

SYSTEMTEKNIK

1164

Integrering av biogaseldad gasturbin i kraftvärmeanläggning

Magnus Genrup och Klas Jonshagen

**Integrering av biogaseldad gasturbin i
kraftvärmeanläggning**

**Integration of bio-fired gas turbines in combined
heat and power generation**

Magnus Genrup och Klas Jonshagen

SYS08-809

VÄRMEFORSK Service AB
101 53 STOCKHOLM · Tel 08-677 25 80
Januari 2011
ISSN 1653-1248

Abstract

Att integrera en bioeldad gasturbin i förvärmkedjan i ett kraftvärmeverk ökar anläggnings flexibilitet – och verkningsgrad. Principen är att man ersätter avtappningen från ångturbinen för matarvattenförvärmning med värme från gasturbinens avgaser. Man får då både bidraget från gasturbinens generator och ökad elproduktion i ångturbinen från ökat massflöde och reheat. Anläggningens värmeproduktion ökar också i förhållande till ökningen i elproduktion. Marginalproduktionen är förhållandevis CO₂-neutral om biobränsle används i gasturbinen.

Sammanfattning

Sverige har godkänt EU-fördraget att ha 20 procent förnyelsebar energi 2020 och biogas kommer sannolikt att få en betydande roll för att uppnå denna nivå. Biogas kan, under vissa förutsättningar, eldas i en gasturbin med god verkningsgrad. Maximal verkningsgrad för en kombianläggning är 60 procent, men det gäller bara större anläggningar. Med mindre gasturbiner går det inte att nå en tillräckligt god verkningsgrad till en rimlig kostnad.

Mindre gasturbiner ger ibland mycket låga volymflöden ånga som kan resultera i mycket små ångturbiner eller delpådrag, båda med potentiell låg verkningsgrad. Ett annat alternativ är att koppla in gasturbinen i förvärmarkedjan på ett kraftverk. Denna teknik är i dag kommersiell och finns exempelvis på DONGs anläggning Avedøre II i Köpenhamn. Denna förstudie syftar till att undersöka potentialen för att integrera en biogaseldad gasturbin i ett typiskt och existerande svenskt/nordiskt kraftvärmeverk.

Vi har använt kraftvärmeanläggningen i Enköping som plattform eftersom den kan ses som en typisk anläggning för svenska förhållanden. Valet av Enköping begränsar inte allmängiltigheten eftersom det är förhållandet mellan gasturbinens värmeeffekt och uppvärmningsbehovet i förvärmarkedjan och eventuell reheat som bestämmer lämplig gasturbin.

Projektet har genomförts på Lunds Tekniska Högskola (LTH), med stöd från Siemens och Lunds Energi.

Verkningsgraden för eldad gasturbineffekt kan jämföras med en motsvarande storleks kombicykel. Nivåer överstigande 45 procent är möjliga med två Solar Mercury 50 inkopplade i förvärmarkedjan och reheat. Motsvarande nivå med Siemens SGT100 är 40 procent.

Målgruppen är svenska/nordiska organisationer och aktörer inom kraftvärmeproduktion.

Målen med projektet anses av författarna vara uppnådda i stort.

Författarna önskar att framföra ett tack till Urban Eklund på ENA Energi för att vi fick använda anläggningen som plattform i undersökningen och Åke Göransson på Siemens för support.

Nyckelord:

Gasturbin, Kraftvärmeproduktion, biobränsle, förgasning, CO₂-neutral

Executive Summary

The aim of the project was to perform a pre-study of the potential to introduce a bio-fired gas turbine into the pre-heater train of a district heating plant. The incentive for the work is the desire (and political drivers) to increase bio-fuel usage in heat and power production. Sweden has also ratified the EU treaty of having 20 percent re-newable in the system before 2020. There are several options at the hand but locally produced biofuels from either gasification or biological processes can be fired in a gas turbine. The size of the gas turbine is limited by shear size of the fuel plant and raw-material transport issues.

Today, the maximum electrical efficiency for large-scale advanced plants is on the order of 60 percent. This level is, however, not feasible for smaller size units and one can expect much lower levels. Another possibility is to re-power an existing plant and use the exhaust heat from the gas turbine. Either to produce steam in a heat recovery steam generator, heat boiler combustion air (and variants) or to reduce pre-heater extraction through by-passing the pre-heaters. Previous studies have shown that one could expect very high efficiency levels if the heat could be utilized in the feed water to the boiler. This is typically coupled to the admission pressure level and super-critical plant may have feed water temperature exceeding 300 °C.

The aim of this project was to investigate the potential from introducing this technology into a certain typical Swedish/Nordic turbine based district heating plant. A typical plant has modest admission data (compared to an ultra super-critical plant), hence lower final feed water temperature. A lower final temperature makes it more troublesome to effectively use the exhaust heat from the gas turbine. A further improvement is possible by introducing reheat. There are several practical limitations, where the most severe is the need to extract the full turbine flow and induce it after the reheater. The only practical way is to use the cross-over pipe. The cross-over pressure level is adapted to optimize the loading distribution between the high- and low pressure turbine rather than providing a suitable reheat pressure. Hence, two limits to address in the present pre-study.

This work is based on the plant in Enköping and two suitable gas turbine candidates were investigated in this study. One engine with a low exhaust temperature and an engine with rather high exhaust temperature were chosen for this study. The first engine is the Solar Mercury 50 and the second candidate is Siemens SGT-100.

The result indicates that the marginal efficiency is on the order of 45 percent for a twin Mercury 50 set (including reheat). The hotter Siemens engine reaches approximately 50 percent, when the steam is reheated to 320 °C in the cross-over pipe. The final feed water temperature of 205 °C poses a strong limiting factor for the reachable efficiency levels. Another issue is the steam turbine axial trust, where one can expect changes when the turbine is operated under the described conditions. The results, however, indicates that there actually is a relief in trust bearing loading.

Key to report nomenclature and abbreviations:

P_{GT}	Gas Turbine Power
$\Delta P_{\dot{A}T}$	Steam cycle marginal power (power increase) when the gas turbine is installed in the preheater train
$\Delta Q_{Fj\ddot{a}rrv\ddot{a}rme}$	District heating marginal power (power increase) when the gas turbine is installed in the preheater train
$\eta_{el,ng}$	Marginal efficiency according to: $\frac{P_{GT} + \Delta P_{\dot{A}T}}{\dot{m}_{br\ddot{a}nsle} \cdot LHV}$
$P_{br\ddot{a}nsle}$	Total fired fuel
$P_{el,tot}$	Total electric power
$\eta_{el,tot}$	Plant efficiency with gas turbine(s)
η_{org}	Datum cycle efficiency

All gas turbine related performance parameters are related to the standard ISO condition.

The work is based on cycle off-design modeling on several levels and numerical optimization. The chosen programs are IPSEpro and Siemens in-house (proprietary) steam turbine and cycle design system. The LTH cycle off-design model has been calibrated against real plant data and shows good agreement when compared. The Siemens tool has mainly been used to verify the LTH-model and calculate the change in trust loading. The latter was initially thought as the limiting factor, but the work indicates that the chosen combinations should be possible to realize. The Siemens tool is based on a detailed stage-by-stage approach and has initially been used to design the turbine. The trust calculation is quite involved and includes flow momentum change, pressure differences (including radial equilibrium) over blades, shrouds and discs. Each presented cycle configuration has been optimized, using a generic algorithm, searching maximum steam cycle power increment while keeping realistic limitations. Such limitations are: feed pump cavitations issues when changing operating modes, sub-cooled condensate for efficient deaeration and thrust bearing loading. The actual optimization runs have been set to optimize the flow distribution between the plant heaters (i.e. high- and low pressure) and the bio-fired gas turbine heat recovery generator.

The gas turbines have been modeled using “black box” approach for the engines except for the flue gas flow and composition. For the latter, realistic values have been calculated and used in the analysis.

Key words: Gas turbine, combined heat and power production, bio-fuel, gasification, CO₂-neutral

Innehållsförteckning

1	INLEDNING	1
1.1	BAKGRUND	1
1.2	BESKRIVNING AV FORSKNINGSSOMRÅDET	1
1.3	FORSKNINGSUPPGIFTEN OCH DESS ROLL INOM FORSKNINGSSOMRÅDET	1
1.4	MÅL OCH MÅLGRUPP	2
2	GASTURBIN I FÖRVÄRMAREMARKEDJAN	3
2.1	KRAFTVÄRMEVERKET	3
2.2	GASTURBINERNA	3
2.3	ÅNGCYKELMODELL	5
2.4	KOPPLINGSMÖJLIGHETER	7
3	RESULTATREDOVISNING	9
3.1	SIEMENS SGT-100	9
3.2	SOLAR MERCURY 50 (M50)	10
3.3	ÅNGTURBINERNAS AXIALKRAFTER	11
4	RESULTATANALYS	12
4.1	SIEMENS SGT-100	12
4.2	SOLAR MERCURY 50 (M50)	13
4.3	VARAKTIGHETSDIAGRAM	16
5	SLUTSATSER FRÅN FÖRSTUDIEN	17
6	REKOMMENDATIONER OCH ANVÄNDNING	18
7	FÖRSLAG TILL FORTSATT FORSKNINGSPÅRBEDE	19
8	LITTERATURREFERENSER	20

