



STIFTELSEN FÖR VÄRMETEKNISK FORSKNING

Hetluftturbין i kombination med fastbränsleeldad hetvattenpanna - Förstudie

H.A. Andersson
W. Hildebrandt
M. Rydén
E. Wahlman

Hetluftturbin i kombination med fastbränsleeldad hetvattenpanna – Förstudie

H.A. Andersson

W. Hildebrandt

M. Rydén

E. Wahlman

Theorell + VBB Energikonsulter AB

Theorell + VBB Energikonsulter AB

Theorell + VBB Energikonsulter AB

Theorell + VBB Energikonsulter AB

**STIFTELSEN FÖR VÄRMETEKNIK FÖRSKNING
BOX 6405 • 113 82 STOCKHOLM • TEL. 08/34 09 80**

Maj 1992

ISSN 0282-3772

STIFTELSEN FÖR VÄRMETEKNISK FORSKNING

VÄRMEFORSK PROJEKT E7-804

**HETLUFTTURBIN I KOMBINATION MED
FASTBRÄNSLEELDAD HETVATTENPANNA -
FÖRSTUDIE**

**Stockholm 1991-11-27
Theorell + VBB Energikonsulter AB**

H. A. Andersson, W. Hildebrandt, M. Rydén, E. Wahlman

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

	Sid
0. Sammanfattning	
1. Inledning och bakgrund	1
2. Arbetscykel	3
3. Hetluftturbin utan tillsatseldning - alternativ I	6
4. Hetluftturbin med tillsatseldning - alternativ II	8
5. Förkopplad gasturbin - en jämförelse	10
6. Högtemperaturvärmväxlare	12
7. Gasturbin	14
8. Modifiering av befintlig panna	17
9. Luftkylare	18
10. Anläggningslayout	19
11. Jämförelse med annan teknik	20
12. Referenser	21

Bilagor

- Bilaga 1 Principschema hetluftturbin utan tillsatseldning
- Bilaga 2 Principschema hetluftturbin med tillsatseldning
- Bilaga 3 Layout 20 MW fastbränsleeldad hetvattenpanna med hetluft-/gasturbin
- Bilaga 4 Tvärsnitt Garret gasturbin
- Bilaga 5 Snitt genom gasturbin vid brännkammare
- Bilaga 6 Principschema hetvattenpanna med förkopplad gasturbin

0. SAMMANFATTNING

Föreliggande rapport beskriver resultatet av en inledande studie kring lönsamheten i att på ett enkelt sätt modifiera existerande vanliga fastbränsleeldade hetvattenpannor för att möjliggöra begränsad elproduktion. Genom det val av genereringprincip, systemlösning och modifieringsåtgärd som studien baseras på erhålls ett förhållandevis generellt tillämpbart resultat för ett stort antal hetvattenpannor i Sverige.

Den teknik som studerats är gasturbinaggregat med pannans förbränningsluft som arbetsmedium och indirekt uppvärmning från pannans rökgaser. Två olika systemlösningar har behandlats nämligen:

- I ingen tillsatseldning
- II tillsatseldning

Efter en komplettering med gasturbinaggregat för en tänkt 20 MW hetvattenpanna erhålls 1.0 MW el. Pannans värmeproduktion minskar samtidigt med 1 MW. Anläggningens el/värmekvot blir $\alpha = 0.054$.

Tillsatseldning med eldningsolja 1 eller gasol före turbinexpansion ökar eleffekten till 1.8 MW varvid pannans värmeproduktion samtidigt blir 20.7 MW. El/värmekvoten blir då $\alpha = 0.087$.

De två systemlösningarna har jämförts med en förkopplad gasturbin.

Den billigaste elproduktionskostnaden är alternativet med tillsatseldning, vilket har beräknats till 349 SEK per producerad MWh el.

