

Gengas

- **En energiteknisk studie**

Carl-Gustav Lindeman

Examensarbete för Ingenjör (YH)-examen

Utbildningsprogrammet för Sjöfart

Inriktningalternativet för ingenjörutbildning inom sjöfart

Åbo 2011



EXAMENSARBETE

Författare: Carl-Gustav Lindeman

Utbildningsprogram och ort: Sjöfart, Åbo

Inriktning/alternativ/Fördjupning: Ingenjör YH

Handledare: Timo Virtanen

Titel: Gengas – en energiteknisk studie

Datum: 17.5.2011

Sidantal 33

Bilagor 1

Sammanfattning

Examensarbetet gjordes som ett beställningsarbete åt Rederi AB Lillgaard. Syftet med arbetet var att göra en beräkning på att kunna ersätta en traditionell diesel-drift hos en hjälpmotor ombord på m/s Fjärdvägen med hjälp av trägas.

Träprodukternas egenskaper som bränsle utreddes och funktionsprincipen för gengasproduktion beskrevs enligt grunderna. Efter resonemang kunde konstateras att trä pellets är det bränsle som lämpar sig bäst för ändamålet, och detta antas kunna användas. Energimängden som måste tillföras per tidsenhet bestämdes, varefter beräkningar gjordes med avseende på verkningsgrad och förbränningsegenskaper. Åtgärderna som måste beaktas i form av övergång till dieselgasdrift togs upp och beskrevs. Vidare kunde ett resultat i form av ändrad bränsleförbrukning presenteras, såväl som de teoretiska möjligheterna till att utnyttja gengasdrift ombord på fartyget. Bränsleförbrukningen per resa för de olika driftteknikerna kunde också redogöras.

Metoderna som användes för att komma fram till gasvolym och – egenskaper var helt och hållet teoretiska. Tidigare forskning inom ämnet sammanställdes samtidigt som tabellvärden och beräkningar inom energitekniken tillämpades. Slutsatserna i arbetet betraktas som rimliga i förhållande till att undersökningen är teoretisk. Möjlighet till vidare forskning inom ämnet anses finnas.

Språk: Svenska

Nyckelord: gengas, träbränslen, bränsleförbrukning

Förvaras: Examensarbetet finns tillgängligt antingen i webbiblioteket Theseus.fi eller i Novias bibliotek.

BACHELOR'S THESIS

Author: Carl-Gustav Lindeman

Degree Programme: Degree Programme in Maritime studies, Turku

Specialization: Bachelor of engineering

Supervisors: Timo Virtanen

Title: Wood gas – a study in energy technology

Date: 17.5. 2011

Number of pages 33

Appendices 1

Summary

The Bachelors thesis was conducted as a commissioned work for Rederi AB Lillgaard. The purpose of the work was to perform a calculation of the possibilities of replacing traditional diesel fuel-operation on one of the auxiliary engines with wood gas fuel.

The physical properties of wood fuel were investigated and the basic function principle for wood gas generation was described. After reasoning it was determined that wood pellets are the most suitable fuel for this purpose, and is presumed to be used. The amount of energy that needs to be provided per time unit was determined, whereupon calculations were made concerning the efficiency as well as the combustion properties of the fuel. The proceeding that has to be considered in transition to diesel-wood gas operation was mentioned and described. A result in changed fuel consumption was able to be presented, as well as the theoretical possibilities of using wood gas on board. The fuel consumption per voyage regarding the different types of operation was also presented.

The methods that were used in the investigation of the quantities of gas and its properties were completely theoretical. Previous research in the subject was compiled together with tables and calculations in energy technology. The conclusions of the study are considered to be reasonable, regarding that the study is completely theoretical. The potentialities for further research in the subject are considered to be good.

Language: Swedish

Key words: wood gas, wood fuel, fuel consumption

Filed at: The examination work is available either at the electronic library Theus.fi or in the Novia library.

Innehåll

1. Inledning.....	1
1.1 Målsättning.....	1
1.2 Problemformulering.....	1
1.3 Arbetets avgränsningar.....	2
2. Allmänt om träprodukter som bränsle.....	2
2.1 Indelning av träbränslen.....	4
2.1.1 Trädbränsle.....	5
2.1.2 Bränsleflis.....	5
2.1.3 Pellets och briketter.....	5
2.1.4 Bränslepulver.....	6
3 Generatorgas.....	7
3.1 Bakgrund.....	7
3.2 Principen för generatorgas.....	7
3.3 Gengasdrift med dieselmotor.....	10
3.3.1 Pilotbränsle.....	10
3.3.2 Varvtalsreglering.....	11
3.3.3 Kompressionsförhållande och insprutningsvinkel.....	11
3.3.4 Förorening av motorn.....	13
4 Bestämmande av energibehov.....	14
4.1 Gengasens sammansättning.....	17
4.2 Behov av sekundärluft.....	19
4.3 Energiförluster i form av värmestrålning och kylning.....	22
5 Bränsleförbrukning.....	26
5.1 Jämförelse med faktisk bränsleförbrukning.....	27
5.1.2 Huvudmaskineriets bränsleförbrukning.....	28
5.1.3 Summering av bränsleförbrukning med olika driftmedel.....	29
5.1.4 Möjligheter för bunkring och magasinering av bränsle.....	30
6 Bedömning av resultat och källor.....	30
7 Fortsatt forskning och utveckling inom ämnet.....	32
8 Källförteckning.....	33
General Arrangement.....	Bilaga 1

1. Inledning

Intresset för gengas och speciellt användningen av olika trädbränslen väcktes under studietiden efter diskussioner med studiekollega och utbildningsansvarig. Tanken att kunna ersätta fossila bränslen med trädprodukter är synnerligen intressant ur energiteknisk synpunkt. Jag har inte någon större personlig erfarenhet inom området generatorgas och användningen av trädbränslen för energiproduktion. Före- och under mina studier vid Yrkeshögskolan Novia har jag jobbat som maskinmästare på i huvudsak ro-ro fartyg, där energiproduktionen helt och hållet sker med tjockolja och marindieselolja. Under studierna har jag lärt mig att sammanställa information och utföra olika typer av beräkningar inom områden som t.ex. energiteknik. Att kunna kombinera tidigare teknisk kunskap med nyare kunskap från ingenjörstudierna, och sammanställa det genom en utredning inom området generatorgas och trädbränslen är därför en intressant tanke.

1.1 Målsättning

Examensarbetet är ett beställningsarbete för Rederi AB Lillgaard. Arbetet görs med avseende på fartyget m/s Fjärdvägen. All strömproduktion ombord sker med hjälpmotorerna, då fartyget inte är utrustat med axelgeneratorer. Detta leder till att en av hjälpmotorerna i princip kontinuerligt kommer att vara igång för strömproduktion. Under hamnuppehåll räcker effekten från en av hjälpmotorerna till, medan två stycken måste vara inkopplade under hamnmanöver med bogpropellrar. Effekttuttaget på hjälpmotorn varierar av naturliga skäl under både hamnuppehåll och drift till sjöss. Efter studiebesök ombord kunde ändå konstateras att det maximala effekttuttaget på en generator låg på ca 300 kW. Tanken med arbetet är att i teorin göra beräkningar för ett gengasaggregat för att förse en av hjälpmotorerna med tillräcklig mängd gas för att kunna ta ut 300 kW effekt ur generatorm.

1.2 Problemformulering

Saker som skall utredas i det här arbetet är de energitekniska aspekterna kring användningen av trägas som bränsle för att driva en dieselmotor för elproduktion. An-

vändningen av träbränsle skiljer sig en hel del från användningen av fossila bränslen som olja. Arbetet skall undersöka de fysikaliska egenskaperna hos träbränsle och göra en jämförelse mellan dessa med inriktning på bl.a. energiinnehåll. Vidare skall en undersökning av vilka gas- och luftvolymmer som skall tillföras till motorn för att få en uteffekt som är tillräcklig för att få ut den tidigare nämnda effekten. Konvertering av en dieselmotor till gengasdrift är också en sak som kräver vissa ingrepp. Vilka ingrepp som ingår i konverteringen jämfört med en Otto-motor behöver tas i beaktande i utredningen.

1.3 Arbetets avgränsningar

Avgränsningar görs i flera avseenden i detta arbete. Driftsekonomi hos de olika träbränslen tas inte i beaktande, då dessa varierar beroende på tillgänglighet. Arbetet begränsas också till att enbart behandla teorin bakom generatorgas och går inte in på de praktiska förfarandena vid förgasning och allmän drift med gengasaggregat.

