

■ www.sintef.no ■

**SINTEF Energiforskning AS**

Postadresse: 7465 Trondheim
Resepsjon: Sem Sælands vei 11
Telefon: 73 59 72 00
Telefaks: 73 59 72 50

www.energy.sintef.no

Foretaksregisteret:
NO 939 350 675 MVA

TEKNISK RAPPORT

SAK/OPPGAVE (tittel)

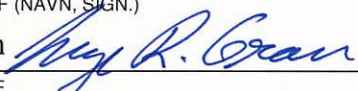
Småskala kraft/varme anlegg - Teknologistatus

SAKSBEARBEIDER(E)

Roger Khalil, Øyvind Skreiberg, Lars Sørum

OPPDRAAGSGIVER(E)

KRAV konsortiet

TR NR.	DATO	OPPDRAAGSGIVER(E)S REF.	PROSJEKTNR.
TR A6773	2008-12-15		16X807
EL. ARKIVKODE	RAPPORTTYPE	PROSJEKTANSVARLIG (NAVN, SIGN.)	GRADERING
		Lars Sørum	Åpen
ISBN NR.		FORSKNINGSSJEF (NAVN, SIGN.)	OPPLAG SIDER
978-82-594-3391-6		Inge R. Gran 	68
AVDELING	BESØKSADRESSE	LOKAL TELEFAKS	
Energiprosesser	Kolbjørn Hejes vei 1a, 7465 Trondheim	73 59 28 89	

RESULTAT (sammendrag)

Det er gjennomført en litteraturstudie med formål å bygge opp kunnskap rund småskala kraft/varme (CHP) anlegg basert på biomasse. Kunnskapen skal videreføres til norsk industri slik at man er i stand til å gå videre med et konsept som er mest tilpasset norske forhold. Konklusjonen av studien er presentert under.

For anlegg i mikroskala størrelse, beregnet for bygninger og små bedrifter er det gassmotor, Stirlingmotor, mikroturbin, brenselcelle og en ORC syklus som er aktuelle. Stirlingmotor kan utnytte biobrensel direkte til produksjon av både elkraft og varme. Det finnes derimot kun pilotanlegg for denne type teknologi og en må regne med at det vil ta tid for å kunne nå fram i markedet med et konkurransedyktig produkt. En eksternfyrt mikroturbin kan også ta i bruk biomassen direkte. Tidlig forsøk har vist at eksisterende mikroturbiner enkelt kan modifiseres til dette formålet. Fordelen vil være en ren gasstrøm som ekspanderes gjennom turbinen mens utfordringen ligger i varmeveksleren som må operere under høytrykk og samtidig være motstandsdyktig mot korrosive gasskomponenter som følger av forbrenningen. Slike systemer er fortsatt på et forskningsstadium men virker meget lovende dersom man klarer å overkomme de tekniske utfordringene. Tre andre løsninger eksisterer dersom man kombinerer en gassifiseringsprosess med en brenselcelle, mikroturbin eller en gassmotor. Av disse tre er det løsningen med gassmotor som er kommet lengst i utviklingen. Over 8000 CHP installasjoner som baserer seg på gassmotor eksisterer i dag i EU land hvor 1 % av disse er basert på biobrensel. Erfaringen fra slike anlegg med hensyn til drift har vært positive. Koblelingen av en gassifiseringsprosess med en gassturbin ligger noe etter løsningen med gassmotor, mens for brenselceller er utfordringene større. En løsning basert på en SOFC vil være den mest aktuelle men det finnes lite forskningsresultater på dette området. En teknisk utfordring med en SOFC er høytemperatur kravet på gassifiseringsgassen som skal drive cellen. Dette gjør at gassen i praksis bør renses ved en temperatur på 800 °C dersom man skal opprettholde en god systemvirkningsgrad. En ORC syklus i et CHP anlegg basert på biomasse er en relativt ny tankegang men det eksisterer allerede i dag noen anlegg i Europa som benytter seg av det. ORC kan kombineres med andre teknologier for å øke den elektriske virkningsgraden på anlegget ettersom teknologien er i stand til å utnytte lavtemperaturvarme.

For systemer i småskala størrelse (1 – 10 MW) er en dampsyklus eller en brenselcelle de mest aktuelle løsningene for biobrensel baserte anlegg. En dampsyklus basert på biomasse er en godt etablert teknologi med mange eksisterende anlegg både i de skandinaviske landene og i resten av Europa. Lønnsomheten til slike anlegg avhenger av tilgangen på biomassen, damp data og størrelsen på anlegget. Videre utvikling av dampsturbin vil kunne bidra til en bedre elektrisk virkningsgrad for fremtidige anlegg. En ytterligere forbedring av den elektriske virkningsgraden er mulig om man integrerer en lukket ORC syklus sammen med en eventuell dampsyklus. Dette vil også bidra med å oppnå fleksibilitet med hensyn til kraft/varme forholdet. Sammenlignet med anlegg i mikroskala størrelse, vil en dampsyklus være mer økonomisk per levert kWe nettopp på grunn av størrelsen. Som tidligere nevnt, er systemer basert på brenselcelleteknologi i et utviklingsstadium hvor en suksess for disse er knyttet til de nevnte utfordringene.

For situasjonen i Norge vil det være viktig å satse på fleksible systemer i småskala og mikroskala størrelse. Det finnes ikke en fasiløsning for valg av teknologi ettersom de teknologiske løsningene ikke er ferdig utviklet ennå. Satsningen bør sees i sammenheng med prosessen i sin helhet slik at man kommer frem til en løsning som er både økonomisk og i tillegg har de miljøvennlige fordelene. Optimalisering av forbrenningsprosessen for å oppnå mindre utslipp, spesielt med hensyn til korrosive komponenter vil kunne gjøre løsninger basert på en dampsyklus eller en Stirlingmotor mer attraktive. Det bør ellers satses på utvikling av småskala gassifiseringsanlegg for produksjon av en brennbar gass som er egnet til bruk sammen med gassturbiner, gassmotorer eller brenselceller. Oppgradering av gassifiseringsgassen og høytemperatur gassrensing bør også stå i fokus ettersom dette vil gjøre gassen mer anvendbar i brenselceller.

STIKKORD

EGENVALGTE	Småskala	Kraft/varme
	Teknologistatus	Økonomi

INNHOLDSFORTEGNELSE

	Side
1 INNLEDNING	5
2 KONVERTERINGS TEKNOLOGIER	6
2.1 FORBRENNING	6
2.1.1 Forbrenningsteknologier	8
2.2 GASSIFISERING	9
2.2.1 CHP Systemer basert på gassifisering	12
2.3 PYROLYSE	12
3 STIRLINGMOTOR	14
3.1 STATUS	15
3.2 ØKONOMI	16
4 FORBRENNINGSMOTOR	17
4.1 GASSMOTOR	17
4.1.1 Teknologibeskrivelse	17
4.1.2 Status	19
4.1.3 Økonomi	20
4.2 MOTOR BASERT PÅ FORBRENNING AV BIOMASSE PULVER	20
5 CHP SYSTEMER BASER PÅ DAMPTURBINER	22
5.1 DAMPTURBIN	22
5.1.1 Status	22
5.1.2 Økonomi	22
5.2 PROSESSER MED MOTTRYKKS DAMPTURBIN	23
5.3 PROSESSER MED KONDENSASJONSTURBIN	24
5.4 INTEGRERING AV DAMPTURBIN (STEAM BOTTOMING CYCLE)	25
5.5 ORGANIC RANKINE CYCLE	26
5.6 DAMPMOTOR	27
6 CHP SYSTEMER BASER PÅ GASSTURBINER	28
6.1 SAMPRODUKSJON MED SYSTEMER BASERT PÅ ÅPEN SYKLUS	28
6.2 SAMPRODUKSJON MED SYSTEMER BASERT PÅ LUKKET SYKLUS	29
6.3 LUKKEDE SYSTEMER BASERT PÅ FORBRENNING AV FASTBRENSSEL	29
6.3.1 Status	29
6.4 EVAPORATIVE GASSTURBIN	32
6.4.1 Status	32
6.4.2 Økonomi	33
6.5 ÅPEN GASSTURBIN BASERT PÅ PULVERISERT BIOMASSE	33
6.5.1 Status	33
6.5.2 Økonomi	34
6.6 MIKROTURBIN	34
6.6.1 Status	35
6.6.2 Økonomi	37
7 BRENSSELCELLE	38
8 POLITISKE FØRINGER I DE SKANDINAVISKE LANDENE	41
8.1 SVERIGE	41

8.2	DANMARK.....	41
8.3	FINLAND.....	42
8.4	NORGE.....	42
9	KARAKTERISTIKK OVER EKSISTERENDE ANLEGG I NORDEN OG EUROPA	45
10	DISKUSJON OG ANBEFALINGER	59
11	REFERANSER.....	65

1 INNLEDNING

Bruk av biomasse for energiutnyttelse har mange fordeler i forhold til de eksisterende fossile brenseltypene. Fordelene vil være avhengig av måten biomassen utnyttes på samt biomasse typen. Vanligvis knyttes fordelene til reduksjon i drivhusgasser (spesielt CO₂) samt andre luftforurensingskomponenter, besparelser i energiproduksjon, lokal økonomisk utvikling samt avfallsreduksjon. Sammenlignet med andre fornybare energikilder har biomassen fordelene av å være fleksibel med tanke på at man har mulighet til å produsere både elektrisk kraft og varme, samtidig er energikonverteringen pålitelig ettersom produksjonen ikke er periodisk kontrollert. Energien fra biomassen utnyttes optimalt når både kraft og varme blir produsert (CHP). Typisk karakteristikk for et CHP system er følgende:

- Distribuert produksjon av både elektrisk og mekanisk kraft
- Spillvarme gjenvinning for oppvarming, kjøling eller prosessapplikasjoner
- Systemintegrasjon av forskjellige teknologier, termiske applikasjoner og brenseltyper i eksisterende infrastruktur

Et CHP anlegg er ikke en fast bestemt form for teknologi, men består av integrerte systemenheter som kan modifiseres avhengig av energibehovet til sluttbrukeren. Kjennetegnet til et godt utført CHP anlegg er en høy totalvirkningsgrad som utnytter brenselpotensialet maksimalt. Et typisk CHP anlegg basert på biomasse vil ha en totalvirkningsgrad på 60 – 80 % når man utnytter varmen som produseres etter konvertering til elektrisk/mekanisk kraft. En høy virkningsgrad vil gjøre energiutnyttelsen fra biomasse mer konkurransedyktig og samtidig bidra til en mindre belastning av forurensning til omgivelsene. I den siste tiden har den nye trenden med hensyn til CHP vært å gå mot oppbygging av mikroskala anlegg plassert i nærheten av forbrukeren. Slike anlegg omtales spesielt i denne rapporten. Slike mikroskala CHP anlegg med typisk størrelse på (30 – 200 kW) vil passe utmerket for energiforsyning i bygninger. For slike anlegg er de relevante teknologiene gassmotor, mikroturbin, Stirlingmotor og brenselcelle. Samtlige av disse vil kunne benytte seg av biomasse som brensel. Introduksjonen av disse teknologiene i markedet vil by på mange utfordringer med hensyn til økonomisk lønnsomhet, tilgjengelighet og gjennomførbarhet. Til tross for disse hindringer, virker studier som er gjennomført positive til disse [1]. Et eventuelt gjennombrudd virker å være mer avhengig de politiske beslutningstagerne enn de tekniske utfordringene.

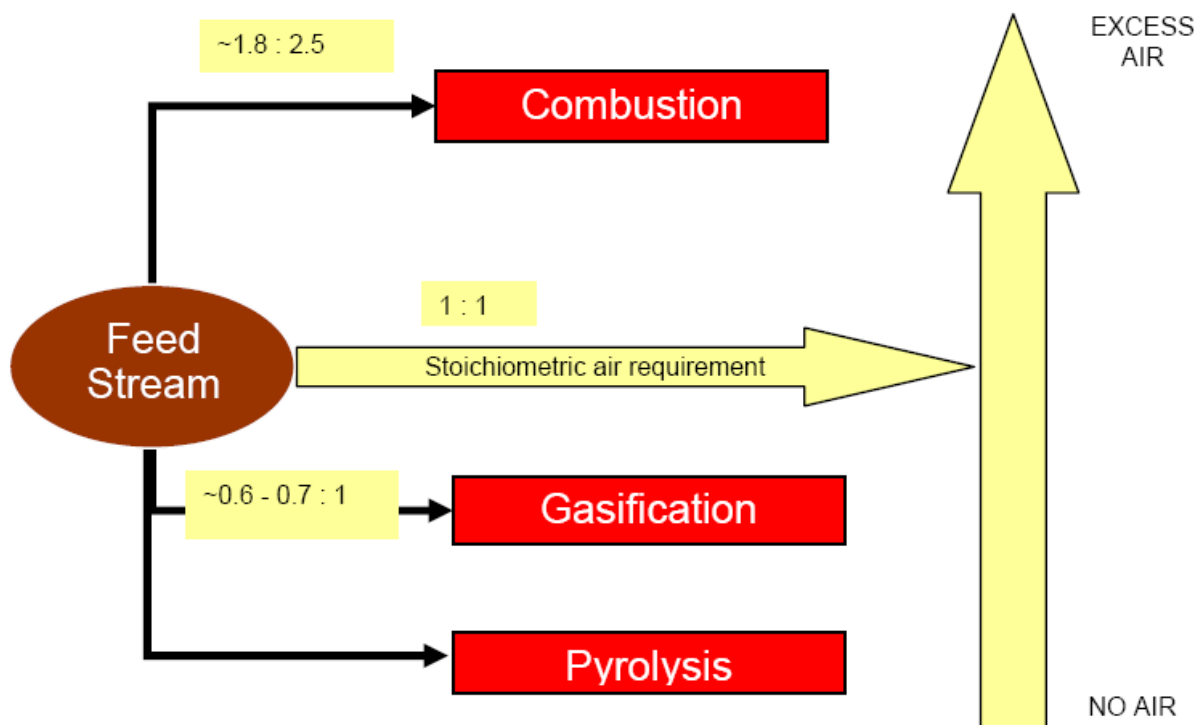
En vellykket CHP anlegg som er basert på biomasse er avhengig av å ha en god tilgang på brensel. Biomasseressursene kan være tilgjengelig fra både bymiljøet eller skogen. De forskjellige biomasse typene som kan brukes i CHP anlegg er vist i Tabell 1 [2].

Tabell 1: biomasse typer fra skog og bymiljø som kan utnyttes i CHP anlegg

Skogsressurser	Bymiljø ressurser
Tømmerhugstavfall og treavfall	Rivningstrevirke
Avlingsrester	Biogass fra behandling av avløpsvann
Energivekster	Kommunal avfall og fyllplass gass
Biogass fra husdyrslam	Avfall fra matindustrien

2 KONVERTERINGS TEKNOLOGIER

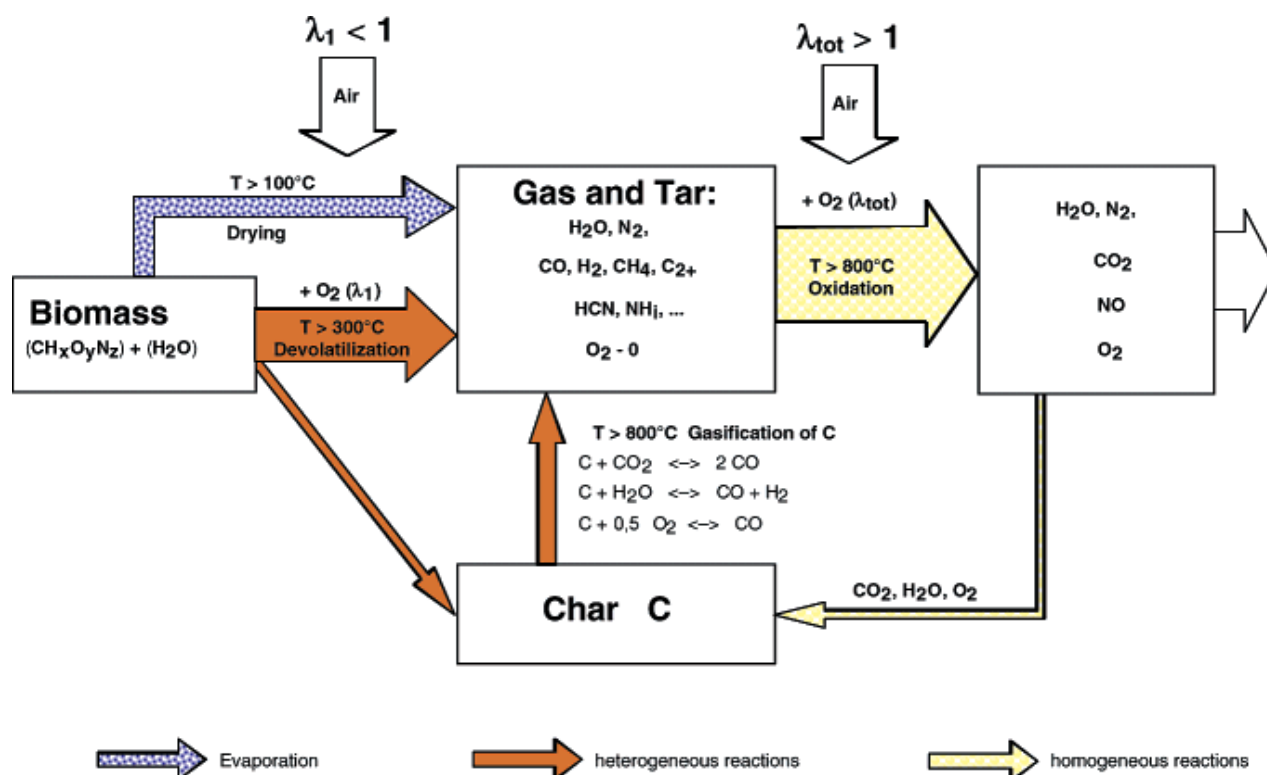
Termiske konverteringsprosesser er de mest etablerte metoder for å generere energi fra biomasse og avfall. Disse kan deles opp i tre ulike kategorier: forbrenning, gassifisering og pyrolyse. Forbrenning finner sted med overskudd av oksygen, gassifisering er en prosess med delvis oksidering som krever oksygeninnhold litt under det støkiometriske. Pyrolyse opptrer ved et fravær av oksygen (Figur 2-1).



Figur 2-1: Typiske termiske konverteringsprosesser

2.1 FORBRENNING

Forbrenning av fast brensel er en kompleks prosess som består av både heterogene og homogene reaksjoner. I en prosess der man forbrenner biomasse vil det oppstå forskjellige soner der tørking, pyrolyse, oksidasjon av koksrest og reaksjoner i gassfasen foregår kontinuerlig. Reaktor teknologi, brennkammertemperatur og partikkelstørrelse på brenselet er avgjørende parametere for hurtigheten til de overnevnte prosessene. Disse forskjellige fasene vil være avgjørende for design av brennkammergeometri slik at man oppnår en optimal prosess med hensyn til en virkningsgrad og lave utslipp av forurensende komponenter. I tillegg til design av brennkammeret vil optimalisering av lufttilførsel være avgjørende for å oppnå lavere utslipp fra prosessen. Stegvis tilførsel av luft bidrar til reduksjon av NO_x dannelselse, se Figur 2-2 [3].



Figur 2-2: Hovedreaksjoner under 2-stegsforbrenning av biomasse med primærluft og sekundærluft tilførsel [3]

NO_x dannelse fra forbrenning av biomasse kommer i all hovedsak fra nitrogenet i biomassen (brensel NO_x). Andre forurensningskomponenter som forekommer ved forbrenning av fast brensel er uforbrente komponenter (CO , hydrokarboner) og svovelforbindelser (SO_x) som i likhet med NO_x forårsaker sur nedbør og partikkelutslipp. Tabell 2 viser et eksempel på komponenter som forekommer ved forbrenning av treflis, samt deres miljøpåvirkningseffekt. Tallene er gitt i EIP (Environmental Impact Points)/GJ.

Tabell 2: Utslippstall omregnet til EIP ved forbrenning av treflis [3]

	[EIP/GJ]	[%]
NO_x	13030	38,6
PM 10	12600	36,5
CO_2	670	2,0
$SO_x, NH_3, CH_4, NMVOC$, primærenergi, og andre	8200	22,9
Totalt	34500	100

Partikkelutslipp fra faste brensel skyldes blant annet askekomponenter. Alkaliemetaller som kalium (K) reagerer med klor (Cl) og danner KCl som kondenserer ved lavere temperatur og bidrar til beleggdannelse på heteflater, som igjen forårsaker korrosjon. Skogsbasert biomasse har vanligvis lavt aske og nitrogen innhold mens plantebasert biomasse som halm har en høyere andel nitrogen og aske. Det er derfor nødvendig å ta hensyn til biomasse type ved valg og utvikling av reaktor forbrenningsteknologi. Det eksisterer forskjellige primære og sekundære tiltak for reduksjon av utslipp fra forbrenning av biomasse.

Stegvis forbrenning

Stegvis forbrenning kan foregå ved enten å tilføre forbrenningslufta eller brenselet stegvis. Ideen med dette i biomasse forbrenningsapplikasjoner er å få kontroll på støkiometrien i brennkammeret slik at man hindrer dannelsen av NO_x . Ved å tilføre et underskudd av primærluft får man en reduserende sone hvor primære nitrogenkomponenter (NH_3 , HCN) vil reduseres til N_2 istedenfor å oksideres til NO_x , på grunn av mangel på oksygen. Den sekundære lufta blir tilført på en slik måte at man oppnår en god blanding mellom oksidanten og de uforbrente komponentene. God blanding bidrar til en mer uniform temperaturprofil, noe som også reduserer NO_x dannelsen og samtidig gir gode forbrenningsforhold. Under gode blandingsbetingelser vil konsentrasjonen av uforbrent være lav (f. eks. $\text{CO} < 50 \text{ mg/Nm}^3$ og $\text{C}_x\text{H}_y < 5 \text{ mg/Nm}^3$ ved 11 % O_2). I praksis krever dette en god prosesskontroll for å kunne oppnå lave utslipp. På grunn av biomassens heterogene natur vil en eventuell prosesskontroll være automatisert, vanligvis styrt av målt CO , O_2 og/eller temperatur i brennkammer. Utvikling av stegvis forbrenning de siste 10 årene har bidratt til en betydelig NO_x reduksjon. For prosesser basert på trevirke har man oppnådd en reduksjon på 50 % mens for brensel med høyere andel nitrogen er reduksjonen på tilsvarende 80 %. NO_x utslipp er også mulig å redusere med sekundære tiltak som f. eks. ved direkte ammoniakktilførsel i røykgassen under kontrollerte betingelser. Mesteparten av partikkelutslippet ved forbrenning av biomasse ligger under $10 \mu\text{m}$ grensen mht. partikkelstørrelse. Submikron og supermikron partikler i en fluidisert seng består hovedsakelig av K, Cl, S, Na og Ca og bidrar til beleggdannelse og korrosjon sammen med andre askeelementer som Si, Al, P og Fe [4, 5]. Ved ristforbrenning vil partikkelutslippet øke med økt reaktor diameter [3]. Partikler blir ofte dannet ved koagulering og kondensering i lavtemperatursoner i brennkammeret (vanligvis nært kjelen i systemet). Disse partiklene er hovedsakelig salter som består av blant annet elementet K. K i brenselet er bundet i salter som har høy smelte- og fordampningstemperatur. Dersom luft eksisterer i overskudd i sengen vil en stor andel av kalium bli oksidert, noe som forårsaker en betydelig lavere smelte- og fordampningstemperatur sammenlignet med saltene. Dette vil bidra til en økning av partikkelutslipp med en gang avgasstemperaturen senkes. Dersom lite oksygen er tilgjengelig i brensensengen vil en betydelig andel av kalium forbli i asken etter forbrenningen. Dette gjelder for øvrig andre elementer i asken slik at oksygen tilgjengelighet under termisk konvertering vil være en viktig parameter for kontroll av aerosol dannelsen.

Brennkammer optimalisering

For å oppnå en god optimalisering av forbrenningsforhold i et brennkammer er det viktig å ta hensyn til 3 viktige parametere, temperatur, tid og turbulens. En optimal temperatur ($850 \text{ }^\circ\text{C}$) og oppholdstid (ca. 0,5 s) er vanligvis lett å oppnå mens større utfordring ligger i å få gode blandingsforhold. Utviklingen av brennkammer har fått mye hjelp i de siste årene fra datamaskin simuleringer (CFD) hvor slike verktøy bidrar til å beregne strømningsforholdene i forbrenningssonen.

