

# Validering av våtgassytelse

**Håvar Nøvik**

Master i produktutvikling og produksjon  
Innlevert: juni 2013  
Hovedveileder: Lars Erik Bakken, EPT

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet  
Institutt for energi- og prosessteknikk



EPT-M-2013-86

**MASTEROPPGAVE**

for

Stud.techn. Håvard Nøvik

Våren 2013

**Validering av våtgass ytelse**  
*Wet gas performance validation***Bakgrunn**

Våtgass kompresjon er ny teknologi som prosessindustrien ønsker å utvikle for å redusere utbyggingskostnader og øke produksjonen fra eksisterende felt. Både operatører og leverandører av slikt utstyr satser tungt på utvikling av pålitelige konsepter som også kan brukes på havbunnen. Teknologien vil gi vesentlige energi og miljømessige besparelser ved at prosesseringsgraden og effektforbruket reduseres vesentlig i distribuerte anlegg. Ved hjelp av eksperimentell forsøksrigg undersøkes ytelsene til eksisterende kompressor. Av spesiell interesse er validering av instrumentering for nøyaktig bestemmelse av ytelse både ved tørr og våt gass

**Mål**

Basert på litteratur og tidligere eksperimentelt arbeid i våtgass kompresjonsrigg er det et mål å etablere pålitelige rutiner for validering av våtgass ytelse (gass volumfraksjon større enn 0,95). Forholdet inkluderer både måletekniske og beregningstekniske aspekter.

**Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter:**

1. Prosjektore laboratorierigg for å validere temperatursensorers evne til å gi pålitelige målinger av våtgass strømningsregime. Av spesiell interesse er driftsforhold hvor temperaturendringen er liten, samt forhold hvor termisk likevekt i fluidet (gass og væske) ikke er oppfylt.
2. Validere funksjonaliteten til «direkte integrasjon» i Hysys.
3. Ved basis i «direkte integrasjon» i Hysys validere og dokumentere innvirkningen ulike fluider og driftsforhold har på kompresjonsbanen.

” - ”

Senest 14 dager etter utlevering av oppgaven skal kandidaten levere/sende instituttet en detaljert fremdrift- og eventuelt forsøksplan for oppgaven til evaluering og eventuelt diskusjon med faglig ansvarlig/veiledere. Detaljer ved eventuell 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 eventuelt figurnummer.

Det forutsettes at kandidaten tar initiativ til og holder nødvendig kontakt med faglærer og veileder(e). Kandidaten skal rette seg etter de reglementer og retningslinjer som gjelder ved alle (andre) fagmiljøer som kandidaten har kontakt med gjennom sin utførelse av oppgaven, samt etter eventuelle pålegg fra Institutt for energi- og prosesseteknikk.

Risikovurdering av kandidatens arbeid skal gjennomføres i henhold til instituttets prosedyrer. Risikovurderingen skal dokumenteres og inngå som del av besvarelsen. Hendelser relatert til kandidatens arbeid med uheldig innvirkning på helse, miljø eller sikkerhet, skal dokumenteres og inngå som en del av besvarelsen. Hvis dokumentasjonen på risikovurderingen utgjør veldig mange sider, leveres den fulle versjonen elektronisk til veileder og et utdrag inkluderes i besvarelsen.

I henhold til "Utfyllende regler til studieforskriften for teknologistudiet/sivilingeniørstudiet" ved NTNU § 20, forbeholder instituttet seg retten til å benytte alle resultater og data til undervisnings- og forskningsformål, samt til fremtidige publikasjoner.

Besvarelsen leveres digitalt i DAIM. Et faglig sammendrag med oppgavens tittel, kandidatens navn, veileders navn, årstall, instituttnavn, og NTNUs logo og navn, leveres til instituttet som en separat pdf-fil. Etter avtale leveres besvarelse og evt. annet materiale til veileder i digitalt format.

- Arbeid i laboratorium (vannkraftlaboratoriet, strømningsteknisk, varmeteknisk)  
 Feltarbeid

NTNU, Institutt for energi- og prosesseteknikk, 14. januar 2013



Olav Bolland  
Instituttleder



Lars E Bakken  
Faglig ansvarlig/veileder

Medveileder;

- Øyvind Hundseid, NTNU





# Sammendrag

En trykkøkning vil gi gassreservoar økt produksjonsrate eller forlenget levetid, i noen tilfeller også begge deler. Subsea-kompresjon kan være et kostnadseffektivt alternativ til å installere kompresjonen ombord på et flytende produksjonsfartøy. Ved å kunne installere kompressoren direkte på brønnstrømmen istedenfor å installere separator, pumpe og kompressor blir anlegget betydelig mindre komplisert og dermed også mer driftssikkert. For at en kompressor skal kunne installeres direkte på brønnstrømmen må den for visse reservoarer håndtere noe væske i gass-strømmen, altså kreves de i slike tilfeller en våtgasskompressor.

For å beregne ytelsen til en kompressor brukes blant annet temperaturer. Siden temperaturøkningen gjennom en våtgasskompressor ikke nødvendigvis er så stor, vil det være strenge krav til målenøyaktighet. I denne oppgaven er det presentert fem forskjellige teknologier som kan anvendes for å måle temperatur i våtgass. Det er konkludert med at termistorer vil være best egnet til målinger hvor gass- og væske fasen er i termisk likevekt, mens termoelementer vil være egnet for målinger hvor fasene *ikke* er i termisk likevekt.

For forhold hvor det ikke er termisk likevekt må det opprettes rutiner for hvordan fasetemperaturene kan måles uavhengig av hverandre. Som en start i dette arbeidet er det i denne oppgaven prosjektert en testtrigg som skal kunne teste ut forskjellige temperatursensorer og måleteknikker. Testtriggen legger opp til å gi resultater som skal kunne brukes til å utbedre eksperimentene utført ved NTNUs testtrigg for våtgasskompresjon.

«Direct integration» er en beregningsmodell som har vist seg å være tilfredsstillende for ytelsesberegninger av våtgasskompressorer. Modellen er implementert i Hysys under navnet «Reference». Denne oppgaven validere «Reference» opp imot forventede resultater og en egenutviklet «direct integration»-implementasjon. Resultatene viser blant annet at

«Reference» vil falle tilbake på Schultz' metode for beregninger hvor polytropisk virkningsgrad ikke er kjent. Det kommer også klart frem at «Reference» ikke er implementert etter Huntingtons[1] artikkel, slik som AspenTech hevder.

God forståelse for hvordan våtgasskompresjon skiller seg fra kompresjon av tørrgass er viktig for å kunne utvikle et solid konsept for våtgasskompressorer. Det er undersøkt hvilken effekt tyngre hydrokarboner og endrede driftsforhold vil ha på kompresjonsbanen, da spesielt i forhold som ligger i våtgassområdet. Det er vist at selv små endringer av de tyngste hydrokarbonene (1% molfraksjon) vil endre kompresjonsforholdene mye, for visse forhold kan dette avgjøre om kompresjonen ligger i våtgass- eller tørrgassområdet. Det er også vist at volumet vil øke når væske går over til gass, dette gir problemer for flerstegsmaskiner hvor utløpstilstanden fra et steg må samsvare med innløpstilstanden til neste.



# Abstract

Pressure boosting of a natural gas reservoir will give an increase in production rate or extend the fields productive lifespan, in some cases both. Subsea compression could be a cost efficient alternative to a platform compression solution. By installing the subsea compressor directly on the well stream instead of installing a separator, pump and a compressor, the subsea plant can be much less complex and therefore also much more reliable. For some fields there are liquid in the gas flow and compressors that is installed directly on these streams need to handle the liquid. I.e. these compressors has to be wet gas compressors.

Temperature is used to calculate the performance of the compressor. Because of the relatively low temperature rise through a wet gas compressor there are strict requirements for the accuracy of the temperature measurements. In this thesis it is presented five different technologies that could be used for temperature measurement of wet gas. It is concluded that thermistors are best suited for conditions where there is thermal equilibrium between the phases and thermocouples are suited for non equilibrium conditions.

For condition where there is non thermal equilibrium between the phases in a wet gas stream it is a need for standardized procedures on how to measure the gas and liquid temperatures independent of each other. As a start in this standardization work it is engineered a test rig that will make it possible to test different temperature sensors and measurements techniques. The test rig is engineered such that the result could be used to improve the experiments conducted at NTNUs test rig for wet gas compression.

“Direct integration” is a compressor performance calculation model that has showed itself satisfactory for wet gas performance calculations. This calculation model is implemented in Hysys under the name “Reference”. In this thesis the “Reference” model is validated against

expected results and a “direct integration” implementation developed as part of this thesis. The results show, among other, that “Reference” will fall back on Schultz’ methods for calculations where the polytropic efficiency is not known. It’s also evident that “Reference” is not implemented according to Huntington’s article[1], as AspenTech claims.

It is essential to understand the difference between wet gas compression and dry gas compression to be able to develop a solid concept for wet gas compressors. It’s examined what effects heavier hydrocarbons and changed operating conditions have on the compression path, especially in the wet gas region. It’s shown that even minor changes in the heaviest hydrocarbons (1% mole fraction) will have big impact on the compression, for some condition this change can decide if a compression is in the wet gas or dry gas region. It’s also shown that when liquid is transitioned to gas the volume will increase, this can give problems to multi stage compressors where the outlet conditions of one stage has to correspond to the inlet conditions of the next.

# Forord

Denne rapporten er resultatet av arbeidet med min masteroppgave, våre 2013. Arbeidet er utført ved Institutt for Energi- og prosesssteknikk, NTNU.

Jeg vil takke mine medstudenter for et trivelig og nyttig arbeidsmiljø, fruktbare diskusjoner og gode kaffepauser. Takk til Tor Bjørge, Svein Nøvik, Hanne Nøvik og Hilde Kobbeldund Habberstad for gjennomlesing og korrektur.

Takk til min hovedveileder Lars Eirik Bakken for nyttige innspill.



## Nomenklaturliste

$\alpha$	«Gass volume fraction» (GVF)
$\beta$	«Gass mass fraction» (GMF)
$\eta$	Virkningsgrad
$\kappa$	Isentropisk eksponent
$\rho$	Massetetthet
$\sigma$	Stefan-Boltzmanns konstant
$C_p$	Varmekapasitet
$E_b$	«Emissive power»
$H$	Løftehøyde
$n$	Polytropisk eksponent
$P$	Effekt
$p$	Trykk
$Q$	Varme
$R$	Gasskonstanten
$RH$	Relativ luftfuktighet
$T$	Temperatur
$v$	Spesifikt volum
$W$	Arbeid
$X, Y$	Schultz' kompressibilitetsfaktorer

$Z$	Kompressibilitetsfaktor
$\dot{m}$	Massestrøm
$\dot{Q}$	Volumstrøm
$C$	Fluidets faktiske hastighet
$L$	Drivmoment («angular momentum»)
$U$	Impellerhastighet
$V$	Fluidets hastighet relativt til impelleren
$\omega$	Vinkelhastighet
$\tau$	Moment

# Innhold

<b>Sammendrag</b>	<b>I</b>
<b>Forord</b>	<b>V</b>
<b>1 Introduksjon</b>	<b>1</b>
<b>2 Teori</b>	<b>5</b>
2.1 Kompressorer . . . . .	5
2.2 Isentropisk kompresjon . . . . .	10
2.3 Polytropisk kompresjon . . . . .	12
2.4 Tilstandsligning . . . . .	14
2.5 Relativ luftfuktighet . . . . .	16
2.6 Våtgass . . . . .	17
2.6.1 Annular strømning . . . . .	18
2.6.2 Våtgasskompressor . . . . .	20
<b>3 Temperatursensorer for våtgass</b>	<b>23</b>
3.1 Viktigheten av nøyaktige temperaturmålinger . . . . .	23
3.2 Termoelement . . . . .	25
3.3 «Resistance thermometers» . . . . .	29
3.4 Akustisk termometer . . . . .	30
3.5 Infrarød temperaturmåling . . . . .	31
3.6 Optisk fiber (Fiber Bragg grating) . . . . .	33
3.7 Oppsummering av temperatursensorer . . . . .	34
<b>4 Prosjektering av testrigg</b>	<b>35</b>
4.1 Testprosedyre . . . . .	36
4.2 Presentasjon av NTNUs testrigg for våtgasskompresjon	39
4.3 Lufttilførsel . . . . .	41
4.3.1 Luftkompressor . . . . .	41
4.3.2 Luftfuktighet . . . . .	42
4.3.3 Oppvarming av luft . . . . .	44
4.4 Væskeinjeksjon . . . . .	45
4.4.1 Dyse . . . . .	47
4.4.2 Utforming av injeksjonsmodul . . . . .	48
4.5 Testseksjon . . . . .	50

4.5.1	Plexirør . . . . .	50
4.5.2	Utforming av testseksjon . . . . .	51
4.6	Temperatursensorer . . . . .	52
4.6.1	«Flush mounted»-temperatursensor . . . . .	52
4.6.2	Sensorer for gasstemperatur . . . . .	53
4.6.3	Installasjoner for å hindre påvirkning av væske- dråper . . . . .	54
4.7	Sammenstilling . . . . .	56
4.8	Resultater . . . . .	58
<b>5</b>	<b>Direct integration</b>	<b>61</b>
5.1	Litteraturstudie . . . . .	61
5.2	Hysys' implementasjon av «direct integration» . . . . .	63
5.3	Schultz som reserveløsning . . . . .	64
5.4	Forslag til forbedret implementasjon . . . . .	66
5.5	Egen implementasjon av «direct integration» . . . . .	69
5.5.1	Hente ut data fra Hysys . . . . .	69
5.5.2	«Direct integration»-kode . . . . .	70
5.6	Sammenligning av Hysys og egen implementasjon . . . . .	73
5.7	Konklusjon . . . . .	77
<b>6</b>	<b>Forhold som påvirker kompresjonsbanen</b>	<b>79</b>
6.1	Tyngre hydrokarboner . . . . .	79
6.2	Driftsforhold . . . . .	81
6.3	Oppsummering av forhold som påvirker kompresjons- banen . . . . .	84
<b>7</b>	<b>Oppsummering</b>	<b>87</b>
	<b>Referanser</b>	<b>91</b>
<b>A</b>	<b>SeaBird SBE 38</b>	<b>95</b>
<b>B</b>	<b>Blanding av fluider</b>	<b>97</b>
<b>C</b>	<b>Plexirør - datablad</b>	<b>99</b>
<b>D</b>	<b>Realistisk hydrokarbon-sammensetning</b>	<b>103</b>



# Figurer

1.1	Olje- og gassproduksjon i Norge fra 1991 til 2011 . . . .	1
2.1	Typisk løpehjul til en sentrifugalkompressor. Foto: S.J. de Waard . . . . .	6
2.2	En sentrifugalkompressors hastighetsdiagrammer for innløp (blå) og utløp (rød). . . . .	7
2.3	Eksempel på kompressorkarakteristikk . . . . .	8
2.4	Isentropisk og polytropisk kompresjon i et entalpi/entropi-diagram . . . . .	10
2.5	Avvik mellom estimert og målt total løftehøyde . . . .	16
2.6	Kvalitativt kart over de forskjellige strømningsregimene	19
2.7	Eksempel på annular strømming i vertikalt rør . . . . .	19
2.8	Endring av temperatur gjennom kompressoren som funksjon av GVF . . . . .	21
3.1	Feilmålingers påvirkning på utregnet virkningsgrad. . .	25
3.2	Skisse av et termoelement . . . . .	26
3.3	Illustrasjon og bilde av kombinert konduktivitets- og temperatursensor . . . . .	28
3.4	Illustrasjon av FBG i et optisk fiber. . . . .	33
4.1	Miksing av gass (gas) og væske (liq), som resulterer i fluidet etter miksing (ref) . . . . .	37
4.2	Skisse av testtriggen . . . . .	38
4.3	Detaljsnitt av BETE's NF-dyse . . . . .	48
4.4	Illustrasjon av vanninjeksjonsmodul med kun 1 dyse . .	49
4.5	Illustrasjon av vanninjeksjonsmodul med 10 dyser . . .	49
4.6	Konseptskisse av testseksjon med utskiftbar testmodul	51
4.7	Konseptskisse av testseksjon måleteknikk 1 . . . . .	55
4.8	Konseptskisse av testseksjon måleteknikk 2 . . . . .	55
4.9	Konseptskisse av testtriggen . . . . .	56
4.10	Hysys-simulering av testtriggen . . . . .	57
5.1	Valg av beregningsmodell for gasskompresjon i Hysys .	63
5.2	Forslag til hvordan brukeren kan sette steglengde og toleransegrense . . . . .	67
5.3	Forslag til hvordan bruker kan få informasjon fra hvert steg . . . . .	68
5.4	Første iterasjon i biseksjons metoden . . . . .	71

5.5	Andre iterasjon i biseksjons metoden . . . . .	72
6.1	Fasekonvolutt for C25+ og C10+ . . . . .	80
6.2	Fasekonvolutt for C25+ med kompresjonsbane ut av flerfase-området . . . . .	82
6.3	Etterfølgende steg i en flerstegs-kompressor . . . . .	83

# Tabeller

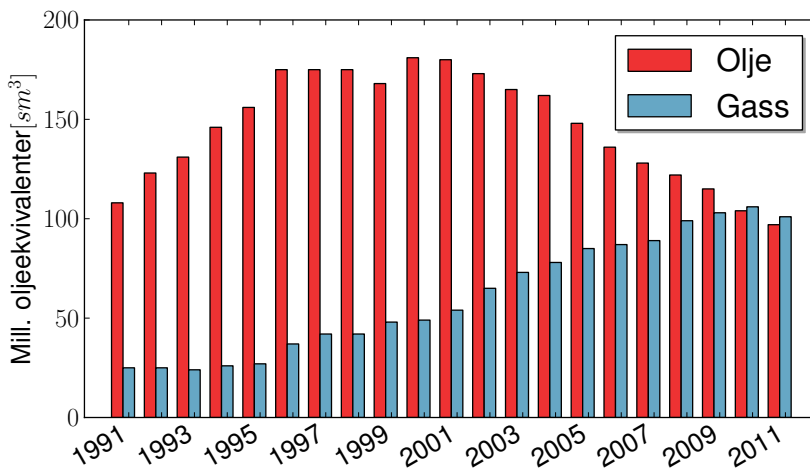
3.1	Nøkkeldata for simulering av temperatursensitivitet . . .	24
4.1	Normale driftsparametere for NTNUs våtgasskompressor	40
4.2	Hsys-simulering av blanding av vann og luft med samme temperatur . . . . .	42
4.3	GVF, volumstrøm, massestrøm og GMF . . . . .	46
4.4	NF-dyser fra BETE . . . . .	47
4.5	NF-modellenes dimensjoner . . . . .	48
5.1	Faste parametere for begge simuleringene . . . . .	65
5.2	Polytropisk virkningsgrad satt til 75% . . . . .	65
5.3	Utløpstemperaturen satt til 91.8427800260494°C . . . .	65
5.4	Sammenligning av beregningsmodeller for våtgass ( $\eta_p = 75\%$ ) . . . . .	74
5.5	Sammenligning av beregningsmodeller for våtgass ( $T_{ut} = 78^\circ C$ ) . . . . .	75
5.6	Sammenligning av beregningsmodeller for tørr luft . . .	75
5.7	Sammenligning av beregningsmodeller for vann . . . .	76
6.1	Volumendring for kompresjonsbane «B» og «C» i figur 6.2 . . . . .	84
D.1	Hydrokarbon-sammensetning uten modifikasjoner . . .	103
D.2	Hydrokarbon-sammensetning med modifikasjoner . . .	105



# 1 Introduksjon

## Bakgrunn

Oljeproduksjonen i Norge nådde «peak oil» på starten av 2000-tallet (se figur 1.1). Samtidig har gassproduksjonen fått en større og større andel av totalproduksjon på norsk sokkel. Dette gjør at teknologiutvikling på gassproduksjon blir viktigere og viktigere.



Figur 1.1: Olje- og gass-produksjon i Norge fra 1991 til 2011. Data hentet fra SSB[2]

For aldrende gassreservoarer vil det være lønnsomt med en trykkøkning i brønnstrømmen, altså å senke brønnhodetrykket slik at produktionsraten øker og feltets levetid forlenges. En slikt trykkøkning kan i prinsippet gjøres på to forskjellige måter. Den ene måten er å ha et flytende produksjonsfartøy (oljeplattform eller skip) som komprimerer fluidet ombord. Eller man kan installere en subsea-kompressor.

For flytende produksjonsfartøy trengs det mannskap offshore døgnet rundt, hvilket er kostbart og innebærer risiko for personell. Ved subsea-kompresjon kan alt mannskap som opererer produksjonen være stasjonert på land. For eksisterende anlegg som ikke har flytende produksjonsfartøyer vil investeringskostnaden være mindre med en subsea-løsning enn å gå for en fullt bemannet plattform. På Ormen Lange-feltet er det for eksempel besluttet at en plattformløsning ville bli en *for* stor investering og derfor har Shell bestemt seg for å installere et subsea-anlegg for å gi brønnstrømmen en trykkøkning. Riktignok ikke en våtgass-kompressor, men et anlegg med gass/væske-separator, pumpe og tørrgass-kompressor [3].

Felt som tidligere har blitt vurdert som «ikke-lønnsomme» kan med subsea-kompresjon allikevel bli lønnsomme, fordi investering- og driftskostnader ved et subsea-anlegg er totalt sett mye mindre enn med et konvensjonelt flytende produksjonsfartøy. Dette betyr at utvikling av subsea-kompresjon kan bidra til å opprettholde gassproduksjonen på norsk sokkel lengst mulig.

Subsea-anlegg må være driftssikre siden kostnadene ved å bytte ut eller reparere utstyr kan være enorme. Derfor er det viktig å gjøre subsea-utstyret så enkelt som mulig. En våtgasskompressor kan bidra til en slik forenkling. Subsea-anlegg som ikke behøver separator, pumpe og tørrgasskompressor for å gi en trykkøkning til en våtgass-strøm vil bli betydelig enklere. Av den grunn er det ønskelig å utvikle en kompressor som kan tåle å bli installert direkte på reservoarstrømmen, altså en våtgasskompressor.

## Problemstilling

For å kunne utvikle en tilfredsstillende våtgasskompressor må nøye testing for ulike driftsforhold utføres. Det er essensielt for en driftssikker maskin å vite hvordan disse forholdene påvirker kompressorytelsen. Beregning av kompressorens ytelse gjøres ut i fra trykk- og tempe-

raturmålinger, derfor er det veldig viktig med nøyaktige og pålitelige målinger. I denne oppgaven presenteres og diskuteres ulike typer temperatursensorer som kan være aktuelle for måling av våtgassstemperatur.

I tillegg vil det bli prosjektert en testtrigg som skal kunne validere temperatursensorene i våtgassforhold hvor væsken og gassen *ikke* er i termisk likevekt. Denne testtriggen vil bli prosjektert slik at den skal være mulig å realisere ved NTNUs testtrigg for våtgasskompresjon. Og slik at eventuelle resultater kan brukes for å bedre undersøkelsene av hvordan væske påvirker kompresjonen.

Eksisterende beregningsmodeller for tørrgasskompresjon har vist seg å ikke være tilfredsstillende for beregninger av våtgasskompresjon. Hundseid[4] anbefaler «direct integration»-modellen for beregninger av våtgasskompresjon. «Direct integration»-rutinen i Hysys er undersøkt og validert opp mot forventede resultater samt en egenutviklet «direct integration»-modell.

