

Valg av driftsalternativ for kompressorer offshore

Torkild Laurin Kamsvåg Stene

Master i energi og miljø
Oppgaven levert: Juli 2007
Hovedveileder: Jan M Øverli, EPT

Oppgavetekst

Vedrørende oppgaveteksten henvises til diplomen.

Oppgaven gitt: 29. januar 2007

Hovedveileder: Jan M Øverli, EPT

Diplom

Valg av driftsalternativ for kompressorer offshore



Torkild L K Stene

Fakultet for ingeniørvitenskap og teknologi

Institutt for energi- og prosessteknikk

Norges tekniske naturvitenskapelige universitet



2007

Forord

Diplomen markerer avslutningen på Master of Technology-studiet ved NTNU og gjennomføres i tiende semester. Hensikten med diplomen er samarbeid med veileder, tilegne seg og formidle kunnskap. Veilederen for diplomen var Jan M Øverli ved Papirindustriens forskningsinstitutt (PFI). Vedrørende bakgrunnen for og hovedinnholdet i diplomen henvises til innledningen.

Takk til:

Odd Lekva og Tom-Christian Stensholt hos ABB
Dagfinn Wold hos Delta P
Øyvind Eidsmoen og Tore Næss hos Dresser-Rand
Lars E Bakken, Robert Nilsen og Lars E Norum ved NTNU
Hans-Christian Lous hos Nuovo Pignone
Jan M Øverli ved PFI
Thor B Henriksen ved SINTEF
Conrad Carstensen og Kyrre Langnes hos Statoil
Jochen Drechsler hos Voith Turbo
Werner Werenskiold pensjonert

Diplomen er skrevet ved Institutt for energi- og prosessteknikk ved NTNU av undertegnede.

Torkild L K Stene
Trondheim, 03.07.2007

Sammendrag

Diplomen vurderer tre driftsalternativer for kompressorer offshore; mekanisk, elektrisk og elektrisk/hydraulisk drift. Prosjekter bør vurderes basert på nåverdi. Diplomen bygger på artikler om mulighetsstudier og valg av driftsalternativ for kompressorer offshore. Problemet med mulighetsstudier er mangel på teknisk- og økonomisk informasjon. Diplomen fokuserer på viktigste vurderingskriteriene for valg av driftsalternativ for kompressorer offshore og anbefaler optimalt driftsalternativ for en referanseprosess. Referanseprosessen er separasjons- og eksportkompresjonsprosessen på Gullfaks-A plattformen. Tilsvarende mulighetsstudie ble utført i 1981 med mekanisk drift som anbefalt optimalt driftsalternativ. Hovedbegrunnelsen var turtallsvariasjon med flerakslet gassturbin mot kontant turtalls elektrisk motor. I olje- og gassindustrien brukes kompressorer til separasjon, injeksjon og transport av gass. Kompressorer bygges for et driftspunkt, men reservoarer endrer parametere over tid som påvirker kompressorer. Små endringer kan justeres, mens større endringer fører til ombygging eller utskiftning av kompressoren. Av fire reguleringsmetoder for kompressorer er turtallsregulering optimalt med hensyn på effektforbruk. Effektforbruk koster penger og skader miljøet gjennom utslipp. I dag reguleres elektriske motorer ved hjelp av frekvensomformer eller hydraulisk gir. Optimalt driftsalternativ ble elektrisk drift. Elektrisk drift er jevnt over best eller nest best på alle punkter. Spesielt tilgjengelighet, en svært prioritert kriterie i olje- og gassindustrien var best. For detaljert begrunnelse for valg av optimalt driftsalternativ henvises til konklusjonen.

Innhold

Forord	
Sammendrag	
Innhold	
Figurer	
Tabeller	
Kapittel 1: Innledning og forutsetninger	1
1.1: Norges olje- og gaseventyr	1
1.2: Bakgrunn	1
1.3: Innhold	4
Kapittel 2: Teori	8
2.1: Vurderingskriterier	8
2.2: Kompressorer	9
2.3: Gassturbiner	15
2.4: Elektriske motorer	22
2.4.1: Trefase vekselstrøm	22
2.4.2: Vekselstrømsmotorer og generatorer	24
2.4.3: Frekvensomformere	27
2.5: Hydrauliske gir	31
Kapittel 3: Resultater	34
3.1: Referanseprosess	34
3.2: Kompressorberegning	35
3.3: Driftsalternativ 1	46
3.4: Driftsalternativ 2	53
3.5: Driftsalternativ 3	60
Kapittel 4: Konklusjon	65
Kapittel 5: Referanser	66

Figurer

- Figur 1.1.1: BNP, statens inntekter og landets eksportinntekter
 - Figur 1.3.1: Driftsalternativer – hovedkomponenter
 - Figur 2.2.1: Kompressor - Prosessflytdiagram
 - Figur 2.2.2: Radial kompressor – Aksielt snitt
 - Figur 2.2.3: Kompresjonsprosess – TS-diagram
 - Figur 2.2.4: Kompressor – Ytelseskarakteristikk
 - Figur 2.3.1: Gassturbin – Prosessflytdiagram
 - Figur 2.3.2: Gassturbin – Enakslet
 - Figur 2.3.3: Gassturbin – Toakslet
 - Figur 2.3.4: Gassturbin - Treakslet
 - Figur 2.3.5: Gassturbin - GE LM2500+
 - Figur 2.3.6: Gassturbinprosess – T-S-diagram
 - Figur 2.3.7: Gassturbin – Mellomkjøling
 - Figur 2.3.8: Gassturbin - Forvarming
 - Figur 2.3.9: Gassturbin - Dampinjeksjon
 - Figur 2.3.10: Gassturbin – Mellomoppvarming
 - Figur 2.3.11: Gassturbin - Bunnprosess
 - Figur 2.4.3.1: Frekvensomformer - Prosessflytdiagram
 - Figur 2.4.3.2: VSI frekvensomformer
 - Figur 2.4.3.3: Transformator – Prosessflytdiagram
 - Figur 2.4.3.4: CSI frekvensomformer
 - Figur 2.5.1: Foettingers prinsipp i moment turbo hydraulisk gir
 - Figur 2.5.2: Planetgir – alternativ drift
 - Figur 3.1.1: Referanseprosess – flytskjema
 - Figur 3.2.1: Fasediagram – Strøm 1 og 2
 - Figur 3.2.2: Fasediagram – Strøm 3 og 4
 - Figur 3.2.3: Fasediagram – Strøm 5 og 6
 - Figur 3.2.4: Fasediagram – Strøm 7 og 8
 - Figur 3.3.1: Driftsalternativ 1 – ”Lay Out”
 - Figur 3.4.1: Driftsalternativ 2 – ”Lay Out”
 - Figur 3.4.7: Transformator 12/2 – informasjon
 - Figur 3.5.1: Driftsalternativ 3 – ”Lay Out”
 - Figur 3.5.2: Driftsalternativ 3 – kraftflytdiagram
-

Tabeller

Tabell 1.2.1 og figur 1.2.1: Petroleumsressurser – status pr. 31.12.2006

Tabell 1.2.2: Gullfaksfeltet – ressurser og olje/gass-forhold

Tabell 1.3.1: Plattform – Kraftbehov

Tabell 2.2.1: Kompressorer - Reguleringsmetoder

Tabell 2.3.1: Industri og aero gassturbiner – Viktige forskjeller

Tabell 2.5.1: Versjoner av Voith Turbo Vorecon

Tabell 3.2.1: Oppgitte strømdata

Tabell 3.2.2: Oppgitte molvekter – komponent 1, 2, 3 og 4

Tabell 3.2.3: Ekvivalent molvekt – komponent 1-4

Tabell 3.2.4: Vektett molvekt – heksan og heptan

Tabell 3.2.5: Kompressorberegningsprogram - komposisjon

Tabell 3.2.6: Kompressorberegningsprogram – simulering 1

Tabell 3.2.7: ProII – simulering

Tabell 3.2.8: Kompressorberegningsprogram – simulering 2

Tabell 3.2.9: Kompressorberegningsprogram – simulering 3

Tabell 3.3.1: Kompressor 1/1 – informasjon

Tabell 3.3.2: Kompressor 1/1 – vurderingskriterier

Tabell 3.3.3: Kompressor 2/1 – informasjon

Tabell 3.3.4: Kompressor 2/1 - vurderingskriterier

Tabell 3.3.5: Kompressor 3/1 – informasjon

Tabell 3.3.6: Kompressor 3/1 - vurderingskriterier

Tabell 3.3.7: Kompressor 4/1 – informasjon

Tabell 3.3.8: Kompressor 4/1 - vurderingskriterier

Tabell 3.3.9: Gassturbin 1/1 – informasjon

Tabell 3.3.10: Gassturbin 1/1 - vurderingskriterier

Tabell 3.3.11: Gassturbin 23/1 – informasjon

Tabell 3.3.12: Gassturbin 23/1 - vurderingskriterier

Tabell 3.4.1: Elektrisk motor 1/2 – informasjon

Tabell 3.4.2: Elektrisk motor 1/2 - vurderingskriterier

Tabell 3.4.3: Elektrisk motor 2/2 – informasjon

Tabell 3.4.4: Elektrisk motor 2/2 - vurderingskriterier

Tabell 3.4.5: Frekvensomformer 1/2 – informasjon

Tabell 3.4.6: Frekvensomformer 1/2 - vurderingskriterier

Tabell 3.4.8: Transformator 12/2 – vurderingskriterier

Tabell 3.4.10: Gassturbin 123/2 - vurderingskriterier

Tabell 3.5.1: Hydraulisk gir 1/3 – informasjon

Tabell 3.5.2: Hydraulisk gir 1/3 - vurderingskriterier

Tabell 3.5.3: Hydraulisk gir 2/3 – informasjon

Tabell 3.5.4: Hydraulisk gir 2/3 - vurderingskriterier

Tabell 4.1: Driftsalternativ 1, 2 og 3 – vurderingskriterier

Kapittel 1: Innledning

1.1: Norges olje- og gasseventyr

”Havet er fullt av olje!” lød meldingen fra Phillip Petroleum borerigg ”Ocean Viking”. Året var 1971 og riggen fant Ekofisk-feltet. I dag er Ekofisk-feltet ett av 52 felt som bidrar til vår velstand og siden 1971 har petroleumsindustrien bidratt med ca. 5000 milliarder kr (2006-kr). Hvert statsbudsjett har et petroleumskorrigert underskudd og staten sparer petroleumsinntektene i Statens pensjonsfond. Ved utgangen av 2006 var verdien av fondet ca. 1 784 milliarder kr (2006-kr).

Norge er verdens tiende største oljeprodusent, femte største oljeeksportør, sjuende største gassprodusent og tredje største gasseksportør.

Petroleumsindustrien er Norges viktigste inntektskilde gjennom eksportinntekter, nasjonal investering og sysselsetting. I fjor utgjorde petroleumsinntektene 25 % av brutto nasjonalprodukt (BNP), 36 % av statens samlede inntekter og 51 % av landets eksportinntekter. BNP er et lands samlede verdiskapning. Det viser landets avhengighet av petroleumsindustrien.



Figur 1.1.1: BNP, statens inntekter og landets eksportinntekter

1.2: Bakgrunn

Bakgrunnen for diplomten er mulighetsstudien: ”Conceptual Study for 34/10; Compressor Study” utført av Norwegian Petroleum Consultants (NPC) for Statoil i 1981.

Mulighetsstudien vurderte to driftsalternativer for kompressorer offshore; mekanisk- og elektrisk drift. Kompressorene deltar i separasjonsprosessen på Gullfaks A-plattformen. Elektrisk drift var begrenset til elektriske motorer med konstant turtall, mens mekanisk drift var flerakslet gassturbin med turtallsvariasjon. Mulighetsstudien anbefalte mekanisk drift basert på investerings- og driftskostnader samt turtallsvariasjon Blokk 34/10 og Gullfaks A-plattformen tilhører Gullfaks-feltet.

Diplomen evaluerer mulighetsstudien basert på dagens teknologi

Olje- og gassfelt

Norges olje- og gassfelt ligger langs kysten på varierende havdyp og dybde under havbunnen. Oljedirektoratet (OD) deler havområder med petroleumsutvinning inn i:

- Nordsjøen Sør
- Norskehavet
- Nordsjøen Nord

Nordsjøen er havområdet mellom Norge, De britiske øyer og kontinentet. Nordsjøen Sør er havområdet vest og sørvest for Stavanger. Norskehavet er havområdet mellom Norge, Grønland og Svalbard. Nordsjøen Nord ligger mellom Nordsjøen Sør og Norskehavet.

Gullfaksfeltet er et oljefelt som ligger i Nordsjøen nord på ca. 61 bredde- og 2 lengdegrad, fra 130 til 220 meters havdyp og fra 1700 til 2000 m under havbunnen. Feltet eies av Statoil ASA med 61 %, Petoro AS med 30 % og Norsk Hydro Produksjon AS med 9 %. Gullfaksfeltet består av tre plattformer; Gullfaks A-, B- og C-plattformen med integrerte bore-, prosesserings- og boenheter. Feltet er tilknyttet feltene; Gullfaks sør-, Gimle-, Tordis-, Vigdis- og Visund-feltet.

Gullfaks sør ligger sør for Gullfaks og består av feltene; Gullfaks sør, Gulltopp, Gullveig, Rimfaks og Skinfaks med 11 havbunnsinstallasjoner. Oljen transporteres i rør til Gullfaks A-plattformen for prosessering, lagring og transport med tankskip sammen med olje fra Gullfaks-feltet og tilknyttede felt. Gassen transporteres i rør til Gullfaks C-plattformen for prosessering og videre sammen med gass fra Gullfaks-feltet og tilknyttede felt til Kårstø.

Prosessering av olje- og gass innebærer separasjon av hydrokarboner; molvekt for hydrokarboner avtar fra olje til gass samt fjerning av vann, frostvæske og skadelige komponenter. På plattform stabiliseres olje for transport med skip og gass prosesseres for transport i rør. På land prosesseres gass for tilfredsstillelse av krav til gass. Kravene gjelder energiinnhold; brennverdi, flammestabilitet; wobbe-indeks og skadelige komponenter for mennesker og utstyr; helsefarlige- og korrosive komponenter. Gass fra Norge brukes daglig av millioner av europeere.

Gimle er et oljefelt med havbunnsinstallasjoner som ligger nord for Gullfaks-feltet. Brønnstrømmen transporteres i rør til Gullfaks C-plattformen for prosessering. Oljen transporteres med tankskip sammen med olje fra Gullfaks-feltet og tilknyttede felt. Gassen transporteres i rør sammen med gass fra Gullfaks-feltet og tilknyttede felt til Kårstø.

Tordis er et oljefelt som ligger nordvest for Gullfaks-feltet og består av feltene; Tordis, Tordis øst, Borg og 34/7-25 S med ni havbunnsinstallasjoner. Brønnstrømmen transporteres i rør til Gullfaks C-plattformen for prosessering. Oljen transporteres med tankskip sammen med olje fra Gullfaks-feltet og tilknyttede felt. Gassen transporteres i rør sammen med gass fra Gullfaks-feltet og tilknyttede felt til Kårstø.

Vigdis er et oljefelt med havbunnsinstallasjoner som ligger nord for Tordis. Brønnstrømmen transporteres i rør til Snorre A-plattformen for prosessering. Oljen transporteres i rør til Gullfaks A-plattformen for lagring og transport med tankskip sammen med olje fra Gullfaks-feltet og tilknyttede felt. Gassen brukes til gassinjeksjon på Snorre-feltet.

Visund er et oljefelt som består av plattform; Visund A-plattformen med integrert bore-, prosesserings- og boenhet som ligger vest for Vigdis-feltet. Oljen transporteres i rør til Gullfaks A for lagring og transport med tankskip sammen med olje fra Gullfaks-feltet og tilknyttede felt. Gassen transporteres i rør til Kollsnes.

Reservoar og petroleumsressurser

Et reservoar inneholder olje, gass, vann og mineraler. Gassen er assosiert eller uassosiert. Assosiert gass er heterogen gass, f.eks. gass i olje, mens uassosiert gass er homogen gass. Olje/gass-forholdet og assosiert eller uassosiert gass klassifiserer type av reservoar. Et typisk oljereservoar har høyt olje/gass-forhold og assosiert gass, mens et typisk gassreservoar har lavt olje/gass-forhold og uassosiert gass.

Reservoarer representerer ulike petroleumsressurser. OD deler petroleumsressursene inn i:

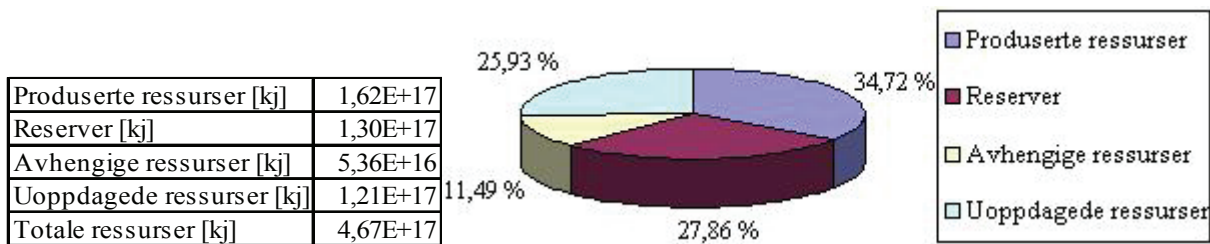
- Reserver
- Avhengige ressurser
- Uoppdagede ressurser

Reserver: Reserver er resterende tekniske og økonomiske utvinnbare petroleumsressurser.

Avhengige ressurser: Avhengige ressurser er petroleumsressurser ikke vedtatt utbygd. Det skyldes oftest tekniske og økonomiske utfordringer. Teknisk fremgang påvirker utvinningsmuligheter og økonomiske betingelser. Fremover i tid går oftest avhengige ressurser til reserver.

Uoppdagede ressurser: Uoppdagede ressurser er petroleumsressurser ikke funnet, men i følge modeller mest sannsynlig finnes.

Tabell 1.2.1 og figur 1.2.1 viser status for Norges petroleumsressurser pr. 31.12.2006:



Tabell 1.2.1 og figur 1.2.1: Petroleumsressurser – status pr. 31.12.2006

Basert på reserver utgjør Gullfaksfeltet 19,92 % av Norges reserver. Det viser feltets størrelse og betydning. Tabell 1.2.2 viser Gullfaksfeltets reserver og olje/gass-forhold:

Felt	Funnår	Felttype	Ressurser		Olje/gass-forhold [-]
			Olje [kj]	Gass [kj]	
Gimle	2004	Olje	1,49E+14	3,20E+13	4,66
Gullfaks	1978	Olje	1,29E+16	9,72E+14	13,27
Gullfaks sør	1978	Olje/gass	2,04E+15	1,70E+15	1,20
Vigdis	1986	Olje	2,09E+15	7,20E+13	29,03
Visund	1986	Olje/gass	1,42E+15	1,98E+15	0,72
Tordis	1987	Olje	2,41E+15	2,24E+14	10,76

Tabell 1.2.2: Gullfaksfeltet – ressurser og olje/gass-forhold

Olje utgjør 80,69 % og gass 19,31 % av Gullfaks-feltene basert på energiinnhold. Derfor er Gullfaksfeltet et oljefelt.

Et reservoirs egenskaper varierer over tid. På plattformer påvirkes behov for varmeenergi, mekanisk- og elektrisk kraft samt parametere for utstyr. Kompressorer brukes i olje- og gassindustrien til bla. prosessering av olje og gass, injeksjon og transport av gass. Viktige parametere for kompressorer er trykk, temperatur og molvekt. Små variasjoner for kompressorparametere kan reguleres, mens større variasjoner fører til ombygging eller utskiftning av kompressorer. Fokus i diplomten er drift av kompressorer med reguleringsmuligheter.

Offshore finnes kompressorer med effekter fra under 1 MW opp til 45MW samt trykkforhold opp til 1:100 og maksimalt trykk på ca. 600 bar.

1.3: Arbeidsbeskrivelse

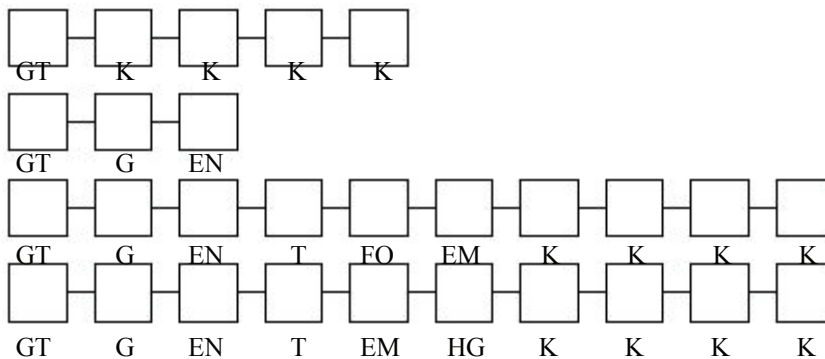
Diplomen vurderer tre ulike driftsalternativer for kompressorer offshore

Driftsalternativ 1: Mekanisk drift

Driftsalternativ 2: Elektrisk drift

Driftsalternativ 3: Elektrisk- og hydraulisk drift

Figur 1.3.1 viser hovedkomponentene i driftsalternativene:



Figur 1.3.1: Driftsalternativer – hovedkomponenter

Der GT = gassturbin
 K = kompressor
 G = generator
 EN = elektrisk nett
 T = transformator
 FO = frekvensomformer
 EM = elektrisk motor
 HG = hydraulisk gir

Ved turtallsforskjell tilkommer mekanisk gir.

Driftsalternativ 1 er flerakslet gassturbin, gir og kompressorer. Kravene er kompressorene på lik aksling og turtallsområde 70 – 105 %.

Driftsalternativ 2 er en-/flerakslet gassturbin, generator, transformator, frekvensomformer, elektrisk motor, gir og kompressorer. Kravet er turtallsområde 70 – 105 %.

Driftsalternativ 3 er en-/flerakslet gassturbin, generator, transformator, elektrisk motor, hydraulisk gir og kompressorer. Kravet er likt driftsalternativ 2.

Målsetningen for diplomen er valg av optimalt driftsalternativ som dekker referanseprosessen og plattformens kraftbehov basert på vurderingskriteriene, begrensningene og kravene.

Referanseprosessen er separasjons- og eksportkompresjonsprosessen på Gullfaks A-plattformen som beskrives i kapittel 3.

Tabell 1.3.1 viser plattformens kravbehov:

Elektrisk kraftbehov	
Boring [kw]	3800,00
Produksjon [kw]	10200,00
Vanninjeksjon [kw]	14200,00
"Life Support" og nødkraft [kw]	7600,00
Totalt elektrisk kraftbehov [kw]	35800,00
Mekanisk kraftbehov	
Referanseprosess - Kompresjon [kw]	14737,45
Totalt mekanisk kraftbehov [kw]	14737,45
Totalt kraftbehov [kw]	50537,45

Tabell 1.3.1: Plattform – Kraftbehov

Kommentarer til tabell 1.3.1:

- Kraftbehovet inndeles i elektrisk- og mekanisk kraftbehov
- Elektriske kraftbehovet er oppgitt i mulighetsstudien anno 1981
- Mekaniske kraftbehovet er lavere enn mulighetsstudien anno 1981 på grunn av kompressorutvikling med hensyn på virkningsgrad
- Kraftbehovet er netto kraftbehov
- Elektriske kraftbehovet dekker boring, produksjon, vanninjeksjon, "life support" og nødkraft
- Produksjonen er ekskludert referanseprosessen
- Krav for reservekapasitet er 100 % nødkraft, dvs. 7600kW elektrisk kraft
- Fordelingen mellom "life support" og nødkraft er ikke oppgitt. Derfor settes nødkraft lik "life support" og nødkraft

Kapittel 2 inneholder teori for hovedkomponentene i driftsalternativene og beskriver fordelene ved turtallsvariasjon av kompressorer i forhold til alternative variasjonsmetoder fordi turtallsvariasjon er optimal med hensyn til effektforbruk.

Kapittel 3 inneholder referanseprosessen, kompressorberegninger og forslag til driftsalternativene.

Kapittel 4 sammenligner forslagene og velger optimal løsning.

Diplomen er bygd på artikler om mulighetsstudier, teori for komponentene og innehentet informasjon fra leverandører og ressurspersoner. Relevante referanser er vedlagt i kapittel 5.

Prosjekter vurderes med hensyn på nåverdi. Nåverdi diskonterer inntekter og kostnader over prosjektets levetid. Diskontering tar hensyn til rente; avkastningskrav og inflasjon. Beregning av nåverdi krever utilgjengelige økonomiske parametere; prosjektets levetid, rente og produktpris.

Vurderingskriterier:

- Investeringskostnad - minimeres
 - Innkjøpspris – minimeres
 - Størrelse – minimeres:
 - Grunnareal – minimeres
 - Volum – minimeres
 - Vekt – minimeres
- Driftskostnad – minimeres
 - Virkningsgrad – maksimeres
 - Tilgjengelighet - maksimeres

Innkjøpskostnad: Innkjøpskostnader er komponentspesifikke

Størrelse: Investeringskostnader tilknyttet størrelse er prosjektspesifikke. For plattformer fører grunnareal og volum til større plattform, mens vekt øker krav til konstruksjonsstyrke og oppdriftskrefter. På land er størrelseskostnad marginalt i forhold til på plattform. Størrelseskostnad fremkommer av størrelseskostnad ganger størrelse.

Virkningsgrad: Drivstofforbruk og utslipp er proporsjonalt med virkningsgrad. På plattform er drivstoff oftest gass for gassturbiner. Tyngre hydrokarboner gir lavere drivstofforbruk og høyere utslipp, mens lettere hydrokarboner gir høyere drivstofforbruk og lavere utslipp. Energiinnhold er tilnærmet proporsjonalt med molvekt. For hydrokarboner er molvekten tilnærmet proporsjonal med karboninnholdet og karbon er mest energirike atomet av hydrogen og karbon. Kostnad tilknyttet virkningsgrad er drivstoffkostnad og utslippskostnad. Drivstoffkostnaden er drivstofforbruk ganger drivstoffpris. Drivstoffprisen velges oftest lik salgspris. Utslippskostnaden er basert på utslipp eller drivstofforbruk. I Norge er utslippsavgiften 0,80 kr per liter olje eller standard kubikkmeter gass.