2.1.1 Forbrenningsteknologier

Teknologivalget for forbrenning av fastbrensel vil være avhengig av anleggsstørrelse og type biomasse. De vanligste teknologiene er undermatingsstoker, ristforbrenning, boblende fluidisert seng (BFB) og sirkulerende fluidisert seng (CFB). Undermatingsstokere egner seg best til småskala systemer med en maksimal kapasitet på 6 MW_{th} og for biomasse med lavt askeinnhold. Et lavt askeinnhold er kritisk fordi slike systemer vanligvis har en lite effektiv askefjerningsenhet.

I Tabell 3 er fordeler og ulemper for forbrenningssystemer basert på ristfyring og boblende og sirkulerende fluidisert seng oppsummert.

Tabell 3: Fordeler og ulemper med forbrenningssystemer basert på ristfyring, boblende og sirkulerende fluidisert seng

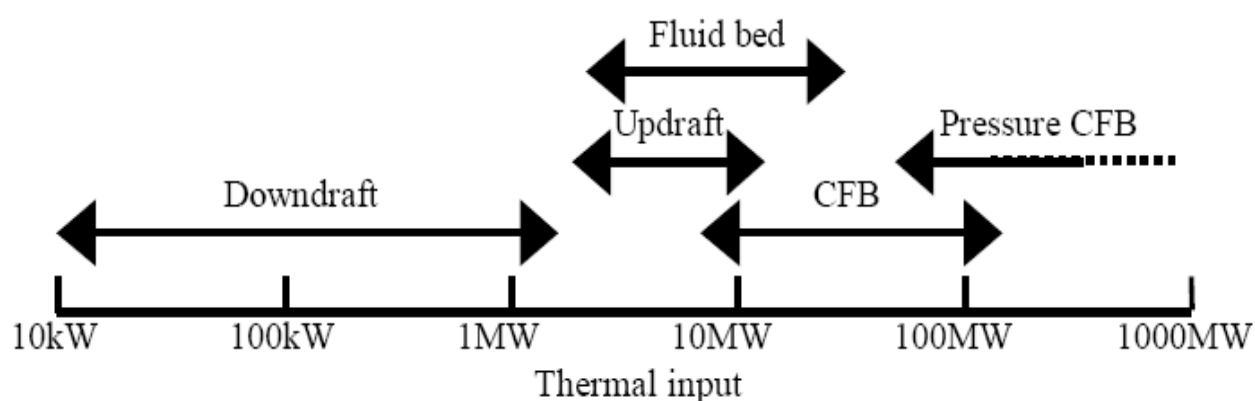
Ristfyring	
<u>Fordeler</u>	<u>Ulemper</u>
Lav investeringskostnad for anlegg < 10 MW _{th}	Problemer med forbrenning av halm og halm/biomasse samforbrenning
Lave operasjonskostnader	Effektive tiltak for reduksjon av NO _x krever spesialteknologi
Lav støvkonsentrasjon i avgassen	Høyt luftoverskudd reduserer virkningsgraden
Mindre slagging sammenlignet med BFB og CFB	Forbrenningsforholdene er ikke fullt så homogene som i BFB og CFB
Gode operasjonsbetingelser under dellast	
God forbrenning av flyveaske partikler	
Boblende fluidisert seng	
<u>Fordeler</u>	<u>Ulemper</u>
Lave investeringskostnader for anlegg > 10 MW _{th}	Høye operasjonskostnader
NO _x reduksjon ved stegvis tilførsel av luft fungerer tilfredsstillende	Høy støvkonsentrasjon i avgassen sammenlignet med ristfyring
Høy fleksibilitet mht. brensel partikkelstørrelse, fuktighetsinnhold og blanding av biobrensel	God drift ved lavlast krever tilpasning i form av spesialteknologi
Ingen bevegelige deler i forbrenningssonen	Små problemer med aske slagging
Lavt luftoverskudd gir høyere ytelse	Små problemer med korrosjon av varmeveksler rør
Sirkulerende fluidisert seng	
<u>Fordeler</u>	<u>Ulemper</u>
Ingen bevegelige deler i forbrenningssonen	Høye operasjonskostnader
NO _x reduksjon ved stegvis tilførsel av luft fungerer tilfredsstillende	Høyere investeringskostnader (interessant for anlegg > 30 MW _{th})
Høy fleksibilitet mht. fuktighetsinnhold og blanding av biobrensel	Lavlast krever en ekstra seng
Homogen forbrenning i tilfeller med flere brensel innmatninger	Tap av seng material med asken
Høyere varmeoverføringskapasitet på grunn av høy turbulens	Store problemer med aske slagging
Enkel tilførsel av additiver	Høy støvkonsentrasjon i avgassen
Effektiv svovel binding i asken dersom man har tilstrekkelig mengder med Ca	Lav fleksibilitet mht. brensel partikkelstørrelse
	Små problemer med korrosjon av varmeveksler rør

2.2 GASSIFISERING

Gassifisering har mange fordeler i forhold til direkte forbrenning fordi cirka 80 % av den kjemiske energien i biomassen går til kjemisk energi i gassfase. Den resulterende syngassen kan benyttes i mange applikasjoner, inklusive dampkjeler, gassmotorer, gassturbiner og brenselseller for omdanning til elektrisitet og varme.

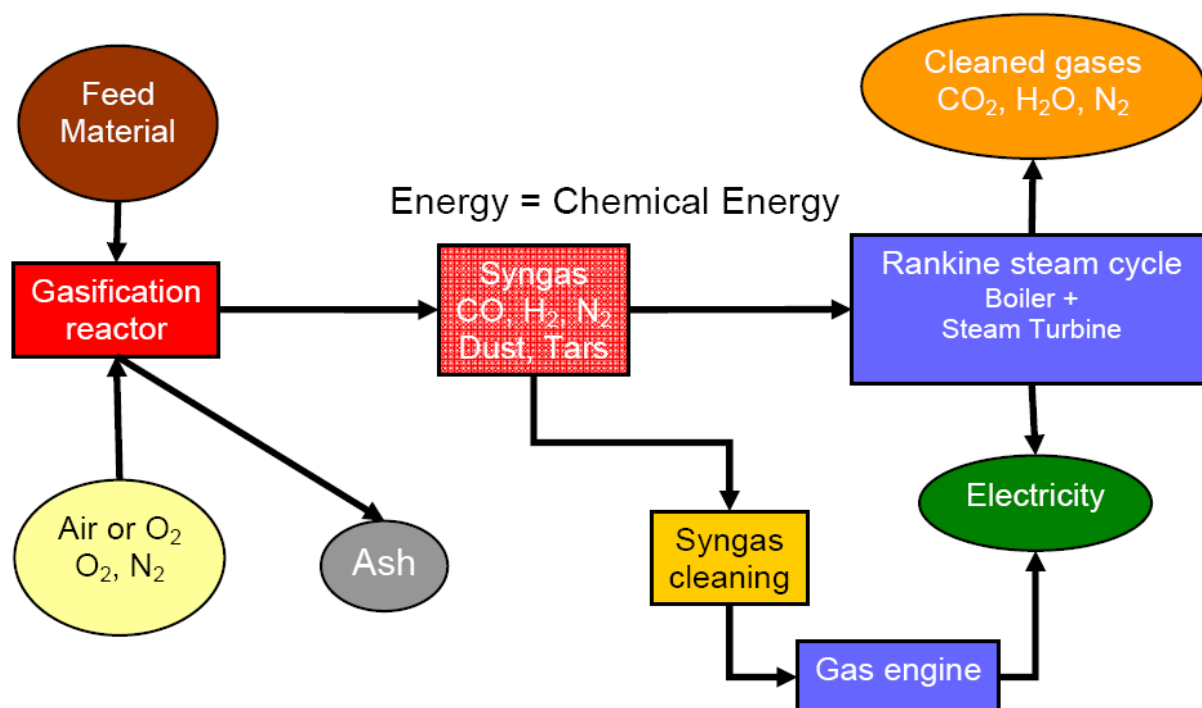
Gassifisering er en termisk oppgraderingsprosess hvor hovedandelen av karbonet i det faste brenselet blir konvertert til gassformig brensel (syngass), med en inert restfraksjon (tjære eller aske). Prosessen involverer delvis forbrenning av en del av brenselet i en reaktor med luft, ren oksygen, oksygen anriket luft eller med damp. Disse prosessene foregår ved relativt høye temperaturer rundt 900-1100 °C med luft, og 1000-1400 °C med oksygen. Luft gassifisering er det

billigste alternativet av de to, men resulterer i en syngass med lav energitetthet med opptil 60 % N_2 og en brennverdi på kun 4-6 MJ/Nm³. Oksygen gassifisering gir en gass med bedre kvalitet på 10-18 MJ/Nm³, men det er da nødvendig med energi til oksygenproduksjon. Naturgass har til sammenligning 37 MJ/Nm³. For lav brennverdi har konsekvenser for kraftproduksjonen ved bruk av slik gass, blant annet knyttet til motor derating og flammestabilitet. Figur 2-3 viser en oversikt over typiske gassifiseringskonsepter som benyttes, fordelt på termisk effekt.



Figur 2-3: Gassifiseringskonsepter

Syngass inneholder CO, H₂ og små mengder CH₄ – avhengig av reaktortype, i tillegg til små mengder karbonstøv, mineralaske, CO₂ og nitrogen når luft brukes ved gassifiseringen. I tillegg frigjøres små mengder organiske og ikke-organiske materialer under gassifiseringen, som trenger å renses fra syngassen før anvendelse av denne.



Figur 2-4: Skjematisk beskrivelse av en gassifiseringsprosess

Det følgende beskriver disse forurensningskomponentene og hvordan man kan fjerne disse.

Partikler: Er typisk ikke-organisk aske, og kan fjernes vha. sykkloner, barrierefilter, elektrostatiske filter eller våtskrubere.

Tjære: Tjære består av ufullstendig reagerte organiske rester som kondenserer ved kontakt med kalde flater etter gassifiseringen. Må fjernes før bruk i f. eks. gassturbiner og stempelmotorer. Våte skrubere og elektrostatiske filter brukes mye til dette. Katalytisk fjerning er under utvikling, i tillegg til ikke-termisk plasma som er en teknikk for tjærefjerning som er på et tidlig forskningsstadium. Ulempen ved fjerning av tjære er at ved de fleste tilfellene er man nødt til å kjøle ned gassen for å få til utkondensering, noe som fører til lavere prosessvirkningsgrad. I tilfelle en SOFC (Solid Oxide Fuel Cell) benyttes, vil det ikke være nødvendig å kjøle ned gassen ettersom tjæren i en SOFC blir reformert og da konverteres til elektrisk kraft.

Alkaliekomponenter: Mineralske stoffer inneholder vanligvis høye konsentrasjoner av alkaliske salter, spesielt kalium. Over 800 °C fordampes disse alkaliesaltene, og dette skaper problemer når disse kondenserer nedstrøms gassifiseringsreaktoren, og danner små partikler eller aerosoler som er vanskelige å fjerne. Slik fjerning kan finne sted ved hjelp av keramiske filtre og pakket bed filtre ved bruk av aktivert bauksitt.

Nitrogenkomponenter: Det er nødvendig å fjerne ammoniakk og HCN fra syngassen for å hindre dannelse av nitrose gasser (NO_x) ved forbrenningen av syngass. Dette kan gjøres ved katalytisk fjerning eller våt skrubbing.

Svovel: H_2S er en vanlig komponent som dannes i gassifiseringen, og kan omdannes til SO_2 som kan skape et korrosjonsproblem. COS kan også finnes og forårsake tekniske utfordringer. Svovel komponenter fra gassifisering (H_2S , COS) bør også fjernes før konvertering i en SOFC ettersom slike komponenter kan forkorte levetiden til brenselcellen.

De viktigste forurensningskomponentene i syngassen er tjære og partikler. Tabell 4 viser typiske konsentrasjoner av disse for ulike gassifiseringsreaktortyper.

Tabell 4: Typisk nivå av forurensing av tjære og partikler i syngass

Gasification Reactor Type	Particulate (g/Nm^3)	Tars (g/Nm^3)
Fixed Bed		
Downdraft	0.1 - 0.2	0.1 - 1.2
Updraft	0.1 - 1.0	20 - 100
Moving Bed		
Bubbling Fluid Bed (BFB)	2 - 20	1 - 15
Circulating Fluid Bed (CFB)	10 - 35	1 - 15

2.2.1 CHP Systemer basert på gassifisering

Produksjon av kraft/varme i en gassifiseringsprosess er mulig gjennom mange teknologier som for eksempel gassmotor, brenselcelle eller gassturbin. Motivasjonen bak en slik integrering er at man har anledning til å oppnå en høy systemvirkningsgrad. Den gjennomsnittlige effektiviteten av et biobrensel basert gassturbin kombinert syklus er 45 % hvis man har trykksatt gassifisering, mens for atmosfæriske systemer ligger virkningsgraden på 40 %. Dette inkluderer en liten økning i effektivitet på grunn av økt massestrøm i turbinen når man bruker biobrensel med lav brennverdi (høy fuktighet). Til sammenligning vil en gasstempelmotor ha en virkningsgrad på cirka 38 – 43 % (avhengig av størrelse). Ved bruk av en syngass med et høyt innhold av H_2 , samt en relativt stor motorstørrelse, kan en virkningsgrad på 40 % oppnås, mens 38 % er mer normalt for små anlegg.

Valget mellom stempelmotorer for gass kontra gassturbiner er hovedsakelig et spørsmål om anleggets størrelse. Turbiner er mer effektive for store anlegg, og gass-stempelmotorer er mest effektive i mindre anlegg. Mikroturbiner har ganske høy effektivitet i forhold til skala, men det er per i dag begrenset driftserfaring med bruk av biomasse basert brensel og mikroturbiner.

Med brenselceller har man muligheten med å oppnå en høyere elektrisk virkningsgrad sammenlignet med gassmotor eller gassturbin. Teknologien er fortsatt på et forskningsstadium hvor utfordringen har vært høytemperaturrensing av gassen samt fjerning av svovelkomponenter som har en forgiftningseffekt på katalysatoren i brenselcellen.

2.3 PYROLYSE

Pyrolyse er en endotermisk prosess hvor fastbrensel under oksygenfri omgivelser blir konvertert til en gass-, væske- og en fast fraksjon. Fordelingen mellom de tre hovedfraksjonene vil være avhengig av prosessbetingelser. Betingelser som vil påvirke produktsammensetningen er temperatur, trykk, oppvarmingsraten og oppholdstiden for både biomassen og de flyktige produktene. I tillegg til prosessbetingelser vil de kjemiske og fysiske karakteristikkene til biobrenselet også være av stor betydning for produktfordelingen. For eksempel vil en lav temperatur og en sakte oppvarmingsrate gi en større koksfraksjon. Derimot, en høy pyrolysetemperatur vil forårsake en nedbryting av tunge tjærekomponenter til lettere hydrokarboner og dermed øke gassandelen i forhold til de andre produktene. Et økt prosessstrykk vil kunne forbedre reaksjonshastigheten mellom fast- og gassfasen, noe som resulterer i høyere andel av både gass- og væskeprodukter. Prosessbetingelsene vil i tillegg til å påvirke fordelingen av hovedproduktene også påvirke deres sammensetning. For koksresten vil de fysiske egenskapene også være påvirket av pyrolyseparametere. For eksempel vil oppvarmingsraten under pyrolysen produsere en koksrest som har en forskjellig reaktivitet enn i tilfeller med en hurtig oppvarming [6-8]. Dette er tilfellet fordi oppvarmingsraten påvirker spredningen av katalytiske elementer som alkali metaller i koksresten. En forandring av oppvarmingsraten gjør også at de flyktige bestanddelene blir frigitt med forskjellig hastigheter, noe som også påvirker denne interne strukturen på koksresten som for eksempel spesifikt areal.

Gassproduktene fra pyrolysen av biomasse vil bestå i hovedsakelig av CO , CO_2 , H_2 , CH_4 , C_2H_2 , C_2H_4 , C_2H_6 samt spor av andre tyngre hydrokarboner. I tillegg vil mettede komponenter av vann og noen alkoholer være tilstede. På grunn av nitrogeninnholdet i biomassen vil også gassfasen bestå av nitrogenkomponenter som NH_3 og HCN . Disse vil reagere videre og danne nitrogen

oksider under forbrenningen. Andre komponenter som kan skape forurensning under en eventuell termisk konvertering er svovel som under pyrolysen danner H_2S og COS og bidrar til SO_x utslipp i en forbrenningsprosess, samt korrosjon. Slike komponenter, som også dannes under gassifisering, er ikke ønsket fordi de kan forkorte levetiden på en brenselcelle, hvor slike komponenter kan redusere den elektriske virkningsgraden betraktelig.

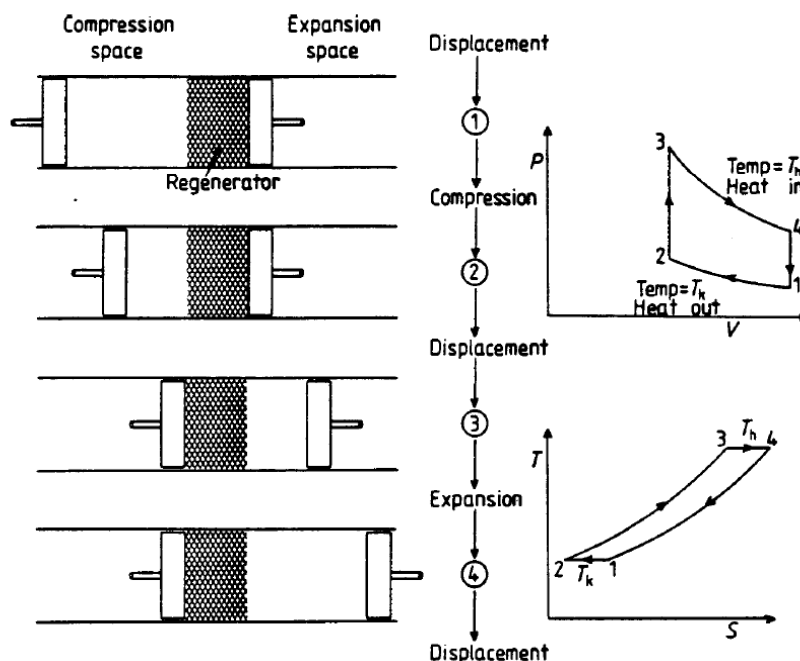
Væskeandelen består av polyaromatiske hydrokarboner (PAH) og oksygenholdige aromatiske komponenter som for eksempel vann og fenol. Både væske- og gassfraksjonene kan brukes til produksjon av elektrisk kraft og varme. Produktene kan også videreprosesseres til diverse kjemikalier, metanol eller ammoniakk. De flyktige bestanddelene kan også behandles videre til produksjon av hydrogen. Koksresten kan oppgraderes til aktiv karbon som kan videre brukes i metallurgiske prosesser.

3 STIRLINGMOTOR

Prinsippet bak Stirlingmotoren ble patentert av den skotske ministeren Robert Stirling i 1816. En ideell Stirling syklus er reversibel og er ganske lik en Carnot syklus, noe som gir den teoretiske fordel av å oppnå bedre ytelse sammenlignet med Rankine og Joule sykluser. Prosessen er basert på et lukket system hvor et arbeidsmedium som kan være luft, hydrogen eller helium, komprimeres i den kalde delen av sylindern og ekspanderes i den varme delen. Stirling syklusen er vist i Figur 3-1 hvor stempelposisjonen viser de fire ekstremtilfellene samt trykk/volum og entropi/temperatur diagrammene i den samme figuren.

- Prosessen 1-2 er en isotermisk kompresjon hvor varmen fra motoren fjernes ved det kalde utløpet.
- Prosessen 3-4 er en isotermisk ekspansjon hvor varmen blir overført gjennom høytemperatur delen av vareveksleren.
- Prosessene 2-3 og 4-1 skjer under konstant volum hvor arbeidsmediet i sylindern beveger seg gjennom regeneratoren, hvor under 4-1 vil gassen avgi varme til regeneratoren som igjen blir gjenvunnet gjennom trinnet 2-3.

Regeneratoren bidrar med å øke betraktelig effektiviteten på Stirling syklusen. Den består av en sammensatt matrise av tynne tråder eller en porøs metall del som hjelper med å kjøle ned eller varme opp arbeidsmediet. De forskjellige konfigurasjonene av Stirlingmotorer er vanligvis fordelt over tre grupper, Alfa, Beta, og Gamma anordninger. Alfa motorer har to ventiler stående i separate sylindere og er forbundet i serie med en forvarmer, en regenerator og en kjøler. Beta og Gamma motorer bruker en konfigurasjon med et fortrenningsstempel, hvor Beta motorer har både fortrenningsstemplet og ventilen i en felles sylinder mens Gamma motorer bruker separate sylindere.



Figur 3-1: En ideell Stirling syklus [9]

I motsetning til en forbrenningsmotor hvor forbrenningen finner sted internt i sylindern, foregår forbrenningen i en Stirlingmotor eksternt slik at varmen blir overført gjennom en varmeveksler. Dette gir større fordeler med hensyn til fleksibilitet av brennkammer design og gjør at man kan ta i bruk så å si alle former for brensel (gass-, væske- og fastbrensel). Det er også mulig å bytte om brenseltype under drift. Hvis fastbrensel tas i bruk, vil brennkammer design enkelt kunne overføres fra allerede velkjente teknologier. Med et eksternt brennkammer unngår man også problemer med korrosjon kontra det å ha en intern forbrenningsprosess. Varmen kan hentes også gjennom solenergi, kjernekraft eller andre prosesser som avgir varme. Varmen fra høytemperaturdelen av varmeveksleren har vanligvis en temperatur på 680 – 780 °C hvor energien som ikke konverteres til mekanisk kraft blir overført til kjølevannet i lavtemperaturdelen av varmeveksleren (25 – 75 °C). Trykket på arbeidsmediet i motoren er i området 150 bar, noe som gir utfordringer med hensyn til lekkasjer i kretsen. Det er også ønskelig å jobbe med høyest mulig trykk på arbeidsmediet fordi det bidrar til økt virkningsgrad. Stirlingmotor teknologien har mulighet til å oppnå en god elektrisk virkningsgrad ettersom den er basert på Carnot syklusen. Dette er imidlertid ikke oppnådd med dagens løsninger, hvor man befinner seg i en tidlig utviklingsfase. Stirlingmotor har ellers fordeler med god ytelse under delast, brenselfleksibilitet, lave utslipp, lite vibrasjon og støy [10].

3.1 STATUS

Dagens generasjon av test anlegg har en totalvirkningsgrad på 90 % mens el. virkningsgraden ligger i område 20 – 25 %. Ved bruk av biomasse med et fuktighetsinnhold på 40 % får man derimot en lavere virkningsgrad (19 %) [10]. Det forventes i fremtiden at virkningsgraden på Stirling systemer med biomasse som brensel skal komme opp mot 25 – 30 % [11]. Virkningsgraden er ellers sterkt påvirket av temperaturen på kjølevannet og vil øke med lavere temperaturer på den kalde siden. I de initiale forskningsprosjektene siktet man på utvikling av enheter i størrelsesorden 1 – 1,5 MW_e og en levetid på 20 år, mens eksisterende systemer har vært mye mindre (1 – 60 kW_e). Slike små enheter vil være bedre egnet til boligområder hvor man vil dra nytte av høy levetid og stille drift. Det lave støynivået skyldes færre bevegelige deler og mindre friksjon i forhold til en forbrenningsmotor.

I et forskningsprosjekt startet i Japan i 2004 ble et brennkammer basert på forbrenning av biomassepulver testet ut [12]. I tillegg ble ytelsen til Stirling motoren på 55 kW_e simulert ut fra gasstemperaturen ut fra brennkammeret. Brennkammerlengde kunne varieres slik at både en lengde på 3 og 6 meter ble testet ut med en partikkelstørrelse på brenset mindre enn 500 µm. Tester med brennkammerlengde på 3 m og et luftoverskudd på 1.1 viste seg å gi gode resultater med en utbrenningsgrad på 99,9 % og CO utslipp lavere enn 10 ppm. Testen ble gjennomført med en brennereffekt på 400 kW, dette tilsvarer en brenselmengde på 0,03 kg/s.