Nøyaktig forståelse av hvordan kompresjon av våtgass vil være anderledes fra tørrgasskompresjon er viktig for å kunne utvikle et tilfredsstillende konsept som gassprodusentene er villig til å satse på. I denne oppgaven er det undersøkt hvordan tyngre hydrokarboner vil påvirke kompresjonen i våtgass-området, samt hvordan ulike driftsforhold vil påvirke kompresjonen.

**Kapittel 2** gir teoretisk bakgrunnsinformasjon som er relevant for oppgaven.

**Kapittel 3** vil undersøke viktigheten av nøyaktige temperaturmålinger og presentere aktuelle temperatursensorer.

**Kapittel 4** gjennomgår en prosjektering av en testtrigg som har som formål å kunne teste temperatursensorer i våtgass-forhold hvor fasene *ikke* er i termisk likevekt.

**Kapittel 5** presenterer «direct integration»-modellen, samt undersøker og validere denne modellen i Hysys.

**Kapittel 6** diskutere hvordan tyngre hydrokarboner og endrede driftsforhold påvirker kompresjonen av våtgass.

**Kapittel 7** oppsummerer oppgaven og gir anbefalinger for videre arbeid på området.



## 2 Teori

Dette kapitlet er en introduksjon til de temaene som blir omtalt videre i oppgaven. Selv om kapitlet skal gi et grunnlag for å forstå oppgaven forutsettes det at leseren har grunnleggende kunnskap om termodynamikk og gasskompresjon.

### 2.1 Kompressorer

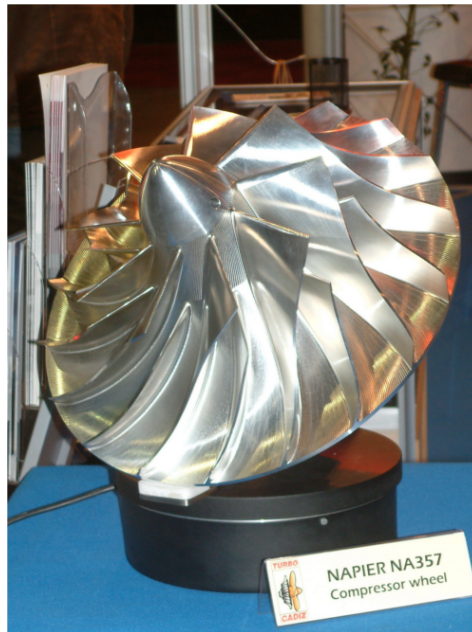
Det er hovedsaklig to typer gasskompressorer, aksielle og radielle.<sup>1</sup>

I aksielle kompressorer entrer og forlater gassen kompressoren parallelt med akselen. Aksielle kompressorer består av rotor og statorer, gassen blir akselerert gjennom rotorbladene (tilført energi) og retardert i statorbladene (energi omgjøres fra hastighet til trykk). Aksielle kompressorer består som regel av flere steg, altså flere rotor/stator-par. Slike kompressorer er mye brukt i gassturbiner.

Sentrifugalkompressorer endrer retningen på gassen med opptil 90 grader gjennom kompressoren. Her blir gassen tilført energi i impelleren og denne energien blir gjort om til trykkenergi i diffusoren. Sentrifugalkompressorer er mye brukt til gasstransport og trykkøkning i oljeproduksjon. Derfor er det sentrifugalkompressorer som er mest aktuelle for denne oppgaven. Et typisk løpehjul til en sentrifugalkompressor er vist i figur 2.1.

---

<sup>1</sup>Andre typer kompressorer som fungerer etter helt andre prinsipper er blant annet stempelkompressorer, skruekompressorer og spiralkompressorer.



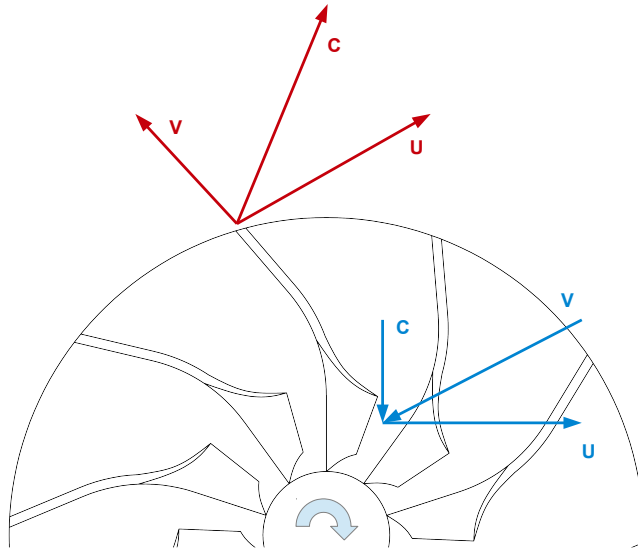
Figur 2.1: Typisk løpehjul til en sentrifugalkompressor. Foto: S.J. de Waard<sup>1</sup>

For å vise hvordan hastigheten til fluidet endrer seg gjennom en sentrifugalkompressor er det i figur 2.2 presentert hastighetsdiagrammer for inn- og utløpet. Et hastighetsdiagram viser størrelsen og retningen på hastigheten til kompressorens roterende bevegelse,  $U$ , fluidets faktiske bevegelse,  $C$ , og fluidets hastighet relativt til impelleren,  $V$ . Merk at innløpsdiagrammet (blå) er lagt ned i planet for å kunne tegne det inn i denne tegningen. I realiteten står fluidets hastighetsvektor 90 grader på tegningen («rett inn i papiret»).

Kompressoren er designet slik at ved designhastighet vil den relative hastigheten,  $V$ , ligge parallelt med inn- og utløpsretningen til impelleren for å unngå separasjon og ha så lite friksjon som mulig.

---

<sup>1</sup>[http://en.wikipedia.org/wiki/File:Compressor\\_wheel\\_Napier\\_NA357.JPG](http://en.wikipedia.org/wiki/File:Compressor_wheel_Napier_NA357.JPG)



Figur 2.2: En sentrifugalkompressors hastighetsdiagrammer for innløp (blå) og utløp (rød).

Ved bruk av hastighetsdiagrammet kan det vise hvilket arbeid man kan få ut av en sentrifugalkompressor. Arbeidet utført av en kompressor er likt endringen i drivmoment («angular momentum»),  $L$ , som fluidet opplever (2.1).

$$W = L_2 - L_1 \quad (2.1)$$

Siden drivmomentet er styrt av fluidets hastighet i impellerbevegelsens retning,  $C_U$ , vil drivmomentet ved innløpet for ideelle forhold være lik null ( $C$  står vinkelrett på  $U$  ved innløpet). Altså at  $L_1 = 0$  og dermed er teoretisk maksimalt arbeid gitt av drivmomentet ved utløpet.

$$\tau = C_U \cdot r \quad (2.2)$$

Momentet ved utløpet er gitt i ligning (2.2), hvor  $\tau$  er moment ved utløpet og  $r$  impellerens ytre radius.

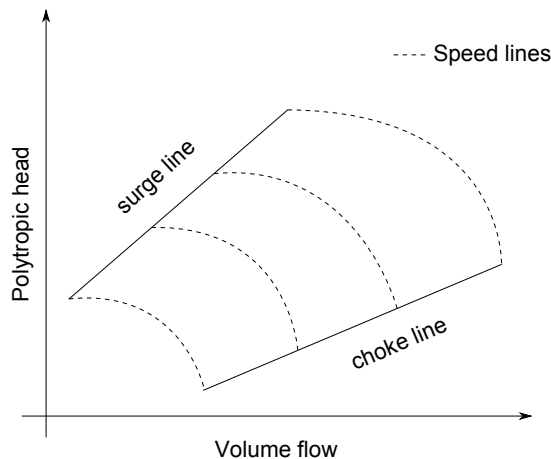
Drivmomentet ved utløpet (som også er arbeidet) er momentet multiplisert med vinkelhastigheten,  $\omega$ , (2.3).

$$W = L_2 = \tau \cdot \omega \quad (2.3)$$

Ved å kombinere ligning (2.2) og (2.3) får man resultatet som vist i (2.4). Merk for ideelle forhold er  $C_U = U$ .

$$W = U^2 \quad (2.4)$$

For alle kompressorer kan man lage en kompressorkarakteristikk, som er en graf som viser hvordan kompressoren oppfører seg ved konstante hastigheter. Grafene er unike for hver kompressor og må lages ut ifra tester og målinger. Kompressorkarakteristikken viser også tydelig hvor kompressoren vil «surge» og «choke».



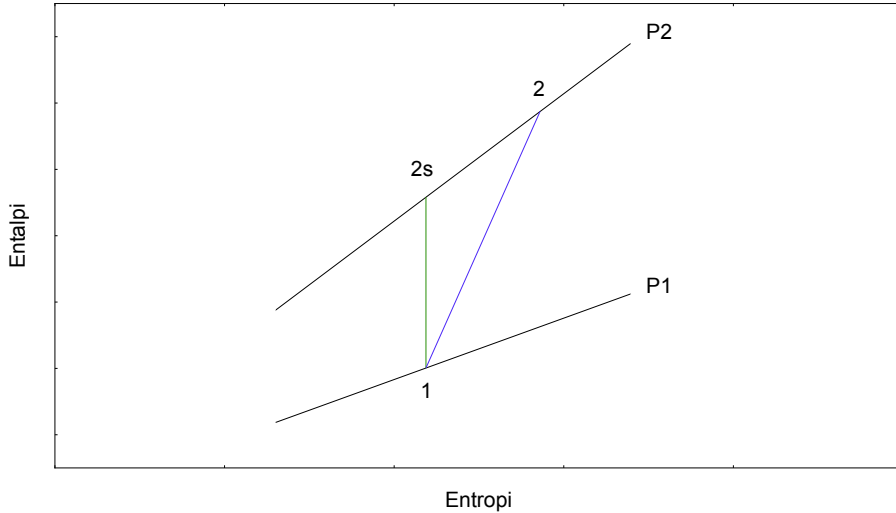
Figur 2.3: Eksempel på kompressorkarakteristikk

«Surgeing» betyr at kompressoren beveger seg inn i et område som er ustabil og strømmingen vil pulsere frem og tilbake gjennom kompressoren. «Surgeing» vil ødelegge kompressoren etter kort tid og derfor er det viktig med såkalt «surge»-kontroll. Kontrollreguleringen passer på at kompressoren ikke beveger seg inn i «surge»-området, f.eks. ved å resirkulere fluidet tilbake til oppstrøms kompressoren. Resirkuleringen øker volumstrømmen gjennom kompressoren og dermed beveger kompressoren seg vekk fra «surge»-området (mot høyre i figur 2.3).

Etterhvert som volumstrømmen (og dermed også massestrømmen) øker må også hastigheten ut av kompressor-løpehjulet øke. Dette er på grunn av massebalansen ut av løpehjulet; ettersom utløpsarealet ikke forandrer seg mens massestrømmen øker betyr det at hastigheten ut av løpehjulet må øke, se ligning (2.5). På et tidspunkt vil hastigheten nå mach-tall lik 1 og en maksimal massestrøm er oppnådd. Dette punktet kalles «choke» og er altså det punktet med maksimal massestrøm for en gitt kompressorhastighet.

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot U \quad (2.5)$$

## 2.2 Isentropisk kompresjon



Figur 2.4: Isentropisk og polytropisk kompresjon i et entalpi/entropi-diagram

Den isentropiske kompresjonen er en ideell kompresjon hvor det er ingen økning i entropien og heller ingen varmeveksling med omgivelsene. En isentropisk prosess er tegnet inn i entalpi/entropi-diagrammet i figur 2.4 (fra punkt 1 til punkt 2s) og er definert i (2.6).

$$pv^\kappa = \text{const.} \quad (2.6)$$

I (2.6) er  $\kappa$  den isentropiske eksponenten, definert i (2.7). Definisjonen av den isentropiske eksponenten, eller «specific heat ratio», er gyldig for alle prosesser.

$$\kappa \equiv \frac{C_p}{C_v} \quad (2.7)$$

Når man opererer med reelle gasser må man ta hensyn til kompressibiliteten i utregningene. At en gass er kompressibel betyr at volumet endrer seg ettersom trykket endrer seg. For en ideell gass vil volumet halveres hvis gassens trykk dobles. Inkompressibilitet betyr at volumet *ikke* endres selv om trykket endres.

Ved bruk av den reelle gassloven (2.8) og definisjonen på en isentropisk prosess (2.6) kan man utlede formlene for beregning av utløpstemperatur (2.9) og isentropisk løftehøyde (2.10) for en reell gass.

$$pv = ZRT \quad (2.8)$$

Her er  $Z$  kompressibilitetsfaktoren, som sier noe om hvor kompressibel en gass er i forhold til en ideell gass.

$$T_{2s} = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \cdot \left(\frac{Z_1}{Z_{2s}}\right) \quad (2.9)$$

$$H_s = \int_1^{2s} v dp \simeq \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot Z_1 \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (2.10)$$

Den isentropiske løftehøyden er forskjellen i entalpi fra punkt 1 til punkt 2s i figur 2.4. Merk at man her har satt  $\kappa$  konstant selv om den i realiteten endrer seg kontinuerlig gjennom prosessen.

Den isentropiske virkningsgraden er da definert som den isentropiske løftehøyden (2.10) over den faktiske løftehøyden, som vist i (2.11).

$$\eta_s = \frac{H_s}{H} \quad (2.11)$$

### 2.3 Polytropisk kompresjon

Fra figur 2.4 er det lett å se at på grunn av de divergerende isobarene,  $\left. \frac{dh}{ds} \right|_{p=const.} = T$ , er den isentropiske virkningsgraden avhengig av i hvilket driftspunkt man er i, altså hvor på isobaren,  $p_1$ , punkt 1 befinner seg. Derfor er det normal praksis å operere med den polytropiske analysen hvor den polytropiske virkningsgraden er uavhengig driftspunkt.

Den polytropiske prosessen består av uendelig mange små isentropiske ledd langs den faktiske prosessen. Den polytropiske prosessen er definert i (2.12), hvor  $n$  er den polytropiske eksponenten.

$$pv^n = const. \quad (2.12)$$

Som for den isentropiske prosessen forenkler man og antar at den polytropiske eksponenten er konstant gjennom hele prosessen. Dermed kan utløpstemperaturen (2.13) og polytropisk løftehøyde (2.14) beregnes på samme måte som ved den isentropiske prosessen. Merk at den polytropiske utløpstemperaturen er den samme som den virkelige utløpstemperaturen.

$$T_2 = T_1 \cdot \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \cdot \left( \frac{Z_1}{Z_2} \right) \quad (2.13)$$

$$H_p = \int_1^2 v dp \simeq \frac{n}{n-1} \cdot Z_1 \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (2.14)$$

Den polytropiske virkningsgraden (2.15) er definert som den polytropiske løftehøyden (2.14) over den virkelige løftehøyden.



$$\eta_p = \frac{H_p}{H} \quad (2.15)$$

### Schultz' metode

For å unngå forenklingen om at den polytropiske eksponenten er konstant gjennom hele prosessen utviklet Schultz[5] en metode for å midle denne gjennom prosessen. Schultz introduserte to kompressibilitetsfaktorer  $X$  (2.16) og  $Y$  (2.17).

$$X = \frac{T}{v} \cdot \left( \frac{\Delta v}{\Delta T} \right)_p - 1 \quad (2.16)$$

$$Y = -\frac{p}{v} \cdot \left( \frac{\Delta v}{\Delta p} \right)_T \quad (2.17)$$

Siden  $X$  og  $Y$  er funksjoner kun av  $p$ ,  $v$  og  $T$  er  $X$  og  $Y$  mulig å finne ved hjelp av en tilstandsligning. Schultz beskrev hvordan man ved hjelp av disse kompressibilitetsfaktorene kunne finne den polytropiske temperatureksponenten (2.18) og den polytropiske volumeksponenten (2.19).

$$n_v = \frac{1 - X}{Y \cdot \left[ \frac{1}{\kappa} \cdot \left( \frac{1}{\eta_p} + X \right) - \left( \frac{1}{\eta_p} - 1 \right) \right]} \quad (2.18)$$

$$\frac{n_T - 1}{n_T} = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{\left( \frac{1}{\eta_p} + X \right) \cdot Y}{(1 + X)^2} \quad (2.19)$$

Disse eksponentene midles og dermed har man unngått forenklingen

---

ved å anta den polytropiske eksponenten konstant gjennom hele prosessen.

Dermed kan man regne ut utløpstemperaturen og den polytropiske løftehøyde som ved en polytropisk analyse. Merk bruken av henholdsvis  $n_T$  og  $n_v$  i (2.20) og (2.21).

Ettersom denne midlingen heller ikke tar fullt ut hensyn til den kontinuerlige endringen av de polytropiske eksponentene gjennom prosessen introduserte Schultz en korreksjonsfaktor,  $f_s$ , som er definert i (2.22).

$$T_2 = T_1 \cdot \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_T-1}{n_T}} \quad (2.20)$$

$$H_p = \int_1^2 v dp \simeq f_s \cdot \frac{n_v}{n_v - 1} \cdot Z_1 \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_v-1}{n_v}} - 1 \right] \quad (2.21)$$

$$f_s = \frac{h_{2s} - h_1}{\frac{\kappa_v}{\kappa_v - 1} \cdot (p_2 v_2 - p_1 v_1)} \quad (2.22)$$

## 2.4 Tilstandsligning

En tilstandsligning, eller «Equation of State»(EoS), beskriver forholdene mellom termodynamiske egenskaper for et fluid; temperatur, trykk, etc. Det finnes ikke en tilstandsligning som kan riktig beskrive alle fluider og sammensetninger for alle betingelser. Den enkleste tilstandsligningen er den ideelle gassloven (2.23).

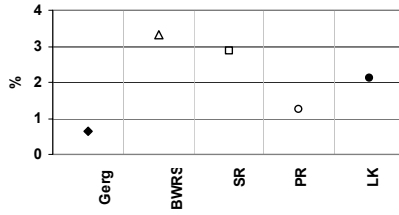
$$pv = RT \quad (2.23)$$

Den ideelle gassloven er kun gyldig for ideelle gasser og kan kun brukes på gasser som avviker minimalt fra en ideell gass' oppførsel, som f.eks. luft ved normale temperaturer og trykk. Heller ikke en modifisert utgave av den ideelle gassloven, den reelle gassloven, (2.8) som tar hensyn til kompressibilitet gir pålitelige resultater for alle fluider. Hverken den ideelle eller reelle gassloven kan brukes hvis fluidet inneholder en væskefase. Den ideelle gassloven vil gi som resultat at væsken endrer volum, noe som ikke stemmer, og den reelle gassloven (med  $Z = 0$ ) vil gi et meningsløst resultat,  $pv = 0$ .

På grunn av den ideelle gasslovens utilstrekkelighet er det utviklet mange tilstandsligninger. Disse tilstandsligningene er utviklet for å dekke visse behov, f.eks. et visst temperatur- og trykkområde og fluidsammensetning, derfor kan ingen av disse tilstandsligningene brukes for alle fluider.

For olje-/gassbransjen har Peng-Robinson[6] vært mye brukt, dette er en tilstandsligning som er enkel å bruke og som har vist seg nøyaktig for hydrokarbonsammensetninger. Også for tilstander som ligger nærme fluidets kritiske punkt. Ettersom datamaskiner har blitt kraftigere og mer tilgjengelige har kravet om at tilstandsligninger skal være lette å bruke blitt mindre strengt. Nå kan man bruke prosesssimuleringsprogram for å utføre termodynamiske beregninger. Derfor har man nå tilstandsligninger som er betydelig mer kompliserte. Tilstandsligningen GERG-2008 er basert på 21 stoffer som finnes i naturgass, og kan ikke beskrives med en enkelt ligning som f.eks. Peng-Robinson [7].

Hundseid Ø., Bakken L.E. og Helde T.[8] anbefaler å bruke GERG-2008 for beregninger av kompressorytelse i våtgassforhold, da denne tilstandsligningen gir bedre resultater enn alle de andre «store» tilstandsligningene, se figur 2.5.



Figur 2.5: Avvik mellom estimert og målt total løftehøyde [8]

GERG-2008 blir utviklet av *Ruhr-Universität Bochum* og er under vurdering for å bli en ISO-standard [7, 9].

Da GERG-2008 ikke er tilgjengelig i Hysys, er det i denne oppgaven valgt å bruke tilstandsligningen Peng-Robinson. Peng-Robinson er, som sagt, mye brukt i olje-/gass-bransjen, den er tilgjengelig i Hysys og figur 2.5 viser at Peng-Robinson gir gode resultater for estimering av total løftehøyde for våtgass.

## 2.5 Relativ luftfuktighet

Relativ luftfuktighet er i prinsippet andelen vann luft inneholder i forhold til hvor mye vann luft maksimalt kan inneholde. Ettersom mengden vann luft kan inneholde endres mye med både temperatur og trykk endres også den relative luftfuktigheten seg med disse parameterene.

Mer spesifikt er relativ luftfuktighet forholdet mellom partial trykk av vanddamp i luften og metningstrykket til vanddamp ved den gitte temperaturen, se (2.24).

$$RH = \frac{p_{H_2O}}{p_{H_2O}^*} \quad (2.24)$$

I (2.24) er  $p$  partialtrykk og  $p^*$  er metningstrykk.

Relativ fuktighet er veldig viktig å ta hensyn til i eksperimenter med vann og luft. Hvis vann og luft blandes uten å ha full kontroll på relativ luftfuktighet vil både temperatur og væskemengde være usikkert på grunn av faseovergangen som skjer for å mette luften. Faseovergangen krever energi, og derfor vil også temperaturen til blandingen påvirkes av dette. For en mer inngående diskusjon rundt dette temaet se kapittel 4.3.2.

## 2.6 Våtgass

Når flere faser strømmer sammen kalles dette flerfasestrømning. Selv små mengder av gass i væske (eller omvendt) vil ha stor påvirkning på strømningen. Våtgass er en flerfasestrømning hvor gassen opptar det meste av volumet, definert som en flerfasestrømning med en «gas volume fraction (GVF)» (2.25) på mellom 95% og 99.9%[10].

$$GVF = \alpha = \frac{Q_g}{Q_g + Q_l} \quad (2.25)$$

Det er også mulig å definere en strømning ut ifra massefraksjonen (2.26), også kalt GMF. Ved å benytte sammenhengen,  $m = Q \cdot \rho$ , kan man også sette opp sammenhengen mellom GVF og GMF (2.27).

$$GMF = \beta = \frac{m_g}{m_g + m_l} \quad (2.26)$$

$$\beta = \frac{\alpha \cdot \rho_g}{\alpha \cdot \rho_g + (1 - \alpha) \cdot \rho_l} \quad (2.27)$$

For å beskrive hvordan fasene strømmer i forhold til hverandre har

---

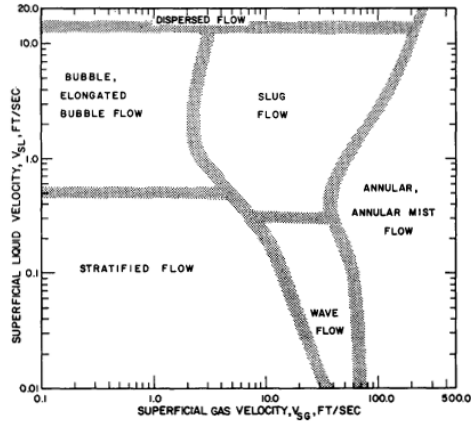
man innført noe som kalles «slip ratio». Dette er forholdet mellom hastigheten til gassfasen og væskefasen, gitt i (2.28).

$$S = \frac{U_{sg}}{U_{sl}} \quad (2.28)$$

Her er  $U_{sg}$  og  $U_{sl}$  «superficial»-hastighetene til henholdsvis gassen og væsken, altså hastigheten hvis fasen hadde opptatt hele tverrsnittet.

