

# Kondensasjon av blandinger i en Helix- varmeveksler

**Kristin Løbach Jordhøy**  
**Karianne Thorsen Stræte**

Master i produktutvikling og produksjon  
Oppgaven levert: Juni 2009  
Hovedveileder: Erling Næss, EPT



# Oppgavetekst

Oppgavens målsetning er å måle og kunne beregne kondensasjonsforløpet på mantelsiden av en helix-type varmeveksler (Helixchanger) med en zeotrop dampblanding.

Oppgaven gitt: 13. januar 2009  
Hovedveileder: Erling Næss, EPT





## HOVEDOPPGAVE

for

Student Kristin Løbach Jordhøy og Karianne Thorsen Stræte

Våren 2009

### **Kondensasjon av blandinger i en helixvarmeveksler** *Condensation of mixtures in a Helixchanger<sup>®</sup>*

#### **Bakgrunn**

Ved StatoilHydros LNG-fabrikk på Melkøya er det en spesiell type rørsatsvarmeveksler, kalt helix-varmeveksler (Helixchanger<sup>®</sup>) som kondenserer en kuldemedieblending ved hjelp av sjøvann som kjølemedie. Temperaturdifferensen mellom kuldemedieblendingens kondensasjonstemperatur og kjølevannstemperaturen er liten, og ved partiell/sektiv kondensasjon kan kondensasjonstemperaturen bli lik kjølevannstemperaturen, slik at full kondensasjon ikke oppnås. Oppgaven skal, gjennom analyse av målinger på den eksisterende varmeveksleren, forsøke å beskrive og kvantifisere kondensasjonsforløpet i varmeveksleren.

Opgaven er en videreføring av prosjektarbeidet.

#### **Mål**

Opgavens målsetting er å måle og kunne beregne kondensasjonsforløpet på mantelsiden av en helix-type rørsatsvarmeveksler (Helixchanger<sup>®</sup>) med en zeotrop dampblending.

#### **Opgaven bearbeides ut fra følgende punkter:**

1. Det skal gjennomføres målinger av termisk ytelse samt temperaturforløp og trykkfall på mantelsiden av helixvarmeveksleren 25-HA-112 på StatoilHydros LNG-anlegg på Melkøya. Resultatene fra disse målingene skal bearbeides, vurderes og presenteres. Resultatene skal videre sammenliknes med tidligere målinger gjennomført av StatoilHydro. Den termodynamisk baserte modellen for kondensasjonsforløp i varmeveksleren skal oppdateres, og det skal gjennomføres en sensitivitetsanalyse med hensyn på beregnet fordeling mellom integral- og differensiell kondensasjon i varmeveksleren.
2. Det skal etableres en beregningsmodell for termisk ytelse av helixvarmeveksleren hvor kondensasjonsprosessen antas å være representert av en serie integralkondensasjonstrinn med faseeparasjon etter hvert trinn. Prosessimuleringsverktøyet PRO-2 og varmevekslerberegningprogrammet Xist skal benyttes som numeriske verktøy. Modellen skal presenteres og diskuteres. Modellen skal videre implementeres, og beregninger skal

utføres med den aktuelle varmevekslergeometrien. Resultatene skal presenteres og vurderes. Beregningsresultatene skal også sammenliknes med resultater fra oppgavens pkt. 3.

3. Det skal også etableres en beregningsmodell for termisk ytelse av helixvarmeveksleren basert på anbefalte beregningsmetoder for varmeovergang beskrevet i prosjektoppgaven. Modellen skal presenteres og diskuteres. Modellen skal videre implementeres i et egnet numerisk verktøy, og beregninger skal utføres med den aktuelle varmevekslergeometrien. Resultatene skal presenteres og vurderes. Beregningsresultatene skal også sammenliknes med resultater fra oppgavens pkt. 2.
4. Forslag til videre arbeid skal utarbeides.

Oppgavene utføres i fellesskap, og det skal leveres en felles besvarelse.

Senest 14 dager etter utlevering av oppgaven skal kandidaten levere/sendte instituttet en detaljert fremdrift- og evt. forsøksplan for oppgaven til evaluering og evt. diskusjon med faglig ansvarlig/veiledere. Detaljer ved evt. utførelse av dataprogrammer skal avtales nærmere i samråd med faglig ansvarlig.

Besvarelsen redigeres mest mulig som en forskningsrapport med et sammendrag både på norsk og engelsk, konklusjon, litteraturliste, innholdsfortegnelse etc. Ved utarbeidelsen av teksten skal kandidaten legge vekt på å gjøre teksten oversiktlig og velskrevet. Med henblikk på lesning av besvarelsen er det viktig at de nødvendige henvisninger for korresponderende steder i tekst, tabeller og figurer anføres på begge steder. Ved bedømmelsen legges det stor vekt på at resultatene er grundig bearbeidet, at de oppstilles tabellarisk og/eller grafisk på en oversiktlig måte, og at de er diskutert utførlig.

Alle benyttede kilder, også muntlige opplysninger, skal oppgis på fullstendig måte. (For tidsskrifter og bøker oppgis forfatter, tittel, årgang, sidetall og evt. figurnummer.)

Kandidaten skal rette seg etter de reglementer og retningslinjer som gjelder ved StatoilHydro og alle (andre) fagmiljøer som kandidaten har kontakt med gjennom sin utførelse av oppgaven, samt etter eventuelle pålegg fra Institutt for energi- og prosessteknikk.

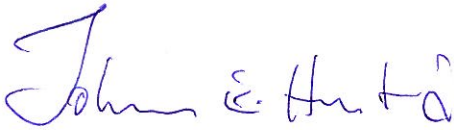
I henhold til Reglement for sivilarkitekt- og sivilingeniøreksamen ved NTNU § 8, forbeholder Instituttet seg retten til å benytte alle resultater i undervisnings- og forskningsformål, samt til publikasjoner.

Ett -1 komplett eksemplar av originalbesvarelsen av oppgaven skal innleveres til samme adressat som den ble utlevert. (Det skal medfølge et konsentrert sammendrag på maks. en maskinskrevet side med dobbel linjeavstand med forfatternavn og oppgavetittel for evt. referering i tidsskrifter).

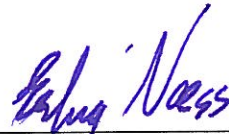
Til Instituttet innleveres to - 2 komplette, kopier av besvarelsen. Ytterligere kopier til evt. medveiledere/oppgavegivere skal avtales med, og evt. leveres direkte til, de respektive.

Til instituttet innleveres også en komplett kopi (inkl. konsentrerte sammendrag) på CD-ROM i Word-format eller tilsvarende.

Institutt for energi- og prosessteknikk, 12.01.2009



Johan E. Hustad  
Instituttleder



Erling Næss  
Faglig ansvarlig/veileder

Kontaktperson/medveileder:

Arne Olav Fredheim, StatoilHydro  
Jostein Pettersen, StatoilHydro





## Forord

Denne oppgaven er en masteroppgave i faget *TEP4905 - Industriell prosessteknikk*. Dette er en av flere retninger på *Institutt for energi-, prosess og strømningssteknikk*, innenfor studieprogrammet *Produktutvikling og produksjon* på NTNU. Arbeidsomfanget med rapporten tilsvarer 30 studiepoeng per student.

Utgangspunktet for denne oppgaven er en av StatoilHydros varmevekslere plassert på Melkøya. Denne varmeveksleren er en kondensator som kondenserer en flerkomponent blanding. Temperaturmålinger har vist at varmeveksleren opererer på en annen måte enn hva teorien skulle tilsi. Oppgaveteksten er utarbeidet av vår veileder Erling Næss, i samarbeid med StatoilHydro.

I forkant av denne hovedoppgaven har vi skrevet en prosjektoppgave innen samme tema. Dette var en prosjektoppgave i faget *TEP4520 Industriell prosessteknikk*. I prosjektoppgaven ble det lagt stor vekt på litteraturstudium og presentasjon av ulike beregningsmetoder for flerkomponent kondensasjon. Det anbefales derfor at prosjektoppgaven leses før masteroppgaven. For øvrig vil en del av litteraturstudiet gjengis i denne rapporten.

Grunnlaget for å velge denne oppgaven var muligheten for å utnytte store deler av vår teoretiske bakgrunn fra studiet, og da spesielt innen termodynamikk og prosessteknikk. Å være to som samarbeider på en slik oppgave, har vi kun positive erfaringer med. Underveis i arbeidet har vi hatt muligheten til å diskutere teori, artikler og problemstillinger, og sammen kommet fram til løsninger på utfordringer underveis. I tillegg har det vært både humørfylte dager, samt noen å dele frustrasjonen med i tynge tider. Begge har bidratt på alle deler av oppgaven.

Professor Erling Næss har vært veilederen vår gjennom arbeidet med denne masteroppgaven. Vi har hatt ukentlige møter og oppfølginger, noe som har vært svært positivt. Vi ønsker å takke han for hjelpen, engasjementet, veiledningen og støtten vi har fått gjennom semesteret. I tillegg ønsker vi å takke Arne Olav Fredheim og Jostein Pettersen som har vært medveiledere fra StatoilHydro. Disse har hjulpet oss med informasjon om den konkrete varmeveksleren, samt gitt oss muligheten til å gjennomføre egne målinger på varmeveksleren i drift.

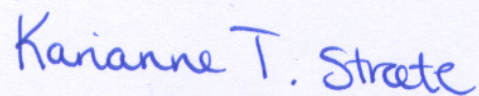
Vi håper du synes rapporten er interessant lesning!

Trondheim 5. juni 2009



---

**Kristin Løbach Jordhøy**



---

**Karianne Thorsen Stræte**

## Sammendrag

Denne oppgaven tar for seg sjøvannsvarmeveksleren 25-HA-112 som er plassert på Melkøya LNG. 25-HA-112 er en Helix-varmeveksler som kondenserer en kuldemedieblending bestående hovedsakelig av etan og propan. Dette er en rørsatsvarmeveksler med vinklede ledeplater som gjør at fluidet på mantelsiden av varmeveksleren følger en skrueformet strømningsvei.

Kuldemedieblendingen kondenseres på mantelsiden av varmeveksleren, mens sjøvann strømmer i rørene. Kuldemediet brukes videre til å kjøle ned naturgass i forkjølingskretsen. StatoilHydro har gjennomført temperaturmålinger på mantelsidensom antyder at gass- og væskefasen separeres et stykke inn i varmeveksleren. Både gass- og væskestrøm underkjøles i forhold til utløpstemperaturen. I det gassen kommer i kontakt med væsken ved utløpet kondenserer den. Det avgis da varme og temperaturen stiger. Denne temperaturstigningen kan i tillegg skyldes at de to strømmene har ulikt kjemisk potensial, og at det dermed frigis varme når de føres sammen.

Det er gjennomført to måleserier i forbindelse med denne hovedoppgaven. Disse er presentert i detalj, for deretter å bli sammenlignet med tidligere foretatte måleserier. I alt er det fem måleserier som analyseres. Måleseriene i forbindelse med denne rapporten ble gjennomført i mars. Det ble benyttet et termometer som ble stukket inn i borede hull i ytterskallet og isolasjonen på mantelen. På denne måten kunne temperaturen ved innerskallet av mantelen måles. Det ble målt ved flere posisjoner både radielt og aksielt.

Målingene viste at temperaturen synker raskt ved innløpet av varmeveksleren. Den raske nedkjøling tidlig i varmeveksleren kan blant annet komme av god blanding av gass- og væskefase og stor temperaturredifferanse mellom kuldemedium og sjøvann. Ved innløpet synker temperaturen raskere ved posisjoner nær bunnen av varmeveksleren, enn ved toppen. Det skyldes strømningens skrueform gjennom varmeveksleren. Ved innløpet, hvor det er god blanding av fasene, vil strømmen kjøles noe mer ned med økende målevinkel. Et stykke inn i varmeveksleren flater temperaturen ved bunnen ut, mens temperaturene ved toppen av varmeveksleren fortsetter å synke. Mot utløpet er det dermed temperaturen ved toppen av varmeveksleren som er lavest. Alt dette indikerer at fasene separeres, og ut fra målingene er det grunn til å tro at separasjonen inntreffer allerede etter 4-8 m fra innløpet.

Alle måleseriene viser at gass- og væskestrøm underkjøles i forhold til utløpstemperaturen. Det betyr at det er stort varmeoverførende areal som ikke utnyttes til å kondensere gass. Likevel nås riktig utløpstemperatur. StatoilHydro (1) antar det frigis varme når gassresten presses sammen med kondensatet i utløpet. Dette kan skyldes både frigjøring av varme når gassresten kondenserer og ulikt kjemisk potensial i de to strømmene. Det er likevel ukjent akkurat hvor denne temperaturøkningen inntreffer. Det kan skje før utløpsdysen, eller i selve utløpsdysen. Temperaturen er derfor målt ved flere punkter ved utløpsdysen.

På bakgrunn av måleseriene er det opprettet en enkel termodynamisk modell for å undersøke når separasjonen inntreffer. Simuleringsprogrammet PRO/II er benyttet til dette. Innløpet av varmeveksleren er antatt som integralkondensasjon. Etter delen med integralkondensasjon antas det at både gass og kondensatstrøm blir ytterligere nedkjølt. I enden av varmeveksleren blir strømmen ført sammen igjen. Alle variable i modellen er satt etter målte verdier for å få et realistisk resultat. Fra denne modellen er det funnet to separasjonspunkter som oppfyller målt utløpstemperatur. Det ene separasjonspunktet er nær kokepunktstemperaturen for blandingen, mens det andre er lenger inn i tofaseområdet. Siden det er funnet to separasjonspunkt med denne modellen, er disse sammenlignet med separasjonspunkt funnet fra teorien om strømningsregimer. Til dette er Grants strømningskart (2) blitt benyttet.

Grants strømningskart viser separasjon etter hvilket strømningsregime blandingen befinner seg i. Fra diagrammet kan det leses av hvor strømmingen går fra godt blandet, *spray*, til sjiktdannelser, *stratified*. I dette området vil separasjonen kunne inntreffe. Separasjonspunktet for det aktuelle tilfellet finnes ut fra gasshastigheten i strømmingen. For designcaset er dett punktet funnet til å være ved gassfraksjon 0,1237 kg/kg, som tilsvarer temperaturen 12,03 °C. Sammenligningene av separasjonspunkter funnet ut fra den termodynamiske modellen og fra Grants

strømningskart, viser at separasjonspunktet nær kokepunktstemperaturen ligger nærmest dette skillet i strømningskartet.

Videre har teorien fra *prosjektoppgaven* (3) blitt benyttet til å etablere ulike modeller for differensialkondensasjon. To av modellene, kalt *Modell I* og *Modell II*, tar utgangspunkt i at det ved innløpet er integralkondensasjon, og at det deretter er differensialkondensasjon som overtar. *Modell III* simulerer derimot hele 25-HA-112 med differensialkondensasjon. I disse modellene blir designcaset benyttet for å finne verdier og variable, men kuldemedieblending er forenklet til en tokomponent blanding bestående av etan og propan.

*Modell I* og *III* simulerer kondensasjonsforløpet ved hjelp av simuleringverktøyet PRO/II. Delen med integralkondensasjon simuleres ved en enkelt integralkondensator som senker temperaturen fra innløpstemperatur og ned til separasjonstemperaturen 12,03 °C. Ved tilnærming til differensialkondensasjon, er varmeveksleren delt opp i en rekke trinn. Hvert av trinnene består av en integralkondensator etterfulgt av en separator. Det er kun gass inn på hvert trinn, og noe av gassen kondenserer i integralkondensatoren. I separatorene skilles gass og kondensat, og gassen føres inn på et nytt trinn. *Modell II* har sitt utgangspunkt i teorier presentert av Colburn og Drew (4). Fra teorien, har varme- og massetransport blitt benyttet for å beregne varmeovergang og kondensasjon. Modellen er en numerisk beregningsmodell med iterasjon. Beregningsmodellen deles også opp i en rekke små trinn, hvor kondensasjonsforløpet kalkuleres for hvert av disse stegene. Denne modellen er implementert i *Excel*.

De tre modellene er utført for to tilfeller; nedkjøling til 10 °C og nedkjøling til 7 °C. Dette kommer av at utløpstemperaturen i designcaset er 10 °C, mens måleseriene viser underkjøling av gass og kondensat. Utløpstemperaturen er i begge tilfellene 10 °C etter blanding av strømmene. Nødvendig varmeoverførende areal, og dermed varmevekslerlengde, beregnes også i de to modellene. *Modell I* og *II* gir verdier for areal og lengde som er nære de virkelige verdiene til 25-HA-112. *Modell III* gir derimot en svært lang varmeveksler. Ut fra måleseriene, er det konkludert med at separasjonen inntreffer etter 4-8 m fra innløpet. I *Modell I* og *II* er lengden med integralkondensasjon beregnet ut fra det beregnede totale varmeovergangstallet, og er 18,23 m. Det betyr at det i virkeligheten er et svært mye høyere varmeovergangstall enn det som er beregnet i modellene. Selv om delen med integralkondensasjon er over 10 m lengre enn målingene viser, blir total lengde likevel svært nære de virkelige verdiene. *Modell I* og *II*, som tilnærmer seg differensialkondensasjon på to ulike måter, gir svært like sluttresultater. Samtidig stemmer både overført varme, varmeoverførende areal og varmevekslerlengde godt med de virkelige verdiene. Det er derfor konkludert med at modellene simulerer differensialkondensasjon godt.

Hvor høyt kondensatet står i varmeveksleren, er også undersøkt. Lav kondensattemperatur kan være avgjørende for om riktig utløpstemperatur oppnås. Varmeovergangstallet i kondensatet er ukjent, men ved å se på ulike væskehøyder og væskehastigheter er det konkludert med at væskehøyden befinner seg i intervallet 0,5-0,6 m. Det er da antatt at væskehøyden er konstant fra og med separasjonspunktet. I virkeligheten heller 25-HA-112 mot utløpet og væskehøyden stiger mot utløpet. Ettersom kondensattemperatur kan være avgjørende for å oppnå riktig utløpstemperatur, er det utført sensitivitetsanalyse for kondensattemperatur. Den viste at utløpstemperaturen varierer tilnærmet lineært med kondensattemperatur.

Siden måleserier og beregninger viser ulikt aksielt separasjonspunkt, er varmeovergangstallet i delen med integralkondensasjon undersøkt. Analysene viser at varmeovergangstallet er svært høyt i delen med integralkondensasjon, og mye høyere enn hva som ble brukt i modellene. Den raske nedkjølingen av gassen fram til separasjonspunktet, gjør at det overføres mye varme i denne delen og krever derfor høye varmeovergangstall. Utløpstemperaturen nås tidlig i begge faser, og det konkluderes med at varmeveksleren har stort areal som ikke nyttiggjøres i kondensasjonen.

## Abstract

This thesis is about the Helixchanger® 25-HA-112, which is a condenser on the LNG plant at Melkøya. A Helixchanger is a shell and tube heat exchanger with helical baffle geometry. The hot medium is a mixture consisting mostly of ethane and propane. This medium is the refrigerant in the LNG pre-liquefaction. The cold medium, which flows in the tubes, is sea water.

In the work with this report, it has been carried out series of measurements the 2<sup>nd</sup> and 3<sup>rd</sup> of March. These are introduced in detail, and compared with three earlier series of measurements. In each series of measurement, the temperature where measured at different places, both radial and axial, on the inner shell. All series of measurements shows that both gas and condensate is sub cooled in proportion to the outlet temperature. The measured temperatures indicated a quick temperature reduction from the inlet and a distance into the heat exchanger. This may be caused of mixing between gas and condensate, high velocity and large temperature difference between the refrigerant and the seawater. After few meters, 4-8 meters, the temperature change is small. After this distance, the condensate has a higher temperature than the gas. This indicates a separation of the two phases.

To investigate where the separation takes place, a simple thermodynamic model is established. In this model, the separation temperature is found to meet the outlet temperature. This is done for both the design case, and the five series of measurements. It is found that the separation temperature is near the boiling point temperature. These separation points are compared with the separation area found from Grants flow pattern map.

It is established three different models, which describes the differential condensation in 25-HA-112. Two of the models includes integral condensation by the inlet, and the third describes differential condensation through the whole heat exchanger. The three models are calculated for cooling to 10 °C and 7 °C for the design case. The outlet temperature of the design case is 10 °C, but series of measurements shows sub cooling. *Model I* and *III* are based on the simulation program PRO/II, and simulate differential condensation by series of condensers and separators. *Model II* is based on the theory of film condensation, presented by Colburn and Drew.

Based on the overall heat transfer coefficient found in simulation of 25-HA-112 in Xchanger Suite 5, the length is calculated. The length of the part with integral condensation is calculated to be 18,229 m. This is considerable higher than what the series of measurements shows, and indicates that the real overall heat transfer coefficient is much higher than Xchanger Suite 5 gives. From this result, it is reasons to assume that large parts of the heat exchanger are not used.

# Innholdsfortegnelse

1	Innledning.....	1
1.1	Introduksjon .....	1
1.2	Målsetning.....	1
1.3	Omfang og begrensninger.....	1
1.4	Terminologi .....	2
2	Kondensasjon av flerkomponente gasser .....	3
2.1	LNG .....	3
2.2	Helixchanger.....	4
2.2.1	Sjøvannsvarmeveksleren på Melkøya; 25-HA-112.....	5
2.3	Varmeoverføring .....	7
2.4	Kondensasjon .....	9
2.5	Massetransport .....	10
2.6	Integral- og differensialkondensasjon.....	11
2.6.1	Forløpet gjennom varmeveksleren .....	11
2.6.2	Integralkondensasjon - Likevektsmetoden .....	12
2.6.3	Differensialkondensasjon - Filmmetoden .....	14
2.6.4	Evaluering av metodene.....	16
2.7	Strømningsregimer.....	18
2.7.1	Strømningskart for mantelsidestrømning.....	19
3	Måleserier .....	20
3.1	Måleserier på 25-HA-112 .....	20
3.1.1	Aktuelle måleserier.....	20
3.1.2	Effekt .....	20
3.1.3	Sjøvannstemperatur.....	21
3.2	Gjennomføring av måleserier 2.3.09 og 3.3.09.....	22
3.2.1	Måleutstyr .....	23
3.3	Presentasjon av måleserier med 82 % og 97 % last .....	24
3.3.1	Måleserie med 82 % last .....	24
3.3.2	Måleserie med 97 % last .....	27
3.3.3	Temperaturforhold ved utløpet .....	29
3.3.4	Diskusjon .....	31
3.4	Sammenligning av måleserier .....	33
3.4.1	Diskusjon .....	39
4	Termodynamisk modell.....	42
4.1	Separasjonspunkter i den termodynamiske modellen .....	44
4.1.1	Separasjonspunkter for måleserier med 82 % og 97 % last.....	46

4.2	Separasjonspunkt avlest i strømningskart .....	47
4.2.1	Avlesning i strømningskart .....	47
4.2.2	Resultat.....	48
4.2.3	Sammenligning.....	50
4.3	Kondensattemperaturens innvirkning på utløpstemperaturen.....	51
4.4	Vurdering av separasjonspunkt.....	54
5	Tilnærming til differensialkondensasjon .....	56
5.1	Designcaset.....	57
5.1.1	Separasjonspunkt ved designcaset .....	57
5.1.2	Total effekt .....	57
5.2	Modell I.....	58
5.2.1	Framgangsmåte for å finne overført varme, varmeoverførende areal og varmevekslerlengde .....	59
5.2.2	Nedkjøling til 10 °C .....	62
5.2.3	Nedkjøling til 7 °C .....	67
5.2.4	Optimalisering av Modell I .....	71
5.2.5	Sammenligning .....	73
5.3	Modell II.....	75
5.3.1	Teori.....	76
5.3.2	Utførelse av modell .....	81
5.3.3	Energiregnskap .....	84
5.3.4	Resultater .....	85
5.3.5	Utrekninger basert på gitt varmevekslerlengde .....	88
5.3.6	Diskusjon .....	90
6	Sammenligning av <i>Modell I</i> og <i>Modell II</i> .....	94
6.1	Sammenligning av modellene .....	94
6.2	Sammenligning av resultatene .....	94
6.2.1	Sammenligning av <i>Modell I</i> og <i>Modell II</i> ved nedkjøling til 10 °C.....	94
6.2.2	Sammenligning av <i>Modell I</i> og <i>Modell II</i> ved nedkjøling til 7 °C.....	96
6.2.3	Vurdering av modellene .....	99
6.2.4	Konklusjon .....	100
7	Implementering av måleserie med 97 % last i <i>Modell I</i> og <i>Modell II</i> .....	101
7.1	Modell I med måleserie med 97 % last .....	102
7.1.1	Sensitivitetsanalyse av Modell I med 97 % last .....	104
7.2	Modell II med måleserie med 97 % last .....	105
7.3	Diskusjon .....	107
8	Modell III – Differensialkondensasjon gjennom hele varmeveksleren .....	108
8.1	Nedkjøling til 10 °C .....	108

8.1.1	Beregninger av overført varme og varmeoverførende areal .....	110
8.1.2	Nedkjøling av kondensat .....	113
8.1.3	Energiregnskap .....	113
8.2	Nedkjøling til 7 °C .....	113
8.2.1	Beregninger av overført varme og varmeoverførende areal .....	114
8.3	Diskusjon .....	117
9	Varmeovergangstall og kondensatanalyse.....	118
9.1	Sammenligning av måleserier og modeller .....	118
9.2	Varmeovergangstall.....	120
9.3	Vent-gass .....	123
9.4	Kondensat.....	126
9.4.1	Framgangsmåte for å bestemme varmeoverførende areal og varmeovergangstall i væskekjøleren .....	127
9.4.2	Utregninger .....	129
9.4.3	Sannsynlig væskehøyde.....	130
10	Oppsummering.....	136
10.1	Konklusjon .....	138
10.2	Videre arbeid.....	139
11	Bibliografi .....	140
12	Vedlegg.....	143
12.1	Digitale vedlegg .....	143
12.1.1	Excel:.....	143
12.1.2	PRO/II: .....	143
12.1.3	Xchanger Suite 5:.....	143
12.2	Grants strømningskart.....	144
12.2.1	Designcaset.....	145
12.2.2	97 % .....	146
12.2.3	87 % .....	147
12.2.4	82 % .....	148
12.2.5	57 % .....	149
12.2.6	42 % .....	150
12.2.7	Fra termisk separasjonspunkt til modifisert hastighet.....	151
12.3	Målinger .....	152
12.3.1	82 %; 2.3.09 .....	152
12.3.2	97 %; 3.3.09 .....	152
12.3.3	42 % belastning; 2.5.08 .....	152
12.3.4	57 % belastning; 1.5.08 .....	152
12.3.5	87 % belastning; 8.8.08 .....	153

12.4	Termodynamisk modell.....	154
12.4.1	PRO/II-modell .....	154
12.4.2	Separasjonspunkt .....	159
12.4.3	Kondensatanalyse.....	160
12.5	Modell I.....	162
12.5.1	Nedkjøling til 10 °C .....	162
12.5.2	Størrelser brukt ved beregninger i <i>Modell I</i> og <i>Modell III</i> .....	162
12.5.3	Variabelliste for Modell I i PRO/II.....	163
12.5.4	.....	163
12.6	Modell II.....	166
12.6.1	Fysikalske data med kilder i separasjonspunkt .....	166
12.6.2	Regneark for Colburns beregningsmodell.....	168
12.6.3	Sammenføring av strømmen.....	170
12.7	Implementering av 97 %.....	172
12.7.1	Modell I.....	172
12.7.2	Modell II:.....	174
12.8	Modell III.....	176
12.8.1	Nedkjøling til 10 °C .....	176
12.8.2	Nedkjøling til 7 °C .....	176
12.8.3	Variabelliste.....	176
12.9	Varmeovergangstall.....	181
12.9.1	Separasjon 4,5 m .....	181
12.9.2	Separasjon 7,3 m .....	187
12.10	Vent-gass .....	193
12.11	Kondensat.....	194
12.11.1	Fysikalske størrelser brukt i beregningene:.....	194
12.11.2	Verdier som varierer med væskehøyden, og ikke med separasjonslengden: .....	194



Figur 2.1 The Linde-Statoil Mixed Fluid Cascade process (10) .....	3
Figur 2.2 Helixchanger uten skall (15) .....	5
Figur 2.3 Strømningsforholdene i en Helixchanger (15) .....	5
Figur 2.4 (51) Ledeplater i 25-HA-112 .....	6
Figur 2.5 Varmetransport gjennom en vegg (17 s. 97).....	8
Figur 2.6 (54) Kjølekurve for binær kondensasjon .....	9
Figur 2.7 Kondensasjonsforløpet i integral- og differensialkondensasjon (31).....	11
Figur 2.8 Tofasediagram for etan og propan ved 21 bar.....	12
Figur 2.9 Ulike sjikt for varmeoverføring (26) .....	15
Figur 2.10 Ulike strømningsregimer ved strømning i rør (44).....	18
Figur 2.11 Grants strømningskart for horisontal strømning, modifisert av Bell (2).....	19
Figur 3.1 (1) Effekt som funksjon av total massestrøm gjennom varmeveksleren.....	21
Figur 3.2 Overført varme ved de ulike målingene.....	21
Figur 3.3 (1) Variasjon av sjøvannstemperaturen .....	22
Figur 3.4 Målepunkter på 25-HA-112.....	23
Figur 3.5 (49) Termometer benyttet ved gjennomføring av måleserier.....	23
Figur 3.6 Inn- og utløpstemperatur ved 82 % last.....	24
Figur 3.7 Temperaturforløp i aksiell retning for måleserie med 82 % last.....	25
Figur 3.8 Temperaturforløp i radiell retning for måleserie med 82 % last.....	26
Figur 3.9 Inn- og utløpstemperaturer ved måleserie med 92 % last.....	27
Figur 3.10 Temperaturforløp i aksiell retning for måleserie med 97 % last.....	28
Figur 3.11 Temperaturforløp i radiell retning for måleserie med 97 % last.....	29
Figur 3.12 Målepunkter rundt utløpsdyse.....	30
Figur 3.13 (51) Geometri ved utløpsdysen.....	31
Figur 3.14 Relativt temperaturforløp for alle måleseriene ved 25,4°.....	34
Figur 3.15 Relativt temperaturforløp for alle måleseriene ved 49,7° .....	34
Figur 3.16 Relative temperaturer for alle måleseriene ved 87,1° .....	35
Figur 3.17 Relative temperaturer for alle måleseriene ved 137,8° .....	36
Figur 3.18 Relative temperaturer for alle måleseriene ved 176,3° .....	37
Figur 3.19 Relative temperaturer for alle måleseriene ved 202,9° .....	37
Figur 3.20 Relative temperaturer for alle måleseriene ved 221,3° .....	38
Figur 3.21 Kondensat- og gasstrøm ved 97 % belastning.....	39
Figur 3.22 Kondensat- og gasstrøm ved 42 % belastning.....	39
Figur 4.1 Prinsippskisse for kondensasjonsforløpet i 25-HA-112 .....	42
Figur 4.2 Termodynamisk modell for å finne separasjonspunkt.....	43
Figur 4.3 Tofasekurven for etan og propan, med markerte linjer for separasjon .....	44
Figur 4.4 Utløpstemperatur ved varierende separasjonspunkt ved 82 % last.....	45
Figur 4.5 Utløpstemperatur ved varierende separasjonspunkt ved 97 % last.....	45
Figur 4.6 Skisse av varmeveksleren med ledeplater og støtteplater .....	48
Figur 4.7 Simuleringsmodell i PRO/II.....	49
Figur 4.8 Første separasjon i Grants strømningsdiagram .....	51
Figur 4.9 Varierende utløpstemperatur ved varierende kondensattemperatur .....	52
Figur 4.10 Utløpstemperatur i temperaturintervallet $\pm 1$ °C .....	53
Figur 5.1 Ett varmevekslertrinn, bestående av en varmeveksler og en tilhørende separator .....	58
Figur 5.2 Gjennomsnittlig konvektivt varmeovergangstall tatt fra simulering i XchangerSuite 5, med utløpstemperatur 7 °C og 10 °C.....	60
Figur 5.3 Et utsnitt PRO/II-modell med blanding av kondensatstrømmer.....	62
Figur 5.4 Modellering av utløpet i <i>Modell I</i> . Gass og kondensat ved samme trykk og temperatur blandes, og temperaturen vil da stige. En ny varmeveksler senker temperaturen ned til utløpstemperaturen .....	62
Figur 5.5 Skisse av hvordan andelen etan og propan forandres fra gassbulk til grensesnitt.....	77
Figur 5.6 Ett intervall i <i>Modell II</i> .....	81

Figur 5.7 Problemløser i Excel .....	84
Figur 5.8 Simuleringsmodell for blanding av strømmene .....	85
Figur 5.9 Gassfraksjon gjennom varmeveksleren .....	86
Figur 5.10 Temperaturfall gjennom varmeveksleren med nedkjøling til 10 °C .....	86
Figur 5.11 temperaturfall gjennom varmeveksling med nedkjøling til 7 °C.....	88
Figur 5.12 Konvektivt varmeovergangstallet i gassfasen .....	91
Figur 6.1 Andel etan i gassresten etter separasjon ved 12,03 °C, nedkjøling til 10 °C.....	98
Figur 6.2 Andel etan i gassresten som funksjon av varierende gasstemperatur .....	99
Figur 7.1 Temperaturforløpet ved utløpet for <i>Modell I med 97 % last</i> .....	102
Figur 7.2 Hvordan utløpstemperaturen varierer med separasjonstemperaturen for <i>Modell I</i> med måleserien 97 % last implementert .....	104
Figur 7.3 Kondensattemperaturens innvirkning på utløpstemperaturen.....	105
Figur 7.4 Temperatur og andel i etan i restgassen for <i>Modell II</i> , med måleserien for 97 % belastning .....	106
Figur 9.1 Gassfraksjon som funksjon av temperatur for <i>Modell I</i> og <i>Modell III</i> .....	119
Figur 9.2 Gassfraksjon som funksjon av lengden for <i>Modell I</i> med integralkondensatorlengde 4-8 m og <i>Modell III</i> .....	120
Figur 9.3 Beregnet varmeovergangstall i varmeveksleren ved ulike belastning.....	123
Figur 9.4 Utsnitt fra PRO/II-modell med vent-gass .....	124
Figur 9.5 Utløpstemperatur som funksjon av massestrømmen i vent-gass .....	125
Figur 9.6 Kondensatets væskehøyde varierer med lengden.....	126
Figur 9.7 Konstant væskehøyde gjennom hele delen med differensialkondensasjon.....	126
Figur 9.8 Tverrsnitt av rørbunt (61).....	127
Figur 9.9 (61) Rørlayout.....	128
Figur 9.10 U-verdi ved forskjellig separasjonspunkt og væskehøyde .....	130
Figur 9.11 Hastighet ved forskjellig væskehøyde og væskekjølerlengde.....	132
Figur 9.12 Strømningsarealet varierer med væskehøyden.....	133
Figur 9.13 Gjennomsnittlig hastighet, og hastighet ut fra den beregnede U-verdien .....	134

## Tabelliste

Tabell 2.1 Mantelgeometri til 25-HA-112.....	6
Tabell 2.2 Rørgeometri til 25-HA-112.....	7
Tabell 2.3 Prosessesifikasjoner for 25-HA-112 (19) .....	7
Tabell 3.1 Massestrøm og temperaturer for alle fem måleseriene .....	20
Tabell 3.2 Måledata for måleserie med 82 % last .....	25
Tabell 3.3 Måledata for måleserie med 97 % last .....	27
Tabell 3.4 Målte temperaturer ved utløpsdysen for måleserie med 82 % last.....	30
Tabell 3.5 Målte temperaturer ved utløpsdysen for måleserie med 97 % last.....	31
Tabell 4.1 Separasjonspunkter ved 82 % belastning funnet gjennom den termodynamiske modellen .....	46
Tabell 4.2 Separasjonspunkter ved 97 % belastning funnet gjennom den termodynamiske modellen .....	46
Tabell 4.3 Separasjonspunkt for øvrige målinger.....	47
Tabell 4.4 Geometriske verdier og strømningsareal for 25-HA-112 .....	48
Tabell 4.5 Separasjonspunkt avlest fra Grants strømningskart (2), sammenlignet med resultatene fra termodynamisk modell .....	49
Tabell 4.6 Beregning av separasjonspunkt fra massefraksjon til modifisert hastighet.....	50
Tabell 4.7 Kondensattemperatur ved separasjonspunkt etter strømningskart.....	54
Tabell 5.1 Designcase med tokomponent kuldemedieblending .....	57
Tabell 5.2 Geometriske størrelser for 25-HA-112(19).....	57
Tabell 5.3 Totalt overført varme i 25-HA-112 ved nedkjøling til 10 °C .....	58
Tabell 5.4 Den konstruerte gassens fysiske egenskaper .....	60
Tabell 5.5 Overført varme i integralkondensator I1.....	63
Tabell 5.6 Trykk- og temperaturforløp gjennom integralkondensator I1 og differensialkondensatorene D1 og D2 for <i>Modell I</i> med nedkjøling til 10 °C .....	63
Tabell 5.7 Lokal og total gassfraksjon i hver varmeveksler for <i>Modell I</i> med nedkjøling til 10 °C.....	63
Tabell 5.8 Kuldemedieblendingens varmeovergangstall i gassfasen for <i>Modell I</i> med nedkjøling til 10 °C .....	64
Tabell 5.9 Effektivt varmeovergangstall i hvert varmevekslertrinn for <i>Modell I</i> med nedkjøling til 10 °C .....	64
Tabell 5.10 Prosentvis andel av termisk motstand ved nedkjøling til 10 °C .....	65
Tabell 5.11 Totalt varmeovergangstall i hvert varmevekslertrinn for <i>Modell I</i> med nedkjøling til 10 °C .....	65
Tabell 5.12 Inn- og utløpstilstand til varmeveksler DA3 .....	66
Tabell 5.13 Inn- og utløpstemperatur til kuldemedium og sjøvann for <i>Modell I</i> med nedkjøling til 10 °C .....	66
Tabell 5.14 Resultat for <i>Modell I</i> med nedkjøling til 10 °C .....	66
Tabell 5.15 Varme overført fra kondensat til sjøvann for <i>Modell I</i> .....	67
Tabell 5.16 Overført varme i <i>Modell I</i> med nedkjøling til 10 °C .....	67
Tabell 5.17 Trykk- og temperaturforløp for <i>Modell I</i> med nedkjøling til 7 °C.....	67
Tabell 5.18 Lokal og total gassfraksjon i hvert varmevekslertrinn for <i>Modell I</i> med nedkjøling til 7 °C.....	68
Tabell 5.19 Kuldemedieblendingens varmeovergangstall i gassfasen .....	68
Tabell 5.20 Effektivt varmeovergangstall i hvert varmevekslertrinn for <i>Modell I</i> med nedkjøling til 7 °C .....	68
Tabell 5.21 Prosentvis andel av termisk motstand for <i>Modell I</i> med nedkjøling til 7 °C .....	69
Tabell 5.22 U-verdi i hvert varmevekslertrinn for <i>Modell I</i> med nedkjøling til 7 °C.....	69
Tabell 5.23 Overført varme i varmeveksler DB6 .....	69
Tabell 5.24 Inn- og utløpstemperatur til kuldemedium og sjøvann for <i>Modell I</i> med nedkjøling til 7 °C .....	70
Tabell 5.25 Resultat for <i>Modell I</i> med nedkjøling til 7 °C .....	70

Tabell 5.26 Varme overført fra kondensat til sjøvann i <i>Modell I</i> med nedkjøling til 7 °C .....	70
Tabell 5.27 Overført varme i <i>Modell I</i> med nedkjøling til 7 °C .....	71
Tabell 5.28 Trykk- og temperaturforløp ved optimalisering av <i>Modell I</i> med nedkjøling til 7 °C .....	71
Tabell 5.29 Lokal og total gassfraksjon i hvert varmevekslertrinn for optimalisering av <i>Modell I</i> med nedkjøling til 7 °C .....	72
Tabell 5.30 Varme overført fra kondensat til sjøvann for optimalisering av <i>Modell I</i> med nedkjøling til 7 °C .....	72
Tabell 5.31 Overført varme i optimalisering av <i>Modell I</i> med nedkjøling til 7 °C .....	72
Tabell 5.32 Totalt varmeovergangstall i hvert varmevekslertrinn for optimalisering av <i>Modell I</i> med nedkjøling til 7 °C .....	73
Tabell 5.33 Inn- og utløpstemperaturene til kuldemedium og sjøvann for optimalisering av <i>Modell I</i> med nedkjøling til 7 °C .....	73
Tabell 5.34 Overført varme, totalt varmovergangstall, midlere temperaturdifferansen, nødvendig varmeoverførende areal og effektiv lengde til hvert varmevekslertrinn for optimalisering av <i>Modell I</i> med nedkjøling til 7 °C .....	73
Tabell 5.35 Sammenligning av modellene .....	74
Tabell 5.36 Varmeovergangstall for <i>Modell II</i> .....	80
Tabell 5.37 Sensitivitet ved avlesning av strømningskart .....	81
Tabell 5.38 Overført varme i <i>Modell II</i> med nedkjøling til 10 °C .....	87
Tabell 5.39 Overført varme i <i>Modell II</i> med nedkjøling til 7 °C .....	88
Tabell 5.40 Overført varme i <i>Modell II</i> basert på effektiv lengde .....	89
Tabell 5.41 Utløpsberegninger ved 10 °C .....	89
Tabell 5.42 Utløpsberegninger ved 7 °C .....	89
Tabell 5.43 Ny sjøvannstemperatur .....	90
Tabell 6.1 Sammenligning av gassfraksjon, komposisjon, varmevekslerlengde og blandingstemperatur ved nedkjøling til 10 °C .....	95
Tabell 6.2 Sammenligning av energiregnskap ved nedkjøling til 10 °C .....	95
Tabell 6.3 Sammenligning av gassfraksjon, komposisjon, varmevekslerlengde og blandingstemperatur ved nedkjøling til 7 °C .....	96
Tabell 6.4 Sammenligning av energiregnskap ved nedkjøling til 7 °C .....	97
Tabell 7.1 Innløpstilstand ved måleserie med 97 % last .....	101
Tabell 7.2 Inn- og utløpstemperatur til kuldemedium og sjøvann for måleserie med 97 % last .....	101
Tabell 7.3 Trykk- og temperaturforløp, samt lokal og total gassfraksjon for hvert varmevekslertrinn for <i>Modell I</i> med 97 % last .....	102
Tabell 7.4 Varme overført i væskekjøler for <i>Modell I</i> med 97 % last .....	103
Tabell 7.5 Varme overført i gass-/væskekjøler for <i>Modell I</i> med 97 % last .....	103
Tabell 7.6 Overført varme ved entalpieregninger for 97 % last .....	103
Tabell 7.7 Total effekt ved implementering av måleserien 97 % i <i>Modell II</i> .....	106
Tabell 7.8 Utløpsverdier for måleserien 97 % i <i>Modell II</i> .....	107
Tabell 8.1 Trykk- og temperaturforløp for <i>Modell III</i> med nedkjøling til 10 °C .....	109
Tabell 8.2 Lokal og total gassfraksjon i hver varmeveksler for <i>Modell III</i> med nedkjøling til 10 °C .....	109
Tabell 8.3 Kuldemedieblandings varmeovergangstall i gassfasen for <i>Modell III</i> .....	110
Tabell 8.4 Effektivt varmeovergangstall i hvert varmevekslertrinn for <i>Modell III</i> med nedkjøling til 10 °C .....	110
Tabell 8.5 Totalt varmeovergangstall i hvert varmevekslertrinn for <i>Modell III</i> med nedkjøling til 10 °C .....	111
Tabell 8.6 Overført varme i varmeveksler DA11 .....	111
Tabell 8.7 Inn- og utløpstemperatur til kuldemedium og sjøvann for <i>Modell III</i> med nedkjøling til 10 °C .....	112
Tabell 8.8 Overført varme, totalt varmovergangstall, midlere temperaturdifferansen, nødvendig varmeoverførende areal og effektiv lengde til hvert varmevekslertrinn for <i>Modell III</i> med nedkjøling til 10 °C .....	112

Tabell 8.9 Varme overført fra kondensat til sjøvann i varmeveksler DA12 .....	113
Tabell 8.10 Overført varme i <i>Modell III</i> med nedkjøling til 10 °C .....	113
Tabell 8.11 Trykk- og temperaturforløp gjennom de 10 varmevekslertrinnene for <i>Modell III</i> med nedkjøling til 7 °C .....	114
Tabell 8.12 "Lokal" og "total" gassfraksjon i hvert varmevekslertrinn for <i>Modell III</i> med nedkjøling til 7 °C .....	114
Tabell 8.13 Kuldemedieblandings varmeovergangstall i gassfasen for <i>Modell III</i> med nedkjøling til 7 °C .....	115
Tabell 8.14 Effektivt varmeovergangstall i hvert varmevekslertrinn for <i>Modell III</i> med nedkjøling til 7 °C .....	115
Tabell 8.15 Total varmeovergangstall i hvert varmevekslertrinn i <i>Modell III</i> med nedkjøling til 7 °C	116
Tabell 8.16 Overført varme i varmeveksler DB11 for <i>Modell III</i> med nedkjøling til 7 °C .....	116
Tabell 8.17 Inn- og utløpstemperatur til kuldemedium og sjøvann for <i>Modell III</i> med nedkjøling til 7 °C .....	116
Tabell 9.1 Nødvendig varmeovergangstall i delen med integralkondensasjon for separasjon etter 4-8 m.....	119
Tabell 9.2 Gjennomsnittlig varmeovergangstall for hele varmeveksleren og i integralkondensatoren .....	122
Tabell 9.3 Prosentvis fordeling av komponenter i innløpet og vent-gassen.....	125
Tabell 9.4 Geometriske data som er brukt ved beregning av varmeoverførende areal og U-verdi i væskekjøleren (61) (22).....	129
Tabell 9.5 Verdier som er brukt i beregning av varmeoverførende areal og U-verdi i væskekjøleren	129
Tabell 9.6 Væskekjølerlengde ved separasjonspunkt etter 4-8 m .....	130
Tabell 9.7 Fysikalske data for kondensatet, funnet ved kondensatets gjennomsnittstemperatur ....	132
Tabell 9.8 Strømningsareal og gjennomsnittlig kondensathastighet ved ulik væskehøyde for <i>Modell I</i> .....	134
Tabell 10.1 Effekt, lengde og gassfraksjon for <i>Modell I</i> og <i>Modell II</i> .....	137

# Symbolliste

## Hovedelement

A	areal	$m^2$
A'	varmeoverførende areal per lengde	$m^2/m$
C	molar konsentrasjon	$kmol/m^3$
$C_f$	friksjonskoeffisienten	
$C_p$	spesifikk varmekapasitet	$kJ/kgK$
D	manteldiameter	m
d	rørdiameter	m
$D_{AB}$	diffusjonskoeffisienten mellom molekylene A og B	$m^2/s$
H	høyde	m
h	konvektivt varmeovergangstall	$W/m^2K$
h	væskehøyde	H
$h^*$	konvektivt varmeovergangstall i Silvers metode	$W/m^2K$
$h^o$	konvektivt varmeovergangstall i Colburns metode	$W/m^2K$
$h_{fg}$	fordampningsvarme	$kJ/kg$
$H_{fs}$	fri strømningshøyde	m
$h_N$	konvektiv massetransportkoeffisient	$m/s$
i	spesifikk entalpi	$kJ/kg$
$j_A$	diffusiv massefluks til molekyl A	$kg/m^2s$
$j_H$	Colburn-Chiltons faktor for varmeoverføring	
k	termisk konduktivitet	$W/mK$
L	lengde	m
$L_{bc}$	baffle-avstand	m
Le	Lewis tall	
$L_{tp}$	Pitch-avstand	m
$\dot{m}$	massestrøm	$kg/s$
M	molekylvekt	$kg/kmol$
n	antall rader	
N	antall rør	
$\dot{n}''_{tot}$	molar rate	$kmol/m^2s$
Nu	Nusselts tall	
p	trykk	$kPa, bar$
Pr	Prandtl's tall	
$P_{rør}$	rørareal per meter	$m^2/m$
$\dot{q}''$	varmefluks	$W/m^2K$
$\dot{Q}$	varme overført	W
R	den universelle gasskonstanten	$8314 J/kmol K$
R	motstand	$m^2K/W$
Re	Reynolds tall	
St	Stantons tall	
T	temperatur	K, °C
$\Delta T_{LM}$	Logaritmsk midlere temperaturdifferanse	K
u	hastighet	$m/s$
U	totalt varmeovergangstall	$W/m^2K$
$u_{SG}^*$	modifisert gasshastighet	$m/s$
$u_{SL}^*$	modifiser væskehastighet	$N^{-1/3}$
x	massefraksjon i væske	$kg/kg$
$\tilde{x}$	molarfraksjon i væske	$kmol/kmol$

x	varierende lengde	m
y	massefraksjon i gass	kg/kg
$\tilde{y}$	molarfraksjon i gass	kmol/kmol
z	forholdet mellom kondensert mengde komponent A og totalt kondensert	
$\frac{dT}{dx}$	temperaturgradient i lengderetning	K/m

### Greske bokstaver

$\beta_{AB}$	binær massetransportkoeffisient	kg/m <sup>2</sup> s
$\delta$	filmtykkelse	m
$\epsilon$	Ackermanns faktor	
$\eta_o$	temperatureffektiviteten for et finnet areal	-
$\mu$	dynamisk viskositet	Ns/m <sup>2</sup>
$\rho$	tetthet	kg/m <sup>3</sup>
$\sigma$	overflatespenning	N/m
$\phi$	blandingsfaktor	

### Indekser

$\infty$	bulk, fritilstand
A, B	komponenter i blandingen
c	kald ( <i>cold</i> )
cond	kondensat
diff	differensial
eff	effektiv
f	fouling
f	kondensat film
G, g	gass
h	varm ( <i>hot</i> )
i	grensesnitt ( <i>interface</i> )
i	indre
int	integral
L, l	væske ( <i>liquid</i> )
lat	latent
rel	relativ
rest	resterende
s	vegg, overflate ( <i>surface</i> )
sat	mettet ( <i>saturated</i> )
sw	sjøvann ( <i>seawater</i> )
t	termisk
tot	total
w	vegg
y	ytre
$\Delta$	differanse
$\sim$	på molar basis





# 1 Innledning

## 1.1 Introduksjon

Den 13. september 2007 startet StatoilHydro den første produksjonen av LNG på Melkøya utenfor Hammerfest. Naturgassen transporteres gjennom en 143 km lang rørledning, og all prosessering av gassen foregår på land. Det vil si at det ikke vises noen tegn til gassproduksjon eller tilhørende installasjoner på havoverflaten over Snøhvitfeltet. Dette er verdens nordligste anlegg for prosessering av naturgass, og Norges største felt for naturgass (5).

Helix-varmeveksler, Helixchanger<sup>®</sup>, er en spesiell type rørsatsvarmeveksler levert av *ABB Lummus Heat Transfer*. Varmevarmeveksleren på Melkøya er den største av sitt slag i verden (6). Varmeveksleren kondenserer en hydrokarbonblanding som videre brukes som kuldemedium for naturgass i forkjølingskretsen. Tidligere målinger viser at temperatur i inn- og utløpet av varmeveksleren er som forventet, men temperaturforløpet på innsiden av varmeveksleren antyder separasjon av kuldemediets komponenter gjennom kondensasjonsforløpet. Dette fører til at store deler av varmevekslerens areal brukes til å underkjøle væske og gass istedenfor å kondensere gassen (1).

I denne oppgaven er det gjennomført analyser og etablert modeller for å simulere kondensasjonsforløpet på mantelsiden av varmeveksleren. Det er gjennomført to måleserier i forbindelse med denne oppgaven, og disse er presentert i detalj. Måleseriene er også sammenlignet mot tidligere måleserier gjennomført av StatoilHydro. Videre er det etablert en enkel termodynamisk modell for å vurdere når en separasjon av fasene inntreffer. Denne modellen er basert på en modell fra StatoilHydro (1). Separasjonspunkt er også funnet ut fra avlesning avstrømningskart. Det er da Grants strømningsdiagram (2), modifisert av Bell, som brukes. En separasjon av fasene inntreffer oftest når gravitasjonskreftene tar over for skjærkreftene i strømmingen. Det vil da være et skifte mellom integral- og differensialkondensasjon (3).

Det er etablert tre modeller for å simulere kondensasjonsforløpet i varmeveksleren. To av disse modellene, *Modell I* og *II*, tar hensyn til at det ved innløpet er integralkondensasjon og at differensialkondensasjon først inntreffer etter separasjonspunktet. *Modell III* simulerer differensialkondensasjon gjennom hele varmeveksleren. *Modell I* og *III* benytter simuleringverktøyet PRO/II til å simulere kondensasjonsforløpet. *Modell II* tar utgangspunkt i publikasjoner om differensialkondensasjon, utviklet av blant annet Colburn (7). Denne modellen er en teoretisk iterasjonsmodell. Modellene blir sammenlignet, både med hverandre og med måleseriene som er gjennomført.

## 1.2 Målsetning

Opgavens mål lyder: "Oppgavens målsetning er å måle og kunne beregne kondensasjonsforløpet på mantelsiden av en helix-type rørsatsvarmeveksler (Helixchanger<sup>®</sup>) med en zeotrop dampblanding."

En egen problemstilling er utarbeidet; "Hvordan er kondensasjonsforløpet i 25-HA-112?".

## 1.3 Omfang og begrensninger

Som en introduksjon er en del av litteraturstudiet fra prosjektoppgaven gjengitt i denne hovedoppgaven. Dette fordi det forutsettes at leseren har god kjennskap til kondensasjon, og da særlig de to ytterpunktene som finnes i litteraturen; integral- og differensialkondensasjon. Kun det viktigste for videre lesning er gjengitt, utover dette oppfordres leseren til å gå til prosjektoppgaven med samme tittel (3).

For alle modellene som er etablert, er det antatt jevnt trykktap gjennom varmeveksleren. *Modell I* er en simuleringsmodell som tilnærmer seg differensialkondensasjonsforløp gjennom en rekke integralkondensatorer og separatorer. Det er antatt at separasjon skjer etter Grants strømningsdiagram. Simuleringsmodellen er presentert i kapittel 5.2. Denne modellen er også utviklet slik at det er differensialkondensasjon gjennom hele varmeveksleren, kalt *Modell III*. *Modell III* er presentert i kapittel 7. *Modell II* er en teoretisk beregningsmodell. En del forenklinger og antagelser har blitt gjort for å etablere modellen. Disse vil bli diskutert videre i kapittel 5.3.

## 1.4 Terminologi

Det meste av bakgrunnsstoffet for denne oppgaven foreligger på engelsk. Mange faguttrykk og terminologier har ikke gode norske oversettelser. I disse tilfellene er da det engelske ordet brukt, da uthevet i *kursiv*.

I en rørsatsvarmeveksler er det to fluider, der det ene kjøler ned det andre fluidet. I denne oppgaven er det sjøvann som kjøler ned en hydrokarbonblanding. Denne hydrokarbonblandingen er igjen kuldemedium i forkjølingen av naturgass. I oppgaven er hydrokarbonblandingen derfor omtalt som kuldemedium, mens kjølemediet i 25-HA-112 er omtalt som sjøvann.

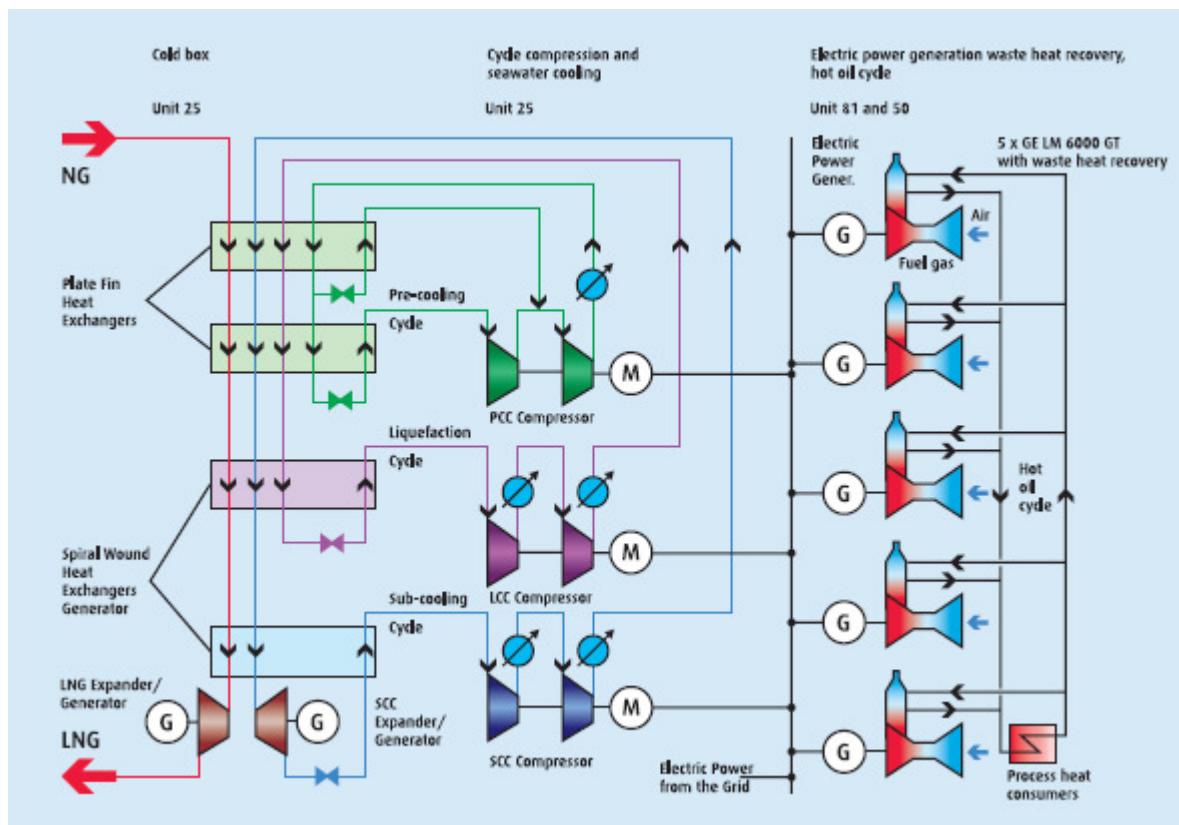
## 2 Kondensasjon av flerkomponente gasser

### 2.1 LNG

Når naturgass kondenserer ved atmosfærisk trykk, har den en temperatur på  $-163^{\circ}\text{C}$ . Ved denne tilstanden kalles naturgassen da LNG – *liquified natural gas*. Dette er en kryogen væske, det vil si at den kondenserer ved en temperatur under  $-73^{\circ}\text{C}$ . LNG har hverken lukt eller farge, og den er heller ikke korroderende eller giftig (8).

Naturgass består av hydrokarboner, der metan er den dominerende komponenten. Før naturgassen flytendegjøres må den behandles for å oppnå riktig gasskomposisjon, slik at krav om utfrysing i prosessen, korrosjonsbestandighet, brennverdi og Wobbe-indeks innfris (9).

Nedkjølingsprosessen for LNG på Melkøya ble utviklet under et samarbeid mellom StatoilHydro og det tyske firmaet Linde. Kjøleprosessen på Melkøya LNG er en kaskadeprosess med blandet kjølemedium, *The Linde-Statoil Mixed Fluid Cascade process*. Hvert trinn i prosessen har sin egen kjølemedieblending. Som vist i Figur 2.1, er prosessen delt inn i tre trinn; forkjøling, flytendegjøring og underkjøling. Alle disse tre trinnene skjer ved et trykk på ca 60 bar. Trykket senkes til 1 atm etter flytendegjøringen (9).



Figur 2.1 The Linde-Statoil Mixed Fluid Cascade process (10)

Fordelen med en kaskadeprosess, er at man kan få kjølemedier som følger kjølekurven til LNG. Kjølekurvene vil ligge tett inntil hverandre i alle tre trinn (9), og så nærme pinch-punktet som mulig. Pinch-punktet er den laveste tillatte temperaturdifferanse mellom varmt og kaldt fluid. Dette gir bedre effektivitet enn for en nedkjølingsprosess med færre trinn (10). Det er fem gasturbiner som driver generatorene som produserer elektrisk kraft. Disse kan gjenbruke deler av varmen som avgis under nedkjølingsprosessen, og i tillegg brukes rundt 6 % av fødegassen som brensel til gasturbinene (10). Det lokale strømnettet fungerer som back-up.

Kretsen for forkjøling, den grønne linjen i Figur 2.1, består av to trinn. Kjølemediet i kretsen for forkjøling består hovedsakelig av etan og propan (11), og det er kjølemediet med høyest kokepunkt. Denne kretsen skal kjøle naturgassen ned mot duggpunktslinja. Varmevekslerne som kjøler ned naturgassen i denne kretsen er av typen plate-finne-varmeveksler (10). Varmeveksleren som kondenserer hydrokarbonblandingen, er en sjøvannskjølt Helix-varmeveksler. Det er denne varmeveksleren, 25-HA-112, denne hovedoppgaven omhandler.

Ettersom det er de tyngste komponentene som kondenserer først, vil de tyngre hydrokarbonene kondensere under forkjølingen. Disse separeres da ut for å hindre utfrysning ved videre nedkjøling. Separasjonen gjøres i en *gas scrubber*, som fungerer som en separasjonskolonne for gass og væske (9).

I kretsen som gjør gassen flytende, den lilla linjen i Figur 2.1, består kjølemediet hovedsakelig av metan, etan og propan. Kjølemediet i kretsen for underkjøling består her av nitrogen, metan og etan (11). Sistnevnte kjølemedium har lavest kokepunkt. Varmevekslerne i begge disse kretsene er av typen *spiral-wound* (10). Kretsen for flytendegjøring har som formål å kondensere naturgassen slik at den blir flytende. Det gjøres ved å sikre at gassen kommer inn i tofaseområdet i fasekonvolutten.

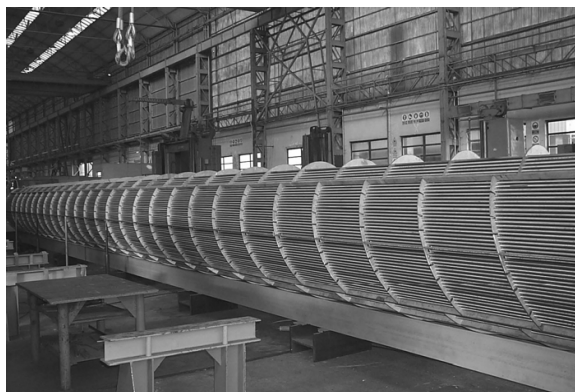
Den sistnevnte kretsen underkjøler den flytende naturgassen ned til  $-163\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Det gjøres for å sikre en størst mulig væskeandel når trykket senkes ned til 1 atm. Trykket senkes i en *ekspander* ned til kokepunktslinja, og videre inn i tofaseområdet med en Joule-Thomson-ventil. Ved et trykk på 1 atm, befinner man seg inne i tofaseområdet. Den gassen som da er dannet, føres tilbake til prosessen (11).

Melkøya ligger i et værhardt område med kaldt klima, vind, regn, snø og høy luftfuktighet. Dette har StatoilHydro visst å utnytte. Siden Melkøya LNG ligger så langt nord som Hammerfest, er tilgangen på kaldt sjøvann stor. Sjøvann er derfor valgt som kjølemedium i 25-HA-112. Totalt sett tar denne kondensatoren opp all varme som fjernes for å gjøre naturgassen flytende. Lav og stabil sjøvannstemperatur gir et lavt energiforbruk, sammenlignet med andre LNG-anlegg (10).

## 2.2 Helixchanger

*ABB Lummus Heat Transfer* har utviklet en spesiell rørsatsvarmeveksler; Helixchanger<sup>®</sup>. Prinsippet for denne varmeveksleren er at ledeplatene på mantelsiden er kvadranter med en viss vinkel. Dette gjør at fluidet blir ledet fremover i en spiralform (12). En Helixchanger har et jevnt strømningsmønster forbi rørbunten, mens en varmeveksler med tradisjonelle ledeplater er preget av repeterende ekspansjoner og sammentrekninger med flere avbøyninger (13). Dette er med på å gjøre strømmingen på mantelsiden nær *plug*-strømning. I tillegg gir designen minst mulig tilbakestrøm og virvler, noe som øker ytelsen til varmeveksleren (12).

Den skrueformede bevegelsen som oppstår med slike ledeplater, gjør at løpelengden til fluidet på mantelsiden blir to til tre ganger lenger enn uten ledeplater. Dette gjør at varmeoverførende areal øker, mens selve varmeveksleren kan være mindre. Bevegelsen medvirker også til at belegg dannelsen blir lavere i en Helixchanger enn i mange andre varmevekslere, fordi stagnasjonsområdene unngås (14). I forsøk har det blitt vist at varmeoverføringskoeffisienten øker med økende helning på ledeplatene, spesielt i vinklene mellom  $25^{\circ}$  og  $40^{\circ}$ . Ved  $40^{\circ}$  er varmeoverføringskoeffisienten best. Ved små vinkler ser man derimot ingen store forskjeller på Helixchanger og andre krysstrøms varmevekslere (13). Chunangad og Master (13) mener at dette kommer av at fluidets strømningsfelt har blitt fullt utviklet ved høyere vinkler og derfor har maksimal varmeoverføring.

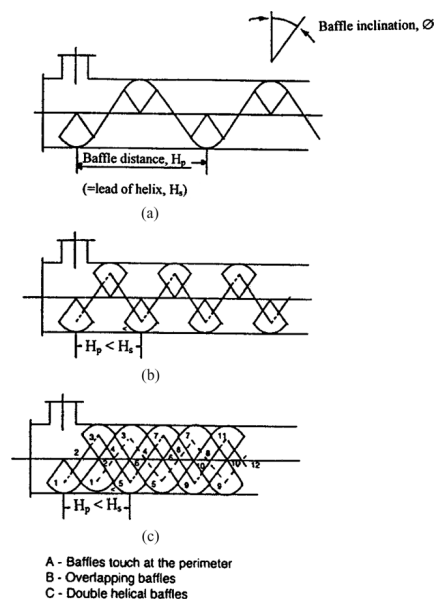


Figur 2.2 Helixchanger uten skall (15)

Figur 2.2 viser et bilde av innsiden av en Helixchanger. Ledeplatene er sektorformet med en liten vinkel, mens rørene er plassert på langs gjennom hele veksleren.

Ett av problemene på Melkøya, er at enkelte av varmevekslerne har fått store vibrasjonsskader. For å minimere slike skader, kan ledeplater være til hjelp. Ved å ha ledeplater på mantelsiden, vil disse være med å støtte opp varmeveksleren slik at vibrasjonene blir mindre. Doble ledeplater, som gir to parallelle strømmen, gir stabilitet samtidig som at varmeoverførende areal øker. Figur 2.3 (15) viser tre ulikestrømningsforhold. I Figur 2.3 a) illustreres det ett sett med ledeplater og hvordan strømmen vil bevege seg i spiralform i varmeveksleren. På Figur 2.3 b) er det satt inn et ekstra sett med ledeplater som overlapper hverandre, og det oppstår et ekstra strømningsfelt. Den siste figuren, Figur 2.3 c), viser hvordan strømmen vil oppføre seg med doble ledeplater; det blir en dobbel spiralform med parallelle strømmen. 25-HA-112 ble sjekket for vibrasjoner høsten 2008, uten å finne noen problemer. Dette tyder på at de doble ledeplatene støtter opp rørene godt nok (16).

For å forbedre varmeoverføringen til det maksimale, kan man benytte finnedede rør, i tillegg til ledeplater. Finner danner en utvidet overflate på rørene og gir dermed en bedre varmeovergang på grunn av økt varmeoverførende areal (17 s. 139). Dersom finner innføres på rørene i en Helixchanger vil vi få en design som kalles *Helifin*<sup>®</sup>. Finnene gjør at varmeoverførende areal på rørene kan bli så mye som 2.6 ganger større enn for et glatt rør (18). Denne designen er spesielt brukt der kompakte varmevekslere er påkrevd, og der plassen er begrenset. Det er en slik varmeveksler som er brukt på Melkøya for å kjøle ned kuldemediet med sjøvann.



Figur 2.3 Strømningsforholdene i en Helixchanger (15)

## 2.2.1 Sjøvannsvarmeveksleren på Melkøya; 25-HA-112

Sjøvannsvarmeveksleren på Melkøya kondenserer kuldemediet som brukes til forkjøling av naturgassen. Sjøvann er i dette tilfellet det kalde fluidet som kondenserer kuldemediet. Denne varmeveksleren er en horisontalt orientert rørsatsvarmeveksler av typen Helixchanger, produsert av Linde AG. Kondensasjonen av kuldemediet skjer på mantelsiden, mens sjøvannet føres gjennom mange tynne rør. På grunn av de vinklede ledeplatene, følger strømmen av kuldemedium en skrueformet vei gjennom varmeveksleren. Ettersom rørene med sjøvann er horisontale, er det krysstrøm mellom de to fluidene.



Tabell 2.2 Rørgeometri til 25-HA-112

Ytre diameter [mm]	19,05
Lengde [m]	22
Veggtykkelse [mm]	0,711
Pitch [mm]	25,4
Rørlayout	45
Antall rør	11288
Finner pr lengdeenhet	1417,3
Ytre areal per lengdeenhet [m <sup>2</sup> /m]	0,1524

### 2.2.1.2 Prosessspesifikasjoner

Maksimalt trykktap for kuldemediet er 400 mBar, mens det for sjøvannet er 1000 mBar. Designtilstanden på anlegget er beskrevet i prosessspesifikasjonene til 25-HA-112, *Process Datasheet 25-HA-112* (22). Designtilstanden viser til at kuldemediet kommer inn i varmeveksleren som gass, og at alt er kondensert ved utløpet. Massestrømmen for inn- og utløpet må være lik, men ettersom det er gass inn og væske ut vil volumstrømmen være ulik. De fysiske egenskapene til kuldemediet, som tetthet, viskositet, termisk konduktivitet og spesifikk varmekapasitet, forandres gjennom varmeveksleren etter hvert som det kondenserer. Sjøvannet vil derimot ikke gå gjennom en faseforandring, og temperatur og trykk forandres heller ikke mye. Dette gjør at de fysiske egenskapene er da tilnærmet konstante. Et kort sammendrag av prosessspesifikasjoner ved denne designtilstanden er beskrevet i Tabell 2.3 (22).

Tabell 2.3 Prosessspesifikasjoner for 25-HA-112 (19)

	Kuldemedium	Sjøvann
Innløpstemperatur [°C]	31,2	6,1
Utløpstemperatur [°C]	10,0	14,1
Innløpstrykk [bara]	20,740	6,100
Utløpstrykk [bara]	20,340	5,100
Massestrøm [kg/s]	482,99	5025,70
Spesifikk varmekapasitet inn [kJ/kgK]	2,45	4,20
Spesifikk varmekapasitet ut [kJ/kgK]	3,36	4,19
<b>Overført varme [kW]</b>	<b>168242,06</b>	

## 2.3 Varmeoverføring

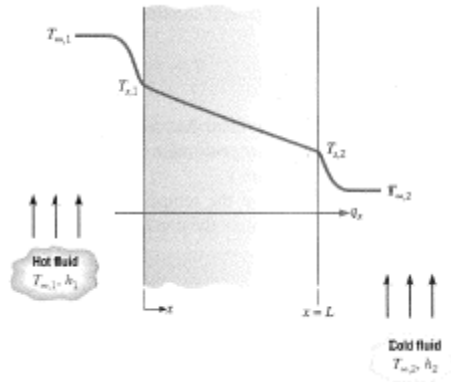
Varmeoverføring defineres gjerne som *”termisk energi som forflyttes på grunn av en temperaturdifferanse”* (17 s. 2). Varmeveksleren 25-HA-112 kondenserer en flerkomponent blanding ved å overføre varme fra kuldemediet til sjøvannet. I designcaset kommer det flerkomponente kuldemediet inn i varmeveksleren med en temperatur lik 31,2 °C, mens det forlater varmeveksleren med en temperatur lik 10 °C. Forløpet for sjøvannet er motsatt; det kommer inn med en lav temperatur, lik temperaturen i havet ved det aktuelle tidspunkt, og går ut igjen ved en høyere temperatur. Energien, varmen, som den flerkomponente blandingen gir fra seg, overføres til sjøvannet. Dette kan beskrives med Ligning 2.1:

$$\dot{Q} = \dot{m}\Delta i$$

Ligning 2.1 (23 s. 486)

der  $\dot{Q}$  [kW] er varme overført,  $\dot{m}$  [kg/s] er massestrømmen til fluidet og  $\Delta i$  [kJ/kg] er entalpien mellom innløp og utløp for fluidet.

Følbare varme kan transporteres ved konduksjon, konveksjon og stråling (17 s. 2). Når varme overføres mellom to fluider i en varmeveksler, inngår både konduksjon og konveksjon. Energooverføringen fra det varme fluidet til varmevekslerflaten skjer ved konveksjon. Deretter er det konduksjon gjennom varmevekslermaterialet. Til slutt er det konveksjon mellom flaten og det kalde fluidet (24). Figur 2.5 viser et slikt forløp (17 s. 97).



Figur 2.5 Varmetransport gjennom en vegg (17 s. 97)

Varmeoverføring ved konduksjon er beskrevet av *Fouriers lov* (17 s. 4):

$$\dot{q}'' = -k \frac{dT}{dx}$$

Ligning 2.2 (17 s. 4)

der  $\dot{q}''$  er varmekraften [ $\text{W}/\text{m}^2$ ] og  $k$  er termisk konduktivitet for materialet [ $\text{W}/\text{mK}$ ], karakteristisk for materialet i vegg. Varmekraften forårsaket av konveksjon er kjent som *Newtons lov for avkjøling* (17 s. 8):

$$\dot{q}'' = h(T_s - T_\infty)$$

Ligning 2.3 (17 s. 8)

der  $h$  er konvektiv varmeovergangstall [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ],  $T_s$  og  $T_\infty$  er temperaturen [K] henholdsvis ved overflaten og i fristrømmen. Dersom det ikke er latent varme og for øvrig stasjonære forhold, kan følgende energiligning benyttes:

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

Ligning 2.4 (17 s. 17)

Varmeoverføring i en varmeveksler uttrykt ved varmevekslerens areal,  $A$  [ $\text{m}^2$ ], en egnet gjennomsnittlig temperaturdifferanse  $\Delta T_m$  og total varmeoverføringskoeffisient,  $U$  [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ], vil være:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_m$$

Ligning 2.5 (17 s. 676)

Det totale varmeovergangstallet kan uttrykkes ved egenskaper til både kaldt fluid eller varmt fluid:



$$\frac{1}{(UA)_{tot}} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{U_h A_h}$$

$$= \frac{1}{(\eta_o h A)_c} + \frac{R''_{f,c}}{(\eta_o A)_c} + R_w + \frac{R''_{f,h}}{(\eta_o A)_h} + \frac{1}{(\eta_o h A)_h}$$

Ligning 2.6 (17 s. 673)

der  $c$  og  $h$  refererer til henholdsvis kaldt og varmt fluid.  $R_f''$  er *foulingfaktoren* [ $m^2K/W$ ],  $R_w$  er motstanden mot konduksjon [ $K/W$ ] og avhenger av geometrien.  $\eta_o$  er temperatureffektiviteten for et finnet areal og avhenger av geometrien på finnene. Den inverse av areal og det totale varmeovergangstallet kan uttrykkes som summen av motstand:

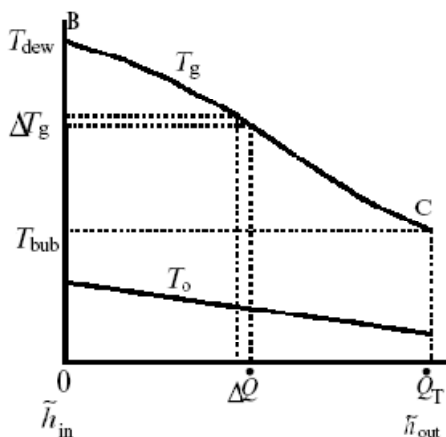
$$\frac{1}{UA} = \sum R_t = R_{tot}$$

Ligning 2.7 (17 s. 101)

## 2.4 Kondensasjon

Kondensasjon skjer når temperaturen til en damp kommer under metningstemperaturen, og fasen endres fra gass til væske (17 s. 641). Sammenlignet med andre varemovergangsmekanismer, har kondensasjon et høyt varmeovergangstall. For eksempel ligger det konvekktive varmeovergangstallet for kondensering av vanddamp mellom 6000-120000  $W/m^2K$  (25). I prosessutstyr skjer kondensasjon oftest når det er kontakt mellom damp og en kald overflate. Kondensasjon på en overflate kan foregå som filmkondensasjon og dråpekondensasjon, der filmkondensasjon er den som oftest inntreffer (25). Dråpekondensasjon har ofte høyere varmeovergangstall enn filmkondensasjon, men er vanskelig å oppnå fordi det krever en ikke-fuktende overflate og inntreffer kun ved svært glatte flater slik som teflon og silikon (17 s. 642).

Kondensasjon av en flerkomponent gass skiller seg fra kondensasjon av et rent, enkomponent fluid. Et rent fluid følger en isotherm gjennom kondensasjonsforløpet, mens en flerkomponent blanding vil ha en synkende kondenseringstemperatur (26). De tyngste komponentene har høyest duggpunktstemperatur og kondenserer dermed ut først. Den gjenværende gassen består av en større andel lette komponenter som har en lavere kondenseringstemperatur. Glidende temperaturer gjør at det blir en reduksjon av temperaturdifferansen mellom kondensat og kjølemedium, noe som reduserer lokal varmeoverføring (26). Kjølekurven ved binær kondensasjon er illustrert i Figur 2.6. Temperaturforløpet for kjølemediet,  $T_o$ , er lineært gjennom varmeveksleren, mens temperaturforløpet for det kondenserende mediet,  $T_g$ , er glidende.



Figur 2.6 (54) Kjølekurve for binær kondensasjon

kondensatet blir underkjølt mens gassen kjøles ned mot duggpunktstemperaturen. Ettersom varmeoverføringskoeffisienten er dårligere for gassfasen enn for væskefasen, og kondensering skjer i

grensesnittet mellom fasene, er det vesentlig at følbare varme fjernes fra gassfasen (27). De tyngre komponentene kondenserer i grensesnittet ved kondensatfilmen, vil det forekomme en opphopning av de lette komponentene. Det vil da akkumuleres et sjikt av gass bestående av lette komponenter, som de tyngre komponentene må passere for å nå fram til grensesnittet hvor de kan kondensere. Dette sjiktet kan anses som en motstand mot massetransport av kondenserende komponenter (27).

## 2.5 Massetransport

På samme måte som varmetransport skjer ved temperaturdifferanser, massetransport inntreffer dersom det er konsentrasjonsforskjeller i en blanding (17 s. 880). Konsentrasjonsforskjellen i blandingen er drivende kraft for massetransporten (17 s. 882). Massetransport kan oppstå uansett hvilken fase blandingen befinner seg i, men oppstår lettest i gassfasen. Ved kondensasjon med ikke-kondenserende gasser tilstede, vil det oppstå en massediffusjon i tillegg til varmeoverføringen. Molekyler forflyttes fra områder med høy konsentrasjon til området der konsentrasjonen er lav, gjerne i overgangen mellom gass- og væskefase (17 s. 882).

En gass ønsker alltid å være i likevekt. Den molare konsentrasjonen til en gass i en blanding finnes ved tilstandsligningen:

$$C_A = \frac{p_A}{RT}$$

Ligning 2.8 (17 s. 882)

der  $A$  refererer til molekyl  $A$ .  $C$  er den molare konsentrasjonen [ $\text{kmol}/\text{m}^3$ ],  $p$  er partialtrykket [ $\text{Pa}$ ],  $R$  er den universelle gasskonstanten [ $8314 \text{ J}/\text{kmol K}$ ] og  $T$  er temperaturen [ $\text{K}$ ]. Det er da antatt at gassen er ideell (17 s. 883). Det vil si at relasjonen  $Pv = RT$  gjelder eksakt, samt at entalpi og indre energi kun avhenger av temperaturen (23 s. 107). Massediffusjon kan også oppstå ved temperatur- eller trykkforskjell, eller på grunn av ytre krefter. Disse vil ofte være små i forhold til konsentrasjonsforskjellen, slik at de kan neglisjeres ved utregninger (17 s. 883). Diffusiv massefluks til et bestemt stoff i en blanding kan finnes ved Ficks lov (17 ss. 882-883):

$$\mathbf{j}_A = -\rho D_{AB} \nabla x_A$$

Ligning 2.9 (17 s. 883)

der  $\mathbf{j}_A$  er den diffusive massefluksen til molekyl  $A$  [ $\text{kg}/\text{sm}^2$ ],  $\rho$  er tettheten [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ] og  $D_{AB}$  er diffusjonskoeffisienten mellom molekylene  $A$  og  $B$  [ $\text{m}^2/\text{s}$ ].  $x_A$  er massefraksjonen til molekyl  $A$ , det vil si  $\rho_A/\rho$ , slik at  $\nabla x_A$  er gradienten til massefraksjonen av molekyl  $A$ . Ved massetransport, vil det alltid oppstå en forflytning av molekyler fra ett sted til et annet. Denne forflytningen kan også gjøre at det oppstår en samlet forflytning av gassen (17 ss. 885-888).