Andre miljøer som jobber med utvikling av småskala kraft/varme anlegg med forbrenning av biomasse og Stirlingmotor for energikonvertering fins blant annet i Danmark hvor man har gjennomført en vellykket test med en enhet på 9 kW_e [12]. I Østerrike er det en testenheter på 35 kW_e som har vært i drift siden 2002. Stirlingmotoren bruker treflis som hovedbrensel. I tillegg har man siden 2003 satt opp et pilotanlegg med en 8 sylindrer Stirlingmotor og en effekt på 75 kW_e basert på erfaring fra 35 kW_e motoren. Den samme enheten på 35 kW_e er også under testing i Sverige.

3.2 ØKONOMI

Løsninger basert på Stirlingmotor vil enkelt kunne automatiseres, i tillegg forventer man i slike systemer en relativt enkelt vedlikeholdsløsning. Dette vil da gi økonomiske fordeler spesielt dersom man tar med i regnestykket besparelser på grunn av mindre miljøbelastning. I tillegg vil man unngå økt kompleksitet knyttet til kjelinstallasjon. Elektrisk produksjon er helt uavhengig av varmeproduksjonen, noe som vil gi fleksibilitet under perioder med større varme behov. Mange av fordelene med Stirlingmotoren er fremdels ikke oppnådd ettersom man fortsatt sliter med å oppnå tilstrekkelig god virkningsgrad. Det eksisterer også andre problemer knyttet til tetting av aksel, stempelringer og hengsellager. Høytemperatur delen krever en minimalisering av material stress og korrosjon og partikkel dannelse fra stempelringene [13]. Stirlingmotoren trenger tid (noen få minutter) til oppvarming før den er i stand til å produsere strøm, og dermed er den ikke egnet som en reserveløsning for strømproduksjon. Kostnadene regnes også å være høye hvor eksisterende motorer har en enhetspris på 2000 – 50 000 \$/kW (14 000 – 354 000 NOK/kW) [13].

4 FORBRENNINGSMOTOR

4.1 GASSMOTOR

4.1.1 Teknologibeskrivelse

Stempelmotorer for generering av varme og elektrisitet opererer med det samme prinsippet som slike motorer i kjøretøy, dvs. de er enten gnisttente Ottomotorer (Spark Ignition (SI)) eller kompresjonstente motorer som går etter Dieselpriippet (Compression Ignition (CI)). Varme til el. forholdet for slike CHP motorer ligger mellom 0,5:1 til 2:1. Eksosen inneholder varierende mengder overskuddsoxygen, så ved tilleggsfyring kan varme til el. forholdet økes opp til 5:1. Det mest vanlige for CHP anlegg er Ottomotorer (SI), med varmegjenvinning fra både kjølevannet og eksosen. Det som er typisk for SI motorer er at de har en noe lavere effektivitet enn dieselmotorene, noe avhengig av driftsprofilen. Gjennomsnittlig virkningsgrad for en SI motor vil være mellom 80 – 90 % av gjennomsnittlig CI motor for CHP anlegg. En viktig grunn for å velge SI fremfor CI er at SI motorene har lengre komponent levetid enn dieselmotorer.

4.1.1.1 Spark Ignition (SI) motorer

Stempelmotorer basert på SI prinsippet er den mest vanlige motortypen i markedet for stasjonære naturgassmotorer per i dag. Det fins mange typer naturgassmotorer kommersielt tilgjengelig, både for stasjonær bruk og for skips- og landeveistransport.

Det er to hovedtyper SI naturgassmotorer:

1. Støkiometrisk SI
2. Magermotor for SI

Den første kategorien kjører med et luftoverskudd i forbrenningsprosessen som ligger nær støkiometri, dvs. at det akkurat er nok luft til fullstendig forbrenning, uten noe vesentlig luftoverskudd. En viktig konsekvens av at motoren kjører støkiometrisk er muligheten for å kunne benytte såkalt treveis katalysator, som i én og samme katalysator kan rense utslippene av de tre komponentene NO_x, CO og uforbrente hydrokarboner. Disse støkiometriske SI naturgassmotorene tilbys normalt i et lavere effektområde enn det magermotor SI naturgassmotorer gjør (vanligvis under 300 kW).

Magermotorene (SI) opererer i sin forbrenning med et luftoverskudd på typisk 12 %. Som et resultat av dette så kan man legge opp til tilleggsbrenning, noe som kan være aktuelt i et CHP anlegg for å øke forholdet mellom levert varme og elektrisitet. En annen viktig konsekvens av dette luftoverskuddet er lavere utslipp av nitrogenoksider (NO_x) enn fra støkiometriske SI motorer, dersom man sammenligner utslipp før eventuelt avgassrenseutstyr. Sammenlignet med den støkiometriske SI naturgassmotoren så gir magermotorene lavere effekt per volum motor. Magermotorene for SI er utviklet fra dieselmotorer, men de opererer ved lavere BMEP (Brake Mean Effective Pressure; et uttrykk for effekt) og lavere maksimaltrykk, dette for å unngå motorbanking.

Prinsipielt kan de nevnte magerstempelmotorene for naturgass sammenlignes med tørr lav NO_x brennerne for gassturbiner. Når de er justert for maksimal effekt, produserer de dobbelt så mye NO_x som det den samme brenneren gir når den er justert for minimum NO_x . Dersom man stiller inn slike gassbrennere for minimum NO_x , så kan dette typisk bety et økt brenselforbruk på 1 – 1,5 %.

Det er viktig å nevne at det er mange måter å forbedre ytelsen til stempelmotorer som går på naturgass, akkurat som det gjøres for andre stempelmotorer, for eksempel ved bruk av turbolader. Typisk ytelse for SI naturgassmotorer er som følger:

- Små, støkiometriske motorer < 100 kW: $\eta_{el} = 28 \text{ \% LHV}$
- Store magermotorer > 3 MW: $\eta_{el} = 40 \text{ \% LHV}$
- Høyere η_{el} enn gassturbiner på samme størrelse
- Termisk energi i avgass er 60 – 70 % av brenselets energi
- Total CHP effektivitet (el + termisk) = 70 – 80 %
- Høyere el. virkningsgrad enn for gassturbiner

Design og dellast karakteristika er viktige parametere ved valg av type motor. Motorleverandørene anvender tre såkalte power-ratings:

- Standby: Maksimal effekt
- Prime: 80 – 85 % av standby rating
- Baseload: 70 – 75 % av standby rating

Dellast ytelse for SI motorer er karakterisert ved at produsert varme øker og at effektiviteten avtar. Effektiviteten ved 50 % last er cirka 10 % mindre enn ved full last for magermotorer.

4.1.1.2 Compression Ignition (CI) motorer

Når det gjelder naturgassmotorer som opererer etter Dieselpriippet, med kompresjonstenning (CI), er det såkalte ”dual fuel” konseptet det mest vanlige. Mellom 1 og 15 % (vanligvis rundt 5 %) av den totale energien som tilføres motoren i form av drivstoff injiseres som diesel, dette for å antenne resten av drivstoffet som er gass. Det fins tre hovedtyper ”dual fuel” naturgassmotorer:

1. Konvensjonelle lavtrykks gassinjeksjon motorer
 - a. 5 – 10 % av totalt drivstoff inn er diesel.
 - b. Motoren er derated til 80 – 95 % av diesel
 - c. NO_x : 5 – 8 g/kWh (til sammenligning er utslipp fra magermotor: 0,7 – 2,5 g/kWh)
2. Høytrykks gassinjeksjon
 - a. Nødvendig derating av motor blir mindre
 - b. Tap fra gasskompresjon ca. 4 – 7 % av motorytelsen
 - c. 3 – 8 % av totalt drivstoff er diesel
 - d. NO_x : 5 – 8 g/kWh.
3. Mikropilot forkammer
 - a. Magrere enn SI forkammer

- b. Ned mot 1 % dieselandel
- c. NO_x : 0,7 – 2,5 g/kWh (som for SI forkammer)

En fordel med ”dual fuel” motorene er at de kan kjøre på ren diesel, noe som kan være fordelaktig som en reserveløsning. Lavere virkningsgrad oppnås for ”dual fuel” kontra diesel på grunn av høyere avgasstemperatur (opptil 100 °C høyere).

4.1.2 Status

Det er en viss brenselfleksibilitet ved naturgassmotorer, men dette er veldig avhengig av hvilken type motor det er snakk om. ”Dual fuel” motorene som opererer etter dieselpriippet, kan kjøre på både litt diesel i kombinasjon med mye gass og på ren diesel. Gassmotorene som opererer etter SI/Otto priippet kan vanligvis gå på ulike typer gass, men der er kvaliteten begrenset og det stilles strengere krav til spekteret av gasskvaliteter som kan benyttes. Eksostemperaturer i området 450 °C til 650 °C er typisk. Det er lavere eksostemperaturer fra gass stempelmotorer enn fra gassturbiner. Det er også lavere eksostemperaturer fra SI enn CI motorer.

Utnyttbar varme fra stempelmotorer kan deles mellom varme fra vann- og kjølesystemene i motoren, i tillegg til varmen i eksosen. Den termiske energien kan brukes til produksjon av damp eller varmt vann.

Støkiometriske SI motorer er enklest å ettermontere med avgassrenseutstyr. Typiske utslipp av NO_x og CO, før eventuelt avgassrenseutstyr, er i størrelsesorden 1,3 – 2,5 g/kWh. Mager SI motorer har NO_x og CO utslipp på cirka 0,7 – 2,5 g/kWh. Til sammenligning har CI motorene i størrelsesorden 7 – 18 g NO_x /kWh. Rensing av NO_x utslipp fra gassmotorer kan gjøres ved hjelp av en NO_x katalysator. Utslippene av karbonmonoksid (CO) kan derimot være et større problem. CO utslippene er større fra motorer som går på syngass med et høyt CO/H_2 forhold enn for en syngass med et lavt CO/H_2 forhold. Det mest aktuelle avgassrenseutstyr for reduksjon av CO er en oksiderende katalysator. Investeringskostnadene for slikt motorrenseutstyr vil ligge i størrelsesorden 10 – 15 % av motorens investeringskostnad, inkludert generatoren.

Stempelmotorer som skal gå på syngass må tilpasses individuelt til type gass. Dette er relativt kjent teknologi, og det tilbys i dag slike motorer med motorstyringssystemer som tar hånd om blant annet varierende drivstoffsammensetning. Mer erfaring kan være nødvendig over lang tid for å dokumentere godt nok langtidseffekter av bruk av varierende kvalitets syngass i stempelmotorer. Syngassens renhet kan kvantifiseres vha partikkel- og tjæreinnhold. Tillatte grenser for innhold av forurensninger i gassen avhenger av motorens induksjonssystem: For motorer uten over/turboladning; ca 50 mg/Nm³, og for overladede motorer er kravet mye strengere; under noen få mg/Nm³. Valget mellom CI Dual-fuel eller SI Mono-fuel avhenger av driftsøkonomi og utslippskrav [14]. Viktige parametere for forbrenning av gassformige drivstoff i stempelmotorer er:

- Energiinnhold (LHV/HHV)
- Metantall (bankemotstand, $\text{CH}_4 = 100$, $\text{H}_2 = 0$)
- Laminær flammehastighet (avhengig av luftoverskuddstall (λ) og type gass). Reflekterer innholdet av inerte komponenter, og er viktigste parameter.

GE Jenbacher satser på magermotorer ($\lambda > 1,6$). Bruk av ren H_2 gir lavere NO_x og lavere effekt [15]. For fullast "dual fuel" mode kan tilgjengelig luft bli for lavt. Lavlast SI er lite gunstig. Mye hydrogen i drivstoffet kan flytte magergrensen for SI og er gunstig. Avhengig av hvor CHP anlegget skal plasseres, så er det viktig å vurdere de til enhver tid gjeldende utslippskrav.

4.1.3 Økonomi

Forbrenningsmotorer har en relativt lav investeringskostnad per installert kW_e og lav investeringskostnad for små enheter, de er meget fleksible under dellast drift (høy virkningsgrad fra 30 til 100 %), har en rask oppstartstid (cirka 15 sec for å oppnå fullast), er i stand til å ta i bruk forskjellige brenseltyper og er lette å vedlikeholde. Ulempen med gassmotorer er høye vedlikeholdskostnader, de har et høyt støynivå i det lav frekvente område og må kjøles ned selv når varmen ikke kan utnyttes. Kombinert kraft/varme anlegg som benytter gassmotorer med en størrelse mindre enn 1 MW_e bruker vanligvis biogass som brensel mens i noen tilfeller brukes gass fra en gassifiseringsprosess.

For SI motorer og for små enheter vil investeringskostnadene reduseres betraktelig i tilfeller der man benytter seg av naturgass. I tillegg blir disse motortypene meget konkurransedyktige for mikro- og småskala anleggsstørrelser. Slike enheter har en meget lang levetid. De spesifikke investeringskostnadene for motor i mikroskala størrelse er på 29 000 SEK/ kW_e (25 000 NOK/ kW_e) [10]. Det er også forventet om 10 år å oppnå en forbedring av virkningsgraden på 2 % og en halvering av utslippene. Denne type motor har et typisk service intervall på 3 000 timer, men det finnes systemer som for eksempel ECOWILL 1-kW som har lenger service intervall (6 000 timer) [13]. Vedlikeholdskostnadene ligger i området 0,007 – 0,015 \$/kWh (0,05 – 0,11 NOK/kWh). Til sammenligning ligger vedlikeholdskostnadene for dieselmotorer på 0,005 – 0,01 \$/kWh (0,035 – 0,07 NOK/kWh). Flere selskaper har utviklet gassmotorer spesielt for mikro-CHP anlegg, blant annet SenerTec som har solgt over 8 000 anlegg med 5,5 kW gassmotorer i Europa med en installert kostnad per anlegg på 14 990 \$ (106 000 NOK). EcoPower har utviklet en gassmotor med en størrelse på 4,7 kW og som kan nedgraderes til 2 kW. Kostnaden på EcoPower gassmotoren er på 14 950 \$ (106 000 NOK). VectorCogen har utviklet en 15 kW enhet med en kostnad på 30 000 \$ (212 000 NOK). Mindre enheter (1 kW_e) kan leveres av Honda/Osaka til en pris på 6800 \$ (48 000 NOK). Disse systemene inkluderer løsninger for støyreduksjon, elkraft behandlingsutstyr, utslippskontroll og varmegjenvinning. Selv med et voksende marked og flere konkurrerende aktører, er det ikke forventet at prisen på slike enheter vil falle på grunn av høyere salgsvolum.

4.2 MOTOR BASERT PÅ FORBRENNING AV BIOMASSE PULVER

Det finnes relativt lite litteratur på bruk av biomasse pulver i en forbrenningsmotor. Dette er heller ikke en ny type teknologi ettersom man bruker en diesel motor eller en modifisert diesel motor for å oppnå dette. Det rapporteres om problemer med å finne biomasse pulver med de rette egenskapene for å drive motoren. Dette gjelder spesielt mht. partikkelstørrelse [10]. I Sverige ved Chalmers universitet ble i 1995 et prosjekt startet med hensikt å teste ut slike systemer. I begynnelsen ble en umodifisert dieselmotor med en elektrisk effekt på 10 kW testet ut. Virkningsgraden ved bruk av biomasse pulver var på 30 %, mens med diesel lå den på 45 %. Testen med biomasse pulver varte i 28 timer før brennkammeret på motoren smeltet ned. Det ble

planlagt å kjøre ytterligere tester med en annen motor som ha keramiske sylindere. Det forventes en virkningsgrad i området 35 – 40 % fra slike systemer.

5 CHP SYSTEMER BASER PÅ DAMPTURBINER

5.1 DAMPTURBIN

CHP systemer som baserer seg på dampturbin til energiproduksjon følger Rankine syklusen. For de enkelte systemene vil et slik anlegg bestå av tre hovedelementer, en varmekilde, en dampturbin og et kjøleanlegg. Det mest vanlige å bruke som en varmekilde er en kjele, noe som åpner muligheten for å utnytte diverse brenseltyper for produksjonen av overhettet damp. Det er også mulig å bruke solenergi eller kjernekraft til det samme formålet. Systemet er også relevant for denne studien ettersom kjeler basert på forbrenning av biomasse enkelt kan integreres. Dersom man setter opp en mer avansert renseteknologi vil muligheten til å bruke avfall som brensel være tilstede. For prosesser med co-generering vil damptrykket kunne variere fra få bar til over 100 bar mens damptemperaturen kan være fra få grader over mettet damp til 450 °C. Den totale effekten varierer fra 0,5 til 100 MW. Dampturbiner har fordelen med å ha en høy pålitelighet, en høy tilgjengelighet (90 – 95 %) og en lang levetid (25 – 35 år).

5.1.1 Status

I Sverige har man flere anlegg som bruker biomasse med en fluidisert seng i kombinasjon med dampturbin. Slike anlegg er ikke økonomisk forsvarlige for størrelser som er under 1 MW_e. Motivet har vært å erstatte kullbaserte anlegg med tilsvarende systemer for biomasse. I tilfeller med forbrenning av biomasse pulver, vil eventuelle modifikasjoner være minimale. Pellets for eksempel, kan enkelt pulveriseres i gamle kullmøller. For anlegg som bruker biobrensel med et høyt fuktighetsinnhold vil det være mulig å oppnå en totalvirkningsgrad på over 100 % (beregnet i forhold til nedre brennverdi på brensløt). Dette er fordi man kan gjenvinne kondensasjonsvarmen fra avgassen i et kondenserende anlegg. Utfordringen med slike systemer er å unngå korrosjon i høytemperatur flater i dampkjelen. Andre utfordringer er å øke el. virkningsgraden ved å ta i bruk avanserte dampdata som gjør at man reduserer volumstrømmen gjennom turbinen. Utvikling av nye materialer som åpner for høyere temperaturer og trykk på dampen har også fått stor interesse ettersom dette bidrar til å forbedre virkningsgraden. Det er forventet at innen 2010, så vil dampdata på 100 bar og 600 °C være mulig å håndtere i en dampturbin. Dette innbefatter at el. virkningsgraden vil kunne forbedres med 1,5 % uten at den totale virkningsgraden blir redusert. Slike endringer gjør at investeringskostnadene går opp med ca. 2 % som følge av bruk av avanserte materialer og sirkulerende fluidisert seng istedenfor en boblende fluidisert seng. Økt temperatur og trykk vil mest sannsynligvis også resultere i høyere risiko for korrosjon i kjelen dersom biomasse blir brukt som brensel. Utvikling av en ny generasjon med avfallshåndterings anlegg som er basert på bruk av fluidisert seng istedenfor ristfyring vil åpne muligheten for økt bruk av en Rankine syklusen til kraftproduksjon i avfallsforrenningsanlegg.

5.1.2 Økonomi

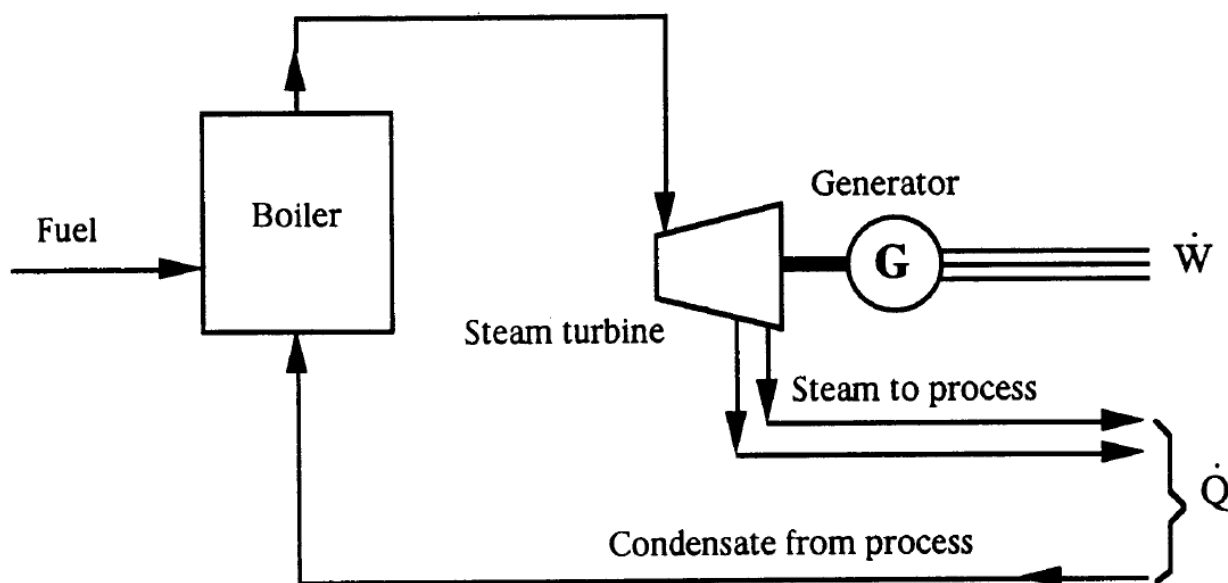
Investeringskostnader for anlegg basert på biobrensel er høyere enn for andre brenseltyper. For eksempel ligger kostnadene ved bruk av biogass fra fyllplass, gassifisering eller fra anaerobe prosesser på 12 000 – 14 000 SEK/kWh (10 000 – 12 000 NOK/kWh), mens for bruk av biobrensel er investeringskostnadene på tilsvarende 21 000 SEK/kWh (18 000 NOK/kWh). Dersom man benytter seg av avfall vil investeringskostnadene være mye høyere (50 000 SEK/kWh (43 000 NOK/kWh)) på grunn av økt prosesskompleksitet knyttet til avgass rensutstyr.

For anlegg basert på biogass eller treflis har CO utslippene vært under 100 ppm, mens NO_x utslipp ligger på 30 – 50 mg/MJ_{brensel}.

5.2 PROSESSER MED MOTTRYKKS DAMPTURBIN

Dette er den enkleste konfigurasjonen for kraft/varme produksjon med dampturbin. Avhengig av varmebehovet vil damptrykket ved utgangen av turbinen være, i de laveste tilfellene, ned mot atmosfærisk. Man har også mulighet for å ta ut damp i et tidligere ekspansjonsstadium fra turbinen i tilfeller hvor man har behov for prosessdamp (se Figur 5-1). Temperaturen og trykket på dampen kan bestemmes ved å velge ekspansjonsstadium i turbinen. Dampen etter turbinen anvendes deretter til industrielle formål, blir kondensert og sendes tilbake til kjelen. Varmen som avgis ved kondensering brukes i et eventuelt fjernvarmeanlegg. I noen tilfeller kan det være slik at massestrømmen på returvannet er lavere enn dampstrømmen. For å opprettholde massebalansen er det vanlig å tilføre systemet vann fra en ekstern kilde. Fordelene med baktrykksdampturbin er som følger:

- En enkel konfigurasjon med få komponenter
- De høye kostnadene knyttet til lavtrykkstrinn i turbinen unngås
- Lav anleggskostnad
- Redusert eller ingen behov for vannkjøling
- Fraværet av et trinn med kondensator gjør at ingen varme blir dumpet ut til ingen nytte, noe som gjør at den totale virkningsgraden blir meget god



Figur 5-1: Kraft/varme produksjon med mottrykks dampturbin [9]

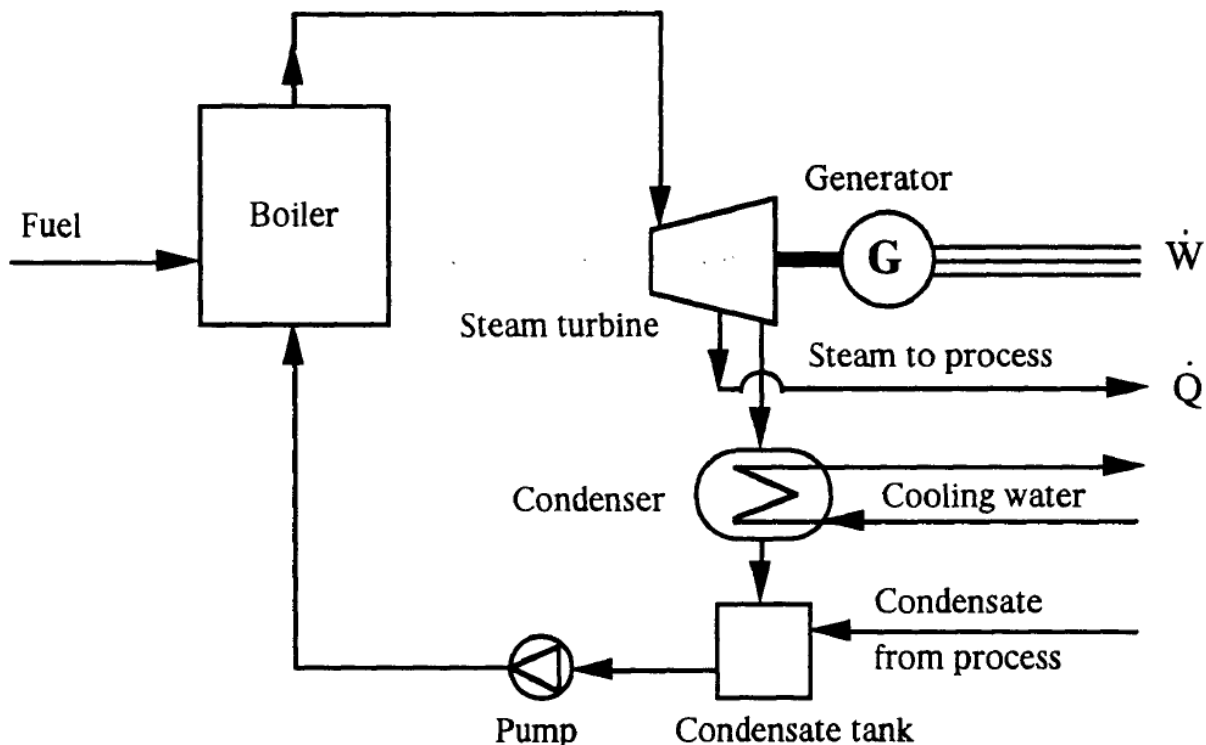
Prosessten opererer vanligvis med en lav entalpidifferanse på dampen, noe som gjør at man blir nødt til å bruke større dampturbinenheter sammenlignet med andre prosesser med samme størrelse. En annen ulempe er at massestrøm av damp er direkte avhengig av den termiske belastningen på kjelen. Dette gjør systemet lite fleksibelt med hensyn til variasjon av strømproduksjon. Ofte vil man være nødt til å få til et system for videreføring av overproduksjon av elektrisk kraft. En annen mulighet vil være å dumpe dampen til atmosfæren for å imøtekomme

et lavere forbruk, men dette er uønsket ettersom prosessen vil være ineffektiv og lite lønnsom. Man oppnår noe bedre fleksibilitet ved å utnytte overskuddsdamp til oppvarming av det ekstra vannet som tilføres prosessen. Man vil da være i stand til å redusere den innfyrte effekten på kjelen samtidig som den totale virkningsgraden opprettholdes ved samme nivå.