Kostnaden för modifiering enligt ovan bör vara beroende av anläggningsstorleken på så sätt att en större pannanläggning som modifieras ger en lägre produktionskostnad. Om fler anläggningar modifieras kommer också elproduktionskostnaden att minska, eftersom den kalkylerade anläggningens pris nu bär hela konstruktionskostnaden för bl a högtemperaturvärmeväxlaren.

Den studerade tekniken kan närmast jämföras med följande alternativ:

1. Fristående gasturbin där avgasen (helt eller delvis) tillförs som förbränningsluft till pannan. Denna processlösning utnyttjas t ex i Eskilstuna.
2. Ångturbin i mottryckskoppling. Detta kräver att pannan är försedd med ångdom, vilket eventuellt kräver ombyggnad.
3. Tillbyggnad med både ångturbin och gasturbin. Gasturbinavgaserna utnyttjas t ex för överhettning av vattenången före ångturbinen. Denna processlösning utnyttjas i Sandviken.
4. Rök-gaskondensering. Denna teknik utnyttjas för att spara olja och biobränsle. Den inbesparade oljan kan t ex användas till gasturbindrift medan det inbesparade biobränslet kan utnyttjas i t ex ångpanna.

0. SUMMARY

This report describes the result of an investigation with the aim to show production costs and profit in electricity production after a simple modification of an existing hot water boiler. The choice of generating principle, system lay-out and rebuilding method leads to a very general adaptable result for a large number of hot water boilers in Sweden.

The studied electricity generating cycle is a gas turbine working with the combustion air to the boiler indirectly heated from the boiler flue gas by a heat exchanger. Two different system layouts have been studied:

- I No additional firing
- II Additional firing

Installation of a gas turbine at an existing 20 MW hot water boiler will give an electricity production of 1.0 MW. The heat production will be reduced to 19 MW. The electricity/heat-ratio will be $\alpha = 0.054$.

Additional firing with fuel oil or LPG before turbine inlet increases the electrical power produced to 1.8 MW and the heat production to 20.7 MW. The electricity/heat-ratio will then be $\alpha = 0.087$.

The two alternatives have been compared with a process using turbine exhaust gas as combustion air.

The most economical total cost for electricity production is the alternative with additional firing, this alternative is calculated to 349 SEK per MWh electricity.

The cost for a modification as described above should depend on the plant/boiler size. Increased boiler size should strongly decrease the cost for electricity production. If the installation of a gas turbine is repeated for more than one similar plant, the calculated cost for electricity production will be decreased since the development cost for the high temperature heat exchanger will be financed by contribution from more units.

The studied technique can be compared to the following similar processes:

1. Gas turbine where flue gas is used (wholly or partially) as combustion air in the boiler. This technique is used for example in Eskilstuna.
2. Steam turbine in backpressure process. To allow this, the boiler requires a steam dome, this might result in costly modifications.
3. Adding both steam and gas turbine to the process. The gas turbine can then for example be used to overheat the steam before the steamturbine. This technique is used in Sandvika.

4. Condensation of flue gas. This technique is used for saving oil and biofuel. The saved oil can then be used in a gas turbine while the biofuel can be used in a boiler.

A technical and economical evaluation of above techniques (1-4) and a comparison with the studied technique have not been part of this project. This however should be studied in future works.

1. INLEDNING OCH BAKGRUND

Denna studie som har utförts på uppdrag från **Stiftelsen För Värmeteknisk Forskning** skall visa hur man kan komplettera en befintlig fastbränsleeldad hetvattencentral med elproduktion medelst en hetluft-gasturbin som får sin energi helt eller till största delen från hetvattenpannans rökgaser via en rökgasvärmd hetluftförvärmare. Pannans konvektionsdel måste då kompletteras med en sådan luftförvärmare som skall värma den komprimerade luften före gasturbinen till höga temperaturer (indirektuppvärmning). Genom detta förfarande möjliggöres gasturbin-baserad elproduktion från fastbränsle utan de komplikationer som uppträder vid direktvärmd fastbränsleeldad gasturbindrift.

