

Optimale Energisystemer for LNG-anlegg med CO₂-fangst

Arne Bratseth

Master i energi og miljø
Oppgaven levert: Juni 2008
Hovedveileder: Truls Gundersen, EPT
Biveileder(e): Jostein Pettersen, Stat

Oppgavetekst

Optimale Energisystemer for LNG-anlegg med CO₂-fangst

Optimal Energy Systems for LNG Plants with CO₂ Capture

Bakgrunn

En LNG-fabrikk krever mye energi, både i form av mekanisk effekt for å drive kjøle-kompressorene i systemet for flytendegjøring av gassen, og til prosessvarme for ulike formål. Særlig CO₂-fjerningsanlegget kan ha høyt varmebehov hvis fødegassen har høyt innhold av CO₂. Dette varmebehovet blir betydelig større dersom CO₂-fangst også skal skje fra røkgass som er et resultat av energisystemer basert på fossile kilder som naturgass.

Det er mye fokus på reduksjon av utslippene forbundet med LNG-produksjon, både gjennom energieffektivisering, og ved CO₂-fri eller "CO₂-minimalisert" kraft/varmeproduksjon. Det er derfor aktuelt å se på muligheten for varmeteknisk godt integrerte prosesser for:

- Kraftproduksjon
- Varmeproduksjon
- Forbehandling av fødegass (særlig fjerning av CO₂ og vann)
- Flytendegjøring av naturgass
- CO₂-fjerning fra kraft/varmeproduksjon
- NGL ekstraksjon

Blant de mest aktuelle løsninger for kraft/varmeproduksjon er (1) gassturbiner med varme-gjenvinning, (2) kombinert gassturbin/dampturbinprosess med varmegjenvinning (avtapning eller mottrykk), og (3) rene damp-prosesser for kraft/varmeproduksjon. Disse kan eventuelt kombineres med resirkulering av CO₂ (eksosgass) eller oxyfuel forbrenning. Prosesser med dampinjeksjon i brennkammeret kan også vurderes, samt at ulike kombinasjoner med tilleggsfyring kan tas med i betraktningene.

Konsekvenser av ulike valg av fyrgass må vurderes. Hvis denne tas fra end-flash vil en ha mye nitrogen i brensløst, noe som kan ha konsekvenser for CO₂-fjerning. Kraftbehovet til kompresjon/pumping av CO₂ for deponering bør også tas inn i vurderingen, og som en del av dette må nødvendig slutt-trykk før deponering etableres.

Ulike konfigurasjoner av NGL-ekstraksjon vil kunne påvirke energibalansen i anlegget, og må derfor tas med i beregningene. Ved oppstrøms NGL-ekstraksjon kan fødegassen komprimeres, noe som krever arbeid men kan være lønnsomt fordi kraftbehovet til kjøleprosessen reduseres.

Forord

Denne masteroppgaven er skrevet ved Institutt for Energi og Prosessteknikk ved NTNU i løpet av våren 2008. Oppgaven er en videreføring av prosjektoppgaven ”Integrerte prosesser for CO₂-fri LNG-produksjon” som ble skrevet høsten 2006. Masteroppgaven er siste del av et femårig studium ved NTNU.

På både prosjekt- og masteroppgave har professor Truls Gundersen ved institutt for Energi og Prosessteknikk, og Jostein Pettersen i StatoilHydro bidratt med god veiledning og informasjon underveis. Stipendiatene Lars Nord og Rahul Anantharaman har bidratt med veiledning knyttet til simulering i både GTPRO og Hysys. Stipendiat Audun Aspelund har, til tross for stort tidspress, tatt seg tid til å veilede, og har bidratt med gode ideer for gjennomføring av oppgaven. En stor takk skal rettes til alle involverte personer.

En stor takk skal også rettes til ”gutta på kontoret” for godt humør og en kaffekopp på lur, selv på den mest regntunge vinterdag.

Arne Bratseth

Sammendrag

Produksjon av LNG er en energikrevende prosess, spesielt på grunn av høyt kraftbehov for å gjøre naturgassen flytende. Utfordringer knyttet til utslipp av CO₂ fra kraftproduserende enheter gjør det aktuelt å se på LNG-produksjon der CO₂ fra kraft og varmeproduksjon fanges inn og deponeres. CO₂-fangst er en termisk krevende prosess, og kommer på toppen av et allerede høyt energibehov i LNG-anlegget. Det høye termiske behovet til CO₂-fangst kan påvirke utformingen av kraft og varmesystemet. Hensikten med oppgaven er å vurdere hvordan et kraft/varmesystem for et CO₂-minimalisert anlegg bør utformes. Oppgaven er begrenset til primært å omfatte anvendt teknologi for prosessering av naturgass, samt at røykgass renses ved bruk av aminer. En mindre studie knyttet til oxyfuel forbrenning blir gjennomført.

Det er i denne oppgaven antatt at de skal produseres 8 millioner tonn LNG per år fra gassfeltet North Field i Qatar. De ulike prosessene for produksjon av LNG blir gjennomgått, og termiske og mekaniske behov for LNG-produksjon finnes ved en simuleringsmodellering i Hysys. Simuleringsmodellen inkluderer LNG-anlegg med to ulike plasseringer for fjerning av tunge hydrokarboner, fraksjonering og flytendegjøring av gassen. Det etableres enklere modeller for gassrensing og CO₂-fangst fra røykgass med fokus på å bestemme det termisk energiforbruket.

En kombinert gass og dampturbin kommer i denne oppgaven ut som den beste løsningen for kraft og varmforsyning. En moderne gassturbin har så høy virkningsgrad at det blir nødvendig med tilleggsfyring for å fremskaffe nok termisk energi. Utfordringer knyttet til NO_x dannelse ved tilleggsfyring, gjør at det aktuelt å vurdere gassturbiner med lavere virkningsgrad for å fremskaffe nok termisk energi i røykgass. Flash-gass, et avfallsprodukt fra LNG-produksjonen, bør benyttes som brensel. Integrasjon av varme og kulde kan redusere termisk og mekanisk behov med henholdsvis ca 7 % og 1,2 %.

Termisk forsyning bør skje ved bruk av damp. Hvor mange trykknivåer som bør benyttes, samt plasseringen av disse vurderes ut fra en eksergianalyse. Analysen viser at det er lave tap knyttet til å gå helt ned til to trykknivå, mens videre reduksjon til ett trykknivå medfører betydelige eksergitap. To trykknivå på 3,5 og 35 bar velges for termisk forsyning.

GTPRO brukes for simulering av kraft/varmesystemet. Termisk virkningsgrad beregnes til 89,3 %. Simuleringen viser at det totale mekaniske og termiske energibehovet er på henholdsvis 250,7 kWh/tonn LNG og 276,3 kWh/tonn LNG. CO₂-fangst fra røykgassen står for nesten 50 % av det totale termiske energibehovet, mens det mekaniske behovet til CO₂-kompresjon bare utgjør ca 8 % av det totale mekaniske forbruket. Simulering viser at det er tilgjengelig mer flash-gass enn det som trengs som brensel i kraft og varmesystemet. LNG-prosessen kan justeres slik at det produseres mindre flash-gass, men det resulterer i høyere nitrogenfraksjon i LNG-produktet og kan resultere i at produktet ikke tilfredsstiller produktkravene. Felter med høyt nitrogeninnhold gir store mengder flash-gass, og derfor store mengder brensel. Slike felter er derfor godt egnet for CO₂-minimalisert LNG-produksjon på grunn av det høye termiske forbruket til CO₂-fangst.

Summary

Production of LNG consumes significant amounts of energy, especially to liquefy the natural gas. Challenges associated with emissions of CO₂ from thermal and power generation makes it interesting to study LNG-production where CO₂ is captured and stored. CO₂ capture is a thermally demanding process which is added on top of the existing energy demand of the plant. The purpose of this thesis is to study the design of the heat and power system for a CO₂ minimized LNG-plant. The thesis is limited to cover conventional systems for natural gas treatment and use of amine to reclaim CO₂ from the flue gas. A minor study of oxyfuel combustion is carried out.

It is assumed that LNG is to be produced from the gas field North Field in Qatar at a rate of 8 million ton LNG/year. The various processes for LNG-production are described, and thermal and mechanical demand is found by computer modeling. The computer modeling covers extraction of heavy hydrocarbons at two different locations, as well as fractionation and liquefaction of the gas. Simpler models are established to determine thermal demand for the gas treatment and CO₂ capture from the flue gas.

A combined gas and steam turbine is considered to be the most promising system for heat and power supply. A modern gas turbine has a high thermal efficiency, which makes supplementary firing necessary. Problems related to the formation of NO_x by supplementary firing can make it attractive to use gas turbines with lower thermal efficiency to produce enough thermal energy in the flue gas. Flash gas, a waste product from the LNG production is considered to be the best source of fuel. Heat integration can reduce thermal demand by 7 % and power demand by 1, 2 %.

Thermal power is best supplied by use of steam. The number of pressure levels and the pressure of each level are considered by an exergy analysis. The analysis shows that there are very limited losses in reduction of the number of pressure levels, until it reaches two levels. Further reduction to one level is associated with high exergy losses. Two pressure levels of 3, 6 and 35 bar is recommended.

The combined gas and steam turbine is simulated by use of GTPRO. Thermal efficiency of 89,3 % is achieved for the system. The power and thermal consumption for the simulated NG-plant is respectively 250,7 kWh/ton LNG and 276,3 kWh/ton LNG. The simulation shows that the consumption of flash gas as fuel is 10 % lower than the supply. The LNG-production process can be adjusted to reduce the amounts flash gas. However, this results in higher nitrogen concentration in the LNG product, and may exceed the limitations set by the costumer. Gas fields with high nitrogen fractions gives high amounts of flash gas and therefore large amounts of fuel. The high fuel requirements for CO₂ minimized LNG-production, makes gas fields with high nitrogen fraction very suitable for CO₂ minimized LNG production.

Innhold

1	INNLEDNING	1
1.1	FORMÅL	1
1.2	BAKGRUNN	1
1.3	OPPBYGGING AV RAPPORT	2
2	LNG – PRODUKSJON	3
2.1	GRUNNLEGGENDE BETINGELSER.....	3
2.2	FRA BRØNN TIL PRODUKT – NØDVENDIGE DELPROSESSER.....	5
2.3	NGL-EKSTRAKSJON OG FYRGASS.....	9
2.4	SAMSPILL MELLOM DELPROSESSER OG HJELPESYSTEMER	12
3	MODELLERING.....	15
3.1	MODELLERING AV AP-X KJØLEANLEGG	15
3.2	INTRODUKSJON AV RESERVOARGASS OG TRYKKAVLASTING	19
3.3	NGL-EKSTRAKSJON	19
3.4	FRAKSJONERING.....	21
3.5	CO ₂ – RENSING AV NATURGASS	27
3.6	CO ₂ -FANGST FRA RØYKGASS	28
3.7	CO ₂ -KOMPRESJON.....	29
3.8	DEHYDRERING	30
3.9	MODELLERINGSRESULTATER	34
4	VURDERINGER OG VARMEINTEGRASJON	36
4.1	VALG AV NGL-EKSTRAKSJON	36
4.2	VARME- OG KULDEINTEGRASJON.....	37
4.3	EVALUERING AV KRAFT OG VARMEBEHOV.....	45
5	INNDEKKING AV KRAFT OG VARMEBEHOV	47
5.1	KRAFT OG VARMESYSTEM.....	47
5.2	TRYKKNIVÅ PÅ DAMP.....	62
5.3	SIMULERING AV KRAFT OG VARMEPROSESS	67
5.4	RESULTATER	70
6	DISKUSJON.....	72
7	KONKLUSJON	76
8	FORSLAG TIL VIDERE ARBEID	77
9	REFERANSER	78
10	VEDLEGG	80

Nomenclature

LNG	Liquefied Natural Gas	
NGL	Natural Gas Liquids	
C1	Metan	
C2	Etan	
C3	Propan	
iC4	Isobutan	
nC4	Normalbutan	
iC5	Isopentan	
nC5	Normalpentan	
C6	Heksan	
C6+	Heksan og tyngre komponenter	
VHP	Very high pressure	
HP	High pressure	
MP	Medium Pressure	
LP	Low pressure	
MR	Mixed refrigerant	
e	Spesifikk eksergi	[kJ/kg]
E	Eksergi	[kW]
q	Spesifikk varmestrøm	[kW/kg]
Q	Varmestrøm	[MW]
T ₀	Omgivelsestemperatur	[K]
T _b	Temperatur på overflate	[K]
h	Spesifikk entalpi	[kJ/kg]
s	Spesifikk entropi	[kJ/kgK]
w	Spesifikk arbeid	[kJ/kg]
R	Universell gasskonstant	[kJ/kmolK]
C _p	Spesifikk varmekapasitet ved konstant trykk	[kJ/kgK]
C _v	Spesifikk varmekapasitet ved konstant volum	[kJ/kgK]
P	Trykk	[Pa]
f	Virkningsgrad på kjøleanlegg	
x	Molfraksjon i væskeblanding	
y	Molfraksjon i gassblanding	
á	Relativ flyktighet	
K	K-verdi	

Figurer

Figur 1: Hydratlikevektskurve for gass fra North Field.....	6
Figur 2: LNG-anleggets prosesser	9
Figur 3: LNG-anleggets prosesser og mulige punkter for ekstraksjon av fyrgass.....	11
Figur 4: Løkdigram	12
Figur 5: Skisse av et AP-X kjøleanlegg.....	14
Figur 6: Modelleringskisse av forkjølingen.	16
Figur 7: Modelleringskisse av forkjøling og flytendegjøring.	17
Figur 8: Modelleringskisse av forkjøling, flytendegjøring og underkjøling.....	18
Figur 9: Modelleringskisse av kondensatstabilisering, NGL-ekstraksjon og end-flash..	20
Figur 10: Modelleringskisse, kondensat stabilisering, NGL-ekstraksjon og end-flash. .	21
Figur 11: Fraksjoneringssekvens for oppstrøms NGL-ekstraksjon.	25
Figur 12: Fraksjoneringssekvensfor integrert NGL-ekstraksjon.	26
Figur 13: Varme og massebalanse for CO ₂ -rensing fra naturgass.....	27
Figur 14: Prinsippkisse og varme og massebalanser for CO ₂ -fangst anlegg.	29
Figur 15: Tretrinns kompresjon av CO ₂ med mellomkjøling.....	30
Figur 16: Effekter og massestrømmer for tørking av gass på Snøhvit [3].....	31
Figur 17: Modell for tørking av naturgass i Qatar.	33
Figur 18: LNG-anleggets prosesser.....	38
Figur 19: Komposittkurve for LNG-anleggets hovedprosess.....	38
Figur 20: Varmeoverskuddskurve for LNG-anleggets hovedprosess.....	39
Figur 21: Integrasjonsalternativer av kald flash-gass.	40
Figur 22: Integrasjonsalternativer av NGL forvarming.	42
Figur 23: Komposittkurve for prosesstrømmer over omgivelsestemperatur.	43
Figur 24: Skisse av en dampprosess.	48
Figur 25: Avkjølingskurve for røykgass og oppvarmingskurve for prosessdamp.....	48
Figur 26: Kraftproduksjon med dampturbin.	50
Figur 27:Kraftproduksjon i mottrykksturbin.	51
Figur 28: Energistrømmer for dampsystem med mottrykk- og kondensturbin.	52
Figur 29: Prinsippkisse av en gassturbin.....	53
Figur 30: Prinsippkisse av en gassturbin med gjenvinning av røykgassvarme.....	54
Figur 31: Energistrømmer for gassturbin med varmegjenvinning.....	54
Figur 32: Prinsippkisse av en kombinert gassturbin og dampturbinløsning.....	55
Figur 33: Energiflyt i kombinert prosess med tilleggsfyring.....	56
Figur 34: Flytdiagram for oxyfuel kraft/varmeproduksjon.....	57
Figur 35: Alstom kraftverk med resirkulering av røykgass.....	60
Figur 36: Konseptkisse for resirkulering av CO ₂ ved oxyfuel forbrenning.	61
Figur 37: Komposittkurve for prosesstrømmer. Termiske forbrukere er indikert.	63
Figur 38: Termisk forsyning ved bruk av tre trykknivå.....	65
Figur 39: Temperaturnivået til damp for termisk forsyning ved bruk av to trykknivå....	66
Figur 40: Skjematisk fremstilling av simulering i GTPRO.	69
Figur 41: Tretrinns CO ₂ -kompresjon.....	82
Figur 42: Varmeoverskuddskurve for røykgassvarme.....	85
Figur 43: Komposittkurve for flytendegjøring ved oppstrøms NGL-ekstraksjon.	87
Figur 44: Komposittkurve for flytendegjøring ved integrert NGL-ekstraksjon.	87

Figur 45: CO ₂ -kompressorvarme integrert i CO ₂ -fangst anleggets koker	90
Figur 46: Kombinert prosess ned oxyfuel forbrenning	91
Figur 47: Flash-gass temperatur mot endring i kompresjonsarbeid	95
Figur 48: Splittalternativ for naturgass.	96
Figur 49: Skisse av simuleringsmodell med oppstrøms NGL-ekstraksjon.....	99
Figur 50: Skisse av simuleringsmodell med integrert NGL-ekstraksjon.....	100
Figur 51: Bilde av simulering med oppstrøms NGL-ekstraksjon.....	101
Figur 52: Bilde av simulering med integrert NGL-ekstraksjon.	102
Figur 53: NGL-ekstraksjon av Åsgard gass på Kårstø	103
Figur 54: Forbehandling og fraksjonering av Åsgard gass på Kårstø.	104

Tabeller

Tabell 1: Luft og sjøtemperaturer i Qatar [1].....	3
Tabell 2: Forenklet gassammensetning for North Field i Qatar.	4
Tabell 3: Molstrømmer til fraksjonering og normalbøilingepunkt.	23
Tabell 4: Første fraksjoneringstrinn for oppstrøms NGL-ekstraksjon.....	24
Tabell 5: Andre fraksjoneringstrinn for oppstrøms NGL-ekstraksjon.....	24
Tabell 6: Første fraksjoneringstrinn for integrert NGL-ekstraksjon.....	25
Tabell 7: Andre fraksjoneringstrinn for integrert NGL-ekstraksjon.....	26
Tabell 8: Kraftbehov for CO ₂ -kompresjon.	30
Tabell 9: Gassrater, effekter og vannmengder for tørking av gass.	31
Tabell 10: Energibehov for LNG-anlegg med oppstrøms og integrert NGL-ekstraksjon.	34
Tabell 11: Produksjon og kraftforbruk per produsert enhet.....	35
Tabell 12: Termisk behov og kraftbehov for oppstrøms og integrert NGL-ekstraksjon. .	36
Tabell 13: Eksergi for varmevekslende prosessstrømmer.....	41
Tabell 14: Energi og eksergi for varmevekslende prosessstrømmer.....	42
Tabell 15: Oppvarmingsbehov for integrert og ikkeintegrerte prosessstrømmer.....	43
Tabell 16: Oppvarmingsbehov ved integrasjon av kompressorvarme.....	44
Tabell 17: Termisk og mekanisk behov inkludert utskilling og kompresjon av CO ₂	45
Tabell 18: Temperatur, trykk og entalpiverdier for Figur 27 [19].....	51
Tabell 19: Eksergiforbruk for oxyfuel forbrenning v.s. aminrensing.....	58
Tabell 20: Varme/kraftforhold for produksjon av kraft og varme.....	61
Tabell 21: Eksergiforbruk ved ulike trykknivåvalg for termisk forsyning.	65
Tabell 22: Beregnede termiske og mekaniske behov	67
Tabell 23: Simuleringsresultater fra GTPRO for gitt termisk og mekanisk behov.	68
Tabell 24: Avvik fra beregnede verdier.....	68
Tabell 25: Simuleringsresultater ved konvertert situasjon.....	69
Tabell 26: Røygassammensetning.	70
Tabell 27: LNG-anleggets produksjon, termisk og mekanisk forbruk og effektivitet.....	70
Tabell 28: Gassammensetning for North Field.....	81
Tabell 29: Eksergiforbruk for ulike trykkplasseringer av damp.....	83
Tabell 30: Sammensetning av kjølemedium for flytendegjøring.	87
Tabell 31: Trykk, temperatur og entalpiverdier for Figur 46.....	91
Tabell 32: Kraftbehov for ulike splittalternativ av naturgass.	96

1 Innledning

1.1 Formål

Hovedformålet med denne masteroppgaven er å se på utformingen av kraft/varmesystemet for et CO₂-minimalisert LNG-anlegg lokalisert i Qatar. For å vurdere valg av kraft/varmesystem må anleggets termiske og mekaniske behov være kjent. De termiske og mekaniske behovene kartlegges ved å datamodellere et LNG-anlegg for gitte omgivelsestemperaturer, sammensetning på reservoargass og gitte produktspesifikasjoner. Det modellerte anlegget søkes varme- og kuldeintegret for å redusere de termiske og mekaniske behovene. Ulike kraft/varmesystem vurderes for å dekke inn det termiske og mekaniske behovet og ett kraft/varmesystem velges for videre evaluering. Det gjennomføres til slutt en detaljert simulering av det valgte kraft og varmesystemet. Oppgaven begrenses til å omfatte kjent teknologi der det med enkelhet kan fremskaffes data for termisk og mekanisk behov. Oppgaven har et punkt 6 som omhandler vurdering av "Chilled Ammonia" for CO₂-fangst fra røykgass og absorpsjonskjøling av naturgassen. Det har i samråd med faglærer blitt bestemt at disse spørsmålene ikke skal vurderes innenfor den gitte tidsrammen for å sikre en dypere analyse av de andre problemstillingene som oppgaven omfatter.

Denne masteroppgaven er en videreføring av prosjektoppgaven "Integrerte prosesser for CO₂-fri LNG-produksjon" som ble gjennomført høsten 2007. Prosjektoppgaven la det kunnskapsmessige grunnlaget for masteroppgaven. Masteroppgaven har likevel vært preget av læring underveis. Spesielt kan dette knyttes til at design av et LNG-anlegg er en iterativ prosess der tidlige beslutninger, som må tas for å komme videre, kan være gale ut fra hvordan anlegget til slutt blir seende ut.

Et LNG-anlegg har svært mange frihetsgrader knyttet til blant annet valg av trykk i kjølekretser, valg av kjølemedium, fraksjoneringssekvens av NGL, NGL-ekstraksjon og trykknivå til naturgass ved flytendegjøring. For å finne optimal løsning må det gjennomføres optimalisering for alle delprosessene. Omfanget til en slik optimalisering er for stort til at det kan gjennomføres i løpet av den tiden som er tilgjengelige for denne oppgaven. Resultatene bør derfor ansees som veiledende for et potensielt fremtidig anlegg i Qatar.

1.2 Bakgrunn

Produksjon av LNG (Liquified Natural Gas) er energikrevende prosess, både i form av mekanisk effekt for å drive kjølekompressorene, og termisk behov for å drive de ulike delprosessene i LNG-anlegget. Spesielt kan anlegg for fjerning av CO₂ fra naturgassen ha et høyt termisk behov dersom den har et høyt innhold av CO₂.

Det store energibehovet til LNG-anlegget må dekkes inn med et kraft/varmesystem. Kraft og varmeproduksjon basert på fossile energikilder produserer CO₂. CO₂-utslipp kan

reduseres både gjennom energieffektivisering og CO₂-minimalisert LNG-produksjon, der CO₂ fra kraft og varmeproduksjon fanges inn og deponeres.

Det kan derfor være aktuelt å se på varmeteknisk godt integrerte prosesser for:

- Kraftproduksjon
- Varmeproduksjon
- Gassrensing (fjerning av CO₂, H₂S og vann fra naturgassen)
- Flytendegjøring av naturgass
- CO₂-fangst fra kraft og varmeproduksjon
- NGL-ekstraksjon

Ved CO₂-minimalisert LNG-produksjon må CO₂ fra kraft og varmeproduksjon fanges inn og deponeres i geologiske formasjoner sammen med CO₂ fra naturgassen. Innfangning av CO₂ er en termisk krevende prosess og kan påvirke utformingen av kraft og varmesystemet.

De mest aktuelle løsningene for kraft og varmforsyning er gassturbiner med varmegjenvinning, kombinerte gass og dampturbiner eller rene dampprosesser for kraft og varmeproduksjon. Tilleggsfyring og oxyfuel forbrenning kan vurderes dersom energibalansen til LNG-anlegget tilsier det.

Gass til drift av kraft/varmesystemet kan hentes fra flere steder i prosessen. De ulike punktene for ekstraksjon av fyrgass har sine fordeler og ulemper.

1.3 Oppbygging av rapport

Kapittel 2 omhandler LNG-produksjon, og de nødvendige delprosessene for å fremstille LNG og fraksjonerte produkter. Kapittel 3 omhandler modellering av LNG-anleggets prosesser og presentasjon av resultater. Kapittel 4 omhandler vurderinger av simuleringsresultatene, samt varmeintegrasjon. Kapittel 5 omhandler hvordan termisk og mekanisk behov skal dekkes inn og detaljert simulering for det valgte kraft og varmesystemet.

Alle effekter for kraft og varme er konsekvent angitt med en nøyaktighet på 0,1 MW. Nøyaktigheten i de fleste beregningene er ikke så god at det kan angis med så god nøyaktighet. Dette gjøres likevel for at små effekter av for eksempel kuldeintegrasjon ikke skal gå tapt ved avrundning. De ulike energibehovene er forsøkt funnet så nøyaktig som mulig. Det er likevel en del usikkerheter knyttet til beregningene. Usikkerhetene diskuteres mer nøyaktig i kapittel 6.

Alle brennverdier er gitt i som nedre brennverdi (Lower Heating Value), og er konsekvent angitt i MJ/Sm³ eller i MJ/kg. Dersom ikke annet er spesifisert er brennverdi angitt i MJ/Sm³. Ved modellering av anlegg har den høyeste omgivelsestemperaturen blitt lagt til grunn. Dette er gjort fordi høye omgivelsestemperaturer stiller strengere krav til blant annet kjøleanlegg og sjøvannskjølte kondensere. Et design ut fra lavere omgivelsestemperatur vil gi et tilsynelatende mindre kraftkrevende anlegg, men vil ikke kunne driftes ved de høye temperaturene som til tider er gjeldende i Qatar.

2 LNG – produksjon

Et LNG-anlegg har som formål å produsere flytende naturgass. Avhengig av geografisk lokalisering, kilde til naturgass, kundegruppe og miljøkrav vil anleggets design kunne variere. I dette kapitlet vil nødvendige prosesser for LNG-produksjon i Qatar bli diskutert. Videre vil to ulike konfigurasjoner for ekstraksjon av tunge hydrokarboner bli gjennomgått og diskutert. Fyrgass kan hentes fra flere steder i anlegget. Fordeler og ulemper knyttet til dette blir diskutert. Til slutt blir forholdet mellom LNG-anlegget og hjelpesystemet diskutert.

2.1 Grunnleggende betingelser

Et LNG-anlegg må designes slik at det kan driftes ved de gjeldende geografiske betingelsene. Det må kunne produsere produkter av de råvarene som er tilgjengelig.

2.1.1 Lokalisering

Lokale betingelser vil påvirke anleggets systemer for kjøling, kraft-, og varmeproduksjon samt designløsninger for prosessutstyr. Qatar ligger i et område med høye omgivelsestemperaturer. Dette fører til at kjøling blir mer utfordrende i Qatar enn på steder med lavere temperatur. Spesielt kjøleanlegget til flytendegjøringen påvirkes av de høye omgivelsestemperaturene, da kjølemediet må komprimeres opp til høyere trykk før det kondenserer. Dette gir lavere effektivitet på et kjøleanlegg i varmt klima sammenlignet med anlegg i kaldere klima. Luft og sjøvannstemperaturen i Qatar varierer som følger[1]:

	Vinter natt/dag	Sommer natt/dag
Sjøvann	18 °C	35 °C
Luft	6 °C /23 °C	27 °C /45 °C

Tabell 1: Luft og sjøtemperaturer i Qatar [1].

Tabell 1 viser at døgnvariasjonene for lufttemperatur mellom dag og natt er store både på sommeren og om vinteren. Med tanke på kjøling vil det være gunstig å kjøle til lavest mulig temperatur for å spare varmevekslerflate, og kompressorarbeid dersom det er en kjølekrets som skal kjøles. Temperaturene i sjø og luft antyder at det kan være gunstig å kjøle til luft om natten og sjø om dagen. Dette vil imidlertid kreve to systemer for kjøling som er lite gunstig med tanke på investering. I tillegg vil et skifte mellom luft og vannkjøling føre til at driftsbetingelsene på anlegget endres kontinuerlig, noe som er lite gunstig med tanke på regulering. Ved varmeveksling må mediet som skal kjøles ha en høyere temperatur enn det som varmes opp. Hvor mye høyere temperaturen må være avhenger av hvilke medier som varmeveksles. Vann har et høyere varmeovergangstall enn luft, og vil derfor kunne klare lavere drivende krefter ved samme areal og effekt i varmeveksler. Dersom det velges at alle enheter skal være luftkjølte vil dimensjonerende omgivelsestemperatur være høyere enn den maksimale temperaturen som kan oppstå,

altså over 45 °C. Ved valg av sjøvann som kjølemedium vil den dimensjonerende temperaturen være over 35 °C.

Ut fra analysen over ser det ut til at sjøvannskjøling vil være den mest gunstige løsningen for et anlegg lokalisert i Qatar. LNG-anlegg har en naturlig beliggenhet nært til sjø og har derfor god tilgang på kjølevann. Det velges derfor at det i denne oppgaven skal brukes sjøvannskjølere for å kjøle prosessstrømmer.

2.1.2 Kilde til naturgass

Designet av et LNG-anlegg påvirkes av sammensetningen til gassen i reservoaret. Innholdet av forskjellige komponenter som CO₂ og H₂S kan variere mye fra reservoar til reservoar og prosessanlegget må designes deretter. Gassens sammensetning av hydrokarboner påvirker også hvordan anlegget vil bli seende ut. Dersom gassen i reservoaret inneholder mye tunge hydrokarboner kan det gi et annet design enn gass fra et felt bestående av lettere gass. I denne oppgaven har en gassammensetningen for gassfeltet North Field brukt som grunnlag. Hele gassammensetningen er gjengitt i vedlegg A, men for det videre arbeidet blir en forenklet sammensetning brukt. Dette gjøres for å forenkle behandlingen av fraksjonering som beskrives i kapittel 3.4, samt å sikre at de termodynamiske pakkene til Hysys fungerer. I den forenklete sammensetningen er komponenter tyngre enn pentan satt til å være heksan. I tillegg finnes det noen spesielle komponenter som benzen og toluen. Disse utgjør en svært liten del av sammensetningen, og settes også til å være heksan. I Tabell 2 og i det videre arbeidet er hydrokarbonene gjengitt som antall karbonatomer i molekylet, slik at metan er C1, etan er C2, propan er C3 osv.

Komponent	mol %
N ₂	3,21
CO ₂	1,90
H ₂ S	0,52
C1	82,86
C2	5,29
C3	1,96
i-C4	0,42
n-C4	0,71
i-C5	0,29
n-C5	0,29
C6+	2,56

Tabell 2: Forenklet gassammensetning for North Field i Qatar.

2.1.3 Salgskrav

LNG-produktet må være tilpasset det markedet den skal leveres til. Kravene varierer med lokaliseringen av markedet. LNG som skal leveres til USA og UK må for eksempel ha lavere brennverdi enn gass som leveres til land som Japan og Kina[2].

Produktkravene omfatter:

- Nitrogeninnhold
- Brennverdi
- Wobbe Index
- CO₂ innhold
- H₂S innhold
- H₂O innhold

I denne oppgaven blir det antatt at LNG skal eksporteres til USA og må derfor tilfredsstille de amerikanske kravene til gass. Disse kravene er[3]:

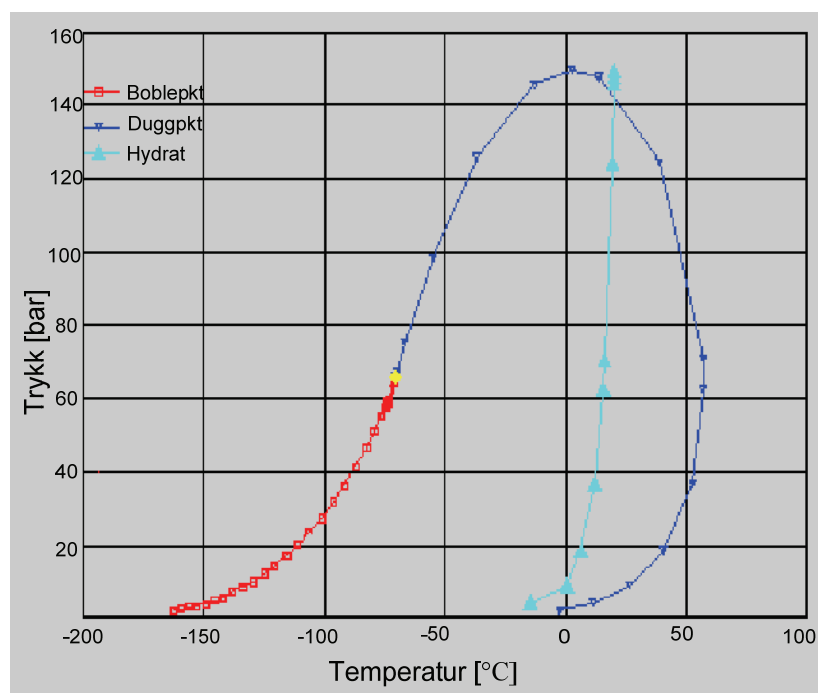
- Brennverdi:
 - Maks: 40,56 MJ/Sm³
 - Min: 37,00 MJ/ Sm³
- Maks 1 % Nitrogen
- Ingen krav til Wobbe Index
- For CO₂, H₂S og vann krever LNG prosessen lavere innhold enn kravet fra kundene

2.2 Fra brønn til produkt – nødvendige delprosesser.

I det følgende delkapittelet vil det bli diskutert hvordan et LNG-anlegg bør bygges opp. Gassens ferd fra brønnhodet til ferdig produkt vil bli beskrevet og diskutert.

2.2.1 Hydratinhibitor

Gassen som forlater brønnhodet er ofte varm og vannmettet. Ved temperaturfall fra brønnhodet til prosessanlegg kan det felles ut vann og danne hydrater ved riktig trykk og temperatur. Hydrater i rørledninger er uheldig, og kan medføre at anlegget må stanse. Hydrater dannes dersom det er vann i form av væske tilstede, og temperaturen til gassen faller under likevektskurven for hydratdannelse. Likevektskurven for hydratdannelse er avhengig av trykket, og formasjonstemperaturen faller ved fallende trykk. Ved økende trykk flater kurven ut mot konstant temperatur. Det betyr at det uansett trykk ikke vil være fare for hydratdannelse dersom temperaturen til gassen er over denne konstante temperaturen. Ved hvilken temperatur kurven flater ut avhenger av sammensetningen til gassen som skal transporteres. Hydratkurven, vist i Figur 1, er generert av Hysys for gassammensetningen i Tabell 2.



Figur 1: Hydratlikevektskurve for gass fra North Field.

Av kurven kan det leses av at for trykk over 80 bar vil formasjonstemperaturen for hydrat være ca 20 °C. Nøyaktigheten i beregningene god nok til å kunne vurdere behovet for hydratinhibitor [4].

Gassen som forlater brønnhodet, som varm og vannmettet gass, vil etter hvert bli avkjølt og begynne å felle ut vann. Temperaturen til gassen, etter hvert som den transporteres i rørledningen, avhenger primært av to faktorer; omgivelsestemperatur til rørledningen og Joule-Thomson kjøling. Dersom det benyttes lange rørledninger, eller rørledninger med omgivelse med stor ledningsevne for varme, som foreksempel sjøvann, vil gassens temperatur etter hvert innstille seg på tilnærmet omgivelsestemperatur på grunn av avkjøling. I tillegg til avkjøling mot omgivelse vil det forkomme noe Joule-Thomson kjøling. Dette er et fenomen som oppstår ved trykkavlastning av en gass. Når trykket reduseres vil temperaturen øke eller synke, avhengig av hvilken type gass det er. De fleste hydrokarbongasser har negativt fortegn på J-T koeffisienten, som gjør at temperaturen synker ved trykkavlastning. Trykkfall i rørledningen fra brønnhode til prosessanlegg vil føre til J-T kjøling. Det er derfor ikke tilstrekkelig å ha en omgivelsestemperatur som ligger over hydratlikevektskurven for å unngå dannelse av hydrat. Bestemmende for om det er bruk for hydratinhibitor vil være den laveste omgivelsestemperaturen som kan oppstå, samt det høyeste trykktapet i rørledningen. Hvis temperaturen til gassen i denne situasjon er over formasjonstemperaturen for hydrat vil det ikke være nødvendig med hydratinhibitor.

De laveste omgivelsestemperaturene i Qatar for sjøvann er 18 °C, mens det på land er 6 °C. Det kan derfor under spesielle forhold være fare for hydratdannelse i Qatar, men

under normale betingelser vil det ikke være behov for hydratinhibitor. Dette bør imidlertid undersøkes nærmere.

2.2.2 Mottakssystem

Med mottakssystemet menes her den delen av prosessanlegget som er tilrettelagt for å ta imot gass og væske fra rørledningen. Gassen som kommer til gassanlegget vil i de fleste tilfeller være en sammensetning av gasser, kondensat, og vann. Mottaksanlegget har flere ulike funksjoner:

- Kunne ta i mot væskepluggen som kan samles opp i rørledningen.
- Skille vann, gass og kondensat i hver sin fase.
- Holde konstant driftstrykk

Under drift vil både sammensetningen og mengden gass som ankommer LNG-anlegget kunne endre seg. Dette kan forekomme som kortvarige væskepluggen som har samlet seg opp i rørledningenes lave partier. Mottakssystemet må derfor være stort nok til å kunne ta imot disse væskepluggene. I tillegg må gass, kondensat og vann skilles. De tre fasene har forskjellig tetthet, og er lite løselige i hverandre. Det gjør at de kan skilles med en enkel separator der gass tappes av på topp, vann i bunn og kondensat i midten. Noe gass som kommer følger med væsken, enten oppløst i kondensatet, eller som bobler. Denne gassen må kokes ut av væsken.

2.2.3 Rensing av gassen og dehydrering

Gassen som forlater mottaksanlegget vil inneholde en del urenheter som må fjernes før videre prosessering. Dette gjelder primært CO₂, H₂S og vann, se Tabell 2. Det stilles strenge krav til lavt innhold av disse urenheterne i LNG-anlegg. Kravene er satt for å hindre at utstyr i anlegget blir skadet, og kommer på toppen av kravene til renhet som stilles fra kunde. Det finnes flere måter å rense gassen på. Det har i denne oppgaven blitt valgt å bruke kjente, og godt utviklede teknikker for rensing av gass. Det vil bli brukt et mol-sieve tørkeanlegg for å fjerne vann, samt et aminanlegg for å fjerne CO₂. Det blir benyttet et H₂S-filter for fjerning av H₂S. Dette gjøres blant annet på Kårstø [5]. Det er for disse metodene enkelt å finne realistiske verdier for driftsdata. Et H₂S-filter er et passivt system som ikke har behov for termisk eller mekanisk energi for å fungere. Filteret må byttes med jevne mellomrom.

2.2.4 NGL-ekstraksjon

Gassen, etter rensing, kan inneholde for mye tunge hydrokarboner til å kunne kjøles ned og eksporteres direkte. For mye tunge hydrokarboner resulterer i at gassen får for høy brennverdi til at den kan selges. For å redusere brennverdien er det nødvendig å fjerne en del av de tunge hydrokarbonene. Prosessen med å fjerne de tunge hydrokarbonene kalles gjerne for NGL-ekstraksjon, der NGL står for "Natural Gas Liquids" og er en samlebetegnelse for C₂ til C₄. De to vanligste metodene for NGL-ekstraksjon er;

- Trykkavlastning
- Nedkjøling

Dette behandles mer detaljert i kapittel 2.3.1 og 2.3.2.

2.2.5 Flytendegjøring

For å produsere LNG er det behov for et anlegg som er i stand til å kjøle gassen ned til flytende form. Det finnes en rekke ulike kjøleanlegg for LNG-produksjon. Alle har likevel til felles at de har behov for store mengder arbeid for å drive kjølekompressorene, som skal fremskaffe kulde. Hvilken type anlegg for flytendegjøring som bør velges avhenger av flere faktorer som kapasitet, omgivelsestemperatur og kostnad. Det er gjerne en sammenheng mellom prisen på kjøleanlegget og hvor effektivt det er. Dersom det velges å bruke et rimelig anlegg kan det straffe seg ved at det må bygges et større kraftforsyningsanlegg, som vil bruke mer brensel. Det vil derfor være en avveining mellom kjøleanlegg og anlegg for kraftforsyning. Valg av naturgasstrykk ved flytendegjøring er av stor betydning. Det er ønskelig med så høyt trykk som mulig for å redusere behovet for kompressorarbeid i kjøleanlegget. Det har i denne oppgaven blitt valgt å se på flytendegjøring ved 60 bar trykk.