Tilgjengelighet: Utilgjengelighet for komponenter uten reservekapasitet fører til produksjonsstans. Produksjonsstans vurderes som utsatt- eller tapt produksjon. Utsatt produksjon utvinnes ved slutten av prosjektets opprinnelige levetid. Nåverdi påvirkes negativt eller positivt avhengig av rentebane og pris. Økt pris i forhold til rentebane påvirker nåverdi positivt, mens redusert pris i forhold til rentebane påvirker nåverdi negativt. Tilgjengelighetskostnad ved utsatt produksjon er avhengig av nåverdi. I følge Statoils retningslinjer er utsatt produksjon lik tapt produksjon. Det skyldes fremtidig usikkerhet tilknyttet pris og konkurrerende energiteknologier. Tilgjengelighetskostnad ved tapt produksjon er tapt produksjon ganger pris.

I tillegg bør monteringskostnad, vedlikeholdskostnad, start- og stopproblematikk og fleksibilitet vurderes. Vurderingskriteriene er utelukket av diplomene på grunn av utilgjengelig informasjon fra leverandører og referanseprosessen.

Energi består av anergi og eksergi. Anergi er varmeenergi og eksergi er potensial for arbeid. Energikvalitet beskriver fordelingen mellom anergi og eksergi. Lav energikvalitet har høy andel anergi og lav andel eksergi, mens høy energikvalitet har høy andel eksergi og lav andel anergi. I diplomene omtales eksergi som effekt, arbeid eller kraft.

Turtallsvariasjon opptil 105 % kapasitet krever 10 % økt effekt. 5 % økt kapasitet krever mer enn 5 % økt effekt pga. økt irreversibilitet for kompressor ved økt trykkforhold. Reell virkningsgrad avtar med økt trykkforhold. Polytropisk virkningsgrad tar ikke hensyn til irreversibilitet og påvirkes ikke av økt trykkforhold.

Krav:

- Referanseprosessens krav skal overholdes
- 100 % reservekapasitet for "life support" og nødskraft
- Turtallsvariasjon med turtallsområde fra 70 til 105 % av driftspunktet
- Driftsalternativ 1 – mekanisk drift:
 - Alle kompressorene på lik aksling

Begrensninger:

- Plattformen er selvforsynt med energi
- Energikilden er gassturbiner
- Ett driftspunkt for kompressorene

- Elektriske nettet på plattformen er 60 hz
- Ingen varmegjenvinning fra gassturbinens eksos
- Nåverdi kan ikke brukes fordi nødvendige økonomiske parametere mangler
- Plattformen har ikke behov for fremdrift og navigering
- Det skilles mellom normal og dimensjonerende drift. Komponentene velges for dimensjonerende drift, men virkningsgrad og tilgjengelighet beregnes ved normal drift.
- Ingen informasjon om lagringskapasitet på plattformen er tilgjengelig. Stans i referanseprosessen fører til stans i boring, vanninjeksjon og øvrig produksjon.

Kapittel 2: Teori

2.1: Vurderingskriterier

Innkjøpskostnad og størrelse

Total innkjøpskostnad og størrelse er gitt ved:

$$X_{total} = \sum_1^n X_i$$

der X_{total} = Total Investeringskostnad/grunnareal/volum/vekt for driftsalternativ
 X_i = Investeringskostnad/grunnareal/volum/vekt for komponent

Virkningsgrad

Total virkningsgrad er gitt ved:

$$\eta_{total} = \eta_1 * \eta_2 * \dots * \eta_n$$

der η_{total} = totalvirkningsgrad [%]
 η_i = virkningsgrad for komponent [%]

Tilgjengelighet

Det skiller mellom pålitelighet og tilgjengelighet for komponenter. Pålitelighet er driftstiden, inkl. uforutsette stopp, over tid. Tilgjengelighet er driftstiden, inkl. forutsette og uforutsette stopp, over tid. Uforutsette stopp er feil ved drift, feil av personal, feil på komponenten osv. Forutsette stopp er service. Tilgjengelighet er gitt ved:

$$a \equiv \frac{MTBF}{MTBF + MTTR}$$

Der a = tilgjengelighet [%]
 $MTBF$ = mean time between failure [h]
 $MTTR$ = mean time to repair [h]

Total tilgjengelighet forutsatt avhengige komponenter er gitt ved:

$$a_{TOT} = \prod a_i$$

Der a_{TOT} = total tilgjengelighet [%]
 a_i = tilgjengelighet for komponent [%]

Tilgjengelighet for reservekapasitet forutsatt uavhengige komponenter er gitt ved:

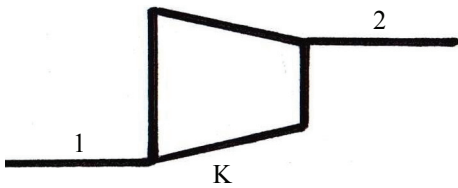
$$a = \frac{y!}{(y-x)! \cdot x!} \cdot a^x \cdot (1-a)^{y-x}$$

Der a = tilgjengelighet [%]

2.2: Kompressorer

Innledning

Kompressorer produserer trykkenergi av mekanisk energi. Arbeidsmediet er kompressible fluider, dvs. gasser. Figur 2.2.1 viser prosessflytdiagram for kompressor.



Figur 2.2.1: Kompressor - Prosessflytdiagram

Der K = kompressor

Kompressorer brukes i olje- og gassindustrien til bla. separasjon, injeksjon og transport av gass.

Hovedtyper

Hovedtyper av kompressorer:

- Aksial kompressor
- Radial kompressor
- Skrue kompressor
- Stempel kompressor

Skrue kompressoren: Skrue kompressoren brukes bla. til produksjon av trykkluft. Den har innløp på sidene og utløp i midten. Hovedkomponenter i skrue kompressoren; skall og to skruer. Skruene skyver gassen fra sidene, mot midten og trykket øker. Skrue kompressorer brukes ved lav volumstrøm og lavt trykkforhold.

Stempel kompressoren: Stempel kompressoren brukes bla. til transport av gass. Den har inn- og utløp i toppen. Hovedkomponenter i stempel kompressoren; skall, sylindere og stempler. Innløpet åpnes og stempelet trekker gassen mot bunnen av sylindere. Innløpet lukkes, stempelet skyver gassen mot toppen av sylindere, trykket øker og utløpet åpnes. Stempel kompressoren brukes ved middels volumstrøm og høyt trykkforhold.

Aksialkompressoren: Aksial kompressoren brukes bla. i flymotorer. Den har inn- og utløp på sidene. Hovedkomponenter i aksial kompressoren; skall, rotor, løpe- og ledeskovler. Løpeskovlene akselerer gassen, ledeskovlene retarderer gassen og trykket øker. Aksial kompressoren brukes ved høy volumstrøm og lavt trykkforhold.

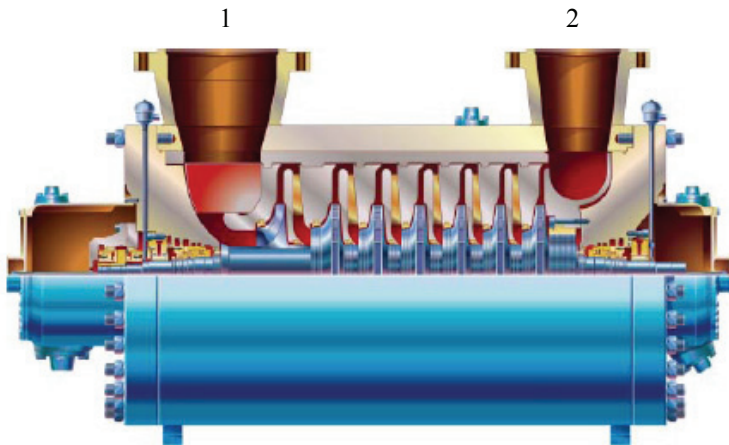
Radial kompressoren: Radial kompressoren brukes bla. til separasjon, injeksjon og transport av gass. Den har inn- og utløp på toppen. Hovedkomponenter i radialkompressoren; skall, rotor, løpe- og

ledeskovler. Løpeskovlene akselerer gassen, ledeskovlene retarderer gassen og trykket øker. Radial kompressoren brukes ved høy volumstrøm og høyt trykkforhold.

Radial kompressoren

Hovedkomponenter

Figur 2.2.2 viser aksielt snitt av radial kompressor (GE BCL-serien):



Figur 2.2.2: Radial kompressor – Aksielt snitt

Hovedkomponenter i radial kompressoren

- Skall
- Rotor
- Løpe- og ledeskovler
- Lager
- Tette- og smøresystemer.

Skallet og ledeskovler: Skallet holder gassen i kompressoren. Det har kanaler fra løpeskovl til løpeskovl. Typer av kanaler; ring- og ledeskovler. De retarderer og avbøyer gassen fra radiell til aksiell retning. Retardasjon gir trykkøkning. Ringskovlen er enklest å produsere og mest utbredt, mens ledeskovlen gir høyest virkningsgrad.

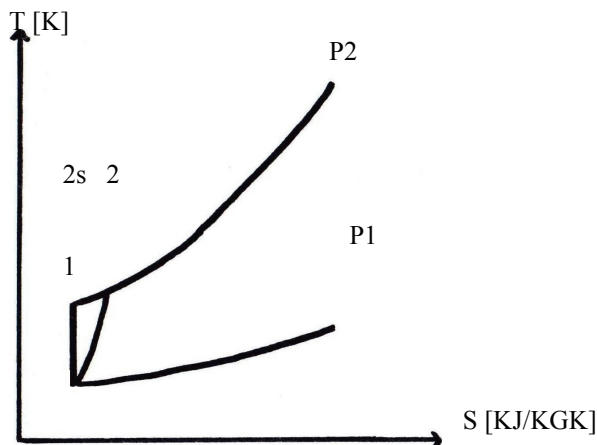
Rotoren og løpeskovler: Rotoren roterer løpeskovlene i kompressoren. Typer av løpeskovler; rette-, bakoverbøyde- og fremoverbøyde løpeskovler. De akselerer og avbøyer gassen fra aksiell til radiell retning. Rette løpeskovler er enklest å produsere, bakoverbøyde løpeskovler gir høyest virkningsgrad og framoverbøyde løpeskovler gir høyest trykkforhold. Løpe- og ledeskovler alternerer i aksiell retning.

Lager: Lager holder rotoren i posisjon i kompressoren. Typer av lager; radial- og aksiallager. De tar opp henholdsvis radielle og aksielle krefter. Typer av radiallager; kule-, glide og magnetiske lager. Glidelager er mest utbredt. Typer av aksiallager; glidelager. Glidelager er flytende skråstilte plater med oljefilm.

Teori

Motoren overfører mekanisk energi til kompressoren via giret.

Figur 2.2.3 viser kompresjonsprosess.



Figur 2.2.3: Kompresjonsprosess – TS-diagram

Overført effekt er gitt ved:

$$P = \frac{M^* * w}{\eta_p * \eta_m}$$

der P = effekten [W]
M* = massestrømmen [KG/S]
 η_p = polytropisk virkningsgrad [-]
 η_m = mekanisk virkningsgrad [-]

Arbeid, dvs. mekanisk energi overføres fra motoren til kompressoren via giret er kun avhengig av turtallet, dvs. at konstant turtall gir arbeid. Gassens egenskaper påvirker volumstrømmen og utløpstrykket. Økt innløpstemperatur gir lavere utløpstrykk, høyere innløpstrykk gir tilsvarende høyere utløpstrykk, dvs. at trykkforholdet er konstant, økt molekylvekt gir økt utløpstrykk og økt adiabateksponent gir lavere utløpstrykk.

Spesifikk mekanisk energi er gitt ved:

$$w = \frac{n}{n-1} * Z_1 * R * T_1 * \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(\frac{n-1}{n} \right)} - 1 \right]$$

der w = spesifikt arbeid [J/KG]
n = polytropeksponenten [-]
Z1 = kompresjonsfaktoren ved innløpet [NM/J]
T1 = temperaturen ved innløpet [K]
P1 = trykket ved utløpet [N/M2]
P2 = trykket ved innløpet [N/M2]

Kompresjonsprosessen og ekspansjonsprosessen: Kompresjonsprosessen går fra trykk P1 til P2, mens ekspansjonsprosessen går fra trykk P3 til P4, se figur 2.2.3 og 2.4.6. Typer av kompresjons- og ekspansjonsprosesser; isentropisk-, polytropisk- og reell prosess. Isentropisk prosess er ideell prosess, dvs. adiabatisk og reversibel prosess. Polytropisk prosess er sum av isentropiske delprosesser. Hver

isentropisk prosess starter på slutten av forrige reelle delprosess. Ved beregning er valg av prosess fritt, men tilhørende virkningsgrad må benyttes.

I H-S-diagrammet øker avstanden mellom isobarene med økende entalpi pga. $(\partial H/\partial S)_p = T$. Økt temperatur gir økt entalpi. Derfor er sum av delprosesser større enn isentropisk prosess.

Isentropisk prosess gir isentropisk arbeid, polytropisk prosess gir polytropisk mekanisk energi og reell kompresjon gir reell mekanisk energi. Valg av prosess er fritt, men tilhørende virkningsgrad må benyttes. Normalt benyttes polytropisk virkningsgrad.

Tap og virkningsgrad

Isentropisk virkningsgrad for kompressorer:

$$\eta_{k,i} = \frac{H_2 - H_1}{H_{2s} - H_1}$$

der $\eta_{k,i}$ = kompressorens isentropiske virkningsgrad [-]
 H_1 = entalpi ved innløpet av kompressoren [J]
 H_2 = entalpi ved utløpet av kompressoren [J]
 H_{2s} = entalpi ved innløpet av kompressoren [J]

Polytropisk virkningsgrad:

$$\eta_p = \frac{K-1}{K} * \frac{N}{N-1}$$

For kompresjons- og ekspansjonsprosesser øker avviket mellom isentropisk- og polytropisk virkningsgrad med økende trykkforhold. Isentropisk virkningsgrad er høyere enn polytropisk virkningsgrad for kompresjonsprosesser og motsatt for ekspansjonsprosesser.

Forskjellen mellom isentropisk og reelt kompresjonsarbeid skyldes tap. Tapene deles inn i indre- og mekaniske tap. Indre tap er gitt ved:

- Støttap mot løpeskovler
- Friksjonstap i løpeskovler
- Rotasjonstap rundt løpeskovler
- Friksjonstap i ledeskovler
- Lekkasjetap

Støttap mot løpeskovler: Innløpet av løpeskovlene avbøyer gassen fra aksiell til radiell retning. Gassen støter mot løpeskovlen og taper kinetisk energi. Tapt kinetisk energi gir tapt trykkenergi i ledeskovlene. Kinetiske energien konverteres til varmeenergi og økt temperatur i løpeskovlen.

Friksjonstap i løpeskovler: Over løpeskovlen utsettes gassen for friksjon i to retninger. Siden løpeskovlen roterer draes gassen med i tangentiell retning i tillegg til hastighetsøkningen i radiell retning. Summen av støt- og friksjonstapet kalles løpeskovlstap.

Rotasjonstap rundt løpeskovler: Løpeskovlene har mye høyere tangentiell hastighet enn gassen. Det føre til friksjonstap mellom gass og skovel.

Friksjonstap i ledeskovler: Dette skyldes turbulent gass- strøm etter løpeskovlene.

Lekasjetap: Lekasjetap skyldes trykkforskjell over tetninger.

Total tap er gitt ved:

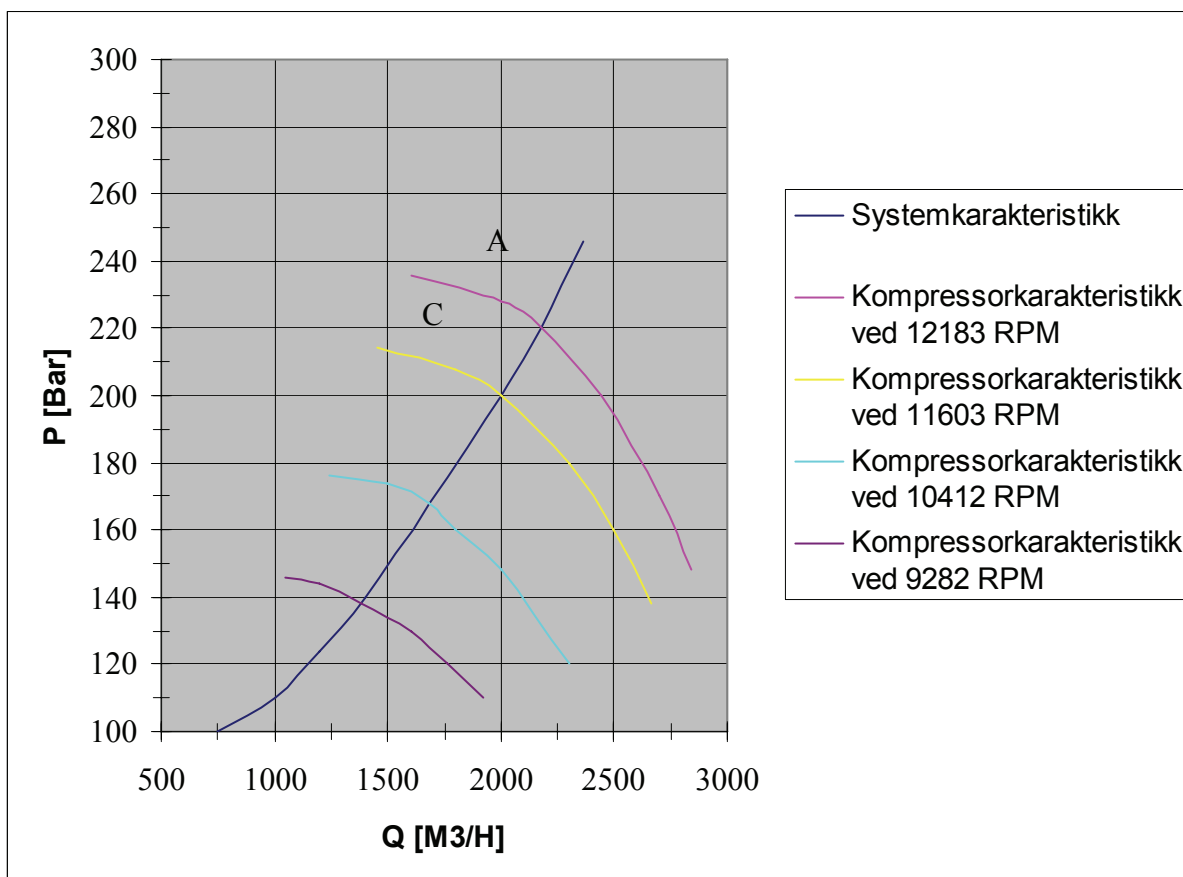
$$W_i = W_{is} + W_{s,l} + W_{f,l} + W_{f,le} + W_l + W_r$$

- der
- w_{is} = indre arbeid
 - w_{is} = isentropisk arbeid
 - w_{is} = støttap på løpeskovl
 - w_{is} = friksjonstap på løpeskovl
 - w_{is} = friksjonstap i ledeskovl
 - w_{is} = lekkasjetap
 - w_{is} = rotasjonstap ved løpeskovl

Regulering

Ytelseskarakteristikken viser trykkforholdet som funksjon av volumstrømmen. Figur 2.2.4 viser typisk ytelseskarakteristikk for radialkompressorer.

Man er interessert i trykkforholdet i forhold til volumstrømmen. En kompressor klarer å levere høyere trykkforhold med lavere volumstrøm og motsatt. Dette forholdet kalles kompressorens ytelseskarakteristikk. Ytelseskarakteristikken må til en hver tid være i overensstemmelse med systemkarakteristikken. Systemkarakteristikken er gitt av systemet som kompressoren er en del av.



Figur 2.2.4: Kompressor – Ytelseskarakteristikk

Driftspunkt A er designpunktet. I designpunktet er virkningsgraden høyest. Kompressorer designes for hver enkel prosess. I løpet av feltets levetid forandres egenskapene til gassen. En viktig parameter her er molekylvekten. Større forandringer fører til ombygginger. Mindre endringer kan taes ved hjelp av regulering.

Det er fire typer regulering:

- Struping ved innløpet
- Struping ved utløpet
- Resirkulering av volumstrømmen
- Turtallsregulering

Det er svært uvanlig med mer enn to tilgjengelige reguleringsmuligheter på en kompressor. Dette skyldes installasjonskostnader forbundet med hvert tiltak. Teorien om regulering av en kompressor er basert på en reguleringsmåte om gangen. Det må påpekes at kun turtallsregulering kan øke trykket og volumstrømmen utover designpunktet. Felles for alle reguleringene er at man ønsker å gå fra driftspunkt A til C.

Struping ved innløp

Det er forskjell på struping ved innløpet og utløpet. Ved struping på innløpet påvirkes gassen som strømmer gjennom kompressoren. Volumstrømmen er igjen redusert til Q_c . Volumstrømmen før strupeventilen er den samme som for struping ved utløpet. Derimot er volumstrømmen gjennom kompressoren forandret.

Det er tilnærmet riktig å anta konstant trykkforhold for en kompressor. Siden strupingen skjer ved innløpet må innløpstrykket senkes for å treffe ønsket utløpstrykk. Ønsket utløpstrykk er P_c og innløpstrykket må strupes $P_{svl} - P_c$. Forskjellen mellom struping ved utløpet og innløpet er at struping ved innløpet påvirker gassens tetthet inn på kompressoren. Volumstrømmen er konstant. Gassens tetthet beregnes vha. tilstandsligninger for gasser. Det er som nevnt viktig å benytte en tilstandsligning som er reell og passer for både gassen, trykk og temperaturområdet. Bruk av ideell gass fører til store feil. Potensialet for spart arbeid ved struping på innløpet er ca. 22%

Struping ved kompressorutløp

En strupeventil plasseres etter utløpet. Volumstrømmen reduseres fra Q_a til Q_c og trykket øker fra P_a til P_c , su. Strupeventilen fjerner trykkforskjellen mellom P_a og P_c , su. Stasjonære forhold, massebalanse og at strupeventilen er plassert etter kompressoren fører til at massestrømmen er den samme som i driftspunkt A. Endret volumstrøm og konstant massestrøm fører til endret gasstetthet. Kompressoren opererer i punkt C2 siden strupeventilen er plassert etter kompressoren. Det betyr at kompressoren leverer et høyere trykk enn nødvendig som strupeventilen fjerner i etterkant. Trykkforskjellen som strupes bort representerer et arbeid som burde vært spart. Potensialet for spart arbeid ved struping på utløpet er ca. 29 %.

Turtallsregulering

Ved turtallsregulering senkes turtallet for å nå driftspunkt C. Man ser av ytelseskarakteristikken at virkningsgraden er lavere i driftspunkt C. Innløpstrykket er P og utløpstrykket er P_c . Kompressoren leverer minimum trykkforhold for å møte systemkarakteristikken. Lavere trykkforhold og volumstrøm fører til lavere arbeid og effekt. Turtallsregulering gir lavest arbeid og effekt.

Resirkulering av volumstrømmen

Det er mulig å øke volumstrømmen gjennom kompressoren for å komme i driftspunkt D. I driftspunkt D er utløpstrykket P_c . Man øker volumstrømmen ved å resirkulere noe av gassen etter utløpet tilbake til innløpet. Trykkforholdet og tettheten blir det samme som for turtallsregulering, men volumstrømmen

øker betraktelig. Det fører til at arbeidet er likt med turtallsregulering, men effekten blir mye større pga. økt massestrøm. Resirkulering gir et sparepotensial på ca. 45%.

De forskjellige metodene for å regulere volumstrømmen krever energi. Tabell 2.2.1 viser reguleringsmetoder for kompressorer med energisparepotensial:

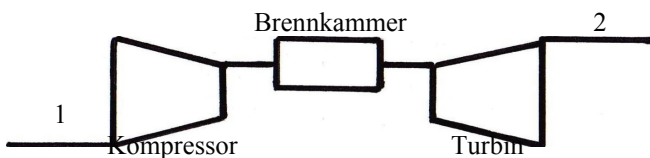
Prioritet	Reguleringsmetode	Energipotensial [%]
1	Turtallsregulering	0
2	Struping ved innløpet	Ca. 22
3	Struping ved utløpet	Ca. 29
4	Resirkulering	Ca. 45

Tabell 2.2.1: Kompressorer - Reguleringsmetoder

2.3: Gassturbiner

Innledning

Gassturbiner produserer mekanisk og/eller elektrisk energi av termisk energi. Arbeidsmediet er kompressible fluider, dvs. gasser. Figur 2.4.1 viser prosessflytdiagram for gassturbin.



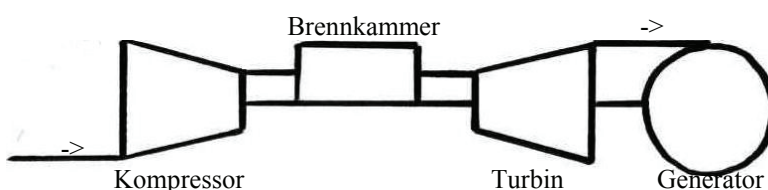
Figur 2.3.1: Gassturbin – Prosessflytdiagram

Gassturbiner brukes, i olje- og gassindustrien, til drift av roterende komponenter og produksjon av elektrisk energi.