Bilagor

A.1-A.2	SGT100 VÄRMEBALANSER
A.3-A.5	SOLAR MERCURY 50

1 Inledning

1.1 Bakgrund

Sverige har antagit EU-fördraget att ha 20 procent förnyelsebar energi 2020 och biogas kommer sannolikt att få en betydande roll för att uppnå denna nivå. Biogas kan, under vissa förutsättningar, eldas i en gasturbin med god verkningsgrad. För att erhålla hög verkningsgrad måste värmen från gasturbinens rökgaser utnyttjas i en avgaspanna. Denna teknik är välkänd och har sedan början av 80-talet tagit stora marknadsandelar. Maximal elverkningsgrad ligger runt 60 procent vid tre trycknivåer med reheat. Värmen i rökgaserna utnyttjas bäst om temperaturen ligger kring 600 °C, ångan bör vara så varm som möjligt. En annan möjlighet är att kombinera en gasturbin och avgaspannan med förvärmaredjan i ett traditionellt ångkraftverk. I detta fall produceras ingen ånga i avgaspannan, istället förvärms matarvattnet till lämplig nivå och minskar avtappningsmängderna. När denna teknik utnyttjas optimalt med överkritiska pannor (300 bar, 600/605 °C) kan man nå 60 procent *marginalverkningsgrad* [2]. Marginalverkningsgraden är definierad som gasturbineffekten och ökningen i ångturbineffekt per enhet bränsle i gasturbinen. Maximalt utnyttjande får man vid höga ångtryck (och hög slutmatarvattentemperatur) och relativt kalla gasturbinrökgaser. Anläggningen blir mycket flexibel eftersom alla delar kan köras separat exempelvis vid driftstörningar och normala belastningsvariationer.

Vår studie utgår från svenska förhållanden och syftar till en integrering i ett typiskt svenskt kraftvärmeverk. Plattform för undersökningen har varit ENA Energi i Enköping och deras två-hus VAX-II ångturbin.

1.2 Beskrivning av forskningsområdet

Tekniken att integrera en gasturbin i förvärmaredjan i ett ångkraftverk är välkänd och kommersiellt tillgänglig. Närmaste exemplet är DONG:s anläggning Avedøre II i Köpenhamn. Avedøre II har två naturgaseldade flygderivat (Rolls-Royce Trent 60) integrerade i förvärmaredjan [3]. Detta specifika projekt syftar till att undersöka möjligheterna att anpassa denna teknik för att integrera biogaseldning med hög marginalverkningsgrad i befintlig svensk kraftvärmeproduktion. En befintlig anläggning har en viss ångpanna, turbin, kondensorer och förvärmaredja med sina geometrier.

1.3 Forskningsuppgiften och dess roll inom forskningsområdet

Det finns väsentligen två problem med att integrera biogaseldade gasturbiner i en förvärmaredja, gasturbinens stabilitet och förbränning och ångturbinen. Gasturbinens problemområden är väl beskrivna i [4], [5] och [6], medan publicerad information om ångturbiner vid varierande avtappningsflöden är svår att hitta.

Forskningsuppgiften är att studera:

- (i) Inverkan på cykeln vid olika avtappningsmängder
- (ii) Val av avgaspanna samt flödesfördelning mellan denna och befintlig förvärmaredja
- (iii) Ångturbinens axialkrafter

1.4 Mål och målgrupp

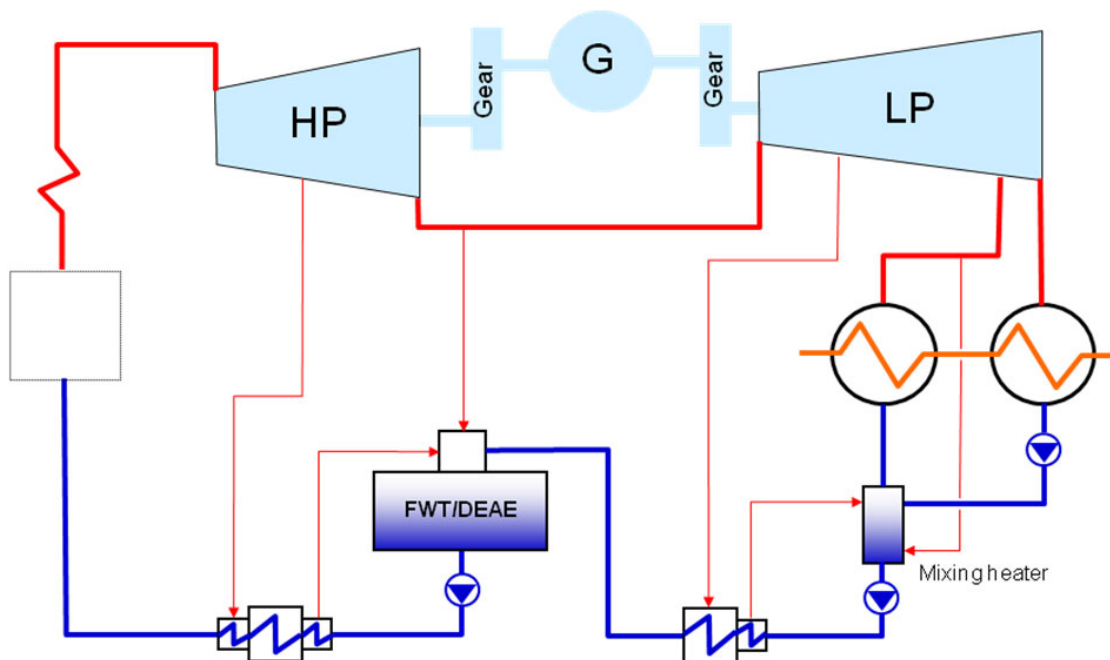
Projektet avser en första fas för att studera möjligheterna att introducera en bioeldad gasturbin i förvärmarekedjan i en typiskt svensk/nordisk kraftvärmeanläggning. Målgruppen är svenska/nordiska organisationer och aktörer inom kraftvärmeproduktion.

2 Gasturbin i förvärmkedjan

Förvärmkedjan i ett normalt kraftvärmeverk drivs normalt av avtappningar från ångturbinen. Genom att ansluta en gasturbin och använda en avgaspanna för att helt eller delvis ersätta den ordinarie förvärmkedjan kan avtappningarna minskas. Resultatet blir att ett större flöde kommer att expandera genom hela turbinen vilket ökar både el- och värmeeffekten.

2.1 Kraftvärmeverket

Kraftvärmeverket som ligger till grund för underökningen är ENA energis bioeldade (skogsbränsle) anläggning i Enköping som driftsattes 1994. Kraftverket har en eleffekt på cirka 24 MW och en värmeeffekt på 55 MW. Pannan är på cirka 80 MW och levererar ånga vid 101.5 bars och 540°C. Anläggningen står för 85 procent av den årliga värmeförbrukningen i Enköping, de resterande 15 procenten kommer från en träpulver eldad panna.



Figur 1. Kopplingsschema kraftvärmeverket i Enköping

Figure 1. Enköping combined- heat and power plant layout

2.2 Gasturbinerna

För undersökningen valdes två gasturbiner; Siemens SGT-100 och Solar Mercury 50 (M50). Valet av maskiner har i detta fall styrts av storleken på kraftvärmeverket och tillgängliga avgasdata för gasturbinerna. Effektklassen styrs också av tillgänglig bränsleeffekt och rimligt upptagningsområde.

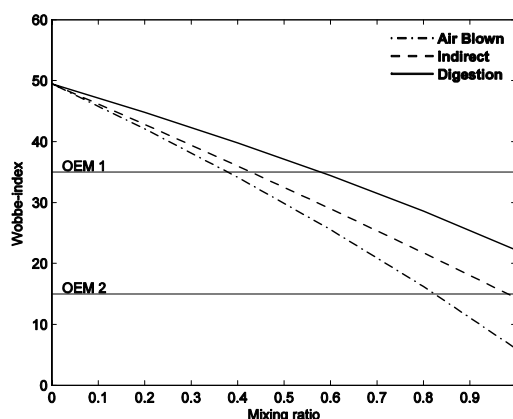
Tabell 1. Gasturbin data

Table 1. Gas turbine data

	Siemens SGT-100	Solar M50
Effekt	5,25MW	4,6MW
Verkningsgrad	30,2%	38,5%
Rökgastemperatur	530°C	376,7°C
Rökgasmassflöde	20,8kg/s	17,69kg/s
Eldad effekt	17,38MW	11,95MW

Siemens SGT-100 finns i både en- och två axligt utförande och tryckförhållandet är 14.6 och M50 är enaxlig med lägre tryckförhållande p g a rekuperatorn. I båda fallen måste bränslet trycksättas till cirka 1.25 gånger tryckförhållandet, för att övervinna förluster och lämplig ventilauktoritet. I de flesta fall blir nettoeffekten (ökning av turbineffekt pga. ökat massflöde i samma storleksordning som kompressorarbetet) liten från gasturbinen.

Vanligtvis sätts begränsningen för hur lågt värmevärde man kan elda av kompressorns stabilitet och brännkammaren. För ett normalt gasturbinbränsle (huvudsakligen metan) är förhållandet mellan bränsle och luft i brännkammaren cirka 0.02 och för ett 5 MJ/kg ($\text{CH}_4 + \text{CO}_2$) 0.21, dvs. 13 gånger mer bränsle för samma eldningstemperatur [4]. I normalfallet skulle man ha ungefär lika stort flöde genom kompressorn, brännkammaren och turbinen, medan ett lågvärdesfall ger avsevärt större flöde ($\Delta \dot{m}_{40}$) genom brännkammaren och turbinen. De flesta maskiner torde klara nivåer 20...25 MJ/kg utan större modifieringar. Värmevärdet är inte tillräckligt för att karakterisera eller beskriva lämpligheten för ett bränsle. För att karakterisera ett bränsle används istället Wobbe-index som anger storleken på bränslesystem, ventiler och brännare. Wobbe-index är ett mått på hur mycket energi (i form av gasformigt bränsle) som kan passera en viss area i t.ex. en bränslespridare. Figuren nedan visar Wobbe-index för (1) luftblåst förgasning, (2) indirekt förgasning och (3) rötgas för blandning med ren naturgas. Linjerna som är märkta med OEM är exempel på två olika tillverkares nedre gräns.