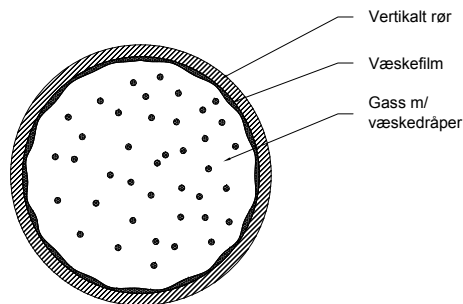
### 2.6.1 Annular strømning

Flerfasestrømninger er kategorisert etter forskjellige strømningsregimer. Figur 2.6[11] viser et kvalitativt kart over strømningsregimene. Merk at dette kartet er laget for horisontale rør og for luft/vannblanding. Derfor er dette kartet ikke direkte anvendbart for strømning av hydrokarboner i kompressor-løpehjul, men kartet kan likevel gi en pekepinne på at blandinger med «GVF» på mer en 95% vil kategoriseres som annular strømning. Hundseid et al.[12] argumenterer også for at våtgass i et kompressorløpehjul kan kategoriseres som annular strømning.



Figur 2.6: Kvalitativt kart over de forskjellige strømningsregimene[11]

Annular strømming karakteriseres av at det er en væskefilm langs veggen og gass i midten av tverrsnittet. I gassfasen er det dispergerte væskedråper og det er disse dråpene som transporterer det meste av væsken (se figur 2.7). Selv om væskefilmen ikke har stor effekt på massetransporten av væske, har filmen mye å si for friksjonen og påvirker derfor strømmingen mye.



Figur 2.7: Eksempel på annular strømming i vertikalt rør

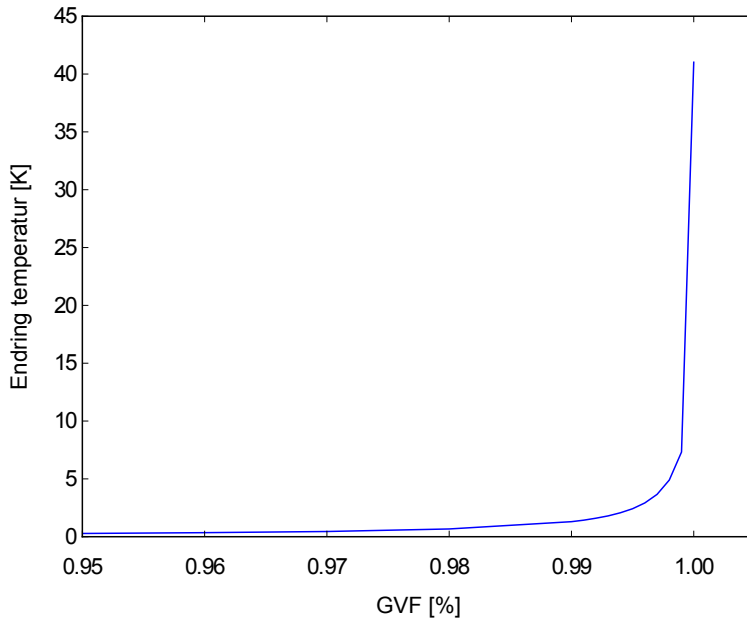
### 2.6.2 Våtgasskompressor

En våtgasskompressor er i prinsippet lik som en kompressor for tørrgass, selv om det finnes eksempler på andre typer våtgasskompressorer. For eksempel Framos «co axial» (eller kontraroterende) kompressor [13], som etter planen skal settes i produksjon i 2015. NTNUs testtrigg for våtgasskompresjon er derimot laget for å teste konvensjonelle sentrifugalkompressorer i våtgass-forhold. Sentrifugalkompressorer er forbundet med høy volumstrøm, pålitelighet (som er meget viktig «sub sea») og god ytelse. Derfor er sentrifugalkompressorer spesielt interessant i våtgass-forhold.

Utfordringene med å bruke en konvensjonell sentrifugalkompressor til å komprimere våtgass er mange; endret stabilitetsområder («stall»-/«surge»-problematikk), materialproblematikk (korrosjon og erosjon) og mangel på standard ytelsesmodeller. En spesiell utfordring med ytelsesberegninger av våtgasskompressorer er den lave temperaturøkningen gjennom kompressoren. Ved kompresjon av tørrgass er temperaturøkningen relativt høy, men med kun minimale mengder væske i gassen vil temperaturøkningen synke drastisk. I figur 2.8 er det presentert hvordan temperaturendringen gjennom kompressoren blir påvirket av GVF.

Kompersjons-simuleringen som er gjennomført for å plote denne grafen har driftsforhold som tilsvarer forholdene ved NTNUs testtrigg for våtgasskompresjon (se kapittel 4.2).





Figur 2.8: Endring av temperatur gjennom kompressoren som funksjon av GVF

Temperaturen øker med ca.  $40^{\circ}\text{K}$  ved kompresjon av tørrgass, men med et væskeinnhold på kun 1% (på volumbasis) vil ikke temperaturen stige mer en et par grader. For våtgassområdet ligger temperaturøkningen på mellom  $0.28^{\circ}\text{K}$  (95% GVF) og  $7.32^{\circ}\text{K}$  (99.9% GVF).

For å beregne ytelsen for en våtgasskompressor ut ifra inn- og utløps-temperaturene er det veldig viktig med nøyaktige temperaturmålinger, dette vil bli nærmere belyst i kapittel 3.1.



## 3 Temperatursensorer for våtgass

Dette kapitlet vil vise hvorfor det er viktig med nøyaktige og pålitelige temperaturmålinger for våtgass, samt presentere flere typer teknologier for å måle temperatur. Det vil bli lagt vekt på nøyaktighet og evnen til å måle den reelle termodynamiske temperaturen. Det vil også bli gjort betraktninger om hvordan disse temperatursensorene vil reagere på våtgass.

### 3.1 Viktigheten av nøyaktige temperaturmålinger

For våtgasskompresjon er temperaturmålinger veldig sentralt. Temperaturøkningen over kompressoren brukes til å regne ut virkningsgraden og inn- og utløpstemperaturene brukes til regulering av kompressoren (unngå «stall» og «surge»). I en tørrgasskompressor er temperaturøkningen relativt stor, ikke uvanlig med over  $100^{\circ}\text{C}$ , men for våtgasskompresjon er temperaturøkningen mye mindre ( $10 - 20^{\circ}\text{C}$ ). Dette betyr at målefeil vil gi mye større utslag for våtgass enn for tørrgass.

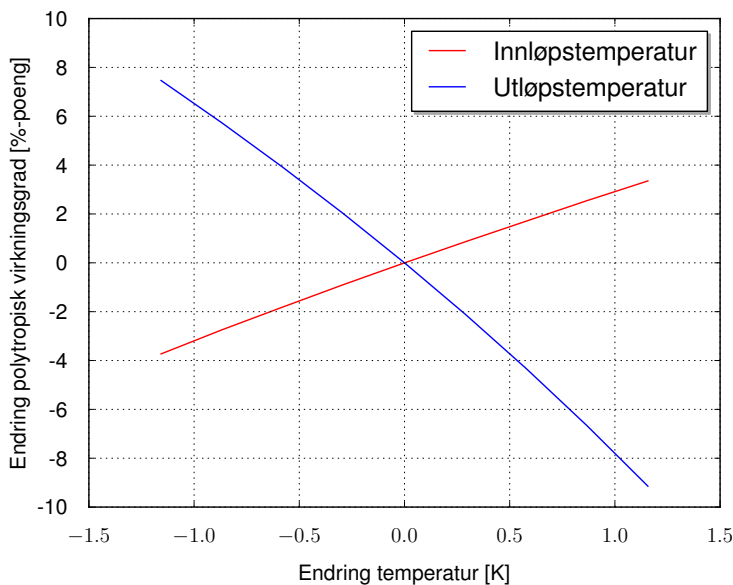
For å illustrere dette er det gjennomført en simulering i Hysys. Nøkkeldataene for simuleringen er presentert i tabell 3.1, disse dataene samsvarer med driftsforholdene til NTNUs testtrigg for våtgasskompresjon (se kapittel 4.2). Simuleringen går ut på å endre inn- og utløpstemperaturene, dette vil gi endringer i utregnet virkningsgrad, dermed kan man se hvilken effekt en målefeil har på ytelsesberegningene.

Parameter	Verdi
Blanding	vann/luft
Innløpstrykk	1.013 bar
Trykkratio	1.4
Massefraksjon gass (GMF)	0.8
Innløpstemperatur (referanse)	288.15 K
Utløpstemperatur (referanse)	300.81 K
Virkningsgrad (referanse)	70 %

Tabell 3.1: Nøkkeldata for simulering av temperatursensitivitet

Resultatene er presentert i figur 3.1. Det er tydelig at selv små målefeil av temperatur kan gi stor feil av utregnet virkningsgrad. F.eks. vil en målefeil på 1°K av utløpstemperaturen i dette tilfellet gi en beregnet virkningsgrad som er oppimot 8 %-poeng feil.

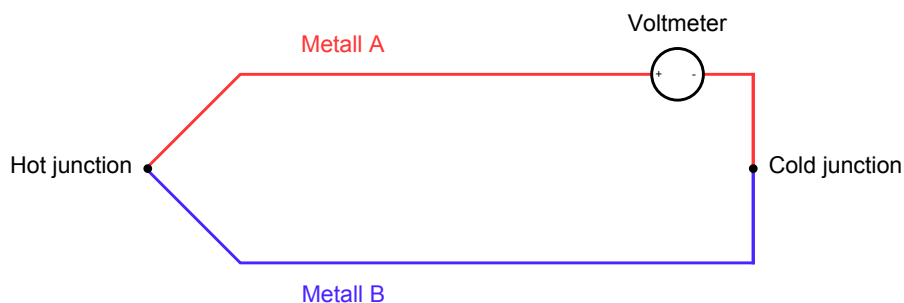
I ISOs standard for ytelsestesting av turbokompressor[14] er det oppgitt et målenøyaktighetskrav på  $\pm 1^\circ\text{K}$ . Denne ISO-standarden er for kompresjon av tørrgass (det finnes ingen standard for kompresjon av våtgass). Det er tydelig fra resultatene over at ISOs krav ikke er strenge nok for kompresjon av våtgass, da en måle feil på 1°K vil gi uakseptable feil på kompressorytelsen.



Figur 3.1: Feilmålingers påvirkning på utregnet virkningsgrad.

## 3.2 Termoelement

Termoelement, eller bedre kjent som «thermocouple», er en temperatursensor som baserer seg på effekten at to ulike metaller som kobles sammen induserer en spenning mellom to punkter med ulik temperatur (ofte kalt «hot junction» og «cold junction»). Den induserte spenningen blir påvirket av temperaturforskjellen mellom punktene og man kan dermed indirekte måle temperaturen ved å måle induisert spenning. Den målte spenningen vil altså gi temperaturforskjellen mellom punktene, således må den ene temperaturen være kjent for at den andre temperaturen skal kunne bestemmes. Ofte er «cold junction» kjent, mens «hot junction» er punktet hvor man ønsker å finne temperaturen. Et termoelement er vist i figur 3.2.



Figur 3.2: Skisse av et termoelement

Merk: det er en metode som heter «cold junction compensation», hvor man ikke trenger å vite temperaturen i «cold junction». Dette er praktisk for håndholdte måleinstrumenter hvor man ikke har mulighet til å ha et miljø for «cold junction» med en sikker temperatur, som for eksempel is-vann.

Termoelement er raske og tidsresponsen kan justeres ved å endre diameteren for «hot junction». Men ettersom den induserte spenningen også vil generere varme vil tynnere «hot junction» lettere påvirkes av denne varmen og nøyaktigheten blir dermed påvirket. Altså kan termoelementer være ekstremt raske, men da er nøyaktigheten deretter.

Termoelementer er mye brukt, også i industrien, de er raske og billige. Termoelementer er en såkalt punktmåler og kan være velegnet til måle dråpetemperaturen i gassfasen i en våtgass-strøm, da elementene kan være raske nok til å respondere på dråper som er i kontakt med måleinstrumentet i kun kort tid. Men da ikke med god nøyaktighet.

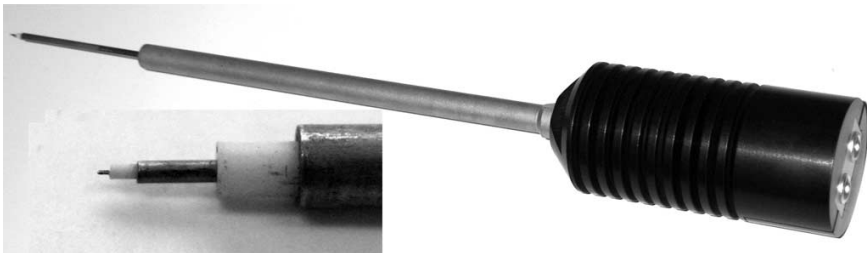
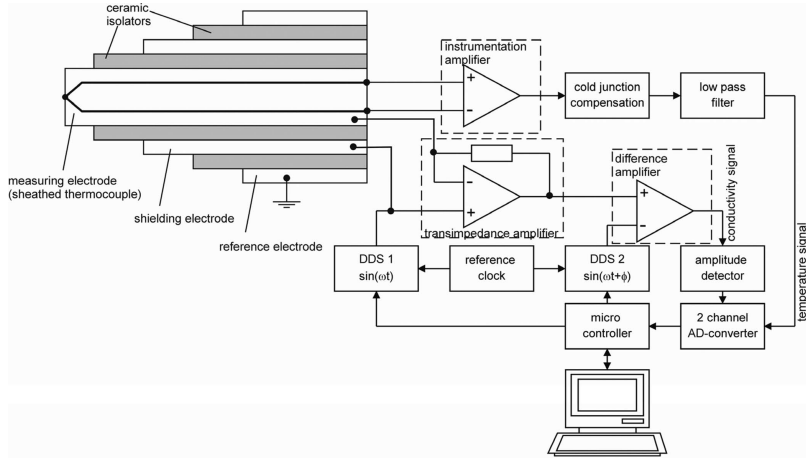
#### **Kombinert konduktivitet- og temperaturmåler**

Ideen bak denne type temperatursensor er å måle elektrisk konduktivitet og temperatur i samme punkt til samme tid. Ved å måle disse egenskapene samtidig kan man bestemme om det er gass- eller væsketemperatur man måler, siden elektrisk konduktivitet i gass er mye lavere enn i væske.

I figur 3.3 er det vist en skisse av et koblings-skjema og et bilde av et slikt instrument. Proben er utviklet av Helmholtz-Zentrum Dresden-Rossendorf<sup>1</sup> og bruker et termoelement til å måle temperaturen.

---

<sup>1</sup><http://www.hzdr.de>



Figur 3.3: Illustrasjon og bilde av kombinert konduktivitets- og temperatursensor[15]

Siden denne proben er veldig rask (tidskonstant lik 3.6ms) er det mulig å måle gasstemperaturen i en gassboble som strømmer forbi proben uavhengig av temperaturen til væsken [15]. Når proben er i væskefasen vil den måle væsketemperaturen. Den kan dessverre *kun* registrere om den måler gass- eller væskefase for væskedominert strømning, da målingen av elektrisk konduktivitet er basert på at det er en sammenhengende væskefase mellom tuppen på proben («measuring electrode» i figur 3.3) og jordingen («reference electrode» i figur 3.3), noe det aldri vil være i gassdominert strømning. Av den grunn er denne proben i utgangspunktet ikke aktuell for våtgassmålinger, men er allikevel presentert i oppgaven for å vise at det er mange muligheter for å kunne



måle temperaturen til fasene uavhengig av hverandre i en flerfasestrøm.

### 3.3 «Resistance thermometers»

Temperatursensorer som bruker elektrisk motstand til å bestemme temperaturen kalles «resistance thermometer» eller «resistance temperature detectors (RTD)». Sammenhengen mellom elektrisk motstand og temperatur er forutsigbar, spesielt for visse metaller. Det metallet med mest stabile motstand/temperatur-forhold over det største temperaturområdet er platinum[16]. Temperaturmålere som bruker elektrisk motstand i platinum kalles «standard platinum resistance thermometer (SPRT)». Ifølge ITS-90 (standard for å kallibrere temperaturskalaen til å ligge nærmest mulig den termodynamiske temperaturen) er det SPRT som skal brukes for et stort område av temperaturskalaen, inkludert området som er aktuelt for våtgasskompresjon[17].

Generelt har temperaturmålere av typen RTD en god nøyaktighet og presisjon, iallfall i enfasefluider (tørrgass, væske, etc.). Ifølge ASTMs<sup>1</sup> standard om platinum-baserte motstandstermometere for industrien[18] finnes det to klasser (A og B), for klasse A kreves en nøyaktighet på  $\pm[0.13^{\circ}C + 0.0017|t|]$  (hvor  $t$  er temperaturen målt i  $^{\circ}C$ ). For en temperatur på  $0^{\circ}C$  vil dette bety et nøyaktighetskrav på  $\pm 0.13^{\circ}C$ , og nøyaktighetskravet blir mindre strengt med økende temperatur. Altså vil en RTD som følger ASTMs nøyaktighetskrav av klasse A ikke være tilstrekkelig for sensitivitetsanalysen gjennomført i kapittel 3.1.

Da slike målere kan ha en viss utstrekning, altså at de ikke nødvendigvis kun punktmåler, kan målerne være plassert i våtgassstrømmen slik at man måler en gjennomsnittstemperatur mellom gass- og væskefasen (hvis fasene har forskjellig temperatur). Et problem med et slikt oppsett vil være at måleproben raskt vil kunne bli dekket av en væskefilm og at det i praksis er temperaturen i væskefilmen som måles.

---

<sup>1</sup>ASTM International. <http://www.astm.org/>

## Termistor

En annen type RTD er termistorer, som istedet for bruker ikke-metaller som motstandselement og har som regel meget høy målenøyaktighet. I vannkraftbransjen har det blitt vanlig å bruke temperaturmålinger for å beregne turbinens virkningsgrad, på samme måte som for gasskompressorer. Temperaturøkningen over en vannkraftturbin trenger ikke å være mer enn  $0.1^{\circ}\text{C}$ , altså er kravene til målenøyaktigheten for disse målingene ekstremt strenge. Et måleinstrument som er brukt ved NTNUs vannkraftlaboratorium er en termistor kalt SeaBird SBE 38<sup>1</sup>, denne sensoren har ifølge databladet (vedlegg A) en målenøyaktighet på  $0.001^{\circ}\text{C}$ .

Det er en målenøyaktighet som er langt bedre enn det som kreves av ytelsesberegninger av våtgasskompresjon og det bør absolutt undersøkes om disse sensorene kunne vært aktuelle for målinger av våtgass. Spesielt for forhold hvor fasene er i termisk likevekt. Merk at termistorer kan ha relativt begrenset driftsområde, for eksempel har SBE 38 et driftsområdet fra  $-5$  til  $+35^{\circ}\text{C}$ .

### 3.4 Akustisk termometer

Akustisk termometer utnytter at lyd hastigheten i et stoff endres med temperatur, men *ikke* av trykk. Dermed er det en direkte kobling mellom lyd hastighet og temperatur, (3.1) viser hvordan denne sammenhengen er for gass.

$$a = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T} \quad (3.1)$$

Dermed kan man sende ut et ultralydsignal og måle tiden signalet bruker på en kjent avstand. Ifølge dePodesta et al.[19] kan man oppnå

---

<sup>1</sup><http://www.seabird.com/>

en målepresisjon på 0.001 K ved en målelengde på 1 meter. Siden lydshastigheten til enhver tid vil gjenspeile den lokale temperaturen er det i praksis gjennomsnittstemperaturen man måler.

Akustisk temperaturmåling kan enten utføres ved å sende lydsignalet direkte i mediet man ønsker å måle temperaturen i eller sende lydsignalet gjennom et målerør som igjen er plassert i mediet.

Hvis lydsignalet sendes direkte i mediet vil dette innebære et par begrensninger. For det første vil man bare kunne måle i en rett linje, altså vil det bli en avstandsbegrensning og dermed også en presisjonsbegrensning. I tillegg vil målingen bli påvirket hvis mediet ikke er en homogen masse, som f.eks. våtgass som har væskedråper dispergert i gassfasen. Hvis mediet man ønsker å måle temperaturen i beveger seg vil også denne bevegelsen påvirke lydsignalets bevegelse, dette er i aller høyeste grad en aktuell problemstilling for strømning av våtgass i rør.

Ved å sende lydsignalet gjennom et målerør kan man unngå begrensningen med lengde siden man kan bøye målerøret uten at dette vil påvirke måleresultatet[19]. Man vil også unngå usikkerheten om hvilket målemedium man opererer i, f.eks. foreslår dePodesta et al. at argon kan brukes som målemedium inni målerøret. Det som ikke er like sikkert ved å bruke et målerør er om man faktisk måler den temperaturen man er ute etter, det er ikke sikkert det er samme temperatur i målemediet som det er i mediet på utsiden av målerøret.

### 3.5 Infrarød temperaturmåling

Infrarød (IR) stråling er et frekvensspekter på den elektromagnetiske skalaen. Alle legemer som har en temperatur over det absolutte nullpunkt sender ut infrarøde stråler. Avhengig av legemets temperatur vil strålingens styrke (kalt «emissive power») og frekvens endres. Ved å måle styrke og frekvens kan man dermed bestemme legemets tempe-

ratur. Denne sammenhengen kalles Stefan-Boltzmanns lov (3.2), hvor stålenes frekvens inngår i  $E_b$ .

$$E_b = \sigma T^4 \quad (3.2)$$

I utgangspunktet må det være klar sikt mellom sensoren og legemet man ønsker å måle temperaturen av, men man kan unngå denne begrensningen ved å bruke fiberoptiske kabler. Slike kabler kan transportere elektromagnetiske stråling med veldig lite tap og med lite påvirkning fra eksterne faktorer.

Gasser sender ikke ut sterke nok infrarøde stråler til å kunne måles direkte med denne metoden. For å kunne bruke infrarød stråling til temperaturmåling av gasser må man feste et «black body»-legeme til enden av den fiberoptiske kabelen. Dermed kan man måle gassens temperatur indirekte gjennom stråling fra dette legemet.

Hvis man antar at det termisk likevekt mellom fasene, altså at væskefilmen på rørveggen har samme temperatur som gass/væske-fasen i midten av røret, kan man isteden måle temperaturen av rørveggen. Dermed kan temperaturen måles helt uten å påvirke strømmingen.

Eksempel på en slik temperaturmåler er Optris CSlaser LT<sup>1</sup>. Leverandøren av disse sensorene oppgir at den har en målenøyaktighet på  $0.025^\circ C$ .