Hovedtyper av gassturbiner:

- Enakslede gassturbiner
- Flerakslede gassturbiner

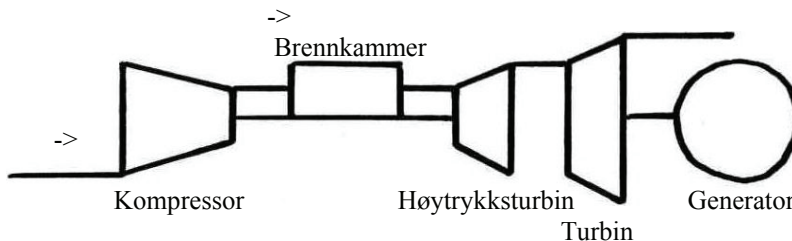
Enakslede gassturbiner: Enakslede gassturbiner brukes ved drift av komponenter med konstant turtall. Hovedkomponenter i enakslede gassturbiner; kompressor, brennkammer, turbin og generator, se figur 2.3.2. Turbinen leverer mekanisk energi til kompressoren, generatoren og/eller lasten. Kompressoren og turbinen har likt turtall. Enakslede gassturbiner har lav investeringskostnad, høy kompakthet, lav virkningsgrad og veldig lav reguleringsgrad ($<\pm 5\%$).



Figur 2.3.2: Gassturbin – Enakslet

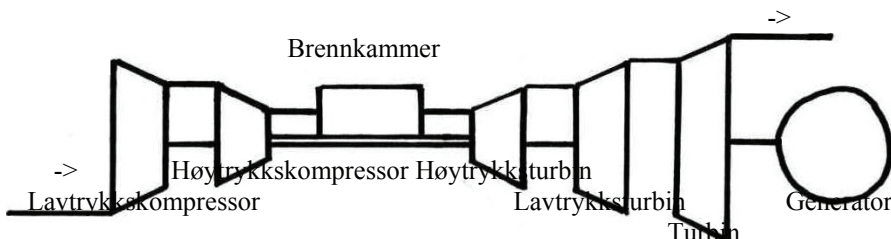
Toakslede gassturbiner: Toakslede gassturbiner brukes ved drift av komponenter med varierende turtall. Hovedkomponenter i toakslede gassturbiner; kompressor, brennkammer, høytrykksturbin, turbin og

generator, se figur 2.4.3. Høytrykksturbinen leverer mekanisk energi til kompressoren, mens turbinen leverer mekanisk energi til generatoren og/eller lasten. Kompressoren og høytrykksturbinen har likt turtall, mens turbinen har uavhengig turtall. Toakslede gassturbiner har høyere investeringskostnad, lavere kompaktet, høyere virkningsgrad og høyere reguleringsgrad enn enakslede gassturbiner. Toakslede gassturbiner er mest utbredt.



Figur 2.3.3: Gassturbin – Toakslet

Trekslede gassturbiner: Trekslede gassturbiner brukes ved drift av komponenter med varierende turtall og høye kompresjonsforhold. To like delkompresjoner med kjøling krever mye lavere energi enn en kompresjon. Hovedkomponenter i trekslede gassturbiner; Lavtrykks- og høytrykkskompressor, brennkammer, høytrykks- og lavtrykksturbin, turbin og generator, se figur 2.3.4. Lavtrykksturbinen leverer mekanisk energi til lavtrykkskompressoren, høytrykkskompressoren leverer mekanisk energi til høytrykksturbinen og turbinen leverer mekanisk energi til generatoren og/eller lasten. Lavtrykkskompressoren og -turbinen har likt turtall, høytrykkskompressoren og -turbinen har likt turtall og turbinen har uavhengig turtall. Trekslede gassturbiner har høyere investeringskostnad, lavere kompaktet, litt høyere virkningsgrad og litt høyere reguleringsgrad enn toakslede gassturbiner. Flere enn trekslede gassturbiner er svært sjelden.



Figur 2.3.4: Gassturbin - Trekslet

Hovedtyper av gassturbiner med hensyn på strømningsretning

- Radial gassturbin
- Aksial gassturbin

Radial gassturbin: Radial gassturbin brukes ved lave og middels effekter. Den har inn- og utløp på sidene. Hovedkomponenter i radial gassturbin; radial kompressor, brennkammer og radial turbin. Kombinasjon av radial kompressor, aksial turbin og motsatt er svært sjelden. Radial og aksial kompressoren er beskrevet i kapittel 2.3. Radial og aksial turbinen virker motsatt av radial og aksial kompressoren. Trykket avtar og mekanisk energi produseres. Radial turbiner har høyere kompaktet, høyere vekt, litt lavere virkningsgrad og høyere trykkforhold pr. trinn enn aksial gassturbiner.

Aksial gassturbin: Aksial gassturbin brukes ved høye effekter. Den har inn- og utløp på sidene. Hovedkomponenter i aksial gassturbin; aksial kompressor, brennkammer og aksial turbin. Aksial gassturbiner er mest utbredt.

Hovedtyper av aksial gassturbiner:

- Industri gassturbin
- Aero gassturbin

Industri og aero gassturbin: Industri og aero gassturbin har veldig forskjellig konstruksjon. Tabell 2.3.1 viser forskjeller mellom industri- og aeroderiverte gassturbiner:

Type av aksial gassturbin	Industriturbin	Aeroturbin
Investeringskostnad	Høy	Høyere
Grunnareal	Stort	Mye lavere
Vekt	Høy	Mye lavere
Volum	Stort	Lavt
Virkningsgrad	Lav	Høyere
Tilgjengelighet	Høy	Høyere
Trykkforhold	Lavt	Høyt
Temperatur	Lav	Høy
Konstruksjon	Enkel	Avansert
Modulbasert konstruksjon	Nei	Ja
Levetid	Lang	Kortere
Drivstoffleksibilitet	Høy	Lav
Smøreoljeforbruk	Lavt	Lavere

Tabell 2.3.1: Industri og aero gassturbiner – Viktige forskjeller

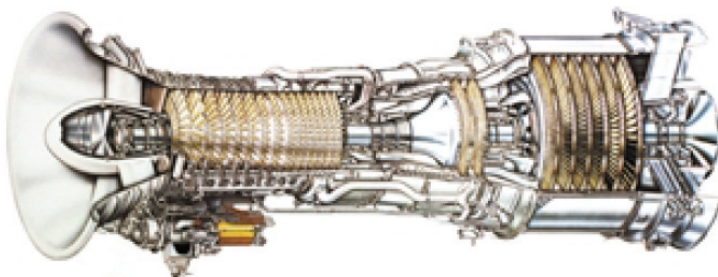
Aero gassturbin

Hovedkomponenter

Hovedkomponenter i aero gassturbin:

- Luftanlegg
- Kompressor
- Brennkammer
- Høytrykksturbin
- Turbin
- Eksosanlegg

Figur 2.3.5 viser aksielt snitt av aero gassturbin (GE LM2500+).



Figur 2.3.5: Gassturbin - GE LM2500+

Teori

Teorien gjelder alle typer av gassturbiner. Figur 2.3.5 viser gassturbinprosess.

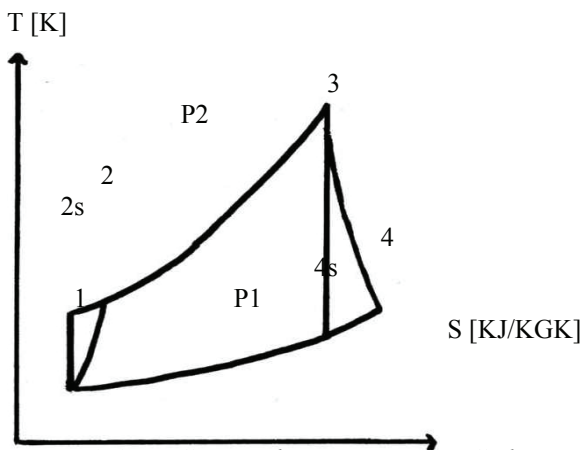
Reell gassturbinprosess:

1 – 2: Kompresjon av luft

2 – 3: Forbrenning av drivstoff

3 – 4: Ekspansjon av eksos

4 – 1: Avkjøling av eksos



Figur 2.3.6: Gassturbinprosess – T-S-diagram

Kompresjonsprosessen: Kompresjonsprosessen er beskrevet i kapittel 2.3.

Forbrenning av drivstoff: Luftinntaket leder lufta til kompressoren. Gassturbiner forbruker store mengder luft. Det er viktig at lufta er ren for sand, salt, støv, vann og is. Is fører til store skader på kompressoren, mens de andre degraderer kompressoren. Luftinntaket har stort tverrsnittsareal. Det gir lav lufthastighet og hindrer at partikler draes inn til kompressoren. Vann og is hindres av ei værkappe foran luftinntaket og antiisstytemet. Værkappa hindrer snø og vann til luftinntaket. Antiisstytemet er varm luft tappet av kompressoren som slår inn ved høy luftfuktighet og lave temperaturer. Lufta renses vha. flere ulike typer filter i serie. Ved manglende vedlikehold kan filtrene gå tett. Det har katastrofale følger for gassturbinen. Gassturbinen brenner opp innvendig! Sensorer i luftinntaket registrerer trykktapet over filtrene og i luftinntakskanalen. Et stort trykktap er et tegn på tette filtre. Bypassdøren åpnes og slipper inn luft. Dette er en nødløsning fordi lufta som kommer inn til kompressoren er urensset. Gassturbinen kan kontrollert stoppes uten at den brenner opp. Hele luftsystemet er lyddempet.

Drivstoffet tilføres i brennkammeret. Drivstofftrykket må være høyere enn trykket på lufta på kompressoren. Ellers vil lufta presse drivstoffet tilbake i røret og ut av brennkammeret. Drivstofftrykket er økt vha. kompressorer. Lufta med høyt trykk og temperatur fra kompressoren blandes med drivstoffet. Drivstoffet antennes, temperaturen og trykket til blandingen øker. Brennkammeret har mange brennere. Hver brenner er ei drivstoffdyse plassert i homogene mønster i brennkammeret. Termisk virkningsgrad er maksimal teoretisk virkningsgrad. Gassturbinsens termiske virkningsgrad er gitt ved:

$$\eta_{gt, t} = \frac{w_{gt}}{q_{gt}}$$

der $\eta_{gt, t}$ = gassturbinsens termiske virkningsgrad [-]
 w_{gt} = gassturbinsens avgitte spesifikke arbeid [J/KG]
 q_{gt} = gassturbinsens tilførte spesifikke termiske energi [J/KG]

Gassturbinen sin effekt kan skrives som:

$$P_{gt} = \eta_{gt} * M \cdot d * h_{d, nb}$$

der η_{gt} = gassturbinens virkningsgrad [-]
 $M \cdot d$ = drivstoffets massestrøm [KG/S]
 P_{gt} = gassturbinens effekt [W]
 $h_{d, nb}$ = drivstoffets nedre brennverdi [J/KG]

$$\eta_{gt} = \eta_{gt, t} * \eta_{gt, i} * \eta_{gt, m}$$

der η_{gt} = gassturbinens virkningsgrad [-]
 $\eta_{gt, t}$ = gassturbinens termiske virkningsgrad [-]
 $\eta_{gt, i}$ = gassturbinens indre virkningsgrad [-]
 $\eta_{gt, m}$ = gassturbinens mekaniske virkningsgrad [-]

Termisk virkningsgrad beskrives i forhold til isentropisk prosess. Isentropisk prosess er

$$\eta_{gt, t} = \frac{(\eta_{k, t} * \eta_{t, t} * \frac{T_3}{T_1} - (\frac{P_2}{P_1})^{\frac{K-1}{K}}) * ((\frac{P_2}{P_1})^{\frac{K-1}{K}} - 1)}{(\frac{P_2}{P_1})^{\frac{K-1}{K}} * (\eta_{k, t} * (\frac{T_3}{T_1} - 1) - ((\frac{P_2}{P_1})^{\frac{K-1}{K}} - 1))}$$

der $\eta_{gt, t}$ = gassturbinens termiske virkningsgrad [-]
 $\eta_{k, t}$ = kompressorens termiske virkningsgrad [-]
 $\eta_{t, t}$ = turbinens termiske virkningsgrad [-]

I stikkordsform kan en gassturbinene sammenfattes slik:

Hovedkomponenter; kompressor, brennkammer og turbin

Prosesser: kompresjon, forbrenning og ekspansjon

Termodynamiske forhold som påvirker virkningsgraden er T_1 , T_3 og P_2/P_1

2/3 av effekten går tilbake til kompressoren

Brennkammeret blandes brennstoff og luft. 3-4 ganger støkiometrisk luftmengde for optimal forbrenning

Turbin; ekspansjon, turbinens akseffekt går til kompressoren, div. pumper (drivstoff, smøre systemer osv.) og generatoren. Man ønsker høy T_3 for høy virkningsgrad. Skovlmaterialene tåler ikke for høy T_3 , men kjøling hjelper en del.

Virkningsgrad; omløpstall (ønskes høyt, lav effekt gir lavere temperatur og trykk i røkgassen),

Kompressorens innløpstrykk. Innløpstrykk på kompressoren (ønskes høyt),

Filter, lydtemper og innløp reduserer innløpstrykket

Fører til lavere trykk ut av kompressoren siden trykkforholdet for en kompressor er tilnærmet konstant

Fører igjen til lavere trykk inn på turbinen og mindre effekt ut

Turbinens utløpstrykk: Mottrykk i eksoskanalen fører til mindre trykkforskjell over turbinen og mindre effekt

Innløpstemperaturen ønskes lav for høy tetthet på lufta. Lav tetthet gir lavere trykk ut av kompressoren og mindre massestrøm. Høy Z gir liten trykkforhold for et gitt arbeid.
 Antiising nødvendig men øker temperaturen inn på kompressoren.
 Degradering hindrer massestrøm (friksjonstap og mindre kanaltverrsnitt) og kjølingen blir dårligere.
 Degradering består av: begroing, erosjon, korrosjon.

Regulering

Hovedtyper av regulering:

- Gassturbin prosess parametre
- Gassturbin prosess
- Effekt

Hovedtyper av gass prosess parametre

- Innløpstemperatur
- Brennkammer utløpstemperatur
- Kompressor og turbin trykkforhold

Innløpstemperatur: Redusert innløpstemperatur gir lavere kompressor arbeid, økt virkningsgrad og arbeid.

Kompressor og turbin trykkforhold: Økt kompressor og turbin trykkforhold gir økt virkningsgrad og arbeid. Arbeidet reduseres ved høye trykkforhold.

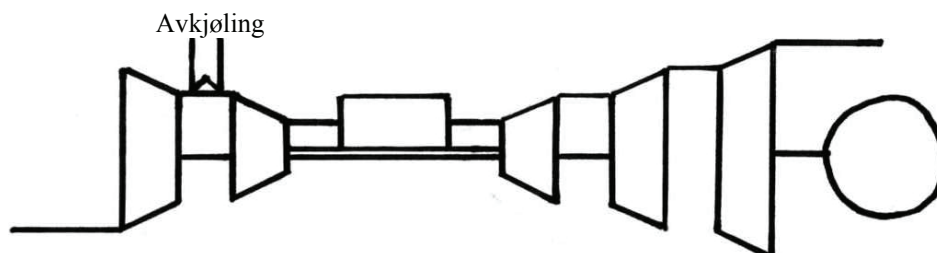
Brennkammer utløpstemperatur: Økt brennkammer utløpstemperatur gir økt virkningsgrad og arbeid.

Gassturbinprosessendringer:

- Flertrinns kompresjon med kjøling
- Varmeveksle eksosen med lufta ut av kompressoren altså forvarming før brennkammer
- Flertrinns ekspansjon med mellomoppvarming
- Bunnprosess (dampturbin)
- Kombinasjon av alternativene over

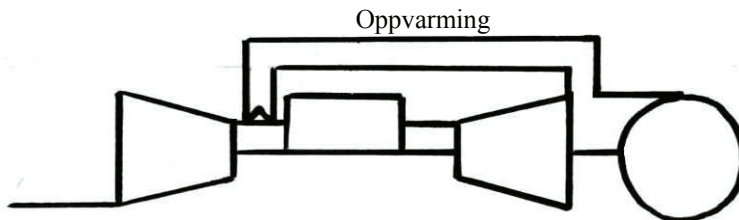
Mulige endringer listet ovenfor, kan ha følgende effekter:

Mellomkjøling: Mellomkjøling brukes ved høye kompresjonsforhold. Mekanisk energi er lavere ved to like delkompresjoner enn en kompresjon. Det skyldes divergens mellom isobarene i TS-diagrammet. Kompresjon ved lavere temperatur og likt trykkforhold gir lavere mekanisk arbeid. Redusert kompressor mekanisk energi er større enn økt brennstoff tilført i brennkammeret som kompensasjon for lavere temperatur ut av kompressoren.



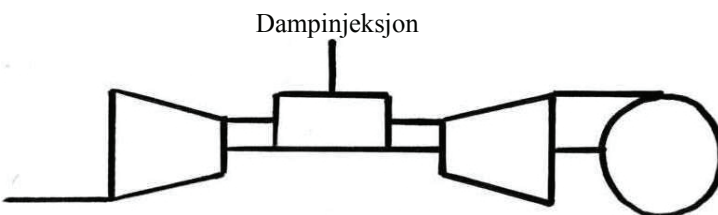
Figur 2.3.7: Gassturbin – Mellomkjøling

Forvarming: Utelukkende positivt både for effekt og virkningsgrad. Men krever at eksostemperaturen er høyere enn temperaturen ut av kompressoren.



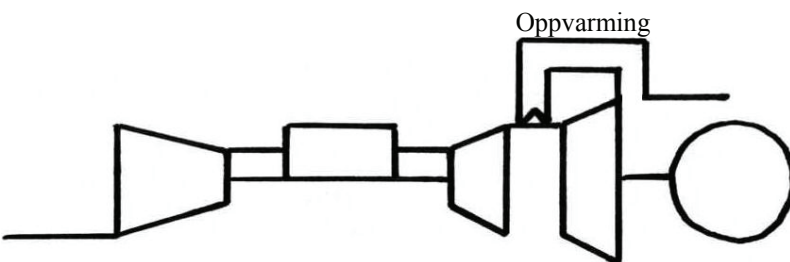
Figur 2.3.8: Gassturbin - Forvarming

Dampinjeksjon: Damp kan injekteres i lufta etter kompressoren. Massestrømmen gjennom turbinen økes uten at arbeidet til kompressoren blir større. Damp kan gi korrosjon, men senker flammemetemperaturen i brennkammeret. Lavere temperatur er negativt for virkningsgraden. Men effekten av større massestrøm, bedre blanding i brennkammeret er større. Netto fører damp til bedre virkningsgrad og større effekt. I tillegg gir damp mye mindre nox utslipp!



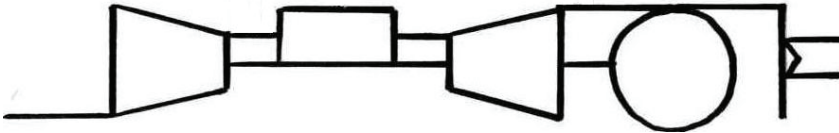
Figur 2.3.9: Gassturbin - Dampinjeksjon

Mellomoppvarming: Igjen divergens fører til mer arbeid ut vha mellomoppvarming. Men her er brennstofftilførselen større enn arbeidspotensialet for turbinen. Mer arbeid, men lavere virkningsgrad. Situasjonen blir en annen i kombinasjon med en eksosvarmeveksler til foroppvarming før brennkammer eller en bunnprosess pga høyere temperatur ut av siste turbintrinn



Figur 2.3.10: Gassturbin – Mellomoppvarming

Bunnprosess: Eksosen har høy temperatur og er potensial for andre prosesser, f.eks. dampturbinprosess.



Figur 2.3.11: Gassturbin - Bunnprosess

Bunnprosess: All varmeveksling gjøres med rekuperator eller regenerator. I regeneratoren er kanalene vekselvis utsatt for de ulike strømmene, mens rekuperatoren er en vanlig varmeveksler med separate strømmer. Det velges alltid rekuperatorer offshore

Turbinens virkningsgrad påvirker gassturbinens virkningsgrad mer enn kompressorens virkningsgrad.

God design og installasjon kjennetegnes av:

- Høy T3
- Høyt P2/P1
- Høy virkningsgrader for kompressoren og turbinen
- Lave trykktap i innsug og mottrykk i eksos
- God luftrensning (begroing, korrosjon og erosjon)
- Rent brennstoff
- Lav T1
- Høyt P1

Eksoskanalen leder eksosen til friluft. Eksosen har høy temperatur og må ledes til friluft uten å komme i konflikt med luftinntak, personell, brannfarlig materialer eller helikopterdekk. Eksosen sin høye temperatur representerer et potensial for bunnprosess eller varmeveksling.

Turbinene må vedlikeholdes hvor m.a. vasking på lavt turtall med vaskevann inngår. Forurensningen kan forbedres med dampinjeksjon, katalysator og lav nox brennkammer

2.4: Elektriske motorer

2.4.1: Trefase vekselstrøm

I forbindelse med elektriske motorer er en grunnleggende forståelse av trefase vekselstrøm viktig. Det forutsettes en grunnleggende forståelse av likestrøm, bølge og komplekse tall.

Elektrisk energi transporteres som vekselstrøm eller likestrøm. Elektsitetsnettet i Norge domineres av vekselstrøm. Likestrøm brukes ved transport av store energimengder over store avstander. Vekselstrømsnett med ulike frekvenser kan ikke kobles sammen uten strømretting. Strømretting konverterer vekselstrøm med en frekvens til likestrøm og tilbake til vekselstrøm med en annen frekvens.

Vekselstrøm produseres av generatorer. Vekselstrøm er sinusformet strøm og spenning som funksjon av tid. En fase er et sett med strøm og spenning som oftest i utakt med hverandre. Utakt fører til kompleks elektrisk motstand, strøm, spenning og effekt. Tre faser gir mest stabil drift av generator og minst tap av energi ved transport. Det er vanlig å beskrive vekselstrøm ved effektivverdiene av strøm og spenning pr. fase og frekvensen. Effektivverdiene er gjennomsnittet av momentanverdiene over tid, dvs. integralet av momentanverdiene over en periode. I utgangspunktet blir integralet null, men likeretting snur negative

halvperioder til positive halvperioder. Likeretning konverterer vekselstrøm til likestrøm. Effektivverdiene av strøm og spenning er gitt ved:

$$i_{eff} = \frac{i_{maks}}{\sqrt{2}} \quad u_{eff} = \frac{u_{maks}}{\sqrt{2}}$$

og

der i_{eff} = effektivverdien av strømmen [A]
 i_{maks} = maksimalverdien av strømmen [A]
 u_{eff} = effektivverdien av spenningen [V]
 u_{maks} = maksimalverdien av spenningen [V]

Strøm og spenning pr. fase er gitt ved:

$$i_f = \frac{i}{\sqrt{3}} \quad u_f = \frac{u}{\sqrt{3}}$$

og

der i_f = strømmen pr. fase [A]
 i = strømmen [A]
 u_f = spenningen pr. fase [V]
 u = spenningen [V]

Momentanverdiene av strøm og spenning er praktisk uinteressante. Derfor fremstilles vekselstrøm som komplekse vektorer som roterer i planet. Vektorene gir et øyeblikksbilde av vekselstrømmen.

Rotasjonshastigheten er gitt av:

$$\omega = 2 * \pi * f$$

der ω = rotasjonshastigheten [Rad/s]
 f = frekvensen [Hz]

Impedans er kompleks elektrisk motstand og består av aktiv og reaktiv motstand. Impedans er gitt ved:

$$z = R + jX$$

der z = impedansen
 R = aktiv motstand
 X = reaktiv motstand

Vekselstrøm er kompleks pga. impedans. Induktans, dvs. magnetisme, forbruker reaktiv effekt, mens kapasitans produserer reaktiv effekt.

I forbindelse med elektriske motorer er effekt viktig. Vekselstrøm produserer kompleks effekt. Kompleks effekt består av to deler; aktiv og reaktiv effekt. Aktiv effekt gir arbeid, mens reaktiv effekt skaper magnetiske felt i elektriske maskiner og tap av energi ved transport. Kompleks, aktiv og reaktiv effekt er gitt ved:

$$s = \mathbf{u} * \mathbf{i} = p + jq, \quad p = i_{eff} * u_{eff} * \cos(\theta) \quad \text{og} \quad q = i_{eff} * u_{eff} * \sin(\theta)$$

der s = komplekseffekt [VA]

p = aktiv effekt [W]
 q = reaktiv effekt [VAR]
 i_{eff} = effektivverdien av strømmen
 u_{eff} = effektivverdien av spenningen
 θ = fasevinkelen

Fasevinkelen er vinkelen mellom strøm og spenning. Den beskriver hvor mye strøm og spenning er i utakt med hverandre.

Likestrøm er konstant reell strøm og spenning i en fase.

2.4.2: Vekselstrømsmotorer og generatorer

Elektriske motorer konverterer elektrisk energi til mekanisk arbeid. Generatorer har motsatt oppgave. Elektriske motorer deles inn i to hovedgrupper; vekselstrøms- og likestrømsmotorer. Tidligere ble likestrømsmotoren foretrukket pga. enkel regulering uten bruk av avansert elektronikk. Vekselstrømsmotoren er mer krevende å regulere. I dag er avansert elektronikk tilgjengelig og utprøvd. Likestrømsmotoren krever mye mer vedlikehold, pga. fysisk kontakt mellom statoren og rotoren, og koster mer enn vekselstrømsmotoren. Motorenes virkningsgrader er tilnærmet like. Derfor er likestrømsmotoren uaktuell i olje- og gassindustrien, spesielt offshore.

Vekselstrømsmotorer deles inn i to hovedgrupper; asynkrone og synkrone motorer. Det er flere faktorer som påvirker valget mellom motorene. Generelt kan man si at asynkron motoren velges for lave, mens synkron motoren for høye lasteffekter.