Partialtrykket for komponent  $A$ , kan også finnes ved konsentrasjon og metningstrykket til komponenten, uttrykt ved Raoult's lov (17 s. 901), Ligning 2.10.

$$p_A(0) = x_A(0) p_{A,sat}$$

Ligning 2.10 (17 s. 901)

der  $p_A(0)$  er partialtrykket til molekyl  $A$  i gassfasen ved grenseflaten mellom gass og væske (der koordinaten  $x=0$ ).  $p_{A,sat}$  er metningstrykket till komponent  $A$ .

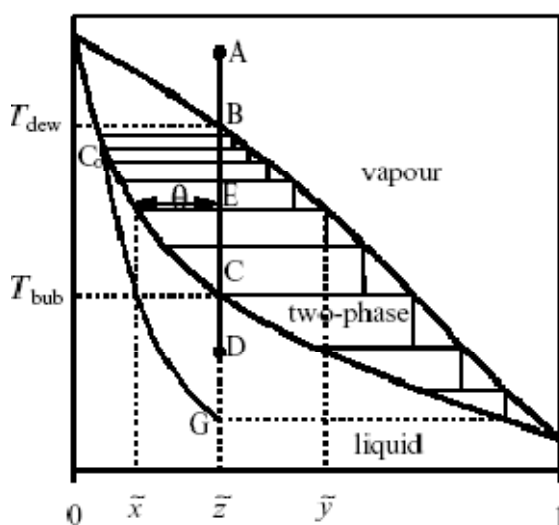
## 2.6 Integral- og differensialkondensasjon

En horisontal varmeveksler med kondensasjon på mantelsiden har sjelden likevekt mellom væske- og gassfasen gjennom hele veksleren (25). God miksing i kondensatfilmen er avgjørende for god varmeovergang. Avhengig av miksing mellom fasene, klassifiseres to ytterpunkter av kondensasjon – integral- og differensialkondensasjon. Førstnevnte beskriver tilfellet hvor det er god miksing, og dermed tilnærmet lik sammensetning av de to fasene. Differensialkondensasjon beskriver situasjonen der det har oppstått fullstendig separasjon av de to fasene (26). Dersom det kondenserende fluidet har komponenter med lavere duggpunkt enn kjølemediet, vil det være av stor betydning at det er god miksing mellom fasene. Dersom det er integralkondensasjon vil komponentene kondensere som en blanding, og blandingens duggpunkt vil være gjeldende (28). Komposisjonen til fasene forandres kontinuerlig, slik at det oppstår en massetransport både i gass- og væskefasen. Dette er den største utfordringen ved kondensasjon av multikomponent blanding. Spesielt er resistansen mot massetransport i gassfasen kritisk. Mangelen på data om massetransport, i tillegg til store kalkulasjoner, gjør at en nøyaktig løsning vil være nærmest utilgjengelig og derfor må beskrives gjennom ulike modeller (27).

Flere forskere har utviklet slike modeller for å beskrive kondensasjonsforløpet til en multikomponent blanding. Colburn og Hougens filmmodell beskriver differensialkondensasjon, mens Silver, samt Bell og Ghaly, har utviklet en likevektsmodell for integralkondensasjon. Hovedforskjellen mellom de to modellene ligger i tilnærmingen til massetransport i gassfasen. Mens Colburn og Hougen beskriver massetransporten eksplisitt, beskriver Silver/Bell og Ghaly den implisitt (29). Silver/Bell og Ghaly erstatter masseresistansen i gassfasen med en overestimert motstand mot varmetransport i gassfasen (27).

### 2.6.1 Forløpet gjennom varmeveksleren

I første del av varmeveksleren 25-HA-112 antas det å være skjærkraftdominert krysstrøm. Det er høy hastighet og god blanding mellom kondensat og gass, slik at de to fasene har tilnærmet lik sammensetning (1). I tillegg er temperaturdifferansen ved innløpet av varmeveksleren høy. Dette området kan derfor beskrives gjennom integralkondensasjon. Gassen kondenserer i grensesnittet mellom kondensat og gass. Ettersom det dannes kondensat vil andel av væskefasen øke, mens andel av gassfasen synker. Komposisjonen i de to fasene er likevel tilnærmet lik, dette på grunn av den gode blandingen som gjør at det er likevekt i grensesnittet mellom de to fasene (30).

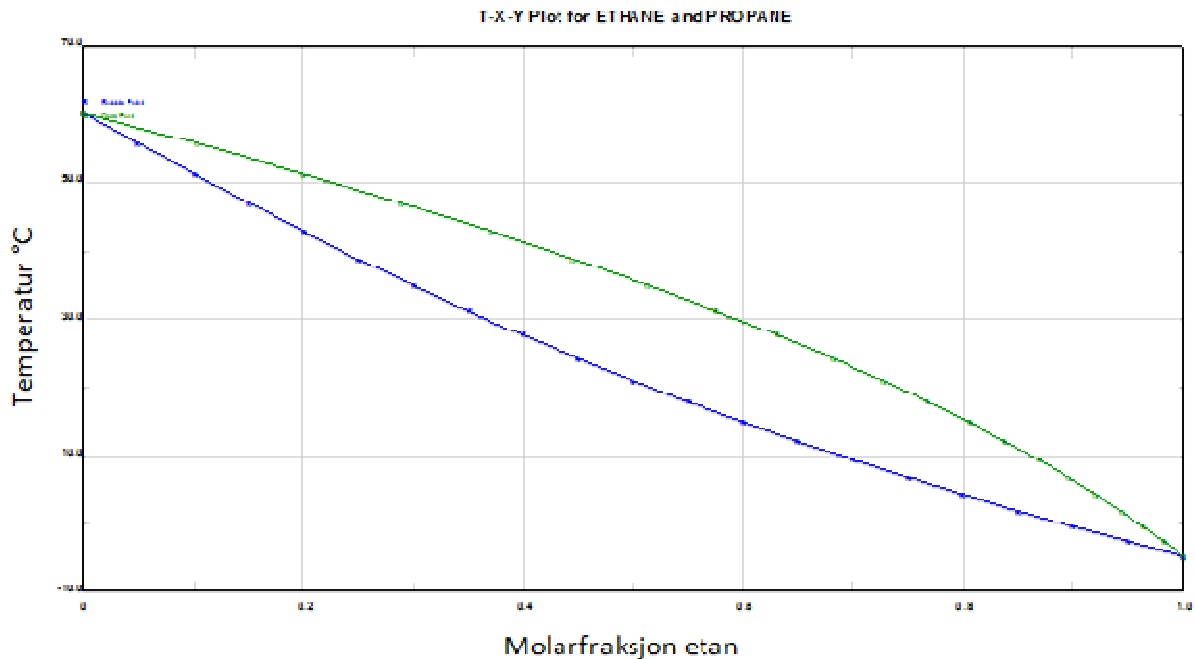


Figur 2.7 Kondensasjonsforløpet i integral- og differensialkondensasjon (31)

Ettersom hastigheten på blandingen synker gjennom varmeveksleren, kan det ved et punkt bli gravitasjonskreftene som dominerer. Dette området kan beskrives ved differensialkondensasjon (1). Gravitasjonskreftene gjør at kondensatet faller til bunn av varmeveksleren, og strømmingen separeres. Gassen, bestående av de lette komponentene, strømmer øverst i varmeveksleren og det tyngre kondensatet strømmer nederst. Væske- og gassfasen er ikke i like stor grad i kontakt med hverandre og komposisjonen til fasene er ulik (30). Komposisjonen til fasene forandres gjennom hele forløpet, ettersom noe av gassen kondenserer. Gjennom varmeveksleren blir derfor gassfasen utarmet for tyngre komponenter, mens kondensatet blir rikere på tyngre komponenter (11). Fasekurven og kuldemediets temperatur etter separasjon bestemmer om all gassen blir

kondensert (30). Forandringen av sammensetningen i de to fasene kan sees i Figur 2.7.

Figur 2.8 (31) viser kondensasjonsforløpet ved integral- og differensialkondensasjon. Ved integralkondensasjon følges veien ABCD. Gassen er overhettet i A og når duggpunktlinja i B, hvor første væskedråpe faller ut. I punkt D er kondensatet underkjølt. Komposisjonen er konstant gjennom kondensasjonsforløpet, slik at det er samme komposisjon i kondensatet i punkt D som i gassen i punkt A (31). Ved differensialkondensasjon separeres fasene. Gassen følger en vei langs duggpunktlinja ettersom duggpunktstemperaturen synker når de tunge komponentene kondenserer ut, mens kondensatet følger boblelinja eller langs en vei  $C_0G$  (i Figur 2.7) der kondensatet underkjøles (31). Komposisjonen av kondensatet avhenger derfor av hvilken type kondensasjon som forekommer. Videre er sammensetningen med på å bestemme temperaturforløpet (32).



Figur 2.8 Tofasediagram for etan og propan ved 21 bar

Figur 2.8 viser T-x-kurven til etan og propan. Dette er hovedkomponentene i kuldemediet som skal kondenseres. Dersom kjøletemperatur ikke er lav nok, risikerer man at ikke all gassen vil kondensere. Ettersom gassen følger duggpunktlinja mens den blir rikere på lette komponenter, må kjøletemperatur ligge under tofasekurven for at all gassen skal kunne kondensere (33). Ved integralkondensasjon holder det at temperaturen ligger under boblelinjen ved aktuelle sammensetning. Temperaturdifferansen, som er den drivende kraften i varmeovergangen, blir redusert, fordi det bygges opp et sjikt av tunge komponenter på overflaten av kondensatfilmen (32).

I varmeveksleren 25-HA-112 har målinger vist at laveste temperatur i varmeveksleren ikke er ved utløpet, men et stykke inne i varmeveksleren. Både gass og kondensat har lavere temperatur enn utløpstemperaturen. Dette indikerer at strømmingen er separert, samt at kondensatet er underkjølt mens noe av gassen ikke blir kondensert. Ved utløpet av varmeveksleren blandes de to fasene igjen og den gjenværende gassen kondenseres i møte med det underkjølte kondensatet. Det frigjøres da varme, og temperaturen stiger (1).

## 2.6.2 Integralkondensasjon - Likevektsmetoden

Silver (34) presenterte i 1947 en modell der motstanden mot massetransport implisitt blir tatt hensyn til ved å overestimere resistansen mot varmetransport i gassfasen, slik at varmeoverføringskoeffisienten underestimeres (34). Det antas at bulkstrømmingen befinner seg i metningstilstanden og følger likevektslinjen mens den kondenserer. Gassen holdes mettet mens temperaturen faller mot utløpet. For at det skal antas likevekt mellom fasene, må det være god

miksing mellom gass- og væskefasen. Massetransporten i gassfilmen vil da ikke være av betydning (35) og er derfor ikke beskrevet i Silvers modell (36). Dersom temperaturen er kjent på et vilkårlig sted i varmeveksleren, kan andel gass og dens totale varmeinnhold bestemmes (34). Størsteparten av varmetapet i gassen skyldes kondensasjon på kjøleflaten. Gassen må transporteres til kjøleflaten hvor den kondenseres, og dette kan sees på som en massetransport av gass. Silver presenterer en "følbar varmekoeffisient" (34). Ved beregning av denne koeffisienten, antas det at dampen kjøles ned ved å avgi følbar varme inntil den når duggpunktslinjen, og deretter kondenseres ved å avgi latent varme.

I modellen antar Silver at blandingen følger likevektskurven. Det betyr at temperaturendringen i gass- og væskefasen er lik, og tilsvarer temperaturendringen for hele blandingen:

$$dT_G = dT_L = dT$$

**Ligning 2.11 (37)**

der  $T$  er temperaturen [K], og  $G$  og  $L$  refererer til henholdsvis gass- og væskefase. Total varme som skal fjernes går fra gasstemperaturen,  $T_G$ , til veggtemperaturen,  $T_s$ , men gassen kondenseres ved grensesnittstemperaturen,  $T_i$ . Overføring av varme [ $W/m^2$ ] fra gass til væskefilm vil da være:

$$\dot{q}_G'' = h_G(T_G - T_i)$$

**Ligning 2.12 (37)**

der  $h_g$  er konvektivt varmeovergangstallet for gassfasen [ $W/m^2K$ ]. Gassen vil kondensere på overflaten av kondensatfilmen ved temperaturen  $T_i$ . Siden det er følbar varme som fjernes, vil et annet uttrykk for varme overført fra gassen være:

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_G c_{p,G} dT_G = \dot{m}_G y c_{p,G} dT_G$$

**Ligning 2.13 (37)**

der  $\dot{m}_g$  er massestrømmen til gassen [kg/s]. Denne kan også uttrykkes som summen av den totale massestrømmen  $\dot{m}$  [kg/s] og fraksjonen av gass  $y$  [kg/kg].  $c_{p,g}$  er spesifikk varmekapasitet til gassen, og  $dT_g$  er endring av gasstemperaturen. Varmefluksen gjennom kondensatfilmen [ $W/m^2$ ] vil være lik den totale varmen som overføres gjennom veggen:

$$\dot{q}_f'' = h_f(T_i - T_s) = \dot{q}_{tot}''$$

**Ligning 2.14 (37)**

der  $h_f$  er konvektivt varmeovergangstall i kondensatfilmen [ $W/m^2K$ ]. Den totale varmekonduksjonen gjennom veggen kan også uttrykkes som varme overført fra gassen ved temperatur  $T_G$ , og veggtemperaturen  $T_s$ :

$$\dot{q}_{tot}'' = h^*(T_G - T_s)$$

**Ligning 2.15 (37)**

der  $h^*$  er det effektive varmeovergangstallet for prosessen [ $W/m^2K$ ]. For å få et uttrykk for det effektive varmeovergangstallet  $h^*$  settes den totale temperaturdifferansen

$(T_g - T_s) = (T_G - T_i) + (T_i - T_s)$ , og ved hjelp av ligningene over kan dette skrives som:

$$\frac{\dot{q}_{tot}''}{h^*} = \frac{\dot{q}_g''}{h_G} + \frac{\dot{q}_{tot}''}{h_f}$$

**Ligning 2.16 (37)**

slik at det effektive varmeovergangstallet  $h^*$  kan uttrykkes ved Ligning 2.17.

$$h^* = \left[ \frac{q''_g / \dot{q}_{tot}}{h_G} + \frac{1}{h_f} \right]^{-1}$$

Ligning 2.17 (37)

Det totale varmeovergangstallet  $U_{tot}$  [W/m<sup>2</sup>K] blir da:

$$\frac{1}{U_{tot}} = \frac{1}{h_f} + \frac{q''_G / \dot{q}_{tot}}{h_G}$$

Ligning 2.18 (36)

Ved å bruke Ligning 2.13 og Ligning 2.14 kan denne igjen uttrykkes som i Ligning 2.19. Denne tilnærmingen til multikomponent kondensasjon kalles likevektsmetoden.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_f} + \frac{y c_{p,G}}{h_G} \frac{di}{dT}$$

Ligning 2.19 (37) (36)

Kenneth J. Bell og Mohamed A. Ghaly (27) har videreutviklet denne modellen, for å beskrive kondensasjonsforløpet for en multikomponent blanding. Som Silver, tar Bell og Ghaly utgangspunkt i at komposisjonen av gass og væske er i likevekt ved bulktemperaturen til gassfasen, og at god miksing av fasene er avgjørende for å opprettholde likevekten (27). Det antas at væske og gass er i likevekt ved grensesnittet mellom de to fasene, hvor gassen kondenserer. Gassfasen er overhettet, mens kondensatet er underkjølt i forhold til tilstanden i kontaktflaten. Entalpien til fasene er lik entalpien ved likevekt ved bulktemperaturen til gassfasen (27). Da det er de tyngre komponentene i blandingen som kondenserer først, vil kondensasjonstemperaturen alltid synke. Kondensasjonen er dermed ikke isotherm (27). Dette medfører at følbare varme fjernes fra både gass- og væskefasen (27). Totalt overført varme [W] vil da være:

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{Q}_g + \dot{Q}_{lat} + \dot{Q}_l$$

Ligning 2.20 (27)

der  $g$ ,  $lat$  og  $l$  refererer til henholdsvis nedkjøling av gass, overføring av latent varme og underkjøling av væske.

Ved nedkjøling av gassen og dermed overføring av følbare varme, finnes varmeoverføringskoeffisienten ved å anta at det kun er gassfasen som er tilstede slik at det er den lokale hastigheten og de fysiske størrelsene til gassen som brukes ved kalkulasjonen (27).

### 2.6.3 Differensialkondensasjon - Filmmetoden

Colburn (4) presenterte på 1930-tallet en teori om differensialkondensasjon. Han har utgitt artikler alene og sammen med andre, deriblant Hougen (38) og Drew (4). Utgangspunktet for denne teorien er kondensasjon av en blanding av gasser, der en av gassene er ikke-kondenserende. Når temperaturen i en slik gassblanding synker, vil egenskapene til blandingen endres ettersom en del av den kondenserer (38). I den tradisjonelle varmeoverføringsligningen, Ligning 2.5, antas det at det totale varmeovergangstallet er lineært avhengig av temperaturdifferansen mellom fluidene, noe som også er vanlig å anta ved design av varmevekslere (39). I og med at blandingens totale varmeovergangstall endres gjennom kondensasjonsforløpet, kan ikke denne ligningen brukes direkte. Det totale varmeovergangstallet er størst i kondensatet. I gassfasen vil den være høy hvor dampen er

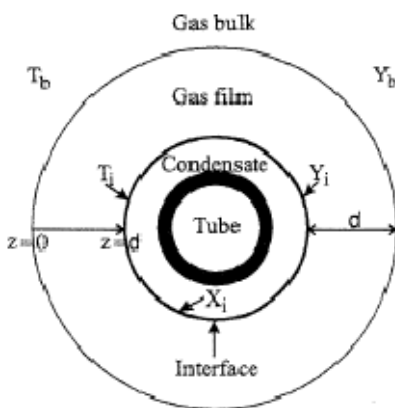
konsentrert og lav hvor damp har blitt fjernet (38). Colburn har derfor laget en grafisk løsning med små temperaturintervall.

En alternativ måte for å finne det totale varmeoverfallet som endres gjennom veksleren er å benytte Ligning 2.21:

$$dA = \frac{d\dot{Q}}{U\Delta T}$$

Ligning 2.21 (39)

For å få et nøyaktig svar på denne ligningen, anbefaler Colburn (38) å lage en grafisk løsning. I denne ligningen er det tatt hensyn til at både varmeoverføringen og temperaturen endres gjennom varmeveksleren. For å beregne  $U\Delta t$ , anbefaler Colburn å "prøve og feile" ved å bestemme varme overført gjennom kondensatet, rørveggen og kjølevannet (38). Varmfluksen som blir absorbert av sjøvannet, finnes ved å summere følbare varme i kondensatet, latent varme i kontaktflaten og følbare varme avgitt av dampen (4), se Ligning 2.20. Dette krever kunnskap om temperaturen på grensen mellom gassfasen og kondensatet, samt partialtrykket i kondensatet (38).



Figur 2.9 viser de forskjellige sjiktene varmen må gjennom. Ved grafisk framstilling kan da nødvendig areal finnes. Dette arealet er gjerne mindre enn arealet som finnes ved den tradisjonelle metoden. Dette fordi Colburns metode deler opp kondensasjonen i flere små deler og tar hensyn til

Figur 2.9 Ulike sjikt for varmeoverføring (26) endringer i forløpet (38)(31).

I en kondensasjonsprosess vil diffusjonen stort sett skje i én retning. For å beregne masseoverføringen i varmeveksleren, kan Reynolds analogi brukes mellom varmeoverføring og friksjon i fluidet (40). Reynolds analogi bruker kjente parametere som hastighet, konsentrasjon og temperatur, og antar at det overføres like mye varme som impuls i fluidet. Chilton og Colburn (40) innfører en korreksjonsfaktor som gjør at analogien er gyldig over et større område. Av Incropera og DeWitt (17) blir denne korreksjonen presentert som Chilton-Colburns analogi. Reynolds analogi kan uttrykkes ved Ligning 2.22, og Colburn-Chilton analogi for varmeoverføring kan uttrykkes ved Ligning 2.23.

$$\frac{c_f}{2} = St \equiv \frac{h}{\rho u c_p}$$

Ligning 2.22 (17 s. 384)

$$\frac{c_f}{2} = St Pr^{2/3} \equiv j_H$$

Ligning 2.23 (17 s. 385)

Her er  $c_f$  friksjonskoeffisienten,  $St$  er Stanton's tall,  $Pr$  er Prandtl's tall og  $j_H$  er Colburn-Chilton's faktor for varmeoverføring. Disse faktorene er dimensjonsløse.  $u$  er hastigheten [m/s].

Ved kondensasjon av gasser, vil den totale overførte varmen være summen av følbare varme overført fra gassen, latent varme gjennom grensesnittet og følbare varme gjennom væskefilmen. Dette kan uttrykkes som  $\dot{Q}_{tot} = \dot{Q}_g + \dot{Q}_{lat} + \dot{Q}_l$ . Vanligvis vil latent varme være stor i forhold til følbare varme (4). Den følbare varmen ved grensesnittet er sammensatt av to ledd; reduksjon av bulktemperaturen i gassfasen, samt temperaturreduksjon av gassen som når grensesnittet. På overflaten til grensesnittet "suges" det av gass fordi gassen kondenserer. Når dette skjer vil grensesjiktet mot gassfasen bli tynnere og varmen overføres lettere gjennom sjiktet. Man kan ved hjelp av en korreksjonsfaktor, Ackermanns korreksjonsfaktor, korrigere varmeoverføringen i slike

tilfeller. Denne korreksjonsfaktoren kommer av at det tas hensyn til en hastighetskomponent på tvers av grensesnittet, og faktoren vil gi et bidrag til overført varme. Den totale varmefluksen overført til grensesnittet  $[W/m^2]$  i en binær blanding med komponent A og B blir da (4):

$$\dot{q}_G'' + \dot{q}_{lat}'' = h_G(T_G - T_i) \frac{\varepsilon}{1 - e^{-\varepsilon}} + \left[ \frac{j_H(\dot{m}/M)}{(\mu/\rho D_{AB})^{2/3}} \right] \lambda \ln \frac{z - \tilde{x}_i}{z - \tilde{x}_G}$$

Ligning 2.24 (4)

Hvor  $\lambda = z\Delta i_1 + (1 - z)\Delta i_2$  og beskriver blandingens entalpi i grensesnittet,  $h_G$  er varmeoverføringskoeffisienten gjennom gassen,  $h_G = \left[ \frac{j_H(\dot{m}/M)}{(c_p \mu/k)^{2/3}} \right]$ , og  $\varepsilon$  kan uttrykkes  $\varepsilon = \frac{\dot{n}_{tot} \tilde{c}_{p,f}}{h_G} \cdot z$  er forholdet mellom molar rate av komponent A som har kondensert og total kondensert mengde, mens  $\tilde{x}$  er molar fraksjon av komponent A i grensesnittet og i gassen (4).  $\mu$  er dynamisk viskositet  $[Ns/m^2]$ .

Colburn presenterer en modell for kondensering som tar hensyn til masseoverføringen og stadig utfelling av komponenter under kondensasjonen. Denne modellen tar hensyn til endringer i filmen der kondensatet felles ut. Webb og Kim (36) har forenklet uttrykket i Ligning 2.24, og presenterer total varme overført til kondensatet slik:

$$\dot{q}_0'' = h_G^\circ(T_G - T_i) + \dot{n}_{tot} \tilde{h}_{fg}(T_i)$$

Ligning 2.25 (36)

Her er  $\tilde{h}_{fg}$  molar latent varme  $[J/kmol]$ , og  $h_G^\circ$  er konvektivt varmeovergangstall i Colburns metode, med Ackermanns korreksjon.

$$h_G^\circ = h_g \frac{\varepsilon}{1 - e^{-\varepsilon}}$$

Ligning 2.26 (36)

Webb og Kim fram til et uttrykk for det totalevarmeovergangstallet i væskefilmen, hvor  $h_0$  er varmeoverføringskoeffisienten på væskesiden:

$$\frac{1}{U_0} = \frac{1}{h_0} + \frac{\dot{q}_g'' / \dot{q}_0''}{h_G^\circ}$$

Ligning 2.27 (36)

## 2.6.4 Evaluering av metodene

Flere har sammenlignet de to metodene for multikomponent kondensasjon, og konklusjonene er at filmmetoden utviklet av Colburn og Hougen (38) predikerer kondensasjonsforløpet best (41). McNaught (29) mener at Colburn og Hougens metode er mer presis, fordi den eksplisitt tar hensyn til massetransporten i gassfasen. McNaughts forsøk viser at filmmetoden gir en bedre tilnærming til å forutsi kondensasjonsraten enn likevektsmetoden gjør (29 ss. 46-47). Silvers metode forutser en høyere kondensasjonsrate enn hva som er reelt.

Webb, Fahrner og Schwaab (41) skriver i deres sammenligning av Colburn og Silvers metode, at det i likevektsmetoden antas at gassen holdes overhettet og at temperatur og komposisjon vil variere langs duggpunktlinja. I filmmetoden følger den derimot en vei, bestemt av de relative ratene hvor varme- og massetransport overføres gjennom gassen.



I likevektsmetoden antas det at det ikke vil være væskedannelse før hele blandingen når duggpunktstemperaturen. Webb og Kim (36) mener at dette i realiteten vil være feil fordi veggtemperaturen når duggpunktstemperaturen før hele blandingen. Det vil da dannes væske på veggen før bulken når duggpunktstemperaturen. Webb og Kim(36) hevder derfor at en av de største feilene med likevektsmetoden oppstår når en overhett gass skal kondensere. Ettersom varmeoverføringskoeffisienten er dårligere i gass enn i væske, og arealet da må økes for å få overført samme mengde varme,  $\dot{Q} = hA\Delta T$  (17 ss. 352-353), vil bruk av likevektsmetoden overdimensjonere kondensatoren (36).

McNaught (29)(36) har modifisert likevektsmetoden slik at den tillater kondensasjon på veggen før bulken når duggpunktstemperaturen. For å ta hensyn til kondensasjon på veggen, og dermed massetransporten i gassfasen, innfører McNaught en Ackermann-korreksjon til varmeovergangstallet i gassfasen. Det modifiserte varmeovergangstallet for gassfasen blir da:

$$h_G^* = h_G \frac{e^\varepsilon}{e^\varepsilon - 1}$$

Ligning 2.28 (36)

der  $h_g$  er varmeovergangstallet i gassfasen [W/m<sup>2</sup>K] og  $\varepsilon$  [-] er forholdet mellom følbart og konduktiv varmefluks:

$$\varepsilon = \frac{\dot{n}''_{tot} \tilde{c}_{p,f}}{h_G}$$

Ligning 2.29 (36)

der  $\dot{n}_{tot}$  er total molar fluks av kondensasjon [kmol/sm<sup>2</sup>],  $\tilde{c}_{p,f}$  er molar spesifikk varmekapasitet i filmen [J/kmolK] og  $h_g$  er varmeovergangstallet i gassfasen [W/m<sup>2</sup>K]. Ved å erstatte gassfasens varmeovergangstall  $h_g$  med McNaught modifiserte varmeovergangstall  $h_g^*$  blir uttrykket for det totale varmeovergangstallet:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_f} + \frac{\dot{q}''_G / \dot{q}_{tot}}{h_G^*}$$

Ligning 2.30 (36)

Ligning 2.30 er identisk med Ligning 2.27 fra filmmetoden(36).

Webb og Kim (36) har også sammenlignet filmmetoden (Ligning 2.27), likevektsmetoden (Ligning 2.18) og den modifiserte likevektsmetoden (Ligning 2.30) utviklet av McNaught. Deres resultater viser at den modifiserte likevektsmetoden gir tilnærmet samme prediksjon av kondensasjonsforløpet som filmmetoden. Den opprinnelige likevektsmetoden gir derimot en dårlig prediksjon av termisk ytelse i forhold til de to andre metodene. Forfatterne konkluderer likevel med at de ikke med sikkerhet kan si at den modifiserte likevektsmetoden vil beskrive kondensasjon av en overhett gass godt. Til det trengs mer eksperimentelle data, men de antar at den modifiserte modellen vil nærme seg den mer realistiske filmmetoden (36).

Som dette kapittelet viser, har flere sammenlignet og evaluert de to metodene for multikomponent kondensasjon. Disse konkluderer med at filmmetoden utviklet av Colburn og Hougén (38) predikerer kondensasjonsforløpet best, men det er likevel likevektsmetoden som er mest brukt i industrien (41). Dette fordi likevektsmetoden ikke krever like mange fysiske data, og en full analyse av komposisjonen til blandingen som skal kondenseres er ikke nødvendig (41).

Flere har også modifisert Silvers, samt Bell og Ghalys likevektsmetode. McNaught har modifisert Silvers metode slik at den tar hensyn til massetransporten i gassfasen. Webb, Fahrner og Schwaab har utviklet en korreksjonsfaktor til Silvers metode, og prøver på den måten å få en bedre overensstemmelse mellom filmmetoden og likevektsmetoden. I tillegg har de ved å se på blant annet Lewis-tallet funnet tilfeller hvor likevektsmetoden nærmer seg filmmetoden. Sajjan, Karlsson og

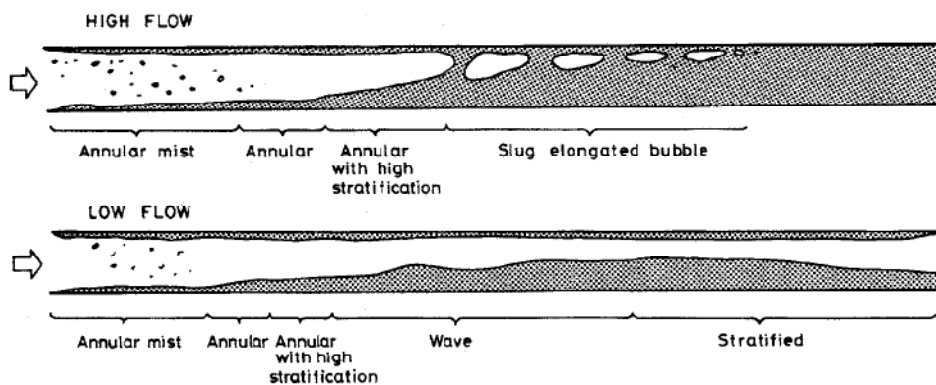
Vamling har undersøkt hva som skjer når et rent fluid byttes ut med en multikomponent blanding. Dette er sett nærmere på i kapittel 5.3 *Modell II*.

## 2.7 Strømningsregimer

I en kondensator vil det, på grunn av faseovergangen, oppstå flere strømningsregimer. Varmeovergangen er avhengig av hvilket strømningsregime man befinner seg i. For å sikre god varmeovergang gjennom hele varmeveksleren, er det derfor viktig å kartlegge hvilke regimer strømmingen som inntreffer.

Beregninger ved flerfasestrømning er mer komplekse enn for enfasestrømning. Det kan være store variasjoner i de fysiske egenskapene, i tillegg til at energi, masse og impuls som overføres ikke er entydig (42). Endring av strømningsregimer skjer dersom det blir store forandringer i grensesnittet mellom gass og væske (42). Det er gravitasjonskreftene og skjærkreftene som kontrollerer hvordan de to fasene oppfører seg. Gravitasjonskreftene påvirker fluidet i vertikal retning, mens skjærkreftene virker på grenseflaten mellom fasene og virker i samme retning som væskestrømmens bevegelse (2). Tendensen til sjiktdannelse er høyere når gravitasjonskreftene dominerer (43). I horisontal strømning vil det derfor være et større antall mulige strømningsregimer enn i vertikal strømning.

De viktigste strømningsregimene i horisontale rør er *stratified*, *annular*, *wavy*, *bubbly*, *spray* og *intermittent* strømning. Ved flere anledninger har disse endret navn og definisjoner, og kan til tider være høyst subjektive og avvike denne generelle betegnelsen (42)(2). Figur 2.10 (44) viser de ulike strømningsregimene ved kondensasjon i et horisontalt rør ved høy og lav hastighet.



Figur 2.10 Ulike strømningsregimer ved strømning i rør (44)

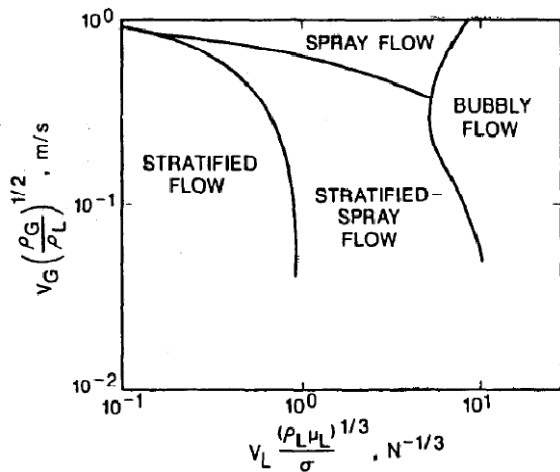
Når det er kondensasjon i rør vil kondensatet nesten umiddelbart danne en annulær film ved høye strømningshastigheter (44). Strømmingen er skjærkraftkontrollert, og strømmen er da inne i det annulære strømningsregimet hvor det nærmer seg likevekt (2). Dette strømningsregimet oppstår når det dannes en væskefilm langs rørveggen, mens gassfasen ligger i midten (2). I gassfasen kan det finnes seg væskedråper. Annulær strømning deles ofte inn i flere "underregimer" etter andelen væske det er i gassfasen og strømningshastighetene til de to fasene (42).

Ved lave hastigheter dominerer gravitasjonskreftene, og strømmingen blir *stratified*. Det kondenserende fluidet vil da separeres slik at dampen ligger øverst i røret, mens kondensatet ligger nederst (42). Dersom det er stor hastighetsforskjell på gassen og væsken vil det oppstå *wavy* strømning. Det vil da være en bølgedannelse på overflaten av væskefilmen (43). Ved *stratified* eller *wavy* strømning er kontaktflaten mellom fasene på et minimum, og fasene er ikke i likevekt. Når skjærkreftene i væsken dominerer i røret opptrer *bubbly* strømning. Det er et regime der væsken inneholder gassbobler av ulik størrelse som fyller hele rørtverrsnittet. Dersom det er gass som fyller det meste av rørtverrsnittet og væskefasen består av små dråper, er det *dispersed/spray* strømning (2).

Med skjærkraftkontrollert strømning vil det nærme seg likevekt mellom gass- og væskefasen (2). Regimene under denne type strømning vil derfor være ønskelig, spesielt i horisontale varmevekslere hvor problemene med fase-separasjon er størst.

### 2.7.1 Strømningskart for mantelsidestrømning

Det finnes lite litteratur om tofasestrømning på mantelsiden av industrielle rørsatsvarmevekslere (45). De fleste data som er tilgjengelige tar utgangspunkt i testtrigget av rektangulære rørbunter. I tillegg blir det ofte brukt en strømning av luft og vann, og disse dataene kan derfor ikke beskrive en tofasestrømning eksakt (45). Strømningsregimene er i hovedsak bestemt av gass- og væskehastigheter. De ulike strømningsregimene har blitt funnet både ved observasjon av tofasestrøm, slik som Grant og Chisholm (46), og gjennom objektive og analytiske metoder. Definisjonen på de ulike strømningsregimene er subjektive, noe som gjør det vanskelig å sammenligne resultatene fra forskjellige forskere direkte (47). Linjene mellom de ulike strømningsregimene i strømningskartet må sees på som et overgangsrområde mellom to regimer (2), ettersom strømmingen endres kontinuerlig.



Figur 2.11 Grants strømningskart for horisontal strømning, modifisert av Bell (2)

Grant og Murray utviklet tidlig strømningskart for både vertikal og horisontal tofasestrømning på tvers av en rørbunt (47) (2). Figur 2.11 viser strømningskartet for en horisontal varmeveksler med vertikalt kuttete ledeplater. Dette er også et av få strømningskart for mantelsidestrømning (45). Strømningskartet ble utviklet på grunnlag av observasjoner av en adiabatisk strømning av luft og vann (45). Kartet ble senere videreutviklet av Bell (2) til å gjelde generelt. Grant og Murray definerte på bakgrunn av observasjon tre strømningsregimer; *bubbly*, *stratified-spray (intermittent)* og *spray strømning* (47). Koordinatene som ble brukt er  $u_{sG}^*$  for modifisert gasshastighet [m/s] og  $u_{sL}^*$  for modifisert væskehastighet [ $N^{-1/3}$ ]. Disse uttrykkes ved Ligning 2.31 og Ligning 2.32 :

$$u_{sG}^* = u_{sG} \left( \frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.5}$$

Ligning 2.31 (47)

$$u_{sL}^* = u_{sL} \frac{(\rho_L \mu_L)^{0.33}}{\sigma}$$

Ligning 2.32 (47)

Her er  $u$  hastighet [m/s],  $\rho$  er fluidets tetthet [ $kg/m^3$ ],  $\mu$  er dynamisk viskositet [ $Ns/m^2$ ] og  $\sigma$  er overflatespenning [N/m]. Indeksene G og L står for henholdsvis gass- og væskefase.

### 3 Måleserier

For å kartlegge temperaturforløpet i varmeveksleren er det tidligere gjennomført en rekke måleserier på 25-HA-112, der temperaturforløp og trykkfall ble målt. I denne rapporten fokuseres det på tre av disse, i tillegg til to nye måleserier gjennomført i forbindelse med denne oppgaven. Målingene viser at både gass og væske underkjøles i forhold til utløpstemperaturen, enkelte steder helt ned mot sjøvannstemperaturen. På bakgrunn av disse målingene, har StatoilHydro konkludert med at det er integralkondensasjon fra innløpet og et stykke inn i varmeveksleren, før differensialkondensasjon overtar (1). Målingene antyder at separasjonen skjer tidlig i varmeveksleren, noe som betyr at det er stort areal som går med til å underkjøle strømmene.

#### 3.1 Måleserier på 25-HA-112

I forbindelse med denne masteroppgaven, er det gjennomført to nye måleserier. Disse ble utført 2.3.09 og 3.3.09, med henholdsvis 87 % og 97 % last. 100 % last er designcaset til StatoilHydro, og tilsvarer 1721,9 tonn/hr, se Tabell 2.3. Disse to måleseriene er her presentert og diskutert for å kartlegge temperaturforløpet gjennom varmeveksleren, og finne ut hvor separasjon av fasene kan inntreffe. Videre er alle de fem måleseriene sammenlignet for å se hvilken innvirkning lasten har på kondensasjonsforløpet, samt å kunne forutsi hva som vil skje ved økt last.

##### 3.1.1 Aktuelle måleserier

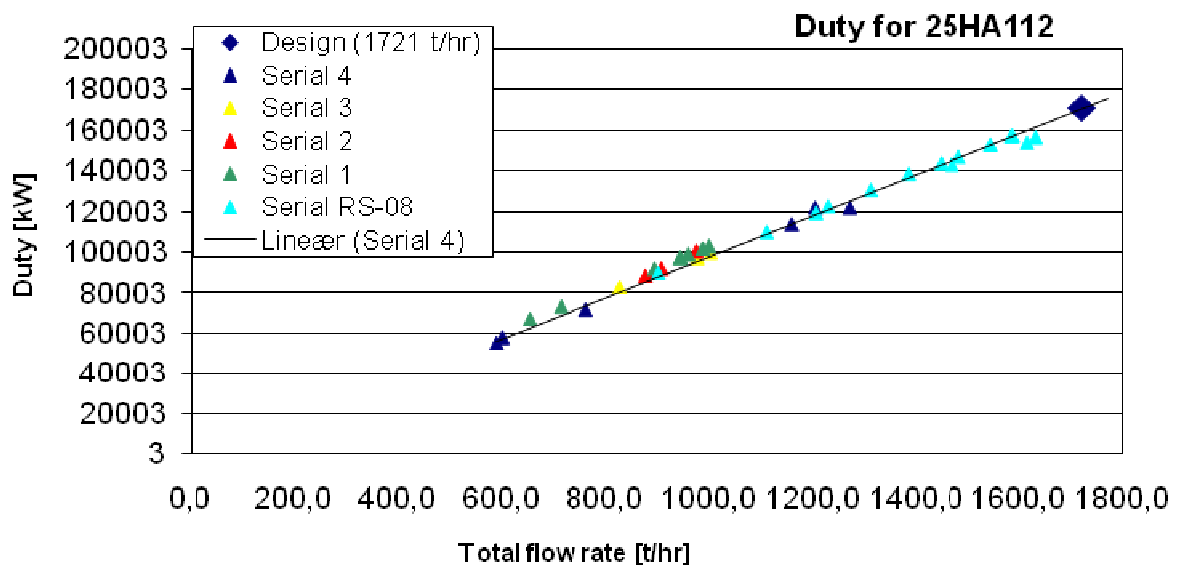
De fem måleserier det her tas utgangspunkt i, har alle ulik last. Massestrøm, inn- og utløpstemperaturer for kuldemedium og sjøvann er presentert i Tabell 3.1. Disse verdiene blir logget automatisk på anlegget, og er derfor tatt direkte fra StatoilHydros database. En måleserie gjennomføres i løpet av ca to timer, så verdiene er gjennomsnittsverdier fra det aktuelle tidsintervallet.

Tabell 3.1 Massestrøm og temperaturer for alle fem måleseriene

Last [%]	Dato	Kuldemedium			Sjøvann	
		Massestrøm [tonn/hr]	Innløpstemp. [°C]	Utløpstemp. [°C]	Innløpstemp. [°C]	Utløpstemp. [°C]
42	2.5.08	714,6	35	9,9	3,8	5,6
57	1.5.08	977,2	35	9,6	3,7	7,2
82	2.3.09	1411,3	33	9,2	3,4	9,4
87	8.8.08	1489,6	36	12,2	7,0	12,7
97	3.3.09	1671,1	33	9,1	3,4	10,4

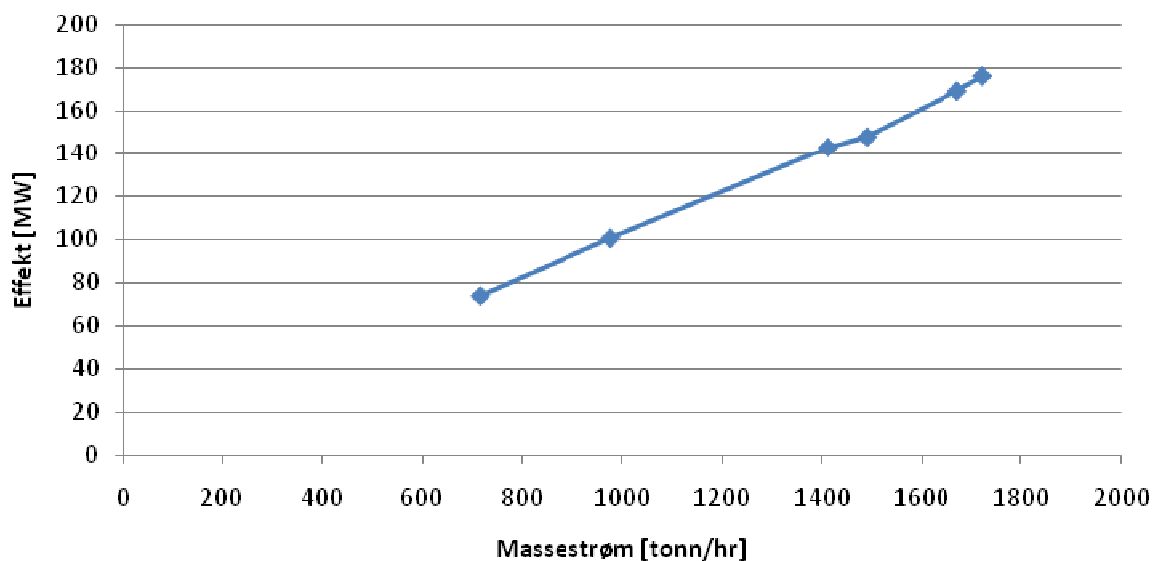
##### 3.1.2 Effekt

StatoilHydro er interessert i å vite hvordan 25-HA-112 oppfører seg ved 100 % kapasitet. Anlegget gikk på redusert kapasitet en lang tid etter oppstarten 13. september 2007, og det er avgjørende at 25-HA-112 kan levere ønsket effekt ved 100 % kapasitet. Ut fra en rekke målinger av total massestrøm og ytelse i 24-HA-112, har StatoilHydro ekstrapolert verdiene for å finne ut om ønsket effekt vil kunne bli levert ved 100 % belastning av anlegget. Figur 3.1 viser resultatet av ekstrapoleringen. Punktene viser de målte verdiene, mens det er lagt til en trendlinje mellom disse punktene for å antyde hva som vil skje ved høyere last enn hva som er målt. Denne trendlinjen ser ut til å møte designpunktet, markert med blå firkant helt til høyre i bildet. Trendlinjen viser også at varmevekslerens ytelse og massestrøm er tilnærmet lineært avhengig.



Figur 3.1 (1) Effekt som funksjon av total massestrøm gjennom varmeveksleren

For de fem måleseriene som blir videre bearbeidet, finnes en tilsvarende graf i Figur 3.2. Siden sjøvannsmengden er tilnærmet konstant, og uavhengig av øvrig belastning på systemet, vil en økning av massestrømmen av gass kun påvirke utløpstemperaturen av kondensatet. Dette fører også til at temperaturen synker raskere ved lav kapasitet. Av Figur 3.2 ser det ut til at designkravet om overført varme nås, også ved 100 % belastning i systemet.

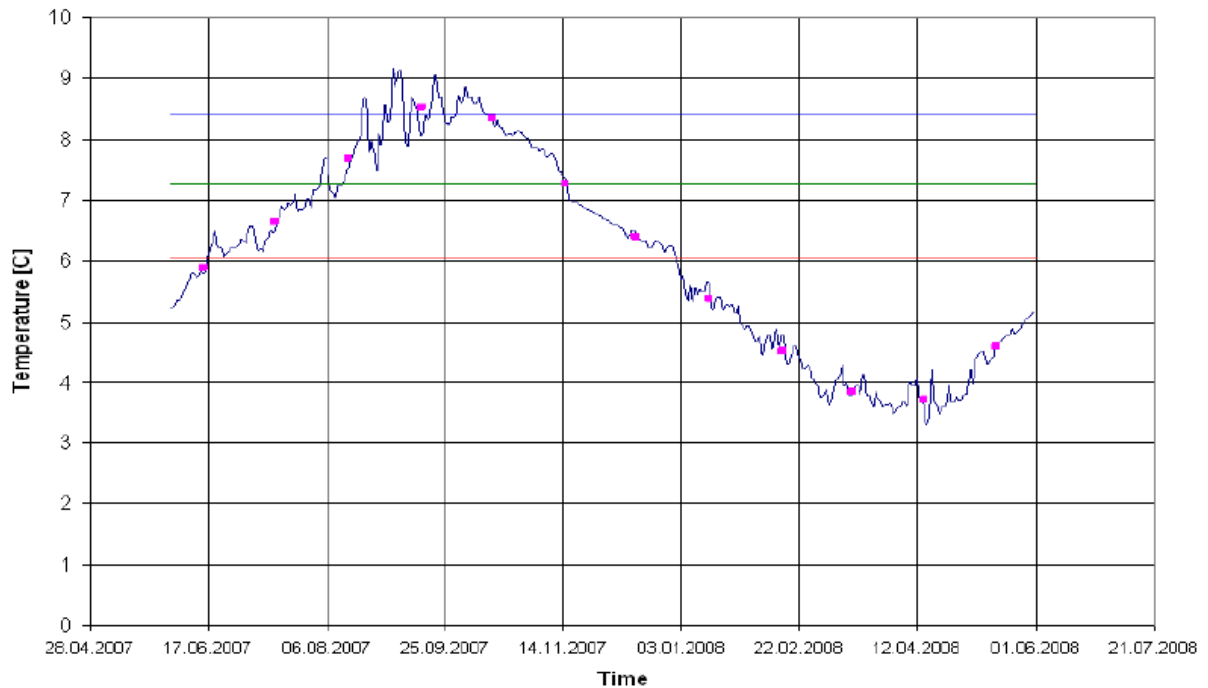


Figur 3.2 Overført varme ved de ulike målingene

### 3.1.3 Sjøvannstemperatur

De fem måleseriene er gjennomført ved ulike årstider. Sjøvannstemperaturen vil på grunn av skiftende årstider, og dermed varierende omgivelsestemperatur, variere. Figur 3.3 viser hvordan sjøvannstemperaturen varierer mellom juni 2007 og juni 2008. Ekstremverdiene i denne perioden er 3,5 °C og 9,1 °C (1). Variasjonen er til tider stor, også innenfor korte tidsintervaller. Variasjoner i løpet av et døgn, kan komme av tidevannets påvirkning (1). Innløpstemperaturen for sjøvannet er satt til

6,1 °C i designcaset (19). I perioder med høyere sjøvannstemperatur kreves det høyere kondensasstrykk, noe som resulterer i lavere samlet ytelsen for systemet (1).

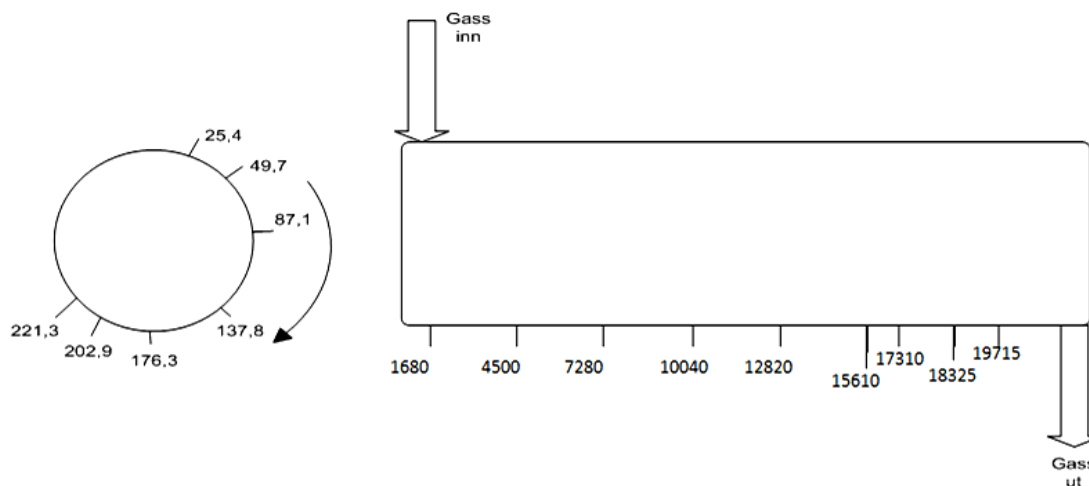


Figur 3.3 (1) Variasjon av sjøvannstemperaturen

### 3.2 Gjennomføring av måleserier 2.3.09 og 3.3.09

2. og 3. mars 2009 ble det i forbindelse med denne rapporten gjennomført egne måleserier av 25-HA-112. Temperaturmålingene ble utført langs mantelen på 25-HA-112. Mantelen består av et ytre skall, et lag med isolasjon og et indre skall. Det ble derfor på forhånd boret hull i det ytterste skallet og isolasjonen for å komme helt inn til det innerste skallet. Det betyr at de målte temperaturene ikke er temperaturen på selve kuldemediet, men temperaturen på innerste skall. Det kan derimot antas at den målte temperaturen er tilnærmet kuldemediets temperatur siden flere målepunkter har temperaturer nær sjøvannstemperaturen. Laget med isolasjon begrenser påvirkningen av omgivelsestemperaturen. Omgivelsestemperaturen var -1,5 °C da målingene ble utført, så det kan likevel ha vært noe varmetap. Dette kommer spesielt til syne der de målte temperaturene er lavere enn sjøvannstemperaturen, se Tabell 3.2 og Tabell 3.3. Teoretisk laveste temperatur kuldemediet kan ha, er sjøvannets innløpstemperatur.

Kuldemediets temperatur ble målt både langs mantelens diameter og lengde. Målepunktene er vist i Figur 3.4. For hvert aksielle målepunkt er det sju målepunkter rundt manteldiameteren, som vist til venstre i Figur 3.4. De radielle målepunktene er definert ut fra at senter av kuldemediets innløpsdyse, er 0°. Det tilsvarer toppen av varmeveksleren. De aksielle målepunktene er vist til høyre i Figur 3.4, og er definert som avstand fra senter av kuldemediets innløpsdyse [mm]. Målingene er tatt på høyre side i gassens strømningsretning (1).



**Figur 3.4** Målepunkter på 25-HA-112

For måleseriene gjennomført 2.3.2009 og 3.3.2009, ble det målt ved noen flere punkter enn de som er vist i Figur 3.4. I forkant av disse måleseriene ble det boret hull langs mantelens lengde ved 180°, for å måle skalltemperaturen ved bunnen av varmeveksleren. I tillegg ble det ved forrige revisjonsstans installert 12 dysene langs mantelens lengde, ved omtrent 0° (48). De aksielle posisjonene til disse dysene er ikke kjent. Når temperaturmålinger fra dysene er presentert, er det derfor omtrentlige aksielle posisjoner som brukes. I motsetning til de andre målepunktene, måler disse dysene kuldemediets temperatur direkte. Temperaturene logges automatisk og lagres i StatoilHydros database. Måling av temperaturen på toppen av varmeveksleren er altså ikke gjennomført manuelt.

### 3.2.1 Måleutstyr

Ved gjennomføring av måleseriene ble det brukt et termometer med nålesonde. Dette er et digitalt termometer fra Digitron i serien 3208 IS. Med sikkerhetsklassifisering EEx ia IIC T4, er termometeret egnet til målinger innenfor sikkerhetssonen på anlegget (49). Figur 3.5 viser et bilde av termometeret.



**Figur 3.5 (49)** Termometer benyttet ved gjennomføring av måleserier

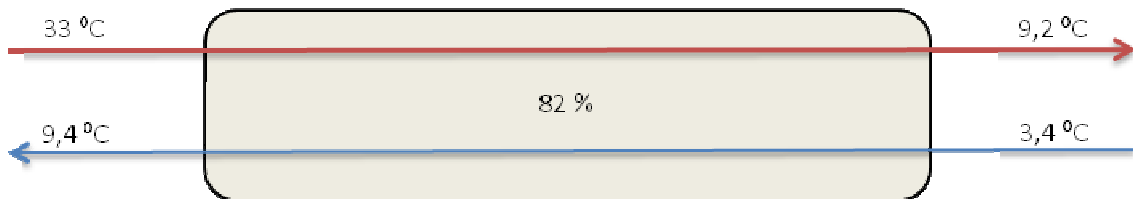
Termometeret er enkelt i bruk og måler temperaturen nøyaktighet; kun  $\pm 0,2\%$  i unøyaktighet. For å bekrefte nøyaktigheten, er temperaturen i smeltende is målt. Termometeret viste da 0 °C (1). Nålesonden har liten kontaktflate, noe som gjør at de manuelle målingene kan ha opptil  $\pm 1$  °C i avlesningsfeil (49) (50). Med nålesonde er det lett å komme til på vanskelige steder, og det kunne stikkes hull i isolasjonen ved hjelp av denne.

### 3.3 Presentasjon av måleserier med 82 % og 97 % last

2. og 3. mars 2009 ble det gjennomført egne måleserier av 25-HA-112. I dette kapittelet vil disse bli presentert i detalj, og deretter sammenlignet med tidligere måleserier gjennomført av StatoilHydro. Det er kun temperaturmålinger som har blitt utført manuelt, med unntak av temperaturen målt i dysene ved toppen av varmeveksleren. Andre data, massestrøm kuldemedium, kuldemediet og sjøvannets inn- og utløpstemperatur, er hentet ut fra StatoilHydros databaser. Hver enkelt måleserie ble gjennomført i et tidsintervall på ca 2 timer. I løpet av dette tidsintervallet økte lasten noe når våre måleserier ble gjennomført. Data som er hentet fra StatoilHydros database, er derfor gjennomsnittsverdier over det aktuelle tidsintervallet. Måledata som ikke er presentert i direkte i dette kapittelet, finnes i vedlegg 12.3.

#### 3.3.1 Måleserie med 82 % last

Den første måleserien ble gjennomført 2.3.09, mellom kl 09.15 og 11.00. Som Tabell 3.1 viser, var gjennomsnittlig massestrøm kuldemedium 1411,3 tonn/hr, noe som tilsvarer 82 % last. Anlegget hadde stått tidligere samme uke, og var årsaken til den relativt lave lasten under denne måleserien. Lasten økte ca 4 % over tidsrommet måleserien ble gjennomført. Figur 3.6 viser en illustrasjon av inn- og utløpstemperaturene ved denne måleserien. Den røde pilen illustrerer kuldemediet, mens den blå pilen illustrerer sjøvannet. Gasstrømmen har inn- og utløpstemperaturer nær designverdier, se Tabell 2.3, mens sjøvannstemperaturen er noe lavere.



Figur 3.6 Inn- og utløpstemperatur ved 82 % last

Tabell 3.2 viser temperaturmålingene ved denne måleserien. De blå feltene i Tabell 3.2 er målepunkter som ikke kunne måles på det aktuelle tidspunkt, da de var dekket av snø og is. De grå skraverete feltene er punkter som ikke var tilgjengelige. På anlegget står prosessutstyret tett, og dette gjør at ikke alle ønskelige punkter kan nås. Som beskrevet i avsnitt 3.2, er målepunktens aksielle posisjon ved 0° ikke kjent. Da måleseriene ble gjennomført, ble nærmeste kjente aksielle målepunkt notert ned. Verdiene ved 0° er derfor ikke nøyaktig, men er i Tabell 3.2 ført inn ved nærmeste kjente aksielle posisjon. Målepunktens aksielle posisjon ved 180° er ikke de samme som for de øvrige radielle posisjonene. I Tabell 3.2 er den eksakte aksielle posisjonen ved 180° skrevet i parentes. For å kunne sammenligne verdien ved 0° og 180°, er disse målepunktene inkludert i Tabell 3.2.

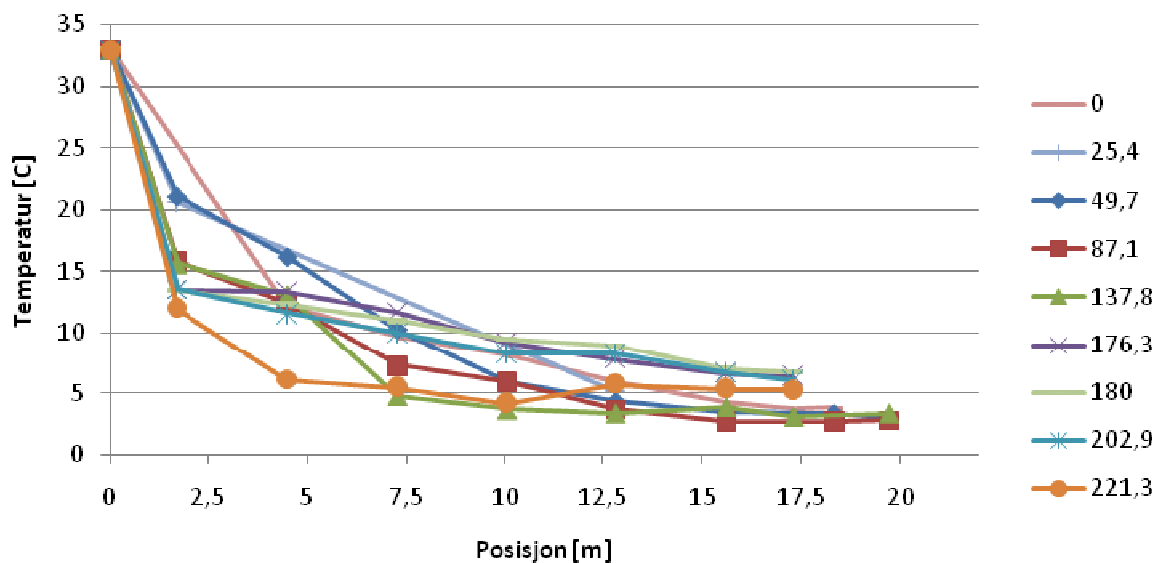


Tabell 3.2 Måledata for måleserie med 82 % last

[mm] [°]	1680 (1130)	4500 (4670)	7280 (7680)	10040 (9580)	12820 (12410)	15610 (15170)	17310 (16970)	18325	19715
0		12,1	9,7	8,1	5,9	4,2		3,8	
25,4	20,6				5,2				
49,7	21,1	16,2	10,3	6	4,4	3,5		3,4	3
87,1	15,8	12,4	7,3	6	3,7	2,7		2,7	2,8
137,8	15,6	13,1	4,8	3,7	3,4	3,9	3,1		3,4
176,3	13,5	13,4	11,7	9,2	7,8	6,6	6,4		
180	13,5	12,4	11	9,5	9	7,1	6,8		
202,9	13,6	11,6	10	8,3	8,3	6,8	6,1		
221,3	12	6,1	5,5	4,2	5,8	5,4	5,3		

Ved samme aksielle posisjon ved innløpet av varmeveksleren, er det store temperaturvariasjoner ved de forskjellige målevinklene. Det kan skyldes spiralformen strømmen har gjennom varmeveksleren. Ved samme lengde vil strømmen bli noe mer nedkjølt med økende vinkel.

Måledataene for denne måleserien er grafisk framstilt i Figur 3.7 og Figur 3.8. Det er i disse grafene antatt lineær sammenheng mellom punktene. Figur 3.7 viser temperaturendring langs varmevekslerens lengde for hver radielle posisjon, mens Figur 3.8 viser en radiell framstilling av de samme temperaturene. I figurene viser den aksielle posisjonen avstanden fra senter av kuldemediets innløpsdyse. 0° refererer til toppen av varmeveksleren, mens 180° er refererer til bunnen. I de grafiske framstillingene er det angitt lineær sammenheng mellom de målte temperaturene.



Figur 3.7 Temperaturforløp i aksial retning for måleserie med 82 % last

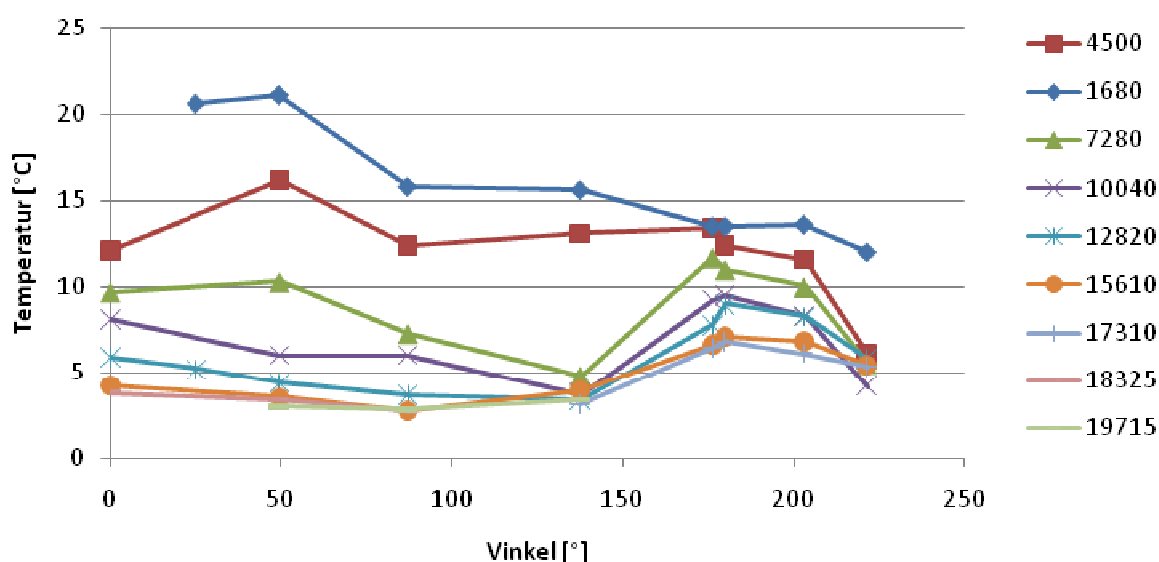
Som Figur 3.7 viser, er det ved alle radielle posisjoner en rask nedkjøling fra innløpet og et stykke inn i varmeveksleren. I området 2,5-5 m synker temperaturen saktere for alle målevinkler, med unntak av temperaturen på toppen av varmeveksleren. Temperaturendingen per lengdeenhet i dette området. Det er derimot stor variasjon i hvilken temperatur som oppnås etter den raske nedkjølingen ved innløpet, før stigningstallet til temperaturkurvene synker. Temperaturen synker raskest ved målevinkel 221,3°, og ved denne målevinkelen oppnås også lav temperatur raskest. Ved 4,5 m er temperaturen ved denne målevinkelen 6,1 °C. Lenger inn i varmeveksleren er det likevel ikke denne målevinkelen som har lavest målt temperatur. Laveste temperatur for denne måleserien

finnes ved målevinkel  $87,1^\circ$  etter lengden 15,61 m. Her, og også ved lengden 18,325 m, er den målte temperaturen  $2,7^\circ\text{C}$ . Sjøvannets innløpstemperatur ved denne måleserien er derimot  $3,4^\circ\text{C}$ , så temperaturen på mantelsiden kan ikke komme under denne verdien. Da det likevel er målt  $2,7^\circ\text{C}$  ved dette målepunktet, tyder det på varmelekkasje til omgivelsene.

Ved målevinkel  $25,4^\circ$  og  $49,7^\circ$  synker temperaturen raskt fram til lengden 1,68 m, hvor temperaturen er henholdsvis  $20,6^\circ\text{C}$  og  $21,2^\circ\text{C}$ . Etter 1,68 m synker temperaturen sakte og jevnt, og i nærheten av utløpet har begge målevinklens temperatur nær sjøvannstemperaturen. Det indikerer at det er gass ved disse radielle posisjonene. Ved målevinkler nærmere bunnen av varmeveksleren synker temperaturen raskere, men mot utløpet er temperaturen ved disse målevinklens likevel høyere enn temperaturen ved  $25,4^\circ$  og  $49,7^\circ$ . Det indikerer at det er kondensat i dette området.

Det kan antas at en fase-separasjon inntreffer i området der temperaturen ved en aksial posisjon varierer mye ved de ulike radielle posisjonene. Det vil alltid være forskjell mellom temperaturen ved ulike vinkler på grunn av kontinuerlig nedkjøling og spiralform på strømmingen, men når differansen mellom strømmene øker, tyder dette på at nedkjøling foregår forskjellig og at det dermed er ulike faser som blir nedkjølt. Tabell 3.2 viser at temperaturdifferansen mellom de radielle posisjonene er størst ved lengden 4,5 m. Ved 4,5 m er differansen mellom er temperaturen ved  $49,7^\circ$  og  $221,3^\circ$  hele  $10,1^\circ\text{C}$ . Etter 7,28 m er denne differansen redusert til  $6,9^\circ\text{C}$ . Det indikerer at separasjonen inntreffer i dette området. Lenger inn i varmeveksleren synker stadig temperaturdifferansen, og etter 12 m har samtlige temperaturkurver flatet ut. Etter denne lengden overføres det dermed lite varme.

Figur 3.8 viser at høyeste og laveste temperatur ved de aksielle posisjonene 1,68 m og 4,5 m finnes ved  $49,7^\circ$  og  $221,3^\circ$  ved begge lengdene. Lenger inn i varmeveksleren, er høyeste temperatur ved bunnen av varmeveksleren. Dette underbygger antagelsen om at fasene separeres allerede ved området mellom 4-8 m. Dette kan forklares med at strømmen på grunn av spiralform blir mer nedkjølt med økende radielle posisjon. Ved innløpet, der fasene er godt blandet, vil dermed laveste temperatur oppnås ved målevinkel  $221,3^\circ$ . Etter at fasene separeres vil kondensatet falle til bunnen, hvor det er lite varmeoverførende areal tilgjengelig. Det betyr at kondensatet har en liten temperaturreduksjon etter separasjonen i forhold til gassfasen. Høyeste temperatur etter separasjonen finnes ved bunnen av varmeveksleren.



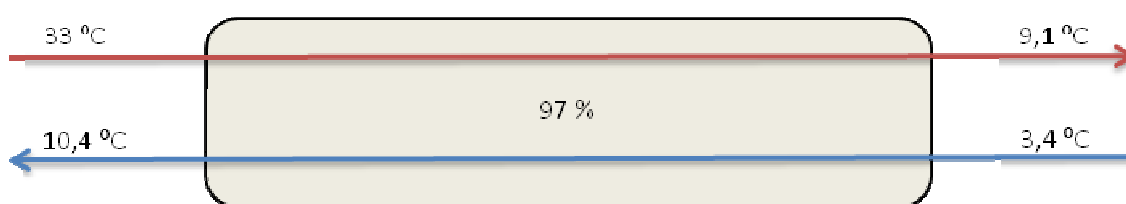
Figur 3.8 Temperaturforløp i radiell retning for måleserie med 82 % last

Denne figuren kan også vise ved hvilken radiell posisjon gassen befinner seg etter separasjonen. Sammenlignet med kondensatet, er det en liten massestrøm gass som skal kjøles ned

etter separasjonen, og tillegg har denne gassandelen et stort varmeoverførende areal tilgjengelig. Det betyr at det er sannsynlig at det er gassen som mot utløpet vil oppnå lavest temperatur. Figur 3.8 viser at laveste temperatur ved de siste aksielle målepunktene, 18,325 m og 19,715 m, er ved målevinkel 49,7°.

### 3.3.2 Måleserie med 97 % last

Den andre måleserien ble gjennomført 3.3.09 mellom kl. 8.30 og 10.30. På dette tidspunktet var anlegget mer stabilt, og kuldemediets massestrøm var 1671,1 tonn/hr. Det tilsvarer 97 % last. Figur 3.9 illustrerer inn- og utløpstemperaturene ved denne måleserien. Differansen mellom utløpstemperaturen i første og andre måleserie er 0,1 °C, mens det er 1 °C forskjell i utløpstemperaturen for sjøvannet. Dette er en direkte konsekvens av at lasten i andre måleserie er 15 prosentpoeng høyere enn i første måleserie, og at det dermed må overføres mer varme. Siden sjøvannets massestrøm er konstant, øker sjøvannets utløpstemperatur.



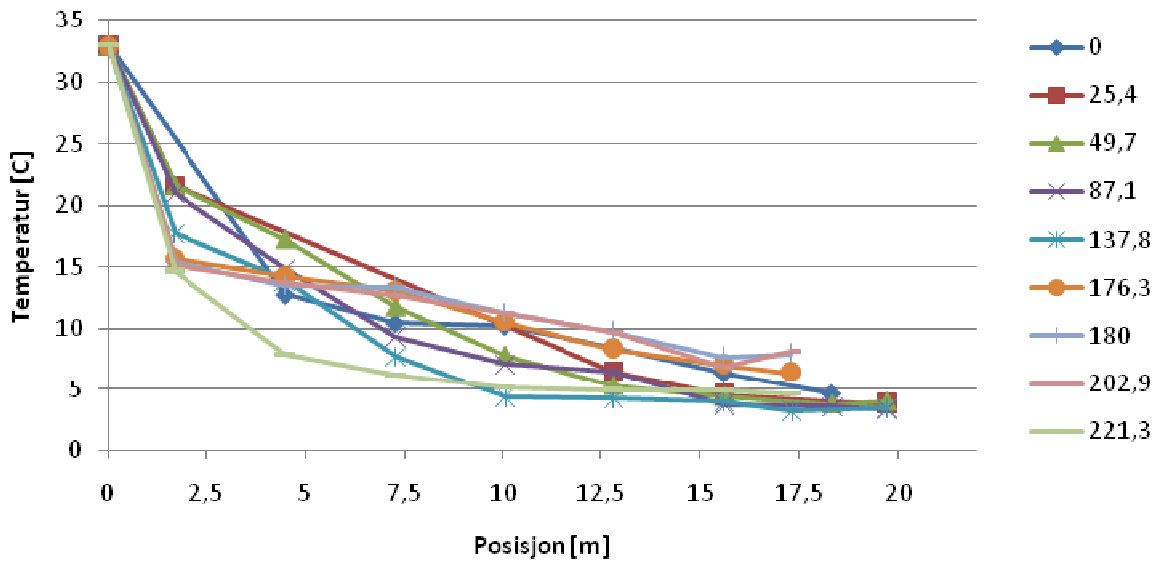
Figur 3.9 Inn- og utløpstemperaturer ved måleserie med 92 % last

Måledata for denne måleserie er presentert i Tabell 3.3. Som for måleserien med 82 % last, avsnitt 3.3.1, er de aksielle posisjonene ved 0° ikke kjent, men plassert ved nærmeste kjente målepunkt. Tallene i parentes er de eksakte posisjonene for målingene ved 180°.

Tabell 3.3 Måledata for måleserie med 97 % last

[mm] [°]	1680 (1130)	4500 (4670)	7280 (7680)	10040 (9580)	12820 (12410)	15610 (15170)	17310 (16970)	18325	19715
0		12,8	10,5	10,3	8,5	6,4		4,7	
25,4	21,6				6,5	4,6			3,8
49,7	21,6	17,3	11,8	7,8	5,3	4,4		3,8	4
87,1	21	14,9	9,4	7,1	6,5	3,8		3,6	3,4
137,8	17,7	13,9	7,7	4,4	4,3	4	3,2		3,5
176,3	15,7	14,3	13,1	10,5	8,4	7,1	6,4		
180	15,4	13,5	13,4	11,3	9,8	7,7	8		
202,9	15,2	13,7	12,7	11,3	9,7	6,9	8,2		
221,3	14,7	7,9	6,2	5,2	5	4,9	4,7		

Temperaturforløpet for hver radielle posisjon langs varmevekslerens lengderetning er illustrert i Figur 3.10. Figur 3.11 viser samme måleserie framstilt radielt. I begge disse grafene er det antatt lineær sammenheng mellom punktene.

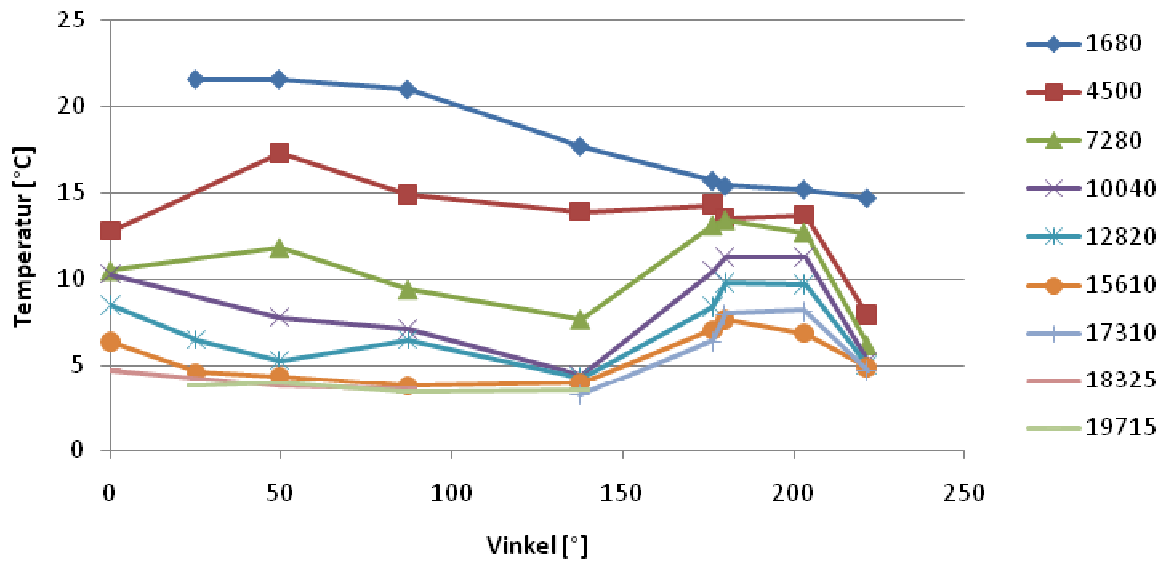


Figur 3.10 Temperaturforløp i aksial retning for måleserie med 97 % last

Som Figur 3.10 viser, faller temperaturen også ved denne måleserien raskt fra innløpet av varmeveksleren og fram til lengden 2,5-5 m. Etter ca 4,5 m synker temperaturen saktere ved alle målevinklene – temperaturendring per lengdeenhet synker. Som for måleserien med 82 % last, synker temperaturen ved innløpet raskest ved 221,3°, og oppnår også den laveste temperaturen etter den raske nedkjølingen. Etter 4,5 m er temperaturen ved denne målevinkelen 7,9 °C. Ved målevinkel 25,4° og 49,7° synker temperaturen raskt fram til lengden 1,68 m, hvor temperaturen er henholdsvis 21,6 °C og 21,0 °C. Etter 1,68 m synker temperaturen sakte og jevnt, og mot utløpet har begge målevinklene temperatur nær sjøvannstemperaturen. Som for måleserien med 82 % last, indikere dette at det er gass ved disse radielle posisjonene. Ved målevinkler nærmere bunnen av varmeveksleren synker temperaturen raskere, men mot utløpet er temperaturen ved disse målevinklene likevel høyere enn temperaturen ved 25,4° og 49,7°.

Figur 3.10 viser at det er størst variasjon i målte temperaturer ved de radielle posisjonene et stykke inn i varmeveksleren. Den største temperaturredifferansen finnes etter 4,5 m. Differansen mellom temperaturen ved 49,3° og 221,3° er da 9,4 °C. Ved 7,28 m har denne differansen sunket til 6,9 °C. Som for måleserien med 82 % last, kan det derfor se ut til at separasjonen inntreffer i dette området. Lenger inn i varmeveksleren synker temperaturredifferansen igjen, og etter ca 15 m har samtlige temperaturkurver flatet ut.

I Figur 3.11 er temperaturforløpet for denne måleserien framstilt radielt, og viser samme trend som måleserien med 82 % last. Ved lengden 1,68 m synker temperaturen jevnt rundt varmeveksleren, mens temperaturforløpet ved 4,5 m tydelig viser at høyeste og laveste temperatur er ved henholdsvis 49,7° og 221,3°. Lenger inn i varmeveksleren finnes høyeste temperatur ved bunnen av varmeveksleren. Det indikerer at kondensatet befinner seg i bunnen av varmeveksleren etter separasjonen.

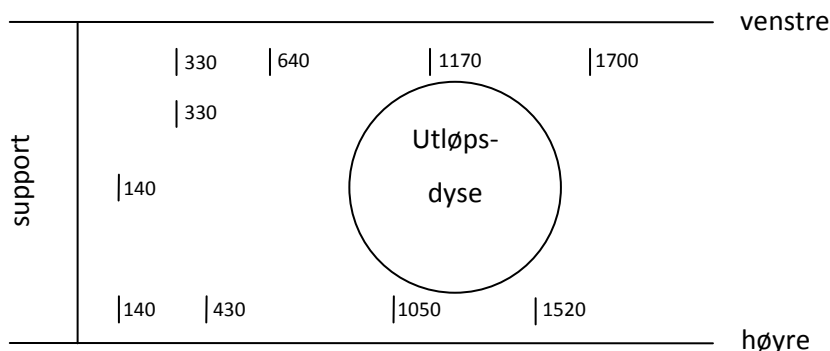


Figur 3.11 Temperaturforløp i radiell retning for måleserie med 97 % last

Ved å bruke samme argumentasjon som for måleserien med 82 % last, se avsnitt 3.3.1, kan Figur 3.11 brukes til å identifisere ved hvilken radiell posisjon gassen befinner seg ved etter separasjonen. På grunn av liten massestrøm og stort areal tilgjengelig, er det naturlig å tro at gassen vil kunne nå laveste temperatur mot utløpet. For de to siste aksielle posisjonene, 18,325 m og 19,715 m, er det er målt ved få radielle posisjoner, se Tabell 3.3. Temperaturen ved målevinklene 25,4°, 49,7° og 87,1° er svært like ved disse aksielle posisjonene, største differanse er 0,4 °C. Det er derfor tydelig at gassen ligger i dette området.

### 3.3.3 Temperaturforhold ved utløpet

Med bakgrunn i alle måleseriene, se Tabell 3.1, er det konkludert med at både gass- og kondensat blir underkjølt i forhold til utløpstemperaturen. Når fasene blandes sammen ved utløpet stiger temperaturen. Hvordan, og eksakt hvor, dette skjer, er derimot uvisst. For måleseriene med 82 % og 97 % last, se Tabell 3.2 og Tabell 3.3, er det derfor gjennomført temperaturmålinger rundt utløpsdysen. Som for de andre målepunktene, er det også her temperaturen på mantelens innerste skall som er målt, og ikke temperaturen på selve kuldemediet. I Figur 3.4 er målepunktene rundt utløpsdysen skissert. Aksiell posisjon er markert i figuren og er definert som avstand fra *support*. Målepunktene er angitt i millimeter, og er her skissert i målestokk 1:25. Avstanden mellom senter av utløpsdysen og senter av support er 1,51 m (21). Nøyaktige verdier for radiell posisjon er ikke kjent, og er derfor kun gitt som høyre og venstre side av utløpsdysen. Strømningsretningen er fra support mot utløpsdysen, og fra høyre til venstre, se Figur 3.12.



Figur 3.12 Målepunkter rundt utløpsdyse

De målte temperaturene ved måleserie med 82 % og 97 % last, er vist i henholdsvis Tabell 3.4 og Tabell 3.5. I tabellen er det for hver side av utløpsdysen, høyre og venstre, angitt aksiell posisjon, avstand fra support [mm], og deretter målt temperatur [°C]. Målepunktene er som skissert i Figur 3.2. De grå feltene i tabellene er ikke målt, da selve utløpsdysen er ved disse punktene.