2.2.6 End-flash

Naturgass gjøres flytende ved et bestemt trykk, gjerne 60 bar. LNG leveres til lagertank og skip ved atmosfæretrykk. Det er derfor nødvendig med en trykkreduksjon for å tilfredsstille trykkkravene. En trykkreduksjon vil medføre at væskeblandingen beveger seg inn i tofase, med den konsekvens at noe av væsken fordamper og blir til gass. De flyktigste bestanddelene fordampes først, altså nitrogen og metan. Gass og væske sendes inn på en separator der LNG tas ut i bunnen og end flash-gass på toppen. Gassen som forlater separatoren er rik på nitrogen. Det er temperaturen før trykkavlastning som er avgjørende for hvor mye nitrogen som blir med i LNG-produktet. Lavere temperatur før trykkavlastning gir høyere nitrogenfraksjon i LNG-produktet. Heretter omtales end flash-gass som flash-gass.

2.2.7 Fraksjonering av tunge hydrokarboner

Utkondenserte hydrokarboner må behandles videre til salgbare produkter. For å gjøre dem salgbare må de fraksjoneres i rene produkter. Hvordan det er mest gunstig å fraksjonere ut de ulike produktene avhenger av sammensetningen til de utfelte hydrokarbonene.

2.2.8 Kraft- og varmforsyning

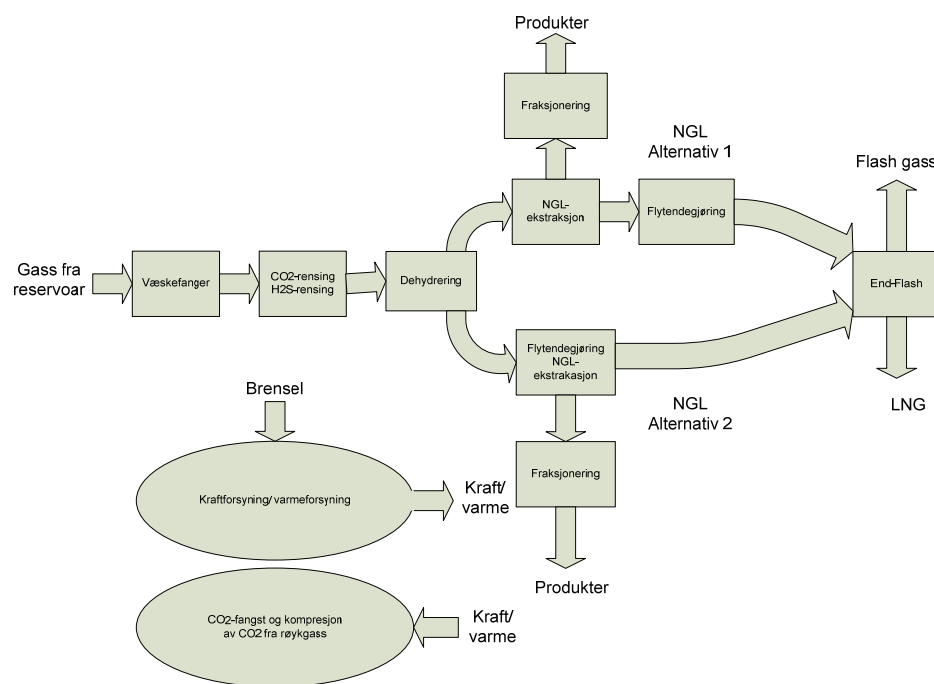
Et LNG-anlegg har behov for store mengder kraft for å drive kjølekompressorene, samt et termisk behov for å drive kokere i kolonner og gassvarmere i dehydreringsanlegget. Hvordan kraft og varmebehovet kan tilfredsstilles avgjøres best når LNG-anleggets behov for varme og kraft er kjent.

2.2.9 CO₂-fangst og komprimering

Utskilt CO₂ fra røykgass og naturgass må komprimeres til et tilfredsstillende trykk for deponering i geologiske formasjoner. Det nødvendige kompresjonstrykket avhenger av trykket i de geologiske strukturene hvor CO₂ skal lagres. På snøhvit komprimeres CO₂ til 60 bar, kjøles mot sjøvann slik at det blir flytende og pumpes opp til 84 bar. Injeksjon skjer ved 110 bar[6]. Et trykk ut av CO₂-kompressor på 110 bar antas å være tilstrekkelig for injeksjon av CO₂.

2.3 NGL-ekstraksjon og fyrgass

Et LNG-anlegg inneholder en rekke forskjellige delprosesser. I dette delkapittelet vil ulike konfigurasjoner av LNG-anlegg bli diskutert. Det vil hovedsakelig bli fokusert på hvordan NGL kan trekkes ut av naturgassen, og hvor eventuell fyrgass bør hentes fra. Et LNG-anlegg slik det ble diskutert i forrige delkapittel kan se ut som gitt i Figur 2. Det er i Figur 2 angitt to alternative måter å trekke ut NGL. I tillegg finnes det flere ulike konfigurasjoner av disse to hovedalternativene



Figur 2: LNG-anleggets prosesser

2.3.1 Alternativ 1 – Oppstrøms NGL-ekstraksjon

Denne metoden går ut på å fjerne de tunge hydrokarbonene før gassen gjøres flytende. Dette kan gjøres gjennom å ekspandere gassen ned i trykk og temperatur. Gassen kommer inn i tofaseområdet og feller ut væske. Først og fremst er det de tyngste hydrokarbonene som felles ut, men også noen lette hydrokarboner vil følge med væskestrømmen. Hvor mye væske som felles ut ved trykkavlastning avhenger primært av to faktorer; temperatur inn på ekspander og trykkfall over ekspander. Mengden væske som felles ut vil øke ved økende trykkfall. Samtidig vil væskemengden som felles ut også øke dersom temperaturen inn på ekspanderen reduseres. Mengden NGL som trekkes ut kan derfor styres ved hjelp av to faktorer; trykkfall og temperatur. Dersom temperaturen inn på ekspander er gitt, vil det være trykkfallet over turbinen som er styrende for hvor mye væske som felles ut. Trykket ut av ekspander kan i de fleste tilfeller ikke være lavere enn atmosfæretrykket for å unngå at luft suges inn i systemet. Dersom trykkfallet over turbinen ikke er tilstrekkelig for å fjerne nok tunge hydrokarboner kan det bli nødvendig å forkjøle gassen. Den ekspanderte gassens væskefraksjon separeres i en separator, før den komprimeres opp i trykk, kjøles og til slutt gjøres flytende. Komprimering av gass

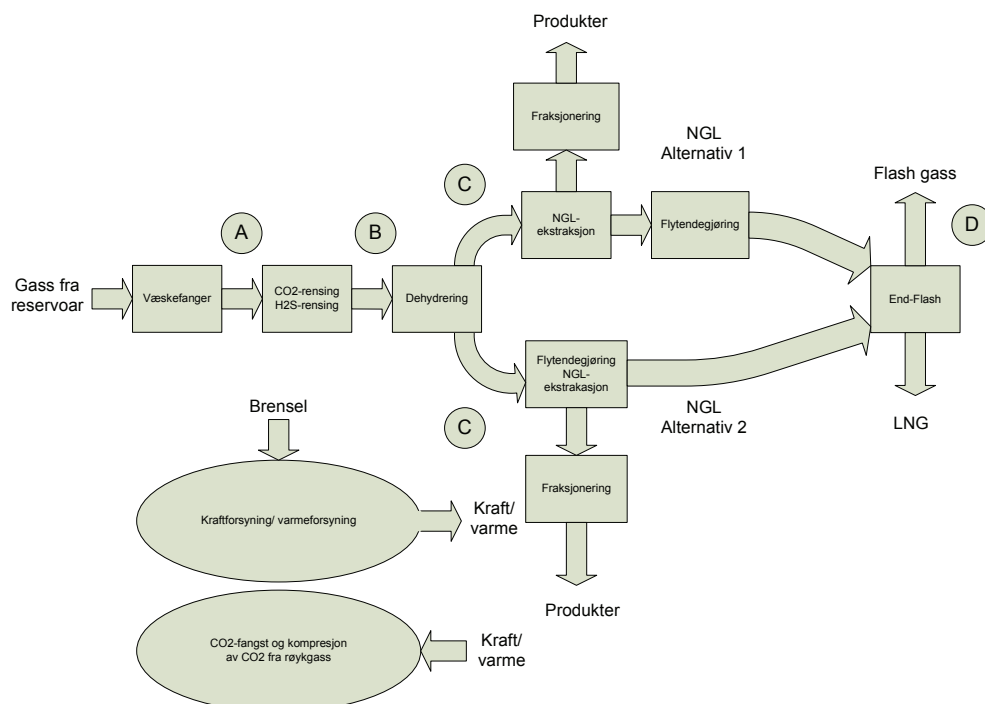
krever arbeid, og arbeidet øker ved økende trykkforhold over kompressor. Ved forkjøling av gassen inn på NGL-ekspander kan trykkfallet over ekspander reduseres. Dette medfører at trykkøkningen over kompressor kan reduseres, som fører til at arbeidet til kompressoren reduseres. Hvor mye temperaturen skal reduseres før ekspansjon vil være en gjenstand for optimalisering. Det blir i denne oppgaven ikke blitt gjennomført forkjøling av gass før NGL-ekspander ved bruk av kjølekrets, men en studie knyttet til dette kan anbefales. En begrenset studie av forkjøling før NGL-ekspander vil i kapittel 4.2.2 bli gjennomført ved bruk av kuldeintegrasjon.

2.3.2 Alternativ 2: Integret NGL-ekstraksjon

Denne metoden går ut på å kjøle gassen slik at de tunge hydrokarbonene faller ut som væske. Etter nedkjøling kan gass og væske separeres i en separator. Dette er imidlertid ikke en veldig god måte å separere på, da det vil komme mye lette hydrokarboner i væskefasen, samtidig som en del tyngre hydrokarboner vil følge med gassefasen. For å gi en skarpere splitt kan separatoren byttes ut med en kolonne. Dette vil bedre separasjonen av tunge og lette hydrokarboner, men samtidig vil det også øke kjølebehovet i anlegget da kjølebehovet i kondenser må hentes fra kjøleanlegget. Det er temperaturen i kondenseren som er bestemmende for hvor mye tunge hydrokarboner det finnes i gassen som forlater kolonnen. Lavere temperatur i kondenser gir mindre tunge hydrokarboner i gassen, og derfor lavere brennverdi. Tilgang på kulde vil derfor være en styrende faktor for hvor godt egnet et slikt system vil være. Denne metoden for NGL-ekstraksjon er sensitiv for trykket til naturgassen ved flytendegjøring. Et høyt trykk er ønskelig ut fra et ønske om å redusere kompressorarbeidet i kjøleanlegget. Hvis trykket blir for høyt vil gassen gå over i superkritisk fase og separasjon av væske blir umulig. En forutsetning for integret NGL-ekstraksjon er derfor at trykket lavere enn kritisk punkt, som er ca 60 bar.

2.3.3 Fyrgass

Nødvendig brensel for å drive kraft/varmesystemet må fremskaffes. Det mest nærliggende brenselet for bruk i et LNG-anlegg vil være gass. I denne oppgaven antas det at gass brukes som brenselkilde. Det finnes flere kilder til gass i et LNG-anlegg. Hvor i prosessen denne gassen tappes av vil påvirke hvordan anlegget designes. Figur 3 viser et flytdiagram av et LNG-anlegg, og mulige punkter for ekstraksjon av fyrgass.



Figur 3: LNG-anleggets prosesser og mulige punkter for ekstraksjon av fyrgass.

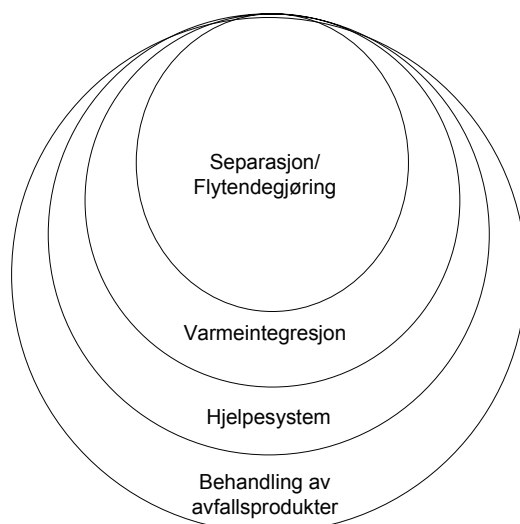
De ulike punktene for ekstraksjon påvirker kraft/varmeproduksjon og resten av LNG-anlegget på ulike måter. De ulike punktene for ekstraksjon av fyrgass er gjengitt i Figur 3 og diskutert under. Det er også mulig å bruke LNG og fraksjonerte produkter som brensel, men det vil ikke være lurt å bruke produkter til fyrgass da disse representerer en verdi i form av salg.

- A Gassen kan tappes av rett etter væskefanger. Dette er gunstig med tanke på at det reduserer mengden gass som må behandles videre, slik at resten av LNG-anlegget kan dimensjoneres mindre med tilhørende reduserte investeringskostnader.
- B Gassen kan også tappes av etter CO₂- og H₂S-rensing. Dette kan være gunstig for å redusere svovelinnholdet i fyrgassen. Fjerning av CO₂ fra fyrgassen vil ikke ha noen gunstig effekt da forbrenningen vil føre til produksjon av CO₂. Innholdet av CO₂ i fyrgassen er også så lavt at det trolig ikke vil ha noen negativ effekt på forbrenningsprosessen.
- C For uttak av gass etter dehydrering gjelder de samme argumentene som for forrige punkt. Forbrenningen vil produsere vann, slik at å fjerne vannet fra fyrgassen før forbrenning er unødvendig.
- D Det er også mulig å bruke flash-gass som kilde til fyrgass. Fordelen er at behandlingskolonne for denne gassen ikke blir nødvendig. Flash-gass er rik på nitrogen. Dette kan skape problemer for forbrenningen. Flash-gass må komprimeres for å kunne brukes til fyrgass.

På grunn av nødvendigheten av å behandle flash-gass for utskilling av nitrogen, er det sammen med veiledere valgt å benytte flash-gass som brensel. Tilgangen på flash-gass må vurderes ut fra behovet til kraft/varmesystemet.

2.4 Samspill mellom delprosesser og hjelpesystemer

Hvordan delprosessene for LNG-produksjon designes vil påvirke hvordan det endelige anlegget blir seende ut. Ofte må tidlige beslutninger tas ut fra et ufullstendig bilde av prosessen. Dette vanskeliggjør designstrategien ettersom de tidlige beslutningene vil få store ringvirkninger for det totale systemet. Beslutninger som tas tidlig kan tenkes å være ”gale” ut fra hvordan anlegget til slutt blir seende ut. Likevel kan ikke beslutningene som tas i tidlig fase baseres på mer enn den informasjonen som er tilgjengelig i øyeblikket beslutningen tas. Robin Smith [7] presenterer løkdiagrammet, og et modifisert diagram er gjengitt i Figur 4. Formålet med løkdiagrammet er å vise hvilken rekkefølge et anlegg bør designes. Denne metoden kan også benyttes for design av LNG-anlegg, men bør modifiseres noe da den opprinnelig er ment for design av kjemiske prosessanlegg.



Figur 4: Løkdiagram

For å designe LNG-anlegget på en hensiktsmessig måte er det nødvendig å starte innerst i løken der de mest sentrale delene av anlegget befinner seg. Når LNG-anleggets prosesser for separasjon og flytendegjøring er kjent, kan potensialet for varmeintegrasjon vurderes. Prosessene for separasjon og flytendegjøring omtales heretter som hovedprosessen. Termiske behov som ikke kan dekkes inn med varmeintegrasjon må dekkes inn ved bruk av hjelpesystem. Anleggets formål er å produsere LNG og fraksjonerte produkter av den fødegassen som er tilgjengelig. Fødegassens sammensetning er gitt, og separasjonssystemet må designes deretter. I det videre arbeidet vil ulike aspekter knyttet til de ulike delene av løkdiagrammet bli diskutert.

2.4.1 Separasjon og flytendegjøring

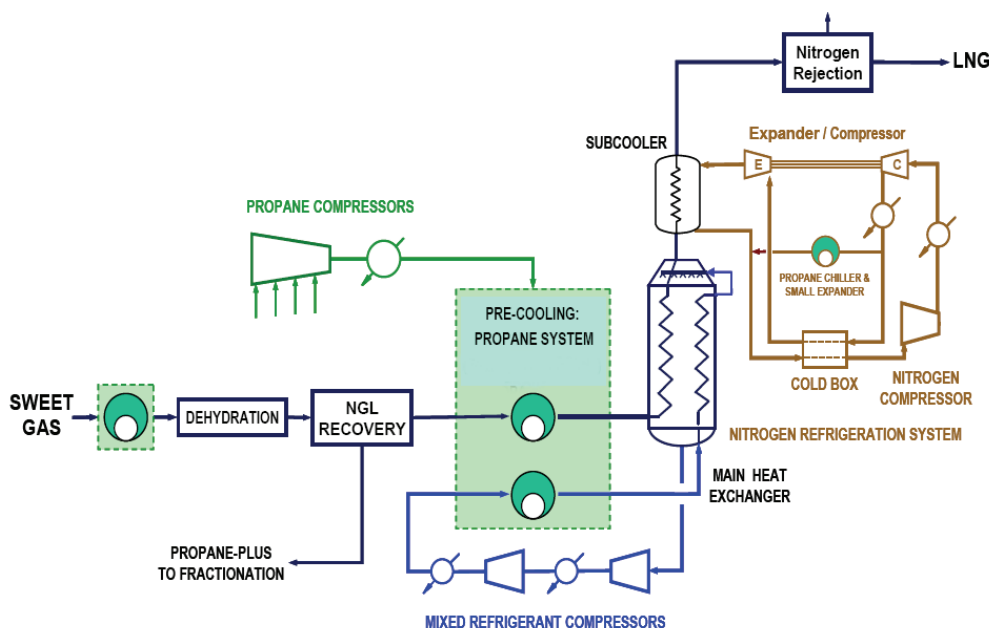
Følgende komponenter må skilles ut:

- CO₂
- H₂S
- Kondensat
- Vann
- NGL - utskilling og fraksjonering

LNG-anlegget må være i stand til å gjøre gassen flytende. Prosessen for å kjøle ned gassen til flytende form er en veldig sentral del av LNG-anlegget. Selve kjøleanlegget, for å frembringe kulde, er en del av hjelpesystemet som i følge løkdiagrammet bør designes etter at behovene til hovedprosessen er funnet. Kjøleanlegget er likevel en så sentral del av LNG-anlegget at det vanskelig kan behandles som hjelpesystem i vanlig forstand. Prosesstrømmer under omgivelsestemperatur i hovedprosessen vil primært være nedkjølingen av naturgass. Normal design av hjelpesystem vil være å starte design ved pinch for å dekke behovene på en mest mulig hensiktsmessig måte. Ved prosesser under omgivelsestemperatur blir det likevel litt bakvendt da kjøling under omgivelsestemperatur vil introdusere et nytt kjølebehov ved høyere temperatur. Dette medfører at design av kjøleanlegg må starte ved den laveste temperaturen, og jobbe *mot* pinch. Design av hjelpesystem i form av kraftproduksjon er avhengig av at kraftbehovet til kjøleanlegget er kjent. Det velges derfor å behandle kjøleanlegget som en del av hovedprosessen, selv om det i følge Robin Smith [7] strengt tatt er et hjelpesystem.

I denne oppgaven er det valg å bruke et AP-X kjøleanlegg. Valget er tatt sammen med veiledere fordi det er et AP-X kjøleanlegg som vurderes brukt i Qatar [8]. En skisse av et LNG-anlegg med et AP-X kjøleanlegg er gjengitt i Figur 5. AP-X anlegg består av tre deler; forkjøling, flytendegjøring og underkjøling.

- **Forkjølingen** består av tre propankretser på hvert sitt trykknivå.
- **Flytendegjøringen** består av ett kjøletrinn med et multikomponent kjølemedium. Sammensetningen til kjølemediet vil variere avhengig av sammensetningen til gassen som skal gjøres flytende.
- **Underkjølingen** drives av en nitrogenkrets bestående av nitrogen i gassfase i hele kretsen. Den baserer seg på ekspansjon og kompresjon av gass å fremdrive kulde.



Figur 5: Skisse av et AP-X kjøleanlegg.

Kjøleanlegget kan, i tillegg til å kjøle naturgass, få andre oppgaver som for eksempel å drive kondensere i destillasjonskolonne. Valg av kjøleanlegg vil derfor påvirke hvordan separasjonssystemet blir seende ut. I så måte kan kjøleanlegget bli hjelpesystem for noen deler av separasjonssystemet.

2.4.2 Varmegjenvinning

For å redusere bruk av hjelpesystemet kan det være gunstig å bruke varmeintegrasjon. For å avdekke potensialet for varmeintegrasjon i LNG-anlegget vil en modellering i Hysys bli gjennomført. Denne modelleringen er gjengitt i kapittel 3.

2.4.3 Hjelpesystem

LNG-anlegget må forsynes med tilstrekkelig mengde varme ved riktig temperatur. I tillegg må det forsynes kraft for å drive kjølekompressorene. Tilstrekkelige mengder kjølevann må fremskaffes for å kjøle varme prosessstrømmer. Hvordan varme og kraftbehovet til prosessen dekkes inn, avgjøres best når anleggets termiske og mekaniske behov er kjent.

3 Modellering

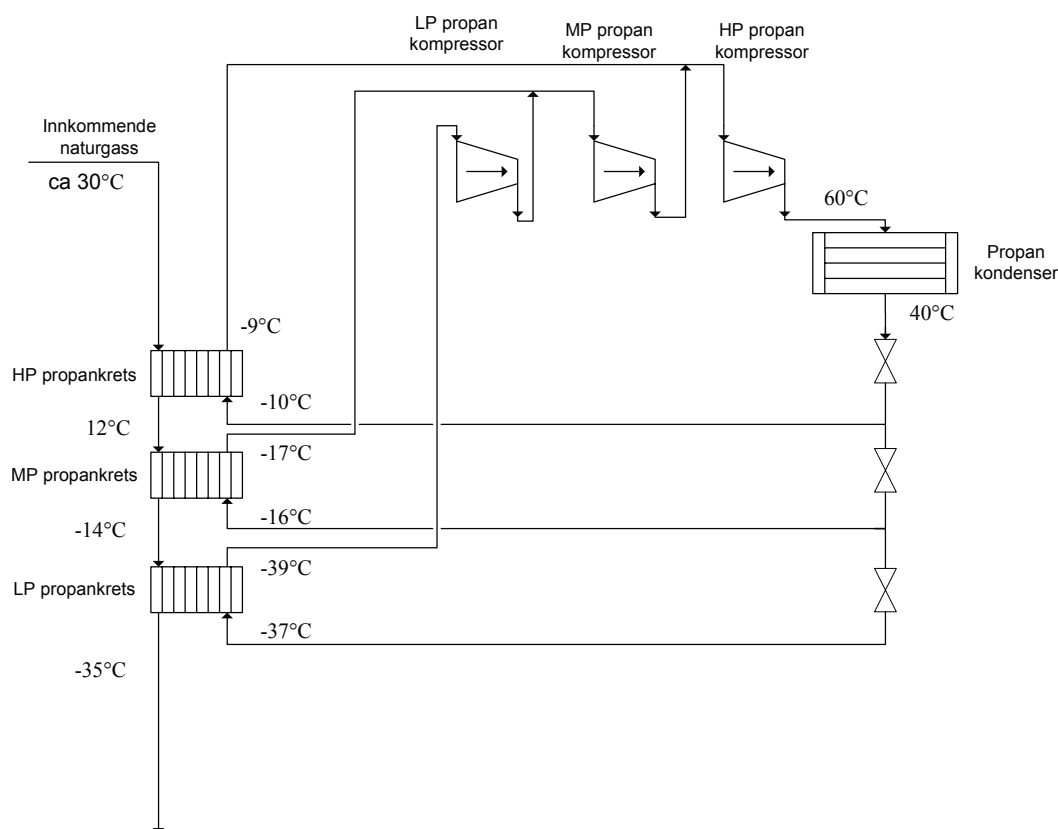
For å avdekke muligheter for varme og kuldeintegrasjon i LNG-anlegget, samt for å få et tilfredsstillende tallmateriale for design av kraft og varmesystemet, gjennomføres en modellering i Hysys. Modellen tar for seg AP-X prosessen for forkjøling, flytendegjøring og underkjøling. To ulike konfigurasjoner av NGL-ekstraksjon modelleres også. NGL fraksjoneres i ulike produkter med gitte spesifikasjoner. For alle modelleringer i Hysys brukes Peng-Robinson som termodynamisk pakke. Det er ikke gjennomført en detaljert modellering av delprosess for tørking og CO₂-rensing. Det er komplisert å simulere slike prosesser, og kan i enkelte tilfeller kreve spesielle termodynamiske pakker. I denne oppgaven er det av interesse å vite noe om forbruk av kraft og varme, samt temperaturkrav til varmen. Det etableres derfor enkle modeller for varme og massebalanse for disse delprosessene.

3.1 Modellering av AP-X kjøleanlegg

En Hysysmodell av et AP-X kjøleanlegg ble gjort tilgjengelig av StatoilHydro, og brukes som grunnlag for det videre arbeidet. I modelleringen er det lagt inn trykkfall over varmevekslerne som tilsvarer trykkfallene i modellen til StatoilHydro. Trykkfallene varierer mellom 0,1 og 4 bar. I samtlige kompressorer og turbiner brukes en polytropisk virkningsgrad på 82 %. I modellen til StatoilHydro er det også angitt 82 % polytropisk virkningsgrad i kompressorer. For gass som skal kjøles med sjøvann velges 10 °C drivende krefter som minimum. For kondenserende medium som kjøles med sjøvann velges 5 °C drivende krefter som minimum. Disse verdiene er tommelfingerregler [9]. Temperaturene i den modellerte AP-X modellen er tilnærmet like de temperaturer er gitt i modellen til StatoilHydro.

3.1.1 Forkjøling

Denne enheten består av tre propankretser på hvert sitt trykknivå. Det laveste trykknivået er bestemt av atmosfæretrykket. Et trykk lavere enn atmosfæretrykk vil kunne resultere i luft i kjølekretsen. Det laveste trykket i propankretsen for forkjøling settes derfor til 1,15 bar. Dette gir at den laveste temperaturen som kan oppnås ved bruk av propan er ca -39 °C. Det høyeste trykket bestemmes ut fra hvilken omgivelsestemperatur propan skal varmeveksles mot ved kondensasjon. I Qatar er den høyeste sjøtemperaturen 35 °C. Med krav om drivende krefter på fem grader vil propan kondensere ved 40 °C, som gir høyeste trykk i propankretsen på ca 14 bar. En skisse av forkjølingen til et AP-X kjøleanlegg er gitt i Figur 6.



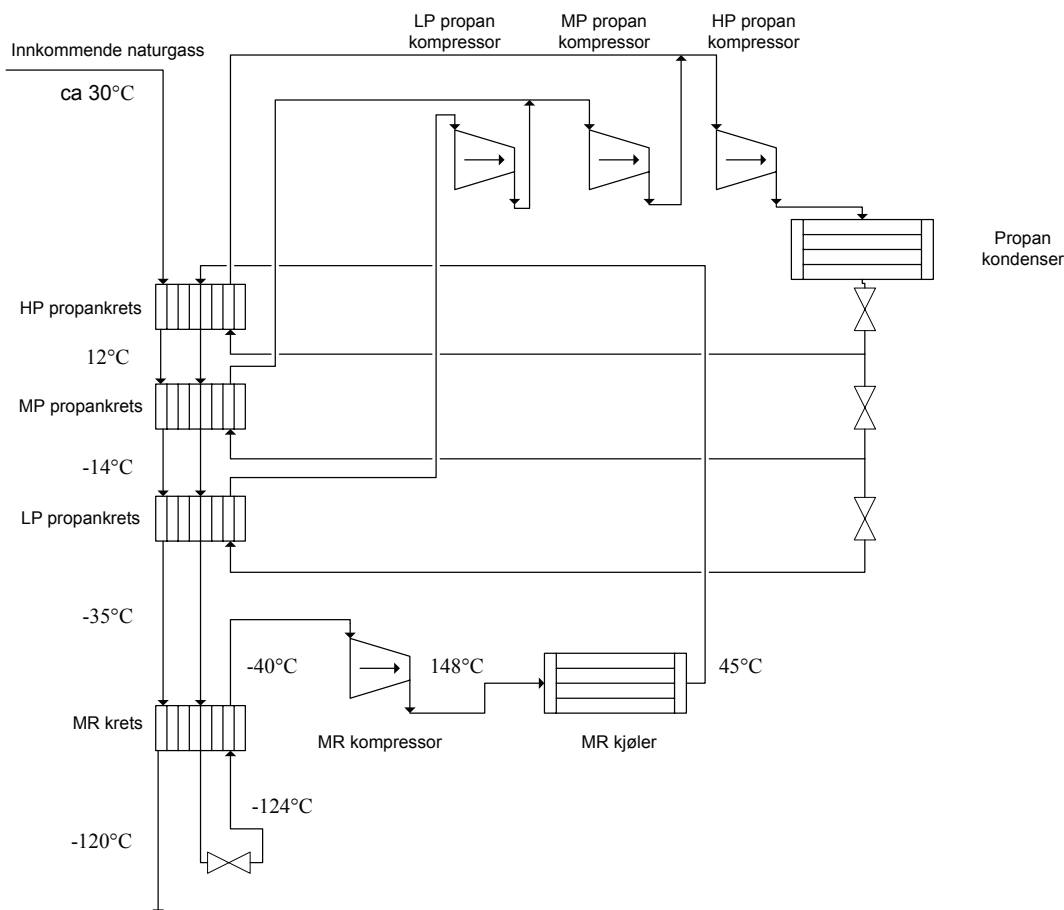
Figur 6: Modelleringskisse av forkjølingen.

Trykket etter første og andre kompressor bestemmes ved at trykkforholdene over kompressorene skal være like. Dette beregnes av kontrollere lagt inn i modellen. Se vedlegg B for utledning av næroptimale mellomtrykk. Naturgassens temperatur ut av hver kjølekrets settes til to grader varmere enn inngående kjølemedium for å sikre drivende krefter. Kjølemediet settes til å ha en dampfraksjon på 1 ved utløp av varmeveksler for kokende propan. Temperaturen til propan inn på varmeveksler ved laveste trykknivå er ca -37 °C. Trykkfall over varmeveksler gir at temperaturen til propan ut av varmeveksler er ca -39 °C. Naturgass og propan strømmer i motstrøm, og drivende krefter på 2 °C gir det utløpstemperatur for naturgassen på -35 °C. Etter struping av kjølemediet vil noe propan gå over i gassfase. I Hysysmodellen separeres gass og væske i en separator, der gassen sendes tilbake til kompressor. Disse separatorene og gasstrømmene er utelatt fra Figur 6 for å bedre oversikten.

3.1.2 Flytendegjøring

Neste steg i prosessen er flytendegjøring, som drives av et blandet kjølemedium. Se Figur 7 for skisse av kjølekrets for flytendegjøring. Blandet kjølemedium omtales videre bare som kjølemedium. Kjølemedium ved 60 bar forkjøles til sjøvann, og videre mot propankretsen i tre trinn. Temperatur ut fra propankrets er ca -35 °C, altså den samme

temperaturen som naturgassen. Trykket til blandet kjølemedium ut av propankretsen er 58,5 bar. Høytrykks kjølemedium og naturgass kondenseres parallelt mot fordampende lavtrykks kjølemedium. Det kondenserte høytrykks kjølemediet strupes ned til 4 bar, og sendes inn i motstrøm til kondenserende høytrykks kjølemedium og kondenserende naturgass. Etter varmeveksling komprimeres kjølemediet til 60 bar, og kjøles med sjøvann. Temperatur ut av kjøler er 45 °C. Blandet kjølemedium sendes på nytt inn for å kjøles med propan.



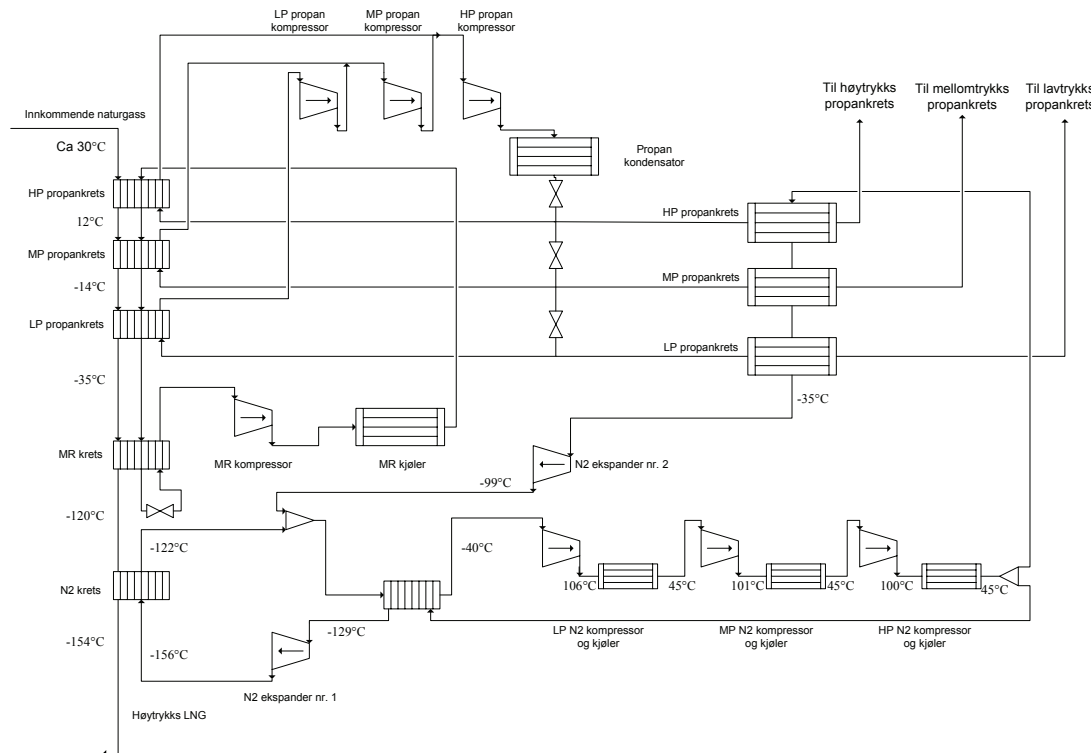
Figur 7: Modelleringskisse av forkjøling og flytendegjøring.

Riktig sammensetning av kjølemediet er viktig for at kretsen skal virke som den skal. Sammensetning må være slik at avkjølingskurven og oppvarmingskurven i varmeveksleren for flytendegjøring av naturgass passer best mulig sammen. Sammensetningen til kjølemediet vil derfor variere med sammensetningen til naturgassen og de trykk som velges i kjølekretsen. Trykk og sammensetning til kjølemediet vil være gjenstand for optimalisering. I denne oppgaven brukes de samme trykkene som i modellen til StatoilHydro. I utgangspunktet brukes den samme sammensetningen til kjølemediet som gitt i modellen til StatoilHydro. Sammensetningen til kjølemediet justeres manuelt for å tilpasse det til den aktuelle naturgassen. Sammensetningen til kjølemediet, og et plott av avkjølingskurvene er gjengitt i vedlegg F. Temperaturen til

LNG ut av flytendegjøring settes til å være -120 °C. Lavtrykks kjølemedium inn og ut av varmeveksler har temperatur på -124 °C og -40 °C.

3.1.3 Underkjøling

Kjølemediet i denne kretsen er nitrogen, og opererer mellom høyt og lavt trykk. Se Figur 8 for skisse av underkjølingen til et AP-X anlegg. Høytrykks nitrogen splittes i to kretser, der den ene sendes via propankretsen for ekstra kjøling i tillegg til sjøvannskjøling. Kjøling mot propan gjøres for å bedre virkningsgraden til kjøleanlegget. Etter propankjøling ekspanderes nitrogenet og blandes med nitrogenet som forlater varmeveksleren for underkjøling av LNG. Denne blandingen varmeveksles med den andre splitten av høytrykks nitrogen. Kaldt høytrykks nitrogen ekspanderes og brukes til å underkjøle LNG. Temperatur ut av nitrogenekspander nr. 1 er -156 °C. Massestrømmen gjennom nitrogenekspander 1 bestemmes av effekt i varmeveksler for underkjøling av LNG. Underkjølt LNG settes til en temperatur på -154 °C. Laveste trykk i nitrogenkretsen er 18,6 bar og høyeste trykk er 69 bar. Mellomtrykk i hver nitrogenkompressor settes slik at trykkforholdet over hver kompressor er likt, se vedlegg B. I varmevekslerne hvor nitrogen kjøles mot kokende propan settes dampfraksjonen til propan ut av varmeveksler til å være 1 for alle tre propankretsene. Hvor mye nitrogen som skal kjøles i propankretsen bestemmes ut fra at temperatur inn på lavtrykks nitrogenkompressor skal være -40 °C, som er den samme temperaturen som i modellen til StatoilHydro.



Figur 8: Modelleringsskisse av forkjøling, flytendegjøring og underkjøling.

3.2 Introduksjon av reservoargass og trykkavlasting

Til nå er LNG-anleggets kjøleanlegg presentert. Videre presenteres en utvidelse av anlegget som omfatter introduksjon av reservoargass, som gitt i Tabell 2, og introduksjon av trykkavlasting av LNG etter underkjøling

3.2.1 Reservoargass og kondensat

Sammensetningen til gassen inn på anlegget er vist i Tabell 2. Fraksjonene av CO₂, H₂S og vann settes til null da fjerning av CO₂, H₂S og vann ikke modelleres i Hysys. Massestrømmen settes til 1,4 millioner kg/h med trykk på 60 bar og temperatur på 30 °C. 30 °C velges fordi innløpstemperaturen i de fleste tilfeller trolig vil være lavere enn maksimal sjøtemperatur. Det er usikkerhet knyttet til dette valget, slik at en mer detaljert studie bør gjennomføres. Ved 30 °C og 60 bar felles det ut noe væske som for det meste er tunge hydrokarboner. Gass og væske separeres i en separator som tilsvarer væskefangeren i et virkelig LNG-anlegg. I et virkelig LNG-anlegg vil neste skritt være å rense gassen for CO₂, H₂S og vann. Dette er ikke inkludert i simuleringen, men forenklete modeller presenteres senere i kapittel 3. Væskeandelen av den innkommende gassen til anlegget vil, etter separasjon, inneholde en del lette hydrokarboner som må kokes ut for å stabilisere kondensatet. Til dette brukes en destillasjonskolonne. For å oppnå tilfredsstillende bunn og toppprodukt benyttes en kolonne ved 32 bar, 10 trinn, -30 °C i kondenser og 100 °C i koker. Føden mates inn på midten i kolonnen. Gassen fra kondenserens toppstrøm komprimeres til 60 bar, og sendes tilbake til hovedgasstrømmen.

3.2.2 Trykkavlasting

Etter underkjøling av LNG skal trykket avlastes. Dette skjer i en ekspander og strupeventil der trykket senkes til 1 atmosfære, som resulterer i at noe flyktig materiale damper av. Alternativt kan trykket lastes av i en strupeventil uten bruk av ekspander. Dette er teknisk enklere, men er også en dårligere eksbergimessig løsning på grunn av ekspanderens evne til å levere arbeid. Ved bruk av ekspander vil mengden lette komponenter som damper av avta slik at det blir produsert mer LNG. LNG-produktet får lavere brennverdi og høyere nitrogeninnhold ved bruk av ekspander sammenlignet med bare bruk av strupeventil. Ekspanderen kan ikke ta ut hele trykkfallet da dette vil føre til faseovergang. Det velges i denne oppgaven å bruke en ekspander i kombinasjon med strupeventil. Dette brukes på Snøhvit [10], og er også anbefalt i AP-X modellen gitt av StatoilHydro. LNG ekspanderes til 3 bar i ekspanderen og videre til 1 atmosfære i strupeventilen. Ekspanderens utløpstrykk velges ut fra kriteriet om at det ikke må forekomme faseovergang i ekspanderen. Etter struping skilles gass og væskeblandingen i en separator. LNG forlater separatoren som væske, mens avdampede komponenter forlater separatoren som flash-gass.