Figur 2. Wobbe-index för olika bränslesammansättningar och naturgasinblandning [7]

Figure 2 Wobbe-index for different fuels and natural gas mixing level

Man kan visa att kompressorns tryckförhållande kommer att öka enligt [4]:

$$\frac{\Delta PR}{PR} \cong \underbrace{\frac{\Delta \dot{m}_{40}}{\dot{m}_{40}}}_{(A)} + \frac{1}{2} \underbrace{\frac{\Delta COT}{COT}}_{(B)} - \underbrace{\frac{\Delta FN}{FN}}_{(C)} + \underbrace{\frac{1}{2} \frac{\Delta R}{R} - \frac{1}{2} \frac{\Delta \kappa}{\kappa}}_{(D)}$$

Ändringen i tryckförhållandet är alltså lika stort som ökningen av flödet (A) genom turbinen och ändringen i medieegenskaperna (D). Man kan motverka ökningen i tryckförhållande genom att antingen reducera eldningstemperaturen (B) eller öka turbinens kapacitet (C) eller bådadera. Ett ökat tryckförhållande kommer att minska volymflödet i de bakre stegen med ökad positiv incidence¹ som följd. En ökad positiv incidence kommer att öka stegbelastningen och diffusionen i steget med risk för separation och till slut – pumpning. En kompressor bör vara utlagd med 15...20 procent pumpmarginal och då bör man kunna nå relativt låga värmevärden. Problemet förstärks vid varma omgivningstillstånd, där det kan vara aktuellt med reducerad eldning.

2.3 Ångcykelmodell

När man gör modeller av förändringar i en befintlig anläggning måste man använda en realistisk beräkningsmodell. I detta fall har en kalibrerad modell av ENA-anläggningen i Enköping använts. Modellen är framtagen på institutionen för Energivetenskaper på LTH, men används till exempel av Mälardalens Högskola för cykelanalys. Som beräkningsplattform används IPSEpro och dess optimerare (generisk algoritim) tillsammans med off-design modeller från LTH. Analys av en befintlig anläggning skiljer sig märkbart från designberäkningar eftersom att man har givna geometrier och istället söker till exempel flöden, tryck och temperaturer. Analysen har genomförts dels på delturbiner med LTHs verktyg och på detaljerad stegnivå med Siemens beräkningsprogram.

En delturbin är ett antal turbinsteget som avgränsas med antingen inlopp, intappning, avtappning och avlopp. Verkningsgraden för en delturbin är en funktion av Parsontalet som definieras enligt:

$$X = \frac{\sum u^2}{\Delta h_s}$$

Parsontalet beskriver vilken aerodynamisk belastning man har i sin delturbin och man kan med tillräcklig noggrannhet korrelera verkningsgraden mot denna. En vidare förenkling är möjlig om maskinen är fasad mot nätet då varvtalet är konstant, och därmed $\sum u^2$.

$$\eta_s = f\left(\frac{\Delta h_s^{Des}}{\Delta h_s}\right)$$

Ekvationen ovan ger verkningsgraden för en delturbin som en funktion av ett relativt Parsontal – eller relativt isentropiskt värmefall för respektive delturbin. För att kunna bestämma delturbinernas isentropa värmefall behöver man känna trycket in- och ut ur

¹ Incidence är skillnad mellan strömningsvinkeln och bladets optimala inströmningsvinkel

respektive delturbin. Trycket in i en delturbin bestäms av genomsläppligheten eller så kallad ”vidhet”, som ger kopplingen massflöde – tryck – volymitet. Traditionellt har man använt modeller som baseras på Stodolas ångkon, men de är kända för relativt stora fel vid höga stegbelastningar.

$$\dot{m}_{i-j} = C_{T,i-j} \sqrt{\frac{p_i^2 - p_j^2}{p_i \cdot v_i}} \text{ eller om } p_i \gg p_j \text{ som: } \dot{m} = C_T \sqrt{\frac{p_i}{v_i}} \sim \frac{p_i}{\sqrt{T_i}}$$

Trycket innan en delturbin är direkt proportionerligt mot flödet och roten ur temperaturen i Kelvin. En omedelbar slutsats är att alla tryck i en ångturbin byggs upp bakifrån av flödet.

I detta arbete har en modell som baseras på Beckmann används [8] [9]. Beckmanns modell är mer komplicerad att använda eftersom beräkningen blir rekursiv (polytropexponenten ”n” måste vara känd), men lämpar sig väl för datorbehandling:

$$\dot{m} = C_{T,B} \sqrt{1 - y(1 + \mu)} \sqrt{\frac{p_i}{v_i \cdot \mu}} F$$

$$F = \frac{n}{n+1} \left\{ 1 - \left[1 + \frac{2\lambda}{n-1} \right] \left(\frac{p_i}{p_j} \right)^{-\frac{n+1}{n}} - \left[1 - \frac{n+1}{n-1} \left(\frac{p_i}{p_j} \right)^{-\frac{2}{n}} \right] \lambda \right\}$$

$$\lambda = f(\text{antalet steg})$$

Avloppsförlusten beräknas enligt DIN1943

Värmekondensornas värmeövergångstal beräknas med en empirisk metod och är en funktion av medeltemperaturen på fjärrvärmesidan och fjärrvärmeflödet [8].

I tabellen nedan visas resultat från jämförelse mellan beräkningsmodell och leveransprov utförd 1994, för ett fall med tre fullt öppna pådragsbågar. Modellen kalibrerades i fullast mot garantiprovsdata och resultatet visar god överensstämmelse trots att lasten är 75 procent av nominell [8].

Tabell 2. Verifiering av beräkningsmodell

Table 2. Cycle model verification

	Enhet	DIN 1943 prov	IPSEpro
Ångflöde	kg/s	21.43	21.75
Tryck värmekondensator 1	bar(a)	0.434	0.472
Tryck värmekondensator 2	bar(a)	0.750	0.793
Framledningstemperatur	°C	91.2	92.6
Matarvattentemperatur	°C	190.7	191.1
Temperatur efter MVT	°C	154.0	156.2
Kondensat efter LP-FV	°C	121.8	123.0

2.3.1 Siemens beräkningsprogram

För detaljerad modellering på stegnivå har LTH haft tillgång till Siemens interna design och off-design program. Detta har dels använts till att kontrollera LTH:s modeller och dels att beräkna ändringen i ångturbinens axialkrafter när avtappningsmängderna minskas. Detaljerna runt Siemens beräkningsprogram redovisas inte här utan begränsas till en kortfattad genomgång av axialkrafter.

Turbinen är av impulstyp, som innebär att man har låg reaktionsgrad i de flesta stegen. Låg reaktionsgrad innebär att man har låga tryckfall över rotorerna och får på detta sätt små axialkrafter. Man brukar i normalfallet (för impulsteknik) balansera rotorns axialkraft med växelns normalkraft och får då låga lagerbelastningar. Rotorns axialkrafter består också av bidraget från impulsändring in- och ut ur rotorn.

2.4 Kopplingsmöjligheter

Förvärmkedjan består av blandningsförvärmare, lågtrycksförvärmare, matarvattentank och slutligen en högtrycksförvärmare (Figur 3).

- Slutmatarvattentemperaturen² är på anläggningen i Enköping 204 °C och temperaturen bör inte ökas utan djupare analys av ångpannans bakre drag. En ökning skulle resultera i högre rökgastemperatur innan luftförvärmaren, med risk för reducerad pannverkningsgrad.
- Trycket i matarvattentanken skall följa avtappningstrycket i ångturbinen för att undvika kavitationsproblem i matarvattenpumpen vid driftomställning. Temperaturen i matarvattentanken kommer att öka vid drift med gasturbin och sjunka vid stopp av gasturbinen. Man kan visa att temperaturförändringen i matarvattentanken ungefär följer sambandet:

$$\frac{\Delta t}{t} \approx \frac{1}{4} \frac{\Delta p}{p} \approx \frac{1}{4} \frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}}$$

Trycket i matarvattentanken glider med flödet genom nästa delturbin och driftomläggning till normal avtappningsdrift måste ske med försiktighet. Temperaturökningen för inkommande kondensat skall vara minst 11 °C för effektiv avgasning.

- Inkoppling av reheat (Figur 4) är endast möjligt i ”cross-over” röret eftersom hela flödet måste ut ur turbinen och återföras efter reheatern. Maximal reheat temperatur är satt till 330 °C. Orsaken till denna blygsamma nivå är trycket i ”cross-over” röret som begränsar möjligheterna till effektiv reheat. Designtrycket är i storleksordningen 7 procent, medan konventionell reheat till full admissionstemperatur normalt ligger i intervallet 20...25 procent av admissionstrycket. Högre temperaturer resulterar i hög överhettning i turbinavloppet.