Tabell 3.4 viser målte temperaturer for måleserien med 82 % last. Med unntak av andre punktet på høyre side ved avstanden 430 mm fra support, er temperaturen på venstre side lavere enn målt temperatur på høyre side. Strømningen går fra høyre til venstre side, se Figur 3.2, kan dette komme av at strømmen har blitt noe mer nedkjølt på venstre side. Ved målepunktene på venstre side nærmest support, er temperaturen henholdsvis 3,4 °C og 3,2 °C. Sjøvannstemperaturen for denne måleserien er 3,4 °C, se Tabell 3.1. At målt temperatur er lavere enn sjøvannstemperaturen kommer av varmelekkasje eller målefeil. At temperaturen nærmer seg sjøvannstemperaturen er likevel sannsynlig, da utløpsdysen er rett ved innløpet til sjøvannet.

Tabell 3.4 Målte temperaturer ved utløpsdysen for måleserie med 82 % last

<b>Høyre</b>	<b>mm</b>	140	430	1050	1520
	<b>°C</b>	4,8	3,8	5,8	5,5
<b>Venstre</b>	<b>mm</b>	330	640	1170	1700
	<b>°C</b>	3,4	5	5	4,2
<b>180°</b>	<b>mm</b>	140			
	<b>°C</b>	5,7			
<b>Venstre, lav</b>	<b>mm</b>	330			
	<b>°C</b>	3,2			

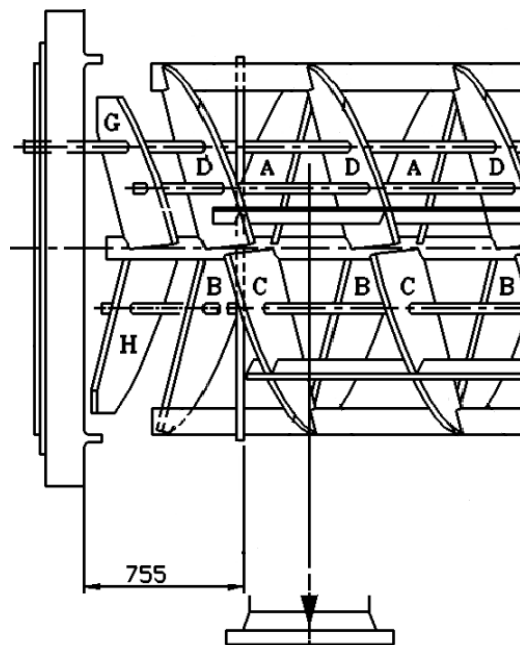
Tabell 3.5 viser målte temperaturer for måleserien med 97 % last. Her er det noe større variasjon mellom de målte temperaturene, og ingen tydelig trend. Ved avstanden 140 mm og 430 mm, er temperaturen høyere på høyre side. Ved de andre aksielle posisjonene, 1050 mm og 1520 mm, er situasjonen motsatt. Spesielt målepunktet på venstre side ved avstanden 1700 skiller seg ut med temperaturen 6,3 °C. For å finne ut om denne verdien skyldtes endringer mens måleserien ble gjennomført, ble det tatt kontrollmålinger to timer senere. Temperaturen på venstre side ved avstanden 1700 ble da målt til 5,5 °C. Dette er innenfor målefeilen på termometeret,  $\pm 1$  °C, og er ansett som akseptabelt (48).

Tabell 3.5 Målte temperaturer ved utløpsdysen for måleserie med 97 % last

<b>Høyre</b>	<b>mm</b>	140	430	1050	1520
	<b>°C</b>	6	5,8	4,5	5,7
<b>Venstre</b>	<b>mm</b>	330	640	1170	1700
	<b>°C</b>	4,6	5,3	5,6	6,3
<b>180°</b>	<b>mm</b>	140			
	<b>°C</b>	7,4			
<b>Venstre, lav</b>	<b>mm</b>	330			
	<b>°C</b>	3,5			

De målte temperaturene ved utløpsdysen er høyere ved 97 % last enn ved 82 % last. Dette stemmer bra med at kuldemediets utløpstemperatur ved 82 % last er 9,2 °C, mens den ved 97 % last er 9,1 °C. Differansen mellom utløpstemperaturene for de to måleseriene, er altså 0,1 °C. Temperaturdifferansen i målepunktene rundt utløpsdysen ved de to måleseriene er høyere enn denne differansen.

Temperaturforholdene rundt utløpsdysen kan være påvirket av varmevekslerens geometri. Rett over senter av utløpsdysen, står to ledeplater mot hverandre, se Figur 3.13. Disse vil framtvinge en virvelbevegelse som blander strømmingen i utløpet. Det kan være denne virvelbevegelsen som blander de to fasene. Ettersom utløpstemperaturen er målt nedstrøms etter utløpsdysen, er det vanskelig å si eksakt når temperaturen stiger. Ut fra temperaturmålingene rundt utløpsdysen, Tabell 3.4 og Tabell 3.5, kan det derimot se ut til at blandingen av strømmene, og dermed temperaturøkning, tidligst inntreffer i selve utløpsdysen.



Figur 3.13 (51) Geometri ved utløpsdysen

### 3.3.4 Diskusjon

Som de presenterte målingene viser, er det tidvis store temperaturforskjeller mellom de ulike målevinklene ved samme aksielle posisjon. For begge måleseriene synker temperaturen raskt fram til lengden 2,5-5 m, og temperaturdifferansen mellom de ulike radielle posisjonene øker. Den raske nedkjølingen ved innløpet kan forklares med at det i dette området er stor temperaturdifferanse

mellom kuldemedium og sjøvann, høy hastighet, og god blanding av gass og væske. Dette gir god varmeovergang. På grunn av kontinuerlig nedkjøling vil det alltid være noe differanse mellom temperaturene ved samme lengde. Målingene viser at denne temperaturdifferansen øker et stykke inn i varmeveksleren, for deretter å avta igjen. Mot utløpet av varmeveksleren er denne temperaturdifferansen klart minst. Dette kan skyldes fase-separasjon. Temperaturdifferansen mellom temperaturer ved samme aksielle posisjon, er for begge måleseriene størst ved 4,5 m. Etter denne lengden synker temperaturdifferansen mellom de radielle posisjonene. Dette indikerer at separasjonen inntreffer i området etter ca 4,5 m.

Figur 3.8 og Figur 3.11, som framstiller temperaturforløpet ved de to måleseriene radielt, viser at høyeste målte temperatur ved lengden 1,68 m og 4,5 m finnes ved målevinkel  $49,7^\circ$ , mens laveste temperatur er ved målevinkel  $221,3^\circ$ . Etter lengden 4,5 m, er derimot høyeste målte temperatur ved bunnen av varmeveksleren. Dette underbygger antagelsen om at fasene separeres etter lengden 4 m. På grunn av spiralform vil strømmen blir mer nedkjølt med økende radiell posisjon. Ved innløpet, der fasene er godt blandet, vil dermed laveste temperatur oppnås ved målevinkel  $221,3^\circ$ . Målingene viser at dette gjelder fram til lengden 4,5 m. Etter at fasene separeres, faller kondensatet mot bunnen. I bunnen av 25-HA-112 er det et område uten rør, noe som gjør at det er lite varmeoverførende areal tilgjengelig for å kjøle ned kondensatet etter separasjonen. Det betyr at kondensatet etter separasjonen vil ha en liten temperaturreduksjon. Ut ifra dette, er det naturlig å anta at separasjonen inntreffer i området der høyeste målte temperatur går fra å være ved toppen av varmevekslere, til å være ved bunnen. Figur 3.8 og Figur 3.11 viser at dette skjer mellom 4,5 m og 7,28 m for begge måleseriene, og det kan derfor antas at differensialkondensasjon overtar etter 4-8 m.

Hvor høyt kondensatet står i varmeveksleren er ikke kjent. Avhengig av væskehøyden, kan det være kondensattemperaturer som er målt ved de radielle posisjonene  $176,3^\circ$ - $221,3^\circ$ . Etter at fasene separeres, kan det tenkes at kondensatet vil bli dratt opp langs mantelveggen i strømningens retning. Når hastigheten blir lav nok, vil derimot kondensatet falle mot  $180^\circ$ .

Ved de radielle posisjonene  $87,1^\circ$  og  $137,8^\circ$  synker temperaturprofilene hurtigere enn temperaturprofilene ved toppen av varmeveksleren, men saktere enn temperaturprofilene i bunnen. Det kan forklares med at det vil være god blanding mellom fasene i dette området. Noe gass vil hele tiden kondensere, og når gassen er på toppen av varmeveksleren og blir ført ned mot bunnen, vil hastighet og tyngdekraft virke i samme retning. I dette området vil det derfor være god blanding mellom gass og kondensat, noe som resulterer i god varmeovergang.

Etter området med integralkondensasjon, vil det være en liten andel gass som ikke har kondensert. Ettersom kondensatet faller mot bunnen av varmeveksleren allerede etter 4-8 m, er det svært stor heteflate tilgjengelig for å kjøle ned denne gassen. Til sammenligning har kondensatet en stor massestrøm med en liten heteflate tilgjengelig. Det betyr at det er sannsynlig at det er gassen som mot utløpet vil oppnå lavest temperatur, mens kondensatet oppnår høyeste temperatur. Dette viser også målingene. Videre viser Figur 3.7 og Figur 3.10 at temperaturen ved områdene hvor det befinner seg gass,  $0^\circ$ - $87,1^\circ$ , har en jevnere nedkjøling enn de andre målevinklene. Det kan skyldes at gass har lavere varmekapasitet enn væske. Gassen vil likevel nå temperaturer ned mot sjøvannstemperaturen mot utløpet på grunn av stor heteflate.

Etter den raske nedkjølingen ved innløpet, synker temperaturen ved samtlige radielle posisjoner sakte mot utløpet. Som beskrevet tidligere, antydes det at fasene separeres i området 4-8 m. Fra denne lengden og til utløpet forandres temperaturen ved de ulike målevinklene seg klart mindre enn de gjør ved innløpet. Det betyr at størsteparten av totalt overført varmen overføres i løpet av de første 4-8 meterne.

For måleseriene med 82 % og 97 % last er det gjennomført temperaturmålinger rundt utløpsdysen, se Tabell 3.4 og Tabell 3.5. Det er gjort for å kunne få et bilde av hva som skjer ved utløpet, der de to fasene etter hvert blandes. Utløpstemperaturen er høyere enn gass- og kondensattemperatur ved utløpet. Ut av 25-HA-112 er det også kun væske. Det betyr at gassen på et tidspunkt har kondensert, og at det samtidig frigis varme slik at temperaturen stiger. Temperaturmålingene rundt utløpsdysen viser at temperaturene er under utløpstemperaturen. Det



betyr at blanding av fasene, og dermed temperaturstigningen, tidligst inntreffer rett over utløpsdysen. De målte temperaturene rundt utløpsdysen gir derfor ikke noen klart svar på hvordan, og hvor, temperaturøkningen foregår

### 3.4 Sammenligning av måleserier

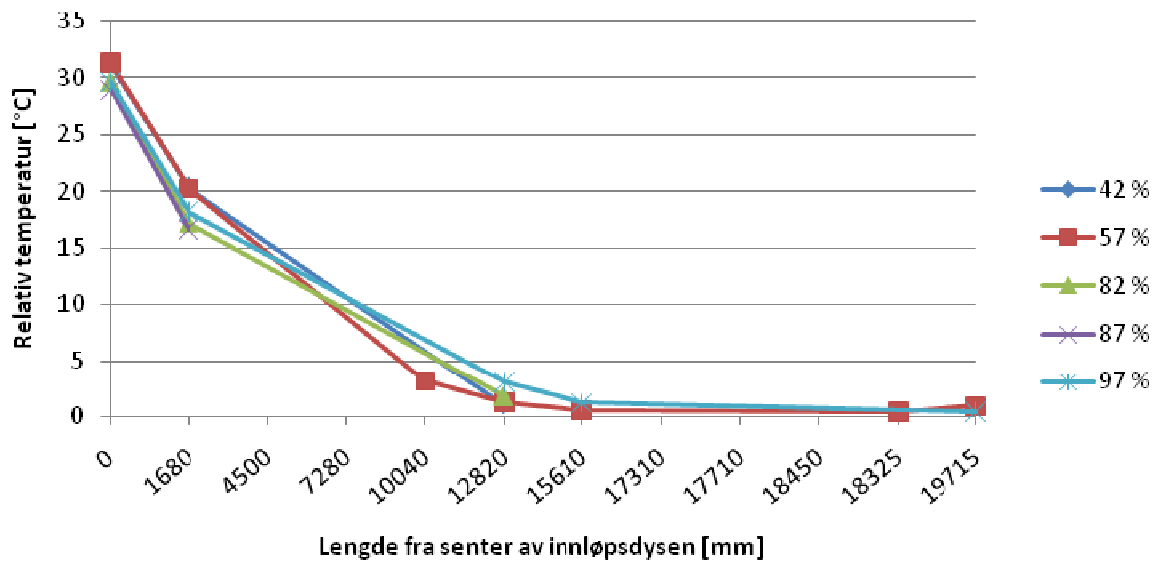
Alle de fem måleseriene som har blitt presentert, se Tabell 3.1, har forskjellig last, temperaturer på både kuldemedium og sjøvann, og dermed også ulik effekt. For direkte kunne sammenligne de ulike seriene, er alle målte temperaturer gjort relative:

$$\Delta T = T_{m\grave{a}lt} - T_{SW,inn}$$

#### Ligning 3.1

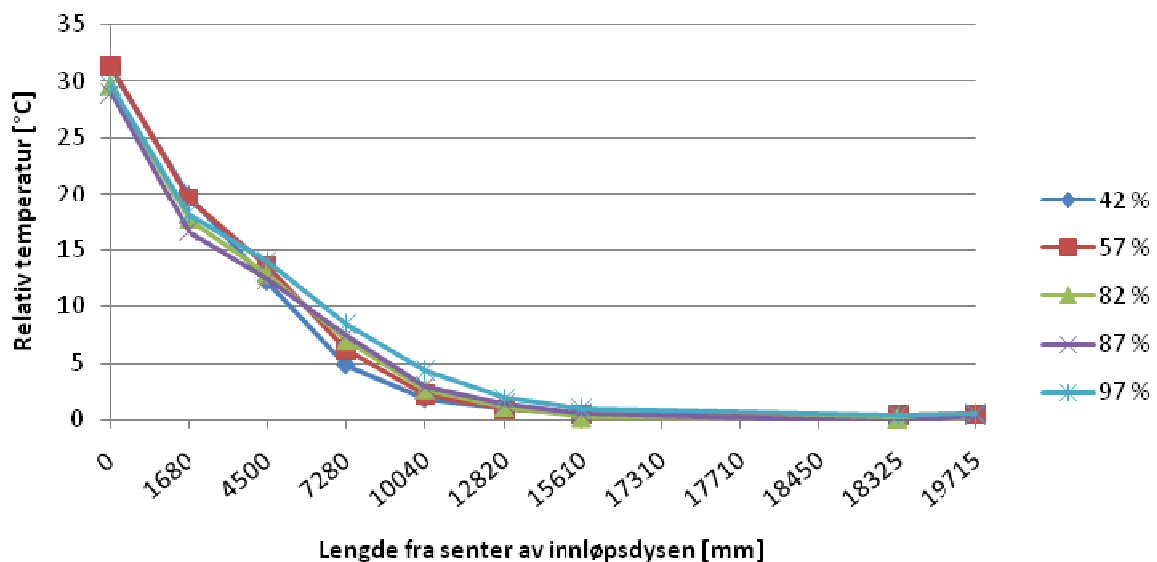
Der  $T$  er temperaturen [ $^{\circ}\text{C}$ ] og  $m\grave{a}lt$  og  $SW, inn$  viser til målt temperatur ved skallmålinger og innløpstemperaturen til sjøvannet.  $\Delta T$  er den relative temperaturen. For å sammenligne temperaturforløpet gjennom varmevekslerens lengde, er måleseriene plottet for de ulike målevinklene. Det er da antatt lineær sammenheng mellom punktene. Avsnitt 3.3.1 og 3.3.2, samt vedlegg 12.3 viser måledata for de fem måleseriene. Videre er det de målt ved de samme målepunktene som vist i Figur 3.4, og  $0^{\circ}$  svarer til toppen av varmeveksleren, mens  $180^{\circ}$  svarer til bunnen. Alle aksielle posisjoner er avstand fra senter av kuldemediets innløpsdyse. Ettersom det kun er måleseriene med 82 % og 97 % last som har målepunkter ved  $0^{\circ}$  og  $180^{\circ}$ , er ikke disse tatt med i grafene under. Det er heller ikke målt ved samtlige målepunkter for alle måleseriene.

Figur 3.14 viser aksielt temperaturforløpet til de fem måleseriene ved  $25,4^{\circ}$ . Som figuren viser, følger kjølekurvene hverandre tett gjennom hele lengden. Temperaturen faller jevnt fram til området rundt lengden 12,5 m. Fra denne lengden og fram mot utløpet reduseres temperaturen lite. Temperaturforløpet ved de ulike seriene følger hverandre tett, men det kommer fram at temperaturforløpet til måleserien med høyest last synker saktest. Temperaturen til måleserien med lavest last faller tilsvarende raskest. Det kommer av at det ved lav last overføres mindre varme, med samme mengde sjøvann og varmeoverførende areal tilgjengelig. Det resulterer i en raskere nedkjøling.



Figur 3.14 Relativt temperaturforløp for alle måleseriene ved 25,4°

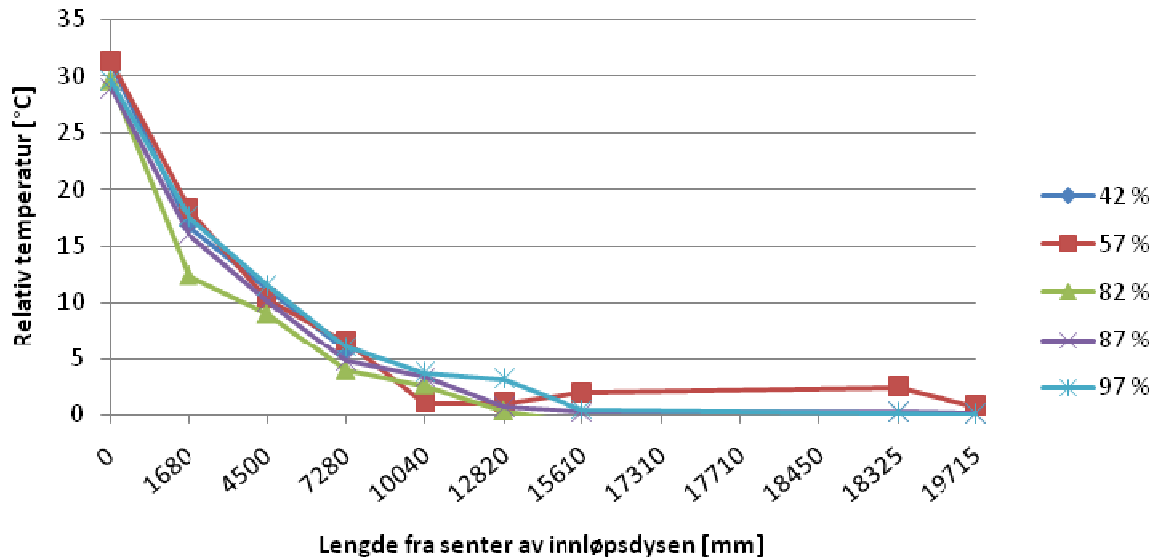
Temperaturforløp ved 49,7° er vist i Figur 3.15. Gjennom hele varmevekslerens lengde følger kjølekurvene hverandre tett. Fram til området rundt 12,5 m faller temperaturen tilnærmet lineært. Etter denne lengden er temperaturen tilnærmet konstant for samtlige måleserier. Som ved 25,4° betyr at det ved denne radielle posisjonen nesten ikke overføres varme etter lengden 12,5 m. Også ved denne radielle posisjonen er det temperaturen til måleserien med høyest last som faller saktest. Videre er det mot utløpet ved denne radielle posisjonen målte temperaturer under sjøvannstemperaturen. Dette skyldes enten unøyaktighet i måleinstrumentet, eller varmelekkasje.



Figur 3.15 Relativt temperaturforløp for alle måleseriene ved 49,7°

Figur 3.16 viser det relative temperaturforløpet til måleseriene ved målevinkel 87,1°. Ved denne målevinkelen er det kun måleseriene med 56,7 %, 86,7 % og 97 % last som har målte temperaturer etter lengden 12,82 m. Med unntak av måleserien med 97 % last, forandres temperaturen lite etter 12 m. Det er temperaturen med høyest last som faller saktest. Som nevnt tidligere kommer det av at det ved høyere last må overføres mer varme for å oppnå samme temperatur. Ved denne radielle posisjonen er det måleserien med 82 % last som synker raskest i

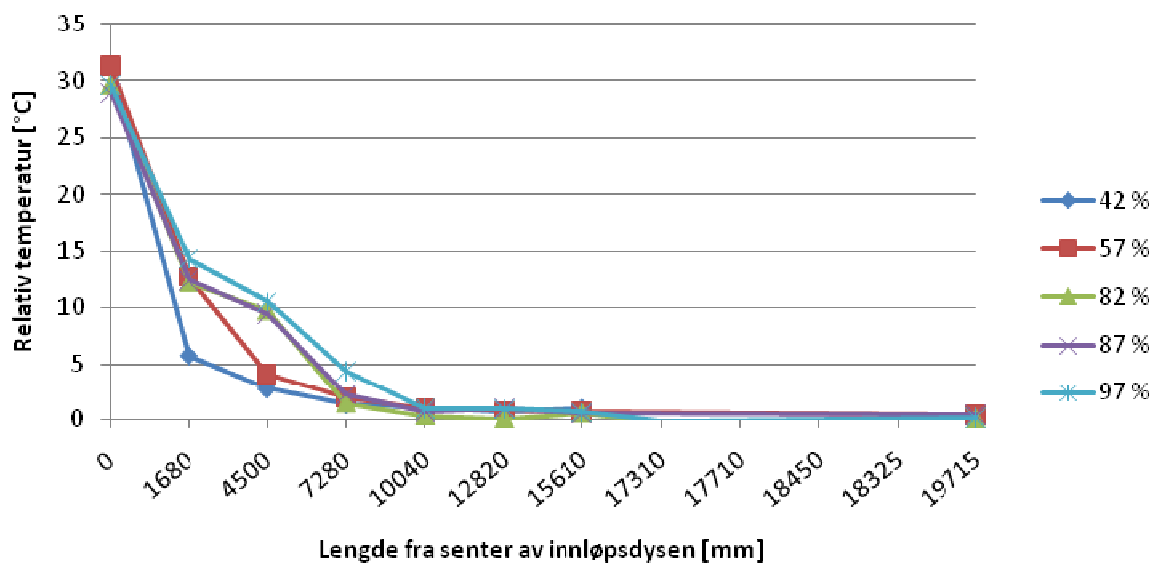
temperatur. Etter ca 15 m når måleseriene med 87 % og 97 % last temperaturer nær sjøvannstemperaturen. For måleserien med 56,7 % last øker derimot temperaturen fra lengden 10 m og mot utløpet. Det er to målepunkter, både ved 15,61 m og 18,325 m, som viser denne temperaturøkningen. Det er usikkert hva dette kommer av, men det er mulig det skyldes målefeil siden det kun er den ene måleserien som viser denne trenden.



Figur 3.16 Relative temperaturer for alle måleseriene ved 87,1°

Som Figur 3.17 viser, er det større spredning i de relative temperaturene ved 137,8°, enn for temperaturene ved de tidligere målevinklene. Trenden er likevel at temperaturen synker raskt ved innløpet, for deretter å flate ut. Sammenlignet med de foregående radielle posisjonene, synker temperaturen raskere ved innløpet, og den relative temperaturen etter dette temperaturfallet er også lavere. Det betyr at temperaturkurvene flater ut ved et tidligere tidspunkt enn for de tidligere radielle posisjonene. Fra området 8-10 m er temperaturen tilnærmet konstant fram til utløpet. Som beskrevet i avsnitt 3.3.43.3.4, vil gravitasjon og hastighet virke i samme retning ved denne målevinkelen. Det gir god blanding, og dermed god varmeovergang. Dette kan være årsaken til at temperaturen synker svært raskt.

Ut fra Figur 3.17, kommer det også fram at måleserien med lavest last, 41 %, har det raskest synkende temperaturforløpet ved innløpet. For denne måleserien er den relative temperaturen etter 1,68 m 5,7 °C. Denne når derfor den lave, og nærmest konstante, temperaturen tidligere enn de andre måleseriene. I området 2-7 m er temperaturprofilene ved de ulike måleseriene forskjellig. For tre av måleseriene, 82 %, 87 %, og 97 % last, faller temperaturen sakte i dette intervallet. De to andre måleseriene faller raskt. Ettersom det er flere måleserier som viser samme profil, er det ikke grunn til å tro at avviket i dette området skyldes målefeil.

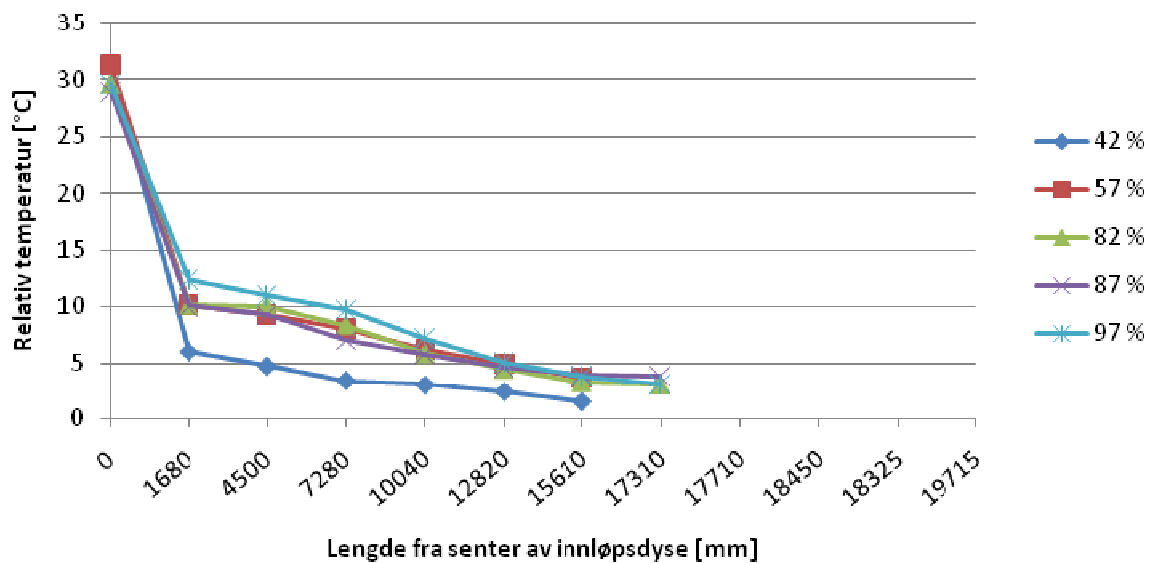


Figur 3.17 Relative temperaturer for alle måleseriene ved 137,8°

Figur 3.18 viser temperaturforløpet for måleseriene ved 176,3°. Ved denne radielle posisjonen er siste aksielle målepunkt lokalisert 17,31 m fra senter av innløpsdysen. Som figuren viser, har samtlige måleserier likt temperaturprofilen, men de relative temperaturene er ulike. Det er rask temperaturreduksjon ved innløpet av varmeveksleren, og deretter synker temperaturen sakte mot utløpet. I forhold til de tidligere presenterte målingene, faller temperaturen her raskere ved innløpet. Allerede ved 1,68 m fra senter av innløpsdysen synker stigningstallet til temperaturkurven drastisk for alle måleseriene. I

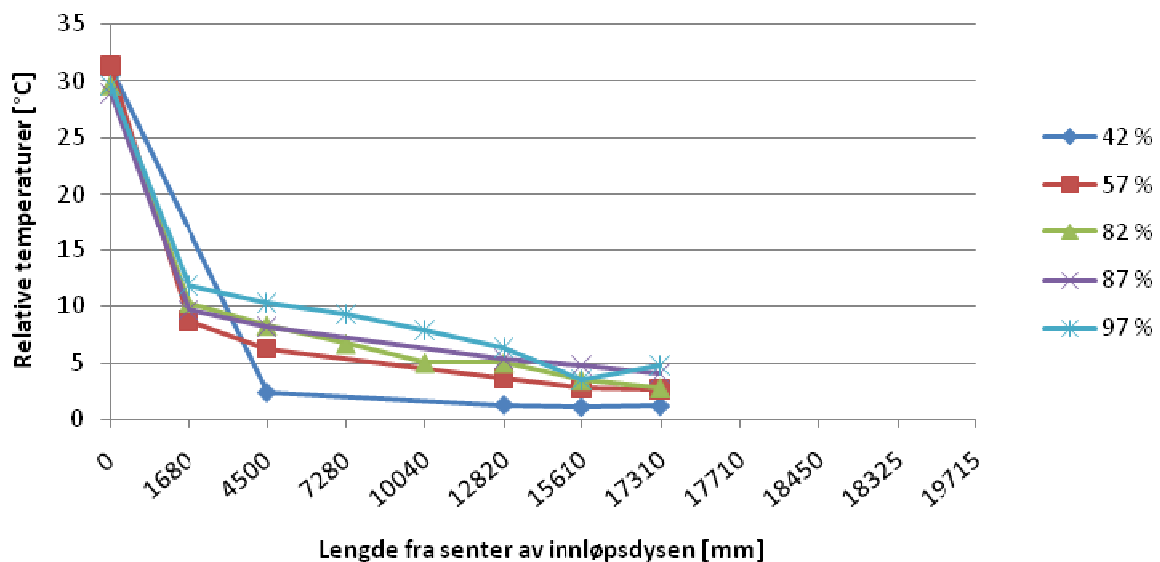
Figur 3.18 framkommer det også tydelig at temperaturen i hvert målepunkt avhenger av lasten. Temperaturen ved en aksiell posisjon øker med økt belastning. Dette kan forklares med at ved lav last er det en mindre mengde kuldemedium som skal kjøles ned. Ettersom geometri og sjøvannsmengde er tilnærmet konstant, betyr det at nedkjølingen skjer raskere. Det gjør at mye av varmevekslerens lengde ikke brukes ved lave laster, ettersom temperaturen synker raskt og når en lav temperatur i løpet av en liten lengde inn i varmeveksleren.

Det som også er karakteristisk for temperaturprofilene ved 176,3°, er at temperaturdifferansen mellom de ulike måleseriene ved samme aksielle posisjon er større enn for de tidligere målevinklene.



Figur 3.18 Relative temperaturer for alle måleseriene ved 176,3°

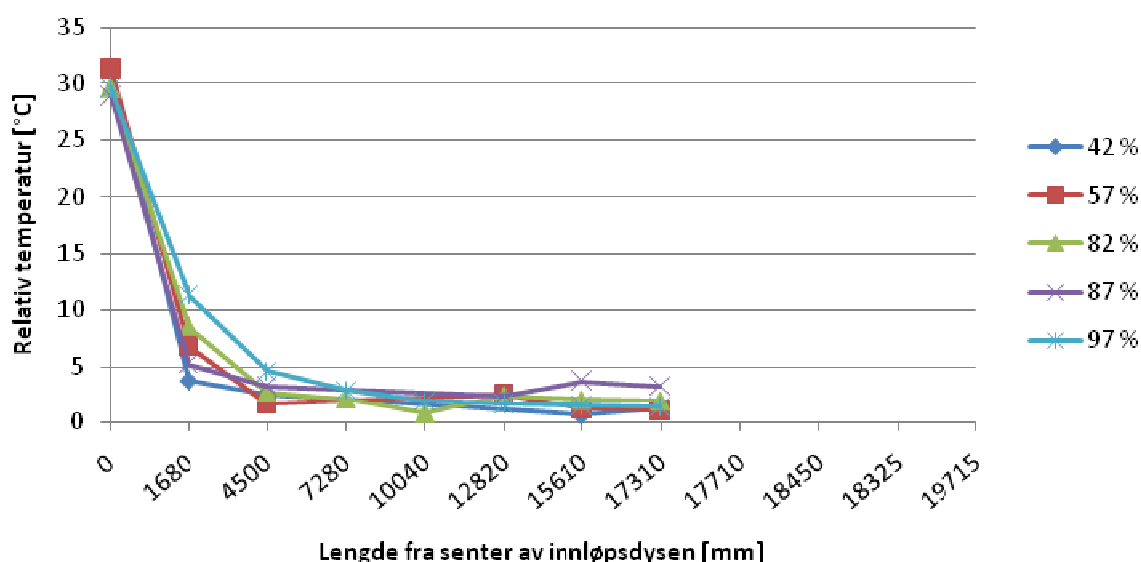
Figur 3.19 viser temperaturforløpet ved 202,9°. Også for denne målevinkelen er siste aksielle målepunkt lokalisert 17,31 m fra senter av innløpsdysen. For måleserien med 41 % last, er det få målepunkter ved denne radielle posisjonen. Temperaturprofilen til alle måleseriene er tilnærmet likt gjennom hele varmeveksleren. Fram til 1,68 m er det en rask temperaturreduksjon, og deretter synker temperaturen langsomt mot utløpet for alle måleseriene. Temperaturprofilene ved 176,3° og 202,9° er svært lik hverandre, men ved posisjonen 176,3° er temperaturen noe lavere ved 1,68m. Dette kan forklares med at strømmen på grunn av spiralform blir mer nedkjølt med økende radielle posisjon. Ved innløpet, der fasene er godt blandet og det er integralkondensasjon, vil dermed temperatur synke med økende radiell posisjon.



Figur 3.19 Relative temperaturer for alle måleseriene ved 202,9°

Figur 3.20 viser det relative temperaturforløpet ved 221,3°. Ved denne radielle posisjonen faller temperaturen raskere ved innløpet enn for de tidligere målevinklene. Som tidligere nevnt kan

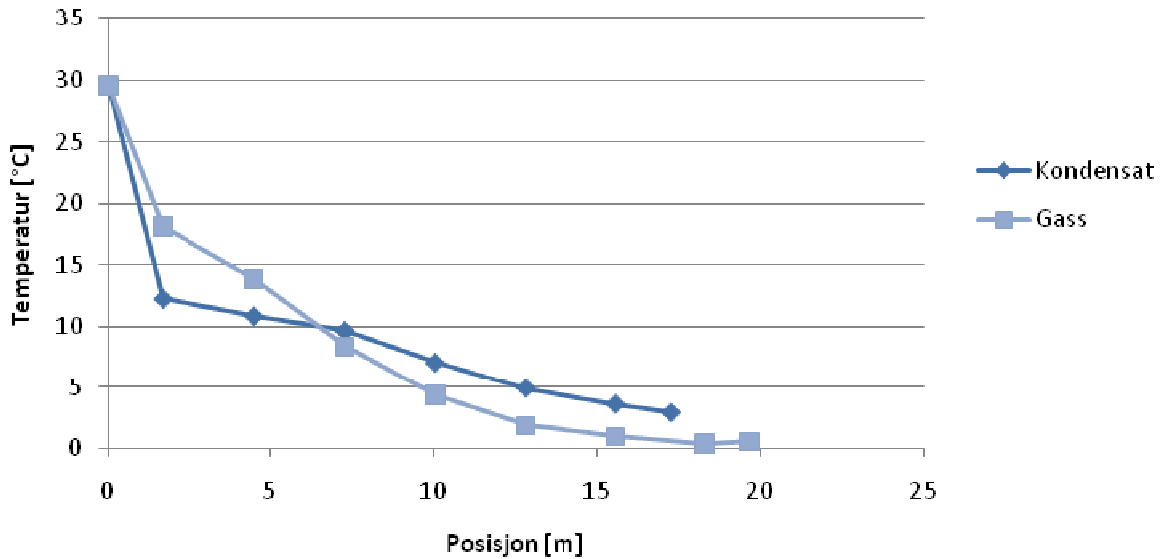
skyldes det strømmens spiralform, som gjør at kuldemediet kjøles noe mer ned for hver økte radielle posisjon. Allerede ved 1,68 m flater temperaturkurvene ut, og etter 4,5 m er temperaturen tilnærmet konstant fram mot utløpet. At temperaturen faller raskere ved innløpet ved denne målevinkelen enn for de tidligere målevinklene, gjør at temperaturen forandres lite i resten av varmeveksleren. Selv om det meste av varmeoverføringen skjer i løpet av de første 4,5 m, når ikke temperaturen sjøvannstemperaturen. Det skyldes lite varmeoverførende areal i bunnen av 25-HA-112. Også her henger temperaturen i hvert målepunkt sammen med lasten. Lav last gir raskest nedkjøling og temperatur ved innløpet



Figur 3.20 Relative temperaturer for alle måleseriene ved 221,3°

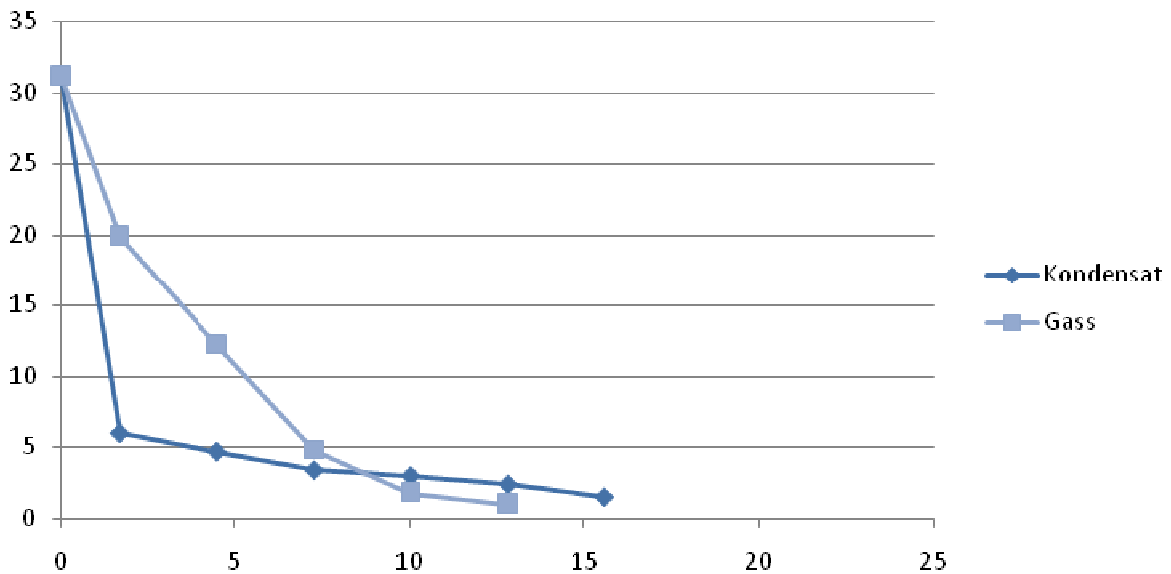
For å vurdere separasjonsområdet nærmere, kan gass- og kondensatstrømmen sammenlignes. Dersom det er tydelige endringer i temperaturdifferansen mellom målepunktene, er det grunn til å tro at separasjon inntreffer. Det er også interessant å undersøke om det er store avvik mellom høy og lav last. I Figur 3.21 og Figur 3.22 er nedkjølingskurvene for 49,7°, gass, og 176,3°, kondensat, tegnet inn for henholdsvis 97 % belastning og 42 % belastning.

Figur 3.21 viser nedkjølingskurvene for gass og kondensat ved 97 % belastning. På grunn av spiralformen vil det i delen med integralkondensasjon være en viss temperaturdifferanse, til tross for god blanding mellom fasene. Ved omtrent 6,5 m krysser kurvene hverandre, og gassen oppnår en lavere temperatur enn kondensatstrømmen. Ved første målepunkt er det høy temperaturforskjell mellom de to strømmene, før differansen synker mot 7 m. Separasjon inntreffer antageligvis i forkant av de kryssende linjene, hvor temperaturdifferansen minker. Separasjonsområdet er funnet til å være mellom 4 m og 7 m.



Figur 3.21 Kondensat- og gasstrøm ved 97 % belastning

Figur 3.22 viser nedkjølingskurvene for gass og kondensat ved 42 % belastning. Strømningen i bunn av varmeveksleren synker svært raskt, og temperaturdifferansen mellom gass- og kondensatstrømmen er stor. Linjene krysser hverandre ved omtrent 7,5 m, noe senere enn ved høy belastning. Separasjonen ser ut til å skje senere ved denne belastningen, enn ved 97 % belastning. Separasjonen inntreffer i området 5 m til 8 m.



Figur 3.22 Kondensat- og gasstrøm ved 42 % belastning

### 3.4.1 Diskusjon

En tydelig trend i alle måleseriene er at temperaturen faller raskt fra innløpet og et stykke inn i 25-HA-112. Stigningstallet, temperaturfall per lengdeenhet, i dette området er derimot ulikt ved de forskjellige målevinklene. Økende målevinkel gir økt temperaturfall per lengdeenhet. Det skyldes strømningens spiralform, og integralkondensasjon ved innløpet. Etter det raske temperaturfallet ved innløpet av varmeveksleren synker temperaturen saktere mot utløpet. Det indikerer separert strømning. For samtlige måleserier er temperaturene i bunnen av varmeveksleren høyere enn gastemperaturen i nærheten utløpet. Som tidligere diskutert, skyldes det lite varmeoverførende

areal i dette området, slikt at kondensatet har liten temperaturreduksjon etter separasjonen. Laveste temperatur ved utløpet finnes for alle måleseriene ved 25,4° og 49,7°. Målingene viser at temperaturen ved siste aksielle målepunkt ved bunnen av varmeveksleren er noen grader høyere enn sjøvannets innløpstemperatur. Ved posisjoner ved toppen av varmeveksleren, 0°, 25,4° og 49,7°, framkommer det at temperaturer ved alle disse målevinklene er svært nær sjøvannets innløpstemperatur ved siste aksielle målepunkt. Etter at separasjonen har inntruffet, vil massestrøm gass være betydelig mindre enn massestrøm kondensat. Det er da et stor heteflate tilgjengelig for å kjøle ned en liten mengde gass, og en mindre heteflate tilgjengelig for å kjøle ned den større mengden kondensat. Det resulterer i at gassen underkjøles enn kondensatet. Samtlige måleserier viser at gassen kjøles mer ned enn kondensatet.

Ved alle målevinklene, har temperaturforløpet til samtlige måleserier samme profil. Kun ved målevinkel 137,8° avviker temperaturprofilene ved ulik last. Dette er derimot kun i området mellom 2 og 7 m. Like profiler tyder på sikre målinger. Der det er avvik i kun ett tilfelle, er det grunn til å tro at en målefeil kan ha påvirket resultatet. I måleseriene som har blitt presentert i dette kapitlet, er det samsvar mellom temperaturforløpene, og det antas derfor at målingene er gode. I noen måleserier er det mot utløpet målt temperaturer under sjøvannstemperaturen. Dette er målefeil som skyldes varmelekkasje eller avlesningsfeil.

Ved lav last synker temperaturen raskest ved innløpet, og økende last gir saktere temperaturreduksjon. Dette er en tydelig trend ved alle vinklene. Det kan forklares med at det ved lav last er mindre kuldemedium skal kjøles ned. Når sjøvannsmengde er konstant og varmeoverførende areal er likt, vil temperaturreduksjonen være raskere ved lav last. Ettersom det ved lav last oppnås lave temperaturer raskest, er det da tilnærmet konstant temperatur i størsteparten av varmeveksleren. Som nevnt tidligere kan det antas at en fase-separasjon vil inntreffe i området hvor temperaturdifferansen mellom ulike målepunkter ved samme aksielle avstand er størst. Ettersom temperaturen synker raskere ved lav last, kan det bety at en separasjon inntreffer tidligere ved lav last enn ved økt last. Denne påstanden kan underbygges av at separasjonen skjer ved en bestemt hastighet, der tyngdekraften dominerer over skjærkreftene. Mindre massestrøm vil gi en lavere hastighet, og dermed mulighet for et tidligere separasjonspunkt. Separasjonspunktene er studert nærmere i kapittel 4 *Termodynamisk modell*.

Analyser av måleseriene viser at fasene kan separeres så tidlig som 4-8 m inn i varmeveksleren, noe avhengig av belastningen. Fram til denne temperaturen er gass- og væskefase godt blandet, og er med på å sikre god varmeovergang. Etter separasjonen faller kondensatet mot bunnen av varmeveksleren. Ved å sammenligne bunnmålingene og målinger ved 202,9° og 221,3°, Figur 3.19 og Figur 3.20, framkommer det at det ved alle måleseriene er de relative temperaturene ved 221,3° som er lavest. Temperaturen ved hvert målepunkt synker fra 180° og til 221,3°, og laveste temperatur langs hele varmevekslerlengden er for samtlige måleserier ved 221,3°. I bunnen av 25-HA-112 er det ikke rør (51), så for at kondensatet som ligger her skal kunne bli underkjølt må det være en viss væskehøyde. Om væskehøyden når opp til vinkel 221,3°, er det mer heteflate tilgjengelig. Temperaturer ved denne vinkelen er derfor vil være lavere enn ved 180° og 202,9°. 25-HA-112 heller også noe mot utløpet (51). Det betyr at væskehøyden stiger mot utløpet, og det er derfor sannsynlig at det ved utløpet er væske ved 221,3°. Videre i denne oppgaven brukes de målte kondensattemperaturene i ulike beregninger. Ettersom de laveste kondensattemperaturene ved utløpet finnes ved 221,3°, er det temperaturen ved denne radielle posisjonen som da er brukt.

For samtlige måleserier er temperaturen tilnærmet konstant etter 12-15 m. Ettersom 25-HA-112 er 22 m lang, betyr det at store deler av heteflaten nesten ikke utnyttes. Innløpet er kritisk for kondensasjonsforløpet, og da særlig ved høy last. Ved økt last brukes en større del av varmeveksleren, men det er likevel flere meter som nærmest ikke utnyttes.

Som tidligere diskutert, kan det tenkes at separasjonspunktet varierer med lasten, slik at lavere last gir en tidligere separasjon. Ut ifra disse fem måleseriene er det likevel funnet et område hvor det er sannsynlig at separasjonen inntreffer for samtlige måleserier. Som tidligere nevnt, er det naturlig at separasjonen vil inntreffe etter området der temperaturforskjellen mellom de ulike målevinklene, og da særlig gass og kondensat, ved samme aksielle lengde er stor. Denne



temperaturdifferansen varierer noe mellom de ulike måleseriene, med siden temperaturprofilene ved de ulike måleseriene der det strømmer gass og kondensat ligger tett, kan det finnes et område der det er sannsynlig at separasjon inntreffer. Ved å sammenligne Figur 3.14 og Figur 3.20 framkommer det at den største temperaturdifferansen finnes i området 4-8 m.

## 4 Termodynamisk modell

Ettersom kondensasjonsraten er sterkt avhengig av om det er integral- eller differensialkondensasjon, er det ønskelig å vite hvor en eventuell separasjon mellom fasene inntreffer, og hendelsesforløpet etter en slik separasjon. Med utgangspunkt i modellen til StatoilHydro (1), er det etablert en termodynamisk modell i simuleringsverktøyet PRO/II. Denne modellen finner separasjonspunktet ut fra utløpstemperaturen. Etter separasjonspunktet kjøles gass og kondensat separat, men kondensatet som produseres i gasstrømmen føres ned til kondensatstrømmen. I StatoilHydros modell kjøles kondensatstrømmen ned til målt temperatur *før* kondensatet fra gasstrømmen blandes i. Det gjør at det blir en temperaturøkning i kondensatstrømmen. I modellen etablert her, er det valgt å kjøle ned kondensatstrømmen til målt temperatur først etter at kondensat fra gasstrøm er blandet inn.

I denne modellen er det tatt utgangspunkt i skallmålingene som ble gjennomført 2.3.09 og 3.3.09. Det vil si måleseriene med 82 % og 97 % last, se Tabell 3.2 og Tabell 3.3, og separasjonspunktet i disse to måleseriene er funnet. For samtlige modeller i PRO/II er det brukt Peng-Robinson som tilstandsligninger.

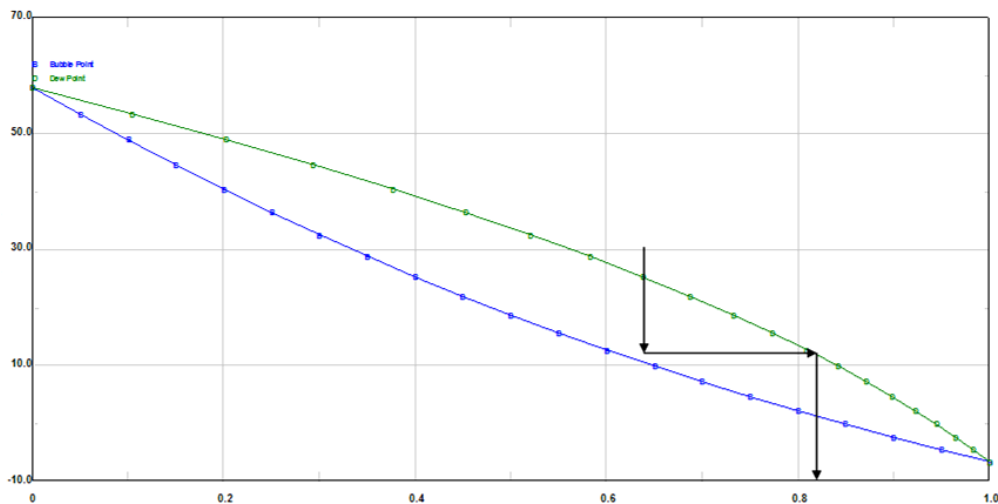
Figur 4.1 viser en prinsippskisse av kondensasjonsforløpet i 25-HA-112. StatoilHydro (1) har konkludert med at gass og væske separeres et stykke inn i varmeveksleren. Ved innløpet er det integralkondensasjon. Det er det god miksing av gass og væske som i tillegg til stor temperaturforskjell mellom kuldemedium og sjøvann, sikrer god varmeovergang. Et stykke inn i varmeveksleren er det en separasjonsone hvor fasene separeres. Deretter er det differensialkondensasjon hvor gass og kondensat blir kjølt separat. I gasstrømmen vil kondensat skilles ut kontinuerlig og blande seg med kondensatstrømmen. Ved utløpet blandes de to fasene igjen, og gassresten kondenserer.

<b>Integralzone:</b> God miksing av gass og væske	<b>Separasjonszone:</b> Gass og væske skilles	<b>Gasstrøm:</b> Ytterligere kondensasjon og nedkjøling av gassbulk	<b>Blandingszone</b>
		<b>Kondensat:</b> Nedkjøling av kondensat	

Figur 4.1 Prinsippskisse for kondensasjonsforløpet i 25-HA-112

Modellen er etablert i PRO/II, og er avbildet i Figur 4.2. Gasstrømmen i innløpet kjøles ned til duggpunktstemperaturen, eller en temperatur innenfor tofaseområdet. Dette er illustrert med den første varmeveksleren i Figur 4.2, og karakteriserer delen med integralkondensasjon. Deretter separeres strømmen i en separator, og gasstrømmen kjøles ytterligere ned i en varmeveksler. Dette er den øverste varmeveksleren i Figur 4.2. I denne varmeveksleren kjøles gassen videre ned i tofaseområdet. Kondensat vil da kontinuerlig bli skilt ut, men siden det kun er brukt én gasskjøler og separator i denne modellen, skilles væsken ut ved kun ett punkt. Kondensatet som separeres ut fra gassen, blandes deretter sammen med kondensatstrømmen fra første separasjon. For kondensatstrømmen er det satt inn en ventil for å sikre likt trykktap i gass- og kondensatstrøm. Trykktapet er fordelt likt mellom delen med integralkondensasjon og delen med differensialkondensasjon. Kondensatstrømmene fra de to separatorene føres sammen. Temperaturen i kondensatstrømmen er høyere enn målt i måleseriene, og det er derfor behov for en væskekjøler. Det er ikke antatt ytterligere trykkfall i kondensatstrømmen. I enden av varmevekslermodellen føres gass- og kondensatstrøm sammen, noe som resulterer i en temperaturstigning. Temperaturstigningen kan komme av ulikt kjemisk potensial i de to strømmene, i tillegg til kondensasjonsvarmen som blir avgitt i det gassen kondenserer i kontakt med kondensatet. Blandingstemperaturen er i modellen definert som utløpstemperaturen, og det er derfor ikke nødvendig med ytterligere nedkjøling etter blandingen av de to strømmene.





Figur 4.3 Tofasekurven for etan og propan, med markerte linjer for separasjon

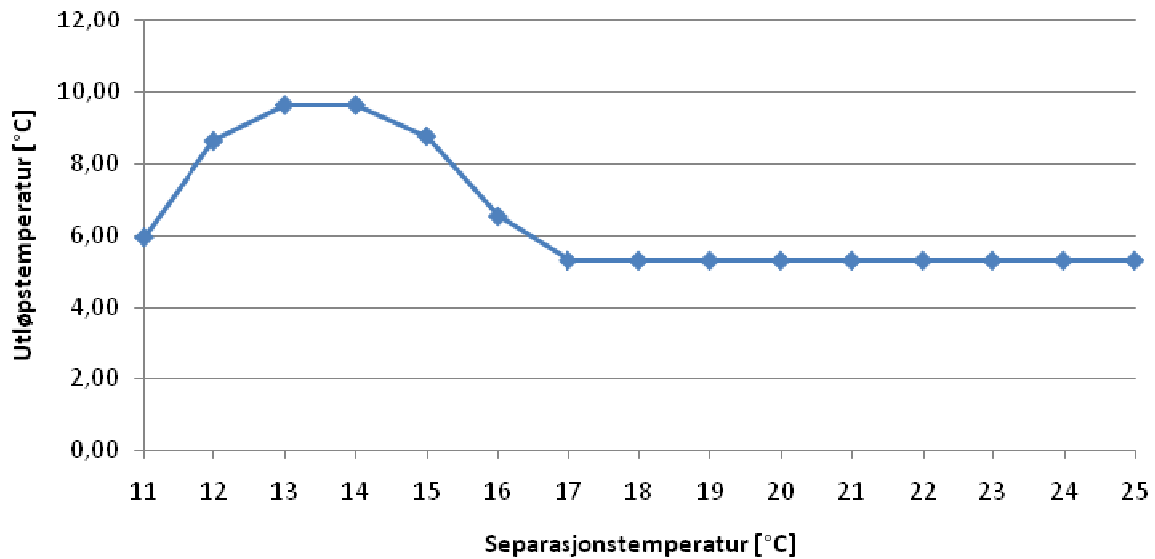
#### 4.1 Separasjonspunkter i den termodynamiske modellen

Ved simuleringen i den termodynamiske modellen, Figur 4.1, framkommer det flere separasjonstemperaturer som gir den riktige utløpstemperaturen. Det kommer av at utløpstemperaturen er en funksjon av separasjonstemperaturen, og at denne i et bestemt område ikke er entydig, noe som er vist i Figur 4.4 og Figur 4.5. Målt utløpstemperatur ligger innenfor området hvor det ikke er en entydig verdi for hvilken separasjonstemperatur som gir riktig utløpstemperatur, og det vil derfor for begge måleseriene være to løsninger. For å finne ut hvordan utløpstemperaturen varierer med separasjonstemperaturen, har den termodynamiske modellen, vist i Figur 4.2, blitt benyttet. For å kunne variere utløpstemperaturen, har ikke styringsenheten vært i bruk, da denne kontrollerer riktig utløpstemperatur. Gass- og kondensattemperatur holdes konstant, mens separasjonstemperaturen varieres. Utløpstemperaturen vil da endres etter separasjonstemperaturen.

Figur 4.4 og Figur 4.5 viser hvordan utløpstemperaturen varierer med foreslått separasjonstemperatur ved måleserie med henholdsvis 82 % og 97 % belastning. Begge figurene viser tilnærmet samme trend, hvor det i et bestemt intervall er to separasjonstemperaturer som gir samme utløpstemperatur. Ved separasjonstemperatur 17-18 °C flater kurvene ut. Dette skyldes at all gassen blir kondensert i gasskjøleren. Utløpstemperaturen vil derfor få samme temperatur som kondensattemperaturen. For komposisjonen ved 87 % belastning er duggpunktstemperaturen til gasstrømmen etter separasjonen 18 °C. Kokepunktstemperaturen for denne strømmen er 5,2 °C og er derfor under kokepunktet når gasstemperaturen er satt til 3 °C. For 97 % er duggpunktstemperaturen til gasstrømmen etter separasjonen 18 °C, mens kokepunktstemperaturen er 4,89 °C. Etter første separator er trykket antatt å være henholdsvis 2076 kPa og 2042 kPa for måleseriene 82 % og 97 % belastning. Økt separasjonstemperatur gir en større andel propan i gasstrømmen etter separasjonen, og denne strømmen får dermed en høyere kokepunktstemperatur.

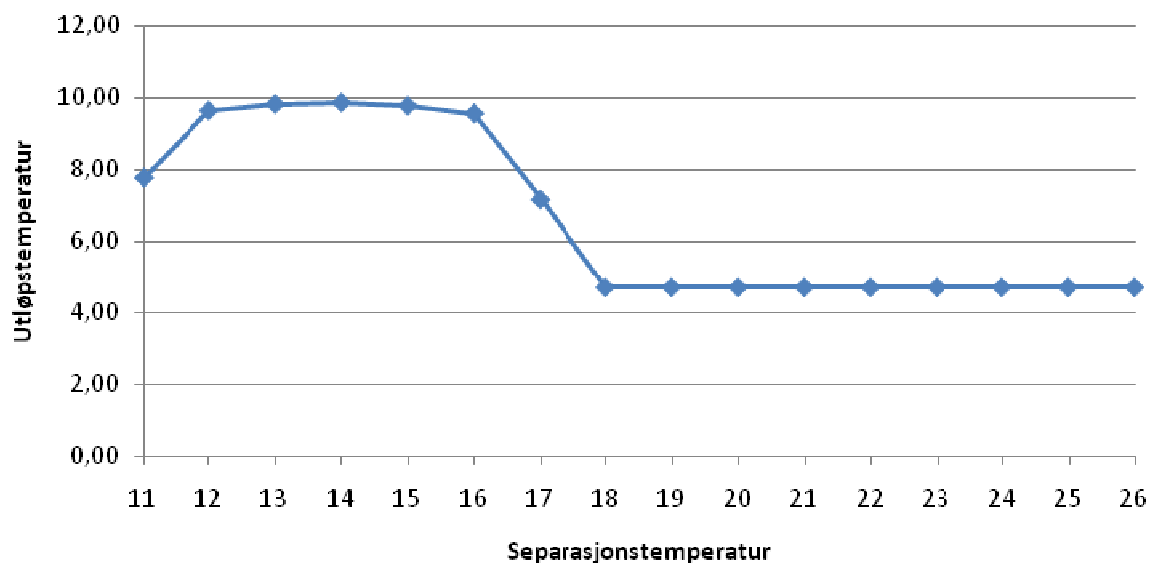
I realiteten er det usikkert om det finnes to separasjonspunkt. Separasjonspunktet er vanligvis satt etter en hastighet eller massestrøm, ikke etter temperatur som her. Separasjonspunktene funnet ved simulering i PRO/II vil derfor sammenlignes med Grants strømningsskart i avsnitt 4.2.

For måleserien med 82 % belastning, Figur 4.4, er det stor variasjon i utløpstemperaturen for separasjonstemperatur mellom 11 °C og 17 °C. Toppunktet nås mellom 13 °C og 14 °C hvor utløpstemperaturen er 9,63 °C. Denne temperaturen er høyere enn den målte utløpstemperaturen 9,2 °C.



Figur 4.4 Utløpstemperatur ved varierende separasjonspunkt ved 82 % last

Kurven for 97 % belastning i Figur 4.5 og Figur 4.8 viser en tilnærmet konstant utløpstemperatur når separasjonstemperaturen varieres mellom 12 °C og 16 °C. Det indikerer at utløpstemperaturen ikke er påvirket av separasjonstemperaturen i like stor grad ved 97 % belastning som ved 82 % belastning. Ved separasjonstemperatur mellom 12 °C og 16 °C er gjennomsnittstemperaturen er 9,75 °C, mens den største differanse i utløpstemperatur er 0,21 °C.



Figur 4.5 Utløpstemperatur ved varierende separasjonspunkt ved 97 % last

Utløpstemperaturen ved 82 % belastning er 9,2 °C, mens den for 97 % belastning er 9,1 °C. Separasjonspunktet ved begge måleseriene ligger derfor i området hvor grafen faller raskt. Dette er tydeligst ved 97 % belastning. Siden kurvene endres mye i området hvor riktig utløpstemperatur nås, kan separasjonstemperaturen være av stor betydning. I den termodynamiske modellen må en temperatur foreslås ut av integralkondensatoren, selv om en styringsenhet blir brukt. For at gass skal kondensere, må denne temperaturen tilsvare duggpunktstemperaturen eller en temperatur innenfor tofaseområdet. Temperaturen som foreslås blir tatt hensyn til når PRO/II itererer frem et separasjonspunkt som gir riktig utløpstemperatur. Hvis temperaturen som foreslås ligger nærmest

den høye separasjonstemperaturen blir denne foretrukket, og omvendt. I neste avsnitt blir det med utgangspunkt i Figur 4.4 og Figur 4.5, for hver av måleseriene funnet to separasjonspunkt som gir riktig utløpstemperatur.

#### 4.1.1 Separasjonspunkter for måleserier med 82 % og 97 % last

Den termodynamiske modellen, Figur 4.2, brukes for å finne separasjonspunktene for de to måleseriene. For at utløpstemperaturen i modellen skal bli lik målt utløpstemperatur, brukes styringsenheten. Utløpstemperatur, samt gass- og kondensattemperatur, holdes konstant, mens separasjonspunktet varieres. Som beskrevet i avsnitt 4.1, vil modellen beregne et separasjonspunkt nær foreslått separasjonstemperatur.

##### 4.1.1.1 Separasjonspunkter for måleserie med 82 % last

Kokepunktstemperaturen for måleserien med 82 % belastning er 12,02 °C og duggpunktstemperaturen er 26,65 °C ved innløpstrykket 2131 kPa, fra vedlegg 12.1.2a og 12.4.1.2. I denne måleserien består kuldemediet av 64,62 % etan. Separasjonspunktet for denne måleserien, funnet gjennom den termodynamiske modellen, er presentert i Tabell 4.1. Strøm S3 er gasstrømmen etter separasjonspunktet i Figur 4.2, mens S7 er gasstrømmen etter andre separator. Simuleringen viser at de to separasjonspunktene er ved temperaturene 12,42 °C og 14,34 °C. Dette tilsvarer gassfraksjon på henholdsvis 12,81 % og 26,89 % på massebasis. Andel gass ut av gasskjøleren vil være tilnærmet like ved de to separasjonspunktene, henholdsvis 4,26 % og 4,6 %.

Tabell 4.1 Separasjonspunkter ved 82 % belastning funnet gjennom den termodynamiske modellen

Separasjonstemperatur [°C]	Massestrøm [kg/s]		Gassfraksjon [%]	
	S3	S7	S3	S7
12,334	47,616	16,174	12,15	4,13
14,715	115,681	16,172	29,51	4,13

##### 4.1.1.2 Separasjonspunkter for måleserie med 97 % last

For måleserien med 97 % belastning, er det samme tendens som for måleserien med 82 % belastning. I denne måleserien består kuldemediet av 64,4 % etan. Duggpunktstemperaturen er da 25,8 °C, mens kokepunktstemperaturen 10,95 °C ved innløpstrykket 2074 kPa, se vedlegg 12.1.2a og 12.4.1.1. Tabell 4.2 viser separasjonspunktene som framkommer i den termodynamiske modellen ved 97 % belastning. De to separasjonspunktene som er funnet er ved 11,41 °C og 16,2 °C, noe som tilsvarer gassfraksjonene 9,26 % og 43,40 %. Også i dette tilfellet vil gassresten ut av gasskjøleren være tilnærmet upåvirket av separasjonstemperaturen. Gassfraksjonen er ved de to ulike separasjonspunktene henholdsvis 4,57 % og 4,66 %.

Tabell 4.2 Separasjonspunkter ved 97 % belastning funnet gjennom den termodynamiske modellen

Separasjonstemperatur [°C]	Massestrøm [kg/s]		Gassfraksjon [%]	
	S3	S7	S3	S7
11,404	42,786	21,145	9,22	4,56
16,347	202,86	21,147	43,70	4,56

##### 4.1.1.3 Sammenligning med andre måleserier

Gassresten ut av gasskjøleren vil i liten grad påvirkes av hvilket separasjonspunkt som velges. Dette kommer av at varmeveksleren for gasstrømmen har konstant utløpstemperatur, og gassresten vil derfor være tilnærmet lik. De små forskjellene kommer av ulik komposisjon på denne gassresten.

Dette tyder på at modellen er sikker, med tanke på resultatet av gassandel ved utløpet. Gassfraksjon etter gasskjøleren for måleserier med 82 % og 97 % belastning er angitt i Tabell 4.1 og Tabell 4.2.

Separasjonspunktene for øvrige måleseriene, er presentert i Tabell 4.3. Også simulering av disse måleseriene gir to separasjonspunkter, hvor det ene ligger nær kokepunktstemperaturen. Ved den lave separasjonstemperaturen er gassfraksjonen relativt liten, men varierer for de tre tilfellene. Det er vesentlig høyere gassfraksjon for måleserien 87 % ved separasjonspunktet, enn for måleseriene ved 42 % og 57 % belastning. For 87 % belastning inntreffer den første separasjonen ved en høyere temperatur, 13,97 °C, og gassfraksjonen er da 17 <sup>w/o</sup>. For de to andre måleseriene er temperaturen 11,42 °C og 11,10 °C, med tilhørende gassfraksjon 9,93 <sup>w/o</sup> og 9,00 <sup>w/o</sup>. Det andre separasjonspunktet som er funnet er ved temperaturene 17,96 °C, 19,37 °C og 18,48 °C.

**Tabell 4.3 Separasjonspunkt for øvrige målinger**

Måleserie	Trykk ved separasjon	Kokepunkts-temperatur	Første separasjonspunkt		Andre separasjonspunkt	
			Temperatur	Gassfraksjon	Temperatur	Gassfraksjon
	kPa	°C	°C	<sup>w/o</sup>	°C	<sup>w/o</sup>
<b>42 %</b>	2055,0	9,92	11,42	9,93	17,96	58,39
<b>57 %</b>	1938,2	9,76	11,10	9,00	19,37	47,21
<b>87 %</b>	2137,0	11,9	13,97	17,00	18,48	48,74

Måleserien med 57 % belastning, har et vesentlig høyere trykktap enn de andre seriene, noe som gjør at kokepunktet synker mye gjennom delen med integralkondensasjon. Trykktapet i måleserien med 57 % belastning er 2,27 bar, mye høyere enn tillatt trykktap, som er 40 mbar. For de øvrige målingene er gjennomsnittlig trykktap 0,58 bar, også høyere enn tillatt trykktap. I den termiske modellen er trykktapet fordelt mellom de to trinnene, slik at halvparten av trykktapet skjer i integralkondensatoren, og resten skjer i differensialkondensatoren. I realiteten er det grunn til å tro at det er høyere trykktap i delen med integralkondensasjon, enn i delen med differensialkondensasjon. Det kommer av høy hastighet ved innløpet. Siden det er vanskelig å fastslå hvordan trykktapet er fordelt, er det antatt jevnt trykktap gjennom varmeveksleren.

## 4.2 Separasjonspunkt avlest i strømningskart

I tillegg til at separasjonspunktet kan beregnes i den termodynamiske modellen, kan Grants generelle strømningskart (2) brukes for å finne ut når en eventuell separasjon forekommer. Grants strømningskart er vist i Figur 2.11 (2). I 25-HA-112 er det både horisontal og vertikal krysstrøm. Ved horisontal strømming vil gravitasjonskreftene ha stor påvirkning på strømmingen, og det er derfor valgt å bruke strømningskartet for horisontal krysstrøm. Aksene i strømningskartet er modifiserte hastigheter. Dette kommer av at strømningskartet er utviklet for en blanding av luft og vann. Ved å ta hensyn til tetthet, viskositet og overflatespenning kan strømningskartet brukes for alle blandinger (2).

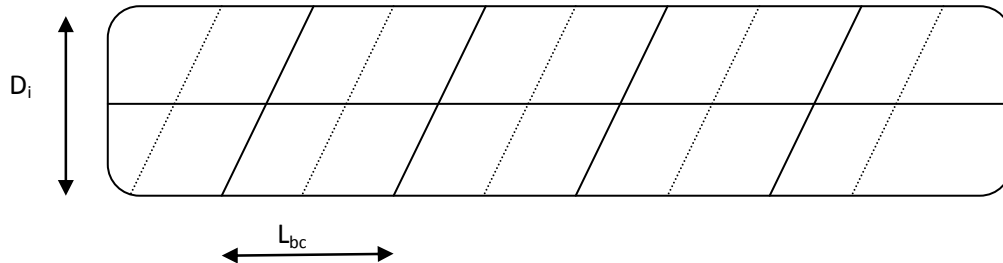
### 4.2.1 Avlesning i strømningskart

Ved avlesning i strømningskartet, skal det brukes hastigheten i det minste krysstrømsarealet gjennom rørbunten, som om den andre fasen ikke skulle ha vært tilstede (52). Det vil si at det antas kun gass gjennom hele strømningsarealet når gasshastigheten finnes. Strømningsarealet [ $m^2$ ] beregnes på følgende måte:

$$A = L_{bc} \frac{D_i}{2} \left[ 1 - \frac{d_y}{L_{tp}} \right]$$

Ligning 4.1 (16)

hvor alle størrelsene er geometriske verdier for 25-HA-112.  $D_i$  er indre manteldiameter,  $d_y$  er ytre rørdiameter [m],  $L_{bc}$  er midtre ledeplateavstand [m] (*central baffle spacing*) og  $L_{tp}$  er *pitch*-avstanden mellom rørene.



Figur 4.6 Skisse av varmeveksleren med ledeplater og støtteplater

Figur 4.6 viser en prinsippskisse av varmeveksleren, med ledeplater og støtteplater. De hele, skrånede linjene markerer ledeplater, mens de stiplede linjene indikerer støtteplater. Varmeveksleren er designet slik at det er to spiralstrømmer som går parallelt. Hver av disse strømmene vil føres gjennom varmeveksleren ved hjelp av ledeplater. Ledeplatene for den ene spiralstrømmen, vil være støtteplate for den andre spiralstrømmen. Nødvendige geometriske verdier, samt beregnet strømningsareal, for 25-HA-112 er vist i Tabell 4.4. Disse verdiene er tidligere presentert i kapittel 2.2.1.

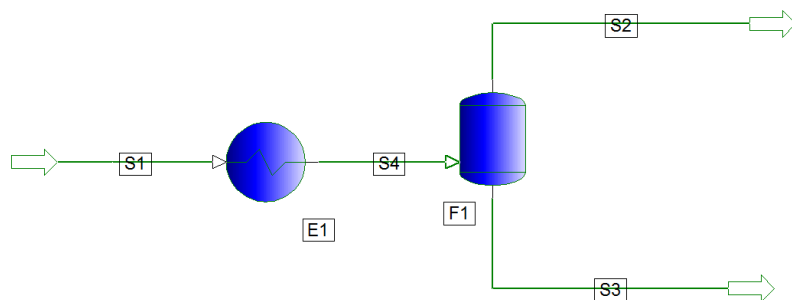
Tabell 4.4 Geometriske verdier og strømningsareal for 25-HA-112

Ytre rørdiameter	$d_y$	mm	19,05
Indre manteldiameter	$D_i$	mm	3250
<i>Pitch</i>	$L_{tp}$	mm	25,4
Avstand mellom ledeplater	$L_{bc}$	mm	1388
Strømningsareal	$A$	$m^2$	0,56

## 4.2.2 Resultat

Strømningens separasjonsområde for finnes ved å lese av linjen hvor strømningen går fra *spray* til *stratified*. For å finne gasshastigheten som brukes i strømningsdiagrammet, settes væskehastigheten lik 0. Langs y-aksen, hvor væskehastighet er tilnærmet lik null, er overgangen ved 0,9 m/s i modifisert gasshastighet. Siden linjen kun er et område, vil separasjonen antageligvis skje mellom 0,85 m/s og 0,95 m/s. Hvilken gassfraksjon dette tilsvarer, finnes ved å beregne hastighet og massestrøm ved separasjonspunktet, se Ligning 2.31. Det er funnet at 0,9 m/s tilsvarer 13,3 % gass i blandingen for designcasen. For å finne ut hvilken temperatur blandingen har i separasjonspunktet, har det blitt simulert en strømning med separasjonskolonne i PRO/II. Modellen er vist i Figur 4.7. Den første strømmen, S1, er definert som innløpstilstanden, se Tabell 2.3. Deretter skjer en nedkjøling av gassen i en varmeveksler, E1. En separasjonskolonne gjør at gass og væske separeres ved riktig gassfraksjon. For designcasen beregner PRO/II-modellen separasjonstemperaturen 12,027 °C.





Figur 4.7 Simuleringsmodell i PRO/II

Delen med integralkondensasjon er den delen av varmeveksleren som har best varmeovergangstall, og separasjonspunktet vil derfor ha betydning på størrelsen av varmeveksleren. Som det ble forklart i avsnitt 4.1, viser simuleringen at det ikke er en entydig verdi for separasjonspunktet. I området hvor kurvene i Figur 4.4 og Figur 4.5 snur, vil det være av stor betydning hva som foreslås som temperatur ut av integralkondensatoren. For måleseriene 82 % og 97 % belastning, skjer denne endringen mellom 13 °C og 14 °C. Det kan være stor forskjell i gassfraksjon før utløpet, etter hvilken separasjonstemperatur som er valgt. For å verifisere resultatet av den termodynamiske modellen, er det benyttet et strømningskart.

Som beskrevet i 2.7.1, vil separasjonsområdet være der hvor strømmingen går over fra å være *spray* til å være *stratified*. Området finnes ved å anta at det kun er gass tilstede, og lese av modifisert hastighet hvor overgangslinjen finnes. De modifiserte hastighetene brukes deretter til å finne virkelig hastighet og massestrøm til gassen ved separasjonspunktet. Denne massestrømmen angir da et separasjonspunkt i form av en gassandel. Grants strømningskart viser at separasjonspunktet er ved 0,9 m/s i modifisert hastighet for alle måleseriene, så lenge det ikke tas hensyn til væskehastigheten i strømmingen. Det er antatt samme komposisjon for alle tilfellene, og den modifiserte hastigheten tilsvarer derfor den reelle gasshastigheten 3,03 m/s, og massestrøm gass vil da være 67,24 kg/s for alle måleseriene. Ettersom de ulike måleseriene har ulik belastning, vil massestrømmen gass tilsvare ulike gassfraksjoner, og dermed er separasjonspunktene noe ulike i de fem måleseriene.

Tabell 4.5 viser separasjonspunktet avlest fra Grants strømningskart (2), sammenlignet med verdier fra den termodynamiske modellen i avsnitt 4.1. Kolonnene er markert med *Grant*, *separasjon 1* og *separasjon 2*. Dette tilsvarer de ulike separasjonspunktene; avlest fra Grants strømningskart, den lave separasjonstemperaturen i den termodynamiske modellen og den høye separasjonstemperaturen i den termiske modellen. Separasjonspunktet er angitt i gassfraksjon på vektbasis. Utregningene for separasjonspunktene ved Grants strømningskart finnes i vedlegg 12.2.

Tabell 4.5 Separasjonspunkt avlest fra Grants strømningskart (2), sammenlignet med resultatene fra termodynamisk modell

Belastning	Grant	Separasjon 1	Separasjon 2
	w/o	w/o	w/o
42 %	33,88	9,93	58,39
57 %	24,77	9,00	47,21
82 %	17,15	12,15	29,51
87 %	16,25	17,00	48,74
97 %	14,48	9,22	43,70

For fire av de fem måleseriene ligger separasjonspunktet avlest i strømningskartet, mellom de to separasjonspunktene funnet fra den termodynamiske modellen. Måleserien ved 87 % last, viser derimot et lavere separasjonspunkt. Dette kan blant annet komme av unøyaktigheter i målingene og forenklinger som har blitt gjort i forbindelse med utregningene. I utregning av separasjonspunktet er det antatt at fysiske data er like i de ulike modellene, men varierer gjennom varmeveksleren.

De fysiske dataene som er brukt for å regne ut den modifiserte hastigheten, er hentet fra simulering av 25-HA-112 i Xchanger Suite 5, og det er antatt like fysiske data i alle måleseriene. De fysiske dataene vil variere med trykk og temperatur, samt komposisjonen til kuldemedieblandingen. Antagelsen om like fysiske data for de ulike måleseriene, vil derfor ikke være en riktig antagelse. Spesielt er det av stor betydning at trykktapet i varmeveksleren varierer for hver av målingene.

### 4.2.3 Sammenlingning

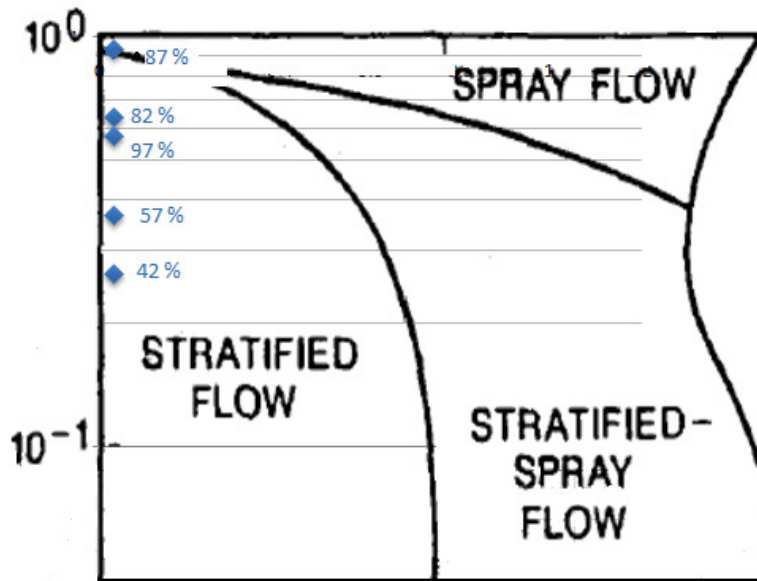
Ettersom den termodynamiske modellen foreslår to separasjonspunkter, er det interessant å undersøke hvor disse ligger i strømningskartet. Fra Tabell 4.5 vises det at separasjonspunktet fra Grants strømningskart stort sett ligger mellom de beregnede verdiene fra modellen. Gassfraksjonene ved separasjonspunktene som er funnet i den termodynamiske modellen, må oppgis på vektbasis, vist i Tabell 4.5. Beregningene fra separasjonspunktene i den termodynamiske modell, til modifisert hastighet, er vist i Tabell 4.6.

Tabell 4.6 Beregning av separasjonspunkt fra massefraksjon til modifisert hastighet

Måle-serie	Separasjon 1			Separasjon 2		
	Gassfraksjon	Massestrøm	Modifisert hastighet	Massefraksjon	Massestrøm	Modifisert hastighet
%	[kg/kg]	[kg/s]	[m/s]	[kg/kg]	[kg/s]	[m/s]
42	0,0993	19,72	0,26	0,5389	106,97	1,42
57	0,0900	24,43	0,33	0,4721	128,15	1,71
82	0,1215	47,63	0,64	0,2951	115,69	1,55
87	0,1700	70,34	0,94	0,4874	201,68	2,69
97	0,0922	42,79	0,57	0,4370	202,85	2,70

De modifiserte hastighetene kan deretter plottes inn i Grants strømningsdiagram for å vurdere hvilket separasjonspunkt som er mest fornuftig. I *spray*-området er det god blanding av fasene, mens *stratified* område betegner differensialkondensasjon. Det vil si at separasjonspunktet som ligger innenfor *stratified* område, eller i nærheten av overgangssonen, vil være det mest sannsynlige separasjonspunktet.

I Figur 4.8 er det markert hvor i strømningskartet de aktuelle måleseriene befinner seg ved den laveste separasjonstemperaturen. De fleste måleseriene er godt inne i *stratified* område, kun måleserien med 87 % belastning befinner seg i grenseområdet mellom strømningsregimene *stratified* og *spray*. Det var også denne måleserien som hadde et avvik i Tabell 4.5. Separasjonspunktet ved høyeste temperatur som er beregnet i den termodynamiske modellen, vil i Grants strømningskart ligge godt inne i *spray*-området. Dette gjør at det laveste separasjonspunktet er mest sannsynlig som separasjonspunkt.



Figur 4.8 Første separasjon i Grants strømningsdiagram

Det er samtidig viktig å huske på at linjene i et slikt strømningsdiagram kan regnes som overgangssoner, ikke en bestemt linje. Det høyeste separasjonspunktet gir for de fem måleseriene modifiserte hastigheter mellom 1,39 m/s og 2,7 m/s. For måleserien med lavest last, 42 % og 57 %, vil det være nødvendig å undersøke hvor i strømningsdiagrammet den høye separasjonstemperaturen befinner seg, da de ligger langt nedenfor overgangssonen. For 42 % last vil andre separasjonspunkt være tilsvare 1,39 m/s i modifisert hastighet, mens 57 % belastning tilsvarer 1,65 m/s. Det betyr at også disse ligger godt innenfor området med god miksing.