Infrarød temperaturmåling med bruk av fiberoptikk har hatt en nedre temperaturgrense på ca.  $200^\circ C$ . Dette er på grunn av fiberoptikkens manglende evne til å overføre stråler med lange bølgelengder. Begrensningen ser ut til å forsvinne med nye typer fiberoptiske kabler («chalcogenide (CIR)» og «polycrystalline (PIR)») som kan overføre IR-stråler fra legemer med temperaturer ned mot  $-70^\circ C$ . [20]

---

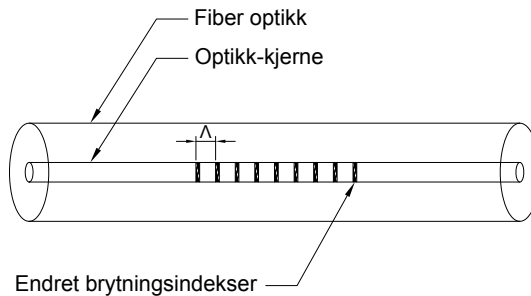
<sup>1</sup><http://www.optris.com/optris-cslaser-lt>

### 3.6 Optisk fiber (Fiber Bragg grating)

Hvis brytningsindeksen i en optisk fiber blir variert med en fast avstand vil lys med en gitt bølgelengde bli reflektert i fiberet, dette kalles «Fiber Bragg grating»(FBG). Fenomenet kan brukes til å bestemme temperaturen langs en optisk fiber - kabel. Det er også mulig å måle temperaturen på ulike punkter langs det optiske fiberet samtidig.

Bølgelengden som reflekteres av en varierende brytningsindeksen bestemmes med (3.3). Her er  $\lambda_b$  den reflekterte bølgelengden, Bragg-bølgelengden.  $\eta_{eff}$  er brytningsindeksen og  $\Lambda$  er avstanden fra starten på et område med endret brytningsindeks til det neste, som vist i figur 3.4.

$$\lambda_b = 2 \cdot \eta_{eff} \cdot \Lambda \quad (3.3)$$



Figur 3.4: Illustrasjon av FBG i et optisk fiber.

Bølgelengden som blir reflektert er temperatur-avhengig, altså kan man måle temperaturen ved å sammenligne den reflekterte bølgelengden med en referanseverdi. Ved å sende inn flere lyskilder kan man ha flere FBG-områder etter hverandre i én kabel, da vil forskjellige bølgelengder bli reflektert fra de forskjellige områdene. Med en smart filtrering av de reflekterte bølgelengdene kan man koble hvilke bølge-

lengder som ble reflektert fra hvilke FBG-områder. På denne måten kan man måle temperaturen på flere (mange) forskjellige punkter langs samme optisk fiber - kabel.

Dette har ingen umiddelbar fordel for temperaturmåling av våtgass, men teknologien gjør det lett å måle hvordan temperaturen endrer seg langs et rør (temperaturen i rørveggen).

### 3.7 Oppsummering av temperatursensorer

Av temperatursensorene som er presentert i dette kapitlet er det «thermocouple» og «resistance thermometer» som virker mest lovent for temperaturmålinger av våtgass. Nye teknologier som akustiske sensorer og IR-sensorer er spennende teknologier, men gjør det ikke lettere å måle temperaturen i våtgass. «Fiber Bragg grating»-teknologien kan være aktuell for målinger der man ønsker å se på temperaturutviklingen langs en rørledning eller langs en ledeskovle i et kompressorløpehjul.

For forhold hvor det ikke er fluktuerende temperaturer, men strenge krav til nøyaktige målinger er termistorer en meget aktuell teknologi siden termistorer ikke har spesielt rask responstid. Av samme grunn vil termistorer være meget interessant for våtgassforhold hvor fasene er i termisk likevekt. Termistorer gir en meget god nøyaktighet, men det er viktig å være oppmerksom på driftsområdene til slike sensorer da disse ofte er relativt begrensede.

«Thermocouple» er en teknologi som kan ha en ekstremt rask responstid. Derfor er slike sensorer spesielt interessant til våtgassforhold hvor man ønsker å måle temperaturen til fasene uavhengig av hverandre.

Hvordan disse temperatursensorene kan brukes for våtgassmålinger er diskutert mer inngående i kapittel 4.6.

## 4 Prosjektering av testrigg

Det er lite temperaturøkning gjennom en våtgasskompressor og derfor er det viktig med nøyaktige temperaturmålinger, jamfør kapittel 3.1. Grüner og Bakken [21] antyder at det er sannsynlig at fasene ikke er i termisk likevekt etter en våtgasskompressor på grunn av den store forskjellen i varmekoeffisient for gass og væske. Det er ikke funnet noe litteratur som faktisk har undersøkt om fasene ikke er i termisk likevekt etter en våtgasskompressor. Hvis fasene ikke er i termisk likevekt kan man ikke være sikker på hvilken temperatur man måler og dermed kan man heller ikke være sikker på ytelsesberegningene utført med disse temperaturene. Måles gass- eller væsketemperaturen eller måles en middeltemperatur?

I dette kapittelet vil det bli prosjektert en laboratorierigg som skal kunne teste forskjellige typer sensorer og teknikker for å finne ut hvilken temperatur som måles når fasene ikke er i termisk likevekt. Rikken skal prosjekteres slik at nye temperatursensorer lett kan installeres og det skal være mulig med installasjoner for å påvirke hvilken fase som måler (for eksempel skjerming for å hindre væskedråper fra å treffe temperatursensoren). Det vil bli lagt vekt på at nøyaktigheten er høy, da dette er viktig for ytelsesberegninger for våtgasskompresjon.

Det er viktig for forskningen på våtgasskompressorer at man kan være trygg på temperaturmålingene for å nøyaktig kunne bestemme hvordan ytelsen blir påvirket av driftsforhold, impellerutforming, forandringer i GVF, etc. Derfor vil det i denne oppgaven fokuseres på driftsforhold som ligger tett inntil driftsforholdene ved NTNUs testrigg for våtgasskompresjon, den eksisterende riggen vil bli presentert i kapittel 4.2. Slik kan resultater fra denne riggen bidra til å forbedre eksperimentene som blir utført ved NTNUs våtgass-rigg.

Når våtgasskompressorer skal bli satt ut i produksjon blir det viktig å undersøke hvordan mer reelle driftsforhold(høyere trykk, hydrokarbonblandinger kontra luft/vann-blandinger, etc) vil påvirke tempera-

tursensorers evne til å gi pålitelige resultater. Denne prosjekteringen vil *ikke* fokusere på slike driftsforhold.

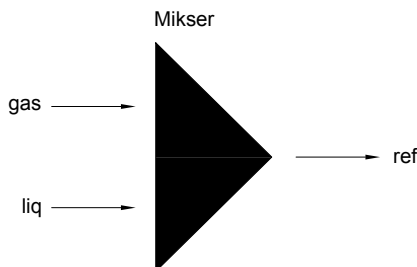
Prosjekteringen vil gå gjennom utfordringer med å lage en testrigg for testing av temperaturmålere. Fremtidige prosjekt skal ha et solid grunnlag for å kunne detaljplanlegge en gjennomføring av denne testriggen. Det vil også bli drøftet hvilke resultater som kan forventes av denne riggen.

### 4.1 Testprosedyre

For å kunne undersøke sensorers evne til å måle rett temperatur må den rette temperaturen først bestemmes. Dette er et paradoks som ikke er lett å løse. Det er i denne oppgaven utarbeidet en testprosedyre som skal gjøre dette enklere.

Testprosedyren baseres på at det er mulig å regne ut en av temperaturene ved miksing hvis man vet de to andre temperaturene. Ta figur 4.1 for eksempel, hvis man vet temperaturen til gassen (gas) og væsken (liq) vil man kunne regne ut temperaturen til fluidet etter miksing (ref). Tilsvarende, hvis man vet temperaturen til væsken (liq) og fluidet etter miksing (ref) vil man kunne regne ut temperaturen til gassen (gas).



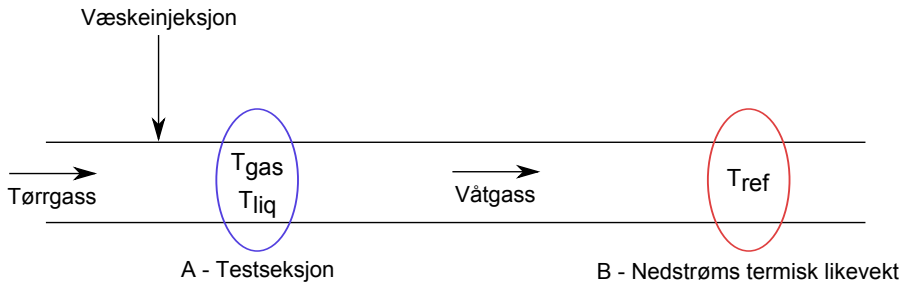


Figur 4.1: Miksing av gass (gas) og væske (liq), som resulterer i fluidet etter miksing (ref)

Beregningene er ganske enkle og er kun avhengig av temperaturer, massestrømmer og varmekapasiteter (4.1). For at denne formelen skal kunne brukes må det gjøres et par forenklinger. Utledning og beskrivelse av forenklingene finnes i vedlegg B, legg spesielt merke til at (4.1) *ikke* tar hensyn til eventuelle faseoverganger. I praksis vil man bruke et dataverktøy (f.eks. Hysys), som har noe mer avanserte modeller som tar høyde for faseoverganger o.l., for å utføre disse beregningene.

$$T_{ref} = \frac{\dot{m}_{gas} \cdot C_{P_{gas}} \cdot T_{gas} + \dot{m}_{liq} \cdot C_{P_{liq}} \cdot T_{liq}}{\dot{m}_{gas} \cdot C_{P_{gas}} + \dot{m}_{liq} \cdot C_{P_{liq}}} \quad (4.1)$$

Utregningen i (4.1) er basis for testprosedyren. Ved å måle temperaturen til fluidet etter at termisk likevekt er oppnådd ( $T_{ref}$  i punkt *B* i figure 4.2) og væsketemperaturen i testseksjonen ( $T_{liq}$  i punkt *A* i figur 4.2) kan gasstemperaturen i testseksjonen bestemmes. Dermed kan man forsøke å måle gasstemperaturen i testseksjonen ( $T_{gas}$ ) og sammenligne den med utregnet gasstemperatur. Ut ifra resultatene fra sammenligningen kan man bestemme sensorens evne til å måle temperaturen i fasene uavhengig av hverandre.



Figur 4.2: Skisse av testtriggen

Testprosedyren kan oppsummeres slik:

- Bland gass og væske med ulik temperatur
- Mål temperaturen til begge fasene rett etter innblanding ( $T_{gas}$  og  $T_{liq}$ )
- Mål temperaturen til blanding etter at termisk likevekt er oppnådd ( $T_{ref}$ )
- Beregn gasstemperaturen i første målepunkt (testseksjon) ved hjelp av væsketemperaturen ( $T_{liq}$ ) og blandingens temperatur ved termisk likevekt ( $T_{ref}$ )
- Sammenlign beregnet gasstemperatur og målt gasstemperatur ( $T_{gas}$ )

Forutsetninger for at testprosedyren skal fungere:

- Ingen varmetap til omgivelsene
- Termisk likevekt må være oppnådd i punktet man måler referansetemperaturen ( $T_{ref}$ )
- Mulig å måle væsketemperaturen nøyaktig og uavhengig av gasstemperaturen ( $T_{liq}$ ) i testseksjonen

- Gassen må være mettet med væske før innblanding av væske
- Ta hensyn til evt. temperaturendring mellom væskeinjeksjonen og testseksjonen som fører til en faseovergang som igjen vil endre GVF

Forutsetningene vil bli drøftet og diskutert iløpet av dette kapitlet.

### 4.2 Presentasjon av NTNUs testrigg for våtgass-kompresjon

Testriggeren som prosjekteres i denne oppgaven er ment til å gi resultater som er aktuelle for NTNUs testrigg for våtgasskompresjon. Derfor er det viktig å prosjektere den nye testriggeren slik at den gir tilsvarende driftsforhold som NTNUs eksisterende rigg. Det legges også opp til at den nye testriggeren som prosjekteres i denne oppgaven skal kunne utnytte seg av infrastruktur som allerede finnes i NTNUs varmetekniske lab. Videre i dette underkapitlet er det kun den eksisterende riggen som vil bli omtalt.

Testriggeren er bygget for å teste konvensjonelle sentrifugalimpellere i våtgassforhold. Labriggeren består av:

- innsugningsrør
- væskeinjeksjonsmodul
- impellerhus med diffusor
- avløpsrør
- elektromotor

Luft, ved atmosfærisk trykk, blir sugd inn i innsugningsrøret. Dette røret er ca. 5 meter langt og skal opprette uniforme og stabile strømnings-

forhold for luften før den entrer kompressoren. Like før kompressoren er det en væskeinjeksjonsmodul. Modulen har 16 dyser plassert rundt tverrsnittet slik at væsken skal bli injisert uniformt i luftstrømmen. Ved å ha «flowmeter» oppstrøms væskeinjeksjonen, både i innsugningsrøret og væsketilførselen, kan GVF (GMF) bestemmes og styres ved å endre enten innsugningsraten eller væskeinjeksjonsraten. Etter væskeinjeksjonen strømmer våtgassen inn i impelleren, ut gjennom diffusoren og inn i avløpsrøret.

Det er driftsforholdene inn i avløpsrøret som er interessante for denne prosjekteringen. I tabell 4.1 er driftsforholdene for kompressorriggen presentert.

Parameter	Verdi
Trykkforhold ( $P_r$ )	$\approx 1.4$
Volumstrøm ( $\dot{Q}$ )	$0.55 \frac{m^3}{s}$

Tabell 4.1: Normale driftsparametere for NTNUs våtgasskompressor [21]

Selv om kompressorriggen er laget for å teste kompresjon av våtgass er impelleren en «vanlig» tørrgass-impeller. Impelleren er kun opplagret på den ene siden (mellom impelleren og elektromotoren) med et kulelager, men det planlegges å oppgradere til en magnetisk opplagring for å minske friksjonen. Elektromotoren yter maksimalt 450 kW [21].

Videre i kapittel 4 er det beskrevet prosjektering av den nye riggen, altså refererer *testrigg* heretter til den nye testriggen som prosjekteres i denne oppgaven.

### 4.3 Lufttilførsel

Luften som suges inn i testseksjonen er luft fra omgivelsene rundt labriggen, altså holder luften en temperatur på rund  $25^{\circ}\text{C}$ , atmosfærisk trykk og typisk relativ luftfuktighet på mellom 50 og 90 %[22]. At luften ikke er mettet med væske gjør det vanskelig å ha kontroll på temperaturen, se kapittel 4.3.2. Siden testrigger skal undersøke strømming hvor det ikke er termisk likevekt mellom fasene må gassen varmes før injeksjon av væske, det legges opp til en temperaturdifferanse på ca.  $20^{\circ}\text{K}$  mellom fasene.

Trykket ut av kompressoren ved NTNUs våtgasskompressor er på ca. 140 kPa (se tabell 4.1), altså vil ikke trykket i testrigger stemme overens med dette. Luft som holder et trykk på ca. 140 kPa og  $50/60^{\circ}\text{C}$  vil ha en kompressibilitetsfaktor som ligger svært nære 1, altså oppføre seg tilnærmet ideelt. Luft ved ca. 100 kPa og tilsvarende temperaturer vil også oppføre seg tilnærmet ideelt. Derfor kan det forsvares at et lavere trykk i testseksjonen sammenlignes med et høyere trykk ut av NTNUs våtgasskompressor.

#### 4.3.1 Luftkompressor

Som skrevet tidligere er det en maksimal volumstrøm på ca.  $0.55\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$  i NTNUs testrigger for våtgasskompresjon. For å oppnå en slik volumstrøm er det nødvendig med en kompressor med tilsvarende styrke som NTNUs testkompressor. NTNUs testkompressoren er drevet av en elektromotor som maksimalt yter 450kW.

Luftkompressoren må kunne tåle vann da væske vil bli injisert i luftstrømmen, derfor vil det være naturlig å bruke den eksisterende våtgasskompressoren til å drive fluidet gjennom testriggeren.

### 4.3.2 Luftfuktighet

Ved injeksjon av væske i gass, hvor begge fasene holder samme temperatur, vil temperaturen falle hvis gassen ikke er mettet av væske. Grunnen til dette er at det kreves energi(varme) for å fordampe vann til gassfase. For å illustrere dette problemet er det gjennomført en simulering i Hysys som blander luft og vann ved samme temperatur.

Før blanding	
Temperatur	25°C
Trykk	100 kPa
GMF	90%
Relativ luftfuktighet	0%
Etter blanding	
Temperatur	11.10°C
GMF	90.74%

Tabell 4.2: Hysys-simulering av blanding av vann og luft med samme temperatur

Etter innblandingen av væsken har temperaturen sunket til 11.10°C og GMF har økt til 90.74%. Selv om denne simuleringen er ekstremtilfellet med helt tørr luft før blanding, viser simuleringen at ved å ikke ha full kontroll på luftfuktigheten har men heller ikke kontroll på temperatur eller GMF. Ut ifra dette er det tydelig at det er viktig å ha kontroll på luftfuktigheten for å kunne gjennomføre et godt og nøyaktig eksperiment.

Det er også en annen faktor som det er viktig å ta hensyn til når det gjelder luftfuktighet, nemlig at varmeovergangen mellom fasene vil gi en temperaturendring i gassfasen slik at gassens evne til å «holde» på fuktighet endres. Denne varmeovergangen vil begynne umiddelbart etter væskeinjeksjonen og derfor er det uunngåelig at det vil være en

faseovergang som starter i det fasene blandes.

Det er vurdert to metoder for å løse luftfuktighetsproblemet:

1. Måle luftfuktigheten før væskeinjeksjon
2. Mette gassen(100% relativ luftfuktighet) før væskeinjeksjon

Metode 1 virker i utgangspunktet som en god løsning, det er ingen spesielle behov for utstyr unntatt sensorer for måling av relativ luftfuktighet. Ved å måle luftfuktigheten kan tilstanden(temperatur, GMF, etc.) etter injeksjon beregnes(f.eks. i Hysys). Men på grunn av varmeovergang som starter umiddelbart etter væskeinjeksjon og faseovergangen som følger av at gassen ikke er mettet med væske er det umulig å vite hva den relative luftfuktigheten er i testpunktet. Dermed fungerer ikke testprosedyren, da den forutsetter 100% mettet luft.

Metode 2 vil ha samme problematikk med at varmeovergangen rett etter væskeinjeksjonen vil fører til en faseovergang. Ettersom væsken holder en lavere temperatur enn gassen vil gassens temperatur synke og vann vil kondensere ut av gassfasen. Dermed er det fortsatt 100% mettet luft som beveger seg inn i testpunktet og testprosedyren vil fungere som planlagt.

På grunn av at metode 2 er den eneste måten å sikre at gassen er 100% mettet i testpunktet er denne metoden å anbefale. Det er allikevel viktig å understreke problemet med faseovergang etter væskeinjeksjon, men før testpunkt.

Dette fenomenet vil gjøre at man tilsynelatende blander mettet luft og vann som vil gi en blanding på f.eks. 95% GVF, men i realiteten vil GVF synke på grunn av at vann vil kondensere ut av gassfasen når temperaturen i gassfasen synker som følge av varmeovergangen mellom fasene. Årsaken til at vanddamp blir skilt ut(kondensert til væskefase) er at luft ved en lavere temperatur kan inneholde mindre vann(i damp form) enn luft ved en høyere temperatur.

Metting av luft krever en stor og kompleks infrastruktur, og det er ikke lett å få til dette skikkelig siden temperatur påvirker luftfuktigheten mye. Det er viktig med stabile temperaturforhold og det kan være nyttig å installere en sensor for å måle luftfuktigheten like før væskeinjeksjon for å forsikre at luften faktisk er 100% mettet. NTNUs testrigg for våtgasskompresjon er for tiden (våren 2013) i gang med en ombygging og oppgradering, og metting av luften er planlagt å skulle være med i denne oppgraderingen.

### 4.3.3 Oppvarming av luft

Som skrevet i kapittel 2.6.2 er ikke temperaturøkningen gjennom en våtgasskompressor nødvendigvis så stor. Ifølge tallene som blir presentert i kapittel 2.6.2 vil det maksimalt være en temperaturøkning på  $7.32^{\circ}\text{K}$ , altså vil den maksimale forskjellen i temperatur mellom luft og vann etter kompresjonen være på ca.  $7^{\circ}\text{K}$ . Da antas det ingen temperaturøkning i væskefasen gjennom kompressoren.

For å gi muligheter til å undersøke temperatursensorer ved noe høyere temperaturforskjeller mellom fasene prosjekteres testriggen slik at den maksimale temperaturdifferansen mellom fasene er på  $20^{\circ}\text{K}$ .

Under er det gjort et overslag over hvor mye effekt et varmeaggregat må levere for å kunne varme opp mettet luft med  $20^{\circ}\text{K}$ :

Luft ved ca.  $25^{\circ}\text{C}$  vil inneholde ca.  $0.02 \frac{\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{kg}_{\text{luft}}}$  når luften er 100% mettet av vann (fluiddata fra Hysys). Denne testriggen er designet for  $0.55 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$  som gir  $0.651 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  (se tabell 4.3) for 100% mettet luft ved  $25^{\circ}\text{C}$ .



$$\begin{aligned}0.651 \frac{kg}{s} &= \dot{m}_{luft} + \dot{m}_{H_2O} \\ \frac{\dot{m}_{H_2O}}{\dot{m}_{luft}} &= 0.02 \\ \dot{m}_{luft} &\approx 0.638 \frac{kg}{s} \\ \dot{m}_{H_2O} &\approx 0.013 \frac{kg}{s}\end{aligned}\tag{4.2}$$

Utrekningen i (4.2) viser hvor mye masse det er av henholdsvis luft og vann i strømmen av mettet luft. Dermed kan effekten som kreves for å varme opp denne strømmen med  $20^\circ K$  beregnes. Varmekapasitet for tørr luft ca.  $1 \frac{kJ}{kg \cdot K}$  og ca.  $2 \frac{kJ}{kg \cdot K}$  for vanndamp.

$$\begin{aligned}P &= 0.638 \frac{kg}{s} \cdot 1 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot 20K \\ &+ 0.013 \frac{kg}{s} \cdot 2 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot 20K \\ &\approx 13.28kW\end{aligned}\tag{4.3}$$

Beregningen i (4.3) viser at det er nødvendig med et varmeaggregat på noe over  $13kW$  for å varme opp mettet luft fra ca.  $25^\circ C$  til  $45^\circ C$ .

Et varmeaggregat ved NTNUs varmetekniske lab kan levere ca.  $2 kg/s$  og har en effekt på  $450kW$ . Altså mer enn nok for formålet til testrigger i denne oppgaven.

## 4.4 Væskeinjeksjon

Denne testrigger skal prøve å gjenskape utløpsforholdene til en våtgasskompressor best mulig, dette innebærer å ha rett type strømningsregime og dråpestørrelse. Strømningsregimet antas å være annullært,

---

altså væskefilm på røroverflaten og dråpefelt i midten. Da det er meget turbulent i utløpet av en kompressor er det nærliggende å anta at dråpestørrelsen er liten. Det er ikke funnet noe litteratur som beskriver strømningsregimet ut av en våtgasskompressor. For å riktigst mulig beskrive kompresjon av våtgass er det viktig å vite hva slags strømningsregime det er etter kompressoren. Dette er et viktig tema som må forskes mer på, og enkle grep som å sette inn plexirør etter kompressoren i en testrigg bør være lett å implementere og kan gjøres allerede i dag.