2. Allmänt om träprodukter som bränsle

De vanligaste träslagen i Finland är björk, gran och tall. Till de träslag som inte är lika vanliga finns asp och al. Alla träslag som växer i Finland är möjliga att använda som bränsle, och hälften av veden som användes under början på 1960-talet var lövträd och hälften var barrträd. Idag är dock siffrorna lite annorlunda. Energiinnehållet i trä är ca 1/3 av energiinnehållet i brännolja, ungefärligt betraktat. Jämför man med koks eller stenkol, så kommer man fram till att värmevärdet bara är ca hälften. Följaktligen behöver man ha dubbelt så mycket massa ved för att få ut samma energimängd som vid förbränning av kol eller koks. Grovt uttryckt så har olika träslag samma energimängd per massa enhet, dock har tallved lite högre energiinnehåll. (Wahlroos 1980, s.56)

Träets viktigaste beståndsdelar är cellulosa, hemicellulosa och lignin. Dessa ämnen är alla kemiska föreningar mellan kol, väte och syre. Trä innehåller också en del extrakt- och askämnen. Den kemiska sammansättningen varierar mellan träslagen, nedan en tabell över ämnena uttryckt i viktprocent. (Wahlroos 1980, s.57)

Tabell 1. Kemiska sammansättningen hos trä (Wahlroos 1980, s.57)

Cellulosa	35-60 %	Extraktämnen	1-20 %
Lignin	15-35 %	Askämne	0,1-2 %
Hemicellulosa	10-40 %		

Kolhalten (C) i trä är avgörande för värmevärdet, desto större kolhalt, desto högre energiinnehåll. Kolhalten hos trä ligger på ca 50 %, jämfört med kolhalten hos brännolja som kan vara över 80 %. Gör man samma jämförelse på vätehalten (H₂) så finner man att träet har halten 6 % och brännolja har över 10 %. Detta är mycket avgörande för energiinnehållet, då väte har ett mycket högt värmevärde, 11 MJ/kg. Följaktligen ger ju även en liten skillnad i vätehalten en stor förändring i träets energiinnehåll. Syre (O₂), gör i sin tur så att värmevärdet minskar något, då denna tar en del i förbränningen och minskar det yttre luftbehovet. Luftens volym består till 78 % av kväve och 21 % av syre. Vid förbränning där man använder syret som finns i luften, måste man alltså samtidigt värma upp nästan fyra gånger så mycket kväve i förhållande till syre. Då kväve är en inert gas sker därför uppvärmningen i onödan. Med andra ord så betyder detta att ju mera syre ett bränsle innehåller, desto mindre kvävemängder måste man värma upp. Ett högt syrenehåll i en träprodukt bidrar till en kraftig förbränning. Om man stryper den yttre tillförseln av syre, kommer träbränslet att fortsätta att brinna med en ofullständig förbränning som följd. (Wahlroos 1980, s.59)

Ovanstående fenomen angående syretillförseln är funktionsprincipen vid vedförgasning. Vid gengasproduktion önskar man inte en fullständig förbränning, detta för att kunna ta tillvara energin vid förbränningsmotorn.

Vattenhalten i träet är av stor betydelse för effektiviteten vid förbränning. Ved som förvaras utomhus kommer alltid att ha en fukthalt på över 25 %. Fukthalten beror helt och hållet på typ av förvaring och torkning. Nyligen huggen och otorkad ved från lövträd innehåller ca 45 – 60 %, och barrträd ca 35 – 50 % fukt. Förbränning av fuktig ved är mycket oekonomisk och mödosam. Vid fukthalter över 70 % är det tvivelaktigt om träets specifika värmeenergi räcker till för att upprätthålla en lönsam förbränning. (Wahlroos 1980, s.60)

En formel för att beräkna det effektiva värmevärdet i träbränsle approximativt, är Dulong's formel (Alvarez 1990, s. 500-501). Där H_i är värmevärdet i MJ/kg och variabeln f är fukthalten i %.

$$H_i = 19,22 - 0,217 \times f$$

Detta är orsaken till att det oftast ligger i allas intresse att torka veden som man ämnar bränna i syfte för att erhålla värmeenergi, både vid kraftverk och vid villauppvärmning.

Innehållet av aska i ved är tämligen lågt jämfört med t.ex. stenkol. Hos veden är askinnehållet ca 0,2 – 0,8 %, då den hos stenkol kan vara upp till 20 %. I barken kan askinnehållet vara snäppet högre, på grund av att veden under transport och behandling kan vara i kontakt med lera och sand. Askan har en negativ inverkan på förbränningen, den bildar beläggningar i eldstaden och följer med ut i rökkanalerna i en spis eller förgasningsanläggning. Askan sänker också den viktspecifika värmemängden hos veden. (Wahlroos 1980, s.60)

Ovanstående är orsaken till att man ämnar hålla skorstenar, pannor och spisar fria från aska genom regelbunden sotning. Aska är också en dålig värmeledare, och askbildning i eldstaden på en panna leder till sänkt värmeöverföring. I en förgasningsanläggning kan askan täppa till reningsfilter, och ännu värre; följa med in i förbränningsmotor och orsaka skador.

Andra ämnen som träet innehåller är tjär- och terpentinämnen. Dessa bidrar till att höja värmeenergin hos träet, och gör också så att veden blir lättantändligare. (Wahlroos 1980, s.62)

2.1 Indelning av trädbränslen

Trädbränsle kan indelas i flera olika grupper efter dess fysiska form och användningsområde. De olika grupperna representerar olika egenskaper i form av transport, förbränningsmetod och – ändamål samt pris.

2.1.1 Trädbränsle

Begreppet trädbränsle omfattar all råvara som man antingen tänker använda i bränsle som sådan, eller på kemisk eller mekanisk väg bearbeta till en annan produkt t.ex. pellets. (Svensk standard SS 18 71 06. Svenska bioenergiföreningen)

Till trädbränslen hör alltså all typ av löv, bar, bark, sågspån och ved, etc. Veden torde vara den vanligaste formen av trädbränsle, som används obearbetad som värmekälla för husbehov. Ved huggs och transporteras både med maskin och med manuella metoder.

2.1.2 Bränsleflis

Bränsleflis är sönderdelade bitar av trä på en storlek som ligger mellan 1 – 5 cm. (Svensk standard SS 18 71 06. Svenska bioenergiföreningen).

Flis används som bränsle främst inom större industrier, men också i mindre skala inom vissa områden. Fördelen med flis jämfört med vedklabbar är att hanteringen och matningen in till förbränningen blir enklare. Vid förbränning i pannor finns automatiserade system tillgängliga för matning in till eldstaden. En annan fördel med flis är att den på grund av sin lilla storlek får en intimare kontakt med luft och därmed brinner enklare än vedklabbar. Desto jämnare kvalitet man har på flisen, desto bättre verkningsgrad erhåller man. (Wahlroos 1980, s.69).

2.1.3 Pellets och briketter

Pellets och briketter är små stycken av rund-, sfärisk-, fyrkantig- eller cylindrisk form. Dessa tillverkas genom sammanpressning av kutterspån, flis, bark eller sågspån. (Svensk standard SS 18 71 06. Svenska bioenergiföreningen).

År 2001 gjorde Työtehoseura en undersökning kring olika typer av pellets, och deras fysikaliska egenskaper samt tekniska skillnader vid användning i pelletsbrännare. Undersökningen finansierades i huvudsak av jord- och skogsbruksministeriet. Syftet med undersökningen var helt och hållet att analysera olika typer av pellets i förbränningssyfte och inte förgasning. I och med detta så har i det här arbetet endast de fysi-

kaliska egenskaperna beaktats. Työteho-seura analyserade fem olika typer av inhemska pellets och kom fram till olika specifika data. Då det i undersökningen visade sig att alla pelletstillverkare i huvudsak använt sig av samma råmaterial så skilde sig de uppmätta resultaten inte märkvärdigt. I tabellen nedan kommer värdena att betraktas som medeltal på uppmätta värden.

Tabell 2. Fysikaliska egenskaper hos pellets (Tuomi och Kouki 2001, s. 20)

Fukthalt, vid leverans	%	7,8
Askinnehåll	%	0,29
Densitet, vid leverans	kg/m ³	632
Värmevärde, vid leverans	MJ/kg	18,9
Energidensitet	MJ/m ³	11 945

2.1.4 Bränslepulver

Bränslepulver framställs genom söndermalning av större råvara. Storleken på partiklarna ligger normalt under 1 mm. (Svensk standard SS 18 71 06. Svenska bioenergiföreningen).

Träpulver används främst som bränsle i stora kraftverksanläggningar där pulvret blåses in i en brännare där det blandas med luft och förbränns. I vissa specifika fall är en partikelstorlek på 0,2 mm nödvändig för att pulvret skall få en intim kontakt med luften som krävs i förbränningen. Transport av träpulver sker i form av bulk och man önskar ofta en fukthalt på under 10 % för att få en effektiv förbränning. Det effektiva värmevärdet per massa för träpulver ligger ungefär på samma nivå som pellets. Densiteten för träpulver är omkring 200 kg/m³. (Bränslet, Vedpärmen).

Då olika typer av ved har olika egenskaper och varierar kraftigt i storlek och kvalitet kan det vara svårt att definiera effekten som fås ut i form av värmeenergi. Pellets har dock en ganska jämn kvalitet och är bättre standardiserade. Fukthalten är heller inte märkbart hög vid leverans. Då det här arbetet behandlar förgasning av trä kommer därför pellets att antas och rekommenderas som bränsle.

3 Generatorgas

Generatorgas, eller i folkmun *gengas*, är en brännbar gas framställd genom ofullständig förbränning av trä eller kol. Den framställda gasen kan efter en reningsprocess användas som bränsle i Otto- och dieselmotorer.

3.1 Bakgrund

Gengasen hade sin storhetstid i bland annat Sverige och Finland under andra världskriget då flytande bränsle inte fanns att tillgå i tillräckliga mängder för att kunna hålla transportererna på vägarna rullande. Uppfinningen går ändå tillbaka till 1800-talet då gengas användes inom industrin som bränsle för järnindustrins ugnar. Första gången som gengas användes i syfte att driva en förbränningsmotor kan spåras tillbaka till 1880-talet. Första gången som gengas användes i syfte att driva en stationär motor var dock en bit in på 1900-talet, även om ritningar på en liknande konstruktion fanns redan år 1859. (Haventon 2005, s.8).