### 4.3 Kondensattemperaturens innvirkning på utløpstemperaturen

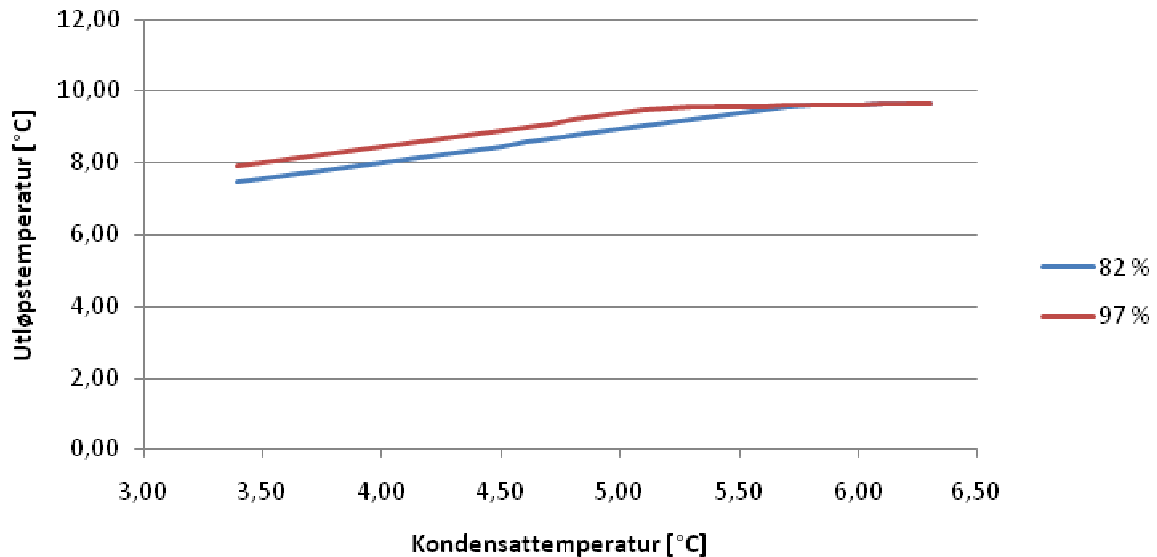
Kondensattemperaturer vil være en annen faktor som kan påvirke utløpstemperaturen. I den termodynamiske modellen har måleseriene blitt brukt for å bestemme laveste temperatur på gass og kondensat. Avlesningsfeil i målingene er noe som kan ha stor innvirkning for resultatet i modellen. I dette avsnittet vil kondensattemperaturens innvirkning på utløpstemperaturen ved måleseriene med 82 % og 97 % last undersøkes. Det tas da utgangspunkt i den samme termodynamiske modellen, men separasjonstemperaturen settes nå konstant og lik laveste beregnede verdi i avsnitt 4.1.1.

I den termodynamiske modellen har kondensattemperaturer blitt satt til temperaturen som ble målt ved  $221,3^{\circ}$  på siste tilgjengelige aksielle målepunkt. For måleseriene er siste tilgjengelige punkt ved  $221,3^{\circ}$  ved 17 310 mm, se Tabell 3.2 og Tabell 3.3. Det vil si at temperaturen som er brukt er målt fire meter før utløpet, noe som også er en usikkerhetsfaktor i den termodynamiske modellen. Av de målte temperaturer, Figur 3.14-Figur 3.20, ser det ut til at gasstemperaturen har temperatur nær sjøvannstemperaturen i alle målingene. Gasstemperaturen vil derfor ikke være av stor betydning når separasjonspunkt og utløpstemperatur bestemmes i modellen. Kondensatet har derimot temperaturer over sjøvannstemperaturen.

I Figur 4.9 og

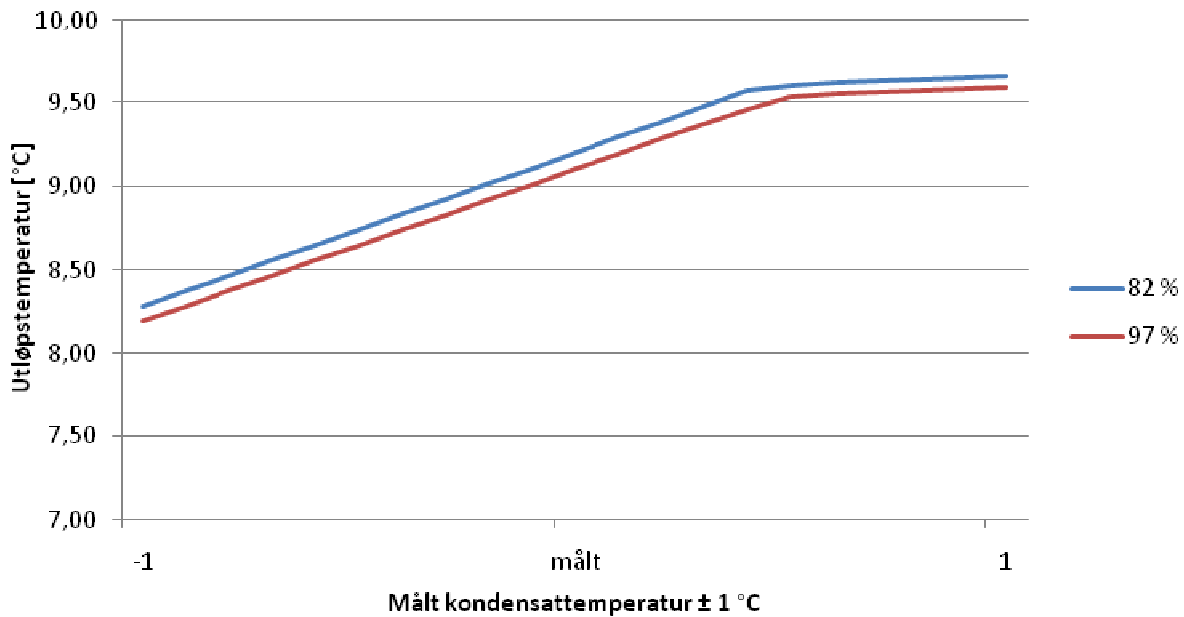
Figur 4.10 er kondensattemperaturens innvirkning på utløpstemperaturen illustrert. Grafene er basert på måleseriene gjennomført 2.3.09 og 3.3.09, henholdsvis 82 % og 97 % belastning. Se Tabell 3.2 og Tabell 3.3 for verdier. Den samme termodynamiske modellen som vist i Figur 4.2, men uten styringsenheten, er brukt for å analysere påvirkningen av kondensattemperaturer. Gasstemperaturen holdes konstant;  $3^{\circ}\text{C}$  ved 82 % og  $4^{\circ}\text{C}$  ved 97 %, mens kondensattemperaturer varieres manuelt. Separasjonstemperaturen er satt til å være lik den laveste separasjonstemperaturen funnet gjennom den termodynamiske modellen i avsnitt 4.1.1.

Separasjonstemperaturen ved 82 % og 97 % belastning er da henholdsvis 12,334 °C og 11,404 °C, se Tabell 4.1 og Tabell 4.2. I Figur 4.9 er utløpstemperaturen som framkommer ved varierende kondensattemperatur stipulert for både 82 % og 97 % belastning. For begge seriene er det en lineær økning av utløpstemperaturen før den deretter flater ut. Ved kondensattemperatur rundt 5,2 °C flater utløpstemperaturen ved serien med 97 % last ut, mens den ved 82 % last flater ut ved kondensattemperatur rundt 5,6 °C. Det tyder på at kondensattemperatur har mye å si for utløpstemperaturen ved lave kondensattemperaturer, og at den mindre innvirkning ved høye temperaturer.



Figur 4.9 Varierende utløpstemperatur ved varierende kondensattemperatur

Figur 4.10 viser endring i utløpstemperaturen når kondensattemperatur varierer  $\pm 1$  °C ut fra målt kondensattemperatur. Intervallet  $\pm 1$  °C er angitt som avlesningsfeil på termometeret som ble brukt ved gjennomføring av målingene. Som i Figur 4.9, stiger utløpstemperaturen ved lave kondensattemperaturer. Når kondensattemperatur er ca 0,5 °C høyere enn målt temperatur, flater kurven ut. For øvrig følger kurvene hverandre tett gjennom hele intervallet. I gjennomsnitt ligger kurven for 82 % kun 0,09 °C over serien med 97 %. Siden utløpstemperaturen for 82 % er 0,1 °C høyere enn 97 %, stemmer dette bra. Variasjonen av utløpstemperaturen i temperaturintervallet  $\pm 1$  °C er omtrent 1,4 °C for begge måleseriene.



Figur 4.10 Utløpstemperatur i temperaturintervallet  $\pm 1$  °C

Når utløpstemperaturen varierer mye ved liten endring i kondensattemperatur, tyder dette på et sensibelt system. Opp til kondensattemperatur 5,8 °C for 82 % belastning, og til 5,2 °C for 97 % belastning, varierer utløpstemperaturen med ca 1,4 °C. Det tyder på at utløpstemperaturen er sensibel i dette intervallet. Etter disse punktene flater kurven ut, og systemet er ikke like sensibelt for kondensattemperatur. Slik kan det forstås at målt kondensattemperatur er relativt nøyaktig. Siden kondensattemperatur har stor innvirkning på utløpstemperaturen ved lave kondensattemperaturer, kan det være ønskelig å sikre lav temperatur for kondensatet. Ved innkjøp av ny varmeveksler kan det derfor vurderes å sette inn rør også i bunnen av varmeveksleren, slik at kondensatet er sikret god nedkjøling.

I den termodynamiske modellen, vil det alltid være faktorer som avhenger av hverandre. Da separasjonspunktene i den termodynamiske modellen ble funnet, ble temperaturene i gass- og kondensatvarmevekslerne holdt konstant, mens separasjonspunktet ble variert slik at utløpstemperaturen samsvarte med målt utløpstemperatur. I sensitivitetsanalysen for kondensattemperaturens innvirkning på utløpstemperaturen, ble separasjonspunktet satt konstant, mens kondensattemperatur varierte. Ved kondensattemperatur 5,3 °C for måleserien med 82 % belastning nås målt utløpstemperatur; 9,2 °C. For måleserien med 97 % belastning, nås utløpstemperaturen ved kondensattemperatur 4,7 °C. Det gjør at disse sensitivitetsanalysene ikke er uavhengig av resultatene tidligere i dette kapitlet.

En annen måte å undersøke kondensattemperaturens innvirkning på utløpstemperaturen, er å benytte separasjonspunktet funnet fra Grants strømningskart. Gassfraksjonen som er funnet fra strømningskartet settes som separasjonspunkt, og temperaturen ut av integralkondensatoren bestemmes ut fra denne. En styringsenhet brukes for å oppnå målt utløpstemperatur ved å variere kondensattemperatur. Resultatet av dette er vist i Tabell 4.7. Det er også her kun undersøkt for måleseriene med 82 % og 97 %.

Tabell 4.7 Kondensattemperatur ved separasjonspunkt etter strømningskart

	Gassfraksjon		Separasjons- temperatur °C	Kondensat- temperatur °C
	kg/kg	kmol/kmol		
82 %	0,1715	0,1840	13,00	4,53
97 %	0,1448	0,1558	12,09	2,74

Siden separasjonspunktet som er avlest fra strømningskartet, ligger mellom de to separasjonspunktene funnet ved hjelp av den termodynamiske modellen, se Tabell 4.5, vil også kondensattemperaturen endre seg noe. Som Tabell 4.7 viser, vil separasjonen skje ved gassfraksjon 17,15 <sup>w</sup>/o, for måleserien med 82 % belastning. Det tilsvarer separasjonstemperaturen 13,00 °C. Simulering i PRO/II viser da at kondensattemperaturen er 4,53 °C for å nå målt utløpstemperatur. I forhold til målt temperatur, er denne kondensattemperaturen innenfor målefeilintervallet ±1 °C, og dermed et akseptert avvik. For måleserien ved 97 % belastning, viser Grants strømningskart at separasjonen skjer ved en lavere gasskvalitet; 14,48 <sup>w</sup>/o. Dette tilsvarer separasjonstemperaturen 12,09 °C, og simuleringen viser da at kondensattemperaturen må være 2,74 °C. Dette er ikke en sannsynlig verdi, siden den ligger under sjøvannets innløpstemperatur, som er 3,4 °C. Dersom kondensattemperaturene fra måleseriene brukes, vil separasjonstemperaturen være lavere enn hva som finnes etter Grants strømningskart.

Overgangssonene i strømningskartet er igjen av betydning. Siden linjene i kartet skal anses som soner, og ikke linjer, vil separasjonspunktet kunne være både høyere og lavere enn avlest. Dersom separasjonen inntreffer ved en lavere temperatur, vil også temperaturen ut av væskekjøleren synke for å oppnå målt utløpstemperatur. Dersom separasjonen ved 97 % belastning inntreffer ved den modifiserte hastigheten 0,85 m/s, er separasjonstemperaturen ca 12 °C og kondensattemperaturen må da være 2,98 °C. Fremdeles er denne temperaturen lavere enn sjøvannstemperaturen. Dette tyder på at beregnet separasjonspunkt ved gassfraksjonen 9,22 <sup>w</sup>/o er mer sannsynlig.

#### 4.4 Vurdering av separasjonspunkt

Fra den termodynamiske modellen ser det ut til at det kan være flere aktuelle separasjonspunkter for hver måleserie. PRO/II beregner separasjonspunkter for å nå målt utløpstemperatur. Hvilken temperatur som blir foreslått ut av delen med integralkondensasjon er relevant i forhold til hvilken separasjonstemperatur som beregnes av programmet.

Ved å sammenligne separasjonstemperaturene som framkommer i den termodynamiske modellen med separasjonspunktet funnet ved hjelp av Grants strømningskart, vil det kunne gi en indikasjon på et *separasjonsområde*. For alle måleseriene ligger Grants separasjonspunkt nærmest den laveste separasjonstemperaturen som er funnet i den termodynamiske modellen. Det kan derfor antas at dette punktet er mest sannsynlige. Dette separasjonspunktet vil ligge nærmest området hvor strømmingen går fra *spray* til *stratified* i strømningskartet. Videre i denne rapporten er separasjonspunkt funnet fra Grants strømningskart som brukes.

Den termodynamiske modellen ble i utgangspunktet utviklet for å analysere ytelsen på varmeveksleren og finne separasjonssonen. Utregninger viser at andelen gass påvirker temperaturøkningen i blandingssonen ved utløpet (1). I dette kapitlet ble den termodynamiske modellen videreutviklet, og den sammen trenden som StatoilHydro presenterer i sin evaluering registrert. Den termodynamiske modellen er en enkel modell, og separasjonspunktet endres etter hvilken temperatur som blir foreslått som utløpstemperatur av integralkondensatoren. I tillegg består modellen av en enkelt varmeveksler som kjøler ned gasstrømmen etter separasjonen. Det gjør at modellen regner bedre varmeovergang i delen med differensialkondensasjon enn hva som er

tilfelle. Dette gjør modellen usikker. Modellen beregner også separasjonspunktet til å være en temperatur etter hva måleseriene viser. I realiteten vil separasjonspunktet være et resultat av gravitasjonskrefter og hastighet, ikke temperatur. Det anbefales derfor å benytte Grants strømningskart som separasjonspunkt, fremfor separasjonspunkt funnet fra denne modellen.

## 5 Tilnærming til differensialkondensasjon

Det er utviklet to ulike modeller for å simulere kondensasjonsforløpet i 25-HA-112. Begge modellene tar hensyn til at det fra innløpet og et stykke inn i varmeveksleren er integralkondensasjon, og at det ved et bestemt område er differensialkondensasjon som overtar. Separasjonspunktet er funnet ut fra Grants strømningsdiagram (2), og tilsvarer gassfraksjonen 0,1237 kg/kg. For designcaset, presentert i avsnitt 5.1, tilsvarer denne gassfraksjonen temperaturen 12,03 °C. Ved denne temperaturen er det antatt at trykket er 2040 kPa, noe som tilsvarer et trykkfall på 34 kPa fra innløpet. Hvordan denne temperaturen er funnet er beskrevet nærmere i kapittel 4.2.1. Etter at gass og kondensat separeres ved denne temperaturen, befinner gassen seg ved duggpunktlinjen mens kondensatet befinner seg ved kokepunktlinjen. Ettersom sjøvannets innløpstemperatur er lavere enn 12,03 °C, tilsier det at kondensasjon fortsatt er mulig. Siden væske separeres ut kontinuerlig ved differensialkondensasjon, synker både kokepunkt- og duggpunktstemperaturen. Dersom sjøvannstemperaturen er høyere enn laveste kokepunkt, vil det være en gassrest igjen før utløpet. Kokepunktet til gassen etter separasjonen er 1,431 °C, mens den ved 100 % etan er -6,66 °C (53). For designcaset er sjøvannstemperaturen 6,1 °C. Det indikerer at gassen ikke kan kondensere ved ren differensialkondensasjon.

Fra innløpet og ned til 12,03 °C er det i modellene integralkondensasjon, mens det fra separasjonstemperaturen og til utløpet er differensialkondensasjon. Forskjellen i modellene ligger i tilnærmingen til differensialkondensasjon. Området med integralkondensasjon er likt for begge modellene, men etter separasjonspunktet ved 12,03 °C modelleres kondensasjonsforløpet ulikt. *Modell I* tar utgangspunkt i simuleringsverktøyet PRO/II, mens *Modell II* baserer seg på beregninger ved hjelp av Colburn og Drews (4) teorier.

Begge modellene tar utgangspunkt i designcaset, presentert i Tabell 2.3. I designcaset er kuldemediets utløpstemperatur 10 °C. Målinger gjennomført av StatoilHydro viser at både gass- og væskestrøm etter separasjonen vil underkjøles i forhold til denne temperaturen. Ved tidligere studier gjennomført av StatoilHydro, er det på bakgrunn i disse målingene anslått at fasene (1). I både *Modell I* og *Modell II* er det derfor gjennomført beregninger for to ulike situasjoner; en situasjon der gass og kondensat kjøles ned til 10 °C, og en annen der fasene kjøles ned til 7 °C. I begge tilfellene er utløpstemperaturen 10 °C. Underkjøling til 7 °C er valgt på bakgrunn av sjøvannets innløpstemperatur, som er 6,1 °C i designcaset. Videre er det i begge modellene sett på hvilken temperatur som framkommer når gass og kondensat blandes ved utløpet. Denne temperaturen vil variere, avhengig av komposisjon og temperatur til de to fasene før utløpet.

For å se hvor stor innvirkning integralkondensasjon har på det totale kondensasjonsforløpet i 25-HA-112, er *Modell I* videreutviklet slik at det simuleres differensialkondensasjon gjennom hele varmevekslerens lengde. Dette vil bli presentert senere.



## 5.1 Designcaset

I både *Modell I* og *Modell II* det designcaset fra StatoilHydro med 100 % massestrøm, som vist i Tabell 5.1, som er brukt. Disse er også presentert i avsnitt 2.2.1. Det tillatte trykkfallet er 40 kPa, og alle modellene holder seg innenfor dette. Kuldemediets komposisjon er forenklet, slik at det her antas at det kun består av etan og propan. For designcaset med 100 % massestrøm er total effekt i 25-HA-112 168242,06 kW (19).

Tabell 5.1 Designcase med tokomponent kuldemedieblending

Temperatur [°C]	31,20
Trykk [kPa]	2074
Massestrøm kuldemedium [kg/s]	478,31
Massestrøm sjøvann [kg/s]	5276,99
Andel etan [kmol/kmol]	0,64
Andel propan [kmol/kmol]	0,36

Geometriske størrelser som brukes i beregningene er vist i Tabell 5.2.

Tabell 5.2 Geometriske størrelser for 25-HA-112(19)

Ytre rørdiameter	$d_y$	mm	19,05
Indre manteldiameter	$D_i$	mm	3250
Effektivt varmeoverførende areal	$A_{eff}$	$m^2$	37186,3
Effektiv varmevekslerlengde	$L_{eff}$	m	21,617
Areal per varmevekslerlengde	$A'$	$m^2/m$	1720,23
Arealforhold	$A_y/A_i$	-	2,975

### 5.1.1 Separasjonspunkt ved designcaset

For å finne ut hvor differensialkondensasjon tar over for integralkondensasjon, er Grants strømningskart (2) studert. Det antas at differensialkondensasjon oppstår når strømmingen går fra *spray* til *stratified* strømning, fordi det er i dette området gravitasjonskreftene har større innflytelse på strømmingen enn hva skjærkreftene har (3). Avlesning av strømningskart er presentert i kapittel 2.7 *Strømningsregimer* og kapittel 4.2.1 *Avlesning i strømningskart*. For designcaset er det funnet at separasjonen skjer ved gassfraksjonen 0,1237 kg/kg, som gir temperaturen 12,027 °C.

### 5.1.2 Total effekt

For å identifisere varmen som må fjernes for å få kun væske med 10 °C ut av 25-HA-112, er det satt opp en ny PRO/II-modell som kondenserer all gassen i en enkelt varmeveksler. Denne viser at kokepunktstemperaturen til kuldemedieblendingen ved trykket 2034 kPa, er 10,363 °C. Ettersom utløpstemperaturen er 10 °C, betyr det at det er kun væske ved denne temperaturen. Som vist i Tabell 5.3 må det fjernes 168,9305 MW varme for å senke temperaturen fra 31,2 °C til 10 °C, med 40 kPa i trykkfall.

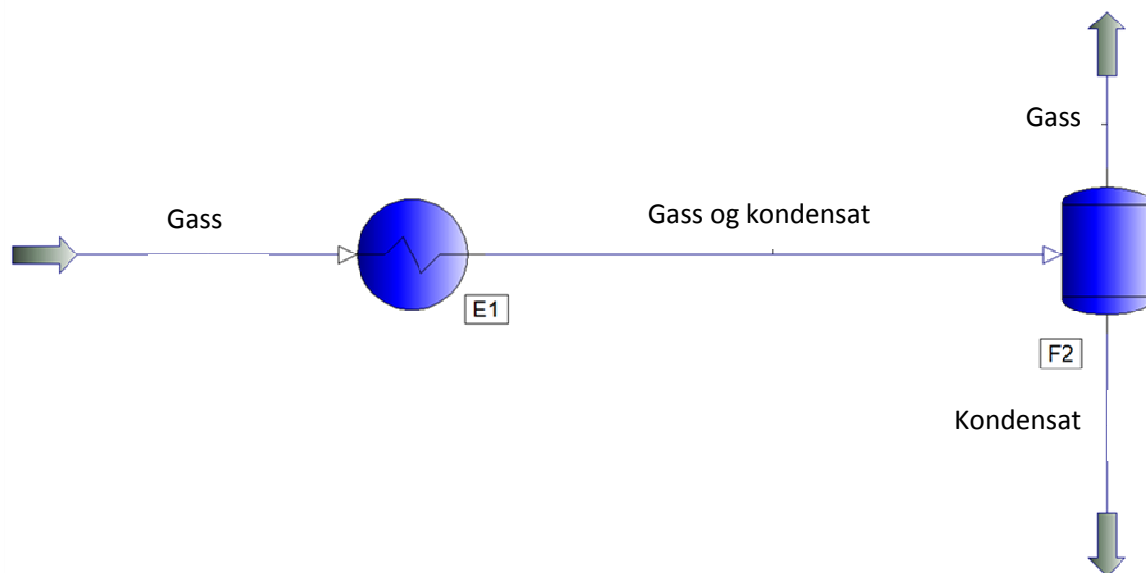
Tabell 5.3 Totalt overført varme i 25-HA-112 ved nedkjøling til 10 °C

Massestrøm [kg/s]	478,31
Entalpi (31,2 °C) [kJ/kg]	383,75
Entalpi (10 °C) [kJ/kg]	30,57
<b>Nødvendig overført varme [MW]</b>	<b>168,9305</b>

Beregnet overført varme er høyere enn hva opplysningene i designacset gir. Fra Lindes *Process Engineering Data Sheet* er det opplyst om at totalt overført effekt er 168,2421 MW. Dette avviket på 0,41 % kan skyldes tokomponent blanding i entalpieregningene.

## 5.2 Modell I

*Modell I* tar utgangspunkt i simuleringsverktøyet PRO/II for å tilnærme seg differensialkondensasjon. Når differensialkondensasjon tar over, vil kondensatet skilles ut og falle mot bunnen av varmeveksleren. Dette simuleres ved å dele integralkondensatoren inn i flere varmevekslertrinn, der ett trinn består av en varmeveksler som reduserer temperaturen, og en etterfølgende separator som separerer gass og væske. Gassen ledes så inn på et nytt varmevekslertrinn, mens kondensatet behandles separat. Ett varmevekslertrinn er vist i Figur 5.1.



Figur 5.1 Ett varmevekslertrinn, bestående av en varmeveksler og en tilhørende separator

Som beskrevet i avsnitt 4.2, er det fra Grants strømningskart funnet at det er integralkondensasjon ned til bulktemperaturen 12,03 °C, og at det deretter er differensialkondensasjon som overtar. I denne modellen simuleres dette i PRO/II ved å etablere en modell som består av en enkelt varmeveksler som senker temperaturen fra innløpstilstanden og ned til separasjonstemperaturen 12,03 °C. Fra denne temperaturen og ned til utløpstemperaturen består modellen av flere varmevekslertrinn med likt temperatur- og trykkfall som kjøler ned gassen og separerer fasene. PRO/II simulerer varmevekslere med integralkondensasjon, så hver varmeveksler i modellen fungerer som en kondensator med integralkondensasjon. Etersom varmevekslerne etterfølges av en separator som separerer gass og væske vil modellen totalt sett simulere differensialkondensasjon etter separasjonspunktet.

Etersom kondensatet separeres ut kontinuerlig ved differensialkondensasjon, er det valgt å ha et temperaturfall på 1 °C i hver varmeveksler i modellen. Videre er det antatt at det er likt trykkfall i hver varmeveksler, og at det ikke er trykkfall i separatorene. Som beskrevet i avsnitt 5.1, er

modellen utført for to ulike situasjoner; en der gass og kondensat kjøles ned til 10 °C, og en der fasene kjøles til 7 °C. For disse tilfellene er det utarbeidet separate beregninger og modeller i PRO/II. Tilfellene er presentert separat, og betegnelser og navn på varmevekslere, separatorer og strømmen samsvarer med de vedlagte PRO/II-modellene og variabellistene, se vedlegg 12.5.

### 5.2.1 Framgangsmåte for å finne overført varme, varmeoverførende areal og varmevekslerlengde

Totalt overført varme, varmeovergangstall, nødvendig varmeoverførende areal og tilhørende varmevekslerlengde for både integralkondensatoren og varmevekslertrinnene som simulerer differensialkondensasjon, er beregnet. Ved beregning av varmeovergangstall i modellen, er det tatt utgangspunkt i simulering av 25-HA-112 i Xchanger Suite 5, se vedlegg 12.1.3. Det er derimot usikkert hvordan Xchanger Suite 5 beregner kondensasjonsforløpet. Det konvekktive varmeovergangstallet på mantelsiden er tatt direkte fra simuleringene i Xchanger Suite 5. I PRO/II er det brukt integralkondensasjon, og det er derfor valgt å bruke teori fra likevektsmetoden (36). Framgangsmåten for å identifisere disse verdiene i *Modell I* er beskrevet her.

#### 5.2.1.1 Varmeovergangstall

Simuleringsverktøyet PRO/II simulerer alle varmevekslere med integralkondensasjon, og kuldemediet er alltid i likevekt gjennom kondensasjonsforløpet. Ved integralkondensasjon tas det ikke hensyn til at veggtemperaturen kan nå duggpunkttemperaturen før bulkstrømmen, og at gassen nær veggen dermed kan kondensere før bulkstrømmen har nådd duggpunkttemperaturen. Det totale varmeovergangstallet,  $U$  [ $W/m^2K$ ], og dermed også nødvendig varmeoverførende areal,  $A$  [ $m^2$ ] er beregnet ut fra Silvers, samt Bell og Ghalys metode – likevektsmetoden (34) (27).

Det effektive varmeovergangstallet for blandingen,  $h^*$  [ $W/m^2K$ ], er for likevektsmetoden gitt ved Ligning 5.1:

$$\frac{1}{h^*} = \frac{1}{h_f} + \frac{1}{h_g^*}$$

Ligning 5.1 (37)

Der  $h_f$  og  $h_g^*$  er konvekktive varmeovergangstallet i henholdsvis kondensatfilmen og gassfasen [ $W/m^2K$ ]. Det effektive varmeovergangstallet i gassfasen kan som vist i kapittel 2 uttrykkes som:

$$\frac{1}{h_g^*} = \frac{xc_{p,g}}{h_g} \frac{dT}{di}$$

Ligning 5.2 (37)

$c_{p,g}$  er varmekapasiteten i gassfasen, [ $kJ/kgK$ ],  $x$  er gassfraksjonen [ $kg/kg$ ],  $h_g$  er varmeovergangstallet i gassfasen ved nedkjøling av gass [ $W/m^2K$ ],  $dT$  er temperaturendringen i bulkstrømmingen [ $K$ ] og  $di$  er den tilhørende entalpiendringen. Det effektive varmeovergangstallet for blandingen kan da uttrykkes ved Ligning 5.3:

$$\frac{1}{h^*} = \frac{1}{h_f} + \frac{xc_{p,g}}{h_g} \frac{dT}{di}$$

Ligning 5.3 (37) (36)

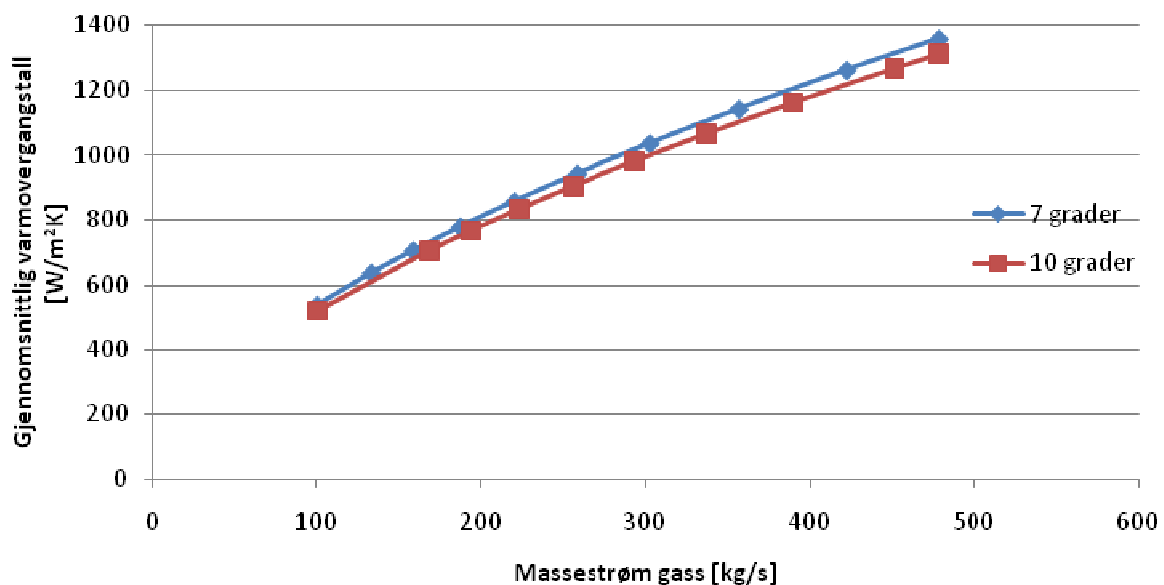
Ettersom det alltid er kun gass inn på hvert varmevekslertrinn, vil gasskvaliteten  $x$  være 1 for samtlige varmevekslere. Gassens spesifikke varmekapasitet er for hver varmeveksler funnet gjennom PRO/II som gjennomsnittsverdien mellom gassens varmekapasitet inn og ut av trinnet.  $\frac{dT}{di}$  finnes også

direkte fra PRO/II. For å identifisere varmeovergangstallet i gassfasen,  $h_g$ , er resultat fra simulering av 25-HA-112 i Xchanger Suite 5 brukt, se vedlegg 12.1.3c. Ettersom  $h_g$  kun representerer nedkjøling, og ikke kondensasjon, av gass, kan ikke resultat fra Xchanger Suite 5 brukes direkte. For å sikre kun nedkjøling av gass i Xchanger Suite 5, konstrueres derfor en gass med samme fysiske egenskaper som kuldemedieblandingen i gassfase, men som har en lav duggpunktstemperatur. Det gjøres ved å definere de fysiske egenskapene istedenfor komposisjon i Xchanger Suite 5. De fysiske egenskapene til den konstruerte gassen tas fra innløpstilstanden til kuldemediet, det vil si ved 31,2 °C og 2074 kPa, fordi kuldemediet da befinner seg i gassfase. Disse verdiene er hentet fra simulering av 25-HA-112 med kuldemedium i Xchanger Suite 5, se vedlegg 12.1.3a, og er vist i Tabell 5.4.

**Tabell 5.4 Den konstruerte gassens fysiske egenskaper**

Tetthet [kg/m <sup>3</sup> ]	39,2265
Dynamisk viskositet [mNs/m <sup>2</sup> ]	0,0103
Spesifikk varmekapasitet [kJ/kgK]	2,2330
Termisk konduktivitet [W/mK]	0,0207

Ved å simulere 25-HA-112 i Xchanger Suite 5 med denne konstruerte gassen som kuldemedium, vil gassen befinne seg i gassfase gjennom hele varmeveksleren. Varmeovergangstallet i gassfasen,  $h_g$ , kan da tas direkte fra resultatet av disse simuleringene. Dette varmeovergangstallet vil derimot være avhengig av massestrøm gass, og vil derfor være forskjellig for hvert varmevekslertrinn. Figur 5.2 viser hvordan varmeovergangstallet i gassfasen,  $h_g$ , varierer med massestrøm gass ved simulering av 25-HA-112 med konstruert gass i Xchanger Suite 5 med nedkjøling til både 7 °C og 10 °C, se vedlegg 12.1.3 d og e.



**Figur 5.2 Gjennomsnittlig konvektivt varmeovergangstall tatt fra simulering i XchangerSuite 5, med utløpstemperatur 7 °C og 10 °C**

Det totale varmeovergangstallet, U-verdien [W/m<sup>2</sup>K], fra kuldemediesidens gassfase og til sjøvannet, består av ulike resistanser mot varmetransport. På kuldemediesiden består det av resistans mot konveksjon i gassfasen og i kondensatfilmen, mens det på sjøvannssiden består av resistans på grunn av beleggdannelse, *fouling*, og resistans mot konveksjon. I tillegg er det resistans mot varmeoverføring gjennom metallet i rørveggen. Det totale varmeovergangstallet kan da beskrives ved Ligning 5.4.

$$\frac{1}{U} = R_{gass} + R_{film} + R_{metall} + R_{SW} + R_{fouling}$$

Ligning 5.4 (Ligning 2.7)

Der  $U$  er det totale varmeovergangstallet [ $W/m^2K$ ] og  $R$  er resistans [ $m^2K/W$ ].  $U$ -verdien beregnes her ut fra yttersiden av rørene. Resistans knyttet til beleggdannelse og konveksjon på sjøvannssiden er gitt ved innsiden av rørene, der sjøvannet strømmer, og må derfor skaleres slik at det gjelder for yttersiden av røret. Videre er resistans mot konveksjon i størrelsesorden den inverse av det konvektive varmeovergangstallet. Det betyr at Ligning 5.4 kan uttrykkes som i Ligning 5.5.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h^*} + R_{metall} + \frac{1}{h_{SW}} \frac{A_y}{A_i} + R_{fouling} \frac{A_y}{A_i}$$

Ligning 5.5 (Ligning 2.6)

Her er  $A_y$  ytre areal [ $m^2$ ], basert på ytre rørdiameter, mens  $A_i$  [ $m^2$ ] er indre areal, basert på indre rørdiameter.  $h_{SW}$  er det konvektive varmeovergangstallet i sjøvannet [ $W/m^2K$ ], og finnes direkte fra simulering av 25-HA-112 i Xchanger Suite 5. Ut fra  $U$ -verdien finnes nødvendig varmeoverførende areal,  $A$  [ $m^2$ ], i hvert varmevekslertrinn omskrevet fra Ligning 2.5:

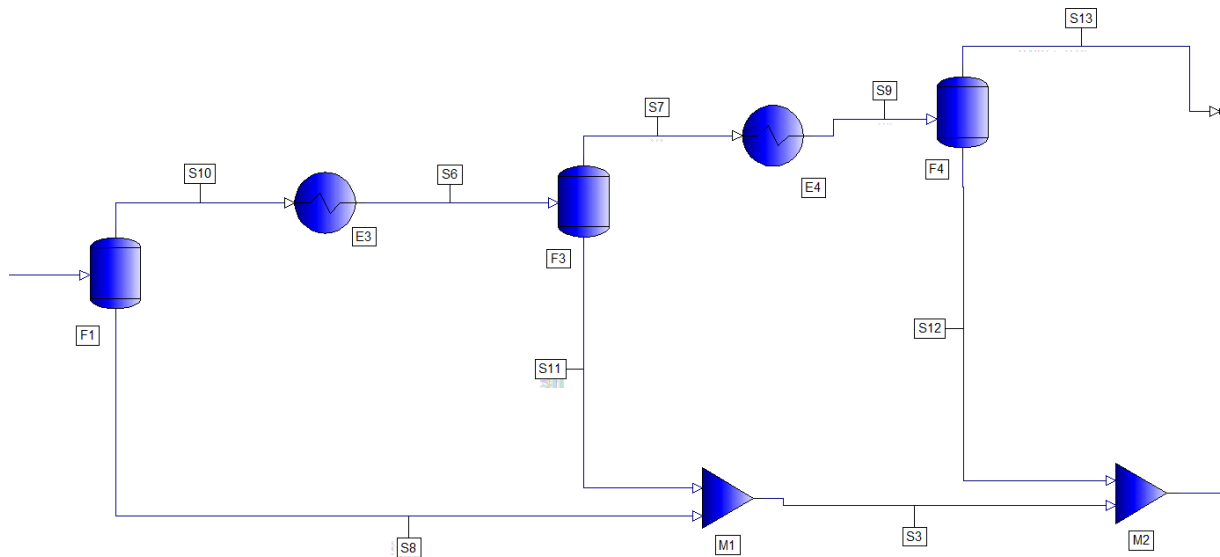
$$A = \frac{\dot{Q}}{U\Delta T_{LM}}$$

Ligning 5.6 (Ligning 2.5)

der  $\dot{Q}$  er overført varme [ $W$ ] og  $\Delta T_{LM}$  er den logaritmisk midlere temperaturdifferansen [ $K$ ].

### 5.2.1.2 Nedkjøling av kondensat

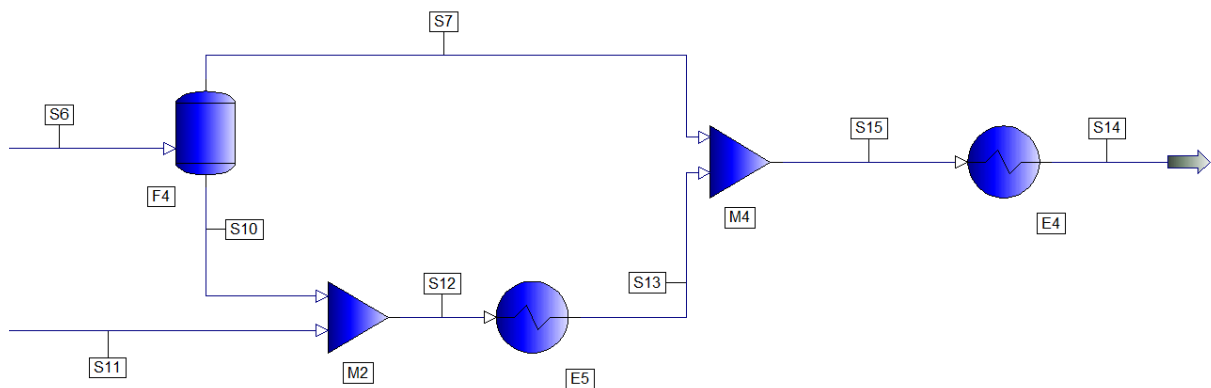
Ved differensialkondensasjon vil kondensatet som dannes underveis, kontinuerlig separeres ut og falle mot bunnen av varmeveksleren. I *Modell I* skjer dette derimot kun i hver separator etter hver varmeveksler. Det er derfor valgt å blande kondensatstrømmene etter hvert varmevekslertrinn. Kondensatets blandingstemperatur vil synke etter hvert som kaldere kondensat blandes inn. Om denne temperaturen er høyere enn 7 °C eller 10 °C når alle kondensatstrømmene er blandet, betyr det at kondensatet må være i kontakt med rørene. Der det er tilfelle, beregnes overført varme fra kondensat til sjøvann. En del av PRO/II-modellen med blanding av kondensatstrømmer er vist i Figur 5.3.



Figur 5.3 Et utsnitt PRO/II-modell med blanding av kondensatstrømmer

### 5.2.1.3 Modellering av utløpet

I 25-HA-112 tvinges gass- og kondensat sammen ved utløpet. I *Modell I* modelleres dette ved å føre gass og kondensat etter siste varmevekslertrinn sammen. Begge fasene har da samme trykk og temperatur, enten 7 °C eller 10 °C. Om blandingstemperaturen overstiger utløpstemperaturen som er definert i designcasen, 10 °C, er det da en ny varmeveksler som kjøler blandingen ned til kuldemedieblandingsens utløpstemperatur. Hvordan dette er modellert i PRO/II er vist i Figur 5.4.



Figur 5.4 Modellering av utløpet i *Modell I*. Gass og kondensat ved samme trykk og temperatur blandes, og temperaturen vil da stige. En ny varmeveksler senker temperaturen ned til utløpstemperaturen

### 5.2.2 Nedkjøling til 10 °C

Fra innløpet og ned til temperaturen 12,03 °C er det integralkondensasjon. Dette modelleres som en enkelt varmeveksler, I1, i PRO/II, og varme overført i denne er som vist i Tabell 5.5 147,7851 MW. Trykket ut av integralkondensatoren er satt til 2040 kPa.

Tabell 5.5 Overført varme i integralkondensator I1

Varmeveksler I1	
Massestrøm [kg/s]	478,306
Entalpi inn (31,2 °C) [kJ/kg]	383,751
Entalpi ut (12,027 °C) [kJ/kg]	74,775
<b>Overført varme [MW]</b>	<b>147,7851</b>

Temperaturen ut av siste varmevekslertrinn er i dette tilfellet 10 °C. Ettersom hvert varmevekslertrinn senker temperaturen 1 °C, trengs det da kun to trinn, DA1 og DA2. Som tidligere nevnt antas det likt trykkfall i hvert trinn. For å oppnå utløpstrykket 2034 kPa, må trykkfallet i hvert trinn være 3 kPa. Trykk- og temperaturforløp for hver varmeveksler er vist i Tabell 5.6.

Tabell 5.6 Trykk- og temperaturforløp gjennom integralkondensator I1 og differensialkondensatorene D1 og D2 for *Modell I* med nedkjøling til 10 °C

Varmeveksler	Innløpstrykk [kPa]	Innløpstemp. [°C]	Utløpstemp. [°C]	Massestrøm inn [kg/s]
I1	2074	31,20	12,03	478,306
DA1	2040	12,03	11,00	59,173
DA2	2037	11,00	10,00	55,527

For å se hvor stor andel gass som kondenseres i hvert varmevekslertrinn, beregnes gasskvaliteten ut av hver varmeveksler. Både "lokal" gasskvalitet, det vil si andelen gass ut av varmevekslertrinnet basert på massestrøm ved innløpet til trinnet, og "total" gasskvalitet, det vil si andelen gass ut av varmevekslertrinnet basert på massestrøm ved innløpet til integralkondensatoren, er beregnet. Resultatet av å kjøle gassen ned til 10 °C er vist i Tabell 5.7.

Tabell 5.7 Lokal og total gassfraksjon i hver varmeveksler for *Modell I* med nedkjøling til 10 °C

Varmeveksler	Massestrøm inn [kg/s]	Massestrøm gass ut [kg/s]	Lokal gassfraksjon [kg/kg]	Total gassfraksjon [kg/kg]
I1	478,306	59,173	0,1237	0,1237
DA1	59,173	55,527	0,9384	0,1161
DA2	55,527	52,168	0,9395	0,1091

Som denne tabellen viser, er det kun 12,37 % gass ut av integralkondensatoren, og etter siste varmevekslertrinn er det fortsatt 10,91 % gass igjen. Lokal gassfraksjon i hvert trinn er høy. Basert på massestrøm gass inn på hvert enkelt trinn, kondenseres i underkant av 7 % gassen.

### 5.2.2.1 Beregning av overført varme og nødvendig varmeoverførende areal

Første steg i beregning av overført varme og varmeoverførende areal, er å finne varmeovergangstallet for kuldemedieblandingen i hvert varmevekslertrinn. For å identifisere varmeovergangstallet i gassfasen,  $h_g$  gitt ved Ligning 5.2, brukes som tidligere nevnt simulering av 25-HA-112 i Xchanger Suite 5 med konstruert gass som kuldemedium og utløpstemperaturen 10 °C, se vedlegg 12.1.3d. Massestrøm gass reduseres for hvert varmevekslertrinn, og da vil også da det konvektive varmeovergangstallet i gassfasen synke, som vist i Figur 5.2. Det konvektive varmeovergangstall for gassfasen i hvert varmevekslertrinn, er da funnet som gjennomsnittet mellom varmeovergangstallet for massestrøm gass inn og ut av det aktuelle trinnet.

Varmekapasiteten i gassfasen for hvert varmevekslertrinn er funnet direkte fra PRO/II. Ettersom temperaturen senkes i hvert trinn, er gassens spesifikke varmekapasitet gjennomsnittsverdien mellom verdien inn og ut av hvert trinn. Videre er entalpi- og

temperaturdifferansen i hvert varmevekslertrinn tatt direkte fra PRO/II. Ettersom det kun er gass inn på hver varmeveksler, er gasskvaliteten,  $x$ , satt til 1. Resultatet for hvert varmevekslertrinn blir da som vist i Tabell 5.8.

Tabell 5.8 Kuldemedieblandings varmeovergangstall i gassfasen for *Modell I* med nedkjøling til 10 °C

Varmeveksler	$h_g$ [W/m <sup>2</sup> K]	$c_{p,g}$ [kJ/kgK]	dT [K]	di [kJ/kg]	x [kg/kg]	$h_g^*$ [W/m <sup>2</sup> K]
I1	875,125	2,221	19,173	308,98	1	6348,38
DA1	384,935	2,224	1,027	21,07	1	3551,32
DA2	368,675	2,223	1,000	20,72	1	3435,46

For å finne det konvektive varmeovergangstallet i kondensatfilmen,  $h_f$ , antas det at det konvektive varmeovergangstallet som framkommer av simuleringen av hele 25-HA-112 i Xchanger Suite 5,  $h_{HTRI}$  [W/m<sup>2</sup>K], med utløpstemperaturen 10 °C, skal være lik det beregnede varmeovergangstallet,  $h^*$  [W/m<sup>2</sup>K], i hvert varmevekslertrinn, gitt av Ligning 5.3. Det gir:

$$\frac{1}{h_{HTRI}} = \frac{1}{h^*} = \frac{1}{h_f} + \frac{1}{h_g^*}$$

Ligning 5.7

Der  $h_{HTRI}$  fra simulering i Xchanger Suite 5 er funnet til å være 1017,5 W/m<sup>2</sup>K, se vedlegg 12.1.3a.

$$h_f = \left[ \frac{1}{h_{HTRI}} - \frac{1}{h_g^*} \right]^{-1}$$

Ligning 5.8

Varmeovergangstallet i kondensatfilmen forandres lite i de forskjellige varmevekslertrinnene, og det velges derfor å sette det lik gjennomsnittverdien. Det gir  $h_f=1151,4$  W/m<sup>2</sup>K. Det effektive varmeovergangstallet på mantelsiden,  $h^*$ , for hvert varmevekslertrinn, gitt ved Ligning 5.3, blir da som vist i Tabell 5.9.

Tabell 5.9 Effektivt varmeovergangstall i hvert varmevekslertrinn for *Modell I* med nedkjøling til 10 °C

Varmeveksler	$h_g^*$ [W/m <sup>2</sup> K]	$h_f$ [W/m <sup>2</sup> K]	$h^*$ [W/m <sup>2</sup> K]
I1	6348,38	1151,4	974,60
DA1	3551,32	1151,4	869,47
DA2	3435,46	1151,4	862,35

Siden motstand er den inverse av varmeovergangstallet, se Ligning 2.7, kan motstanden i de ulike sjiktene bestemmes. For gassfasen i I1 er motstanden  $1,57 \cdot 10^{-4}$ , mens motstanden i gassfasen i DA1 er  $2,82 \cdot 10^{-4}$ . I væskefilmen er motstanden høyere;  $8,69 \cdot 10^{-4}$ . Filmtykkelsen kan uttrykkes ved Ligning 5.9. Konduktiviteten,  $k_f$ , i kondensatet er 0,02 W/mK (53). Dette gir filmtykkelsen 0,0174 mm.

$$\delta = \frac{k_f}{h_f}$$

Ligning 5.9 (25)

Videre er det totale varmeovergangstallet i hvert varmevekslertrinn beregnet. Det tas utgangspunkt i simuleringen av 25-HA-112 i Xchanger Suite 5, se vedlegg 12.1.3a, for å identifisere de



ulike resistansene. Denne simuleringen gir en prosentvis fordeling av termisk motstand som vist i Tabell 5.11.

**Tabell 5.10 Prosentvis andel av termisk motstand ved nedkjøling til 10 °C**

	%-andel	Resistans, ytre rørdiameter [ $m^2K/W$ ]
Mantel	47,36	0,000983758
Rør	19,69	0,000408999
Fouling	25,78	0,0005355
Metall	7,203	0,00014962

Fra StatoilHydro er det kjent at motstand på grunn av beleggdannelse, *fouling*, er 0,000180  $m^2K/W$  (19). Denne er gitt ved innvendig rørdiameter, og må derfor skaleres med arealforholdet  $\frac{A_y}{A_i}$ , se Tabell 5.2, for å gjelde for ytre rørdiameter. Utregning viser at *fouling*-resistansen for yttersiden av røret er 0,0005355  $m^2K/W$ . Denne verdien brukes videre for å beregne de andre resistansene. Det totale varmeovergangstallet for hvert trinn beregnes da ved å bruke Ligning 5.5, og er vist i Tabell 5.11.

**Tabell 5.11 Totalt varmeovergangstall i hvert varmevekslertrinn for Modell I med nedkjøling til 10 °C**

Varmeveksler	$h^*$ [ $W/m^2K$ ]	$h_{SW}$ [ $W/m^2K$ ]	$R_{fouling}$ [ $m^2K/W$ ]	$R_{metall}$ [ $m^2K/W$ ]	U-verdi [ $W/m^2K$ ]
I1	974,60	7273,71	0,0005355	0,00014962	471,66
DA1	869,47	7273,71	0,0005355	0,00014962	445,59
DA2	862,35	7273,71	0,0005355	0,00014962	443,71

I integralkondensatoren, I1, vil U-verdien ha høyere verdi enn i varmevekslertrinnene med differensialkondensasjon. Det kommer av at det er større massestrøm i denne delen. Det er likevel liten differanse mellom varmeovergangstallet i integralkondensatoren og varmevekslertrinnene.

Videre i denne modellen beregnes overført varme i hvert varmevekslertrinn ved å finne entalpidifferansen over varmevekslerne.

$$\dot{Q} = \dot{m}di$$

**Ligning 5.10 (Ligning 2.1)**

For å finne den midlere temperaturredifferansen i hvert varmevekslertrinn,  $\Delta T_{LM}$ , må sjøvannstemperaturen i hvert trinn identifiseres. Det tas da utgangspunkt i at sjøvannet har en innløpstemperatur på 6,1 °C i siste varmevekslertrinn. Sjøvannets utløpstemperatur beregnes videre ut fra Ligning 5.11.

$$T_{SW,ut} = T_{SW,inn} + \frac{\dot{Q}}{(\dot{m}c_p)_{SW}}$$

**Ligning 5.11 (Ligning 2.4)**

Sjøvannets innløpstemperatur er i designcaset 6,1 °C. Ettersom denne modellen ikke har kondensert all gassen ved utløpet, blir innløpstemperaturen til sjøvannet i siste varmevekslertrinn, DA2, ikke 6,1 °C. Gass- og kondensatstrøm ved 10 °C og 2034 kPa, blandes, og temperaturen stiger da til 11,502 °C. En ny varmeveksler, D3, senker temperaturen til gass-/væskeblandingen til 10 °C ved å fjerne 15925,68 kW. Dette er vist i Tabell 5.12.

Tabell 5.12 Inn- og utløpstilstand til varmeveksler DA3

	Innløpstilstand	Utløpstilstand
Temperatur [°C]	11,50	10,00
Trykk [kPa]	2034	2034
Total massestrøm [kg/s]	478,306	478,306
Massestrøm væske [kg/s]	433,748	478,306
Massestrøm gass [kg/s]	44,558	-
Total spesifikk entalpi [kJ/kg]	63,862	30,566
<b>Overført varme [kW]</b>	<b>15925,68</b>	

Ved å sette at sjøvannets innløpstemperatur på varmeveksler DA3 er 6,1 °C, beregnes utløpstemperaturen ut fra Ligning 5.11. Sjøvannet og kuldemediets inn- og utløpstemperatur i hver varmeveksler er vist i Tabell 5.13.

Tabell 5.13 Inn- og utløpstemperatur til kuldemedium og sjøvann for *Modell I* med nedkjøling til 10 °C

Varmeveksler	Duty [kW]	Kuldemedium		Sjøvann	
		Innløpstemp. [C]	Utløpstemp. [C]	Innløpstemp. [C]	Utløpstemp. [C]
I1	147785,14	31,2	12,027	6,95	13,83
DA1	1246,50	12,027	11,000	6,89	6,95
DA2	1150,39	11,000	10,000	6,84	6,89
DA3	15925,68	11,502	10,000	6,10	6,84

Designcasen, Tabell 5.1, sier at utløpstemperaturen til sjøvannet skal være 14,1 °C. Som Tabell 5.13 viser, er utløpstemperaturen til sjøvannet her 13,83 °C. Denne differanse kan komme av at det er brukt gjennomsnittsverdier for varmekapasiteten til sjøvannet i hvert varmevekslertrinn.

Videre beregnes nødvendig varmeoverførende areal til hvert trinn, som vist i Ligning 5.6, og deretter den tilsvarende effektive varmevekslerlengde. Ved beregning av varmevekslerlengde brukes det at areal per varmevekslerlengde er 1720,23 m<sup>2</sup>/m, se Tabell 5.2.

Overført varme, totalt varmovergangstall, midlere temperaturdifferansen, nødvendig varmeoverførende areal og effektiv lengde til hvert varmevekslertrinn er vist i Tabell 5.14. U-verdien til varmeveksler D3 er tatt direkte fra simulering i Xchanger Suite 5, med utløpstemperatur 10 °C, se vedlegg 12.1.3a.

Tabell 5.14 Resultat for *Modell I* med nedkjøling til 10 °C

Varmeveksler	Duty [kW]	U-verdi [W/m <sup>2</sup> K]	$\Delta T_{LM}$ [K]	Areal [m <sup>2</sup> ]	Effektiv lengde [m]
I1	147785,14	471,66	9,992	31358,80	18,229
DA1	1246,50	445,59	4,573	611,70	0,356
DA2	1150,39	443,71	3,612	717,77	0,417
DA3	15925,68	481,49	4,269	7747,14	4,504
	<b>166107,70</b>			<b>40435,41</b>	<b>23,506</b>

Tabellen viser at den totale effektive lengden er 23,506 m ved å bruke denne modellen, mens den effektive lengden til 25-HA-112 er 21,617 m. En av årsakene til at denne modellen krever en lengre varmeveksler, er at den siste varmeveksleren, DA3 som senker temperaturen til 10 °C har en lav  $\Delta T_{LM}$ . Ideelt sett skal blandingstemperaturen til gass- og kondensatstrøm direkte bli 10 °C, og da forsvinner varmeveksler DA3.

### 5.2.2.2 Nedkjøling av kondensat

Som beskrevet i avsnitt 5.2.1.2, blandes kondensatstrømmene ut av hver separator. Når alle kondensatstrømmene er blandet viser PRO/II-modellen at temperaturen er 11,89 °C. Ettersom kondensatet ved utløpet er 10 °C, betyr det at kondensatet må være i kontakt med rørene. Det er derfor satt inn en varmeveksler i PRO/II-modellen, DA4, som kjøler kondensatet fra 11,89 °C til 10 °C. Varme som må fjernes i denne varmeveksleren er som Tabell 5.15 viser 2826,22 kW.

Tabell 5.15 Varme overført fra kondensat til sjøvann for *Modell I*

Massestrøm kondensat [kg/s]	426,138
Entalpi inn (11,89 °C)	36,378
Entalpi ut (10 °C)	29,746
<b>Overført varme [kW]</b>	<b>2826,22</b>

### 5.2.2.3 Energiregnskap

Energiregnskapet for *Modell I* med nedkjøling til 10 °C er vist i Tabell 5.16.

Tabell 5.16 Overført varme i *Modell I* med nedkjøling til 10 °C

Varme fra varmevekslertrinn [kW]	150182,03
Nedkjøling av kondensat [kW]	2826,22
Nedkjøling av gass-/væskeblanding [kW]	15925,68
<b>Totalt overført varme i <i>Modell I</i> [MW]</b>	<b>168,9339</b>
Differanse [MW]	0,0034
Prosentvis differanse	0,0020

Totalt overført varme i *Modell I* er 168,9339 MW. Differansen mellom denne effekten, og beregnet effekt for varmeveksleren i Tabell 5.3, er 0,0034 MW. Dette tilsvarer 0,002 %.

### 5.2.3 Nedkjøling til 7 °C

I denne modellen er temperaturen ut av siste varmevekslertrinn 7 °C. Selv om både gass og væske underkjøles til 7 °C, er utløpstemperaturen fremdeles 10 °C. Som ved nedkjøling til 10 °C er temperaturintervallet i hvert varmevekslertrinn etter integralkondensatoren I1, 1 °C. Temperatur- og trykkfall i hvert trinn blir da som vist i Tabell 5.17.

Tabell 5.17 Trykk- og temperaturforløp for *Modell I* med nedkjøling til 7 °C

Varmeveksler	Innløpstrykk [kPa]	Innløpstemp. [°C]	Utløpstemp. [°C]	Massestrøm inn [kg/s]
I1	2074,00	31,20	12,03	478,306
D1	2040,00	12,03	11,00	59,173
D2	2038,80	11,00	10,00	55,397
D3	2037,60	10,00	9,00	51,921
D4	2036,40	9,00	8,00	48,617
D5	2035,20	8,00	7,00	45,468

”Lokal” og ”total” gasskvalitet i hvert varmevekslertrinn er vist i Tabell 5.18.

Tabell 5.18 Lokal og total gassfraksjon i hvert varmevekslertrinn for *Modell I* med nedkjøling til 7 °C

Varmeveksler	Massestrøm inn [kg/s]	Massestrøm gass ut [kg/s]	Lokal gassfraksjon [kg/kg]	Total gassfraksjon [kg/kg]
I1	478,306	59,173	0,1237	0,1237
DB1	59,173	55,397	0,9362	0,1158
DB2	55,397	51,921	0,9372	0,1086
DB3	51,921	48,617	0,9364	0,1016
DB4	48,617	45,468	0,9352	0,0951
DB5	45,468	42,457	0,9338	0,0888

Som tabellen viser, er total gasskvalitet ut av siste varmevekslertrinn mindre enn når gassen kjøles ned til 10 °C, se Tabell 5.7. Her er det kun 8,88 % gass etter siste varmevekslertrinn, mens det ved nedkjøling til 10 °C er 10,93 % gass. Det kommer av at duggpunktstemperaturen synker kontinuerlig gjennom kondensasjonsforløpet, og når temperaturen reduserer vil mer gass kunne kondensere. Lokal gassfraksjon i varmevekslertrinnene er høy, det betyr at det er lite gass som kondenserer i hvert trinn.

### 5.2.3.1 Beregninger av overført varme og nødvendig varmeoverførende areal

Overført varme og nødvendig varmeoverførende areal, og dermed også varmevekslerlengde ved nedkjøling til 7 °C er beregnet. Det effektive varmeovergangstallet,  $h_g^*$  gitt ved Ligning 5.2, er vist i Tabell 5.19.

Tabell 5.19 Kuldemedieblandings varmeovergangstall i gassfasen

Varmeveksler	$h_g$ [W/m <sup>2</sup> K]	$c_{p,g}$ [kJ/kgK]	dT [K]	$d_i$ [kJ/kg]	x [kg/kg]	$h_g^*$ [W/m <sup>2</sup> K]
I1	875,135	2,221	19,173	308,976	1	6348,45
DB1	384,630	2,225	1,027	21,799	1	3671,28
DB2	367,775	2,225	1,000	21,476	1	3550,33
DB3	350,845	2,225	1,000	21,809	1	3438,97
DB4	332,840	2,225	1,000	22,225	1	3324,06
DB5	314,325	2,226	1,000	22,741	1	3211,01

Det antas at varmeovergangstallet i kondensatfilmen,  $h_f$ , er konstant, det vil si  $h_f = 1151,4$  W/m<sup>2</sup>K. Det effektive varmeovergangstallet for hvert varmevekslertrinn,  $h^*$  gitt ved Ligning 5.3, blir da som vist i Tabell 5.20.

Tabell 5.20 Effektivt varmeovergangstall i hvert varmevekslertrinn for *Modell I* med nedkjøling til 7 °C

Varmeveksler	$h_g^*$ [W/m <sup>2</sup> K]	$h_f$ [W/m <sup>2</sup> K]	$h^*$ [W/m <sup>2</sup> K]
I1	6348,45	1151,4	974,63
DB1	3671,28	1151,4	876,51
DB2	3550,33	1151,4	869,44
DB3	3438,97	1151,4	862,60
DB4	3324,06	1151,4	855,18
DB5	3211,01	1151,4	847,50

Det totale varmeovergangstallet i hvert varmevekslertrinn er videre beregnet. Simuleringen av 25-HA-112 med utløpstemperaturen 7 °C i Xchanger Suite 5, se vedlegg 12.1.3b, gir en prosentvis fordeling av termisk motstand som vist i Tabell 5.21.

**Tabell 5.21** Prosentvis andel av termisk motstand for *Modell I* med nedkjøling til 7 °C

	%-andel	Resistans, ytre rørdiameter [m <sup>2</sup> K/W]
Mantel	47,05	0,000971665
Rør	19,79	0,000408698
Fouling	25,93	0,0005355
Metall	7,229	0,000149292

Det totale varmeovergangstallet for hvert trinn er beregnet ved Ligning 5.5, og er vist i Tabell 5.22.

**Tabell 5.22** U-verdi i hvert varmevekslertrinn for *Modell I* med nedkjøling til 7 °C

Varmeveksler	$h^*$ [W/m <sup>2</sup> K]	$h_{SW}$ [W/m <sup>2</sup> K]	$R_{fouling}$ [m <sup>2</sup> K/W]	$R_{metall}$ [m <sup>2</sup> K/W]	U-verdi [W/m <sup>2</sup> K]
I1	974,63	7273,71	0,0005355	0,00014962	471,67
DB1	876,51	7273,71	0,0005355	0,00014962	447,43
DB2	869,44	7273,71	0,0005355	0,00014962	445,58
DB3	862,60	7273,71	0,0005355	0,00014962	443,78
DB4	855,18	7273,71	0,0005355	0,00014962	441,81
DB5	847,50	7273,71	0,0005355	0,00014962	439,75

Videre er sjøvannstemperaturen gjennom varmevekslertrinnene beregnet. Som tidligere blandes gasstrømmen ut siste varmevekslertrinn, DB5, og kondensatstrømmen, begge ved 7 °C og 2034 kPa, i en *mixer* i PRO/II-modellen. Temperaturen stiger da til 10,934 °C. En ny varmeveksler, DB6, senker da temperaturen til gass-/væskeblandingen til 10 °C ved å fjerne 8418,66 kW varme. Dette er vist i Tabell 5.23.

**Tabell 5.23** Overført varme i varmeveksler DB6

	Innløpstilstand	Utløpstilstand
Temperatur [°C]	10,934	10
Trykk [kPa]	2034	2034
Total massestrøm [kg/s]	478,306	478,306
Massestrøm væske [kg/s]	455,537	478,306
Massestrøm gass [kg/s]	22,769	-
Total spesifikk entalpi [kJ/kg]	48,167	30,566
<b>Overført varme DB6 [kW]</b>	<b>8418,66</b>	

Ved å sette at sjøvannets innløpstemperatur på varmeveksler DB6 er 6,1 °C, beregnes sjøvannets utløpstemperatur ut fra Ligning 5.11. Sjøvannet og kuldemediets inn- og utløpstemperatur i hver varmeveksler blir da som vist i Tabell 5.24.

Tabell 5.24 Inn- og utløpstemperatur til kuldemedium og sjøvann for *Modell I* med nedkjøling til 7 °C

Varmeveksler	Duty [kW]	Kuldemedium		Sjøvann	
		Innløpstemp. [°C]	Utløpstemp. [°C]	Innløpstemp. [°C]	Utløpstemp. [°C]
I1	147785,14	31,200	12,027	6,76	13,64
DB1	1289,89	12,027	11,000	6,70	6,76
DB2	1189,73	11,000	10,000	6,64	6,70
DB3	1132,34	10,000	9,000	6,59	6,64
DB4	1080,52	9,000	8,000	6,54	6,59
DB5	1033,99	8,000	7,000	6,49	6,54
DB6	8418,66	10,934	10,000	6,10	6,49

Overført varme, totalt varmovergangstall, midlere temperaturdifferansen, nødvendig varmeoverførende areal og effektiv lengde til hvert varmevekslertrinn beregnes, og er vist i Tabell 5.25.

Tabell 5.25 Resultat for *Modell I* med nedkjøling til 7 °C

Varmeveksler	Duty [kW]	U-verdi [W/m <sup>2</sup> K]	$\Delta T_{LM}$ [K]	Areal [m <sup>2</sup> ]	Effektiv lengde [m]
I1	147785,14	471,66	10,211	30684,37	17,84
DB1	1289,89	447,42	4,769	604,48	0,35
DB2	1189,73	445,57	3,810	700,73	0,41
DB3	1132,34	443,77	2,858	892,86	0,52
DB4	1080,52	441,80	1,896	1290,02	0,75
DB5	1033,99	439,74	0,902	2605,86	1,51
DB6	8418,66	484,24	4,165	4173,76	2,43
	<b>161930,27</b>			<b>40952,08</b>	<b>23,81</b>

Som tabellen viser er den totale effektive lengden ved denne modellen med nedkjøling til 7 °C, 23,81 m.

### 5.2.3.2 Nedkjøling av kondensat

Temperaturen til kondensatet som dreneres bort vil synke jevnt, og når alle kondensatstrømmene er blandet er temperaturen 11,794 °C. Ettersom kondensatet ved utløpet skal være ved 7 °C, betyr det at kondensatet må være i kontakt med rørene. Det er derfor satt inn en varmeveksler i PRO/II-modellen, DB7, som kjøler kondensatet fra 11,794 °C til 7 °C. Varme som må fjernes fra kondensatet for å få til dette, er som vist i Tabell 5.26 7003,42 kW.

Tabell 5.26 Varme overført fra kondensat til sjøvann i *Modell I* med nedkjøling til 7 °C

Massestrøm kondensat [kg/s]	435,849
Entalpi inn (11,794 °C)	36,137
Entalpi ut (7 °C)	20,069
<b>Overført varme [kW]</b>	<b>7003,42</b>

### 5.2.3.3 Energiregnskap

Selv om både gass og væske underkjøles til 7 °C, skal utløpstemperaturen være 10 °C. Varmen som må fjernes fra kuldemediet for å få kun væske med 10 °C ut av 25-HA-112, er som vist i Tabell 5.3 168,9305 MW. Energiregnskap for *Modell I* med nedkjøling til som vist i Tabell 5.27.

Tabell 5.27 Overført varme i *Modell I* med nedkjøling til 7 °C

Varme fra varmevekslertrinn [kW]	153511,61
Nedkjøling av kondensat [kW]	7003,42
Nedkjøling av gass-/væskeblanding [kW]	8418,66
<b>Totalt overført varme i modellen [MW]</b>	<b>168,9337</b>
Differanse [MW]	<b>0,0032</b>
Prosentvis differanse	<b>0,0019</b>

Differansen mellom varme som overføres i *Modell I* med nedkjøling til 7 °C og varmen som må fjernes for å få kun væske med 10 °C ut av 25-HA-112, er som Tabell 5.27 viser 0,0019 MW.

### 5.2.4 Optimalisering av Modell I

*Modell I* er optimalisert slik at blandingstemperaturen direkte blir 10 °C. Det er da tatt utgangspunkt i modellen med nedkjøling til 7 °C, og optimalisert denne så blandingstemperaturen til gass- og kondensatstrøm ved 7 °C og 2034 kPa direkte blir 10 °C. Optimaliseringen er gjennomført ved å sette utløpstemperaturen til integralkondensatoren I1 som parameter i PRO/II-modellen, se vedlegg 12.1.2d. Denne temperaturen tilsvarer temperaturen der strømmingen separeres.

Separasjonstemperaturen som da framkommer, er 10,99 °C, mens separasjonstemperaturen funnet ut fra Grants strømningskart er 12,03 °C. Temperaturen ut av integralkondensator I1 settes da til 10,99 °C, og de etterfølgende varmevekslertrinnene har deretter en temperaturdifferanse på 1 °C. Det kreves da kun 4 etterfølgende varmevekslertrinn for å oppnå gasstemperaturen 7 °C. Trykk- og temperaturforløpet til den optimaliserte modellen blir som vist i Tabell 5.28.

Tabell 5.28 Trykk- og temperaturforløp ved optimalisering av *Modell I* med nedkjøling til 7 °C

Varmeveksler	Innløpstrykk [kPa]	Innløpstemp. [°C]	Utløpstemp. [°C]	Massestrøm inn [kg/s]
I1	2074	31,2	10,994	478,306
DB2	2040	10,994	10,000	19,902
DB3	2038,5	10,000	9,000	18,668
DB4	2037	9,000	8,000	17,486
DB5	2035,5	8,000	7,000	16,360

”Lokal” og ”total” gassfraksjon for hver varmeveksler i *Modell 3* blir da som vist i Tabell 5.29.

Tabell 5.29 Lokal og total gassfraksjon i hvert varmevekslertrinn for optimalisering av *Modell I* med nedkjøling til 7 °C

Varmeveksler	Massestrøm inn [kg/s]	Massestrøm gass ut [kg/s]	Lokal gassfraksjon [kg/kg]	Total gassfraksjon [kg/kg]
I1	478,306	19,902	0,042	0,042
DB2	19,902	18,668	0,938	0,039
DB3	18,668	17,486	0,937	0,037
DB4	17,486	16,360	0,936	0,034
DB5	16,360	15,282	0,934	0,032

Ettersom den optimaliserte modellen har lavere separasjonstemperatur enn Grants strømningskart viser til, blir også den totale gassfraksjonen nå lavere. Som Tabell 5.29 viser, er massestrøm gass ut av siste varmevekslertrinn 15,282 kg/s, noe som tilsvarer 3,2 ‰ i total gassfraksjon.

Ettersom en større andel gass har kondensert, har massestrøm kondensat økt. Etter at alle kondensatstrømmene er blandet, er kondensattemperaturen nå 10,851 °C. Varmen som kreves for å kjøle kondensatet fra denne temperaturen og ned til 7 °C, er som Tabell 5.30 viser 6048,01 kW.

Tabell 5.30 Varme overført fra kondensat til sjøvann for optimalisering av *Modell I* med nedkjøling til 7 °C

Massestrøm kondensat [kg/s]	463,023
Entalpi inn (10,851 °C)	33,526
Entalpi ut (7 °C)	20,464
<b>Overført varme [kW]</b>	<b>6048,01</b>

Fordi blandingstemperaturen som framkommer når kondensat og gass ved 7 °C og 2034 kPa blandes direkte blir 10 °C, faller varmeveksleren som kjøler gass-/kondensatstrøm bort. Fortsatt er varmen som må fjernes for å få kun væske ved 10 °C ut av 25-HA-112 168,9305 MW, som vist i Tabell 5.3. Energiregnskapet for den optimaliserte modellen er vist i Tabell 5.31.

Tabell 5.31 Overført varme i optimalisering av *Modell I* med nedkjøling til 7 °C

Varme fra varmevekslertrinn [kW]	162882,209
Nedkjøling av kondensat [kW]	6048,01
<b>Totalt overført varme i modellen [MW]</b>	<b>168,9302</b>
Differanse [MW]	0,0003
Prosentvis differanse	0,0002

Ved å følge samme prosedyre som tidligere, er totalt varmeovergangstall i varmevekslertrinnene for den optimaliserte modellen beregnet, og er vist i Tabell 5.32. Det er her de samme resistansene som for ved nedkjøling til 7 °C, se Tabell 5.21, og varmeovergangstallet i kondensatfilmen er fortsatt antatt konstant,  $h_f = 1151,4 \text{ W/m}^2\text{K}$ .



Tabell 5.32 Totalt varmeovergangstall i hvert varmevekslertrinn for optimalisering av *Modell I* med nedkjøling til 7 °C

Varmeveksler	$h^*$ [W/m <sup>2</sup> K]	$h_{sw}$ [W/m <sup>2</sup> K]	$R_{fouling}$ [m <sup>2</sup> K/W]	$R_{metall}$ [m <sup>2</sup> K/W]	U-verdi [W/m <sup>2</sup> K]
I1	957,89	7273,71	0,0005355	0,00014962	467,71
DB2	650,94	7273,71	0,0005355	0,00014962	380,18
DB3	639,78	7273,71	0,0005355	0,00014962	376,35
DB4	629,12	7273,71	0,0005355	0,00014962	372,63
DB5	619,20	7273,71	0,0005355	0,00014962	369,13

Inn- og utløpstemperaturene til kuldemedium og sjøvann er videre beregnet for hvert varmevekslertrinn. Dette er vist i Tabell 5.33.

Tabell 5.33 Inn- og utløpstemperaturene til kuldemedium og sjøvann for optimalisering av *Modell I* med nedkjøling til 7 °C

Varmeveksler	Duty [kW]	Kuldemedium		Sjøvann	
		Innløpstemp. [°C]	Utløpstemp. [°C]	Innløpstemp. [°C]	Utløpstemp. [°C]
I1	161298,45	31,200	10,994	6,17	13,68
DB2	422,44	10,994	10,000	6,15	6,17
DB3	404,92	10,000	9,000	6,14	6,15
DB4	386,49	9,000	8,000	6,12	6,14
DB5	369,92	8,000	7,000	6,10	6,12

Overført varme, totalt varmovegangstall, midlere temperaturdifferansen, nødvendig varmeoverførende areal og effektiv lengde til hver varmeveksler er også beregnet, og er vist i Tabell 5.34.

Tabell 5.34 Overført varme, totalt varmovegangstall, midlere temperaturdifferansen, nødvendig varmeoverførende areal og effektiv lengde til hvert varmevekslertrinn for optimalisering av *Modell I* med nedkjøling til 7 °C

Varmeveksler	Duty [kW]	U-verdi [W/m <sup>2</sup> K]	$\Delta T_{LM}$ [K]	Areal [m <sup>2</sup> ]	Effektiv lengde [m]
I1	161298,45	467,71	9,840	35046,72	20,373
DB2	422,44	380,18	4,315	257,51	0,150
DB3	404,92	376,35	3,331	322,97	0,188
DB4	386,49	372,63	2,340	443,32	0,258
DB5	369,92	369,13	1,331	752,65	0,438
	<b>162882,21</b>			<b>36823,17</b>	<b>21,406</b>

Som tabellen viser, blir den totale effektive lengden ved den optimaliserte modellen 21,406 m, og varmeoverførende areal 36823,17 m<sup>2</sup>. Dette er verdier som ligger nærmere den virkelige lengden og arealet til 25-HA-112 enn noen av de andre modellene. Dette, i tillegg til at blandingstemperaturen nå direkte er 10 °C, antyder at dette er en god modell. Som for de andre modellene, er det ved utregning av lengde og areal ikke tatt hensyn til areal og lengde som kreves for å kjøle ned kondensatet.

### 5.2.5 Sammenligning

Temperaturmålinger av 25-HA-112 viser at både gass- og kondensatstrøm underkjøles i forhold til utløpstemperaturen. *Modell I* viser at blandingstemperaturen, det vil si temperaturen som framkommer ved å blande gassstrøm ut av siste varmevekslertrinn og kondensatstrøm, er høyere enn

10 °C ved nedkjøling til både 10 °C og 7 °C. Som Tabell 5.35 viser, er areal og varmevekslerlengde svært nære de virkelige verdiene for 25-HA-112 ved den optimaliserte modellen. I denne modellen er separasjonspunktet 10,99 °C, mot 12,03 °C som framkommer i Grants strømningskart.

Tabell 5.35 Sammenligning av modellene

	Blandingstemperatur [°C]	Gasskvalitet etter blanding [kg/kg]	Areal [m <sup>2</sup> ]	Lengde [m]
Nedkjøling til 10 °C	11,502	0,0932	40435,41	23,506
Nedkjøling til 7 °C	10,934	0,0476	40952,08	23,806
Optimalisering	10,00	0,000	36823,17	21,406

For den opprinnelige modellen, oppnås lavest blandingstemperatur ved nedkjøling til 7 °C. Ved nedkjøling til 7 °C oppnås en lavere gasskvalitet enn om gassen kjøles til 10 °C, og komposisjonen til denne gassresten er også ulik. Når gass og væske blandes vil noe av gassen kondensere, og det vil dermed bli avgitt varme som resulterer i en temperaturøkning. I tillegg er det kan det også være ulikt kjemisk potensial i de to strømmene, og når strømmene da føres sammen kan det resultere i en temperaturøkning. Fordampningsvarmen til gassresten er avhengig av komposisjonen, ettersom etan og propan har ulik fordampningsvarme. Både gasskvalitet og komposisjon ved siste varmevekslertrinn er forskjellig ved nedkjøling til 10 °C og 7 °C, slik at temperaturøkningen som framkommer ved blanding av de to fasene ikke direkte kan sammenlignes.

Beregnet varmeoverførende areal, og dermed varmevekslerlengde, ved nedkjøling til 10 °C og 7 °C er videre sammenlignet med de virkelige målene til 25-HA-112. Den effektive lengden til 25-HA-112 er 21,617 m, mens det varmeoverførende arealet er 37186,3 m<sup>2</sup>. Ved utregning av effektiv lengde og varmeoverførende areal er det kun tatt med nedkjøling og kondensasjon av gassen, noe som betyr at lengde og areal som kreves for å kjøle ned kondensat ikke er inkludert. Som Tabell 5.35 viser, gir nedkjøling til 7 °C 0,3 m lengre varmeveksler enn om gassen kjøles til 10 °C. Sjøvannets innløpstemperatur er 6,1 °C, så det er liten drivende temperaturredifferanse i de siste varmevekslertrinnene for *Modell I* med nedkjøling til 7 °C. Det bidrar til en økt varmevekslerlengde.

Sammenlignet med de geometriske målene til 25-HA-112, er differansen mellom beregnet og virkelig varmevekslerlengde ca 2 meter. For den optimaliserte modellen er både varmeoverførende areal og lengde svært lik de virkelige verdiene. Det er kun 0,211 m i differanse i effektiv varmevekslerlengde, som tilsvarer 0,98 % i differanse. Som nevnt tidligere er da ikke lengden til væskekjøleren tatt med i beregningene.

### 5.3 Modell II

*Modell II* tar utgangspunkt i teoretiske modeller for differensialkondensasjon. Bakgrunns litteraturen er presentert i *Prosjektoppgave: Kondensasjon av blandinger i en Helix-varmeveksler* (3). Colburn(39) var tidlig ute med å beskrive forløpet ved differensialkondensasjon, og prosedyrene som her er brukt er basert på hans teorier. Det er tatt utgangspunkt i Sajjan, Karlsson og Vamling (26), samt Webb med flere (54) framstilling av Colburns teorier. Ved hjelp av beregningsmetoder blir varmeoverføring ved differensialkondensasjon kalkulert. Som tidligere er separasjonspunktet funnet ved hjelp av Grants strømningsdiagram, og er ved gassfraksjonen 0,1237 [kg/kg]. For komposisjonen i designcaset SE , svarer denne gassfraksjonen til temperaturen 12,03 °C. Differensialkondensasjon vil inntreffe etter dette punktet.

I *Modell II* beregnes kondensasjon per lengdeintervall langs varmeveksleren. Hvert intervall er satt til 5 cm, og væske dreneres ut etter hvert intervall. Korte intervall sikrer av flere endringer blir tatt hensyn til. Overført varme kan til slutt integreres over hele varmevekslerens lengde. Excel har blitt brukt som beregningsverktøy i denne modellen.