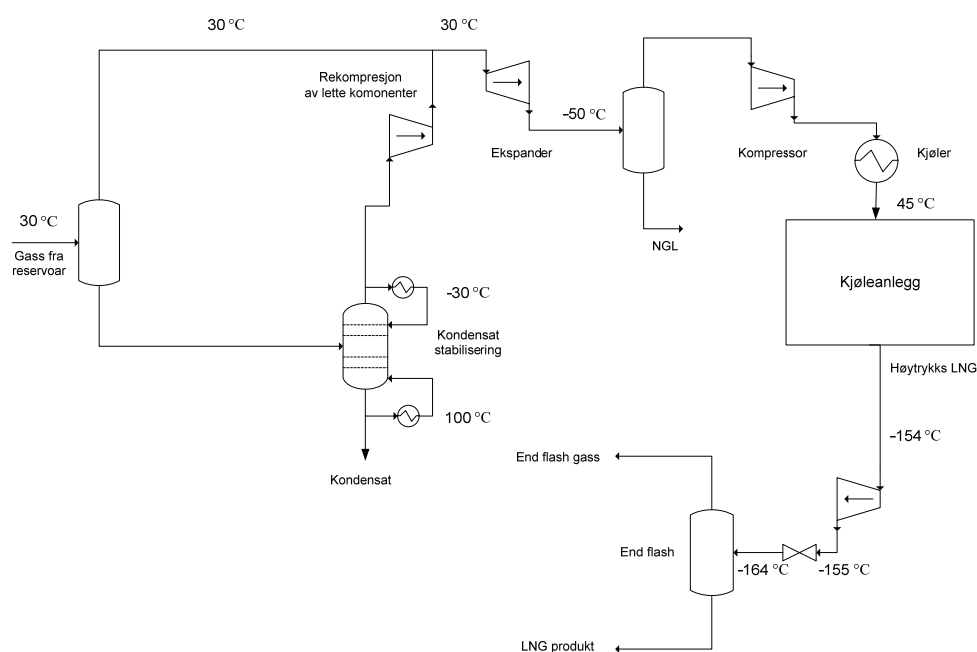
3.3 NGL-ekstraksjon

De to ulike måtene for NGL-ekstraksjon presentert i kapittel 2.3 er modellert i Hysys. Formålet med å trekke ut NGL er primært for å oppnå brennverdikravene. Tunge

hydrokarboner må også fjernes av prosess tekniske årsaker, men i denne simuleringen vil fokus være å oppfylle brennverdikravet.

3.3.1 Alternativ 1 – oppstrøms NGL-ekstraksjon

Væskefraksjonen av innløp gassen skilles ut i en separator ved innløpet. Ved oppstrøms NGL-ekstraksjon vil derfor neste skritt være å avlaste trykket i en ekspander for å trekke ut tunge hydrokarboner, se Figur 9. For å oppnå tilfredsstillende brennverdi på gassen er det nødvendig å ekspandere til 10 bar og -50 °C. Væsken som felles ut separeres i en separator. Gassen rekomprimeres og sendes til forkjøling. Oppstrøms NGL-ekstraksjon med betingelser som gitt i modellen gir en brennverdi til LNG-produktet på 40,15 MJ/Sm³, og har nitrogenfraksjon på 0,89 mol %. LNG-produktet oppfyller kravene for eksport til USA. En skisse som også inkluderer kjølekretsene er gjengitt i vedlegg L. Et bilde av simuleringen i Hysys er gitt i vedlegg N.

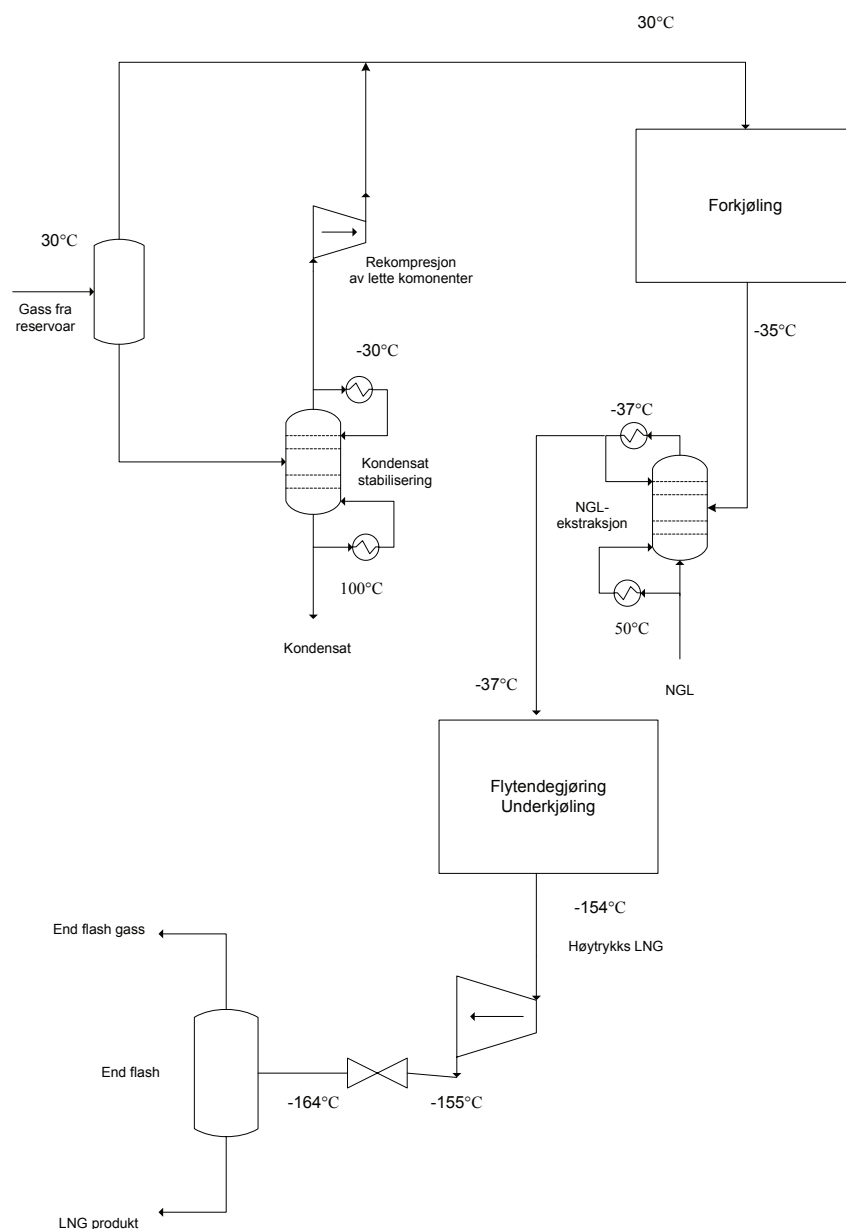


Figur 9: Modelleringskisse av kondensatstabilisering, NGL-ekstraksjon og end-flash.

3.3.2 Alternativ 2 – integrert NGL-ekstraksjon

Ved integrert NGL-ekstraksjon skjer utskilling av NGL sammen med forkjølingen av naturgassen. Naturgassen forkjøles i propankretsene til -35 °C. Under forkjøling vil noe væske felles ut, men ikke tilstrekkelig for å oppnå brennverdikravet. For å bedre utfellingen av tunge hydrokarboner benyttes en kolonne etter forkjøling. Kolonnen har en partiell kondensering og tar ut gass i toppstrømmen. Trykk i kolonnen settes til 59 bar. Kondensertemperatur settes til -37 °C, og temperaturen i kokeren settes til 50 °C. Temperaturene er valgt ut fra at brennverdikravene til LNG må oppnås, samt at kondensertemperaturen ikke må være lavere enn det som kan forsynes av propankretsen. Laveste temperatur i propankretsen er -39 °C. Det velges å bruke 10 trinn i kolonnen, med føde på trinn 5. Topproduktet sendes videre til flytendegjøring. En skisse av

modellen er vist i Figur 10. Denne metoden for NGL-ekstraksjon tilfredsstillers også kravene som stilles for eksport til USA. Produktet har en brennverdi på 40,13 MJ/Sm³ og et nitrogeninnhold på 0,92 %. De drivende kreftene i kolonnens kondenser kan økes, men da på bekostning av høyere brennverdi. En skisse som også inkluderer kjølekretsene er gjengitt i vedlegg M. Et bilde av simuleringen i Hysys er gjengitt i vedlegg O.



Figur 10: Modelleringskisse, kondensat stabilisering, NGL-ekstraksjon og end-flash.

3.4 Fraksjonering

Utkondensert NGL skal fraksjoneres i ulike produkter. Det finnes flere ulike måter å fraksjonere NGL på, avhengig av sammensetningen til føden og produktkravene. Design av fraksjoneringsanlegg er derfor en prosess m

ed svært mange frihetsgrader, og er gjenstand for optimalisering. I denne oppgaven har det blitt lagt vekt på primært å tilfredsstille kravene til produkt som her er propan, butan og kondensat. Butanproduktet er i denne oppgaven valgt til å være en blanding av normal og isobutan. Produktkravene for propan og butan settes til å være like produktspesifikasjonene for propan og butan levert til UK av ConocoPhillips. Spesifikasjonene er gjengitt i vedlegg G. En tilsvarende spesifikasjon på kondensat var vanskelig å fremskaffe, men 70 mol % C5+ er normal sammensetning[5].

3.4.1 Fraksjoneringssekvens

Hvilke sekvens NGL komponentene fraksjoneres i påvirker forbruket av termisk energi og temperaturer i kokere og kondenser. Med sekvens menes her hvilken rekkefølge de ulike komponentene skilles ut. Robin Smith[7] presenterer en metode for å bestemme en realistisk fraksjoneringssekvens. Den går ut på å bruke fire heuristiske regler som er etablert på bakgrunn av erfaring. Disse baserer seg på enkle, ikkeintegreerte kolonner. Enkle kolonner betyr i denne sammenhengen kolonner med en fødestrøm og to produktstrømmer. De fire heuristiske reglene er:

- A. Favoriser enkel separasjon. Splitt mellom nabokomponenter med høyest relativ flyktighet.**
- B. Favoriser separasjon av flyktigste komponent først.**
- C. Favoriser separasjon av største komponent først.**
- D. Favoriser splitt som gir lik kondensat og destillatrate.**

Relativ flyktighet viser hvor lett det er å skille to komponenter fra hverandre og er gitt ved forholdet mellom K-verdiene til de ulike komponentene, se ligning V.6. i vedlegg K for definisjon. K-verdiene, og derfor også relativ flyktighet, endrer seg med trykket og sammensetningene til føden til kolonnene. Alle relative flyktigheter faller ved økende trykk slik at den komponenten med høyest relativ flyktighet ved lavt trykk også vil ha høyest relativ flyktighet ved høyt trykk. K-verdiene er tilgjengelige i Hysys, men det vil være lite praktisk å bruke disse til vurdering av de heuristiske reglene når trykket og sammensetningen for de ulike kolonnene varierer. Det velges derfor å bruke normalkokepunktet til de ulike komponentene i stedet for relativ flyktighet. Komponentersplitt med høyest relativ flyktighet er i de fleste tilfeller den splitten som har størst differanse i normalkokepunkt. Når trykket endres vil differansen i kokepunkt endre seg for alle komponenter. Den komponentsplitten med størst differanse i normalkokepunkt antas å ha størst differanse i kokepunkt ved alle trykk.

NGL inneholder noen lette hydrokarboner som ikke skal være med i de endelige fraksjonerte produktene. Disse lette hydrokarbonene fjernes, og sendes tilbake til hovedgasstrømmen. Dette gjør at hovedgasstrømmen endrer sammensetning og massestrøm som igjen påvirker sammensetningen til NGL, altså er dette en iterativ situasjon. Kolonner bør designes ut fra hvordan sammensetningen til NGL til slutt blir sendt ut, men designet må starte med det initiale sammensetningen til NGL, og endres om nødvendig. Mengden lette hydrokarboner som sendes tilbake til hovedgasstrøm er likevel liten i forhold til mengden gass som strømmer der fra før, slik at gasstrømmen påvirkes lite. Det er derfor lite trolig at fraksjoneringssekvensen vil påvirkes ut fra den

resirkulerte gasstrømmen. I denne rapporten velges det derfor å bruke det konvergente tilfellet for presentasjon av fraksjoneringssekvens.

Under modelleringen av fraksjoneringsprosessen sees det på muligheten for å bruke varme fra kondensere ved relativt sett høy temperatur til å drive kokere ved lavere temperatur. Dersom integrasjon mellom kondensere og kokere ikke er mulig, er det gunstig å drive kondensere med kjølevann. Dersom temperaturene i kondensere er lavere enn temperaturen til kjølevann må det benyttes kulde fra kjøleanlegget. Det tilstrebes da at kondensertemperaturene tilpasses temperaturnivået til de eksisterende kjølekretsene. Ved å justere trykket kan temperaturen i koker og kondenser endres slik at det kan brukes kjølevann for å drive kondensere. I modelleringen har det derfor blitt forsøkt å bruke kjølevann så lang som mulig. Dersom trykket i kolonnen går opp, blir separasjonen av komponentene vanskeligere fordi relativ flyktighet avtar slik at reflux og/eller antall trinn i kolonnen må økes. Kolonnens driftsbetingelser avhenger også av hvor i kolonnen føden mates inn. Hvilket trinn det er optimalt å mate inn føden på vil avhenge av trykket og temperaturene til kolonnen, samt temperatur og dampfraksjon til føden. Fødepunkt er derfor gjenstand for optimalisering, og det velges å mate inn føde i midten av kolonnen, selv om dette ikke er optimalt i alle tilfeller. Trykk og temperatur i kolonnene er gjengitt i Figur 11 og Figur 12 for henholdsvis oppstrøms og integrert NGL-ekstraksjon.

Strømmene til fraksjonering blir forskjellige for de to alternative konfigurasjonene for NGL-ekstraksjon. På grunn av den ulike sammensetningen kan fraksjoneringssekvensen variere. Molstrømmer for NGL til fraksjonering er gitt i Tabell 3, sammen med normalkokepunkt og differanse i normalkokepunkt. Differanse i normalkokepunkt er i Tabell 3 ment å være differanse opp til lettere komponent, eksempelvis 34,28 °C mellom N₂ og C1. Data for normalkokepunkt er gitt av [11].

Molstrømmer for føde til fraksjonering				
Komponent	Oppstrøms [kmol/h]	Integrert [kmol/h]	Normalkokepunkt [°C]	Differanse [°C]
N ₂	0	0	-195,80	
C1	221	597	-161,52	34,28
C2	446	576	-88,58	72,94
C3	777	444	-42,07	46,51
iC4	222	137	-11,81	30,26
nC4	380	255	-0,49	11,32
iC5	136	109	27,84	28,33
nC5	126	107	36,06	8,22
C6+	724	682	68,74	32,68
Total	3032	2907		

Tabell 3: Molstrømmer til fraksjonering og normalkokepunkt.

C1 og C2 er lette komponenter og skal sendes tilbake til hovedgasstrømmen. C1 og C2 behandles derfor som en sammenslått komponent under analysen av fraksjoneringssekvens. C3 fraksjoneres til eget produkt. iC4 og nC4 skal fraksjoneres til et felles produkt. iC5, nC5 og C6+ skal være kondensat.

3.4.2 Oppstrøms NGL-ekstraksjon

1. separasjon

Regel	Splittanbefaling	Årsak
A	C2/C3	Størst differanse i normalkokepunkt på 46,51 °C.
B	C2/C3	C1 og C2 mest flyktige komponenter.
C	C4/C5	Største komponent er kondensat med 986 kmol/h.
D	C3/C4	Tilnærmet lik molar strømning oppnås dersom C3 tas ut i topproduktet.

Tabell 4: Første fraksjoneringstrinn for oppstrøms NGL-ekstraksjon.

Ut fra de heuristiske reglene bør det være en splitt mellom C2 og C3. Det velges derfor å skille ut de lette komponentene først.

2. separasjon

Videre skal C3, C4 og kondensat fraksjoneres.

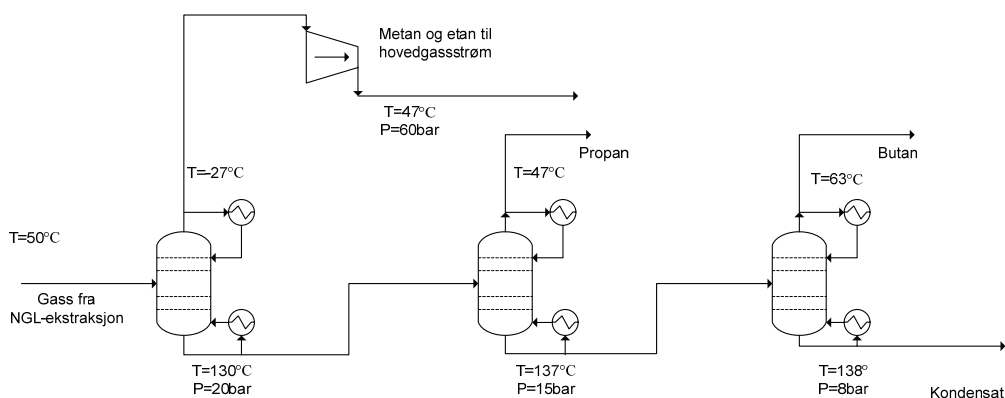
Regel	Splittanbefaling	Årsak
A	C3/C4	Størst differanse i normalkokepunkt på 30,26 °C.
B	C3/C4	C3 letteste komponent.
C	C4/C5	Største komponent er kondensat med 986 kmol/h.
D	C4/C5	Tilnærmet lik molar strømning skjer ved utskilling av kondensat.

Tabell 5: Andre fraksjoneringstrinn for oppstrøms NGL-ekstraksjon.

Anbefalingene her spriker mellom splitt mellom C3/C4 og C4/C5. Det velges å splitte mellom C3 og C4. Det er blant annet det som gjøres på Kårstø gassbehandlingsanlegg [5].

3. separasjon

Splitter til slutt C4 og C5. En skisse av fraksjoneringen er gitt i Figur 11.



Figur 11: Fraksjoneringssekvens for oppstrøms NGL-ekstraksjon.

Dette er den klassiske måten å fraksjonere NGL på. I modelleringen brukes det 40 teoretiske trinn i første kolonne og 20 trinn i de to siste.

Temperatur til NGL ut av NGL-ekstraksjon er -50 °C. Denne temperaturen ligger langt fra driftstemperaturen til den første kolonnen som har laveste temperatur på -27 °C. Dersom føden ikke forvarmes medfører det veldig høy effekt i koker. Det er en eksergimessig dårlig løsning å bruke varme for å bli kvitt kulde. Det vil derfor være bedre å forvarme denne strømmen med en strøm som trenger kjøling. I Hysys legges det inn en forvarmer der NGL varmes til 35 °C (sjøvannstemperatur) og videre til 50 °C. Dette gjøres for å finne hvor mye kulde som kan hentes ut av den kalde strømmen ved kuldeintegrasjon. 50 °C velges fordi det gir samme tilstand på NGL til fraksjonering både for integrert og oppstrøms NGL-ekstraksjon. For integrert NGL-ekstraksjon har NGL til fraksjonering en temperatur på 50 °C da dette er driftstemperaturen i koker for NGL-ekstraksjon. 50 °C er en temperatur som ligger mellom temperatur i koker og kondenser for 1. separasjon, slik at 50 °C er en rimelig temperatur. NGL pumpes fra 10 til 20 bar før forvarming.

3.4.3 Integrert NGL-ekstraksjon

1. separasjon

Regel	Splittanbefaling	Årsak
A	C2/C3	Størst differanse i normalbøilkepunkt på 46,51 °C.
B	C2/C3	C1 og C2 mest flyktige komponenter.
C	C2/C3	Største komponent er C1 og C2 med 1173kmol/h.
D	C3/C4	Tilnærmet lik molar strømming oppnås dersom C3 tas ut i toppproduktet.

Tabell 6: Første fraksjoneringsstrinn for integrert NGL-ekstraksjon.

Velger å splitte mellom C2 og C3.

2. separasjon

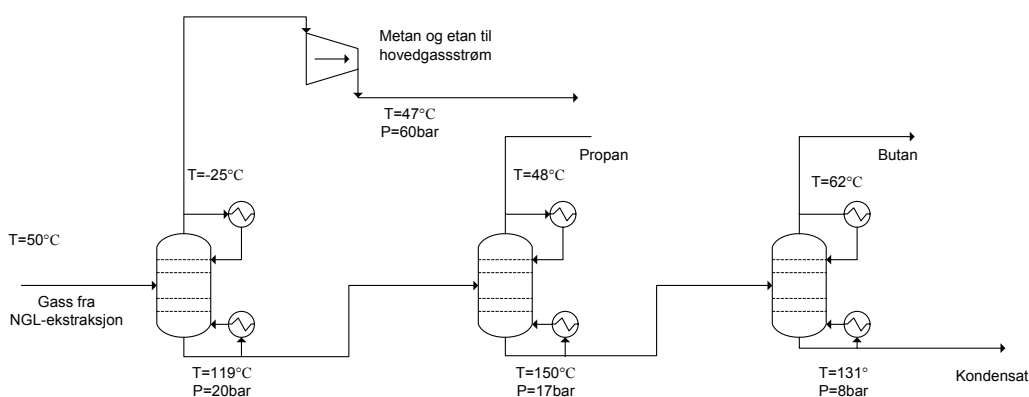
Regel	Splittanbefaling	Årsak
A	C3/C4	Størst differanse i normalkokkepunkt på 30,26 °C.
B	C3/C4	C3 letteste komponent.
C	C4/C5	Største komponent er kondensat med 898 kmol/h.
D	C4/C5	Tilnærmet lik molar strømning skjer ved utskilling av kondensat.

Tabell 7: Andre fraksjoneringstrinn for integrert NGL-ekstraksjon.

De heuristiske reglene spriker her mellom å anbefale splitt mellom C3/C4, eller C4/C5. Velger å splitte mellom C3 og C4.

3.separasjon

Splitter til slutt C4 og C5. En skisse av fraksjoneringen er gitt i Figur 12. I modelleringen brukes det 40 teoretiske trinn i første kolonne og 20 trinn i de to siste.



Figur 12: Fraksjoneringssekvensfor integrert NGL-ekstraksjon.

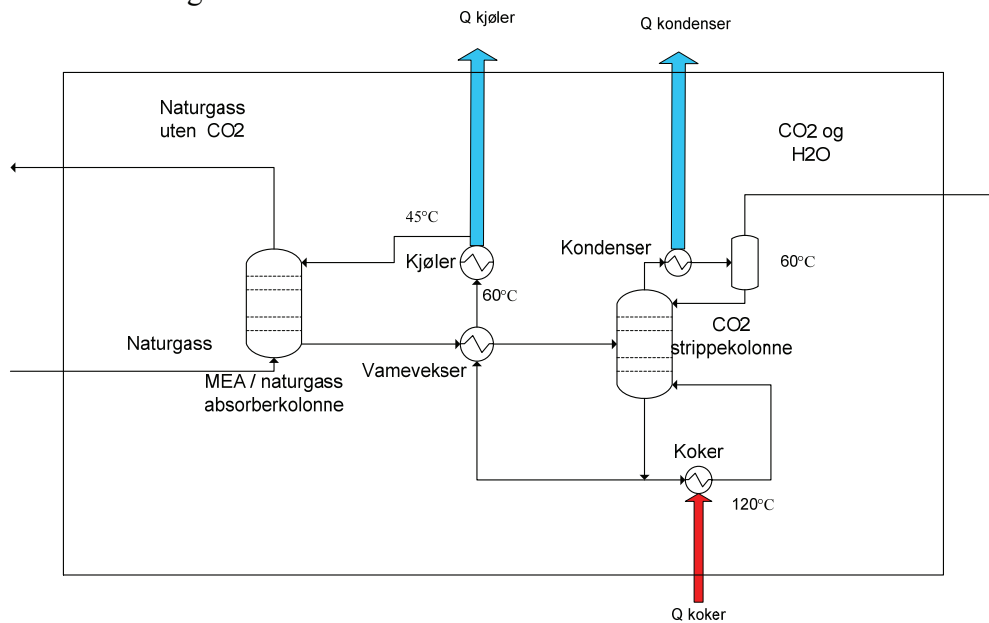
NGL fra ekstraksjon for integrert og oppstrøms NGL-ekstraksjon er ulik med hensyn til sammensetning og molstrøm, men fraksjoneringssekvensen er likevel den samme. Fraksjoneringen viser at noen kolonner har behov for kjøling fra kjøleanlegget. Stabiliseringen av kondensat har også et kjølebehov. Temperaturene i kondensere er på et nivå som gjør at lavtrykks propankrets er brukbar for å fremskaffe kulde. Effekten i kondenseren i kolonnene kobles sammen med kjøleanleggets propankrets slik at kjølebehovet gir utslag i økt kompressorarbeid i kjølekompressorene.

Temperaturene kan sammenlignes med temperaturene i tilsvarende kolonner for fraksjonering av Åsgard gass på Kårstø. De simulerte kokertemperaturene er en mellom 30 °C og 40 °C høyere enn tilsvarende temperaturer på Kårstø. Trykket i de simulerte kolonnene er satt høyere for å kunne bruke sjøvannskjøling av kondensere, slik at en høyere kokertemperatur er naturlig. Se vedlegg P for mer informasjon om fraksjonering for Åsgard gass på Kårstø [12]. Temperaturene i kokerne kan kanskje fremstå som noe

høye, men en detaljert studie av kolonner går utenfor oppgavens målsetning. En mer detaljert studie knyttet til fraksjoneringen bør gjennomføres for å fremskaffe mer nøyaktige data.

3.5 CO₂ – rensing av naturgass

I denne oppgaven er det valgt at CO₂ i naturgass fjernes med aminrensing. Et aminanlegg har primært et termisk behov, bortsett fra en mindre mengde energi for å drive pumper. En skisse av anlegg for CO₂-rensing er gitt i Figur 13. Pumper og ventiler er utelatt fra Figur 13.



Figur 13: Varme og massebalanse for CO₂-rensing fra naturgass.

CO₂ i naturgass reagerer med amin i en absorpsjonskolonne, og naturgassen forlater kolonnen med ca 50ppmv CO₂, som er kravet for videre prosessering [5]. Aminet som har reagert med CO₂ kalles for ”rich amine”, og tappes ut i absorpsjonskolonnens bunn. Reaksjonen mellom CO₂ og amin er en eksoterm prosess. CO₂ kokes ut i en strippekolonne i en endoterm prosess. Amin uten CO₂ tappes av i strippekolonnens bunn, og varmeveksles med innkommende ”rich amine”. Etter varmeveksling kjøles aminet ytterligere før det på nytt mates inn i absorpsjonskolonnens topp. Det finnes flere typer aminer for rensing av gass. I denne oppgaven er det antatt at det skal benyttes amin av type MEA (Mono Etahnol Amine). Temperaturen i kondenseren for MEA-anlegg er i området 55 °C til 65 °C [13]. Det velges derfor 60 °C som driftstemperatur i kondenseren. En kokertemperatur på 120 °C anbefales for MEA [13].

Det etableres et kontrollvolum som angitt i Figur 13 med innkommende og utgående varme og massestrømmer. Innkommende massestrøm er naturgass med CO₂, og utgående massestrømmer er CO₂ fra stripper og rensert naturgass. Varmetransport i forbindelse med massestrømmer ut og inn av kontrollvolumet som angitt på figuren er neglisjerbart på grunn av relativt liten differanse i temperatur på inn og ut strømmer. Ved stasjonær drift vil all varme som tilføres i koker derfor fjernes i kolonnens kondenser og kjøleren. De

termiske kildene for CO₂-rensing ligger i området 45 °C - 60 °C, og det antas som en forenkling at de termiske kildene har en lineær avkjølingskurve. Dette avviker fra virkeligheten da kondenseren vil ha en flat avkjølingskurve (all varme tilgjengelig ved 60 °C), men forenklingen gjøres da effektfordelingen mellom kondenser og kjøler er ukjent.

For å beregne termisk behov for CO₂-rensing brukes en metode [13] for å finne sirkulasjonsraten for MEA. Sirkulasjonsraten brukes videre for å beregne det termiske behovet. Metoden er gjengitt i vedlegg E, og er implementert i Hysys. Effekten i koker for regenerering av MEA beregnes til å være 117,2 MW. Til sammenligning er effektbehovet på Snøhvit ca 70 MW[14]. Snøhvit har produksjon på ca 4,3 mill tonn LNG/år, og en CO₂-fraksjon på ca 5 mol % i fødegassen [3]. Den høye CO₂-konsentrasjonen på Snøhvit muliggjør bruk av MDEA (Metyl Diethanol Amine)[14]. MDEA har lavere behov for termisk energi i strippekolonne enn MEA[15]. Lavere CO₂-konsentrasjon i Qatar enn på Snøhvit gjør at det er usikkert om MDEA kan benyttes. En beregningsmetode for bruk av MDEA er ikke tilgjengelig. Et termisk energibehov på 117,2 MW i Qatar er en del høyere enn Snøhvit, men ansees likevel som rimelig.

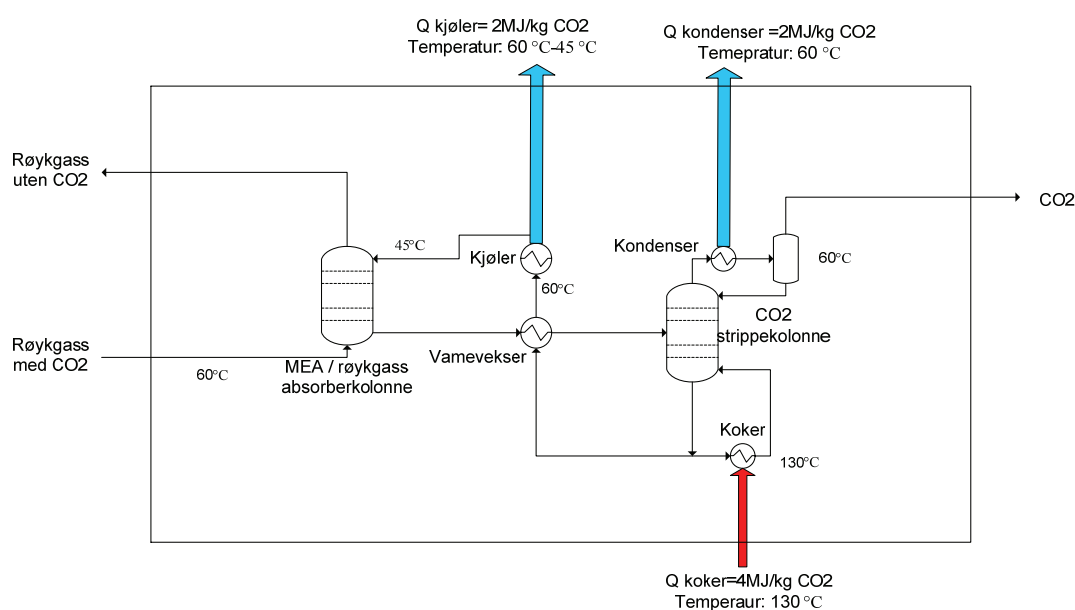
Beregningene for effekt i koker baserer seg på en absorbertemperatur på knapt 20 °C. I anlegget i Qatar vil det være en høyere temperatur i absorber. I følge [15] vil ikke effekten i koker i amin-anlegg avhenge vesentlig av temperaturen i absorber, slik at resultatene kan regnes som rimelige. Det bør likevel påpekes at det er usikkerheter knyttet til disse beregningene. Normalt driftstrykk for strippekolonne er litt over 1 bar[13].

3.6 CO₂-fangst fra røykgass

Et anlegg for innfangning av CO₂ fra røykgass er en komplisert enhet med mange variable og frihetsgrader. I denne oppgaven har det blitt lagt vekt på å bygge opp en modell som kan gi rimelige verdier for termisk behov. Anlegget har i tillegg behov for en mindre mengde kraft for å drive pumper og lignende, men dette er lite og kan neglisjeres[16]. En skjematisk fremstilling av et CO₂-fangst anlegg er vist i Figur 14. Pumper og ventiler er utelatt fra Figur 14. Innfangning av CO₂ fra røykgass skjer prinsipielt på samme måte som rensing av CO₂ fra naturgass som er beskrevet i kapittel 3.5. Det er ikke praktisk mulig å fjerne all CO₂ og en rensegrad på ca 85 % - 95 % er realistisk.

Energi behovet til renseprosessen avhenger av mengden CO₂ som skal fjernes, samt konsentrasjonen av CO₂ i røykgassen. På grunn av den lave CO₂-konsentrasjonen må det brukes amin av type MEA for å rense røykgass fra forbrenningsprosesser med gass[15]. Ved bruk av MEA vil det være behov for termisk energi på ca 4 MJ/kg fjernet CO₂, med 130 °C i koker i strippekolonne[15]. Det bør påpekes at det er usikkerheter knyttet det termiske forbruket, slik at termisk forbruk trolig endres ved detaljert design av CO₂-fangst anlegg. Kondenseren vil ha en effekt som er ca 50 % av effekten som tilføres i koker[17]. Temperaturen i kondenseren bør ligge mellom 45 °C og 70 °C [17], og 60 °C velges som kondensertemperatur. Amintemperaturen inn på absorber bør ligge på 40 °C til 50 °C[15]. Amin fra strippekolonne bør, etter varmeveksling med amin fra absorpsjonskolonne, ha en temperatur på 60 °C. Røykgasstemperaturen inn på absorpsjonskolonne bør ha en temperatur på 50 °C [15].

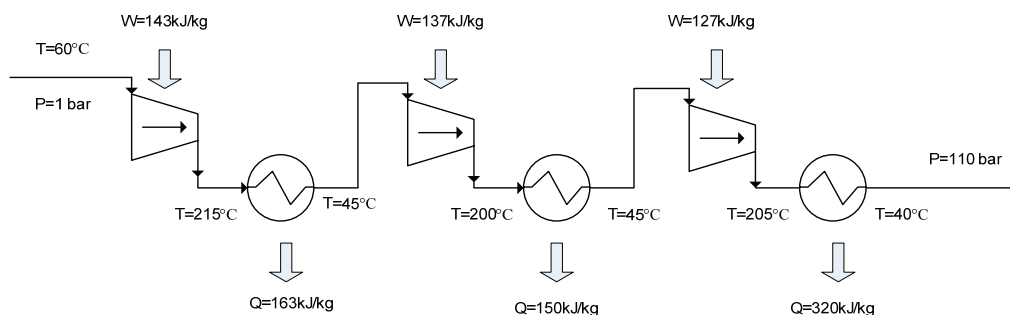
En varme og massebalanse rundt CO₂-fangst anlegget kan etableres, og er vist i Figur 14. Det er tre massestrømmer, røykgass inn og ut av absorber, samt CO₂ fra strippekolonnen. Massestrøm i form av røykgass som kommer inn i kontrollvolumet vil forlate det gjennom rensed røykgass og som konsentrert CO₂ og vanndamp i kondenserens toppstrøm. Ved kjøling og kompresjon av CO₂ vil vanndamp kondensere og sendes tilbake til amin-kretsen. Temperaturen til samtlige massestrømmer er i området 60 °C slik at varmetransport i forbindelse med massestrømmer inn og ut av kontrollvolumet kan neglisjeres. Det er også tre energistrømmer; effekt til koker, kondenser og kjøler. Figur 14 angir hvilke prosesstrømmer og energistrømmer som er gjeldende i denne modellen. Følgende modell etableres:



Figur 14: Prinsippkisse og varme og massebalanser for CO₂-fangst anlegg.

3.7 CO₂-kompresjon

CO₂ fra naturgass og røykgass skal komprimeres til 110 bar for deponering. En simulering i Hysys gjennomføres for fremskaffe verdier for kraftforbruk til CO₂-kompresjon. Simuleringen viser at kompresjon av CO₂ til 110 bar har et kraftforbruk på ca 0,4 MJ/kg CO₂ ved tretrinns kompresjon med kvadratisk mellomtrykk. Ved 110 bar og 40 °C er CO₂ blitt væske og ytterligere trykkøkning kan frembringes i pumpe med betydelig lavere kraftbehov enn kompressorer. Det må fjernes ca 0,6 MJ varme per kg komprimert CO₂ fra kjølerne.



Figur 15: Tretrinns kompresjon av CO₂ med mellomkjøling.

Gassen fra North Field inneholder 1,9 mol % CO₂, som med en molstrøm naturgass på 19,1 kmol/s gir 0,36 kmol CO₂/s. Dette tilsvarer 16 kg CO₂/s. Mengde CO₂ fra røykgass er ikke kjent fordi kraft og varmesystemet må designes først.

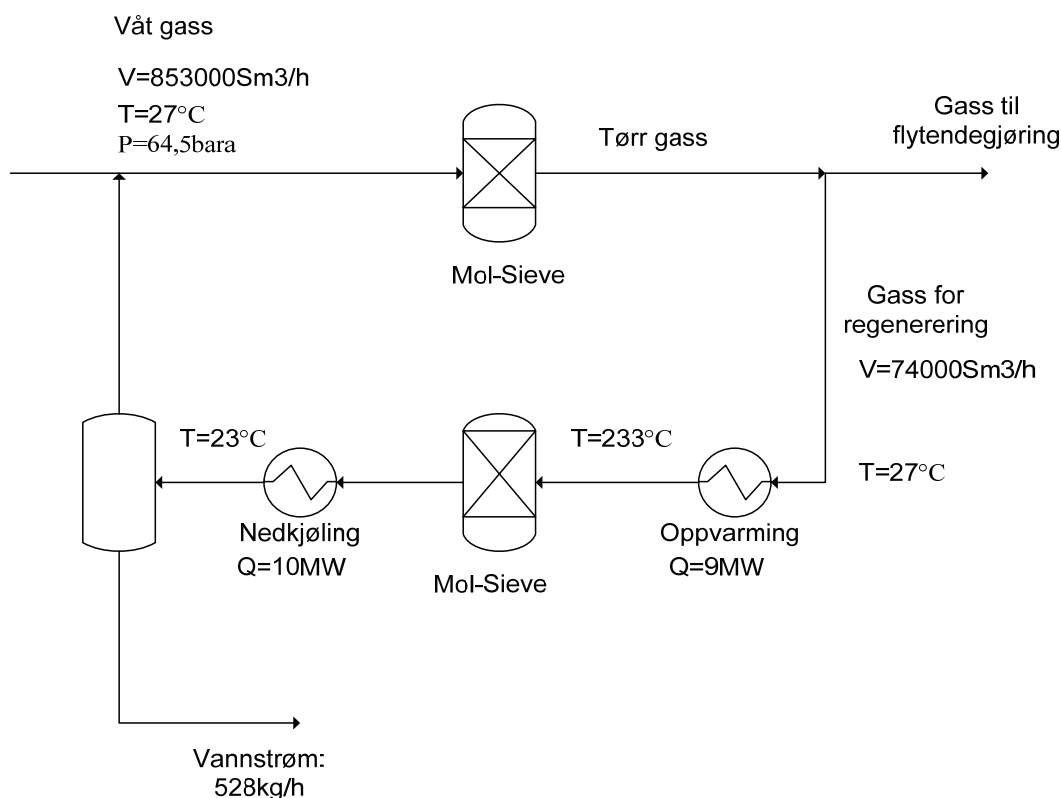
	CO ₂ fra naturgass	CO ₂ fra røykgass
Massestrøm	16kg/s	Ukjent
Kraftbehov	6,4 MW	Ukjent

Tabell 8: Kraftbehov for CO₂-kompresjon.

3.8 Dehydrering

Tørkemodellen lages ut fra driftsdata til tørkeanlegget ved Snøhvit som er gjengitt i Figur 16. På Snøhvit er det tre enheter med mol-sieve, der to er i drift og den tredje er under regenerering. Modellen forenkles ved å modellere to enheter; en i drift og den andre til regenerering. Ut fra driftsdata ved Snøhvit etableres en modell for tørking av gass ved et anlegg i Qatar. I tørkemodellen er det av interesse å kvantifisere det termiske energibehovet, samt å finne driftstemperaturer. Alle data for tørkeanlegget ved Snøhvit er gitt av StatoilHydro[3].

Våt gass strømmer gjennom et mol-sieve adsorpsjonsmedium, der vannet i den våte gassen setter seg på overflaten av adsorpsjonsmediet. Gassen forfater mol-sieve som tørr gass. Adsorpsjonsmediet blir mettet med vann og må regenereres. En liten del av den tørkede gassen varmes opp og sendes inn på mol-sieve for regenerering av adsorpsjonsmediet. Etter at gassen har strømmet gjennom adsorpsjonsmediet kjøles den ned, vannet kondenserer ut og gassen ledes tilbake til gasstrøm for våt gass.



Figur 16: Effekter og massestrømmer for tørking av gass på Snøhvit [3].