Även om gengas ofta anses som något som försvann i samband med att andra världskriget upphörde och att det endast idag existerar som en hobby för entusiaster, är det ändå inte hela sanningen. Det finns ännu idag ett mindre antal stationära kraftverk som använder sig av gengasdrift. Dock fanns det ju en orsak till att gengasdriften blev en ovanlig syn efter krigsslutet 1945. Detta var på grund av att flytande bränsle fanns att tillgå på nytt. Användningen av flytande bränsle är trots allt mer effektivt och problemfritt än drift med gengas.

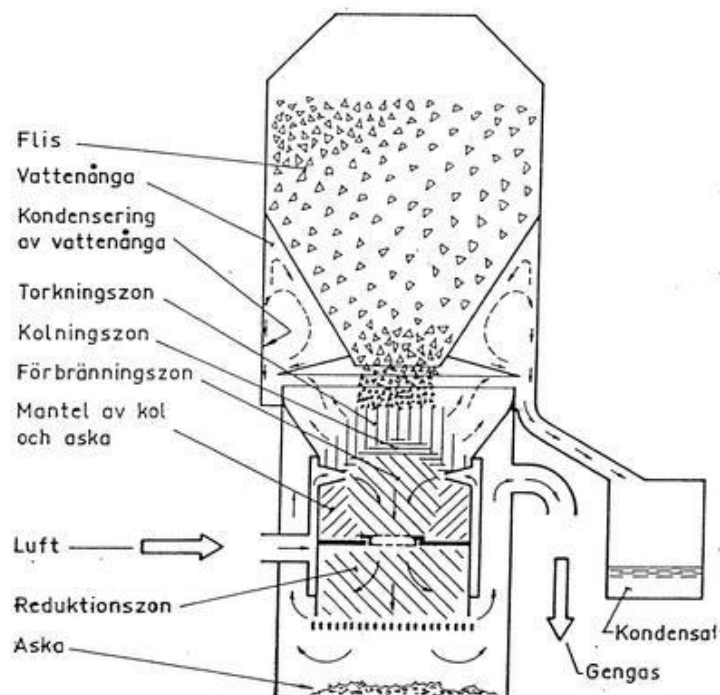
3.2 Principen för generatorgas

Då man önskar ersätta ett flytande bränsle med en fast träprodukt, måste man av naturliga skäl få träbränslet att övergå till gasform. Detta på grund av att Otto – och dieselmotorer är byggda för att använda en gasblandning bestående av luft och gas-/flytande bränsle. Träbränslet måste alltså förgasas innan det går att suga/trycka in i motorns förbränningsrum.

Förgasning av träbränslet går ut på att man i en gasgenerator, ofta av cylindrisk form, fyller på bränsle och sedan antänder det. Aggregat finns i många olika utföran-

den, men ofta är grundprincipen den samma, d.v.s. gasproduktionen sker i de två stegen *förbränning* och *reduktion*. I eldhärden i gasgeneratoren förbränns bränslet tillsammans med syret i den tillförda luften. Den tillförda luften leds in till eldhärden ur ett antal utplacerade munstycken. Den tillförda luften till eldhärden benämns ofta som *primärluft*. Mängden luft som skall passera genom munstyckena måste vara rätt dimensionerad med avseende på motorns gasbehov och det faktum att träbränslet också innehåller en viss mängd bunden syre. Då luften utmynnar inne i förbränningszonen sker en värmeutveckling till följd. Temperaturen i zonen kan i en trägasgenerator uppgå till ca 1400°C. I förbränningszonen kommer syret att förena sig med kolet och vätet i bränslet och därefter bilda koldioxid och vattenånga. (Hyttiäinen och Tötterman 1945, s.20).

Då gasen som alstras i förbränningszonen i huvudsak består av inerta ämnen som koldioxid, kväve och vatten kan den inte ännu användas som bränsle. Dock innehåller gasen små mängder kolmonoxid som har uppstått i förbränningszonen. På grund av detta leds gasblandning ner till reduktionszonen där den kommer i kontakt med de glödande resterna av bränsle. I reduktionszonen, där det råder en lägre temperatur (ca 700 °C), förenar sig en del av koldioxiden med bränslet och bildar mera av den brännbara gasen kolmonoxid. Anledningen till att temperaturen är lägre i reduktionszonen är att föregående process binder värme. Av vattenångan som leds in i reduktionszonen bildas både kolmonoxid och vätgas. Gasen som nu leds ut till motorn innehåller till större delen brännbara ämnen varvid den kan utnyttjas som bränsle. (Hyttiäinen och Tötterman 1945, s.21). På figur 1 nedan är en bild som visar de olika delarna i en typ av gengasgenerator.

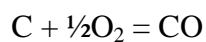
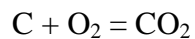


Figur 1. Gengasaggregat med de olika zonerna.

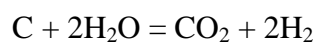
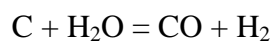
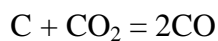
(Gengassidan).

Förutom de brännbara gaserna kolmonoxid och väte bildas även metan. Metan bildas i förbränningszonen då träs beståndsdelar bryts ner under begränsad tillgång till syre. Sammansättningen hos den färdiga gasen varierar med val av bränsle och framför allt temperaturen som råder i reduktionszonen. Detta kommer att behandlas närmare längre fram. Processen i generatoren kan beskrivas med följande reaktioner:

Förbränningszonen, värme alstras:



Reduktionszonen, värme binds:



(Hyttiäinen och Tötterman 1945, s.25)

3.3 Gengasdrift med dieselmotor

Konvertering av en dieselmotor till gengasdrift kan ske med hjälp av två stycken olika metoder:

- Tändsystemet ändras om till principen för en Otto-motor, d.v.s. elektrisk tändning med hjälp av tändstift, istället för bränsleinsprutning med spridare. Bränsleinsprutningspumpen ersätts med en elektrisk tändanordning. Motorn suger då in den färdiga gengas-luft blandningen i insugsröret. Kompressionsförhållandet måste också sänkas till en nivå som är lämplig för gengasen. Vid denna typ av konvertering är det möjligt att utnyttja motorn enligt typen *full gengasdrift*, i motsats till *dual fuel* principen med tillsats av flytande bränsle. (Hyytiäinen och Tötterman, 1945; Gengassidan, byggbeskrivningar).
- Konvertering enligt *dual fuel* principen. Konstruktionen på motorn ändras inte, och insugning av gengas-luft blandning sker genom motorns insugsrör. Tändningen sker genom insprutning av brännolja i cylindern med hjälp av spridarna. Mängden bränsle som sprutas in är kraftigt reducerad och fungerar endast som pilotbränsle, dvs. det flytande bränslet antänder gengas-luft blandningen. För att minska bränslemängden som sprutas in i cylindrarna måste en omställning av bränslepumpen eller – pumparna göras. (Hyytiäinen och Tötterman, 1945; Gengassidan, byggbeskrivningar)

Då konvertering enligt den först nämnda principen är relativt besvärlig, så är dual fuel-principen ett betydligt behändigare alternativ vid önskad gengasdrift med dieselmotor. De olika sakerna som berör konverteringen genom denna metod kommer alltså fortsättningsvis att tas upp.

3.3.1 Pilotbränsle

Vid konvertering genom dual fuel-principen är inte avsikten att helt ersätta dieseloljan med gengas, utan istället sänka dieseloljeförbrukningen väsentligt. Försök har gjorts där det har konstaterats att dieseloljeförbrukningen har sänkts till ca 20 % vid full belastning på motorn (Hyytiäinen och Tötterman 1945, s. 95). Mängden dieselolja som krävs för att hålla motorn igång ligger normalt under kvantiteten för normal tomgångsdrift. Mängden olja som sprutas in i cylindern begränsas dock av att insprutningen måste vara av en tillräcklig volym som räcker till för att kyla ner spridarna tillräckligt. Mängden dieselolja som sprutas in reduceras genom att ställa ner mat-

ningen på fördelarpumpen. Inställning av tillräcklig mängd olja kan göras genom att köra motorn vid låg belastning och sakta och försiktigt minska bränslepådraget på pumpen. När oljemängden blir för liten för att hålla motorn igång kommer den att stanna. Det pådrag som efter detta kan avläsas på pumpen skall ytterligare minskas något, för att erhålla mängden som skall matas in vid diesel-gasdrift (Gengassidan, byggbeskrivningar).

I motorer som där insprutningspumparna inte är smorda av smörjolja, utan endast av dieselolja behöver den minskade genomströmningen av bränsle tas i beaktande. Det minskade flödet kan leda till att temperaturen vid insprutningspumpen ökar, då det sker en mindre tillförsel av kall dieselolja. Denna temperaturhöjning kan ha negativ inverkan i form av ökat slitage och ojämn tillförsel av pilotbränsle. (Gengassidan, byggbeskrivningar).