Det er væskeinjeksjonen som indirekte bestemmer GVF i strømmingen. Hvis man antar konstant massestrøm av luft, justeres GVF ved mengde væske som sprøytes inn.

Våtgass defineres som gass med opptil 5% væskeinnhold på volumbasis, jamfør kapittel 2.6. I tabell 4.3 er det en oversikt over våtgassspekteret for en strømming med konstant volumstrøm av luft på  $0.55 \frac{m^3}{s}$ . Med en GVF på 95% må det sprøytes inn vann med en strømningsrate på ca.  $29 \frac{l}{s} (\frac{kg}{s})$ . Merk at luften er 100% mettet med vann.

GVF[%]	$\dot{Q}_{tot}[\frac{m^3}{s}]$	$\dot{Q}_{luft}$	$\dot{Q}_{vann}$	$\dot{m}_{tot}[\frac{kg}{s}]$	$\dot{m}_{luft}$	$\dot{m}_{vann}$	GMF[%]
95.000	0.579	0.550	0.029	29.512	0.651	28.861	2.207
96.000	0.573	0.550	0.023	23.499	0.651	22.848	2.771
97.000	0.567	0.550	0.017	17.610	0.651	16.959	3.698
98.000	0.561	0.550	0.011	11.842	0.651	11.191	5.499
99.000	0.556	0.550	0.006	6.190	0.651	5.539	10.520
100.000	0.550	0.550	0.000	0.651	0.651	0.000	100.000

Tabell 4.3: GVF, volumstrøm, massestrøm og GMF

Fra tabell 4.3 er det tydelig at på grunn av den store forskjellen i massetetthet mellom mettet luft og vann vil ikke en høy GVF nødvendigvis gi en høy GMF. Selv om det er en GVF på 95% vil det på massebasis være helt klart mest vann. Dette er en viktig betraktning siden varmekapasiteten til vann er mye høyere enn luft og derfor vil

det være mye mindre temperaturstigning ved 95% GVF enn ved 99% GVF.

#### 4.4.1 Dyse

For å sprøyte inn væske i gass er det vanlig å bruke en innsprøytningsdyse som forstøver væsken til små dråper. Over dysen er det et trykkfall som «river opp» væsken til mindre dråper. Det finnes mange forskjellige utforminger av slike dyser, men for denne testriggeren behøves en dyse som sprøyter væske jevnt over hele gass-strømmen.

Dyse-serien NF fra produsenten BETE<sup>1</sup> er laget for å kunne injisere materiale inn i et annet medium, f.eks. vanninjeksjon inn i en luftstrøm. Væskemengde og dråpestørrelse bestemmes av dysemodellen. I tabell 4.4 er det gitt en oversikt over hvilke injeksjonsrater og dråpestørrelser to aktuelle modeller av NF-serien gir.

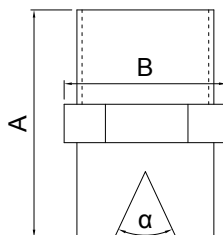
Med dråpestørrelse menes her «Sauter Mean Diameter (D32)», hvilket er en gjennomsnittelig dråpestørrelse som er mye brukt i fluidodynamikk. Selv om det er mange ulike dråpestørrelser i dråpefeltet vil «Sauter Mean Diameter» gi en god representasjon av hele dråpefeltet.

Type	Kapasitet $[\frac{L}{s}]$	Antall	Tot. kapasitet $[\frac{L}{s}]$	D32 $[\mu m]$
NF2250	30	1	30	1595
NF300	3	10	30	683

Tabell 4.4: NF-dyser fra BETE

Figur 4.3 viser et detaljsnitt av BETE's NF-dyse, hvor  $A$  er dysens lengde,  $B$  er dysens diameter og  $\alpha$  er spredningsvinkelen. Tabell 4.5 viser dimensjonene til de to NF-modellene; NF2250 og NF300.

<sup>1</sup><http://www.bete.com>



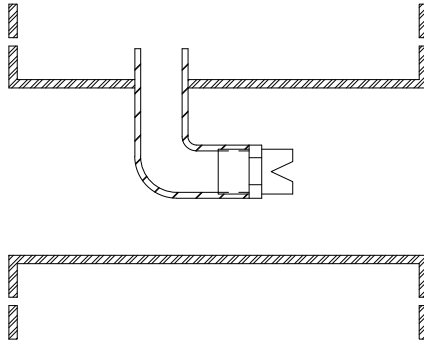
Figur 4.3: Detaljsnitt av BETE's NF-dyse

Type	$A$ [mm]	$B$ [mm]	$\alpha$ [°]
NF2250	88.9	63.5	50
NF300	44.5	28.6	50

Tabell 4.5: NF-modellenes dimensjoner

#### 4.4.2 Utforming av injeksjonsmodul

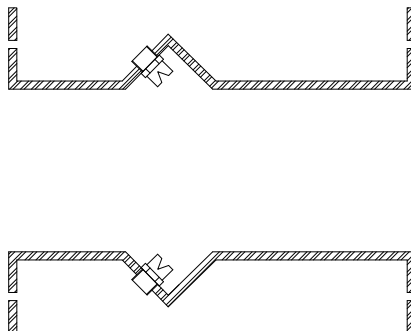
De to modellene fra kapittel 4.4.1 gir to forskjellige muligheter til utforming av injeksjonsmodul. Hvis man går for NF2250 som leverer nok vann med kun én dyse er det naturlig å plassere dysen i midten av injeksjonsmodulen, se figur 4.4.



Figur 4.4: Illustrasjon av vanninjeksjonsmodul med kun 1 dyse

Plasseringen av dysen vil blokkere mye av strømningsbanen, hvilket vil påvirke strømningsmønster og strømningshastighet forbi dysen.

Ved å i stedet for ha mindre, men flere, dyser(NF300) kan de plasseres i ytterkant av injeksjonsmodulen på en slik måte at de ikke blokkerer noe av strømningsrøret. Som vist i figur 4.5 er de 10 dysene plassert i en utvidelse av røret for å påvirke strømmingen minst mulig. Dysene vil stå ca. 3 cm fra hverandre, dette bør være tilstrekkelig for montering.



Figur 4.5: Illustrasjon av vanninjeksjonsmodul med 10 dyser

Siden NF300 gir mindre dråpestørrelse og i tillegg ikke hindrer strømmingen anbefales det å gå for løsningen med 10 NF300-dyser.

### 4.5 Testseksjon

Testseksjonen er hvor temperatursensorene som skal måle gass- og væskefasen er plassert, altså seksjonen som skal etterligne utløpsforholdene etter en kompressor. Utløpsrøret på NTNUs testtrigg for våtgass-kompresjon er 20cm i diameter og for at det skal bli tilsvarende strømningsforhold i denne testtriggen bør testseksjonen være av tilsvarende dimensjon. Mer om testseksjonens utforming i kapittel 4.5.2.

#### 4.5.1 Plexirør

Røret som utgjør selve testseksjonen bør være i plexi-glass. Dette gir et par fordeler; innsyn til strømmingen samt at det er enklere å modifisere plexiglass enn stål. At plexi-glass ikke tåler like høye temperaturer og trykk som stål vil ikke gi problemer for denne testtriggen, da temperaturen vil ha en maksverdi på ca. 50°C og trykket vil være tilnærmet atmosfærisk trykk (1 atm). Dette er langt under grenseverdiene for temperatur og trykk satt i databladet for plexirør<sup>1</sup> (se vedlegg C).

Innsyn til strømmingen er viktig av to grunner. For det første er det viktig å observere at man faktisk har riktig stømningsregime. Ut av kompressoren antas det et annulært strømningsregime, dette gir raskere varmeoverføring mellom fasene enn om det er lagdelt strømming.

For det andre er det viktig å kunne observere hvordan væskedråpene reagerer når de treffe temperatursensorene og hvor godt skjermingen

---

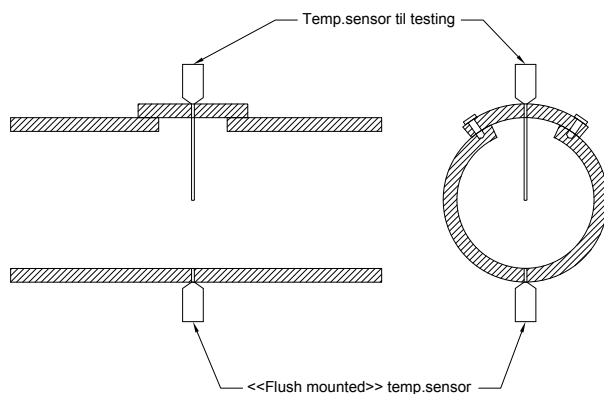
<sup>1</sup>fra produsent: <http://www.gevacril.com>

beskytter temperatursensorene fra væskedråpene. Ut ifra disse observasjonene kan man forbedre plassering av temperatursensorene og utforming av skjermene.

Selv om observasjonsmulighetene er viktige er det *desto* viktigere å hindre varmetap til omgivelsene da dette vil påvirke blandingstemperaturen etter at termisk likevekt er oppnådd (se kapittel 4.1). Derfor må hele røret være godt isolert, og muligheten til observasjon må være begrenset til at man kan ta bort deler av isolasjonen ved behov.

#### 4.5.2 Utforming av testseksjon

Et av hovedmålene med testriggeren er å undersøke forskjellige sensorers evne til å måle gassens og væskens temperatur uavhengig av hverandre, derfor er det viktig at testseksjonen lages slik at det er lett å skifte ut temperatursensorer. Ved å lage en standard måte å feste nye temperatursensorer og beskyttelser til testmodulen kan nye ideer og oppsett testes ut raskt.



Figur 4.6: Konseptskisse av testseksjon med utskiftbar testmodul

Figur 4.6 viser hvordan en slik standardmodul kan se ut, i testmodulen kan både temperatursensor og eventuell beskyttelseskjerm festes og modulen monteres til testseksjonen uten å ødelegge testrøret.

I tillegg til temperatursensoren som testes ut må det også være montert en temperatursensor som skal måle temperaturen på væskefasen. Denne sensoren er plassert på undersiden av røret på grunn av at det vil legge seg en litt tykkere væskefilm i bunn grunnet gravitasjon. Sensoren er plassert i flukt med røret (også kalt «flush mounted») for å unngå forstyrrelser av væskefilmen. Det er viktig at denne sensoren *kun* måler væsketemperaturen. Når man begynner å nærme seg tørrgass vil det kunne bli problematisk å måle væsketemperaturen da væskefilmen i bunn av røret blir tynnere og tynnere, selv for en «flush mounted» temperatursensor. Det er viktig å være oppmerksom på dette problemet og følge med på denne temperatursensoren, både visuelt og ved å dobbeltsjekke at målte verdier er rimelige.

## 4.6 Temperatursensorer

Målet med denne testtriggen er å teste ut forskjellige temperatursensorer og forskjellige måter å installere sensorene på for å undersøke evnen til å måle temperaturen i fasene uavhengig av hverandre. Først vil det bli diskutert hvilke temperatursensorer som kan være aktuelle å teste. Deretter vil det bli presentert forskjellige løsninger for å beskytte temperatursensorene fra væsken, slik at sensorene kun måler gasstemperaturen.

### 4.6.1 «Flush mounted»-temperatursensor

Det er viktig at væsketemperaturen, som måles i underkant av testseksjonen, måles nøyaktig siden små endringer i væsketemperaturen vil gi store endringer i beregnet gasstemperatur. Ettersom det vil lig-



ge en væskefilm langs bunn av testrøret kan man være ganske trygg på at sensoren som er «flush mounted» *kun* vil måle væsketemperaturen. Det er imidlertid ikke sikkert at væskefilmen og væskedråpene har samme temperatur, og dette må derfor betraktes som en stor usikkerhetskilde.

PT-100-elementer (en type RTD-sensor, se kapittel 3.3) vil være en god kandidat fordi disse temperatursensorene er nøyaktige og reagere ikke spesielt raskt på temperaturendringer [23]. Det sistnevnte vil være en fordel i dette tilfellet siden denne temperatursensoren skal måle en temperatur som er relativt stabil og den bør ikke bli påvirket av eventuelle gassbobler som skulle passere sensoren.

Om ikke PT-100-elementer gir nøyaktige nok målinger kan termistorer vurderes. Disse er en størrelsesorden mer nøyaktig enn PT-100-elementer, men har til gjengjeld et mindre bruksområde. Et mulig alternativ er SeaBird SBE 38<sup>1</sup>, denne termistoren har en nøyaktighet som produsenten hevder er bedre enn 0.0001°K, se vedlegg A for datablad.

### 4.6.2 Sensorer for gasstemperatur

PT-100-elementer er ansett som en nøyaktig sensorteknologi, men disse elementene er ikke spesielt raske og det er ikke sikkert hvilken temperatur sensoren vil måle hvis den er plassert midt i våtgassstrømmen. Men siden de er nøyaktige er de allikevel aktuelle, hvis den har en vel fungerende beskyttelse mot væske (se kapittel 4.6.3) kan disse vise seg å gi et pålitelig resultat for gasstemperaturen.

«Thermocouples» er meget interessant fordi de har kort responsetid og vil derfor vise den lokale temperaturen i væskedråpene som for selv korte tidsopphold fester seg til proben. Selv om disse temperatursensorene ikke har så god nøyaktighet vil de indikere temperaturforskjeller

---

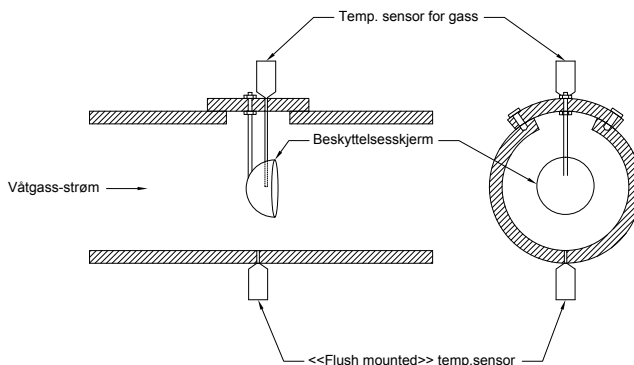
<sup>1</sup><http://www.seabird.com>

mellom fasene, hvis det er noen. Det kan være interessant å teste ut forskjellige «thermocouples» med ulik tykkelse for å se hvordan de blir påvirket av de to fasene, spesielt i kombinasjon med forskjellige beskyttelser.

### 4.6.3 Installasjoner for å hindre påvirkning av væskedråper

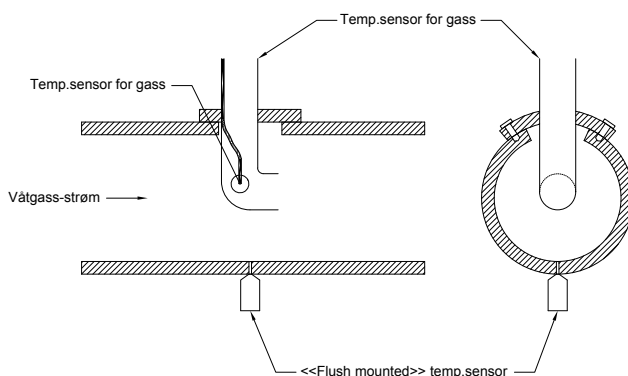
Testtriggen er prosjektert slik at det skal være lett å teste ut forskjellige måleteknikker for å hindre at væskedråper påvirker temperaturmålingene av gassen. I dette underkapittelet vil et par skisser bli presentert.

Den første skissen (figur 4.7) er en skjerm som skal hindre væskedråper fra å treffe temperatursensoren. Dermed kan gasstemperaturen måles uavhengig av temperaturen til væskedråpene. For at væskefilmen som vil legge seg på fremsiden av skjermen ikke skal påvirke gassen på baksiden av skjermen må denne gassen jevnlig byttes ut. Det er mulig at «vortex» nedstrøms skjermen ikke er sterk nok til at en slik utskifting vil foregå, og dette bør undersøkes hvis denne metoden skal brukes. En måte å sjekke om væskefilmen vil påvirke gasstemperaturen er å kjøre forsøket over lengre tid i «steady state» og se om det er noen utvikling av målt gasstemperatur.



Figur 4.7: Konseptskisse av testseksjon måleteknikk 1

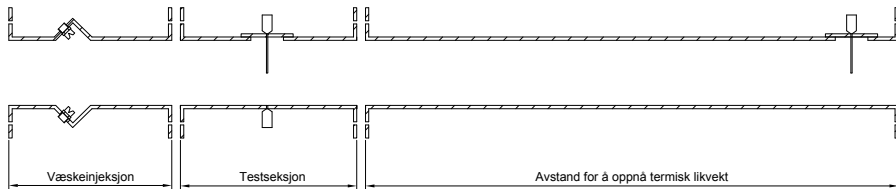
Skissen i figur 4.8 er et konsept hvor et lite sug i et rør vil sugе ut gass fra våtgassstrømmen. Innløpet til utsugingsrøret er plassert i motsatt retning av strømmingen slik at gass med dråpefelt farer forbi, mens noe av gassen bli sugd inn i røret. Hvis noen væskedråper skulle bli sugd inn i røret vil hastigheten være så lav at de straks vil falle til bunn av røret og «renne» ut. Temperatursensoren som skal måle gasstemperaturen er plassert så nærme innløpet som mulig slik at eventuell påvirkning fra en væskefilm på utsiden av røret vil være minst mulig.



Figur 4.8: Konseptskisse av testseksjon måleteknikk 2

Dette er kun to eksempler på hvordan det er mulig å måle gasstemperaturen uavhengig av væsketemperaturen. Testriggeren er prosjektert slik at det skal være lett å videreutvikle konsepter eller teste ut nye konsepter hurtig. På den måten å finne ut den beste måten å måle temperaturen til fasene uavhengig av hverandre.

## 4.7 Sammenstilling



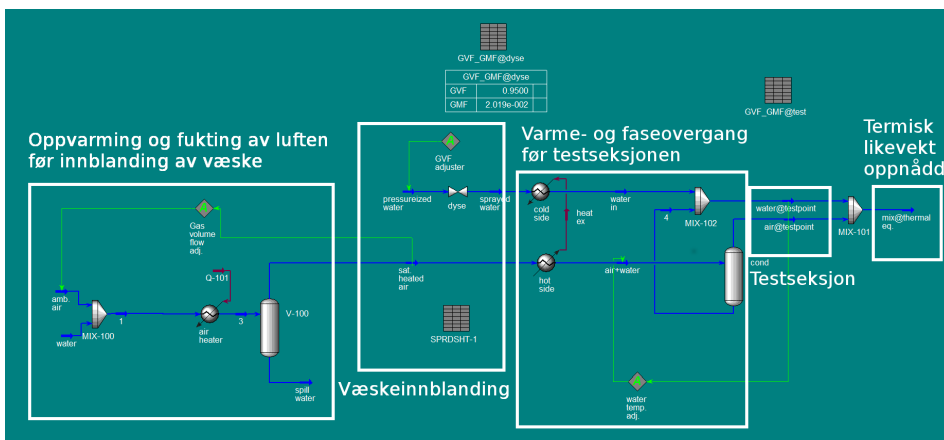
Figur 4.9: Konseptskisse av testriggeren

Figur 4.9 viser en skisse av hvordan hele testriggeren vil se ut. I væskeinjeksjonsdelen blir vann sprøytet inn i strømmen av luft(merk: dette er 100% mettet luft). Like etter at vannet er sprøytet inn, strømmer våtgassen inn i testseksjonen. Her blir væsketemperaturen målt i bunn av testseksjonen i tillegg til at man prøver å måle lufttemperaturen med forskjellige installasjoner. Etter testseksjonen går våtgass-strømmen gjennom et lengre rør med eneste formål å oppnå termisk likevekt mellom fasene. Når termisk likevekt er oppnådd måles temperaturen og våtgass-strømmen blir ført ut av testriggeren.

Målene i figuren er ikke nøyaktige og er kun ment for å gi et inntrykk av hvordan testriggeren vil se ut. I en eventuell detaljplanlegging av denne riggen må nøyaktige mål bestemmes. Det bør for eksempel ikke være for lang avstand mellom væskeinjeksjon og testpunktet slik at temperaturdifferansen mellom fasene fortsatt er betydelig. En annen viktig

ting som må bestemmes er hvor lang tid/avstand våtgass-strømmen trenger for at man kan være sikker på at det er oppnådd termisk likevekt. Det er ikke funnet noe litteratur som beskriver varmeovergangen mellom to faser i en flerfasestrøm som ikke er i termisk likevekt, derfor bør det settes opp et mindre eksperiment for å undersøke dette før eventuelt denne testriggen blir realisert.

For å fullt ut forstå hvordan denne riggen vil være i realiteten er den fulle riggen satt opp som et simulerings-«case» i Hysys, se figur 4.10.



Figur 4.10: Hysys-simulering av testriggen

Oppvarmingen og fuktingen av luften er ikke prosjektert i detalj i denne oppgave, det er kun vist at fuktingen er viktig for å ha kontroll på testforholdene. Oppvarmingen er selvfølgelig viktig, men her er det kun gjort et overslag på hvor mye energi som kreves for å levere nødvendig mengde oppvarmet luft. Ikke hvordan denne oppvarmingen skal foregå, dog er det referert til NTNUs varmeaggregat i kapittel 4.3.3.

Hysys-simuleringen tar også høyde for varme- og faseovergangen som er beskrevet i 4.3.2.

Denne casen(eller en tilsvarende Hysys-case) bør brukes til å beregne gasstemperaturen i testpunktet, da dette er altfor kompliserte beregninger til å kunne bli utført «for hånd» i praksis.

### 4.8 Resultater

Testene utført ved denne testtriggen vil vise hvilken temperatur som måles i våtgass når fasene ikke er i termisk likevekt. Det vil være mulig å teste dette for hele GVF-spekteret til våtgass(95 - 99.9%).

Testtriggen vil også gi resultater om hvilken temperatursensor og måleteknikk som vil gi riktigst mulig temperaturmåling av gassen. Hvis man kan finne en temperatursensor og måleteknikk som gir tilfredsstillende resultater kan man bruke dette oppsette i utløpet på en våtgasskompressor. Dermed kan man bestemme om det er termisk likevekt mellom fasene etter kompressoren, og i tilfellet det *ikke* er termisk likevekt vil man kunne regne ut kompressorens ytelse ut ifra gass- og væsketemperaturen.

### Feilkilder

Det er flere potensielle feilkilder i denne testtriggen. For å kunne beregne hva gasstemperaturen skal være i testpunktet må målinger av andre driftsparametere(trykk og massestrøm) være nøyaktige. Beregningene er også i seg selv en feilkilde. For å utføre beregningene må det brukes en tilstandsligning, siden det ikke finnes én riktig tilstandsligning vil utregnet gasstemperatur være avhengig av valgt tilstandsligning.

En annen parameter som må være riktig for at testtriggen skal gi tilfredsstillende resultater er temperaturen etter at blandingen har oppnådd termisk likevekt. Siden det kan ta litt tid før termisk likevekt er oppnådd må dette skje et stykke nedstrøms testseksjonen, altså vil det

være varmetap til omgivelsene. Det er viktig at disse blir holdt på et minimum, ved for eksempel å isolere testrigger (se kapittel 4.5.1).