Når all termiskenergi i dampstrømmen utnyttes i turbinen og kondensert vann returneres til kjelen uten behov for nedkjøling, vil man klare å oppnå en totalvirkningsgrad på 85 %. Elektrisk produksjonen er lineært avhengig av damp massestrøm gjennom turbinen og gjør at kraft/varme raten er uavhengig av effektvariasjon. De fleste kjeleanleggene fra sagbruk og fjernvarme er på mindre enn 20 MW. For tilsvarende prosesser av samme størrelsesorden og ved 16 bar trykk, vil elvirkningsgraden ligge på 10 – 15 %. For større turbiner med høyere temperatur og trykk, kan strømandelen komme opp mot 20 %.

5.3 PROSESSER MED KONDENSASJONSTURBIN

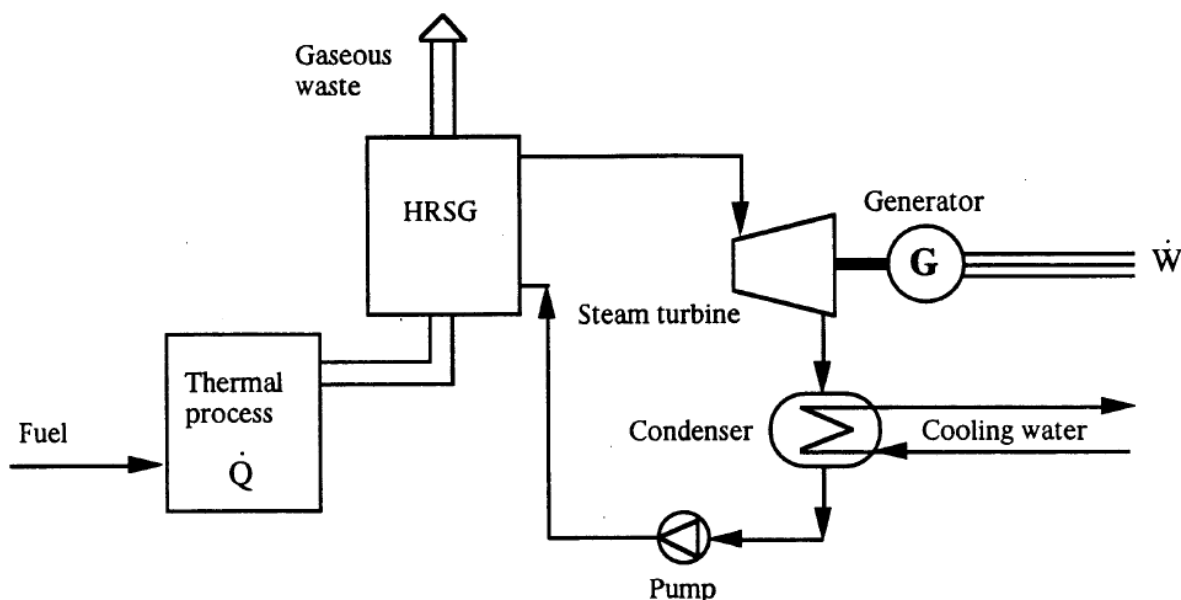
I slike systemer blir prosessdamp tatt ut fra turbinen i et tidligere ekspansjons stadium og blir deretter brukt til å dekke et termisk behov. Resten av dampmengden ekspanderes fullt ut i turbinen til et trykk lavere enn atmosfærisk og ledes deretter til en kondensator. Figur 5-2 viser en prinsippskisse av kraft/varme produksjon med en kondensasjons dampturbin. Kondensatoren har en lav temperatur som typisk ligger rundt 33 °C, noe som gjør utnyttelsen av varmen i den delen av prosessen meget vanskelig. Dampen fra turbinen kan også brukes til oppvarming av returvannet og gjør at man øker virkningsgraden på Rankine syklusen. Sammenlignet med mottrykksdampturbin, vil en kondensasjonsdampturbin ha høyere anleggsomkostninger og lavere virkningsgrad. Til gjengjeld vil man i en viss grad kunne regulere strømproduksjonen uavhengig av termisk belastning i dampkjelen.



Figur 5-2: Kraft/varme produksjon med kondensasjons dampturbin [9]

5.4 INTEGRERING AV DAMPTURBIN (STEAM BOTTOMING CYCLE)

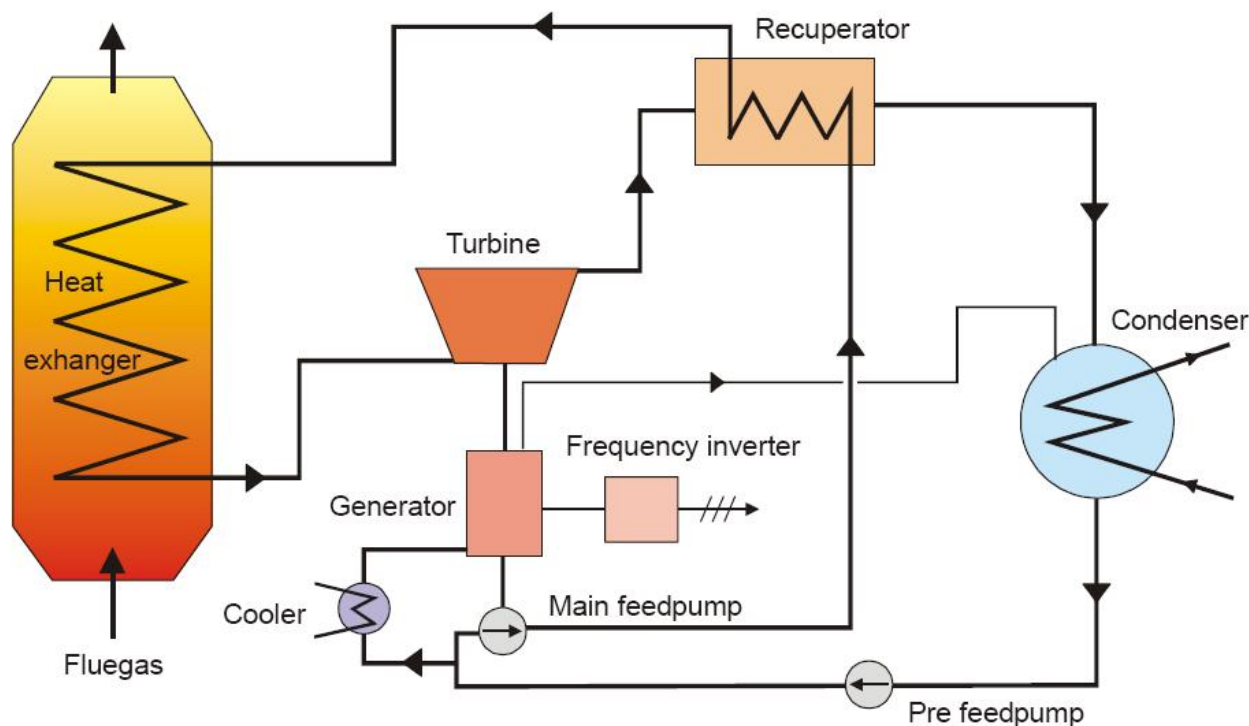
I flere industrielle sammenhenger er det vanlig å ha bruk for høytemperatur varme som i mange tilfeller fås ved å generere røykgass (1000 – 1200 °C) i en forbrenningsprosess. Etter utnyttelse ender man fortsatt opp med en avgass med relativt høy temperatur på typisk 500 – 600 °C. Varmen fra avgassen kan varmeveksles slik at damp produseres og utnyttes i en dampturbin (Figur 5-3). Virkningsgraden ligger ganske lavt, på typisk 5 – 15 %. Fordelen er at energien ellers ville ha godt tapt til omgivelsene dersom man lar være å gjøre noe med det. Når avgass temperaturen er lavere enn 400 °C vil det ikke være lønnsomt å produsere damp til energiutnyttelse. Det er da en fordel å bruke en organisk væske istedenfor vann. Prosessen kalles da Organic Rankine Cycle (ORC) og er beskrevet i avsnittet under. Integrering av dampturbin kan også skje i kombinasjon med gasturbin med formålet å øke den elektriske virkningsgraden. I slike systemer vil man kunne øke elvirkningsgraden med 25 %, og samtidig redusere CO₂ og NO_x utslippene med 25 % sammenlignet med prosesser basert på en enkel gasturbin.



Figur 5-3: Kraft/varme produksjon; en bunnsyklus syklus integrert med en kondensasjonsdampturbin [9]

5.5 ORGANIC RANKINE CYCLE

En Organic Rankine Cycle (ORC) er en prosess basert på ekspansjon av gass gjennom en turbin for produksjon av både elektrisitet og varme. Prosessen bruker organisk væske i en lukket krets istedenfor vann (Figur 5-4 [16]). Toluen er mest vanlig å bruke som arbeidsmedium men andre gasser som propanol, isobutan og klorfluorkarbon (KFK) kan også brukes.



Figur 5-4: Kraft/varme generasjon basert på en ORC syklus [16]

ORC prosessen har vært utviklet på 70-tallet for å utnytte spillvarmen fra industrien til produksjon av elkraft. ORC er beregnet som best tilgjengelig teknologi for spillvarme utnyttning ettersom syklusen opererer med en røykgasstemperatur som er lavere enn 500 °C. Ettersom ingen kondensering er mulig i lavtrykkdelen av turbinen, kan man klare seg med en mindre grad av overheting av arbeidsmedium. Ved å arbeide nært det kritiske trykket trenger man lite oppvarmingsenergi til fordampning før turbininnløpet. Turbiner med toluen som arbeidsmedium er mer kompakte på grunn av et lavere entalpifall sammenlignet med damp. Dette gjør ORC mer fordelaktig til bruk i småskala sammenheng. I tillegg til spillvarmen, kan energien til ORC hentes fra så å si alle brenselformer inkludert biomasse. Ulempen med prosessen er at arbeidsmediene er kostbare og beregnes som farlige for naturen, noe som igjen resulterer i økte kostnader på grunn av ekstra håndteringstiltak. Den termiske stabiliteten til noen av mediene er i tillegg begrenset. En lav fordampningstemperatur resulterer i meget høye massestrømmer i den lukkede kretsen som igjen gjør at virkningsgraden blir lavere. Dette er på grunn av at mer energi går til komprimering av gassen. Til gjengjeld trenger man færre steg i turbinen og dermed lavere kostnader på grunn av høyere molekylærvekt i arbeidsmediet. Den elektriske virkningsgraden for ORC er noe lav (10 – 15 %). Størrelsen på slike prosesser varierer fra 2 kWe til 10 MWe.

5.6 DAMPMOTOR

I en dampmotor konverteres energien i dampen til enten mekanisk eller elektrisk kraft. Teknologien er vel etablert og var blant de første som baserte seg på dampsyklus til energiproduksjon. Prosessen har samme arbeidsmetode som for en konvensjonell Rankine syklus, hvor forskjellen ligger i å erstatte dampturbinen med dampmotor. I en dampmotor brukes overhettet damp til å rotere motorakslingen gjennom stempel bevegelsene. Dampen går vanligvis gjennom flere sylindere før kondensasjon. Vannet drives deretter till en dampkjel der den produserte dampen resirkuleres tilbake til dampmotoren. I motsetning til en dampturbin, kreves det ikke like høyt trykk og temperatur på dampen. Den elektriske virkningsgraden på dampmotoren er på grunn av dette lavere enn for dampturbin (8 -13 %). Dette gjør også at el/varme raten er lavere enn andre systemer. Den svenske produsenten Ranotor har annonsert planer om øke el/varme raten til 0,3 – 0,35, et betydelig løft fra eksisterende anlegg som ligger på 0,1 – 0,15. Konseptet er ennå ikke demonstrert og rapportert virkningsgrad er basert på teoretiske beregninger [10]. En fordelaktig egenskap for en dampmotor er at virkningsgraden forblir nærmest konstant ved redusert last på helt ned til 30 %. Fordelen med operere med lavere dampkvalitet gjør at anlegg basert på slik teknologi blir mindre, noe som resulterer i en mer konkurransedyktig økonomi på anlegget [11] og [16].

6 CHP SYSTEMER BASER PÅ GASSTURBINER

Anlegg basert på gassturbin er per i dag den mest brukte teknologien for kombinert samproduksjon av kraft og varme. Slike systemer er i stand til å produsere elkraft fra noen få 100 kW til flere 100 MW. Gassturbiner har blitt konstruert for to type industrier, den lette og kompakte typen for flyindustrien og den tunge typen for landbaserte industrielle applikasjoner. Hovedfordelen med gassturbiner er:

- Lave investeringskostnader
- Enkelt vedlikehold
- Lav vedlikeholdskostnad
- Mulighet til å bruke forskjellige brenseltyper
- Produksjon av høytemperatur varme som kan gjenvinnes på en enkel måte
- Høy virkningsgrad på store anlegg
- Kommersiell tilgjengelighet

Gassturbiner kan betjenes i både åpen og lukket syklus.

6.1 SAMPRODUKSJON MED SYSTEMER BASERT PÅ ÅPEN SYKLUS

De fleste tilgjengelige gassturbin systemer betjenes etter åpen Brayton syklus, også kalt Joule syklus (uten å ta hensyn til irreversibilitet). Systemet består av en kompressor som tar luft med omgivelsestrykk og -temperatur. Luften komprimeres slik at både temperaturen og trykket økes og blir deretter ført til brennkammeret hvor brenselet tilføres og forbrennes samtidig. I gamle og mindre gassturbiner opererer man med et kompresjonsforhold på 15:1 mens i nye og større enheter har man klart å nå et kompresjonsforhold på 30:1. lufta ledes i brennkammeret gjennom en spreder hvor hensikten er å redusere lufthastigheten slik at man oppnår en stabil forbrenning. Gjennom sprederen og forbrenningskammeret vil man ha et trykktap på typisk 1 – 2 %. For å unngå høytemperatur soner i brennkammeret er det vanlig at forbrenningen foregår med et relativt høyt luftoverskuddstall. Forbrenningsproduktene forlater brennkammeret ved høytemperatur og med oksygen konsentrasjon på 15 – 16 %. Økende avgasstemperatur ut av brennkammeret gir en økt virkningsgrad på gassturbinen. Lavere luftoverskuddstall vil gi høyere avgasstemperatur, men den begrensende faktoren blir materialtoleransen til høytemperatur materialer. Dette gjelder spesielt turbinbladene som ved dagens teknologi klarer en maksimal temperatur på 1300 °C. Den varme avgassen konverteres til mekanisk kraft gjennom ekspansjon som igjen driver både kompresjonstrinnet og elkraft generatoren. Avgassen forlater gassturbinen med en temperatur på typisk 450 – 650 °C, noe som gjør den ideell for gjenvinning av høytemperatur varme. Den høye temperaturen åpner muligheten for produksjon av overhettete damp som kan igjen brukes i en dampturbin. I en industriell sammenheng kan avgassen brukes til andre termiske prosesser som for eksempel oppvarming eller tørking. Man har muligheten ellers til å øke avgass temperaturen ytterligere ved å tilføre brennstoff i en kanalbrenner. Den høye oksygenkonsentrasjonen i kanalbrenneren gjør at man ikke har behov for ekstra lufttilførsel.

I slike åpne systemer har man mulighet å ta i bruk forskjellige brenseltyper som naturgass, gassifiseringsgass fra kull eller biomasse eller lettere olje fraksjoner. Utfordringen når det gjelder brenselvalget henger sammen med det faktum at forbrenningsproduktene er i direkte kontakt med turbinbladene. Dette gir en begrensning med hensyn til skadelige komponenter som kan forårsake

korrosjon som Na, K, Ca, Va, og S. Man bør da også ta hensyn til innholdet av partikler i forbrenningsproduktene ettersom disse vil forårsake erosjon i turbinbladene. For å unngå slike uønskede komponenter i røykgassen vil man være nødt til inkludere et rensetrinn, enten ved å fjerne uønskede komponenter fra forbrenningsproduktene før disse tilføres i turbinen eller ved å forhåndsbehandle brenslaget. Størrelsen på slike systemer varierer fra 100 kW_e til 100 MW_e, men kan også bygges i størrelser som overstiger dette.

6.2 SAMPRODUKSJON MED SYSTEMER BASERT PÅ LUKKET SYKLUS

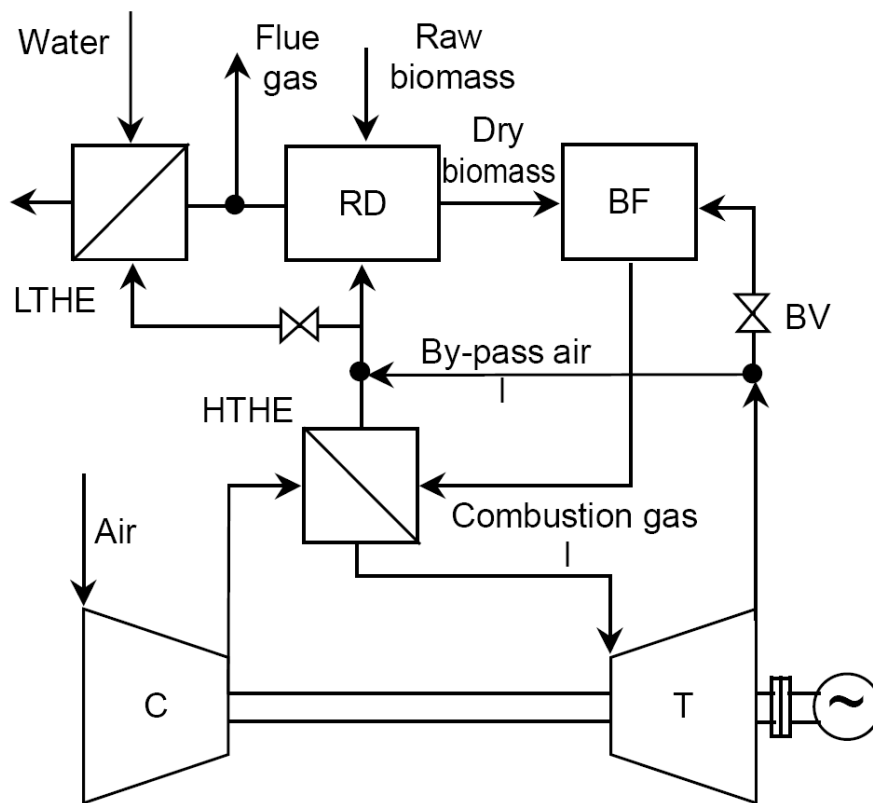
Slike systemer har vanligvis et arbeidsmedium (vanligvis helium eller luft) som går gjennom turbinen i en lukket krets. Man tar da i bruk varmevekslere for overføring av varmen til arbeidsmediet før gassturbinen og for nedkjølingen før komprimeringen. Arbeidsmediet vil alltid bestå av rene produkter slik at man unngår problemer med korrosjon og erosjon av turbinbladene. Den nødvendige varmen kan hentes fra industriell varme, forbrenning av så å si alle typer brensel eller fra kjernekraft. Det er forventet med tiden at systemer med lukket krets vil være like pålitelige som åpne systemer, mens tilgjengeligheten forventes å være enda bedre på grunn av et rent arbeidsmedium. Systemer basert på lukket krets er beskrevet i mer detalj i kapittel 5.5 og 6.3.

6.3 LUKKEDE SYSTEMER BASERT PÅ FORBRENNING AV FASTBRENSSEL

I slike systemer erstattes brennkammeret i gassturbinen med en høytemperatur varmeveksler. Varmeveksleren er den mest kritiske komponenten i slike prosesser og er vanligvis også den mest kostbare delen. Den maksimale driftstemperaturen er 100 – 150 °C høyere enn innløpstemperaturen på turbinen [17]. Utfordringen ligger i å flytte varmen mellom to gassfaser, noe som gjør at varmeveksleren får et meget høyt overflateareal. Av den grunn byr utviklingen av slike varmeveksler på store utfordringer med tanke på material valg, forbedring av holdbarheten til sveisete eller innkapslede områder samt reduksjon av konstruksjonskostnadene. Med tanke på materialvalg ligger utfordringen i å ta i bruk komponenter som tåler høy temperatur. I et kortsiktig perspektiv ser man for seg å benytte metall- og supermetallegeringer for de små enhetene. Mens i en langsiktig perspektiv forventer man en bedre ytelse ved bruk av keramiske varmevekslere [17]. Utover dette er også valg av høytemperatur material den desidert største begrensningen når det gjelder utvikling av høytytende gassturbiner. Dagens generasjon av landbaserte gassturbiner i tillegg til turbiner utviklet for flytrafikken klarer å oppnå en innløpstemperatur på 1200 – 1400 °C ved å ta i bruk komplekse og kostbare turbinblad kjølesystemer. Mikroturbiner har derimot noe lavere innløpstemperatur (900 – 1000 °C) som begrunnes med ønsket om å redusere investeringskostnadene. Det er forventet at ved utvikling av fremtidige generasjoner av mikroturbiner vil man være i stand til å øke innløpstemperaturen til 1200 – 1300 °C. Dette gjør at fremtidige generasjoner av varmevekslere bør kunne klare å håndtere høyere temperaturer.

6.3.1 Status

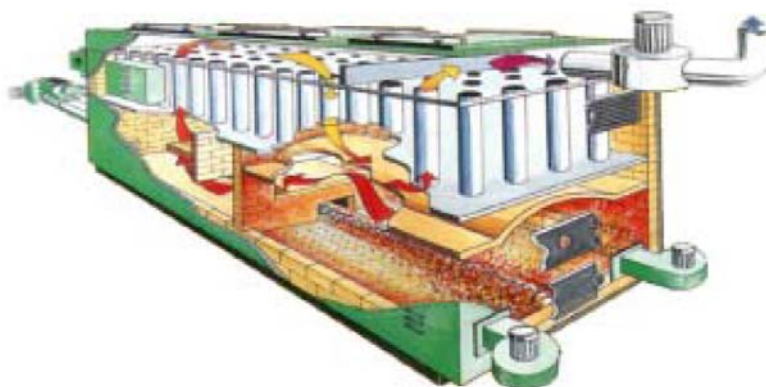
En mikroturbin med en effekt på 100 kW_e som er basert på ekstern forbrenning av biomasse ble testet av Cocco et al. [17]. En skisse av prosessen er vist i Figur 6-1.