Sajjan, Karlsson og Vamling (26) (32) har gjennom eksperimenter og teoretiske modeller, undersøkt hvorfor ytelsen i en kondensator synker når R22 byttes ut med blandingen R407C. Det vil si når et rent fluid byttes ut med en multikomponent blanding. I noen tilfeller synker ytelsen med opptil 70 %. I forsøkene gjort av Sajjan, Karlsson og Vamling (26) er det brukt en TEMA X kondensator med to rørpass. Det er krysstrøm mellom de to fluidene, og kondensasjon på mantelsiden. Det antas at kondensatet fordeles jevnt over raden med rør, og det vil være konsentrasjonsforskjeller langs rørlengden. Kondensatoren er delt opp i et antall kalkulasjonsceller. Ved gitt innløpstilstand i form av trykk, temperatur og massestrøm til gassen og kuldemediet, beregnes trykk, temperatur og gasstrøm for utløpet. Dette blir gjort for hver kalkulasjonscelle ved hjelp av ligninger for varme- og massetransport. Forfatterne antar at gass og kondensat er i termodynamisk likevekt i grensesnittet. Likevektstemperaturen vil da variere avhengig av kondensatkomposisjonen, ettersom de tyngste komponentene kondenserer ut først. For å kunne ta hensyn til at både integral- og differensialkondensasjon kan oppstå, er det innført en blandingsparameter  $\phi$  [-] (26). Denne representerer graden av miksing i kondensatfilmen. Parameteren kan variere mellom 0 og 1. Ved differensialkondensasjon, hvor det ikke er miksing i kondensatfilmen, er  $\phi$  lik 0. Ved fullstendig blanding, integralkondensasjon, er  $\phi$  lik 1. Fraksjonen til komponent A i kondensatfilmen ved grensesnittet kan dermed uttrykkes gjennom Ligning 5.12.

$$x_{A,i} = \phi x_A^{int.} + (1 - \phi) x_A^{diff.}$$

Ligning 5.12 (26)

der  $x_{A,i}$  er fraksjonen av komponent A i kondensatfilmen ved grensesnittet [-],  $\phi$  er blandingsparameteren  $0 \leq \phi \leq 1$  [-].  $x_A^{int.}$  og  $x_A^{diff.}$  er den molare fraksjonen av komponent A i kondensatfilmen ved henholdsvis fullstendig blanding og ingen blanding i kondensatfilmen.  $x_A^{diff.}$  kan uttrykkes gjennom forholdet mellom kondensert molar fluks av komponent A og total kondensert molar fluks (26). Dette kan noteres på molar basis [kmol/m<sup>2</sup>s];  $\dot{N}_{A,cond}''$  og  $\dot{N}_{tot,cond}''$ , eller på massebasis [kg/m<sup>2</sup>s];  $\dot{m}_{A,cond}''$  og  $\dot{m}_{tot,cond}''$ .

$$x_A^{diff.} = \frac{\dot{N}_{A,cond}''}{\dot{N}_{tot,cond}''} = \frac{\dot{m}_{A,cond}'' M_A}{\dot{m}_{tot,cond}'' M_{tot}}$$

Ligning 5.13 (26)

Modellen tar også hensyn til resistansen mot massetransport i gassfasen, og angir hvilken betydning resistansen har for kondensasjonsforløpet. Sajjan, Karlsson og Vamling kalkulerer lokal diffusiv massetransport både i gass- og væskefasen. Det antas at det kun er diffusjon som bidrar til

miksing av kondensatfilmen. På grunn av antagelsen om likevekt mellom fasene i grensesnittet, vil det være mulig å beregne komposisjonen ved grensesnittet. De konkluderer med at graden av miksing i kondensatfilmen i sterk grad påvirker ytelsen til kondensatoren, da god miksing er avgjørende for å holde ytelsen oppe (26).

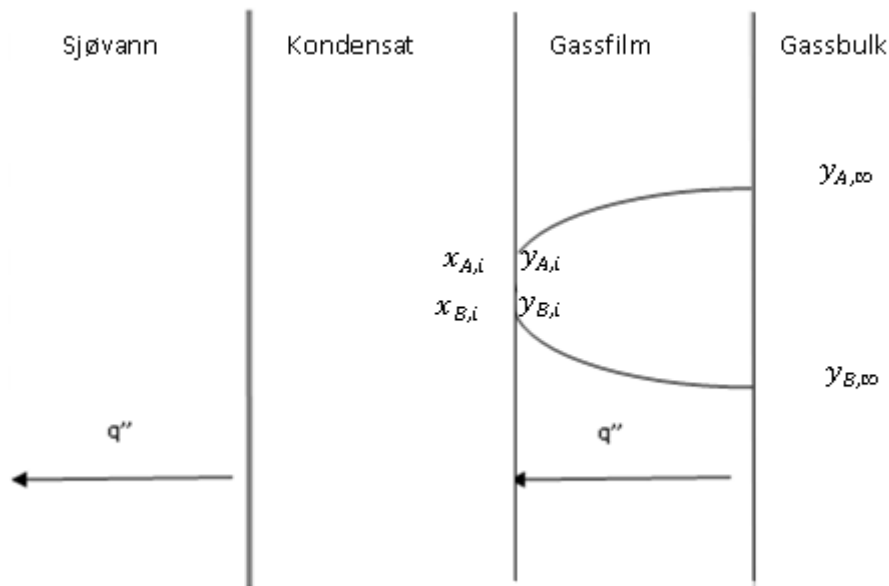
En noe forenkling av algoritmen Sajjan, Karlsson og Vamling (26) utviklet, er presenter i algoritmen under.

#### *Algoritme*

1. Identifiser kjente størrelser og geometri for varmeveksleren.
2. Bestem blandingsparameteren  $\phi$ .
3. Finn innløpstemperaturen til kjølemediet.
4. Beregn antall rør nødvendig for underkjøling av kondensat.
5. Kalkuler massetransportkoeffisienten  $\beta$  ved null fluks, og fysiske egenskaper ved gassens bulktilstand.
6. Iterasjon:
  - a. Tipp kondenserende massefluks.
  - b. Beregn massefraksjonen til kondensatet ved grensesnittet ( $x_i$ ).
  - c. Beregn gassfraksjonen ved grensesnittet når det antas likevekt.
  - d. Kalkulerer kondenserende massefluks til hver komponent.
  - e. Sett opp varmembalansen og sammenlign varme mottatt og avgitt,  $q_{\text{gass}}$  og  $q_{\text{film}}$ .
  - f. Om tippet og beregnet varmemfluks er ulik, gå tilbake til punkt a.
7. Utløpsforholdene i ett steg tilsvarer innløpsforholdene til neste steg.
8. Beregn gjennomsnittlig temperatur på kjølemediet.
9. Dersom alt areal ikke er brukt, eller utløpsforhold ikke er oppnådd, kan en korreksjonsfaktor tilføres konvektivt varmeovergangstallet. Gå deretter tilbake til punkt 3.
10. Kalkulasjonen er fullført når ønsket utløpstilstand er oppnådd.

#### **5.3.1 Teori**

Ved å ta utgangspunkt i massetransportteori, beregnes kondenserende massefluks [ $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ ] til komponent A og B komponentene,  $\dot{m}''_{A,cond}$  og  $\dot{m}''_{B,cond}$ . Vider i dette kapitlet tilsvarer komponent A propan, som er den tyngste gassen. Komponent B tilsvarer etan, som er den flyktige gassen. Propan har høyere duggpunktstemperatur enn etan, og vil derfor kondensere først. Konsentrasjonsforskjellen mellom grensesnittet og bulkstrømningen er den drivende kreften for diffusjon (17 s. 880). Figur 5.5 viser hvordan andel propan synker mot grensesnittet, mens andel etan øker. Ettersom propan har lavere duggpunktstemperatur enn etan, er det ved grensesnittet en opphopning av den flyktige gassen. I figuren er  $y$  andelen av hver komponent i gassfasen, mens  $x$  er andelen av hver komponent i væskefasen. Indeks  $i$  og  $\infty$  refererer til henholdsvis interfase og gassbulk. Figuren viser også at varme overført fra gassbulk til kondensat tilsvarer varme avgitt til sjøvannet.



Figur 5.5 Skisse av hvordan andelen etan og propan forandres fra gassbulk til grensesnitt

Konsentrasjonsforskjellen mellom grensesnitt og bulkstrømning gjør at det ved differensialkondensasjon vil være ulik kondenserende massefluks av de to komponentene. Absolutt massefluks av en komponent er definert som total fluks relativt til et bestemt koordinatsystem. For stasjonær diffusjon gjennom en stillestående gass gjelder (25):

$$\dot{m}_{A,cond}'' = \frac{D_{AB} P M_A}{RT \delta} \ln \frac{P_{B,i}}{P_{B,\infty}}$$

Ligning 5.14 (25)

der  $P$  er trykket [Pa], mens  $R$  er den universelle gasskonstanten [8314 J/kmol K] og  $T$  er temperaturen [K].  $D_{AB}$  er diffusjonskoeffisienten [ $m^2/s$ ] mellom de to komponentene,  $\delta$  er tykkelsen på kondensatfilmen [m] og  $M_A$  er molarvekt til komponent A [kg/kmol]. Med Daltons lov om partialtrykk,  $P = \sum_{j=1}^n P_j$ , vil Ligning 5.14 også kunne uttrykkes som i Ligning 5.15:

$$\dot{m}_A'' = \frac{D_{AB} P M_A}{RT \delta} \ln \frac{P - P_{A,i}}{P - P_{A,\infty}}$$

Ligning 5.15

Den konvekktive massetransportkoeffisienten,  $h_N$  [m/s], er definert ved hjelp av diffusjonskoeffisienten og filmtykkelsen (25):

$$h_N = \frac{D_{AB}}{\delta}$$

Ligning 5.16 (25)

Sammen med ideelle gasslov,  $\rho = \frac{PM}{RT}$ , vil absolutt kondenserende massefluks av komponent A kunne beskrives som i Ligning 5.17:

$$\dot{m}_{A,cond}'' = h_N \rho \ln \frac{P - P_{A,i}}{P - P_{A,\infty}} = h_N \rho \ln \frac{1 - y_{A,i}}{1 - y_{A,\infty}}$$

Ligning 5.17 (17 s. 889)

Hvor  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] er tetthet og  $y_{A,i}$  og  $y_{A,\infty}$  er molfraksjonen for komponent A ved henholdsvis grensesnitt- og bulktilstand. Ligning 5.17 gjelder for kondensasjon av en komponent i en blanding med inertgass tilstede. Det vil si at blandingen inneholder en eller flere komponenter som ikke kan kondensere. I gassblandingen i 25-HA-112 vil tilfellet "kondensasjon med inertgass" være en forenkling, da både etan og propan skal kondensere. Stephan (56) har presentert en metode for beregning av kondensasjonsforløpet av en tokomponent gassblanding, der begge komponentene kondenseres. Ved å se på hvordan den flyktige komponenten oppfører seg, kan totalt kondenserende massefluks finnes. Ligning 5.18 brukes for å finne totalt kondenserende massefluks.

$$\dot{m}_{tot,cond}'' = \beta_{AB} \frac{y_{B,i} - y_{B,\infty}}{x_{B,i} - y_{B,i}}$$

Ligning 5.18 (56)

$y$  er andelen av den aktuelle komponenten i gassfasen, mens  $x$  betegner andelen av komponenten i væskefasen. Ved å sette  $x_B = 1 - x_A$ , kan Ligning 5.13 kan benyttes til å finne ny væskeandel.  $\beta_{AB}$  [kg/m<sup>2</sup>s] er den binære massetransportkoeffisienten for de to komponentene, og finnes fra Chilton-Colburns analogi mellom varme- og massetransport (26):

$$\beta_{AB} = \rho_g h_N = \frac{h_g}{c_{p,g}} Le^{2/3} = \frac{h_g}{c_{p,g}} \left( \frac{\rho_g D_{AB} c_{p,g}}{k_g} \right)^{2/3}$$

Ligning 5.19 (26) (56)

hvor  $c_p$  er spesifikk varmekapasitet [J/kgK],  $k$  er termisk konduktivitet [W/mK] og  $h_g$  er konvektivt varmeovergangstall [W/m<sup>2</sup>K]. Indeks  $g$  indikerer at de fysiske dataene er for gassbulken. Dersom det antas at det ikke er miksing i kondensatfilmen,  $\phi = 0$ , vil fraksjonen av hver komponent finnes som funksjon av grensesnittstemperaturen (4). Kondenserende massefluks til komponent A, vil derfor være gitt av Ligning 5.20.

$$\dot{m}_{A,cond}'' = x_{A,i} \dot{m}_{tot,cond}''$$

Ligning 5.20 (26)

Diffusjonskoeffisienten,  $D_{AB}$  [m<sup>2</sup>/s], kan hentes fra ulike tabeller. Denne avhenger av temperatur og trykk, men er gjerne tabellert kun ved atmosfæriske trykk, 101,325 kPa, og 298 K. Ved disse forholdene er massediffusjonskoeffisienten mellom etan og propan  $7,8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  (57). Ved bruk av Ligning 5.21, kan massediffusjonskoeffisienten for aktuelt trykk og temperatur finnes. Det antas da at gassen er ideell (17 s. 883).

$$D_{AB} = D_{AB,atm} \left( \frac{T}{298 \text{ K}} \right)^{3/2} \left( \frac{101,325 \text{ kPa}}{P} \right)$$

Ligning 5.21 (17 s. 883)

Siden det er en opphopning av den lette komponenten ved grensesjiktet, vil det være en motstand mot massetransport i gassfilmen, se Figur 5.5. Konvektivt varmeovergangstall kan korrigeres for effektene av massetransport ved å legge til en Ackermann-faktor (26). Varmeovergangstallet i gassfasen består både av nedkjøling av gassbulken, og nedkjøling av de kondenserende massefluksene fra bulktemperatur til grensesnittstemperatur (26). Ligning 5.22 viser det konvektivt varmeovergangstallet i gassfasen i Colburns metode,  $h_g^o$  [W/m<sup>2</sup>K].

$$h_g^\circ = h_g \frac{\varepsilon}{1 - e^{-\varepsilon}}$$

Ligning 5.22 (26)

$\varepsilon$  er Ackermann-faktoren og  $h_g$  er det konvektivt varmeovergangstallet i gassfasen når det ikke tas hensyn til effektene av massetransport. Ackermann-faktoren uttrykkes ved hjelp av kondenserende massefluks (40):

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_{A,cond}'' c_{p,g,A} + \dot{m}_{B,cons}'' c_{p,g,B}}{h_g}$$

Ligning 5.23 (4)

For å beregne varme overført fra gass til sjøvann, brukes energiligningen, gitt ved Ligning 5.24. I denne modellen er det antatt at kondensatet kontinuerlig dreneres bort, og varme avgitt ved nedkjøling av kondensat er derfor ikke tatt med.

$$\dot{q}_{tot}'' = \dot{q}_g'' + \dot{q}_{lat}'' = \dot{q}_f'' = \dot{q}_{sw}''$$

Ligning 5.24 (54)

Varme overført til kondensatet må være den samme som varme overført til sjøvannet. I gassen vil både følbare varme,  $\dot{q}_g''$  [W/m<sup>2</sup>], og latent varme,  $\dot{q}_{lat}''$  [W/m<sup>2</sup>], være gjeldende. Latent og følbare varme kan uttrykkes som i Ligning 5.25 og Ligning 5.26.

$$\dot{q}_g'' = h_g^\circ (T_g - T_i)$$

Ligning 5.25 (17 s. 8)

$$\dot{q}_{lat}'' = \sum \dot{m}_j'' h_{f,g,j}$$

Ligning 5.26 (17 s. 644)

Varmen som avgis av gassen må være lik varmen som mottas av filmen,  $\dot{q}_f''$  [W/m<sup>2</sup>]. Det tilsvarer igjen varme som overføres til sjøvannet,  $\dot{q}_{sw}''$  [W/m<sup>2</sup>]. Dette kan skrives:

$$\dot{q}_{tot}'' = h_g^\circ (T_g - T_i) + \sum \dot{m}_j'' h_{f,g,j} = h_f (T_i - T_w) = U (T_{sw} - T_i)$$

Ligning 5.27

hvor  $U$  er det totale varmeovergangstallet [W/m<sup>2</sup>K] og  $h_{f,g}$  er fordampningsvarmen [kJ/kg] for de to komponentene. Det totale varmeovergangstallet mellom sjøvann og kondensatfilm, er uttrykt ved Ligning 5.28.

$$U = \left[ R_{fouling} \frac{A_o}{A_i} + \frac{1}{h_{film}} + R_{metall} + \frac{1}{h_{sw}} \frac{A_o}{A_i} \right]^{-1}$$

Ligning 5.28 (Ligning 2.5)

$R$  er motstand mot varmetransport [m<sup>2</sup>K/W], mens  $h$  er konvektivt varmeovergangstall [W/m<sup>2</sup>K]. Alle størrelsene, bortsett fra  $h_f$ , kan hentes fra simulering av 25-HA-112 i Xchanger Suite 5. Konvektivt varmeovergangstallet i kondensatfilmen,  $h_f$ , er beregnet i *Modell I*, se avsnitt 5.2.2.1. Det antas at det konvektive varmeovergangstallet i filmen er konstant gjennom hele varmevekslerens lengde, uavhengig av om det er differensial- eller integralkondensasjon.

Motstand mot varmetransport og konvektive varmeovergangstall, er presentert i Tabell 5.36. Det konvektive varmeovergangstallet i kondensatfilmen er beregnet i *Modell I*, og er 1151,4 W/m<sup>2</sup>K. Det totale varmeovergangstallet er i *Modell II* beregnet til 509,17 W/m<sup>2</sup>K, og holdes konstant i denne

modellen. Varmeovergangstallet vil blant annet variere med hastigheten i varmeveksleren. Ettersom hastigheten synker gjennom varmeveksleren, vil ikke U-verdien være konstant. Denne forenklingen er derimot valgt for å gjøre beregningsmodellen blir lettere å gjennomføre.

**Tabell 5.36 Varmeovergangstall for Modell II**

Konvektivt varmeovergangstall	$h_f$	$W/m^2K$	1151,40
Arealforhold	$A_o/A_i$	-	2,97
Motstand i belegg ( <i>fouling</i> )	$R_f$	$m^2K/W$	5,35E-04
Total motstand	$R_{tot}$	$m^2K/W$	3,81E-03
Metall	$R_w$	$m^2K/W$	1,51E-04
Konvektivt varmeovergangstall, sjøvann	$h_{sw}$	$W/m^2K$	7273,71
Totalt varmeovergangstall	U	$W/m^2K$	<b>509,17</b>

I beregningene er det temperaturen i grensesnittet,  $T_i$ , som er vanskeligste å bestemme. Blant annet trengs denne temperaturen for å beregne varme overført fra kondensat og mottatt av sjøvannet, se Ligning 5.27. Massefraksjonene ved grensesnittet avhenger også av grensesnittstemperaturen. Det er derfor nødvendig å iterere seg fram til riktig grensesnittstemperatur.

Grensesnittets høyeste verdi, er bulktemperaturen. Som regel vil bulktemperaturen i gassen være noe høyere enn ved grensesnittet, slik at  $T_\infty > T_i$ . For å sikre kondensasjon av alle komponenter i blandingen dersom total separasjon oppstår, bør kuldemediets temperatur være lavere enn kokepunktstemperaturen til flyktigste komponent (56). Laveste kokepunkt for blandingen i designcasen, vil være kokepunktstemperaturen til etan ved utløpstrykket. Denne temperaturen er -6,66 °C ved utløpstrykket 2043 kPa. Sjøvannets innløpstemperatur er 6,1 °C. Det betyr at grensesnittstemperaturen alltid er høyere enn kokepunktet for den flyktige komponenten ved laveste trykk. Det indikerer at det kreves at kuldemediet kondenserer som en blanding for at alt skal kunne kondensere.

### 5.3.1.1 Sensitivitet ved separasjonspunkt

Det er interessant å vite hvor sensitiv modellen er i overgangsområdet. Tabell 5.37 viser hvordan separasjonstemperaturen endres med modifisert hastighet, og hvordan dette påvirker resultatet. Fysikalske data brukt i beregningene er funnet ved separasjonstemperaturen 12,03 °C. Både PRO/II og CoolPack, et simuleringsprogram for kjøleprosesser, blir brukt til å finne fysikalske data. Fysikalske data og utregnede størrelser for separasjonspunktet er presentert i vedlegg 12.5. Tabell 5.37 viser at det ikke er store forskjeller i overgangsområdet, verken for temperaturer eller varmefluksen overført til kondensatet. Den største prosentvise endringen ved separasjonspunktet, finnes i massestrømmen hvor differanse er ca 10 % mellom separasjonen 0,95 m/s og 0,85 m/s. Dette er en stor endring, og vil påvirke resultatet. Spesielt fordi det i separasjonen ved et tidlig tidspunkt, 0,95 m/s, vil det være en større mengde som skal kondensere. Det er også en stor forskjell i varmefluksen i de tre tilfellene, ca 5 %. Dette gjør at det er mulig at resultatet vil bli i nærheten av hverandre ved utregning. Det er likevel valgt å bruke separasjon ved 0,9 m/s.



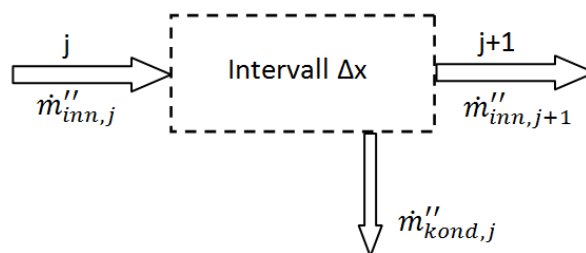
Tabell 5.37 Sensitivitet ved avlesning av strømningskart

Separasjonspunkt	$u^*$	m/s	0,95	0,90	0,85
Separasjonstemperatur	$T_{sep}$	°C	12,11	12,03	11,93
Massestrøm gass	$\dot{m}$	kg/s	62,51	59,19	55,87
Fraksjon av propan i gassen	$Y_{a,bulk}$	-	0,18	0,18	0,18
Konvektivt varmeovergangstall	$hg^o$	W/m <sup>2</sup> K	406,25	397,10	378,41
Varmefluks	$q''$	W/m <sup>2</sup>	1119,74	1091,04	1063,76

### 5.3.2 Utførelse av modell

I modellen deles varmeveksleren opp i en rekke små elementer langs lengden, der hvert intervall er 5 cm. Det gjøres beregninger ved hvert lengdeintervall, og når utløpstilstanden er nådd kan overført varme summeres over lengden. Det er sett bort fra kondensat som kan renne ned fra andre rør og påvirke konsentrasjonen i grensesnittet (26). Det er videre antatt at det ikke er miksing i kondensatfilmen, slik at blandingsparameteren  $\phi = 0$ . I modellen antas det at differensialkondensasjon overtar fra separasjonspunktet funnet ut fra Grants strømningskart i kapittel 2.7.

Figur 5.6 viser hvordan ett intervall er definert. Inn på intervall  $j$  vil det være en massefluks  $\dot{m}''_{inn,j}$ . I løpet av intervallet vil noe kondensere ut,  $\dot{m}''_{kond,j}$ . Mengden som forlater intervall  $j$ , er massefluksen inn på intervall  $j+1$ . Slik vil også temperatur og avgitt varme finnes. For alle intervall beregnes det et tilbakelagt areal,  $A'\Delta x$  [m<sup>2</sup>].  $A'$  er areal per lengdeenhet [m<sup>2</sup>/m], mens  $\Delta x$  er intervalllengden [m].



Figur 5.6 Ett intervall i *Modell II*

I modellen er det antatt at konduktivitet, tetthet, spesifikk varmekapasitet dynamisk viskositet og fordampningsvarme varierer lineært med temperaturen.

Proseduren som er brukt i beregningene har sitt utgangspunkt i Sajjan, Karlsson og Vamling (26), samt Webb med flere (54). Det er gjort ytterlige forenklinger av algoritmen presentert i avsnitt 5.3, og den konkrete prosedyren i *Modell I* er beskrevet i avsnitt 5.3.2.1.

#### 5.3.2.1 Prosedyre

1. Det tipper en grensesnittstemperatur, og komposisjonen i grensesnittet finnes ved denne temperaturen.
2. Totalt kondenserende massefluks finnes ut fra Ligning 5.18. Kondenserende massefluks etan og propan finnes ved Ligning 5.20.
3. Ackermann-faktoren  $\varepsilon$  finnes ved Ligning 5.23, og konvektivt varmeovergangstall i gassfasen finnes ut fra Ligning 5.22.
4. Latent og følbare varme finnes ved Ligning 5.25 og Ligning 5.26.
5. Massefluks gass ut av intervallet  $j$ , tilsvarer massefluks inn i intervall  $j+1$ . Se Figur 5.6 for illustrasjon.

6. Temperaturen i gassbulken beregnes, som vist i Ligning 5.29.

$$T_{\infty,j+1} = T_{\infty,j} - \frac{\dot{q}_g'' A' \Delta x}{c_{p,g}}$$

Ligning 5.29 (Ligning 2.4)

7. Totalt overført varme i intervall  $j$  finnes ved Ligning 5.30.

$$\dot{Q}_{tot,j} = \dot{q}_{tot,j}'' A' \Delta x$$

Ligning 5.30

8. Massefluks for hver komponent i intervall  $j+1$ , beregnes ved hjelp av kondenserende massefluks i intervall  $j$ .

$$\dot{m}_{A,\infty,j+1} = \dot{m}_{A,\infty,j} - \dot{m}''_{A,cond,j} A' \Delta x$$

Ligning 5.31 (16)

der  $\dot{m}_A$  er massestrøm til komponent A og  $\dot{m}''_{A,cond}$  er kondenserende massefluks av komponent A.

9. Massefraksjon av hver komponent i gassbulken beregnes ved Ligning 5.32.

$$y_{A,\infty,j} = \frac{\dot{m}_{A,\infty,j}}{\dot{m}_{tot,\infty,j}}$$

Ligning 5.32 (16)

10. Fysikalske størrelser som er lineært avhengig av temperaturen interpoleres for riktig bulktemperatur. Dette gjelder konduktivitet, tetthet, spesifikk varmekapasitet dynamisk viskositet og fordampningsvarme.

11. Øvrige størrelser kalkuleres. Dette gjelder diffusivitet, partialtrykk, og massetransport.

12. Grensesnitttemperaturen itereres slik at varme avgitt av kondensatfilmen tilsvarer varme mottatt av sjøvannet. Dette gjøres ved å benytte Ligning 5.27. Størrelsene som er avhengig av grensesnitttemperaturen er satt som en funksjon av denne, slik at de endres fortløpende i regnearket. Dette gjelder Ackermann-faktoren, andel gass og væske i grensesnittet, kondenserende massefluks, samt Colburns konvektivt varmeovergangstall i gassfasen.

13. Temperaturen i sjøvannet berignes ut fra varme mottatt fra gassen.

$$T_{sw,inn,j} = T_{sw,ut,j} - \frac{\dot{Q}_{tot}}{(\dot{m}_{sw} c_p)_{sw}}$$

Ligning 5.33 (Ligning 2.4)

14. Varme mottatt av sjøvannet beregnes ved hjelp av Ligning 5.34.

$$\dot{q}_{sw}'' = U (T_i - T_{sw,inn})$$

Ligning 5.34 (Ligning 2.5)

15. Tilstanden i kondensatet kalkuleres fra kondensert mengde gass. Massestrømmen beregnes som i Ligning 5.31, og temperaturen i kondensatfilmen ved hjelp av Ligning 5.35.

$$T_{f,j+1} = T_i \frac{\dot{m}_{tilført,j+1}''}{\dot{m}_{f,j+1}''} + T_{f,j} \frac{\dot{m}_{f,j}''}{\dot{m}_{f,j+1}''}$$

Ligning 5.35

I de første intervallene er temperaturredifferansen mellom sjøvann og gasstrømmen høy, noe som gjør at det kondenserer mye gass i dette området. Ved korte intervall vil flere endringer bli tatt med i beregningene. I vedlegg 0 er ett steg presentert.

### 5.3.2.2 Fysikalske data

De fleste av de fysikalske størrelsene som inngår i de presenterte ligningene, varierer med bulktemperaturen. Det betyr at for hver nye bulktemperatur som blir beregnet i hvert intervall, forandres de fysikalske størrelsene. I denne modellen er størrelsene funnet gjennom både avlesninger i tabeller og simuleringer i PRO/II og Xchanger Suite 5. Alle fysikalske størrelser, og hvor de er hentet fra, er presentert i vedlegg 12.6.1. Mange av disse størrelsene varierer tilnærmet lineært med temperaturen i det aktuelle temperaturintervallet, 12 °C og 7 °C. Der dette er tilfelle, interpoleres de fysikalske størrelsene for riktig bulktemperatur, se punkt 82 i prosedyren. For de størrelsene det er antatt varierer lineært med temperaturen, er det små forskjeller mellom den virkelige og den interpolerte verdien. Det største avviket mellom interpolert og virkelig verdi funnet fra tabeller, er varmekapasiteten i væskefasen. Denne har et største avvik på 1,1 %, noe som tilsier at interpolasjon er en akseptabel forenkling.

I utregningene, se vedlegg 0, er størrelsene som er brukt delt inn tre fire hovedkategorier; størrelser som er tilnærmet konstante, størrelser som varierer lineært med bulktemperaturen, størrelser som beregnes, og størrelser som finnes ved iterasjon. Størrelsene som finnes ved iterasjon, er de som avhenger av grensesnittstemperaturen,  $T_i$ . Dette gjelder for eksempel massefraksjon etan og propan i gass og væske ved grensesnittet. For å finne andel etan og propan i grensesnittet, er disse størrelsene funnet som funksjon av grensesnittstemperaturen. Funksjonen har blitt funnet ved hjelp av kurvetilpasning i Excel etter at massefraksjonen ved ulike grensesnittstemperatur er hentet fra PRO/II. Andelen propan i gass- og væskefasen ved grensesnittet er gitt ved Ligning 5.36 og Ligning 5.37.

$$y_{B,i} = (0,9514 - 0,0111T_i) \frac{M_B}{M_{tot}}$$

Ligning 5.36

$$x_{B,i} = (0,8234 - 0,0182T_i) \frac{M_B}{M_{tot}}$$

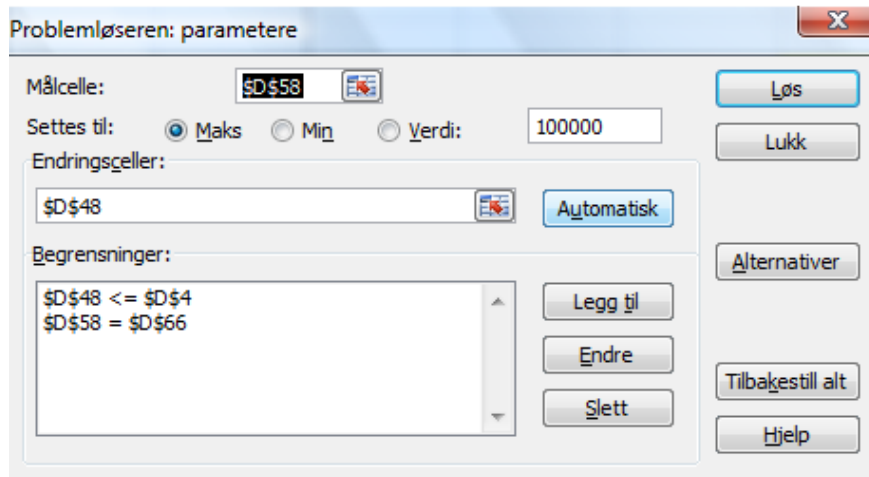
Ligning 5.37

$M_B$  og  $M_{tot}$  er molarvekt propan og total molarvekt [kg/kmol]. Modellen er i sin helhet presentert i vedlegg 12.1.1a.

### 5.3.2.3 Verktøy

I *Modell II* er det en rekke størrelser som må kalkuleres. I denne rapporten har Excel blitt benyttet for utregninger. Dette programmet er tilgjengelig for mange brukere og er enkelt å forstå. Hvert steg er da beregnet manuelt, noe som gjør modellen omfattende for brukeren. Det finnes numeriske verktøy som kan gjøre dette lettere, noe som vil anbefales dersom det skal beregnes for mindre, og dermed flere, steg. Det er også en fordel å automatisere utregningene dersom man skal endre enkelte av verdiene kalkuleringsene er basert på. Dette vil også bli presentert som forslag til videre arbeid.

Excel har flere funksjoner som gjør beregningene noe enklere. *Problemløseren* er brukt for å gjøre iterasjoner i hvert intervall. Dette er en funksjon hvor målcelle og endringscelle blir angitt, i tillegg til hvilke begrensninger som må oppfylles. Vinduet for problemløseren er vist i Figur 5.7. Målcellen er cellen med varmefluks avgitt fra gassen. Denne består av både sensibel og latent varme, som vist i Ligning 5.27. Endringscellen er cellen med grensesnittstemperaturen. I tillegg er det lagt til to begrensninger; grensesnittstemperaturen må være mindre, eller lik, gassens bulktemperatur, og avgitt varme fra gassen må være lik mottatt varme i sjøvannet. Når disse parameterne er gitt, vil problemløseren iterere fram riktig grensesnittstemperatur for det aktuelle intervallet.



Figur 5.7 Problemløser i Excel

### 5.3.3 Energiregnskap

Separasjonen inntreffer, som tidligere nevnt, ved bulktemperaturen 12,03 °C. Som tidligere nevnt, er sjøvannets innløpstemperatur lavere enn kokepunktet til gassresten etter separasjonen. Det betyr at det ikke er mulig å kondensere all gassen. Det kun er væske ut av 25-HA-112, men det er grunn til å tro at denne gassresten kondenserer først ved, eller i, utløpsdysen. I modellen må derfor kondensasjon av denne gassresten tas hensyn til i energiregnskapet. I *Modell I* ble dette tatt hensyn til ved å føre gass- og kondensatstrøm sammen ved utløpet, og deretter senke temperaturen på blandingen, se kapittel 5.2.1.3. finne kondensasjonsvarmen til gassen, eller sammenføring av strømmene i et simuleringsprogram. Dette er også gjort i *Modell II*. I tillegg er kondensasjonsvarmen til gassresten ved utløpet beregnet i denne modellen beregnet. Fordampningsvarmen, ved utløpetrykket og -temperaturen, er funnet i CoolPack for hver av komponentene. Ved 10 °C og 2034 kPa er fordampningsvarmen til blandingen 283,9 kJ/kg, mens den ved 7 °C og 2034 kPa er 291,2 kJ/kg. Avgitt varme ved kondensasjon av gassresten ved utløpet er da gitt ved Ligning 5.38.

$$\dot{Q}_{rest} = \dot{m}h_{fg}$$

Ligning 5.38 (31 s. 644)

Kondensatet som separeres ut, må også kjøles ned til enten 10 °C eller 7 °C. Det meste av kondensatet har temperatur lik separasjonstemperaturen, da 87,63 % av total massestrøm separeres ut ved denne temperaturen. Etter dette punktet separeres kondensat ut etter hvert intervall. Det gjør at hovedstrømmen med kondensat synker gradvis ved at nytt kondensat stadig tilføres. Etter siste trinn er kondensattemperaturen,  $T_{cond}$ , høyere enn utløpstemperaturen  $T_{ut}$ . Varme som må fjernes for å kjøle ned kondensatet fra  $T_{cond}$  til  $T_{ut}$  finnes ved Ligning 5.39.

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_{kond,tot} c_{p,cond} (T_{cond} - T_{ut})$$

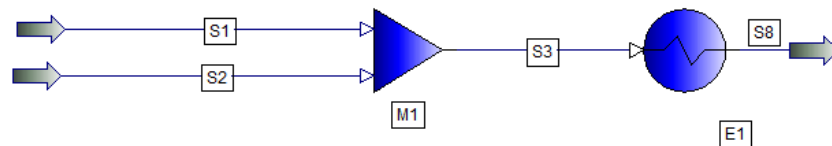
Ligning 5.39 (17 s. 17)

Det totale varmebehovet i delen med differensialkondensasjon finnes ved å legge sammen varme overført i hvert intervall, nedkjøling av kondensat og kondensasjon av gassresten ved utløpet:

$$\dot{Q}_{tot} = \sum \dot{q}''_{tot} A' \Delta x + \dot{Q}_{kond} + \dot{Q}_{rest}$$

Ligning 5.40

Som tidligere nevnt behandles også gassresten ved utløpet ved å føre gass- og væskestrøm etter siste intervall sammen. Dette tilsvarer modelleringen av utløpet i *Modell I*, men det er tilstandene fra siste intervall i *Modell II* som brukes når gass- og væskestrømmen defineres. PRO/II-modellen er vist i Figur 5.8. Programmet regner ut temperaturen som framkommer når de to strømmene føres sammen. Denne temperaturen er derimot høyere enn utløpstemperaturen 10 °C. En ny varmeveksler kjøler da kuldemedieblandingen fra blandingstemperatur til utløpstemperatur. Strømmen markert med S1 i Figur 5.8, er gassresten ved nedkjølingen, mens S2 er kondensatstrømmen.



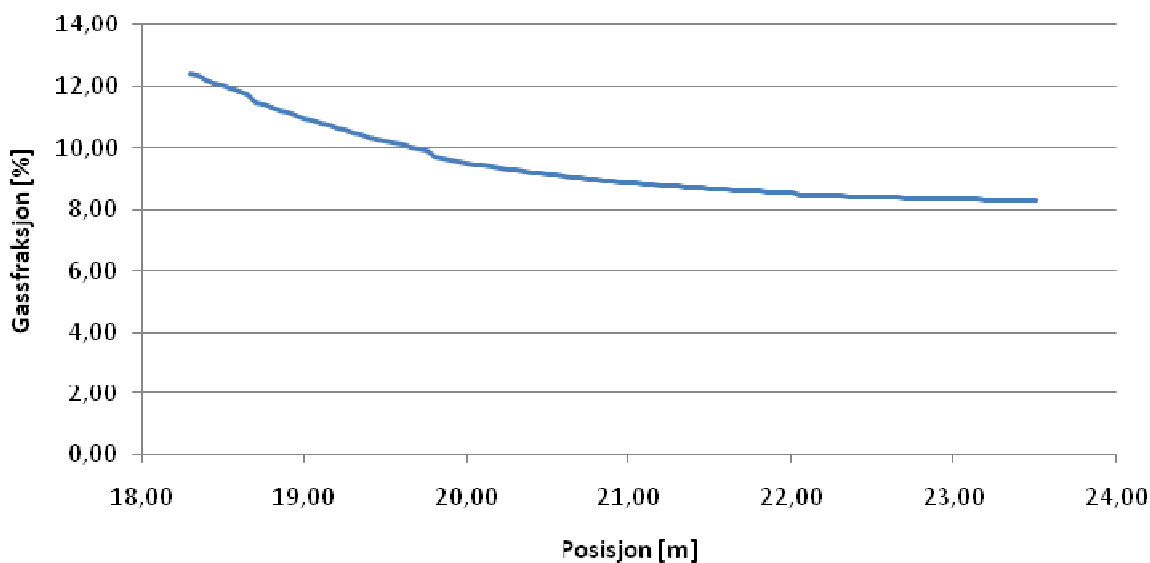
Figur 5.8 Simuleringsmodell for blanding av strømmene

### 5.3.4 Resultater

I designcaset er kuldemediets utløpstemperatur 10 °C. Målinger viser derimot at gassen og kondensatet blir underkjølt i forhold til denne temperaturen. Basert på dette, er det gjennomført beregninger ved tre ulike kriterier:

- Gass og kondensat kjøles ned til 10 °C
- Gass og kondensat kjøles ned til 7 °C
- Antall intervaller settes slik at total lengde tilsvarer den effektive varmevekslerlengden; 21,617 m

Figur 5.9 viser hvordan gassfraksjonen synker gjennom varmeveksleren etter separasjonen. Siden de tre studiene alle er basert på samme modell, vil grafen være gjeldene for alle disse situasjonene. Etter separasjonspunktet, hvor gassfraksjonen er 12,37 %, faller gassfraksjonen gradvis. I de første stegene separeres det ut mye kondensat. Etter hvert blir temperaturfallet svært lite for hvert steg, og det separeres ut mindre væske. Temperaturfallet gjennom varmeveksleren har samme profil som kurven for gassfraksjonen. Det kommer av at gassfraksjon og temperatur er lineært avhengige av hverandre.

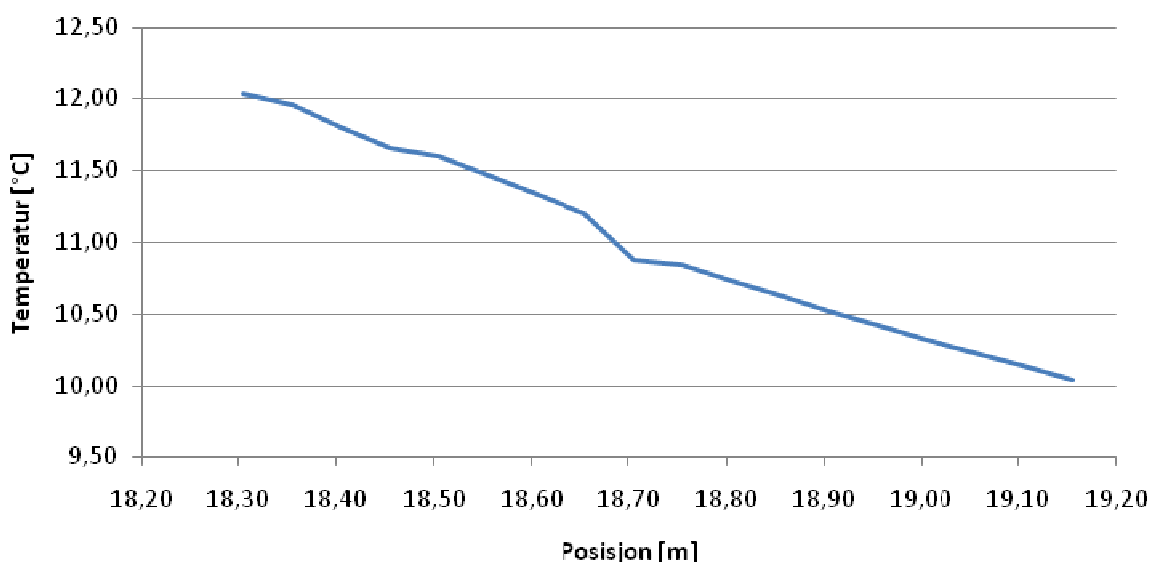


Figur 5.9 Gassfraksjon gjennom varmeveksleren

### 5.3.4.1 Nedkjøling til 10 °C

Ved nedkjøling til 10 °C, trengs det bare 16 intervall. Bulktemperaturen på gassen synker sakte, gjennomsnittlig 0,12 °C i hvert intervall. Lavt temperaturfall mellom hvert intervall, tyder på at stegene er korte. Ved separasjonspunktet er gassfraksjonen 0,1237 [kg/kg]. Ut av siste intervall, som da har temperaturen 10 °C, er gassfraksjonen 0,1069 [kg/kg]. En av årsakene til den høye gassandelen ved utløpet, skyldes at det kun er 2,03 °C temperaturfall i delen med differensialkondensasjon.

Figur 5.10 viser hvordan gassens bulktemperatur forandres gjennom kondensasjonsforløpet ned til 10 °C. Det er jevn nedkjøling gjennom varmeveksleren. Ujevnheter i kurven skyldes antageligvis avrundingsfeil i kalkuleringene. Som figuren viser er det behov for 0,85 m etter separasjonspunktet for å kjøle blandingen ned til 10 °C.



Figur 5.10 Temperaturfall gjennom varmeveksleren med nedkjøling til 10 °C

Tabell 5.38 viser beregnet lengde, tilstand ut av siste intervall og totalt overført varme i Modell II med nedkjøling til 10 °C. Tabellen viser at det overføres 167,6 MW. Ut i fra

entalpiberegninger, se Tabell 5.3, vet man at nødvendig overført varme er 168,9305 MW. I forhold til denne verdien avviker beregningene i *Modell II* med 1,3 MW, eller 0,8 %, ved nedkjøling til 10 °C. Dette avviket kan komme av avrundingsfeil og antagelser som er brukt, både i simuleringer og utregninger. Beregningene viser at integralkondensatoren er 18,31 m. Som tabellen viser, er det 10,69 w/o gass ut av siste intervall, og denne gassresten består av 78,09 w/o etan. Innløpstemperaturen til sjøvannet er beregnet til å være 7,03 °C, mens det i designcaset er 6,1 °C. Denne differansen kommer mest sannsynlig av at det er antatt konstant spesifikk varmekapasitet gjennom hele varmeveksleren. Det er ikke tilfelle, da varmekapasiteten varierer både med trykk og temperatur.

**Tabell 5.38 Overført varme i *Modell II* med nedkjøling til 10 °C**

Temperatur ut av varmeveksleren [°C]	10,04
Grensesnittstemperatur [°C]	9,69
Massestrøm restgass [kg/s]	51,15
Gassandel ut av siste intervall [%]	10,69
Andel etan i restgass [kg/kg]	0,7809
Lengde [m]	19,16
Innløpstemperatur sjøvann [°C]	7,03
Varme overført i integralkondensatoren [kW]	147793,21
Varme overført til kondensatet [kW]	2505,11
Varme for nedkjøling av kondensat [kW]	2804,71
Fordampningsvarme restgass [kW]	14521,978
<b>Totalt overført varme [kW]</b>	<b>167625,01</b>

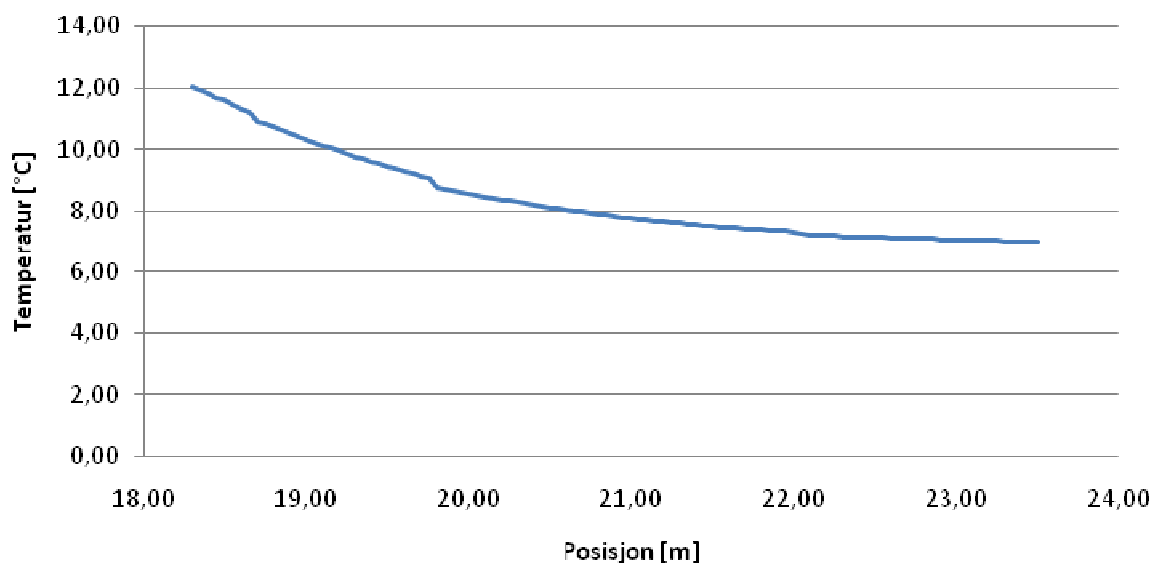
#### 5.3.4.2 Nedkjøling til 7 °C

Både gass og kondensat underkjøles i forhold til utløpstemperaturen, men når strømmen blandes ved utløpet skal utløpstemperaturen fremdeles være 10 °C. Ved nedkjøling til 7 °C, er både gass- og kondensattemperatur nærmere de målte temperaturene i 25-HA-112. *Modell II* krever 104 intervaller for å oppnå temperaturen 7 °C i gassbulken. Gjennomsnittlig temperaturfall i hvert intervall er 0,05 °C. Ved nedkjøling til 7 °C er det 8,3 % gass ut av siste intervall. Dette gjør at fordampningsvarmen er lavere enn ved nedkjøling til 10 °C, mens det overføres mer varme fra gassen til sjøvannet. Overført varme ved nedkjøling til 7 °C, er vist i Tabell 5.39. Totalt overført varme er 172,4 MW. Avviket fra nødvendig overført varme tilsvare 3,44 MW, eller 2,04 %. Som for nedkjøling til 10 °C, er sjøvannets beregnede innløpstemperatur høyere enn hva som er tilfelle i designcaset. Det skyldes antagelse om konstant spesifikk varmekapasitet. Siden integraldelen er 18,31 m er det behov for 5,2 m for nedkjøling til 7 °C.

Tabell 5.39 Overført varme i *Modell II* med nedkjøling til 7 °C

Temperatur ut av varmeveksleren [°C]	<b>7,00</b>
Grensesnittstemperatur [°C]	6,98
Massestrøm restgass [kg/s]	39,60
Gassandel ut av siste intervall [%]	8,28
Andel etan i restgass [kg/kg]	0,8250
Lengde [m]	23,51
Innløpstemperatur sjøvann [°C]	6,86
Varme overført i integralkondensatoren [kW]	147793,21
Varme overført til kondensatet [kW]	6128,14
Varme for nedkjøling av kondensat [kW]	6920,95
Fordampningsvarme restgass [kW]	11531,3801
<b>Totalt overført varme [kW]</b>	<b>172373,68</b>

Hvordan temperaturen faller gjennom varmeveksleren ved nedkjøling til 7 °C, er vist i Figur 5.11. Temperaturen faller raskt de første meterne, og flater deretter mer ut. Gassens bulktemperatur trenger 2,05 m for å reduseres fra 7,5 °C til 7,0 °C. Til sammenligning synker temperaturen 3,79 °C de første 2,05 m etter separasjonen. Det kommer av at temperaturdifferansen mellom kuldemedium og sjøvann er svært liten mot utløpet.



Figur 5.11 temperaturfall gjennom varmeveksling med nedkjøling til 7 °C

### 5.3.5 Utregninger basert på gitt varmevekslerlengde

Effektiv lengde for 25-HA-112 er 21,617 m. Det nærmeste intervallet i den numeriske beregningen er 21,61 m, etter 67 intervall. Resultatene hvor den effektive lengden tilsvarer 21,61 m, er presentert i Tabell 5.40. Som tabellen viser, er gasstemperaturen ut av siste intervall 7,47 °C, mens den totale andelen restgass er 8,63 %. Det blir da overført 171,6 MW gjennom varmeveksleren. Dette er ikke så ulikt verdiene ved nedkjøling til 7 °C.



Tabell 5.40 Overført varme i *Modell II* basert på effektiv lengde

Temperatur ut av varmeveksleren [°C]	21,61
Grensesnittstemperatur [°C]	7,47
Massestrøm restgass [kg/s]	7,40
Gassandel ut av siste intervall [%]	41,27
Andel etan i restgass [kg/kg]	8,63
Lengde [m]	0,8181
Innløpstemperatur sjøvann [°C]	6,88
Varme overført i integralkondensatoren [kW]	147793,21
Varme overført til kondensatet [kW]	5510,59
Varme for nedkjøling av kondensat [kW]	6278,83
Fordampningsvarme restgass [kW]	11969,73
<b>Totalt overført varme [kW]</b>	<b>171642,36</b>

### 5.3.5.1 Blanding av gass og kondensat ved utløpet

Når gass- og kondensatstrøm føres sammen i PRO/II, som beskrevet i avsnitt 5.3.3, vil det forekomme en temperaturøkning. Denne temperaturøkningen kan komme på grunn av ulikt kjemisk potensial i de to strømmene, og avgitt varme ved kondensasjon av gasstrømmen. I PRO/II blir gasstrømmen og kondensatstrømmen definert ut fra verdier ut av siste intervall i beregningsmodellen. Ved nedkjøling til både 10 °C og 7 °C skal utløpstemperaturen være 10 °C. Blandingstemperaturen som oppstår når de to strømmene blandes, er vist i Tabell 5.41 og Tabell 5.42. Siden temperaturen blandingstemperaturen er høyere enn 10 °C, vil det være behov for en ny varmeveksler som senker temperaturen ned til 10 °C. Effekten i disse varmevekslerne beregnes, og vil erstatte fordampningsvarmen, gitt i Tabell 5.38 og Tabell 5.39. Når utløpet modelleres på denne måten, blir totalt overført varme ved nedkjøling til 10 °C og 7 °C blir da henholdsvis 168,5 MW og 168,4 MW.

Tabell 5.41 Utløpsberegninger ved 10 °C

Massestrøm gass [kg/s]	51,54
Andel etan i gassen [mol %]	0,8393
Andel etan i kondensatet [mol %]	0,6051
Blandingstemperatur [C]	12,265
Effekt siste varmeveksler [kW]	15447,85
Totalt overført varme [kW]	168503,03

Tabell 5.42 Utløpsberegninger ved 7 °C

Massestrøm gass [kg/s]	39,62
Andel etan i restgassen [mol %]	0,8736
Andel etan i kondensatet [mol %]	0,5977
Blandingstemperatur [C]	11,73
Effekt siste varmeveksler [kW]	7641,16
Totalt overført varme [kW]	168442,30

Som tabellene viser, er effekten til varmeveksleren som senker temperaturen fra blandingstemperatur til utløpstemperatur høyere enn fordampningsvarmen av gassresten, vist i Tabell 5.38 og Tabell 5.39. Det betyr at det er mer enn fordampningsvarmen som bidrar til en

temperaturøkning når gass- og kondensatstrøm føres sammen. For utløpsberegningene ved 7 °C vil det totalt overføres mindre varme enn ved 10 °C. Dette kommer av at det er liten temperaturdifferanse mellom blandingstemperaturen på 11,73 °C og utløpstemperaturen på 10 °C. Når gass- og kondensattemperatur er 10 °C når de blandes, blir blandingstemperaturen 12,265 °C. Det kreves derfor vesentlig høyere effekt på siste varmeveksler i dette tilfellet, enn hva det gjør ved 7 °C. I forhold til designcaset, som har effekt 168,2 MW er det en differanse i effekt på 0,16 % og 0,12 % for de to tilfellene.

### 5.3.6 Diskusjon

I denne modellen er sjøvannets utløpstemperatur satt til 14,1 °C, som er sjøvannets utløpstemperatur for designcaset. Ved beregning av sjøvannstemperatur gjennom beregningsintervallene, er det denne temperaturen det er tatt utgangspunkt i. Det gjør at sjøvannets innløpstemperatur er noe høyere enn faktisk innløpstemperatur i designcaset. Innløpstemperaturen til sjøvannet er beregnet ved bruk av Ligning 5.33. Ved nedkjøling til 7 °C, er sjøvannets innløpstemperatur beregnet til 6,86 °C. Det er da ikke tatt hensyn til varme som overføres ved nedkjøling fra blandingstemperatur til utløpstemperatur. Dersom overført varme i siste varmeveksler tas hensyn til, beregnes sjøvannets innløpstemperatur til 6,17 °C for både 7 °C og 10 °C. Avviket fra designverdien er da 1,13. I realiteten vil utløpstemperaturen til sjøvannet være den fleksible størrelsen. Det er også slik at det er innløpstemperaturen, ikke utløpstemperaturen som her, som er gitt. Dette er en direkte konsekvens av at temperaturen er gitt av havtemperaturen utenfor Hammerfest på ethvert tidspunkt.

Tabell 5.43 Ny sjøvannstemperatur

	Totalt overført varme	Tidligere sjøvannstemp	Ny sjøvannstemp.
	kW	°C	°C
Nedkjøling til 10 °C	168503,03	6,88	6,17
Nedkjøling til 7 °C	168442,30	6,86	6,17

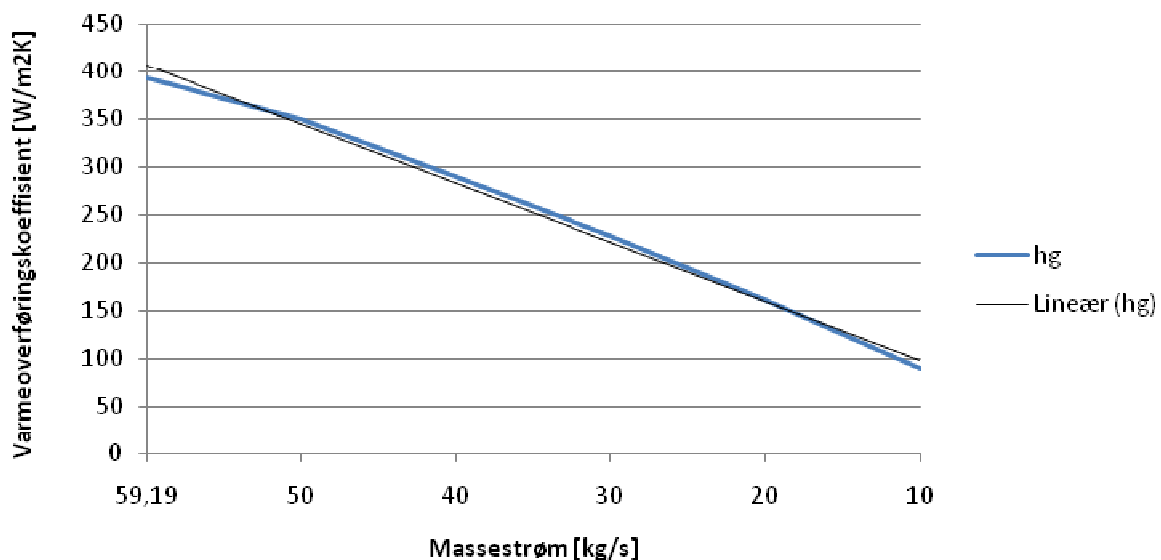
Når strømmene føres sammen, vil temperaturen stige. Dette har blitt simulert i PRO/II for å finne utløpstemperaturen ved de aktuelle nedkjølingsstudiene. For både 10 °C og 7 °C er utløpstemperaturen for høy i forhold til designverdier, presentert i henholdsvis Tabell 5.41 og Tabell 5.42. For 7 °C er effekten på siste varmeveksler lavere ved beregninger i PRO/II, enn ved å beregne effekten ut fra fordampningsvarme. Ved 10 °C er effekten større når beregningene gjøres i PRO/II. Dette vil endre seg noe etter hvilken termodynamisk modell som blir brukt, men også separasjonspunktet kan ha en del å si. Separasjonspunktet er kun et område avlest fra et diagram, og vil derfor være en usikkerhetsfaktor for videre utregninger.

Ved modellering av utløpet, stiger blandingstemperaturen mer ved nedkjøling til 7 °C, enn ved kjøling til 10 °C. Ved nedkjøling til 10 °C i siste intervall, er differansen til blandingstemperaturen 2,7 °C, mens differansen ved nedkjøling til 7 °C, er 4,73 °C. Det kan være flere årsaker til dette, blant annet kan blandingstemperaturen være påvirket av komposisjonen og gassfraksjon i de ulike strømmene.

Ved å sette inn en varmeveksler som senker temperaturen fra blandingstemperatur til utløpstemperatur, vil det også være behov for ekstra areal. For tilfellet med nedkjøling til 10 °C kreves et større varmeoverførende areal enn ved nedkjøling til 7 °C, ettersom blandingstemperaturen i dette tilfellet er høyest. Nødvendig varmeoverførende areal, og dermed lengde, i denne varmeveksleren er beregnet, ved bruk av Ligning 2.5 og varmeoverførende areal per lengde, se Tabell 2.1. Ved beregning av logaritmisk midlere temperaturdifferanse er det da brukt tidligere og ny sjøvannstemperatur som presentert i Tabell 5.43, samt blandings- og utløpstemperatur for kuldemediet. Resultatet blir da 4,087 m ved nedkjøling til 10 °C, mens den er beregnet til å være 2,004 m ved nedkjøling til 7 °C. I beregningene er gjennomsnittlig totalt

varmeovergangstall er hentet fra Tabell 5.14 og Tabell 5.15 i *Modell 1*. Dersom lengden til denne varmeveksleren inkluderes i den totale varmevekslerlengden, blir lengden henholdsvis 23,25 m og 25,514 m for nedkjøling til 10 °C og 7 °C.

En annen faktor som påvirker resultatene, er antagelsen om at konvektiv varmeovergangstallet for filmen,  $h_f$ , er konstant gjennom hele varmeveksleren. Det totale varmeovergangstallet varierer med varierende  $h_f$ . Konvektiv varmeovergangstall i gassen antas lineær gjennom delen med differensialkondensasjon. Hvordan konvektiv varmeovergangstallet avtar med massestrømmen, er vist i Figur 5.12. Den blå linjen er basert på verdier hentet fra Xchanger Suite 5 med konstruert gass, mens den svarte linjen er den lineære trendlinjen for forløpet. De to linjene sammenfaller godt for stort sett hele området, og vil derfor være en akseptabel antagelse i beregningene.



Figur 5.12 Konvektiv varmeovergangstallet i gassfasen

I modellen er det beregnet varmeovergang for hvert enkelt intervall. Gjennom varmeveksleren vil både gassens bulktemperatur og grensesnittstemperaturen synke for hvert av disse intervallene. I enkelte steg, vil derimot denne temperaturen øke. Et slikt avvik skjer blant annet i steg tre, hvor grensesnittstemperaturen går fra 11,23 °C og til 11,46 °C. I steg fire er denne temperaturen nede i 11,09 °C igjen. Avviket påvirker resultatet i den aktuelle kolonnen rimelig mye, men totalt sett er det ikke av stor betydning. Forekomsten av disse avvikene er liten, kun 4 av 105 intervaller har denne feilen. Siden det ikke er mange forekomster av slike avvik, vil det ikke påvirke resultatet i stor grad, og det er ikke valgt å fjerne disse fra utregningene. Siden gasskvaliteten er avhengig av temperaturen, kommer avvikene også til syne i gasskvaliteten gjennom varmeveksleren. Gasskvaliteten gjennom delen med differensialkondensasjon, er vist i Figur 5.10 og Figur 5.11. Kurvene viser nedkjøling av gassen, og ved noen er det et større fall enn trendlinjen for kurven for øvrig. Dette kommer av avviket diskutert her. Ved neste punkt er temperaturen tilbake til trendlinjen, og resultatet påvirkes lite.

Det bør også merkes at *problemløseren* i Excel har noen svakheter. For eksempel kan foreslått verdi i cellen som skal endres, påvirke resultatet. I flere intervall foreslo *problemløseren* verdier langt fra foregående verdier. Dette kommer av at det finnes flere løsninger på iterasjonen, og at *problemløseren* itererer ut fra valgt startverdi. Dette ble sjekket i nevnte intervall, uten at feilen ble oppklart.

Sajjan, Karlsson og Vamling (26) innførte en korreksjonsfaktor for konvektiv varmeovergangstallet som kan brukes dersom ikke alt arealet utnyttes. I tilfellet med nedkjøling til 7 °C er det en motsatt situasjon, hvor det trengs med areal enn det som er tilgjengelig. Dette kan det være flere årsaker til. En av årsakene til dette kan være at varmeovergangstallet ikke er riktig.

Varmeovergangstallet er hentet fra Xchanger Suite 5, som har egne modeller for å kalkulere slike størrelser. Når effektiv lengde beregnes, er det antatt at separasjonen skjer ved 18,3 m. Denne lengden framkommer av totalt varmeovergangstall i delen med integralkondensasjon, og separasjonspunktet funnet fra Grants strømningskart. Måleseriene som har blitt gjennomført, viser derimot at separasjonen inntreffer før 8 m. Dersom det tas utgangspunkt i denne lengde, er varmeovergangstallet i delen med integralkondensasjon alt for lavt, og store deler av varmeoverførende areal utnyttes ikke.

### 5.3.6.1 Vurdering av modellen

For å etablere en beregningsmodell som kan bidra til å forstå kondensasjonsforløpet i 25-HA-112, er det gjort en rekke forenklinger.

Dersom det antas at kondensat som faller ned fra andre rør vil påvirke lokal kondensasjon, vil utregningen blir mer kompliserte. Colburn og Drew (4) presenterer massebalansen når fraksjonene er ulik i kondensatet og i grensesnittet. Siden fraksjonen i kondensatet kan være alle verdier mellom 0 og 1, kan den være vanskelig å bestemme (4). Sajjan, Karlsson og Vamling (26) valgte derfor å innføre en mikseparameter for å finne fraksjonen i væskefilmen.

I modellen er det antatt integralkondensasjon *eller* differensialkondensasjon. Antageligvis er dette tilfelle bare i endene av varmeveksleren, mens det ellers er en kombinasjon av disse. Dette er grunnen til at Sajjan, Karlsson og Vamling (26) innførte blandingsparameteren  $\phi$ . Dette gjør at det gjennomføres beregninger der det er noe miksing i kondensatfilmen, noe som vil være aktuelt i de fleste tilfeller. I utregningene gjort her, er denne parameteren antatt 0 for å kunne beregne ren differensialkondensasjon. Ved  $\phi=1$  vil det være perfekt miksing, og ren integralkondensasjon. Siden beregningene viser at det behøves mer areal i varmeveksleren, er det mulig at denne parameteren bør endres. Ved integralkondensasjon er det bedre varmeoverføring enn ved differensialkondensasjon, noe som også gjør at det behøves mindre varmeoverførende areal. Å finne hvilken tallverdi blandingsparameteren skal ha, er et omfattende arbeid med modellen som er utarbeidet her. Hvis modellen ved en senere anledning blir behandlet i et bedre egnet numerisk verktøy, vil også denne parameteren lettere kunne bestemmes.

Stephan (56) presenterer en generell prosedyre for kondensasjon av binære blandinger. Dette er en prosedyre som tar utgangspunkt i Silvers metode, men med elementer av filmmetoden. Den generelle prosedyren er for blandinger bestående av en komponent som ikke kondenserer (56). Kondenserende massefluks finnes ved Ligning 5.18. Dersom det antas at motstand mot masseendring i kondensatfilmen har betydelig innvirkning på resultatet, må denne studeres (56). Massefluksen blir da funnet ved å se på massetransporten i både gass og væske. Ved å tilføre et væskeledd vil det kondensere en mindre mengde i hvert intervall, gitt i Ligning 5.41. Væskeleddet er markert med indeks l.

$$\dot{m}_{tot}'' = \frac{\beta_{AB,g}(y_{B,i} - y_{B,\infty}) - \beta_{AB,l}(x_{B,l} - x_{B,i})}{x_{B,i} - y_{B,i}}$$

Ligning 5.41 (56)

Dersom væskeleddet er lite, vil det gå mot null. Det er dermed den opprinnelige ligningen for kondenserende massefluks som oppstår. Webb (54) påpeker at ved horisontalt orienterte varmevekslere vil gassen stadig kunne møte ren overflate, mens kondensatet vil falle mot bunn. Kondensat uten blanding vil derfor være mest aktuelt i dette tilfellet (54). Webb presenterer, som vist i Ligning 5.42, en annen måte å finne totalt kondenserende massefluks [ $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ ].

$$\dot{m}''_{tot} = \frac{U (T_i - T_{sw})}{h_{fg} + \frac{c_{p,f}(T_g - T_i)}{1 - e^{-\varepsilon}}}$$

Ligning 5.42

Ved å sammenligne kondensert massefluks i Webb og Stephans metode, viser det seg at de er rimelig like. Dette tyder på at det er mulig å bruke metoden for binær blanding, Stephans modell, til tross for at denne er en generell prosedyre. Kondenserende massefluks endres noe gjennom varmeveksleren, og synker drivende temperaturdifferanse reduseres. Webbs tilnærming til massefluks er ble innført i modellen for å undersøke innvirkningen, men øvrige kalkuleringer ble gjort som før. Det ser ut til at Webbs massefluks synker raskere enn beregnet i tidligere, hvor kondenserende massefluks er 0,2279 kg/m<sup>2</sup>s. Etter like mange steg med Webbs modell, er kondenserende massefluks 0,28 kg/m<sup>2</sup>s. Dette tilsier at det trengs færre skritt etter Webbs modell, da det kondenserer ut større andel i hvert steg.

For å sammenligne de to modellene mer nøyaktig må hele *Modell II* gjennomføres for begge metodene. For Stephans metode tas det hensyn til andelen av flyktig komponent i begge fasene, mens i Webbs metode har de fysiske dataene blitt lagt til grunn. Slik vil Webbs metode antageligvis være en sikrere metode for å finne kondenserende massefluks, enn Stephans fremstilling. Samtidig er begge innfallsvinklene basert på Colburns metode og filmkondensasjon, noe som gjør at sluttresultat bør være tilnærmet likt.

## 6 Sammenligning av *Modell I* og *Modell II*

Det er etablert to modeller som begge tar hensyn til at kondensasjonsforløpet ved innløpet av 25-HA-112 skjer ved integralkondensasjon, før det ved et bestemt område er differensialkondensasjon som overtar. Begge modellene har tatt utgangspunkt i Grants strømningskart for å finne punktet der strømmingen separeres, og differensialkondensasjon overtar. Dette er funnet til å være ved 12,03 °C. Slik har begge modellene samme utgangspunkt for beregningene. Forskjellen i disse modellene ligger i tilnærmingen til differensialkondensasjon. Mens *Modell I* benytter simuleringsverktøyet PRO/II for å beskrive delen med differensialkondensasjon, tar *Modell II* utgangspunkt i Colburn og Drews(4) beregningsmodell. I dette kapittelet sammenlignes disse to modellene.

### 6.1 Sammenligning av modellene

Tilnærmingen til differensialkondensasjon er ulik for de to modellene. Når *Modell I* er etablert i PRO/II, kan det enkelt gjøres endringer og kjøre modellen på nytt. Ut fra definerte inn- og utløpstilstander regner programmet selv ut verdier som gassfraksjon og komposisjon. I tillegg ligger fysikalske data inne i programmet, så når komposisjonen til kuldemediet er gitt, beregner programmet selv ut fysikalske data. *Modell II* tar utgangspunkt i Colburns beregningsmodell, og er implementert i Excel der beregningene må gjøres numerisk. Det gjør *Modell II* mer komplisert, og mindre brukervennlig, enn *Modell I*. Begge modellene kjøler gass og kondensat ned til både 10 °C og 7 °C før fasene blandes igjen, men selve utløpstemperaturen er for begge tilfellene 10 °C.

*Modell I* simulerer differensialkondensasjon gjennom en rekke av varmevekslere med integralkondensasjon, etterfulgt av separatorer som separerer gass og væske. Temperatur- og trykkfall er likt fordelt mellom integralkondensatorene. Det er valgt å sette temperaturintervallet i hver integralkondensator til 1 °C. Det betyr at antall varmevekslertrinn er forskjellig når gassen kjøles til enten 10 °C eller 7 °C.

Beregningsmodellen, *Modell II*, tar utgangspunkt i Colburns metode for differensialkondensasjon. Varmevekslerlengden deles da inn i steg som i denne rapporten er satt til 5 cm. Ettersom det for hvert steg er lite forandring i temperatur, resulterer det i mange steg. Med kort steglengde synker temperaturen sakte. Det er også grunn til å anta at denne modellen lettere fanger opp endringer, og at de korte intervallene kan påvirke resultatene i noen grad. I beregningene er det antatt jevnt trykkfall gjennom hele varmeveksleren.

### 6.2 Sammenligning av resultatene

Resultatene, i form av blant annet totalt overført varme, nødvendig varmevekslerlengde og komposisjon i restgass, som fremkommer i de to modellene er viktige indikatorer for hvor gode modellene er. Resultatet av de to modellene er derfor sammenlignet. Siden begge modellene kjøler ned gass og kondensat til både 10 °C og 7 °C før fasene blandes, er disse tilfellene sammenlignet separat.

#### 6.2.1 Sammenligning av *Modell I* og *Modell II* ved nedkjøling til 10 °C

Utløpstemperaturen ved designcaset er 10 °C. Som tofasediagrammet til etan og propanblandingen ved trykket 21 bar, Figur 2.8 viser, vil ikke denne temperaturen kunne nås om differensialkondensasjon inntreffer. Siden både *Modell I* og *Modell II* antar differensialkondensasjon i en del av varmeveksleren, betyr det at det vil være en gassrest igjen ved 10 °C.

Resultatet for de to modellene når gass og kondensat er kjølt til 10 °C før fasene blandes, er presentert i Tabell 6.1. Gassfraksjonen, det vil si andel gass som ikke har kondensert ved 10 °C, er rimelig lik i de to modellene, kun 0,22 prosentpoeng forskjell. Andel etan både gassrest og kondensat

er også relativt lik i de to modellene. Mens differansen mellom andel etan i gassen for de to modellene er 0,2 %, er differansen i kondensatet 1,3 %.

**Tabell 6.1 Sammenligning av gassfraksjon, komposisjon, varmevekslerlengde og blandingstemperatur ved nedkjøling til 10 °C**

	<i>Modell I</i>	<i>Modell II</i>
Gassfraksjon [w/o]	10,91	10,69
Andel etan i restgassen [mol %]	84,06	83,93
Andel etan i kondensat [mol %]	61,30	60,51
Effektiv lengde etter separasjon [m]	5,281	4,937
Blandingstemperatur [°C]	11,50	12,27

Den største differansen mellom de to modellene kommer til uttrykk i effektiv lengde. Effektiv lengde er lengden med differensialkondensasjon, samt lengden som trengs for å kjøle ned gass-/væskeblandingen etter at fasene er blandet. I *Modell I* er den effektive lengden etter separasjonen funnet til å være 5,281 m, mens den for beregningsmodellen er funnet til å være 4,937 m. For denne lengden er det også tatt med lengden som behøves for å kjøle gass-væskeblandingen før utløpet. Det er dermed behov for 6,5 % lengre varmeveksler i *Modell I* enn i *Modell II* for å nå 10 °C i gassbulken. *Modell II* kalkulerer med steglengde 5 cm, og temperaturen synker raskt i de første intervallene. Det kan til en viss grad ha påvirket resultatet. I *Modell I* er temperaturfallet over hver varmeveksler likt.

Differanse i blandingstemperatur mellom de to modellene, det vil si temperaturen som framkommer når gass og kondensat ved 10 °C blandes ved utløpet, er 0,77 °C. Det tilsvarer en prosentvis forskjell på 6,3 %. Det er usikkert hva som er grunnen til denne relativt høye differansen i blandingstemperatur, spesielt siden gassfraksjonen og komposisjonen ikke har en like høy differanse. Det kan tyde på at gassmengde og komposisjon i gass- og væskefase kan ha mye å si for utløpstemperaturen.

For å avgjøre hvor mye forskjellene har å si for de to modellene, er energiregnskapene sammenlignet. Dette er gjort i Tabell 6.2. Det er små variasjoner i overført varme i de to modellene. Den største forskjellen framkommer effekten i siste varmeveksler. Denne varmeveksleren senker temperaturen fra blandingstemperaturen og ned til utløpstemperaturen 10 °C. Her er differansen 3 % mellom de to modellene. Til tross for lavere blandingstemperatur i *Modell I* enn i *Modell II*, overføres det mer varme i siste varmeveksler i *Modell I*. Dette kommer av andel gass i strømmingen etter at fasene er blandet. I *Modell I* er andelen gass etter blandingen 10,1 %, mens den i *Modell II* er 8,87 %. I begge modellene er det kun væske ved 10 °C etter siste varmeveksler.

**Tabell 6.2 Sammenligning av energiregnskap ved nedkjøling til 10 °C**

		<i>Modell I</i>	<i>Modell II</i>
Nedkjøling og kondensasjon av gass	kW	150182,03	150298,32
Nedkjøling av kondensat	kW	2826,22	2804,71
Effekt siste varmeveksler	kW	15925,68	15447,85
Totalt overført varme	kW	168933,90	168550,87
Gjennomsnittlig varmeovergangstall	W/m <sup>2</sup> K	460,61	509,17

Som Tabell 6.2 viser, kreves det i *Modell I* noe større effekt for å kjøle ned kondensat enn det gjør i *Modell II*, men denne differansen er kun 0,8 %. Det skyldes ulikheter i andel kondensat, og komposisjonen til kondensatet. Det overføres mest varme ved nedkjøling og kondensasjon av gass. Dette tilsvarer latent og følbart varme. Denne er funnet til å være ca 15 MW for begge modellene. *Modell II* har kalkulert noe høyere overført varme ved nedkjøling og kondensasjon av gass, med det er kun 0,08 % differanse mellom verdiene i *Modell I* og *Modell II*. Totalt overført varme i systemet er

ca 169 MW. Differansen mellom totalt overført varme i de to modellene er kun 0,23 %. Gjennomsnittlig varmeovergangstall etter separasjonen er 460,61 W/m<sup>2</sup>K for *Modell I*, mens det for *Modell II* er 509,17 W/m<sup>2</sup>K, som svarer til 9,53 % i differanse. Dette kan komme av at kuldemediets konvektive varmeovergangstallet blir funnet på ulike måter, se Ligning 5.5 og Ligning 5.22.

Det kan konkluderes med at de to modellene er svært like ved nedkjøling til 10 °C. Det største avviket er utregnet effektiv lengde, hvor differansen er 83,9 %, eller 4,43 m. Dette er et svært stort avvik. Videre ser det ut til at gassmengde- og komposisjon har stor betydning for blandingstemperaturen.

## 6.2.2 Sammenligning av *Modell I* og *Modell II* ved nedkjøling til 7 °C

Skallmålinger gjennomført på 25-HA-112, kapittel 3 *Måleserier*, viser at både gass- og væskefasen blir underkjølt i forhold til utløpstemperaturen. *Modell I* og *Modell II* har derfor blitt gjennomført slik at gass og kondensat kjøles ned til 7 °C før fasene blandes. Utløpstemperaturen er fortsatt 10 °C. I Tabell 6.3 er det vist gassfraksjon ved 7 °C, komposisjon i restgass og kondensat, varmevekslerlengde og blandingstemperatur for de to modellene.

Tabell 6.3 Sammenligning av gassfraksjon, komposisjon, varmevekslerlengde og blandingstemperatur ved nedkjøling til 7 °C

		<i>Modell I</i>	<i>Modell II</i>
Gassfraksjon	w/o	8,88	8,28
Andel etan i restgassen	mol %	87,37	87,36
Andel etan i kondensat	mol %	61,46	59,77
Effektiv lengde etter separasjon	m	5,970	7,204
Blandingstemperatur	°C	10,93	11,73

*Modell I* viser noe høyere verdier enn *Modell II* for alle resultatene bortsett fra blandingstemperaturen. Mens *Modell I* har blandingstemperaturen 10,93 °C, er blandingstemperaturen ved *Modell II* 11,73 °C, som tilsvarer differanse på 7,32 %. Dette kan skyldes at det er en noe større andel gass i *Modell I*, og komposisjonen i både gass og kondensat er ulik for de to modellene. Differansen mellom gassfraksjonen for de to modellene er 6,8 %; *Modell II* kondenserer mer gass enn hva *Modell I* gjør.

For tilfellet med nedkjøling til 7 °C, øker differansen mellom beregnet effektiv lengde i de to modellene enn ved nedkjøling til 10 °C. Effektiv lengde etter separasjonen er i *Modell I* 5,97 m, mot 7,204 m i *Modell II*, en differanse på 17,1 %. Denne differansen kan komme av at svært liten temperaturdifferanse mellom sjøvann og kuldemedium i *Modell II*, i forhold til i *Modell I*. Når drivende temperaturdifferanse er det behov for større areal og dermed lengre varmeveksler. Avviket i andel av etan i gassen og kondensatet er større i denne modellen, enn ved nedkjøling til 10 °C. Ved nedkjøling til 7 °C er differansen mellom de to modellene 1,15 % i restgassen og 2,75 % i kondensatet. Dette er en større differanse enn ved nedkjøling til 10 °C, og kan komme av at kondensatkomposisjonen er beregnet på ulike måter i de to modellene.

I energiregnskapet for modellene ved nedkjøling til 7 °C, presentert i Tabell 6.4, er det noe større variasjon mellom overført varme i de to modellene, enn hva det er ved nedkjøling til 10 °C. Varme som kreves for nedkjøling og kondensasjon av gass, latent og følbare varme, er tilnærmet lik for de to modellene. Differansen mellom *Modell I* og *Modell II* er kun 0,27 %. Effekten som kreves for å senke temperaturen fra blandingstemperaturen til utløpstemperaturen, er ulik for de to modellene. Differansen mellom de to modellene er 9,2 %. Dette skyldes både ulike blandingstemperatur og andel gass etter at fasene er blandet. Andelen gass etter at fasene er blandet er i *Modell I* 5,87 %, mens den i *Modell II* er 3,66 %. Årsaken til at det fremdeles er gass etter at fasene er blandet, er at blandingstemperaturen er høyere enn kokepunktstemperaturen, og befinner seg dermed i tofaseområdet. Differansen mellom varme overført i væskekjøleren i de to



modellene er 1,18 %. Denne differansen skyldes ulik kondensatmengde og komposisjon. Totalt overført varme er funnet til å være 168,933 MW i *Modell I* og 168,483 MW i *Modell II*, en differanse på 0,27 %.