3.8.1 Modell for Qatar

Det settes at temperaturen til den varme gassen til regenerering i Qatar skal ha temperatur på 233 °C, som er det samme som brukes ved Snøhvit. Temperaturen til våt gass i Qatar er i denne oppgaven satt til å være 30 °C. Tilsvarende temperatur på Snøhvit er 27 °C. Det antas at gassen er vannmettet. Det antas at systemet i Qatar driftes likt som på Snøhvit slik at mengden gass til regenerering pr. kg vann som fjernes fra mol-sieve er den samme. Gassrate for regenerering, og effekt i oppvarmer og kjøler finnes når mengde vann som skal fjernes er kjent. Vanninnholdet i naturgassen finnes ved å bruke diagrammer som gir vanninnhold i naturgass ved duggpunkt[18]. Det antas at vanninnholdet i den tørkede gassen er så lavt at alt vannet i gassen må fjernes. I Hysys modellen er massestrømmen inn på anlegget satt til å være 1,4 millioner kg/h. Dette tilsvarer $1627000 \text{ Sm}^3/\text{h}$.

	Fødegassrate [Sm ³ /h]	Vanninnhold [kg/mill Sm ³ gass]	Trykk/ Temperatur [bar/°C]	Vannmengde kondensert [kg/h]	Mengde reg. gass pr kg vann	Gassrate Regenerering [Sm ³ /h]
Snøhvit	853500	620	64,5/27	528	139	74000
Qatar	1627000	700	60,0/30	1140	139	158000

Tabell 9: Gassrater, effekter og vannmengder for tørking av gass.

I amin-anlegget for CO₂-rensing vannmettes gassen. Trykk og temperatur i amin-anlegget er derfor bestemmende for innholdet av vann i gassen. På grunn av usikkerhet knyttet til driftsbetingelsene i amin-anlegget vil det også være usikkerheter knyttet til modelleringen av tørkeanlegget, men det antas at 30 °C og 60 bar er realistisk. Dette er i nærheten av det som eksisterer på Snøhvit, se Figur 16[3].

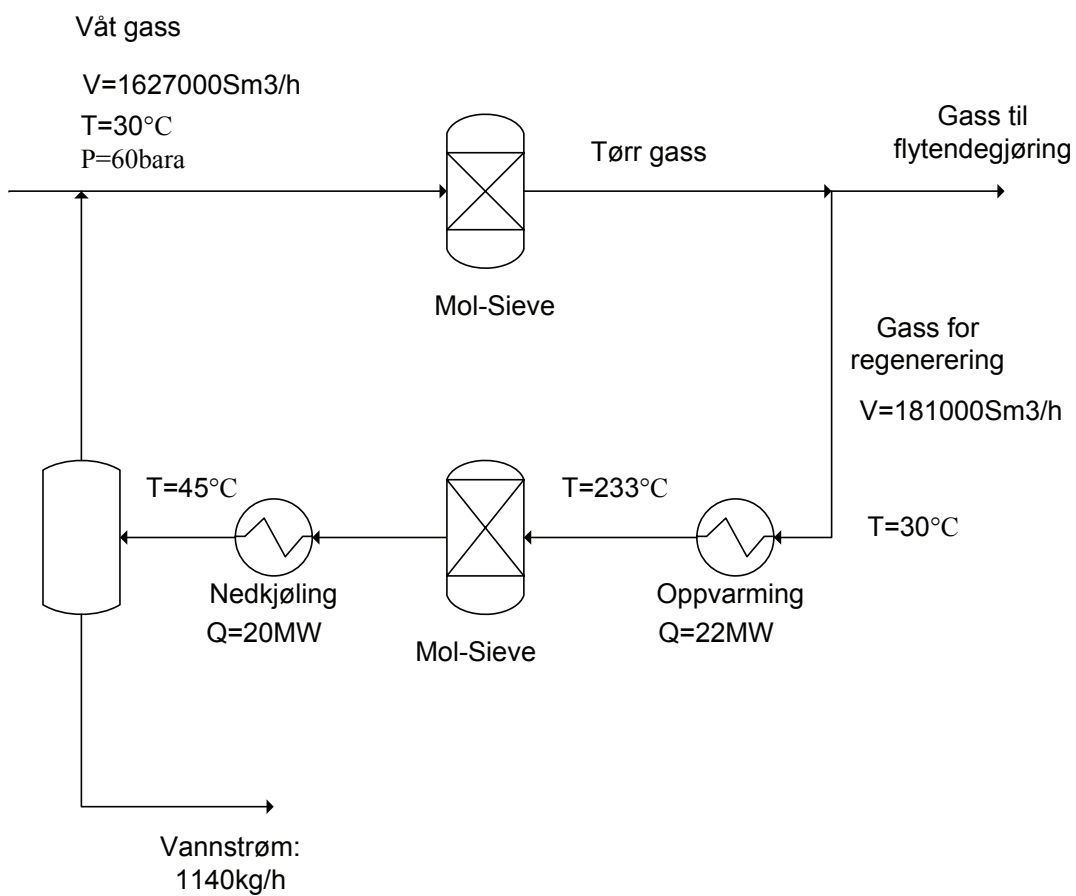
Regenerering

Våt regenereringsgass kjøles ned slik at vann kondenserer ut. På Snøhvit kjøles gassen ned til 23 °C. Ved kjøling til lavere temperatur er det fare for hydrattdannelse[3]. Sjøvannstemperatur i Qatar på 35 °C, og drivende krefter på 10 °C gir en gasstemperatur ut av kjøler på 45 °C. Det betyr regenereringen av mol-sieve vil være mindre effektiv i Qatar enn på Snøhvit. Differansen i vanninnhold for mettet gass ved 23 °C og 45 °C er på ca 1000 kg/millSm³[18]. Med en gassrate for regenerering på 158000 Sm³/h gir det 158 kg vann pr time som ikke kondenserer ved avkjøling. Den kalde regenereringsgassen mates tilbake til hovedgasstrømmen, slik at dette vannet må fjernes på nytt. Den opprinnelige beregningen tok høyde for kjøling til 23 °C. En nedkjøling til 45 °C medfører at må gassraten til regenerering økes med knapt 15 % fordi det er en 15 % økning i mengden vann som må fjernes. Ny gassrate for regenerering er på ca 181000 Sm³/h.

Oppvarming og avkjøling

Effektbehovet til oppvarming finnes ved simulering i Hysys. Gass blir varmet opp fra 30 °C til 233 °C. Gassrate på 181000 Sm³/h gir en effekt på 22 MW med et tilnærmet lineært temperaturprofil for oppvarming. Avkjølingsbehovet bestemmes ved simulering i Hysys. Gass med rate 181000Sm³/h ved 233 °C, 60 bar mikses med 1140kg/h damp ved 233 °C, og kjøles til 45 °C. Dette gir effekt i kjøler på ca 20 MW og lineært temperaturprofil. Hysys viser at effekten i kjøler primært er avhengig av avkjølingen til gassen slik at kondensering av vann bare vil gi marginale utslag i effekt. Dette er på grunn av den høye gassraten i forhold til mengden vann som kondenserer. Ut fra overnevnte beregninger vil tørkeanlegget i Qatar ha massestrømmer, volumstrømmer, effekter og temperaturer som gjengitt i Figur 17.

Det kan stilles spørsmålsteget ved valg av temperatur for gass til tørking. Det kan hevdes at denne temperaturen burde være høyere ut fra valg av omgivelsestemperatur. En høyere gasstemperatur til tørking gjør at gassen kan inneholde mer vann. Mer vann i gassen gjør at det termiske energibehovet til tørking går opp. Dette vil likevel ikke ha stor innvirkning på det høye totale termiske forbruket til LNG-anlegget. I kapittel 5 bestemmes totalt termisk energiforbruk. Dersom termisk energiforbruk til tørking økes med 50 % vil det totale termiske forbruket bare øke med 3 %. Det antas derfor at denne feilkilden ikke er vesentlig, og vil ikke påvirke designet av kraft/varmesystemet i stor grad.



Figur 17: Modell for tørking av naturgass i Qatar.

3.9 Modelleringsresultater

Resultater fra modelleringer gjort i kapittel 3 er gjengitt i Tabell 10 og Tabell 11. Tabell 10 omtaler det termiske og mekaniske forbruket til LNG-anlegget, mens Tabell 11 omtaler produksjonen av LNG og fraksjonerte produkter.

	Oppstrøms NGL-ekstraksjon				Integrert NGL-ekstraksjon			
	Koker		Kondenser/ Kjøler		Koker		Kondenser/ Kjøler	
	Effekt [MW]	Temp [°C]	Effekt [MW]	Temp [°C]	Effekt [MW]	Temp [°C]	Effekt [MW]	Temp [°C]
CO ₂ -rensing	117,2	120	117,2	60 - 45	117,2	120	117,2	60 - 45
Dehydrering	Oppvarming		Avkjøling		Oppvarming		Avkjøling	
	Effekt [MW]	Temp [°C]	Effekt [MW]	Temp [°C]	Effekt [MW]	Temp [°C]	Effekt [MW]	Temp [°C]
	22,0	30-233	20,0	233-30	22,0	30-233	20,0	233-30
Kompressorer i kjølekrets ¹	Effekt [MW]				Effekt [MW]			
	208,1				212,9			
Flash kompressor	5,7				5,7			
NGL- ekstraksjon	36,9				Eksisterer ikke ved integrert NGL- ekstraksjon			
CO ₂ - kompressorer	6,8				6,8			
Totalt	257,5				225,4			
Fraksjonerings kolonner	Koker		Kondenser		Koker		Kondenser	
	Effekt [MW]	Temp [°C]	Effekt [MW]	Temp [°C]	Effekt [MW]	Temp [°C]	Effekt [MW]	Temp [°C]
Kondensat stabilisering	6,5	100	0,4	-30	6,5	100	0,4	-30
Fjerning av lette hydrokarboner	8,9	130	1,7	-27	10,9	119	3,4	-25
Depropanizer	7,5	142	7,7	47	9,7	150	8,5	48
Debutanizer	7,7	138	9,6	63	4,8	131	7,5	62
Kolonne for NGL- ekstraksjon	Eksisterer ikke ved oppstrøms NGL- ekstraksjon				10,5	50	2,3	-37
	Effekt [MW]	Starttemp [°C]	Sluttemp [°C]		Effekt [MW]	Starttemp [°C]		
NGL- forvarming	8,4	-50	50	Eksisterer ikke ved integrert NGL- ekstraksjon				

Tabell 10: Energiforbruk for LNG-anlegg med oppstrøms og integrert NGL-ekstraksjon.

¹ Inkluderer også kraftbehov for rekompresjon av lette hydrokarboner som kokes ut av kondensat og NGL.

Kraftforbruket til kjølekretsene er lavere for oppstrøms NGL-ekstraksjon sammenlignet med integrert NGL-ekstraksjon. Dette har sammenheng med at integrert NGL-ekstraksjon har en kolonne for ekstraksjon av NGL med kondenser som opererer under omgivelsestemperatur. Kulden hentes fra kjøleanlegget og øker arbeidet i kjølekompressorene. Det totale kraftbehovet til anlegget er likevel lavest for integrert NGL-ekstraksjon. For oppstrøms NGL-ekstraksjon er det kompressorarbeid knyttet til rekompresjon av naturgass etter NGL-ekstraksjon. Dette trekker opp det kraftbehovet til denne løsningen. Termisk behov er høyere for integrert NGL-ekstraksjon og kommer av effektbehov i koker i kolonne for ekstraksjon av NGL.

Produksjon [kg/s]	Oppstrøms NGL- ekstraksjon	Integrert NGL- ekstraksjon
LNG	297,7	296,9
Propan	4,4	6,3
Butan	6,6	5,5
Kondensat	56,5	58,7
Forbruk pr. produsert enhet		
Kraftforbruk pr. kg LNG [kWh/tonn LNG]	240,3	210,8
Termisk forbruk pr. kg LNG [kWh/tonn LNG]	166,3	169,9

Tabell 11: Produksjon og kraftforbruk per produsert enhet.

Tabell 11 viser at det mengden produsert LNG er tilnærmet lik både for oppstrøms og integrert NGL-ekstraksjon. Dette er som ventet da fødestrømmen (kg/s) til anlegget er den samme. Det er noe avvik mellom integrert og oppstrøms NGL-ekstraksjon for produsert mengde propan, butan og kondensat.

4 Vurderinger og varmeintegrasjon

I de foregående kapitlene vurderes to LNG-anlegg med ulike konfigurasjoner av NGL-ekstraksjon. I dette kapittelet vurderes de to alternativene mot hverandre.

4.1 Valg av NGL-ekstraksjon

Kraft og varmebehovet for de to alternative konfigurasjonene av NGL-ekstraksjon summeres opp i Tabell 12.

	Oppstrøms NGL-ekstraksjon	Integrert NGL-ekstraksjon
Kraftbehov [MW]	257,5	225,4
Termisk behov [MW]	178,2	181,6

Tabell 12: Termisk behov og kraftbehov for oppstrøms og integrert NGL-ekstraksjon.

LNG-anlegget med oppstrøms NGL-ekstraksjon har et høyere kraftbehov enn integrert NGL-ekstraksjon. Det termiske behovet er lavere for oppstrøms NGL-ekstraksjon. Termisk forbruk til CO₂-fangst, og kraftforbruk til kompresjon av CO₂ fra røykgass er ukjent og kommer i tillegg til verdier gitt i Tabell 12. Produksjon av CO₂ i kraft/varmesystemet er avhengig av hvor mye kraft og varme som skal leveres. Oppstrøms NGL-ekstraksjon vil også ha det høyeste forbruket til CO₂-fangst og kompresjon på grunn av et totalt høyere energibehov.

Oppstrøms NGL-ekstraksjon

Fordeler:

- Bedre brennverdikontroll.
- Enklere anlegg ved at NGL-ekstraksjon og kjøleanlegg er separate enheter.
- Godt utprøvd system.

Ulemper:

- Høyere kraftbehov.
- Ekspander og kompressor nødvendig for NGL-ekstraksjon.

Integrert NGL-ekstraksjon

Fordeler

- Lavere kraftbehov.
- Ekspander og kompressor for NGL-ekstraksjon unødvendig.

Ulemper

- Vanskeligere brennverdikontroll (avhengig av kondensertemperatur ved NGL-ekstraksjon).
- Lite utprøvd system.

Hvilke anlegg som er aktuelt for Qatar avhenger av prisen på anlegget og verdien på gassen. Oppstrøms NGL-ekstraksjon er en mer kraftkrevende prosess, men kan fremstå som en sikrere løsning da det finnes god erfaring knyttet til drift. Det har i samarbeid med StatoilHydro blitt valgt å gå videre med oppstrøms NGL-ekstraksjon på grunn av bedre regulerbarhet og enklere design.

4.2 Varme- og kuldeintegrasjon

I dette delkapittelet søkes LNG-anlegget varme og kuldeintegrert for å redusere kraft og varmebehovet.

4.2.1 LNG-anleggets prosesser

Det finnes en hovedprosess og fire sekundære prosesser i LNG-anlegget, der de sekundære prosessene ikke direkte omhandler produksjon av LNG, men har andre funksjoner.

Hovedprosess

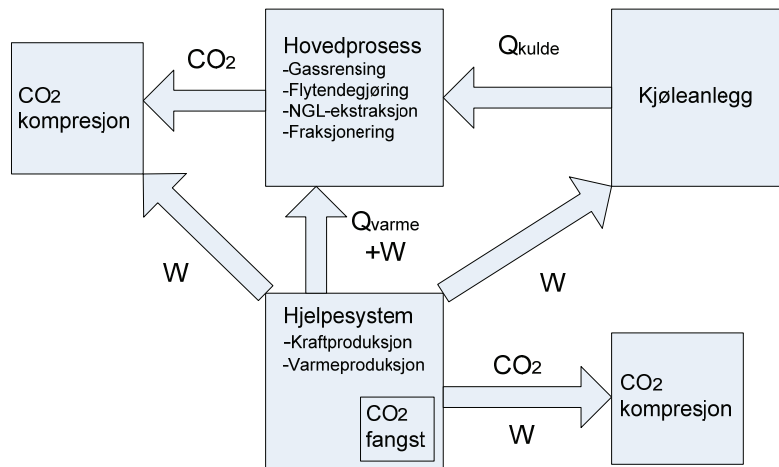
LNG-anleggets hovedprosess er produksjon av LNG og fraksjonerte produkter. I følge løkdiagrammet vist i Figur 4 skal varmeintegrasjon vurderes etter at hovedprosessens termiske kilder og sluk er kjent. Definisjon av hovedprosess i et LNG-anlegg kan være uklart på grunn av den tette koblingen mellom kjøleanlegget og prosessen som er flytendegjøring av naturgass. I kapittel 2.4 argumenteres det for at kjøleanlegget må behandles som en del av hovedprosessen på grunn av kjøleanleggets sentrale posisjon. Kjøleanlegget skal forsyne LNG-anlegget med tilstrekkelig kulde og er derfor strengt tatt ikke en del av hovedprosessen. Dersom kjøleanlegget dekoples fra hovedprosessen vil følgende delprosesser danne LNG-anleggets hovedprosess:

- Gassrensing (CO₂, H₂S og vannfjerning)
- Flytendegjøring
- NGL-ekstraksjon
- Fraksjonering

Sekundære prosesser

- Hjelpesystem for produksjon av kraft og varme.
- Kjøleanlegget for å produsere kulde.
- Kompressorer for CO₂ (både CO₂ fra naturgass og røykgass).

De ulike prosessene er skissert i Figur 18, hvor det også er indikert hvordan kraft (W) og varme (Q) produseres og forbrukes.



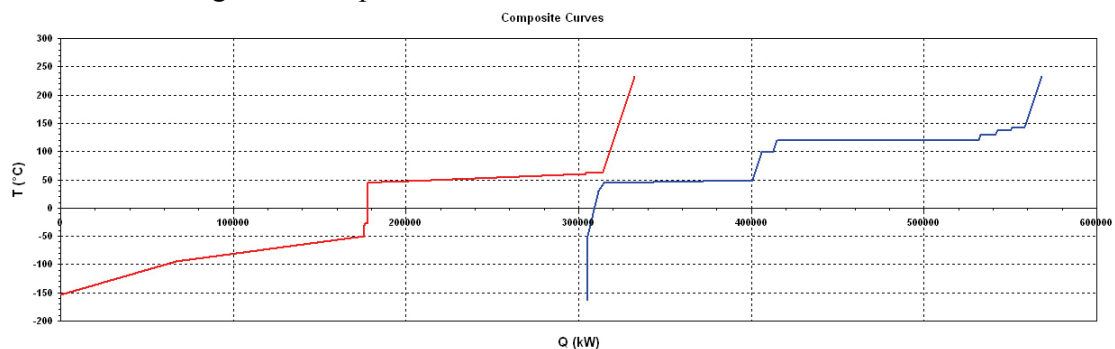
Figur 18: LNG-anleggets prosesser.

Hovedprosessen

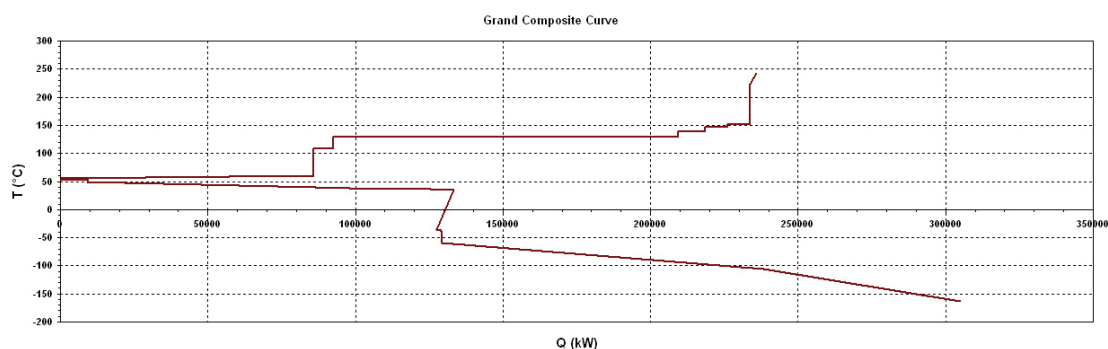
Komposittkurvene for hovedprosessen er vist i Figur 19 og Figur 20, og inkluderer avkjølingskurvene for naturgass, samt alle kjente termiske kilder og sluk. Komposittkurvene viser at varmeintegrasjon i hovedprosessen er mulig, men svært begrenset. For å lette behandlingen av varme og kuldeintegrasjon deles prosesstrømmene opp i to kategorier

- Prosesstrømmer under omgivelsestemperatur
- Prosesstrømmer over omgivelsestemperatur

Prosesstrømmer med temperaturer som spenner på tvers av omgivelsestemperaturen, deles i to ved omgivelsestemperatur.



Figur 19: Komposittkurve for LNG-anleggets hovedprosess.



Figur 20: Varmeoverskuddskurve for LNG-anleggets hovedprosess.

Prosesstrømmer over omgivelsestemperatur er kandidater for varmeintegrasjon, mens prosessstrømmer under omgivelsestemperatur er kandidater for kuldeintegrasjon. Kuldeintegrasjon presenteres først, og har verdi i form av redusert kompressorarbeid i kjøleanlegget.

4.2.2 Kuldeintegrasjon

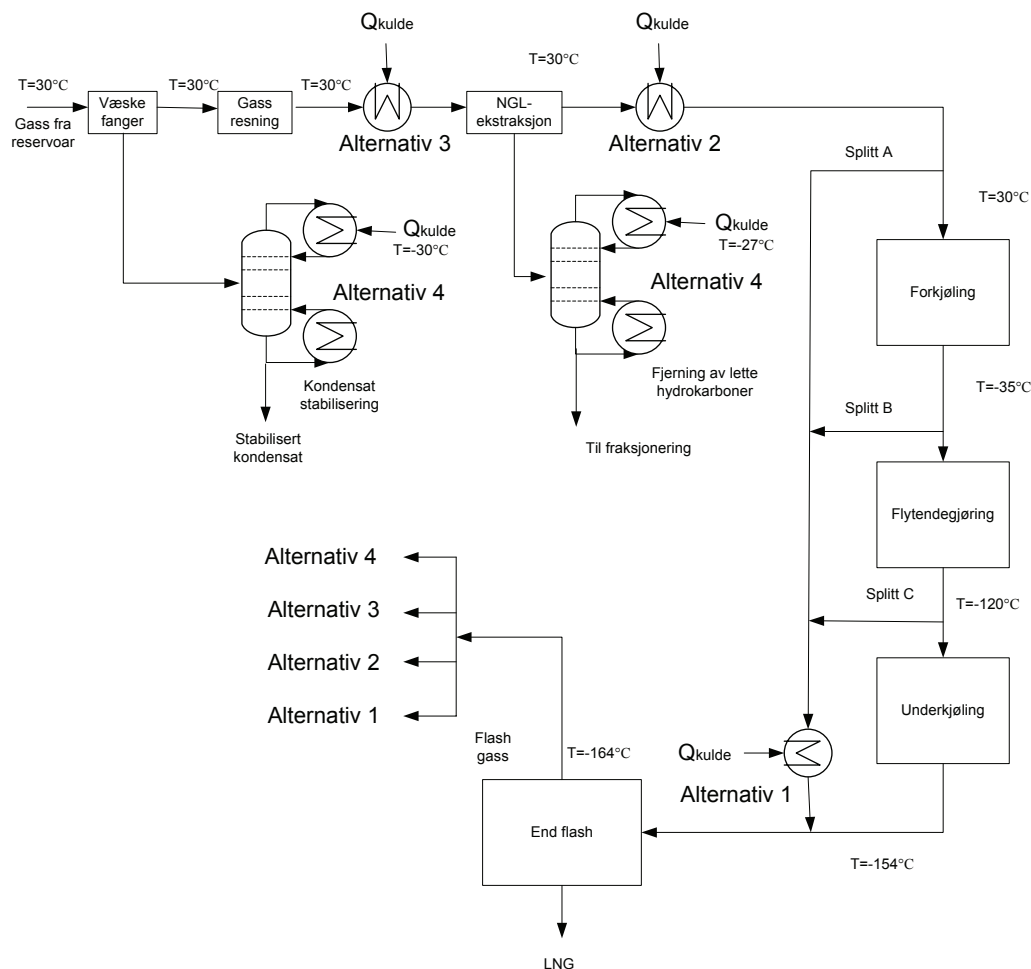
Integrasjon av kalde prosessstrømmer kan vurderes ut fra en eksergianalyse. Ligning V.3 og ligning V.4 i vedlegg K benyttes for beregning av eksergiinnhold og endring av eksergi i en massestrøm. Kalde prosessstrømmer som er kandidater for integrasjon er:

- **Flash-gass** med termisk kulde på 7,8 MW og eksergiinnhold på 4,7 MW. (I forhold til referanse på 35 °C og samme trykk)
- **NGL-forvarming** med termisk kulde på 6,8 MW og eksergiinnhold på 1,1 MW. (I forhold til referanse på 35 °C og samme trykk)

Integrasjon av flash-gass studeres først, og deretter studeres integrasjon av kald NGL. Integrasjonsalternativer vurderes ut fra et ønske om å oppnå best mulig utnyttelse av eksergi i de kalde prosessstrømmene. Kuldeintegrasjon mot varme strømmer i kjøleanlegget kan være aktuelt, men det har i denne oppgaven blitt valgt å fokusere på integrasjon med prosessstrømmer.

Flash-gass

Optimal integrasjon av flash-gass kan spare maksimalt 4,7MW kraft dersom kjøleanlegget hadde vært ideelt. Tap i kjøleanlegget gjør at reduksjonen i kraftbehovet til kjølekompressorene kan være større enn 4,7MW. Flash-gass må komprimeres opp til høyere trykk for bruk som brensel. Kompresjon er gunstig ved lav temperatur, slik at høyere temperatur på flash-gass vil medføre høyere kraftbehov i flash-gass kompressorer, se ligning V.2. i vedlegg J. I tillegg kommer eksergitap i forbindelse med varmeveksling som negativ bidragsyter. Kald flash-gass kan utnyttes på fire forskjellige steder, og er gjengitt i Figur 21 som alternativ 1 til 4. I alternativ 1 kan naturgasstrømmen, som indikert i Figur 21, splittes i splitt a, b eller c. I tillegg er direkte kompresjon uten kuldeutnyttelse aktuelt, videre angitt som alternativ 5.



Figur 21: Integrasjonsalternativer av kald flash-gass.

Lave eksergitap for varmevekslende medier oppnås med lave drivende krefter. De laveste drivende kreftene oppnås i alternativ 1. Alternativ 3 fremstår eksergimessig dårligere enn alternativ 1, men bør undersøkes fordi NGL-ekstraksjonens kraftforbruk påvirkes. Direkte kompresjon, alternativ 5, er en enklere løsning og det spares mange varmevekslere sammenlignet med et integrert tilfelle. Fokus for videre arbeid blir derfor på alternativ 1, 3 og 5.

For alternativ 1, splittstrøm av naturgass, kan gassen splittes på tre forskjellige steder; a, b eller C. En simulering gjengitt i vedlegg J viser at beste splitt oppnås ved splitting etter flytendegjøring. Denne løsningen er gjengitt i Tabell 13 sammen med totalt kraftbehov og eksergivirkningsgrad for alternativ 3 og 5. Overført eksergi betyr i Tabell 13 endring i eksergi for varm prosesstrøm, mens eksergi i flash-gass indikerer hvor mye eksergi som er tilgjengelig i flash-gassen. Eksergivirkningsgrad viser hvor mye av tilgjengelig eksergi som utnyttes ved varmeveksling.

	Overført eksergi [MW]	Eksergi i flash-gass [MW]	Eksergi virkningsgrad [%]	Totalt kraftbehov [MW]	Kraftbehov Flash-gass kompressorer [MW]
Alternativ 1	1,2	4,7	26	254,6	7,2
Alternativ 3	0,2	4,7	4	257,5	13,0
Alternativ 5	0,0	4,7	0	257,5	5,7

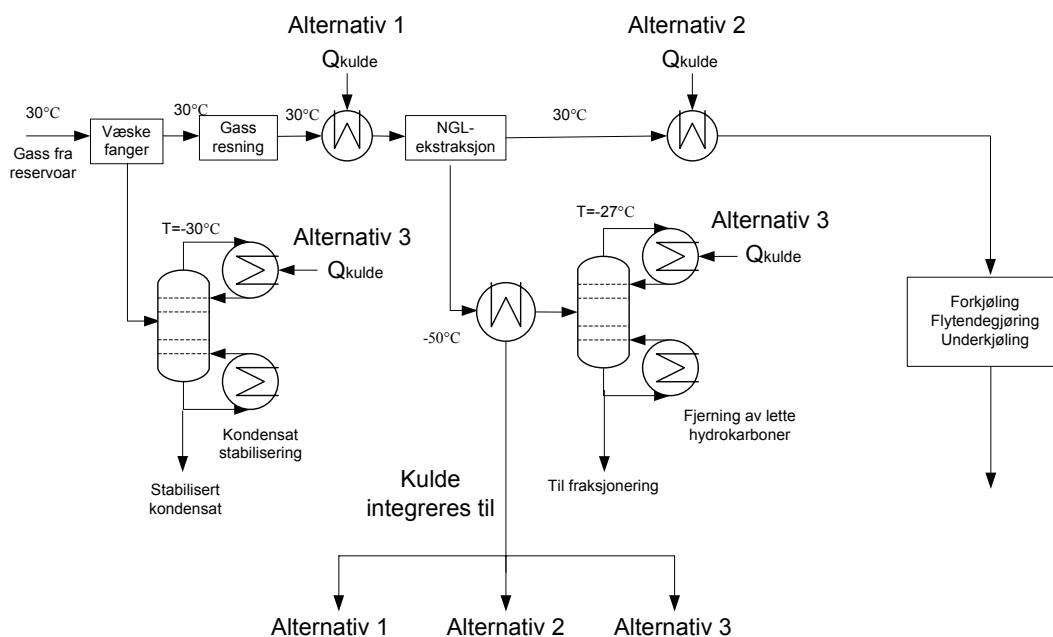
Tabell 13: Eksergi for varmevekslende prosesstrømmer.

Høyest mulig eksergivirkningsgrad for kuldeoverføring oppnås i alternativ 1. Overført eksergi er på 1,2 MW, og reduserer totalt arbeid med 2,9 MW i forhold til et ikkeintegrert tilfelle. Reduksjon i kompressorarbeid er større enn tilførselen av eksergi fordi produksjon av kulde er forbundet med eksergitap i kjøleanlegget. Produksjon av 1 MW eksergi i form av kulde koster mer enn 1 MW kraft. Det velges å gå videre med alternativ 1 for integrasjon av flash-gass, da dette fremstår som den mest gunstige løsningen.

Det observeres at integrasjon før NGL-ekstraksjon er en gunstig løsning ut fra at det gir samme totale kraftbehov som ikke integrert tilfelle, men med 7,3 MW høyere kraftforbruk i flash-gass kompressorer. En kjølekrets kan brukes til å frembringe like mye kulde, men ved lavere drivende krefter. Dersom det for eksempel benyttes en kjølekrets ved 14 °C blir eksergiforbruket bare 1,2 MW. Dette kan beregnes ut fra ligning V.5 i vedlegg K og er mye bedre enn å bruke 4,7 MW eksergi, som er tilfellet ved bruk av flash-gass. Optimalisering av NGL-ekstraksjon med bruk av kjølekretser går ut over oppgavens målsetting. Det velges derfor å legge fokus på god eksergiutnyttelse, men en studie av kjølekretser knyttet opp mot NGL-ekstraksjon kan anbefales.

NGL-forvarming

NGL må forvarmes fra -50 °C til 50 °C før fraksjonering. Kulden kan brukes til å kjøle varme prosesstrømmer. NGL har et eksergiinnhold på 1,1 MW, og et termisk energiinnhold på 6,8 MW i forhold til omgivelser på 35 °C. Kulden i NGL kan utnyttes som indikert i Figur 22 på tre forskjellige steder, angitt i Figur 22 som alternativ 1 til 3.



Figur 22: Integrasjonsalternativer av NGL forvarming.

Lave drivende krefter ved varmeveksling er ønskelig, noe som gjør at alternativ 3 er bedre enn alternativ 1 og 2. Beregninger gjengitt i Tabell 14 bekrefter dette. Alternativ 3, kjøling før NGL-ekstraksjon, kan være gunstig, men utelates av tidligere nevnte årsaker. Tabell 14 viser innholdet av eksergi og energi i NGL, samt hvor mye eksergi og energi de ulike forbrukerne har bruk for. Kjøling av naturgass før forkjøling gjør at all kulde kan utnyttes. Overført eksergi indikerer i dette tilfellet hvor mye eksergi som blir overført ved varmeveksling. For beregning av overført eksergi benyttes ligning V.5 for kolonner og ligning V.4. for kjøling av naturgass før forkjøling. Ligningene er gjengitt i vedlegg K.

Kald prosessstrøm	Eksergi innhold [MW]	Energi Innhold [MW]	Varm prosessstrøm	Overført eksergi [MW]	Energibehov [MW]
NGL forvarming	1,10	6,8	LHC fjerning kondenser	0,34	1,7
NGL forvarming	1,10	6,8	Kondensat stabilisering kondenser	0,08	0,4
NGL forvarming	1,10	6,8	Naturgass før forkjøling	0,03	6,8

Tabell 14: Energi og eksergi for varmevekslende prosessstrømmer.

Å bruke kulde i NGL til å drive kondensere fremstår som den eksergimessig gunstigste løsningen, da drift av begge kondensere gir en eksergiutnyttelse på 42 %. Kjøling av naturgass før forkjøling fremstår som en dårlig løsning, da dette gir lav eksergiutnyttelse

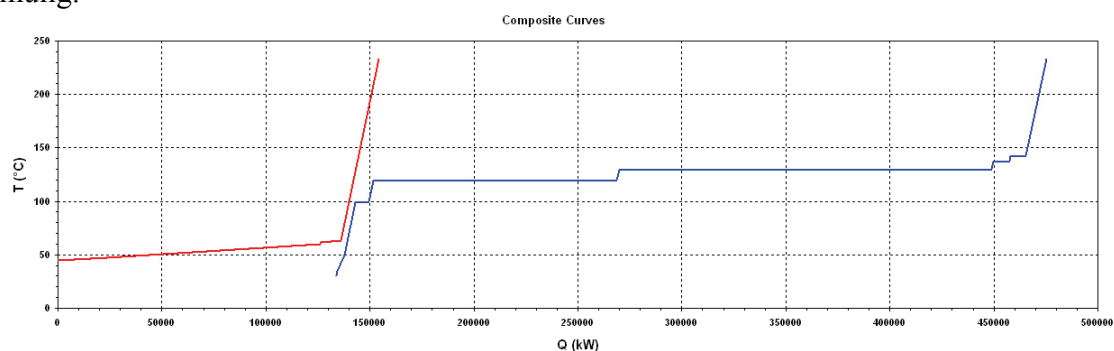
(ca 2,7 %). En simulering i Hysys gir at det er tilgjengelig nok kulde ved riktig temperatur til å drive begge kolonnene. Resterende kulde veksles mot naturgass før forkjøling. Denne vekslingen gir lav eksergiutnyttelse, men er bedre enn å ikke utnytte kulden. Det velges å gå videre med løsning der kald NGL driver begge kondenserne og resterende kulde veksles mot naturgass før forkjøling.

4.2.3 Varmeintegrasjon

LNG-anleggets eksterne oppvarmingsbehov avhenger blant annet av hvor godt varme kilder utnyttes.

Varmeintegrasjon i hovedprosessen

Komposittkurvene for hovedprosessstrømmer over omgivelsestemperatur er gitt i Figur 23 med 10 °C drivende krefter. Komposittkurven i Figur 23 viser at varmeintegrasjon er mulig.



Figur 23: Komposittkurve for prosessstrømmer over omgivelsestemperatur.

	Oppvarming [MW]	Pinch [°C]
Ikke integrert	178,2	-----
Hovedprosess- strømmer integrert	150,9	58 / 48

Tabell 15: Oppvarmingsbehov for integrert og ikkeintegrerte prosessstrømmer.

Tabell 15 viser at potensialet for innspart varme ved integrasjon av hovedprosessstrømmer er 27,3 MW, som tilsvarer ca 15 % reduksjon i termisk behov i hovedprosessen.

Varmeintegrasjon med sekundære prosesser

Varmeintegrasjon mellom sekundære prosesser, og mellom sekundære prosesser og hovedprosessen bør vurderes.

Integrasjon mellom CO₂-fangst anlegget og hovedprosessen

CO₂-fangst anlegget har termisk forbruk ved 130 °C. Termiske kilder er i området 60 °C – 45 °C. Hovedprosessens energibehov mellom kaldt pinchpunkt på 48 °C og 60 °C er veldig lavt, slik at integrasjon med CO₂-fangst anleggets termiske kilder er lite aktuelt, se Figur 23. Hovedprosessen har et varmt pinchpunkt på 58 °C, slik at hovedprosessens varme strømmer er uegnet som termisk kilde til CO₂-fangst anlegget.

Utnyttelse av kompressorvarme

Varme fra kjølekompressorer og CO₂-kompressorer er kandidater for varmeintegrasjon. Det er svært uvanlig å utnytte kompressorvarme da dette kan påvirke regulariteten til kompressorene. På grunn av regularitet vil ikke kompressorvarme bli utnyttet i denne oppgaven. Et avsnitt som viser potensialet for redusert oppvarmingsbehov ved integrasjon av kompressorvarme inkluderes likevel.

Modellering i kapittel 3.7 viser at det produseres ca 0,6MJ varme per kg komprimert CO₂. Gassens temperatur ut av kompressor er ca 200 °C. I kapittel 4.3 beregnes CO₂-produksjonen til å være ca 40 kg/s. Ut fra dette kan tilgjengelig kompressorvarme for CO₂-kompresjon beregnes. Utløpstemperaturen til kjølekompressorene varierer mellom 60 °C og 150 °C og har varierende effekter. Dersom kompressorvarme integreres gir det resultat som gitt i Tabell 16.

	Oppvarming [MW]	Pinch [°C]
Hovedprosesstrømmer og kompressorvarme integrert	118,8	134 / 124

Tabell 16: Oppvarmingsbehov ved integrasjon av kompressorvarme.

Flere prosessstrømmer med temperatur over pinch gjør at prosessens pinchpunkt øker og oppvarmingsbehovet avtar. I forhold til integrasjon av bare hovedprosessstrømmer faller oppvarmingsbehovet med 32,1 MW.

CO₂-fangst anlegget kan forsynes med varme fra CO₂-kompressorene, som har høy nok temperatur til å dekke noe av det termiske forbruket. Et plott i ProPi, gjengitt i vedlegg H, viser at det er mulig å redusere det termiske behovet for CO₂-fangst fra 4,0MJ/kg CO₂ til ca 3,8 MJ/kg CO₂. Dette viser at det er lite å hente på å integrere kompressorvarme i CO₂-fangst anlegget.

4.2.4 Konklusjon varme- og kuldeintegrasjon

Ut fra analysen i kapittel 4.2.2 bør flash-gass brukes til å kjøle en splittstrøm av naturgass. Kald NGL bør drive kondensere under omgivelsestemperatur. Dersom begge kalde strømmene kuldeintegreres resulterer det i et totalt kraftforbruk på 254,3 MW, noe som er en besparelse på 3,2 MW i forhold til et ikke integrert tilfelle.

Integrasjon av hovedprosessstrømmer reduserer det termiske energibehovet med 27,3 MW, som tilsvarer 15 %. Beregningene viser også potensialet for varmeintegrasjon mellom CO₂-fangst anlegget og hovedprosessen er svært begrenset.

4.3 Evaluering av kraft og varmebehov

Resultater av simulering gir at LNG-anlegget uten CO₂-fangst fra røykgass har et kraftforbruk på 257,5MW og et termisk behov på 178,2 MW. Ved varme og kuldeintegrasjon kan anleggets kraft og varmebehov reduseres til henholdsvis 254,3 MW og 150,9 MW. For å best mulig kunne vurdere hvilket kraft/varmesystem som skal benyttes, samt kunne vurdere hvordan termisk energibehov skal dekkes inn er det nødvendig å ha tilnærmede verdier for mekanisk og termisk behov, inkludert CO₂-fangst og kompresjon. Kraftbehov og termisk energibehov til CO₂-fangst og kompresjon er avhengig av hvor mye CO₂ som produseres. Termisk forbruk og kraftforbruk for CO₂-fangst og kompresjon er:

- CO₂-fangst (4MJ/kg CO₂)
- CO₂-kompresjon (0,4MJ/kg CO₂)

Mengde CO₂ som produseres avhenger av hvor effektiv kraft og varmeprosessen er. Nøyaktig forbruk for CO₂-fangst og kompresjon kan derfor ikke fastsettes før design av kraft og varmesystem er gjennomført. Det er likevel mulig å få en indikasjon på hvor mye kraft og varme som er nødvendig for CO₂-fangst og kompresjon. I kapittel 2.3 diskuteres ulike kilder til fygass, og flash-gass kommer ut som det beste alternativet. Gitt at all flash-gass brennes gir det ca 40 kg CO₂/s som gir et termisk forbruk på 170,0 MW i CO₂-fangst anlegget og et forbruk på 16,0 MW i CO₂-kompressorer. Tabell 17 viser hvor mye kraft og varme som er nødvendig for drift av LNG-anlegget inkludert CO₂-fangst og kompresjon av røykgass.