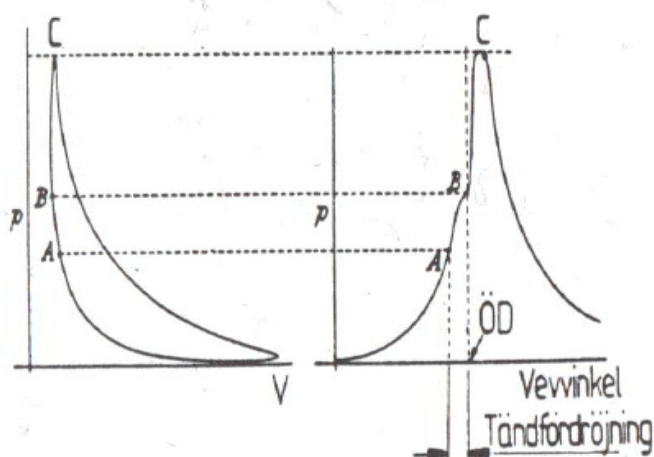
3.3.2 Varvtalsreglering

Då varvtalsregleringen hos en dieselmotor normalt sköts med en varvtalsregulator som påverkar insprutningspumparna, blir regleringen något annorlunda vid dieselgasdrift. Varvtalsregleringen sker med hjälp av ett spjäll monterat på insugsledningen till motorn. Spjället har som uppgift att förse motorn med rätt mängd gengas-luft blandning för den aktuella belastningen. Vid mindre motorer kan det lösas med ett manuellt spjäll som regleras för hand efter behov. Då det handlar om större stationära motorer kan det vara nödvändigt att montera in en extra varvtalsregulator som ser till att en korrekt blandning erhålls. (Gengassidan, byggbeskrivningar).

3.3.3 Kompressionsförhållande och insprutningsvinkel

Definitionen på kompressionsförhållande hos en förbränningsmotor är förhållandet mellan volymen som finns ovanför kolven då den är i sitt nedre dödläge och volymen som bildas ovanför kolven vid övre dödläget. (Andersson 1998, s.18).

I och med att insprutnings- och tändfördröjningen är högre vid diesel-gasdrift måste en tidigare tändning ställas in genom att tidigarelägga insprutningsvinkeln. Figur 2 nedan visar tryckstegring och tändfördröjningen i en typisk dieselmotor.



Figur 2. Gastryck i förhållande till cylindervolym och vevinkel vid dieseldrift.

(Alvarez 1990, s.1024)

Då man normalt önskar ett högt kompressionsförhållande vid drift med traditionella diesellojor, blir fallet något annorlunda vid gasdrift. Vid drift med dieselloja vill man ha ett högt kompressionsförhållande på grund av att man önskar självantändning av bränslet till följd av den höga lufttemperaturen. En annan orsak är faktumet att ett högt kompressionsförhållande bidrar till ökad verkningsgrad. Vid gasdrift blir förhållandena annorlunda i och med att en brännbar gasblandning redan finns i cylindern under kompressionstakten. Är kompressionsförhållandet för högt under kompressionen så finns det risk för att gasblandningen självantänder innan tidpunkten för insprutning av pilotbränslet. Följden av detta kan bli en hastig, okontrollerad tryckstegring i cylindern. Kompressionsförhållandet måste dock vara tillräckligt hög för att antända den lilla mängden pilotbränsle. (Alvarez 1990, s.1032).

Då man använder sig av dual fuel-principen kan ett högre kompressionsförhållande användas jämfört med vid full gengasdrift. Kompressionsförhållanden på upp till 16:1 är då möjliga. (Gengassidan, byggbeskrivningar).

Om kompressionsförhållandet i en motor är för högt, går detta att sänka t.ex. genom att montera en tjockare topplockspackning. Alternativt genom att bygga om eller byta ut hela topplocket.

Vid konvertering av en dieselmotor till dual fuel-principen behöver dock oftast en kompromiss göras med avseende på både kompressionsförhållande och insprutningsvinkel. En tumregel är vid ett kompressionsförhållande på 16:1 bör insprutningsvinkeln ändras till ca 30-35 ° före övre dödläget (Gengassidan, byggbeskrivningar). Detta görs genom att ändra tidpunkten för insprutningen av pilotbränslet.

3.3.4 Förorening av motorn

Påfrestningarna hos en motor med gengasdrift blir mycket större än vid dieseloljedrift. Dessa påfrestningar uppkommer av flera orsaker. Om gasen inte passerar tillräcklig rening förrän den leds in till motorn kommer de medföljande sotpartiklarna att bilda en beläggning på cylinderväggen som kommer nöta ner ytan på foder och kolvringar. Detta leder till att motorn och dess delar får en kraftigt reducerad livslängd. En del av sotpartiklarna kommer också att tränga in i vevhuset där partiklarna blandar ut sig med motoroljan. Oljan kommer då att bli tjockare och mista sina smörjande egenskaper. I motsats till dieseldrift så kommer oljan alltså inte att bli tunnare, utan istället tjockare. Det kan då finnas orsak att överväga att använda en tunnare motorolja vid gengasdrift. (Hyytiäinen och Tötterman 1945, s.39).

Vid något större fartygsdieslar används separeringsutrustning för att hålla smörjoljan fri från föroreningar, det kan då tänkas att man bör se över separeringsproceduren då man övergår till gengasdrift. Vid något mindre dieselmotorer så används inte separeringsutrustning, utan i stället byts hela oljevolyten ut efter ett antal drifttimmar. I sådana fall kunde man se över kvaliteten på smörjolja och smörjoljefilter, och överväga att minska intervallen mellan oljebytten.

En annan sak som har inverkan på slitaget i motorn är vattenhalten hos den ingående gengasen. Bristfällig vattenavskiljning i form av filtrering och kylning kan leda till att vatten tränger in i cylinder och vevhus. Om vattnet slipper till vevhuset kommer den att förstöra smörjoljan och göra den obrukbar. Vatten på cylinderväggen bidrar till frätor på metallytan då den förenar sig med förbränningsgaserna. Graden av frätor har ett direkt samband med temperaturen på cylinderväggen, då denna är för låg är det lättare för vattnet att kondensera och bilda frätgropar. (Hyytiäinen och Tötterman 1945, s.40).

Det är alltså viktigt att se till motorns temperaturregleringssystem fungerar tillfredsställande då man konverterar den till gengasdrift. I fall det handlar om en mindre motor som saknar temperaturmätning på vissa delar i kylvattensystemet, kan det vara skäl att överväga att montera in ytterligare mätningstrustning.

4 Bestämmande av energibehov

M/s Fjärdvägen är ett ro-ro fartyg byggt 1972 vid Ankerlökken Verf i Florö, Norge. Fartyget ägs av Rederi AB Lillgaard och trafikerar i nuläget på linjen Nådendal – Långnäs under finsk flagg. Frakten består i huvudsak av långtradartrafik på ovan nämnda linje. Huvudmaskineriet består av 2 stycken Pielstick 8PCL2 dieslar. Hjälpmotorerna är två stycken Wärtsilä Vasa 4L20. Tidtabellen för trafiken är följande: avgång från Långnäs kl. 15.30 och ankomst Nådendal kl. 20.00. Efter lastning och lossning avgår fartyget kl. 22.30, och ankommer Långnäs kl. 05.00. Trafiken sker alla dagar förutom lördag då fartyget står stilla.

En beräkning görs på en av hjälpmotorerna ombord, Wärtsilä 4L20. Figur 3 nedan.



Figur 3. Wärtsilä 4L20.

För att kunna bestämma energibehovet som gasanläggningen skall kunna producera måste vi känna till verkningsgraden på motorn i fråga. Verkningsgrad är ett mått på hur stor del av den tillförda energin i en process kan tas till vara i form av uteffekt. Förluster i värme- och mekaniskt arbete kommer alltid att finnas i form av olika saker.

Värme konvektion, friktion i lager och kugghjul, kylning och avgasvärme är några saker som inverkar på verkningsgraden på ett generatoraggregat med dieselmotor.

På en generator/elmotor uppkommer effektförlusterna främst av värmeenergi som går åt för att värma upp lindningarna och metallmassorna. Friktionsförluster äger rum i lager samt luftmotstånd i fläkt. (Andersson 1998, s. 137)

Generatorns uteffekt är 300 kW och verkningsgraden η är 0,9 (antagen).

Ineffekten till generatormotorn blir då:

$$\frac{300 \text{ kW}}{0,9} = 333 \text{ kW}$$

Då vi har konstaterat att axeleffekten på dieselmotorn är 333 kW återstår att beräkna själva dieselmotorns verkningsgrad. *Termisk verkningsgrad* är ett förhållande mellan axeleffekten och energiinnehållet hos tillfört bränsle. Med andra ord betecknar den hur stor del av den kemiskt bundna energin hos bränslet som fås ut som effektiv effekt, d.v.s. axeleffekt (TA-driftteknik, Motortekniska grunder). Som underlag för beräkningarna användes tabelldata från Wärtsilä Product Guide för Wärtsilä Vasa 4L20. För att bestämma den termiska verkningsgraden behöver vi känna till ett antal storheter:

Axeffekten **P** (kW)

Bränsleförbrukning **B** (kg/h)

Bränslets värmevärde **H_i** (kJ/kg)

Axeffekten har bestämts till 333 kW. Bränslets värmevärde antas till 44 MJ/kg.