Hovedkomponentene i vekselstrømsmotoren er statoren og rotoren. En del av rotoren er innkapslet av statoren. Rotoren roterer, mens statoren er i ro. Statoren konverterer trefase vekselstrøm til et roterende magnetisk felt. Feltets rotasjonshastighet er avhengig av antallet poler og frekvensen. Antallet poler i statoren og rotoren må være like. Minste antallet poler er to. I asynkron motoren roterer feltet og rotoren med ulik hastighet, mens i synkron motoren roterer feltet og rotoren med lik hastighet. Derfor kalles feltets rotasjonshastighet synkron rotasjonshastighet. Synkron rotasjonshastighet er gitt ved:

$$N_s = \frac{120 * F}{P}$$

der N_s = synkron rotasjonshastighet [r/min]
 F = frekvensen [Hz]
 P = antallet poler [-]

Forholdet mellom magnetfeltets og rotorens rotasjonshastighet kalles sakkefaktor. For asynkron motoren er sakkefaktoren positiv, mens for synkron motoren er sakkefaktoren null. Sakkefaktoren er gitt ved:

$$S = \frac{N_s - N_r}{N_s}$$

der S = sakkefaktoren [-]
 N_s = synkron rotasjonshastighet [r/min]
 N_r = rotorens rotasjonshastighet [r/min]

Kompressoren med elektrisk drift roterer med høyere hastighet enn vekselstrømsmotoren. Derfor må et gir plasseres mellom vekselstrømsmotoren og kompressoren. Girets virkningsgrad avtar, mens girets kompleksitet øker med økt utveksling. Derfor velges oftest minste antallet poler i vekselstrømsmotoren.

Magnetiske felt produseres av strøm, dvs. elektroner i bevegelse. Feltene produseres av permanentmagneter og elektriske ledere som leder strøm. I permanentmagneten roterer elektronene om sin egen akse. Magnetiske flukslinjer viser feltets retning og styrke. Styrken vises av tettheten til linjene. Retningen er fra nord til sør utenfor og sør til nord i permanentmagneten og gitt av høyrehåndsregelen for lederen. (Høyrehåndsregelen; tommelen pekes i strømmens og fingrene bøyes i feltets retning. Høyrehåndsregelen er motsatt for spolen).

Rotoren utsettes for et magnetisk felt fra statoren. I asynkron motoren består rotoren av elektriske ledere kortsluttet av ringer på endene. Lederne er oftest skråstilte for mindre vibrasjoner. Konstruksjonen kalles burvikling.

Statoren produserer oftest et magnetisk felt vha. spoler. Spolen består av en elektrisk leder viklet rundt et magnetisk ledende materiale. Materialet kalles spolens kjerne. Magnetisk motstand i materialet varierer med magnetisk spenning og fluks. Vekselstrømsmotoren er enklest å regulere ved konstant motstand. Et konstant forhold mellom elektrisk spenning og frekvens gir konstant motstand. Magnetisk spenning er gitt ved:

$$V_{mag} = n * I$$

der V_{mag} = magnetisk spenning i spolen [AV]
 n = antallet viklinger i spolen [-]
 I = strømmen i spolen [A]

Sammenhengen mellom magnetisk fluks, spenning og motstand er gitt ved:

$$\Phi_{mag} = \frac{V_{mag}}{R_{mag}}$$

der Φ_{mag} = magnetisk fluks [Wb]
 V_{mag} = magnetisk spenning [AT]
 R_{mag} = magnetisk motstand [AT/Wb]

Magnetfeltets styrke kalles magnetisk flukstetthet. Magnetisk flukstetthet er gitt ved:

$$B = \frac{\Phi_{mag}}{a}$$

der B = magnetisk flukstetthet [Wb]
 Φ_{mag} = magnetisk fluks [Wb]
 a = tverrsnitts arealet [M²]

Magnetisk fluks, spenning og motstand er analoge med henholdsvis elektrisk strøm, spenning og motstand. Ohms og Kirchhoffs lover gjelder også for magnetisk fluks, spenning og motstand.

Trefase vekselstrøm deles på tre spoler. De er plassert rundt rotoren med 120° mellom hverandre. Høyreregelen; fingrene bøyes i strømmens og tommelen pekes i magnetfeltets retning. Strømmene alternerer og produserer et roterende felt.

Magnetiske felt frastøtes eller tiltrekkes. Felt i ulik retning frastøtes, mens felt i lik retning tiltrekkes. Krefte kalles magnetiske krefter. Rotoren roterer i feltet fra statoren. Endring av magnetisk fluks gjennom en krets gir induert spenning i kretsen. Loven kalles Faradays lov. Spenningen gir induert strøm i kretsen pga. elektrisk motstand. Kretsen setter opp et felt i opposisjon mot feltet fra statoren. Strømmens retning er gitt av høyrehåndsregelen. Loven kalles Lenz' lov. Faradays lov er gitt ved:

$$V_{ind} = \frac{d\Phi_{mag}}{dT}$$

der V_{ind} = induert spenning i kretsen [V]
 Φ_{mag} = magnetisk fluks [Wb]
 T = tid [S]

Magnetisk kraft er gitt ved:

$$F_{mag} = B * I * l_{eff}$$

der F_{mag} = magnetisk kraft [N]
 B = netto magnetisk flukstetthet [T]
 I = strøm i elektrisk leder [A]
 l_{eff} = effektiv lengde av elektrisk leder [M]

Effektiv lengde av elektrisk leder er lengden av lederen som er vinkelrett på magnetfeltets flukslinjer:
 $l_{eff} = l * \sin(\theta)$

der l_{eff} = effektiv lengde av lederen [m]
 l = lengden av lederen [m]
 θ = vinkelen mellom feltet og lederen [-]
der N = antall ledere i rotoren
 F_{mag} = magnetisk kraft pr. leder
 D = avstanden mellom senter av rotoren og lederen

Rotorens dreiemoment er gitt ved:

$$T = 2 * F_{mag} * l$$

der T = dreiemomentet
 F_{mag} = magnetisk kraft [N]
 l = avstanden fra rotorens sentrum til lederen [m]

Effekt for asynkrone motorer er gitt ved:

$$P = 3 * I^2 * R * (1 - S) / S$$

der P = effekt [W]
 I = strøm [A]
 R = elektrisk motstand [Ohm]
 S = sakkefaktor [-]

Effekt for ssynkrone motorer er gitt ved:

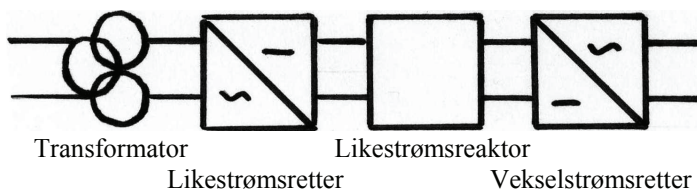
$$P = 3 * V * R * \sin \beta / X$$

der P = effekt [W]
 V = spenning [V]
 R = elektrisk motstand [Ohm]
 β = sakkevinkel [-]
 X = reaktiv strøm [A]

2.4.3: Frekvensomformere

Innledning

Frekvensomformere konverterer vekselstrøm til likestrøm og tilbake til vekselstrøm. Vekselstrømmene har forskjellig strøm og frekvens. Arbeid fra elektrisk motor til arbeidsmaskin avhenger av strøm og frekvens. Refererer til kapittel 2.4.2. Figur 2.4.3.1 viser prosessflytdiagram av frekvensomformer.



Figur 2.4.3.1: Frekvensomformer - Prosessflytdiagram

Frekvensomformere brukes, i olje- og gassindustrien, til drift av utstyr med varierende turtall.

Hovedtyper av frekvensomformere:

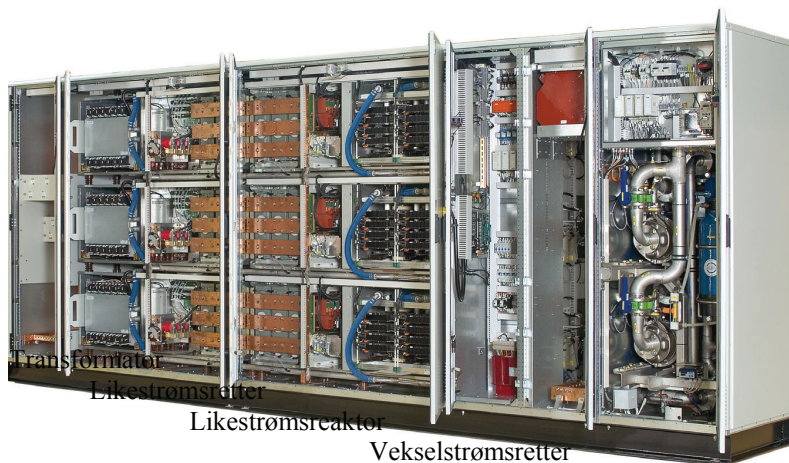
- VSI (Voltage Source Inverter) frekvensomformer
- CSI (Current Source Inverter) frekvensomformer

VSI frekvensomformer

VSI frekvensomformeren brukes ved middels spenning (-6,9 KV) og høye effekter (2-24 MW). Konstruksjonen er enkel og kompakt. VSI frekvensomformeren kan drive asynkrone, synkrone og permanent magnet motorer og leveres luft eller væskekjølt.

Hovedkomponenter, teori og regulering

Figur 2.4.3.2 viser VSI frekvensomformer (ABB ACS5000):



Figur 2.4.3.2: VSI frekvensomformer

Hovedkomponenter i VSI frekvensomformerer

- Transformator
- Likestrømsretter
- Likestrømsreaktor
- Vekselstrømsretter

Transformator:

Transformatorer konverterer vekselstrøm til vekselstrøm. Vekselstrømmene har forskjellig spenning. Figur 2.5.3.3 viser prosessflytdiagram for transformator.



Transformator

Figur 2.4.3.3: Transformator – Prosessflytdiagram

Det elektriske nettet på plattformen har høyere spenning enn frekvensomformerer. Transformatorer er innebygd i frekvensomformerer eller ekstern og luft eller væskekjølt. Ekstern transformator med væskekjøling brukes ved høye effekter.

Hovedkomponenter, teori og regulering

Hovedkomponenter i transformatorer:

- Kjerne
- To spoler

Kjernen og spolene: Spenning i spole 1 gir magnetisk fluks i kjernen. Kjernen er felles for spolene. Magnetisk fluks i kjernen gir spenning i spole 2. Ref. Faradays lov. Spolene har ulikt antall viklinger. Resultatet er forskjellige spenninger i motsatt retning inn og ut. Ref. Lenz lov.

Spenningene er gitt ved:

$$V_p = N_p * \frac{d\Phi_{mag}}{dT} \quad \text{og} \quad V_s = N_s * \frac{d\Phi_{mag}}{dT}$$

der V_1 = spenning inn [V]
 V_2 = spenning ut [V]
 N_1 = antallet viklinger i spole 1 [-]
 N_2 = antallet viklinger i spole 2 [-]
 Φ_{mag} = magnetisk fluks i kjernen [Wb]
 T = tid [S]

Effektiv spenning produsert av spolene er gitt ved:

$$V_{p, eff} = 2 * \pi * N_p * F * \Phi_{mag, maks} \quad \text{og} \quad V_{s, eff} = 2 * \pi * N_s * F * \Phi_{mag, maks}$$

der V_1, eff = effektiv spenning inn [V]
 V_2, eff = effektiv spenning ut [V]

 N_1 = antallet viklinger i spole 1 [-]
 N_2 = antallet viklinger i spole 2 [-]
 F = frekvensen [Hz]
 $\Phi_{mag, maks}$ = maksimal magnetisk fluks i kjernen [Wb]

Sammensatt:

$$\frac{V_{p, eff}}{V_{s, eff}} = \frac{N_p}{N_s}$$

Ligning 2.5.4.5

der V_1, eff = effektiv spenningen inn [V]
 V_2, eff = effektiv spenning ut [V]
 N_1 = antallet viklinger i spole 1 [-]
 N_2 = antallet viklinger i spole 2 [-]

Hovedtap, virkningsgrad og tilgjengelighet

Hovedtap i transformatoren:

- Elektrisk motstand i elektriske ledere
- Eddystrømmer
- Magnetisk hysteres
- Kjøling

Elektrisk motstand i elektriske lederne: Elektrisk motstand i elektriske lederne konverterer elektrisk energi til varmeenergi.

Eddystrømmer: Eddystrømmer er turbulens i strøm. Turbulens øker strømmens motstand.

Magnetisk hysteres: Magnetisk hysteres er magnetisk treghet i kjernen. Magnetisk fluks fra spolene er i utakt med magnetisk fluks i kjernen. Det fører til at de motvirker hverandre.

Virkningsgraden er ca. 96-99% og øker med transformatorens størrelse. Tilgjengeligheten er ca. 100%.

Likestrømsretter: Likestrømsretteren konverterer vekselstrøm til likestrøm. Hovedkomponenter i likestrømsretteren; brytere. Vekselstrøm er sinusformet strøm og spenning. Likestrømsretteren snur negative halvperioder til positive halvperioder vha. brytere. Brytere har to posisjoner; av og på. Bryterne i VSI likeretteren er f.eks. dioder. Dioder er halvledere og leder strøm i en retning. VSI frekvensomformerer er spenningsstyrt og bryterne slår seg selv av og på.

Likestrømsreaktor: Likestrømsreaktoren utjevner likestrøm. Hovedkomponenter i likestrømsreaktoren; kondensatorer. Kondensatorer utjevner likestrøm ved å lade seg opp, dvs. absorbere elektrisk energi, ved spenningsstopper og lade seg ut, dvs. avgi elektrisk energi, ved spenningsfall.

Vekselstrømsretteren: Vekselstrømsretteren konverterer likestrøm til vekselstrøm. Hovedkomponenter i vekselstrømsretteren; brytere. Vekselretteren lager vekselstrøm av likestrøm vha. brytere. Bryterne i VSI vekselretteren er f.eks. IGCT (Integrated Commutated Thyristors). IGCT er halvledere og leder strøm i en retning. Svært raske "av" og "på" gir høy frekvens, økt "på" tid gir økt spenningsamplitude og motsatt.

Hovedtap, virkningsgrad og tilgjengelighet

Hovedtap:

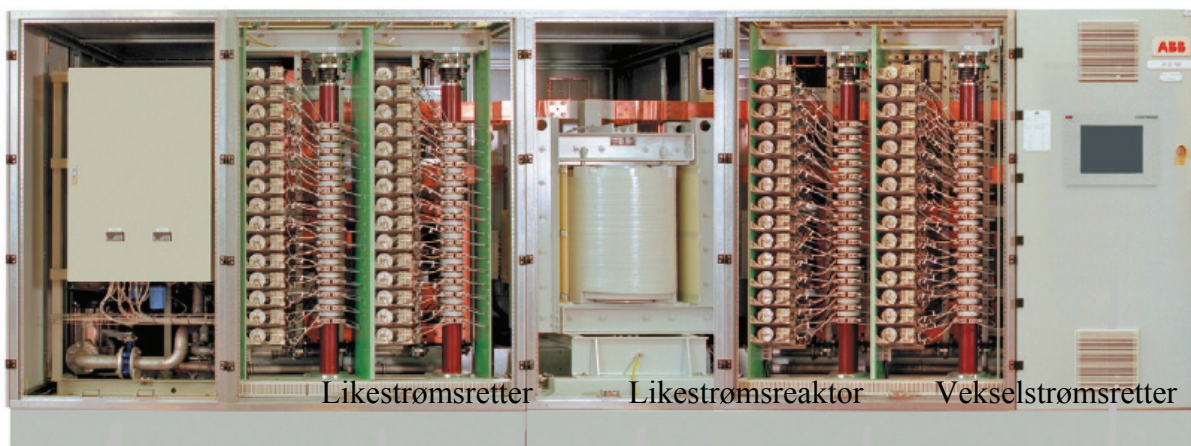
- Tap i transformator
- Tap i brytere
- Kjøling

Tap i transformator: Se transformator.

VSI frekvensomformerer har lavere virkningsgrad, men høyere tilgjengelighet enn CSI frekvensomformerer. Det skyldes at CSI frekvensomformerer er avansert og har flere komponenter. Virkningsgraden er ca. 98,5 % og tilgjengeligheten er ca. 97%.

CSI frekvensomformer

CSI frekvensomformerer brukes ved middels spenning (-10 KV) og høye effekter (2-72 MW). Konstruksjonen er avansert. CSI frekvensomformerer kan drive synkrone motorer og leveres luft eller væskeskjølt. Figur 2.5.3.3 viser CSI frekvensomformer (ABB MegadriveLCI).



Figur 2.4.3.4: CSI frekvensomformer

Hovedkomponenter, teori og regulering

Hovedkomponenter i CSI frekvensomformer

- Transformator
- Likestrømsretter
- Likestrømsreaktor
- Vekselstrømsretter

Transformator: Se VSI frekvensomformer.

Likestrømsretter: Bryterne i CSI likeretteren er f.eks. thyristorer. Thyristorer er halvledere og leder strøm i en retning. CSI frekvensomformeren er strømstyrt og bryterne slås av og på av avanserte elektriske kretser.

Likestrømsreaktor: Hovedkomponenter i likestrømsreaktoren; spoler. Spoler utjevner likestrøm ved å absorbere og avgi reaktiv effekt.

Vekselstrømsretteren: Bryterne i CSI vekselretteren er f.eks. thyristorer. Svært raske ”av” og ”på” gir høy frekvens, økt ”på” tid gir økt spenningsamplitude og motsatt.

Hovedtap, virkningsgrad og tilgjengelighet

Hovedtap:

Se VSI frekvensomformer.

Virkningsgraden er ca. 99% og tilgjengeligheten er ca. 96%.

2.5: Hydrauliske gir

Innledning

Hydrauliske gir konverterer mekanisk energi til kinetisk energi og tilbake til mekanisk energi.

Driftsalternativ 3 beskrevet under kapittel 2.1 består av en elektrisk motor, turbo hydraulisk gir og kompressor. Motoren leverer konstant effekt, moment og turtall. Kompressoren bør reguleres vha. turtallet. Giret regulerer effekt, moment og turtall.

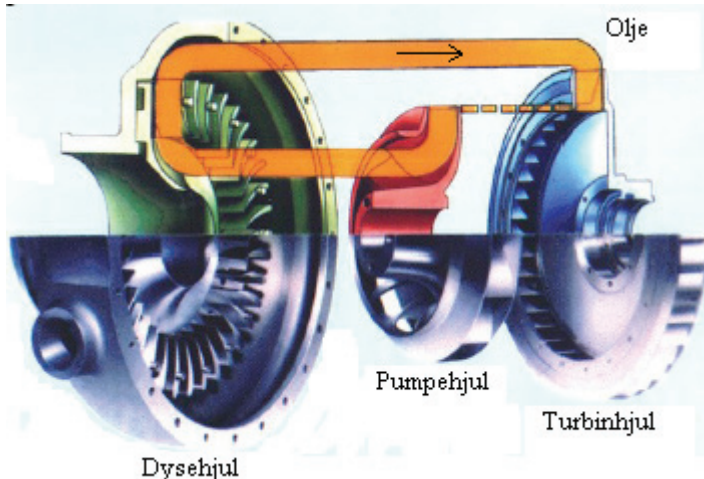
Dr. Hermann Foettinger (1877-1945) oppfant turbo hydrauliske gir. De har følgende hovedkomponenter:

Hovedkomponenter og funksjon

Hydrauliske gir har følgende hovedkomponenter:

- Skall
- Inngående aksling
- Pumpehjul
- Kanaler
- Turbinhjul
- Utgående aksling

Funksjon: Motoren driver pumpehjulet. Pumpehjulet er montert på inngående aksling og turbinhjulet er montert på utgående aksling. Arbeidsmediet er inkompresibel fluid, f.eks. olje. Oljen strømmer fra pumpehjulet til turbinhjulet gjennom kanaler i skallet. Pumpehjulet akselerer oljen, dvs. oljen får kinetisk energi av arbeid, turbinhjulet retarderer oljen, dvs. oljen avgir kinetisk energi til arbeid. Det er ingen mekanisk kontakt mellom inn- og utgående aksling. Svingninger og vibrasjoner taes opp av oljen. Det kreves trykkforskjell mellom pumpe- og turbinhjulet for transport av oljen. Det fører til en slip faktor på hjulene. "Slip"-faktoren er 1,5-3% av inngående akslings turtall. Trykket er høyest ved pumpehjulet og oljen strømmer fra pumpehjulet til turbinhjulet. Massestrømmen av olje regulerer overført effekt mellom pumpe og turbinhjulet. Siden olje har tilnærmet konstant tetthet omtales oljens massestrøm som volumstrøm.



Figur 2.5.1: Foettingers prinsipp i moment turbo hydraulisk gir

Typer av turbo hydrauliske gir:

- Start/stopp hydrauliske gir,
- Variierende turtall hydrauliske gir
- Moment hydrauliske gir.

Variierende turtall hydrauliske gir har variierende oljemassestrøm. Giret gir myk start og stopp av maskinen og regulerer maskinens moment, turtall og effekt.

Moment hydraulisk gir er turbo hydraulisk gir med dysehjul. Dysehjulet har regulerte dyser. Dysene regulerer oljemassestrømmen. Variierende oljemassestrøm gir variierende moment. Regulerte dyser gir regulering av momentet på utgående aksling. Momentkarakteristikken på utgående aksling tilpasses arbeidsmaskinen.

Voith Turbo Vorecon utviklet på 1980-tallet fire versjoner av denne type gir. Hvilke type som vil bli benyttet, avhengig av turtallsområdet og start/stopp hydraulisk gir. Hver versjon leveres i ulike effektstørrelser. Tabell 2.6.1 viser versjoner av Vorecon.

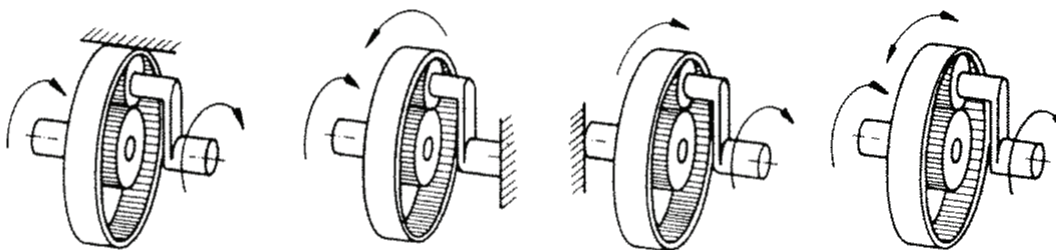
Type	RW	RWC	RWE	RWS
Effektområde [MW]	1-50	1-50	1-50	1-50
Start/stopp	X	X		
hydraulisk gir				
Turtallsregulering	X	X	X	X
Turtallsområde [RPM]	100-20000	100-20000	100-20000	100-20000
Turtallsområde [%]	10-100	60-105	60-105	45-100
Akselerasjonsgir	X	X	X	X
Komponenter	Varierende turtall	Varierende turtall	Moment hydraulisk	Hydraulisk brems,
	hydraulisk gir med	hydraulisk gir med	gir og planetgir	moment hydraulisk
	clutch,	clutch,		gir og planetgir
	hydraulisk brems,	moment hydraulisk		
	moment hydraulisk	gir og planetgir		
	gir og planetgir			

Tabell 2.5.1: Versjoner av Voith Turbo Vorecon

Voith turbo anbefaler Vorecon RWE ved drift av kompressorer.

Vorecon RWE har moment hydraulisk gir og planetgir. RWE har powersplit. 75-80% av effekten går direkte fra inngående aksel til planetgirets ytterring, mens 20-25% går gjennom momentomformerer og til planethjulet. Dette betyr at planethjulet kan øke eller redusere hastigheten på ytterringen og derfor turtallet på solhjulet. Solhjulet er utgående aksling. Virkningsgraden på 92-95% oppnåes pga. powersplittingsystemet.

Planetgiret består av; solgiret, planetgiret og ringgiret. Solgiret er giret i sentrum og planetgiret ligger i mellom ring- og solgiret. Figur 2.6.2 viser mulige måter å drifte et planetgir. Figur 2.6.2 a) til c) har konstant utvekslingsforhold, mens figur 2.6.2 d) har uendelig utvekslingsforhold. Voith Turbo Vorecon benytter prinsippet i figur 2.6.2 i sine gir.



Figur 2.6.2: Planetgir – alternativ drift

Note: Utvekslingsforhold for planetgir; a) konstant utvekslingsforhold mellom sol- og planetgir, b) konstant utvekslingsforhold mellom sol- og ringgir, c) konstant utvekslingsforhold mellom planet- og ringgir og d) uendelig utvekslingsforhold mellom sol-, planet- og ringgir

Voiths koblinger er spesielt egnet for maskiner med parabolisk karakteristikk som for eksempel kompressorer. Serviceintervaller på 8 år og tilgjengelighet på 99,83%.

På Oseberg feltet og Heimdal platformen opplevde man service først etter 18-20år

Planetgirets turtallsforhold bør ligge under 1:2,5. Effektområdet er 2-50MW. Vorecons virkningsgrad inkluderer alle tap, dvs. pumper osv. for hydraulikken, lager, oljesystem, gir osv.