Det studerade exemplet visar vilken ombyggnad som blir aktuell för en existerande anläggning, ombyggnadens driftsmässiga konsekvenser samt hur en specialdesignad högtemperaturvärmeväxlare kan se ut för att möta den aktuella applikationens krav. Omfattande beräkningsarbete har utförts för att säkerställa att resultatet korrekt speglar en fullt genomförbar gasturbinkomplettering för en existerande fastbränsleanläggning. Systematiska optimeringsstudier av hela anläggningen har dock ej utförts.

Utformningen av ev elproduktionsanläggning medelst en hetluft-gasturbin som komplement till en hetvattencentral kan varieras. I denna rapport studeras två möjliga alternativ, nämligen:

- I ingen tillsatseldning i turbinen
- II tillsatseldning i turbinen med olja eller gasol

Följande resultat kan speciellt framhållas:

- Ombyggnad av en fastbränsleeldad hetvattenpanna är enkel att utföra, genom att en separat nytillverkad högtemperaturvärmeväxlare placeras i anslutning till pannan.
- Anläggningens prestanda då det gäller den termiska delen förändras endast marginellt.
- Det är fullt möjligt att konstruera en högtemperaturvärmeväxlare som levererar luft med temperaturen 750 °C vid trycket 7.0 bar. Den konstruktion som framtogs i denna studie är uppbyggd av kommersiella tryckkärlsstål, och så utformad att den mycket väl kan tillverkas i etablerade verkstäder för pannstillverkning.

- Den möjliga elproduktionen från en befintlig 20 MW hetvattenpanna som modifieras blir 960 kW inkl verkningsgradsförlust vid förbränningsluftfaktorn 1.30. Pannans värmeproduktion sjunker då 1MW. Totalverkningsgraden, dvs. nyttiggjord effekt/tillförd effekt förändras ej. Om den luftfaktor som pannan eldas med mer eller mindre avsiktligt höjs erhålls en högre elproduktionseffekt, men till priset av ett snävare lastområde och en ökad rökgasförlust. Till nyproduktionen av el skall det inbesparade luftfläktarbetet adderas, eftersom gasturbinaggregatet levererar luften med det mottryck som motsvarar efterliggande systemdelars strömningstryckfall. Förbränningsluftfläktarna används således inte när gasturbinaggregatet är i drift vilket ger en besparing av ca 60 kW. (Hänsyn har tagits till det ökade mottrycket i pannan). Det totala nettotillskottet av el blir därför 1020 kW i det studerade fallet.
- Genom att vid ombyggnaden förse anläggningen med ett kylt spjäll före högtemperaturvärmeväxlaren kan gasturbinen frånges vid ett eventuellt fel, varvid hetvattenpannan som normalt arbetar i baslastdrift kan drivas vidare för enbart värmeproduktion.
- En gasturbin av standardtyp måste modifieras så att den komprimerade luften från kompressor kan föras ut till hetluftförvärmaren och vidare via en eventuell brännkammare tillbaka till gasturbinen.
- Om gasturbinaggregatet förses med brännkammare kan vid tillsatseldning anläggningen startas och drivas i hela lastområdet utan att konventionella luftfläktar behöver användas. Utan tillsatseldning ger gasturbinaggregatet ingen elproduktion under ca 55% panneffekt. Vid tillsatseldning från 750 till 950 °C ökar eleffekten ca 80% utan förändring av totalverkningsgraden. Det totala nettotillskottet av el blir därvid ca 1800 kW och anläggningen får ett α -värde på 0.087. Vid tillsatseldning bör gasol eller eldningsolja 1 användas som tillsatsbränsle.

De två alternativen har jämförts med en förkopplad gasturbin där avgaser från gasturbinen tillförs som förbränningsluft i pannan. Detta alternativ får en klart högre elproduktionskostnad än hetluftturbin med tillsatseldning.

NO_x-emissioner från en anläggning modifierad med hetluftturbin har inte studerats i detta arbete.

2. ARBETSCYKEL

Se processchema, Bilaga 1.