Specifik bränsleförbrukning tas från tabellen där den anges till 194 g/kWh vid effektintervallet 75-100 %. Då det handlar om absolut bränsleförbrukning i (kg/h) beräknas denna genom:

$$333 \text{ kW} \times 0,194 \frac{\text{kg}}{\text{kWh}} = 64,6 \text{ kg/h}$$

Den termiska verkningsgraden kan då beräknas med formeln:

$$\eta = \frac{P \times 3600 \text{ s}}{B \times H_i}$$

$$\eta = \frac{333 \text{ kW} \times 3600 \text{ s}}{64,6 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times 44000 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0,42$$

Den termiska verkningsgraden är således 42 %. Tillförda effekten till motorn kan då beräknas genom:

$$P_{in} = \frac{P_{ut}}{\eta}$$

$$P_{in} = \frac{333 \text{ kW}}{0,42} = 793 \text{ kW}$$

För att räkna ut energimängden kan vi utnyttja sambandet $W = J/s$. Energimängden blir då:

$$793 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \times 3600 \text{ s} = 2854,8 \text{ MJ}$$

2 854,8 MJ är alltså den teoretiska energimängd som måste tillföras per timme för att kunna få en uteffekt av 300 kW elenergi. Då motorn i fråga i nuläget drivs med MGO (Marine Gas Oil), kan energimängden förtydligas genom att uttrycka den i oljemassa och -volym. MGO antas ha värmevärdet 44 MJ/kg och densiteten 850 kg/m³.

Massan(kg) olja/h blir då:

$$\frac{2854,8 \text{ MJ}}{44 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}} = 64,9 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Då densiteten är 850 kg/m³ får vi volymen (l) olja/h:

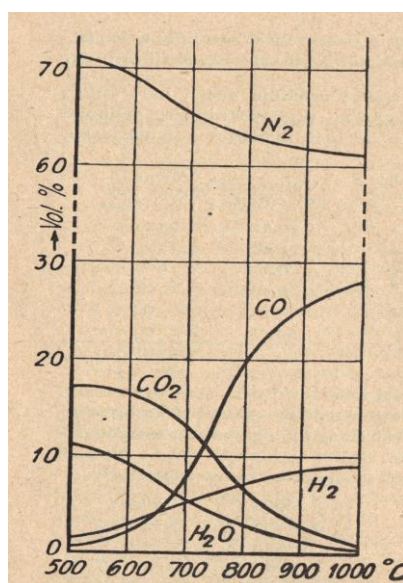
$$\frac{64,9 \text{ kg}}{0,85 \frac{\text{kg}}{\text{l}}} = 76,4 \frac{\text{l}}{\text{h}}$$

Tanken är nu att ersätta gasoljan med en kvantitet gengasblandning med motsvarande energiinnehåll som mängden gasolja som krävs för effektbehovet. För att bestämma detta måste man ta reda på energiinnehållet i gengasblandningen.

4.1 Gengasens sammansättning

Gengasens sammansättning varierar aningen beroende på använt bränsle och temperatur i reduktionszonen. Också typ av förgasare där gengasen har framställts är avgörande för sammansättningen. Olika mätningar har gett olika resultat, men i det stora hela verkar det inte finnas överdrivet stora skillnader.

På figur 3 nedan ser man sambandet mellan temperaturen i reduktionszonen, och gasens sammansättning i volymprocent. Ur diagrammet går att läsa att de inerta ämnena koldioxid och kväve minskar i andel vartefter temperaturen stiger. Däremot ökar andelen av de brännbara ämnena väte och koldioxid (Hyytiäinen och Tötterman 1945, s. 24-25).



Figur 4. Gasens sammansättning i förhållande till temperaturen i reduktionszonen (Hyytiäinen och Tötterman 1945, s. 24)

Av detta kan dras slutsatsen att temperaturen bör hållas så hög som möjligt i reduktionszonen, så att så bra kvalitet som möjligt erhålls på gengasen. Dock leder en hög temperatur till påkänningar i materialet och värmeförluster i form av strålning. Temperaturen i reduktionszonen varierar med effektuttaget i gasgeneratorn, men då ett konstant och jämnt effektuttag antas i beräkningarna på tidigare nämnda motor, behöver inte värmesvängningar beaktas.

Då man utgår från att den färdiga gengasen som kommer ut från förgasaren har passerat en reningsprocedur och är fri från sot och aska, är sammansättningen hos trägas följande:

Tabell 3. Sammansättningen hos trägas (Hyytiäinen och Tötterman 1945, s. 23)

Kolmonoxid	Vol. %	19-28
Väte	Vol. %	10-20
Metan	Vol. %	0,9-2,6
Obrännbara gaser, O ₂ , N ₂ , CO ₂	Vol. %	50-61

Jämförelsevis kan nämnas vissa skillnader i sammansättningen hos trägas jämfört med kolgas. En av huvudbeståndsdelarna, CO-halten, är något högre hos kolgas d.v.s. 24 - 32%. Halten av metan är 0,5 - 0,7 % hos kolgas, d.v.s. något lägre. Halten av H₂ är i stället högre hos trägas, då den hos kolgas är 5-12 %. Halten av obrännbara gaser är istället lägre jämfört med kolgasen, där den är 62,5 - 67 % (Hyytiäinen och Tötterman 1945, s. 23).

Då trägasen innehåller en större del väte, som har ett relativt högt värmevärde, kommer detta i kombination med mindre mängder obrännbara gaser att leda till att trägasen har ett högre värmevärde.

Enligt viss forskning gjord i Tyskland så har trä- och kolgas skiljande sammansättning av ämnen, och att trägasens högre värmevärde skulle bero på större mängder väte, även om trägasen har mindre mängder av kolmonoxid. Detta på grund av att vätet i sig har ett högt värmevärde. Väte har också en högre förbränningshastighet än kolmonoxid. (Hyytiäinen och Tötterman 1945, s. 23).

Då man känner till sammansättningen hos gaserna kan man göra en jämförelse genom att räkna ut de effektiva värmevärdena H_i för respektive gas med Dulong's formel för gasbränslen:

$$H_{i\ gas} = \sum H_i \times V_i$$

Där H_i är ämnets värmevärde och V_i är andelen i volym- %. Vi känner till volymandelen och hämtar värmevärdena för respektive ämne ur tabell (Alvarez 1990, s. 489). Beräkningen görs på de genomsnittliga volymandelarna. Andelen kväve och koldi-

oxid tas inte med i beräkningarna, då dessa är inerta gaser och bidrar följaktligen inte till värmevärdet.

$$H_{i\text{Trägas}} = H_{i\text{CO}} \times V_{i\text{CO}} + H_{i\text{H}_2} \times V_{i\text{H}_2} + H_{i\text{CH}_4} \times V_{i\text{CH}_4}$$

$$H_{i\text{Trägas}} = 12,48 \times 0,235 + 10,62 \times 0,15 + 35,33 \times 0,017 = \mathbf{5,14 \text{ MJ/m}_n^3}$$

För att göra en jämförelse i förhållande till kolgas görs samma beräkning med avseende på sammansättningen hos kolgasen. Då man sätter in de genomsnittliga värdena på kolgas i samma formel blir värmevärdet:

$$H_{i\text{Kolgas}} = 12,48 \times 0,28 + 10,62 \times 0,085 + 35,33 \times 0,006 = \mathbf{4,61 \text{ MJ/m}_n^3}$$

Efter detta kan konstateras att trägas har ett värmevärde som är ca 11 % högre än hos kolgas. Även om halten kolmonoxid var lägre hos trägasen, så gjorde den högre andelen metan och väte så att det slutgiltiga värmevärdet blev högre. Detta säger inte allt om den slutgiltiga effektiviteten, eftersom förbränningshastigheten inte är beaktad. I fortsättningen kommer beräkningarna att fortsätta med avseende på trägas, eftersom arbetet behandlar användandet av träbränslen.

4.2 Behov av sekundärluft

Då den färdiga gengasen som kommer ut ur förgasaren inte innehåller några mätbara mängder syre, måste detta tillföras till gengasen för att göra den duglig för förbränning. Tillsats av syre sker vanligen genom att man blandar gengasen med s.k. *sekundärluft*.

Då sekundärluften blandas med bränslet och förs in i motorn sker en kemisk reaktion mellan C och H₂ i bränslet och syret i luften. Vid en fullständig förbränning förenar sig alla beståndsdelar i bränslet med syret i luften och bildar ämnen som CO₂ och H₂O. Den *teoretiska luftmängden* är den luftmängd som måste tillföras till bränslet för att uppnå en fullständig förbränning av brännbara beståndsdelar i bränslet. (Alvarez 1990, s.484).

Den teoretiska luftmängden är alltså den exakta volym som går åt till förbränningen, då är inte luftöverskottet och luftfaktorn beaktade.