**Tabell 6.4 Sammenligning av energiregnskap ved nedkjøling til 7 °C**

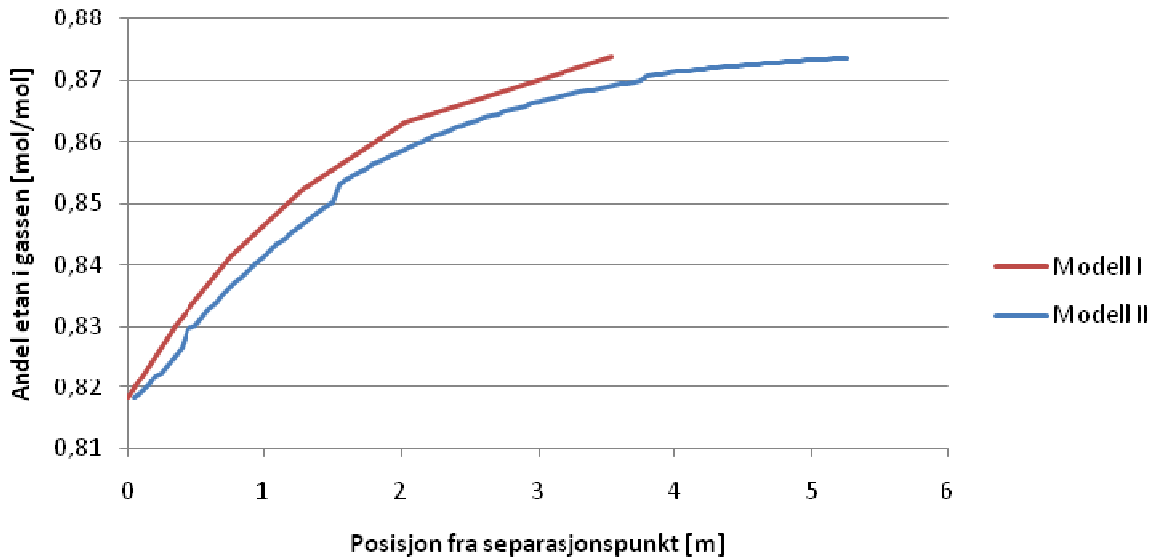
		<i>Modell I</i>	<i>Modell II</i>
Nedkjøling og kondensasjon av gass	kW	153511,61	153921,35
Nedkjøling av kondensat	kW	7003,42	6920,95
Effekt siste varmeveksler	kW	8418,66	7641,16
Totalt overført varme	kW	168933,70	168483,46
Gjennomsnittlig varmeovergangstall	W/m <sup>2</sup> K	453,46	509,17

Som Tabell 6.3 viser, er det 6,8 % mer kondensat i *Modell II* enn i *Modell I*. I begge modellene kjøles kondensatet ned til 7 °C, men effekten som trengs for å kjøle ned kondensatet til denne temperaturen er 1,18 % høyere i *Modell I*, enn i *Modell II*. Temperaturen som framkommer når alle kondensatstrømmene er blandet er i *Modell I* 11,8 °C, mens den i *Modell II* er 11,9 °C. Det betyr at temperaturdifferansen i væskekjøleren er tilnærmet lik. Det kan derfor se ut til at komposisjonen har stor betydning for overført varme. Differansen i overført varme i væskekjøleren kan også skyldes ulik utregning i *Modell I* og *Modell II*. I *Modell I* brukes entalpidifferansen for å identifisere varme overført i væskekjøleren, se Ligning 5.10, mens det i *Modell II* brukes spesifikk varmekapasitet, se Ligning 5.39.

Varmeovergangstallet i *Modell I* ved nedkjøling til 7 °C, er noe lavere enn for nedkjøling til 10 °C. Dette kommer av at separasjonen inntreffer ved samme temperatur i de to tilfellene, mens gass- og kondensatstrømmen skal kjøles ytterligere 3 °C. I *Modell II* er varmeovergangstallet antatt kontant gjennom hele delen med differensialkondensasjon, så dette er fortsatt 509,17 W/m<sup>2</sup>K. Siden det gjennomsnittlige varmeovergangstallet i *Modell I* synker, øker differansen for varmeovergangstallene mellom de to modellene til 10,94 %.

### **6.2.2.1 Sammenligning av komposisjon i gassrest i *Modell I* og *Modell II* ved nedkjøling til 7 °C**

Ettersom det er partiell kondensasjon i de utviklede modellene, vil det være interessant å undersøke hvordan andel etan forandres gjennom kondensasjonsforløpet i *Modell I* og *Modell II*. *Modell I* består av mange integralkondensatorer etterfulgt av separatorene. Separatorene sikrer at det er kun gass ved duggpunktlinjen inn i hver varmeveksler, og etter varmeveksleren befinner strømmen seg inne i tofaseområdet. *Modell II* vil også ligge nær duggpunktlinjen, men anslår en gradient fra duggpunkttemperaturen som følges frem til neste steg. Figur 6.1 viser hvordan andel etan i gasstrømmen øker gjennom delen med differensialkondensasjon. I begge modellene er da komposisjonen inn i hvert trinn som er plottet.



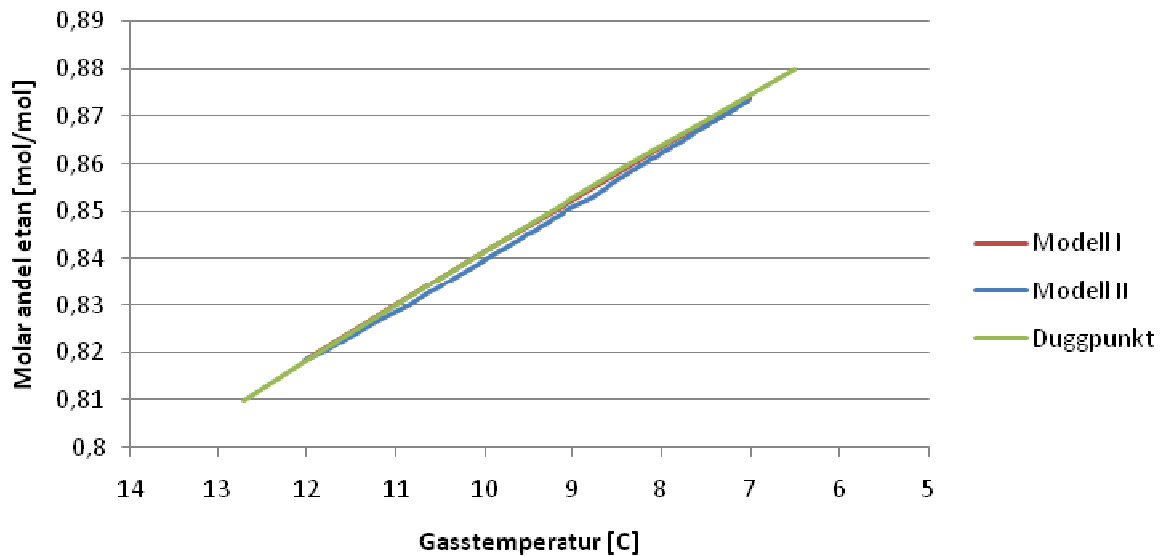
Figur 6.1 Andel etan i gassresten etter separasjon ved 12,03 °C, nedkjøling til 10 °C

For begge modellene er separasjonspunktet funnet ut fra Grants strømningskart, og tilsvarer temperaturen 12,03 °C. Det betyr at innløpstilstanden, i form av trykk, temperatur og gasskomposisjon er lik for differensialdelen i begge modellene. Andelen etan i gasstrømmen inn i differensialkondensasjon er derfor lik, 0,8182 kmol/kmol, og svarer til lengden 0 m i figuren. Ettersom det er propan som kondenserer ut først, øker andelen etan i begge modellene. Kurvene har lik profil, men *Modell II* har gjennom hele kondensasjonsforløpet etter separasjonspunktet, en høyere andel etan enn *Modell I*. Dette kommer av at *Modell II* har kortere intervaller enn *Modell I*, og får dermed en kurve som nærmer seg kurven for uendelig små steg. I *Modell II* er intervallene relativt store, noe som gjør at andelen etan ikke følger den optimale kurven like godt. Det vil være mindre som kondenserer i hvert trinn dersom stegene er korte. Det kommer av at drivende temperaturdifferanse blir mindre ved kortere steg, og kurven vil ligge nærmere duggpunktlinjen gjennom hele modellen. Den perfekte differensialkurven vil ligge under begge kurvene i Figur 6.1, men det er usikkert hvor mye.

Sajjan, Karlsson og Vamling (58), som *Modell II* er basert på, antar i sin modellering at gass og væske er i likevekt i grensesnittet. På grunn av de svært korte intervallene blir nedkjølingskurven liggende tilnærmet på duggpunktlinjen og kan differensialkondensasjonsforløpet kalkuleres. PRO/II, som brukes i *Modell I*, baserer sine utregninger for varmevekslere på at det er integralkondensasjon (33). Dette vil si at det også i *Modell I* antas likevekt i grensesnittet mellom gass og væske. Beregningene i *Modell I* og *II* er derfor basert på en del av de samme antagelsene, noe som kan være årsaken til at kurvene for andel etan i restgassen har samme profil. Kurvens ujevnheter kan komme av avrundingsfeil i kalkuleringene. Blant annet er det i *Modell II* antatt linearitet mellom fysiske data og temperatur i det aktuelle temperaturintervallet.

Figur 6.2 viser hvordan molar andel etan for begge modellene varierer med gasstemperaturen gjennom delen med differensialkondensasjon. Kuldemediets duggpunktlinje er også tegnet inn, som er den høyest mulige temperaturen som blandingen kan kondenseres ved. Den grønne linjen er duggpunktlinjen, hentet fra PRO/II. Linjen fra *Modell I*, den røde kurven, skimtes så vidt bak duggpunktlinjen, og viser at *Modell I* følger duggpunktlinjen godt gjennom delen med differensialkondensasjon. Den blå kurven tilhører *Modell II*, og ligger noe under de to andre linjene. Kurvene for de to modellene følger hverandre tett, og har stort sett samme fasong. Som figuren viser, varierer andel etan tilnærmet lineært med temperaturen i gassen. Siden *Modell II* beregner differensialkondensasjon ved å ha små intervaller, burde denne også ha ligget på duggpunktlinjen. En av årsakene til at den ikke gjør det, kan være avrundingsfeil og forenklinger i modellen. Som tidligere nevnt er det i *Modell II* antatt at de fysiske størrelsene varierer lineært med

temperaturen. Dette kan være noe av årsaken til at kondensasjonsforløpet ligger under duggpunktslinjen.



Figur 6.2 Andel etan i gassresten som funksjon av varierende gasstemperatur

### 6.2.3 Vurdering av modellene

Begge modellene predikerer kondensasjonsforløpet nesten likt. Det vil være vanskelig å forutsi hvilken av modellene som er best, da den riktige løsningen er ukjent. I de to modellene er det stort sett svært liten differanse mellom resultatene, noe som tyder på at begge modellene gir et likt bilde av differensialkondensasjonen.

En grunn til at de to modellene gir tilnærmet like svar, kan være at det ikke er tatt hensyn til væskemotstand i *Modell II*. Dette kan forårsake at hvert intervall delvis blir ansett som en liten integralkondensator, slik det også er gjort i *Modell I*. På denne måten blir modellene tilnærmet like, kun med forskjellige intervaller og metoder for å løse beregningene. Det vil være mulig å optimalisere begge modellene ved å bruke mindre intervaller. I de presenterte modellene er temperaturfallet i hvert varmevekslertrinn i *Modell I* 1 °C, mens steglengden i *Modell II* er 5 cm. Ettersom kondensat vil separeres ut kontinuerlig, vil en reduksjon av disse intervallene kunne gi et mer nøyaktig svar.

Selv om de to modellene gir nokså like resultater, er brukervennligheten for de modellene er svært ulik. *Modell I* er lett å bruke når modellen først er etablert, mens beregningene i *Modell II* gjøres mer manuelt. Det vil derfor være opp til brukeren å vurdere hvilken av modellene som vil passe best til sitt bruk. Dersom kondensasjonsprosessen og detaljer fra forløpet er kjent, vil *Modell II* kunne gi et bredere resultat. Det vil også være mulig å gjøre denne modellen enklere i bruk ved å bruke et verktøy bedre egnet til formålet. Det kan for eksempel være aktuelt å programmere dette i beregningsverktøy som *Fortran* eller *MatLab*, eller benytte verktøy i Excel for å automatisere beregningene ytterligere. For denne modellen vil det være nødvendig å kunne hente opplysninger om fysikalske data fra programmer som allerede har en databank tilgjengelig. For eksempel PRO/II, CoolPack eller tabeller over fysikalske data. Når alle fysikalske data for de aktuelle tilfellene er bestemt, vil alle utregninger da kunne gjøres automatisk.

*Modell I* er mer brukervennlig enn *Modell II*. I tillegg til at modellen gir et visuelt bilde av hvordan modellen fungerer, er det også lett å gjøre endringer i oppsettet. Ved å redusere temperaturintervallet i hvert varmevekslertrinn vil også kondensasjonsforløpet kunne predikeres mer nøyaktig. I *Modell I* kreves det derimot at utregninger blir fulgt opp i et egnet verktøy i etterkant for å ta hensyn til faktorer som filmtykkelse og varmeovergangstall. Beregninger som ikke gjøres

direkte i PRO/II er blant annet for resistanser og varmeovergangstall, samt sjøvannstemperatur. Det er derfor brukt Xchanger Suite 5 for å identifisere disse størrelsene. Videre vil da også logaritmisk middeltemperatur, areal og effektiv lengde kunne beregnes.

Det har blitt gjort flere forenklinger ved utførelse av disse modellene. Det første, og kanskje viktigste, punktet er at kuldemediet forenkles til en tokomponent blanding, kun bestående av etan og propan. Ettersom dette vil påvirke kondensasjonsforløpet, vil det også ha innvirkning på resultatene som framkommer i modellene. I virkeligheten består blandingen også av iso-butan, n-butan og metan, men disse er av så små konsentrasjoner at de i våre modeller er neglisjert for å gjøre beregningene enklere. En annen faktor som er viktig ved disse kalkuleringene, er separasjonspunktet. Det er her tatt utgangspunkt i Grants strømningskart, og antatt fullstendig separasjonen etter dette punktet. Det vil si at gass og kondensat behandles separat etter dette punktet. I virkeligheten vil separasjonen inntreffe over et område. I modellene vil heller ikke kondensatet dreneres vekk kontinuerlig, men kun etter hvert intervall i modellene. I *Modell I* skjer dette ved hver grad temperaturreduksjon, mens det i *Modell II* skjer etter hver femte centimeter. Det er derfor grunn til å tro at kondensatet separeres bort oftere *Modell II* enn i *Modell I*. Det kan i så fall bety at det er bedre varmeovergang i *Modell I*, ettersom fasene da vil være blandet over et større intervall. Dette kan være en viktig årsak til forskjellene i de to modellene.

Som det har blitt diskutert i tidligere kapitler skjer separasjonen over et område, og ikke et punkt slik det er definert her. Dette vil påvirke resultatene i noen grad, men det er brukt samme separasjonspunkt i de to modellene. Når modellene har det samme utgangspunktet, vil det også være grunnlag for å sammenligne disse.

#### **6.2.4 Konklusjon**

Simulerings- og beregningsmodellen har blitt sammenlignet med hverandre. Sammenligningsgrunnlaget har vært holdbart, da de samme forutsetningene og forenklingene har blitt lagt til grunn. Begge modellene gir tilnærmet like svar, og det er intervallstegene som gir den største differansen mellom modellene. Simuleringsmodellen vil være enklere for brukeren, men det må gjøres enkelte beregninger i egnet regneverktøy i etterkant. Beregningsmodellen kalkulerer kondensasjonsprosessen med svært små intervaller, og alle utregningene gjøres i samme verktøy. Begge modellene gir brukbare svar sammenlignet med idealcaset, hvor varme overført er 168242,06 kW. Avviket mellom disse modellene og idealcaset, er 0,41 % for simuleringsmodellen og 0,14 % for beregningsmodellen ved nedkjøling til 7 °C. Ved nedkjøling til 10 °C er avviket henholdsvis 0,41 % og 0,18 %. Dette er innenfor et akseptabelt avvik, og kommer antageligvis av avrundingsfeil og antagelsen om tokomponent kuldemedieblanding.

## 7 Implementering av måleserie med 97 % last i *Modell I* og *Modell II*

Det er nå utviklet to ulike modeller for differensialkondensasjon, *Modell I* og *Modell II*. Det er tilnærmingen til differensialkondensasjon som er ulik i de to modellene. Mens *Modell I* tar utgangspunkt i simuleringsverktøyet PRO/II for å beskrive delen med differensialkondensasjon, tar *Modell II* utgangspunkt i Colburn og Drews (4) beregningsmodell. I begge modellene er det designcaset, se Tabell 2.3, som er brukt. For å undersøke nærmere hvordan *Modell I* og *Modell II* beskriver kondensasjonsforløpet, er måleserien med 97 % last, Tabell 3.3, implementert. Som tidligere er kuldemedieblandingen forenklet til en tokomponent blanding, bestående kun av etan og propan. Data ved denne måleserien er vist i Tabell 7.1.

Tabell 7.1 Innløpstilstand ved måleserie med 97 % last

Massestrøm [kg/s]	464,187
Andel etan [w/o]	64,40
Andel propan [w/o]	35,60
Innløpstrykk [kPa]	2074
Trykktap [kPa]	64

Gass- og kondensattemperatur ved enden av varmeveksleren, er tatt direkte ut fra måledata i Tabell 3.3. Det er valgt å bruke målte temperaturer ved 25,4° og 221,3° ved siste aksielle målepunkt, som henholdsvis gass- og kondensattemperatur. I kapittel 4 er det brukt gasstemperatur ved 49,7 °C, men siden temperaturen ved 25,4 °C er tilgjengelig, og lavere enn temperaturen ved 49,7° i måleserien med 97 % last, brukes denne. Gasstemperaturen er da 3,8 °C, mens kondensattemperaturen er 4,7 °C. Som Tabell 3.3 viser, er siste aksielle målepunkt ved 25,4° ved 19,715 m, mens det for 221,3° er ved 17,310 m. Målingene viser at temperaturen ved bunnen av varmeveksleren synker sakte, og kondensattemperaturen 4,7 °C er derfor en grei antagelse. Inn- og utløpstemperatur til kuldemedium og sjøvann er vist i Tabell 7.2.

Tabell 7.2 Inn- og utløpstemperatur til kuldemedium og sjøvann for måleserie med 97 % last

	Kuldemedium	Sjøvann
Innløpstemperatur [°C]	33,0	3,4
Utløpstemperatur [°C]	9,1	9,4

Separasjonspunktet er funnet gjennom Grants strømningskart, men siden denne måleserien har en annen massestrøm enn designcaset, forandres separasjonspunktet. Ved avlesning i Grants strømningskart med massestrøm 464,187 kg/s finnes separasjonspunktet ved gasskvaliteten 0,1448 [kg/kg]. Dette tilsvarer molar gasskvalitet 0,1524 [kmol/kmol]. PRO/II-modellen, se vedlegg 12.1.2f, gir at denne gassfraksjonen tilsvarer temperaturen 11,56 °C. Det er da antatt at andel trykktap i integralkondensatoren, i forhold til totalt trykktap, er likt for designcaset og måleserien med 97 % last. I designcaset er totalt trykktap 40 kPa og trykktapet i integralkondensatoren er satt til 34 kPa. For måleserien med 97 % last, der totalt trykktap er 64 kPa, tilsvarer det 55 kPa trykktap i delen med integralkondensasjon. Det betyr at det fra 33,0 °C til 11,56 °C er integralkondensasjon, mens det fra 11,56 °C og ned til gasstemperaturen 3,8 °C er differensialkondensasjon.

Ved å senke temperaturen i en enkelt varmeveksler i PRO/II, er det funnet at det totalt må overføres 167,144 MW. Informasjon fra StatoilHydro sier at det ble overført 169,673 MW ved denne måleserien. Det tilsvarer differansen 1,49 %. Denne differansen kan være en konsekvens av at det i simuleringen er antatt tokomponent blanding, samt at overført varme fra StatoilHydro viser et gjennomsnitt i perioden måleserien ble gjennomført. Gjennomføring av målingene tok ca 2 timer, og i dette tidsrommet økte lasten noe.

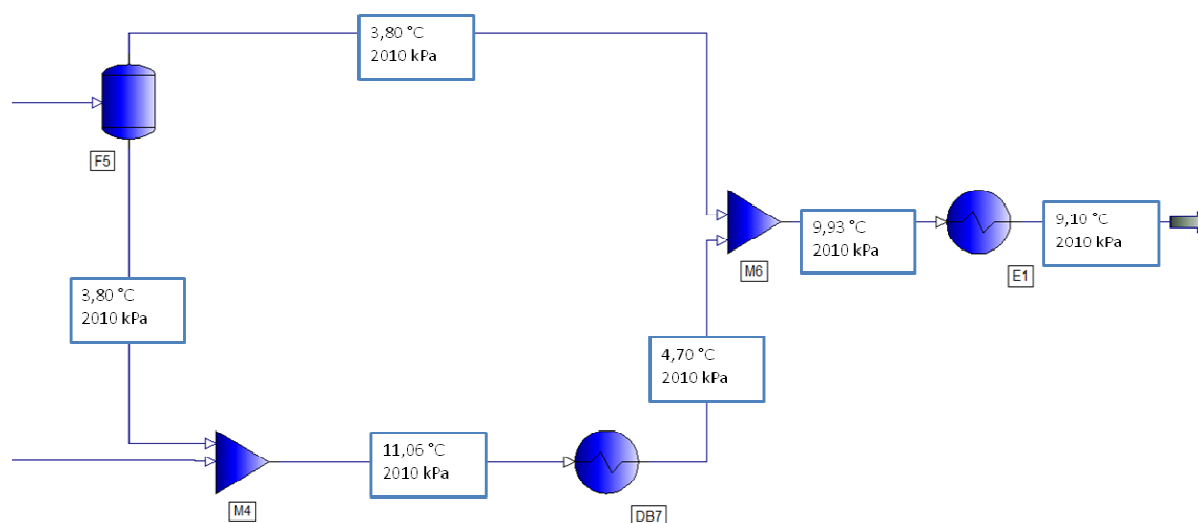
## 7.1 Modell I med måleserie med 97 % last

Ved implementering av måleserien med 97 % last i *Modell I*, blir trykk- og temperaturforløp, samt lokal og total gassfraksjon for hvert varmevekslertrinn, som vist i Tabell 7.3. Det er da valgt å ha like mange varmevekslertrinn som i *Modell I med nedkjøling til 7 °C*, se kapittel 5.2 *Modell I*. Trykk- og temperaturfall fordeles likt mellom disse fem trinnene.

Tabell 7.3 Trykk- og temperaturforløp, samt lokal og total gassfraksjon for hvert varmevekslertrinn for *Modell I med 97 % last*

Varmeveksler	Innløpstrykk [kPa]	Innløpstemp. [°C]	Utløpstemp. [°C]	Lokal fraksjon [kg/kg]	Total gassfraksjon [kg/kg]
I1	2074	33,000	11,561	0,142	0,142
DB2	2019	11,561	9,620	0,878	0,124
DB3	2016,75	9,620	7,680	0,875	0,109
DB4	2014,5	7,680	5,740	0,869	0,095
DB5	2012,25	5,740	3,800	0,859	0,081

Tabell 7.3 viser at lokal gassfraksjon synker jevnt fra 0,878 kg/kg til 0,859 kg/kg i varmevekslerdelen med differensialkondensasjon. Total gasskvalitet ut av siste varmevekslertrinn er 0,081 [kg/kg]. Kondensatet som dreneres vekk etter hvert varmevekslertrinn, har en jevn temperaturreduksjon, tilsvarende som for gassen ut av dette trinnet. Når alle kondensatstrømmene er blandet før utløpet, oppnås temperaturen 11,06 °C. Temperaturforløpet ved utløpet er vist i Figur 7.1.



Figur 7.1 Temperaturforløpet ved utløpet for *Modell I med 97 % last*

Siden kondensattemperaturen er 11,06 °C etter blanding av kondensatstrømmene, er det behov for ytterligere nedkjøling av kondensatet ned til den målte kondensattemperaturen 4,7 °C. Som Tabell 7.4 viser, må det da fjernes 9037,13 kW.

Tabell 7.4 Varme overført i væskekjøler for *Modell I med 97 % last*

Massestrøm kondensat [kg/s]	426,48
Entalpi inn (11,06 °C) [kJ/kg]	34,080
Entalpi ut (4,7 °C) [kJ/kg]	12,890
<b>Overført varme i væskekjøler [kW]</b>	<b>9037,13</b>

Etter siste varmevekslertrinn har gass og kondensat samme trykk, mens temperaturene er henholdsvis 3,8 °C og 4,7 °C. Når disse strømmene blandes, stiger temperaturen til 9,93 °C, men all gassen har ikke kondensert. Etter at gass og kondensat er blandet, er massestrømmen til gass 12,504 kg/s, noe som tilsvarer gasskvaliteten 0,027 [kg/kg]. Som Tabell 7.2 viser, er kuldemediets utløpstemperatur ved måleserien med 97 % last 9,10 °C. Det må derfor fjernes ytterligere 5109,14 kW før utløpet, som vist i Tabell 7.5.

Tabell 7.5 Varme overført i gass-/væskekjøler for *Modell I med 97 % last*

Massestrøm [kg/s]	464,187
Entalpi inn (9,93 °C) [kJ/kg]	38,741
Entalpi ut (9,10 °C) [kJ/kg]	27,734
<b>Overført varme i gass-/væskekjøler [kW]</b>	<b>5109,14</b>

Som Tabell 7.6 viser, overføres det totalt 167,148 MW i denne modellen.

Tabell 7.6 Overført varme ved entalpieregninger for 97 % last

Varme fra varmevekslertrinn [kW]	153001,46
Nedkjøling av kondensat [kW]	9037,13
Nedkjøling av gass-/væskeblanding [kW]	5109,14
<b>Totalt overført varme i modellen [MW]</b>	<b>167,1477</b>
Differanse [MW]	0,0033
Prosentvis differanse	0,0020

Ved beregning av midlere temperaturdifferanse i hvert trinn, blir kuldemediets utløpstemperatur høyere enn sjøvannets innløpstemperatur for varmeveksler DB4 og DB5. Videre beregninger er derfor ikke vist, men kan finnes i vedlegg 12.1.1b.

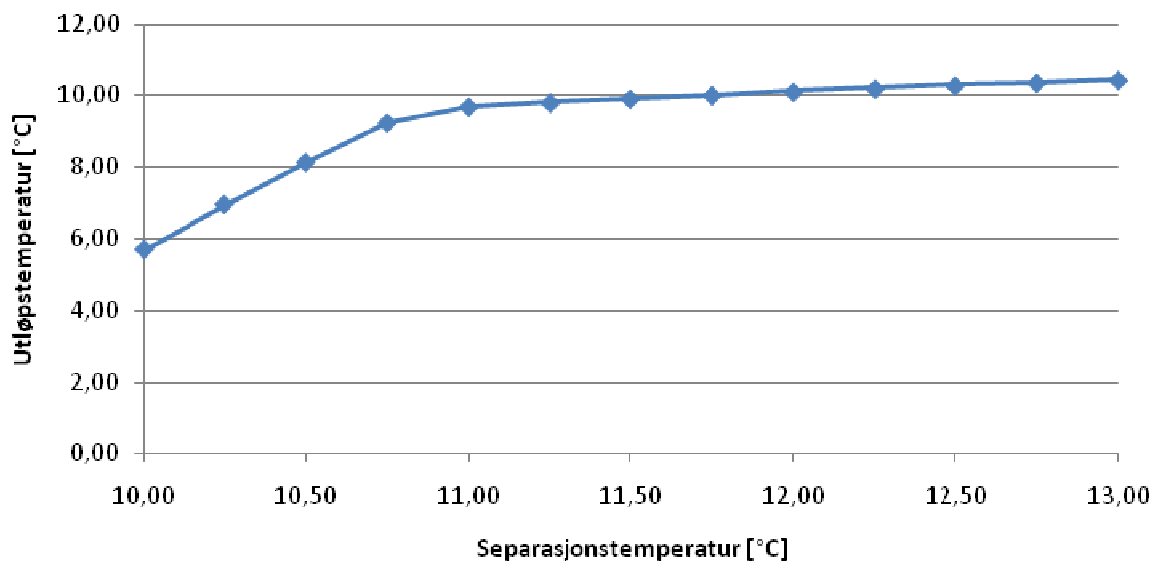
Modellen er derimot optimalisert slik at blandingstemperaturen direkte blir 9,1 °C. Som tidligere er det separasjonspunktet, temperaturen ut av integralkondensatoren, som varieres slik at blandingstemperaturen direkte blir 9,1 °C. Optimaliseringen av måleserien med 97 % last i *Modell I*, gir separasjonstemperaturen 10,72 °C, se vedlegg 12.1.2g. Ved å redusere separasjonstemperaturen fra 11,56 °C til 10,72 °C, blir temperaturen når gass og kondensat ved utløpet blandes direkte 9,10 °C. Beregninger viser at også her er kuldemediets utløpstemperatur høyere enn sjøvannets innløpstemperatur ved varmeveksler DB4 og DB5 er. Videre beregninger er derfor ikke vist, men kan finnes i vedlegg 12.1.1b.

Modellen viser ved noen varmevekslere at logaritmisk middeltemperatur blir negativ. Det betyr derimot ikke at selve modellen feiler, da det er sannsynlig at dette skyldes at sjøvannets varmekapasitet brukt i beregningene ikke er nøyaktig. Optimaliseringen gir en separasjonstemperatur som er 0,84 °C lavere enn det Grant gir. Ettersom overgangen mellom integral- og differensialkondensasjon skjer i løpet av et overgangsområde, og ikke ved et bestemt punkt, kan det konkluderes med at denne modellen beregner kondensasjonsforløpet godt.

### 7.1.1 Sensitivitetsanalyse av Modell I med 97 % last

I kapittel 4 *Termodynamisk modell* er det undersøkt hvilken innvirkning separasjonstemperaturen har på utløpstemperaturen når gass og kondensat blandes ved utløpet. I tillegg er det undersøkt hvilken betydning kondensatets temperatur har på utløpstemperaturen. Disse sensitivitetsanalysene er også gjennomført for optimaliseringen av *Modell I* med 97 % last.

Det er først sett på hvordan separasjonstemperaturen påvirker utløpstemperaturen. Blandingstemperaturen blir direkte 9,1 °C ved separasjonstemperaturen 10,72 °C. Ved å variere separasjonstemperaturen fra 13 °C til 10 °C, vil total gassfraksjon ved siste varmevekslertrinn, kondensatets temperatur og utløpstemperatur også variere. Hvordan utløpstemperaturen varierer med separasjonstemperaturen i dette intervallet, er vist i Figur 7.2. Gass- og kondensattemperaturene er da holdt konstant, henholdsvis 3,8 °C og 4,7 °C.

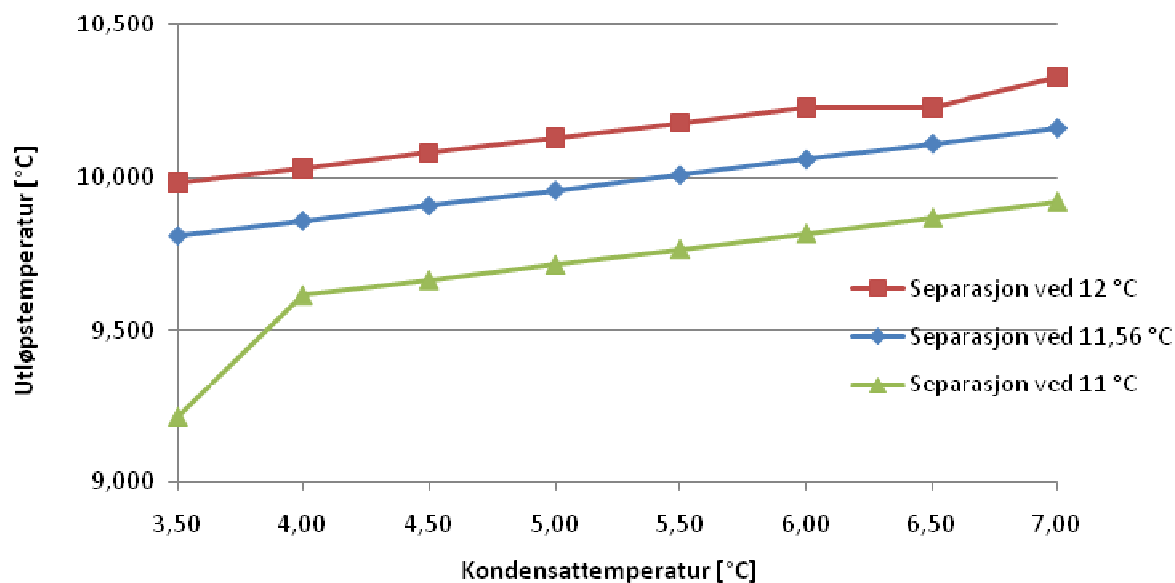


Figur 7.2 Hvordan utløpstemperaturen varierer med separasjonstemperaturen for *Modell I* med måleserien 97 % last implementert

Som det framkommer av Figur 7.2, varierer utløpstemperaturen mellom 5,71 °C og 10,10 °C, når separasjonstemperaturen forandres fra 10 °C til 13 °C. Utløpstemperaturen endres kun 0,74 °C for separasjonstemperaturer mellom 13 °C og 11 °C. Ved lavere separasjonstemperatur enn 11 °C synker utløpstemperaturen raskere. Utløpstemperaturen synker hele 3,98 °C når separasjonstemperaturen reduseres fra 11 °C til 10 °C. Denne analysen er også gjennomført i kapittel 4 *Termodynamisk modell*. Den største forskjellen mellom analysen for termodynamisk modell og *Modell I* med 97 % last, er at *Modell I* kun får ett separasjonspunkt som gir riktig utløpstemperatur. Dette kan komme av at *Modell I* har flere steg, og dermed bedre tilnærming til differensialkondensasjon. Den termodynamiske modellen kjøler ned gasstrømmen etter separasjonen i en enkelt varmeveksler, mens *Modell I* tilnærmer seg differensialkondensasjon ved å kjøle ned gasstrømmen i flere trinn.

Videre er det utført en sensitivitetsanalyse for å undersøke hvordan kondensattemperaturer påvirker utløpstemperaturen når måleserien med 97 % last implementeres i *Modell I*. Dette er gjort for tre ulike separasjonstemperaturer; 11 °C, 11,56 °C og 12 °C. 11,56 °C er separasjonstemperaturen som indirekte er hentet fra Grants strømningskart. I måleserien er den laveste målte kondensattemperatur 4,7 °C, men sjøvannets innløpstemperatur er 3,4 °C. Det betyr at den teoretisk laveste temperaturen kondensatet kan oppnå, er 3,4 °C. Resultatet av å variere kondensattemperaturer fra 7 °C til 3,5 °C for de tre separasjonstemperaturene er vist i Figur 7.3.





Figur 7.3 Kondensattemperaturens innvirkning på utløpstemperaturen

Som figuren viser, varierer utløpstemperaturen tilnærmet lineært med kondensattemperatur, med unntak av kondensattemperatur 3,5 °C ved separasjonstemperaturen 11 °C. Figuren viser også at en differanse i kondensattemperatur svarer til tilnærmet lik differanse i utløpstemperatur for alle tre separasjonspunktene. Når kondensattemperatur forandres fra 7 °C til 4 °C, synker utløpstemperaturen ved samtlige separasjonspunkter med 0,3 °C. Ved separasjonspunkt ved 11 °C, synker utløpstemperaturen raskt når kondensattemperatur reduseres fra 4 °C til 3,5 °C. Simulering i PRO/II viser at det er kun væske i strømmingen ved separasjonstemperaturen 11 °C, fordi separasjonstemperaturen er lavere enn kokepunktstemperaturen. For strømmen ved de to andre separasjonspunktene, er det en gasrest igjen når gass og væske ved blandes.

Den målte utløpstemperaturen for måleserien med 97 % last, er 9,1 °C. Som Figur 7.3 viser, oppnås ikke denne temperaturen ved noen av separasjonspunktene. Det er serien med lavest separasjonstemperatur, 11 °C, som oppnår den laveste utløpstemperaturen, og utløpstemperaturen øker med økende separasjonstemperatur. Det kommer som tidligere nevnt av at en lavere separasjonstemperatur gir en større andel kondensat.

Sammenlignes kondensattemperatur og separasjonstemperaturens innvirkning på utløpstemperaturen, kan det se ut til at en forandring i separasjonstemperaturen har større innvirkning på utløpstemperaturen, enn hva kondensattemperatur har. Som Figur 7.2 viser, synker utløpstemperaturen lite når separasjonstemperaturen er høyere enn 11 °C, mens den synker raskere etter denne temperaturen.

## 7.2 Modell II med måleserie med 97 % last

Måleserien med 97 % last er også implementert i *Modell II*. I kapittel 5.3 *Modell II* ble modellen presentert, samt forenklinger og antagelser som ble gjort. Disse gjelder også ved implementering av måleserien med 97 %. Blant annet er antagelsene om at fysikalske data varierer lineært med temperaturen, samt forenklinger om likevekt mellom gass og væske i grensesnittet, anvendt. For måleserien 97 % er separasjonstemperaturen 11,56 °C, og laveste gasstemperatur er 3,8 °C. Det er derfor i dette temperaturintervallet det er antatt lineær sammenheng mellom fysikalske data og temperatur.

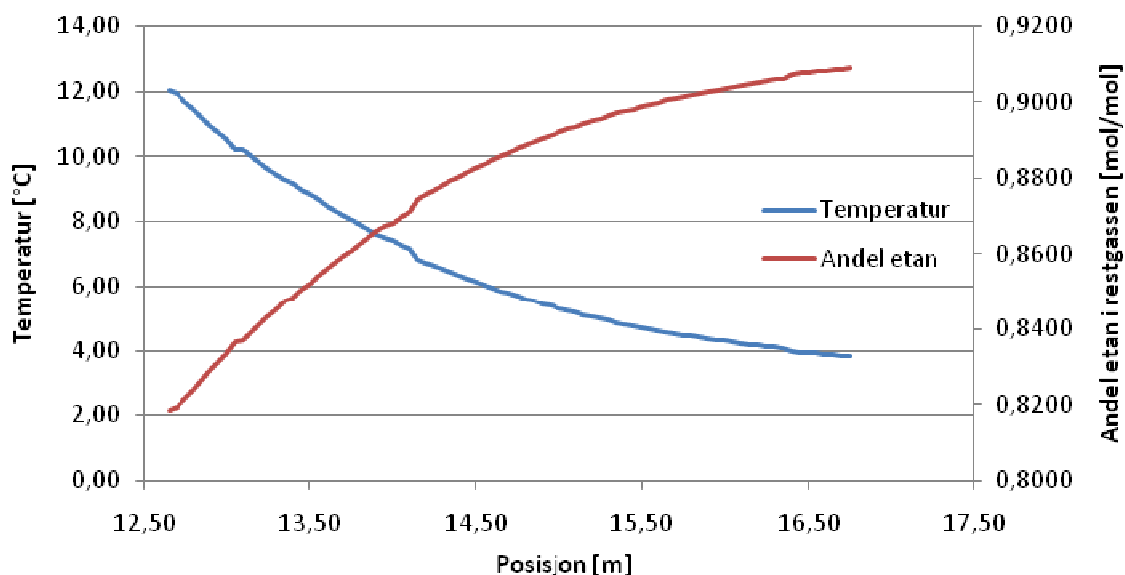
Ved implementering av måleserien for 97 %, må det itereres til gasstemperaturen 3,8 °C nås. I *Modell II* vil det være behov for 83 intervaller for å nå denne temperaturen. Dette tilsvarer kun 4,1 m.

Ved blanding av alle kondensatstrømmene etter hvert beregningsintervall, er temperaturen 11,73 °C. Dette er en høyere temperatur enn hva måleserien viser, slik at kondensatet må være i kontakt med rør. Fra måledata, i Tabell 3.3, er det kjent at kondensattemperaturen er 4,7 °C før blanding av strømmene. Det er derfor nødvendig å etterkjøle kondensatet, også i *Modell II*. Det kreves 9643 kW for å etterkjøle kondensatet ned til riktig utløpstemperatur. Dette er vist i Tabell 7.7. Varme overført til kondensatet, 9563 kW, tilsvarer både følbare varme på grunn av nedkjøling av gassen til duggpunktstemperaturen og latent varme på grunn av kondensasjon. Effekten av siste varmeveksler er funnet ved å blande gass- og kondensatstrømmen i PRO/II. Totalt overført varme gjennom hele varmeveksleren er beregnet til 171323,87 kW. Dette er 0,96 % mer enn registrert i databasen hos StatoilHydro for den aktuelle måleserien, hvor effekten er målt til 169673 kW.

Tabell 7.7 Total effekt ved implementering av måleserien 97 % i *Modell II*

Varme overført i integralkondensatoren [kW]	142361,05
Varme overført til kondensatet [kW]	9563,59
Varme for nedkjøling av kondensat [kW]	9643,41
Effekt siste varmeveksler [kW]	9755,82
<b>Totalt overført varme [kW]</b>	<b>171323,87</b>

Temperaturen synker jevnere ved implementering av måleserien ved 97 % belastning, enn hva som er beregnet for designcasen i *Modell II*. Hvordan temperaturen synker og andel etan øker gjennom delen med differensialkondensasjon, er vist i Figur 7.4. Gjennomsnittlig temperaturfall mellom hvert intervall, er 0,1 °C. For de første ti intervallene synker temperaturen 0,2 °C i gjennomsnitt.



Figur 7.4 Temperatur og andel i etan i restgassen for *Modell II*, med måleserien for 97 % belastning

Andelen etan øker gjennom delen med differensialkondensasjon, som vist i Figur 7.4. Ved separasjonspunktet er andel etan 0,8182 kmol/kmol, mens når gassresten når temperaturen 3,8 °C er andel etan 0,9090 kmol/kmol. Total gassfraksjon før blanding av strømmene er 6,2 %, noe som tilsvarer 28,78 kg/s i massestrøm. Verdiene beregnet ved utløpet av varmeveksleren, er vist i Tabell 7.8.

**Tabell 7.8 Utløpsverdier for måleserien 97 % i Modell II**

Utløpstemperatur, gass [°C]	3,80
Utløpstemperatur, kondensat [°C]	4,70
Grensesnittstemperatur [°C]	3,74
Massestrøm restgass [kg/s]	28,78
Gassandel ut [%]	6,20
Andel etan i restgass [kg/kg]	0,8720
Total lengde [m]	21,59
Innløpstemperatur sjøvann [°C]	3,33

Som tabellen viser, er den totale lengde 21,59 m. Dette er svært nære den effektive lengden til 25-HA-112, som er 21,617 m. Sjøvannets innløpetemperatur er beregnet til 3,33 °C, noe som kun er 0,07 °C fra den målte verdien.

### 7.3 Diskusjon

Måleserien med 97 % last er implementert i både *Modell I* og *Modell II*. Komposisjonen ved denne måleserien, er tilnærmet den samme som i designcaset, men temperaturene på både kuldemedium og sjøvann er forskjellig. I tillegg er det i designcaset kun kuldemediets inn- og utløpstemperatur som er kjent. For måleserien med 97 % last, er laveste gass- og kondensattemperatur før utløpet målt.

Fra StatoilHydros database, er det kjent at effekten var 169,673 MW når måleserien ble gjennomført. Når temperaturen senkes i en enkelt varmeveksler i PRO/II, er det funnet at det totalt må overføres 167,144 MW. Dette tilsvarer 1,49 % i differanse, og kan skyldes forenklingen til tokomponent blanding. I tillegg økte lasten noe mens måleserien ble gjennomført.

*Modell I* beregner at det overføres 167,148 MW. I forhold til effekten som framkommer når temperaturen senkes i en enkelt varmeveksler i PRO/II, er differansen 0,002 %, noe som er svært lite. Når sjøvannstemperaturen i hvert trinn beregnes, feiler derimot modellen. Det kommer sannsynligvis av antagelsen at sjøvannets spesifikke varmekapasitet er konstant. Denne vil variere både med temperatur og trykk.

*Modell II* beregner at det overføres 171,324 MW. I forhold til effekten som framkommer når temperaturen senkes i en enkelt varmeveksler i PRO/II, er differansen 2,50 %. Denne relativt store differansen kan skyldes antagelsen om at de fysikalske størrelsene variere lineært med temperaturen i delen med differensialkondensasjon. For måleserien med 97 % last, er temperaturfallet i delen med differensialkondensasjon 7,76 °C, mens det for designcaset maksimalt er 5,03 °C. Det betyr at området det antas lineær sammenheng mellom fysikalske størrelser og temperatur, er større for beregninger med måleserie med 97 % last. Det kan være noe av årsaken til den relativt store differansen i overført varme.

Selv om *Modell II* beregner større effekt enn hva som er tilfelle, er verdiene for total varmevekslerlengde og sjøvannstemperatur svært nærme de virkelige verdiene. Det er i denne modellen beregnet at total lengde er 21,59 m, mens virkelig lengde er 21,617 m. Det kan derfor konkluderes med at *Modell II* beregner kondensasjonsforløpet godt, men for å gjøre beregningene mer nøyaktig burde de fysikalske størrelsene vært mer nøyaktige. *Modell I* beregner derimot overført varme nøyaktig, men feiler når lengden i hvert trinn skal beregnes. Det er derimot grunn til å tro at dette skyldes antagelsen om konstant spesifikk varmekapasitet for sjøvannet.

## 8 Modell III – Differensialkondensasjon gjennom hele varmeveksleren

*Modell I* og *Modell II* tar begge hensyn til at det ved innløpet av varmeveksleren er integralkondensasjon, differensialkondensasjon overtar etter et separasjonsområde. For disse modellene er separasjonspunktet funnet ut fra Grants strømningskart. Det gir fase-separasjon ved gassfraksjonen 0,1332 [kmol/kmol], som tilsvarer temperaturen 12,03 °C. Designcaset viser til innløpstemperaturen 31,2 °C og utløpstemperaturen 10 °C. Selv om gass og kondensat i ett av tilfellene underkjøles til 7 °C, betyr det at det er klart størst temperaturfall og kondensasjonsrate i delen med integralkondensasjon. I *Modell III* blir kondensasjonsforløpet simulert som differensialkondensasjon gjennom hele varmeveksleren. Ved å gjøre dette kan integral- og differensialkondensasjon sammenlignes ved separasjonspunktet.

Sammenlignet med delen med integralkondensasjon er det lite forandring i både gassandel og temperatur i delen med differensialkondensasjon. 25-HA-112 er derfor simulert med differensialkondensasjon gjennom hele kondensasjonsforløpet. På den måten vil ulikhetene mellom integral- og differensialkondensasjon tydeligere kunne identifiseres. Simulering med differensialkondensasjon for hele kondensasjonsforløpet er gjennomført i PRO/II, og som for *Modell I* og *Modell II* kjøles gass og kondensat ned til både 10 °C og 7 °C.

Som *Modell I*, tar *Modell III* utgangspunkt i å dele 25-HA-112 inn i et antall varmevekslertrinn, se Figur 5.3, der hvert trinn har lik temperatur- og trykkdifferanse. Som beskrevet i kapittel 5.2, består hvert varmevekslertrinn av en varmeveksler som senker temperaturen, og en separator som separerer gass og væske etter nedkjølingen. Ved nedkjøling til både 10 °C og 7 °C er det valgt å dele 25-HA-112 inn i 10 trinn. Ettersom *Modell III* også gjennomføres i PRO/II med varmevekslertrinn, benyttes samme framgangsmåte som beskrevet i avsnitt 5.2 for å beregne totalt varmeovergangstall og varmeoverførende areal i hvert trinn.

### 8.1 Nedkjøling til 10 °C

I den første beregningen er temperaturen ut av siste varmevekslertrinn 10 °C. Ettersom 25-HA-112 deles inn i 10 varmevekslertrinn betyr det at temperaturdifferanse og trykkfall i hvert trinn blir henholdsvis 2,12 °C og 4 kPa, som vist i Ligning 8.1 og Ligning 8.2.

$$\Delta T = \frac{31,2 - 10}{10} = 2,12 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ligning 8.1

$$\Delta P = \frac{40}{10} = 4 \text{ kPa}$$

Ligning 8.2

Trykk- og temperaturforløp i hver varmeveksler blir da som vist i Tabell 8.1.

Tabell 8.1 Trykk- og temperaturforløp for *Modell III* med nedkjøling til 10 °C

Varmeveksler	Innløpstrykk [kPa]	Innløpstemperatur [°C]	Utløpstemperatur [°C]	Duggpunkt [°C]
DA1	2074	31,2	29,08	25,88
DA2	2070	29,08	26,96	25,80
DA3	2066	26,96	24,84	25,72
DA4	2062	24,84	22,72	24,84
DA5	2058	22,72	20,6	22,72
DA6	2054	20,6	18,48	20,60
DA7	2050	18,48	16,36	18,48
DA8	2046	16,36	14,24	16,36
DA9	2042	14,24	12,12	14,24
DA10	2038	12,12	10	12,12

Som tabellen viser, er duggpunktstemperaturen ved innløpstrykket, 25,88 °C. Ned til denne temperaturen vil det kun være kjøling av gass. Duggpunktstemperaturen synker med redusert trykk, og som Tabell 8.1 viser, vil gassen først kondensere ved tredje varmevekslertrinn, DA3. Det er først ved dette trinnet at gassen har lavere utløpstemperatur enn duggpunktstemperatur. Ut fra dette velges det derfor å sette de to første varmevekslertrinnene, DA1 og DA2, sammen til en gasskjøler, videre kalt GA1. Duggpunktstemperaturen til varmeveksler DA2 er som vist i Tabell 8.1 25,80 °C, men utløpstemperaturen til GA1 settes til 26 °C for å sikre kun gass ut av denne varmeveksleren. Modellen består da av en gasskjøler, GA1, og 8 kondensatorer, DA3-DA10. Gasskjøler GA1 kjøler gassen fra innløpstemperaturen 31,2 °C og ned til temperaturen 26 °C, mens varmevekslerne DA3-DA10 senker temperaturen videre ned til 10 °C.

For å se hvor stor andel gass som kondenseres i hvert varmevekslertrinn, beregnes gasskvaliteten ut av hver varmeveksler. "Lokal" gasskvalitet er si andelen gass ut av varmevekslertrinnet basert på massestrøm ved innløpet til trinnet, mens "total" gasskvalitet er andelen gass ut av varmevekslertrinnet basert på total massestrøm, er beregnet. Resultatet er vist i Tabell 8.2.

Tabell 8.2 Lokal og total gassfraksjon i hver varmeveksler for *Modell III* med nedkjøling til 10 °C

Varmeveksler	Massestrøm inn [kg/s]	Massestrøm ut [kg/s]	Lokal gassfraksjon [kg/kg]	Total gassfraksjon [kg/kg]
GA1	478,306	478,306	1	1
DA3	478,306	451,5211	0,944	0,944
DA4	451,5211	389,5142	0,8627	0,8144
DA5	389,5142	337,4656	0,8664	0,7055
DA6	337,4656	293,2834	0,8691	0,6132
DA7	293,2834	255,3751	0,8707	0,5339
DA8	255,3751	222,5063	0,8713	0,4652
DA9	222,5063	193,7019	0,8705	0,405
DA10	193,7019	168,176	0,8682	0,3516

Som Tabell 8.2 viser, er massestrøm gass ut av siste varmevekslertrinn 168, 176 kg/s. Det tilsvarer total gassfraksjon 35,16 %. Total gassfraksjon synker jevnt gjennom varmevekslertrinnene, ettersom gass kondenserer kontinuerlig. Lokal gassfraksjon forandres lite i de ulike

varmevekslertrinnene. Det antyder at det er tilnærmet samme andel gass som kondenseres i hvert trinn.

### 8.1.1 Beregninger av overført varme og varmeoverførende areal

Det følges samme framgangsmåte som for *Modell I* med nedkjøling til 10 °C, se kapittel 5.2.1, for å beregne overført varme og nødvendig varmeoverførende areal. Resultatet for hvert varmevekslertrinn blir da som vist i Tabell 8.3.

Tabell 8.3 Kuldemedieblandings varmeovergangstall i gassfasen for *Modell III*

Varmeveksler	$h_g$ [W/m <sup>2</sup> K]	$c_{p,g}$ [kJ/kgK]	dT [K]	$d_i$ [kJ/kg]	$x$ [kg/kg]	$h_g^*$ [W/m <sup>2</sup> K]
GA1	1311,58	2,234	5,2	11,325	1	1278,906
DA3	1289,56	2,248	1,16	18,856	1	9323,109
DA4	1214,41	2,245	2,12	45,102	1	11510,584
DA5	1113,96	2,239	2,12	44,282	1	10393,148
DA6	1024,07	2,234	2,12	43,749	1	9459,952
DA7	942,86	2,230	2,12	43,516	1	8678,988
DA8	868,76	2,227	2,12	43,619	1	8026,919
DA9	800,44	2,225	2,12	44,116	1	7487,468
DA10	736,74	2,223	2,12	45,105	1	7050,108

Varmeovergangstallet i kondensatfilmen,  $h_f$ , forandres lite i de forskjellige varmevekslertrinnene, og det velges derfor å sette varmeovergangstallet lik gjennomsnittverdien gjennom hele varmeveksleren. Det gir  $h_f = 1151,4$  W/m<sup>2</sup>K. Det effektive varmeovergangstallet,  $h^*$  gitt ved Ligning 5.3, blir da som vist i Tabell 8.4.

Tabell 8.4 Effektivt varmeovergangstall i hvert varmevekslertrinn for *Modell III* med nedkjøling til 10 °C

Varmeveksler	$h_g^*$ [W/m <sup>2</sup> K]	$h_f$ [W/m <sup>2</sup> K]	$h^*$ [W/m <sup>2</sup> K]
GA1	1278,906	-	1278,906
DA3	9323,109	1151,4	1024,798
DA4	11510,584	1151,4	1046,662
DA5	10393,148	1151,4	1036,528
DA6	9459,952	1151,4	1026,430
DA7	8678,988	1151,4	1016,506
DA8	8026,919	1151,4	1006,925
DA9	7487,468	1151,4	997,906
DA10	7050,108	1151,4	989,723

Som for *Modell I*, viser Tabell 8.4 at det er svært god varmeovergang i gassfasen. Nesten all motstand mot varmeoverføring på mantelsiden ligger i kondensatfilmen. For å identifisere de ulike resistansene mot varmeoverføring, er det tatt utgangspunkt i den samme simuleringen av 25-HA-112 i Xchanger Suite 5, som for *Modell I* med nedkjøling til 10 °C, se vedlegg 12.1.3a. Det betyr at det er de samme resistansene som vist i Tabell 5.10 som her er brukt for å beregne det totale varmeovergangstallet i hvert varmevekslertrinn. Dette er vist i Tabell 8.5.

Tabell 8.5 Totalt varmeovergangstall i hvert varmevekslertrinn for *Modell III* med nedkjøling til 10 °C

Varmeveksler	$h^*$ [W/m <sup>2</sup> K]	$h_{SW}$ [W/m <sup>2</sup> K]	$R_{fouling}$ [m <sup>2</sup> K/W]	$R_{metall}$ [m <sup>2</sup> K/W]	U-verdi [W/m <sup>2</sup> K]
GA1	1278,906	7273,71	0,0005355	0,00014962	533,0466249
DA3	1024,798	7273,71	0,0005355	0,00014962	483,1168765
DA4	1046,662	7273,71	0,0005355	0,00014962	487,9218106
DA5	1036,528	7273,71	0,0005355	0,00014962	485,7081872
DA6	1026,430	7273,71	0,0005355	0,00014962	483,4792885
DA7	1016,506	7273,71	0,0005355	0,00014962	481,2660099
DA8	1006,925	7273,71	0,0005355	0,00014962	479,1077992
DA9	997,906	7273,71	0,0005355	0,00014962	477,0563022
DA10	989,723	7273,71	0,0005355	0,00014962	475,1781319

Varmeovergangstallet har høyest verdi i gasskjøleren. Det kommer av at det kun er gass, slik at motstanden i kondensatfilmen forsvinner. Siden størsteparten av motstand mot varmetransport på mantelsiden ligger i kondensatfilmen, vil dette ha stor betydning. Det totale varmeovergangstallet i de øvrige varmevekslertrinnene varierer lite. Det kommer av antagelsen om at det beregnede konvektive varmeovergangstallet  $h^*$  er lik varmeovergangstallet som framkommer av simuleringen av 25-HA-112 i Xchanger Suite 5, se vedlegg 12.1.3a.

Etter siste varmevekslertrinn blandes gass og kondensat, begge ved 10 °C og 2034 kPa, og temperaturen stiger da til 14,462 °C. Etter denne blandingen er 30,87 % av total massestrøm gass. En ny varmeveksler, DA11, benyttes for å senke temperaturen til gass-/væskeblandingen til 10 °C. Som Tabell 8.6. viser, må det fjernes ytterligere 51497,06 kW.

Tabell 8.6 Overført varme i varmeveksler DA11

	Innløpstilstand	Utløpstilstand
Temperatur [°C]	14,462	10
Trykk [kPa]	2034	2034
Total massestrøm [kg/s]	478,306	478,306
Massestrøm væske [kg/s]	330,664	478,306
Massestrøm gass [kg/s]	147,642	-
Total spesifikk entalpi [kJ/kg]	138,232	30,566
<b>Overført varme [kW]</b>	<b>51497,06</b>	

Ved å sette at sjøvannets innløpstemperatur på varmeveksler DA11 er 6,1 °C, kan utløpstemperaturen beregnes ut fra Ligning 5.11. Sjøvannet og kuldemediets inn- og utløpstemperatur i hver varmeveksler er vist i Tabell 8.7.

Tabell 8.7 Inn- og utløpstemperatur til kuldemedium og sjøvann for *Modell III* med nedkjøling til 10 °C

Varmeveksler	Duty [kW]	Kuldemedium		Sjøvann	
		Innløpstemp. [°C]	Utløpstemp. [°C]	Innløpstemp. [°C]	Utløpstemp. [°C]
GA1	5417,03	31,2	26	13,33	13,58
DA3	9018,83	26	24,84	12,91	13,33
DA4	20364,32	24,84	22,72	11,96	12,91
DA5	17248,65	22,72	20,6	11,16	11,96
DA6	14763,77	20,6	18,48	10,47	11,16
DA7	12762,63	18,48	16,36	9,88	10,47
DA8	11139,13	16,36	14,24	9,36	9,88
DA9	9816,13	14,24	12,12	8,90	9,36
DA10	8736,96	12,12	10	8,49	8,90
GA1	51497,06	14,462	10	6,10	8,49

Sjøvannets utløpstemperatur er i designcaset 14,1 °C, se Tabell 5.1. Som Tabell 8.7 viser, er utløpstemperaturen til sjøvannet her 13,58 °C. Denne differansen kan komme av at det er brukt gjennomsnittsverdier for varmekapasiteten til sjøvannet i hvert varmevekslertrinn. For sjøvannstemperaturer mellom 5 °C og 9 °C er spesifikk varmekapasitet for sjøvannet 4,231 kJ/kgK, mens den i temperaturintervallet 10 °C til 15 °C er 4,226 kJ/kgK. Disse verdiene er hentet fra Xchanger Suite 5.

Overført varme, totalt varmovergangstall, midlere temperaturdifferansen, nødvendig varmeoverførende areal og effektiv lengde til hvert varmevekslertrinn er vist i Tabell 8.8. Det totale varmovergangstallet for varmeveksler DA11 er tatt direkte fra simulering av 25-HA-112 i Xchanger Suite 5, se vedlegg 12.1.3a.

Tabell 8.8 Overført varme, totalt varmovergangstall, midlere temperaturdifferansen, nødvendig varmeoverførende areal og effektiv lengde til hvert varmevekslertrinn for *Modell III* med nedkjøling til 10 °C

Varmeveksler	Duty [kW]	U-verdi [W/m <sup>2</sup> K]	$\Delta T_{LM}$ [K]	Areal [m <sup>2</sup> ]	Effektiv lengde [m]
GA1	5417,03	533,05	15,01	676,969	0,394
DA3	9018,83	483,12	12,30	1517,782	0,882
DA4	20364,32	487,92	11,34	3681,455	2,140
DA5	17248,65	485,71	10,09	3520,160	2,046
DA6	14763,77	483,48	8,71	3506,688	2,038
DA7	12762,63	481,27	7,22	3672,366	2,135
DA8	11139,13	479,11	5,65	4117,957	2,394
DA9	9816,13	477,06	3,99	5152,638	2,995
DA10	8736,96	475,18	2,25	8154,448	4,740
DA11	51497,06	481,49	4,86	22003,903	12,791
	<b>160764,51</b>			<b>56004,368</b>	<b>32,556</b>

Som det framkommer av Tabell 8.8, krever denne modellen et stort varmeoverførende areal, noe som resulterer i en svært lang varmeveksler. Når hele varmeveksleren modelleres med differensialkondensasjon, kreves det at varmeoverførende areal er 56004,368 m<sup>2</sup>. Det tilsvarer lengden 32,446 m.



### 8.1.2 Nedkjøling av kondensat

Som beskrevet i kapittel 5.2.1.2 blandes kondensatstrømmene etter hver separator. Blandingstemperaturen beregnes i PRO/II-modellen, og når alle kondensatstrømmene i denne modellen er blandet, er temperaturen 17,7 °C. Det er derfor satt inn en varmeveksler i PRO/II-modellen, DA12, som kjøler kondensatet fra 17,7 °C til 10 °C. Varme som må fjernes for å kjøle kondensatet fra 17,7 °C til 10 °C er vist i Tabell 8.9. Entalpiverdiene er hentet direkte fra PRO/II-modellen.

Tabell 8.9 Varme overført fra kondensat til sjøvann i varmeveksler DA12

Massestrøm kondensat [kg/s]	310,13
Entalpi inn (17,7 °C)	53,770
Entalpi ut (10 °C)	27,439
<b>Overført varme [kW]</b>	<b>8165,794</b>

### 8.1.3 Energiregnskap

Kuldemedieblandingen har i designcasen en utløpstemperatur på 10 °C, og det tilsvarer som vist i Tabell 5.16 å fjerne 168,9305 MW varme. Energiregnskapet for *Modell III* med nedkjøling til 10 °C er vist i Tabell 8.10.

Tabell 8.10 Overført varme i *Modell III* med nedkjøling til 10 °C

Varme fra varmevekslertrinn [kW]	109267,45
Nedkjøling av kondensat [kW]	8165,76
Nedkjøling av gass-/væskeblanding [kW]	51497,06
<b>Totalt overført varme i modellen [MW]</b>	<b>168,9303</b>
Differanse [MW]	0,0002
Prosentvis differanse	0,0001

Differansen mellom varme som overføres i modellen og varmen som må fjernes for å få kun væske med 10 °C ut av 25-HA-112 er som vist i Tabell 8.10, 0,0002 MW. I forhold til StatoilHydros designcase er avviket 0,41 % i overført varme.

## 8.2 Nedkjøling til 7 °C

Det er også for denne modellen valgt å underkjøle gass- og kondensatstrøm til 7 °C. Ettersom 25-HA-112 deles inn i 10 varmevekslertrinn betyr det at temperaturdifferanse og trykkfall i hvert trinn blir henholdsvis 2,42 °C og 4 kPa, som vist i Ligning 8.3 og Ligning 8.4.

$$\Delta T = \frac{31,2 - 7}{10} = 2,42 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ligning 8.3

$$\Delta P = \frac{40}{10} = 4 \text{ kPa}$$

Ligning 8.4

Trykk- og temperaturforløpet blir da som vist i Tabell 8.11.

Tabell 8.11 Trykk- og temperaturforløp gjennom de 10 varmevekslertrinnene for *Modell III* med nedkjøling til 7 °C

Varmeveksler	Innløpstrykk [kPa]	Innløpstemperatur [°C]	Utløpstemperatur [°C]	Duggpunkt [°C]
DB1	2074	31,2	28,78	25,88
DB2	2070	28,78	26,36	25,80
DB3	2066	26,36	23,94	25,72
DB4	2062	23,94	21,52	23,94
DB5	2058	21,52	19,1	21,52
DB6	2054	19,1	16,68	19,10
DB7	2050	16,68	14,26	16,68
DB8	2046	14,26	11,84	14,26
DB9	2042	11,84	9,42	11,84
DB10	2038	9,42	7	9,42

Som ved nedkjøling til 10 °C, vil gassen begynne å kondensere først ved tredje varmevekslertrinn, DB3, slik at det også her velges å sette de to første varmevekslertrinnene, DB1 og DB2, sammen til en gasskjøler GB1. Som for GA1, se avsnitt 8.1, har også denne utløpstemperaturen 26 °C. "Lokal" og "total" gasskvalitet for hvert trinn blir som vist i Tabell 8.12.

Tabell 8.12 "Lokal" og "total" gassfraksjon i hvert varmevekslertrinn for *Modell III* med nedkjøling til 7 °C

Varmeveksler	Massestrøm inn [kg/s]	Massestrøm ut [kg/s]	Lokal gassfraksjon [kg/kg]	Total gassfraksjon [kg/kg]
GB1	478,31	478,31	1	1
DB3	478,31	422,43	0,8832	0,8832
DB4	422,43	356,93	0,8449	0,7462
DB5	356,93	303	0,8489	0,6335
DB6	303	257,95	0,8513	0,5393
DB7	257,95	219,79	0,8521	0,4595
DB8	219,79	187	0,8508	0,391
DB9	187	158,41	0,8471	0,3312
DB10	158,41	133,04	0,8398	0,2781

Som Tabell 8.12 viser, er total gassfraksjon ut av siste varmevekslertrinn 27,81 %/o. Den totale gassfraksjonen ut av siste varmeveksler er lavere enn ved nedkjøling til 10 °C. Det kommer av at det er tyngste komponent som kondenserer ut først, slik at duggpunktstemperaturen synker. Ved å senke temperaturen vil da mer gass kondensere.

### 8.2.1 Beregninger av overført varme og varmeoverførende areal

Ved beregning av varmeovergangstallet i gassfasen, brukes samme simulering av 25-HA-112 med konstruert gass i Xchanger Suite 5. Hvordan denne varierer med massestrøm gass, er vist i Figur 5.2. Resultatet for hvert varmevekslertrinn blir da som vist i Tabell 8.13.

Tabell 8.13 Kuldemedieblandingsens varmeovergangstall i gassfasen for *Modell III* med nedkjøling til 7 °C

Varmeveksler	$h_g$ [W/m <sup>2</sup> K]	$c_{p,g}$ [kJ/kgK]	dT [K]	di [kJ/kg]	x [kg/kg]	$h_g^*$ [W/m <sup>2</sup> K]
GB1	1357,08	2,234	5,2	11,33	1	1323,27
DB3	1308,865	2,247	2,06	38,78	1	10962,77
DB4	1200,685	2,242	2,42	51,17	1	11320,85
DB5	1087,89	2,237	2,42	50,35	1	10118,19
DB6	987,92	2,232	2,42	49,97	1	9138,50
DB7	898,155	2,229	2,42	50,09	1	8341,50
DB8	816,43	2,227	2,42	50,82	1	7700,27
DB9	740,88	2,226	2,42	52,33	1	7198,50
DB10	669,785	2,226	2,42	54,95	1	6832,54

Som tidligere velges det å anta at det konvekktive varmeovergangstallet i kondensatfilmen,  $h_f$ , er 1151,4 W/m<sup>2</sup>K. Det gir effektivt varmeovergangstall i gassfasen for hvert trinn som vist i Tabell 8.14.

Tabell 8.14 Effektivt varmeovergangstall i hvert varmevekslertrinn for *Modell III* med nedkjøling til 7 °C

Varmeveksler	$h_g^*$ [W/m <sup>2</sup> K]	$h_f$ [W/m <sup>2</sup> K]	$h^*$ [W/m <sup>2</sup> K]
GB1	1323,27	-	1323,27
DB3	10962,77	1151,4	1041,96
DB4	11320,85	1151,4	1045,11
DB5	10118,19	1151,4	1033,76
DB6	9138,50	1151,4	1022,56
DB7	8341,50	1151,4	1011,75
DB8	7700,27	1151,4	1001,63
DB9	7198,50	1151,4	992,63
DB10	1323,27	1151,4	985,35

Det totale varmeovergangstallet for hvert trinn er videre beregnet. Det er tatt utgangspunkt i den samme simuleringen av 25-HA-112 i Xchanger Suite 5 med utløpstemperaturen 7 °C, se Tabell 5.10, for å finne fordelingen av termisk motstand. Det totale varmeovergangstallet i hvert varmevekslertrinn er beregnet, og vist i Tabell 8.15.

Tabell 8.15 Total varmeovergangstall i hvert varmevekslertrinn i *Modell III* med nedkjøling til 7 °C

Varmeveksler	$h^*$ [W/m <sup>2</sup> K]	$h_{SW}$ [W/m <sup>2</sup> K]	$R_{fouling}$ [m <sup>2</sup> K/W]	$R_{metall}$ [m <sup>2</sup> K/W]	U-verdi [W/m <sup>2</sup> K]
GB1	1323,27	7279,51	0,0005355	0,000149292	540,79
DB3	1041,96	7279,51	0,0005355	0,000149292	487,05
DB4	1045,11	7279,51	0,0005355	0,000149292	487,74
DB5	1033,76	7279,51	0,0005355	0,000149292	485,25
DB6	1022,56	7279,51	0,0005355	0,000149292	482,77
DB7	1011,75	7279,51	0,0005355	0,000149292	480,35
DB8	1001,63	7279,51	0,0005355	0,000149292	478,05
DB9	992,63	7279,51	0,0005355	0,000149292	475,99
DB10	985,35	7279,51	0,0005355	0,000149292	474,31

Også i denne modellen blandes gassresten ut av siste varmeveksler med kondensatet. Begge strømmene ved 7 °C og 2034 kPa. Temperaturen til blandingen blir da 13,169 °C, og all gassen er ikke kondensert. Varmeveksleren som senker temperaturen til gass-/væskeblandingen fra 13,169 °C til 10 °C, DB11, må dermed overføre 36573,7 kW. Dette er vist i Tabell 8.16.

Tabell 8.16 Overført varme i varmeveksler DB11 for *Modell III* med nedkjøling til 7 °C

	Innløpstilstand	Utløpstilstand
Temperatur [°C]	13,169	10
Trykk [kPa]	2034	2034
Total massestrøm [kg/s]	478,306	478,306
Massestrøm væske [kg/s]	373,901	478,306
Massestrøm gass [kg/s]	104,405	-
Total spesifikk entalpi [kJ/kg]	107,031	30,566
<b>Overført varme [kW]</b>	<b>36573,70</b>	

Ved å sette at sjøvannets temperatur inn på varmeveksler DB11 er 6,1 °C, beregnes utløpstemperaturen ut fra Ligning 5.11. Sjøvannet og kuldemediets inn- og utløpstemperatur i hver varmeveksler er som vist i Tabell 8.17.

Tabell 8.17 Inn- og utløpstemperatur til kuldemedium og sjøvann for *Modell III* med nedkjøling til 7 °C

Varmeveksler	Duty [kW]	Kuldemedium		Sjøvann	
		Innløpstemp. [°C]	Utløpstemp. [°C]	Innløpstemp. [°C]	Utløpstemp. [°C]
GB1	5417,03	31,2	26	13,19	13,44
DB3	18547,08	26	23,94	12,33	13,19
DB4	21614,89	23,94	21,52	11,32	12,33
DB5	17969,73	21,52	19,1	10,48	11,32
DB6	15140,76	19,1	16,68	9,78	10,48
DB7	12921,66	16,68	14,26	9,18	9,78
DB8	11170,02	14,26	11,84	8,66	9,18
DB9	9786,24	11,84	9,42	8,21	8,66
DB10	8704,88	9,42	7	7,80	8,21
DB11	41303,67	13,169	10	6,10	7,80

Som tabellen viser, feiler modellen ved varmeveksler DB10 fordi innløpstemperaturen til sjøvannet her er høyere enn utløpstemperaturen til kuldemediet. Det er derfor ikke gjennomført videre beregninger for denne modellen.

### 8.3 Diskusjon

Ved å simulere differensialkondensasjon gjennom hele varmeveksleren, er det behov for mye varmeoverførende areal og lang varmeveksler. Ved nedkjøling til 7 °C feiler utregning for sjøvannstemperaturen, og lengden kan derfor ikke beregnes. Gassfraksjonen ut av varmeveksleren er også høyere enn ved simulering med integralkondensator i første del av varmeveksleren. Dette kommer av at det tilnærmet kontinuerlig separeres ut væske fra blandingen, og det gassen blir beriket på den flyktige komponenten. Ved nedkjøling til 10 °C er total gassfraksjon ut av varmeveksleren 0,3516 kg/kg, mens den ved nedkjøling til 7 °C er 0,2781 kg/kg.

Ut av varmeveksler DA9 er temperaturen 12,12 °C. Dette er i nærheten av separasjonspunktet for designcaset, med separasjonstemperaturen 12,03 °C. Ut av integralkondensatoren ble det ved hjelp av Grants strømningskart beregnet gassfraksjonen 0,1237 kg/kg. Dersom det er differensialkondensasjon gjennom hele varmeveksleren er gassfraksjonen 0,4050 kg/kg ved denne temperaturen. Dette er mye høyere enn i integralkondensatoren, og av stor betydning for gassresten i utløpet.

Det kan konkluderes med at differensialkondensasjon ikke er en god tilnærming for kondensasjonsforløpet i 25-HA-112.

## 9 Varmeovergangstall og kondensatanalyse

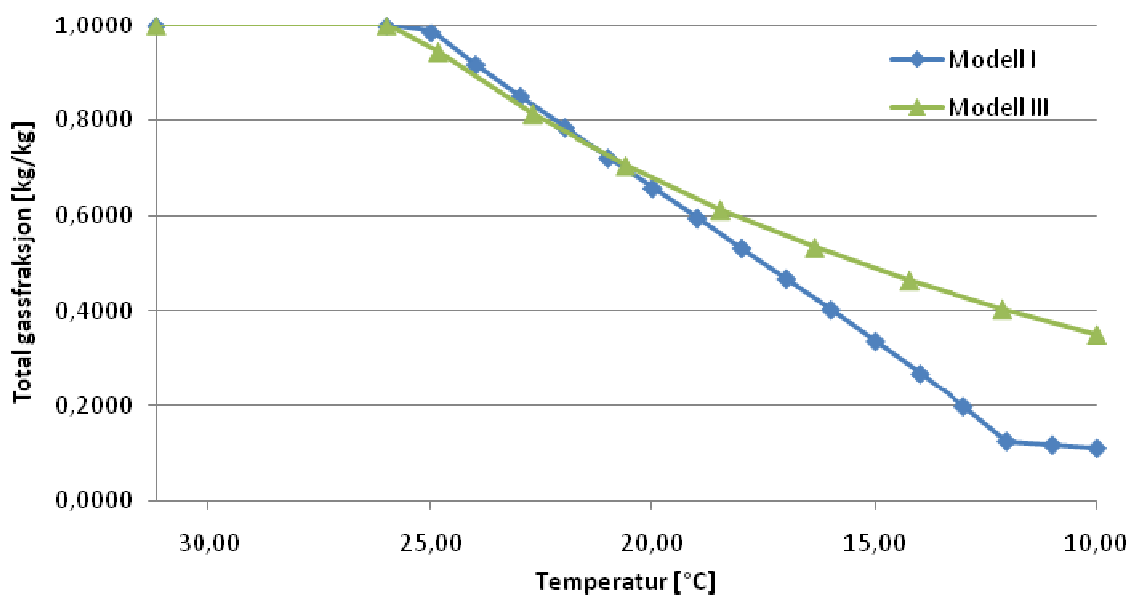
I denne rapporten er det etablert tre ulike modeller for å simulere kondensasjonsforløpet i 25-HA-112. Gjennom fem ulike måleserier, er også det reelle temperaturforløpet i varmeveksleren beskrevet. Det er store avvik mellom temperaturforløpet som er beskrevet gjennom måleserier, og hva modellene beregner. *Modell I* og *Modell II* tar hensyn til at det ved innløpet av 25-HA-112 er integralkondensasjon, og at differensialkondensasjon deretter vil ta over. Ut fra måleseriene er det antydnet at denne overgangen inntreffer så tidlig som 4-8 m fra innløpet. *Modell I* og *Modell II* beregner derimot strømmingen først separeres etter ca 18 m. Det er derfor i delen med integralkondensasjon at de største forskjellene, i form av temperaturfall og mengde gass som er kondensert, mellom modellene og måleseriene finner sted. Det indikerer at det beregnede varmeovergangstallet for delen med integralkondensasjon i modellene, er alt for lavt.

For å se nærmere på hva delen integralkondensasjon har å si for det totale kondensasjonsforløpet, ble *Modell III* etablert. Den simulerer differensialkondensasjon gjennom hele varmevekslerens lengde. I dette kapitlet vil varmeovergangstall for måleseriene og modellene drøftes. I tillegg er det sett på innvirkningen av å kondensere restgassen før sammenføring av strømmene.

### 9.1 Sammenligning av måleserier og modeller

I *Modell I* og *Modell II* består delen med integralkondensasjon av en enkelt varmeveksler i PRO/II. For designcaset senker denne varmeveksleren temperaturen fra 31,2 °C til 12,03 °C. Temperaturen 12,03 °C er funnet ut fra Grants strømningskart (2). Trykktapet i delen med integralkondensasjon er satt til 34 kPa, mens temperaturfallet er 19,17 °C. *Modell III* simulerer derimot differensialkondensasjon gjennom hele varmeveksleren. I dette kapitlet sammenlignes de tre modellene med hverandre, og med måleseriene. *Modell I* og *II* beregner at delen med integralkondensasjon er over 18 m, mens målingene viser at separasjonen inntreffer i løpet av de første 4-8 meterne inne i varmeveksleren. Som kapittel 6 *Sammenligning av Modell I og Modell II* viste, gir de to modellene svært like resultater. *Modell I* er brukt videre i dette kapitlet.

I Figur 9.1 er det vist hvordan gassfraksjonen for både *Modell I* og *Modell III* ved nedkjøling til 10 °C varierer med temperaturen. Modellen som simulerer differensialkondensasjon gjennom hele varmeveksleren, *Modell III*, senker temperaturen 2,12 °C i hvert varmevekslertrinn. Trykktapet i hvert trinn er 4 kPa, se kapittel 8.1. *Modell I* senker temperaturen en grad i hvert trinn etter separasjonen. For denne modellen er også gassfraksjonen ved hver grad gjennom integralkondensatoren funnet.



Figur 9.1 Gassfraksjon som funksjon av temperatur for *Modell I* og *Modell III*

Figuren viser at det er kjøling av gass ned til 26 °C, og at gass deretter kondenserer. Ned til ca 20 °C er gassfraksjonen ved begge modellene tilnærmet lik, men etter 20 °C er det modellen med integralkondensasjon som kondenserer mest gass. Kurven for *Modell I* flater ut i punktet hvor differensialkondensasjon tar over for integralkondensasjon, 12,03 °C, mens kurven for *Modell III* faller jevnt hele temperaturforløpet. Differansen i total gassfraksjon mellom *Modell I* og *Modell III* øker når temperaturen senkes, og er ved et maksimum i området ved separasjonspunktet. For *Modell III* er gassfraksjonen 0,4050 kg/kg ved temperaturen 12,12 °C, mens gassfraksjonen ved 12,03 °C er 0,1237 kg/kg for *Modell I*.

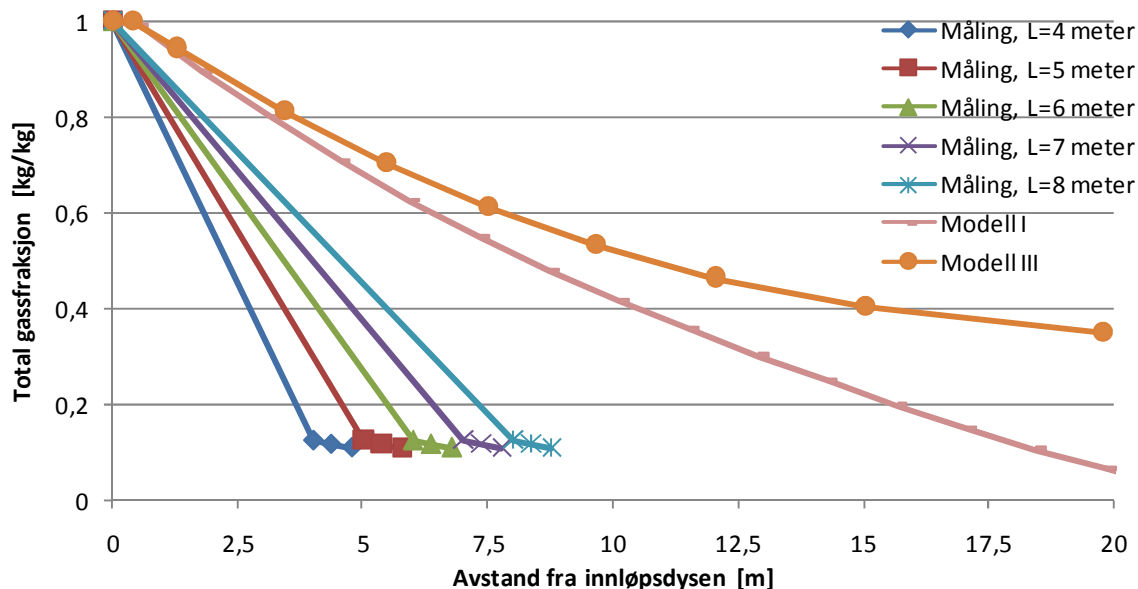
Figur 9.2 viser hvordan gassfraksjonen varierer med lengden for *Modell I*, *Modell III* og måleseriene. Måleseriene viser at separasjonen inntreffer i området 4-8 m fra innløpet, se kapittel 3 *Måleserier*. I figuren er det da antatt at separasjonen også for måleseriene inntreffer ved gassfraksjonen funnet gjennom Grants strømningskart; 12,37 kg/kg. *Modell I* beregner integralkondensasjon de første 18,229 meterne, se kapittel 5. Det indikerer at varmeovergangstallet i realiteten er høyere enn beregnet i *Modell I*. Ettersom det beregnede varmeovergangstallet i delen med integralkondensasjon er for lavt, er det tatt utgangspunkt i separasjonslengden fra måleseriene for å beregne et nytt varmeovergangstall. Det er derfor tatt utgangspunkt i beregninger av integralkondensatoren, og funnet nødvendig varmeovergangstall når separasjonen inntreffer etter 4-8 m. Som avsnitt 5.1.2 viser, overføres det 147785,14 kW når temperaturen senkes fra 31,2 °C til 12,03 °C. Ved beregning av varmeoverførende areal, er det brukt at areal per lengdeenhet er 1720,23 m<sup>2</sup>/m (19). Varmeoverførende areal og tilhørende nødvendig varmeovergangstall ved lengdene 4-8 m er vist i Tabell 9.1.