Energibehov	[MW]
Kraftbehov u/CO ₂ -kompresjon av røykgass	254,3
CO ₂ kompresjon røykgass	16,0
Total kraft	270,3
Termisk behov hovedprosess	150,9
CO ₂ -fangst [MW]	170,0
Total termisk energibehov	320,9

Tabell 17: Termisk og mekanisk behov inkludert utskilling og kompresjon av CO₂.

Riktigheten av antagelsen om at all flash-gass må brukes som brensel kan vurderes ut fra en energiberegning. Virkningsgraden til et kombinert kraft og varmeverk avhenger av hvor mye kraft og varme som produseres, men kan typisk ha en energivirkningsgrad på 70 - 80 %. Virkningsgraden til kraft/varmeverket avhenger også av temperaturen til varmen som skal leveres. Dersom det antas 75 % termisk vrikningsgrad på kraft/varmeverket kan mengden brensel beregnes.

$$Q_{\text{brensel}} = \frac{Q_{\text{termisk}} + Q_{\text{mekanisk}}}{\eta_{\text{kraft/varme}}} = \frac{320,9 + 270,3}{0,75} = 788,3 \text{ MW}$$

der:

Q_{brensel} er mengde brensel i MW som må tilføres

Q_{termisk} er det totale termiske behovet

W_{mekanisk} er det totale kraftbehovet

$\eta_{\text{kraft/varme}}$ er virkningsgraden til kraft-varmeprosessen

Det er tilgjengelig ca 780 MW brensel ved forbrenning av all flash-gass. Det antas derfor at tilnærmet all flash-gass må benyttes for å drive kraft/varmesystemet. Nøyaktig brenselforbruk bli bestemt i kapittel 5.3.

5 Inndekking av kraft og varmebehov

Kraft og varmebehovet til LNG-anlegget må dekkes inn på en hensiktsmessig måte. Dette kapitlet omhandler valg og design av kraft og varmesystemet til LNG-anlegget, samt simulering av det beste kraft og varmesystem.

5.1 Kraft og varmesystem

Det velges i denne oppgaven å bruke damp for termisk forsyning. Dette er den vanligste måten å forsyne termiske forbrukere på.

5.1.1 Energibehov

LNG-anlegget, som modellert i kapittel 3, viser at hovedprosessen har et termisk forbruk på 150,9 MW og et kraftforbruk på 254,3. Videre beregnes det i kapittel 4.3 at det tilnærmede termiske forbruket til CO₂-fangst anlegget er på 170,0 MW og kraftbehovet til CO₂-kompressorer er på 16 MW. De fleste termiske forbrukerne ligger i et temperaturområde der det er tilstrekkelig å forsyne dem med damp ved 140 °C. Noen termiske forbrukere ligger over 140 °C, men de har et lavt termisk behov (ca 5 % av totalt) og påvirker ikke kraft og varmesystemet i vesentlig grad. For innledende vurdering av kraft og varmesystemer antas det at hele LNG-anlegget trenger til sammen:

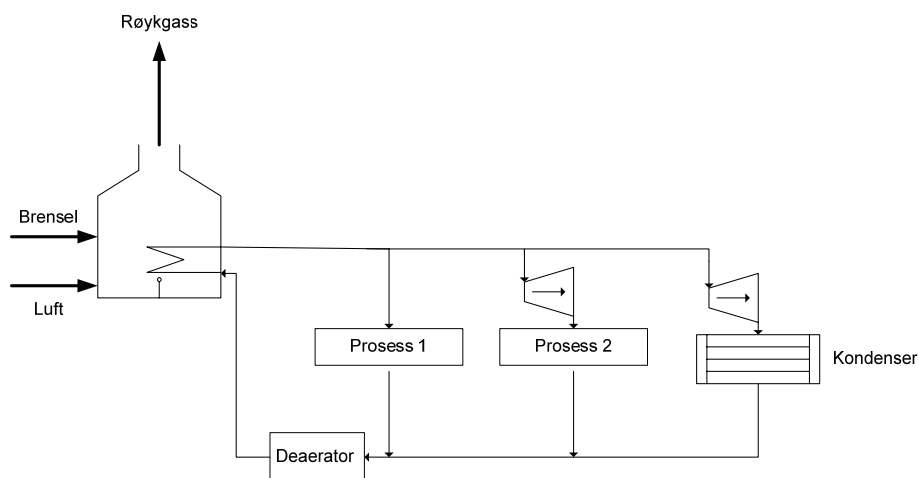
- 320,9MW termisk energi ved 140 °C
- 270,3 MW kraft

Dette gir et varme/kraftforhold på 1,2. Hvor bra et kraft/varmesystem dekker behovet kan vurderes ut fra varme/kraftforholdet til kraft/varmeprosessen. Det kan likevel være litt vanskelig å vurdere hvilke energistrømmer som bør inngå i varme/kraftforholdet, slik at vurdering av de ulike prosessene gjøres ut fra varme/kraftforhold, virkningsgrad og brenselforbruk.

5.1.2 Dampprosess

Et system basert på damp er aktuelt for forsyning av både kraft og varme. Et slikt system består primært av:

- Fyrt kjel
- Distribusjonssystem
- Termiske forbrukere
- Damp turbin
- Deaerator

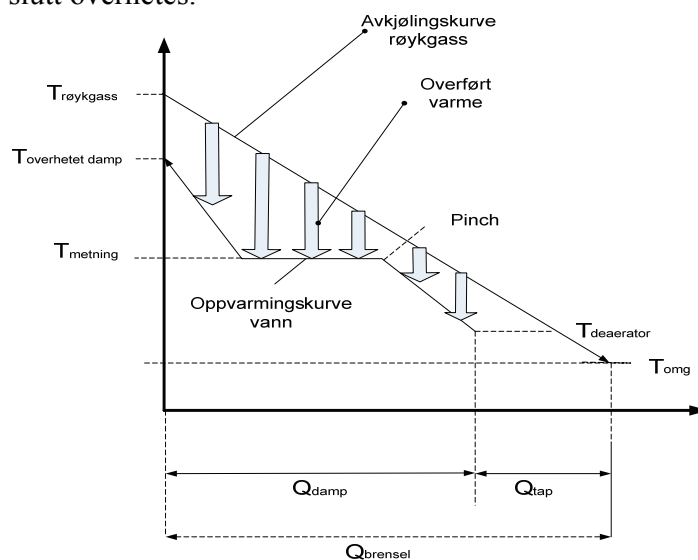


Figur 24: Skisse av en dampprosess.

Figur 24 viser et enkelt dampsystem der damp produseres i en fyrte kjel, og distribueres til tre ulike typer forbrukere. Prosess 1 trenger damp på et høyt trykknivå, prosess 2 trenger damp på et lavere trykknivå slik at mottrykksturbiner benyttes, mens en kondensasjonsturbin ekspanderer damp til kondensasjon. Etter forsyning av forbrukere fjernes inertgasser i en deaerator. Væsken pumpes til høyere trykk og sendes på nytt inn på kjelen. Pumper og ventiler for trykkutjevning er utelatt fra figuren for å bedre oversikten. I det videre arbeidet diskuteres de ulike utstyrskomponentene i et dampsystem.

Fyrte kjeler

Dampproduksjon skjer i de fleste tilfeller i fyrte kjeler, der brensel brennes og produserer varm røygass. Den varme røygassen varmeveksler mot trykksatt vann som varmes opp, fordampes og til slutt overhetes.



Figur 25: Avkjølingskurve for røygass og oppvarmingskurve for prosessdamp.

Figur 25 viser dampproduksjon i en fyrkjel der oppvarmingskurven for vann er koblet mot avkjølingskurven for røykgass. Underkjølt vann tilføres kjelen, og forlater kjelen som overhettete damp. Røykgassen avkjøles i kjelen til en temperatur over temperaturen i deaerator. Q_{brensel} er tilført energi i form av brensel, og Q_{damp} er mengden energi som overføres til damp. Q_{tap} angir røykgasstapene. Energivirkningsgraden til en kjel er forholdet mellom produsert damp, og tilført energi i form av brensel.

Energivirkningsgraden kan komme opp i 93 % for store industrielle kjeler [7].

Selv om kjelen har en bra energivirkningsgrad kan eksergivirkningsgraden være dårligere. Det store området mellom avkjølingskurven for røykgass og oppvarmingskurven for vann viser at det er store drivende krefter med tilhørende irreversibiliteter og eksergitap. Eksergitapet kan reduseres ved å introdusere flere trykknivå.

Termiske forbrukere

Varmeoverføring fra damp til kald prosesstrøm skjer gjennom kondensasjon av dampen. Kondensert damp forlater de termiske forbrukerne som mettet væske. Trykknivået på dampen bestemmer kondensasjonstemperaturen. For høyt trykk (temperatur) kan skade kalde prosesstrømmer, spesielt amin i CO₂-fangst anlegg. Dersom tilgjengelig damp har for høyt trykk, må trykket reduseres. Det finnes primært to metoder for trykkreduksjon.

- Ekspansjon i turbin (behandles i neste avsnitt)
- Struping

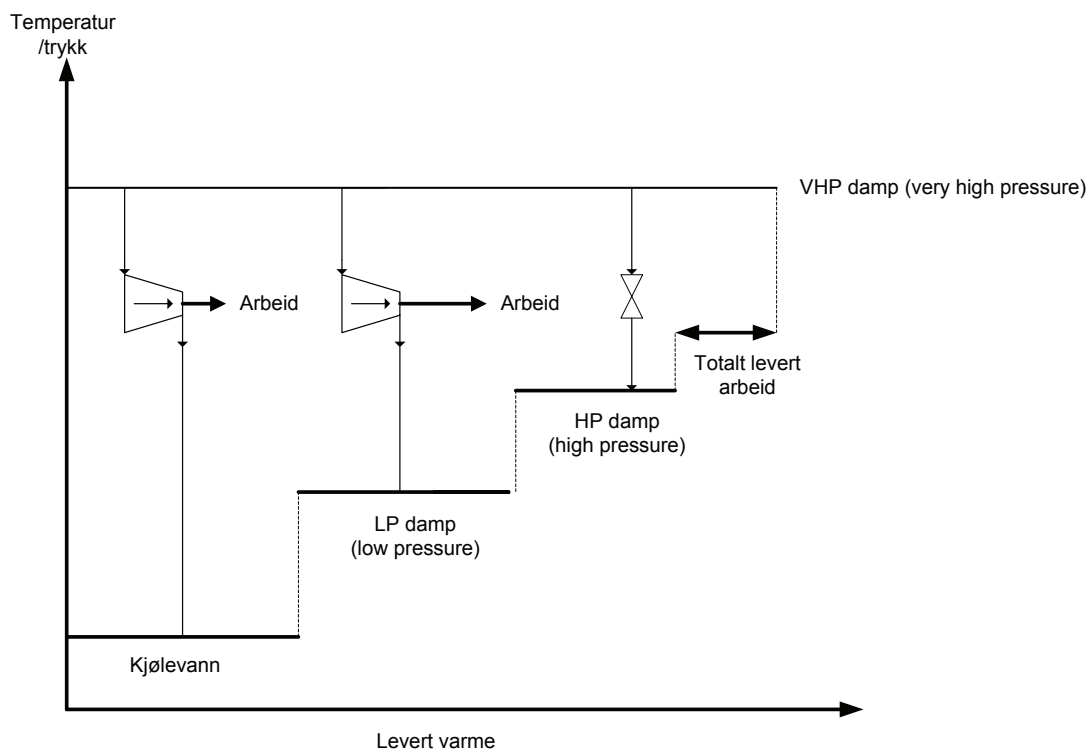
Trykket til dampen kan avlastes gjennom struping. Struping medfører at graden av overheting øker. Det er derfor vanlig å tilsette vann for å oppnå normal overheting. Struping medfører eksergitap. Bruk av ekspander vil være en eksergimessig bedre løsning da denne leverer arbeid.

Dampturbiner

Dampturbiner er vanlig i eldre LNG- og gassbehandlingsanlegg og er mye brukt på grunn av sin gode pålitelighet. Dampturbiner bruker damp som arbeidsmedium der damp ved høyt trykk og temperatur ekspanderer til lavere trykk og temperatur. Det finnes flere typer turbiner:

- **Mottrykksturbiner** ekspanderer damp til et trykk høyere enn atmosfæretrykk. Dampen ut av turbin brukes til å forsyne termisk energi til forbrukere.
- **Kondensasjonsturbiner** ekspanderer damp til et trykk under atmosfære. Trykk bestemt av kjølevannstemperatur. En turbin kan ikke ekspandere damp for langt inn i tofaseområdet da dette kan ødelegge turbinen. Maksimalt væskeinnhold for damp ut av turbin er ca 5-10 mol %. Damp kondenseres med kjølevann etter ekspansjon
- **Ekstraksjonsturbiner** er en kombinasjon av mottrykk- og kondensasjonsturbiner. Ekstraksjonsturbiner åpner for uttak av damp ved

forskjellige trykknivå for å forsyne termiske forbrukere. Damp som ikke trekkes ut ekspanderes til kondensasjon.



Figur 26: Kraftproduksjon med dampturbin.

Figur 26 viser to turbiner som bruker VHP (very high pressure) damp til å produsere arbeid. Turbin 1 er en kondensasjonsturbin som leverer kraft og utløpsdamp kondenseres med kjølevann. Turbin 2 er en mottrykksturbin der utløpsdamp har et trykk som gjør at termiske forbrukere kan forsynes av kondensvarmen. I Figur 26 er det også illustrert en strupeventil som struper damp fra VHP til HP trykk.

Deaerator

I enkelte tilfeller kan inertgasser komme inn i dampkretsen. Inertgasser ødelegger for varmeovergang både ved koking og kondensasjon. Inertgasser fjernes i en deaerator som opererer ved litt over atmosfæretrykk (ca 1,2 bar). Damp bobles gjennom væske som kommer fra termiske forbrukere og turbiner. Dampen tar med seg inertgasser og slippes ut på toppen av deaerator.

Energianalyse av dampprosess

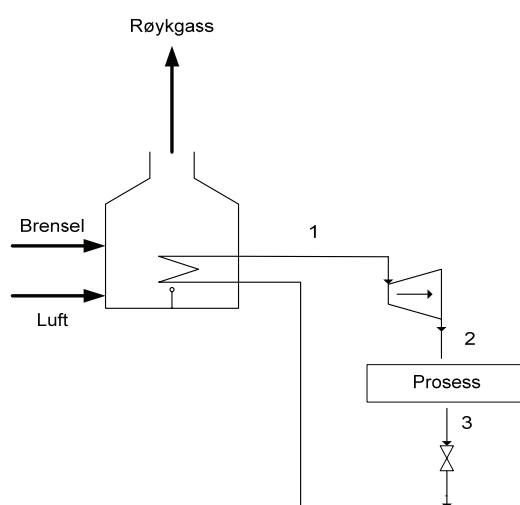
En enkel beregning gjennomføres for å vurdere hvor godt egnet et dampsystem vil være for å dekke inn energibehovet til LNG-anlegget. En tilsvarende beregning vil i kapittel 5.1.4 bli gjennomført for å vurdere en kombinert gass og dampturbinprosess. Beregningen som gjennomføres er en forenkling av et virkelig dampsystem og resultatene må vurderes deretter. Resultatene kan bare indikere om et system er lovende,

eller ikke lovende. Termisk og mekanisk behov er beregnet i kapittel 4.3. beregnet til å være:

- 320,9 MW termisk energi ved 140 °C
- 270,3 MW kraft

Et dampsystem har en kjele med driftstrykk på 100 bar, og en temperatur på utløpsdamp ut av kjele på 480 °C. Dampen ekspanderes adiabatisk i turbin til metningspunkt ved 140 °C. Kondensvarme tas ut som termisk forsyning til prosessen. For å begrense energitap til kjølevann bør mottrykksturbin benyttes til det termiske behovet er dekket.

Mottrykksturbinen ekspanderer damp til metningspunkt ved 3,6 bar som tilsvarer 140 °C. Videre inndekking av kraftbehov skjer gjennom bruk av kondensasjonsturbiner.



Figur 27: Kraftproduksjon i mottrykksturbin.

Punkt	Temperatur [°C]	Trykk [bar]	Entalpi, h [kJ/kg]	Fase
1	480	100,0	3321	Gass
2	140	3,6	2734	Gass
3	140	3,6	589	Væske

Tabell 18: Temperatur, trykk og entalpiverdier for Figur 27 [19].

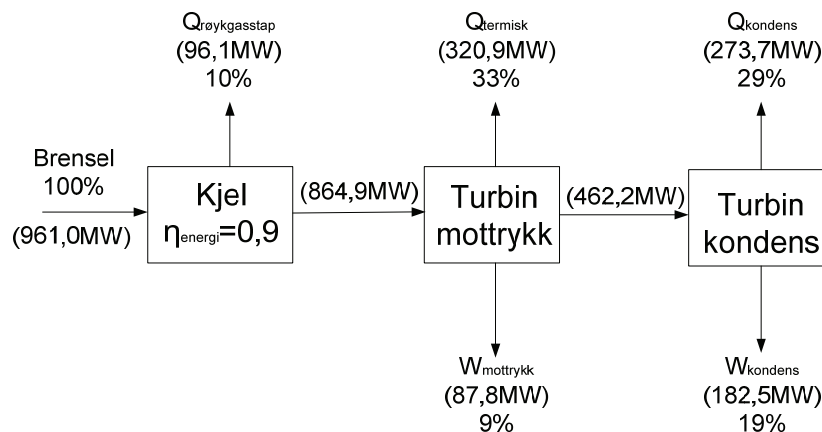
Levert kraft fra mottrykksturbinen, W_{mottrykk} , er entalpидifferansen mellom punkt 1 og 2, mens levert termisk energi, Q_{termisk} , er entalpидifferansen mellom punkt 2 og 3. Differansen i entalpi mellom punkt 2 og 3 er betydelig større enn differansen mellom punkt 1 og 2, noe som indikerer at det termiske behovet er dekket lenge før det mekaniske.

$$Q_{termisk} = m(h_2 - h_3) = 320,9 \text{ MW} \Rightarrow m = \frac{Q_{termisk}}{(h_2 - h_3)} = \frac{320,9 \text{ MW}}{(2734 - 589) \text{ kJ / kg}} = 149,6 \text{ kg / s}$$

$$W_{mottrykk} = m(h_1 - h_2) = 149,6 \text{ kg / s} (3321 - 2734) \text{ kJ / kg} = 87,8 \text{ MW}$$

$$\frac{Q_{termisk}}{W_{mottrykk}} = \frac{320,9 \text{ MW}}{87,8 \text{ MW}} = 3,7$$

I følge beregningen er termisk produksjon er 3,7 ganger større enn kraftproduksjonen ved bruk av mottrykksturbin. LNG-anleggets varme/kraftforhold på 1,2 resulterer i at kondensasjonsturbin må benyttes for å dekke resten av kraftbehovet. Moderne dampprosesser med kondensasjonsturbiner har en energivirkningsgrad på opp til 40 % [20]. Da de resterende 182,5 MW kraft må dekket inn av kondensasjonsturbiner betyr det at tapene til kjølevann blir betydelige. Ved 40 % virkningsgrad på kondensasjonsturbiner vil det være et kjølevannstap på 273,7 MW. De store kjølevannstapene gjør at et dampsystem ikke er en gunstig løsning for å dekke inn kraft og varmebehovet. Energiflyt og antagelser for det beregnede dampsystemet er gitt i Figur 28, der produsert damp mates inn i mottrykksturbin til det termiske behovet er dekket. Ytterligere inndecking av kraftbehov skjer i kondensasjonsturbin. De ulike prosentatsene angir hvor del den stor del av de ulike strømmene utgjør av totalt tilført energi.



Figur 28: Energistrømmer for dampsystem med mottrykk- og kondenserturbin.

Det er viktig å påpeke at definisjonen av varme/kraftforholdet er viktig for at det skal gi et riktig bilde av prosessen. Dersom kraftproduksjon fra kondenserturbinen inkluderes i varme/kraftforholdet gir det forhold på 1,2, som indikerer at dampsystemet er en gunstig løsning. Den tar ikke hensyn til kjølevannstapene. Det velges derfor å definere varme/kraftforholdet for dampsystemet som forholdet mellom levert termisk energi og levert kraft fra mottrykksturbinen, fordi kondensvarme fra kondenserturbinen likevel er tap. Dette gir et mer riktig bilde av hvor godt kraft/varmeprosessen dekker behovet. Energivirkningsgraden for anlegget er forholdet mellom utnyttet energi og tilført energi i brensel, som bli på 61 % i dette tilfellet.

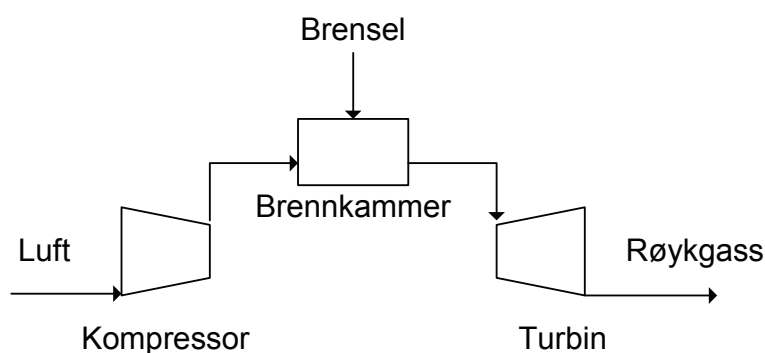
Konklusjon damp turbin prosess

En damp turbin prosess har betydelige tap på grunn av bruk av kondensasjonsturbin. I det beregnede tilfellet er energitapene på 369,8 MW, og virkningsgraden på 61 %.

5.1.3 Gassturbin med varmegjenvinning

Virkemåte

Gassturbinen har som primære formål å produsere kraft. Gassturbinen består av en kompressor, et brennkammer og en turbin. Kompressoren komprimerer luft. Luft og brensel brennes i brennkammeret. Røykgassen ekspanderes i turbinen hvor det tas ut arbeid. I følge GTPRO brukes omtrent 50 % av arbeidet som leveres av turbinen til å drive kompressoren. Kompressorarbeidet avhenger imidlertid av omgivelsestemperaturen, som er innløpstemperaturen til kompressoren.



Figur 29: Prinsippskisse av en gassturbin.

Typer

Gassturbiner klassifiseres i to grupper:

- Aeroderiverte
- Industrielle

Industrielle gassturbiner er designet for industrielle formål, mens aeroderiverte gassturbiner er modifiserte flyturbiner for industrielt bruk. Gassturbiner kan bestå av flere kompressorer og turbiner, der hver turbin og kompressor er koblet på hver sin aksel. Alle gassturbiner over ca 60 MW enakslede gassturbiner, og alle flyturbiner er flerakslede [21].

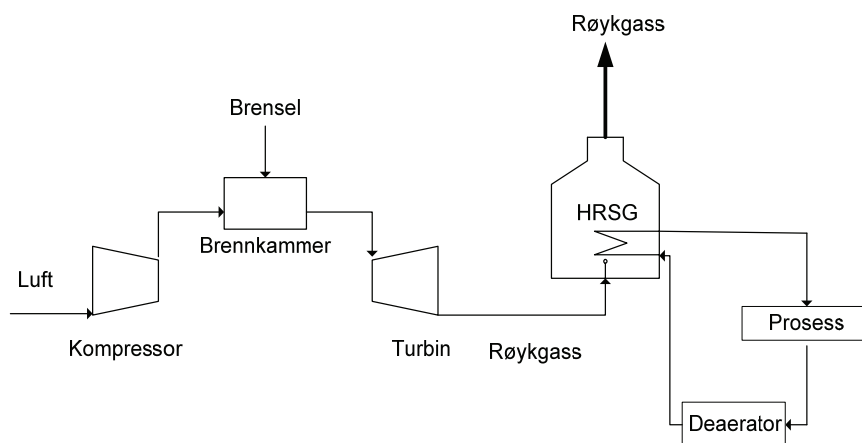
Effektivitet

En gassturbin kan ha (avhengig av type som velges) en energivirkningsgrad på opp til ca 40 %. En mer vanlig gassturbin har virkningsgrad på ca 37 %. En gassturbin er designet for en gitt last og har et optimalt driftspunkt. Avvik fra optimalt driftspunkt resulterer i lavere virkningsgrad. En mindre mengde energi forlater gassturbinen i form av strålevarme og konveksjon fra gassturbinens overflate. Resterende energi følger med gassturbinens eksosgass som kan ha en temperatur på 500 °C – 600 °C. Den varme eksosgassen kan brukes til å forsyne termiske forbrukere med varme. Utnyttelse av eksosvarmen øker energivirkningsgraden. Antar videre at energitap i forbindelse med strålingsvarme og konveksjonsvarme fra gassturbinens overflate er neglisjerbar.

Eksosvarme

Eksosvarmen kan utnyttes for dampproduksjon i en HRSG (Heat Recovery Steam Generator). En HRSG er en ikke fyrte kjel der varme fra eksosgassen overføres til vann og damp. Mengde varme i røykgassen vil avhenge av energivirkningsgraden til gassturbinen.

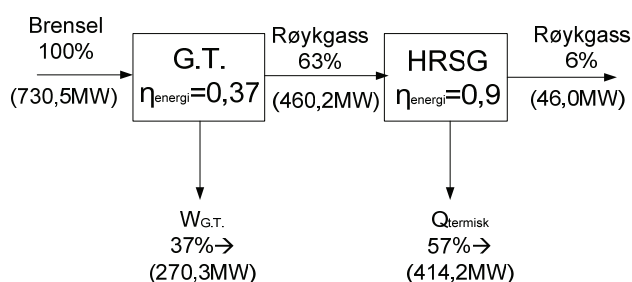
Ved 37 % energivirkningsgrad på gassturbinen, vil 63 % av tilført energi være igjen i røykgassen. Varme overføres på tilsvarende måte som for fyrt kjel, som gitt i Figur 25. For fyrt kjel er varmeinnholdet i røykgassen lik 100 % av tilført brensel, mens der for en HRSG vil være ca 63 % av tilført brensel, avhengig av virkningsgraden til gassturbinen. Som for fyrt kjel, vil det være noe røykgasstap knyttet til bruk av HRSG. En skisse av gassturbin og HRSG gitt i Figur 30, der dampen som genereres brukes til å forsyne termiske forbrukere, angitt som prosess.



Figur 30: Prinsippkisse av en gassturbin med gjenvinning av røykgassvarme.

Energianalyse

All kraft (270,3 MW) dekkes av gassturbinen med 37 % energivirkningsgrad. Dette gir et beregnet brenselforbruk på 730,5 MW. Ved kjelvirkningsgrad på 90 % kan det leveres 414,2 MW varm damp fra HRSG. Forutsetninger og beregninger av energistrømmer er gjengitt i Figur 31.



Figur 31: Energistrømmer for gassturbin med varmegjenvinning.

Utnyttbar termisk energi i røykgass (ved 90 % virkningsgrad i kjel) er på 414,2 MW. Dette er høyere enn det totale termiske behovet på 320,9 MW. Det er likevel ikke gitt at energien i røykgassen er tilgjengelig ved høy nok temperatur. Et plott i ProPi, gjengitt i vedlegg D, viser at det med drivende krefter på 10 °C er tilgjengelig 336,1 MW termisk energi i røykgassen ved temperatur over 140 °C, slik at tilleggsfyring ikke er nødvendig. Dette gir:

$$\frac{Q_{termisk}}{W_{mottrykk}} = \frac{336,1MW}{270,3MW} = 1,4$$

Det er viktig å poengtere at det er tilgjengelig 336,1 MW termisk energier. Det utnyttes likevel ikke mer enn 320,9 MW termisk energi fra røykgass, som utgjør 44 % av tilført brensel. Energivirkningsgraden for systemet blir derfor: 37 % + 44 % = 81 %

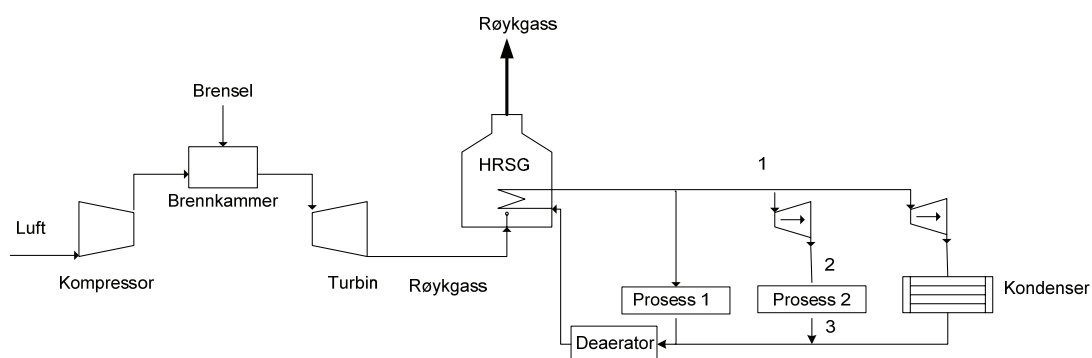
Konklusjon

Varme/kraftforholdet til en gassturbinprosess med varmegjenvinning er på 1,4. Dette er mye bedre enn en ren dampprosess, men det er fortsatt en del energitap i systemet. Virkningsgraden er på 81 %

5.1.4 Kombinert gassturbin og dampturbin

Virkemåte

I en kombinert gass- og dampturbinprosess genereres det kraft i en gassturbin og damp i HRSG, som beskrevet i kapittel 5.1.3. Dampen ekspanderes i enten mottrykks eller kondensasjonsturbiner for kraftproduksjon. Noe damp kan også brukes direkte til termisk forsyning. En skisse av en kombinert gass og dampturbin er gitt i Figur 32. Introduksjon av dampturbin gir et fleksibelt system der kraft og varmeproduksjon kan optimaliseres for best mulig å dekke de kraft og varmebehov som skal dekkes. Dampprosessen tilsvarer prosessen som gitt i kapittel 5.1.2.



Figur 32: Prinsippskisse av en kombinert gassturbin og dampturbinløsning.

Effektivitet

Energivirkningsgraden til systemet avhenger i stor grad av hvor mye varme som tapes til kjølevann i kondensasjonsturbinen. Hvor mye varme som går tapt til kjølevann avhenger av forholdet mellom termisk og mekanisk behov til LNG-anlegget. Ved høyt termisk behov i forhold til kraftbehov vil mye av kondensvarmen til dampen utnyttes og trekke opp energivirkningsgraden. Ved lavt termisk behov vil mye kondensvarme gå tapt til kjølevann.

Energianalyse

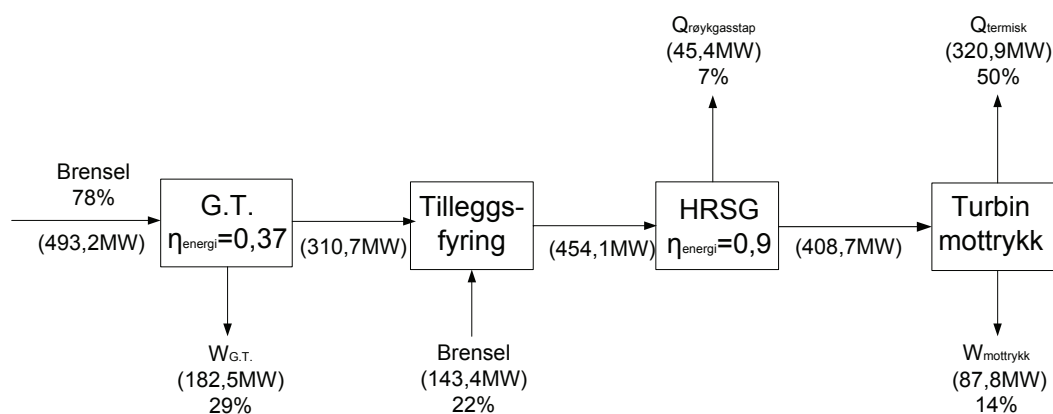
Ved bruk av kombinert gass og dampturbin skal totalt levert kraft fra gassturbin og dampturbin dekke kraftbehovet på 270,3 MW. Som for dampprosess i kapittel 5.1.2

gjelder det at det ikke er ønskelig med kondensasjonsturbin da dette gir store kjølevannntap. Struping av VHP damp medfører eksergitap og bør unngås. Det termiske behovet bør dekkes ved bruk av ekspandert VHP damp. For entalpiverdier vises det til beregning for dampprosess med Figur 27 og Tabell 18 i kapittel 5.1.2. Levert kraft fra mottrykksturbinen, W_{mottrykk} , er entalpidifferansen mellom punkt 1 og 2 i Figur 32. Levert termisk energi, Q_{termisk} , er entalpidifferansen mellom punkt 2 og 3 i Figur 32.

$$Q_{\text{termisk}} = m(h_2 - h_3) = 320,9 \text{ MW} \Rightarrow m = \frac{Q_{\text{termisk}}}{(h_2 - h_3)} = \frac{320,9 \text{ MW}}{(2734 - 589) \text{ kJ/kg}} = 149,6 \text{ kg/s}$$

$$W_{\text{mottrykk}} = m(h_1 - h_2) = 149,6 \text{ kg/s} (3321 - 2734) \text{ kJ/kg} = 87,8 \text{ MW}$$

Totalt kraftbehov er på 270,3 MW. Mottrykksturbinen leverer 87,8 MW, som resulterer i at resterende 182,5 MW kraft må dekkes av gassturbin. Ved 37 % virkningsgrad i gassturbin gir det for lite varme i røykgass slik at tilleggsfyring må benyttes. Tilleggsfyring gjør at det er mulig å oppnå et varme/kraftforhold på 1,2. Energiflyten i en kombinert prosess er gitt i Figur 33. Energivirkningsgraden til systemet er på 93 %, som er veldig høy virkningsgrad.



Figur 33: Energiflyt i kombinert prosess med tilleggsfyring.

$$\frac{Q_{\text{termisk}}}{W_{\text{G.T.} + \text{mottrykk}}} = \frac{320,9 \text{ MW}}{270,3 \text{ MW}} = 1,2$$

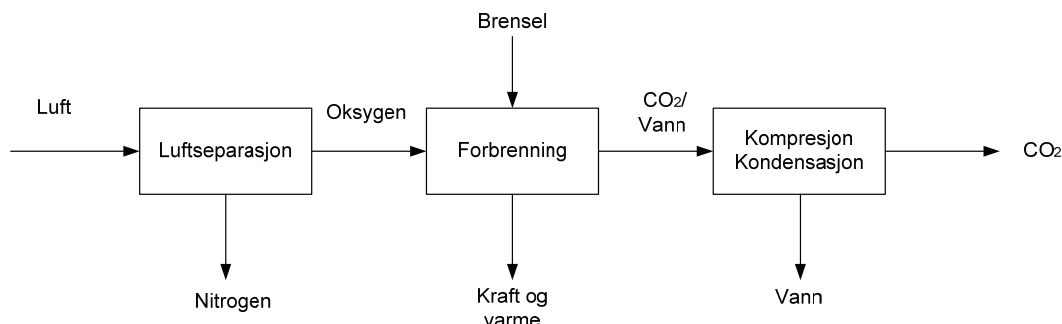
Konklusjon

Tilleggsfyring er nødvendig for å fremskaffe nok termisk energi, noe som gir et varme/kraftforhold på 1,2 og total virkningsgrad på 93 %. All kondensvare utnyttes i prosessen.

5.1.5 Oxyfuel forbrenning

Et alternativ til å fange inn CO₂ etter forbrenning er å brenne brenselet i rent oksygen. Dette medfører at avgassene består av bare CO₂ og vann. Ved CO₂-kompresjon til ønsket deponeringstrykk kondenserer vannet fra forbrenningsprosessen ut. Oxyfuel forbrenning

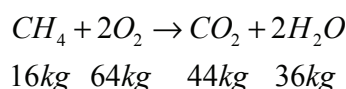
kan benyttes på dampprosess, gassturbinprosess og en kombinert prosess. Figur 34 viser en konseptskisse over et slikt system.



Figur 34: Flytdiagram for oxyfuel kraft/varmeproduksjon.

Eksergibetraktning

Den termodynamiske kvaliteten til aminrensing og oxyfuel forbrenning kan finnes ved hjelp av en eksergibetraktning rundt kraft og varmeforbruket til de to alternative prosessene. En ideell støkiometrisk forbrenningsprosess med metan som brensel er gjengitt i ligning 1, sammen med massen til de ulike komponentene ved forbrenning av 1 kmol metan. Mengden produsert CO₂ fra en forbrenningsprosess pr. enhet avgitt energi avhenger av karbon/hydrogenforholdet til det brenselet som brennes. Naturgass inneholder for det meste metan (over 82 %), slik at brukbarheten til oxyfuel vurderes ut fra forbrenning av metan. Dette er likevel en forenkling, slik at ved en detaljert analyse må sammensetningen til brenselet vurderes.



Ligning 1

Oksygenproduksjon krever kraft, mens CO₂-rensing med amin krever termisk energi.

- Produksjon av O₂[22]: ca 0,9 MJ/kg O₂ → 1,31 MJ/kg CO₂.
- Rensing av CO₂ med amin: ca 4 MJ/kg CO₂, med 130 °C i amin koker.

Termisk energiforbruk for CO₂-fangst kan ikke direkte sammenlignes med kraftforbruket til O₂ produksjon, slik at en eksergibetraktning av blir nødvendig. Arbeid er 100 % eksergi, mens eksergiforbruk for CO₂-fangst med amin gis avfølgende uttrykk:

$$e=q\left(1-\frac{T_0}{T_H}\right)=4,0MJ\left(1-\frac{308K}{403K}\right)=0,94MJ/kgCO_2$$

der:

e er overført eksergi [MJ/kg]

q er tilført termisk energi [MJ/kg]

T₀ er omgivelsestemperatur [K]

T_H er temperatur på tilført damp [K]

I Tabell 19 sammenlignes eksergiforbruket til aminrensing, og produksjon av rent oksygen for oxyfuel forbrenning.

	Oxyfuel	Aminrensing
Termisk forbruk[MJ/kg CO ₂]	0,00	4,00
Kraftforbruk [MJ/kg CO ₂]	1,31	0,00 ²
Eksergiforbruk [MJ/kg CO ₂]	1,31	0,94
CO ₂ kompresjon [MJ/kg CO ₂]	0,40	0,40
Totalt eksergiforbruk [MJ/kg]	1,71	1,34

Tabell 19: Eksergiforbruk for oxyfuel forbrenning v.s. aminrensing.

Ut fra beregningene gjengitt i Tabell 19 antydes det at aminrensing er det beste valget for CO₂-minimalisert kraft og varmeproduksjon, da dette alternativet har det laveste eksergiforbruket. Eksergi alene kan ikke vurdere om oxyfuel forbrenning er bedre enn aminrensing. Det er derfor nødvendig med en energianalyse knyttet opp mot det modellerte LNG-anleggets termiske og mekaniske behov.

Energibalanse

Produksjon av oksygen resulterer i høyere kraftbehov og et lavere termisk behov sammenlignet med aminrensing. Dette får konsekvenser for kraft og varmesystemet:

- Damp turbinprosess
Lavere termisk behov og høyere kraftbehov resulterer i høyere bruk av kondensasjonsturbin, med tilhørende større tap i kondenser.
- Gassturbin med varmegjenvinning
Høyere kraftproduksjon gir mer termisk energi i røykgass. Da energien i røykgass er låst til å dekke termiske forbrukere, resulterer det i høyere røykgasstap.
- Kombinert gass og damp turbin
Økt mekanisk behov og lavere termisk behov gjør at kraftproduksjon i kondensasjonsturbin blir nødvendig. Se vedlegg I for bergninger.