Som skrevet i kapittel 4.6.1 er det viktig at væsketemperaturen blir bestemt nøyaktig siden små endringer i målt væsketemperatur vil gi store utslag i beregnet gasstemperatur. Det er også en mulig feilkilde at væsketemperaturen blir målt i væskefilmen da det ikke er sikkert at temperaturen i væskefilmen og væskedråpene er den samme





## 5 Direct integration

For våtgasskompressorer har Schultz' metode vist seg å gi uakseptable avvik i ytelsesberegninger. Derfor er det sett på andre muligheter for ytelsesberegninger av våtgasskompressorer, Hundseid[4] anbefaler «direct integration» da denne modellen tar hensyn til faseoverganger gjennom kompresjonen. Ved å bruke polytropisk kompresjon slik den er definert (se kapittel 2.3), kan man ta hensyn til fluidets egenskaper igjennom kompresjonen uten en midling slik som Schultz' metode forutsetter. For våtgasskompresjon vil slike hensyn være spesielt viktige da det vil være faseoverganger gjennom kompresjonen som vil endre fluidets karakteristikk mye.

Siden Schultz presenterte sin metode i 1962 har utviklingen av numeriske dataverktøy vært enorm. Derfor er det nå mulig å utføre tunge utregninger som før tok for lang tid til å kunne bli brukt som en praktisk gjennomførbar beregningsmetode.

«Direct integration»-metoden, eller «Reference» som Hysys kaller den, er en realisering av den polytropiske analysen. Altså en numerisk løsning på summeringen av uendelig mange små isentropiske steg langs kompresjonsbanen.

I dette kapitlet vil Hysys' implementasjon av «direct integration» presentert og deretter bli sammenlignet med en implementasjon som er utviklet i forbindelse med denne oppgaven.

### 5.1 Litteraturstudie

Den tidligste (og eneste utenom Hundseid) referansen til «direct integration» som er funnet i litteraturen er fra Huntingtons artikkel som introduserte den nyutviklede «Huntington»-metoden[1] i 1985. For å teste denne modellen ble også en annen modell utviklet, nemlig en

modell som implementerte den polytropiske prosessen, kalt «reference method».

*“[...] in order to check these calculations, a «reference» must be found that does not rely on simplifying assumptions.”*

– R. A. Huntington

«Reference method», eller «direct integration»-modellen som den blir kalt i denne oppgaven, er beskrevet i Huntingtons artikkel. Kompresjonen blir delt opp i mange steg(men et endelig antall). For hvert steg er innløpstrykk og innløpstemperatur kjent, men kun trykket er kjent ved utløpet. For hvert steg kan løftehøyden bli regnet ut på to forskjellige måter; ved isentropisk løftehøyde multiplisert med polytropisk virkningsgrad (5.1) eller ved å multiplisere trykkendringen med gjennomsnittlig spesifikt volum over iterasjonssteget (5.2).

$$H_i = \eta_p \cdot \Delta h_i \quad (5.1)$$

$$H_i = v_{avg} \cdot \Delta p_i \quad (5.2)$$

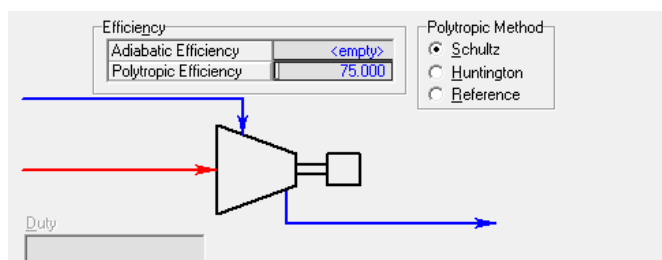
Ved å gjette på utløpstemperatur kan man iterere seg frem til en løsning hvor utregningene av løftehøyde er lik hverandre. Dermed har man funnet neste temperatur(innløpstemperatur til neste steg) og dette stegets polytropiske løftehøyde. Den polytropiske virkningsgraden holdes konstant gjennom alle kompresjonsstegene.

Hvis man skal regne ut den polytropiske virkningsgraden ut ifra inn- og utløpstemperatur må man gjette på polytropisk virkningsgrad. Deretter kjøre iterasjonen som beskrevet over. Hvis utløpstemperaturen ikke stemmer overens med den utregnede temperaturen for siste steg må man gjette på en ny polytropisk virkningsgrad og gjenta på nytt til riktig utløpstemperatur er oppnådd.

Huntington implementerte «direct integration» for å kunne verifisere den nyutviklede kompresjonsmodellen og på grunn av begrensningene i datakraft i 1985 så han ikke denne metoden som en realistisk og praktisk metode. I dag er det ingen problemer med å bruke «direct integration» til ytelsesberegninger og for eksempel Hysys har i de siste versjonene hatt «direct integration» implementert under navnet «Reference».

## 5.2 Hysys' implementasjon av «direct integration»

Ifølge dokumentasjonen til Hysys og korrespondanse med AspenTech er «direct integration» implementert i Hysys slik som Huntington beskrev «reference method», se kapittel 5.1.



Figur 5.1: Valg av beregningsmodell for gasskompresjon i Hysys

I Hysys velger man hvilken beregningsmodell kompressoren skal bruke med innstillingen «Polytropic Method» i den enkeltes kompressors innstillingsvindu. Som figur 5.1 viser kan man i Hysys(versjon 7.3) velge mellom disse beregningsmodellene for kompresjon:

- Schultz
- Huntington
- Reference

Ved å velge «Reference» beregnes kompressorytelsen med «direct integration»-modellen (såfremt polytropisk virkningsgrad er satt, se kapittel 5.3). Det er derimot ikke mulig å velge antall steg modellen skal bruke. Det er heller ikke mulig å bestemme hvilken toleransegrense Hysys skal bruke for å sammenligne (5.1) og (5.2). Det har ikke vært mulig å få nok informasjon fra AspenTech for å kunne bestemme hverken antall kompresjonssteg eller toleransegrenser.

Det er en stor svakhet ved Hysys' implementasjon av «direct integration» at ingen informasjon om steglengder og toleransegrenser blir presentert for brukeren. Steglengder og toleransegrenser er avgjørende for hvor nøyaktig «direct integration»-modellen vil beregne kompresjonsytelsen. Et annet problem med Hysys' implementasjon er at et av hovedpoengene med å bruke «direct integration» er å kunne undersøke hvordan kompresjonsbanen er gjennom kompressoren, dette er ikke mulig med denne implementasjonen siden ingen informasjon fra «innsiden» av beregningsrutinen blir presentert for brukeren.

### 5.3 Schultz som reserveløsning

Hvis simuleringen er satt opp slik at inn- og utløpstilstandene til kompressoren er kjent, og ikke polytropisk virkningsgrad, ser det ut til at Hysys vil falle tilbake til Schultz' metode for beregning av polytropisk virkningsgrad.

For å underbygge denne påstanden vil det presenteres to simuleringer som i utgangspunktet er helt like, eneste forskjellen er om polytropisk virkningsgrad er kjent eller om det er utløpstemperaturen som er kjent.

Parameter	Verdi
Fluid	Metan
Innløpstemperatur	25°C
Innløpstrykk	101.3 bar
Utløpstrykk	200.0 bar

Tabell 5.1: Faste parametere for begge simuleringene

I den første simuleringen blir polytropisk virkningsgrad satt til 75%, og utløpstemperaturen blir da beregnet med både «Schultz» og «Reference», se tabell 5.2. I dette tilfellet beregner modellene ut forskjellige verdier for utløpstemperaturen, som forventet av to forskjellige beregningsmodeller.

Beregningsmodell	Utløpstemperatur [°C]
«Schultz»	91.8055280097165
«Reference»	91.8427800260494

Tabell 5.2: Polytropisk virkningsgrad satt til 75%

I den andre simuleringen er utløpstemperaturen satt til 91.8427800260494°C (MERK: samme temperatur som beregnet av «Reference»-modellen med en polytropisk virkningsgrad på 75%). Også her er utløpstemperaturen beregnet med både «Schultz» og «Reference». Som det går tydelig frem av tabell 5.3 er beregnet utløpstemperatur nøyaktig lik for både «Schultz» og «Reference», som er en meget sterk indikasjon på at «Reference» vil falle tilbake på «Schultz» hvis polytropisk virkningsgrad er ukjent.

Beregningsmodell	$\eta_p$ [%]
«Schultz»	74.9572922042350
«Reference»	74.9572922042350

Tabell 5.3: Utløpstemperaturen satt til 91.8427800260494°C

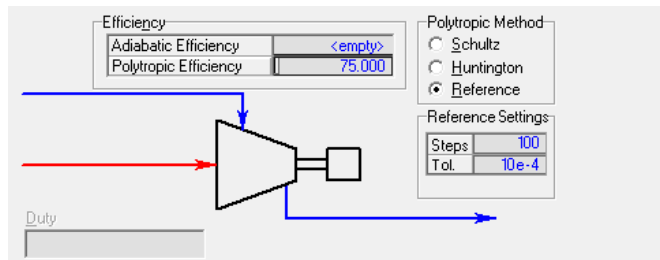
Tilsvarende simuleringer er gjort med mange ulike inn- og utløpstilstander og med forskjellige arbeidsfluider. Alle simuleringene viser det samme resultatet: hvis polytropisk virkningsgrad *ikke* er satt vil «Schultz» og «Reference» vise nøyaktig samme verdi for utregnet polytropisk virkningsgrad.

Grunnen til at Hysys velger å falle tilbake til Schultz' metode hvis polytropisk virkningsgrad ikke er satt er ganske åpenbar. For å bruke «direct integration»-modellen uten å vite den polytropiske virkningsgraden må man gjette på denne verdien og kjøre hele iterasjonsprosessen mange ganger, helt til man har funnet rett polytropisk virkningsgrad (når beregnet utløpstemperatur stemmer overens med satt utløpstemperatur). Dermed er «direct integration»-modellen mye mer tidkrevende enn Schultz i dette tilfellet. Hysys oppdatere alle verdier og kjører alle beregninger hver gang en verdi endres, derfor kan ikke Hysys tillate at enkelte beregninger bruker lang tid.

### 5.4 Forslag til forbedret implementasjon

Hysys har all infrastrukturen som skal til for å kunne implementere «direct integration» på en slik måte at modellen ville vært mye mer anvendelig for analyse av kompresjonsytelse. I dette underkapittelet blir det forslått forandringer i Hysys' funksjonalitet og brukergrensesnitt for å kunne gi brukeren nok informasjon til at «direct integration» i Hysys kan være et nyttig verktøy.

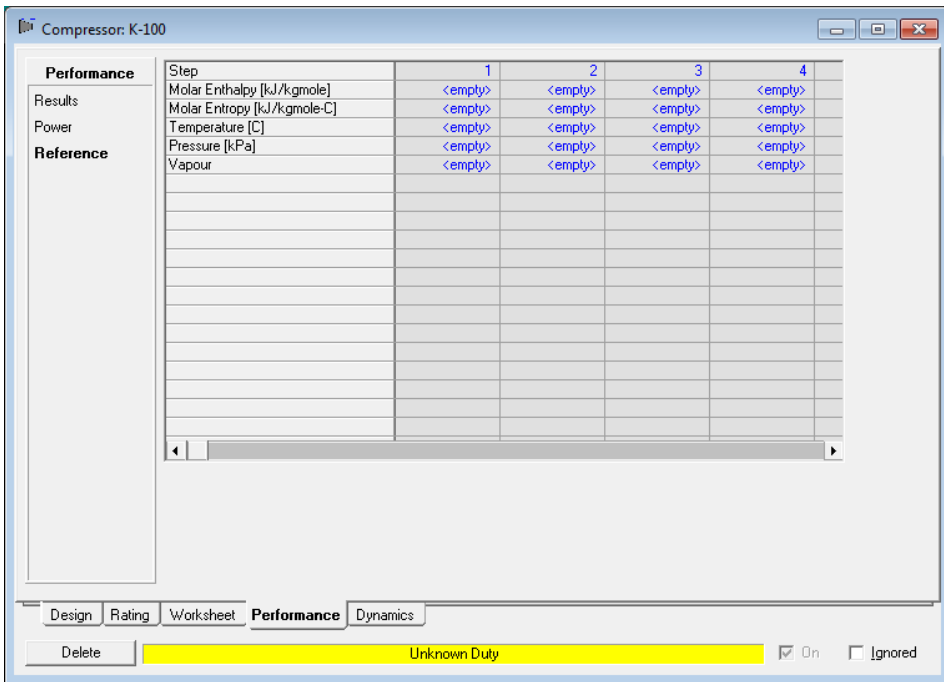
For det første er det viktig for brukeren å kunne bestemme antall steg og hva toleransegrensen skal være. I figur 5.2 er det vist et forslag til hvordan dette kan løses, her blir «Reference Settings» synlig når brukeren velger «Reference» som beregningsmodell. I disse innstillingene kan antall steg («Steps») og toleransegrense («Tol.») velges. Hysys kan muligens også sette passende verdier ut ifra trykkøkning gjennom kompressoren etc, som brukeren selv kan endre hvis det er ønskelig.



Figur 5.2: Forslag til hvordan brukeren kan sette steglengde og toleransegrense

For at «direct integration» skal bli et best mulig verktøy i Hysys må også informasjon fra hvert steg i iterasjonsprosessen være tilgjengelig for brukeren. For eksempel er det nødvendig å vite entalpi- og entropiverdi for hvert steg for å kunne plote kompresjonsbanen til kompressoren i et entalpi-entropi-diagram. Det kan også være interessant å vite temperatur og GVF til fluidet gjennom kompressoren for analyse av kompressorytelsen.

Figur 5.3 viser et forslag på hvordan brukeren kan kunne få informasjon fra «innsiden» av beregningsrutinen. Her kan brukeren hente ut den informasjonen som er ønskelig fra hvert steg i iterasjonsprosessen, dataene er formattert slik at det er lett å eksportere til f.eks. Microsoft Excel.



Figur 5.3: Forslag til hvordan bruker kan få informasjon fra hvert steg

Selv om «direct integration»-modellen vil bruke lengre tid på beregningene hvis polytropisk virkningsgrad ikke er satt bør det være en måte for brukeren å overstyre at Hysys faller tilbake til Schultz' metode. Brukeren kan for eksempel få opp et valg når «Reference» blir valgt som spør om «Reference» også skal brukes for beregninger hvor polytropisk virkningsgrad ikke er kjent og gjøre brukeren oppmerksom på at dette vil gå utover beregningshastigheten til Hysys.

Uansett om Hysys velger at det skal være mulig å bruke «Reference» til alle beregninger eller ikke, er det veldig viktig at Hysys oppgir rett beregningsmodell til brukeren. Om ikke annet bør det iallfall bli vist en advarsel på kompressoren at «Reference» ikke kan brukes og årsaken til dette.



## 5.5 Egen implementasjon av «direct integration»

Da det er ønskelig å bruke «direct integration»-modellen til å se på kompresjonsbanen og Hysys' implementasjon ikke kan tilfredstille dette kravet er det utviklet en egen implementasjon av «direct integration». I tillegg vil det være interessant å kunne sammenligne Hysys' implementasjon med annen «direct integration»-implementasjon. Denne implementasjonen bruker fluid-data fra Hysys, men utfører alle kompresjonsberegningene uavhengig av Hysys.

### 5.5.1 Hente ut data fra Hysys

For å kunne utføre kompresjonsberegninger er det nødvendig med fluid-data. Selv om det ville vært mulig å implementere en tilstandsligning selv ville dette tatt mye tid og vært komplisert (kilde til mange feil). Og for å kunne sammenligne ulike implementasjoner er det viktig at så mange faktorer er like som mulig, for eksempel tilstandsligningene. Derfor ble det vurdert til at å bruke data hentet fra Hysys ville være et godt alternativ, ikke bare er det en «gratis» implementasjon av mange tilstandsligninger, men i tillegg er det da lettere å sammenligne den egne implementasjonen med Hysys' «Reference»-implementasjon.

Hysys eksponerer mange av sine funksjoner til tredjeparts-programmer gjennom et «COM interface» [24]. Dette er et system for å dele data mellom forskjellige prosesser på en datamaskin, utviklet av Microsoft, og mange prosesser støtter interaksjon gjennom et «COM interface». Systemet er laget slik at det skal være lett å hente ut informasjon fra andre prosesser uavhengig programmeringsspråk, altså kan Hysys styres fra nær sagt alle programmeringsspråk.

I denne oppgaven er det valgt å bruke programmeringsspråket Pyt-

hon<sup>1</sup>, som støtter «COM interface» med modulen «Python for Windows extensions (pywin32)»<sup>2</sup>. For å gjøre det lettere å arbeide med Hysys gjennom denne modulen er det utviklet et lite bibliotek for å kunne kontrollere en fluid strøm i Hysys.

Under er et eksempel på hvordan dette bibliotek initieres og brukes:

```
1 # list over komponentene og molfraksjonene
2 components = {
3     "Propane": 0.1,
4     "Methane": 0.2,
5     "Ethane": 0.7,
6 }
7
8 # initierer en <<stream>> i Hysys
9 # Peng-Robinson("pengrob") brukes som tilstandsligning
10 stream = HysysStream(components, "pengrob")
11
12 # stream kan da brukes slik:
13
14 # lese av spesifikt volum ved gitt trykk og temperatur
15 v = stream.specific_volume(101.3, 25)
16
17 # lese av entalpi-verdi
18 h = stream.enthalpy(101.3, 25)
```

Dette biblioteket er lagt ved oppgaven og finnes i filen *hysys\_stream.py*.

### 5.5.2 «Direct integration»-kode

Koden som utfører «direct integration»-beregningene bruker biblioteket som er beskrevet over (kapittel 5.5.1). Den kan gjøre ytelsesbereg-

---

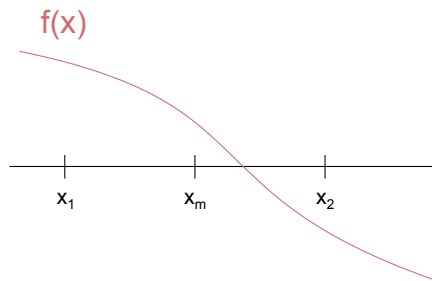
<sup>1</sup><http://www.python.org>

<sup>2</sup><http://sourceforge.net/projects/pywin32/>

ninger enten ved at polytropisk virkningsgrad er satt og dermed regne ut utløpstemperatur (som Hysys) eller ved å vite en rett utløpstemperatur og itere seg frem til rett polytropisk virkningsgrad.

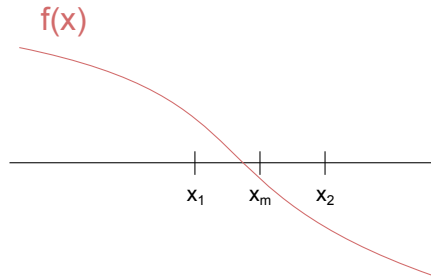
For å beregne rett utløpstemperatur eller polytropisk virkningsgrad er biseksjonsmetoden brukt. Biseksjonsmetoden er en metode for å løse ligningen,  $f(x) = 0$ , numerisk. Ved å velge ut et område  $[x_1, x_2]$  hvor  $f(x_1) \leq 0 < f(x_2)$ , kan man iterere seg frem til en riktig løsning. Dette gjør man ved å sjekke om middelverdien i området,  $x_m$ , gir en positiv eller negativ løsning av  $f$ .

I eksempel under vises de to første iterasjonsstegene i biseksjonsmetoden:



Figur 5.4: Første iterasjon i biseksjons metoden

I første iterasjonssteg (figur 5.4) gir middepunktet at  $f(x_m) > 0$ , altså skal området endres slik at  $x_1 = x_m$ . Neste iterasjonssteg (figur 5.5) blir motsatt, her gir  $f(x_m) < 0$ . Dermed skal området endres slik at  $x_2 = x_m$ .



Figur 5.5: Andre iterasjon i biseksjons metoden

I «direct integration»-beregningene blir dette brukt til å bestemme ved hvilken temperatur entalpi-verdiene, beregnet med (5.1) og (5.2), er lik hverandre.

For hvert steg i ytelsesberegningene blir temperaturen for neste punkt bestemt ved å kjøre biseksjonsmodellen på funksjonen i (5.3) (som er (5.1) minus (5.2)). Når  $T$  er funnet for neste steg med en nøyaktighet som er bestemt av en toleransegrense satt i programmet, fortsetter prosedyren på neste steg.

$$f(T) = \left( \frac{v_2(T) + v_1}{2} \cdot (p_2 - p_1) \right) - (h_2(T) - h_1) \cdot \eta_p = 0 \quad (5.3)$$

Koden under viser hvordan «direct integration»-koden brukes til å regne ut både riktig utløpstemperatur og polytropisk virkningsgrad:

```
1 components = {
2     "Propane": 0.1,
3     "Methane": 0.2,
4     "Ethane": 0.7,
5 }
6
7 # initierer en <<direct integration>>-beregning med:
8 # trykk inn = 101.3 kPa
9 # temp. inn = 25 C
10 # trykk ut = 1000 kPa
11 # temp. ut = 300 C
12 # Beregning deler opp kompresjonen i 10 steg (N = 10)
13 di = DirectIntegration(101.3, 25, 1000, 300,
14     components, N = 10)
15 # Beregne virkningsgrad som gir temp. ut = 300 C
16 eta_p = di.calculate_correct_eta()
17
18 # Beregn temp. ut som gitt av en polytropisk
19     virkningsgrad = 75%
temp_ut = di.calculate_outlet_temp(0.75)
```

Koden for å kjøre «direct integration»-beregninger er vedlagt oppgaven og finnes i filen *directintegration.py*

## 5.6 Sammenligning av Hysys og egen implementasjon

I dette kapittelet vil Schultz, «Reference» og den egenutviklede «direct integration»-modellen sammenlignes<sup>1</sup>. Schultz er inkludert delvis for å ha en referanse-verdi fra en beregningsmodell som er mye brukt og anerkjent (for kompresjons-beregninger). I tillegg er det viktig å ha

---

<sup>1</sup>For beregningene som er utført med den egenutviklede «direct integration»-modellen er toleransegrensene satt slik at ingen av de oppgitte desimalene vil endres om toleransegrensen endres med en faktor på 10.

med Shultz for å vise at Hysys' «Reference»-modell i realiteten er Shultz når man skal regne ut polytropisk virkningsgrad, som vist i kapittel 5.3.

Først vil beregningsmodellene bli sammenlignet i våtgassområdet for en reell hydrokarbon-sammensetning (beskrevet i Vedlegg D). Hydrokarbon-sammensetningen vil bli komprimert fra 25 til 35 bar (trykkratio på 1.4). Innløpstemperaturen er satt til 56°C, som gir en GVF = 99.4%.

I første sammenligning vil den polytropiske virkningsgraden være satt til 75% og utløpstemperaturen vil bli beregnet og sammenlignet mellom de forskjellige beregningsmodellene.

Beregningsmodell	Utløpstemperatur[°C]
Schultz (Hysys)	78.8691
Reference (Hysys)	78.8685
Egenutviklet DI (1 steg)	79.1221
Egenutviklet DI (10 steg)	78.8630
Egenutviklet DI (100 steg)	78.8603

Tabell 5.4: Sammenligning av beregningsmodeller for våtgass ( $\eta_p = 75\%$ )

Resultatene som er presentert i tabell 5.5 indikere at Hysys' «direct integration»-implementasjon for denne spesifikke kompresjonen bruker et antall steg som ligger mellom 1 og 10. Det er imidlertid umulig å si hvilket antall steg Hysys bruker da toleransegrensen kan endres samtidig som antall steg.