Figur 6-1: En forenklet skisse av kraft/varme prosess basert på ekstern fyrst gassturbin integrert med roterende tørker [17]

Komprimert luft blir forvarmet gjennom en høytemperatur varmeveksler med varmen som er tilgjengelig i gassproduktene fra forbrenning av biomassen. Denne varme luften ekspanderes i turbinen og blir deretter brukt i en roterende tørker til å tørke biomassen. Luften brukes deretter til forbrenning av biomassen. Viktige parametere som trykkforhold, innløpstemperatur på turbinen, temperatur differansen i varmeveksleren og fuktighetsinnhold i biomassen ble undersøkt. Avhengig av innløpstemperaturen på gassturbinen ble den elektriske virkningsgraden målt til 22 – 33 % ved bruk av tørr biomasse.

I en annen studie ble en mikrogassturbin med det samme prinsippet som i [17] også testet ut [18]. Varmeveksleren samt forbrenningskammeret er vist i Figur 6-2. Varmeveksleren ble designet for å kunne overføre 150 kW termisk energi til komprimert luft. Under kompresjon målte man lufttemperaturen til 200 °C slik at en ytterligere økning på 600 °C var nødvendig. Under forsøk ble innløpstemperaturen til mikroturbinen målt til ca. 900 °C. Det kommenteres ellers at det er nødvendig med en regelmessig rensing av varmeveksleren på grunn av avsetning av flyveaske på varme overflater. Dette har gjort at virkningsgraden på varmeveksleren går ned.



Figur 6-2: Forbrenningskammer og varmeveksler som ble brukt i tester med den ekstern fyrte mikroturbinen [18]

Systemet klarte å levere en elektrisk effekt på 30 kW_e med en virkningsgrad på 17 % og en totalvirkningsgrad på 80 – 85 %. Elektrisk effekt ble levert av en modifisert mikroturbin utgave på 50 kW_e som er tilpasset til å håndtere driften med varmt luft og som er levert av Bowman Power. Anlegget var ikke i stand til å akselerere rotasjonen på turbinen like raskt som en vanlig gassturbin men hastigheten økte jevnt med tiden til forventet nivå. Ytelsen til varmeveksleren økte med økt turbin hastighet. Investeringskostnadene for prototypen var beregnet til 2 500 £/kW_e (26 500 NOK/kW_e). I følge forfatteren er kostnadene fordelaktige sammenlignet med andre systemer for co-generering. Det predikteres også at systemer basert på samme teknologi og med en effekt på 250 kW_e vil kunne klare en tilbakebetalingstid på ca. 2,5 år. Systemet har etter hvert blitt forbedret og langtidstestet slik at pålitelighet ble bevist [19]. Det ble gjort en god del modifiseringer på mikroturbinsiden for å minimere trykktapet gjennom rør. Systemet ble testet for en periode på over 4000 timer hvor elektrisk produksjon gjennom turbinen varierte fra 20 – 30 kW_e. Det ble også kjørt korrosjonstester på varmeveksleroverflater hvor resultatene har vært positive med hensyn til holdbarheten. Varmluft etter mikroturbinen ble 100 % gjenvunnet ved å benytte seg av hele luftmengden i brennkammeret som forbrenningsluft for biomassen.

Den målte ytelsen var som følger:

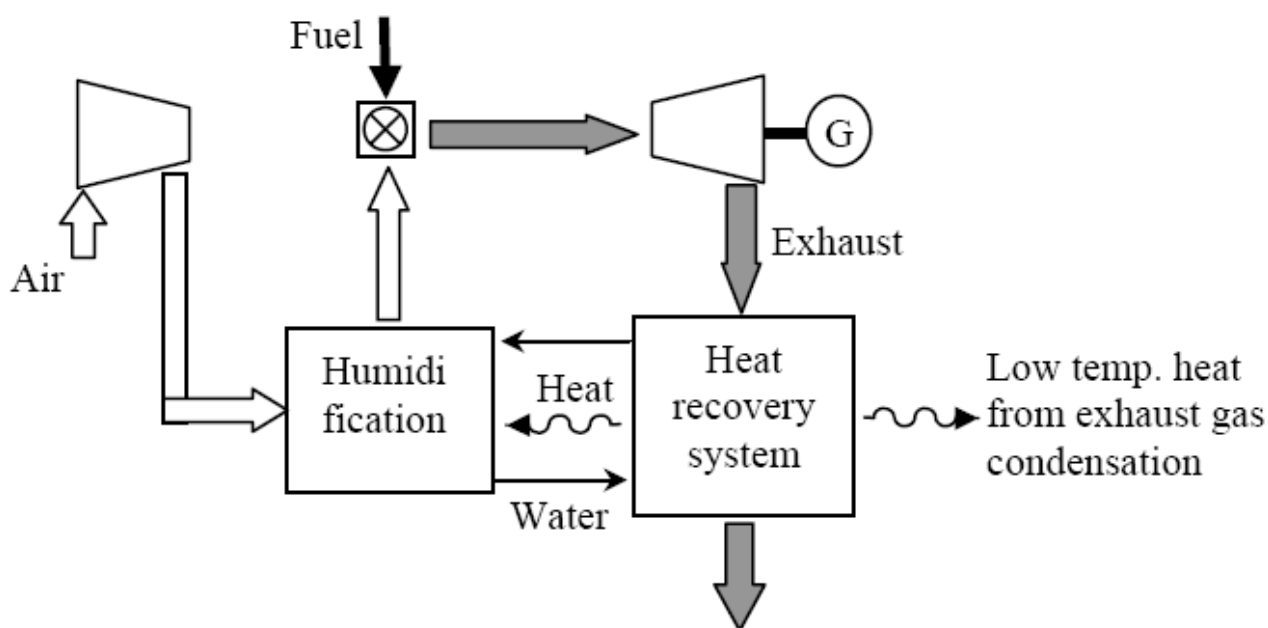
Forbrenningstemperaturen ble variert i testperioden	900 – 1150 °C
Innløpstemperaturen til mikroturbinen ble variert mellom	700 – 850 °C
Elektrisk effekt test område	18 – 35 kW _e
Virkningsgrad på varmeveksler	71 %
Avgasstemperatur	300 – 330 °C
Kompressor isentropisk virkningsgrad	62 %
Turbin isentropisk virkningsgrad	80 %
Totalvirkningsgrad	15 %

Målte utslipp var som følger:

CO	0,001 – 0,01 Vol %
CO ₂	7,4 – 7,5 Vol %
NO _x	2 – 10 ppm
Partikkelutslipp	50 mg/m ³

6.4 EVAPORATIVE GASSTURBIN

Dette er et konsept som forventes å være kommersielt tilgjengelig innen 2010. Riktig nok vil slike systemer være basert på forbrenning av naturgass, men ettersom man har mulighet til å produsere en syngass gjennom gassifisering av biomasse vil konseptet omtales kortfattet. Kjennetegnet til prosessen er at man tilfører vann til luften som benyttes i forbrenningen. Prosessen bruker ikke en dampeturbin for å øke elkraft produksjonen. Prosessen tar i bruk et fuktingstårn hvor vandrdåper spres gjennom tårnet og bli brakt med av den komprimerte lufta som også går gjennom tårnet. En prinsippskisse av systemet er vist i Figur 6-3.



Figur 6-3: en forenklet skisse over evaporative gassturbin (EvGT) prinsippet

6.4.1 Status

Et pilotanlegg på 600 kW_e er bygd opp ved Lund Universitet i Sverige. El. virkningsgraden er estimert til 55 %, mens den totale virkningsgraden er på 94 %. Denne høye virkningsgraden gjør prosessen meget attraktiv for kombinert kraft/varme produksjon i anlegg på størrelse med 5 – 25 MW_e. Prosessen viser også høy virkningsgrad ved drift under dellast.

Innsprøyting av vanndamp før forbrenningen bidrar til å redusere høytemperatursonene i brennkammeret, noe som resulterer i lavere NO_x utslipp. NO_x utslipp ligger i området 15 mg/MJ innfyrt effekt, mens utslipp av CO og uforbrente hydrokarboner er sammenlignbare med anlegg basert på kombinert syklus. Vanndampen går ellers tapt til omgivelsene men dersom man tar i bruk en røykgasskondensator vil det være mulig å gjenvinne 75 % av vannmengden. Vannet som

brukes bør forhåndsbehandles slik at det er fritt for salter som ellers ville øke risikoen for korrosjon av turbinbladene.

6.4.2 Økonomi

Det er forventet en reduksjon av elkraft produksjonskostnad på 30 % i forhold til anlegg basert på kombinert syklus. Grunnen til reduksjonen er besparelser på grunn av fraværet av en dampsyklus som utgjør 2/3 av investeringskostnadene i anlegg basert på kombinert syklus og som samtidig produserer kun 1/3 av den elektriske kraften.

6.5 ÅPEN GASSTURBIN BASERT PÅ PULVERISERT BIOMASSE

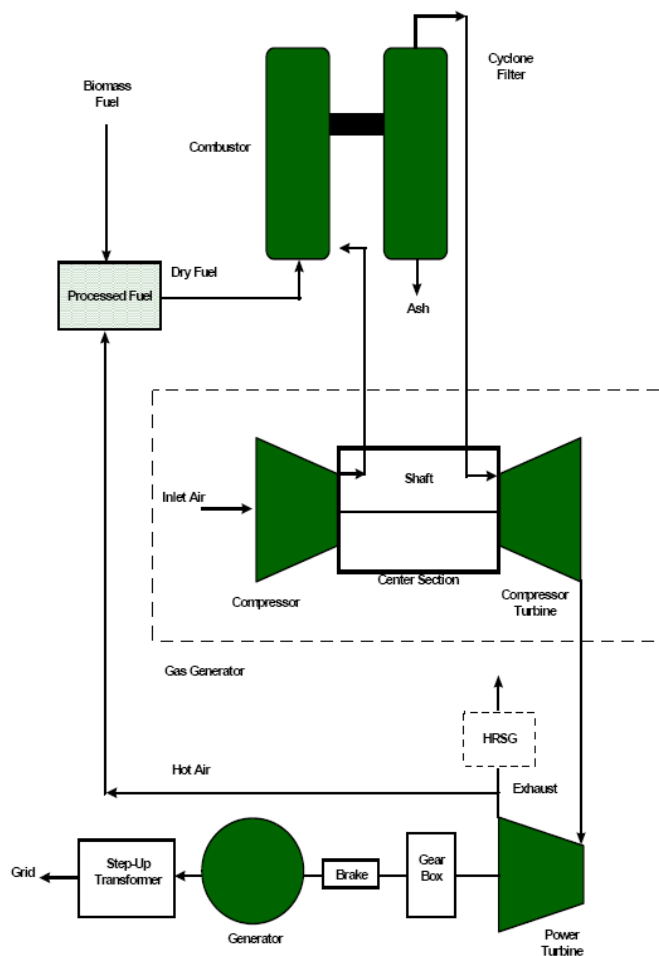
Slike turbiner bruker pulverisert biomasse i et brennkammer som er integrert turbinen på samme måte som en vanlig gassturbin. De største utfordringene for teknologiene er korrosjon, erosjon og skorpedannelse på turbinbladene. De viktigste aspektene av teknologien er muligheten til å rense forbrenningsproduktene før de tilføres gassturbinen. Komponenter som bør fjernes fra gassproduktene er alkaliemetaller samt askepartikler med lavt smeltepunkt. En annen utfordring er tilførsel av tørt biomasse pulver til et trykksatt brennkammer. Komplikasjoner kan oppstå med hensyn til kontroll av brenselmengde innmating, samtidig kan det også være vanskelig å få til et stabilt innløpstrykk. Utviklingen av teknologien foregår mest i USA (Bioten Company) og i Sverige (Luleå Tekniska Høgskolan).

6.5.1 Status

I Sverige har man forsket på teknologien siden 1991, først ved KTH og senere i Luleå. Et 3 MW_e pilot anlegg er bygd opp i Luleå og det forventes at teknologien vil være kommersielt tilgjengelig innen 2010. Tanken bak anlegget i Luleå er å få til en tostegs forbrenningsprosess hvor brenset i det første steget går i en syklon som skiller ut aske og uforbrente partikler. I det andre steget, blir gasskomponentene forbrent i et modifisert brennkammer.

Bioten med støtte fra DoE (Department of Energy, USA) og NREL (National Research Energy Laboratory, USA), jobber med utvikling av en direktefyrt gassturbin med en størrelse på 5 MW_e. I likhet med anlegget i Luleå, blir biomassen forbrent i et trykksatt brennkammer der forbrenningsproduktene blir rensset før de tilføres i turbinen. Denne turbinen er modifisert slik at brennkammeret er erstattet med en midtre del som overfører komprimert luft til forbrenningskammeret og samtidig ekspanderer forbrenningsproduktene i turbinen. Forbrenningsproduktene ekspanderes videre i en annen turbin som er koblet til en elkraft generator. Prosessen er vist i Figur 6-4.

Ved å anta en innløpstemperatur til turbinen på 700 – 800 °C, vil el. virkningsgraden ligge på ca. 30 %. El. virkningsgraden forventes å være i området 35 – 45 % innen teknologien blir kommersielt tilgjengelig. Det regnes med at prosessen vil være økonomisk konkurransedyktig for småskala anlegg.



Figur 6-4: Bioten prosess med gassturbin som er direkte fyrst med pulverisert biomasse [20]

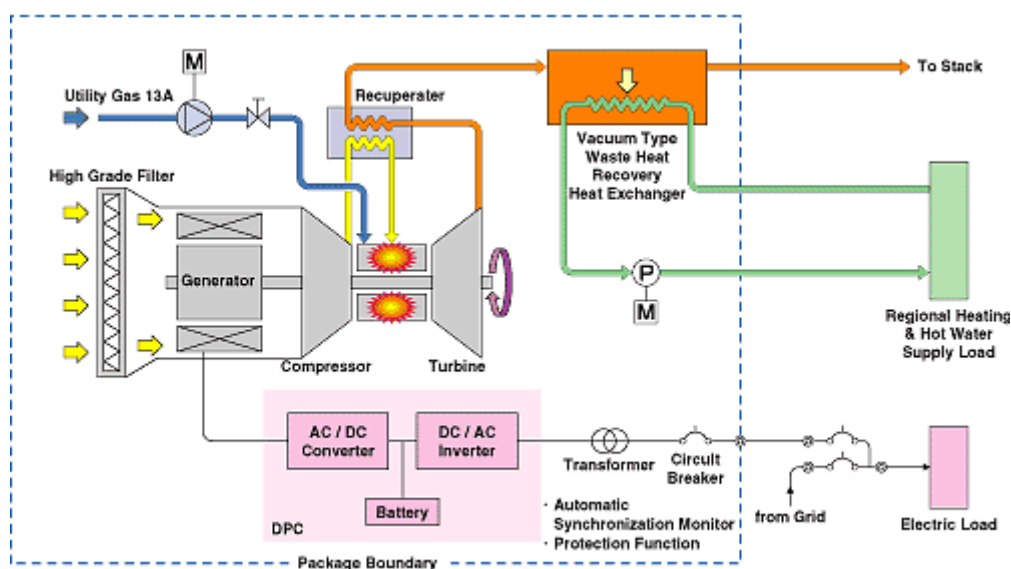
6.5.2 Økonomi

Ved en studie gjennomført av Granqvist [10], ble kraftpris produksjoner basert på denne teknologien beregnet til 43,6 – 53,8 SEK øre/kWh (37,6 – 46,4 NOK øre/kWh). I studien, ble det antatt en brenselkostnad på 15 – 18 SEK øre/kWh (13 – 15,5 NOK øre/kWh).

6.6 MIKROTURBIN

Mikrogassturbin er en betegnelse for en laveffekt turbin hvor størrelsen er på typisk 30 – 300 kWe. Et anlegg basert på mikrogassturbin består av en generator, en kompressor, et forbrenningskammer og en turbin. Teknologien som brukes i mikroturbin systemer er ganske lik større gassturbiner men er mindre sofistikert og virkningsgraden er lavere. Vanligvis er systemet forenklet til et kompresjonstrinn hvor alle de overnevnte delene er koblet til en felles aksel [1]. Luft ledes til forbrenningskammeret gjennom kompressoren og man har mulighet til å bruke en rekuperator slik at man får en bedre elektrisk virkningsgrad (se Figur 6-5). Den elektriske virkningsgraden for et system som inkluderer en rekuperator er på typisk 20 – 30 % mens systemer uten rekuperator har en virkningsgrad på ca. 15 %. En rekuperator vil øke prosess kompleksiteten og man har innsett at det ikke alltid er lønnsomt å inkludere et luft forvarmingstrinn. Dette gjelder for småskala anlegg (laveffekt på turbinen) eller i tilfeller hvor fjernvarme er et ønsket produkt. På grunn av en høy rotasjonshastighet vil generatoren produsere en høyfrekvent vekselstrøm. Dette gjør at man trenger en likestrømsretter og en transformator for å kunne ta i bruk den produserte strømmen.

Generelt er mikroturbin stillegående og vibrerer lite på grunn av lav vekt og høy rotasjonshastighet, på ca. 90 000 omdreininger per minutt. En annen fordel er at plassbehovet ikke er stort på grunn av liten komponentstørrelse. Responstiden er meget rask (få sekunder), noe som gjør slike systemer egnet til å være en reserveløsning for strømproduksjon. Vedlikeholdskostnadene er lavere enn for gassmotor ettersom et typisk vedlikeholdsintervall ligger i området 5000 til 8000 timer, det dobbelte i forhold til en gassmotor. En avgasstemperatur på typisk 450 – 550 °C gjør at et slikt system kan tilpasses anlegg for samproduksjon av elkraft og varme. Forholdet på produsert varme/elkraft er høyt noe som gjør systemet attraktivt i land som Norge hvor varmebehovet er stort. I kalde omgivelser vil den elektriske virkningsgraden øke ettersom mindre energi kreves til komprimering av forbrenningsluft. Mikrogassturbiner er mer miljøvennlige sammenlignet med en forbrenningsmotor. Dette gjelder spesielt utslipp av NO_x som kan holdes lavt på grunn av en lav forbrenningstemperatur. Teknologien er meget fleksibelt med hensyn til valg av brensel. I tillegg til naturgass og lavverdi gass som man typisk får fra gassifisering av biomasse, kan man bruke forskjellige flytende brennstoff som diesel, bensin, metanol, etanol, osv. Ulempen med teknologien er en lav elektrisk virkningsgrad sammenlignet med vanlige gasturbiner, spesielt ved dellast.



Figur 6-5: Mikroturbin prosess skjema [13]

6.6.1 Status

Det foregår mye utvikling innen dette feltet på grunn av at man ser tydelige fordeler sammenlignet med en gass forbrenningsmotor. Blant selskapene som driver frem utviklingen finner man OPRA som startet i Kongsberg men nå har eierskap i Nederland, Capstone i USA og Turbec i Sverige. Turbec leverer mikrogassturbiner med en elektrisk effekt på ca. 100 kW og har levert ca. 100 aggregater til flere land i Europa og Japan [16]. Det er også levert anlegg til Statoil i Norge. Utviklingsfokus på mikroturbiner går mot forbedring av mekanisk design slik at man oppnår høyere virkningsgrad og lavere oppbygningskostnad. For enheter i mikroskala har Micro Turbine Technology (MTT) i Tyskland utarbeidet en prototype som yter 4 kW mekanisk kraft. Deres formål er å utvikle en 1 kW enhet som er på størrelse med en kaffekopp med en el. virkningsgrad på 10 – 15 %. Det er forventet at en slik mikroturbin vil kunne produseres for ca. 80 Euro (700 NOK). Slike mikroenheter vil kunne være meget konkurransedyktige sammenlignet med andre systemer som fortsatt er under utvikling, som for eksempel Stirlingmotorer.

I Nederland ble en Capston mikroturbin testet ut på en gass fra gassifisering av biomasse [21]. Gassen ble produsert med gassifisering på en temperatur på 850 °C og ved bruk av atmosfærisk luft som gassifiseringsmedium. Gassifiseringsgassen inneholdt 7 % H₂, 17 % CO, 15 % CO₂, 4 % CH₄, 2 % høyere hydrokarboner, 2 % H₂O og resten var N₂ og Ar. Det var ikke mulig å oppnå full effekt på mikroturbinen (30 kW_e) ved å kun benytte gassifiseringsgassen på grunn av begrensning i brenselmengde som kan tilføres i turbinen. Ved å blande naturgass og gassifiseringsgass var det mulig å oppnå fulleffekt på turbinen. Den nedre grensen på brenselets brennverdi for å oppnå stabil drift var på 8 MJ/Nm³ mens gassifiseringsgassen hadde en brennverdi på 6 MJ/Nm³. Virkningsgraden på mikroturbinen var avhengig av effektuttaket på turbinen mens gassens brennverdi hadde ingen påvirkning på virkningsgraden. Ved en drift på over 70 % av maksimal effekt lå NO_x utslippene 5 ganger lavere enn den tillatte grensen i Nederland mens for CO var utslippene 40 ganger lavere. Til sammenligning var utslippene av uforbrente hydrokarboner, CO og NO henholdsvis over 200 ganger, 15 ganger og 3 ganger lavere enn for en gassmotor som opererer på samme brensel. For drift på en effekt lavere enn 70 % av maksimal verdi var CO og NO utslippene noe høyere men fortsatt under den tillatte grensen for CO og nær grensen for NO.

En Capstone, modell 330 mikrogassturbin, ble operert på gassifiseringsgass fra en nedstrøms gassifiseringsreaktor ved Advantica Research Laboratories i Loughborough i Storbritannia [22]. Gassifiseringsreaktoren kunne opereres optimalt med lave utslipp av tjærekomponenter (11 mg/Nm³). Rensetrinnet bestod av et keramisk filter som kunne filtrere bort partikler som er større enn 1 µm. Den samme gassifiseringsreaktoren ble testet tidligere med to forskjellige gassmotor typer hvor resultatene med hensyn til drift har vært lovende. For mikrogassturbin har man også klart en vellykket drift med 100 % gassifiseringsgass hvor den elektriske effekten var på 5,5 kW_e og NO_x mindre enn 2 ppm. Anlegget ble kun testet på 100 % gassifiseringsgass over en periode på 350 timer, noe som ansees til å være for kort for å sikre en optimal drift. Det ble også gjennomført en kostnadsanalyse av prosessen som konkluderte med at kraft/varme anlegg basert på tilsvarende teknologi ikke vil være økonomisk for en skala som er mindre enn 250 kW_e. Dette skyldes for høy komponentkostnad på gassturbinen som sammen med kompressoren som utgjorde 45 – 59 % av de totale anleggskostnadene.