Kapittel 3: Resultater

3.1: Referanseprosess

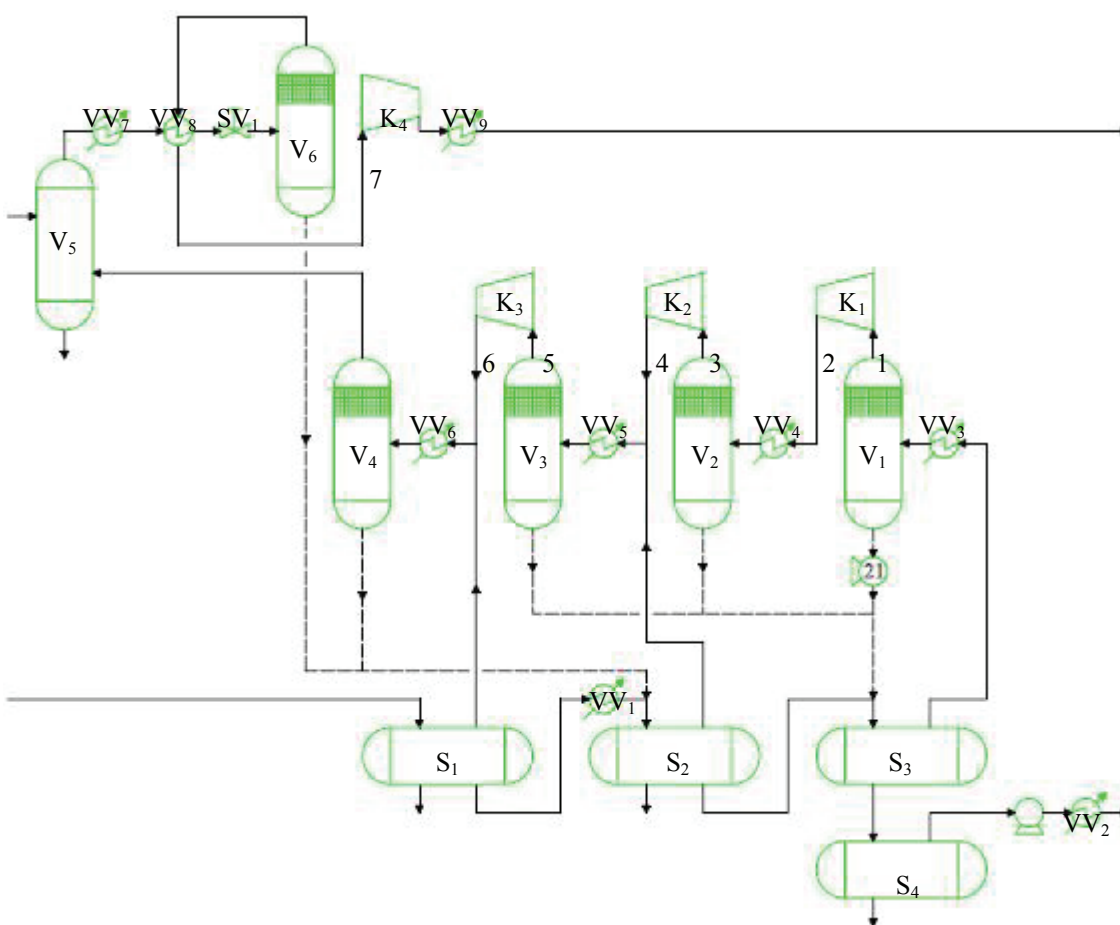
Referanseprosessen er prosesserings- og eksportkompresjonsprosessen på Gullfaks A-plattformen.

Prosessering av olje- og gass innebærer separasjon av hydrokarboner samt fjerning av vann, frostvæske og skadelige komponenter. På plattform stabiliseres olje for transport med skip og gass prosesseres for transport i rør. På land prosesseres gass for tilfredsstillelse av krav til salgsgass. Kravene gjelder energiinnhold; brennverdi, flammestabilitet; wobbe-indeks og skadelige komponenter for mennesker og utstyr; helsefarlige- og korrosive komponenter. Gass fra Norge brukes daglig av millioner av europeere.

Olje består av tyngre hydrokarboner i væskefase ved standard tilstand, mens gass består av lette hydrokarboner i gassfase ved standardtilstand. Standard tilstand er 1 bar trykk og 15°C temperatur. Tyngre hydrokarboner har høyere kokepunkt enn lette hydrokarboner. Kokepunktet er avhengig av trykk og temperatur. Derfor utnyttes kokepunktet i separasjonsprosesser.

Multikomponent blandinger krever flertrinnsseparasjon fordi fordampning er kontinuerlig prosess og komponentene opplever ulike fysiske krefter. Hvert trinn fører blandingen nærmere produktspesifikasjonen.

Figur 3.1.1 viser flytskjemaet for referanseprosessen:



Figur 3.1.1: Referanseprosess – flytskjema

Der $S_{1,2,3,4}$ = separator 1-4
 $VV_{1,2,3,4,5,6,7,8,9}$ = varmeveksler 1-9
 $V_{1,2,3,4,5,6}$ = væskeutskiller 1-6
 $K_{1,2,3,4}$ = kompressor 1-4
 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 = strøm 1 -8

Brønnstrøm opplever høyt trykkfall ved innløpet av separator S1. En separator er en horisontal tank. Trykkfallet er fordampning og kan sammenlignes med ei brusflaske; assosiert kullsyre frigjøres fra brus ved åpning av flaska. Oppholdstiden er relativt lang og tilnærmet likevekt mellom olje og gass innstilles. Olje tappes av til separator S2, mens gass stiger opp til "scrubber" S4. Komponenter legger seg med stigende molekylvekt mot bunnen. Vann samles i fordypningen i bunnen fordi vann er tyngre enn olje. Vannet tappes av til rensing. Prosessen gjentaes i Separator 2 - 4.

Gass fra separator 3 avkjøles før innløpet av væskeutskiller 1. En væskeutskiller er en vertikal tank. I væskeutskiller 1 avkjøles gass, dråper vokser på ristene i toppen og faller mot bunnen. Væske tappes av i bunnen. Gass stiger opp til kompressor 1. Kompressor 1 øker trykk og temperatur, mens varmeveksler 3 og væskeutskiller 2 reduserer trykk og temperatur. Økt trykk med påfølgende redusert temperatur feller ut lettere hydrokarboner. Prosessen gjentaes for kompressor 2 og 3 med varmeveksler 4 og 4 samt væskeutskiller 3 og 4. Gass fra separator 1 og 2 kombineres strøm 6 og 4. Utfelt væske fra væskeutskiller 1 – 5 returneres separator 1 -3.

Gass opplever Joule-Thompson-effekten gjennom strupeventil 1. Entalpi gjennom en ventil er konstant. Entalpi kan skrives som produkt mellom spesifikk varmekapasitet og temperatur. Antatt ideell gass er spesifikk varmekapasitet konstant, men for reell gass varierer spesifikk varmekapasitet. Trykketap i ventilen gir temperaturtap. Avkjølt gass fra væskeutskiller 6 varmeveksles mot gass til væskeutskiller 6. Det gir redusert kjølebehov for varmeveksler 6.

Kompressor 4 øker trykk til eksporttrykk. Eksporttrykket overvinner friksjonskrefter i rør til land.

Kap. 3.2: Kompressorberegning

Grunnlag

Grunnlaget for kompressorberegningen var referanseprosessen med oppgitte strømdata. Tabell 3.2.1 viser oppgitte strømdata:

Strøm	1	2	3	4	5	6	7	8
Termodynamiske data								
Massestrøm [kg/t]	29836,60		24673,40		67491,00		124627,90	
Trykk [bara]	1,31	6,43	6,07	22,46	21,80	69,11	44,10	182,45
Temperatur [c]	27,00		27,00		27,00		17,40	
Ekvivalent tetthet [kg/m ³]	1,67		7,22		20,40		39,50	
Ekvivalent molvekt [kg/kmol]	31,61		28,62		21,74		19,08	
Ekvivalent Z-faktor	0,99		0,96		0,93		0,88	
Komposisjon								
Molprosent [%]								
Metan	51,463		56,231		77,312		86,312	
Etan	16,040		17,344		10,864		6,960	
Propan	8,724		9,143		4,015		2,071	
I-Butan	4,144		4,095		1,542		0,693	
N-Butan	5,091		4,830		1,732		0,725	
I-Pentan	3,220		2,565		0,832		0,276	
N-Pentan	1,668		1,223		0,385		0,115	
Komponent 1	1,982		0,903		0,259		0,047	
Komponent 2	1,916		0,414		0,128		0,013	
Komponent 3	0,599		0,054		0,027		0,002	
Komponent 4	0,119		0,004		0,005		0,000	
Vann	2,668		0,615		0,205		0,006	
Nitrogen	0,175		0,192		0,505		0,979	
Karbondioksid	2,191		2,387		2,189		1,801	
Sum	100,000		100,000		100,000		100,000	

Tabell 3.2.1: Oppgitte strømdata

Kommentarer til tabell 3.2.1

- Ut fra oppgitte termodynamiske data kan kompressorberegninger gjennomføres
- Kompressorberegninger krever termodynamiske parameterne; massestrøm, komposisjon for gass, innløpstrykk- og temperatur, utløpstrykk og virkningsgrad for kompressor
- Massestrømmen avtar fra strøm 1 til 3 og øker fra strøm 3 til 7, se figur 3.1.1
- Trykket øker fra strøm 1 til 7, mens molvekten avtar fra strøm 1 til 7. Økt trykk feller ut lettere hydrokarboner
- Temperaturen er konstant fra strøm 1 til 5 og avtar fra strøm 5 til 7. Det skyldes strupeventil 1 og Joule-Thompsoneffekten
- Tettheten øker fra strøm 1 til 7. Økt trykk gir høyere tetthet
- Z-faktoren avtar fra strøm 1 til 7. Z-faktoren kalles kompressibilitetsfaktoren og beskriver motstand mot komprimering. Motstand mot komprimering øker med økende trykk og temperatur samt avtagende molvekt
- Komponent 1, 2, 3 og 4 er klasser av hydrokarboner med gjennomsnittlige molvekter. Tabell 3.2.2 viser gjennomsnittlige molvekter for komponent 1, 2, 3 og 4:

Komp	Mv [kg/kmol]
Komponent 1	84,00
Komponent 2	96,00
Komponent 3	107,00
Komponent 4	121,00

Tabell 3.2.2: Oppgitte molvekter – komponent 1, 2, 3 og 4

Kompressorberegninger

Dresser-Rands kompressorberegningsprogram. Kompressorberegningsprogrammet gjelder Dresser-Rands Datum-serie; ”state of the art” kompressorer.

Første trinn i kompressorberegningsprogrammet var komposisjon. Kompressorberegningsprogrammet har ingen mulighet for egendefinerte komponenter. Derfor ble komponent 1, 2, 3 og 4 vektet mellom heksan og heptan.

Tabell 3.2.3 beregner ekvivalent molvekt for komponent 1-4:

Str	Komp	Mv [kg/kmol] (1)	M% [%] (2)	Mv [kg/kmol] (3)=((2)/100)*(1)	Mv,ekv [kg/kmol] (4)=SUM(3)/(SUM(2)/100)
1	Komponent 1	84,00	1,982	1,66	
1	Komponent 2	96,00	1,916	1,84	
1	Komponent 3	107,00	0,599	0,64	
1	Komponent 4	121,00	0,119	0,14	
1	Sum		4,616	4,29	
Str	Komp	Mv [kg/kmol] (1)	M% [%] (2)	Mv [kg/kmol] (3)=((2)/100)*(1)	Mv,ekv [kg/kmol] (4)=SUM(3)/(SUM(2)/100)
3	Komponent 1	84,00	0,903	0,76	
3	Komponent 2	96,00	0,414	0,40	
3	Komponent 3	107,00	0,054	0,06	
3	Komponent 4	121,00	0,004	0,00	
3	Sum		1,375	1,22	
Str	Komp	Mv [kg/kmol] (1)	M% [%] (2)	Mv [kg/kmol] (3)=((2)/100)*(1)	Mv,ekv [kg/kmol] (4)=SUM(3)/(SUM(2)/100)
5	Komponent 1	84,00	0,259	0,22	
5	Komponent 2	96,00	0,128	0,12	
5	Komponent 3	107,00	0,027	0,03	
5	Komponent 4	121,00	0,005	0,01	
5	Sum		0,419	0,38	
Str	Komp	Mv [kg/kmol] (1)	M% [%] (2)	Mv [kg/kmol] (3)=((2)/100)*(1)	Mv,ekv [kg/kmol] (4)=SUM(3)/(SUM(2)/100)
7	Komponent 1	84,00	0,047	0,04	
7	Komponent 2	96,00	0,013	0,01	
7	Komponent 3	107,00	0,002	0,00	
7	Komponent 4	121,00	0,000	0,00	
7	Sum		0,062	0,05	

Tabell 3.2.3: Ekvivalent molvekt – komponent 1-4

Der Str = strøm

Komp = komponent

Mv = molvekt [kg/kmol]

M% = molprosent [%]

Mv,ekv = ekvivalent molvekt [kg/kmol]

Ekvivalent molvekt vektet over heptan og heksan er gitt ved:

$$M_{v,ekv} = x * M_{v,hek} + (1-x) * M_{v,hep}$$

$$x = \frac{M_{v,hep} - M_{v,ekv}}{M_{v,hep} - M_{v,hek}} * 100\%$$

$$x = \frac{100,21 - 92,92 \frac{kg}{kmol}}{100,21 - 86,18 \frac{kg}{kmol}} * 100\%$$

$$= 51,960\%$$

$$(1-x) = 48,040\%$$

$$x = \frac{100,21 - 88,62 \frac{kg}{kmol}}{100,21 - 86,18 \frac{kg}{kmol}} * 100\%$$

$$= 82,609\%$$

$$(1-x) = 17,391\%$$

$$x = \frac{100,21 - 89,59 \frac{kg}{kmol}}{100,21 - 86,18 \frac{kg}{kmol}} * 100\%$$

$$= 75,695\%$$

$$(1-x) = 24,305\%$$

$$x = \frac{100,21 - 87,26 \frac{kg}{kmol}}{100,21 - 86,18 \frac{kg}{kmol}} * 100\%$$

$$= 92,302\%$$

$$(1-x) = 7,698\%$$

Der

$M_{v,hek}$ = Molvekt for heksan [kg/kmol]

$M_{v,hep}$ = Molvekt for heptan [kg/kmol]

Tabell 3.2.4 beregner molprosenten for komponent 1-4:

Str	Komp	M% [%] (1)	M% [%] (2)	M% [%] (3)=((1)/100)*(2)
1	Heksan	51,960	4,616	2,398
1	Heptan	48,040	4,616	2,218
Str	Komp	M% [%] (1)	M% [%] (2)	M% [%] (3)=((1)/100)*(2)
3	Heksan	82,609	1,375	1,136
3	Heptan	17,391	1,375	0,239
Str	Komp	M% [%] (1)	M% [%] (2)	M% [%] (3)=((1)/100)*(2)
5	Heksan	75,695	0,419	0,317
5	Heptan	24,305	0,419	0,102
Str	Komp	M% [%] (1)	M% [%] (2)	M% [%] (3)=((1)/100)*(2)
7	Heksan	92,302	0,062	0,057
7	Heptan	7,698	0,062	0,005

Tabell 3.2.4: Vektett molvekt – heksan og heptan

Tabell 3.2.5 viser komposisjonen i kompressorberegningsprogrammet:

Strøm	1	3	5	7
Komposisjon				
Molprosent [%]				
Metan	51,463	56,231	77,312	86,312
Etan	16,040	17,344	10,864	6,960
Propan	8,724	9,143	4,015	2,071
I-Butan	4,144	4,095	1,542	0,693
N-Butan	5,091	4,830	1,732	0,725
I-Pentan	3,220	2,565	0,832	0,276
N-Pentan	1,668	1,223	0,385	0,115
Heksan	2,398	1,136	0,317	0,057
Heptan	2,218	0,239	0,102	0,005
Vann	2,668	0,615	0,205	0,006
Nitrogen	0,175	0,192	0,505	0,979
Karbondioksid	2,191	2,387	2,189	1,801
Sum	100,000	100,000	100,000	100,000

Tabell 3.2.5: Kompressorberegningsprogram - komposisjon

Programmet avrunder av og til total molprosent feil. Problemet oppstår for strøm 3, 5, og 7. Avrundingsfeilen er 0,001% og legges til metan.

Andre trinn i kompressorberegningsprogrammet var termodynamiske parametere; trykk inn, trykk ut, temperatur inn og massestrøm.

Ved beregning av kompressor 1 oppstod følgende feilmelding: ”Innløpstrykket må være høyere enn 3,50 bara”. Kompressorer komprimerer ofte fra atmosfæretrykk og det ringte en bjelle. DR ble kontaktet og det ble forklart at feilen mest sannsynlig skyldes konverteringsfeil mellom engelske- og SI-enheter siden programmet er amerikansk. Kompressor 1 ble derfor simulert med engelske enheter og ingen feilmeldinger oppstod.

Tredje trinn i kompressorberegningsprogrammet var avanserte alternativer.

Kompressorberegningsprogrammet har tre simuleringsalternativer; fri simulering, simulering med forhåndsbestemt turtall og simulering med forhåndsbestemt effektbehov. Fri simulering gir optimal løsning med hensyn på virkningsgrad. Desto flere krav til kompressoren desto dårligere løsning. Simulering 1 er fri simulering.

Tabell 3.2.6 viser simulering 1:

Strøm	1	2	3	4	5	6	7	8
Kompressor	1		2		3		4	
Termodynamiske data								
Massestrøm [kg/t]	29755,66		24666,00		67472,00		124593,00	
Trykk [bara]	1,31	6,41	6,07	22,00	22,00	69,00	44,00	182,00
Temperatur [c]	27,22	115,00	27,00	110,00	27,00	120,00	17,00	147,00
Volumstrøm [m ³ /t]	17860,12		3426,00		3309,00		3155,00	
Trykkforhold	4,89		3,62		3,14		4,14	
Fabrikant	DR		DR		DR		DR	
Modell	D10R4S		D4R4S		D4R4S		D4R6S	
Skall	1		1		1		1	
Trinn	4		4		4		6	
Effekt [kw]	1417,91		1081,00		3378,00		8851,00	
Turtall [rpm]	11220,00		17710,00		17710,00		17710,00	
Spesifikt arbeid [kJ/kg]	170,51		158,70		181,32		255,56	
Polytropisk virkningsgrad [%]	82,67		78,00		78,00		78,00	

Tabell 3.2.6: Kompressorberegningsprogram – simulering 1

Kommentarer til tabell 3.2.6:

- Kompressor 1, 2, 3 og 4 overholder prosesskravene
- Avvik fra oppgitte prosesskravene for massestrøm, trykk og temperatur er marginale og skyldes konvertering mellom SI-enheter og programmets enheter; amerikanske enheter
- Fabrikant: DR betyr Dresser-Rand
- Modell: DXXA/RYS/S der D betyr Datum-serie, XX er skallstørrelse, A eller R betyr "aksial split" eller "radial split", Y er antall trinn og B eller S betyr "back to back" eller "straight"
- Dresser-Rands Datum kompressorserie er inndelt etter skallstørrelse og antall trinn. Generelt bestemmes skallstørrelsen av volumstrøm og antallet trinn av trykkforhold.
- Kompressorer er oppbygd av standardtrinn. Standardtrinn bygd for høye volumstrømmer har lavere trykkforhold og virkningsgrad enn standardtrinn bygd for lave volumstrømmer. Kompressorer leverer trykkforhold avhengig av type av standardtrinn, antall standardtrinn, volumstrøm, turtall og parameterne i
- Resultatene er i overensstemmelse med ProII-simuleringen, se tabell 3.2.7
- Kompressor 2, 3 og 4 har lik skallstørrelse. Skallstørrelse er kompressorens fysiske indre volum og bestemmes av volumstrøm. Kompressor 2, 3 og 4 har tilnærmet like volumstrømmer
- Kompressor 1, 2 og 3 har flere trinn enn kompressor 4. Kompressorene har tilnærmet likt trykkforhold, men effektene er forskjellige. Et trinn leverer et spesifikt arbeid avhengig av volumstrøm. Trinn produsert for høy volumstrøm har høyt spesifikt arbeid. For kompressorer avtar spesifikt arbeid med volumstrøm og turtall.
- Kompressorene har varierende spesifikt effektbehov. Spesifikt effektbehov for kompressorer er gitt ved:

$$w = \frac{\kappa \cdot z_1 \cdot r \cdot t_1}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$$

Der

- w = spesifikt arbeid [kJ/kg]
- κ = isentropisk eksponent
- z_1 = kompressibilitetsfaktor ved innløp
- r = gasskonstant [kJ/kmol*k]
- t_1 = temperatur [k]
- p_2 = utløpstrykk [pa]
- p_1 = innløpstrykk [pa]

Spesifikt effektbehov øker med økt stoffspesifikk parameter; gasskonstant, økt parameter; polytropisk eksponent, økte innløpsparametere; kompressibilitetsfaktor og temperatur og økt utløpsparameter; trykk samt reduseres med økt parameter; gravitasjonskonstant og økte innløpsparametere; isentropisk eksponent og trykk. Isentropiske eksponenten øker med avtagende molvekt og redusert temperatur. Isentropiske eksponenten er forholdet mellom varmekapasitet ved konstant volum og trykk. Kompressibilitetsfaktoren; se kommentarer til tabell 3.2.1. Polytropiske eksponent øker med avtagende polytropisk virkningsgrad. Gasskonstanten er forholdet mellom universielle gasskonstant og molvekt. Gravitasjonskonstanten er tilnærmet konstant. Parameterne varierer marginalt for kompressorene, bortsett fra innløpstemperatur.

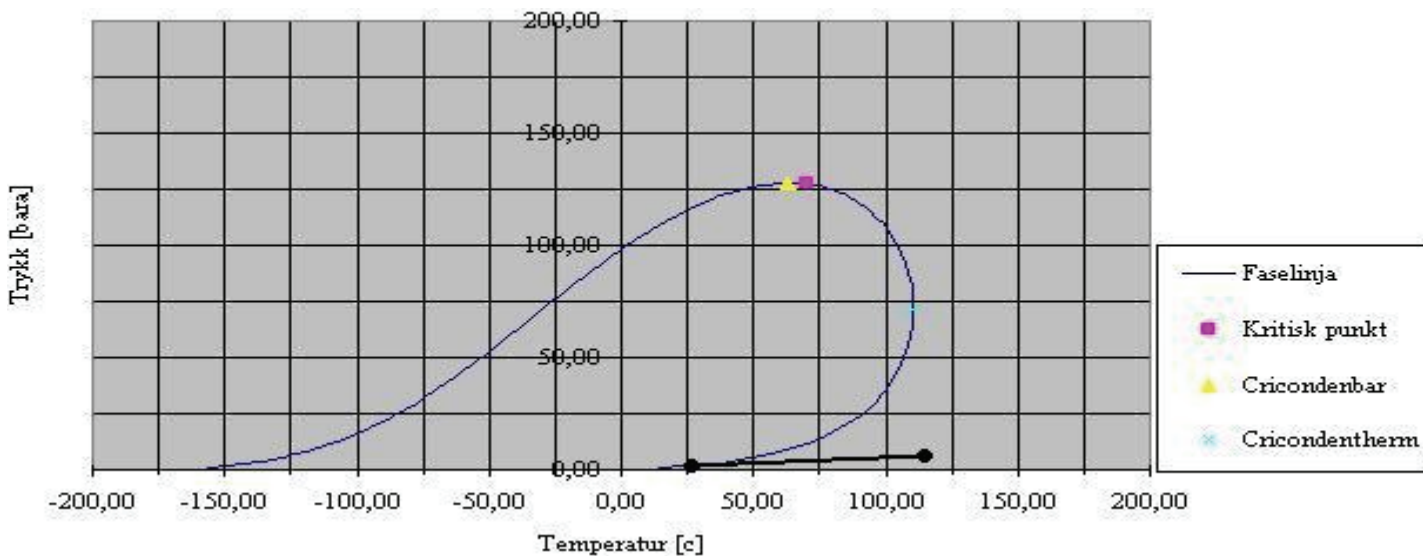
Kompressor 4 har lavere innløpstemperatur enn kompressor 1, 2 og 3. n

- Kompressorene har varierende effektbehov. Effektbehov er proporsjonalt med spesifikt effektbehov og massestrøm
- Kompressor 1 har høyere polytropisk virkningsgrad enn kompressor 2, 3, og 4. Polytropisk kompresjon er sum av isentropiske trinnkompresjoner. Polytropisk virkningsgrad tar hensyn til irreversibiliteter mellom trinn, men ikke over trykkforhold. Irreversibilitet øker med økende trykkforhold. Polytropisk virkningsgrad er uavhengig av trykkforhold, mens reell virkningsgrad avtar med økende trykkforhold. Polytropisk virkningsgrad er et godt mål på kompressorers virkningsgrad uavhengig av trykkforhold og er bransjenormen for kompressorer.
- Kompressor 2, 3 og 4 har mistenkelig likt turtall. Dresser-Rand ble kontaktet og programmet velger maksimalt turtall ved kompressor klasseskiller. Dresser Rand simulerte kompressor 1 og 4 om igjen fordi de var også uenige i kompressor 1. Flott program.

