, VP av', 'T-gren tapping, VP pa'])
plt.savefig('T-gren-tapping.png')
plt.figure()
plt.plot(Q, Rich_numb_dobbel_VP_av, 'o-')
plt.plot(Q, Rich_numb_dobbel_VP_pa, 'o-')
plt.xlabel('Vannmengde, V [l/s]')
plt.ylabel('Richardsson tallet, Ri [-]')
plt.legend(['Dobbel gjennomstromning tapping, VP av', \
'Dobbel gjennomstromning tapping, VP pa'])
plt.savefig('Dobbel-gjennom-tapping.png')
plt.figure()
plt.plot(Q, Rich_numb_t_junc_perf_VP_av, 'o-')
plt.xlabel('Vannmengde, V [l/s]')
plt.ylabel('Richardsson tallet, Ri [-]')
plt.legend(['T-gren med perforert, VP av'])
plt.savefig('T-gren-perf.png')
plt.figure()
plt.plot(Q, Rich_numb_dobbel_perf_VP_pa, 'o-')
plt.xlabel('Vannmengde, V [l/s]')
plt.ylabel('Richardsson tallet, Ri [-]')
plt.legend(['Dobbel gjennomstromning tapping perforert, VP pa'])
plt.savefig('Dobbel-gjennomstromning-perf-VP-pa.png')
plt.show()

```

## G Sirkulasjonspumpe

Likningen under viser sammenhengen mellom turtall og nødvendig tilført elektrisk effekt:

$$\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 = \frac{P_1}{P_2} \quad (15)$$

$P_{\text{før}}$  – Tilført elektrisk effekt før turtallsregulering

$P_{\text{etter}}$  – Tilført elektrisk effekt etter turtallsregulering

$n_{\text{før}}$  – Turtall før regulering

$n_{\text{etter}}$  – Turtall etter regulering