² Optimal slutmatarvattentemperatur kan beräknas enligt:

$$T_{MV} = (0.75 \dots 0.9) \frac{\text{antal } FV}{\text{antal } FV+1} (T_{\text{mättnad}(p)} - T_{\text{kond}}) + T_{\text{kond}}$$

3 Resultatredovisning

Resultaten redovisas i tabeller, den högra delen visar siffror som är relaterade till gasturbinen och den vänstra delen visar siffror som är relaterade till den totala cykeln.

Alla gasturbinrelaterade siffror gäller för ISO-tillstånd (15 °C, 1.013 bar(a) och 60 % RH). Fjärrvärmereturtemperaturen är 55 °C och framledningen är satt till 95 °C.

Förklaringar till tabellen:

P_{GT}	Gasturbinens effekt
$\Delta P_{\dot{A}T}$	Ångcykelns marginaleffekt ger då gasturbinen anslutits till förvärmaredjan
$\Delta Q_{Fj\ddot{a}rrv\ddot{a}rme}$	Extra värmeeffekt som ångcykeln ger då gasturbinen anslutits till förvärmaredjan
$\eta_{el,ng}$	Marginalverkningsgrad enligt: $\frac{P_{GT} + \Delta P_{\dot{A}T}}{\dot{m}_{br\ddot{a}nsle} \cdot LHV}$
$P_{br\ddot{a}nsle}$	Total bränsleeffekt
$P_{el,tot}$	Total eleffekt
$\eta_{el,tot}$	Cykeln elverkningsgrad efter att gasturbinen kopplats in
η_{org}	Originalcykelns elverkningsgrad

För varje fall som har testats har ett optimeringsverktyg (generisk algoritm) används för att optimera/bestämma flödesfördelningen mellan ordinarie förvärmaredja och rökgasförvärmningen.

3.1 Siemens SGT-100

Tabell 3. SGT-100 utan Reheat

Table 3. SGT-100 without Reheat

Utan re-heat			
Gasturbin relaterat		Totala cykeln	
P_{GT}	5,25MW	$P_{br\ddot{a}nsle}$	943MW
$\Delta P_{\dot{A}T}$	0,79MW	$P_{el,tot}$	30,3MW
$\Delta Q_{Fj\ddot{a}rrv\ddot{a}rme}$	9,04MW	$\eta_{el,tot}$	32,18%
$\eta_{el,ng}$	34,74%	η_{org}	31,50%

Tabell 4. SGT-100 med reheat

Table 4. SGT-100 with reheat

Med reheat			
Gasturbinrelaterat		Totala cykeln	
P_{GT}	5,25MW	Total bränsleeffekt	942MW
$\Delta P_{\dot{A}T}$	1,68MW	Total el effekt	31,2MW
$\Delta Q_{Fj\ddot{a}rrv\ddot{a}rme}$	7,78MW	$\eta_{el,tot}$	33,17%
$\eta_{el,ng}$	39,86%	η_{org}	31,50%

3.2 Solar Mercury 50 (M50)

Tabell 5. M50 utan reheat

Table 5. M50 without reheat

Utan reheat			
Gasturbinrelaterat		Totala cykeln	
P_{GT}	4,6MW	Total bränsleeffekt	889MW
$\Delta P_{\dot{A}T}$	0,44MW	Total el effekt	29,4MW
$\Delta Q_{Fj\ddot{a}rrv\ddot{a}rme}$	4,87MW	$\eta_{el,tot}$	33,02%
$\eta_{el,ng}$	42,18%	η_{org}	31,50%

Tabell 6. M50 med Reheat

Table 6. M50 With Reheat

Med reheat			
Gasturbinrelaterat		Totala cykeln	
P_{GT}	4,6MW	Total bränsleeffekt	888MW
$\Delta P_{\dot{A}T}$	0,44MW	Total el effekt	29,5MW
$\Delta Q_{Fj\ddot{a}rrv\ddot{a}rme}$	8,52MW	$\eta_{el,tot}$	33,17%
$\eta_{el,ng}$	43,44%	η_{org}	31,50%

Tabell 7. 2 st M50 med Reheat

Table 7. 2x M50 with Reheat

Med reheat			
Gasturbinrelaterat		Totala cykeln	
P_{GT}	9,2MW	Total bränsleeffekt	1007,0MW
$\Delta P_{\dot{A}T}$	1,77MW	Total el effekt	35,3MW
$\Delta Q_{Fj\ddot{a}rrv\ddot{a}rme}$	8,47MW	$\eta_{el,tot}$	35,04%
$\eta_{el,ng}$	45,91%	η_{org}	31,50%

3.3 Ångturbinernas axialkrafter

Ångturbinernas nettoaxialkrafter har beräknas med Siemens beräkningsprogram AXIAL. Programmet används av Siemens för att dimensionera sina ångturbiner och för off-design analys. Resultaten redovisas relativt i nettoform, d v s den resulterade axialkraften som skall absorberas med axiallagren.

Tabell 8. Axialkrafter (relativa)

Table 8. Shaft trust (normalized)

	Orginal	Med gasturbin
HP Ångturbinens lagerbelastning (Axial)	1	0.55
LP Ångturbinens lagerbelastning (Axial)	1	<0.5

Resultaten visar att axialkrafterna sjunker avsevärt och inte begränsar driftformen.

4 Resultatanalys

För att integrera gasturbinen i ångcykeln på ett effektivt sätt är det viktigt att de varma rökgaserna utnyttjas på ett termodynamiskt effektivt sätt. Mängden energi som tas tillvara bestäms huvudsakligen av skorstenstemperaturen, som i sin tur bestäms av matarvattentemperaturen in i den första förvärmaren. Skorstenstemperaturen varierar bara lite för de olika kopplingarna (anledningen till att den varierar är att flödesfördelningen mellan kondensator ett och två kommer att ändras när ångturbinens avloppstemperatur ändras).

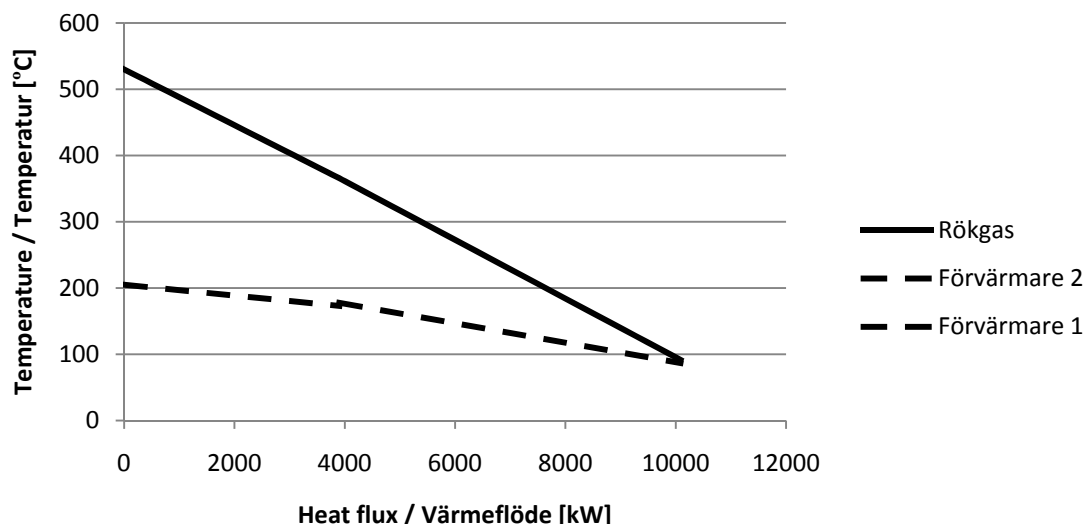
Däremot varierar medeltemperaturen mellan de olika kopplingarna där värmen överförs, om denna är hög blir processen termodynamiskt bättre. För att optimera en avgaspanna ska den utformas så att temperaturskillnaden mellan den varma och kalla sidan är så liten som möjligt. Detta kan åskådliggöras i ett T-Q diagram som visar hur temperaturerna i avgaspannan varierar med den överförda värmen. Förhållandet mellan värmeöverföringen och temperaturen beskrivs av sambandet:

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p(T_{ut}-T_{in})$$

I de temperaturintervall som studeras kan c_p anses konstant och det är alltså massflödet \dot{m} som bestämmer lutningen på linjerna i T,Q-diagrammen ($dT/d\dot{Q} = 1/(\dot{m} \cdot c_p)$)

4.1 Siemens SGT-100

Figur 5 visar T-Q diagrammet över när Siemens SGT-100:s rökgaser utnyttjas i förvärmarkedjan. Temperaturen in i ångpannan är cirka 205°C vilket medför att temperaturskillnaden på matarvattnet och rökgasen kommer att bli mycket stor. Det gör att den högvärdiga värmen i rökgaserna inte används på ett termodynamiskt optimalt sätt.