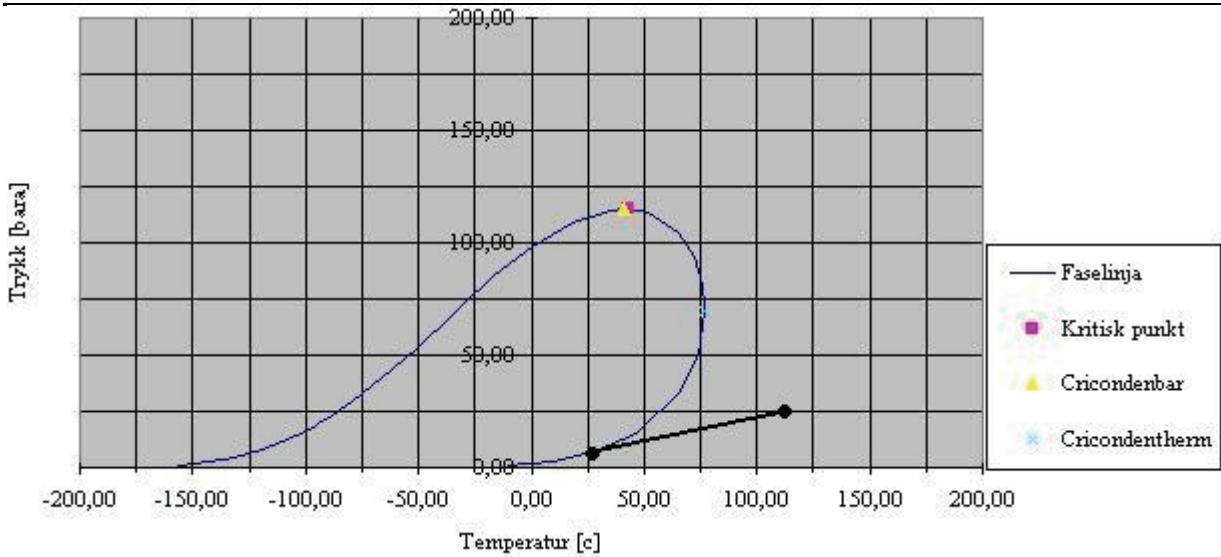
For kontroll og vurdering av simulering 1 ble kompressor 1 -4 simulert i Pro II. ProII simuleringen benyttet SRK-tilstandsligningen. Tilstandsligningen ble anbefalt og gir mulighet for utskrift av fasekonvolutter. Tabell 3.2.7 og figur 3.2.1-4 viser Pro II simuleringen og fasediagrammer:

Strøm	1	2	3	4	5	6	7	8
Kompressor	1		2		3		4	
Termodynamiske data								
Massestrøm [kg/t]	29836,60		24673,40		67491,00		124627,90	
Trykk [bara]	1,31	6,43	6,07	22,46	21,80	69,11	44,10	182,45
Temperatur [c]	27,00		27,00		27,00		17,40	
Ekvivalent tetthet [kg/m ³]	1,67		7,22		20,40		39,50	
Ekvivalent molvekt [kg/kmol]	31,61		28,62		21,74		19,08	
Ekvivalent Z-faktor	0,99		0,96		0,93		0,88	
Volumstrøm [m ³ /t]	17866,23		3417,37		3308,38		3155,14	
Trykkforhold	4,91		3,70		3,17		4,14	
Ekvivalent isentropeksponent	1,15		1,16		1,25		1,40	
Ekvivalent polytropeksponent	1,19		1,22		1,33		1,51	
Gass [mol%]	100,00		99,97		99,96		100,00	
Væske [mol%]	0,00		0,03		0,04		0,00	
Isentropisk effektbehov [kw]	1149,22		825,63		2582,58		6712,65	
Polytropisk effektbehov [kw]	1174,97		849,89		2666,60		6984,37	
Effektbehov [kw]	1421,28		1089,60		3418,71		8941,71	
Spesifikt effektbehov [kj/kg]	171,45		159,07		182,33		258,28	
Isentropisk virkningsgrad [%]	80,86		75,77		75,54		75,07	
Polytropisk virkningsgrad [%]	82,67		78,00		78,00		78,11	

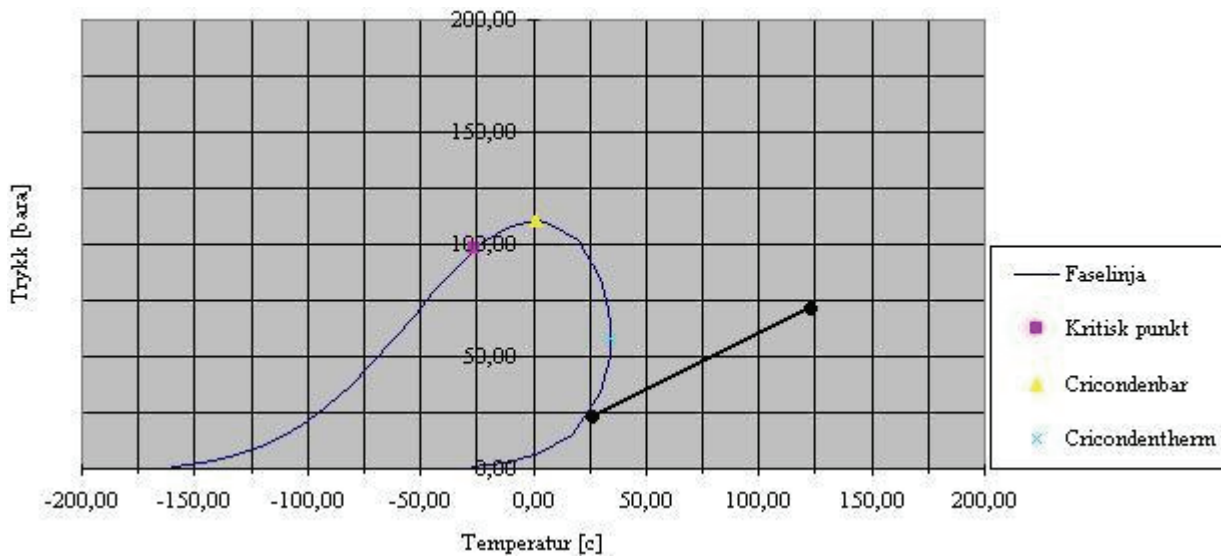
Tabell 3.2.7: ProII - simulering



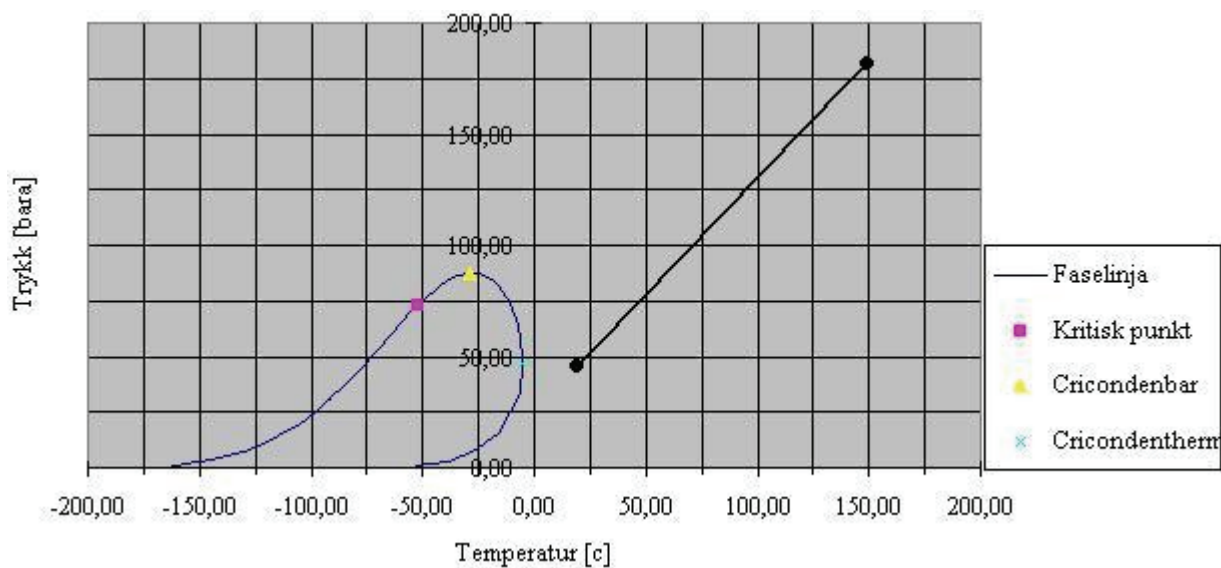
Figur 3.2.1: Fasediagram – Strøm 1 og 2



Figur 3.2.2: Fasediagram – Strøm 3 og 4



Figur 3.2.3: Fasediagram – Strøm 5 og 6



Figur 3.2.4: Fasediagram – Strøm 7 og 8

Kommentar til tabell 3.2.7:

- Pro II simuleringen viser at Dresser-Rands kompressorberegningsprogram oppgir for høye virkningsgrader.

Kommentarer til figur 3.2.1-4:

- Blandinger har fasediagram og komponenter har faselinjer som markerer overgang mellom gass- og væskefase. Linja i fasediagrammet kalles mettet gass-linja til høyre for kritisk punkt og mettet væske til venstre. Inni fasediagramet er blandingen i gass/væskefase, mens utenfor faselinja til høyre er blandingen gassfase og til venstre væskefase. "Cricondenbar" er laveste trykk som garanterer gassfase uansett temperatur. "Cricodentern" er laveste temperatur som garanterer gassfase uansett trykk. Kritisk punkt sammenfører mettet gass- og mettet væske-linja.
- Kompressorer tåler noen få molprosent væskefase i gassen. Væskepartikler gir erosjon inni kompressoren og må unngås. Pro II simuleringen viser under 3 mol% væske for strøm 3 og 5, mens kompressorene tåler maksimalt 5 mol% væske.

Tabell 3.2.8 viser simulering 2:

Strøm	1	2	3	4	5	6	7	8
Kompressor	1		2		3		4	
Termodynamiske data								
Massestrøm [kg/t]	29836,00		24666,00		67472,00		124627,00	
Trykk [bara]	1,31	6,43	6,07	22,00	22,00	69,00	44,10	182,50
Temperatur [c]	27,00	115,90	27,00	110,00	27,00	120,00	17,40	148,40
Volumstrøm [m ³ /t]	17814,00		3426,00		3309,00		3169,80	
Trykkforhold	4,91		3,62		3,14		4,14	
Fabrikant								
	DR		DR		DR		DR	
Modell								
	D10R5S		D4R4S		D4R4S		D6R8B	
Skall								
	1		1		1		1	
Trinn								
	5		4		4		8	
Effekt [kw]								
	1420,00		1081,00		3378,00		8868,00	
Turtall [rpm]								
	10176,00		17710,00		17710,00		12875,00	
Spesifikt arbeid [kj/kg]								
	171,40		158,70		181,32		199,36	
Polytropisk virkningsgrad [%]								
	82,67		78,00		78,00		78,11	

Tabell 3.2.8: Kompressorberegningsprogram – simulering 2

Kommentarer til tabell 3.2.8

- Siden kompressor 1 og 4 har tilnærmet likt turtall ble kompressor 1 simulert med alternativ; forhåndsbestemt turtall lik kompressor 4s turtall. Kompressor 4 ønskes optimal på grunn av høyest effektbehov. To turtall for kompressorene gir mulighet for færre mekaniske gir og enklere løsninger. Tabell 3.2.9 viser simulering 3:

Strøm	1	2	3	4	5	6	7	8
Kompressor	1		2		3		4	
Termodynamiske data								
Massestrøm [kg/t]	29755,66		24666,00		67472,00		124627,00	
Trykk [bara]	1,31	6,41	6,07	22,00	22,00	69,00	44,10	182,50
Temperatur [c]	27,22	114,44	27,00	110,00	27,00	120,00	17,40	148,40
Volumstrøm [m ³ /t]	17860,12		3426,00		3309,00		3169,80	
Trykkforhold	4,89		3,70		3,17		4,14	
Fabrikant	DR		DR		DR		DR	
Modell	D10R3S		D4R4S		D4R4S		D6R8B	
Skall	1		1		1		1	
Trinn	3		4		4		8	
Effekt [kw]	1410,45		1081,00		3378,00		8868,00	
Turtall [rpm]	12875,00		17710,00		17710,00		12875,00	
Spesifikt arbeid [kJ/kg]	170,40		158,70		181,32		199,36	
Polytropisk virkningsgrad [%]	83,00		78,00		78,00		78,11	

Tabell 3.2.9: Kompressorberegningsprogram – simulering 3

Kommentarer til tabell 3.2.9:

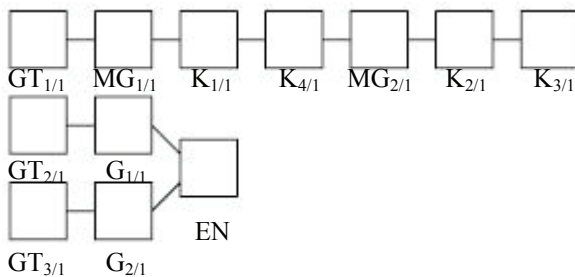
- Kompressorberegningsprogrammet overholder turtallskravet for kompressor 1
- Polytropiske virkningsgraden for kompressor 1 øker fra 82,67 til 83,00 %. Det er ulogisk fordi simulering 2 er fri simulering, mens simulering 3 er forhåndsbestemt turtalls. Årsaken er bruk av to forskjellige kompressorberegningsprogrammer.

3.3: Driftsalternativ 1

Spesifisering av komponenter; A/B der A er komponentnummer og B er driftsalternativnummer.

”Lay Out”

Figur 3.3.1 viser ”lay out”en for driftsalternativ 1:



Figur 3.3.1: Driftsalternativ 1 – ”Lay Out”

Der GT_{1/1, 2/1, 3/1} = gassturbin 1-3/1
 MG_{1/1, 2/1} = mekanisk gir 1/1 og 2/1
 K_{1/1, 2/1, 3/1, 4/1} = kompressor 1-4/1
 G_{1/1, 2/1} = generator 1/1 og 2/1
 EN = elektrisk nett

Kommentar til figur 3.3.1:

- ”Lay out”en viser optimale løsningen med hensyn på vurderingskriteriene; investeringskostnad og driftskostnad. Minimum komponenter minimerer innkjøpskostnad og størrelse; grunnareal, volum og vekt samt maksimerer virkningsgrad og tilgjengelighet
- ”Lay out”-en oppfylder kravene; 100 % reservekapasitet for ”life support” og nødkraft, kompressorene på lik aksling og 70 – 105 % turtallsområde for kompressorene
- Gassturbin 1/1 produserer mekanisk kraft som dekker kompressor 1-4/1s mekaniske kraftbehov. Mekanisk gir 1/1 og 2/1 oppskalrer turtallet mellom gassturbin 1/1 og kompressor 1/1 samt kompressor 4/1 og 2/1. Gassturbin 2/1 og 3/1 med generator 1/1 og 2/1 produserer elektrisk kraft til elektriske nettet som dekker elektriske kraftbehovet.

Komponenter

Driftsalternativ 1 har følgende komponenter:

- Gassturbin 1-3/1
- Mekanisk gir 1/1 og 2/1
- Kompressor 1-4/1
- Generator 1/1 og 2/1
- Elektrisk nett

Kompressor 1/1, 2/1, 3/1 og 4/1: Kompressor 1/1, 2/1, 3/1 og 4/1 av type Dresser-Rand D10R3S, D4R4S, D4R4S og D6R8B er like for driftsalternativene, se kapittel 3.2.

Tabell 3.3.1, 3.3.3, 3.3.5 og 3.3.7 samt 3.3.2, 3.3.4, 3.3.6 og 3.3.8 viser vurderingskriteriene og informasjon for kompressor 1-4/1:

Fabrikant	Dresser-Rand
Modell	D10R3S
Skall	1
Trinn	3
Effektbehov [kw]	1 410,45
Turtall [rpm]	12 875,00

Tabell 3.3.1: Kompressor 1/1 – informasjon

Investeringskostnad	
Innkjøpskostnad [kr]	#####
Grunnareal [m ²]	23,75
Volum [m ³]	80,00
Vekt [kg]	37 000,00
Driftskostnad	
Virkningsgrad [%]	81,48
Tilgjengelighet [%]	99,00

Tabell 3.3.2: Kompressor 1/1 - vurderingskriterier

Fabrikant	Dresser-Rand
Modell	D4R4S
Skall	1
Trinn	4
Effektbehov [kw]	1 081,00
Turtall [rpm]	17 710,00

Tabell 3.3.3: Kompressor 2/1 – informasjon

Investeringskostnad	
Innkjøpskostnad [kr]	#####
Grunnareal [m ²]	22,00
Volum [m ³]	73,88
Vekt [kg]	32 000,00
Driftskostnad	
Virkningsgrad [%]	76,38
Tilgjengelighet [%]	99,00

Tabell 3.3.4: Kompressor 2/1 - vurderingskriterier

Fabrikant	Dresser-Rand
Modell	D4R4S
Skall	1
Trinn	4
Effektbehov [kw]	3 378,00
Turtall [rpm]	17 710,00

Tabell 3.3.5: Kompressor 3/1 – informasjon

Investeringskostnad	
Innkjøpskostnad [kr]	#####
Grunnareal [m ²]	22,00
Volum [m ³]	73,88
Vekt [kg]	32 000,00
Driftskostnad	
Virkningsgrad [%]	76,45
Tilgjengelighet [%]	99,00

Tabell 3.3.6: Kompressor 3/1 - vurderingskriterier

Fabrikant	Dresser-Rand
Modell	D6R8B
Skall	1
Trinn	8
Effektbehov [kw]	8 868,00
Turtall [rpm]	12 875,00

Tabell 3.3.7: Kompressor 4/1 – informasjon

Investeringskostnad	
Innkjøpskostnad [kr]	#####
Grunnareal [m ²]	23,75
Volum [m ³]	80,00
Vekt [kg]	47 000,00
Driftskostnad	
Virkningsgrad [%]	75,70
Tilgjengelighet [%]	99,00

Tabell 3.3.8: Kompressor 4/1 - vurderingskriterier

Kommentarer til tabell 3.3.1 – 8:

- Investeringskostnadene inkluderer kompressorene med støtteutstyr
- Driftskostnadene inkluderer kompressorene

Mekanisk gir 1/1 og 2/1: Mekanisk gir 1/1 og 2/1 oppskalerer turtallet mellom gassturbin 1/1 og kompressor 1/1 samt kompressor 4/1 og 2/1.

Et mekanisk gir overfører arbeid ved et turtall til arbeid ved et annet turtall. Turtallsforskjellen bestemmes av utvekslingsforhold mellom inngående og utgående aksling. Inngående og utgående aksling har tannhjul med ulikt antall tenner som bestemmes av utvekslingsforholdet. Utvekslingsforhold angies fra

venstre til høyre. Akselerasjonsgir gir økt turtall og har utvekslingsforhold større enn en, mens reduksjonsgir gir redusert turtall og har utvekslingsforhold mindre enn en.

Mekaniske gir konstrueres basert på utvekslingsforhold, dimensjonerende effekt og virkningsgrad.

Utvekslingsforholdet for mekanisk gir 1/1 og 2/1 er gitt ved:

$$UF = \frac{\omega_2}{\omega_1}$$

$$UF_{MG,1/1} = \frac{12875,00rpm}{6200,00rpm} \approx 2,08$$

$$UF_{MG,2/1} = \frac{17710,00rpm}{12875,00rpm} \approx 1,38$$

Der UF = utvekslingsforhold

$UF_{MG,1/1,2/1}$ = utvekslingsforhold for mekanisk gir 1/1 og 2/1

ω_2 = turtall ut

ω_1 = turtall inn

Dimensjonerende effekten for mekanisk gir 1/1 og 2/1 er gitt ved:

$$p_{MG,1/1} = \frac{\Delta p_{K,1234/1}}{\eta_{MG,1/1}} \cdot \left(p_{K,1/1} + p_{K,4/1} + \frac{p_{K,2/1} + p_{K,3/1}}{\eta_{MG,2/1}} \right)$$

$$= \frac{1,10}{0,97} \cdot \left(1410,45kW + 8868,00kW + \frac{1081,00kW + 3378,00kW}{0,97} \right) \approx 16868,96kW$$

$$p_{MG,2/1} = \frac{\Delta p_{K,23/1}}{\eta_{MG,2/1}} (p_{K,2/1} + p_{K,3/1}) = \frac{1,10}{0,97} \cdot (1081,00kW + 3378,00kW) \approx 5056,60kW$$

Der $p_{MG,1/1,2/1}$ = dimensjonerende effekt gjennom mekanisk gir 1/1 og 2/1

$\Delta p_{K,1234/1}$ = økt effektbehov for kompressor 1-4/1 på grunn av 105 % turtall

$\Delta p_{K,23/1}$ = økt effektbehov for kompressor 2/1 og 3/1 på grunn av 105 % turtall

$p_{K,1/1,2/1,3/1,4/1}$ = effektbehov for kompressor 1-4/1

$\eta_{MG,1/1,2/1}$ = virkningsgrad for mekanisk gir 1/1 og 2/1

For mekaniske gir defineres dimensjonerende effekt som gjennomgående dimensjonerende effekt.

Det tas hensyn til virkningsgrad og tilgjengelighet for mekaniske gir, men øvrige vurderingskriterier utelukkes. Virkningsgraden og tilgjengeligheten for mekanisk gir 1/1 og 2/1 er antatt 97,00 og 99,00 %.

Generator 1/1 og 2/1: Generator 1/1 og 2/1 er inkludert i gassturbinpakken og konverterer mekanisk kraft fra gassturbin 1/1 og 2/1 til elektrisk kraft som dekker elektriske kraftbehovet. Elektriske kraften leveres elektriske nettet.

Det tas hensyn til virkningsgraden og tilgjengeligheten for generator 1/1 og 2/1 som inkluderes gassturbin 2/1 og 3/1. Virkningsgraden og tilgjengeligheten for generator 1/1 og 2/1 er 98,50 og 98,75 %.

Gassturbin 1-3/1: Gassturbin 1/1 av type Dresser Rand Vectra-30G produserer mekanisk kraft som dekker kompressor 1-4/1s mekaniske kraftbehov. Gassturbin 2/1 og 3/1 av type Dresser-Rand DR63G

med generator 1/1 og generator 2/1 produserer elektrisk kraft til elektriske nettet som dekker elektriske kraftbehovet.

Gassturbiner konstrueres basert på dimensjonerende effekt, virkningsgrad og turtall.

Dimensjonerende effekten fra gassturbin 1/1 er gitt ved:

$$p_{GT,1/1} = \frac{\Delta p_{K,1234/1}}{\eta_{MG,1/1}} \cdot \left(p_{K,1/1} + p_{K,4/1} + \frac{p_{K,2/1} + p_{K,3/1}}{\eta_{MG,2/1}} \right)$$

$$= \frac{1,10}{0,97} \cdot \left(1410,45 \text{ kW} + 8868,00 \text{ kW} + \frac{1081,00 + 3378,00 \text{ kW}}{0,97} \right) \approx 16868,96 \text{ kW}$$

Der $p_{GT,1/1}$ = effekt fra gassturbin 1/1

$\Delta p_{K,1234/1}$ = økt effektbehov for kompressor 1-4/1 på grunn av 105 % turtall

$p_{K,1/1, 2/1, 3/1, 4/1}$ = effektbehov for kompressor 1-4/1

$\eta_{MG,1/1, 2/1}$ = virkningsgrad for mekanisk gir 1/1 og 2/1

Turtallet ønskes nærmest kompressor 1/1s turtall fordi virkningsgraden for mekaniske gir avtar med økende utvekslingsforhold.

Krav for driftsalternativ 1 er mekanisk drift av kompressorene på lik aksling. To 100 % mekanisk kraft kapasitets gassturbiner er mulig ved hjelp av ”split”-gir”. ”Split”-gir er uvanlig og utelukkes.

På bakgrunn av bruksområde; mekanisk drift, mekanisk kraft og turtall ble Dresser-Rands Vectra-30G valgt. Tabell 3.3.9 og 3.3.10 viser informasjon og vurderingskriterier for Dresser-Rands Vectra-30G:

Fabrikant	Dresser-Rand
Modell	Vectra-30G
Effekt [kW]	23 500,00
Turtall [rpm]	6 200,00

Tabell 3.3.9: Gassturbin 1/1 – informasjon

Investeringskostnad	
Innkjøpskostnad [kr]	#####
Grunnareal [m ²]	47,50
Volum [m ³]	315,30
Vekt [kg]	55 000,00
Driftskostnad	
Virkningsgrad [%]	37,50
Tilgjengelighet [%]	96,04

Tabell 3.3.10: Gassturbin 1/1 - vurderingskriterier

Kommentarer til tabell 3.3.9:

- Dresser-Rands Vectra-30G erstatter DR61G
- Gassturbin 1/1 har potensial for dampprosess og NOx-rensesystem som tilleggsutstyr

Kommentarer til tabell 3.3.10:

- Innkjøpskostnaden inkluderer gassturbin 1/1 med luft- og eksosanlegg samt ekskluderer monteringskostnad og rabatt. Monteringskostnaden avhenger av installasjonslokasjon. Rabatt gies faste kunder og avhenger av prosjektets omfang
- Omregningskurs for innkjøpskostnaden er 5,98 kr per 1,00 dollar
- Grunnarealet og volumet inkluderer gassturbin 1/1 med luftanlegg. Eksosanlegg avhenger av installasjonslokasjon
- Vekten inkluderer gassturbin 1/1 med luft- og eksosanlegg
- Tilgjengeligheten er gjennomsnittlig tilgjengelighet for gassturbiner fra Oreda-rapporten med forutsetninger; effektklasse: 20 – 40 000,00 kw, operasjonell drift, gjennomsnittlig feilfrekvens og –reparasjonstid

Gassturbiner har relativt lav tilgjengelighet. Nedetid for gassturbin 1/1 fører til produksjonsstans. Produksjonsstans ved nedetid for gassturbin 2/1 eller 3/1 unngås med svært høy sannsynlighet med to ganger 100 % elektrisk kraftkapasitet. Gassturbiner har høyest virkningsgrad ved ca. 90 % av maksimal kraftproduksjon. To ganger 100 % elektrisk kraftkapasitet dekker kravet om 100 % "life support" og nødkraft med høyest virkningsgrad og tilgjengelighet.

Dimensjonerende effekten fra gassturbin 2/1 og 3/1 er gitt ved:

$$p_{GT, 23/1} = \frac{EKB}{\eta_{G, 12/1}} = \frac{35800,00kW}{0,98} \approx 36530,61kW$$

Der $p_{GT,23/1}$ = effekt fra gassturbin 2/1 eller 3/1
 EKB = elektrisk kraftbehov
 $\eta_{G,12/1}$ = virkningsgrad for generator 1/1 eller 2/1

Turtallet ønskes nærmest generator 1/1 og 2/1s turtall fordi virkningsgraden for mekaniske gir avtar med økende utvekslingsforhold. Generator 1/1 og 2/1 har 3 600,00 rpm turtall fordi elektriske nettet har 60 hz frekvens og generator 1/1 og 2/1 er to-polede.