For å vise muligheten for å beregne polytropisk virkningsgrad med den egenutviklede «direct integration»-modellen er det gjennomført en beregning som er tilsvarende for beregningene over, men med en gitt utløpstemperatur på 78°C. Som forklart i kapittel 5.3 vil «Reference» i Hysys falle tilbake på Schultz når polytropisk virkningsgrad *ikke* er satt.

Beregningsmodell	Polytropisk virkningsgrad[%]
Schultz (Hysys)	78.5402
Reference (Hysys)	78.5402
Egenutviklet DI (1 steg)	79.5953
Egenutviklet DI (10 steg)	78.5166

Tabell 5.5: Sammenligning av beregningsmodeller for våtgass ( $T_{ut} = 78^{\circ}C$ )

Som forventet gir Schultz og «Reference» nøyaktig likt svar. Mens den egenutviklede implementasjonen med 10 steg gir en noe lavere polytropisk virkningsgrad enn Schultz. Det har dessverre ikke vært mulig å validere den egenutviklede implementasjonen for beregning av polytropisk virkningsgrad da hverken Hysys eller andre dataprogrammer beregner dette.

Neste sammenligning vil være tilsvarende som den første; polytropisk virkningsgrad satt til 75% og modellene skal beregne utløpstemperaturen. I denne sammenligningen vil fluidet være tørr luft. Luften komprimeres fra 1 til 10 bar med innløpstemperatur satt til  $25^{\circ}C$ .

Beregningsmodell	Utløpstemperatur[ $^{\circ}C$ ]
Schultz (Hysys)	429.7061
Reference (Hysys)	431.2604
Egenutviklet DI (1 steg)	663.8646
Egenutviklet DI (10 steg)	438.9764
Egenutviklet DI (100 steg)	431.4883
Egenutviklet DI (1000 steg)	431.4064

Tabell 5.6: Sammenligning av beregningsmodeller for tørr luft

I tabell 5.6 er det tydelig at den egenutviklede «direct intagrations»-modellen konvergere mot en utløpstemperatur som er høyere enn utløpstemperaturen «Reference» gir. Årsaken til forskjellen mellom disse

implementasjonen kan derfor ikke ligge i antall steg, men hvilke toleransegrenser som er brukt i utregningene.

I det følgende vil beregningsmodellene bli sammenlignet for trykkøkning av vann. Selv om Schultz ikke er ment for beregninger av væske, skal «direct integration» kunne brukes både for gass og væske. Vann ved 25°C blir pumpet fra 1 til 10 bar, virkningsgraden er satt til 75%.

Beregningsmodell	Utløpstemperatur[°C]
Schultz (Hysys)	25.130 75
Reference (Hysys)	25.130 55
Egenutviklet DI (1 steg)	25.078 99
Egenutviklet DI (10 steg)	25.078 99
Pumpe-modell (Hysys)	25.079 02

Tabell 5.7: Sammenligning av beregningsmodeller for vann

Det er interessant å se at pumpe-beregningene i Hysys stemmer godt overens med den egenutviklede «direct integration»-modellen. Ved å sammenligne beregningene for «direct integration» og for pump-beregninger er dette innlysende. For en pumpe blir løftehøyden beregnet som vist i (5.4), som er i prinsippet det samme som «direct integration»-beregningen ((5.1) og (5.2)) når spesifikt volum,  $v$ , er konstant og trykklinjene er parallelle. Som er tilfellet for væske.

Av samme grunn vil ikke antall steg påvirke «direct integration»-beregningene i dette tilfellet.

$$H = \frac{v \cdot (p_2 - p_1)}{\eta} \quad (5.4)$$

Det lille avviket mellom pumpe-beregningene og den egenutviklede



«direct integration»-modellen kan forklares med forskjellige toleranse-grenser for beregningene.

Schultz, som er beregnet for gasskompresjon, beregner ikke overras-kende et annet resultat enn pumpe-beregningen. Det som er mer over-raskende er hvor nærme «Reference» ligger Schultz. «Reference», som ifølge AspenTech er en «direct integration»-implementasjon, skulle gitt resultat som lå nærmere pumpe-beregningene enn Schultz.

## 5.7 Konklusjon

«Direct integration»-implementasjonen i Hysys er ifølge AspenTech implementert etter Huntingtons «reference model». Undersøkelsene i dette kapitlet viser at Hysys bruker Schultz til beregninger av poly-tropisk virkningsgrad uavhengig av innstillinger. I tillegg følger Hysys' implementasjon Schultz' beregninger for alle driftsforhold, selv i tilfel-ler der «direct integration» og Schultz skal avvike (pumpeberegninger av ren væske).

Den egenutviklede implementasjonen avslører lite hvordan Hysys' im-plementasjon fungerer, og det er ikke innhentet nok informasjon til å kunne konkludere hvordan Hysys har implementert «direct integra-tion». Men at den avviker fra hvordan Huntington beskrev «reference model» er tydelig.



## 6 Forhold som påvirker kompresjonsbanen

I dette kapittelet vil forhold som påvirker kompresjonsbanen bli undersøkt. Det er fokusert på to områder; tyngre hydrokarboners innvirkning på kompresjonsbanen og hvordan endrede driftsforhold påvirker kompresjonsbanen. Hvordan slike forhold påvirker driftsforholdene er viktig både for testing, design og drifting av kompressorer. Det er viktig for å vite at maskinen opereres på den optimale måten.

### 6.1 Tyngre hydrokarboner

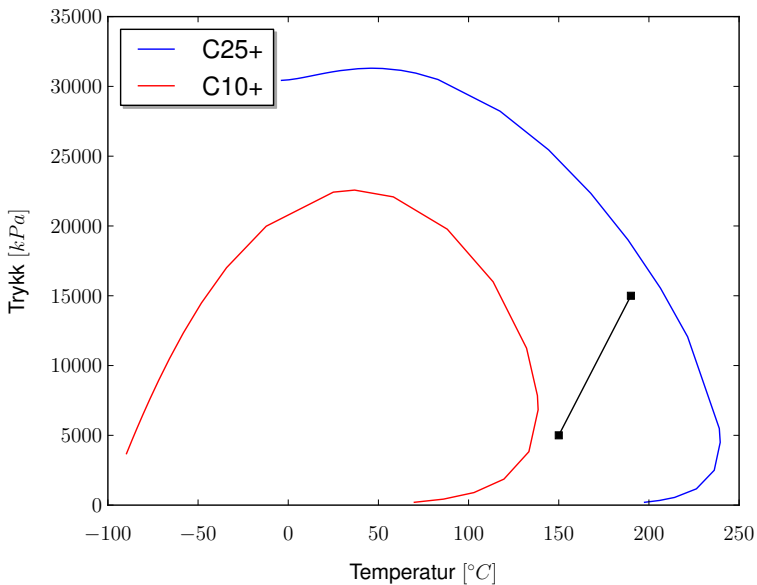
For hydrokarboner har sammensetningen av fluidet stor betydning for dets egenskaper, for eksempel vil tyngre hydrokarboner gå fra væske til gass for høyere trykk og temperaturer enn for lettere hydrokarboner. Når man skal beregne kompressorytelse er det viktig å undersøke hvor mange av de tyngre hydrokarbonene som er nødvendig å ta med for å få korrekte resultater.

I vedlegg D er det presentert en hydrokarbon-sammensetning som er i våtgassområdet for trykk rundt 25 bar og temperatur rundt 50°C. Denne sammensetningen har spesifisert fraksjonen av hydrokarboner opp til C24 og slått sammen resten av de tyngre hydrokarbonene sammen i en stor bolke (C25+).

For å vise hvor viktig de tyngre komponentene er for egenskapene til fluidet er sammensetningen modifisert slik at den kun er spesifisert opp til C9 og resten av hydrokarbonene er slått sammen i en bolke (C10+). Selv om andelen av hydrokarboner i C10+ - gruppen kun er på ca. 1% (molfraksjon) vil denne endringen ha mye å si for fluidets egenskaper.

I figur 6.1 er fasekonvoluttene til de to sammensetningene presentert. Det er tydelig at bare ved å endre den ene prosenten med tyngre hydro-

karboner til et lettere hydrokarbon endres fasekonvolutt betraktelig. Flerfaseområdet for sammensetningen som spesifisere hydrokarbonene opp til C24 er mye større, dette forklares med at duggpunktet til de tyngre hydrokarbonene er ved høyere trykk og temperatur enn for de lettere hydrokarbonene.



Figur 6.1: Fasekonvolutt for C25+ og C10+

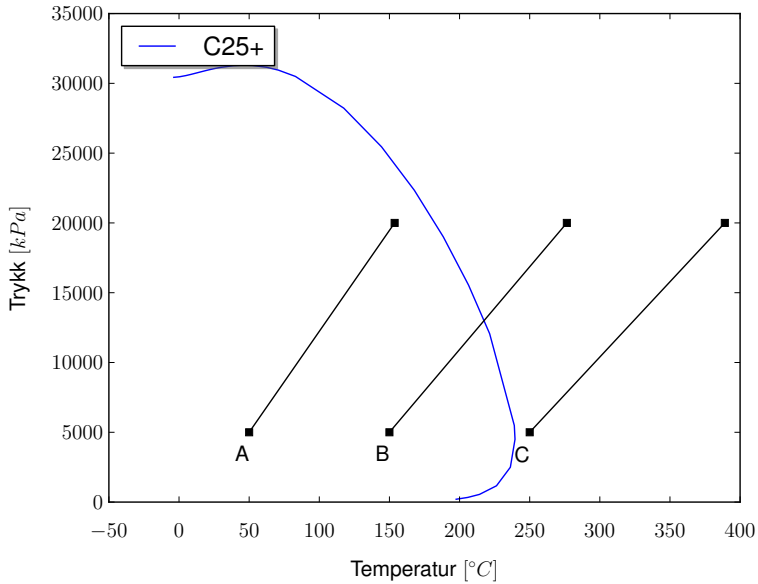
I figur 6.1 er det i tillegg til fasekonvoluttene plottet en kompresjonsbane (svart strek) som tydelig viser problemet med å ikke ha en korrekt sammensetning av hydrokarboner. Hvis ikke de tyngre hydrokarbonene er tatt med vil kompresjonen ligge i tørrgass-området, mens for sammensetningen hvor de tyngre hydrokarbonene er tatt med vil kompresjonen ligge i flerfase-området. Dette vil ha store innvirkninger på ytelsesberegningene og ikke minst på eventuell design-valg ut ifra disse beregningene.

## 6.2 Driftsforhold

Med driftsforhold menes her forhold som påvirker kompresjonen. Disse forholdene kan igjen påvirkes av enten operasjonelle avgjørelser eller ytre påvirkninger. I denne oppgaven vil det kun fokusere på endringer av trykk og temperatur.

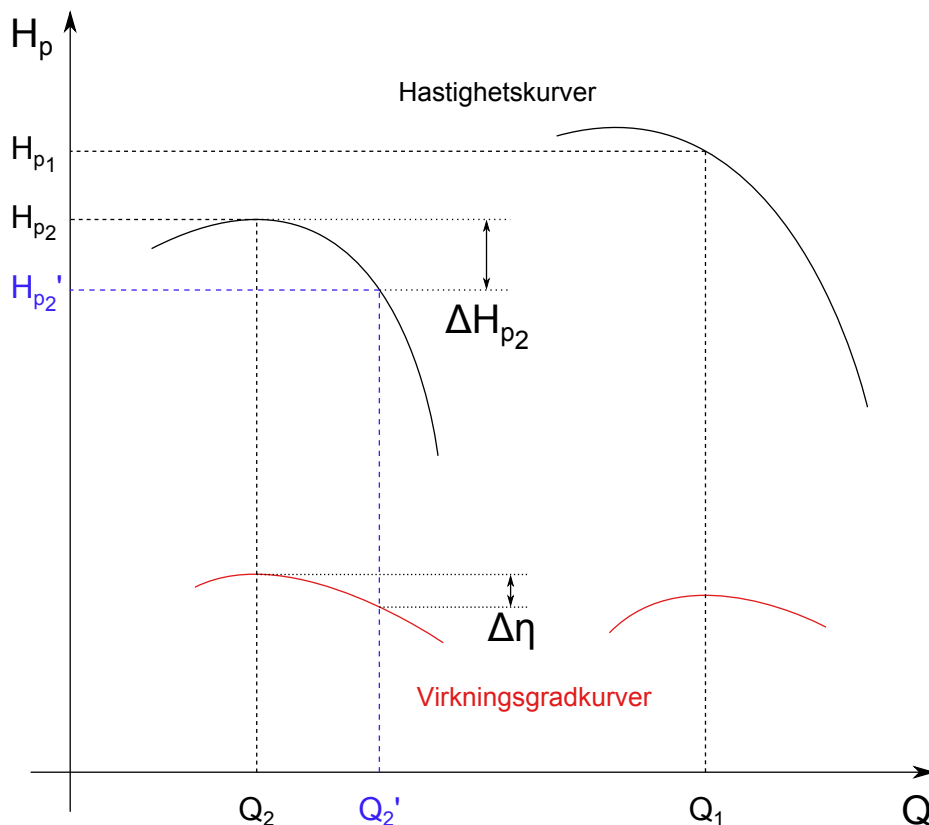
Årsaken til at driftsforholdene til en kompressor endres kan være mange. For eksempel vil driftsforholdene gitt av et reservoar endres over tid da reservoar-forholdene endres ettersom olje/gass blir pumpet opp, det er verdt å merke seg at fluid-sammensetningen mest sannsynlig også vil endres samtidig som driftsforholdene. Et annet eksempel kan være at utløpstrykket økes for å tilfredsstille krav til prosesser nedstrøms kompressoren.

I figur 6.2 er det vist tre kompresjonsbaner. Alle kompresjonsbanene har samme trykkøkning og samme polytropiske virkningsgrad, men som det kommer klart frem av figuren er temperaturøkningen større for kompresjonsbane «B» og «C» enn for kompresjonsbane «A». Dette er på grunn av at disse ligger henholdsvis delvis og helt i tørrgassområdet og dermed går all varmeenergien til å varme opp gass (som har mye lavere varmekapasitet enn væske).



Figur 6.2: Fasekonvolutt for C25+ med kompresjonsbane ut av flerfaseområdet

Det følgende er et annet problem med endrede driftsforhold for kompresjon av våtgass. I en flerstegs-kompressor må etterfølgende steg være designet slik at utløpestilstanden til forrige steg er «best efficiency point» for neste steg. I figur 6.3 vil første steg komprimere fluidet fra  $Q_1$  til  $Q_2$ , og dermed vil andre steg også operere på «best efficiency point».



Figur 6.3: Etterfølgende steg i en flerstegs-kompressor

Hvis denne flerstegs-kompressoren er designet for tørrgass, men allikevel blir kjørt inn i flerfaseområdet vil ikke nødvendigvis første steg komprimere fluidet like mye som for tørrgass (f.eks. fra kompresjonsbane «C» til «B» i figur 6.2). Grunnen til at dette kan skje er at væske går over til gassfase og dette øker volumet mye. Hvis første steg ikke greier å komprimere fluidet «nok» vil innløpstilstanden til neste steg ikke treffe på «best efficiency point», som vist i figur 6.3 ved at  $Q_2'$  er større enn  $Q_2$ . Denne feilen gjør at neste steg vil operere på en lavere løftehøyde, som antydnet mister man i dette tilfellet løftehøyde på andre steg som tilsvarer  $\Delta H_{p2}$ . Siden man ikke treffer «best efficiency

point» vil virkningsgraden også bli lavere, som indikert med  $\Delta\eta$  i figur 6.3.

Denne feilen vil forplante seg videre til eventuelle etterfølgende steg. I sum vil man ende opp med en kompressor som ikke leverer nok løftehøyde (med andre ord trykkøkning) og virkningsgraden vil være dårligere enn det man ellers kunne anta.

For å vise problemet er kompresjonene «B» og «C» i figur 6.2 simulert i Hysys for å undersøke hvordan volumet endres gjennom kompresjonen. Begge kompresjonen er fra 5 til 20 bar, en polytropisk virkningsgrad på 75% og samme innløpsvolum. Eneste forskjellen mellom kompresjonen er innløpstemperaturen.

$T_{in} [^{\circ}C]$	$\dot{Q}_{in} [\frac{m^3}{s}]$	$\dot{Q}_{out} [\frac{m^3}{s}]$
150	1	0.3456
250	1	0.3345

Tabell 6.1: Volumendring for kompresjonsbane «B» og «C» i figur 6.2

I tabell 6.1 er resultatene presentert. Volumendringen for kompresjonsbanen som ligger i tørrgass-området («C») har en større volumendring enn for kompresjonsbanen som starter i våtgassområdet («B»). Altså ville en flerstegs-kompressor som er designet for kompresjonsbane «C» ikke greie å komprimere fluidet nok hvis driftsforholdene ble endret til kompresjonsbane «B» og virkningsgrad og løftehøyde på neste steg ville blitt redusert (som vist i figur 6.3).

### 6.3 Oppsummering av forhold som påvirker kompresjonsbanen

Tyngre hydrokarbonfraksjoner påvirker kompresjonen mye, kun små endringer av fluidet kan avgjøre om kompresjonen ligger i flerfaseom-



rådet eller i tørrgassområdet.

For å kunne designe en kompressor optimalt er det viktig å forstå hvordan ulike driftsforhold påvirker kompresjonen. Om kompresjonsbanen ligger i våtgassområdet eller tørrgassområdet vil ha stor innvirkning på temperaturøkningen gjennom kompressoren.

I en flerstegskompressor vil endring av driftsforhold ha stor innvirkning på etterfølgende steg. Kompressorsteg som ikke er designet, eller driftet, slik at volumendringen passer til hverandre vil levere en lavere trykkøkning og virkningsgrad enn det som ellers kunne vært oppnådd.



## 7 Oppsummering

Det er undersøkt fem forskjellige teknologier for å måle temperaturen av våtgass; termoelementer, «resistance thermometers», akustisk termometer, IR-termometer og optisk fiber (Fiber Bragg grating). Av disse er det de konvensjonelle, termoelementer og «resistance thermometers», som utpeker seg som de mest aktuelle. Spesielt er termistorer (underkategori av «resistance thermometers») interessante for forhold hvor fasene er i termisk likevekt. Under slike forhold kan termistorer gi en målenøyaktighet på  $\pm 0.001^\circ\text{C}$ . For forhold hvor fasene *ikke* er i termisk likevekt er termoelementer mer interessante fordi disse kan ha en meget kort responstid. Dermed kan termoelementer kunne registrere fasenes temperatur uavhengig av hverandre.

I denne oppgaven er det prosjektert en testrigg som skal kunne validere temperatursensorer og måleteknikker for våtgassforhold hvor fasene *ikke* er i termisk likevekt. Testriggen belager seg på infrastruktur som allerede finnes ved NTNUs varmetekniske lab og spesifikt NTNUs testrigg for våtgasskompresjon. Ved å måle temperaturen til fluidet etter at termisk likevekt er oppnådd kan fasenes temperatur beregnes. Dermed kan testdata som sammenlignes med beregnet data validere sensorenes evne til å måle gasstemperaturen uavhengig av væsketemperaturen. Testriggen er prosjektert slik at det skal være enkelt og raskt å bytte ut temperatursensorer, slik at mange forskjellige sensorer og måleteknikker kan bli testet i samme rigg.

Hsys' implementasjon av «direct integration» er validert og undersøkt. Funnene viser at Hsys ikke har en tilfredsstillende implementasjon og følger ikke Huntingtons implementasjon slik som AspenTech hevder. «Direct integration» i Hsys bruker Schultz for å beregne polytropisk virkningsgrad, sannsynligvis for å minske beregningstiden. I tillegg gir ikke Hsys' implementasjon tilfredsstillende resultater sammenlignet med en egen utviklet implementasjon. Hsys' implementasjon følger resultatene fra Schultz, selv i tilfeller hvor de burde avvike, som for eksempel ved trykkøkning av ren væske. Det er ikke innhentet

nok informasjon til å kunne konkludere med hvordan Hysys' implementasjon fungerer, men det er tydelig at den ikke følger Huntingtons implementasjon.

Simuleringer av hvordan tyngre hydrokarbonfraksjoner og endrede driftsforhold vil påvirke kompresjon av våtgass er utført. Simuleringene viser viktigheten av å ha full kontroll på både hydrokarbonfraksjoner og driftsforhold. Selv små endringer av fluidets komponenter kan endre kompresjonen totalt. For eksempel er det i simuleringen gjennomført i denne oppgaven endret kun 1% (molfraksjon) av de tyngste hydrokarbonene til lettere komponenter, denne endringen gjør at to tilsvarende kompresjonen ligger i henholdsvis flerfaseområdet og tørrgassområdet. Endrede driftsforhold vil endre kompresjon for våtgass mye, spesielt vil temperaturendringen gjennom kompressoren endres mye hvis driftsforholdene endres. En annen viktig observasjon er at volumendringen gjennom kompressoren kan endres endel ved ulike driftsforhold. Hvis væske går over til gassfase gjennom kompressoren vil dette øke volumet. En *for* liten volumendring vil ha stor effekt på en flerstegsmaskin hvor utløpstilstanden fra et steg må stemme overens med neste steg «best efficiency point».

### Videre arbeid

Det bør realiseres en testtrigg, tilsvarende den som er prosjektert i denne oppgaven, slik at temperaturmålinger kan valideres for våtgassforhold. Sensorene bør valideres for både forhold med og uten termisk likevekt. I tillegg bør det undersøkes om det er termisk likevekt etter en våtgasskompressor eller ikke. Hvis resultatene fra en slik undersøkelse viser at det er termisk likevekt kan konvensjonelle temperatursensorer med god nøyaktighet (f.eks. termistorer) mest sannsynlig brukes uten modifikasjoner.

Videre arbeid med å validere «direct integration» i Hysys er anbefalt. I samarbeid med AspenTech bør det gjennomgås hvilke endringer som

må til for at Hysys' implementasjon skal være tilfredsstillende. Med utgangspunkt i «direct integration»-implementasjonen som er utviklet i forbindelse med denne oppgaven bør det utvikles et dataverktøy som gir brukeren full kontroll på steglengder, toleransegrenser og fluiddata fra hvert steg.



## Referanser

- [1] RA Huntington. Evaluation of polytropic calculation methods for turbomachinery performance((with centrifugal compressors)). *ASME, Transactions, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 107:872–876, 1985.
- [2] Statistisk sentralbyrå. Olje- og gassvirksomhet, produksjon og reserver, 2. kvartal 2011. <http://www.ssb.no/ogprodre/>, 2011. [Online; nedlastet 26. mai 2013].
- [3] Bernt Bjerkreim, Snorre Frydenlund, John Arild Lie, Knut Ola Staver, Karl Olav Haram, Bjørn Nystad, Håkon Skofteland, Hans Gedde, Alberto Tesei og Michel Postic. Ormen lange subsea compression pilot system. I *Offshore Technology Conference*, 2009.
- [4] Ø. Hundseid. *Evaluation of Performance Models for Wet Gas Compressors*. Doktorgradsoppgave, Norwegian University of Science and Technology, 2008.
- [5] J.M. Schultz. The polytropic analysis of centrifugal compressors. *Journal of Engineering for Power*, 84:69, 1962.
- [6] D.Y. Peng og D.B. Robinson. A new two-constant equation of state. *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, 15(1):59–64, 1976.
- [7] M. Jaeschke, A. Benito, A. Fredheim, J.M. Henault, B. Viglietti, P. Wesenbeeck, HJ Pannemann, R. Klimeck, O. Kunz og W. Wagner. Gerg project: Wide-range reference equation of state for natural gases. *GAS UND WASSERFACH GAS ERDGAS*, 144(7/8):430–430, 2003.
- [8] Ø. Hundseid, L.E. Bakken og T. Helde. A revised compressor polytropic performance analysis. ASME, 2006.