Den teoretiska luftmängden l_t kan beräknas med tabellvärden och en given formel (Alvarez 1990, s. 486-490). Formeln för teoretiska luftmängden är:

$$l_t = \frac{1}{100} \times \left[\sum l \times v_i \right]$$

l är tabellvärde på andelen luft per normalkubikmeter av det brännbara ämnet och v_i är andelen av det brännbara ämnet uttryckt i volym-%. Den teoretiska luftmängden för förbränning av trägasen blir då:

$$l_t = \frac{1}{100} \times [2,385 \times 23,5 + 2,385 \times 15 + 9,54 \times 1,75] = 1,09 \text{ m}_n^3 \text{ luft}$$

Detta är den teoretiska luftmängden som krävs för att förbränna en normalkubikmeter trägas. I och med att denna luftmängd endast är teoretisk samt att fullständig förbränning sällan äger rum, så måste ett visst luftöverskott tas med i beräkningarna. Luftöverskottet är nödvändigt för att säkerställa en tillräcklig blandning av syre och bränsle under de olika faserna i förbränningsprocessen. Ett luftöverskott som är för högt har negativ inverkan på förbränningen, dels för att blandningen blir för mager och för att en större mängd värme går åt för att värme upp kvävet och syret, d.v.s. luften. Luftöverskottet vid förbränning av gas kan hållas relativt lågt jämfört med eldning av fasta bränslen. Detta på grund av att gas och luft får en mycket intimare kontakt med varandra, jämfört med t.ex. eldning av ved. (Alvarez 1990, s.491-492).

Då man känner till den teoretiska luftmängden l_t kan man räkna ut den *verkliga luftmängden* l_v . För att räkna ut detta behöver man tabellvärdet på luftfaktorn n för förbränning av gasbränsle, detta fås till 1,2 (Alvarez 1990, s. 492).

Den verkliga luftmängden l_v kan uttryckas som luftfaktorn n multiplicerat med den teoretiska luftmängden l_t .

$$l_v = n \times l_t$$

Den verkliga luftmängden beräknas då till:

$$l_v = 1,2 \times 1,09 = 1,308 \text{ m}_n^3 \text{ luft}$$

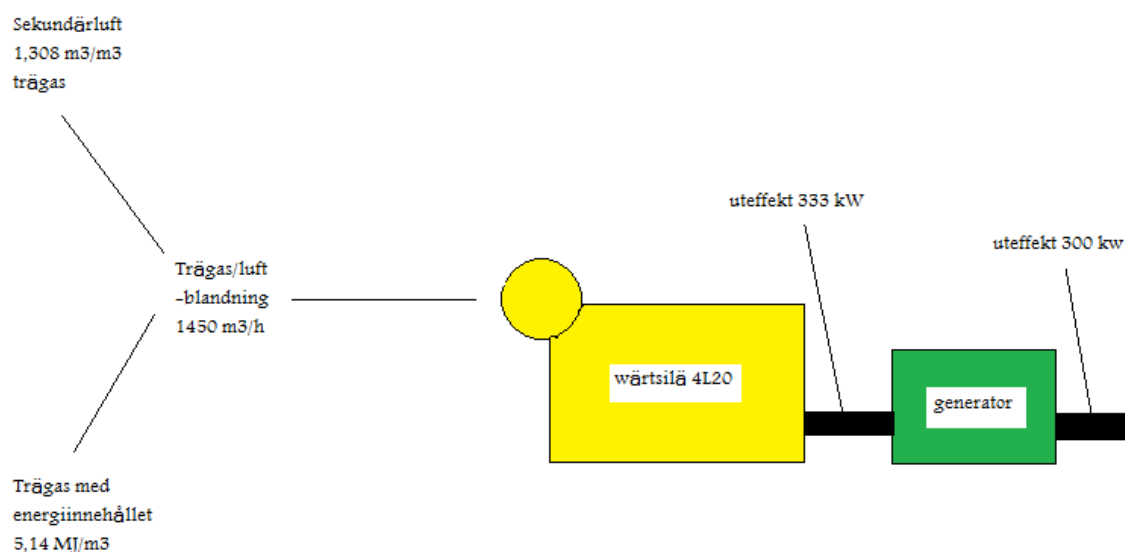
Det verkliga luftbehovet för att förbränna en normalkubikmeter trägas är således 1,308 normalkubikmeter luft. Energiinnehållet i den färdiga gas/luft-blandningen blir då:

$$\frac{5,14 \text{ MJ}/m_n^3}{2 \times (1,308 \text{ m}_n^3 \text{ luft})} = 1,97 \text{ MJ}/m_n^3$$

Då det konstaterades tidigare så var ju effektbehovet 2 854,8 MJ per timme för att få ut den effektiva effekten 300 kW. Den totala mängden trägas blandat med sekundärluft blir då:

$$\frac{2854,8 \text{ MJ}}{1,97 \text{ MJ}/m_n^3} = 1450 \text{ m}_n^3 \text{ gas}/h$$

På figur 5 nedan finns en illustration av beräkningarna i form av gasflöde och effektbehov.



Figur 5. Illustrering av gasvolym och effektbehov.

Då man kommit fram till gasvolymen gäller det att ta reda på om motorn teoretiskt klarar av att suga/trycka in denna gasvolym. Fyllnadsgraden hos motorn är avgörande för hur mycket gas den kan suga in i förhållande till cylindervolymen. Då fyllnadsgraden inte är känd, så används tabellvärden som beräkningsgrund för att resonera fram kapaciteten. Vid 100 % effektuttag ur Wärtsilä 4L20, så är den maximala luft-

förbrukningen 1,52 kg/s vid drift med dieselolja (Wärtsilä 4L20 Project guide). På basen av detta borde det vara möjligt att räkna ut hur stor kapacitet motorn har med avseende på turbinstorlek och fyllnadsgrad.

$$1,52 \frac{kg}{s} \times 3600 s = 5472 kg \text{ luft/h}$$

Då luftens densitet kan antas till ca 1,2 kg/m³ kan volymen per timme beräknas som:

$$\frac{5472 kg/h}{1,2 kg/m^3} = 4560 m^3 \text{ luft/h}$$

Det kan då konstateras att det är möjligt att tillföra en tillräcklig mängd gas per timme för att få ut en tillräcklig uteffekt. Beräkningen är visserligen gjord på luftens densitet, men i och med den stora kapaciteten så borde inte den färdiga gengasens densitetskillnad ha någon större inverkan. Kapacitet finns för en gasvolym som är tre gånger större än den nödvändiga. Nästa steg i processen blir att få en uppskattning på de förluster som äger rum i gengasaggregatet. Efter detta borde ett resultat fås på mängden bränsle som måste förgasas för att få ut den ovan nämnda effekten.

4.3 Energiförluster i form av värmestrålning och kylning

Energiförluster på gengasen och dess aggregat äger rum i form av strålningsvärme samt nedkylning i kylare. Oavsiktlig värmestrålning äger rum på oisolerade ytor på hårdväggen, rör och andra öppna metalltytor.

Storleken på strålningsförlusten beror på flera olika saker; tjockleken på isoleringen, storleken på ytan, ytkvalitet, luftkonvektion och temperatur i anliggande utrymme. Att beräkna strålningsvärmerna kan vara svårt i och med att det finns många variabler som varierar kraftigt mellan anläggningarna. Strålningsförlusten för en pannanläggning kan ligga mellan 1 och 3 %. (Wahlroos 1980, s.317).

Detta kan i mån av möjlighet elimineras med hjälp av isolering. Ett sätt att tillvarata energin från strålningsvärmerna skulle kunna vara att ta förbränningsluften direkt från utrymmet.

Nerkyllning av den varma gasen är nödvändig för att kunna minska volymen hos gasen, och därmed få en större mängd energi tillförd till cylindrarna i motorn. Även om

matningen av gas sker med överladdning, så måste volymen minskas med hjälp av kylning. Vid träförgasning är det också av betydelse att kyla ner gasen för att på ett effektivt sätt få bort eventuell vattenånga. (Hyytiäinen och Tötterman 1945, s.28–29).

Kylning av gasen kan ske med hjälp av luft eller vatten. Av dessa två är vatten att föredra, då den specifika värmekapaciteten är högre än hos luft. Detta leder till att en kylare av mindre storlek kan användas.

Temperaturen på gasen då den når kylaren kan variera mellan 250-500 °C, och man strävar då till att kyla ner gasen till ca 40-80 °C (Hyytiäinen och Tötterman 1945, s. 53). Temperaturen på gasen varierar beroende på typ av generator och bränsle. För att få en uppskattning av kyleffektbehovet görs beräkningen på medelvärdena på dessa temperaturer. Temperaturen T_{in} antas då till 375°C och T_{ut} till 60°C.