Fabrikant	Dresser-Rand
Modell	DR63G
Effekt [kw]	43 500,00
Turtall [rpm]	3 627,00

Investeringskostnad	
Innkjøpskostnad [kr]	#####
Grunnareal [m^2]	124,15
Volum [m^3]	738,10
Vekt [kg]	221 000,00
Driftskostnad	
Virkningsgrad [%]	40,78
Tilgjengelighet [%]	94,84

Tabell 3.3.11: Gassturbin 23/1 – informasjon Tabell 3.3.12: Gassturbin 23/1 - vurderingskriterier

Kommentarer til tabell 3.3.11:

- Gassturbin 23/1 har potensial for dampprosess og NOx-rensesystem som tilleggsutstyr

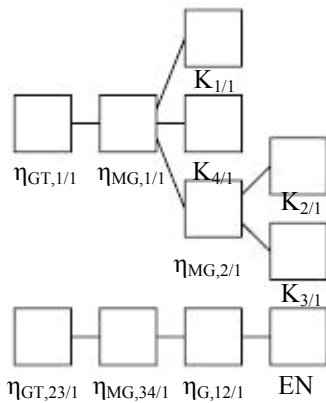
Kommentarer til tabell 3.3.12:

- Innkjøpskostnaden inkluderer gassturbin 23/1 med generator 12/1, luft- og eksosanlegg samt ekskluderer monteringskostnad
- Omregningskurs for innkjøpskostnaden er 5,98 kr per 1,00 dollar
- Grunnarealet og volumet inkluderer gassturbin 23/1 med generator 12/1 og luftanlegg samt ekskluderer eksosanlegg
- Vekten inkluderer gassturbin 23/1 med generator, luft- og eksosanlegg
- Virkningsgraden inkluderer virkningsgrad for generator 1/1 og 2/1
- Tilgjengeligheten er gjennomsnittlig tilgjengelighet for gassturbiner fra Oreda-rapporten med forutsetninger; effektklasse: 20 – 40 000,00 kw, operasjonell drift, gjennomsnittlig feilfrekvens og –reparasjonstid

Elektrisk nett: Elektriske nettet har 60 hz frekvens.

Virkningsgrad

For oversikts skyld forklares beregning av totalvirkningsgraden for driftsalternativ 1 ved hjelp av et kraftflyt-diagram. Figur 3.3.2 viser kraftflytdiagrammet for driftsalternativ 1:



Figur 3.3.2: Driftsalternativ 1 – virkningsgrad

Der $\eta_{GT,1/1, 23/1}$ = virkningsgrad for gassturbin 1/1 og 23/1
 $\eta_{MG,1/1, 2/1, 3/1, 4/1}$ = virkningsgrad for mekanisk gir 1-4/1
 $K_{1/1, 2/1, 3/1, 4/1}$ = kompressor 1-4/1
 $\eta_{G,12/1}$ = virkningsgrad for generator 1/1 og 2/1
 EN = elektrisk nett

Totalvirkningsgraden påvirkes av kraftflyten gjennom komponentene. Komponenter med lav virkningsgrad og høy kraftflyt påvirker total virkningsgrad mer negativt enn komponenter med lav virkningsgrad og lav kraftflyt. Motsatt påvirker komponenter med høy virkningsgrad og høy kraftflyt total virkningsgrad mer positivt enn komponenter med høy virkningsgrad og lav kraftflyt.

Kraftbehovet til kompressor 1-4/1 flyter gjennom gassturbin 1/1 og mekanisk gir 1/1. Kraftbehovet til kompressor 2/1 og 3/1 flyter i tillegg gjennom mekanisk gir 2/1. For beregning av totalvirkningsgraden vektet kraftflyten ved hjelp av fordelingsfaktor 1/1, 2/1, 3/1 og 4/1. Fordelingsfaktor 1/1 og 2/1 vektet mekanisk- og elektrisk kraftflyt, fordelingsfaktor 3/1 og 4/1 vektet mekanisk kraftflyt.

Virkningsgraden for kompressorene taes ikke hensyn til fordi kompressorene og fordelingen av kraftflyt er lik for driftsalternativene. Ved total virkningsgrad i forhold til teoretisk virkningsgrad må virkningsgraden for kompressorene inkluderes. Bemerkes at mekanisk- og elektrisk kraft er gassturbinenes kraftbehov, dvs. tatt hensyn til virkningsgraden for gassturbinene. Det er nødvendig pga. ulike virkningsgrader for gassturbinene. Tankegangen bak beregning av totalvirkningsgraden er benyttet ved beregning av effekt for gassturbinene og dimensjonering av komponentene.

Fordelingsfaktor 1-4/1 er gitt ved:

$$FF_{3/1} = \frac{p_{K,1/1} + p_{K,4/1}}{p_{K,1/1} + p_{K,4/1} + \frac{p_{K,2/1} + p_{3/1}}{\eta_{MG,2/1}}} = \frac{1410,45kW + 8868,00kW}{1410,45kW + 8868,00kW + \frac{1081,00kW + 3378,00kW}{0,97}} \approx 0,69$$

$$FF_{4/1} = 1 - FF_{3/1} = 1 - 0,69 = 0,31$$

$$FF_{1/1} = \frac{\frac{1}{\eta_{GT,1/1} \cdot \eta_{MG,1/1}} \left(p_{K,1/1} + p_{K,4/1} + \frac{p_{K,2/1} + p_{K,3/1}}{\eta_{MG,2/1}} \right)}{\frac{1}{\eta_{GT,1/1} \cdot \eta_{MG,1/1}} \left(p_{K,1/1} + p_{K,4/1} + \frac{p_{K,2/1} + p_{K,3/1}}{\eta_{MG,2/1}} \right) + \frac{EKB}{\eta_{GT,23/1}}}$$

$$= \frac{\frac{1}{0,357 \cdot 0,97} \left(1410,45kW + 8868,00kW + \frac{1081,00kW + 3378,00kW}{0,97} \right)}{\frac{1}{0,357 \cdot 0,97} \left(1410,45kW + 8868,00kW + \frac{1081,00kW + 3378,00kW}{0,97} \right) + \frac{35800,00kW}{0,4078}} \approx 0,33$$

$$FF_{2/1} = 1 - FF_{1/1} = 1 - 0,33 = 0,67$$

Der $FF_{1/1, 2/1, 3/1, 4/1}$ = fordelingsfaktor for kraftflyt 1-4/1
 $p_{K,1/1, 2/1, 3/1, 4/1}$ = effektbehov for kompressor 1-4/1
 $\eta_{GT,1/1, 23/1}$ = virkningsgrad for gassturbin 1/1 og 23/1
 $\eta_{MG,1/1, 2/1}$ = virkningsgrad for mekanisk gir 1/1 og 2/1

Total virkningsgrad for driftsalternativ 1 er gitt ved:

$$\eta_{TOT,1} = FF_{1/1} \cdot \eta_{GT,1/1} \cdot \eta_{MG,1/1} \cdot (FF_{3/1} + FF_{4/1} \cdot \eta_{MG,2/1}) + FF_{2/1} \cdot \eta_{GT,23/1}$$

$$= 0,33 \cdot 0,357 \cdot 0,97 \cdot (0,69 + 0,31 \cdot 0,97) + 0,67 \cdot 0,4078 \approx 38,64\%$$

Tilgjengelighet

Nedetid for komponenter uten reservekapasitet fører til produksjonsstans. Nedetid for komponenter med reservekapasitet fører til produksjonsstans om komponent og reservekomponent har nedetid.

Nedetid for gassturbin 1/1, mekanisk gir 12/1 eller kompressor 1-4/1 fører til produksjonsstans, men nedetid for gassturbin 2/1 eller 3/1 fører ikke til produksjonsstans. Derimot fører nedetid for gassturbin 2/1 og 3/1 til produksjonsstans.

Tilgjengelighet for driftsalternativ 1 er gitt ved:

$$a_{1/1} = a_{GT,1/1} \cdot a_{MG,1/1} \cdot a_{K,1/1} \cdot a_{K,4/1} \cdot a_{MG,2/1} \cdot a_{K,2/1} \cdot a_{K,3/1}$$

$$= 0,9604 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \approx 90,42\%$$

$$a_{2/1} = \frac{y!}{(y-x)! \cdot x!} \cdot a^x \cdot (1-a)^{y-x} = \frac{2!}{(2-2)! \cdot 2!} \cdot 0,9484^2 \cdot (1-0,9484)^{2-2} + \frac{2!}{(2-1)! \cdot 1!} \cdot 0,9484^1 \cdot (1-0,9484)^{2-1}$$

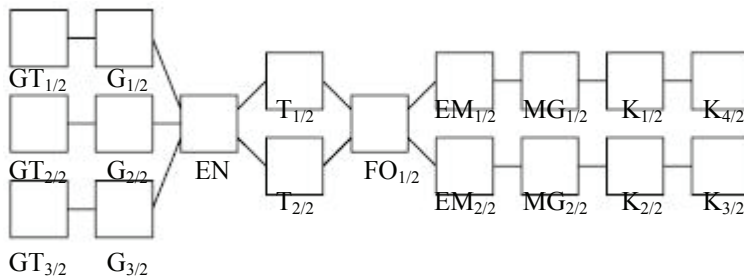
$$\approx 99,74\%$$

$$a_{TOT,1} = a_{2/1} \cdot a_{1/1} = 90,42\% \cdot 99,74\% = 90,19\%$$

3.4: Driftsalternativ 2

”Lay Out”

Figur 3.4.1 viser ”lay out”-en for driftsalternativ 2:



Figur 3.4.1: Driftsalternativ 2 – ”Lay Out”

Der $GT_{1/2, 2/2, 3/2}$ = gassturbin 1-3/2
 $G_{1/2, 2/2, 3/2}$ = generator 1-3/2
 EN = elektrisk nett
 $T_{1/2, 2/2}$ = transformator 1/2 og 2/2
 $FO_{1/2}$ = frekvensomformer 1/2
 $EM_{1/2, 2/2}$ = elektrisk motor 1/2 og 2/2
 $MG_{1/2, 2/2}$ = mekanisk gir 1/2 og 2/2
 $K_{1/2, 2/2, 3/2, 4/2}$ = kompressor 1-4/2

Kommentar til figur 3.4.1:

- ”Lay out”-en viser optimale løsningen med hensyn på vurderingskriteriene; investeringskostnad og driftskostnad. Minimum komponenter minimerer innkjøpskostnad og størrelse; grunnareal, volum og vekt samt maksimerer virkningsgrad og tilgjengelighet.
- ”Lay out”-en oppfyller kravet; 100 % reservekapasitet for ”life support” og nødkraft samt 70 – 105 % turtallsområde for kompressorene
- Gassturbin 1-3/2 med generator 1-3/2 produserer elektrisk kraft til elektriske nettet som dekker elektriske- og mekaniske kraftbehovet. Transformator 1/2 og 2/2 transformerer elektriske nettets spenning opp til elektrisk motor 1/2 og 2/2s ulike spenninger. Elektrisk motor 1/2 og 2/2 har variabelt turtall som frekvensomformerer regulerer uavhengig. Mekanisk gir 3/2 og 4/2 oppskalerer elektrisk motor 1/2 og 2/2s turtall til kompressor 14/2 og 23/2s turtall.

Komponenter

Driftsalternativ 2 har følgende komponenter:

- Gassturbin 1/2 og 2/2
- Generator 1/2 og 2/2
- Elektrisk nett
- Transformator 1/2 og 2/2
- Frekvensomformer 1/2
- Elektrisk motor 1/2 og 2/2
- Mekanisk gir 1/2 og 2/2
- Kompressor 1-4/2

Kompressor 1-4/2: Kompressor 1-4/2 er like for driftsalternativene, se driftsalternativ 1. Kompressorene er plassert på to akslinger basert på turtal. Det skyldes to turtall for kompressorene, oppstartsproblematikk for store elektriske motorer og frekvensomformerer har mulighet til uavhengig turtallsregulering av to elektriske motorer.

Mekanisk gir 1/2 og 2/2: Mekanisk gir 1/2 og 2/2 oppskalerer turtallet mellom elektrisk motor 1/2 og 2/2.

Uttevslingsforholdet for mekanisk gir 1/2 og 2/2 er gitt ved:

$$UF = \frac{\omega_2}{\omega_1}$$

$$UF_{MG,1/2} = \frac{12875,00rpm}{1495,00rpm} \approx 8,61$$

$$UF_{MG,2/2} = \frac{17710,00rpm}{2985,40rpm} \approx 5,93$$

Der UF = utvevslingsforhold

$UF_{MG,1/2,2/2}$ = utvevslingsforhold for mekanisk gir 1/2 og 2/2

ω_2 = turtall ut

ω_1 = turtall inn

Dimensjonerende effekten for mekanisk gir 1/2 og 2/2 er gitt ved:

$$p_{MG,1/2} = \frac{\Delta p_{K,14/2} \cdot (p_{K,1/2} + p_{K,4/2})}{\eta_{MG,1/2}} = \frac{1,10 \cdot (1410,45kw + 8868,00kw)}{0,97} = 11655,97kw$$

$$p_{MG,2/2} = \frac{\Delta p_{K,23/2} \cdot (p_{K,2/2} + p_{K,3/2})}{\eta_{MG,2/2}} = \frac{1,10 \cdot (1081,00kw + 3378,00kw)}{0,97} = 5056,60kw$$

Der $p_{MG,1/2,2/2}$ = dimensjonerende effekt gjennom mekanisk gir 1/2 og 2/2

$\Delta p_{K,14/2}$ = økt effektbehov for kompressor 1/2 og 4/2 på grunn av 105 % turtall

$\Delta p_{K,23/2}$ = økt effektbehov for kompressor 2/2 og 3/2 på grunn av 105 % turtall

$p_{K,1/2,2/2,3/2,4/2}$ = effektbehov for kompressor 1-4/2

$\eta_{MG,1/2,2/2}$ = virkningsgrad for mekanisk gir 1/2 og 2/2

Elektrisk motor 1/2 og 2/2: Elektrisk motor 1/2 og 2/2 av type ABB AMI 800 M4LBSPFV og AMI 630 L2LBSFPH driver kompressor 1/2 og 4/2 samt 2/2 og 3/2.

Elektriske motorer konstrueres basert på dimensjonerende effekt, turtall og virkningsgrad.

Dimensjonerende effekt for elektrisk motor 1/2 og 2/2 er gitt ved:

$$p_{EM,1/2} = \frac{\Delta p_{K,14/2} \cdot (p_{K,1/2} + p_{K,4/2})}{\eta_{MG,1/2}} = \frac{1,10 \cdot (1410,45kw + 8868,00kw)}{0,97} = 11655,97kw$$

$$p_{EM,2/2} = \frac{\Delta p_{K,23/2} \cdot (p_{K,2/2} + p_{K,3/2})}{\eta_{MG,2/2}} = \frac{1,10 \cdot (1081,00kw + 3378,00kw)}{0,97} = 5056,60kw$$

Der $p_{EM,1/2, 2/2}$ = dimensjonerende effekt for elektrisk motor 1/2 og 2/2
 $\Delta p_{K,14/2}$ = økt effektbehov for kompressor 1/2 og 4/2 på grunn av 105 % turtall
 $\Delta p_{K,23/2}$ = økt effektbehov for kompressor 2/2 og 3/2 på grunn av 105 % turtall
 $p_{K,1/2, 2/2, 3/2, 4/2}$ = effektbehov for kompressor 1/2, 2/2, 3/2 og 4/2
 $\eta_{MG,1/2, 2/2}$ = virkningsgrad for mekanisk gir 1/2 og 2/2

For elektriske motorer defineres dimensjonerende effekt som utgående dimensjonerende effekt.

Elektrisk motor 1/2 og 2/2 er asynkrone elektriske motorer med to poler. Effekten for elektrisk motor 1/2 er høyere enn 8 mw, men overgangen mellom asynkrone og synkrone elektriske motorer er glidende.

Virkningsgraden for mekaniske og hydrauliske gir avtar med økt turtall. Turtallet for elektrisk motor 1/2 og 2/2 ønskes nærmest kompressor 1/2 og 4/2s turtall samt kompressor 2/3 og 3/2s turtall. To poler er minimum antall poler og gir maksimalt turtall. For elektrisk nett på 60 hz er maksimalt turtall 3 600,00 rpm.

Tabell 3.4.1 og 3.4.3 samt 3.4.2 og 3.4.4 viser informasjon og vurderingskriteriene for elektrisk motor 1/2 og 2/2:

Fabrikant	ABB
Modell	AMI 800 M4LBSPFV
Effekt [kw]	11 500,00
Turtall [rpm]	3 600,00

Tabell 3.4.1: Elektrisk motor 1/2 – informasjon

Investeringskostnad	
Innkjøpskostnad [kr]	4 147 200,00
Grunnareal [m ²]	13,48
Volum [m ³]	44,62
Vekt [kg]	24348,00
Driftskostnad	
Virkningsgrad [%]	97,60
Tilgjengelighet [%]	99,61

Tabell 3.4.2: Elektrisk motor 1/2 - vurderingskriterier

Fabrikant	ABB
Modell	AMI 630 L2LBSFPH
Effekt [kw]	5 000,00
Turtall [rpm]	3 600,00

Tabell 3.4.3: Elektrisk motor 2/2 – informasjon

Investeringskostnad	
Innkjøpskostnad [kr]	1 741 500,00
Grunnareal [m ²]	9,16
Volum [m ³]	22,81
Vekt [kg]	11130,00
Driftskostnad	
Virkningsgrad [%]	96,10
Tilgjengelighet [%]	99,61

Tabell 3.4.4: Elektrisk motor 2/2 - vurderingskriterier

Kommentarer til tabell 3.4.1 og 3.4.2:

- Valgt elektrisk motor 1/2 og 2/2 avviker fra dimensjonerende effekt av hensyn til leverandør

Kommentarer til tabell 3.4.3 og 3.4.4:

- Vurderingskriteriene gjelder elektrisk motor 1/2 og 2/2 uten støtteutstyr
- Innkjøpskostnaden ekskluderer monteringskostnad
- Tilgjengeligheten er gjennomsnittlig tilgjengelighet for elektriske motorer som driver kompressorer til gassprosessering fra Oreda-rapporten med forutsetninger; operasjonell drift, gjennomsnittlig feilfrekvens og –reparasjonstid

Frekvensomformer 1/2: Frekvensomformer 1/2 av type ABB ACM 6209 L242A71A7C39C34W3A regulerer elektrisk motor 1/2 og 2/2s turtall uavhengig på grunn av to vekselrettere.

Tabell 3.4.5 og 3.4.6 viser informasjon og vurderingskriteriene for frekvensomformer 1/2:

Fabrikant	ABB
Modell	ACM 6209 L242A71A7C39C34W3A

Tabell 3.4.5: Frekvensomformer 1/2 – informasjon

Investeringskostnad	
Innkjøpskostnad [kr]	5 900 000,00
Grunnareal [m ²]	14,61
Volum [m ³]	37,97
Vekt [kg]	12000,00
Driftskostnad	
Virkningsgrad [%]	98,50
Tilgjengelighet [%]	99,99

Tabell 3.4.6: Frekvensomformer 1/2 - vurderingskriterier

Kommentarer til tabell 3.4.6:

- Vurderingskriteriene gjelder frekvensomformer 1/2 uten støtteutstyr
- Innkjøpskostnaden ekskluderer monteringskostnad

Transformator 1/2 og 2/2: Transformator 1/2 og 2/2 av type ABB Resibloc transformerer elektriske nettets spenning opp til elektrisk motor 1/2 og 2/2s ulike spenninger. Frekvensomformer 1/2 har to likerettere og krever to transformatorer.

Tabell 3.4.7 og 3.4.8 viser informasjon og vurderingskriteriene for transformator 1/2 og 2/2:

Fabrikant	ABB
Modell	Recibloc

Figur 3.4.7: Transformator 1/2 – informasjon

Investeringskostnad	
Innkjøpskostnad [kr]	1 842 750,00
Grunnareal [m ²]	8,11
Volum [m ³]	33,05
Vekt [kg]	19500,00
Driftskostnad	
Virkningsgrad [%]	99,00
Tilgjengelighet [%]	99,99

Tabell 3.4.8: Transformator 1/2 - vurderingskriterier

Kommentarer til tabell 3.4.6:

- Vurderingskriteriene gjelder transformator 1/2 og 2/2 uten støtteutstyr
- Innkjøpskostnaden ekskluderer monteringskostnad

Generator 1-3/2: Generator 1-3/2 konverterer mekanisk kraft fra gassturbin 1-3/2 til elektrisk kraft som leveres elektriske nettet.

Vurderingskriteriene inkluderer gassturbin 1-3/2. Virkningsgraden og tilgjengeligheten for generator 1-3/2 er 98,50 og 98,75 %..

Gassturbin 1-3/2: Gassturbin 1-3/2 av type Dresser-Rand DR61GP med generator 1-3/2 produserer elektrisk kraft til elektriske nettet som dekker kraftbehovet.

Gassturbiner har relativt lav tilgjengelighet. Aeroderiverte gassturbiner over 50 000,00 kw er utilgjengelig. Produksjonsstans ved nedetid for gassturbin 1-3/2 unngås med høy sannsynlighet med tre

ganger 50 % kraftkapasitet. Gassturbiner har høyest virkningsgrad ved ca. 90 % av maksimal kraftproduksjon. Tre ganger 50 % kraftkapasitet dekker kravet om 100 % "life support" og nødkraft med høyest virkningsgrad.

Dimensjonerende effekten fra gassturbin 1-3/2 er gitt ved:

$$p_{GT,123/2} = \frac{1}{2 \cdot \eta_{G,123/2}} \cdot \left(\frac{\Delta p_{K,1234/2}}{\eta_{T,12/2} \cdot \eta_{FO,1/2}} \cdot \left(\frac{p_{K,1/2} + p_{K,4/2}}{\eta_{EM,1/2} \cdot \eta_{MG,1/2}} + \frac{p_{K,2/2} + p_{K,3/2}}{\eta_{EM,2/2} \cdot \eta_{MG,2/2}} \right) + EKB \right)$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 0,985} \cdot \left(\frac{1,10}{0,99 \cdot 0,985} \cdot \left(\frac{1410,45 \text{ kW} + 8868,00 \text{ kW}}{0,976 \cdot 0,97} + \frac{1081,00 \text{ kW} + 3378,00 \text{ kW}}{0,961 \cdot 0,97} \right) + 35800,00 \text{ kW} \right) \approx 27128,34 \text{ kW}$$

Der $p_{GT,1/1}$ = effekt fra gassturbin 1/1

$\Delta p_{K,1234/1}$ = økt effektbehov for kompressor 1-4/1 på grunn av 105 % turtall

$p_{K,1/1, 2/1, 3/1, 4/1}$ = effektbehov for kompressor 1-4/1

$\eta_{MG,1/1, 2/1}$ = virkningsgrad for mekanisk gir 1/1 og 2/1

Turtallet ønskes likt generator 1-3/2s turtall. Avvik fra generator 1-3/2s turtall fører til behov for mekanisk gir.

På bakgrunn av bruksområde; elektrisk drift, dimensjonerende effekt og turtall velges Dresser-Rands DR61GP. Tabell 3.4.9 og 3.4.10 viser informasjon og vurderingskriteriene for Dresser-Rands DR61GP:

Fabrikant	Dresser-Rand
Modell	DR61GP
Effekt [kw]	30 300,00
Turtall [rpm]	3 600,00

Investeringskostnad	
Innkjøpskostnad [kr]	#####
Grunnareal [m ²]	79,00
Volum [m ³]	510,60
Vekt [kg]	155 000,00
Driftskostnad	
Virkningsgrad [%]	36,54
Tilgjengelighet [%]	94,84

Tabell 3.4.9: Gassturbin 123/2 – informasjon Tabell 3.4.10: Gassturbin 123/2 - vurderingskriterier

Kommentarer til tabell 3.4.9:

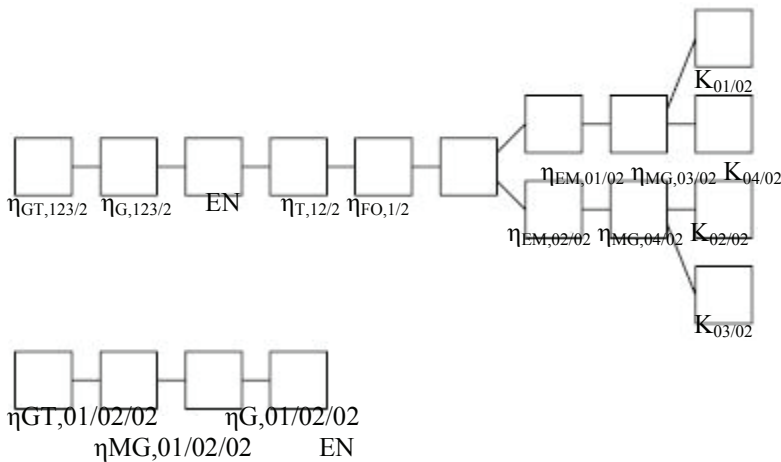
- Gassturbin 123/2 har potensial for dampprosess og NOx-renseshystem som tilleggsutstyr

Kommentarer til tabell 3.4.10:

- Innkjøpskostnaden inkluderer gassturbin 123/2 med luft- og eksosanlegg samt ekskluderer monteringskostnad
- Omregningskurs for innkjøpskostnaden er 5,98 kr per 1,00 dollar
- Grunnarealet og volumet inkluderer gassturbin 123/2 med luftanlegg
- Vekten inkluderer gassturbin 123/2 med luft- og eksosanlegg
- Tilgjengeligheten er gjennomsnittlig tilgjengelighet for gassturbiner fra Oreda-rapporten med forutsetning; effektklasse: 20 – 40 000,00 kw, operasjonell drift, gjennomsnittlig feilfrekvens og – reparasjonstid

Virkningsgrad

Figur 3.4.2 viser kraftflytdiagrammet for driftsalternativ 2:



Figur 3.4.2: Driftsalternativ 2 – virkningsgrad

Kraftbehovet flyter gjennom gassturbin 123/2 og generator 123/2. Mekaniske kraftbehovet til kompressor 1/2 og 4/2 flyter gjennom mekanisk gir 1/2 og elektrisk motor 1/2, mens mekaniske kraftbehovet til kompressor 2/2 og 3/2 flyter gjennom mekanisk gir 2/2 og elektrisk motor 2/2. Fordelingsfaktor 1/1 og 2/1 venter mekanisk- og elektrisk kraftflyt, mens fordelingsfaktor 3/1 og 4/1 venter mekanisk kraftflyt.