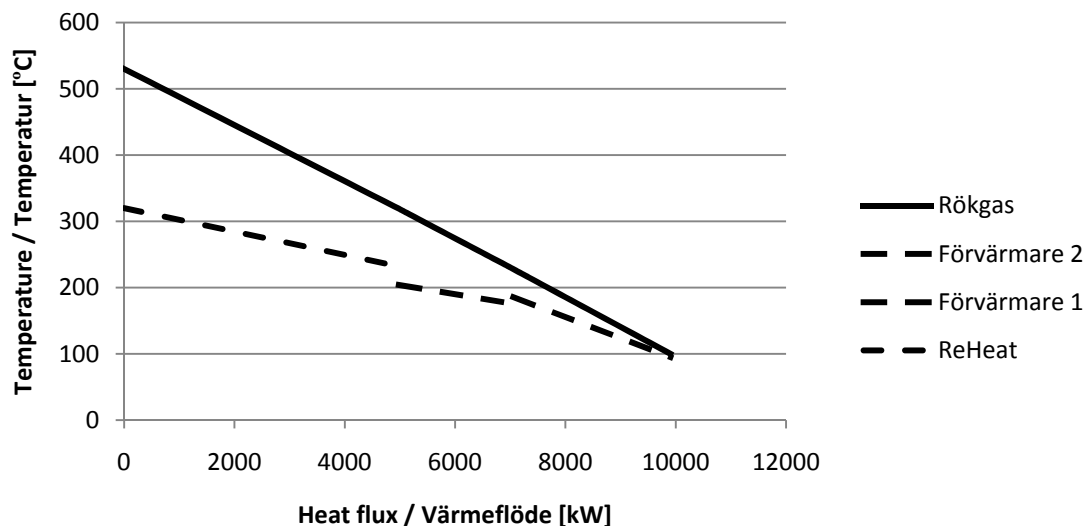


Figur 5. T-Q diagram för SGT-100 förvärmning utan reheat

Figure 5. T-Q chart for SGT100 without reheat

Fallet med reheat koppling kan på ett betydligt bättre sätt ta tillvara på SGT-100:s heta rökgaser. Figur 6 visar T-Q diagrammet med reheat koppling för SGT-100. Notera att nu kommer en mindre del av matarvattenflödet gå igenom rökgasförvärmarna, resterande del kommer att gå genom den ordinarie förvärmkedjan. Det gör att lutningen i T, Q-diagrammet på vattensidan ökar och linjen hamnar närmare den hos rökgaserna vilket ger en mindre temperaturskillnad. Temperaturen sjunker mellan förvärmare ett och två eftersom avgasningen sker här. Med denna koppling ser T, Q-diagrammet betydligt bättre ut och man når en marginalverkningsgrad på nästan 40 procent.

Reheattrycket i den befintliga ångturbinen är för lågt och begränsar därför temperaturen. Hade temperaturen kunnat höjas hade rökgaserna kunnat utnyttjas bättre med en högre verkningsgrad.

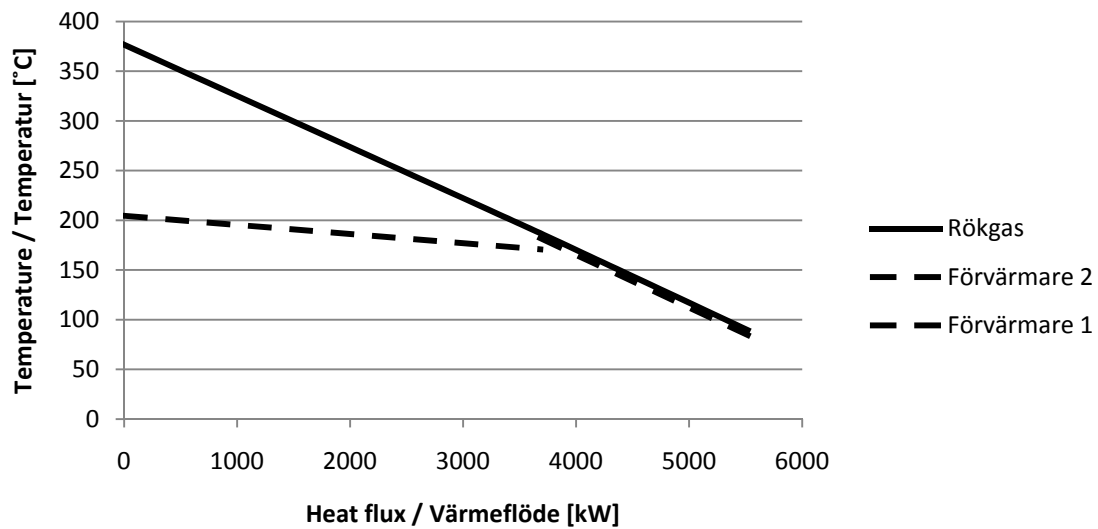


Figur 6. T-Q diagram för SGT-100 förvärmning med reheat

Figure 6. T-Q chart for SGT100 including reheat

4.2 Solar Mercury 50 (M50)

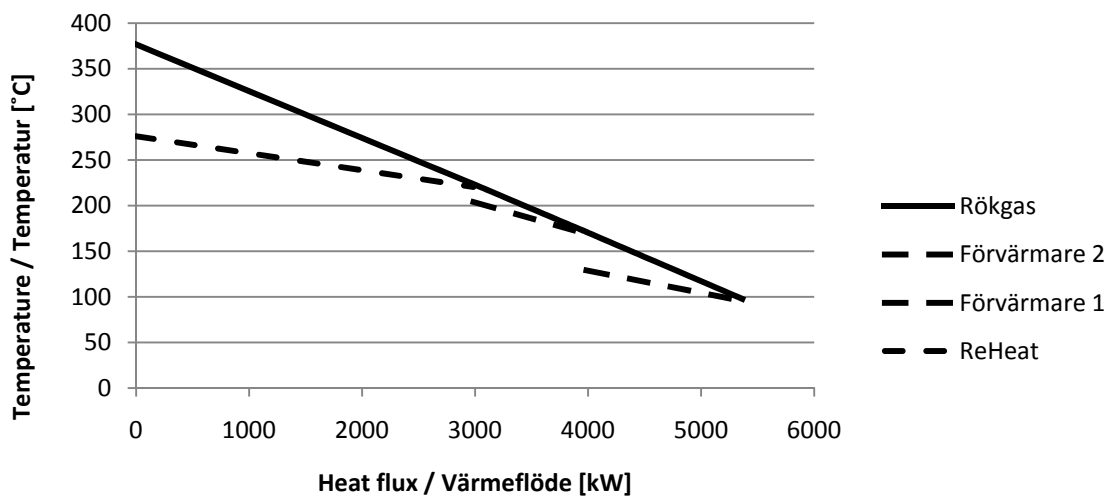
M50 är mindre än SGT-100 och har dessutom betydligt kallare rökgaser vilket innebär att den kommer att ersätta en mindre del av den ordinarie förvärmkedjan. Tack vare att M50 har en lägre rökgastemperatur blir temperaturskillnaden i förvärmarna mindre men enligt Figur 7 är den fortfarande stor. Elverkningsgraden på det i gasturbinen eldade bränslet utan reheat blir 42,2 procent vilket kan jämföras med M50 single-cycle verkningsgraden på 38,5 procent.



Figur 7. T-Q diagram för M50 förvärmning utan reheat

Figure 7. T-Q diagram for Solar M50 without reheat

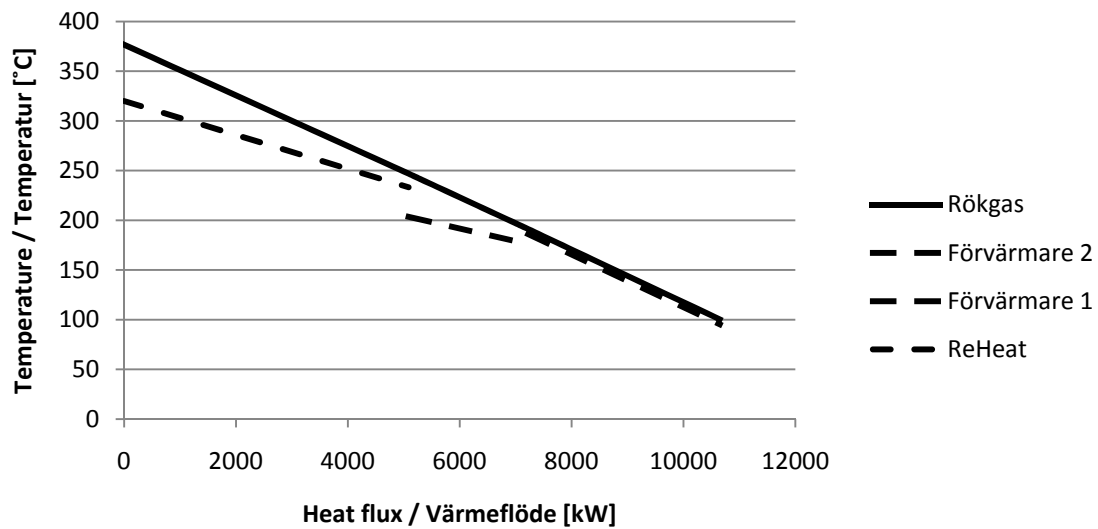
Figur 8 visar M50 förvärmning med reheat, T,Q-diagrammet ser betydligt bättre ut nu och det återspeglas i den höga elverkningsgraden på det i gasturbinen eldade bränslet på dryga 43,4 procent. M50s rökgaser räcker inte till för att uppnå den maximala reheat-temperaturen på 330 °C.



Figur 8. T-Q diagram för M50 förvärmning med reheat

Figure 8. T-Q chart for Solar M50 including reheat

För att uppnå en reheat temperatur på 330 °C med M50 krävs det två maskiner. Figur 9 visar T-Q diagrammet för när två M50 står för förvärmning och reheat. Temperaturskillnaderna på den kalla och varma sidan i avgaspannan är små i alla delarna. Elverkningsgrad på det i gasturbinen eldade bränslet med denna koppling blir hela 45,9 procent.