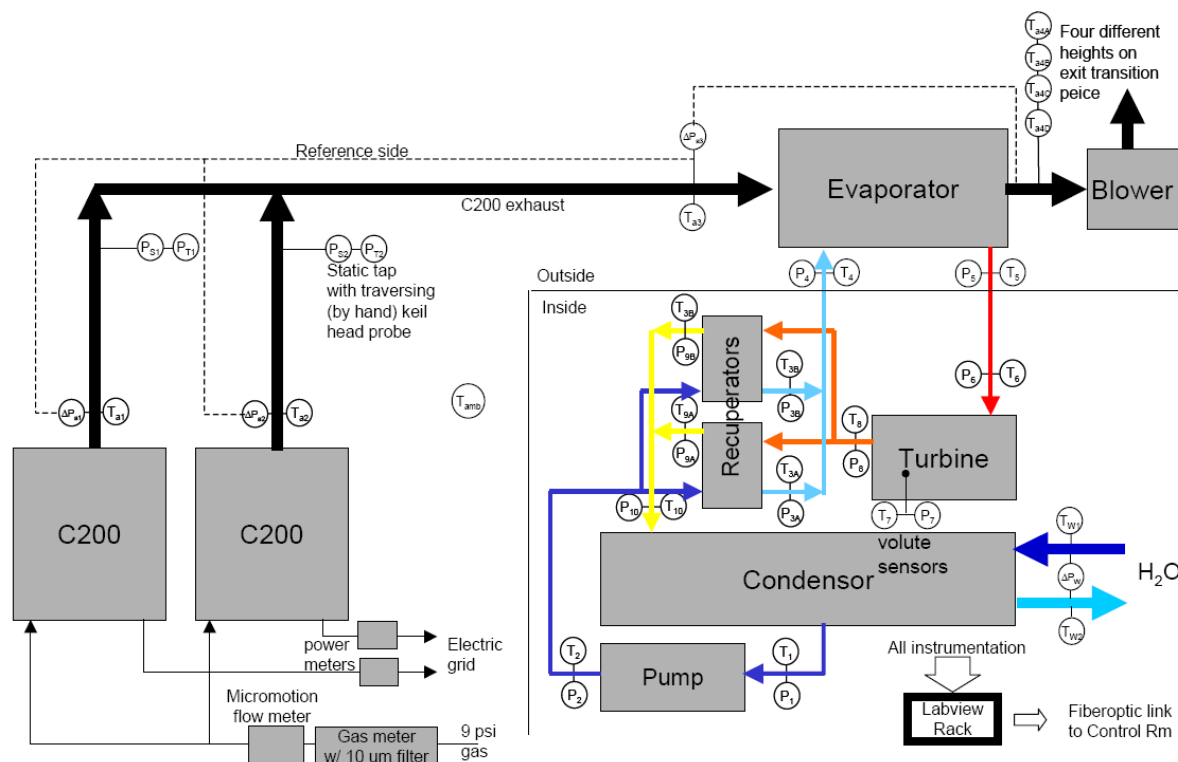
På oppdrag fra US Department of Energy har the United Technologies Research Center jobbet med utvikling av CHP anlegg basert på mikroturbin teknologi [23]. Formålet med arbeidet har vært som følger:

- Systemkostnadene bør være rundt 500 \$/kW_e (3500 NOK/kW_e)
- Elektrisk virkningsgrad opp mot 40 %
- Systemet bør klare 11 000 timer med drift før utførelse av et større vedlikeholdsarbeid
- NO_x utslipp på 7 ppm @ 15 % O₂
- Turbinen bør kunne opereres med forskjellige brenseltyper

Det ble konkludert med at muligheten for å oppnå en elektrisk virkningsgrad på 40 % er tilstede ved å integrere mikroturbinen med en ORC syklus. En mikroturbin virkningsgrad på 32 % ble påvist mens ORC syklusen hadde en virkningsgrad på 12 %. Keramiske turbinkomponenter kan

utvikles til å imøtekomme denne lange operasjonstiden. Ultralave utslipp er mulig med naturgass som brensel og under forskjellige mikroturbin last.

Slike konklusjoner ble fortatt på bakgrunn av en omfattende studie som bestod av både prosess simulering og forsøk i laboriet. Utvikling av turbin og kompressor blader ble gjennomført ved hjelp av CFD simuleringer. Forskjellige bladkonsepter og materialer ble testet under prosjektperioden. To Capstone mikroturbiner av type C200 ble testet ut sammen med ORC syklusen (Figur 6-6).



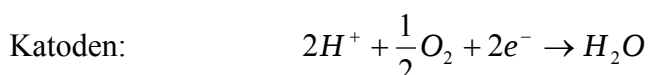
Figur 6-6: prosesskjema av de to Capstone mikroturbiner og den integrerte ORC syklusen

6.6.2 Økonomi

Levetiden på slike anlegg er estimert til ca. 10 år noe som betraktes som lavt sammenlignet med andre teknologier. O&M (Operations and Maintenance) kostnadene er nokså høye (0,005 – 0,016 \$/kW (0,035 – 0,11 NOK/kW)). Utstyrs-kostnadene for et anlegg basert på mikroturbin ligger i område 700 – 1100 \$/kW (4950 – 7790 NOK/kW), i tillegg må man regne med en installasjonskostnad på ca. 500 \$/kW (3550 NOK/kW) [13]. Dette gjør at tilsvarende systemer med en gassforbrenningsmotor blir rimeligere.

7 BRENSELCELLE

En brenselcelle produserer strøm elektrokjemisk ved å kombinere hydrogen og oksygen under atmosfæriske forhold. Dette skjer på en direkte måte uten behov for å gå gjennom ekstra steg som for eksempel forbrenning eller mekanisk kraft. En brenselcelle består av en anode, en katode og en elektrolytt. Hydrogen som vanligvis blir brukt som brensel, gir fra seg elektroner ved anoden. Elektronene blir deretter ledet til katoden via en ekstern krets. Hydrogenionene (protoner) diffunderer gjennom elektrolytten til katoden og blir konvertert til vann gjennom reaksjon med luft. Følgende kjemiske reaksjoner finner sted ved anoden og katoden:



Siden reaksjonene er eksotermiske, vil man være i stand til å produsere varme i tillegg til elkraft. Reaksjonshastigheten er avhengig av elektrolytt material og den katalytiske materialet som både anoden og katoden er dekket med. Reaksjonshastigheten kan også økes ved intensiv oppvarming (eks. ekstern forbrenning) slik at man øker temperaturen der reaksjonene tiltrer. En enkel brenselcelle vil kunne generere en spenning som er noe under 1 Volt. Ved å koble flere celler sammen i serie vil man øke spenningen mens ved å koble de parallelt økes effekten. Det finnes mange typer brenselceller som blir klassifisert etter type elektrolytt, operasjonstemperatur eller hydrogen kilden. En oversikt over disse er presentert i Tabell 5 [1].

Tabell 5: Egenskaper på de forskjellige typer brenselceller

Type Brenselcelle	Elektrolytt	Arbeidstemperatur [°C]	Hydrogen kilde
Alkaline (AFC)	Kaliumhydroksid	50 – 200	Ren hydrogen eller hydrazin
Direct methanol (DMFC)	Polymer	60 – 200	Flytende metanol
Phosphoric acid (PAFC)	Fosforsyre	160 – 210	Hydrokarboner eller alkoholer
Sulphuric acid (SAFC)	Svovelsyre	80 – 90	Alkoholer og urensset hydrogen
Proton exchange membrane (PEM)	Polymer membran	50 – 80	Hydrokarboner eller metanol
Molten carbonate (MCFC)	Nitrat, sulfat eller karbonat i smeltet form	630 – 650	Ren hydrogen, naturgass, propan, diesel
Solid oxide (SOFC)	Fast keramisk material	600 – 1000	Naturgass eller propan
Solid polymer (SPFC)	Fast polystyren	80 – 90	Ren hydrogen

Brenselceller har et potensial for høy el. virkningsgrad kombinert med lave utslipp av skadelige stoffer. Den elektriske virkningsgraden kan være så høy som 60 %, mens for brenselceller som har behov for reformering av brensel er virkningsgraden 40 %. Høyere temperatur gir vanligvis en bedre ytelse som ikke påvirkes i stor grad under dellast. Dersom ren hydrogen blir brukt som drivstoff vil man kun få vann ut av systemet. Under reformering av syngass vil man da slippe ut

CO₂ og minimale mengder av svovel- og nitrogen oksider. Avhengig av brenselcelle typen, kan reformeringen skje på utsiden eller innsiden. Andre fordeler er lydløsdrift og en rask tilpasning til varierende last. Ulempen vil være mangel på kommersiell teknologi og liten erfaring med bruk av biobasert syngass i kombinert kraft/varme anlegg. En høy investeringskostnad bidrar også til at teknologien fortsatt ikke tas i bruk i en stor grad. Solid Oxide Fuel Cells (SOFC) vil være den mest aktuelle brenselcelle typen ettersom den kan ta i bruk en gass fra gassifisering av biomasse som drivstoff. De tekniske barrierene for biomassebasert syngass i brenselceller vil være relatert til strenge krav til gassens renhet, i tillegg til mer utfordrende operasjons- og vedlikehold. Så lenge kostnadene knyttet til nødvendig rensing av syngassen før en brenselcelle er så høye som i dag, vil dette alternativet ikke være å foretrekke fremfor de forannevnte. Videre utvikling av gassifiseringsteknologi kan gjøre brenselceller til et mer attraktivt alternativ i fremtiden. Fordeler og ulemper for de forskjellige brenselcelleteknologiene er presentert i Tabell 6. Teknologien kan være egnet for kontinuerlig produksjon og som er reserve løsning men som sagt er slike løsninger fortsatt for dyre for å kunne forsvare bruken.

Tabell 6: Fordeler og ulemper med de forskjellige brenselceller teknologiene

Type Brenselcelle	Fordeler	Ulemper
Alkaline (AFC)	Det taes ikke i bruk dyre platina katalysator	Trenger et CO ₂ fjerningsanlegg
Direct methanol (DMFC)	Samme fordeler som PEM Enkelt å lagre flytende metanol Integrert reformer	Samme ulemper som PEM
Phosphoric acid (PAFC)	God totalvirkningsgrad	Dyr katalysator (platina) Lav energitetthet
Proton exchange membrane (PEM)	God ytelse Rask start Tilpasningsevne mot last variasjon Lite korrosjon Enkelt å ta i bruk fast elektrolytt	Dyr katalysator (platina) På grunn av lav temperatur
Molten carbonate (MCFC)	God totalvirkningsgrad Beskjeden krav til katalysator Bred brensel valg	Korrosjon av elektrolytt Katoden har behov for kontinuerlig strøm av CO ₂
Solid oxide (SOFC)	Fast elektrolytt Ingen korrosjon Enkel	Høy temperatur Kort levetid Dyr konstruksjonsmaterial
Solid polymer (SPFC)	Brukervennlig Høy energitetthet Tilpasningsdyktig under drift	Høy kostnad Trenger ren hydrogen som brensel

Kraft/varme raten fra brenselceller kan ikke varieres under drift, noe som gjør løsningen mindre attraktivt i områder der slike behov varierer mye. For oppvarming av gulv (40 °C) og radiator oppvarming (80 °C) vil ellers brenselceller som jobber på en optimal temperatur rundt 100 °C være passende. Andre typer som SOFC har en langt høyere arbeidstemperatur og vil kunne være i stand til å produsere damp. Størrelsen på anlegg basert på brenselceller vil variere mye avhengig

av teknologien fra få hundre KW (PAFC, PEM) til titalls MW (MCFC, SOFC). Kraftproduksjonskostnadene er estimert til 4000 \$/kW (28 000 NOK/kW) og 5000 \$/kW (35 000 NOK/kW) for PAFC og PEM.

8 POLITISKE FØRINGER I DE SKANDINAVISKE LANDENE

Når man skal se på lønnsomheten ved å produsere energi i småskala anlegg er det viktig å se på de politiske føringene som enkelte land har tatt i bruk. Slike føringar vil vanligvis gi økonomiske fordeler for anlegg som produserer kraft og varme gjennom metoder som de enkelte land betrakter som mindre forurensende (grønn energi). Slike regler er ikke entydige for alle land, noe som kompliserer sammenligningen av teknologier som brukes i de forskjellige landene. Nedenfor er det forsøkt å vise disse retningslinjene i de skandinaviske landene.

8.1 SVERIGE

I Sverige har man innført en rekke avgifter på energibruk som er avhengig av type brensel man utnytter under konvertering. Disse avgiftene er sammensatt av tre typer; energi, CO₂ og svovel avgift. Biomasse, inkludert torv, samt organiskavfall er unntatt både CO₂ og energi avgiften. CO₂ avgiften ble implementert i 1991 og avhenger av CO₂ utslippet til det enkelte brenselet. Denne avgiften gjelder uansett hvordan man produserer energien, altså i CHP anlegg eller i kun fjernvarme anlegg. Svovel avgiften ble også introdusert i samme år og varierer avhengig av svovel innhold i brenselet mens biomassen fritas fra denne avgiften. I 1992 har man også kommet med en NO_x avgift på 40 SEK/kg NO_x som gjelder for kraftverk med en kapasitet høyere enn 10 MW_e og en elektrisitetsproduksjon høyere enn 25 GWh/år. I tillegg har man også innført en elkraft avgift som avhenger av 3 faktorer; en regional faktor deler landet i 2 soner sør og nord, en sesong faktor som gir reduserte avgifter fra april til oktober og en faktor som avhenger av hvordan kraften er produsert.

8.2 DANMARK

I 1986 vedtok den danske regjeringen en del av sin energipolitikk som gikk på bygging av desentraliserte CHP anlegg med en total kraft produksjon på 450 MW_e og ved bruk av hjemmeproduserte brensel som halm, trevirke, avfall, biogass og naturgass. Målet ble planlagt å gjennomføre innen 1995. I 1990 vedtok regjeringen en ny plan som gikk på økning av bruk av naturgass og biomasse ved bygging av nye CHP anlegg og ved å modifisere eksisterende fjernvarmeanlegg slik at man kunne gå over til bruk av disse brenseltypene istedenfor kull og olje. Dette skulle gjøres ut fra en sosioøkonomisk analyse som rettferdiggjør overgangen til de nye brenseltypene. Formålet med en økt satsing på hjemmebrensel ved satsing på bygging av nye CHP anlegg er:

1. Få til høyest mulig andel av varmebehovet dekket av fjernvarme
2. Få til flest mulig CHP anlegg til å forsyne fjernvarmenettet
3. Å ha høyest mulig kraft/varme rate i CHP anlegg
4. Å få til en lengst mulig oppetid på CHP anlegg i periodene med høy elkraft etterspørsel

Støtten fra regjeringen var rettet mot småskala CHP anlegg inkludert industrielle CHP anlegg som tar i bruk naturgass eller biomasse. Støtten er på DKK 100/MWh solgt til strømmettet. I tillegg er CHP pilot- og demonstrasjonsanlegg som tar i bruk biogass, halm eller trevirke støttet med DKK 170/MWh. Ved utgang av 1995 var 3,5 % av den installerte kapasiteten basert på gassmotorer med biogass som drivstoff. Den totale kapasiteten var på 20 MW_e fordelt på over 60 anlegg med få enheter større enn 1 MW_e. Allikevel, den største andelen av småskala CHP anlegg var basert på naturgass med gassmotor eller gassturbin som konverteringsteknologi.

Tiltross for alle disse beslutningene når det gjelder satsing på distribuert energi gjennom CHP anlegg var det nødvendig med flere andre tiltak for å kunne garantere kontinuitet i drift av slike små enheter. Slike enheter er ganske sensitive mht. variasjon i brenselpriser, noe som fikk regjeringen til å vedta en beslutning om økonomisk støtte til små CHP anlegg i år 2000.

I 1990 befant seg 50 varme anlegg som bruker trevirke, 25 med trepellets og 75 med halm. Av disse var det forventet at 40 – 50 vill konvertere til kraft/varme produksjon (1999) [10].

En oppfølger av regjeringsplanen for støtte til CHP anlegg basert på biomasse ble opprettet i 1995. Hovedformålet var å bygge på erfaringer fra eksisterende anlegg med hensyn til miljøbelastning, energiproduksjon og den økonomiske driften. Som følge av dette, ble det gitt støtte til anlegg basert på biogass, gassifisering og stirlingmotor. I år 2000 var det flere anlegg som enten var i drift eller i oppstartsfasen; 4 prosjekter med gassifisering, 5 med dampturbin, 5 med Stirlingmotor og 1 dampmotor. I tillegg har man pålagt at ca. 110 varme anlegg basert på biomasse skal fortsette driften. Av disse skal 40 dekke 90 % av det totale varmebehovet i Danmark og dersom noen av anleggene skal ombygges eller renoveres, skal man ta i betraktning en overgang til kraft/varme produksjon. Resten av anleggene pålegges til fortsatt drift med biomasse som brensel samt at større anlegg enn 1 MW_e skal konverteres til kraft/varme produksjon dersom det er økonomisk forsvarlig.

I 1997 ble det besluttet at CHP anlegg basert på naturgass skal gå over til bruk av biogass, deponigass eller gassifiseringsgass dersom det er økonomisk forsvarlig. Ved utgangen av 1999 var det 10 biomasse anlegg som var operative og 10 andre forskningsprosjekter.

8.3 FINLAND

I Finland blir anlegg som er basert på biomasse støttet av nærings- og handelsdepartementet. Støtten er i form av kapitalstøtte for nye anlegg som dekker maksimalt opptil 25 – 30 % av investeringskostnadene. I virkeligheten har støtten for slike anlegg variert fra 14 – 16 % [16].

8.4 NORGE

Hovedmålet i norsk klimastrategi er å oppfylle Kyoto-protokollen der Norge forplikter seg til (i snitt innen 2008 – 2012) kun å øke våre klimagassutslipp med 1 % i forhold til 1990. Med dagens utvikling ligger Norge an til å overstige denne forpliktelsen med rundt 20 %. Utviklingen i energisektoren i vil derfor ha stor betydning for om Norge klarer å oppfylle målene.

Investeringsstøtte til nye kraft/varme anlegg kan man få tildelt gjennom Enova. Enovas oppgave er å utvikle markedet for alternative energiløsninger gjennom tildeling av tilskuddsmidler. En viktig forutsetning for Enovas virksomhet er at en skal utnytte og spille på markedskreftene. Det vil si at en må la ulike løsninger utfordre hverandre, slik at det skapes sunn konkurranse og motivasjon til nyskaping og kostnadsreduksjon. Målet er å gjøre nye løsninger levedyktige også uten støtte. Enovas hovedmål er å utløse energisparing og ny miljøvennlig energiproduksjon på til sammen 10 TWh innen 2010. Som et minimum skal Enova oppfylle Stortingets målsetning om 3 TWh vindkraft og 4 TWh økt bruk av vannbåren varme basert på nye fornybare energikilder,

spillvarme og varmepumpe innen 2010. Det er også satt mål om at bruken av mineraloljer skal reduseres med 25 % til oppvarmingsformål [24].

For produksjon av kraft/varme er det mulig å få en investeringsstøtte gjennom programmet fjernvarme nyetablering hos Enova. Det gis en støtte på fornybart energiutbytte per støttekrone på 2 kWh/støttekrone. Dette gjelder total produsert energi hvor elektrisitet og varme stilles likt. Støtten er ellers begrenset oppad til en reell avkastning på anlegget på 8 % før skatt. Det er ellers ikke mulig og få støtte for levert kraft dersom man allerede har fått investeringsstøtte. Programmet er beskrevet i mer detalj under [25].

Program for fjernvarme nyetablering

Gjennom Program for fjernvarme nyetablering gir Enova støtte til aktører som ønsker å etablere ny infrastruktur for fjernvarme og tilhørende fornybar energiproduksjon. Fjernkjøling i tilknytning til fjernvarme kan også motta støtte under programmet. Både aktører fra energi- og avfallsbransjen er aktuelle søkere. Konvertering av eksisterende varmesentraler til fornybar grunnlastproduksjon i anlegg etablert før 1.1.2008 er også omfattet av programmet.

Programmet skal fremme nyetablering av fjernvarme. Dette innebærer oppstart av fjernvarme der det må etableres både infrastruktur og tilhørende energisentral basert på fornybare energikilder. Infrastruktur for fjernvarme og -kjøling omfatter overførings- og distribusjonsanlegg frem til målepunkt for uttak av varme, inklusive eventuelle varmevekslere, stikkledninger og kundesentraler. Programmet er rettet mot aktører som ønsker å etablere og videreutvikle sin forretningsvirksomhet innen leveranse av fjernvarme og -kjøling.

Anlegg som omfattes

- Fjernvarme- og fjernkjøleanlegg som leverer energi til eksterne kunder
- Fjernvarmeanlegg med kombinert kraft- og varmeproduksjon. Kraftleveransen vil inngå i energiutbyttet i tillegg til varmeleveransen.
- Konvertering av eksisterende varmesentraler til fornybar grunnlastproduksjon i anlegg etablert før 1.1.2008, og som ikke tidligere har mottatt støtte for gjeldende kontraktsfestet energileveranse med Enova.
- Har minimum 20 års økonomisk levetid
- Er basert på fornybar energi og/eller spillvarme som grunnlast
- Har en definert utstrekning og leveringsområde
- Har fjernvarmekonsesjon, der dette er påkrevd eller forutsatt av utbygger
- Er basert på realistiske økonomiske forutsetninger

Program for fjernvarme nyetablering er en investeringsstøtteordning. Enova kan støtte prosjekter opp til en avkastning tilsvarende normal avkastning for varmebransjen, dvs. en reell kalkulasjonsrente på 8 % før skatt.

Følgende rangeringskriterier legges til grunn

- Høyt fornybart og totalt energiutbytte per støttekrone
- Høy leveringskapasitet per støttekrone
- Høyt fremtidig vekstpotensial utover angitt leveringsområde
- Lav samlet fjernvarmekostnad levert sluttbruker

Med energiutbytte menes varme og kjøling levert sluttbruker, samt eventuell kraftproduksjon, ved tidspunkt for ferdigstillelse av anlegget. Med leveringskapasitet menes anleggets kapasitet for levering av varme og kjøling til sluttbruker i henhold til angitt utstrekning og leveringsområde.

9 KARAKTERISTIKK OVER EKSISTERENDE ANLEGG I NORDEN OG EUROPA

Navn: Glatved deponigass anlegg; Danmark

Type: Ekstraksjon fra fyllplass

Oppstart: 1998

Status: Kommersiell

Kraftgenerering: Gassmotor

Hovedbrensel: Deponigass

Det er forventet at gassen fra fyllplassen kan benyttes over en periode på 20 år. Årlig produksjon er på ca. 1 million m³ gass, 1500 MWh elkraft og 2200 MWh varme (2003). Gassproduksjonen fra fyllplassen er avtagende der per i dag blir det produsert 160 MWh per måned.

Nominell kapasitet og virkningsgrad:

Brensel tilførsel:	1,43 MW
Brutto kraft produksjon:	0,55 MW _e
Netto elektrisk produksjon:	0,55 MW _e
Varmeproduksjon:	0,68 MJ/s
Brutto elektriskvirkningsgrad:	38,5 %
Brutto totalvirkningsgrad:	86,5 %

Hvordan kontrolleres anlegget: Anlegget kjøres avhengig av tilgjengelig deponigass

Varmebruk: For oppvarming

Kraftbruk:

Produsert elektrisk kraft blir levert til en lokal distribusjonsnett (NRGI A/S) gjennom en transformator. Varmen blir solgt til samme seleskap og blir brukt til distrikt oppvarming. (Landsbyen Balle)

Avløpsvann: Ingen avløpsvann

Anlegg beskrivelse:

Anlegget er lokalisert på et gammelt grustak. Mengde avfall er på ca. 1,3 millioner tonn. Området dekker et areal på over 5 ha. med en dybde på 8 – 10 meter. For gjenvinning av deponigassen har det blitt boret 40 hull vertikalt gjennom fyllplassen. Det er brukt over 8 km med rør for å koble de 40 uttakene sammen til en felles pumpestasjon som har en kapasitet på 400 m³/h. Gassen blir komprimert til et overtrykk på 2 bar. Denne komprimerte gassen blir transportert en lengde på over 3 km til anlegget i Balle. Gassen brukes i en gassmotor med en kapasitet på 551 kW_e og 680 kW_h.

Årlig gass produksjon: 1024000 Nm³ (2003).

Gass kvalitet: CH₄: 43 %, CO₂: 38 %, N₂: 18 % og O₂: 1 %

Røykgassrensing: Ingen

Stab: Anlegget blir kontrollert og overvåket fra fjernt hold. Selve anlegget er ubemannet.

Navn: **Harboøre fjernvarme anlegg; Danmark**

Type: Gassifisering

Oppstart: 1993, rekonstruert 2000

Status: Kommersiell

Kraftgenerering: Gassmotor

Harboøre anlegget består av en motstrøms gassifiseringsreaktor, en skrubber, en gasskjele hvor gassen forbrennes og avgir varme til prosessen samt to gassmotorer.

Hovedbrensel: treflis

Gassifiseringsreaktoren er i stand til å håndtere brensel med en partikkelstørrelse som spenner fra flis og opptil vedkubbe. Det meste av brenslene som brukes er treflis som blir konvertert uten å måtte tørkes. Motstrøms gassifiseringsreaktoren kan operere med et fuktighetsinnhold på flis på opptil 55 %. Anlegget bruker ca. 2 tonn flis per time eller 8000 tonn per år.