Då mängden gas som skall kylas ner per timme skall bestämmas så utgås från att energibehovet var 2 854,8 MJ/h. Då en normalkubikmeter trägas har energiinnehållet 5,14 MJ blir volymflödet per timme:

$$\frac{2854,8 \text{ MJ/h}}{5,14 \text{ MJ/m}_n^3} = 555,4 \text{ m}_n^3/\text{h}$$

I och med att beräkningen på kyleffekten måste göras med avseende på massa, måste flödet räknas ut i kg per tidsenhet. Det betyder att densiteten ρ måste sökas. För att få ut denna kan man göra en härledning av den allmänna gaslagen, om man först bestämmer den specifika gaskonstanten R för gasblandningen. (Alvarez 1990, s. 261-263). Den allmänna gaslagen gäller för såväl enskilda gaser som gasblandningar, och lyder:

$$PV = mRT$$

Volymandelarna i hundradelar hos trägasen är kända från tidigare beräkningar som var 23,5 för kolmonoxid, 15 för väte, 1,75 för metan och 55,5 för de inerta gaserna. För att bestämma gaskonstanten måste ett antagande göras för volymandelen för de inerta gaserna, som består av koldioxid och kväve. Dessa kan beräknas med värdena 50 för kväve och 5,5 för koldioxid. Gaskonstanten R fås med formeln:

$$R = \sum \frac{1}{\frac{v_i}{R_i}}$$

V_i är volymandelen av respektive gas och R_i är konstanten för gaserna. Då man sätter in värdena som hämtas ur tabell fås följande beräkning (Alvarez 1990, s.254):

$$R = \frac{1}{\left(\frac{0,235}{296}\right) + \left(\frac{0,15}{4124}\right) + \left(\frac{0,0175}{518,8}\right) + \left(\frac{0,5}{296,7}\right) + \left(\frac{0,055}{189}\right)} = 352 \text{ J/kgK}$$

Då gaskonstanten är känd går densiteten att få ut då man härleder den allmänna gaslagen. Då beräkningen görs på normalkubikmeter sätts trycket p till atmosfärstryck och den absoluta temperaturen T till 273°K. Densiteten går då att uttrycka med beräkningen:

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{p}{R \times T} = \frac{1,013 \times 10^5}{352 \times 273} = 1,05 \text{ kg/m}^3$$

Gasflödet går då att uttrycka i kg per timme genom att multiplicera densiteten med volymen:

$$1,05 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 555,4 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 583,2 \text{ kg/h}$$

Gasflödet i kg är nu känt. De in- och utgående temperaturerna är också bestämda och det borde endast återstå att bestämma trägasens specifika värmekapacitet c_p innan beräkningen på energimängden kan göras. Den specifika värmekapaciteten kan definieras som den mängd energi som måste tillföras för att åstadkomma en temperaturhöjning på en grad (Alvarez 1990, s. 265). Den specifika värmekapaciteten hos gasblandningen kan beräknas med formeln:

$$c_p = R \times \sum_1^n \frac{v_i}{R_i} \times c_{p_i}$$

Där v_i är volymandel av gasen och c_{p_i} är den specifika värmekapaciteten hos den enskilda gasen angiven i J/kg K. R_i är den gaskonstanten för de specifika ämnena. Då volymandelarna hos trägasen sätts in i formeln fås c_p till:

$$c_p = \left(\frac{0,235}{296} \times 1040 \right) + \left(\frac{0,15}{4124} \times 14266 \right) + \left(\frac{0,0175}{518,8} \times 2162 \right) \\ + \left(\frac{0,5}{296,7} \times 1047 \right) + \left(\frac{0,055}{189} \times 837 \right) \times 352 = 1205 \text{ J/kgK}$$

Då den specifika värmekapaciteten är känd är det möjligt att räkna ut energin som går åt för att kyla ner trögasen till önskad temperatur. Begynnelsestemperaturen sattes ju till 375°C och gasen skall kylas ner till 60 °C. För att räkna ut detta används formeln för värmemängd:

$$Q = c_p m \Delta T$$

$$c_p = 1205,8 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$m = 583 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$\Delta T = T_1 - T_2 = 315^\circ\text{C}$$

Då vi sätter in värdena i formeln får vi värmemängden till:

$$Q = 1205,8 \times 583 \times 315 = 221,3 \text{ MJ}$$

221,3 MJ är alltså den energimängd som per timme avlägsnas från gasen genom kylning. Energin kan betraktas som en förlust då denna inte kan tas tillvara på något sätt. I och med att mängden uppgår till ca 8 % av den avgivna effekten så kan slutsatsen dras att det handlar om en förhållandevis stor förlust.

Genom att addera energiförlusten till den totala energimängden som skall blandas med sekundärluften, fås energimängden som gasen har före avkylning.

$$2854,8 \text{ MJ} + 221,3 \text{ MJ} = 3076 \text{ MJ}$$

Om energiförlusten i strålningsvärme uppskattas till 2 % utgående från tidigare konstaterande, fås den totala energimängden hos gasen ut från aggregatet:

$$\frac{3076 \text{ MJ}}{0,98} = 3139 \text{ MJ}$$

Det kan då konstateras att **3139 MJ** är den totala energimängden som gengasaggregatet måste kunna producera per timme för att få en uteffekt på 300 kW. Värmeförluster i form av kylning har då beaktats.

5 Bränsleförbrukning

Då en konstant belastning på 300 kW ligger på generatorm kan energibehovet uttryckas i kg bränsle per timme. Själva gengasaggregatet antas då kunna ta tillvara all den hos pellets kemiskt bundna energi till trägas. Bränsleförbrukningen beräknas enligt tidigare konstaterat energiinnehåll hos pellets till:

$$\frac{3139 \text{ MJ}}{18,9 \text{ MJ}} = 166 \text{ kg pellets/h}$$

Pellets har densiteten 632 kg/m^3 . Bränsleförbrukningen uttryckt i volym fås då till:

$$\frac{166 \text{ kg}}{632 \text{ kg/m}^3} = 0,26 \text{ m}^3 \text{ pellets/h}$$

Bränsleförbrukningen i kg per dygn fås då till:

$$166 \text{ kg} \times 24 \text{ h} \sim 4000 \frac{\text{kg}}{\text{dygn}}$$

Uttryckt i volym fås mängden till:

$$\frac{4000 \text{ kg}}{632 \text{ kg/m}^3} \sim 6,3 \text{ m}^3/\text{dygn}$$

I och med att en dieselmotor konverterad till dieselgasdrift skall användas för energiproduktion så kommer ju en del av energimängden som produceras att vara dieselolja i form av pilotbränsle. Det hade tidigare konstaterats att dieseloljeförbrukningen har kunnat minskas till ca 20 %. Detta kommer att leda till att mängden pellets som skall förgasas per timme ändras något.

Den absoluta bränsleförbrukningen beräknades tidigare till 64,6 kg/h. Om pilotbränslet står för 20 % av denna mängd så fås dieseloljeförbrukningen till ca 13 kg/h. Då dieselolja antas ha värmevärdet 44 MJ/kg, leder det till att energimängden som tillförs motorn i form av dieselolja är:

$$13 \text{ kg/h} \times 44 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} = 572 \text{ MJ/h}$$

Energimängden 572 MJ skall då dras bort från den totala energimängden varvid den ändras till:

$$3139 \text{ MJ} - 572 \text{ MJ} = 2567 \text{ MJ}$$

Mängden pellets som skall förgasas per timme fås då till:

$$\frac{2567 \text{ MJ}}{18,9 \text{ MJ}} \sim 136 \text{ kg pellets/h}$$

Förbrukningen pellets sjönk alltså något i och med att en mängd pilotbränsle togs med i beräkningarna. Den absoluta bränsleförbrukningen både i form av diesel och pellets kan då räknas ut på samma sätt som tidigare, och summeras i tabell nummer 4.

Tabell 4. Absolut bränsleförbrukning i form av diesel och pellets.

	Dieselloolja	Pellets	Totalt
kg/h	13	136	149
m ³ /h	0,153	0,215	0,368
kg/dygn	312	3264	3576
m ³ /dygn	0,367	5,16	5,527

Tabellen ger bränsleförbrukning uttryckt både på som massa och volym. Pilotbränslet har alltså tagits i beaktande och samtidigt har en grov jämförelse mellan full gengasdrift och dual fuel principen gjorts.

5.1 Jämförelse med faktisk bränsleförbrukning

Efter kontakt med Rederi AB Lillgaard kunde tas del av maskinrapporter över bränsleförbrukningen för år 2010. Förbrukningen varierar något över kalenderåret, och grovt betraktat så finns en högre förbrukning under vintermånaderna. Diesel används

som bränsle i både huvud- och hjälpmaskiner, och förbrukningen är angiven som total mängd diesel adderat för båda två. Det gäller då att kunna resonera fram en förbrukning för ett stycke hjälpmotor och därefter kunna göra en jämförelse med den tidigare uträknade absoluta bränsleförbrukningen, för att till en början kunna se om beräkningen är rimlig. I rapporten är drifttimmarna givna för både hjälp- och huvudmotorer.

5.1.2 Huvudmaskineriets bränsleförbrukning

Den totala sträckan för en resa Långnäs – Nådendal – Långnäs är 137 NM. I vardera riktningen blir det 68,5 NM. Resan till Nådendal tar 4,5 h och resan tillbaka tar 6,5 h.