Figur 9. T-Q diagram för fövärmning med reheat med två stycken M50

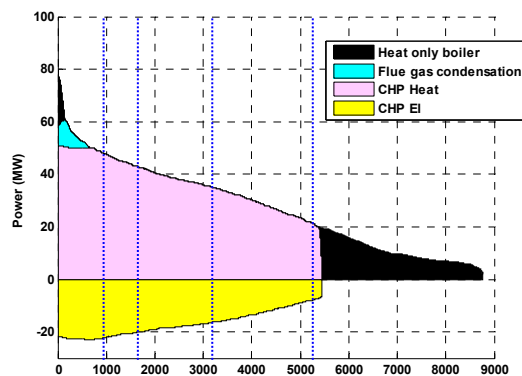
Figure 9. T-Q chart for twin-configure M50 with reheat

För att kunna beräkna gasturbineffekten vid lågvärdeseldning krävs en off-design modell av gasturbinerna [4] [5] [6] [7]. Detta har inte utförts eftersom det ligger utanför projektets omfattning.

Ångturbinernas axialkrafter kommer sannolikt inte vara begränsande analysen visar i stället lägre axialkrafter. Orsaken till detta är framför allt högre tryck i cross-over röret och värmekondensorererna.

4.3 Varaktighetsdiagram

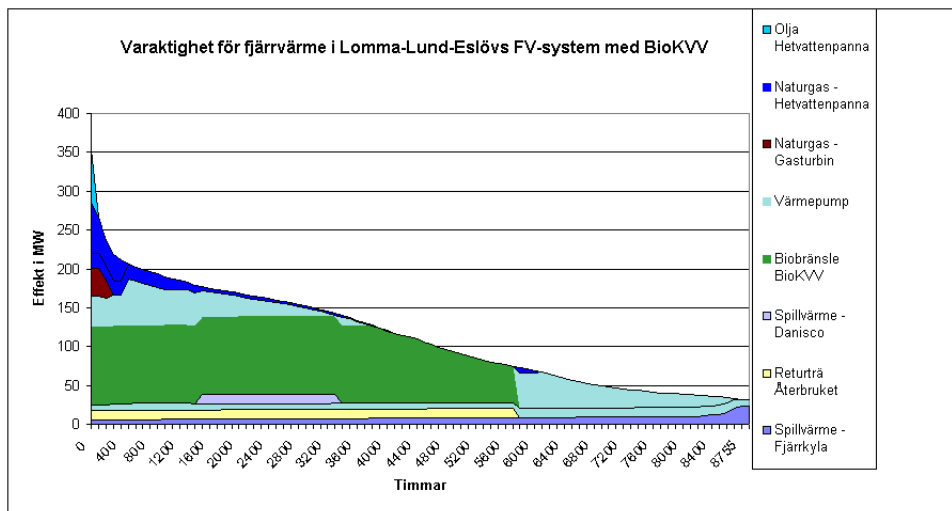
För att studera antalet timmar som de olika kandidaterna kan vara i drift används varaktighetsdiagrammet från Enköping. Ökad fjärrvärmeproduktion redovisas i kapitel 3 och varierar mellan 5 och 9 MW, beroende på val av gasturbin och inkopplingsvariant. I fallet Enköping (Figur 10), där kraftvärmeverket täcker merparten av produktionsbehovet, skulle drifttiden bli i storleksordningen 500 timmar.



Figur 10. Varaktighetsdiagram Enköping [10]

Figure 10. Heat load vs. hours for Enköping [10]

Drifttiden på 500 timmar gäller endast för exemplet Enköping och det kan se avsevärt annorlunda ut och tekniken kan användas för att ersätta spetslastpannor eller ny projektering vid utbyggnad. I fallet Lund skulle motsvarande produktionsökning kunna ersätta drift med naturgaseldad hetvattenpanna under 1500 timmar.



Figur 11. Varaktighetsdiagram Lund [10]

Figure 11. Heat load vs. hours chart for Lund [10]

5 Slutsatser från förstudien

Verkningsgraden för eldad gasturbineffekt går att jämföra med en motsvarande storleks kombi-cykel. Det går att komma upp i nivåer över 45 procent med två Solar Mercury 50 inkopplade i förvärmarkedjan och reheat i cross-over röret. Motsvarande nivå med Siemens SGT100 är 40 procent.

6 Rekommendationer och användning

Förstudien visar att verkningsgradsnivån³ är i intervallet 40...45 procent och att det inte föreligger begränsningar i ångturbinen i form av axialkrafter. Däremot finns det många frågor som måste utredas innan någon kommersialisering kan bli aktuell (se nästa sektion för vidare information)

³ Marginalverkningsgrad

7 Förslag till fortsatt forskningsarbete

Presenterade resultat gäller för en typisk *befintlig* anläggning i Enköpings storlek. De områden som bedöms nödvändiga för fortsatt forskning är:

- Söka en generisk modell för lämpliga gasturbiner vid olika effektklasser på kraftvärmeanläggningarna
- Detaljstudier (off-design) av gasturbinkandidater med olika bränslen
- Ekonomisk analys för olika drifttider och plats i fjärrvärmenätet
- Genomräkning av ångturbinen med avseende på stegprestanda
- Utläggning av en ny och optimerad anläggning för integrering av gasturbiner
 - ✓ Högre slutmatavattentemperatur
 - ✓ Optimalt reheatträck
- Integration av gaseldad dieselmotor i förvärmkedjan

Många av områdena är tvärvetenskapliga och samarbete mellan universitet, tillverkare och brukare är nödvändigt för framgångsrik utveckling av tekniken.