Nominell kapasitet og virkningsgrad:

Brensel tilførsel:	4,8 MW
Brutto kraft produksjon:	1,52 MW _e
Netto elektrisk produksjon:	1,45 MW _e
Varmeproduksjon:	2,8 MJ/s
Brutto elektriskvirkningsgrad:	31,6 %
Brutto elektriskvirkningsgrad:	32 %
Brutto totalvirkningsgrad:	90 %

Hvordan kontrolleres anlegget:

Anlegget kjøres avhengig av tilgjengelig deponigass

Varmereserve:

I tillegg til gassmotoren, består anlegget av en kjele som produserer varme fra gass og tjære produkter. Den har en kapasitet på 4 MJ/s (4,68 MJ/s når kondensasjonsvarmen er tatt med)

Varmebruk: For oppvarming

Kraftbruk:

Varmen blir levert ca. 595 kunder samt byens offentlige bygg. Anlegget dekker 95 % av det totale varme behovet i fjernnettet.

Avløpsvann:

Denne tunge tjære fraksjonen blir lagret i en 150 m³ tank og blir forbrent istedenfor olje under perioder med høyt forbruk. Den vann rike tjære fraksjonen har blitt opptil 1998 forbrent i gasskjelen sammen med gassifiseringsproduktene. Et nytt behandlingssystem er tatt i bruk siden 2001 og går ut på å fordampe vannet fra restproduktene før energiutnyttelse.

Anlegg beskrivelse:

Anlegget har vært i drift siden 1993 kun med varmeproduksjon. Varmen går Harboøre fjernvarme anlegget som blir videre distribuert til kundene. Fra begynnelsen av år 2000 startet anlegget med elkraftproduksjon ved hjelp av to gassmotorer produsert av Jenbacher.

Røykgassrensing: SkrubberStab:

2 arbeidere på dagtid og som er på vakt resten av døgnet. Gassifiseringsreaktoren har blitt optimalisert for å kunne operere ubemannet. Anlegget har det høyeste antallet av ubemannede timer i verden sammenlignet med tilsvarende systemer.

Total anleggsomkostning: 5 100 000 Euro (45 500 000 NOK)

Navn: **Hashøj kraft og varme; Danmark**

Type: Anaerob nedbrytning

Oppstart: 1994

Status: Kommersiell

Kraftgenerering: Gassmotor

Hovedbrensel: Biogass

38 % av drivstoffet er hentet fra biogass mens naturgass blir benyttet for resten av energiproduksjonen.

Hvordan kontrolleres anlegget:

Anlegget kjøres avhengig av varmebehovet

Varmebruk: For oppvarming og produksjon av prosessdamp

Kraftbruk:

Den produserte biogassen blir brukt i et CHP anlegg i Dalmose hvor 2 gassmotorer forsyner 380 kunder i Dalmose og Flakkebjerg med fjernvarme. Den produserte elkraften blir solgt til strømmettet.

Anlegg beskrivelse:

Biogass anlegget i Hashøj er eid av Hashøj Biogass A. m. b. a, samt 17 andre bønder som forsyner anlegget med slam. Dette sameierskapet har som formål å forenkle distribusjonsnettet på slam, samt skaffe investeringsmidler for å opprette slam lagringsfasiliteter. Dette er et demonstrasjonsanlegg som har et formål å teste et CHP anlegg som drives av kombinert biogass og naturgass. Før forråtnelsen starter blir slammet pasteurisert i spesielle tanker i en times tid hvor en effektiv reduisering av patogen ivaretas ved en temperatur på 70 °C. Bønder har generelt sett en god erfaring med bruk fordøyet biomasse som gjødslingsmiddel. Produktet man får har lite lukt, desinfisert, homogenisert og inneholder næringsstoffer noe som forenkler håndteringen samt produktintegrering i gjødslingsanlegget. 15 – 20 % av gjødslingsmiddelet blir solgt årlig til nært liggende bondegårder. Den produserte biogassen blir brukt i CHP anlegget i Dalmose hvor 2 gassmotorer som drives av både naturgass og biogass, forsyner 380 kunder i Dalmose og Flakkebjerg med elkraft og varme. Anlegget har også en kjele for produksjon av prosessdamp.

Årlig gass produksjon: 3 000 000 m³

Total anleggsomkostning:

2 907 000 Euro (26 000 000 NOK) hvor man har fått et statstilskudd på 680 000 Euro (6 070 000 NOK). Investeringene er fordelt som følge:

Biogassanlegg:	2 440 000 Euro (21 800 000 NOK)
Kjøretøy:	160 000 Euro (1 400 000 NOK)
Lagringstanker ved bondegården:	307 000 Euro (2 700 000 NOK)

Navn: **Hjordkaer Fjernvarme anlegg; Danmark**

Type: Ristfyrte kjel

Oppstart: 1997

Status: Kommersiell

Kraftgenerering: Dampturbin

Kjelenheten har pre-brenner installert som en fordampner, en dampkjel, en overheter delt i 2 seksjoner og en økonomiser for forvarming av prosessvann.

Hovedbrensel: Treflis

Anlegget kan fyres med treflis, avfallsvirke eller finer. I tillegg har anlegget tillatelse til å forbrenne avfallsprodukter fra bleie produksjon. Det maksimale tillatte vanninnholdet på brenselproduktene er på 55 %.

Nominell kapasitet og virkningsgrad:

Brensel tilførsel:	4,1 MW biomasse og avfall
Brutto kraft produksjon:	0,6 MW _e
Netto elektrisk produksjon:	0,5 MW _e
Varmeproduksjon:	3 MJ/s
Brutto elektriskvirkningsgrad:	15 %
Brutto totalvirkningsgrad:	88 %

Hvordan kontrolleres anlegget:

Anlegget kjøres avhengig av varmebehovet i distribusjonsnettet

Varmebruk: For oppvarming

Kraftbruk:

Forsyner 506 kunder med fjernvarme samt en større kunde som tilsvarer 200 private kunder.

Avløpsvann: avløpsvann blir produsert gjennom en våt skrubber.

Anlegg beskrivelse:

Hjorkær kombinert kraft og varme er et av de minste anleggene drevet av dampturbin i Danmark. Anlegget består av en hydraulisk brenselmatningssystem, et ristforbrenningskammer med en overheter, en gasskjel, multisyklon etterfulgt av en vannkjølt økonomiser, en våt skrubber og en dråpefanger. Treflis blir dyttet inn i forbrenningskammer hvor det blir forbrent ved å tilføre primærluft under rista. Sekundærluft tilføres gjennom inntak som er innbygget brennkammerveggene. Tilførsel av primær og sekundærlufta skjer gjennom en felles vifte hvor

fordelingen kontrolleres manuelt ved hjelp av et spjeld. Forbrenningsluft blir forvarmet til en typisk temperatur på ca 70 °C. Avgassen går gjennom overheteren som også er plassert i brennkammeret. Veggene på brennkammeret fungerer også som en del av det varme overflate til kjelen.

Damp data: 28 bar ved en temperatur på 380 °C.

Røykgassrensing:

Avgassen blir først rensed i en multisyklon og deretter i et posefilter. Posefilteret ble byttet med en våt skrubber ettersom gassen inneholder uforbrente partikler som kan antennes i posefilteret. En skrubber har også denne fordelingen med å øke varmeproduksjonen ettersom man utnytter kondensasjonsvarmen.

Stab: 3 personer jobber ved anlegget på dagtid

Total anleggsomkostning: 2 039 000 Euro (18 200 000 NOK)

Navn: **Linko Gas A. m. b. a.; Danmark**

Type: Anaerob nedbrytning

Oppstart: 1990; rekonstruert 1999

Status: Kommersiell

Kraftgenerering: Gassmotor

Hovedbrensel: Biogass

Anlegget konverterer daglig 410 tonn av husdyrgjødsel og 137 tonn av andre organiske materialer.

Nominell kapasitet og virkningsgrad:

Brutto kraft produksjon: 2,084 MW_e

Varmeproduksjon: 2,6 MJ/s

Hvordan kontrolleres anlegget:

Anlegget kjøres avhengig av varmebehovet i distribusjonsnett

Varmebruk: For oppvarming

Kraftbruk:

Den produserte biogassen blir brukt i et kraft/varme anlegg i Rødning hvor det står 2 gassmotorer som leverer elkraften til strømmettet og varmen til et lokalt fjernvarmenett. Ved anlegget brukes også en 900 kW kjel som kan fyres med både olje og biogass prosessvarme.

Anlegg beskrivelse:

Det sentraliserte forrâttelsesanlegget i Lintrup er en av de største biogass anlegg i verden. Det ble bygget i 1989-90 og senere gjenbygd i 1999 etter at man hadde gått fra en mesofil til en termofil prosess og la til en etter forrâttelsesfase. Ved oppgraderingen økte biogassproduksjonen ved anlegget med ca 50 %. Anlegget er eid av LinkoGas A. m. b. a. samt et samvirkelag bestående av 60 bønder som medlemmer. Hovedmålet for LinkoGas er å drive en sentralisert anlegg og

samtidig hjelpe medlemmene med å løse deres problem når det gjelder det legale aspektet av slam lagring, håndtering og distribusjon av overskuddsproduktet samt luktreduksjon knyttet til slam anvendelse. Anlegget tar imot slam og fast husdyrgjødsel bestående av 62 % kvegslam og 38 % grisslam. I tillegg får anlegget organiskavfall fra fiskeindustrien og matproduksjonsindustri, medisinskindustri osv. Biomassen blir varmet opp til optimal prosessstemperatur ved hjelp av et system av varmevekslere. Pasteurisering blir oppnådd ved å opprettholde en minimal oppholdstid på 12 dager ved en prosessstemperatur på 53 °C. Etter den termofile forråtnelsesprosessen blir slammet pumpet i nye tank hvor forråtnelsen fortsetter ved en temperatur på 49 °C. Slam leverandørene får tilbake en slammengde etter behandlingen som tilsvarer næringsstoffsbehovet for deres avling. Slam overskuddet (ca. 15 % av det ferdige produktet) blir solgt til 20 andre bønder i nærheten. Produktet blir fraktet til 128 desentraliserte oppbevaringstanker som er lokalisert i nærheten av der det skal anvendes.

Årlig gass produksjon: 6 000 000

Total anleggsomkostning: 5 807 000 Euro (51 800 000 NOK),
Statstilskudd 2 240 000 Euro (20 000 000 NOK)

Biogassanlegg:	4 308 000 Euro (38 500 000 NOK) (inkludert for- og etterlagringstanker rørforbindelser og CHP anlegg)
Kjøretøy:	408 000 Euro (3 600 000 NOK)
Lagringstanker ved bondegårder	317 000 Euro (2 800 000 NOK)
Separasjonsanlegg:	773 000 Euro (6 900 000 NOK)

Navn: **Stige Oe Landfill Gas plant, Danmark**

Type: Ekstraksjon fra fyllplass

Oppstart: 1997

Status: Kommersiell

Kraftgenerering: Gassmotor

Hovedbrensel: Deponigass

Det er forventet at den produserte gassen fra fyllplassen vil være i 20 år. Denne årlige produksjonen er på ca. 7 400 000 m³ gass (11 000 MWh elkraft og 14 000 MWh varme, 2003). Gassproduksjonen er avtagende slik at bare 50 % av nominelle kapasitet er produsert. Resten av kapasiteten er forventet å hentes ved å ta i bruk naturgass.

Nominell kapasitet og virkningsgrad:

Brensel tilførsel:	7,54 MW
Brutto kraft produksjon:	2,94 MW _e
Netto elektrisk produksjon:	2,94 MW _e
Varmeproduksjon:	4 MJ/s
Brutto elektriskvirkningsgrad:	39 %
Brutto totalvirkningsgrad:	89,2 %

Hvordan kontrolleres anlegget:

Anlegget kjøres avhengig av tilgjengelig mengde biogass

Varmebruk: For oppvarming

Kraftbruk:

Generert elkraft er levert til en lokal distribusjonsorgan gjennom 2 transformatorer. Varmen er solgt til "Odsen Municipal District Heating Supply".

Anlegg beskrivelse:

Dette er en av de største deponi fyllplass i Danmark. 6 millioner tonn av avfall har vært deponert på et areal på over 54 ha hvor avfallet har en høyde på 30 meter. For å gjenvinne fyllplassgassen har det blitt boret 160 hull vertikalt gjennom fyllplassen. Det er brukt over 25 km med rør for å koble de 160 uttakene sammen og hvor 4 pumpestasjoner sørger for å pumpe ut 720 m³/h hver. Gassen blir komprimert til et overtrykk på 1 bar. Den komprimerte gassen flyttes en avstand på 4 km til et CHP anlegg i Odense hvor den forbrennes i 4 gassmotorer som hver har en kapasitet på 736 kW_e og 1 000 kW_{th}. I 1998 ble anlegget utvidet med en femte pumpemodul plassert i en annen fullplass i nærheten. Pumpen er koblet til 17 hull og pumper ut en mengde på 250 m³/h gass. Gassen blir brukt i det eksisterende CHP anlegget.

Årlig gass produksjon: 7 415 000 Nm³ (2003)

Gasskvalitet:

CH₄: 45 %, CO₂: 37 %, N₂: 17 %, O₂: 1 %

Stab:

Det eksisterer et kontrollsystem ved anlegget som tillater fjernstyring av prosessen slik at selve anlegget står ubemannet.

Navn: **Tranås Energi AB, Södra Vakten, Sverige**

Type: Ristforbrenningskjel

Oppstart: 2003

Status: Kommersiell

Kraftgenerering: Dampeturbin

Avgass kondensator 3,5 MW.

Hovedbrensel: Bark

Bark 75 % (fuktighet 55 %), sagflis 25 % (fuktighet 50 %), Årlig forbruk av biomasse 57 GWh.

Nominell kapasitet og virkningsgrad:

Brensel tilførsel:	12 MW
Brutto kraft produksjon:	1,8 MW _e
Netto elektrisk produksjon:	1,6 MW _e
Varmeproduksjon:	12,1 MJ/s
Brutto elektriskvirkningsgrad:	15 %
Brutto totalvirkningsgrad:	116 %

Avgass kondensator 3,5 MW, Varme kapasitet 8,5 MW

Hvordan kontrolleres anlegget: Etter varmeetterspørsel

Varmebruk: For oppvarming

Kraftbruk:

Kjelen er koblet til fjernvarmenettet til byen Tranås. Mengde energi som selges till de 800 kundene er på 128 000 MWh/år. Ca. 80 % av kundemassene er private hushold mens resten er industri.

Anlegg beskrivelse:

Tranås Energi AB har et fjernvarmenett som strekker seg over 45 kilometer. Det nye CHP anlegget ble bygd i nærheten av et eksisterende anlegg for fjernvarme og som har kjeler som til samme produserer 78 MW.

Damp data: 15,2 bar, 345 °C 13,6 tonn/time

Gassrensing: Elektrostatisk filter, røykgass kondenser

Stab: På dagtid 3 personer, i helgene 1 person. Ingen personell på nattid

Total anleggsomkostning: 6 400 000 Euro (57 000 000 NOK)

Navn: **Rural Generation, Storbritannia**

Type: Gassifisering

Oppstart: 1997, rekonstruert i 2002

Status: Demonstrasjonsanlegg

Kraftgenerering: Gassmotor og gassturbin

Hovedbrensel: Treflis

Det benyttes årlig 300 tonn flis fra piletre som har et fuktighetsinnhold på 8 – 10 %. I tillegg blir det brukt 10 000 liter diesel.

Nominell kapasitet og virkningsgrad:

Brensel tilførsel (biomasse og avfall):	0,43 MW
Total brensel tilførsel (inkl. diesel)	0,5 MW
Brutto kraft produksjon:	0,12 MW _e
Netto elektrisk produksjon:	0,096 MW _e
Varmeproduksjon:	0,32 MJ/s
Brutto elektriskvirkningsgrad:	32 %
Brutto totalvirkningsgrad:	72 %

Gassifiseringsreaktoren produserer 180 m³/ time med et dieselforbruk på 18 % av total brensel.

Hvordan kontrolleres anlegget: Etter elkraft etterspørsel

Varmebruk: For oppvarming

Kraftbruk:

All den elektriske kraften blir levert til det nasjonale elektriske nettet. Varmen utnyttes lokalt til oppvarming av anleggets lokaler samt tørking av brensel. I tillegg dekker varmen 75 % av det

totale behovet til det lokale fjernvarmenettet. Varmen leveres i form av varmtvann med en temperatur på 70 °C, retur temperaturen er på 62 °C.

Anlegg beskrivelse:

Reaktoren er en trykksatt nedstrøms gassifiseringsreaktor som mates satsvis med piletreflis og leverer gassifiseringsgass rett til luftinntaket på en umodifisert dieselmotor. Motoren mates samtidig med diesel med en andel på 18 % relativt til gassifiseringsgassen. Motoren er direkte koblet til en generator. Varmen gjenvinnes fra motoravkjølingen samt røykgassen. Gassifiseringsgassen kan også brukes i en gasturbin. Hensikten er å demonstrere konseptet slik at ingen energi blir produsert når turbinen er i drift.

Gasskvalitet: 27 % CO, 3,4 % CH₄, 11 % H₂ og 12 % CO₂.

Gassrensing: Syklon og en skrubber

Stab: Anlegget kjøres på dagtid 10 timer/dag samt 2 timer for vedlikehold.

Total anleggsomkostning: 210 000 Euro (1 875 000 NOK)

Navn: **Biomasse kraftverk i Güssing, Østerrike**

Type: Gassifisering

Oppstart: 2001

Status: Demonstrasjonsanlegg

Kraftgenerering: Gassmotor

Hovedbrensel: Treflis

Anlegget drives med treflis fra skogbruk. Trestammene blir tørket på en naturlig måte ved å oppbevare de i skogen fra 1 – 2 år. Flisen har et fuktighetsinnhold på 25 – 40 % når den utnyttes på anlegget. Det brukes ca. 10 500 ton flis årlig hvor den gjennomsnittelig nedre brennverdien er på 16 500 MJ/ton ved et fuktighetsinnhold på 25 %.

Nominell kapasitet og virkningsgrad:

Brensel tilførsel:	8 MW
Brutto kraft produksjon:	2 MW _e
Netto elektrisk produksjon:	1,85 MW _e
Brutto elektriskvirkningsgrad:	25 %
Brutto totalvirkningsgrad:	79 %

Hvordan kontrolleres anlegget: Anlegget kjøres avhengig av produsert gassmengde

Varmebruk: For oppvarming

Kraftbruk:

Varmen leveres til et lokalt fjernvarmenett som strekker seg på en lengde på over 20 km. Varmen utnyttes hovedsakelig til oppvarming av private hus (300), offentlige lokaler, skoler og sykehus. I tillegg har etterspørselen på varmen fra industrien økt i de siste årene. Vanntemperaturen på nettet er på 120 °C mens returtemperaturen er på 60 °C.

Anlegg beskrivelse:

I demonstrasjonsanlegget i Güssing produserer man en brennbar gass som deretter blir brukt i en gassmotor. Teknologien er basert på en fluidisert seng med damp gassifisering hvor den produserte gassen inneholder små nitrogenmengder, noe som gjør at brennverdien er høyere sammenlignet med andre lignende prosesser (12 MJ/Nm^3). Gassen kjøles ned ved hjelp av en vannkjølt varmeveksler fra en typisk temperatur på $850 - 900 \text{ }^\circ\text{C}$ til ca. $160 - 180 \text{ }^\circ\text{C}$. Produsergassen blir først rensset gjennom et posefilter hvor karbonpartikler og tjærekomponenter føres tilbake til forbrenningsreaktoren. Deretter blir gassen rensset videre i en skrubber frem for forbrenningen i gassmotoren. Skrubberen reduserer videre gasstemperaturen til $40 \text{ }^\circ\text{C}$ noe som er nødvendig for at gassen skal kunne brukes i motoren. Når gassmotoren er ute av drift blir gassen forbrent i en gasskjel slik at kun varmen blir produsert. Fram til slutten av mars 2004 hadde man oppnådd en operasjonstid på 9700 timer på gassifiseringsanlegget og 7100 time på gassmotoren. Fordelen med teknologien som benyttes er en gass med høyere andel H_2 og lavere andel N_2 . Det er etablert flere testaktiviteter ved anlegget som benytter en del av producgassen til produksjon av syntetisk naturgass, Fischer-Tropsch diesel og elkraft gjennom en SOFC.

Gassifiseringsreaktor:

Gassifiseringsreaktoren er delt i 2 fluidiserte senger hvor seng materialet veksles mellom reaktorene. Sand og ureagerte karbon partikler fra gassifiseringsreaktor rives med gasstrømmen og blir fanget opp av en syklon og deretter ført til forbrenningsreaktoren. De uforbrente komponentene forbrennes og bidrar til en temperatur økning i sanda som føres tilbake til gassifiseringsreaktoren. De endoterme gassifiseringsreaksjonene drives frem ved å tilføre varmen gjennom det resirkulerte seng materialet. Ettersom de to reaktorene opererer med separate gasstrømmer, bidra dette til en gassifiseringsgass som er fri fra nitrogenet som vanligvis kommer fra forbrenningsluften.

Gasskvalitet:

H_2 35 – 45 %, CO 20 – 30 %, CO_2 15 – 25 %, CH_4 8 – 12 % og N_2 3 – 5 %. Sammensetning er oppgitt på tørrbasis. Brennverdien på gassen er på 12 MJ/Nm^3 .

Gassrensing:

Forbrenningsproduktene fra både forbrenningsreaktoren og gassmotoren slippes ut gjennom en fellesrøykkanal. Etter gassmotoren brukes en katalysator for å redusere CO utslippene samt en partikkel utfeller. Utslippene ligger under grensen som er satt av de østerrikske myndighetene. Det finnes ingen uslipp i form av væske fra prosessen ettersom kondensatet fra skrubberen føres tilbake til forbrenningsreaktoren.

Total anleggsomkostning: 10 000 000 Euro (89 300 000 NOK)

Operasjonskostnadene på årsbasis ligger i område 10 – 15 % av investeringskostnadene Det er forventet at ved bygging av det andre anlegget vil investeringskostnadene kunne reduseres med 25 % på grunn av læringserfaring fra demonstrasjonsanlegget.

Navn: **Bio Energiecentrale Schijndel VOF, Nederland**

Type: Ristforbrenningskjel

Oppstart: 1997

Status: Kommersiell

Kraftgenerering: Dampturbin

Etter 6,5 år og 46000 timer under drift benytter anlegget fortsatt den samme risten og samme kondensator.

Hovedbrensel: treflis

Hovedbrensel består av spon og treflis fra eget treforedlingsanlegg.

Nominell kapasitet og virkningsgrad:

Brensel tilførsel:	6 MW
Brutto kraft produksjon:	1,25 MW _e
Netto elektrisk produksjon:	1,05 MW _e
Varmeproduksjon:	0,9 MJ/s
Brutto elektriskvirkningsgrad:	18 %
Brutto totalvirkningsgrad:	90 %
Kraft/varme rate:	0,5

Tilgjengelighet på anlegget ligger i området 8000 timer (91 %)

Hvordan kontrolleres anlegget:

Ved å opprettholde en konstant oksygen konsentrasjon etter forbrenningskammeret på 9 %.

Varmebruk: Til oppvarming

Kraftbruk:

Varmen brukes til tørking og oppvarming av lokaler. Forbrenningsluften forvarmes av lavtrykk damp. Produsert varme dekker 100 % det varmebehovet i det lokale fjernvarmenettet. Varmtvannstemperaturen ligger på 100 °C mens returtemperatur er på 90 °C.

Anlegg beskrivelse:

Anlegget har en bevegelig forbrenningsrist som er vannkjølt. Både den bevegelige risten og veggene på forbrenningskammeret blir nedkjølt til en temperatur på 100 °C for å unngå termisk utvidelse av rist.

Damp data: 28 bar, 420 °C, 7,5 tonn/time

Gassrensing: Elektrostatisk filter

Stab: ingen

Total anleggsomkostning: 3 000 000 Euro (26 800 000 NOK)

Navn: **Biomassa-centrale Lelystad, Nederland**

Type: Ristforbrenningskjel

Oppstart: 1999, rekonstruert 2000

Status: Kommersiell

Kraftgenerering: Dampturbin

Hovedbrensel: 15 000 – 25 000 tonn rent trevirke avfall per med et fuktighetsinnhold på 45 %.

Nominell kapasitet og virkningsgrad:

Brensel tilførsel:	8 MW
Brutto kraft produksjon:	1,7 MW _e
Netto elektrisk produksjon:	1,5 MW _e
Varmeproduksjon:	6,5 MJ/s
Brutto elektriskvirkningsgrad:	20 %
Brutto totalvirkningsgrad:	85 %
Kraft/varme rate:	0,25

Hvordan kontrolleres anlegget:

Anlegget kontrolleres etter varmebehovet på vinterstid og elkraftbehovet på sommerstid.