Tekniske utfordringer

Ved forbrenning i rent oksygen oppstår det lokalt høye temperaturer. Dette stiller spesielle krav til teknisk utstyr:

- Gassturbin
Temperaturen til røykgass inn på turbin i gassturbin er begrenset til 1200 °C - 1300 °C av materialtekniske årsaker. For å oppnå dette er det behov for stort luftoverskudd (ca 3 ganger støkiometrisk mengde) i konvensjonelle gassturbiner. Ved oxyfuel forbrenning vil det derfor bli nødvendig med dampinjeksjon i

² Et aminanlegg for CO₂-fangst har også et mekanisk behov for å drive pumper og lignende. Dette behovet er imidlertid lite i forhold til det termiske behovet og kan neglisjeres [16].

brennkammer for å begrense temperaturen til 1200-1300°C. Alternativet til dampinjeksjon kan være resirkulert CO₂. Dette behandles i kapittel 5.1.6.

- Dampsystem
Enklere og trolig mer realistisk gjennomførbart på kort sikt enn oxyfuel
forbrenning i gassturbin da en kjel tåler høyere temperaturer enn gassturbinen.

Valg av brensel

Fordelen med oxyfuel forbrenning er at det ikke er nødvendig å bygge separasjonsanlegg for CO₂ etter forbrenning. Brensel bør derfor velges slik at forbrenningsproduktet bare er CO₂ og vann. Dersom det finnes betydelige mengder andre gasser enn CO₂ og vann, må CO₂ skilles ut i et CO₂-fangst anlegg. I denne oppgaven er det valgt å bruke flash-gass som brensel for kraft/varmeproduksjon. Flash-gass inneholder ca 23 % nitrogen som oppfører seg som inertgass og kommer ut som nitrogen i røykgassen. Det betyr at det må benyttes både luftseparasjonsanlegg og CO₂-fangst anlegg. CO₂-konsentrasjonen i røykgassen er likevel høyere ved oxyfuel forbrenning, noe som forenkler rensesprosessen.

Konklusjon

Overgang fra CO₂-fangst med amin til oxyfuel forbrenning resulterer i et høyere eksergiforbruk. Det vil i følge beregningene bli større energitap i kraft og varmeprodukerende enheter. Vedbruk av oxyfuel forbrenning må bygges et luftseparasjonsanlegg for produksjon av oksygen i tillegg til at det må bygges anlegg for CO₂-fangst på grunn av nitrogen i brenselet. Oxyfuel forbrenning er derfor trolig ikke hensiktsmessig for kraft og varmeproduksjon til LNG-anlegg med flash-gass som brensel.

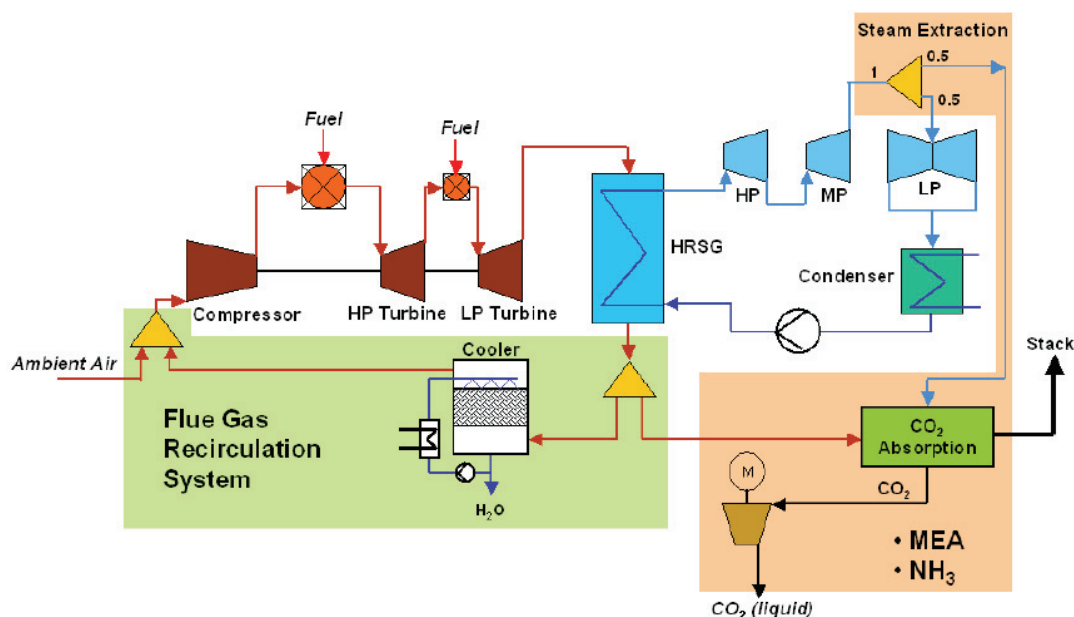
5.1.6 Resirkulering av røykgass

Resirkulering av røykgass kan brukes for å:

- Øke konsentrasjonen av CO₂ i røykgassen ved konvensjonell gassturbineteknologi.
- Redusere temperaturer ved oxyfuel forbrenning.

Konvensjonell gassturbineteknologi

Størrelsen på absorber i CO₂-fangst anlegget avhenger av volumstrømmen til røykgassen. Luftoverskuddet i forbrenningsprosessen (for å holde nede innløpstemperatur på turbin) resulterer i veldig store røykgassmengder (400-500m³/s i følge GTPRO) som må strømme gjennom CO₂-absorpsjonskolonnen. En måte å redusere mengden røykgass er å erstatte noe luft i kompressoren med avkjølt røykgass. En skisse for denne type prosess er vist i Figur 35.



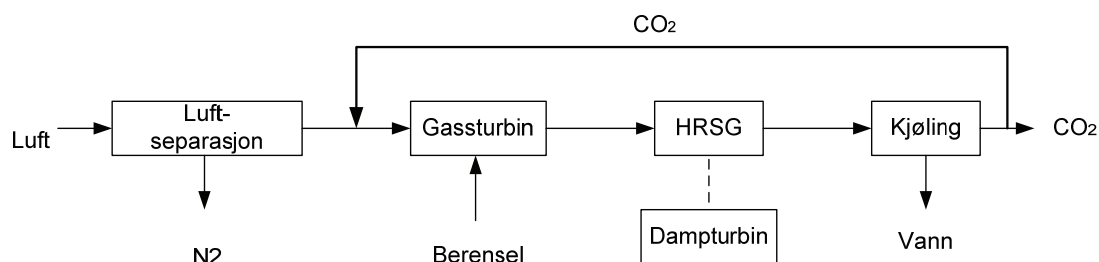
Figur 35: Alstom kraftverk med resirkulering av røykgass.

Figur 35 viser en Alstom kraftprosess [23] med to trinns ekspansjon for røykgass i gassturbin. Ekstra fyring finner sted mellom de to turbinene i gassturbinen. I tillegg finnes det tre dampturbiner for kraftproduksjon, samt ekstraksjon av prosessdamp for å drive CO₂-fangst anlegget.

Resirkulering av røykgass resulterer i høyere CO₂-konsentrasjon som kan gi høyere innhold av CO₂ per amin, noe som kan redusere det termiske behovet i strippekolonnen. Samtidig påvirkes gassturbinen ved at luft erstattes med røykgass. Effektene av dette er likevel så små at energiforbruket ikke endrer seg nevneverdig [15]. Resirkulering av røykgass har liten effekt på det termiske behovet til CO₂-fangst anlegget da mengden CO₂ som skal fjernes er den samme. Resirkulering resulterer i mindre absorpsjonskolonner for CO₂, som kan være investeringsmessig gunstig. Det er likevel noe usikkert om resirkulering av røykgass er investeringsmessig gunstig da det kompliserer anlegget [15].

Resirkulering av røykgass ved oxyfuel forbrenning

Som omtalt i kapittel 5.1.5, vil oxyfuel forbrenning i gassturbiner resultere i for høye temperaturer inn på turbin dersom ikke det gjøres noe for å redusere temperaturen. Reduksjon av temperatur inn på turbin kan gjøres ved å lede noe avkjølt CO₂ tilbake til gassturbinens kompressor, som vist i Figur 36. Dette øker "luft"/brenselforholdet og reduserer temperaturen inn på turbin. Teknologien for å gjøre dette er likevel ikke kommersielt tilgjengelig. Resirkulering av CO₂ ved ren dampprosess gjøres for å redusere temperaturene i kjelen.



Figur 36: Konseptskisse for resirkulering av CO₂ ved oxyfuel forbrenning.

Konklusjon

Resirkulering av røykgass i konvensjonelle gassturbiner kan gi reduserte investeringskostnader, men dette er likevel noe usikkert. En detaljert økonomisk analyse ligger utenfor oppgavens målsetting, og det velges derfor å utelate resirkulering av røykgass i det videre arbeidet. Oxyfuel forbrenning utelates fordi det i kapittel 5.1.5 vurderes å være lite gunstig for det simulerte LNG-anlegget.

5.1.7 Valg av kraft og varmesystem

Dette delkapittelet omhandler vurdering av de ulike kraft og varmeprosessene diskutert i kapittel 5.1.2 til kapittel 5.1.4. Følgende prosesser blir vurdert:

- 1) Dampturbinprosess
- 2) Gassturbin med varmegjenvinning
- 3) Kombinert gass og dampturbin

Energivirkningsgrad

Energivirkningsgraden til alle kraft og varmeprosessene styres av det termiske forbruket til hovedprosessen og CO₂-fangst anlegget. Tabell 20 viser varme/kraftforholdet, brenselforbruket og virkningsgraden for de ulike energiprosessene diskutert i kapittel 5.1.2 til kapittel 5.1.4. Verdiene for brenselforbruk er gitt med større nøyaktighet enn nøyaktigheten i beregningene skulle tilsi. Det velges likevel å presentere beregningene med så stor nøyaktighet for at verdiene skal samsvare med energistrømmene i Figur 28, Figur 31 og Figur 33.

	Varme/ kraftforhold produksjon	Varme/ kraftforhold LNG-anlegg	Brensels forbruk [MW]	Virkningsgrad [%]
Rent dampsystem	3,7	1,2	961,0	61
Gassturbin med varmegjenvinning	1,4	1,2	730,5	81
Kombinert gass og dampturbin	1,2	1,2	636,6	93

Tabell 20: Varme/kraftforhold for produksjon av kraft og varme.

- **For et rent dampsystem** er ikke det termiske behovet stort nok til å kunne bruke bare mottrykksturbiner. Bruk av kondensasjonsturbiner er nødvendig, noe som trekker ned virkningsgraden for dampsystemet sammenlignet med begge gassturbinprosessene.
- **For gassturbin med varmegjenvinning** er det tilgjengelig mer energi i røykgass enn det som er nødvendig for å forsyne de termiske forbrukerne. Overskudd av termiske energi i røykgass er tap.
- **For en kombinert prosess** kreves det tilleggsfyring for å fremskaffe nok termisk energi. En kombinert prosess vil således gi en bedre energivirkningsgrad enn bare gassturbindrift, og fremstår som den energimessig beste kandidaten for kraft og varmforsyning.

Driftsaspekter

Et dampturbinssystem er enkelt og veldig pålitelig. Prosessdamp kan produseres i kjel uten at dampturbiner driftes. Dette er gunstig for regulariteten til anlegget. En gassturbin er mindre pålitelig enn en dampturbin slik at antall uventede stopp kan bli høyere ved bruk av gassturbin. En gassturbin krever også mer vedlikehold. Produksjon av prosessdamp i HRSG forutsetter at gassturbinen er i drift. Ved bruk av kombinert prosess vil drift av dampturbinen i utgangspunktet være avhengig av at gassturbinen driftes. Slike koblede avhengigheter øker faren for teknisk svikt og utfall av kraft og varmeproduksjon.

Konklusjon

En dampturbinprosess kan utelates på grunn av store energitap til kjølevann. Gassturbin med varmegjenvinning er en enklere løsning enn en kombinert prosess, men gir høyere energitap. Det velges å gå videre med den kombinerte prosessen, da denne gir det laveste brenselforbruket, høyest virkningsgrad, og det beste varme/kraftforholdet i forhold til LNG-anleggets varme/kraftforhold. Energibetraktningene rundt de ulike kraft og varmesystemene er basert på beregnet energiforbruk i hovedprosessen og antatt energiforbruk i CO₂-fangst anlegget. Det faktiske forbruket for CO₂-fangst vil avhenge av detaljert design av kraft og varmesystemet. Resultatene er derfor forbundet med noe usikkerhet. Detaljanalyse av kraft og varmeproduksjon vil mest sannsynlig endre det totale kraft og varmebehovet. Dersom det endres mye bør valget av kraft og varme prosess vurderes på nytt.

5.2 Trykknivå på damp

Dette kapittelet omhandler valg av antall trykknivå for termisk forsyning, samt hvordan trykket for hvert nivå bør settes.

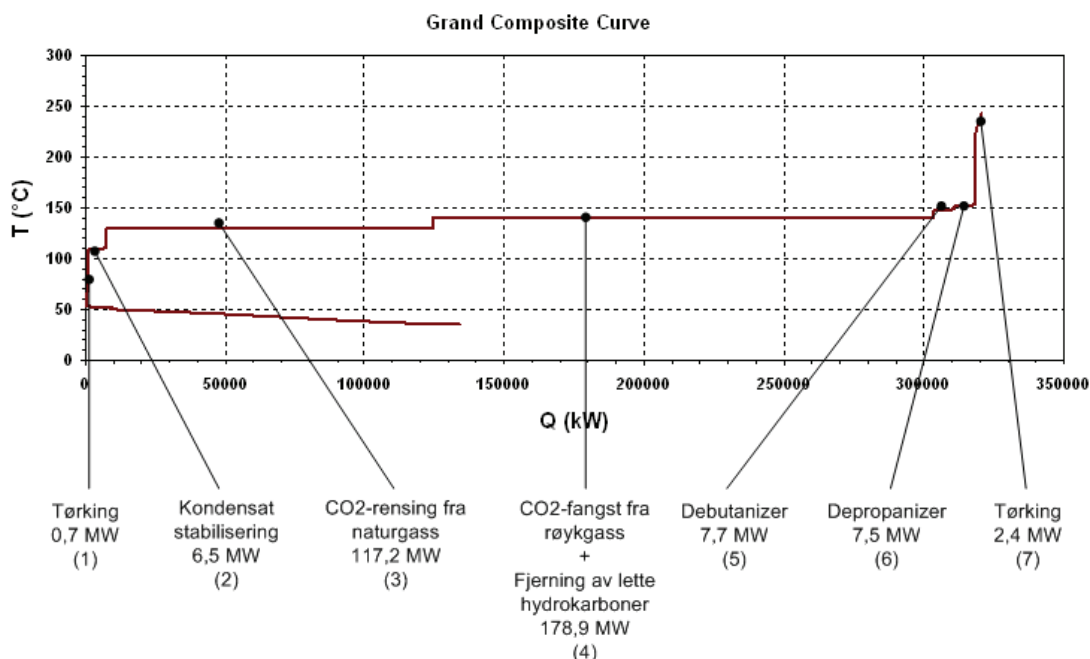
5.2.1 Antall trykknivå

Antall trykknivå som velges påvirker anlegget både energimessig og investeringsmessig. Mange trykknivå gjør det enklere å tilpasse dampnivåene til de termiske forbrukerne. God tilpassning er viktig, da dette gir små drivende krefter med tilhørende reduserte

irreversibiliteter. Lave irreversibiliteter resulterer i lavere eksergitap og redusert fyringsbehov. Samtidig som anlegget blir termodynamisk bedre ved bruk av flere trykknivå, vil anleggets kompleksitet og investeringskostnad gå opp. For termiske kraftverk (bare dampturbin eller kombinert gass og dampturbin) er det vanlig med tre trykknivå, da dette sies å gi optimal avveining mellom investering og effektivitet[24]. For Kårstø gassbehandlingsanlegg er det valgt å bruke ett trykknivå i røykgasskjelene[24]. Hvor mange trykknivå som velges og ved hvilke trykk de plasseres, avhenger av hvordan det termiske forbruket ser ut.

5.2.2 Valg av trykknivå

De termiske forbrukerne til det vareintegreerte LNG-anlegget varierer mellom 53 °C og 233 °C, der det store termiske forbruket (92 %) ligger på 120 °C og 130 °C. Bare en relativt liten del (ca 2,4 MW) av det termiske forbruket er ved 233 °C. Anlegget har også et lavt (6,5 MW) termisk forbruk på 110 °C og et enda lavere termisk forbruk på 0,7 MW under 110 °C. Det bør poengteres at et forbruk på 6,5 MW er et betydelig behov for termisk energi, men at det blir lite i denne sammenhengen, da de samlede termiske behovene er veldig store. De termiske forbrukerne angis som nummer 1 til 7 avhengig av hvilke temperaturer de opererer ved, se Figur 37.



Figur 37: Komposittkurve for prosesstrømmer. Termiske forbrukere er indikert.

En eksergimessig optimal løsning vil være å dekke alle termiske forbrukerne med hvert sitt trykknivå, da dette gir lavest irreversibiliteter og best eksergivirkningsgrad. Område 5 og 6 har så liten differanse i temperatur (4 °C) at det velges ett trykknivå for dette området. Område 1 og 2 dekkes med ett trykknivå, da område 1 har et lavt termisk forbruk. Dette gir optimalt 5 trykknivå. Dette er for mange trykknivå, og vil ikke være

realistisk for et virkelig LNG-anlegg. Alternativt kan det velges 4, 3, 2 eller ett trykknivå for termisk forsyning.

Ved valg av 4 trykknivå bør område 1 og 2 dekkes inn med samme trykknivå som område 3, fordi område 1 og 2 har lavt termisk forbruk (6,5MW + 0,7MW) og en driftstemperatur bare 20 °C lavere enn driftstemperaturen i område 3. Fire trykknivå er også for mange til at det vil bli valgt i praksis.

Tre eller færre trykknivå er realistisk. Følgende forkortelser indikerer de forskjellige trykknivåene:

- LP – Lavtrykksdamp
- MP – Mellomtrykksdamp
- HP – Høytrykksdamp

Ved valg av tre trykknivå det finnes det tre ulike måter å plassere trykknivåene.

- Alternativ 1: LP dekker område 1, 2 og 3. MP dekker område 4 og 5 og 6. HP dekker område 7.
- Alternativ 2: LP dekker område 1, 2, 3 og 4. MP dekker område 5 og 6. HP dekker område 7.
- Alternativ 3: LP dekker område 1, 2 og 3. MP dekker område 4. HP dekker område 5, 6 og 7.

Ved valg av to trykknivå finnes det to ulike måter å plassere trykknivåene.

- Alternativ 1: LP dekker område 1, 2, 3, 4, 5 og 6. HP dekker område 6
- Alternativ 2: LP dekker område 1, 2, 3 og 4. HP dekker område 5, 6 og 7.

Ved valg av ett trykknivå er trykknivået gitt, og må ha et høyt nok trykk til å dekke den mest kresne forbrukeren. I et virkelig anlegg vil det trolig velges 2 eller 3 trykknivå. Hvor mange trykk som skal benyttes kan vurderes ut fra en eksergibetraktning av tilført energi. Andelen eksergi for varmeoverføring ved konstant temperatur er gitt av ligning 2:

$$E = Q \left(1 - \frac{T_0}{T_H} \right)$$

der:

E er tilført eksergi [MW]

Ligning 2

Q er tilført termisk energi [MW]

T₀ er omgivelsestemperatur [K]

T_H er temperatur på tilført damp [K]

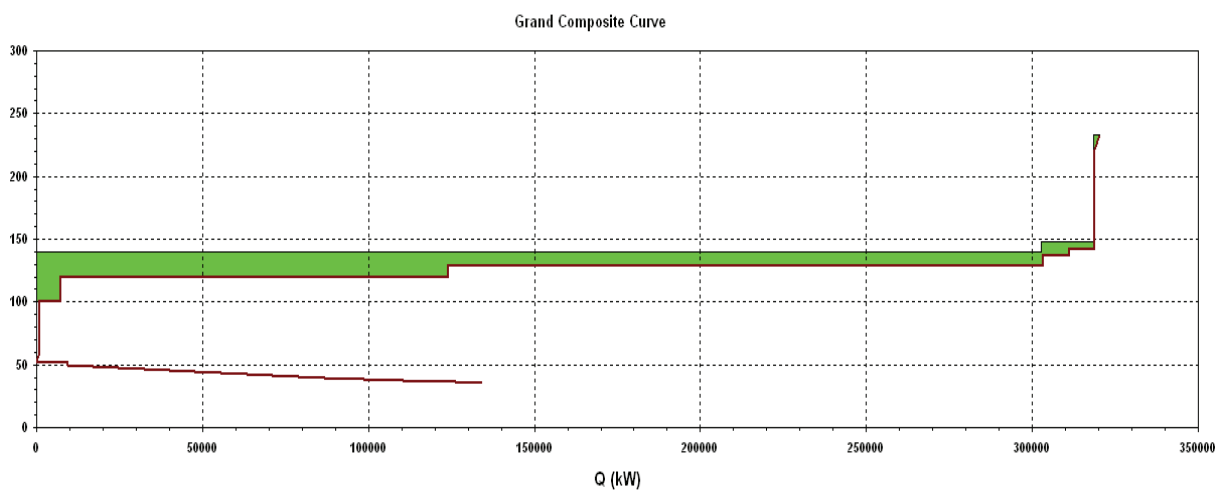
Tilført eksergi ved ulike trykknivå beregnes ut fra ligning 2. Resultatene er gjengitt i Tabell 21, og representerer total tilført eksergi for alle trykknivåene. Se vedlegg C for tilført eksergi og temperaturer for hvert trykknivå. Det velges 10 °C drivende krefter mellom damp og termiske forbrukere.

Antall trykknivå	Alternativ	Tilført termisk energi, Q [MW]	Tilført eksergi, E [MW]
5	1	320,9	79,7
4	1	320,9	80,0
3	1	320,9	82,3
	2	320,9	82,3
	3	320,9	81,9
2	1	320,9	88,4
	2	320,9	84,2
1	1	320,9	129,4

Tabell 21: Eksergiforbruk ved ulike trykknivåvalg for termisk forsyning.

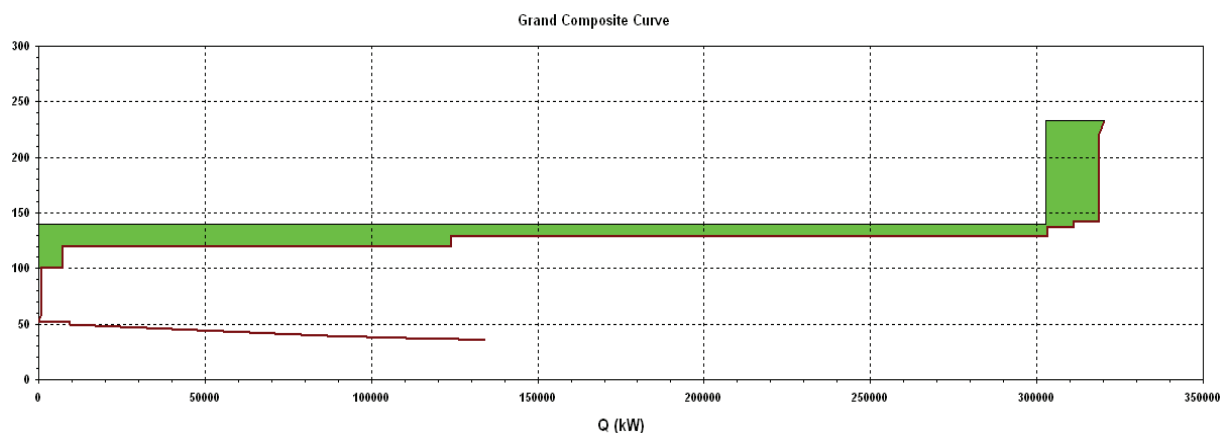
Beregningene viser som ventet at 5 trykknivå gir det laveste eksergiforbruket. En reduksjon til 4 trykknivå øker eksergiforbruket minimalt. Reduksjon fra 4 til 3 og 2 trykknivå øker eksergiforbruket med henholdsvis ca 2,2 og 4,2 MW for de beste trykkplasseringene for 3 og 2 trykknivå. En reduksjon til 1 trykknivå gir en betydelig økning i eksergiforbruk. Bruk av ett trykknivå gir store tap og kan derfor utelates.

Fire trykknivå er for mange, og fordi ett trykknivå gir for store tap, resulterer det i at to eller tre trykknivå er realistisk. For den beste trykkplasseringen for tre trykknivå vil varmeoverskuddskurven se ut som i Figur 38.



Figur 38: Termisk forsyning ved bruk av tre trykknivå.

For den beste trykkplasseringen for to trykknivå blir varmeoverskuddskurven som vist i Figur 39.



Figur 39: Temperaturnivået til damp for termisk forsyning ved bruk av to trykknivå.

De grønne områdene indikerer drivende krefter mellom temperaturnivået på damp og temperaturnivået til de termiske forbrukerne, med tilhørende irreversibiliteter. Eksergiligningene gir at drivende krefter gir eksergitap. Dette bekreftes av beregningene gjengitt i Tabell 21. Varmeoverskuddskurvene i Figur 38 og Figur 39 er laget ut fra et termisk forbruk beregnet i kapittel 4.3 med minimum temperaturredifferanse, ΔT_{Min} , på 10 °C. Temperaturnivået til varmeoverskuddskurvene over pinch er redusert med $1/2\Delta T_{\text{Min}}$ for at ikke temperaturnivåene på damp og forbrukere skal falle sammen. Temperaturnivået til de termiske forbrukerne er derfor gitt ved de temperaturene de faktisk opererer, og ikke modifiserte temperaturer som normalt genereres i varmeoverskuddskurven.

5.2.3 Konklusjon

Valg av antall trykknivå vil være en avveining mellom investering og eksergiforbruk. Eksergiforbruket øker for hvert trykknivå som fjernes. Den største økningen i eksergiforbruk skjer ved reduksjon fra to til ett trykknivå. Forbruket i eksergi øker ved reduksjon fra tre til to trykknivå, men likevel bare 2,4 %. Dette ansees som en så liten økning at en reduksjon til to trykknivå er gunstig. Det velges derfor å gå videre med to trykknivå for detaljert simulering. For to trykknivå:

- HP damp: 243 °C, 17,6 MW \rightarrow 35,0 bar, 10,0 kg/s (damp)
- LP damp: 140 °C, 303,3 MW \rightarrow 3,6 bar, 141,2 kg/s (damp)

Observasjon

Trykknivået på depropanizer og debutanizer ble i kapittel 3.4 satt slik at kondenser skulle kunne drives med sjøvann. Dette resulterte i høyere trykk og høyere temperatur i kolonnens koker. Disse to kokerne kommer her i følge eksergibetraktningen i kapittel 5.2 behov for termisk forsyning av HP damp med tilhørende store drivende krefter. Det kan derfor være gunstig å redesigne fraksjoneringsstoget, slik at kokertemperaturene faller på samme nivå som kokeren i CO₂-fangst anlegget. Disse to kokerne kan da forsynes med LP damp. Dette kan tenkes å være gunstig da eksergitapet i forbindelse med termisk forsyning blir lavere. Temperaturnivået i kondenser kan da bli så lavt at kulde fra

kjøleanlegget må benyttes. Dette øker kjølebehovet og kraftforbruket i kjølekompressorene og taler derfor imot en trykkreduksjon.

5.3 Simulering av kraft og varmeprosess

Dette kapittelet omhandler detaljert simulering av kraft og varmesystemet. Simulering gjennomføres i GTPRO.

Termiske og mekaniske behov

Kraft [MW]	270,3
Varme [MW] (LP damp)	303,3
Varme [MW] (HP damp)	17,6

Tabell 22: Beregnede termiske og mekaniske behov for varmeintegrert LNG-anlegg.

Termiske og mekaniske behov, gjengitt i Tabell 22, er verdier beregnet i kapittel 4.3 basert på en antagelse om at all flash-gass skal benyttes til kraft/varmeforsyning, samt at det skal benyttes to trykknivå ved termisk forsyning. Når detaljert beregning gjennomføres, må det termiske forbruket til CO₂-fangst og kraftforbruk til CO₂-kompresjon justeres slik at det tilsvarer den faktiske CO₂-produksjonen fra kraft og varmesystemet. Det faktiske termiske og mekaniske behovet vil derfor være likt, lavere eller høyere enn det antatte energiforbruket gjengitt i Tabell 22.

5.3.1 Simulering

I GTPRO må det spesifiseres en rekke parametere for anlegget som skal simuleres. Dette gjelder:

- Lufttemperatur (settes til 45 °C, se kapittel 2).
- Valg av gassturbin (velges til å være to stykker AltstomGT11N2 gassturbiner).
- Brenselsammensetning (tilsvarer sammensetningen til flash-gass, 77 % metan og 23 % nitrogen, nedre brennverdi på 32,9MJ/kg)
- Trykk, temperatur og massestrømmer i dampkretser
 - Høytrykksdamp: 35 bar, 243 °C, 10,0 kg/s
 - Lavtrykksdamp: 3,6 bar, 140 °C, 141,2 kg/s.
- Antall trykknivå i HRSG. 3 trykknivå velges der laveste trykk bare forsyner deaerator.
- Trykkfall på 0,1 bar velges over absorpsjonskolonne for CO₂-fangst fra røykgass [15].

I tillegg til de spesifiserte parametrene, ligger det inne ferdige verdier for en rekke parametere som trykktap i HRSG, virkningsgrad i pumper og temperatur i deaerator. Det finnes flere ferdig innlagte verdier uten at de gjengis her. Graden av tilleggsfyring bestemmes av GTPRO ut fra gitt massestrøm i dampkretsene. Simulering kjøres for kraft og varmeproduksjon som gitt i Tabell 22 og resultater er gjengitt i Tabell 23.

Resultater:	
Kraftproduksjon [MW]	270,3
Termisk produksjon (LP damp) [MW]	303,3
Termisk produksjon (HP damp) [MW]	17,6
Brenselforbruk [kg/s]	20,7
Produksjon CO ₂ [kg/s]	37,3
CHP virkningsgrad	90,6 %

Tabell 23: Simuleringsresultater fra GTPRO for gitt termisk og mekanisk behov.

For gitt produksjon av kraft og varme gir en produksjon av CO₂ som er mer nøyaktig enn den beregnede i kapittel 4.3. Termisk forbruk til CO₂-fangst og kraftforbruk til kompresjon kan beregnes ut fra kjent CO₂-produksjon, og sammenlignes med antatt CO₂-produksjon fra kapittel 4.3. Resultatet er gjengitt i Tabell 24 og omfatter bare termisk og mekanisk forbruk til CO₂-fangst og kompresjon, da dette er de eneste variable forbrukerne. Tabell 23 kan ansees som første iterasjon for å finne endelig termisk og mekanisk behov.

	Beregninger fra kapittel 4.3 [MW]	Beregnete verdier fra GTPRO simulering [MW]	Avvik [MW]
Termisk forbruk CO ₂ -fangst	170,0	149,2	20,8
Kraftforbruk CO ₂ -kompresjon	16,0	14,9	1,08

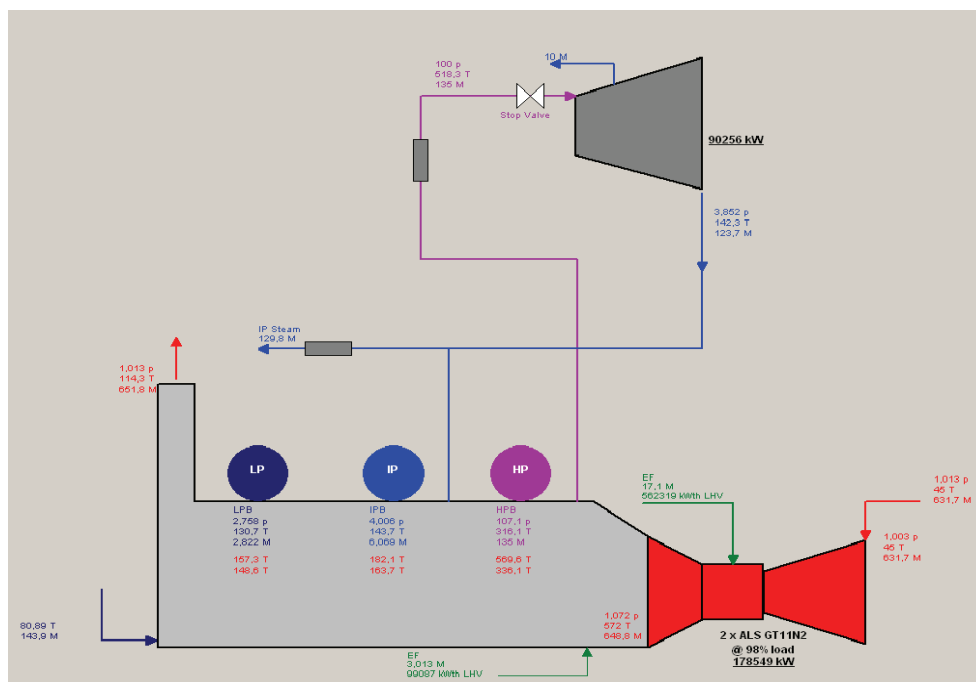
Tabell 24: Avvik fra beregnede verdier.

5.3.2 Konvergens

Å oppgå konvergens for termisk og mekanisk forbruk og produksjon er en iterativ prosess som gjennomføres manuelt. Med konvergens menes her den situasjonen der produsert kraft og varme er likt behovet. Konvergens oppnås ved å justere gassturbinens produksjon av kraft, samt massestrømmer i dampkretsene inntil CO₂-produksjonen ikke endrer seg for ytterligere iterasjoner. Resultatene for konvergent situasjon er gitt i Tabell 25. Et skjematisk fremstilling av kraft og varmeprosessen er vist i Figur 40.

	Produksjon [MW]	Forbruk [MW]
Kraft		
Kjølekretser + hovedprosess + CO ₂ -kompresjon (CO ₂ fra naturgass)	254,3	254,3
CO ₂ -kompresjon (CO ₂ fra røykgass)	14,5	14,5
Totalt kraft	268,8	268,8
Termisk		
CO ₂ -fangst - røykgass	142,5	142,5
Hovedprosess	133,3	133,3
Total LP damp ved 3,6 bar	278,5	278,8
Total HP damp ved 35 bar	17,6	17,6
Gassturbin [kg/s]	17,1	
Tilleggsfyring [kg/s]	13,0	
Total brensel [kg/s]	20,1	
CO ₂ -produksjon [kg/s]	36,3	
CHP virkningsgrad [%]	89,3 %	
Kraftvirkningsgrad [%]	40,6 %	

Tabell 25: Simuleringsresultater ved konvergent situasjon.



Figur 40: Skjematiske fremstilling av simulering i GTPRO.

5.3.3 Brenselforbruk

Ut fra beregninger gitt i kapittel 5.3, vil det være behov for 20,1 kg/s flash-gass for drift av gassturbin og tilleggsfyring. Tilgjengelig flash-gass er 22,7 kg/s, altså 2,6 kg/s høyere enn forbruket. Mengden flash-gass kan reduseres ved å redusere temperaturen til LNG inn på LNG-ekspander, se Figur 10. Lavere temperatur inn på LNG-ekspander resulterer i høyere kraftforbruk i kjøleanlegget, som igjen må dekkes av kraft/varmesystemet. I tillegg til at mengden flash-gass reduseres, vil nitrogenfraksjonen i flash-gassen og LNG-produktet gå opp. Ved å justere underkjølingsgraden til LNG kan mengden flash gass reduseres til 20,1kg/s, men dette fører til at LNG-produktet får en nitrogenfraksjon på litt over 1 %, som overskrider produktspesifikasjonene. Usikkerheter knyttet til beregninger gjør at det ikke er sikkert at brenselforbruket blir nøyaktig som beregnet. Dette blir mer utførlig diskutert i kapittel 6. På grunn av usikkerheter i beregningene velges det å ikke justere LNG-prosessen for å tilpasse mengden flash gass til behovet. Avviket mellom tilgjengelig flash gass og forbruket er bare på 10 %, slik at en justering av LNG-prosessen ikke vil gi mer nøyaktige resultat. Det antas derfor videre at det er et overskudd på flash gass i forhold til behovet.

5.3.4 Røykgassammensetning

N ₂ mol %	O ₂ mol %	CO ₂ mol %	SO ₂ mol %	H ₂ O mol %	Ar mol %
71,330	11,801	3,555	0,000	12,469	0,846

Tabell 26: Røykgassammensetning.

CO₂-innholdet i røykgassen er på 3,555 mol %, noe som er normalt for gassfyrte kraft/varmeprosesser. I det simulerte kraft/varmesystemet er det introdusert tilleggsfyring, som i utgangspunktet brenner opp mer oksygen og gir høyere CO₂-konsentrasjon i røykgass. På grunn av nitrogeninnholdet i brenselet, vil ikke konsentrasjonen av CO₂ bli så stor som ved forbrenning av ren metan.

5.4 Resultater

Modelleringsresultater av kraft/varmesystemet, samt LNG-anleggets produksjon av LNG og fraksjonerte komponenter er gjengitt i Tabell 27. Noen av resultatene i Tabell 27 er forskjellige fra resultatene presentert i Tabell 11 i kapittel 3.9 da resultatene i Tabell 27 inkluderer termisk og mekanisk behov til CO₂-fangst og kompresjon.

Kraft og varme	
Totalt kraftforbruk [MW]	268,7
Totalt termisk behov [MW]	296,1
Produksjon	
LNG [kg/s]	297,7
Propan [kg/s]	4,41
Butan [kg/s]	6,58
Kondensat [kg/s]	56,5
Anleggets effektivitet	
Kraftforbruk pr. kg LNG [kWh/tonn]	250,7
Termisk forbruk pr. kg LNG [kWh/tonn]	276,3

Tabell 27: LNG-anleggets produksjon, termisk og mekanisk forbruk og effektivitet.

Det totale kraftbehovet er på 250,7 kWh per tonn produsert LNG. Dette kan sammenlignes med Snøhvit som har et forbruk på 230 – 240 kWh/tonn LNG[3]. Snøhvit ligger i et kaldere klima, som gir gunstigere driftsbetingelser, slik at det er naturlig at kraftbehovet er lavere. Differansen i omgivelsestemperatur mellom Qatar og Snøhvit gjør at forskjellen kanskje burde vært enda større. Inkludert i 250,7 kWh/tonn LNG er også kompresjon av CO₂ fra røykgass. På Snøhvit slippes CO₂ fra kraft/varmeproduksjon til atmosfære, slik at det spares noe kompressorarbeid.

6 Diskusjon

Som beregnet i kapittel 5.4 har LNG-anlegget et termisk forbruk på 276,3 kWh/tonn LNG, og et kraftforbruk på 250,7 kWh/tonn LNG. Til sammenligning har Snøhvit et kraftforbruk på 230-240 kWh/tonn LNG [3], der CO₂ fra kraft/varmesystemet ikke skilles ut og komprimeres. Snøhvit ligger i et kaldere klima, som gjør at kraftbehovet til kjølekompressorene blir lavere. Et kraftforbruk på 250,7 kWh/tonn LNG fremstår som høyere, men likevel kanskje for lavt i forhold til kraftforbruket i eksisterende anlegg på Melkøya.

LNG-anleggets hovedprosess, som er modellert i kapittel 3, har et termisk behov på 178,2 MW, der termisk behov til CO₂-fangst fra røykgass ikke er inkludert. Varmeintegrasjon kan redusere behovet for ekstern varmforsyning. Potensialet for redusert oppvarmingsbehov ved bruk av varmeintegrasjon er beregnet til 23,7 MW. Dette tilsvarer en reduksjon i termisk behov til hovedprosessen på ca 15 %. Dersom også termisk energiforbruk til CO₂-fangst inkluderes i det totale forbruket blir redusert termisk energibehov på ca 7 %. Kompressorvarme fra ulike kompressorer i anlegget kan integreres for å redusere det totale eksterne oppvarmingsbehovet ytterligere, men dette kan påvirke regulariteten til kompressorene og er derfor ikke vanlig. Det er betydelige mengder varme som går tapt i kjølere etter kompressorer, slik at en studie knyttet til regularitet ved utnyttelse av kompressorvarme bør gjennomføres. Integrasjon av kalde prosessstrømmer kan redusere det totale arbeidet med 1,2 %. Dette kompliserer anlegget ved at det må bygges flere varmevekslere, og anlegget blir reguleringsteknisk vanskeligere.

For det simulerte LNG-anlegget vil introduksjon av CO₂-fangst fra røykgass føre til at det termiske forbruket blir nesten dobbelt så stort sammenlignet med samme anlegg der CO₂ ikke fanges inn. Dette påvirker hvordan LNG-anleggets kraft/varmesystem designes da varme/kraftforholdet forskyves mot mer termisk produksjon. Innfanget CO₂ fra røykgass og naturgass skal deponeres i geologiske formasjoner. Dette krever kompressorarbeid som øker anleggets kraftforbruk. Kompresjon av CO₂ bidrar med ca 8 % av det totale kraftforbruket.