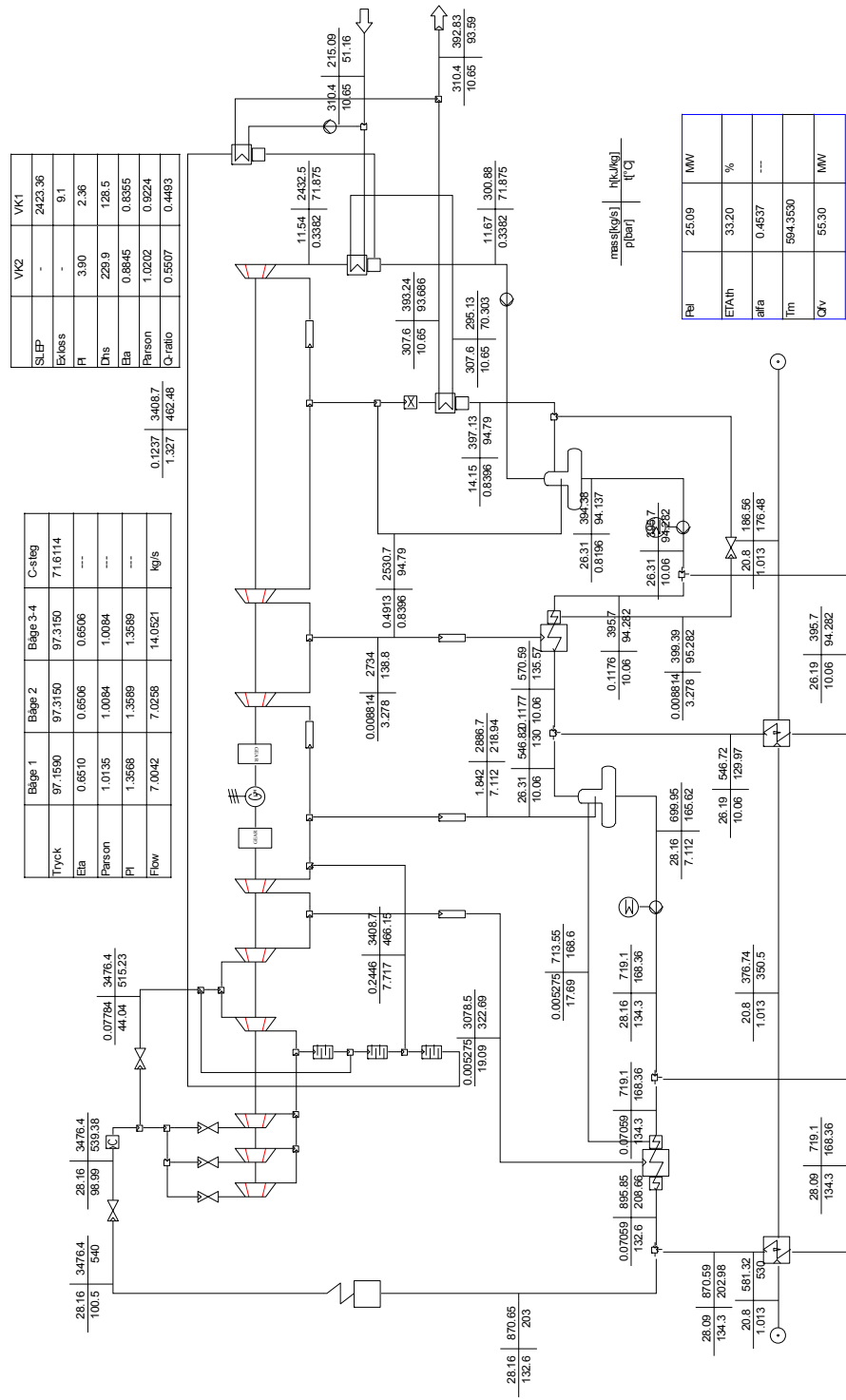
8 Litteraturreferenser

- [1] Kehlhofer R, Hannemann F, Stirniman F och Rukes B; "Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants", PennWell, Lund, 2009, ISBN 978-1-59370-168-0
- [2] Lünig O och Nylén E; "Optimal Gas Turbine Coupling to a Large Coal Fired Power Plant", Lunds Tekniska Högskola, Lund, Mars 2009
- [3] Watson D; "Feed Water Heater Repowering Using High Efficiency Aero-derivatives", Rolls-Royce plc, Derby UK, November 1999
- [4] Orbay C, Genrup M, Eriksson P och Klingmann J; "Off-design Performance Investigation of a Low Calorific Value Gas Fired Generic-Type Single-Shaft Gas Turbine", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, May 2008, Vol.130
- [5] Eriksson P, Jonshagen K, Genrup M och Klingmann J; "Off-design Performance Investigation of a Low Calorific Gas Fired Two-Shaft Gas Turbine", ASME GT2009-59067, Proceedings of GT2009, ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air, June 8-12, 2009, Orlando, Florida USA
- [6] Eriksson P, Jonshagen K, Klingmann J och Genrup M; "Re-Sizing of a Natural Gas Fired Two-Shaft Gas Turbine for Low Calorific Gas Operation", ASME GT2009-60386, Proceedings of GT2009, ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air, June 8-12, 2009, Orlando, Florida USA
- [7] Jonshagen K, Eriksson P och Genrup M; "Low-Calorific Fuel Mix in a Large Size Combined Cycle Plant", ASME GT2009-59329, Proceedings of GT2009, ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air, June 8-12, 2009, Orlando, Florida USA
- [8] Genrup M; "On Degradation and Monitoring Tools for Gas and Steam Turbines", Lunds Tekniska Högskola, Lund, Maj 2005, ISBN 91-628-6470-X
- [9] Cotton K. C.; "Evaluating and Improving Steam Turbine Performance", Cotton Fact inc, 1998, ISBN 0-9639955-1-0
- [10] Johansson P-O, Jonshagen K och Genrup M; "Influence of District Heating Temperature on a CHP Station", Proceedings of ECOS 2009, 22nd International Conference on Efficiency, cost and optimization, September 2000, Parana Brazil