Tabell 9.1 Nødvendig varmeovergangstall i delen med integralkondensasjon for separasjon etter 4-8 m

Varmevekslerlengde [m]	4	5	6	7	8
Varmeoverførende areal [m <sup>2</sup> ]	6880,94	8601,17	10321,40	12041,64	13761,87
Nødvendig U-verdi [W/m <sup>2</sup> K]	2149,54	1719,63	1433,02	1228,31	1074,77

Ved beregning av varmeovergangstallet i delen med integralkondensasjon, varmeveksler I1 i *Modell I*, ble varmeovergangstallet funnet til å være 471,66 W/m<sup>2</sup>K, og lengden dermed 18,229 m. Dette er vist i Tabell 5.14. Tabell 9.1 viser at totalt varmeovergangstall i denne delen er minst dobbelt så høyt som beregnet.

Figur 9.2 viser kondensasjonsforløpet for *Modell I*, *Modell III* og måleseriene. For å kunne sammenligne de ulike tilfellene, er det antatt at separasjonen inntreffer ved gassfraksjonen 0,1237 kg/kg også for måleseriene. Dette separasjonspunktet er funnet fra Grants strømningskart for designcaset. Ettersom måleseriene viser at separasjonen inntreffer etter 4-8 meter, er det i Figur 9.2 tegnet inn integralkondensasjon ned til gassfraksjonen 0,1237 ved alle disse lengdene. Etter separasjonspunktet, 12,03 °C og gassfraksjon 0,1237, er det brukt beregninger direkte fra differensialkondensasjon i *Modell I*, se Tabell 5.14, for å videreføre grafene. Disse seriene er merket *Måling*, etterfulgt av lengden med integralkondensasjon, i figuren. Kondensasjonsforløpet for *Modell I* og *Modell III* er også tegnet inn i Figur 9.2.



Figur 9.2 Gassfraksjon som funksjon av lengden for *Modell I* med integralkondensatorlengde 4-8 m og *Modell III*

Kondensasjonsforløpet til *Modell I* i Figur 9.2 er tatt direkte fra simulering av 25-HA-112 i Xchanger Suite 5 (59). I *Modell I* er det konvekktive varmeovergangstallet på mantelsiden av varmeveksleren funnet direkte fra Xchanger Suite 5. Det gjør at kondensasjonsforløpet i *Modell I* kun vil være tilnærmet likt forløpet fra simuleringen i Xchanger Suite 5. Kondensasjonsforløpet til både *Modell I* og *Modell III* avviker mye fra forløpet registrert i måleseriene. Måleseriene antyder at differensialkondensasjon overtar allerede etter 4-8 m fra innløpet, mens denne lengden er beregnet til 18,229 m i *Modell I*. *Modell III*, som simulerer differensialkondensasjon gjennom hele varmeveksleren, beskriver kondensasjonsforløpet klart dårligst. *Modell I*, som tar hensyn til at det både er integral- og differensialkondensasjon, beskriver forløpet noe bedre, men det er tydelig at varmeovergangstallet i delen med integralkondensasjon er alt for lavt.

Dette indikerer at ingen av modellene som er etablert i forbindelse med denne rapporten klarer å beskrive kondensasjonsforløpet riktig. I *Modell I* er varmeovergangstallet i delen med integralkondensasjon beregnet til å være 471,66 W/m<sup>2</sup>K. Tabell 9.1 som tar utgangspunkt i målingene, viser at varmeovergangstallet i denne delen er over fire ganger høyere om separasjonen inntreffer allerede etter 4 m. Om separasjonen inntreffer etter 8 m, er varmeovergangstallet over to ganger så høyt som det beregnede; 1074,77 W/m<sup>2</sup>K. Nesten all endring skjer ved innløpet, og det er svært liten forandring både i temperatur og gassfraksjon når differensialkondensasjon overtar.

## 9.2 Varmeovergangstall

Av målingene kan det konkluderes med at strømmingen separeres tidlig i varmeveksleren, allerede etter 4-8 m. Forrige avsnitt viste at varmeovergangstallet må være høyere enn beregnet i modellene.



Høy hastighet, stor temperaturredifferanse mellom kuldemedium og sjøvann, i tillegg til god blanding av fasene, bidrar til god varmeoverføring ved innløpet av 25-HA-112. Ut fra varmeovergangstall fra simulering av 25-HA-112 i Xchanger Suite 5, er det *Modell I* og *Modell II* beregnet at delen med integralkondensasjon er 18,229 m. Dette er nærmere beskrevet i kapittel 5. Målingene antyder at separasjon inntreffer så tidlig som ette 4-8 m, og temperaturen er da omtrent den samme som separasjonstemperaturen i *Modell I* og *Modell II*. Det betyr at varmeovergangstallet i delen med integralkondensasjon er mye høyere enn hva modellene og Xchanger Suite 5 gir.

I en horisontal kondensator er sannsynligheten stor for at separasjon vil inntreffe, da tyngdekraften og skjærkreftene ikke virker i samme retning. Det er da lettere for at tyngdekraften blir større enn skjærkreftene når hastigheten synker (3). Siden nedkjølingen skjer raskt i nærheten av innløpet av varmeveksleren, for deretter å flate ut, må varmeovergangstallet i delen med integralkondensasjon være svært mye høyere enn gjennomsnittlig varmeovergangstall. Målingene viser at det er liten temperaturendring etter separasjonen. Det overføres da lite varme når differensialkondensasjon overtar, og varmeovergangstallet her er da ikke av like stor betydning. Her vil nødvendig varmeovergangstall i delen med integralkondensasjon beregnes for de fem måleseriene presentert i Tabell 3.1, og for designcaset. Måleseriene antyder en separasjon etter 4-8 m. De nærmeste aksielle målepunktene i dette intervallet er ved 4,5 m og 7,28 m. Det er derfor temperaturer fra disse målepunktene som er brukt. Målepunktene er vist nærmere i Figur 3.4.

Utgangspunktet for å finne gjennomsnittlig varmeovergangstall, er målt effekt for varmeveksleren, samt innløps- og utløpstemperaturer.

$$U = \frac{\dot{Q}_{tot}}{A_{tot}\Delta T_{LM}}$$

Ligning 9.1 (Ligning 2.5)

Videre i beregningene er det antatt at separasjonen skjer ved laveste kalkulerte temperatur funnet gjennom den termodynamiske modellen i kapittel 4, *separasjon 1* i Tabell 4.5 for de fem måleseriene presentert i Tabell 3.1. For designcaset er det antatt at separasjonen inntreffer som avlest i Grants strømningsdiagram; ved 12,03 °C. Varme overført i delen med integralkondensasjon, finnes ved hjelp entalpiendringen fra innløpstilstanden til separasjonspunktet i PRO/II. I PRO/II er det brukt fullstendig komposisjon for både designcaset og måleseriene. Videre er det antatt at det er likt trykktap i delen med integral- og differensialkondensasjon, se kapittel 4, *Termodynamisk modell*. Overført varme i integralkondensatoren kan dermed finnes fra Ligning 2.1.

For å finne sjøvannstemperaturen ved separasjonspunktet, er det først funnet spesifikk varmekapasitet som imøtekommer temperaturene, når det er antatt at sjøvannet har konstant massestrøm.

$$c_{p,sw} = \frac{\dot{Q}_{int}}{\dot{m}_{sw}}$$

Ligning 9.2 (Ligning 2.4)

Dette gjør at varmekapasiteten varierer mye i de ulike tilfellene, og er til tider svært høy, men en slik kunstig varmekapasitet fungerer til dette formålet. Det totale varmeovergangstallet i integralkondensatoren finnes da ved hjelp av Ligning 9.3.

$$U_{int} = \frac{\dot{Q}_{int}}{A_{int}\Delta T_{LM}}$$

Ligning 9.3 (Ligning 2.5)

Der indeks *int* refererer til delen med integralkondensasjon. Logaritmisk midlere temperaturredifferanse,  $\Delta T_{LM}$ , finnes fra beregnet sjøvannstemperatur ved separasjonen. Tilgjengelig areal er funnet med utgangspunkt i areal per lengde, som er 1720,23 m<sup>2</sup>/m. Varmeoverførende areal

ved lengdene 4,5 m og 7,28 m, vil derfor være henholdsvis 7741,05 m<sup>2</sup> og 12557,71 m<sup>2</sup>. Se for øvrig vedlegg 12.9 for detaljer.

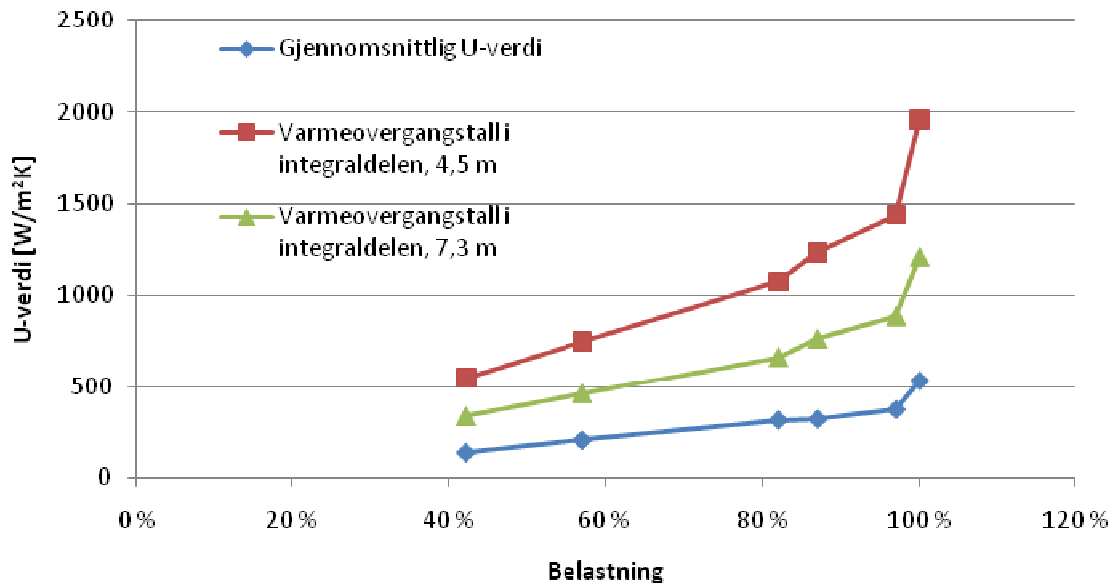
I Tabell 9.2 er beregnede verdier for gjennomsnittlig varmeovergangstall for hele varmevekslerens lengde, samt varmeovergangstallet for delen med integralkondensasjon med separasjon ved 4,5 m og 7,3 m vist.

Tabell 9.2 Gjennomsnittlig varmeovergangstall for hele varmeveksleren og i integralkondensatoren

	Gjennomsnittlig varmeovergangstall [W/m <sup>2</sup> K]	Varmeovergangstall i integraldelen [W/m <sup>2</sup> K], 4,5 m	Varmeovergangstall i integraldelen [W/m <sup>2</sup> K], 7,3 m
<b>100 %</b>	531,92	1958,71	1207,42
<b>97 %</b>	371,90	1440,57	888,02
<b>87 %</b>	318,86	1238,70	763,58
<b>82 %</b>	314,12	1076,58	663,65
<b>57 %</b>	202,32	751,45	463,22
<b>42 %</b>	133,89	549,09	338,48

Beregnet gjennomsnittlig varmeovergangstall for 100 % kapasitet, designcasen, er 531,92 W/m<sup>2</sup>K. Dette er noe lavere enn StatoilHydros beregninger i Xchanger Suite, hvor det totale varmeovergangstallet som kreves, er beregnet til 614,86 W/m<sup>2</sup>K (19). Denne differansen kan komme av spesifikasjoner som kan legges inn i programmet av StatoilHydro, men som ikke kommer med i utregningene på tradisjonelt vis. Tabell 9.2 viser at det er stor differanse mellom gjennomsnittlig varmeovergangstall og varmeovergangstallet i delen med integralkondensasjon. Det høye varmeovergangstallet ved innløpet gjør at denne delen av varmeveksleren er av svært stor betydning for varmeoverføringen. God varmeoverføring i dette området kommer blant annet av høye hastigheter, god blanding av fasene og stor temperaturdifferanse mellom kuldemedium og sjøvann.

En grafisk fremstilling av varmeovergangstallene er vist i Figur 9.3. Den blå linjen er gjennomsnittlig varmeovergangstall gjennom hele varmeveksleren. Den røde og den grønne linjen er varmeovergangstallene i delen med integralkondensasjon, ved separasjon på henholdsvis 4,5 m og 7,3 m. Alle de tre kurvene har samme profil, og følger hverandre godt for nesten alle belastningene. Som kjent er det konvektive varmeovergangstallet avhengig av fluidets hastighet, noe som kommer til uttrykk i Figur 9.3 ved at kurvene stiger. Mellom 82 % og 87 % er det en raskere stigning av varmeovergangstallet i integraldelen, enn for gjennomsnittlig varmeovergangstall. Det er en større prosentvis differanse mellom disse punktene, enn hva som er tilfellet ved de øvrige punktene. Forskjellen mellom de to varmeovergangstallene mellom 82 % og 87 % er 11,6 prosentpoeng, mens for de øvrige punktene varierer endringen mellom 0,3 og 6 prosentpoeng.



Figur 9.3 Beregnet varmeovergangstall i varmeveksleren ved ulike belastning

Valg av separasjonspunkt vil påvirke beregnet sjøvannstemperatur og dermed varmeovergangstallet. Av målingene ser det ut til at separasjonen skjer mellom 4 og 8 m for samtlige serier. Hvilket separasjonspunkt som blir valgt, har stor innvirkning på det kalkulerede varmeovergangstallet i delen med integralkondensasjon.

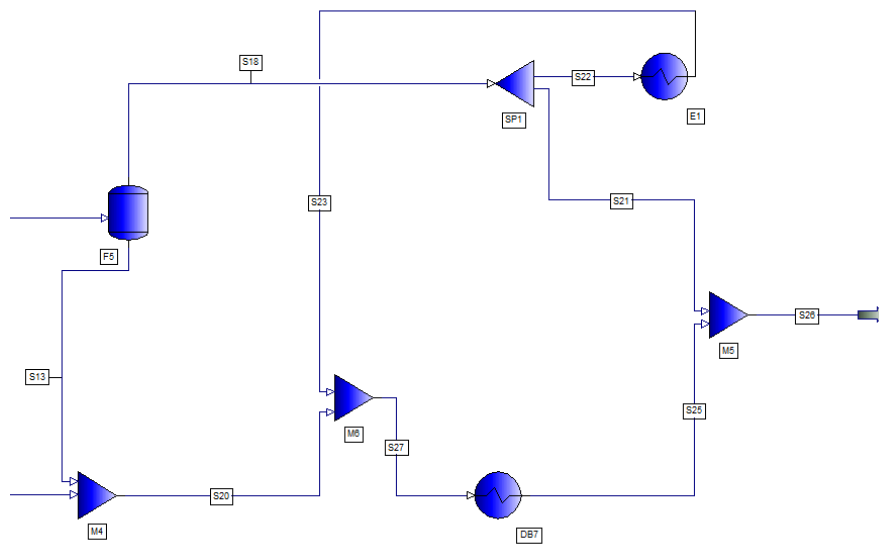
Separasjonspunktet påvirker også varmeovergangstallet i delen med integralkondensasjon. Økt belastning gir en økning av varmeovergangstallet, og også hvor separasjonspunktet er. Det er antatt at separasjonen inntreffer ved laveste beregnet separasjonstemperatur funnet i kapittel 4, samt ved 4,5 m og 7,3 m. Overført varme i delen med integralkondensasjon er likt for alle tilfellene, uavhengig av posisjon, da separasjonspunktet er satt til en separasjonstemperatur. Det vil si at varmeovergangstallet er mye høyere ved separasjon etter 4,5 m, enn ved 7,3 m.

### 9.3 Vent-gass

StatoilHydro har bestemt seg for å kjøpe inn, og etter hvert erstatte, 25-HA-112 med en ny varmeveksler (60). Den nye varmeveksleren vil være svært lik den opprinnelige, men det er gjort noen geometriske endringer. Blant annet er det kortere avstand mellom ledeplatene, rør helt øverst i mantelen og annen rørlayout (60). I forbindelse med dette byttet, er det også interessant å vurdere om noe av gassen som ikke har kondensert ved utløpet av varmeveksleren, skal tas ut av strømmingen og kondenseres separat før den føres tilbake – vent-gass. I den nåværende varmeveksleren er det en del restgass som ved enden av varmeveksleren ikke har kondensert. Høy gassandel kan påvirke utløpstemperaturen, ettersom temperaturen stiger når gass og kondensat presses sammen i utløpet. Ved å la all restgassen, eller deler av den, tappes av, er det grunn til å tro at utløpstemperaturen kan kontrolleres bedre.

For å simulere dette, er simuleringsverktøyet PRO/II brukt. Figur 9.4 viser et utsnitt av modellen i PRO/II. Denne modellen er en utvidelse av *Modell I*, presentert i kapittel 5.2, men innsatt verdier fra måleserie med 97 % last for massestrøm, komposisjon, trykk og gass- og kondensattemperaturer ved utløpet. Disse verdiene er vist i Tabell 3.3. I denne modellen er det brukt kuldemediets fullstendige komposisjon. Det er gjort for bedre å kunne se hvilken innflytelse vent-gass har på utløpstemperaturen. Som diskutert tidligere, er det valgt å bruke målt temperatur ved siste aksielle målepunkt ved 25,4° som gasstemperatur, og ved 221,3° som kondensattemperatur. Som Figur 3.10 viser, er temperaturen ved 25,4° og 221,3° henholdsvis 3,8 °C og 4,7 °C. Gass- og

væskestrømmen underkjøles til disse temperatuene før de blandes ved utløpet. Utløpstemperaturen til måleserien med 97 % last er 9,1 °C.

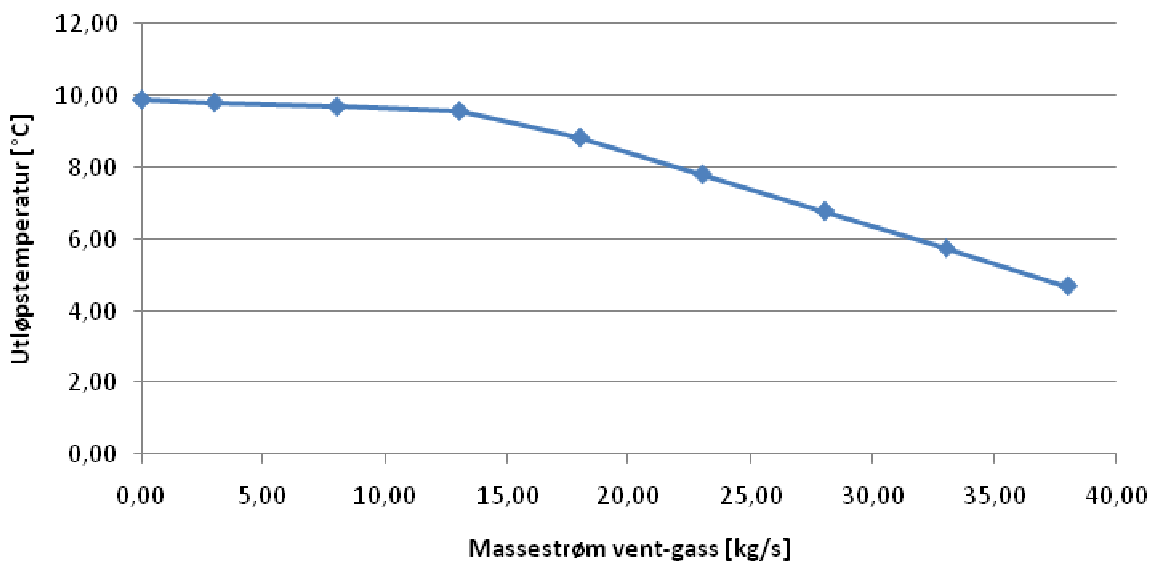


Figur 9.4 Utsnitt fra PRO/II-modell med vent-gass

Separasjonspunktet er fortsatt tatt direkte fra Grants strømningskart, og er ved gassfraksjonen 0,1332 [kmol/kmol]. Gjennom PRO/II er det funnet at denne gassfraksjonen svarer temperaturen 11,55 °C. Det betyr at det i denne modellen er integralkondensasjon fra innløpet og ned til 11,55 °C, og at det deretter er differensialkondensasjon som overtar.

Til venstre i Figur 9.4 befinner øverste strøm seg i tofaseområdet, og består derfor både av gass og væske. Denne strømmen separeres videre i en separator. Den andre innløpsstrømmen er kondensat som er separert ut tidligere i modellen. I motsetning til *Modell I*, splittes gasstrømmen ut av siste varmevekslertrinn i en *splitter* i PRO/II. Gasstrømmen som tas ut i denne *splitteren* kondenseres i en ekstern varmeveksler, og føres inn i kondensatstrømmen. I PRO/II er varmeveksleren som kondenserer vent-gassen definert slik at utløpstemperaturen er 0,1 °C under kokepunktstemperaturen. Varmeveksleren er også definert uten trykktap. Dette sikrer at det kun er væske ut av varmeveksleren. Når denne strømmen blandes inn i kondensatstrømmen, er da trykket lik utløpstrykket; 2010 kPa. Deretter følger nok en varmeveksler som kjøler strømmen ned til målt kondensattemperatur ved 97 % belastning; 4,7 °C. Ved utløpet blandes gassen som ikke er tappet av, sammen med kondensatstrømmen.

For å se hvilken innvirkning vent-gass har på utløpstemperaturen, varieres mengden vent-gass i *splitteren*. I Figur 9.5 er det grafisk fremstilt hvordan utløpstemperaturen påvirkes av mengden vent-gass. Massestrøm restgass ut av siste varmevekslertrinn, er 38 kg/s ved temperatur 3,8 °C. Utløpstemperaturen for varmeveksleren for vent-gassen er fortsatt satt til 0,1 °C under kokepunktet, for å sikre kun væske i denne strømmen. Ved det gitte trykket, 2010 kPa, svarer dette til temperaturen -3,6 °C. Det betyr at så lenge det ikke gjøres en trykkendring, kan ikke sjøvann brukes som kjølemedium i denne varmeveksleren.



Figur 9.5 Utløpstemperatur som funksjon av massestrømmen i vent-gass

Som Figur 9.5 viser, vil utløpstemperaturen synke når massestrøm vent-gass øker. Dersom det ikke tappes av noe vent-gass, vil utløpstemperaturen være 9,9 °C. Økende mengde vent-gass gir redusert utløpstemperatur. Fram til omtrent 13 kg/s massestrøm vent-gass synker utløpstemperaturen sakte, mens en videre økning i massestrøm vent-gass gir raskere temperaturfall. Når massestrøm vent-gass er mellom 0 og 13 kg/s, er gjennomsnittstemperaturen for utløpet 9,74 °C. Dersom all gassen kondenseres før den blandes med kondensatstrømmen blir utløpstemperaturen 4,7 °C. 4,7 °C er kondensattemperaturen rett før utløpet.

For å finne vent-gassmengden som direkte gir utløpstemperaturen 9,1 °C, er det satt inn en styringsenhet i PRO/II-modellen. Vent-gassmengden som kreves for å oppnå utløpstemperatur 9,1 °C direkte, er da 16,75 kg/s. Komposisjonen til vent-gassen vil være den samme som ut av siste separasjonskolonne, vist i Tabell 9.3. Det er tydelig mest etan i vent-gassen, nesten 90 %. Til sammenligning er den totale andelen etan i kuldemediet 64,3 %. Den store mengden etan kommer av lavt duggpunktstemperatur. Ved innløpstrykket er duggpunktstemperaturen til kuldemedieblandingen 25,9 °C, mens den for etan er -5,9 °C.

Tabell 9.3 Prosentvis fordeling av komponenter i innløpet og vent-gassen

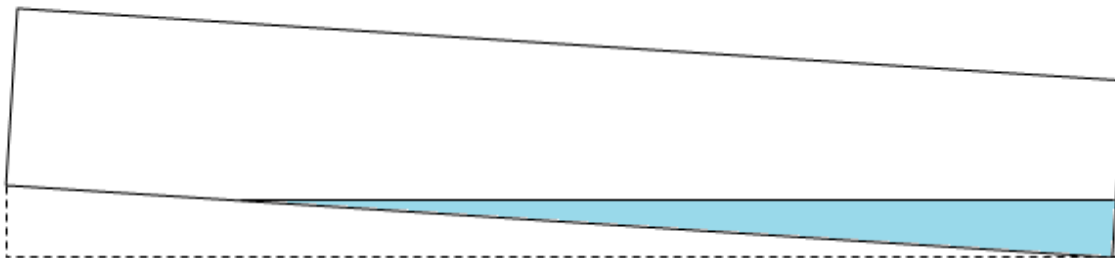
Komponent	Innløp mol %	Vent-gass mol %
Etan	64,307	89,94
Propan	35,518	9,83
Iso-Butan	0,09	0,004
n-Butan	0,041	0,001
Metan	0,044	0,22

Ved å tappe av noe av gassresten før utløpet, ser det ut til at utløpstemperaturen lettere kan kontrolleres. Før utløpet er andelen restgass 8,2 % av total massestrøm. Ved å la all restgass føres sammen med kondensatet, stiger temperaturen til 9,88 °C. Ved vent-gassmengden 16,75 kg/s, blir utløpstemperaturen derimot 9,1 °C. For å kondensere vent-gassen, må temperaturen senkes til -3,6 °C. Det betyr at vent-gassen ikke kan kondenseres med sjøvann om ikke trykket økes.

## 9.4 Kondensat

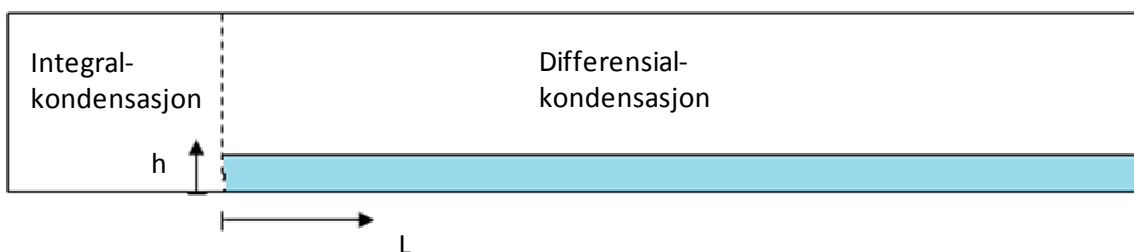
Som modellene viser, brukes noe av varmevekslerens areal til å underkjøle kondensat. Det er her tatt utgangspunkt i optimaliseringen av *Modell I*, i kapittel 5.2.4, for å få rimelige anslag på nødvendig varmeoverførende areal og varmeovergangstall i væskekjøleren ved designcase. I første del av 25-HA-112 antas det integralkondensasjon, og gass og kondensat vil da være godt blandet. Først etter at strømmingen separeres, faller kondensatet mot bunnen av varmeveksleren. I optimaliseringen av *Modell I*, er det vist at kondensatet har temperaturen 10,851 °C når alle kondensatstrømmene fra samtlige separatore er blandet. Videre er det vist at det da må fjernes 6048 kW fra kondensatstrømmen for at den skal underkjøles til 7 °C. Dette er beskrevet i kapittel 5.2.4.

25-HA-112 er orientert slik at den heller litt i strømningsretningen slik at gravitasjonen hjelper til med å føre kondensatet mot utløpet. Helningen er 1:100 (21). Etter at fasene separeres, vil det mot utløpet stadig kondensere noe gass som vil falle mot bunnen av varmeveksleren. Dette, i tillegg til at varmeveksleren heller nedover mot utløpet, gjør at det kan antas at kondensatet dekker en større del av varmevekslertvernsnittet nærmere utløpet. Dette er skissert i Figur 9.6, der varmeveksleren er skissert i målestokk 1:150. Skråningen er overdrevet for å understreke betydningen av helningen på varmeveksleren.



Figur 9.6 Kondensatets væskehøyde varierer med lengden

For å kunne beregne varmeoverførende areal og nødvendig varmeovergangstall, U-verdi, for nedkjøling av kondensat, må det tas flere antagelser. Første antagelse er at kondensatet befinner seg helt i bunn av varmeveksleren fra og med lengden differensialkondensasjon overtar. Videre antas det at væskehøyden er konstant gjennom hele væskekjølerens lengde. Dette er vist i Figur 9.7, som også viser varmeveksleren i målestokk 1:150. I denne figuren er lengden L lengden til væskekjøleren, og vil variere avhengig av separasjonspunkt. Høyden h er væskehøyden, som er konstant gjennom hele væskekjøleren.



Figur 9.7 Konstant væskehøyde gjennom hele delen med differensialkondensasjon

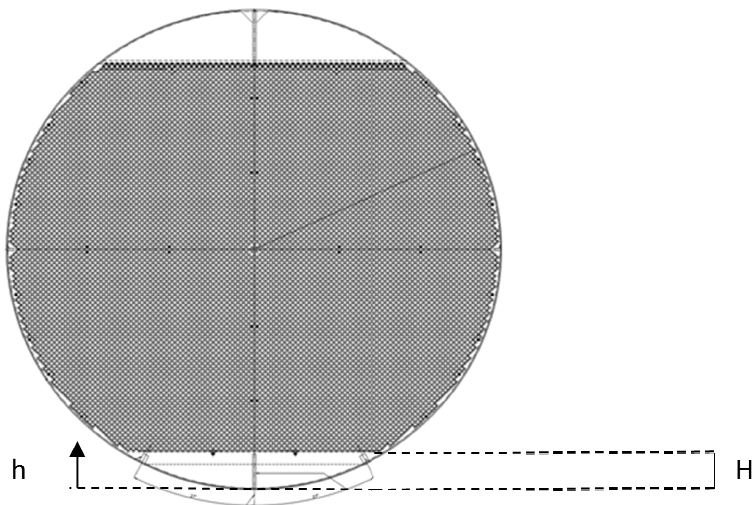
Væskekjølerens lengde er satt til avstanden fra separasjon inntreffer og til utløpet. Måleseriene som er gjennomført på 25-HA-112, antyder at en separasjon inntreffer i etter 4-8 m fra innløpet. Videre er verdier for massestrøm kondensat, kondensatets innløpstemperatur på

væskekjøleren og overført varme i væskekjøleren tatt direkte fra PRO/II-modellen av optimaliseringen av *Modell I*. Massestrøm kondensat er antatt å være summen av alle kondensatstrømmene etter siste varmevekslertrinn, mens kondensatets innløpstemperatur antas å være blandingstemperaturen når alle kondensatstrømmene fra samtlige separasjoner i PRO/II-modellen er blandet. Massestrøm kondensat er da 463,024 kg/s, mens kondensatets temperatur inn i væskekjøleren er 10,851 °C. Videre viser optimaliseringen av *Modell I* at det overføres 6048 kW i væskekjøleren for å kjøle kondensatet fra 10,851 °C til 7 °C. Dette er vist i kapittel 5.2.4.

Væskehøyden antas å være konstant gjennom hele væskekjølerens lengde, men selve høyden er ukjent. I bunnen av 25-HA-112 er det et område uten rør, som vist i Figur 9.8. Høyden fra bunnen av varmeveksleren og til første rad med rør er 0,235 m. Det betyr at væskehøyden må overstige denne verdien for å være i kontakt med varmeoverførende areal. Videre er mantelens indre radius,  $R$ , 1,625 m (19). Ved utregning av varmeoverførende areal og  $U$ -verdi i væskekjøleren tas det utgangspunkt i at væskehøyden varierer mellom 0,3 m og 1,3 m. Ut fra denne høyden bestemmes antall rør i væskeseksjonen, varmeoverførende areal og videre nødvendig  $U$ -verdi.

#### 9.4.1 Framgangsmåte for å bestemme varmeoverførende areal og varmeovergangstall i væskekjøleren

Ettersom væskehøyden  $h$  er ukjent, varieres denne mellom 0,3 m og 1,3 m. For å bestemme hvor mange rader med rør en bestemt væskehøyde tilsvarer, antas det at høyden til en rad med rør tilsvarer en ytre rørdiameter. På grunn av 45° rørlayout vil hver rad med rør overlape hverandre noe, men dette er det valgt å se bort fra. Det tas hensyn til at det opp til høyden  $H=0,235$  mm, se Figur 9.8, ikke er rør.



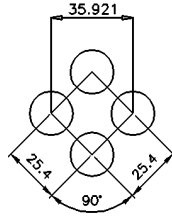
Figur 9.8 Tverrsnitt av rørbunt (61)

Antall rader  $n$  en bestemt væskehøyde  $h$  da tilsvarer, finnes ved Ligning 9.4.

$$n = \frac{h - H}{D_y}$$

Ligning 9.4

I beregningene er antall rader rundet opp til nærmeste heltall.



Figur 9.9 (61) Rørlayout

Figur 9.9 viser hvordan rørene er pakket i rørbunten. Det er 45° rørlayout, og antall rør per rad øker med økende væskehøyde. På nederste rad er det 47 rør (61), og for å forenkle utregningene antas det her at antall rør øker med to for hver rad. På grunn av 45° rørlayout og noe ulik pakking av rør nær mantelveggen (61), vil dette i realiteten ikke stemme for alle rader. Ved bruk av denne antagelsen betyr det at antall rør,  $N_{rør}$ , i væskeseksjonen når væskehøyden når opp til rad  $n$ , kan beskrives ved Ligning 9.5.

$$N_{rør} = 47n + 2(n - 1)$$

Ligning 9.5

Det er totalt 11288 rør i 25-HA-112 (61), og i disse strømmer det 5276,991 kg/s sjøvann (22). Ved å anta at det strømmer like mye sjøvann i alle rør, kan massestrøm sjøvann i væskekjøleren beregnes ut fra antall rør i væskeseksjonen:

$$\dot{m}_{SW,vk} = \dot{m}_{SW,tot} \cdot \frac{N_{rør}}{N_{tot}}$$

Ligning 9.6

Der  $\dot{m}_{SW,vk}$  er masse strøm sjøvann i væskekjøleren, mens  $\dot{m}_{SW,tot}$  er total sjøvannsmengde; 5276,991 kg/s. Dermed kan sjøvannets utløpstemperatur beregnes ut fra Ligning 9.7.

$$T_{SW,ut} = T_{SW,inn} + \frac{\dot{Q}}{(\dot{m}c_p)_{SW,vk}}$$

Ligning 9.7 (Ligning 2.4)

Der  $T_{SW,inn}$  er sjøvannets innløpstemperatur [°C],  $\dot{Q}$  er varme overført i væskekjøleren [W] og er ut fra optimaliseringen av Modell I 6048 kW, og  $c_p$  er spesifikk varmekapasitet for sjøvannet [J/kgK]. Spesifikke varmekapasitet vil variere med temperatur og trykk, og er derfor satt til gjennomsnittsnittverdien for varmekapasitet ved innløp og utløp av 25-HA-112. Verdien er funnet direkte fra simulering av 25-HA-112 i Xchanger Suite 5, se vedlegg 12.1.3b. Fra denne temperaturen beregnes logaritmisk midlere temperaturdifferanse for væskekjøleren:

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{k,ut} - T_{SW,inn}) - (T_{k,inn} - T_{SW,ut})}{\ln \frac{(T_{k,ut} - T_{SW,inn})}{(T_{k,inn} - T_{SW,ut})}}$$

Ligning 9.8 (17 s. 678)

Avhengig av lengden på væskekjøleren, beregnes varmeoverførende areal,  $A$  [m<sup>2</sup>], i væskekjøleren:



$$A = P_{rør} N_{rør} L_{vk}$$

#### Ligning 9.9

Der  $P_{rør}$  [ $m^2/m$ ] er ytre rørareal per meter,  $N_{rør}$  er antall rør i væskeseksjonen [-] og  $L_{vk}$  er lengden til væskeskjøleren [m] som tilsvarer lengden fra separasjonspunkt til utløp. Dermed kan totalt varmeovergangstall, U-verdien [W/K], beregnes:

$$U = \frac{\dot{Q}}{A \Delta T_{LM}}$$

#### Ligning 9.10 (Ligning 2.5)

### 9.4.2 Utregninger

Temperaturmålinger av 25-HA-112 antyder at fasene separeres i løpet av de første 4-8 meterne inn i varmeveksleren. Det er derfor gjennomført beregninger av varmeoverførende areal og U-verdi for disse separasjonslengdene. Væskedyden gir antall rader med rør i væskeseksjonen, og dermed også massestrøm sjøvann og sjøvannets utløpstemperatur og midlere temperaturredifferanse. Det betyr at disse størrelsene kun varierer med væskedyden og ikke med separasjonspunktet. Separasjonspunktet, og dermed lengden på væskeskjøleren, har kun betydning for varmeoverførende areal og da også nødvendig varmeovergangstall.

En oversikt over størrelser som er brukt i beregningene er vist i Tabell 9.4 og Tabell 9.5. I Tabell 9.5 er sjøvannets spesifikke varmekapasitet funnet direkte fra simulering av 25-HA-112 i Xchanger Suite 5, se vedlegg 12.1.3b, mens resterende verdier er funnet direkte fra optimaliseringen av *Modell I* i PRO/II 12.1.2d.

**Tabell 9.4 Geometriske data som er brukt ved beregning av varmeoverførende areal og U-verdi i væskeskjøleren (61) (22)**

Høyde opp til første rad med rør	H	m	0,235
Antall rør nederste rad	-	-	47
Totalt antall rør	$N_{tot}$	-	11288
Ytre rørdiameter	$d_y$	m	0,01905
Ytre rørareal per meter	$P_{rør}$	m	0,15241
Total effektiv varmevekslerlengde	$L_{eff}$	m	21,617

**Tabell 9.5 Verdier som er brukt i beregning av varmeoverførende areal og U-verdi i væskeskjøleren**

Innløpstemperatur kondensat	°C	10,85
Utløpstemperatur kondensat	°C	7,00
Innløpstemperatur sjøvann	°C	6,10
Spesifikk varmekapasitet sjøvann	kJ/kgK	4,229
Total massestrøm sjøvann	kg/s	5276,991
Massestrøm kondensat	kg/s	463,023
Overført varme væskeskjøler	kW	6048,00

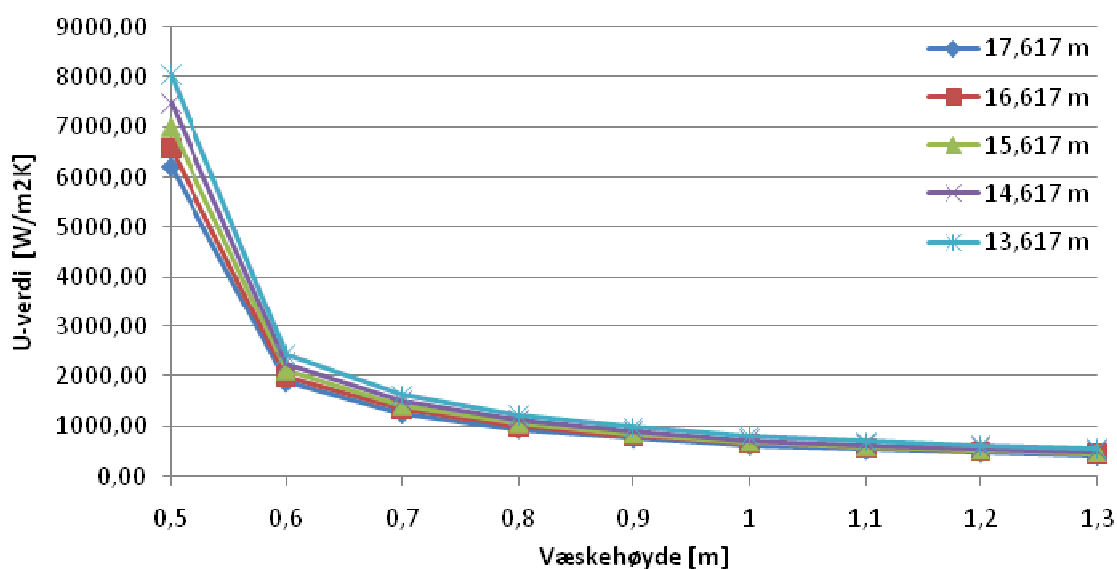
Verdier som varierer med væskedyden, og ikke med separasjonslengden, ligger vedlagt i 12.11.2. Ved væskedyden 0,3 m og 0,4 m, er sjøvannets beregnede utløpstemperatur til høyere enn innløpstemperaturen til kuldemediet. Det betyr at væskedyden må overstige 0,4 m. Videre beregninger er derfor utført for væskedydene 0,5-1,3 m.

Ved å benytte Ligning 9.9 og Ligning 9.10 beregnes varmeoverførende areal og tilhørende nødvendig varmeovergangstall ved de ulike væskeniåene ved forskjellig væskekjølerlengde. Effektiv varmevekslerlengde for 25-HA-112 er 21,617 m (22), så væskekjølerlengde ved separasjonspunkt etter 4-8 m blir som vist i Tabell 9.6.

Tabell 9.6 Væskekjølerlengde ved separasjonspunkt etter 4-8 m

Separasjonspunkt, avstand fra senter av innløpsdyse [m]	Væskekjølerlengde [m]
4	17,617
5	16,617
6	15,617
7	14,617
8	13,617

Totalt varmeovergangstall ved de forskjellige væskeniåene ved separasjon etter 4-8 m er vist i grafisk i Figur 9.10. Disse verdiene kan også finnes i vedlegg.12.1.1b.



Figur 9.10 U-verdi ved forskjellig separasjonspunkt og væskeshøyde

Figuren viser at økende væskeshøyde gir økende varmeoverførende areal, og nødvendig U-verdi for å kunne overføre 6048 kW synker dermed. Videre gir økt separasjonslengde, som betyr kortere væskekjølerlengde, en høyere U-verdi ved hver væskeshøyde. En kortere væskekjøler gir mindre varmeoverførende areal tilgjengelig. Ettersom både overført varme og logaritmisk midlere temperaturdifferanse er uavhengig av væskekjølerlengden, betyr det at en kortere væskekjølerlengde krever en høyere U-verdi. Videre framkommer det av figuren at U-verdien synker raskt når væskeshøyden forandres fra 0,5 m til 0,6 m. Ved videre økt væskeshøyde forandres U-verdien mindre, og U-verdien ved de ulike separasjonslengdene nærmer seg også hverandre. Ved væskeshøyden 1,3 m nærmer samtlige U-verdier seg 500 W/K.

### 9.4.3 Sannsynlig væskeshøyde

Kondensatet totale varmeovergangstallet tilsvarer en bestemt kondensathastighet. Ettersom det totale varmeovergangstallet varierer med væskeshøyden, vil også hastigheten variere med denne høyden. Gjennomsnittlig kondensathastighet ved hver væskeshøyde, kan også beregnes ut fra

tilgjengelig strømningsareal og massestrøm kondensat. Strømningsarealet finnes da ut fra geometrien til 25-HA-112, og vil variere med væskehøyden. Massestrøm kondensat er gitt i Tabell 9.5. Ved å sammenligne hastigheten beregnet ut fra tilgjengelig strømningsareal og U-verdi, kan det finnes en væskehøyde det er sannsynlig at kondensatet vil befinne seg ved.

#### 9.4.3.1 Hastigheten ut fra de beregnede varmeovergangstallene

Siden det er svært liten motstand mot varmeoverføring både gjennom rørveggen og på sjøvannssiden, vil det totale varmeovergangstallet tilnærmet tilsvare kondensatets konvekktive varmeovergangstall. Det betyr at U-verdien som er beregnet, og vist i Figur 9.10, tilsvarer det konvekktive varmeovergangstallet i kondensatstrømmen. Hastigheten som tilsvarer det beregnede varmeovergangstallet, er funnet ut fra korrelasjon mellom Nusselts-, Reynolds- og Prandtl's tall for krysstrøm over en rørbunt:

$$\overline{Nu}_d = 1,13 \cdot C_1 \cdot Re_d^m \cdot Pr^{1/3}, 2000 \leq Re_d \leq 40000$$

Ligning 9.11 (17 s. 439)

der  $\overline{Nu}_d$  er gjennomsnittlig Nusselts tall,  $Re_d$  er Reynoldstallet og  $Pr$  er Prandtl-tallet.  $C_1$  og  $m$  er konstanter gitt ved rørlayouten, og er i dette tilfellet henholdsvis 0,482 og 0,556 (17 s. 438). Nusselts tall kan også uttrykkes ved Ligning 9.12.

$$\overline{Nu}_d = \frac{hd_y}{k}$$

Ligning 9.12 (17 s. 376)

$h$  er konvektivt varmeovergangstall [ $W/m^2K$ ] og tilsvarer den beregnede U-verdien,  $d_y$  er ytre rørdiameter [m] og  $k$  er termisk konduktivitet [ $W/mK$ ]. Reynolds tall er gitt ved Ligning 9.13.

$$Re_d = \frac{\rho u d}{\mu}$$

Ligning 9.13 (17 s. 376)

der  $\rho$  er tettheten til kondensatet [ $kg/m^3$ ] og  $u$  er kondensatets hastighet [m/s]. Prandtl's tall uttrykkes ved Ligning 9.14.

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

Ligning 9.14 (17 s. 376)

der  $c_p$  er spesifikk varmekapasitet [ $J/kgK$ ] og  $\mu$  er dynamisk viskositet [ $Ns/m^2$ ]. U-verdiens tilhørende hastighet i trangeste strømningsstverrsnitt finnes ved å kombinere Ligning 9.11 – Ligning 9.14:

$$u = \frac{Re_d \mu}{\rho d} = \left( \frac{Nu}{C_1 Pr^{1/3}} \right)^{1/m} \frac{\mu}{\rho d}$$

Ligning 9.15 (17 s. 438)

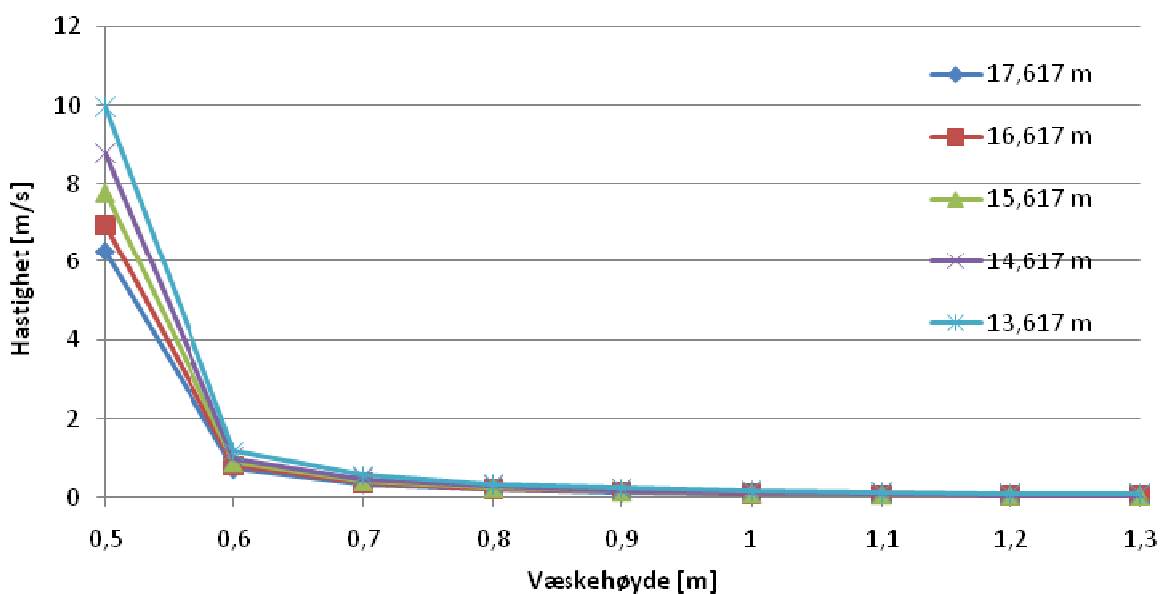
Hastigheten gitt ved Ligning 9.15, er beregnet ved væskehøyde 0,5-1,3 meter for de fem ulike væskekjølerlengdene. De fysikalske dataene vil variere noe med temperaturen, men det er her valgt å finne de ved gjennomsnitttemperaturen i væskekjøleren. Som Tabell 9.5 viser, er kondensatets inn-

og utløpstemperatur henholdsvis 10,85 °C og 7 °C. Det gir snittemperatur tilnærmet 9 °C. De fysiske data er vist i Tabell 9.7. Spesifikk varmekapasitet er funnet fra PRO/II, mens alle andre størrelser er funnet gjennom simulering av 25-HA-112 i Xhanger Suite 5.

Tabell 9.7 Fysiske data for kondensatet, funnet ved kondensatets gjennomsnittstemperatur

Termisk konduktivitet	k	W/mK	0,086
Tetthet	$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	437,17
Dynamisk viskositet	$\mu$	Ns/m <sup>2</sup>	$7,29 \cdot 10^{-5}$
Spesifikk varmekapasitet	$c_p$	J/kgK	3229

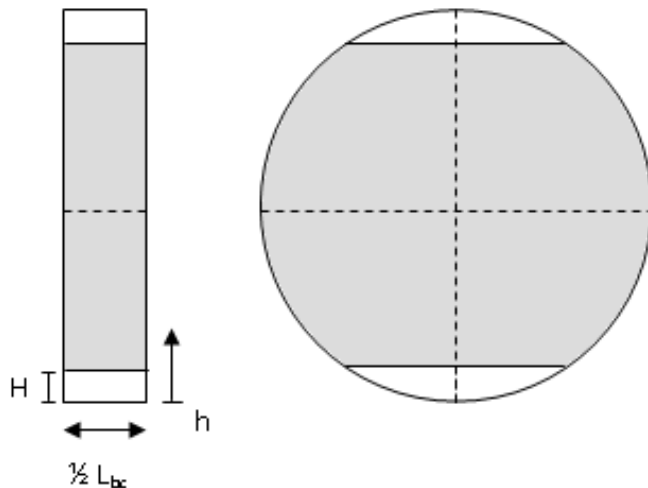
Hastigheten som da framkommer ved de ulike væskehøydene og væskekjølerlengdene er vist i Figur 9.11.



Figur 9.11 Hastighet ved forskjellig væskehøyde og væskekjølerlengde

#### 9.4.3.2 Beregning av hastighet ut fra strømningsareal og massestrøm

I utregningene av kondensatets strømningsareal, er det antatt at hele kondensatstrømmen følger samme vei gjennom varmeveksleren. Ledeplatene i 25-HA-112 er kuttet slik at det er en åpen gate i bunnen av varmeveksleren (61), så i realiteten vil en liten del av kondensatstrømmen strømme tvers gjennom varmeveksleren. Strømningstverrsnittet er funnet som arealet mellom to ledeplater ved en bestemt væskehøyde. Det er da tatt hensyn til at rørene dekker noe av arealet langs den vertikale senterlinjen. Dette er illustrert i Figur 9.12, som er tegnet i forholdet 1:65. I motsetning til strømningsarealet som er funnet til gasstrømmen i kapittel 4.2, vil kondensatet strømme mellom hver enkelt ledeplate, altså  $\frac{1}{2} L_{bc}$ .



Figur 9.12 Strømningsarealet varierer med væskehøyden

H er som tidligere høyden opp til første rad med rør, og er 0,235 m (51).  $1/2L_{bc}$  er avstanden mellom to ledeplater, og er 0,694 m (51). Høyden h er væskehøyden [m], og varierer mellom 0,5 m og 1,3 m. Som figur av rørlayout viser, Figur 9.9, er avstanden mellom senter av to vertikale rør langs den vertikale senterlinjen 35,92 mm. Avstanden fra ytterkant av ett rør til ytterkant av neste rør langs den vertikale senterlinjen, tilsvarer strømningshøyden mellom to rør langs den vertikale senterlinjen. Denne avstanden er 16,87 mm.

Ut fra antall rader ved en bestemt væskehøyde, beregnes da strømningsarealet ved Ligning 9.16.

$$A = \frac{1}{2} L_{bc} H_{fs}$$

Ligning 9.16

der  $L_{bc}$  er avstanden mellom to parallelle ledeplater [m] og  $H_{fs}$  er fri strømningshøyde [m] som består av både høyden  $H=0,235$  og fritt strømningsareal i området med rør. Den frie strømningshøyden vil variere med væskehøyden. Ut fra strømningsarealet beregnes den gjennomsnittlige hastigheten ved Ligning 9.17.

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho A}$$

Ligning 9.17 (17 s. 487)

Strømningsareal  $A$  [m<sup>2</sup>] og kondensathastighet  $u$  [m/s] ved ulike væskehøyder er vist i Tabell 9.8. Som tabellen viser, synker hastigheten med økende væskehøyde. Det kommer av at økt væskehøyde gir større strømningsareal, og ettersom både massestrøm og tetthet er konstant resulterer det i en redusert hastighet.

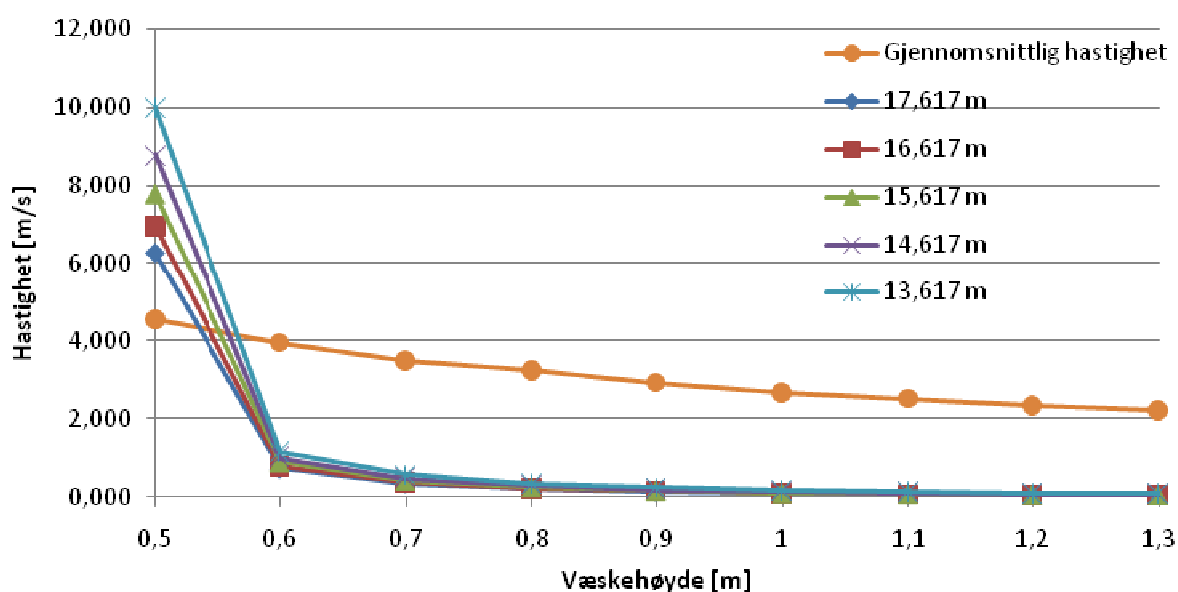
Tabell 9.8 Strømningsareal og gjennomsnittlig kondensathastighet ved ulike væskehøyder for Modell I

Væskehøyde [m]	Strømningsstverrsnitt [m <sup>2</sup> ]	Hastighet [m/s]
0,4	0,210	5,045
0,5	0,233	4,539
0,6	0,268	3,945
0,7	0,304	3,489
0,8	0,327	3,239
0,9	0,362	2,925
1	0,397	2,666
1,1	0,421	2,518
1,2	0,456	2,324
1,3	0,479	2,210

### 9.4.3.3 Sammenligning

Gjennomsnittlige kondensathastigheten som er beregnet ut fra strømningsstverrsnitt, vist i Tabell 9.8, er sammenlignet med væskehastigheten som framkommer ved de beregnede U-verdiene, gitt ved Ligning 9.15. Dette er vist grafisk i Figur 9.13. Som figuren viser, krysser hastighetsprofilene hverandre når væskehøyden er i området 0,5-0,6 m. Det indikerer at kondensatet når opp til denne høyden. Dette gjelder for samtlige separasjonspunkter.

Den gjennomsnittlige hastigheten, basert på beregnet strømningsareal, synker sakte og jevnt ved en økning i væskehøyden. Hastigheten som er beregnet ut fra U-verdien, gitt ved Ligning 9.15, synker svært raskt når væskehøyden forandres fra 0,5 m til 0,6 m. Det kommer av at lav væskehøyde gir et lite varmeoverførende areal. Det svarer til et høyt varmeovergangstall, og dermed høy hastighet. Figur 9.13 viser også at kortere væskekjøler gir en høyere hastighet ved samtlige væskehøyder. Det forklares med at hastigheten er beregnet med utgangspunkt i U-verdien. Ettersom kort væskekjøler trenger en høyere U-verdi resulterer det også i økt hastighet. Etter væskehøyden 0,6 m, synker hastigheten saktere og flater etter hvert ut.



Figur 9.13 Gjennomsnittlig hastighet, og hastighet ut fra den beregnede U-verdien

Ettersom hastighetsprofilene krysser hverandre i området der hastigheten beregnet ut fra U-verdi og korrelasjon synker svært raskt, kan det med stor sikkerhet antas at væskehøyden befinner seg mellom 0,5 m og 0,6 m. Om strømningsarealet beregnes mer nøyaktig, vil både et redusert og økt

strømningsareal fortsatt gi at hastighetsprofilene krysser hverandre i intervallet 0,5-0,6 m i væskehøyde.

Alle disse beregningene bygger på grove antagelser. Blant annet er det antatt at varmeovergangstallet er likt gjennom hele strømningsstverrsnittet. Ettersom det vil være ulik hastighet gjennom strømningsstverrsnittet, vil dette i realiteten ikke være tilfelle. I bunnen av varmeveksleren er det en åpen gate der kondensatet kan strømme rett igjennom. Det betyr at en del av kondensatstrømmen ikke strømmer i krysstrøm, og heller ikke er i kontakt med varmeoverførende areal. I områdene ved mantelveggen vil det være lavere hastigheter enn i senter av strømningsstverrsnittet, noe som reduserer varmeovergangstallet i dette området. I tverrsnittet mellom rørene langs den vertikale senterlinjen, vil det derfor være en redusert massestrøm. Det tilsvarer da en redusert hastighet som gjør at kurven for den gjennomsnittlige hastigheten i Figur 9.13 vil bli flyttet nedover slik at krysningspunktet for hastighetsprofilene ligger ved en økt væskehøyde. Det kan likevel antas at væskehøyden er mellom 0,5 m og 0,6 m.

## 10 Oppsummering

Det er i denne rapporten etablert modeller for å beskrive kondensasjonsforløpet i varmeveksleren 25-HA-122. Det er da sett på tilnærmingen til differensialkondensasjon. To av modellene tar hensyn til at det fra innløpet i varmeveksleren er integralkondensasjon, og at differensialkondensasjon deretter tar over. Fokuset har vært på delen med differensialkondensasjon, og modellene har ulik tilnærming til dette forløpet. For å se hvor stor betydning delen med integralkondensasjon har det totale kondensasjonsforløpet, er det også etablert en modell som simulerer differensialkondensasjon gjennom hele varmevekslerens lengde.

Måleseriene som ble gjennomført i forbindelse med denne rapporten ble foretatt 2. og 3. mars, med henholdsvis 82 % og 97 % belastning. Informasjon fra måleserier med 42 %, 57 % og 87 % belastning har også vært tilgjengelig. Kuldemediet og sjøvannets inn- og utløpstemperatur er registrert i StatoilHydros databaser, mens skallmålingene er utført manuelt håndholdt termometer.

De fem måleseriene er sammenlignet, og alle viser at det tidvis er store temperaturskjeller mellom de ulike målevinklene ved samme aksielle posisjon. Temperaturen synker raskt ved innløpet, og temperaturdifferansen mellom de ulike radielle posisjonene øker. Den raske nedkjølingen ved innløpet kan forklares med at det i dette området er stor temperaturdifferanse mellom kuldemedium og sjøvann, høy hastighet, og god blanding av gass og væske. Dette gir god varmeoverføring. På grunn av kontinuerlig nedkjøling og spiralstrømning, vil det alltid være noe differanse mellom temperaturene ved samme lengde. Målingene viser at denne temperaturdifferansen øker et stykke inn i varmeveksleren, for deretter å avta igjen. Dette kan skyldes fase-separasjon. Etter 4-8 m synker temperaturdifferansen mellom de radielle posisjonene for samtlige måleserier. Det er også innenfor dette intervallet at høyeste målte temperatur går fra å være ved toppen av varmevekslere, til å være ved bunnen. I bunnen av 25-HA-112 er det et område uten rør, noe som gjør at det er lite varmeoverførende areal tilgjengelig for å kjøle ned kondensatet etter separasjonen. Det betyr at kondensatet etter separasjonen vil ha en liten temperaturreduksjon. Gassen har derimot stor heteflate tilgjengelig, og oppnår derfor laveste temperatur ved utløpet. Det kan derfor antas at for samtlige måleserier, inntreffer separasjonen etter 4-8 meter.

For å undersøke nærmere hvor separasjonen inntreffer, er det etablert en enkel termodynamisk modell, basert på tidligere arbeid gjort av StatoilHydro. Denne modellen har blitt videreutviklet slik at den målte utløpstemperaturen nås ved gass- og kondensattemperatur som funnet i måleseriene. Det ble funnet to aktuelle separasjonstemperaturer med denne modellen. Den ene temperaturen var i nærheten av kokepunktstemperaturen for blandingen, mens den andre var noe høyere. Siden separasjonen skjer på grunn av dominansen av gravitasjonskreftene, og ikke temperaturfall, var det nødvendig å sammenligne disse med strømningskart. Til dette ble Grants strømningskart benyttet. Ved å finne hvilken gassfraksjon separasjonstemperaturen tilsvarte, kunne separasjonspunktene tegnes inn i Grants strømningskart. Det høye separasjonspunktet lå godt inne i *spray*-området hvor det er god miksing av fasene. Det lave separasjonspunktet lå derimot i nærheten av separasjonsområdet i diagrammet, eller inne i *stratified* område, hvor fasene er separert. Siden det termiske separasjonspunktet er påvirket av målte temperaturer som kan ha en målefeil på  $\pm 1$  °C, ble strømningskartet benyttet for å finne separasjon videre.

Siden måleseriene viste separasjon av fasene, antas det differensialkondensasjon i siste del av varmeveksleren. Før separasjonspunktet er det integralkondensasjon og god varmeovergang. Denne delen av varmeveksleren har det ikke blitt fokusert på i denne rapporten. Forløpet etter separasjonen er derimot undersøkt nærmere. Det ble etablert to ulike modeller for å beregne kondensasjonsforløpet med differensialkondensasjon; *Modell I* og *Modell II*. Modell I tar utgangspunkt i PRO/II, og simulerer differensialkondensasjon gjennom en rekke integralkondensatorer etterfulgt av separatorer. Modell II tar utgangspunkt i tidligere presentert teori for å beregne differensialkondensasjon. Begge disse modellene tar utgangspunkt i designcaset som er presentert av StatoilHydro. Siden det er fokusert på differensialkondensasjon, ble det kun blitt gjort beregninger etter separasjonspunktet funnet fra Grants strømningskart. Varmeovergangstallet på mantelsiden av varmeveksleren ble funnet gjennom simulering av 25-HA-



112 i Xchanger Suite 5. Ut i fra dette ble det funnet at området med integralkondensasjon må være over 18 m. Dette er vesentlig lenger enn måleseriene, som viste separasjon i intervallet 4-8 m. Begge modellene har beregnet nedkjøling til 10 °C og 7 °C for både gass- og kondensatstrøm. Dette kommer av at designcaset har utløpstemperaturen 10 °C, mens måleseriene viser at strømmene blir underkjølt i forhold til utløpstemperaturen. Varme overført for designcaset er 168242,06 kW, mens effektiv lengde er 21,617 m. Tabellen under viser beregnet effekt, lengde og gassfraksjon i restgassen for *Modell I* og *II*.

Tabell 10.1 Effekt, lengde og gassfraksjon for *Modell I* og *Modell II*

	<i>Modell I</i>		<i>Modell II</i>	
	10 °C	7 °C	10 °C	7 °C
<b>Varmebehov [kW]</b>	168933,9	168930,2	168503,03	168442,30
<b>Effektiv lengde [m]</b>	23,51	23,81	23,25	25,51
<b>Gassfraksjon [kg/kg]</b>	10,91	8,88	10,69	8,28

For å se hvor stor betydning delen med integralkondensasjon har for det totale kondensasjonsforløpet, er det også etablert en modell som simulerer differensialkondensasjon gjennom hele varmevekslerens lengde. Denne er kalt *Modell III*, og er utformet på samme måte som *Modell I*. Beregninger fra *Modell III* gir en svært lang varmeveksler, 32,556 m, for nedkjøling til 10 °C. Modellen gir også høy gassfraksjon i restgassen før utløpet; 0,3516 kg/kg. Totalt varme overført i modellen er 168930,3 kW, og liten forskjell i forhold til de andre modellene. Ettersom varmeveksleren gassfraksjonen før utløpet er høy, og varmeveksleren i tillegg blir svært lang, betyr det at innløpet av varmeveksleren er avgjørende for å oppnå utløpsspesifikasjonene.

Siden temperaturreduksjonen er stor ved innløpet til varmeveksleren, er varmeovergangstallet i denne delen drøftet nærmere. Gjennomsnittlig varmeovergangstall i varmeveksleren er funnet til 531,92 W/m<sup>2</sup>K for designcaset. Det er da tatt utgangspunkt i Grants strømningskart, og deretter kalkulert nødvendig varmeovergangstall ved separasjon etter 4,5 og 7,3 m. For designcaset var resultatet 1958,71 W/m<sup>2</sup>K for separasjon ved 4,5 m og 1207,42 W/m<sup>2</sup>K for separasjon ved 7,3 m. Den samme økningen i varmeovergangstall ble observert for alle måleseriene. Det betyr at varmeovergangstallet i delen med integralkondensasjon er svært mye høyere enn gjennomsnittlig varmeovergangstall.

Hvordan gassfraksjonen endres gjennom varmeveksleren for de tre modellene, er også undersøkt. Også her var designcaset utgangspunkt. Ved differensialkondensasjon gjennom hele varmeveksleren, som *Modell III*, synker gassfraksjonen svært sakte. Med integralkondensasjon ved innløpet, *Modell I* og *II*, synker gassfraksjonen raskere, men separasjonen skjer som tidligere nevnt ikke før etter 18 m. Disse sammenlignes med måleseriene, som viser at separasjonen inntreffer etter 4-8 m. Det kommer da tydelig fram at modellene som er etablert beregner svært mye dårligere varmeovergangstall i delen med integralkondensasjon, enn hva som er tilfelle i 25-HA-112. Ettersom varmeovergangstallene er hentet fra Xchanger Suite 5, betyr det at simuleringsprogrammet beskriver kondensasjonsforløpet dårlig. Når *Modell I* og *Modell II* likevel beregner at total lengde er svært nær virkelige lengden, indikerer det at varmeveksleren er overdimensjonert. For designcaset er separasjonstemperaturen funnet gjennom Grants strømningskart 12,03 °C. Om separasjonen inntreffer allerede etter 4-8 meter, betyr det at temperaturen senkes kun få grader i løpet av 14-18 m.

Kondensatet som dreneres bort fra gasstrømmen blandes kontinuerlig. Når samtlige kondensatstrømmer i modellene er blandet, er temperaturen høyere enn hva som er målt. Det betyr at kondensatet må være i kontakt med rørene i bunnen av varmeveksleren, og det er derfor undersøkt hvor høyt kondensatet står. Fra analyser av varmeovergangstall og tilgjengelig strømningsareal, er det funnet at kondensatet antageligvis står 0,5-0,6 m opp i varmeveksleren. Disse beregningene bygger derimot på flere antagelser, der en av dem er at kondensathøyden er konstant

gjennom delen med differensialkondensasjon. 25-HA-112 heller litt mot utløpet, slik at væskehøyden i realiteten vil stige mot utløpet.

*Modell I* og *Modell II* beregner ikke varmeovergang i delen med integralkondensasjon. Målingene viser derimot at de største endringene skjer ved innløpet av varmeveksleren, hvor det antas at det er integralkondensasjon. Ut fra Grants strømningskart er det funnet at separasjonstemperaturen ved designcaset er 12,03 °C. Det betyr at temperaturreduksjonen er 19,17 °C. De to modellene beregner for designcaset nedkjøling til både 7 °C og 10 °C, noe som tilsvarer at temperaturreduksjonen i delen med differensialkondensasjon er maksimalt 5,03 °C. De to modellene beskriver differensialkondensasjonen godt, og begge modellene gir tilnærmet de samme resultatene. *Modell III* og målingene viser betydningen av at det ved innløpet er integralkondensasjon. Uten sonen med integralkondensasjon synker både temperatur og gassfraksjon gjennom varmeveksleren sakte, og det er en betydelig mengde gass som ikke er kondensert før utløpet. Videre vil det derfor være viktig å etablere en modell for integralkondensasjon ved innløpet av 25-HA-112.

## 10.1 Konklusjon

Modellene som er etablert i denne rapporten tilnærmer seg differensialkondensasjon på to ulike måter. Både *Modell I* og *Modell II* gir tilnærmet samme resultater, og det kan derfor antas at begge modellene beskriver differensialkondensasjon godt. Ettersom det ikke foreligger noe konkret informasjon om hvordan kondensasjonen i 25-HA-112 utarter seg, kan derimot ikke konkluderes med at disse modellene beskriver forløpet riktig.

Ut fra målingene er det antydning at separasjonen inntreffer så tidlig som 4-8 m inn i varmeveksleren. Ved innløpet, hvor det er høy hastighet, stor temperaturdifferanse mellom sjøvann og kuldemedium, samt god blanding av gass og kondensat, faller temperaturen raskt. Ved innløpet synker temperaturen raskest, og oppnår også lavest temperatur, ved bunnen av varmeveksleren. I området med integralkondensasjon forklares dette med at strømmen, på grunn av spiralform, blir mer nedkjølt for hver radielle posisjon. Etter separasjonen faller kondensatet til bunnen av varmeveksleren, hvor det er lite varmeoverførende areal tilgjengelig. Det betyr at kondensatets temperatur reduseres lite etter separasjonen. Gassen vil derimot fortsatt kjøles ned, da det er stor heteflate tilgjengelig for å kjøle ned den relativt lille andelen gass. Det kan derfor antas at separasjonen skjer i området før gasstemperaturen blir lavere enn kondensattemperatur. Ved å sammenligne måleseriene med laveste og høyeste belastning, er det funnet at separasjonen inntreffer etter 4-8 meter fra innløpet.

Sammenlignes måleseriene med *Modell I* og *Modell II*, framkommer det at varmeovergangstallet i delen med integralkondensasjon er mye høyere enn hva modellene beregner. Det er Grants strømningskart som er tatt i bruk for å finne separasjonspunktet i modellene, mens det konvektive varmeovergangstallet på mantelsiden er hentet fra simulering av 25-HA-112 i Xchanger Suite 5. Den beregnede lengden for delen med integralkondensasjon er over 18 m, mens målingene viser separasjon etter 4-8 m. Det betyr at Xchanger Suite 5 underestimerer varmeovergangen sterkt. *Modell III* simulerer differensialkondensasjon gjennom hele varmevekslerens lengde. Ved bruk av denne modellen blir den totale lengden over 32 m ved nedkjøling til 10 °C.

*Modell I* og *Modell II* beregner også total varmevekslerlengde. Begge modellene gir lengder som er svært nære den virkelige lengden til 25-HA-112; 21,617 m. Ved nedkjøling til 7 °C i designcaset, blir den beregnede lengden i de to modellene henholdsvis 23,81 m og 23,51 m. Den beregnede lengden til delen med integralkondensasjon er da for begge modellene 18,229 m. For *Modell I* er da lengden med differensialkondensasjon 5,97 m, mens den for *Modell II* er 7,20 m. Om separasjonslengdene fra måleseriene legges til grunn, gir modellene at den totale lengden maksimalt er 14 meter for *Modell I* og 15,2 meter for *Modell II*. Ettersom det da er 6-7 meter av varmeveksleren som ikke brukes, indikerer det at varmeveksleren er overdimensjonert.

## 10.2 Videre arbeid

Arbeidet med denne rapporten har vært omfattende, 30 studiepoeng per student, men likevel er det flere ting som kunne vært gjort annerledes eller utviklet ytterligere.

Det er i denne rapporten tatt utgangspunkt i fem måleserier. Det kan gjøres flere måleserier for å verifisere trender som har blitt poengtert i dette kapittelet. Ettersom det i denne rapporten er antydnet at separasjonen inntreffer i området 4-8 meter fra innløpet, er det interessant å undersøke temperaturforløpet i dette intervallet nærmere. Det kan gjøres ved å lage flere målepunkter i dette intervallet. Videre kan det undersøkes nærmere hvilken betydning sjøvannet har for kondensasjonsforløpet. Endring i sjøvannstemperaturen skyldes sesongvariasjoner, men det er i denne rapporten ikke sett på betydningen av dette.

Måleseriene viser at det er svært god varmeovergang ved innløpet av varmeveksleren. Selv om differensialkondensasjon modelleres godt, er det fortsatt behov for å modellere integralkondensasjon ved innløpet. Ettersom delen med integralkondensasjon er avgjørende for kondensasjonsforløpet videre, vil det være interessant å etablere en modell for innløpet. På den måten vil det være mulig å finne ut hva som gjør varmeovergangstallet i denne delen av varmeveksleren svært høyt.

Den termodynamiske modellen, presentert i kapittel 4, gir ikke et godt bilde av hvordan kondensasjonsforløpet i varmeveksleren er. Modellen er i denne rapporten benyttet til å finne identifisere separasjonspunkter, men det anbefales å benytte seg av mer avanserte modeller. *Modell I* er en videreutvikling av den termodynamiske modellen, og kan derfor brukes til å finne separasjonspunkter.

*Modell I* kan videreutvikles slik at temperaturreduksjonen i hvert trinn reduseres. Når differensialkondensasjon overtar, separeres kondensatet ut kontinuerlig. Ved små temperaturintervall i modellen, vil dette simuleres bedre.

*Modell II* kan også videreutvikles ved å gjøre intervallene kortere. For begge modellene vil mindre intervaller gjøre beregningene mer nøyaktig. For *Modell II* anbefales det også at modellen etableres i et bedre egnet verktøy, for eksempel *Fortran*. Det er også mulig å benytte seg av tilleggsfunksjoner i Excel, for eksempel makroer. Dette gjør at iterasjonsprosessen går automatisk til ønsket verdi oppnås. Det vil også være lettere å gjøre endringer og se utfallet av disse. Betydningen av blandingsfaktor og motstand i væskefilmen er også diskutert. I modellen som er etablert i denne rapporten, er det ikke tatt hensyn til væskemotstand. Det er dermed antatt god miksing i kondensatfilmen. Det er heller ikke tatt hensyn til at kondensasjonsforløpet kan være en mellomting mellom kondensasjons- og differensialkondensasjon. Dette er blandingsparameteren Sajjan, Karlsson og Vamling presenterte. Videre arbeid vil derfor være å legge inn denne blandingsparameteren i beregningene, samt innføre motstand i væskefilmen.

Det ser ikke ut til at det forekommer differensialkondensasjon gjennom hele varmeveksleren, så det anbefales ikke at *Modell III* videreutvikles.

Trykktap i varmeveksleren er ikke studert i forbindelse med denne rapporten. Fordelingen av trykktapet i PRO/II-simuleringene er basert på forenklinger og antagelser. Duggpunktstemperaturen og de fysiske egenskapene til blandingen er avhengig av trykket, og er derfor viktig for resultatene. Det er registrert høyt trykktap i varmeveksleren, og alle måleseriene har høyere trykktap enn tillatt. Det vil derfor anbefales å studere trykktapet, og konsekvensen av det, nærmere.

## 11 Bibliografi

1. **Fredheim, A.O.** *Evaluation of 25-HA-112, Thermal and Hydraulic Performance.* 2008.
2. **Bell, K.J.** Two-phase flow regime consideration in condenser and vaporizer design. *Internal Communication of Heat and Mass Transfer.* 1988, Vol. 15, ss. 429-448.
3. **Jordhøy, K. L. og Stræte, K. T.** *Kondensasjon av blandinger i en Helix-varmeveksler.* s.l. : Prosjektoppgave, NTNU, 2008.
4. **Colburn, A.O. og Drew, T.B.** The Condensation of Mixed Vapors. *Transactions of the American Institute of Chemical Engineers.* 1937, Vol. 33, ss. 197-215.
5. StatoilHydros hjemmeside, Drift. [Internett] [Sisert: 15. 9. 2008.]  
<http://www.statoilhydro.com/no/OurOperations/ExplorationProd/ncs/snoehvit/Pages/default.aspx>.
6. **Lummus Technology Heat Transfer.** Reference List - HELIXCHANGER Heat Exchangers. 29.2.2008.
7. **Colburn, A.P.** Relation between mass Transfer (Absorption) and Fluid Friction. *Industrial and Engineering Chemistry.* 1930, Vol. 22, 9.
8. **University of Houston Law Center, Institute for Energy, Law and Enterprise.** Introduction to LNG. 2003.
9. **Pettersen, J. og Owren, G.** LNG. s.l. : TEP4185 Industriell prosess 2007.
10. **Förg, W., et al.** The Snøhvit Project. *Linde Technology.* 1, 2003, ss. 12-23.
11. **Pettersen, J.** Natural Gas Liquefaction - TEP10 - Gas Processing and LNG. 2008.
12. *Helixchanger Heat Exchanger: Singel-phase and Two-phase enhancement.* **Chunangad, K., et al.** Banff, Canada : International conference on "Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industry", 1998.
13. *Helixchanger: Performance enhancement with Greater Reliability.* **Chunangad, K. og Master, B.** Houston, Texas : International Symposium on "Innovative Approaches for Improving Heat Exchanger Reliability", 1998.
14. *Reduce Fouling and Downtime Using Helixchanger Heat Exchanger.* **Chunangad, K., Master, B. og Tolba, M.** Kairo, Egypt : International Conference on "Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics", 2005.
15. **Chunangad, K., et al.** Most Frequently Used Heat Exchangers from Pioneering Research to Worldwide Applications. *Heat Transfer Engineering.* 2006, Vol. 27, 6.
16. **Næss, E.** *Veiledermøte.* Trondheim, Uke 7, 2009.
17. **Incropera, F.P, et al.** *Fundamentals of Heat and Mass Transfer.* s.l. : John Wiley & Sons, Inc, 2007. ISBN 0-471-45728-0.
18. *Helifin Heat Exchanger.* **Chunangad, K., O'Donnell jr, J. og Master, B.** Snowbird, Utah : International Conference on "Compact Heat Exchangers for the Process Industries", 1997.
19. **Linde og Statoil.** Process Engineering Data Sheet, 25-HA-112, Precooling Cycle Compressor Condenser. Dok.nr: E066-AB-P-DE-2545.
20. **Næss, E.** Varmevekslere. s. 6. Hefte utdelt på forelesning i faget TEP4190 16.02.07.
21. **Linde og Statoil.** General Detail. Dok.nr: GD-3353.
22. —. 25-HA-112, Precooling Cycle Compressor Condenser, Process Datasheet. Dok.nr: E066-AB-P-DP-2545.
23. **Moran, M.J. og Shapiro, H. N.** *Fundamentals of Engineering Thermodynamics.* 5. s.l. : John Wiley & Sons, 2004. ISBN 0-471-27471-2.
24. **Haukås, H.T.** Dimensjoneringsgrunnlag for fordampere. s.l. : NTH; Institutt for kjøleteknikk, 1986.
25. **Hjelkrem, I. og Løvland, M.** Varmeovergang ved kondensasjon; kompendium i TEP08 - Industriell Varmeteknikk. s.l. : NTNU, Institutt for energi og prosesseteknikk.
26. **Sajjan, D., Karlsson, T. og Vamling, L.** Reason for drop in shell-and-tube condenser performance when replacing R22 with zeotropic mixtures. Part 1. Analysis of experimental findings. *Internal Journal of Refrigeration.* 2004, 27, ss. 552-560.
27. **Bell, K.J. og Ghaly, M.A.** An approximate generalizes design method for multicomponent/partial condensers. *American Institute of Chemical Engineers.* 1972, 24, s. 38.
28. **Næss, Erling.** 21 Oktober 2008.