Gasturbinaggregatet har valts efter pannans luftflöde vid 20 MW nyttiggjord panneffekt i samband med förbränning av 50% fuktig flis. Luftflödet blir då 11.1 kg/s med luftfaktor 1.30. Då det har visat sig svårt att erhålla jämförbara och tillförlitliga uppgifter på kommersiellt tillgängliga gasturbinaggregats delverkningsgrader så har i stället en gasturbins prestanda beräknats vid 80% isentropisk verkningsgrad för både kompressor- och turbindel. För att illustrera hur gasturbinaggregatets uttagbara axeleffekt varierar med isentropisk verkningsgrad och turbininloppstemperatur så har en parameterstudie utförts för den aktuella cykeln varvid nedanstående resultat framkommit:

Isentropisk verkningsgrad:		Turbininloppstemperatur: (°C)					
Turbin Kompressor		700	750	800	850	900	950
80	75	589	794	998	1203	1407	1611
80	80	801	1006	1210	1414	1618	1822
85	80	1049	1266	1483	1700	1917	2133
85	85	1235	1452	1669	1886	2103	2320

Tabell 1. Uttagbar axeleffekt (kW) vid olika turbininloppstemperatur och isentropisk verkningsgrad.

Ovanstående tabell gäller för den studerade termodynamiska processens förhållanden. Av tabellerna framgår klart processens mycket starka beroende av de två parametrarna. Vid en laständring på pannan kommer gasturbinaggregatet att arbeta med konstant massflöde eftersom kompressordelen inte är friroterande från generatorns axel. Då turbininloppstemperaturen vid en last-sänkning på pannan kommer att sjunka så minskar även turbinverkningsgraden. En tänkt driftpunkt i ovanstående tabeller förflyttas då vid en lastsänkning snett uppåt vänster. Den uttagbara axeleffekten blir genom detta mycket kraftigt lastberoende, och det är därför knappast troligt att gasturbinaggregatet kan leverera någon axeleffekt under ca 55% pannlast om inte tillsatseldning sker. Det kan i det här sammanhanget nämnas att högtemperaturvärmeväxlaren kan konstrueras med vissa temperaturstyrningsmöjligheter för att inte utgående hetlufttemperatur skall sjunka vid en begränsad lastsänkning, men detta leder till vissa komplikationer, och har inte utvecklats inom detta projekt.

Den inkommande hetlufttemperaturen till turbinen kan genom högtemperaturvärmväxlarens konstruktion drivas upp till 750 °C, vilket bedöms som den högsta temperaturen som kan nås med en konstruktion som utförts efter gällande normer och med godkända tryckkärlsstål.

Eftersom en inloppstemperatur om ca 750°C ger en måttlig eleffekt i gasturbinen kan luftens inloppstemperatur höjas i en brännkammare med eldning med eldningsolja 1 eller gasol (naturgas bedöms som ej aktuellt bränsle vid tillsatseldning eftersom naturgas förväntas att användas som huvudbränsle vid gasturbinkompletteringar i områden där naturgas dras fram, varvid den i denna utredning studerade anläggningstypen ej blir aktuell). En lämplig inloppstemperatur för mindre gasturbiner är 850-950°C. Den övervägande delen av energitillförseln till elkraftproduktionen kommer dock från det fasta bränslet.

Efter expansion genom turbinen kyls luften i en kompakt ytförstorad luftkylare till den temperatur som befintlig panna kan acceptera, vilket i det studerade fallet är ca 250 °C. Det är inte bara pannans materialval, isolering och bränsle som begränsar temperaturen, utan framför allt är det ökade tryckfall som den upphettade luften ger vid passage genom roster och luftregister som i praktiken medför att det är lämpligt att sänka luftens inloppstemperatur. Vid tillsatseldning före turbinen är det definitivt nödvändigt att luften kyls före inströmningen i pannan. Någon optimeringsstudie av luftkylningen har dock ej utförts. Luftkylaren efter turbinen kyls med panncirkulationsvatten eller med fjärrvärmevatten.