Varmebruk: Til oppvarmingKraftbruk:

Kraften forsynes til 3000 husstander. Produsert varme dekker 100 % av behovet i det fjernvarmenettet. Vanntemperaturen på nettet er 95 °C mens returtemperaturen ligger på 55 °C.

Anlegg beskrivelse:

Anlegget består av en ristfyrt skjel og en dampturbin.

Damp data: 32 bar, 400 °C, 8,5 tonn/timeGassrensing: Gassrensingen består av 2 flersyklon enheter og en elektrostatisk filterStab: 1,5Total anleggsomkostning: 12 000 000 Euro (107 000 000 NOK)Navn: **Biomasse-Heizkraftwerk Mann Naturenergie GmbH & Co. KG, Tyskland**Type: RistforbrenningskjelOppstart: 1995Status: KommersiellKraftgenerering: DampmotorHovedbrensel: treflis

Brensel består av 11 000 tonn/år av ubehandlet trevirke, bark og 7200 tonn/år skogsvirke.

Nominell kapasitet og virkningsgrad:

Brensel tilførsel:	5 MW
Brutto kraft produksjon:	0,65 MW _e
Netto elektrisk produksjon:	0,65 MW _e
Varmeproduksjon:	3,6 MJ/s
Brutto totalvirkningsgrad:	80 %

Hvordan kontrolleres anlegget: Kjøres avhengig av tilgjengelighet på brensel.

Varmebruk: For oppvarming

Kraftbruk:

Varmen forsyner både industrielle og private enheter. Varmen leveres til firmabygg, et drivhus, en lastebil vaskingsfirma, flere private kommersielle hus, et tørkingsanlegg samt en båndtørke for produksjonen av trepellet. Totalt leveres 29500 MWh årlig.

Gassrensing: Syklon og en elektrostatisk filter. NO_x reduksjon ved resirkulering av røykgass samt stegvis luft tilførsel.

Stab: 1 personal på fulltid.

Navn: **STIA-ORC-Admont, Østerrike**

Type: Ristforbrenningskjel

Oppstart: 1999

Status: Demonstrasjonsanlegg

Kraftgenerering: ORC

ORC prosessen er koblet til den biomasse fyrte brennkammeret gjennom en termiskolje krets og en termisk olje skjel. ORC enheten opererer med en helt lukket krets hvor arbeidsmedium er silikonolje. Silikonoljen blir fordampet ved varmeveksling med den termiske oljen og deretter utvidet gjennom en to-steps aksial turbin. Silikonoljen går gjennom en regenerator for varmegjenvinning før den føres inn kondensatoren. Kondenseringen skjer ved en høy temperatur slik at varmen blir utnyttet. Silikonoljen pumpes deretter til en høyere trykk før den føres tilbake til den varmedelen av varmeveksleren.

Hovedbrensel: treflis

Totalt forbrukes 40 704 m³/år brensel som består hovedsakelig av trespon, sagflis, treflis og briketter.

Nominell kapasitet og virkningsgrad:

Brensel tilførsel:	4,4 MW
Brutto kraft produksjon:	0,43 MW _e
Netto elektrisk produksjon:	0,4 MW _e
Varmeproduksjon:	1,97 MJ/s
Brutto elektriskvirkningsgrad:	19,1 %
Brutto totalvirkningsgrad:	97,8 %

Hvordan kontrolleres anlegget: Anlegget kontrolleres etter varmeetterspørsel.

Varmebruk: For oppvarming og generering av prosessdamp

Kraftbruk:

Anlegget forsyner STIA-Holzindustrie GmbH prosessdamp, elektrisitet og varme. I tillegg forsynes et nærliggende kloster med varme. Elkraften dekker 45 % av behovet til STIA-Holzindustrie GmbH. Vanntemperaturen på fjernvarmenettet er på 90 °C og returtemperaturen på 55 °C.

Anlegg beskrivelse:

Anlegget består av 2 forbrenningsenheter, en for den termiske oljekjelen på 3,2 MW og en for varmtvann kjelen på 4 MW.

Gassrensing:

Et SNCR system er installert for NO_x reduksjon. For utskilling av partikler er det installert et innovativt partikkelrotasjonssystem som har bedre separasjonsegenskaper enn vanlig syklon.

Total anleggsomkostning: 3 200 000 Euro (28 580 000 NOK)

Navn: **VKW Kaufmann, Østerrike**

Type: Ristforbrenningskjel

Oppstart: 1995, rekonstruert i år 2000

Status: Kommersiell

Kraftgenerering: Dampturbin

Hovedbrensel: treflis

Det totale forbruket er på 100 000 m³ per år. (70 % spon, 20 % sagflis og 10 % fiber)

Nominell kapasitet og virkningsgrad:

Brensel tilførsel:	9,8 MW
Brutto kraft produksjon:	1,265 MW _e
Netto elektrisk produksjon:	1,14 MW _e
Brutto elektriskvirkningsgrad:	12,91 %
Brutto totalvirkningsgrad:	82,3 %

Hvordan kontrolleres anlegget:

Anlegget kontrolleres etter tilgjengelig biomasse

Varmebruk: For oppvarming og generering av prosessdamp

Kraftbruk:

Varmen leveres til intern bruk og en kommunal senter i nærheten. Det meste av energien brukes til tørking av brensel. Temperaturen på fjernvarmenettet er på 90 °C mens retur temperaturen er på 70 °C.

Anlegg beskrivelse:

Anlegget består av en kjel som inkluderer en forvarmer og en overheter, en fem steg baktrykksturbin, en syklon, et elektrofilter og en varmeveksler.

Damp data: 30 bar, 445 °C, 10 tonn/time

Total anleggsomkostning: 4 500 000 Euro (40 185 000 NOK)

10 DISKUSJON OG ANBEFALINGER

For anlegg i mikroskala størrelse, beregnet for bygninger og små bedrifter er det gassmotor, Stirlingmotor, mikroturbin, brenselcelle og en ORC syklus som er aktuelle. Stirlingmotor kan utnytte biobrensel direkte til produksjon av både elkraft og varme. Det finnes derimot kun pilotanlegg for denne type teknologi og en må regne med at det vil ta tid å nå fram i markedet med et konkurransedyktig produkt. En eksternfyrt mikroturbin kan også ta i bruk biomassen direkte. Tidligere forsøk har vist at eksisterende mikroturbiner enkelt kan modifiseres til dette formålet. Fordelen vil være en ren gasstrøm som ekspanderes gjennom turbinen mens utfordringen ligger i varmeveksleren som må operere under høytrykk og samtidig være motstandsdyktig mot korrosive gasskomponenter som følger av forbrenningen. Slike systemer er fortsatt på et forskningsstadium men virker meget lovende dersom man klarer å overkomme de tekniske utfordringene. Tre andre løsninger eksisterer dersom man kombinerer en gassifiseringsprosess med en brenselcelle, mikroturbin eller en gassmotor. Av disse tre, er det løsningen med gassmotor som er kommet lengst i utviklingen. Over 8000 CHP installasjoner som baserer seg på gassmotor eksisterer i dag i EU land hvor 1 % av disse er basert på biobrensel [26]. Erfaringen fra slike anlegg med hensyn til drift har vært positive. Koblingen av en gassifiseringsprosess med en gasturbin ligger noe etter løsningen med gassmotor, mens for brenselceller er utfordringene større. En løsning basert på en SOFC vil være den mest aktuelle men det finnes lite forskningsresultater på dette området. En teknisk utfordring med en SOFC er høytemperatur kravet på gassifiseringsgassen som skal drive cellen. Dette gjør at gassen i praksis bør renses ved en temperatur på 800 °C dersom man skal opprettholde en god systemvirkningsgrad. En ORC syklus i et CHP anlegg basert på biomasse er en relativt ny tankegang men det eksisterer allerede i dag noen anlegg i Europa som benytter seg av det. ORC kan kombineres med andre teknologier for å øke den elektriske virkningsgraden på anlegget ettersom teknologien er i stand til å utnytte lavtemperaturvarme.

For mikroskala CHP anlegg er det viktig å ta hensyn til de egenskapene til teknologien man velger. For eksempel produsert kraft/varme rate for et spesifikt anlegg bør ses i sammenheng med forbruket. Temperaturnivået på levert vann er også viktig men ikke kritisk ettersom forskjellige enheter i et bygg ikke har samme temperaturbehov (40 °C for gulv oppvarming og 80 °C for romoppvarming). En minimumstemperatur på 100 °C bør et eventuelt anlegg kunne levere. En typisk utfordring i mikroskala CHP systemer er et variert periodisk energibehov, noe som gjør at anlegget bør kunne ha en responstid og en god virkningsgrad under dellast drift. Følgende egenskaper for et fleksibelt CHP anlegg er identifisert av [1].

- Elektrisk virkningsgrad
- Levetiden på den valgte teknologien
- Plassbehov (viktig for CHP i bygninger)
- Utslipp av forurensende komponenter
- Fleksibilitet (viktigst er responstiden)
- Brensel tilgjengelighet
- Støynivå
- Kostnad

I Tabell 7 er fordeler og ulemper til de forskjellige CHP teknologiene oppsummert mens i Tabell 8 er det forsøkt samlet de tekniske spesifikasjonene.

Tabell 7: Fordeler og ulemper til de forskjellige CHP teknologiene

Dampmotor	
Fordeler	Ulemper
Godt egnet for anlegg med lav effekt Mettet damp kan taes i bruk Meget god ytelse ved dellast	Maksimal effekt er begrenset til ca. 1,2 MW _e Høye vedlikeholdskostnader På grunn av begrensning til å ta i bruk et lavt damptrykk blir den elektriske virkningsgraden lav
Mulighet for tapping av damp ved forskjellige trykk punkter Olje fritt konstruksjon, noe som gjør at man unngår forurensning av prosessdampen	Høy vibrasjon og støynivå
ORC	
Fordeler	Ulemper
Robust teknologi Meget enkelt å kontrollere og automatisere prosessen Trenger mindre vedlikehold God virkningsgrad ved dellast Man kan ta i bruk lav temperaturvarme	Høye investeringskostnader Lite erfaring med bruk av biobrensel Arbeidsmedium kan ta fyr og er samtidig giftig Lavt trykk gir lav elektrisk virkningsgrad
Stirlingmotor	
Fordeler	Ulemper
Ekstern energi kilde driver motoren Kvaliteten på brenseltypen er ikke viktig På grunn av færre bevegelige deler i motoren, er vedlikeholdskostnadene lave På grunn av ekstern forbrenningskammer, har man muligheten for å kontrollere utslippene bedre Lav støynivå	Lav elektrisk virkningsgrad ved bruk av biomasse Problemer knyttet til tetting av aksel, stempelringer og hengsellager Høye investeringskostnader Høytemperaturdelen av varmeveksleren er utsatt for korrosjon Lang oppvarmingstid noe som gjør den uegnet som en reserveløsning på strømproduksjon.
Dampturbin	
Fordeler	Ulemper
Moden teknologi Tilgjengelighet over et bredt effektområde Høy virkningsgrad for store anlegg Forbrenning og kraftproduksjon er separerte prosesser, noe som tillater bruk av brensel som inneholder aske (biobrensel)	Lavere virkningsgrad for enheter mindre enn 1 MW _e Lavere virkningsgrad ved dellast Høye investeringskostnader for små enheter Begrenset temperatur på overheter ved bruk av biomasse på grunn av korrosjon

Tabell 7: Fordeler og ulemper til de forskjellige CHP teknologiene (fortsatt)

Brenselcelle		
Fordeler		Ulemper
Høy elektriskvirkningsgrad		Mangel på kommersiell teknologi
Lave utslipp av skadelige stoffer		Liten erfaring med bruk av biobasert syngass
Høy virkningsgrad ved dellast		Høy investeringskostnad
rask tilpasning til varierende last		Dårlig pålitelighet og holdbarhet
Høy kvalitet på produsert elkraft		
Ingen bevegelige deler (lite støy)		
Gassmotor		
Fordeler		Ulemper
Høy el. virkningsgrad		Høye vedlikeholdskostnader
Høy el. virkningsgrad under dellast drift		Høyt støynivå
Kan unytte ulike type gasser		Streng krav til gasskvalitet
Relativt lav investeringskostnad per installert kW _e		Må kjøles selv når varmen ikke kan utnyttes
lang levetid		
Rask oppstartstid		
lett å vedlikeholde		
Moden teknologi		
Mikroturbin		
Fordeler		Ulemper
Forenklet system sammenlignet med en vanlig gassturbin		Dyre materialer gjør systemet mer kostbart enn gassmotor
stillestående		Lav el. virkningsgrad
Lav vekt og høy rotasjonshastighet gir lav vibrasjon		Lavere virkningsgrad under operasjon på dellast
varme/elkraft er høyt noe som gjør systemet attraktivt i land som Norge		
Lav komponent størrelse gjør at plassbehovet er lite		
Mindre utslipp sammenlignet med forbrenningsmotor		
Rask responstid		
Lave vedlikeholdskostnader		

Tabell 8: Tekniske spesifikasjoner på CHP teknologier

	Stirlingmotor	Gassmotor
Referanse	[1]	[1]
Elektrisk kraft [kW]	2-50	10-200
Elektrisk virkningsgrad ved fullast [%]	15-35	25-45
Elektrisk virkningsgrad ved halvlast [%]	15-35	23-40
Total virkningsgrad [%]	75-85	75-85
Kraft/varme	0,3-0,7	0,5-1,1
Utgående temperatur [°C]	60-80	85-100
Brensel	Naturgass, biogass, diesel, olje, fastbrensel	Naturgass, biogass, diesel, olje
vedlikeholds syklus [timer]	5000 1300-2000 3150-5550 [10]	5000-20000 800-1500
Investeringskostnadene [\$ /kW _e]	17700-19000 CHP anlegg basert på biomasse [27]	7500-11800 inkl. gassifisering av biomasse [27]
Vedlikeholdskostnadene [cent/kW _e]	1,5-2,5	1,2-2
	Dampmotor	ORC
Referanse	[10]	[10]
Elektrisk kraft [kW]	500-10000	2-10000
Elektrisk virkningsgrad ved fullast [%]	20-30	10-30
Elektrisk virkningsgrad ved halvlast [%]	12-28 [9]	
Total virkningsgrad [%]	89-93	
Kraft/varme	0,1-0,5 [9]	
Utgående temperatur [°C]		
Brensel		
vedlikeholds syklus [timer]	1500-2600	
Investeringskostnadene [\$ /kW _e]	7700-12500 CHP anlegg basert på biomasse [27]	9300-11600 CHP anlegg basert på biomasse [27]
Vedlikeholdskostnadene [cent/kW _e]		

Tabell 8: Tekniske spesifikasjoner på CHP teknologier (fortsett)

	PAFC	PEM
Referanse	[13]	[1]
Elektrisk kraft [kW]	100-200	2-200
Elektrisk virkningsgrad ved fullast [%]	36-42	30-40
Elektrisk virkningsgrad ved halvlast [%]		30-40
Total virkningsgrad [%]		75-85
Kraft/varme		0,9-1,1
Utgående temperatur [°C]		60-80
Brensel	Naturgass, deponigass, propan	Hydrogen, andre gasser med hydrogen innhold, metanol
vedlikeholds syklus [timer]	40000 (levetid)	ingen erfaring
Investeringskostnadene [\$ /kW _e]	4000	2500-3500
Vedlikeholdskostnadene [cent/kW _e]		5000 [13]
		1,0-3,0
	MCFC	SOFC
Referanse	[13]	[13]
Elektrisk kraft [kW]	1-10000	0,02-10000
Elektrisk virkningsgrad ved fullast [%]	45-60	45-55
Elektrisk virkningsgrad ved halvlast [%]		
Total virkningsgrad [%]		
Kraft/varme		
Utgående temperatur [°C]		
Brensel	Naturgass, hydrogen, deponigass, olje	Naturgass, hydrogen, andre gasser med hydrogen
vedlikeholds syklus [timer]		
Investeringskostnadene [\$ /kW _e]		1000-1200
Vedlikeholdskostnadene [cent/kW _e]		9300-12700 inkl. gassifisering av biomasse [27]

80

Tabell 8: Tekniske spesifikasjoner på CHP teknologier (fortsett)

	Mikroturbin	Turbin basert på forbrenning av fastbrensel
Referanse	[1]	[10]
Elektrisk kraft [kW]	25-250	2000-10000
Elektrisk virkningsgrad ved fullast [%]	25-30	31-38
Elektrisk virkningsgrad ved halvlast [%]	20-25	
Total virkningsgrad [%]	75-85	86-106
Kraft/varme	0,5-0,6	
Utgående temperatur [°C]	85-100	
Brensel	Naturgass, biogass, diesel, bensin, alkoholer	
vedlikeholds syklus [timer]	20000-30000	
Investeringskostnadene [\$/kW _e]	900-1500	3500-4000
Vedlikeholdskostnadene [cent/kW _e]	0,5-1,5	

For systemer i småskala størrelse (1 – 10 MW) er en dampsyklus eller en brenselcelle de mest aktuelle løsningene for biobrensel baserte anlegg. En dampsyklus basert på biomasse er en god etablert teknologi med mange eksisterende anlegg både i de skandinaviske landene og i resten av Europa. Lønnsomheten til slike anlegg avhenger av tilgangen på biomassen, damp data og størrelsen på anlegget. Videre utvikling av dampturbin vil kunne bidra til en bedre elektrisk virkningsgrad for de fremtidige anlegg. En ytterligere forbedring av den elektriske virkningsgraden er mulig om man integrerer en lukket ORC syklus sammen med en eventuell dampsyklus. Dette vil også bidra med å oppnå fleksibilitet med hensyn til levert kraft – varme rate. Sammenlignet med anlegg i mikroskala størrelse, vil en dampsyklus være mer økonomisk per levert kW_e nettopp på grunn av størrelsen. Som tidligere nevnt, er systemer basert på brenselcelleteknologi i et utviklingsstadium hvor suksessen av disse er knyttet til de utfordringene som er nevnt tidligere.

For situasjonen i Norge vil det være viktig å satse på fleksible systemer i småskala og mikroskala størrelse. Det finnes ikke en fasitløsning for valg av teknologi ettersom de teknologiske løsningene ikke er ferdig utviklet ennå. Satsningen bør sees i sammenheng med hensyn til prosessen i sin helhet slik at man kommer frem til en løsning som er både økonomisk og har i tillegg de miljøvennlige fordelene. Optimalisering av forbrenningsprosessen for å oppnå mindre utslipp, spesielt med hensyn til korrosive komponenter vil kunne gjøre løsninger basert på en dampsyklus eller en Stirlingmotor mer attraktive. Det bør ellers satses på utvikling av småskala gassifiseringsanlegg for produksjon av en brennbargass som er egnet til bruk sammen med gassturbiner, gassmotorer eller brenselceller. Oppgradering av gassifiseringsgassen og høytemperatur gassrensing bør også stå i fokus ettersom dette vil gjøre gassen mer anvendbar i brenselceller.

11 REFERANSER

- [1] Alanne K., Saari A. *"Sustainable small-scale CHP technologies for buildings: the basis for multi-perspective decision-making"* Renewable & Sustainable Energy Reviews 8 (2004) 401-431.
- [2] *"Biomass combined heat and power catalog of technologies"* U. S. Environmental Protection Agency, http://www.epa.gov/chp/documents/biomass_chp_catalog.pdf (2007).
- [3] Nussbaumer T. *"Combustion and Co-combustion of Biomass: Fundamentals, Technologies, and Primary Measures for Emission Reduction"* Energy & Fuels 17 (2003) 1510-1521.
- [4] Hansen L. A., Nielsen H. P., Frandsen F. J., Dam-Johansen K., Hørlyck S., Karlsson A. *"Influence of deposit formation on corrosion at a straw-fired boiler"* Fuel Process Technol 64 (2000) 189-209.
- [5] Otsuka N. *"Effects of fuel impurities on the fireside corrosion of boiler tubes in advanced power generating systems – a thermodynamic calculation of deposit chemistry"* Corrosion Sci 44 (2002) 265-283.
- [6] Iniesta E., Sánchez F., García A. N., Marcilla A. *"Yields and CO₂ reactivity of chars from almond shells obtained by a two heating step carbonisation process. Effect of different chemical pre-treatments and ash content"* Journal of Analytical and Applied Pyrolysis 58-59 (2001) 983-994.
- [7] Alonso M. J. G., Borrego A. G., Alvarez D., Parra J. B., Menendez R. *"Influence of pyrolysis temperature on char optical texture and reactivity"* Journal of Analytical and Applied Pyrolysis 58-59 (2001) 887-909.
- [8] Iniesta E., Sánchez F., García A. N., Marcilla A. *"Influence of the holding temperature of the first heating step in a two-heating step carbonisation process on the properties of chars and activated carbons from almond shells"* Journal of Analytical and Applied Pyrolysis 58-59 (2001) 967-981.
- [9] *"The European Educational Tool on Cogeneration"* <http://www.cogen.org/projects/educogen.htm> (2001).
- [10] Salomo Popa M. *"Small-scale combined heat and power plants using biofuels"* Department of Energy and Technology, KTH (2002).
- [11] Jørgensen P. F., Bernhard P., KanEnergi AS *"Elproduksjon basert på biobrensler"* Norges vassdrags- og energidirektorat (2004).
- [12] Nishiyama A., Shimojima H., Ishikawa A., Itaya Y., Kambara S., Moritomi H., Mori S. *"Fuel and emissions properties of Stirling engine operated with wood powder"* Fuel 86 (2007) 2333-2342.
- [13] United Technologies Research Center *"Micro-CHP Systems for Residential Applications Final Report"* U. S. Department of Energy, National Energy Technology Laboratory (2006).

- [14] Ahrenfeldt J., Jensen T. K., Hensriksen U., Schramm J. *"Investigation of continuous gas engine CHP operation on biomass producer gas"* SAE technical paper 2005-01-3778 (2005).
- [15] Herdin G., Gruber F., Klausner J., Robitschko R., Chvatal D. *"Hydrogen and hydrogen mixtures as fuel in stationary engines"* SAE technical paper 2007-01-0012 (2007).
- [16] Kirjavainen M., Sipilä K., Savola T., Salomon M., (Royal Institute of Technology; Sweden), Alakangas E. *"Small-scale biomass CHP technologies; Situation in Finland, Denmark and Sweden"* OPET Report 12 (2004).
- [17] Cocco D., Deiana P., Cau G. *"Performance evaluation of small size externally fired gas turbine (EFGT) power plants integrated with direct biomass dryers"* Energy 31 (2006) 1459-1471.
- [18] Pritchard D. *"Biomass Combustion Gas Turbine CHP"* Talbott's Heating Ltd., ETSU B/U1/00679/00/REP (2002).
- [19] Pritchard D. *"Biomass Fuelled Indirect Fired Micro Turbine"* Talbott's Heating Ltd., ETSU B/T1/00790/00/00/REP (2005).
- [20] COGENTECH Inc. *"The World's Most Economical & Clean Biomass-to-Energy Conversion Technology"* www.cogentech-inc.com/sitebuildercontent/sitebuilderfiles/BioTenSummaryPackageNov04.pdf (2004).
- [21] Rabou L. P. L. M., Grift J. M., Conradie R. E., Fransen S. *"Micro Gas Turbine Operation with Biomass Producer Gas and Mixtures of Biomass Producer Gas and Natural Gas"* Energy & Fuels 22 (2008) 1944-1948.
- [22] *"Development of a micro-turbine plant to run on gassifieringsreaktor producer gas"* Biomass Engineering Ltd., B/U1/00762/REP (2004).
- [23] Rosfjord T., Tredway W., Chen A., Mulugeta J., Bhatia T. *"Advanced microturbine systems"* U. S. Department of Energy, Office of Distributed Energy (2007).
- [24] *Bioenergirapporten, Fylkesmannen i Hedmark* (2003).
- [25] <http://naring.enova.no/sitepageview.aspx?articleID=332> (2008).
- [26] *"Micro and small-scale CHP from biomass (<300 kWe)"* OPET RES-e-NNE5/37/2002 (2002).
- [27] Fischer J. *"Technologies for small scale biomass CHP-Plants - an actual survey"* Presentert 20 Mai 2003 i Risøe (www.biomasse-info.net) (2003).

SINTEF Energiforskning AS
Adresse: 7465 Trondheim
Telefon: 73 59 72 00

SINTEF Energy Research
Address: NO 7465 Trondheim
Phone: + 47 73 59 72 00