29. **McNaught, J.M.** An Assessment of Design Methods for Condensation of Vapors from a Noncondensing Gas. [bokforf.] J. Taborek, G.H. Hewitt og N. Afgan. *Heat Exchangers: Theory and Practice*. 1981.
30. **Marriott, J.** Condensation of mixed vapors - Integral vs. Differential. *Heat Transfer Engineering*. 1989, Vol. 10, 4.
31. **Dell, A.J., Webb, D.R. og Stevenson, R.W.** Assessment of condensation curves in the design of binary vapour condensers. *Transaction of the American Institute of Chemical Engineers*. 1999, 77.
32. **Sajjan, D., Karlsson, T. og Vamling, L.** Reason for drop in shell-and-tube condenser performance when replacing R22 with zeotropic mixtures. Part 2. Investigation of mass transfer resistance effects. *Internal Journal of Refrigeration*. 2004, 27, ss. 561-566.
33. **Næss, E.** *Veiledermøte*. Trondheim, 16. September 2008.
34. **Silver, L.** Gas Cooling with Aqueous Condensation. *Industrial & Engineering Chemistry*. 1947, Vol. 25, ss. 30-42.
35. **Næss, E.** *Veiledermøte*. Trondheim, 11. November 2008.
36. **Webb, D.R. og Kim, J.S.** A modification to the equilibrium model for condensation of vapours of immiscible liquids. *Transaction Institution of Chemical Engineers*. 1999, 77, ss. 110-116.
37. **Næss, E.** Kondensasjon av blandinger, forenklet metode (Silver/Bell&Ghaly). 12. Februar 2007.
38. **Colburn, A.P. og Hougen, O.A.** Design of Cooler Condensers for Mixtures of Vapors with Noncondensing Gases. *Industrial and Engineering Chemistry*. 1934, Vol. 26, 11, ss. 1178-1182.
39. **Colburn, A.P.** Mean Temperature Difference and Heat Transfer Coefficient in Liquid Heat Exchangers. *Industrial and Engineering Chemistry*. 1933, Vol. 25, 8, ss. 873-877.
40. **Colburn, A.P., Chilton, T.H.** Mass Transfer (Absorption) Coefficients. *Industrial and Engineering Chemistry*. 1934, Vol. 26, 11, ss. 1183-1187.
41. **Webb, D.R., Fahrner, M. og Schwaab, R.** The relationship between the Colburn and Silver method of condenser design. *Internal Journal of Heat and Mass Transfer*. 1996, Vol. 39, 15, ss. 3147-3156.
42. **Levy, S.** *Two-phase Flow in Complex Systems*. s.l. : John Wiley & Sons, 1999. ss. 159-263. ISBN 0-471-32967-3.
43. **Bergles, A.E., et al.** *Two-phase Flow and Heat Transfer in the Power and Process Industries*. s.l. : Hemisphere Publishing Corporation, 1981. ss. 1-39. ISBN 0-89116-197-X.
44. **Thome, J.R.** On Recent Advances in Modeling of Two Phase and Heat Transfer. *Heat Transfer Engineering*. 2003, Vol. 24, 6, ss. 46-59.
45. **Doo, G., McNaught, J.M. og Dempster, W.M.** Shellside evaporation in a TEMA E-shell: flow patterns and transitions. *Applied Thermal Engineering*. 2004, 24, ss. 1195-1205.
46. **Grant, I.D.R. og Chisholm, D.** Two-Phase Flow on the Shell Side of a Segmentally Baffled Shell-and-Tube Heat Exchanger. *Journal of Heat Transfer*. 1979, Vol. 101, ss. 38-42.
47. **Ulbricht, R. og Mewes, D.** Vertical, upward gas-liquid two-phase flow across a tube bundle. *Internal Journal of Multiphase Flow*. 1994, Vol. 20, 2, ss. 249-272.
48. **Fredheim, A.O.** Samtale. *mars 2009*.
49. Teck-Skotselv Instrumentering. [Internett] [Siter: 4. 3. 2009.] <http://www.skotselv.no/article.asp?downloads=1&fo=5527804>.
50. **Fredheim, A.O.** 3 3 2009.
51. **Linde og Statoil.** Tube bundle.
52. **Ribatski, G. og Thome, J.R.** Two-phase flow and Heat Transfer across Horizontal Tube Bundles - A Review. *Heat Transfer Engineering*. 2007, Vol. 28, 6, ss. 508-524.
53. PRO/II.
54. **Webb, D. R., et al.** Assessment of Condensation Curves in the Design of Binary Vapour Condensers. *Trans IChemE*. 1999, Vol. 77.
55. **Incropera, F.P, et al.** *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 6th edition*. s.l. : John Wiley & Sons, Inc, 2007. ISBN 0-471-45728-0.
56. **Stephan, K.** Kap 6: Condensation of Vapors of Miscible Liquids. *Heat Transfer in Condensation and Boiling*. s.l. : Springer Verlag, 1992.

57. **Gover, T.A.** J. Chem. Educ. 44 (1967) 409–411.
58. **Sajjan, D., Karlsson, T. og Vamling, L.** Reasons for drop in shell-and tube condenser performance when replacing R22 with zeotropic mixtures. Part 1: Analysis of experimental findings. *International Journal of Refrigeration*. 2004, Vol. 27, ss. 552-560.
59. **Xchanger Suite 5.** HTRI; Xist E Ver. 5.00.
60. **Fredheim, A.O., Pettersen, J. og Næss, E.** *Veiledningsmøte*. Trondheim, 6. Mai 2009.
61. **Linde og Statoil.** Tube Layout. Dok.nr: TL-3353.
62. **Incropera, F.P., et al.** *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 6. 2007.

## 12 Vedlegg

### 12.1 Digitale vedlegg

Følgende filer er vedlagt digitalt:

#### 12.1.1 Excel:

- a. Modell II.xlsx
- b. Kondensat, Optimalisert Modell I 7 grader.xlsx
- c. Sammenligning av Modell I og III.xlsx
- d. Modell I 7 grader.xlsx
- e. Modell I 7 grader, optimalisering.xlsx
- f. Modell I 10 grader.xlsx
- g. Modell III 7 grader, beregninger.xlsx
- h. Modell III 7 grader, energiregnskap.xlsx
- i. Modell III 7 grader, beregninger.xlsx
- j. Modell III 10 grader, energiregnskap.xlsx
- k. Modell I med 97 %.xlsx
- l. Sensitivitet Modell I med 97 %.xlsx

#### 12.1.2 PRO/II:

- a. Termodynamisk modell.prz
- b. Modell I, 7 grader.prz
- c. Modell I, 10 grader.prz
- d. Modell I 7 grader, Optimalisering.prz
- e. Sammenføring av strømmen.prz
- f. Modell I med 97 % last - Grant separasjon.prz
- g. Modell I med 97 % last – Optimalisering.prz
- h. Vent-gass.prz
- i. Modell III 7 grader.prz
- j. Modell III 10 grader.prz

#### 12.1.3 Xchanger Suite 5:

- a. 25-HA-112 med kuldemedium, 10 grader.htri
- b. 25-HA-112 med kuldemedium, 7 grader.htri
- c. 25-HA-112 med kuldemedium, 97 %.htri
- d. 25-HA-112 med konstruert gass, 10 grader.htri
- e. 25-HA-112 med konstruert gass, 7 grader.htri
- f. 25-HA-112 med konstruert gass 97 %.htri

## 12.2 Grants strømningskart

Følgende fysikalske data er brukt for utregning av modifisert hastighet i Grants strømningskart. Alle verdiene er hentet direkte fra Xchanger Suite 5 for designcasen. De fysikalske dataene er antatt likt for alle måleseriene.

	Temperatur	Overflate- spenning	Dynamisk væske viskositet	Tetthet, væske	Damp- kvalitet	Tetthet, gass
	C	mN/m	mN-s/m <sup>2</sup>	kg/m <sup>3</sup>		kg/m <sup>3</sup>
R1	32,0011	4,18143	0,0686847	450,948	1	39,0168
R2	29,1122	4,18143	0,0686847	450,948	1	39,9095
R3	26,5927	4,18143	0,0686847	450,948	1	40,7438
R4	26,2233	4,185	0,0687405	450,987	0,975156	40,6963
R5	23,3344	4,21078	0,0691317	451,146	0,786793	40,3496
R6	20,4455	4,23014	0,0694038	450,967	0,604963	40,0525
R7	17,5567	4,24106	0,13	450,371	0,421831	39,8084
R8	14,6679	4,24297	0,0694647	449,314	0,227457	39,615
R9	11,7789	4,24003	0,0692564	447,863	0,0112625	39,452
R10	11,6359	4,24016	0,0692456	447,789	0	39,443
R11	8,89002	4,55482	0,0730783	456,137	0	39,443
R12	6,00113	4,89229	0,0773148	464,474	0	39,443

Følgende ligninger er benyttet for videre utregninger:

Massestrøm gass:

$$\dot{m}_g = y \dot{m}_{tot}$$

Gasshastighet:

$$u_g = \frac{A}{\rho_g \dot{m}_g}$$

Massestrøm væske:

$$\dot{m}_{cond} = x \dot{m}_{tot}$$

Væskehastighet:

$$u_{cond} = \frac{A}{\rho_{cond} \dot{m}_{cond}}$$

Modifisert gasshastighet:

$$u_{sG}^* = u_{sG} \left( \frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.5}$$

Modifisert væskehastighet:

$$u_{sL}^* = u_{sL} \frac{(\rho_L \mu_L)^{0.33}}{\sigma}$$



### 12.2.1 Designcaset

Total massestrøm	507,14	kg/s
Strømningsareal	0,56	m <sup>2</sup>
Væskeareal	0,56	m <sup>2</sup>
Molvekt, total	32,6299286	
Molvekt, damp	32,469	

Massestrøm gass	Gasshastighet	Massestrøm, væske	Væskehastighet	u*, grant	v*, grant
kg/s	m/s	kg/s	m/s	m/s	N-1/3
507,1400	23,2107	0,0000	0,0000	6,8273	0,0000
507,1400	22,6915	0,0000	0,0000	6,7505	0,0000
507,1400	22,2269	0,0000	0,0000	6,6811	0,0000
494,5406	21,7000	12,5994	0,0499	6,5186	3,7448
399,0142	17,6588	108,1258	0,4280	5,2811	31,9934
306,8009	13,6785	200,3391	0,7933	4,0764	59,1000
213,9274	9,5963	293,2126	1,1626	2,8530	106,4440
115,3525	5,1997	391,7875	1,5571	1,5440	115,5440
5,7117	0,2585	501,4283	1,9993	0,0767	148,1523
0,0000	0,0000	507,1400	2,0224	0,0000	149,8440
0,0000	0,0000	507,1400	1,9854	0,0000	140,2818
0,0000	0,0000	507,1400	1,9497	0,0000	131,4844

Separasjon, u*	0,9	0,95	0,85
dampphasighet	3,03	3,20	2,86
massestrøm	67,23	70,97	63,50
dampkvalitet, massebasis	0,1326	0,14	0,13
dampkvalitet, molbasis	0,13322785	0,14063183	0,12582386

## 12.2.2 97 %

Total massestrøm	464,187222	kg/s
Strømningsareal	0,56	m <sup>2</sup>
Væskeareal	0,56	m <sup>2</sup>
Molvekt, total	35,082	
Molvekt, damp	33,342	

Massestrøm gass	Gasshastighet	Massestrøm, væske	Væskehastighet	u*, grant	v*, grant
kg/s	m/s	kg/s	m/s	m/s	N-1/3
464,187222	21,2448421	0	0	6,2490802	0
464,187222	20,7696351	0	0	6,17879489	0
464,187222	20,3443408	0	0	6,11520691	0
452,654955	19,8620616	11,5322673	0,04566281	5,96650181	3,42762072
365,219257	16,1631651	98,9679651	0,39173241	4,83378655	29,2836405
280,816095	12,5200003	183,371128	0,72610289	3,73118491	54,0944566
195,80856	8,78352667	268,378662	1,06411739	2,61138603	97,4285813
105,582633	4,75931885	358,604589	1,42520673	1,41318707	105,757849
5,22790859	0,23663062	458,959314	1,82995738	0,07023165	135,604389
0	0	464,187222	1,8511079	0	137,152804
0	0	464,187222	1,81722981	0	128,40045
0	0	464,187222	1,78461174	0	120,348191

Separasjon, u*	0,9	0,95	0,85
dampshastighet	3,03	3,20	2,86
massestrøm	67,23	70,97	63,50
dampkvalitet, massebasis	0,1448	0,15	0,14
dampkvalitet, molbasis	0,15240082	0,16087008	0,14393155

### 12.2.3 87 %

Total massestrøm	413,781389	kg/s
Strømningsareal	0,56	m <sup>2</sup>
Væskeareal	0,56	m <sup>2</sup>
Molvekt, total	34,954	
Molvekt, damp	33,343	

Massestrøm gass	Gasshastighet	Massestrøm, væske	Væske- hastighet	u*, grant	v*, grant
kg/s	m/s	kg/s	m/s	m/s	N-1/3
413,781389	18,9378764	0	0	5,57049604	0
413,781389	18,514272	0	0	5,50784297	0
413,781389	18,1351601	0	0	5,45115998	0
403,501404	17,7052514	10,2799848	0,04070431	5,31860269	3,05541728
325,5603	14,4080159	88,2210886	0,3491944	4,30888835	26,1037462
250,32243	11,1604604	163,458959	0,64725578	3,3260176	48,2203695
174,545817	7,82972837	239,235572	0,94856547	2,32781707	86,8488656
94,1174734	4,24250705	319,663916	1,27044432	1,25972987	94,2736628
4,66021289	0,21093503	409,121176	1,63124332	0,06260523	120,879183
0	0	413,781389	1,65009712	0	122,259457
0	0	413,781389	1,61989783	0	114,457516
0	0	413,781389	1,59082174	0	107,279648

Separasjon, u*	0,9	0,95	0,85
dampshastighet	3,03	3,20	2,86
massestrøm	67,24	70,97	63,50
dampkvalitet, massebasis	0,1625	0,17	0,15
dampkvalitet, molbasis	0,1703426	0,17980862	0,16087657

## 12.2.4 82 %

Total massestrøm	392,027778	kg/s
Strømningsareal	0,56	m <sup>2</sup>
Væskeareal	0,56	m <sup>2</sup>
Molvekt, total	35,037	
Molvekt, damp	32,889	

Massestrøm gass	Gass-hastighet	Massestrøm, væske	Væske-hastighet	u*, grant	v*, grant
kg/s	m/s	kg/s	m/s	m/s	N-1/3
392,027778	17,9422609	0	0	5,27763994	0
392,027778	17,5409264	0	0	5,21828071	0
392,027778	17,1817455	0	0	5,1645777	0
382,28824	16,7744382	9,73953811	0,03856438	5,0389893	2,8947857
308,444711	13,6505474	83,5830664	0,33083631	4,08235839	24,7314014
237,162301	10,5737247	154,865477	0,61322779	3,15115983	45,6852938
165,36947	7,41809829	226,658308	0,89869681	2,2054374	82,282985
89,1694623	4,01946693	302,858316	1,20365362	1,19350245	89,3174404
4,41521285	0,1998456	387,612565	1,54548443	0,0593139	114,524236
0	0	392,027778	1,56334703	0	115,831945
0	0	392,027778	1,5347354	0	108,440174
0	0	392,027778	1,50718792	0	101,639666

Separasjon, u*	0,9	0,95	0,85
dampphasighet	3,03	3,20	2,86
massestrøm	67,24	70,97	63,50
dampkvalitet, massebasis	0,1715	0,18	0,16
dampkvalitet, molbasis	0,1827122	0,19286546	0,17255894

### 12.2.5 57 %

Total massestrøm	271,444444	kg/s
Strømningsareal	0,56	m <sup>2</sup>
Væskeareal	0,56	m <sup>2</sup>
Molvekt, total	35,595	
Molvekt, damp	33,865	

Massestrøm gass	Gasshastighet	Massestrøm, væske	Væskehastighet	u*, grant	v*, grant
kg/s	m/s	kg/s	m/s	m/s	N-1/3
271,444444	12,4234233	0	0	3,65429728	0
271,444444	12,1455348	0	0	3,61319628	0
271,444444	11,8968339	0	0	3,57601171	0
264,700679	11,6148098	6,74376578	0,02670241	3,48905289	2,00438219
213,570589	9,45179262	57,8738557	0,22907478	2,82667088	17,1243006
164,213845	7,32136595	107,230599	0,42460582	2,18189852	31,6330114
114,503681	5,13637473	156,940763	0,62226778	1,52706967	56,9736646
61,741939	2,78312413	209,702505	0,83342331	0,82639453	61,8444007
3,05714306	0,13837534	268,387301	1,07011081	0,04106961	79,2978699
0	0	271,444444	1,08247907	0	80,2033421
0	0	271,444444	1,06266806	0	75,0851966
0	0	271,444444	1,04359388	0	70,3764481

Separasjon, u*	0,9	0,95	0,85
dampshastighet	3,03	3,20	2,86
massestrøm	67,24	71,05	63,52
dampkvalitet, massebasis	0,2477	0,26	0,23
dampkvalitet, molbasis	0,2603749	0,2751177	0,24595959

## 12.2.6 42 %

Total massestrøm	198,5	kg/s
Strømningsareal	0,56	m <sup>2</sup>
Væskeareal	0,56	m <sup>2</sup>
Molvekt, total	35,636	
Molvekt, damp	32,744	

Massestrøm gass	Gasshastighet	Massestrøm, væske	Væskehastighet	u*, grant	v*, grant
kg/s	m/s	kg/s	m/s	m/s	N-1/3
198,5	9,08491434	0	0	2,67228902	0
198,5	8,88170199	0	0	2,64223297	0
198,5	8,69983373	0	0	2,6150409	0
193,568466	8,49359708	4,931534	0,01952675	2,55145026	1,46575063
156,178411	6,91184098	42,3215895	0,16751621	2,06706817	12,5225391
120,085156	5,35391743	78,4148445	0,31050278	1,59556353	23,132368
83,7334535	3,75609228	114,766547	0,45504764	1,11670486	41,6633041
45,1502145	2,0352236	153,349786	0,60945998	0,60432002	45,225142
2,23560625	0,10119016	196,264394	0,78254317	0,0300331	57,9883932
0	0	198,5	0,79158775	0	58,6505406
0	0	198,5	0,77710049	0	54,9077789
0	0	198,5	0,76315205	0	51,4643981

Separasjon, u*	0,9	0,95	0,85
dampphasighet	3,03	3,20	2,86
massestrøm	67,25	71,18	63,65
dampkvalitet, massebasis	0,3388	0,36	0,32
dampkvalitet, molbasis	0,36868838	0,39026257	0,34897692

## 12.2.7 Fra termisk separasjonspunkt til modifisert hastighet

### 12.2.7.1 Separasjon 1

	Massefraksjon	Molarfraksjon	Massestrøm	u*
2.3.2009	12,15	12,94	47,63	0,64
3.3.2009	9,22	9,70	42,79	0,57
1.5.2008	9,00	9,46	24,43	0,33
2.5.2008	9,93	10,81	19,72	0,26
8.8.2008	17,00	17,82	70,34	0,94

### 12.2.7.2 Separasjon 2

	Massefraksjon	Molarfraksjon	Massestrøm	u*
2.3.2009	29,51	31,44	115,69	1,55
3.3.2009	43,70	45,98	202,85	2,70
1.5.2008	47,21	49,62	128,15	1,71
2.5.2008	53,89	58,65	106,97	1,42
8.8.2008	48,74	51,09	201,68	2,69

## 12.3 Målinger

### 12.3.1 82 %; 2.3.09

T <sub>sw, inn</sub>	T <sub>sw ut</sub>	T <sub>ut</sub>	T <sub>inn</sub>	P <sub>inn</sub>	P <sub>ut</sub>	m'	mol % C2
3,4	9,4	9,2	33	2131	2020	1411,3	64,7

Totalt overført varme: 147,096 MW

### 12.3.2 97 %; 3.3.09

T <sub>sw, inn</sub>	T <sub>sw ut</sub>	T <sub>ut</sub>	T <sub>inn</sub>	P <sub>inn</sub>	P <sub>ut</sub>	m'	mol % C2
3,4	10,4	9,1	33	2074	2019	1671,074	64,4

Totalt overført varme: 168,673 MW

### 12.3.3 42 % belastning; 2.5.08

mm [°]	0	1680	4500	7280	10040	12820	15610	17310	18325	19715
25,4	35	24,2				4,8				
49,7	35	23,7	16	8,6	5,6	4,8				
87,1	35	20,6		9,5						
137,8	35	9,5	6,5	5,1		4,4	4,7			
176,3	35	9,8	8,5	7,2	6,8	6,2	5,3			
202,9	35		6,2			5,1	4,9	5		
221,3	35	7,5	6,3				4,4	4,9		

T <sub>sw, inn</sub>	T <sub>sw ut</sub>	T <sub>ut</sub>	T <sub>inn</sub>	P <sub>inn</sub>	P <sub>ut</sub>	m'	mol % C2
3,8	5,6	9,9	35	1943,8	1932,8	714,6	61,4

Totalt overført varme: 73,764 MW

### 12.3.4 57 % belastning; 1.5.08

mm [°]	0	1680	4500	7280	10040	12820	15610	17310	18325	19715
25,4	35	23,9			6,8	4,9	4,2		4	4,5
49,7	35	23,3	17,2	9,8	5,9	4,5	4,1		4	4,1
87,1	35	22	14	10,2	4,7	4,7	5,6		6,1	4,4
137,8	35	16,4	7,7	5,6	4,6	4,4	4,3			4
176,3	35	13,8	13	11,7	9,9	8,6	7,3			
202,9	35	12,4	9,9			7,3	6,4	6,3		
221,3	35	10,6	5,3			6,2	5	4,8		

T <sub>sw, inn</sub>	T <sub>sw ut</sub>	T <sub>ut</sub>	T <sub>inn</sub>	P <sub>inn</sub>	P <sub>ut</sub>	m'	mol % C2
3,7	7,2	9,6	35	2180	1953	977,2	60,40

Totalt overført varme: 100,5 MW



### 12.3.5 87 % belastning; 8.8.08

mm [°]	0	1680	4500	7280	10040	12820	15610	17310	18325	19715
25,4	36	23,6								
49,7	36	23,6	19,3	14,4	9,9	8,3	7,5		6,8	7,3
87,1	36	23,1	17,1	11,8	10,3	7,7	7,2		7,3	7,1
137,8	36	19,4	16,4	9,2	7,6	7,9	7,4			7,3
176,3	36	17	16,2	13,9	12,7	11,6	10,8	10,7		
202,9	36	16,6	15,1			12,3	11,7	11		
221,3	36	12,2	10,2			9,4	10,7	10,2		

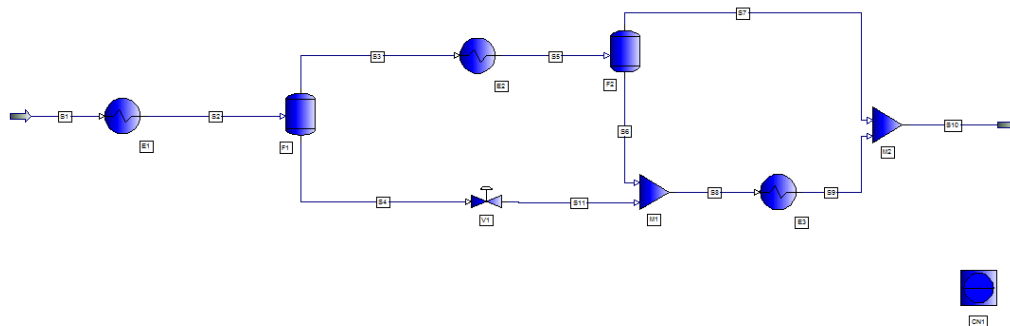
T <sub>sw, inn</sub>	T <sub>sw ut</sub>	T <sub>ut</sub>	T <sub>inn</sub>	P <sub>inn</sub>	P <sub>ut</sub>	m'	mol % C2
7	12,7	12,2	36	2160	2114	1489,613	65,2

Totalt overført varme: 148,156 MW

## 12.4 Termodynamisk modell

### 12.4.1 PRO/II-modell

Følgende modell er brukt: Termodynamisk modell.prz



#### 12.4.1.1 Variabelliste for 97 %:

Element	Variabel	Benevning	Input
<b>S1</b>	Massestrøm	kg/s	464.19
	Komposisjon, etan	mol	64.307
	Komposisjon, propan	mol	35.518
	Komposisjon, iso-butan	mol	0.090000
	Komposisjon, n-butan	mol	0.041000
	Komposisjon, metan	mol	0.044000
	Temperatur	C	33
	Trykk	bar	20.740
<b>E1</b>	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	C	12.00
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	0.32000
<b>F1</b>	Trykkfall	bar	0
	Enhetsspesifikasjon:	<i>Temperature: Defined (E1)</i>	
	Produktfase:	S3: vapor	S4: liquid
<b>E2</b>	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	C	4
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	0,32
<b>F2</b>	Trykkfall	bar	0
	Enhetsspesifikasjon:	<i>Temperature: Defined (E2)</i>	
	Produktfase:	S7: vapor	S8: liquid
<b>V1</b>	Trykkfall	bar	0,32
<b>E3</b>	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	C	4,5
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	0
<b>CN1</b>	Spesifikasjon:	<i>S10: Temperatur 9.2 °C</i>	
	Variabel:	<i>Endre varm strøm i E1</i>	

### 12.4.1.2 Variabelliste for 82 %:

Element	Variabel	Benevning	Input
<b>S1</b>	Massestrøm	kg/s	392.03
	Komposisjon, etan	mol	64.621
	Komposisjon, propan	mol	35.219
	Komposisjon, iso-butan	mol	0.082000
	Komposisjon, n-butan	mol	0.037000
	Komposisjon, metan	mol	0.041000
	Temperatur	C	33.00
	Trykk	bar	21.310
<b>E1</b>	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	C	12,00
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	0,555
<b>F1</b>	Trykkfall	bar	0
	Enhetsspesifikasjon:	<i>Temperature: Defined (E1)</i>	
	Produktfase:	S3: vapor	S4: liquid
<b>E2</b>	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	C	3.00
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	0,555
<b>F2</b>	Trykkfall	bar	0
	Enhetsspesifikasjon:	<i>Temperature: Defined (E2)</i>	
	Produktfase:	S7: vapor	S8: liquid
<b>V1</b>	Trykkfall	bar	0,555
<b>E3</b>	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	C	6,40
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	0
<b>CN1</b>	Spesifikasjon: Variabel:	<i>S10: Temperatur 9.1 °C Endre varm strøm i E1</i>	

### 12.4.1.3 Variabelliste for 87 %

Element	Variabel	Benevning	Input
<b>S1</b>	Massestrøm	kg/s	413.78
	Komposisjon, etan	mol	65.203
	Komposisjon,propan	mol	34.727
	Komposisjon,iso-butan	mol	0.037000
	Komposisjon,n-butan	mol	0.017000
	Komposisjon,metan	mol	0.016000
	Temperatur	C	36.00
	Trykk	bar	21.600
<b>E1</b>	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	C	12.00
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	0.23000
<b>F1</b>	Trykkfall	bar	0
	Enhetsspesifikasjon:	<i>Temperature: Defined (E1)</i>	
	Produktfase:	S3: vapor	S4: liquid
<b>E2</b>	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	C	7,30
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	0.23000
<b>F2</b>	Trykkfall	bar	0
	Enhetsspesifikasjon:	<i>Temperature: Defined (E2)</i>	
	Produktfase:	S7: vapor	S8: liquid
<b>V1</b>	Trykkfall	bar	0.23000
<b>E3</b>	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	C	10,20
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	0
<b>CN1</b>	Spesifikasjon: Variabel:	<i>S10: Temperatur 12.2 °C Endre varm strøm i E1</i>	

#### 12.4.1.4 Variabelliste for 57 %

Element	Variabel	Benevning	Input
<b>S1</b>	Massestrøm	kg/s	271.44
	Komposisjon, etan	mol	60.399
	Komposisjon,propan	mol	39.422
	Komposisjon,iso-butan	mol	0.034000
	Komposisjon,n-butan	mol	0.015000
	Komposisjon,metan	mol	0.13000
	Temperatur	C	35.00
	Trykk	bar	19.438
<b>E1</b>	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	C	12.00
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	0.056000
<b>F1</b>	Trykkfall	bar	0
	Enhetsspesifikasjon:	<i>Temperature: Defined (E1)</i>	
	Produktfase:	S3: vapor	S4: liquid
<b>E2</b>	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	C	4,10
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	0.056000
<b>F2</b>	Trykkfall	bar	0
	Enhetsspesifikasjon:	<i>Temperature: Defined (E2)</i>	
	Produktfase:	S7: vapor	S8: liquid
<b>V1</b>	Trykkfall	bar	0.056000
<b>E3</b>	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	C	4,80
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	0
<b>CN1</b>	Spesifikasjon: Variabel:	<i>S10: Temperatur 9,6 °C Endre varm strøm i E1</i>	

### 12.4.1.5 Variabelliste for 42 %

Element	Variabel	Benevning	Input
<b>S1</b>	Massestrøm	kg/s	198.50
	Komposisjon, etan	mol	60.104
	Komposisjon,propan	mol	39.718
	Komposisjon,iso-butan	mol	0.034000
	Komposisjon,n-butan	mol	0.015000
	Komposisjon,metan	mol	0.12900
	Temperatur	C	35.00
	Trykk	bar	19.438
<b>E1</b>	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	C	12,00
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	0.055000
<b>F1</b>	Trykkfall	bar	0
	Enhetsspesifikasjon:	<i>Temperature: Defined (E1)</i>	
	Produktfase:	S3: vapor	S4: liquid
<b>E2</b>	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	C	4,80
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	0.055000
<b>F2</b>	Trykkfall	bar	0
	Enhetsspesifikasjon:	<i>Temperature: Defined (E2)</i>	
	Produktfase:	S7: vapor	S8: liquid
<b>V1</b>	Trykkfall	bar	0.055000
<b>E3</b>	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	C	4,90
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	0
<b>CN1</b>	Spesifikasjon:	<i>S10: Temperatur 9.9 °C</i>	
	Variabel:	<i>Endre varm strøm i E1</i>	

## 12.4.2 Separasjonspunkt

Det er funnet hvordan utløpstemperaturen varierer med separasjonstemperaturen.

Modell: Termodynamisk modell.prz

Endringer: Styringsenheten er ikke i bruk (exclude unit)

Resultater:

### 12.4.2.1 82 %

Separasjonstemperatur	Utløpstemperatur
11	5,95
12	8,63
13	9,63
14	9,63
15	8,76
16	6,54
17	5,30
18	5,30
19	5,30
20	5,30
21	5,30
22	5,30
23	5,30
24	5,30
25	5,30
26	5,30

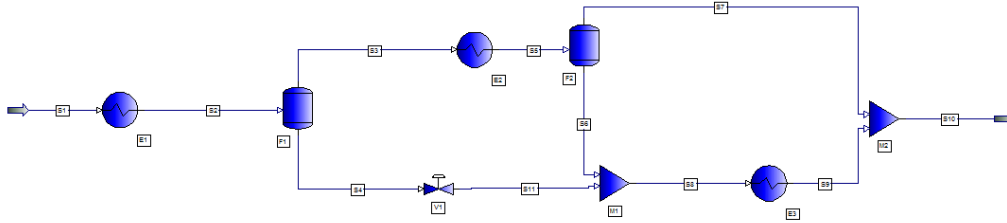
### 12.4.2.2 97 %

Separasjonstemperatur	Utløpstemperatur
11	7,79
12	9,66
13	9,84
14	9,89
15	9,80
16	9,58
17	7,18
18	4,70
19	4,70
20	4,70
21	4,70
22	4,70
23	4,70
24	4,70
25	4,70
26	4,70

### 12.4.3 Kondensatanalyse

Det er funnet hvordan utløpstemperaturen varierer med utløpstemperaturen.

*Modell:* Termodynamisk modell. Ignorer styringsenheten (exclude unit)



#### 12.4.3.1 Variable:

Som i termodynamisk modell. Unntaket er utløpstemperaturen ut av E1. Denne er satt til å være 12,334 °C for 97 % og 11,404 °C for 82 % belastning.

#### 12.4.3.2 Resultat

Utløpstemperatur etter varierende kondensattemperatur. De blå områdene markerer  $\pm 1$  °C fra målt kondensattemperatur.

82 %		97 %	
Kondensattemperatur	Utløpstemperatur	Kondensattemperatur	Utløpstemperatur
3,40	7,46	3,40	7,92
3,50	7,55	3,50	8,01
3,60	7,65	3,60	8,10
3,70	7,74	3,70	8,19
3,80	7,83	3,80	8,28
3,90	7,92	3,90	8,37
4,00	8,01	4,00	8,46
4,10	8,10	4,10	8,56
4,20	8,19	4,20	8,65
4,30	8,29	4,30	8,74
4,40	8,38	4,40	8,83
4,50	8,47	4,50	8,92
4,60	8,56	4,60	9,01
4,70	8,65	4,70	9,10
4,80	8,74	4,80	9,19
4,90	8,83	4,90	9,28
5,00	8,93	5,00	9,37
5,10	9,02	5,10	9,46
5,20	9,11	5,20	9,54
5,30	9,20	5,30	9,55
5,40	9,29	5,40	9,56
5,50	9,38	5,50	9,57
5,60	9,47	5,60	9,58
5,70	9,57	5,70	9,59



5,80	9,60	5,80	9,60
5,90	9,61	5,90	9,61
6,00	9,62	6,00	9,62
6,10	9,63	6,10	9,63
6,20	9,65	6,20	9,65
6,30	9,66	6,30	9,66

## 12.5 Modell I

### 12.5.1 Nedkjøling til 10 °C

PRO/II-modell som er brukt: Modell I, 10 grader.prz

Simulering i Xchanger Suite 5:

Konstruert gass: 25-HA-112 med konstruert gass, 10 grader.htri

Kuldemedium: 25-HA-112 med kuldemedium, 10 grader.htri

### 12.5.2 Størrelser brukt ved beregninger i *Modell I* og *Modell III*

<b>Konstante:</b>				
Varmekapasitet sjøvann, $6\text{ °C} \leq T \leq 8\text{ °C}$	cp,SW	kJ/kgK	4,231	Xchanger Suite 5
Varmekapasitet sjøvann, $9\text{ °C} \leq T \leq 14\text{ °C}$	cp,SW	kJ/kgK	4,226	Xchanger Suite 5
Konvektivt varmeovergangstall, kondensatfilm	hf	W/m <sup>2</sup> K	1151,4	Ligning XX
Konvektivt varmeovergangstall, sjøvann	hSW	W/m <sup>2</sup> K	7273,7	Xchanger Suite 5
Fouling resistans	Rf	m <sup>2</sup> K/W	0,00018	Xchanger Suite 5

<b>Konstruert gass:</b>			
Tetthet	kg/m <sup>3</sup>	39,227	Xchanger Suite 5
Dynamisk viskositet	mNs/m <sup>2</sup>	0,0103	Xchanger Suite 5
Spesifikk varmekapasitet	kJ/kgK	2,233	Xchanger Suite 5
Termisk konduktivitet	W/mK	0,0207	Xchanger Suite 5

Fysikalske data til den konstruerte gassen er tatt direkte fra simulering av 25-HA-112 i Xchanger Suite 5 ved innløpstilstanden; 31,2 °C og 2074 kPa.

### 12.5.3 Variabelliste for Modell I i PRO/II

#### 12.5.3.1 Designcaset med nedkjøling til 10 °C

Følgende modell er brukt: Modell I 10 grader.prz

Element	Variabel	Benevning	Input
<b>S1</b>	Massestrøm	kg/s	478.306
	Komposisjon, etan	mol %	64
	Komposisjon, propan	mol %	36
	Temperatur	°C	31,2
	Trykk	bar	20,74
<b>I1</b>	Spesifikasjon:		<i>Hot Product Temperature</i>
	Temperatur	°C	Defined: <i>Flash F1 temperature</i>
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	0,34
<b>F1</b>	Trykkfall	bar	0
	Produktspesifikasjon:		<i>Stream S3 phase fraction of vapor=0,1332</i>
	Produktfase:	S3: vapor   S8: liquid	
<b>DA1</b>	Spesifikasjon:		<i>Hot Product Temperature</i>
	Temperatur	°C	se ligning
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	se ligning
<b>F2</b>	Trykkfall	bar	0
	Produktspesifikasjon:		<i>Heat exchanger DA1 hot side outlet temperature</i>
	Produktfase:	S5: vapor   S9: liquid	
<b>DA2</b>	Spesifikasjon:		<i>Hot Product Temperature</i>
	Temperatur	°C	se ligning
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	0
<b>F2</b>	Trykkfall	bar	0
	Produktspesifikasjon:		<i>Heat exchanger DA2 hot side outlet temperature</i>
	Produktfase:	S7: vapor   S10: liquid	
<b>DA3</b>	Spesifikasjon:		<i>Hot Product Temperature</i>
	Temperatur	°C	10
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	0
<b>DA3</b>	Spesifikasjon:		<i>Hot Product Temperature</i>
	Temperatur	°C	10
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	0

#### 12.5.4

### 12.5.4.1 Designcaset med nedkjøling til 7 °C

Følgende modell er brukt: Modell I 7 grader.prz

Element	Variabel	Benevning	Input
<b>S1</b>	Massestrøm	kg/s	478.306
	Komposisjon, etan	mol %	64
	Komposisjon, propan	mol %	36
	Temperatur	°C	31,2
	Trykk	bar	20.74
<b>I1</b>	Spesifikasjon:		<i>Hot Product Temperature</i>
	Temperatur	°C	Defined: <i>Flash F1 temperature</i>
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	0.34
<b>F1</b>	Trykkfall	bar	0
	Produktspesifikasjon:	<i>Stream S3 phase fraction of vapor=0,1332</i>	
	Produktfase:	S3: vapor	S8: liquid
<b>DB1</b>	Spesifikasjon:		<i>Hot Product Temperature</i>
	Temperatur	°C	se ligning
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	se ligning
<b>F2</b>	Trykkfall	bar	0
	Produktspesifikasjon:	<i>Heat exchanger DB1 hot side outlet temperature</i>	
	Produktfase:	S5: vapor	S9: liquid
<b>DB2</b>	Spesifikasjon:		<i>Hot Product Temperature</i>
	Temperatur	°C	se ligning
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	se ligning
<b>F3</b>	Trykkfall	bar	0
	Produktspesifikasjon:	<i>Heat exchanger DB2 hot side outlet temperature</i>	
	Produktfase:	S7: vapor	S12: liquid
<b>DB3</b>	Spesifikasjon:		<i>Hot Product Temperature</i>
	Temperatur	°C	se ligning
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	se ligning
<b>F4</b>	Trykkfall	bar	0
	Produktspesifikasjon:	<i>Heat exchanger DB3 hot side outlet temperature</i>	
	Produktfase:	S16: vapor	S15: liquid
<b>DB4</b>	Spesifikasjon:		<i>Hot Product Temperature</i>
	Temperatur	°C	se ligning
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	se ligning
<b>F5</b>	Trykkfall	bar	0
	Produktspesifikasjon:	<i>Heat exchanger DB4 hot side outlet temperature</i>	
	Produktfase:	S18: vapor	S13: liquid

<b>DB5</b>	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	°C	se ligning
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	se ligning
<b>F6</b>	Trykkfall	bar	0
	Produktspesifikasjon: Produktfase:	<i>Heat exchanger DB5 hot side outlet temperature</i> S22: vapor   S21: liquid	
<b>DB6</b>	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	°C	7
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	0
<b>DB7</b>	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	°C	7
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	0

## 12.6 Modell II

Følgende modell er brukt: Modell II.xlsx

### 12.6.1 Fysikalske data med kilder i separasjonspunkt

<b>Konstant:</b>				
Separasjonspunkt	$u^*$	m/s	0,9	Grants strømningskart
Temperatur	T	°C	<b>12,03</b>	PRO/II
Trykk	P	kPa	2040	Gitt fra lineær ant.
Molvekt (gass)	M	kg/kmol	32,62	PRO/II
Molvekt, propan	Ma	kg/kmol	44,09	Termoboka
Molvekt, etan	Mb	kg/kmol	30,07	Termoboka
Areal	A	m <sup>2</sup>	0,56	Ligning 4.1
Spesifikk varmekapasitet, kondensat	cp,f	kJ/kgK	3,35	gj.snitt, PRO/II
<b>Variable:</b>				
Massestrøm, gass	$m'$	kg/s	59,19	PRO/II
Konduktivitet (gass)	k	W/mK	0,02	PRO/II
Tetthet (gass)	$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	38,31	PRO/II
Spesifikk varmekapasitet, gass	cp,g	kJ/kgK	2,20	PRO/II
Dynamisk viskositet	$\mu$	Ns/m <sup>2</sup>	8,75E-06	PRO/II
Diffusivitet	Dab	m <sup>2</sup> /s	3,62E-07	T.A. Gover(57)
Fordampningsvarme, propan	hfg,a	kJ/kg	356,1	CoolPack
Fordampningsvarme, etan	hfg,b	kJ/kg	254,4	CoolPack
Fraksjon av propan i gassen	ya,bulk	-	0,18	PRO/II
Fraksjon av etan i gassen	yb, bulk	-	0,82	PRO/II
Konvektivt varmeovergangstallet, ideell	hg,ideell	W/m <sup>2</sup> K	393,26	HTRI, konstruert gass
<b>Beregnet:</b>				
Partialtrykk, propan	Pa,bulk	kPa	370,92	Raoults lov
Partialtrykk, etan	Pb,bulk	kPa	1669,08	Raoults lov
Massetransportkoeffisient	$\beta$	kg/m <sup>2</sup> s	0,24	Ligning 5.19
<b>Iterasjon:</b>				
Grensesnittstemperatur	Ti	°C	<b>11,73</b>	PRO/II
Molfraksjon av propan i kondensatet	xa,i	-	0,44	lineær antagelse
Molfraksjon av propan i gassen	ya,i	-	0,243	lineær antagelse
Partialtrykk, grensesnitt	Pa,i	kPa	495,72	Raoults lov
Massefluks til propan	$m''_a$	kg/m <sup>2</sup> s	0,0015	Ligning 5.20
Massefluks til etan	$m''_b$	kg/m <sup>2</sup> s	0,0020	Ligning 5.20
Total massefluks	$m''_{tot}$	kg/m <sup>2</sup> s	0,0035	Ligning 5.18
Ackermann	$\epsilon$	-	-1,95E-02	Ligning 5.23
Modifisert varmeoverføringskoeff	hg0	W/m <sup>2</sup> K	397,10	Ligning 5.22

Sensibel varme	$q''_g$	W/m <sup>2</sup>	119,00	Ligning 5.27
Latent varme	$q''_{lat}$	W/m <sup>2</sup>	972,03	Ligning 5.27
Overført varme til kondensatfilmen	$q''_{tot}$	W/m <sup>2</sup>	<b>1091,04</b>	Ligning 5.27

## 12.6.2 Regneark for Colburns beregningsmodell

			Steg <i>j</i>	Steg <i>j+1</i>
Lengdeintervall	$\Delta x$	m	0,05	0,05
Massestrøm	$m'$	kg/s	59,19	58,89
Innløpstemperatur, bulk:	T2	C	11,95	11,80

### Beregnet i forrige steg:

Overført varme	Q	kW	93,84	185,25
----------------	---	----	-------	--------

### Konstante verdier:

Molarvekt, propan	Ma	kg/kmol	44,09	44,09
Molarvekt, etan	Mb	kg/kmol	30,07	30,07
Molarvekt (gass)	M	kg/kmol	32,62	32,61
Areal	A	m <sup>2</sup>	0,56	0,56
Konvektivt varmeovergangstall for filmen	hf	W/m <sup>2</sup> K	1151,40	1151,40

### Inn på iterasjonssteget:

Massestrøm, propan	$m',a$	kg/s	14,42	14,16
Massestrøm, etan	$m',b$	kg/s	44,47	44,14
Massestrøm, gass	$m',tot$	kg/s	58,89	58,30
Molarfraksjon av propan i gassen	$\sim y_a, bulk$	mol/mol	0,1811	0,1796
Massefraksjon av propan i gassen	$y_a, bulk$	kg/kg	0,2448	0,2429
Molarfraksjon av etan i gassen	$\sim y_b, bulk$	mol/mol	0,8189	0,8204
Massefraksjon av etan i gassen	$y_b, bulk$	kg/kg	0,7552	0,7571
Konvektivt varmeovergangstallet, ideell	$h_{g,ideell}$	W/m <sup>2</sup> K	391,39	387,73

### Interpolert:

Trykk	P	kPa	2039,94	2039,76
Konduktivitet (gass)	$k, g$	W/mK	0,02	0,02
Konduktivitet (kondensat)	$k, f$		0,09	0,09
Tetthet (gass)	$\rho, g$	kg/m <sup>3</sup>	38,31	38,30
Tetthet (kondensat)	$\rho, f$		414,37	414,25
Spesifikk varmekapasitet, gass	$c_{p, g}$	kJ/kgK	2,20	2,20
Spesifikk varmekapasitet, kondensat	$c_{p, f}$	kJ/kgK	3,33	3,32
Dynamisk viskositet	$\mu$	Ns/m <sup>2</sup>	8,75E-06	8,75E-06
Fordampningsvarme, propan	$h_{fg, a}$	kJ/kg	356,17	356,40
Fordampningsvarme, etan	$h_{fg, b}$	kJ/kg	254,61	255,27

### Beregnet:

Fordampningsvarme, total	$h_{fg, tot}$	kJ/kg	279,47	279,83
Diffusivitet	Dab	m <sup>2</sup> /s	3,62E-07	3,62E-07
Partialtrykk, propan	$P_a, bulk$	kPa	369,44	366,42
Partialtrykk, etan	$P_b, bulk$	kPa	1670,51	1673,33
Hastighet	u	m/s	2,73	2,70



Massetransportkoeffisient, gass	$\beta, g$	kg/m <sup>2</sup> s	0,24	0,24
---------------------------------	------------	---------------------	------	------

**Iterasjon:**

Grensesnittstemperatur	Ti	C	<b>11,37</b>	<b>11,23</b>
Massefraksjon av flyktig i grensesnittet, væske	x <sub>b,i</sub>	kg/kg	0,57	0,57
Massefraksjon av flyktig i grensesnittet, gass	y <sub>b,i</sub>	kg/kg	0,7607	0,7624
Kondenserende massefluks	m'' <sub>tot</sub>	kg/m <sup>2</sup> s	-0,0069	-0,0066
Kondenserende massefluks til etan	m'' <sub>b</sub>	kg/m <sup>2</sup> s	-0,0039	-0,0038
Kondenserende massefluks til propan	m'' <sub>a</sub>	kg/m <sup>2</sup> s	-0,0030	-0,0028
Ackermann	$\epsilon$	-	-3,87E-02	-3,77E-02
Modifisert varmeoverføringskoeff	hg <sub>0</sub>	W/m <sup>2</sup> K	399,01	395,09
Sensibel varme	q'' <sub>g</sub>	W/m <sup>2</sup>	230,77	225,78
Latent varme	q'' <sub>lat</sub>	W/m <sup>2</sup>	1922,99	1857,97
Overført varme til kondensatfilmen	q'' <sub>tot</sub>	W/m <sup>2</sup>	<b>2153,76</b>	<b>2083,75</b>

**Sjøvann**

Massestrøm	m' <sub>sw</sub>	kg/s	5083,14	5083,14
Varmekapasitet	c <sub>p, sw</sub>	kJ/kgK	4,18	4,18
Temperatur, inn	T <sub>sw,inn</sub>	C	7,15	7,14
Temperatur, ut	T <sub>sw,ut</sub>	C	7,14	7,13
Konvektivt varmeovergangstall	U <sub>sw</sub>	W/m <sup>2</sup> K	509,17	509,17
Overført varme	q'' <sub>sw</sub>	W/m <sup>2</sup>	<b>2153,76</b>	<b>2083,75</b>

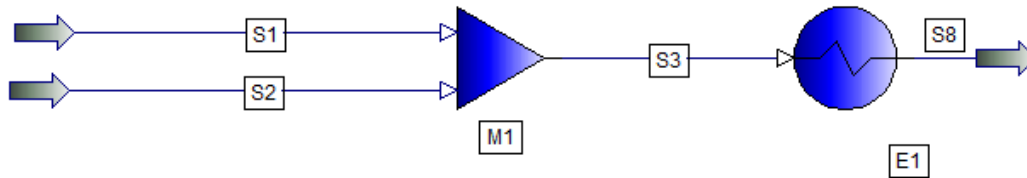
**Kondensat**

Massestrøm tilført	m' <sub>tilført</sub>	kg/s	0,592	0,571
Massestrøm etan total		kg/s	235,98	236,30
Massestrøm propan, total		kg/s	183,73	183,98
Massestrøm, total	m' <sub>f</sub>	kg/s	419,71	420,28
Massefraksjon, etan i kondensatet	-	kg/kg	0,5622	0,5622
Massefraksjon, propan i kondensatet	-	kg/kg	0,4378	0,4378
Temperatur kondensat	T <sub>f</sub>	C	12,03	12,03

### 12.6.3 Sammenføring av strømmer

Sammenføring av strømmer er gjort i PRO/II.

Følgende modell er brukt: Sammenføring av strømmer.prz



#### 12.6.3.1 Variabelliste ved nedkjøling til 10 °C:

Element	Variabel	Benevning	Input
S1	Massestrøm	kg/hr	1.8414e+005
	Komposisjon, etan	mol	0.83930
	Komposisjon,propan	mol	0.16070
	Temperatur	C	10.00
	Trykk	kPa	2037.7
S2	Massestrøm	kg/hr	1.5380e+006
	Komposisjon, etan	mol	0.59760
	Komposisjon,propan	mol	0.40240
	Temperatur	C	10.00
	Trykk	kPa	2037.7
E1	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	C	10
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	kPa	0

**12.6.3.2 Variabelliste for nedkjøling til 7 °C:**

Element	Variabel	Benevning	Input
S1	Massestrøm	kg/hr	1.4256e+005
	Komposisjon, etan	mol	0.87360
	Komposisjon,propan	mol	0.12640
	Temperatur	C	7.00
	Trykk	kPa	2034.0
S2	Massestrøm	kg/hr	1.5783e+006
	Komposisjon, etan	mol	0.59760
	Komposisjon,propan	mol	0.40240
	Temperatur	C	7.00
	Trykk	kPa	2034.0
E1	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	C	10
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	kPa	0

## 12.7 Implementering av 97 %

### 12.7.1 Modell I

Simulering i Xhanger Suite 5:

25-HA-112 med kuldemedium 97 %.htri

25-HA-112 med konstruert gass 97 %.htri

Følgende modell er brukt: Modell I med 97 % last - Grant separasjon.prz

#### 12.7.1.1 Variabelliste:

Element	Variabel	Benevning	Input
<b>S1</b>	Massestrøm	kg/s	464.194
	Komposisjon, etan	mol %	64.4
	Komposisjon, propan	mol %	35.6
	Temperatur	°C	33
	Trykk	bar	20.74
<b>I1</b>	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	°C	Defined: <i>Flash F1 temperature</i>
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	0,55
<b>F1</b>	Trykkfall	bar	0
	Produktspesifikasjon:	<i>Stream S3 phase fraction of vapor=0,1524</i>	
	Produktfase:	S3: vapor	S8: liquid
<b>DB2</b>	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	°C	se ligning
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	se ligning
<b>F2</b>	Trykkfall	bar	0
	Produktspesifikasjon:	<i>Heat exchanger DB1 hot side outlet temperature</i>	
	Produktfase:	S5: vapor	S9: liquid
<b>DB3</b>	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	°C	se ligning
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	se ligning
<b>F3</b>	Trykkfall	bar	0
	Produktspesifikasjon:	<i>Heat exchanger DB2 hot side outlet temperature</i>	
	Produktfase:	S7: vapor	S12: liquid
<b>DB4</b>	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	°C	se ligning
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	se ligning
<b>F4</b>	Trykkfall	bar	0
	Produktspesifikasjon:	<i>Heat exchanger DB3 hot side outlet temperature</i>	
	Produktfase:	S16: vapor	S15: liquid

<b>DB5</b>	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	°C	se ligning
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	se ligning
<b>F5</b>	Trykkfall	bar	0
	Produktspesifikasjon:	<i>Heat exchanger DB4 hot side outlet temperature</i>	
	Produktfase:	S18 vapor	S13: liquid
<b>DB6</b>	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	°C	9,10
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	0
<b>DB7</b>	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	°C	4,7
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	0

## 12.7.2 Modell II:

### 12.7.2.1 Fysikalske data for 97 %

T	C	<b>11,56</b>	<b>3,4</b>
P	kPa	2019	2010
k, g	W/mK	0,02	0,02
k, f	W/mK	0,09	0,09
$\rho$ , g	kg/m <sup>3</sup>	37,85	37,56
$\rho$ , f	kg/m <sup>3</sup>	429,50	425,50
cp,g	kJ/kgK	2,19	2,20
cp, f	kJ/kgK	3,31	3,40
$\mu$	Ns/m <sup>2</sup>	8,75E-06	8,67E-06
hfg,a	kJ/kg	356,99	368,64
hfg,b	kJ/kg	257,09	289,77
ya,bulk	kmol/kmol	0,3560	0,1809
yb, bulk	kmol/kmol	0,6440	0,8191
M	kg/kmol	35,06	32,62

m,	59,19	10,00
hg	393,25	89,29

k,a	W/mK	0,02
k,b	W/mK	0,02
$\rho$ ,a	kg/m <sup>3</sup>	7,44
$\rho$ ,b	kg/m <sup>3</sup>	25,66

### 12.7.2.2 Sammenføring av strømmer

Følgende modell er brukt: Sammenføring av strømmer.prz

<b>S1</b>	Massestrøm Komposisjon, etan Komposisjon,propan Temperatur Trykk	kg/hr mol mol C kPa	1.0382e+005 0.90900 0.091000 3,80 2030.0
<b>S2</b>	Massestrøm Komposisjon, etan Komposisjon,propan Temperatur Trykk	kg/hr mol mol C kPa	1.5666e+006 0.59207 0.40793 4,7 2030
E1	Spesifikasjon: Temperatur Relativ toleranse Trykkfall	<i>Hot Product Temperature</i> C  kPa	 9,2 0,0001 0

## 12.8 Modell III

### 12.8.1 Nedkjøling til 10 °C

PRO/II-modell som er brukt: Modell III, 10 grader.prz

Simulering i Xhanger Suite 5:

Konstruert gass: 25-HA-112 med konstruert gass, 10 grader.htri

Kuldemedium: 25-HA-112 med kuldemedium, 10 grader.htri

### 12.8.2 Nedkjøling til 7 °C

PRO/II-modell som er brukt: Modell III, 7 grader.prz

Simulering i Xhanger Suite 5:

Konstruert gass: 25-HA-112 med konstruert gass, 7 grader.htri

Kuldemedium: 25-HA-112 med kuldemedium, 7 grader.htri

### 12.8.3 Variabelliste

#### 12.8.3.1 Nedkjøling til 10 °C

Følgende modell er brukt: Modell III 10 grader.prz

Variabelliste:

Element	Variabel	Benevning	Input
<b>S1</b>	Massestrøm	kg/s	478,306
	Komposisjon, etan	mol %	64
	Komposisjon, propan	mol %	36
	Temperatur	°C	31,2
	Trykk	bar	20,74
<b>GA1</b>	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	°C	26
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	0,08
<b>F2</b>	Trykkfall	bar	0
	Produktspesifikasjon:	<i>Heat exchanger GA1 hot side outlet temperature</i>	
	Produktfase:	S10: vapor	S8: liquid
<b>DA3</b>	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	°C	se ligning
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	se ligning
<b>F3</b>	Trykkfall	bar	0
	Produktspesifikasjon:	<i>Heat exchanger DA3 hot side outlet temperature</i>	
	Produktfase:	S7: vapor	S11: liquid
<b>DA4</b>	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	°C	se ligning
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	se ligning



<b>F4</b>	Trykkfall Produktspesifikasjon: Produktfase:	bar <i>Heat exchanger DA4 hot side outlet temperature</i> S13: vapor	0 S12: liquid
<b>DA5</b>	Spesifikasjon: Temperatur Relativ toleranse Trykkfall	°C bar	<i>Hot Product Temperature</i> se ligning 0,0001 se ligning
<b>F5</b>	Trykkfall Produktspesifikasjon: Produktfase:	bar <i>Heat exchanger DA5 hot side outlet temperature</i> S16: vapor	0 S15: liquid
<b>DA6</b>	Spesifikasjon: Temperatur Relativ toleranse Trykkfall	°C bar	<i>Hot Product Temperature</i> se ligning 0,0001 se ligning
<b>F6</b>	Trykkfall Produktspesifikasjon: Produktfase:	bar <i>Heat exchanger DA6 hot side outlet temperature</i> S18: vapor	0 S19: liquid
<b>DA7</b>	Spesifikasjon: Temperatur Relativ toleranse Trykkfall	°C bar	<i>Hot Product Temperature</i> se ligning 0,0001 se ligning
<b>F7</b>	Trykkfall Produktspesifikasjon: Produktfase:	bar <i>Heat exchanger DA7 hot side outlet temperature</i> S22: vapor	0 S21: liquid
<b>DA8</b>	Spesifikasjon: Temperatur Relativ toleranse Trykkfall	°C bar	<i>Hot Product Temperature</i> se ligning 0,0001 se ligning
<b>F8</b>	Trykkfall Produktspesifikasjon: Produktfase:	bar <i>Heat exchanger DA8 hot side outlet temperature</i> S24: vapor	0 S25: liquid
<b>DA9</b>	Spesifikasjon: Temperatur Relativ toleranse Trykkfall	°C bar	<i>Hot Product Temperature</i> se ligning 0,0001 se ligning
<b>F9</b>	Trykkfall Produktspesifikasjon: Produktfase:	bar <i>Heat exchanger DA9 hot side outlet temperature</i> S27: vapor	0 S28: liquid
<b>DA10</b>	Spesifikasjon: Temperatur Relativ toleranse Trykkfall	°C bar	<i>Hot Product Temperature</i> se ligning 0,0001 se ligning
<b>F10</b>	Trykkfall Produktspesifikasjon: Produktfase:	bar <i>Heat exchanger DA10 hot side outlet temperature</i> S30: vapor	0 S31: liquid

<b>DA11</b>	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	°C	10
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	0
<b>DA12</b>	Spesifikasjon:	<i>Hot Product Temperature</i>	
	Temperatur	°C	10
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	0

### 12.8.3.2 Nedkjøling til 7 °C

Følgende modell er brukt: Modell III 7 grader.prz

#### Variabelliste:

Element	Variabel	Benevning	Input
<b>S1</b>	Massestrøm	kg/s	478,306
	Komposisjon, etan	mol %	64
	Komposisjon, propan	mol %	36
	Temperatur	°C	31,2
	Trykk	bar	20,74
<b>GB1</b>	Spesifikasjon:		<i>Hot Product Temperature</i>
	Temperatur	°C	26
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	0,08
<b>F2</b>	Trykkfall	bar	0
	Produktspesifikasjon:	<i>Heat exchanger GB1 hot side outlet temperature</i>	
	Produktfase:	S10: vapor	S8: liquid
<b>DB3</b>	Spesifikasjon:		<i>Hot Product Temperature</i>
	Temperatur	°C	se ligning
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	se ligning
<b>F3</b>	Trykkfall	bar	0
	Produktspesifikasjon:	<i>Heat exchanger DB3 hot side outlet temperature</i>	
	Produktfase:	S7: vapor	S11: liquid
<b>DB4</b>	Spesifikasjon:		<i>Hot Product Temperature</i>
	Temperatur	°C	se ligning
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	se ligning
<b>F4</b>	Trykkfall	bar	0
	Produktspesifikasjon:	<i>Heat exchanger DB4 hot side outlet temperature</i>	
	Produktfase:	S13: vapor	S12: liquid
<b>DB5</b>	Spesifikasjon:		<i>Hot Product Temperature</i>
	Temperatur	°C	se ligning
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	se ligning
<b>F5</b>	Trykkfall	bar	0
	Produktspesifikasjon:	<i>Heat exchanger DB5 hot side outlet temperature</i>	
	Produktfase:	S16: vapor	S15: liquid
<b>DB6</b>	Spesifikasjon:		<i>Hot Product Temperature</i>
	Temperatur	°C	se ligning
	Relativ toleranse		0,0001
	Trykkfall	bar	se ligning

<b>F6</b>	Trykkfall Produktspesifikasjon: Produktfase:	bar <i>Heat exchanger DB6 hot side outlet temperature</i> S18: vapor   S19: liquid	0
<b>DB7</b>	Spesifikasjon: Temperatur Relativ toleranse Trykkfall	°C bar	<i>Hot Product Temperature</i> se ligning 0,0001 se ligning
<b>F7</b>	Trykkfall Produktspesifikasjon: Produktfase:	bar <i>Heat exchanger DB7 hot side outlet temperature</i> S22: vapor   S21: liquid	0
<b>DB8</b>	Spesifikasjon: Temperatur Relativ toleranse Trykkfall	°C bar	<i>Hot Product Temperature</i> se ligning 0,0001 se ligning
<b>F8</b>	Trykkfall Produktspesifikasjon: Produktfase:	bar <i>Heat exchanger DB8 hot side outlet temperature</i> S24: vapor   S25: liquid	0
<b>DB9</b>	Spesifikasjon: Temperatur Relativ toleranse Trykkfall	°C bar	<i>Hot Product Temperature</i> se ligning 0,0001 se ligning
<b>F9</b>	Trykkfall Produktspesifikasjon: Produktfase:	bar <i>Heat exchanger DB9 hot side outlet temperature</i> S27: vapor   S28: liquid	0
<b>DB10</b>	Spesifikasjon: Temperatur Relativ toleranse Trykkfall	°C bar	<i>Hot Product Temperature</i> se ligning 0,0001 se ligning
<b>F10</b>	Trykkfall Produktspesifikasjon: Produktfase:	bar <i>Heat exchanger DB10 hot side outlet temperature</i> S30: vapor   S31: liquid	0
<b>DB11</b>	Spesifikasjon: Temperatur Relativ toleranse Trykkfall	°C bar	<i>Hot Product Temperature</i> 10 0,0001 0
<b>DA12</b>	Spesifikasjon: Temperatur Relativ toleranse Trykkfall	°C bar	<i>Hot Product Temperature</i> 7 0,0001 0

## 12.9 Varmeovergangstall

### 12.9.1 Separasjon 4,5 m

#### 12.9.1.1 Design

	Totalt overført varme	$Q_{tot}$	kW	176645,4
	Innløpstemperatur, gass	$T_{inn}$	°C	31,2
	Utløpstemperatur, gass	$T_{ut}$	°C	10
	Innløpstemperatur, sw	$T_{sw, inn}$	°C	6,1
	Utløpstemperatur, sw	$T_{sw, ut}$	°C	14,1
	LMTD	LMTD	K	8,93
	Gjennomsnittlig U-verdi	U	W/m <sup>2</sup> K	531,92
Gass	Massestrøm	$m'$	kg/s	478,306
	Entalpi inn	$h_1$	kJ/kg	380,8
	Entalpi ut	$h_2$	kJ/kg	71,807
	Overført varme	Q	kW	147793,206
Sjøvann	massestrøm	$m'$	kg/s	5083,14
	Varmekapasitet	$c_p$	kJ/kgK	4,18
Separasjon	Separasjonsposisjon	L	m	4,5
	Separasjonstemperatur	$T_{sep}$	°C	12,03
	Separasjonstemperatur, sw	$T_{sw, sep}$	°C	7,15
	Benyttet areal	$A_{benyttet}$	m <sup>2</sup>	7741,05
	U-verdi, integral	$U_{int}$	W/m <sup>2</sup> K	1958,71

### 12.9.1.2 97 % belastning

	Totalt overført varme	$Q_{tot}$	kW	169673
	Innløpstemperatur, gass	$T_{inn}$	°C	33
	Utløpstemperatur, gass	$T_{ut}$	°C	9,1
	Innløpstemperatur, sw	$T_{sw, inn}$	°C	3,4
	Utløpstemperatur, sw	$T_{sw, ut}$	°C	10,4
	LMTD	LMTD	K	12,27
	Gjennomsnittlig U-verdi	U	W/m <sup>2</sup> K	371,90
Gass	Massestrøm	$m'$	kg/s	464,19
	Entalpi inn	$h_1$	kJ/kg	383,973
	Entalpi ut	$h_2$	kJ/kg	60,431
	Overført varme	Q	kW	150184,961
Sjøvann	massestrøm	$m'$	kg/s	5083,14
	Varmekapasitet	$c_p$	kJ/kgK	4,77
Separasjon	Separasjonsposisjon	L	m	4,5
	Separasjonstemperatur	$T_{sep}$	°C	11,41
	Separasjonstemperatur, sw	$T_{sw, sep}$	°C	4,20
	Benyttet areal	$A_{benyttet}$	m <sup>2</sup>	7741,05
	U-verdi, integral	$U_{int}$	W/m <sup>2</sup> K	1440,57

### 12.9.1.3 87 % belastning

	Totalt overført varme	$Q_{tot}$	kW	143096
	Innløpstemperatur, gass	$T_{inn}$	°C	36
	Utløpstemperatur, gass	$T_{ut}$	°C	12,2
	Innløpstemperatur, sw	$T_{sw, inn}$	°C	7
	Utløpstemperatur, sw	$T_{sw, ut}$	°C	12,7
	LMTD	LMTD	K	12,07
	Gjennomsnittlig U-verdi	$U$	W/m <sup>2</sup> K	318,86
Gass	Massestrøm	$m'$	kg/s	413,78
	Entalpi inn	$h_1$	kJ/kg	387,811
	Entalpi ut	$h_2$	kJ/kg	92,193
	Overført varme	$Q$	kW	122320,816
Sjøvann	massestrøm	$m'$	kg/s	5083,14
	Varmekapasitet	$c_p$	kJ/kgK	5,11
Separasjon	Separasjonsposisjon	$L$	m	4,5
	Separasjonstemperatur	$T_{sep}$	°C	14
	Separasjonstemperatur, sw	$T_{sw, sep}$	°C	7,99
	Benyttet areal	$A_{benyttet}$	m <sup>2</sup>	7741,05
	U-verdi, integral	$U_{int}$	W/m <sup>2</sup> K	1238,70

### 12.9.1.4 82 % belastning

	Totalt overført varme	$Q_{tot}$	kW	148156
	Innløpstemperatur, gass	$T_{inn}$	°C	33
	Utløpstemperatur, gass	$T_{ut}$	°C	9,2
	Innløpstemperatur, sw	$T_{sw, inn}$	°C	3,4
	Utløpstemperatur, sw	$T_{sw, ut}$	°C	9,4
	LMTD	LMTD	K	12,68
	Gjennomsnittlig U-verdi	U	W/m <sup>2</sup> K	314,12
Gass	Massestrøm	$m'$	kg/s	392,03
	Entalpi inn	$h_1$	kJ/kg	382,028
	Entalpi ut	$h_2$	kJ/kg	74,223
	Overført varme	Q	kW	120668,794
Sjøvann	Massestrøm	$m'$	kg/s	5083,14
	Varmekapasitet	$c_p$	kJ/kgK	4,69
Separasjon	Separasjonsposisjon	L	m	4,5
	Separasjonstemperatur	$T_{sep}$	°C	12,42
	Separasjonstemperatur, sw	$T_{sw, sep}$	°C	4,34
	Benyttet areal	$A_{benyttet}$	m <sup>2</sup>	7741,05
	U-verdi, integral	$U_{int}$	W/m <sup>2</sup> K	1076,58



### 12.9.1.5 57 % belastning

	Totalt overført varme	$Q_{tot}$	kW	100502
	Innløpstemperatur, gass	$T_{inn}$	°C	35
	Utløpstemperatur, gass	$T_{ut}$	°C	9,6
	Innløpstemperatur, sw	$T_{sw, inn}$	°C	3,7
	Utløpstemperatur, sw	$T_{sw, ut}$	°C	9,6
	LMTD	LMTD	K	13,36
	Gjennomsnittlig U-verdi	$U$	W/m <sup>2</sup> K	202,32
Gass	Massestrøm	$m'$	kg/s	271,44
	Entalpi inn	$h_1$	kJ/kg	384,614
	Entalpi ut	$h_2$	kJ/kg	72,704
	Overført varme	$Q$	kW	84664,8504
Sjøvann	massestrøm	$m'$	kg/s	5083,14
	Varmekapasitet	$c_p$	kJ/kgK	5,65
Separasjon	Separasjonsposisjon	$L$	m	4,5
	Separasjonstemperatur	$T_{sep}$	°C	14
	Separasjonstemperatur, sw	$T_{sw, sep}$	°C	6,65
	Benyttet areal	$A_{benyttet}$	m <sup>2</sup>	7741,05
	U-verdi, integral	$U_{int}$	W/m <sup>2</sup> K	751,45

### 12.9.1.6 42 % belastning

	Totalt overført varme	$Q_{tot}$	kW	73764
	Innløpstemperatur, gass	$T_{inn}$	°C	35
	Utløpstemperatur, gass	$T_{ut}$	°C	9,9
	Innløpstemperatur, sw	$T_{sw, inn}$	°C	3,8
	Utløpstemperatur, sw	$T_{sw, ut}$	°C	5,6
	LMTD	LMTD	K	14,82
	Gjennomsnittlig U-verdi	$U$	W/m <sup>2</sup> K	133,89
Gass	Massestrøm	$m'$	kg/s	198,5
	Entalpi inn	$h_1$	kJ/kg	392,485
	Entalpi ut	$h_2$	kJ/kg	55,466
	Overført varme	$Q$	kW	66898,2715
Sjøvann	massestrøm	$m'$	kg/s	5083,14
	Varmekapasitet	$c_p$	kJ/kgK	8,06
Separasjon	Separasjonsposisjon	$L$	m	4,5
	Separasjonstemperatur	$T_{sep}$	°C	11,12
	Separasjonstemperatur, sw	$T_{sw, sep}$	°C	3,97
	Benyttet areal	$A_{benyttet}$	m <sup>2</sup>	7741,05
	U-verdi, integral	$U_{int}$	W/m <sup>2</sup> K	549,09

## 12.9.2 Separasjon 7,3 m

### 12.9.2.1 Design

	Totalt overført varme	$Q_{tot}$	kW	176645,4
	Innløpstemperatur, gass	$T_{inn}$	°C	31,2
	Utløpstemperatur, gass	$T_{ut}$	°C	10
	Innløpstemperatur, sw	$T_{sw, inn}$	°C	6,1
	Utløpstemperatur, sw	$T_{sw, ut}$	°C	14,1
	LMTD	LMTD	K	8,93037206
	Gjennomsnittlig U-verdi	U	W/m <sup>2</sup> K	531,924276
Gass	Massestrøm	$m'$	kg/s	478,306
	Entalpi inn	$h_1$	kJ/kg	380,8
	Entalpi ut	$h_2$	kJ/kg	71,807
	Overført varme	Q	kW	147793,206
Sjøvann	massestrøm	$m'$	kg/s	5083,13889
	Varmekapasitet	$c_p$	kJ/kgK	4,182
Separasjon	Separasjonsposisjon	L	m	7,3
	Separasjonstemperatur	$T_{sep}$	°C	12,03
	Separasjonstemperatur, sw	$T_{sw, sep}$	°C	7,14754054
	Benyttet areal	$A_{v, benyttet}$	m <sup>2</sup>	12557,7087
	U-verdi, integral	$U_{, int}$	W/m <sup>2</sup> K	1207,42495

### 12.9.2.2 97 % belastning

	Totalt overført varme	$Q_{tot}$	kW	169673
	Innløpstemperatur, gass	$T_{inn}$	°C	33
	Utløpstemperatur, gass	$T_{ut}$	°C	9,1
	Innløpstemperatur, sw	$T_{sw, inn}$	°C	3,4
	Utløpstemperatur, sw	$T_{sw, ut}$	°C	10,4
	LMTD	LMTD	K	12,27
	Gjennomsnittlig U-verdi	U	W/m <sup>2</sup> K	371,90
Gass	Massestrøm	$m'$	kg/s	464,19
	Entalpi inn	$h_1$	kJ/kg	383,973
	Entalpi ut	$h_2$	kJ/kg	60,431
	Overført varme	Q	kW	150184,961
Sjøvann	massestrøm	$m'$	kg/s	5083,14
	Varmekapasitet	$c_p$	kJ/kgK	4,77
Separasjon	Separasjonsposisjon	L	m	4,5
	Separasjonstemperatur	$T_{sep}$	°C	11,41
	Separasjonstemperatur, sw	$T_{sw, sep}$	°C	4,20
	Benyttet areal	$A_{benyttet}$	m <sup>2</sup>	7741,05
	U-verdi, integral	$U_{int}$	W/m <sup>2</sup> K	1440,57

### 12.9.2.3 87 % belastning

	Totalt overført varme	$Q_{tot}$	kW	143096
	Innløpstemperatur, gass	$T_{inn}$	°C	36
	Utløpstemperatur, gass	$T_{ut}$	°C	12,2
	Innløpstemperatur, sw	$T_{sw, inn}$	°C	7
	Utløpstemperatur, sw	$T_{sw, ut}$	°C	12,7
	LMTD	LMTD	K	12,07
	Gjennomsnittlig U-verdi	$U$	W/m <sup>2</sup> K	318,86
Gass	Massestrøm	$m'$	kg/s	413,78
	Entalpi inn	$h_1$	kJ/kg	387,811
	Entalpi ut	$h_2$	kJ/kg	92,193
	Overført varme	$Q$	kW	122320,816
Sjøvann	massestrøm	$m'$	kg/s	5083,14
	Varmekapasitet	$c_p$	kJ/kgK	5,11
Separasjon	Separasjonsposisjon	$L$	m	7,3
	Separasjonstemperatur	$T_{sep}$	°C	14
	Separasjonstemperatur, sw	$T_{sw, sep}$	°C	7,99
	Benyttet areal	$A_{benyttet}$	m <sup>2</sup>	12557,71
	U-verdi, integral	$U_{int}$	W/m <sup>2</sup> K	763,58

### 12.9.2.4 82 % belastning

	Totalt overført varme	$Q_{tot}$	kW	148156
	Innløpstemperatur, gass	$T_{inn}$	°C	33
	Utløpstemperatur, gass	$T_{ut}$	°C	9,2
	Innløpstemperatur, sw	$T_{sw, inn}$	°C	3,4
	Utløpstemperatur, sw	$T_{sw, ut}$	°C	9,4
	LMTD	LMTD	K	12,68
	Gjennomsnittlig U-verdi	U	W/m <sup>2</sup> K	314,12
Gass	Massestrøm	$m'$	kg/s	392,03
	Entalpi inn	$h_1$	kJ/kg	382,028
	Entalpi ut	$h_2$	kJ/kg	74,223
	Overført varme	Q	kW	120668,794
Sjøvann	Massestrøm	$m'$	kg/s	5083,14
	Varmekapasitet	$c_p$	kJ/kgK	4,69
Separasjon	Separasjonsposisjon	L	m	7,3
	Separasjonstemperatur	$T_{sep}$	°C	12,42
	Separasjonstemperatur, sw	$T_{sw, sep}$	°C	4,34
	Benyttet areal	$A_{benyttet}$	m <sup>2</sup>	12557,71
	U-verdi, integral	$U_{int}$	W/m <sup>2</sup> K	663,65

### 12.9.2.5 57 % belastning

	Totalt overført varme	$Q_{tot}$	kW	73764
	Innløpstemperatur, gass	$T_{inn}$	°C	35
	Utløpstemperatur, gass	$T_{ut}$	°C	9,9
	Innløpstemperatur, sw	$T_{sw, inn}$	°C	3,8
	Utløpstemperatur, sw	$T_{sw, ut}$	°C	5,6
	LMTD	LMTD	K	14,82
	Gjennomsnittlig U-verdi	$U$	W/m <sup>2</sup> K	133,89
Gass	Massestrøm	$m'$	kg/s	198,5
	Entalpi inn	$h_1$	kJ/kg	392,485
	Entalpi ut	$h_2$	kJ/kg	55,466
	Overført varme	$Q$	kW	66898,2715
Sjøvann	massestrøm	$m'$	kg/s	5083,14
	Varmekapasitet	$c_p$	kJ/kgK	8,06
Separasjon	Separasjonsposisjon	$L$	m	7,3
	Separasjonstemperatur	$T_{sep}$	°C	11,12
	Separasjonstemperatur, sw	$T_{sw, sep}$	°C	3,97
	Benyttet areal	$A_{benyttet}$	m <sup>2</sup>	12557,71
	U-verdi, integral	$U_{int}$	W/m <sup>2</sup> K	338,48

### 12.9.2.6 42 % belastning

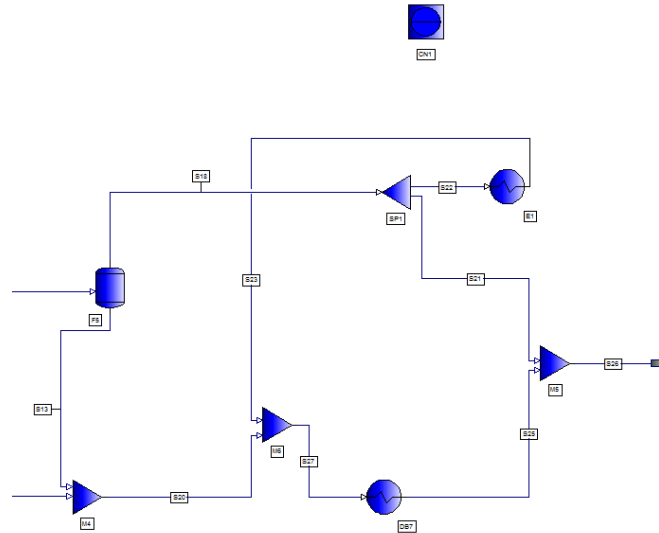
	Totalt overført varme	$Q_{tot}$	kW	100502
	Innløpstemperatur, gass	$T_{inn}$	°C	35
	Utløpstemperatur, gass	$T_{ut}$	°C	9,6
	Innløpstemperatur, sw	$T_{sw, inn}$	°C	3,7
	Utløpstemperatur, sw	$T_{sw, ut}$	°C	9,6
	LMTD	LMTD	K	13,36
	Gjennomsnittlig U-verdi	$U$	W/m <sup>2</sup> K	202,32
Gass	Massestrøm	$m'$	kg/s	271,44
	Entalpi inn	$h_1$	kJ/kg	384,614
	Entalpi ut	$h_2$	kJ/kg	72,704
	Overført varme	$Q$	kW	84664,8504
Sjøvann	massestrøm	$m'$	kg/s	5083,14
	Varmekapasitet	$c_p$	kJ/kgK	5,65
Separasjon	Separasjonsposisjon	$L$	m	7,3
	Separasjonstemperatur	$T_{sep}$	°C	14
	Separasjonstemperatur, sw	$T_{sw, sep}$	°C	6,65
	Benyttet areal	$A_{benyttet}$	m <sup>2</sup>	12557,71
	U-verdi, integral	$U_{int}$	W/m <sup>2</sup> K	463,22



## 12.10 Vent-gass

Det er funnet ut hvordan utløpstemperaturen blir påvirket av å regulere vent-gassen i systemet. Det er tatt utgangspunkt i Modell I. Endringen skjer ved S18, etter siste separator.

Følgende modell er brukt: ventgass.prz



- En *splitter*, SP1, har blitt satt inn for å dele strømmingen etter siste separasjon.

Spesifikasjon: Strøm S21; Massestrøm gass av alle komponenter på tørr basis= 0 kg/s

- En varmeveksler, E1, kjøler gassen ytterligere.

Spesifikasjon: *Hot Product Temperature Drop Below Bubble Point*. 0,1 °C.

Trykktap: 0 bar

- En styringsenhet, CN1, sikrer riktig utløpstemperatur.

Spesifikasjon: Strøm S26=9,1 °C. Variabel: *Splitter* SP1s spesifikasjon av strøm S21.

## 12.11 Kondensat

PRO/II-modell størrelser er hentet fra: Modell I 7 grader, Optimalisering.prz

Simulering i Xchanger Suite 5 størrelser er hentet fra: 25-HA-112 med kuldemedium, 7 grader.htri

Beregninger: Kondensat, Optimalisert Modell I 7 grader.xlsx

### 12.11.1 Fysikalske størrelser brukt i beregningene:

Konduktivitet	k	W/mK	0,086	Xchanger Suite 5
Tetthet	$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	437,17	Xchanger Suite 5
Dynamisk viskositet	$\mu$	Ns/m <sup>2</sup>	7,29322E-05	Xchanger Suite 5
Spesefikk varmekap.	$c_p$	J/kgK	3229	PRO/II

### 12.11.2 Verdier som varierer med væskehøyden, og ikke med separasjonslengden:

Væskehøyde [m]	Antall rader	Antall rør	Massestrøm sjøvann [kg/s]	Utløpstemp. sjøvann [°C]	LMTD [K]
0,5	14	684	319,761	10,57	0,53
0,6	20	978	457,202	9,23	1,23
0,7	25	1223	571,736	8,60	1,47
0,8	30	1468	686,271	8,18	1,63
0,9	35	1713	800,805	7,89	1,73
1,0	41	2007	938,246	7,62	1,82
1,1	46	2252	1052,780	7,46	1,88
1,2	51	2497	1167,315	7,33	1,92
1,3	56	2742	1281,849	7,22	1,96