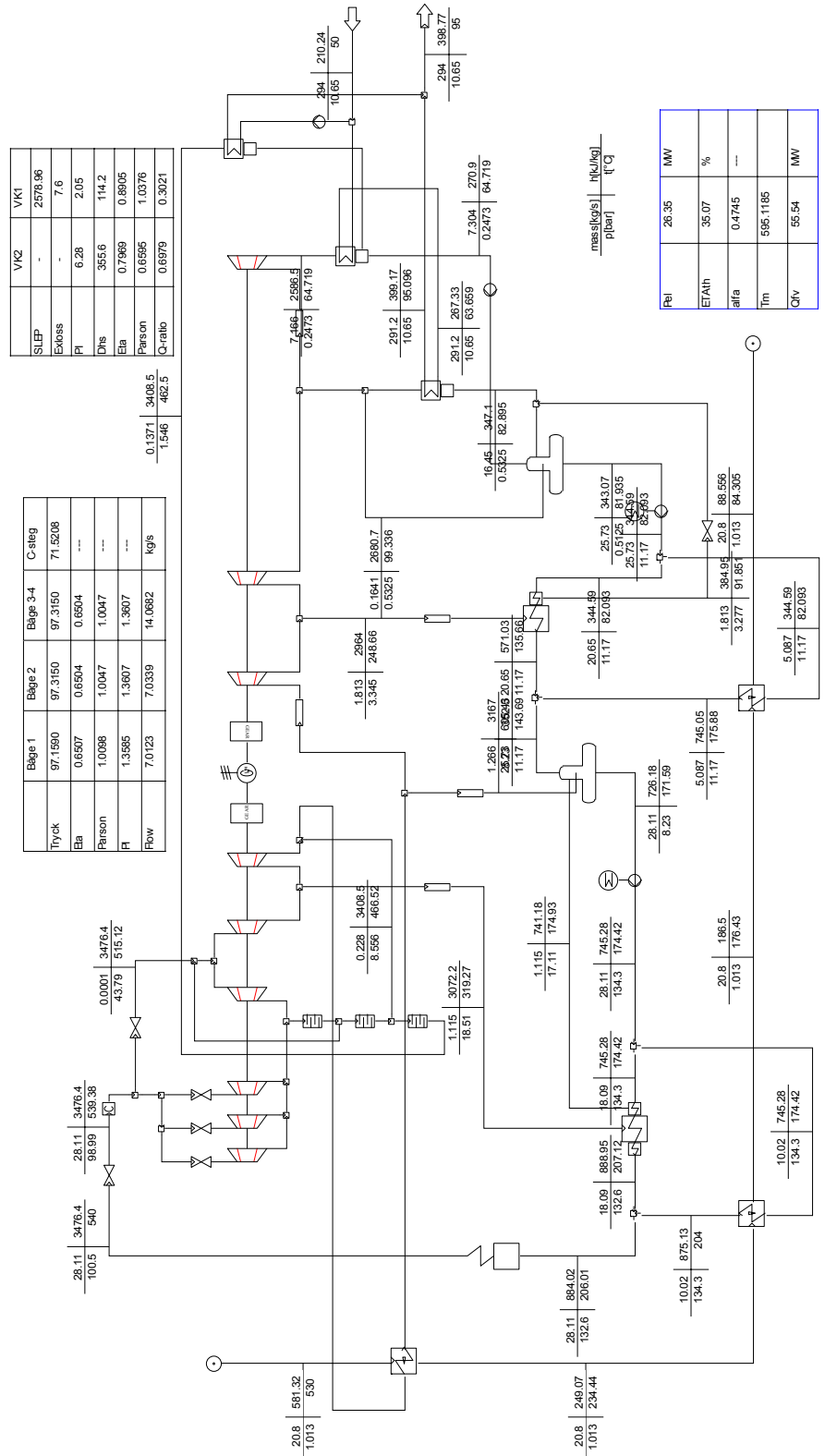
Bilagor

SGT100 Värmebalanser

A.1 Utan reheat

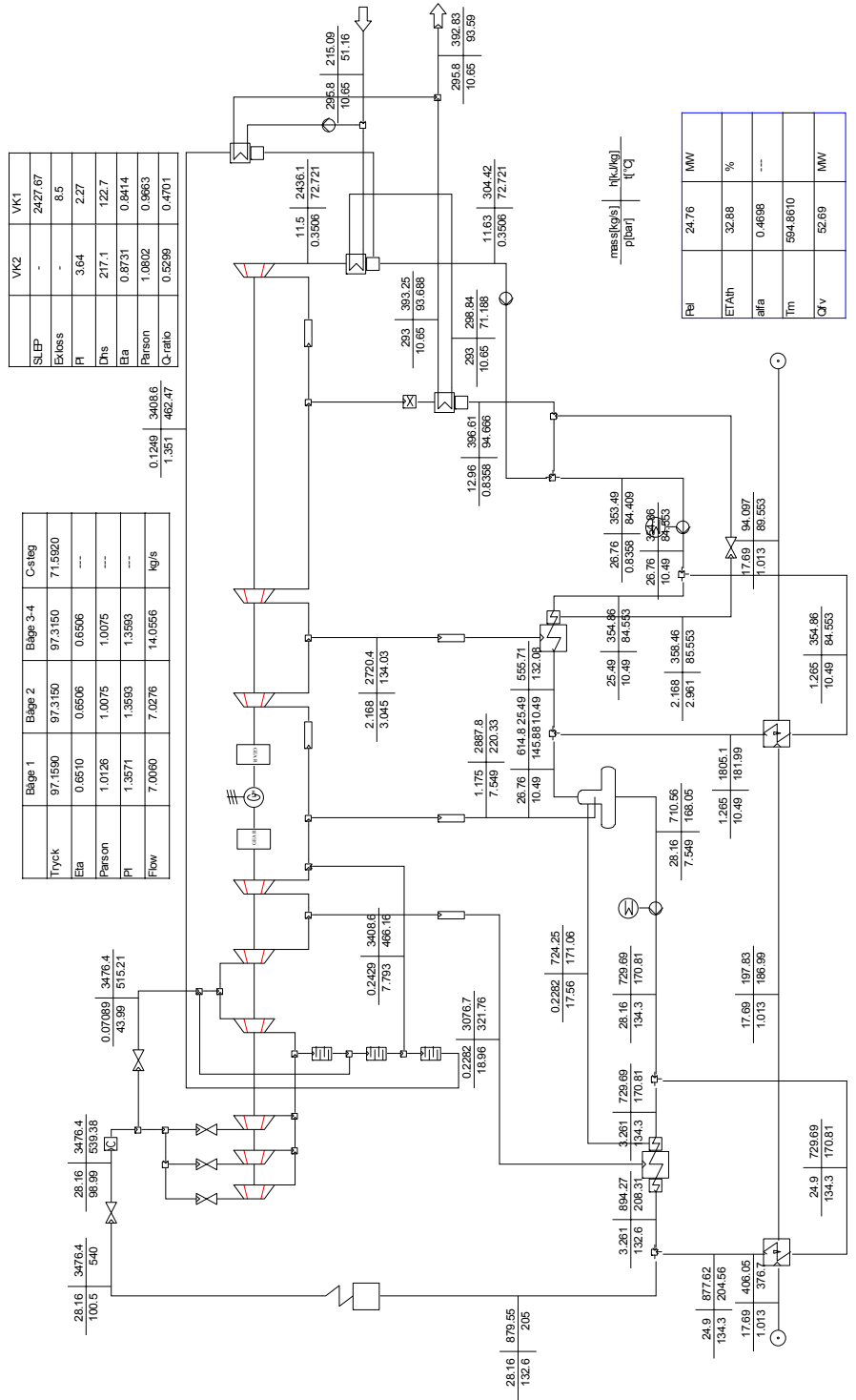


A.2 Med reheat

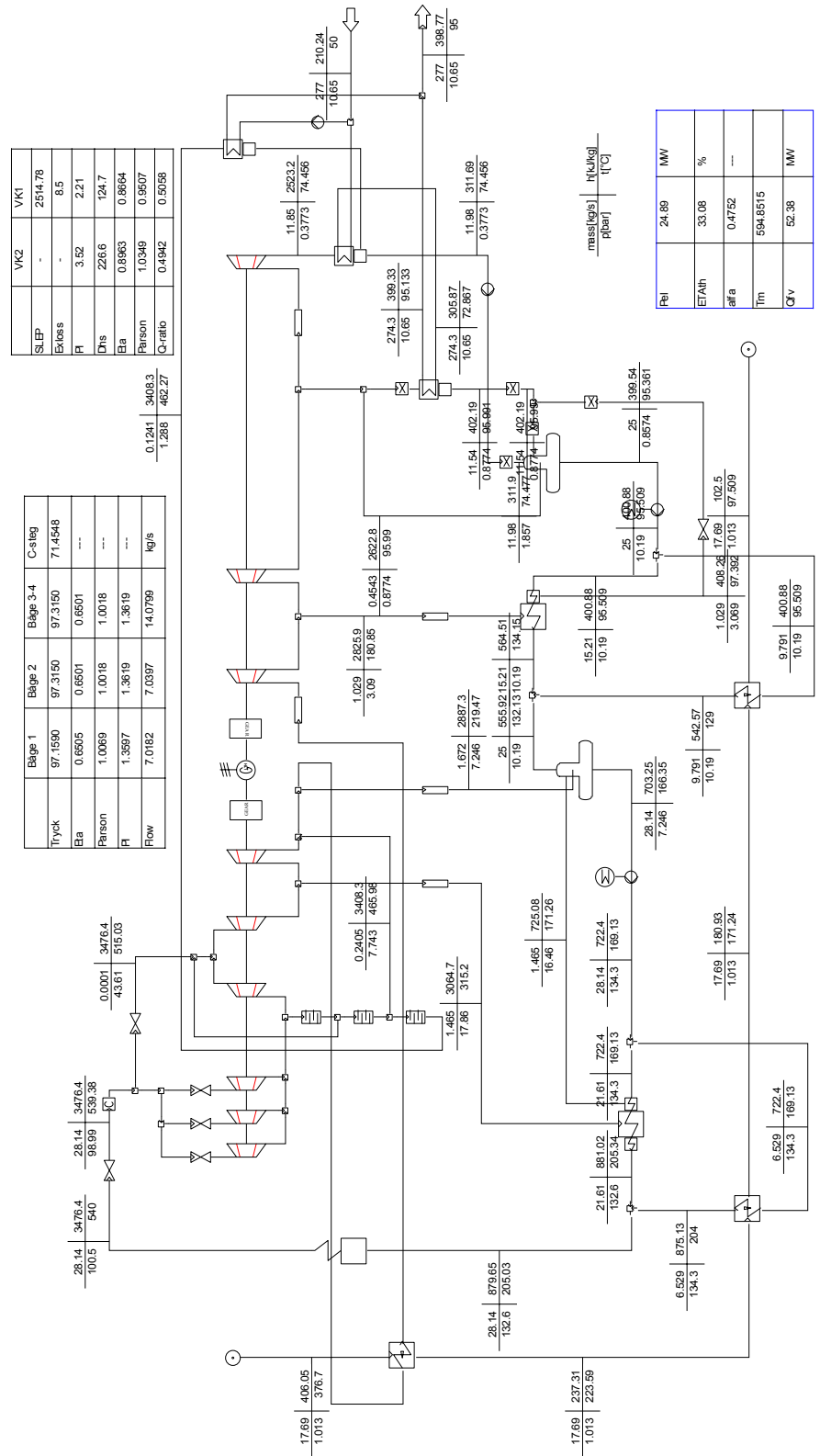


Solar Mercury 50

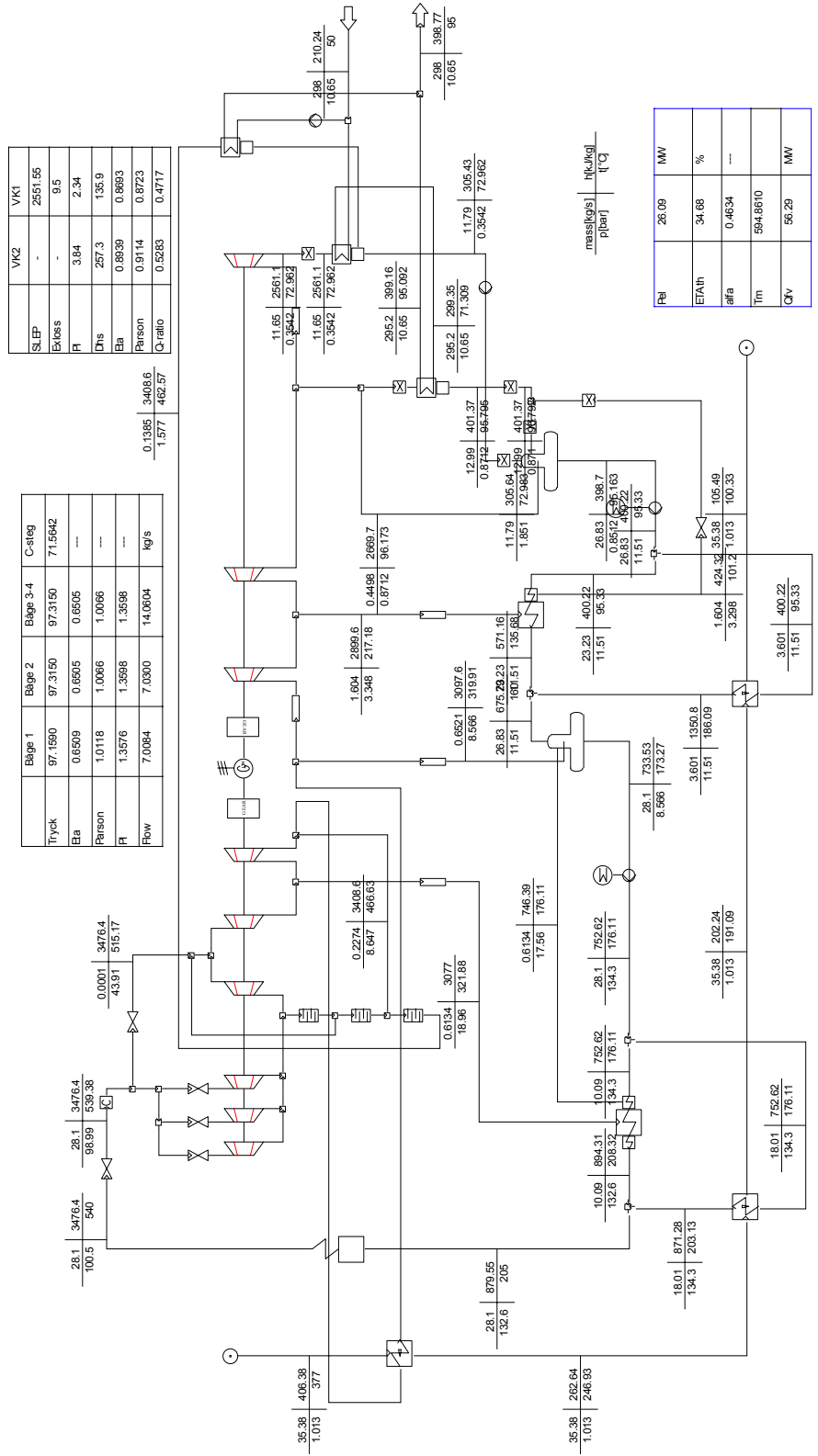
A.3 Utan reheat



A.4 Med reheat



A.5 2 st M50 med reheat



	VK2	VK1
SLP	-	2551.55
Expos	-	9.5
H	3.84	2.34
Dhs	257.3	135.9
Eta	0.8939	0.8693
Parson	0.9114	0.8723
Q-ratio	0.5283	0.4717

	Blaga 1	Blaga 2	Blaga 3-4	C-steg
Tryck	97.1590	97.3150	97.3150	71.5642
Eta	0.6509	0.6505	0.6505	---
Parson	1.0118	1.0066	1.0066	---
H	1.3576	1.3698	1.3698	---
Flow	7.0084	7.0300	14.0604	kg/s

	mass[kg/s]	bar	°C	MW
PEI	26.09			
ETAH	34.68			
alpha	0.4634			
Tm	594.8610			
QCV	56.29			

Värmeforsk är ett organ för industrisamverkan inom värmeteknisk forskning och utveckling. Forskningsprogrammet är tillämpningsinriktat och fokuseras på energi- och processindustriernas behov och problem.

Bakom Värmeforsk står följande huvudmän:

- Elforsk
- Svenska Fjärrvärmeföreningen
- Skogsindustrin
- Övrig industri

VÄRMEFORSK SAMARBETAR MED
STATENS ENERGIMYNDIGHET

VÄRMEFORSK SERVICE AB
101 53 Stockholm
Tel 08-677 25 80
Fax 08-677 25 35
www.varmeforsk.se

Beställning av trycksaker
Fax 08-677 25 35