- [9] O Kunz og W Wagner. The gerg-2008 wide-range equation of state for natural gases and other mixtures: An expansion of gerg-2004. *Journal of Chemical & Engineering Data*, 57(11):3032–3091, 2012.
- [10] Ø. Hundseid og L.E. Bakken. Wet gas performance analysis. ASME, 2006.
- [11] JM Mandhane, GA Gregory og K. Aziz. A flow pattern map for gas-liquid flow in horizontal pipes. *International Journal of Multiphase Flow*, 1(4):537–553, 1974.
- [12] Ø. Hundseid, L.E. Bakken, T.G. Grüner, L. Brenne og T. Bjørge. Wet gas performance of a single stage centrifugal compressor. ASME, 2008.
- [13] Lars Brenne, Tor Bjørge, Lars E Bakken og Øyvind Hundseid. Prospects for sub sea wet gas compression. ASME, 2008.
- [14] ISO 5389:2005. *Turbocompressors – Performance test code*. ISO, Geneva, Switzerland.
- [15] Eckhard Schleicher, Marco Jose Da Silva og Uwe Hampel. Enhanced local void and temperature measurements for highly transient multiphase flows. *Instrumentation and Measurement, IEEE Transactions on*, 57(2):401–405, 2008.
- [16] P.R.N. Childs, J.R. Greenwood og C.A. Long. Review of temperature measurement. *Review of scientific instruments*, 71(8):2959–2978, 2000.
- [17] H. Preston-Thomas. The international temperature scale of 1990(its-90). *Metrologia*, 27(1):3–10, 1990.
- [18] ASTM E1137. *Standard Specification for Industrial Platinum Re-*



*sistance Thermometers*. American Society for Testing and Materials, West Conshohocken, Pennsylvania.

- [19] M. de Podesta, G. Sutton, R. Underwood, S. Legg og A. Steinitz. Practical acoustic thermometry with acoustic waveguides. *International Journal of Thermophysics*, 31(8):1554–1566, 2010.
- [20] A. Cooke og P. Childs. Optical fiber ir thermometry and its use within gas turbines. *IASME Transactions*, 1(3):551–559, 2004.
- [21] Trond G. Grüner og Lars E. Bakken. Wet gas impeller test facility. 2010.
- [22] Dannevig P. og Harstveit K. E. Luftfuktighet. I *Store norske leksikon*. 2013. [Online; nedlastet 19. mars 2013].
- [23] Jacob Fraden. *Handbook of modern sensors: physics, designs, and applications*. Spring Science Business Media Inc, 2004.
- [24] Inc. Aspen Technology. Customization Guide. [http://support.aspentech.com/Public%5CDocuments%5CEngineering%5CHyprotech%5CV7.3/AspenHYSYSV7\\_3-Cust.pdf](http://support.aspentech.com/Public%5CDocuments%5CEngineering%5CHyprotech%5CV7.3/AspenHYSYSV7_3-Cust.pdf), 2011. [Online; nedlastet 13. november 2012].
- [25] Pavel Ripka og Alois Tipek. *Modern sensors handbook*. Wiley Online Library, 2007.
- [26] Håvar Nøvik. Ytelse av våtgasskompressor. 2012.
- [27] L.E. Bakken. Thermodynamics, compression and expansion processes. NTNU.
- [28] H.I.H. Saravanamuttoo, G.F.C. Rogers og H. Cohen. *Gas Turbine Theory*. Pearson Education, 6 utgave, 2009.

- [29] M.J. Moran og H.N. Shapiro. *Fundamentals of engineering thermodynamics*. Wiley, 5 utgave, 2006.

# A SeaBird SBE 38

## Digital Oceanographic Thermometer

**SBE 38**


Sophisticated A/D acquisition electronics, ultra-stable thermistor, and state-of-the-art calibration provide the standards-level performance of an expensive AC bridge and platinum thermometer at a small fraction of the cost. The SBE 38 is unaffected by shock and vibration, has high accuracy and stability, and is easy to use. It has a rugged, corrosion-proof, 10,500 meter (34,400 foot) titanium pressure housing. Real-time temperature data is transmitted in ASCII characters (°C or raw counts) via an RS-232 or optional RS-485 serial interface for display or logging by PC or data logger.

The SBE 38's measurement range is -5 to +35 °C; absolute accuracy is better than 0.001 °C (1 mK) and resolution is approximately 0.00025 °C (0.25 mK). Each sensor includes certification that demonstrates drift of less than 0.001 °C (1 mK) during a six-month period.

Applications include calibration baths, oceanographic/aquatic research, and environmental monitoring. The SBE 38 is frequently integrated as a remote temperature sensor with an SBE 21 Thermosalinograph or SBE 45 MicroTSG, to provide accurate sea surface temperature. It can also be integrated as a secondary temperature sensor with an SBE 16*plus*, 16*plus*-IM, 16*plus* V2, 16*plus*-IM V2, or 19*plus* V2 SEACAT CTD.

### OPERATION

The SBE 38 operates in one of three modes:

- RS-232 (full duplex) with one SBE 38 connected to the interface
- RS-485 (half duplex) with one SBE 38 connected to the interface
- RS-485 (half duplex) with several RS-485 sensors sharing one pair of wires

On power-up, the SBE 38 reads its EEPROM, which includes calibration coefficients and other setup information. As programmed, the SBE 38 samples and transmits temperature continuously, or waits for a command. For RS-485 applications with several sensors sharing one pair of wires, the SBE 38 cannot sample continuously.

### MEASUREMENT METHOD

Temperature is determined by applying an AC excitation to reference resistances and an ultra-stable aged thermistor with a drift rate of less than 0.002 °C per year. Each of the resulting outputs is digitized by a 24-bit A/D converter. The reference resistor is a hermetically sealed VISHAY. AC excitation and ratiometric comparison using a common processing channel removes measurement errors due to parasitic thermocouples, offset voltages, leakage currents, and gain errors. The maximum power dissipated in the thermistor is 0.5 microwatts, and contributes less than 200 µK of overhear error.

A raw count (ratio) is related to resistance measurements:

$$\text{raw counts} = 1048576 * NT / NR$$

where NR is the output from the reference resistor and NT is the thermistor output.

The number of acquisition cycles (raw counts) averaged per sample is user-programmable. Increasing the number of cycles per sample increases the time to acquire the sample and the interval between samples, while reducing the RMS temperature noise from the sensor. The interval between samples is:

$$\text{interval [seconds]} = (0.133 * N_{Avg}) + 0.339$$

where N<sub>Avg</sub> is the number of acquisition cycles per sample.

The SBE 38's converted output is computed from the raw count and the calibration coefficients that are stored in EEPROM.


**Sea-Bird Electronics, Inc.**

 13431 NE 20th Street, Bellevue, Washington 98005 USA  
 Website: <http://www.seabird.com>

 E-mail: [seabird@seabird.com](mailto:seabird@seabird.com)

Fax: (425) 643-9954

Telephone: (425) 643-9866

## Digital Oceanographic Thermometer

### CALIBRATION

The SBE 38 is calibrated in Sea-Bird's state-of-the-art calibration laboratory, which maintains primary temperature standards (water triple point [TPW] and gallium melting point [GaMP] cells), ITS-90 certified and standards-grade platinum resistance thermometers, and a low-gradient temperature bath.

Temperature is computed using the Steinhart-Hart polynomial for thermistors (Steinhart and Hart, 1968; Bennett, 1972), which is based on thermistor physics. The equation characterizes the non-linear temperature versus resistance response of the sensor. Note that thermistors require individualized coefficients to the Steinhart-Hart equation, because the thermistor material is an individualized mix of dopants:

$$t_{90L} = \{ [1.0 / (a_0 + a_1 * [\ln(n)] + a_2 * [\ln^2(n)] + a_3 * [\ln^3(n)])] - 273.15 \} * \text{Slope} + \text{Offset } [^{\circ}\text{C}]$$

where n is the SBE 38 output.

### SPECIFICATIONS

#### Interface and Power Requirements:

RS-232 (standard)

RS-485 half duplex (optional)

Power: 8-15 VDC at 15 milliamps average

Power: 8-15 VDC at 10 milliamps average

#### Housing:

Titanium, rated at 10,500 meters (34,400 feet)

#### Weight:

In Air

0.9 kg (2.0 lbs)

In Water

0.5 kg (1.2 lbs)

#### Range:

-5 to +35 °C

#### Initial Accuracy<sup>1</sup>:

± 0.001 °C (1 mK)

#### Resolution:

0.00025 °C (0.25 mK)

#### Stability:

0.001 °C (1 mK) in six months, certified

#### Response Time<sup>2</sup>:

500 milliseconds

#### Self-heating Error:

less than 200 µK

<sup>1</sup> NIST-traceable calibration applying over the entire range.

<sup>2</sup> Time to reach 63% of final value following a step change in temperature.



#### Pin Signal

- 1 Common
- 2 RS-232 Receive or RS-485 A
- 3 RS-232 Transmit or RS-485 B
- 4 Power

#### Optional connector:

Wet-Pluggable

MCB4-MMP (W6), T1

(3/8" length base, 1/2-20 thread)

#### Standard connector:

XSG-4-BCL-HP-S5

(3/8" length base, 1/2-20 thread)

(3/8" length base, 1/2-20 thread)

(3/8" length base, 1/2-20 thread)

(3/8" length base, 1/2-20 thread)

(3/8" length base, 1/2-20 thread)

(3/8" length base, 1/2-20 thread)

(3/8" length base, 1/2-20 thread)

(3/8" length base, 1/2-20 thread)

(3/8" length base, 1/2-20 thread)

(3/8" length base, 1/2-20 thread)

(3/8" length base, 1/2-20 thread)

(3/8" length base, 1/2-20 thread)

(3/8" length base, 1/2-20 thread)

(3/8" length base, 1/2-20 thread)

(3/8" length base, 1/2-20 thread)

(3/8" length base, 1/2-20 thread)

(3/8" length base, 1/2-20 thread)

(3/8" length base, 1/2-20 thread)

(3/8" length base, 1/2-20 thread)

(3/8" length base, 1/2-20 thread)

(3/8" length base, 1/2-20 thread)

(3/8" length base, 1/2-20 thread)

(3/8" length base, 1/2-20 thread)

(3/8" length base, 1/2-20 thread)

(3/8" length base, 1/2-20 thread)

(3/8" length base, 1/2-20 thread)

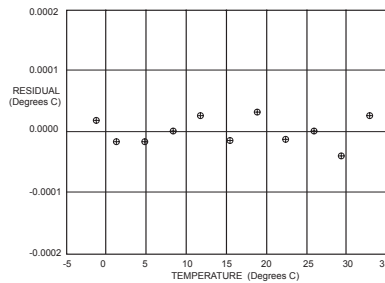
### ACTUAL CALIBRATION DATA for Sensor Number 80

CALIBRATION DATE: 02 September 1997

a0 = -2.809379e-05      a2 = -2.619655e-06

a1 = 2.783483e-04      a3 = 1.598734e-07

Bath Temperature [°C]	Instrument Output [n]	Instrument Temperature [°C]	Residual (Instrument - Bath) [°C]
-1.52985	824162.7	-1.52983	0.00002
1.03108	733633.1	1.03106	-0.00002
4.60520	625547.1	4.60518	-0.00002
8.11169	536776.4	8.11169	-0.00000
11.61533	462132.6	11.61536	0.00003
15.17575	398167.3	15.17574	-0.00001
18.63931	345476.6	18.63934	0.00003
22.14032	300170.8	22.14031	-0.00001
25.66793	261276.6	25.66793	0.00000
29.13948	228549.1	29.13944	-0.00004
32.61481	200420.3	32.61484	0.00003



04/09



Sea-Bird Electronics, Inc.

13431 NE 20th Street, Bellevue, Washington 98005 USA

Website: <http://www.seabird.com>

E-mail: [seabird@seabird.com](mailto:seabird@seabird.com)

Fax: (425) 643-9954

Telephone: (425) 643-9866

## B Blanding av fluider

Når to fluider med ulik temperatur blandes vil den nye blandingen holde en temperatur som ligger mellom de to fluidenes opprinnelige temperaturer. Dette kapitlet vil utlede hvordan man regner ut denne miks-temperaturen. For å kunne gjøre dette må det gjøres et par forenklinger:

- ingen varmetap til omgivelsene
- varmekapasiteten uavhengig av temperatur
- ingen faseovergang som følge av temperaturendringen

Siden man antar at det ikke er noe varmetap til omgivelsene gjelder (B.1).

$$\Delta Q = 0 \tag{B.1}$$

Energien det kreves for å varme opp et fluid med en grad er bestemt av varmekapasiteten til fluidet,  $C_p[\frac{kJ}{kg \cdot K}]$ . I realiteten vil varmekapasiteten endres med temperatur, altså kreves det en annen energi for å endre temperaturen til et fluids temperatur fra f.eks. 30 til 31 °C enn fra 300 til 301 °C.

Det «kalde» fluidet må varmes opp til en temperatur som ligger mellom de to fluidenes opprinnelige temperaturer, her kalt  $T_{avg}$ .

$$C_{pc} \cdot (T_{avg} - T_c) \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \tag{B.2}$$

I (B.2) er det vist hvordan energien som kreves for å varme opp det «kalde» fluidet til miks-temperaturen er bestemt, tilsvarende viser

(B.3) energien som avgis ved å kjøle ned dette fluidet.

$$C_{ph} \cdot (T_h - T_{avg}) \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (B.3)$$

Den totale energien som kreves/avgis fra fluidene er også bestemt av deres masse,  $q = m \cdot C_p \cdot \Delta T$ . En eventuell faseovergang ville gitt en tredje strøm, som hadde «tatt» masse fra en av strømmene og ville ikke hatt samme varmekapasitet som i sin opprinnelige tilstand.

For å oppfylle kravet om inget varmetap til omgivelsene (B.1) blir den totale varmebalansen som vist i (B.4).

$$\Delta Q = 0 = m_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{avg} - T_c) - m_h \cdot C_{ph} \cdot (T_h - T_{avg}) \quad (B.4)$$

$$T_{avg} = \frac{m_c \cdot C_{pc} \cdot T_c + m_h \cdot C_{ph} \cdot T_h}{m_c \cdot C_{pc} + m_h \cdot C_{ph}} \quad (B.5)$$

## C Plexirør - datablad



## Technical Properties

Typical property values (at 20° C and 50% relative humidity)

Mechanical Properties	NORM <sup>1</sup>	Unit	Cast	Extruded	Polycarbonate
Specific weight	DIN 53479	gr/cm <sup>3</sup>	1,19	1,19	1,20
Impact strength (Charpy)	DIN 53453	kJ/m <sup>2</sup>	15	15	65
Notched impact strength $a_{IN}$ (Izod)	DIN 53453	kJ/m <sup>2</sup>	1,6	1,6	4,5
Tensile strength $\sigma_M$	D638	Mpa			
-40° C			110	100	-
20° C			80	70	50
70° C			40	35	-
Elongation at break	DIN 53455	%	5,5	4,5	-
Flexural strength (st. test specimen 80 x 10 x 4 mm <sup>3</sup> )	D790	Mpa	115	105	100
Compressive yield stress	-	MPa	110	103	-
Max. safety stress $\sigma_{max}$ (up to 40° C)	-	Mpa	5 ... 10	5 ... 10	5 ... 10
Modulus of elasticity $E_t$ (short-term value)	D790	MPa	3300	3300	2300
Indentation hardness $H_{961/30}$	DIN 53456	MPa	175	175	110
Abrasion resistance in Taber abrader test (100 rev.; 5,4 N; CS-10F)	-	% Haze	20 ... 30	20 ... 30	30 ... 40
Coefficient of friction $\mu$	-	-			
a) plastic/plastic			0,8	0,8	-
b) plastic/steel			0,5	0,5	-
c) steel/plastic			0,45	0,45	-
Poisson's ratio $\mu$ (dilatation speed of 5%/min; up to 2% dilatation; at 20°C)	-	-	0,37	0,37	-
Resistance to puck impact from thickness (FMPA Stuttgart – Germany)	similar to DIN 18032	-	12 mm	8 mm	-
Sound velocity	-	m/s	2700 ... 2800	2700 ... 2800	-
Weighted sound reduction index $R_w$ at thickness	-	dB			
4 mm			26	26	-
6 mm			30	30	-
10 mm			32	32	-

<sup>1</sup> The norms indicated in this table are taken from: a) DIN: German Society for Standardisation; b) D (or ASTM): American Society for Testing Materials.

# VALIDERING AV VÅTGASSYTELSE



Optical Properties	NORM <sup>2</sup>	Unit	Cast	Extruded	Polycarbonate
Transmittance $\tau_{D65}$	DIN 5036	%	~ 92	~ 92	~ 88
UV transmission	-	-	no	yes	yes
Reflection loss the visible range (each surface)	-	%	4	4	4
Adsorption in the visible range	-	%	<0,05	<0,05	-
Refractive index $n_D^{20}$	-	-	1,491	1,491	-

ELECTRICAL PROPERTIES	NORM <sup>3</sup>	Unit	Cast	Extruded	Polycarbonate
Volume resistivity $\rho_D$	DIN VDE 0303	ohm . cm	>10 <sup>15</sup>	>10 <sup>15</sup>	>10 <sup>13</sup>
Dielectric strength $E_d$ (1 mm specimen thickness)	DIN VDE 0303	kV/mm	~ 30	~ 30	-
Dielectric constant at 50 Hz	DIN 53483	-	3.6	3.7	-
at 0,1 MHz			2.7	2.8	
Dielectric loss factor at 50 Hz	DIN 53483	-	0.06	0.06	-
at 0,1 MHz			0.02	0.03	

<sup>2</sup> The norms indicated in this table are taken from: a) DIN: German Society for Standardisation; b) D (or ASTM): American Society for Testing Materials.

<sup>3</sup> The norms indicated in this table are taken from: a) DIN: German Society for Standardisation; b) D (or ASTM): American Society for Testing Materials.





THERMAL PROPERTIES	NORM <sup>4</sup>	Unit	Cast	Extruded	Polycarbonate
Coefficient of linear thermal expansion	DIN 53752	mm/m °C	0,07	0,07	0,065
Possible expansion to heat and moisture	-	mm/m	5	5	6
Thermal conductivity at 20°C	DIN 52612	W/(mK)	0,19	0,19	-
U-value for thickness:	DIN 4701	W/m²K			
1 mm			5,8	5,8	-
3 mm			5,6	5,6	-
5 mm			5,3	5,3	-
10 mm			4,4	4,4	-
Specific Heat c	-	J/g K	1,47	1,47	-
Forming temperature	-	°C	160... 175	150... 160	160... 180
Max. surface temperature (IR radiator)	-	°C	200	180	-
Max. service temperature (without mech. stress)	-	°C	80	70	120
Ignition temperature	DIN 51794	°C	425	430	-
Fire rating (material thickness > 2 mm)	DIN 4102	-	B2, normally flammable	B2, normally flammable	B2, normally flammable
Heat deflection temperature under load (HDT)	-	°C			-
deflection 1,8 MPa			105	90	
deflection 0,45 MPa			113	95	
Behavior Towards Water	NORM <sup>5</sup>	Unit	Cast	Extruded	Polycarbonate
Water absorption (24 h., 20° C) from dry state; specimen 60 x 60 x 2 mm <sup>3</sup>	DIN 53495	mg	41	38	45
Max. weight gain during immersion	DIN 53495	%	2,1	2,1	2,1

Our technical advices for the use of our materials are typical values supplied in accordance with our tests and with the regular commercially acceptable standards. They are given without any obligation. The buyer is responsible for the application and processing of our products and is also liable for observing any third party rights.

<sup>4</sup> The norms indicated in this table are taken from: a) DIN: German Society for Standardisation; b) D (or ASTM): American Society for Testing Materials.

<sup>5</sup> The norms indicated in this table are taken from: a) DIN: German Society for Standardisation; b) D (or ASTM): American Society for Testing Materials.



## D Realistisk hydrokarbon-sammensetning

I tabell D.1 er det presentert en typisk hydrokarbon-sammensetning for våtgass. Denne sammensetningen vil ved 25 bar og 56°C ha en  $GVF \approx 99.4\%$ .

Stoff	Molvekt [ $\frac{g}{mol}$ ]	Molfraksjon [%]
N2	28.01	0.26
CO2	44.01	1.31
C1	16.01	84.66
C2	30.07	6.32
C3	44.1	2.26
iC4	58.12	0.37
nC4	58.12	0.66
iC5	72.15	0.39
nC5	72.15	0.37
C6	86.2	0.49
C7	89.1	0.76
C8	102	0.74
C9	118	0.35
C10	134	0.31
C11	147	0.19
C12-C13	167.31	0.16
C14	190	0.14
C15	206	0.11
C16-C17	228.77	0.07
C18-C20	261.44	0.05
C21-C24	308.01	0.02
C25-C68	410	0.01

Tabell D.1: Hydrokarbon-sammensetning uten modifikasjoner

I Hysys vil ikke en slik sammensetning være mulig å lage av flere årsaker. For det første har basispakken i Hysys kun fluiddata om hydrokarboner opp til C30. For det andre kan man ikke spesifisere flere hydro-

karboner for samme molfraksjon, som for eksempel C21-C24. Av disse grunnene må denne hydrokarbon-sammensetningen modifisere noe for at den skal kunne brukes i Hysys.

For det første vil alle blokkene som er satt sammen av flere hydrokarboner bli splittet og jevnt fordelt. For eksempel får både C16 og C17 en molfraksjon på 0.035%. og siden C25-C68 er oppgitt til å ha en molvekt på  $410 \frac{g}{mol}$  vil C29 brukes for dette området, i tillegg til å være inkludert i Hysys' fluid-bibliotek har C29 en molvekt på  $408.77 \frac{g}{mol}$ , altså ganske nærme  $410 \frac{g}{mol}$ . Tabell D.2 viser hvordan sammensetningen blir etter disse modifikasjonene.

---

D REALISTISK HYDROKARBON-SAMMENSETNING

---

Stoff	Molvekt $[\frac{g}{mol}]$	Molfraksjon[%]
Nitrogen	28.01	0.26
CO2	44.01	1.31
Methane	16.04	84.66
Ethane	30.07	6.32
Propane	44.10	2.26
i-Butane	58.12	0.37
n-Butane	58.12	0.66
i-Pentane	72.15	0.39
n-Pentane	72.15	0.37
n-Hexane	86.18	0.49
n-Heptane	100.21	0.76
n-Octane	114.23	0.74
n-Nonane	128.26	0.35
n-Decane	142.29	0.31
n-C11	156.31	0.19
n-C12	170.34	0.08
n-C13	184.37	0.08
n-C14	198.38	0.14
n-C15	212.41	0.11
n-C16	226.43	0.04
n-C17	240.46	0.04
n-C18	254.48	0.02
n-C19	268.51	0.02
n-C20	282.54	0.02
n-C21	296.58	0.01
n-C22	310.59	0.01
n-C23	324.61	0.01
n-C24	338.64	0.01
n-C29	408.77	0.01

---

Tabell D.2: Hydrokarbon-sammensetning med modifikasjoner