De vanligste måtene å forsyne LNG-anlegg med kraft og varme er ved hjelp av enten dampsystemer, gassturbin med varmegjenvinning, eller kombinert gass og dampturbin. Forholdet mellom levert varme og kraft må passe LNG-anleggets kraft og varmebehov på en best mulig måte. LNG-anlegget som er modellert i kapittel 3 har et varme/kraftforhold på 1,2. Et dampsystem krever et veldig høyt varme/kraftforhold (ca 3,7) dersom det ikke skal benyttes kondensasjonsturbin som gir store kjølevannstap. Energivirkningsgraden til et dampsystem for energiforsyning av LNG-anlegget beregnes til 61 %. En gassturbin med varmegjenvinning av røykgass, der varme brukes til forsyning av termiske forbrukere, gir et lavere varme/kraftforhold (ca 1,4), og en energivirkningsgrad på 81 %. En kombinert gass og dampturbinprosess gir høyest virkningsgrad på 93 % og har god tilpassning til LNG-anleggets varme/kraftforhold. Kombinert gass og dampturbin har et varme/kraftforhold som er lavere enn LNG-anlegget (<1,2), slik at tilleggsfyring bør

benyttes. Med tilleggsfyring oppnås et varme/kraftforhold på 1,2. Dette er basert på en antagelse om 37 % energivirkningsgrad i gassturbin. Mengden tilleggsfyring kan reduseres, eller utelates helt, dersom det velges en gassturbin med lavere virkningsgrad. Gassturbiner designes gjerne for lave utslipp av NO_x. Tilleggsfyring kan derfor øke innholdet av NO_x i røykgassen [25], noe som er en ulempe blant annet fordi røykgassen skal renses for CO₂ ved hjelp av aminer. NO_x, og spesielt NO₂, reagerer med aminer og danner stabile bindinger som ikke regenereres i koker[26]. Høyt innhold av NO_x kan derfor føre til tap av amin. Tapt amin må erstattes, noe som fører til økte kostnader. Det kan derfor være gunstig å bruke en gassturbin med lavere virkningsgrad for å unngå NO_x problemet. Utslipp av NO_x er i tillegg begrenset av gjeldende avtaler som Göteborgprotokollen.

Valg av antall trykknivå påvirker utformingen av kraft/varmesystemet. Investeringsmessig er det gunstig med få trykknivå, men ut fra et ønske om god utnyttelse av eksergi bør det velges mange trykknivå. En eksergibetraktning viser at det er små tap knyttet til reduksjon til to trykknivå, mens en ytterligere reduksjon til ett trykknivå fører til betydelig høyere eksergitap. Dette har sammenheng med at all termisk energi da må forsynes ved et trykk som tilfredsstillende den mest kresne termiske forbrukeren, som i dette tilfellet er tørking av naturgass med forsyningsstemperatur på damp på 243 °C. Dersom det er mulig å redusere temperaturen til tørking av gass, resulterer det i at det kan velges et lavere høyeste trykknivå på dampen. Dersom det høyeste trykket kan reduseres, kan være gunstig å gå over til ett trykknivå, noe som kan være en investeringsmessig god løsning. De store termiske forbrukerne i LNG-anlegget er CO₂-fangst fra røykgass (145,2MW, 130 °C) og CO₂-rensing fra naturgass (117,2 MW, 120 °C) står for 88 % av det totale termiske forbruket. Ved bruk av to trykknivå dekkes disse forbrukerne inn med lavtrykksdamp. Depropanizer og debutanizer må dekkes inn med høytrykksdamp med tilhørende store drivende krefter og eksergitap. Det kan derfor være aktuelt å senke trykket i depropanizer og debutanizer slik at kokertemperaturen blir den samme som kokertemperaturen i CO₂-fangst anlegget. Dette muliggjør termisk forsyning til CO₂-fangst, depropanizer og debutanizer fra ett felles trykknivå, og kan redusere behovet for høytrykksdamp, men samtidig øke behovet for mindre verdifull lavtrykksdamp. En trykkreduksjon i kolonne resulterer i fallende kondensertemperatur, slik at det kan bli nødvendig å benytte kjøleanlegget for å fremskaffe kulde til kondensere.

En kombinert gass og damp turbin simuleres med GTPRO. Resultatet er litt lavere termisk og mekanisk behov til CO₂-fangst og kompresjon enn innledende beregninger i kapittel 4.3. Energivirkningsgraden ble i kapittel 5 beregnet til 93 %, som er ca 4 prosentpoeng høyere enn resultatet av simuleringen som er på 89,3 %. Dette har sammenheng med at simuleringen er mer nøyaktig enn de innledende beregningene og detaljregner blant annet røykgasstap, tap i deaerator og konveksjonsvarme. Det er ikke tatt hensyn til disse tapene innledningsvis, slik at en reduksjon i virkningsgrad fremstår som naturlig. Resultatet viser også at dersom det skal brukes flash-gass som brensel, vil brenselbehovet være ca 10 % lavere enn tilgjengelig mengde flash-gass. Det er mulig å justere LNG-prosessen slik at mengden flash-gass tilsvarer forbruket, men dette resulterer i at nitrogenfraksjonen i både LNG-produktet og flash-gass går opp. Nitrogenfraksjonen i LNG-produktet vil da

overskride spesifikasjonene satt av kunde. Usikkerheter knyttet til beregningene gjør at det ikke er sikkert at situasjonen med for mye brensel faktisk oppstår, men skulle den likevel oppstå vil det være noen momenter som bør vurderes. Flash-gass kan ikke injiseres tilbake til hovedgasstrømmen i LNG-anlegget da dette vil føre til en opphoping av nitrogen i anlegget. Overskudds flash-gass må derfor behandles, eller brukes som brensel. Det kan derfor være aktuelt å bygge en kolonne for utskilling av nitrogen, bygge et mindre effektivt kraft og varmesystem som har et høyere brenselbehov, kraft og varme kan eksporteres eller graden av varme- og kuldeintegrasjon kan reduseres. Å bygge kolonne for utskilling av nitrogen er lite gunstig fordi det meste av flash-gassen brennes i gassturbinen. En kolonne vil derfor bare ta en liten del (ca 10 %) av flash-gassen. Eksport av kraft og varme er en mulighet, men forutsetter at det finnes forbrukere som kan ta i mot kraft og varme. Dersom infrastruktur ikke eksisterer, må dette også bygges. Dette er kostbart og trolig ikke gunstig på grunn av den lave mengden overskudds flash-gass. En mulighet kan være å bygge et kraft/varmesystem som har dårligere virkningsgrad for å øke varmemengden i røykgass. Graden av varme og kuldeintegrasjon kan også reduseres. Dette vil øke behovet for termisk og/eller mekanisk energi, og samtidig vil det gi et enklere anlegg som er bra både reguleringsteknisk og investeringsmessig. Lavere integrasjon i anlegget er trolig mest gunstig, da bruk av kraft/varmesystem med lavere termisk virkningsgrad kan gi lavere investeringskostnad, men trolig ikke vil gjøre anlegget reguleringsteknisk enklere, som er tilfellet med mindre integrert LNG-anlegg.

På grunn av det beregnede overskuddet av flash-gass, kan det være aktuelt å benytte andre kilder til fyrgass. Dette medfører da at det må bygges en kolonne for utskilling av nitrogen. Det er primært nitrogen og metan som skal skilles. Disse to komponentene har lave normalkokepunkt, se Tabell 3, slik at det vil bli nødvendig å benytte kjøleanlegget for å fremskaffe kulde til kondensere. Dette trekker opp anleggets kraftforbruk, slik at det ikke er sikkert at gevinsten i redusert brenselforbruk blir stor (hvis noe i det hele tatt). Dette bør imidlertid undersøkes nærmere.

Det høye nitrogeninnholdet i fødegassen til anlegget er årsaken til den store mengden flash-gass. Hadde fødegassen hatt et lavere innhold av nitrogen ville det vært mulig å redusere mengden flash-gass mer uten å gå ut over produktspesifikasjonene for LNG. Et CO₂-minimalisert LNG-anlegg kan ikke sende overskudds flash-gass til fakkell, og denne må derfor enten behandles eller benyttes som brensel. Innfangning av CO₂ fra røykgass er en termisk krevende prosess og trekker opp brenselbehovet. CO₂-minimaliserte LNG-anlegg er derfor spesielt gunstige å bruke på felt som har høyt nitrogeninnhold da disse produserer mye flash-gass, men samtidig har et høyt energibehov.

Det er usikkerheter knyttet til beregningene i denne oppgaven. Dette gjelder spesielt innfangning av CO₂ fra både røykgass og naturgass. For innfangning av CO₂ fra røykgass er det antatt et termisk forbruk på 4MJ/kg CO₂. Dette tallet kan bli lavere, likt eller høyere ved detaljert simulering. På grunn av den store mengden CO₂ som skal fanges inn, vil en liten endring i termisk behov per kg innfanget CO₂ resultere i store endringer i det termiske forbruket. For rensing av CO₂ fra naturgass er det brukt en metode [13] for å beregne det termiske behovet. Metoden baserer seg på erfaringsdata, og gir en indikasjon

på hvor mye termisk energi som er nødvendig, men det er også her knyttet usikkerheter til resultatet. Termisk behov til tørking av gass er også noe usikkert. Lavt termisk behov, i forhold til totalt behov for hele anlegget, gjør at en endring i forbruket ikke vil påvirke det totale forbruket mye. Kraftforbruket til LNG-anlegget er litt høyere enn det er på Snøhvit. Kraftforbruket er primært knyttet til kjølekompressorene og er beregnet ut fra en Hysysmodell, laget ut fra en eksisterende modell for denne typen kjøleanlegg. Kraftforbruket til kjølekompressorene bør derfor ansees som realistiske. Simuleringen av kraft/varmesystemet i GTPRO er gjennomført med data for eksisterende gass- og dampturbiner, slik at resultatene bør være realistiske. Det kan likevel tenkes at noen av de ferdig innlagte verdiene i GTPRO bør endres for å oppnå større nøyaktighet. Resultatene fra simuleringsmodellene som er brukt i oppgaven er ikke mer nøyaktige enn nøyaktigheten til de termodynamiske modellene som er brukt.

7 Konklusjon

En kombinert gass og dampturbin bør benyttes for å dekke det termiske og mekaniske behovet for et CO₂-minimalisert LNG-anlegg lokalisert i Qatar. Termisk virkningsgrad for kombinert prosess på 89,3 % oppnås ved simulering. CO₂-fangst fra røykgass gjør at det termiske forbruket blir stort. Det høye termiske forbruket gjør at det må benyttes tilleggsfyring for å fremskaffe nok termisk energi. Problemer knyttet til NO_x produksjon ved tilleggsfyring gjør at det kan vurderes aktuelt å benytte en gassturbin med lavere termisk virkningsgrad for å produsere nok røykgassvarme.

Det bør velges damp for forsyning av termiske forbrukere. Temperaturnivået og forbruket til de termiske forbrukerne gjør at det bør velges to trykknivå på dampen. Hvordan trykknivåene settes, styres i stor grad av termisk forbruk til CO₂-fangst fra røykgass og CO₂-rensing fra naturgass, da disse står for 88 % av det totale termiske forbruket.

LNG-anlegget modellert i denne oppgaven viser at introduksjon av CO₂-fangst fra røykgassen vil doble det termiske forbruket sammenlignet med et konvensjonelt anlegg. Kraftbehov til CO₂-kompresjon for deponering av CO₂, er i denne oppgaven funnet til å stå for ca 8 % av det totale kraftforbruket.

Kuldeintegrasjon kan, for det modellerte anlegget, redusere det totale kraftbehovet med ca 1,2 %. Dette kompliserer anlegget ved at det må bygges flere varmevekslere, og anlegget blir reguleringsteknisk vanskeligere. Varmeintegrasjon kan redusere det totale termiske behovet med ca 7 %.

Det modellerte CO₂-minimaliserte, varme og kuldeintegrerte LNG-anlegget, har et kraftbehov på 268,8 MW, og et termisk behov på 276,3 MW for produksjon av 8 millioner tonn LNG pr. år. Dette tilsvarer et kraftforbruk på 250,7 kWh/tonn LNG. Dette er et lavt, men realistisk kraftbehov. Til sammenligning har Snøhvit et kraftforbruk på 230-240 kWh/tonn LNG. Snøhvit er lokalisert i et kaldere klima som gir gunstigere driftsbetingelser, i tillegg til at CO₂ fra kraft/varmeprosessen ikke fanges inn og deponeres.

Flash-gass bør brukes som brensel i kraft/varmesystemet. Det høye nitrogeninnholdet (3,5 mol %) i fødegassen fra reservoar gjør at mengden flash-gass blir stor. Mengden flash-gass overstiger brenselbehovet til kraft/varmesystemet med ca 10 %. Usikkerheter gjør at det faktiske brenselforbruket kan avvike fra det beregnede. Dersom det faktiske brenselforbruket er som beregnet, kan graden av varmeintegrasjon i anlegget reduseres for å få et enklere LNG-anlegg. Redusert varmeintegrasjon er positivt både reguleringsteknisk og investeringsmessig, samtidig som behovet for brensel øker slik at all flash-gass benyttes.

Nitrogeninnholdet i naturgass fra reservoar er styrende for hvor godt egnet flash-gass er som brensel. Høyt innhold av nitrogen gir mye flash-gass og derfor mye brensel. CO₂-minimaliserte LNG-anlegg har et høyt termisk behov for å fjerne CO₂ fra røykgass. Nitrogenrike gassfelt, som gass fra North Field i Qatar, er derfor godt egnet for CO₂-minimalisert LNG-produksjon.

8 Forslag til videre arbeid

Optimal NGL-ekstraksjon

Modelleringen i denne oppgaven viser at oppstrøms NGL-ekstraksjon har et høyere kraftforbruk enn integrert NGL-ekstraksjon. Størstedelen av det økte kraftforbruket kommer av kompresjonsarbeid etter NGL-ekstraksjon. Det kan derfor være aktuelt å kjøle naturgassen før ekspander for å få et lavere trykkfall, og dertil lavere kompressorarbeid for rekompresjon. En slik kjøling må frembringes av kjøleanlegget, og vil trekke opp kraftforbruket i kjølekompressorene. Trykkfall over ekspander for NGL-ekstraksjon vil derfor være gjenstand for optimalisering. En studie knyttet til optimalisering av oppstrøms NGL-ekstraksjon vil være til god hjelp for bedre å vurdere forskjellen i energiforbruk i LNG-anlegg med oppstrøms og integrert NGL-ekstraksjon.

Oppstrøms NGL-ekstraksjon muliggjør flytedegjøring av naturgass ved høyere trykk enn ca 60 bar, som er grensen for NGL-ekstraksjon integrert i flytedegjøringen. Det kan være ønskelig å gjøre gassen flytende ved for eksempel 90 bar trykk for å spare arbeid i kjølekompressorene. Rekompresjon av naturgass etter NGL-ekstraksjon til 90 bar gjør at det kan være aktuelt med flere kompressortrinn med mellomkjøling til omgivelsestemperatur. Dette gjør at omgivelsestemperaturen begynner å bli styrende for hvor mye kraft det er behov for ved NGL-ekstraksjon. En studie knyttet til oppstrøms NGL-ekstraksjon med kompresjon til høye trykk og avhengigheten av omgivelsestemperatur kan være spesielt aktuelt for områder med høye omgivelsestemperaturer. Dette kan resultere i at et anlegg med integrert NGL-ekstraksjon vil være mer fordelaktig i varme klima enn i kalde klima.

Energiforbruk knyttet til bytte av brensel

Flash-gass er i denne oppgaven benyttet som brensel for kraft og varmesystemet. Tilgangen på brensel er likevel høyere enn behovet, slik at termisk virkningsgrad på enten LNG-anlegget, eller kraft/varmesystemet må reduseres for å øke brenselsforbruket da det ikke er lov å fikle flash-gass. Dette er ikke gunstig med tanke på optimal energiutnyttelse. Det kan derfor være aktuelt å benytte andre kilder til brensel. Dette vil imidlertid medføre at det må bygges en kolonne for utskilling av nitrogen fra flash-gass. Lave normalbrenningspunkt for de to komponentene som skal skilles (metan og nitrogen) gjør at det må benyttes kulde fra kjøleanlegget til å drive kondenseren i kolonnen. Dette vil trekke opp behovet for kraft i kjølekompressorene, og vil komme på toppen av det kraftforbruket som allerede eksisterer i anlegget. Flash-gass må komprimeres før forbrenning. Dersom alternativ brenselkilde er på et trykk som gjør at kompresjon av brensel ikke er nødvendig, vil dette tale for redusert kraftforbruk. Det kan derfor være av interesse å finne ut hva som er den mest gunstige energiløsningen; bruke flash-gass som brensel, eller bruke kolonne for utskilling av nitrogen med dertil kanskje økte kraftbehov.

Kuldeintegrasjon i kjøleanlegget

I denne oppgaven er det blitt fokusert på kuldeintegrasjon med prosesstrømmer. Alternativt kan kalde prosesstrømmer integreres i kjøleanlegget. Dette kan resultere i lavere kraftforbruk i kjøleanlegget med tilhørende lavere brenselbehov og høyere termisk virkningsgrad på kjøleanlegget.

9 Referanser

1. Qatar Petroleum., *Ras Laffan port information booklet*. 2001: Ras Laffan.
2. Pettersen, J., *Natural Gas Liquefaction - Kompendium presentert i faget TEP06 Gassprosessering ved NTNU, høsten 2007.*: Trondheim.
3. Pettersen, J., *Personlig kommunikasjon*. 2008, Prosjektleder FoU, StatoilHydro, Rotvoll.
4. Gudmundsson, J.S., *Personlig kommunikasjon*. 2008, Professor ved Institutt for petroleumsteknologi og anvendt geofysikk, NTNU: Trondheim.
5. Fredheim, A.O., *Gas processing. Kompendium presentert i faget TEP4185 Industriell prosessteknikk*. 2007.
6. Owren, G., *CO₂ handling. Presentasjon i faget TEP06 Gassprosessering ved NTNU høsten 2007*.
7. Smith, R., *Chemical Process Design and Integration*. 2005, West Sussex, England: John Wiley & Sons Ltd.
8. Chavez, V., *Technical challenges during the engineering phases of the Qatargas|| large LNG trains*.
9. Næss, E., *Personlig kommunikasjon*. 2008, Forsker ved Institutt for energi- og prosessteknikk: Trondheim.
10. StatoilHydro, *Snøhvit oversiktstegning*.
11. GPSA, *SI Engineering Data Book*. 1980, Tulsa, Oklahoma: Gas Processors Suppliers Association.
12. StatoilHydro, *Kårstø gassbehandling*. 2007, Prosessdiagram presentert på Kårstø i faget TEP06 Gassprosessering ved NTNU våren 2007.
13. Arnold, K. and M. Stewart, *Design of gas-handling systems and facilities*. 2 ed. Surface Production Operations. Vol. 1. 1999, Houston: Gulf Publ.
14. StatoilHydro, *Utility Consumption Snøhvit*. 2007, Presentasjon i faget TEP06 Gassprosessering ved NTNU høsten 2007.
15. Bolland, O., *Personlig kommunikasjon*. 2008, Professor ved Institutt for energi- og prosessteknikk, NTNU: Trondheim.
16. Storaker, A., *CO₂-rensing av eksosgass fra kullkraftverket i Longyearbyen*, in *Institutt for teknisk kybernetikk*. 2008, NTNU: Trondheim. p. 90.
17. Leifsen, H., *Kraftproduksjon med CO₂-innfangning - teknologi for høy renhetsgrad for CO₂*, in *Institutt for energi- og prosessteknikk*. 2007, NTNU: Trondheim.
18. Chambell, J.M., *The basic principles*. 8 ed. Gas conditioning and processing, ed. R.A. Hubbard. Vol. 1. 2001, Oklahoma.
19. Moran, M.J. and H.N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 2004, Hoboken, N.J: John Wiley & Sons Inc.
20. Skreiberg, Ø. and T. Slungaard, *BiSOFC Technology for integrated SOFC, biomass gasification and high temperature gas cleaning*. 2003: Vienna.
21. Bolland, O., *Thermal Power Generation*. 2004, NTNU, Institutt for energi- og prosessteknikk: Trondheim.
22. Jensen, E.T. and T. Dugstad, *CO₂ Capture from Coal Fired Power Plants*, in *Institutt for energi- og prosessteknikk*. 2008, NTNU: Trondheim.

23. Wolf, M, A. Brautsch, J. Gernert, G. Kaefer, A. Pfeffer and D. Winkler, *Outlook on Post Combustion CO₂-capture in Alstom Gas Turbine Plants*, in *PowerGen Europe*. 2006: Cologne, Germany
24. Gundersen, T., *Personlig kommunikasjon*. 2008, Professor ved Institutt for energi- og prosessteknikk, NTNU: Trondheim.
25. Nord, L., *Personlig kommunikasjon*. 2008, Stipendiat ved Institutt for energi- og prosessteknikk: Trondheim.
26. Kohl, A.L. and R. Nielsen, *Gas purification*. 1997, Houston, Texas Gulf Pub.
27. Aspelund, A., D.O. Berstad, and T. Gundersen, *An Extended Pinch Analysis and Design Procedure utilizing Pressure based Exergy for Subambient Cooling*. *Applied Thermal Engineering*, 2007. **vol. 27**: p. 2633-2649.
28. Øverli, J.M., *Strømningsmaskiner*. bind 3 Termiske maskiner. 1992, Trondheim: Tapir.
29. Kister, H.Z., *Distillation design*. 1992, New York: McGraw-Hill.

10 Vedlegg

Innhold

Vedlegg A	Gassammensetning for North Field.....	81
Vedlegg B	Næroptimal kompresjon.....	82
Vedlegg C	Eksergiforbruk ved termisk forsyning.....	83
Vedlegg D	Termisk energi i røykgass	85
Vedlegg E	Termisk behov til CO ₂ -rensing av naturgass.....	86
Vedlegg F	Sammensetning blandet kjølemedium.....	87
Vedlegg G	Produktspesifikasjoner.....	88
Vedlegg H	Varmeintegrasjon i CO ₂ -fangst anlegg.....	90
Vedlegg I	Oxyfuel forbrenning.....	91
Vedlegg J	Optimal splitt av naturgass.....	93
Vedlegg K	Eksergiligninger.....	97
Vedlegg L	Skisse av simuleringsmodell med oppstrøms NGL-ekstraksjon.....	99
Vedlegg M	Skisse av simuleringsmodell med integrert NGL-ekstraksjon.....	100
Vedlegg N	Bilde av simulering i Hysys. Oppstrøms NGL-ekstraksjon.....	101
Vedlegg O	Bilde av simulering i Hysys. Integrert NGL-ekstraksjon.....	102
Vedlegg P	NGL-ekstraksjon og fraksjonering for Åsgard gass på Kårstø.....	103

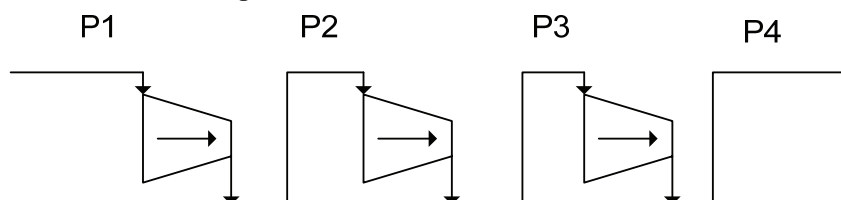
Vedlegg A Gassammensetning for North Field

Sammensetning	Rich [mol %]	Lean [mol %]	Gjennomsnitt [mol %]
N ₂	3,04	3,38	3,21
CO ₂	1,80	2,00	1,90
H ₂ S	0,49	0,54	0,52
C1	83,76	81,95	82,86
C2	5,29	5,29	5,29
C3	1,76	2,16	1,96
IC4	0,38	0,46	0,42
NC4	0,64	0,78	0,71
IC5	0,26	0,32	0,29
NC5	0,26	0,32	0,29
C6	0,30	0,36	0,33
M-C-C-C5	0,03	0,03	0,03
BENZENE	0,02	0,02	0,02
C-C6	0,04	0,04	0,04
C7	0,31	0,38	0,35
M-C-C6	0,08	0,10	0,09
TOULENE	0,16	0,18	0,17
C8	0,33	0,41	0,37
M-XYLENE	0,04	0,04	0,04
C9	0,28	0,34	0,31
C10	0,22	0,27	0,25
C11	0,09	0,12	0,10
C12	0,08	0,09	0,09
C13	0,06	0,08	0,07
C14-C15	0,09	0,11	0,10
C16	0,03	0,04	0,04
C17-C19	0,07	0,09	0,08
C20-C23	0,05	0,06	0,05
C24-C65	0,04	0,05	0,04
Totalt	100,0	100,0	100,0

Tabell 28: Gassammensetning for North Field.

Vedlegg B Næroptimal kompresjon

Når gasser skal komprimeres i flere trinn med mellomkjøling vil plassering av trykknivå være gjenstand for optimalisering. En næroptimal løsning kan finnes ved å sette at trykkforholdet over kompressorene skal være like. Anta tre kompressorer som gitt i Figur 41. Kjølere er unnlatt å ha med i figuren for å bedre oversikten, men det står mellomkjølere etter hver kompressor.



Figur 41: Tretrinns CO₂-kompresjon.

P1 og P4 antas kjent. P2 og P3 søkes.

Dersom trykkforholdet over kompressorene skal være like skal:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_2} = \frac{P_4}{P_3}$$

Kan sette at:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_2} \rightarrow P_2^2 = P_3 \cdot P_1$$

$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{P_4}{P_3} \rightarrow P_3 = \sqrt{P_4 \cdot P_2} \rightarrow P_2^2 = \frac{P_3^4}{P_4^2}$$

Setter $P_2^2 = P_2^2$ og løser ut for P₃

$$P_2^2 = \frac{P_3^4}{P_4^2} = P_3 \cdot P_1 \rightarrow \boxed{P_3 = \sqrt[3]{P_4^2 \cdot P_1}}$$

$$P_2 = \frac{P_3^2}{P_4}$$

Vedlegg C Eksergiforbruk ved termisk forsyning

Detaljerte beregninger for eksergiforbruk ved termisk forsyning.

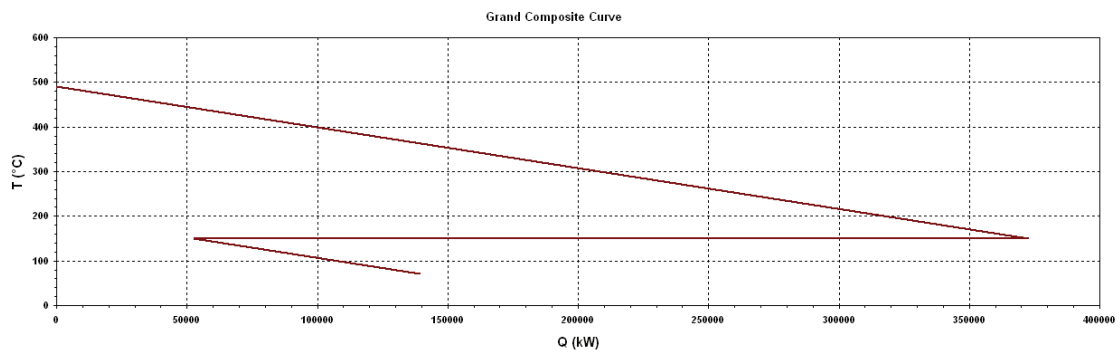
Antall trykknivå	Alternativ	Trykknivå	Område	Damp temperatur [°C]	Tilført energi [MW]	Tilført eksergi [MW]
Fem trykknivå		1	1, 2	110	7,4	1,4
		2	3	130	117,0	27,6
		3	4	140	178,9	45,5
		4	5, 6	152	15,2	4,2
		5	7	243	2,4	1,0
	Totalt				320,9	79,7
Fire trykknivå		1	1, 2, 3	130	124,4	29,3
		2	4	140	178,9	45,5
		3	5,6	152	15,2	4,2
		4	7	243	2,4	1,0
	Totalt				320,9	80
Tre trykknivå	1	1	1,2,3	127	124,4	29,3
		2	4,5,6	152	194,1	53,4
		3	7	243	2,4	1,0
	Totalt				320,9	82,3
	2	1	1,2,3,4	140	308,1	77,1
		2	5,6	152	15,2	4,2
		3	7	243	2,4	1,0
	Totalt				320,9	82,3
	3	1	1,2,3	130	124,4	29,3
		2	4	140	178,9	45,5
		3	5,6,7	243	17,6	7,1
	Totalt				320,9	81,9
	To trykknivå	1	1	1,2,3,4,5,6	152	318,5
2			7	243	2,4	1,0
Totalt					320,9	88,6
		1	1,2,3,4	140	303,3	77,1
		2	5,6,7	243	17,6	7,1
Totalt					320,9	84,2
Ett trykknivå		1	1,2,3,4,5,6,7	243	320,9	129,4

Tabell 29: Eksergiforbruk for ulike trykkplasseringer av damp.

Tabell 29 viser tilført energi og eksergi for 1, 2, 3, 4 og 5 trykknivå på damp, der trykknivå 1 er laveste trykknivå, trykknivå 2 er trykknivået over og så videre. I tillegg finnes det for 2 og 3 trykknivå flere ulike måter å plassere trykkene (hvilke forbrukere de skal dekke). Dette er indikert som *alternativ* i Tabell 29. Disse alternativene tilsvarer alternativene gitt i kapittel 5.2. Område indikerer hvilke temperaturområde de dekker, se Figur 37. Tilført energi og eksergi er gitt for hvert trykknivå og totalt for de aktuelle alternativet. Overført eksergi er beregnet ved bruk av ligning 2.

Vedlegg D Termisk energi i røykgass

Ved forsyning av kraft fra gassturbin med varmegjenvinning viser beregningene at det er et overskudd av termisk energi i røykgassen. ProPi gir, med minimum $\Delta T=10\text{ }^{\circ}\text{C}$ for plotting av varmeoverskuddskurve, at tilgjengelig mengde røykgassvarme over $140\text{ }^{\circ}\text{C}$ er på $335,3\text{ MW}$ ved 90% kjelvirkningsgrad. Det termiske behovet er på $320,9\text{ MW}$. Det er derfor et overskudd på termisk energi i røykgass dersom røykgassvarme bare skal forsyne termiske forbrukere.



Figur 42: Varmeoverskuddskurve for røykgassvarme.

Vedlegg E Termisk behov til CO₂-rensing av naturgass

Sirkulasjonsrate for amin er gitt ved [13]:

$$L_{MEA} = \frac{112(V_{total})(MF)}{(c)(\rho)(A_L)}$$

der:

L_{MEA} = sirkulasjonsraten i gallons pr. min

MF= molfraksjon sure gasser=1,9 mol%

V_{total} = gassraten i MMscfd (millioner standard kubikkfot per dag)

c= amin vektfraksjon, lb amine/lb løsning

ρ = løsnings tetthet, lb/gal ved 60°F

A_L = mol sur gass / mol amin

Det anbefales å bruke [13]:

c= 20 wt%

ρ = 8,41lb/gal =20% MEA ved 60°F

A_L = 0,5 mol sure gasser / mol amin

Det gir:

$$L_{MEA} = 201(V_{total})(MF) \text{ gallon / min}$$

For å sikre overskudd av amin må sirkulasjonsraten økes med 15 % [13].

Effektbehov i koker er 1000-1200 Btu/gal amine. Velger 1100Btu/gal amine[13].

$$Q_{koker} = 201(V_{total})(MF) \frac{\text{gallon}}{\text{min}} * 1100 \frac{\text{Btu}}{\text{gallon}}$$

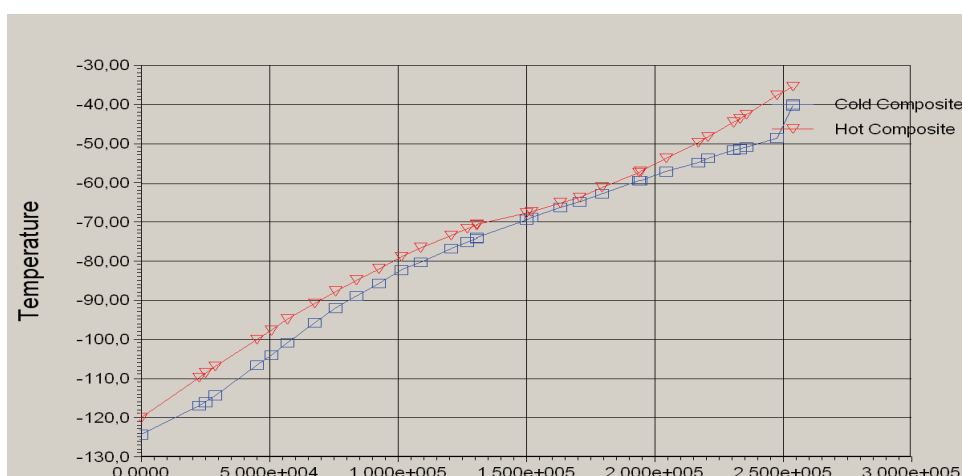
Gass fra North Field i Qatar har total fraksjon sure gasser på 1,9 mol %. I Hysys simuleringen ble CO₂ fraksjonen satt til null fordi CO₂-rensing ikke simuleres. Beregningsmodellen for effektbehov til regenerering av amin forutsetter at gassraten inkludert CO₂ er kjent. For å finne total gassrate blandes det derfor inn CO₂ i gassen slik at gass til rensing inneholder 1,9 mol % CO₂.

Vedlegg F Sammensetning blandet kjølemedium

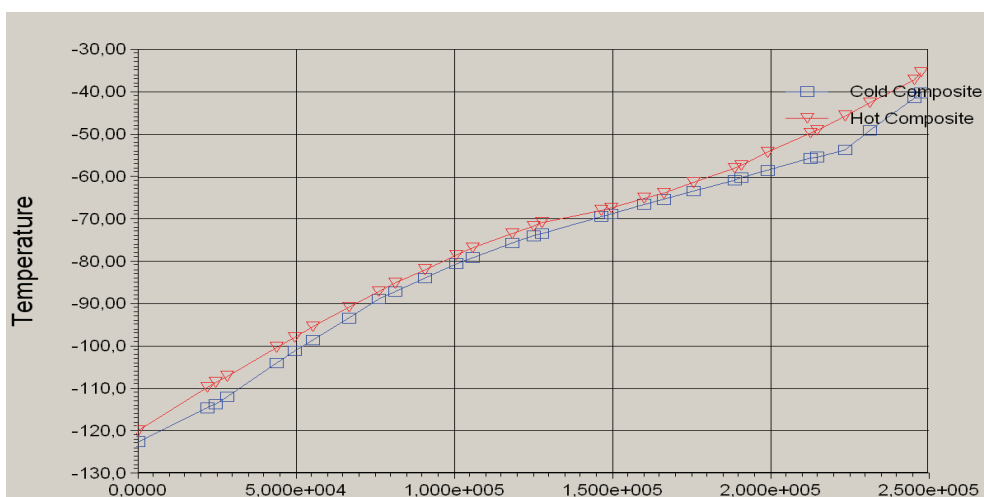
Figur 43 og Figur 44 viser komposittkurver for flytendegjøring av LNG for henholdsvis oppstrøms og integrert NGL-ekstraksjon. Kjølemediet er blandet og har sammensetning som vist i Tabell 30.

Komponent	Oppstrøms NGL-ekstraksjon [mol %]	Integrert NGL-ekstraksjon [mol %]
Metan (C1)	0,397041	0,362000
Etan (C2)	0,446671	0,504000
Propan (C3)	0,156288	0,134000

Tabell 30: Sammensetning av kjølemedium for flytendegjøring.



Figur 43: Komposittkurve for flytendegjøring ved oppstrøms NGL-ekstraksjon.



Figur 44: Komposittkurve for flytendegjøring ved integrert NGL-ekstraksjon.

Vedlegg G Produktspesifikasjoner

PROPANE-UNITED KINGDOM (L186)

Sheet 8

PROPERTY	UNIT	LIMIT	TEST METHOD:ASTM/IP
Composition	% Mole		
Ethylene		1.0 Max	BS 3156 : Part 4
Alkynes		0.5 Max	BS 3156 : Part 4
C4 and Heavier		10.0 Max	BS EN 27941
C5 and Heavier		2.0 Max	BS 3156
Total Dienes		0.5 Max	BS EN 27941
Vapour Pressure @ 40 deg C	KPa Gauge	1550 Max	BS EN ISO 4256
Residue	R Number	10 Max (1)	IP 317
Oil Stain	O Number	33 Max (1)	IP 317
Hydrogen Sulphide	mg/m ³	0.75 Max	BS 4250
Water	Valve Freeze (Secs)	60 Min (2)	BS EN ISO 13758
Total Sulphur (after stenching)	ppm wt.	100 Max	BS EN 24260
Mercaptan Sulphur	ppm wt.	50 Max	IP 272
Copper Corrosion	-	1 Max	BS EN ISO 6251
Ammonia Content in Vapour Phase	mg/m ³	2.0 Max	Gastec Tube
The product shall not contain harmful quantities of toxic or nauseating substances			
This product will always meet current British Standard BS 4250			
1) For guidance only 2) Higher levels can be achieved by the addition of up to 0.125 % (vol/vol) methanol			
PQ Issue 1 - February 2003		© 2003 ConocoPhillips Company. All rights reserved.	

ConocoPhillips Limited U.K. Marketing Specification

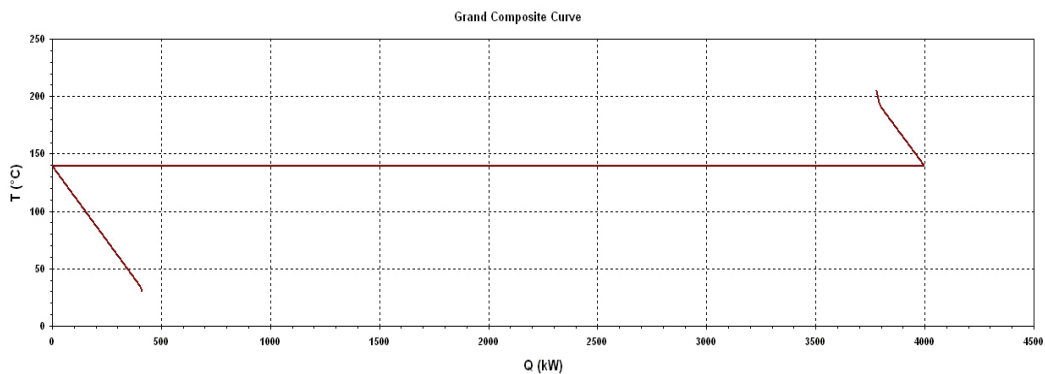
BUTANE-UNITED KINGDOM (L187)

Sheet 7

PROPERTY	UNIT	LIMIT	TEST METHOD:ASTM/IP
Composition	% Mole		
C5 and heavier		2.0 Max	BS 3156
Alkynes		0.5 Max	BS 3156
1,3 Butadiene		0.1 Max	BS EN 27941
Total Dienes		0.5 Max	BS EN 27941
Vapour Pressure @ 40 degC	KPa Gauge	505 max	BS EN ISO 4256
Residue	R Number	10 Max (1)	IP 317
Oil Stain	O Number	33 Max (1)	IP 317
Hydrogen sulphide	mg/m3	0.75 max	BS 4250 Appendix A
Total Sulphur	ppm wt.	200 Max	BS EN 24260
Mercaptan Sulphur	ppm wt.	50 Max	IP 272
Copper Corrosion	-	1 Max	BS EN ISO 6251
Free water	-	Nil	Observation
Ammonia Content	mg/m3	2.0 Max	Gastec Tube
<p>The product shall not contain harmful quantities of toxic or nauseating substances</p> <p>This product will always meet the British Standard BS 4250</p>			
<p>1) For guidance only</p>			
<p>PQ Issue 1 - February 2003</p>		<p>© 2003 ConocoPhillips Company. All rights reserved.</p>	

Vedlegg H Varmeintegrasjon i CO₂-fangst anlegg

Varme fra CO₂-kompressorene kan integreres for å redusere det termiske behovet til CO₂-fangst anlegget. Av varmeoverskuddskurven i Figur 45 kan det observeres at det er lite å spare ved integrasjon av kompressorvarme. Data fra kurven gir at det kan spare 0,2 MJ termisk energi pr. kg fjernet CO₂, som tilsvarer en reduksjon på ca 5 %. Ved plotting av varmeoverskuddskurve er det brukt minimum $\Delta T=10$ °C.