Fordelingsfaktor 1-4/2 er gitt ved:

$$FF_{3/2} = \frac{\frac{p_{K,1/2} + p_{K,4/2}}{\eta_{EM,1/2} \cdot \eta_{MG,1/2}}}{\frac{p_{K,1/2} + p_{K,4/2}}{\eta_{EM,1/2} \cdot \eta_{MG,1/2}} + \frac{p_{K,2/2} + p_{K,3/2}}{\eta_{EM,2/2} \cdot \eta_{MG,2/2}}} = \frac{\frac{1410,45kW + 8868,00kW}{0,976 \cdot 0,97}}{\frac{1410,45kW + 8868,00kW}{0,976 \cdot 0,97} + \frac{1081,00kW + 3378,00kW}{0,961 \cdot 0,97}} \approx 0,69$$

$$FF_{4/2} = 1 - FF_{3/2} = 1 - 0,69 = 0,31$$

$$FF_{1/2} = \frac{\frac{1}{\eta_{T,12/2} \cdot \eta_{FO,1/2}} \left(\frac{p_{K,1/2} + p_{K,4/2}}{\eta_{EM,1/2} \cdot \eta_{MG,1/2}} + \frac{p_{K,2/2} + p_{K,3/2}}{\eta_{EM,2/2} \cdot \eta_{MG,2/2}} \right)}{\frac{1}{\eta_{T,12/2} \cdot \eta_{FO,1/2}} \left(\frac{p_{K,1/2} + p_{K,4/2}}{\eta_{EM,1/2} \cdot \eta_{MG,1/2}} + \frac{p_{K,2/2} + p_{K,3/2}}{\eta_{EM,2/2} \cdot \eta_{MG,2/2}} \right) + EKB}$$

$$= \frac{\frac{1}{0,99 \cdot 0,985} \left(\frac{1410,45kW + 8868,00kW}{0,976 \cdot 0,97} + \frac{1081,00kW + 3378,00kW}{0,961 \cdot 0,97} \right)}{\frac{1}{0,99 \cdot 0,985} \left(\frac{1410,45kW + 8868,00kW}{0,976 \cdot 0,97} + \frac{1081,00kW + 3378,00kW}{0,961 \cdot 0,97} \right) + 35800,00kW} \approx 0,31$$

$$FF_{2/2} = 1 - FF_{1/2} = 1 - 0,33 = 0,69$$

Total virkningsgrad for driftsalternativ 1 er gitt ved:

$$\eta_{TOT,2} = \eta_{GT,123/2} \cdot \left(FF_{1/2} \cdot \eta_{T,12/1} \cdot \eta_{FO,1/2} \cdot \left(FF_{3/1} \cdot \eta_{EM,1/2} \cdot \eta_{MG,1/2} + FF_{4/1} \cdot \eta_{EM,2/2} \cdot \eta_{MG,2/2} \right) + FF_{2/2} \right)$$

$$= 0,3654 \cdot \left(0,31 \cdot 0,99 \cdot 0,985 \cdot \left(0,69 \cdot 0,976 \cdot 0,97 + 0,31 \cdot 0,961 \cdot 0,97 \right) + 0,69 \right) \approx 35,62\%$$

Der $FF_{1/2, 2/2, 3/2, 4/2}$ = fordelingsfaktor for kraftflyt 1/2, 2/2, 3/2 og 4/2

$p_{K,1/2, 2/2, 3/2, 4/2}$ = effektbehov for kompressor 1/2, 2/2, 3/2 og 4/2
 $\eta_{EM,1/2, 2/2}$ = virkningsgrad for elektrisk motor 1/2 og 2/2
 $\eta_{MG,1/2, 2/2}$ = virkningsgrad for mekanisk gir 1/2 og 2/2
 $\eta_{T,12/2}$ = virkningsgrad for transformator 1/2 og 2/2
 $\eta_{FO,1/2}$ = virkningsgrad for frekvensomformer 1/2
 $\eta_{GT,123/2}$ = virkningsgrad for gassturbin 1/2, 2/2 og 3/2

Tilgjengelighet

Nedetid for to av gassturbin 1-3/2, to av generator 1-3/2, transformator 12/2, elektrisk motor 12/2, mekanisk gir 12/2 eller kompressor 1-4/1 fører til produksjonsstans.

Tilgjengelighet for driftsalternativ 2 er gitt ved:

$$\begin{aligned}
 a_{1/2} &= a_{T,1/2} \cdot a_{T,2/2} \cdot a_{FO,1/2} \cdot a_{EM,1/2} \cdot a_{MG,1/2} \cdot a_{K,1/2} \cdot a_{K,4/2} \cdot a_{EM,2/2} \cdot a_{MG,2/2} \cdot a_{K,2/2} \cdot a_{K,3/2} \\
 &= 0,9999 \cdot 0,9999 \cdot 0,9999 \cdot 0,9961 \cdot 0,9999 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,9961 \cdot 0,9999 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \approx 95,26\%
 \end{aligned}$$

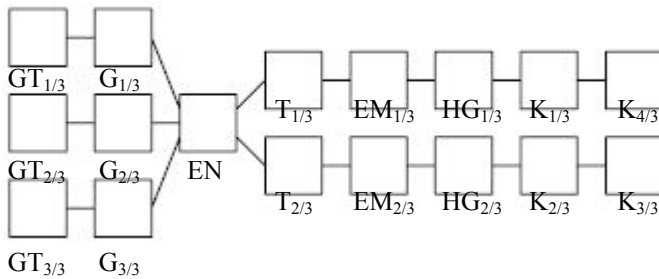
$$\begin{aligned}
 a_{2/2} &= \sum_{x=2}^3 \frac{y!}{(y-x)! \cdot x!} \cdot a_{GT,123/2}^x \cdot (1 - a_{GT,123/2})^{y-x} = \frac{3!}{(3-3)! \cdot 3!} \cdot 0,9484^3 \cdot (1 - 0,9484)^{3-3} + \frac{3!}{(3-2)! \cdot 2!} \cdot 0,9484^2 \cdot (1 - 0,9484)^{3-2} \\
 &\approx 99,23\%
 \end{aligned}$$

$$a_{TOT,2} = a_{1/2} \cdot a_{2/2} = 0,9526 \cdot 0,9923 = 94,53\%$$

3.5: Driftsalternativ 3

”Lay Out”

Figur 3.5.1 viser ”lay out”-en for driftsalternativ 3:



Figur 3.5.1: Driftsalternativ 3 – ”Lay Out”

Der $GT_{1/3, 2/3, 3/3}$ = gassturbin 1-3/3
 $G_{1/3, 2/3, 3/3}$ = generator 1-3/3
 EN = elektrisk nett
 $T_{1/3, 2/3}$ = transformator 1/3 og 2/3
 $EM_{1/3, 2/3}$ = elektrisk motor 1/3 og 2/3
 $HG_{1/3, 2/3}$ = hydraulisk gir 1/3 og 2/3
 $K_{1/3, 2/3, 3/3, 4/3}$ = kompressor 1-4/3

Kommentar til figur 3.5.1:

- ”Lay out”-en viser optimale løsningen med hensyn på vurderingskriteriene; investeringskostnad og driftskostnad. Minimum komponenter minimerer innkjøpskostnad og størrelse; grunnareal, volum og vekt samt maksimerer virkningsgrad og tilgjengelighet.
- ”Lay out”-en oppfyller kravet; 100 % reservekapasitet for ”life support” og nødkraft samt 70 – 105 % turtallsområde for kompressorene
- Gassturbin 1-3/3 med generator 1-3/3 produserer elektrisk kraft til elektriske nettet som dekker elektriske- og mekaniske kraftbehovet. Transformator 1/3 og 2/3 transformerer elektriske nettets spenning opp til elektrisk motor 1/3 og 2/3s ulike spenninger. Elektrisk motor 1/3 og 2/3 har konstant turtall som hydraulisk gir 1/3 og 2/3 regulerer og oppskalerer til kompressor 14/3 og 23/3s turtall.

Komponenter

Driftsalternativ 3 har følgende komponenter:

Gassturbin 1-3/3
 Generator 1-3/3
 Elektrisk nett
 Transformator 1/3 og 2/3
 Elektrisk motor 1/3 og 2/3
 Hydraulisk gir 1/3 og 2/3
 Kompressor 1-4/3

Kompressor 1-4/3: Kompressor 1-4/3 er like for driftsalternativene, se kapittel 3.3.

Hydrauliske gir 1/3 og 2/3: Hydrauliske gir 1/3 og 2/3 av type Voith Turbo Vorecon RWE oppskalerer og regulerer turtallet fra elektrisk motor 1/3 og 2/3 til kompressor 14/3 og 23/3.

Hydrauliske gir konstrueres basert på inngående- og utgående turtall, dimensjonerende effekt og virkningsgrad.

Inngående turtallet for hydraulisk gir 1/3 og 2/3 er elektrisk motor 1/3 og 2/3s turtall, mens utgående turtallet er kompressor 1/3 og 4/3 samt 2/3 og 3/3s turtall.

Dimensjonerende effekt for hydraulisk gir 1/3 og 2/3 er gitt ved:

$$p_{HG,1/3} = \frac{\Delta p_{K,14/3}(p_{K,1/3} + p_{K,4/3})}{\eta_{HG,1/3}} = \frac{1,1 \cdot (1410,45 \text{ kW} + 8868,00 \text{ kW})}{0,95} = 11901,36 \text{ kW}$$

$$p_{HG,2/3} = \frac{\Delta p_{K,23/3}(p_{K,2/3} + p_{K,3/3})}{\eta_{HG,2/3}} = \frac{1,1 \cdot (1081,00 \text{ kW} + 3378,00 \text{ kW})}{0,95} = 5163,05 \text{ kW}$$

Der $p_{HG,1/3,2/3}$ = dimensjonerende effekt gjennom hydraulisk gir 1/3 og 2/3
 $\Delta p_{K,14/3}$ = økt effektbehov for kompressor 1/3 og 4/3 på grunn av 105 % turtall
 $\Delta p_{K,23/3}$ = økt effektbehov for kompressor 2/3 og 3/3 på grunn av 105 % turtall
 $p_{K,1/3,2/3,3/3,4/3}$ = effektbehov for kompressor 1-4/3
 $\eta_{HG,1/3,2/3}$ = virkningsgrad for hydraulisk gir 1/3 og 2/3

For hydrauliske gir defineres dimensjonerende effekt som gjennomgående dimensjonerende effekt.

Tabell 3.5.1 og 3.5.3 samt 3.5.2. og 3.5.4 viser informasjon og vurderingskriteriene for hydraulisk gir 1/3 og 2/3:

Fabrikant	Voith Turbo
Modell	Vorecon RWE

Tabell 3.5.1: Hydraulisk gir 1/3 – informasjon

Investeringskostnad	
Innkjøpskostnad [kr]	#####
Grunnareal [m ²]	15,14
Volum [m ³]	59,05
Vekt [kg]	35000,00
Driftskostnad	
Virkningsgrad [%]	95,00
Tilgjengelighet [%]	99,81

Tabell 3.5.2: Hydraulisk gir 1/3 - vurderingskriterier

Fabrikant	Voith Turbo
Modell	Vorecon RWE

Tabell 3.5.3: Hydraulisk gir 2/3 – informasjon

Investeringskostnad	
Innkjøpskostnad [kr]	7 290 000,00
Grunnareal [m ²]	9,08
Volum [m ³]	35,43
Vekt [kg]	21000,00
Driftskostnad	
Virkningsgrad [%]	95,00
Tilgjengelighet [%]	99,81

Tabell 3.5.4: Hydraulisk gir 2/3 - vurderingskriterier

Elektrisk motor 1/3 og 2/3: Elektrisk motor 1/3 og 2/3 er like for driftsalternativ 2 og 3, se kapittel 3.4.

Dimensjonerende effekt for elektrisk motor 1/2 og 2/2 er gitt ved:

$$p_{EM,1/3} = \frac{\Delta p_{K,14/3} \cdot (p_{K,1/3} + p_{K,4/3})}{\eta_{HG,1/3}} = \frac{1,10 \cdot (1410,45kW + 8868,00kW)}{0,96} = 11777,39kW$$

$$p_{EM,2/3} = \frac{\Delta p_{K,23/3} \cdot (p_{K,2/3} + p_{K,3/3})}{\eta_{HG,2/3}} = \frac{1,10 \cdot (1081,00kW + 3378,00kW)}{0,94} = 5217,98kW$$

Der $p_{EM,1/3,2/3}$ = dimensjonerende effekt for elektrisk motor 1/3 og 2/3

$\Delta p_{K,14/3}$ = økt effektbehov for kompressor 1/3 og 4/3 på grunn av 105 % turtall

$\Delta p_{K,23/3}$ = økt effektbehov for kompressor 2/3 og 3/3 på grunn av 105 % turtall

$p_{K,1/3,2/3,3/3,4/3}$ = effektbehov for kompressor 1/3, 2/3, 3/3 og 4/3

$\eta_{HG,1/3,2/3}$ = virkningsgrad for hydraulisk gir 1/3 og 2/3

Transformator 1/3 og 2/3: Transformator 1/3 og 2/3 er like i driftsalternativ 2 og 3, se kapittel 3.4.

Elektriske nettet: Elektriske nettet er likt for driftsalternativene, se kapittel 3.3.

Generator 1/3 og 2/3: Generator 1/3 og 2/3 er like for driftsalternativ 2 og 3, se kapittel 3.4.

Gassturbin 1-3/3: Gassturbin 1-3/3 er like for driftsalternativ 2 og 3, se kapittel 3.4.

Dimensjonerende effekten fra gassturbin 1-3/3 er gitt ved:

$$p_{GT,123/3} = \frac{1}{2 \cdot \eta_{G,123/3}} \cdot \left(\frac{\Delta p_{K,1234/3}}{\eta_{T,12/2}} \cdot \left(\frac{p_{K,1/3} + p_{K,4/3}}{\eta_{EM,1/3} \cdot \eta_{HG,1/3}} + \frac{p_{K,2/3} + p_{K,3/3}}{\eta_{EM,2/3} \cdot \eta_{HG,2/3}} \right) + EKB \right)$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 0,985} \cdot \left(\frac{1,10}{0,99} \cdot \left(\frac{1410,45kW + 8868,00kW}{0,976 \cdot 0,96} + \frac{1081,00kW + 3378,00kW}{0,961 \cdot 0,94} \right) + 35800,00kW \right) \approx 27143,89kW$$

Der $p_{GT,123/3}$ = effekt fra gassturbin 1-3/3

$\eta_{G,123/3}$ = virkningsgrad for generator 1-3/3

$\Delta p_{K,1234/3}$ = økt effektbehov for kompressor 1-4/3 på grunn av 105 % turtall

$\eta_{T,12/2}$ = virkningsgrad for transformator 1/3 og 2/3

$p_{K,1/3,2/3,3/3,4/3}$ = effektbehov for kompressor 1-4/3

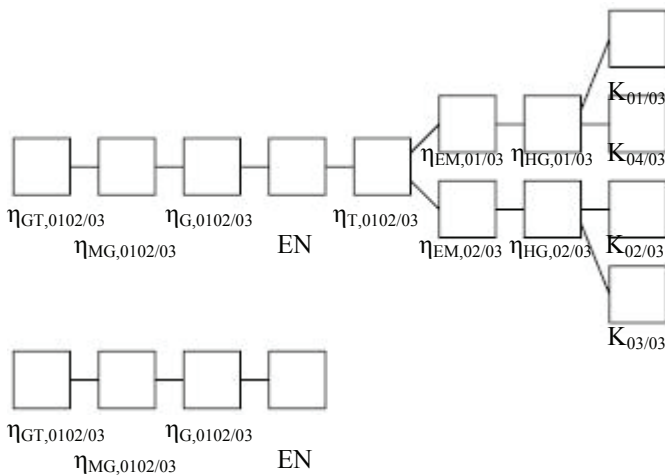
$\eta_{EM,1/3,2/3}$ = virkningsgrad for elektrisk motor 1/3 og 2/3

$\eta_{HG,1/3,2/3}$ = virkningsgrad for hydraulisk gir 1/3 og 2/3

EKB = elektrisk kraftbehov

Virkningsgrad

Figur 3.5.2 viser kraftflytdiagrammet for driftsalternativ 3:



Figur 3.5.2: Driftsalternativ 3 – kraftflytdiagram

Kraftbehovet flyter gjennom gassturbin 123/3 og generator 123/3. Mekaniske kraftbehovet for kompressor 1/3 og 4/3 flyter gjennom hydraulisk gir 1/3 og elektrisk motor 1/3, mens mekaniske kraftbehovet til kompressor 2/3 og 3/3 flyter gjennom hydraulisk gir 2/3 og elektrisk motor 2/3. Fordelingsfaktor 1/3 og 2/3 venter mekanisk- og elektrisk kraftflyt, mens fordelingsfaktor 3/3 og 4/3 venter mekanisk kraftflyt.

Fordelingsfaktor 1-4/2 er gitt ved:

$$FF_{3/3} = \frac{\frac{p_{K,1/3} + p_{K,4/3}}{\eta_{EM,1/3} \cdot \eta_{HG,1/3}}}{\frac{p_{K,1/3} + p_{K,4/3}}{\eta_{EM,1/3} \cdot \eta_{MG,1/3}} + \frac{p_{K,2/3} + p_{K,3/3}}{\eta_{EM,2/3} \cdot \eta_{MG,2/3}}} = \frac{\frac{1410,45\text{kw} + 8868,00\text{kw}}{0,976 \cdot 0,96}}{\frac{1410,45\text{kw} + 8868,00\text{kw}}{0,976 \cdot 0,96} + \frac{1081,00\text{kw} + 3378,00\text{kw}}{0,961 \cdot 0,94}} \approx 0,69$$

$$FF_{4/3} = 1 - FF_{3/3} = 1 - 0,69 = 0,31$$

$$FF_{1/3} = \frac{\frac{1}{\eta_{T,12/3}} \left(\frac{p_{K,1/3} + p_{K,4/3}}{\eta_{EM,1/3} \cdot \eta_{MG,1/3}} + \frac{p_{K,2/3} + p_{K,3/3}}{\eta_{EM,2/3} \cdot \eta_{MG,2/3}} \right)}{\frac{1}{\eta_{T,12/3}} \left(\frac{p_{K,1/3} + p_{K,4/3}}{\eta_{EM,1/3} \cdot \eta_{MG,1/3}} + \frac{p_{K,2/3} + p_{K,3/3}}{\eta_{EM,2/3} \cdot \eta_{MG,2/3}} \right) + EKB}$$

$$= \frac{\frac{1}{0,99} \left(\frac{1410,45\text{kw} + 8868,00\text{kw}}{0,976 \cdot 0,96} + \frac{1081,00\text{kw} + 3378,00\text{kw}}{0,961 \cdot 0,94} \right)}{\frac{1}{0,99} \left(\frac{1410,45\text{kw} + 8868,00\text{kw}}{0,976 \cdot 0,96} + \frac{1081,00\text{kw} + 3378,00\text{kw}}{0,961 \cdot 0,94} \right) + 35800,00\text{kw}} \approx 0,31$$

$$FF_{2/3} = 1 - FF_{1/3} = 1 - 0,31 = 0,69$$

Total virkningsgrad for driftsalternativ 3 er gitt ved:

$$\eta_{TOT,3} = \eta_{GT,123/2} \cdot \left(FF_{1/3} \cdot \eta_{T,12/1} \cdot \left(FF_{3/3} \cdot \eta_{EM,1/3} \cdot \eta_{HG,1/3} + FF_{4/3} \cdot \eta_{EM,2/3} \cdot \eta_{HG,2/3} \right) + FF_{2/3} \right)$$

$$= 0,3654 \cdot \left(0,31 \cdot 0,99 \cdot \left(0,69 \cdot 0,976 \cdot 0,96 + 0,31 \cdot 0,961 \cdot 0,94 \right) + 0,69 \right) \approx 35,60\%$$

Der $FF_{1/3, 2/3, 3/3, 4/3}$ = fordelingsfaktor for kraftflyt 1-4/3
 $p_{K,1/3, 2/3, 3/3, 4/3}$ = effektbehov for kompressor 1-4/3
 $\eta_{EM,1/3, 2/3}$ = virkningsgrad for elektrisk motor 1/3 og 2/3
 $\eta_{HG,1/3, 2/3}$ = virkningsgrad for hydraulisk gir 1/3 og 2/3
 $\eta_{T,12/3}$ = virkningsgrad for transformator 1/3 og 2/3
 $\eta_{GT,123/3}$ = virkningsgrad for gassturbin 1-3/3

Tilgjengelighet

Nedetid for to av gassturbin 1-3/3, to av generator 1-3/3, transformator 12/3, elektrisk motor 12/3, hydraulisk gir 12/3 eller kompressor 1-4/3 fører til produksjonsstans.

Tilgjengelighet for driftsalternativ 3 er gitt ved:

$$a_{1/3} = a_{T,1/3} \cdot a_{T,2/3} \cdot a_{EM,1/3} \cdot a_{HG,1/3} \cdot a_{K,1/3} \cdot a_{K,4/3} \cdot a_{EM,2/3} \cdot a_{HG,2/3} \cdot a_{K,2/3} \cdot a_{K,3/3}$$

$$= 0,9999 \cdot 0,9999 \cdot 0,9961 \cdot 0,9981 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,9961 \cdot 0,9981 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \approx 94,93\%$$

$$a_{2/3} = \sum_{x=2}^3 \frac{y!}{(y-x)! \cdot x!} \cdot a_{GT,123/2}^x \cdot (1 - a_{GT,123/2})^{y-x} = \frac{3!}{(3-3)! \cdot 3!} \cdot 0,9484^3 \cdot (1 - 0,9484)^{3-3} + \frac{3!}{(3-2)! \cdot 2!} \cdot 0,9484^2 \cdot (1 - 0,9484)^{3-2}$$

$$\approx 99,23\%$$

$$a_{TOT,3} = a_{1/3} \cdot a_{2/3} = 0,9493 \cdot 0,9923 = 94,20\%$$

Kapittel 4: Konklusjon

Tabell 4.1 viser vurderingskriteriene for driftsalternativ 1, 2 og 3:

Driftsalternativ	1	2	3
Investeringskostnad			
Innkjøpskostnad [kr]	317 230 000,00	308 784 200,00	322 324 200,00
Grunnareal [m ²]	387,30	381,97	391,58
Volum [m ³]	2 099,26	2 011,06	2 067,57
Vekt [kg]	645 000,00	699 478,00	743 478,00
Driftskostnad			
Virkningsgrad [%]	38,64	35,62	35,60
Tilgjengelighet [%]	90,19	94,53	94,20

Tabell 4.1: Driftsalternativ 1, 2 og 3 – vurderingskriterier

Kommentarer til tabell 4.1:

- Investeringskostnaden og driftskostnaden inkluderer gassturbinene med generator, transformatorene, frekvensomformerer, elektriske motorene, hydrauliske girene og kompressorene med forbeholdene angitt under tilhørende tabellene for vurderingskriteriene
- Vurderingskriteriene er tilnærmet like bortsett fra vekten, virkningsgraden og tilgjengeligheten
- Vektforskjellen mellom driftsalternativ 1 og 2/3 skyldes gassturbin 1/1s vekt. Gassturbin 1/1 har relativt lav effekt og mangler generator som utgjør over 100 000,00 kg. Vektforskjellen mellom driftsalternativ 2 og 3 skyldes frekvensomformer 1/2s vekt mot hydraulisk gir 1/3 og 2/3s vekt. Det er ikke tatt hensyn til mekaniske girene som reduserer driftsalternativ 2s vekt.
- Virkningsgradsforskjellen mellom driftsalternativ 1 og 2/3 skyldes færre komponenter.
- Tilgjengelighetsforskjellen mellom driftsalternativ 1 og 3/2 skyldes 0 % reservekapasitet for gassturbin 1/1. ”Split”-gir gir økt tilgjengelighet, men øker investeringskostnaden.
- Anbefalt valg av driftsalternativ for referanseprosessen er driftsalternativ 2. Argumenter for avgjørelsen:
 - Minste innkjøpskostnaden
 - Minste grunnarealet
 - Minste volumet
 - Middels vekt
 - Middels virkningsgrad
 - Maksimal tilgjengelighet

Tilgjengelig aeroderivert gassturbin over 50 000,00 kw favoriserer driftsalternativ 2 og 3!

Kapittel 5: Referanser

Electric Machines; Theory, Operation, Applications, Adjustment and Control
av Charles I Hubert, 1991

Gas Turbines or Electric Drives in Offshore Applications, Cynthia Sheya og Rainer Kurtz, 2005

The Right Mix og Drivers and Power Generation, Donald A Voltz, Stan C Beaver, Charles L McDonald,
2004

Next Generation LNG Drive, R A Fallaize og R S Phillips, 2002

Robert Nilsen og Lars E Norum ved Norges tekniske naturvitenskapelige universitet

Thor B Henriksen ved SINTEF

Odd Lekva og Tom-Christian Stensholt hos ABB

www.abb.com

TEP10 Gassturbiner og kompressorer ved Norges tekniske naturvitenskapelige universitet

Lars Erik Bakken ved Norges tekniske naturvitenskapelige universitet

Strømningsmaskiner; Bind 3; Termiske maskiner (1992)
av Jan M Øverli

Jan M Øverli ved Papirindustriens forskningsinstitutt

Øyvind Eidsmoen og Tore Næss hos Dresser-Rand

Hans-Christian Lous hos Nuovo Pignone

Conrad Carstensen hos Statoil

www.voithturbo.com

Jochen Drechsler hos Voith Turbo

Dagfinn Wold hos Delta P

Werner Werenskiold