Sträcka 1 tillryggaläggs följaktligen med medelhastigheten 15,2 knop, och sträcka 2 med medelhastigheten 10,5 knop. Huvudmaskinerna har effekten 4000 hk styck. Då en hästkraft är 736 W, blir effekten uttryckt i kW då:

$$4000 \times 0,736 \text{ kW} = 2850 \text{ kW}$$

Det kan då konstateras att den totala maximala maskinstyrkan är sammanlagt 5700 kW. Maxfarten uppges till ca 17 knop. Den specifika bränsleförbrukningen för en huvudmotor sätts till 0,19 kg/kWh (Andersson 1998, s. 21). Den erforderliga framdrivningseffekten för sträcka 1 med två maskiner kan då sättas till 3000 kW (Andersson 1998, s. 239). Den absoluta bränsleförbrukningen för sträcka 1 blir då:

$$1500 \text{ kW} \times 0,19 \frac{\text{kg}}{\text{kWh}} = 285 \frac{\text{kg}}{\text{h}} / \text{motor}$$

$$285 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times 4,5 \text{ h} = 1282,5 \frac{\text{kg}}{\text{motor}}$$

$$1282,5 \frac{\text{kg}}{\text{motor}} \times 2 \text{ motorer} = 2565 \frac{\text{kg}}{\text{resa}}$$

Den erforderliga framdrivningseffekten för sträcka 2 kan sättas till 1400 kW (Andersson 1998, s. 239). Den absoluta bränsleförbrukningen för sträcka 2 blir då:

$$700 \text{ kW} \times 0,19 \frac{\text{kg}}{\text{kWh}} = 133 \frac{\text{kg}}{\text{h}} / \text{motor}$$

$$133 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times 6,5 \text{ h} = 864,5 \frac{\text{kg}}{\text{motor}}$$

$$864,5 \frac{kg}{motor} \times 2 motorer = 1729 \frac{kg}{resa}$$

Genom att summera de två bränsleförbrukningarna fås huvudmaskinernas totala bränsleförbrukning på hela den totala resan.

$$2565 + 1726 = 4291 kg \frac{bränsle}{resa}$$

I månadsrapporten var den genomsnittliga totala bränsleförbrukningen per resa Långnäs – Nådendal – Långnäs till 7180 l. Uttryckt i kg blir det.

$$7180 l \times 0,85 \frac{kg}{l} = 6103 kg$$

Genom att subtrahera huvudmaskinernas bränsleförbrukning från den totala förbrukningen fås följande mängd bränsle:

$$6103 - 4291 = 1812 kg \text{ bränsle}$$

Det återstår alltså 1812 kg diesel kvar som kan betraktas som förbrukningen för hjälpmotorer och värmepanna. Om man dividerar bränslemängden med dygnets 24 timmar får man mängden bränsle per timme:

$$\frac{1812 kg}{24 h} = 75,5 \frac{kg}{h}$$

75,5 kg/h är alltså den genomsnittliga bränsleförbrukningen för hjälpmotorer och värmepanna. Tidigare hade bränsleförbrukningen på en hjälpmotor vid 300 kW beräknats till 65 kg/h, vilket säger att kalkylen kan betraktas som någorlunda teoretiskt rimlig.

5.1.3 Summering av bränsleförbrukning med olika driftmedel

Bränsleförbrukningen vid full dieseldrift har räknats ut. Bränsleförbrukningen för såväl full gengasdrift och dieselgasdrift har också räknats ut. En jämförelse mellan dessa kan då göras i tabellform. I kolumnen Dieseldrift i tabell 5 måste dock påpekas att förbrukningen inte tar hänsyn till den mängd diesel som går åt till värmepanna, och det faktum att två hjälpmotorer är i drift under hamnmanöver.

Tabell 5. Bränsleförbrukning för en hjälpmotor med medelbelastningen 300 kW.

	Dieseldrift	Full gengasdrift	Dieselgasdrift
Diesel i kg/resa	1812	-	312
Diesel i l/resa	2130	-	367
Pellets i kg/resa	-	3980	3264
Pellets i l/resa	-	6300	5180

5.1.4 Möjligheter för bunkring och magasinering av bränsle

Dieselgasdrift har konstaterats som det bästa sättet att utnyttja en dieselmotor för gengasdrift. I tabell 5 anges förbrukningen av pellets till 5180 l/resa. Det motsvarar en veckovolym på ca 36,3 m³. Samtidigt sjunker dieselförbrukningen för hjälpmotorerna från 14,9 m³ till ca 2,6 m³ per vecka. Av naturliga skäl kan inte pellets förvaras i samma tankar som dieselolja, vilket betyder att ett förrådsutrymme måste finnas för pellets. Ett utrymme som kunde tjäna till detta är en *void space* som är närliggande till hjälpmotorrummet. Utrymmet är markerat i bilaga 1 med en röd oval. Utrymmet kunde användas till att inhysa ett gengasaggregat och/eller för att förvara pellets i. Ställning kan inte tas till såvida klassningssällskapet godkänner en konstruktion av detta slag.

Beträffande bunkring av pellets så borde detta med beaktande av m/s Fjärdvägens turlista, förslagsvis gå att utföra under liggetid både i Långnäs och i Nådendal.

6 Bedömning av resultat och källor

En utredning beträffande energibehovet för att ersätta en dieselolja med gengas har gjorts. Ett utredning baserat på tidigare forskning och energitekniska data har lett till att ett resultat har kunnat presenteras i form av kvantiteter gas och bränsle som krävs för att få en nyttig uteffekt. I beräkningarna har gjorts vissa antaganden och medelvärden på vissa data har använts för att få fram en rimlig uppskattning på energibehovet. Olika variabler och olika moment i beräkningarna, som hade kunnat leda till andra resultat, skall i detta kapitel tas i beaktande.

Värmevärdet och de fysikaliska egenskaperna hos pellets kan variera något beroende på vilken typ av trä som har använts i tillverkningen. Dock hade ju Työtehoseura konstaterat att det inte råder så stora skillnader mellan inhemska pellets. Vid informationssökning har jag ändå kunnat hitta något avvikande resultat hos andra källor. Skillnaden kunde ligga i att tillverkningen och försäljningen av pellets i utlandet kan skilja sig något i form av råmaterial, hantering och definition.

Som grund för att räkna ut effektbehovet användes den kemiska sammansättningen hos gengas. Kvaliteten och sammansättningen på gasen verkar variera något beroende på typ av bränsle, gengasaggregat, och mätning. Då gasens effektiva värmevärde räknades ut användes medeltalen på volymsammansättningen hos trågas enligt Hyytiäinen och Tötterman. De inerta beståndsdelarna i gasen var inte givna skilt för sig, utan ett antagande av dessa fick göras i resonemang med andra källor. Beroende på den faktiska sammansättningen av de inerta beståndsdelarna hade lite annorlunda fysikaliska egenskaper kunnat erhållas av beräkningarna. Men i det stora hela verkar beräkningarna varit rimligt utförda.

Dieseloljeförbrukningen som räknades ut på basen av månadsrapporten resulterade i ett någorlunda rimligt värde. Dock fick några antaganden göras när all information inte var tillgänglig. Mängden pilotbränsle vid dieselgasdrift fick uppskattas, det är möjligt att praktiska undersökningar hade gett en annan volym.

Beträffande källornas tillförlitlighet så känns dessa godtagbara. Alvarez bok i energiteknik används som kurslitteratur i studier och borde vara en tillförlitlig källa. De olika sidorna på nätet som har information om ämnet gengas är som alltid då det gäller elektroniska källor, inte av samma tillförlitlighet. De har inte alltid samma kontroll som tryckta källor och kan inte alltid ses som säkra. Vissa av dem kan ge ett lite dif-fust begrepp om olika saker, som kan få en att tvivla. Å andra sidan kan man tänka sig att en del av informationen beträffande gengas på internet ofta kan bli uppdaterad och reviderad av personer som är intresserade entusiaster och insatta i ämnet. Hyytiäinen och Töttermans bok *Gengaslära* är visserligen till åldern då den är tryckt 1945, men informationen borde vara helt tillförlitlig även idag.

7 Fortsatt forskning och utveckling inom ämnet

På basen av vad jag har kommit fram till i arbetet så kunde användningen av gengas för fartygsbruk utvecklas. Det här arbetet har inte behandlat alla praktiska åtgärder och inte heller den slutliga driftsekonomin efter en konvertering av en dieselmotor till dieselgasdrift. Då det gäller en dieselmotor är det av högsta betydelse att ett gengasaggregat väljs som lämpar sig för just den specifika motorn. Sammansättningen hos gasen kunde prövas fram med praktiska metoder, varefter ett gengasaggregat kunde tillverkas för att tillgodose behovet.

8 Källförteckning

- Alvarez, H. (1990). *Energiteknik*. Lund: Studentlitteratur.
- Andersson, T. (1998). *Maskinlära för sjöpersonal*. Upplands Väsby: TA-Driftteknik.
- Gengassidan (u.å.) http://www.gengas.nu/byggbeskrivningar/smp/kapitel_1.shtml#2.0 (hämtat 4.3.2011).
- Haventon, P. (2005). *Gengas - dokument från en bister tid*. Hudiksvall: Winberg CityBook AB.
- Hyytiäinen, T.H.E & Tötterman, M. (1945). *Gengaslära*. Helsingfors: sällskapet Pel-lervo.
- Rederi AB Lillgaard. (2010). *Maskinrapport över bränsleförbrukning*.
- Svensk standard SS 18 71 06*. Svenska bioenergiföreningen.
<http://svebio.agrim.com/attachments/33/99.pdf> (hämtat 24.2.2011)
- TA-Driftteknik. (u.å.) *Motortekniska grunder*. <http://www.ta-driftteknik.se/pdf%20filer/Kap%202%20Motortekniska%20grunder.pdf> (Hämtad 5.4.2011).
- Tuomi, S. & Kouki, J. (2001). *Puupellettien käyttö kiinteistöjen lämmityksessä*. (Työ-tehoseuran julkaisuja 383). Helsinki.
- Vedpärmen. (1996). *Bränslet*. <http://www.novator.se/bioenergy/wood/A4.pdf> (Hämtad 28.3.2011).
- Wahlroos, L. (1980). *Kotimaiset polttoaineet ja keskuslämmityskattilat*. (2. uppl.) Pori: Energiakirjat Ky.
- Wärtsilä 20 Project guide. <http://www.wartsila.com/en/engines/medium-speed-engines/Wartsila20> (Hämtat 20.3.2011).

General Arrangement

Bilaga 1