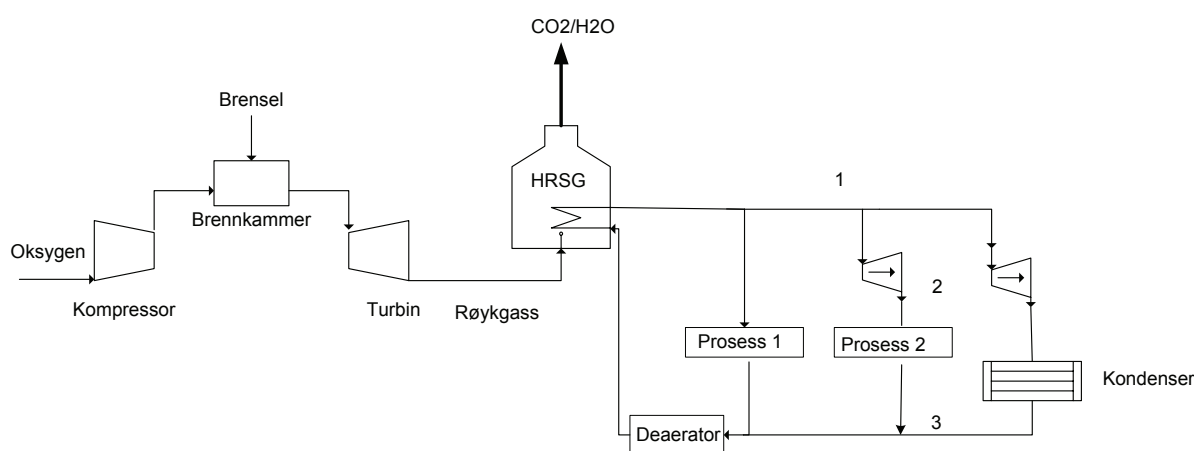


Figur 45: CO₂-kompressorvarme integrert i CO₂-fangst anleggets koker.

Vedlegg I Oxyfuel forbrenning

Ved overgang fra aminrensing til oxyfuel forbenning øker kraftbehovet, og det termiske behovet avtar. Dersom all flash-gass må benyttes til brensel gir det 40kg CO₂/s. Oksygenproduksjon krever 1,71MJ kraft pr. kg CO₂ produsert i forbrenningen ved forbrenning av ren metan. For å produsere tilstrekkelig mengde oksygen kreves det 68,4MW kraft i luftseparasjonsenhet. Dette gir totalt kraftbehov på 338,7 MW for både luftseparasjonsanlegg og LNG-anlegg. Det termiske behovet avtar til 150,9MW ved fjerning av CO₂-fangst anlegg.

En enkel beregning gjennomføres for å vurdere hvordan kraft og varmeproduksjon vil fordele seg i et kombinert gass og dampturbinsystem.



Figur 46: Kombinert prosess ned oxyfuel forbrenning.

Punkt	Temperatur [°C]	Trykk [bar]	Entalpi [kJ/kg]	Fase
1	480	100	3321	Gass
2	140	3,6	2734	Gass
3	140	3,6	589	Væske

Tabell 31: Trykk, temperatur og entalpiverdier for Figur 46.

I dampkretsen er det gunstig å benytte mottrykksturbin i stedet for kondensasjonsturbin for å redusere kjølevannstapet. Mottrykksturbin benyttes derfor inntil det termiske behovet er dekket.

$$Q_{termisk} = m(h_2 - h_3) = 320,9MW \Rightarrow m = \frac{Q_{termisk}}{(h_2 - h_3)} = \frac{150,9MW}{(2734 - 589)kJ/kg} = 70,3kg/s$$

$$W_{mottrykk} = m(h_1 - h_2) = 70,3kg/s(3321 - 2734)kJ/kg = 41,3MW$$

Resterende kraft på 297,4MW må dekkes inn av gassturbin eller kondensasjonsturbin, der gassturbin er å foretrekke fordi gassturbinens røygassvarme er ved høy temperatur som kan utnyttes i dampkretsen. Dersom gassturbin skal dekke 297,4MW gir det et brenselforbruk på 803,8MW ved 37 % energivirkningsgrad i gassturbin. Dette gir 506,4 MW røygassvarme der bare 192,2 MW utnyttes i mottrykksturbin og til prosessvarme. Dette betyr at kraftproduksjon i gassturbin bør reduseres til fordel for bruk av kondensasjonsturbin, da dette vil gi bedre utnyttelse av røygassvarme.

Oxyfuel forbrenning resulterer i bruk av kondensasjonsturbin. Dette er ikke nødvendig dersom røygassen renses ved bruk av aminer, slik at en overgang til oxyfuel forbrenning vil resultere i høyere tap til kjølevann enn ved bruk av aminrensing.

Vedlegg J Optimal splitt av naturgass

Som angitt i Figur 21 kan naturgassen splittes på ulike steder under prosessen for forkjøling, flytendegjøring og underkjøling. For de ulike splittalternativene kan den tilgjengelige kulden i flash-gass utnyttes i forskjellige temperaturintervall. I hvilket temperaturintervall kulde utnyttes påvirker anleggets totale kraftforbruk. Samtidig som kjølekompressorenes kraftbehov avtar jo mer kulde i flash-gass som utnyttes, vil kraftforbruket i flash-gass kompressorene gå opp som følge av økt innløpstemperatur på kompressor. For å illustrere dette kan redusert arbeid i kjølekompressoren, og økt arbeid i flash-gass kompressorene plottes mot utnyttet kulde i flash-gass. Eksergitap i forbindelse med produksjon av kulde gjør at det må brukes mer kraft i kjølekompressorene enn det som kommer igjen som eksergiinnhold i den kjølte gasen. Eksergiinnhold i en ideell gass, og kraftforbruk i kjølekompressorene for å frembringe kulde ved temperatur T kan uttrykkes ved [27]:

$$e = C_p \left[T - T_0 \left(1 + \ln \frac{T}{T_0} \right) \right]$$

$$w_{kjølekompressor} = \frac{e}{f} = \frac{C_p}{f} \left[T - T_0 \left(1 + \ln \frac{T}{T_0} \right) \right] \quad \text{Ligning V.1.}$$

der:

e er spesifikk termomekanisk eksergi til gass [kJ/kg]

C_p er spesifikk varmekapasitet [kJ/kgK]

T er flash-gass temperatur [K]

T₀ er omgivelsestemperatur [K]

w_{kjølekompressor} er spesifikk arbeid i kjølekompressor [kJ/kg]

f er eksergivirkningsgrad til kjøleanlegget

Ved null eksergitap ved varmeveksling mot kald flash-gass, med eksergi e, fører dette til redusert arbeid i kjølekompressor, angitt som w_{kjølekompressor}.

Adiabatisk kompresjonsarbeid av gass kan uttrykkes ved [28]:

$$w = \frac{1}{M_w} RT \left(\frac{k}{k-1} \right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad \text{Ligning V.2.}$$

$$k = \frac{C_p}{C_v}$$

der:

w er spesifikk kompressorarbeid [kJ/kg]

M_w er molar masse til innløpsgass [kg/kmol]

R=8,314kJ/kmolK (universell gaskonstant)

P₂ utløpsstrykk fra kompressor [Pa]

P₁ er innløpsstrykk på kompressor [Pa]

T er innløpstemperatur [K]

C_p er varmekapasitet ved konstant trykk [kJ/kgK]

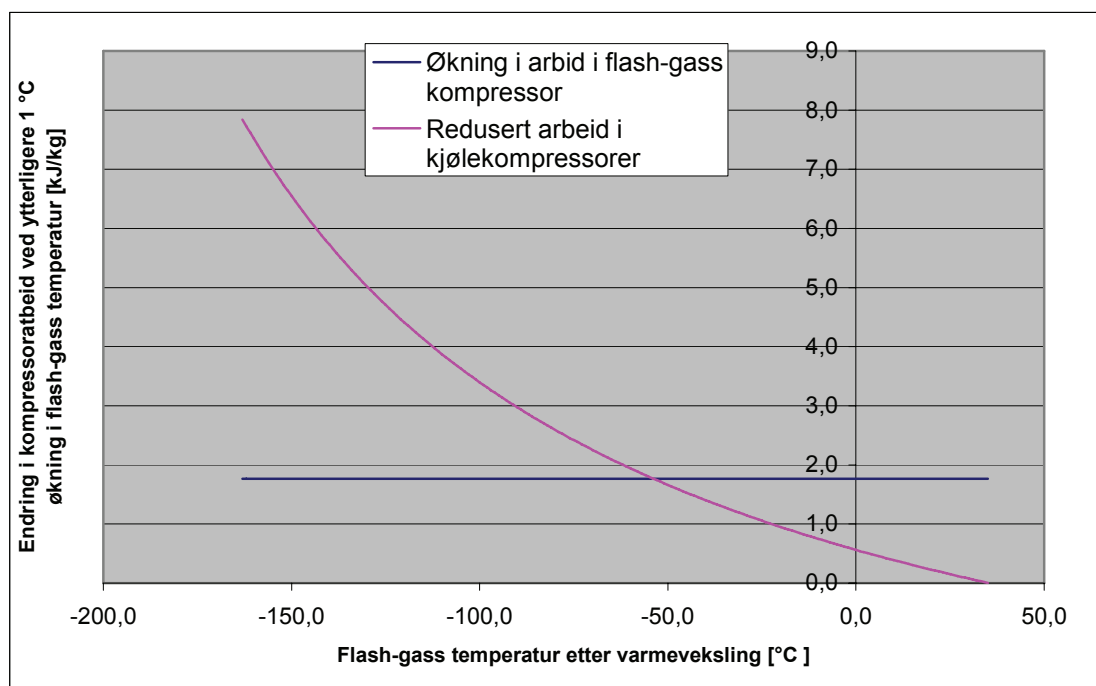
C_v er varmekapasitet ved konstant volum [kJ/kgK]

k er adiabatisk konstant

Kald flash-gass bør varmeveksles inntil en ytterligere økning ΔT på flash-gass etter varmeveksling medfører en større økning i flash-gass kompressorarbeid enn reduksjon i arbeid i kjølekompressorene. Dersom økning i arbeid i flash-kompressor, og redusert arbeid i kjølekompressorer for gitt ΔT plottes mot flash-gass temperatur etter varmeveksling blir resultatet som vist i Figur 47. Ved plotting av kurvene er det brukt;

- ΔT=1 °C
- k=1,37 ved -164 °C
- P₁=1 bar
- P₂= 15 bar
- C_p =1,7 kJ/kg ved -164 °C
- M_w =18,8 kg/kmol
- f= 0,4 [27]

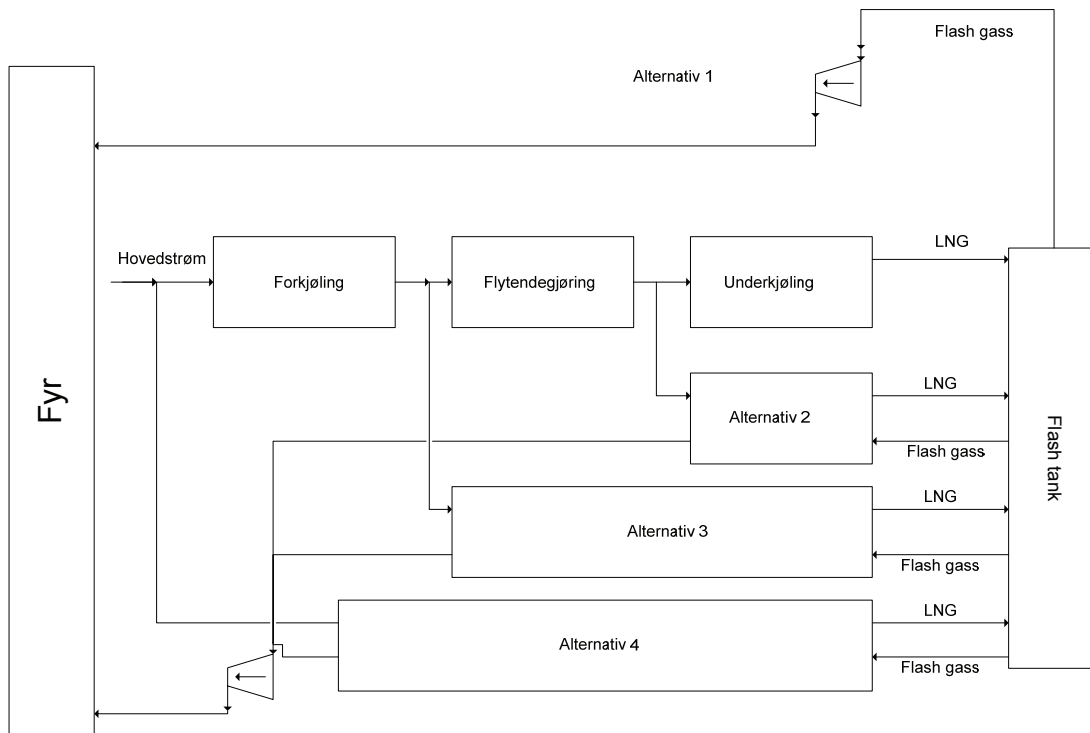
Termodynamiske data er hentet fra Hysys. C_p og C_v varierer med temperatur, men i det aktuelle temperaturområdet er de likevel rimelig konstante. Ved 0 °C er k=1,33 og C_p=1,8.



Figur 47: Flash-gass temperatur mot endring i kompresjonsarbeid.

Dette betyr at for flash-gass med temperatur etter varmeveksling på -164 °C, vil en økning på 1 °C i flash-gass temperatur, som følge av varmeveksling, øke flash-gass kompressor arbeid med ca 1,8 kJ/kg flash-gass. Samtidig vil denne varmevekslingen redusere behovet for arbeid i kjølekompressorene med nesten 7 kJ/kg flash gass. For en flash-gass temperatur etter varmeveksling på -90 °C vil ytterligere økning i temperatur på 1 °C medføre et fall i arbeid i kjølekompressorene på ca 3 kJ/kg flash gass, mens flash-gass kompressorene vil ha en økning i arbeidsbehovet på 1,8 kJ/kg flash-gass.

Av kurvene kan det avleses at økningen i arbeid i flash-gass kompressor vil være høyere enn reduksjonen i arbeid i kjølekompressor ved varmeveksling til flash-gass temperatur over -65 °C. Dette betyr at dersom det ikke er noe eksergitap i forbindelse med varmeveksling bør flash-gass blitt varmeveksles inntil den når -65 °C. For å ta hensyn til eksergitap ved varmeveksling, må en simulering i Hysys må gjennomføres for å finne det temperaturområdet det er gunstig å varmeveksle. En skisse over de ulike alternativene for splittstrøm er gitt i Figur 48, og en simulering av disse alternativene gjennomføres i Hysys.



Figur 48: Splittalternativ for naturgass.

Simuleringsresultater

	Totalt kraftbehov [MW]
Alternativ 1	257,5
Alternativ 2	254,6
Alternativ 3	258,7
Alternativ 4	259,0

Tabell 32: Kraftbehov for ulike splittalternativ av naturgass.

Konklusjon

Simuleringsresultatene viser at det er mest gunstig å splitte naturgasstrømmen etter flytendegjøring.

Vedlegg K Eksergiligninger

Eksergi for en massestrøm [19]:

$$\frac{E}{m} = h - h_0 - T_0(s - s_0) \text{ [kJ / kg]} \quad \text{Ligning V.3.}$$

der:

h er spesifikk entalpi til massestrømmen ved gitte betingelser [kJ/kg]

h_0 er spesifikk entalpi til massestrøm ved referansebetingelser [kJ/kg]

s er spesifikk entropi til massestrømmen ved gitte betingelser [kJ/kgK]

s_0 er spesifikk entropi til massestrøm ved referansebetingelser [kJ/kgK]

T_0 er omgivelsestempertaur [K]

For en massestrøm som endrer tilstand gjelder følgende ligning for endring i eksergi:

$$\frac{\Delta E}{m} = h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1) \text{ [kJ / kg]} \quad \text{Ligning V.4.}$$

der:

h_1 er spesifikk entalpi til massestrømmen før endring [kJ/kg]

h_2 er spesifikk entalpi til massestrøm etter endring [kJ/kg]

s_1 er spesifikk entropi til massestrømmen før endring [kJ/kgK]

s_2 er spesifikk entropi til massestrøm etter endring [kJ/kgK]

T_0 er omgivelsestempertaur [K]

Overført eksergi i forbindelse med kuldeoverføring [19]:

For varme som overføres ved konstant temperatur under referansetemperatur gjelder følgende sammenheng mellom overført termisk energi og eksergi.

$$E = Q_h \left(1 - \frac{T_b}{T_0} \right) \text{ [W]} \quad \text{Ligning V.5.}$$

der:

E er overført eksergi [W]

Q_h er overført termisk energi [W]

T_0 er omgivelsestemperatur [K]

T_b er temperaturen til kulden som overføres [K]

Relativ flyktighet [29]:

$$\alpha = \frac{(y_i/x_i)}{(y_j/x_j)} = \frac{K_i}{K_j} \quad \text{Ligning V.6.}$$

der:

α er relativ flyktighet av mer flyktig komponent i i forhold til mindre flyktig komponent j

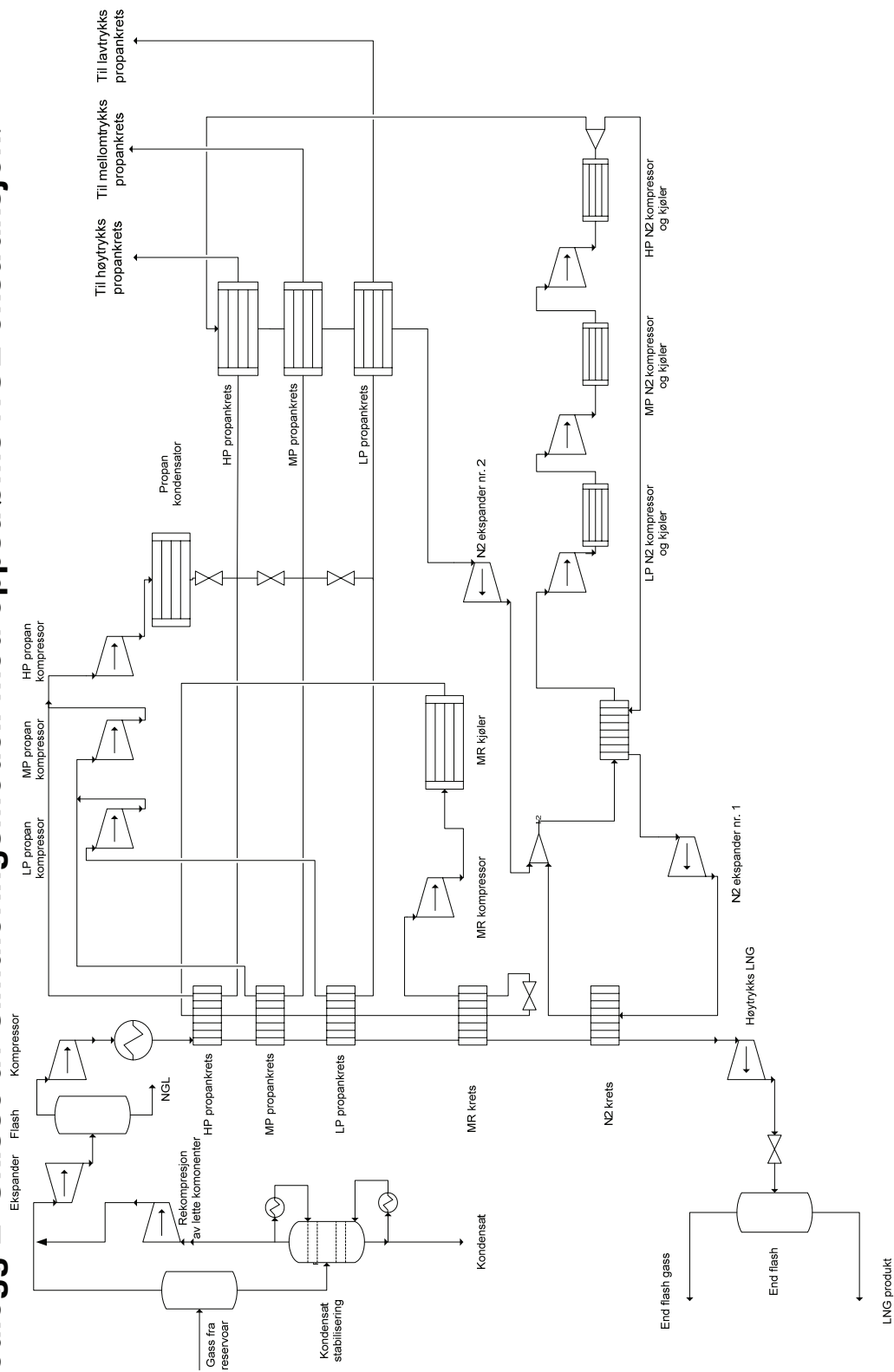
Y_i er gass-væskelikevekt konsentrasjon av komponent i i gassfase

X_i er gass-væskelikevekt konsentrasjon av komponent i i væskefase

Y_j er gass-væskelikevekt konsentrasjon av komponent j i gassfase

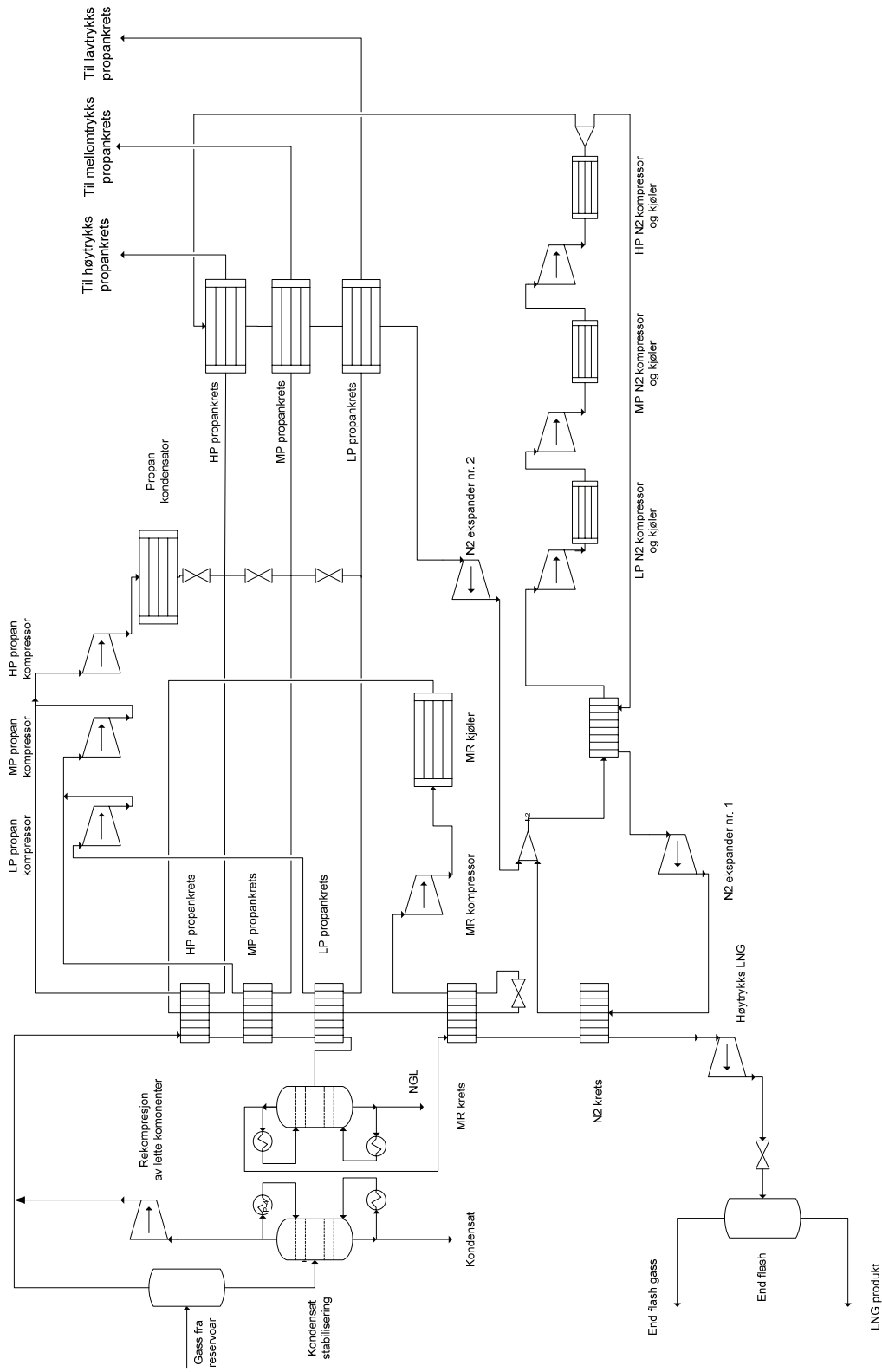
X_j er gass-væskelikevekt konsentrasjon av komponent j i væskefase

Vedlegg L Skisse av simuleringsmodell med oppstrøms NGL-ekstraksjon.



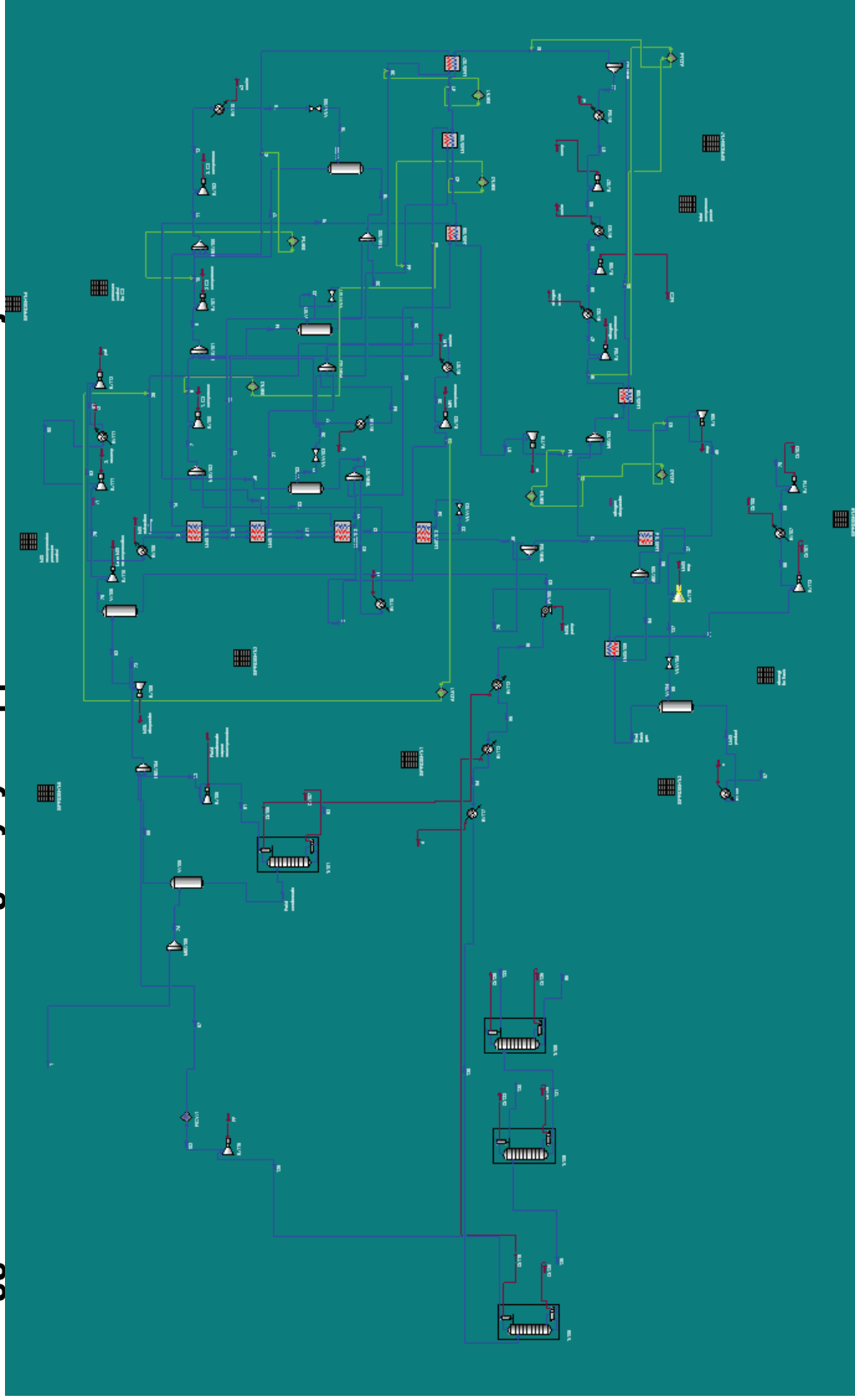
Figur 49: Skisse av simuleringsmodell med oppstrøms NGL-ekstraksjon

Vedlegg M - Skisse av simuleringsmodell med integrert NGL-ekstraksjon



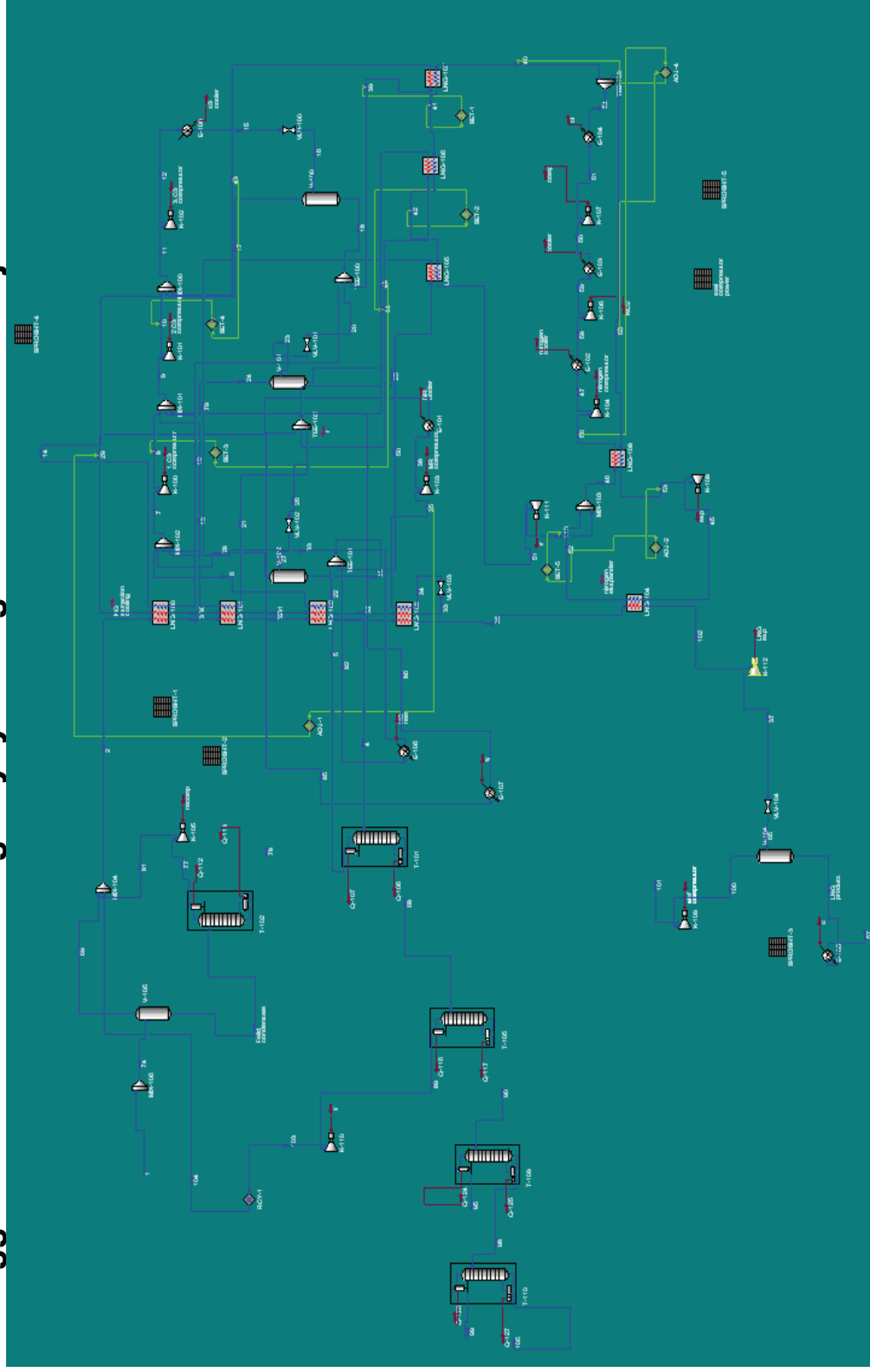
Figur 50: Skisse av simuleringsmodell med integrert NGL-ekstraksjon.

Vedlegg N Bilde av simulering i Hysys. Oppstrøms NGL-ekstraksjon



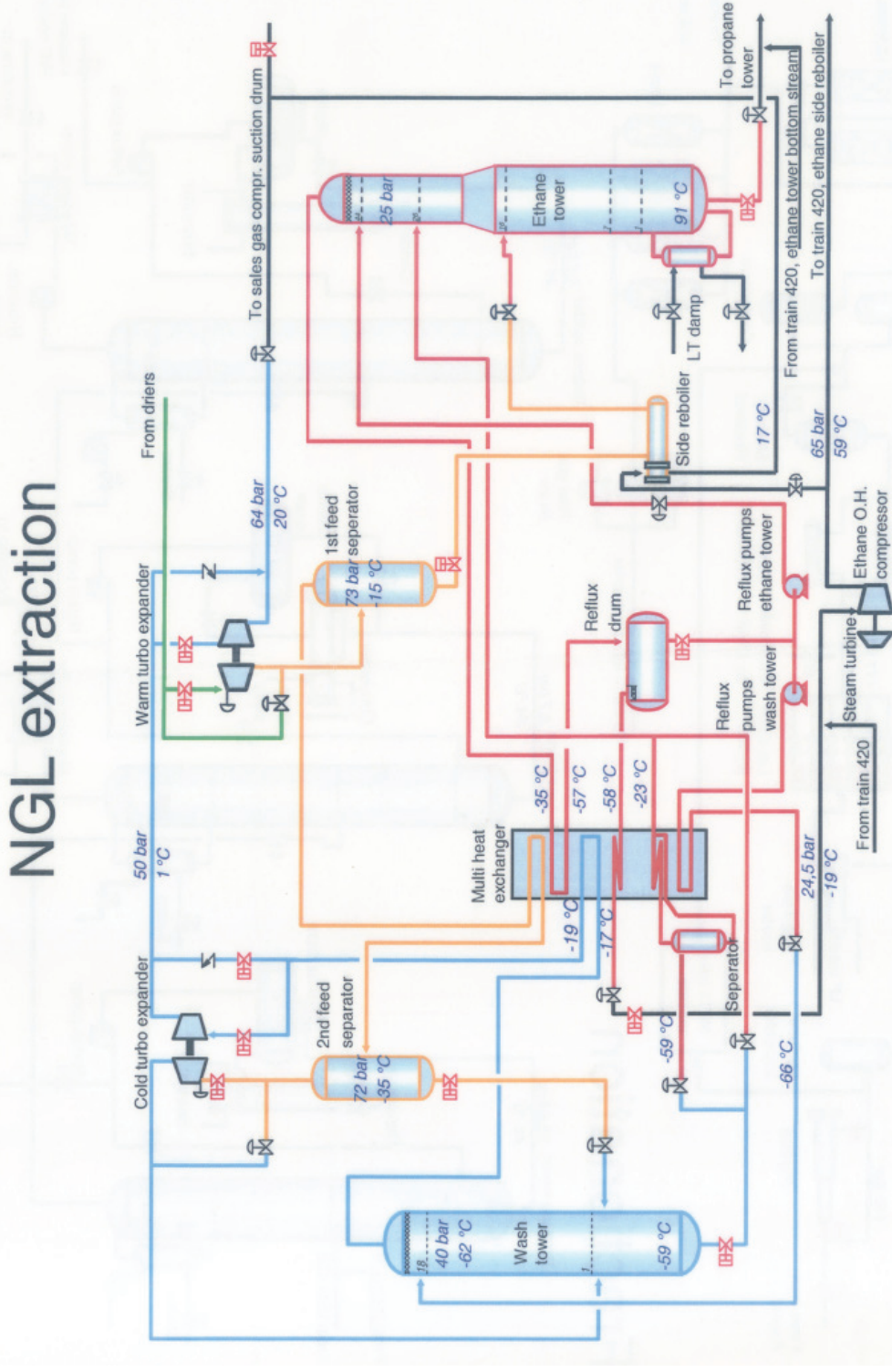
Figur 51: Bilde av simulering med oppstrøms NGL-ekstraksjon

Vedlegg O Bilde av simulering i Hysys. Integrerts NGL-ekstraksjon

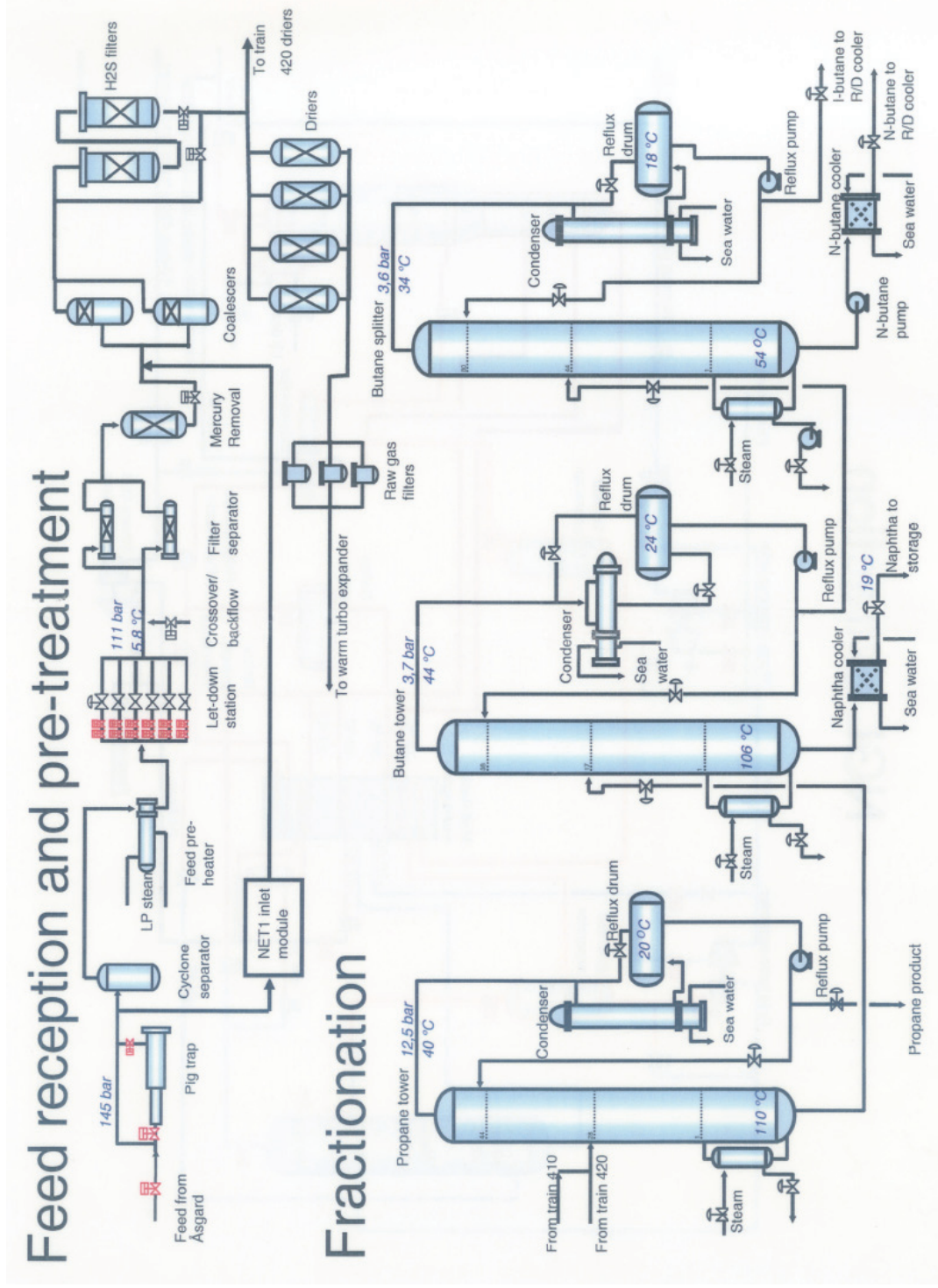


Figur S2: Bilde av simulering med integrert NGL-ekstraksjon.

Vedlegg P NGL-ekstraksjon og fraksjonering for Åsgard gass på Kårstø



Figur 53: NGL-ekstraksjon av Åsgard gass på Kårstø



Figur 54: Forbehandling og fraksjonering av Åsgard gass på Kårstø.