Pannans och högtemperaturvärmväxlarens termiska arbetsförhållanden har kontrollberäknats vid några olika lastnivåer. Följande resultat har framkommit:

Temperaturer (°C)				
	Rökgas efter eldstad	Rökgas efter HT-vvx	Rökgas efter panna	Luft efter HT-vvx
Panna före modifiering				
100% last	950	---	160	---
33% last	750	---	110	---
Panna efter modifiering utan gas- turbindrif				
100% last	950	950	183(**)	---
33% last	750	750	116	---
Panna efter modifiering med gas- turbindrif				
100% last	950	626	151	750
60% last	850	524	126	612
33% last	750	393	114	471 (*)

Anm. (*) anger orealistiskt driftfall.
HT-vvx avser högtemperaturvärmväxlaren.

(**) den högre temperaturen efter pannan beror på att man vid modifiering av pannan tvingas ta bort en del tuber.

Tabell 2. Pannans och högtemperaturvärmväxlarens termiska arbetsförhållanden vid olika lastnivåer.

3. HETLUFTTURBIN UTAN TILLSATSELDNING - ALTERNATIV I

3.1 Generellt

Processchema se bilaga 1. Befintlig panna kompletteras med ny hetluftförvärmare, gasturbin och luftkylare. Inloppstemperatur i gasturbinen begränsas av maximala temperaturen i hetluftförvärmaren (här 750 °C). Detta medför att endast en måttlig eleffekt uppnås. Processen levererar ingen el under 55% panneffekt. Pannans värmeproduktion sjunker med ca 1 MW vid max elproduktion.

3.2 Tekniska data

Hetvattenpanna inkl luftkylare:	19	MW _{värme}
Turbin:	960	kW _{el}
Luftkylare:	1900	kW _{värme}
Hetluftförvärmare:	5550	kW _{värme}
α -värde*	0.054	

* Inklusive inbesparat fläktarbete, jmf sid 2.

3.3 Kostnader

Av den totala elproduktionskostnaden utgör kapitalkostnaden en stor andel. Storleken på denna per producerad MWh elenergi beror på årlig avskrivning, realränta och drifttid.

Den kostnadsbedömning som gjorts för den totala anläggningsmodifieringen vid en tänkt ombyggnad visar på följande kostnadsfördelning

	<u>MSEK</u>
- Hetluftförvärmare	4,7
- Ombyggnad av panna	0,3
- Kanaler gasturbin - panna, fri-blåsningssystem	0,6
- Luftkylare	0,2
- Gasturbin	5,0
- Elanslutning inkl transformator	0,7
- Byggkostnader	0,6
- Diverse, projektering och oförutsett	2,3
- Summa investeringskostnad	14,4

Byggkostnaderna är mycket beroende av bef utrymme i panncentralen.

Med en normal avskrivningstid på 15 år och en realränta på 6% blir annuiteten 10,3%.

Drifttiden för elproduktionen beror på den fastbränsleeldade pannans drifttid och värdet av den producerade elkraften. Pannans värmeeffekt under månaderna maj t o m september är i regel låg samtidigt som den producerade elkraften under denna tidsperiod har lågt värde p g a lågt pris för inköpt elkraft. Gasturbinens drifttid blir således 7 månader/år eller ca 4500 h/år vid dygnet runt drift under 7 dagar i veckan.

Den producerade elenergin är beroende på anläggnings tillgänglighet och om gasturbinen går med full effekt. Vid 4 500 h/år och full effekt produceras ca 4 300 MWh/år. Inkluderas det inbesparade fläktarbetet erhålls 4 590 MWh/år.

Driften med gasturbinen behöver inte medföra någon utökning av driftpersonalen varför elproduktionen inte belastas med någon personalkostnad.

Gasturbinens elproduktionskostnad blir följande:

	<u>KSEK</u>
Kapitalkostnad (annuitetsfaktor 0.103)	1 483
Underhållskostnad gasturbin	300
Övrig driftskostnad	100
Total produktionskostnadsökning:	1 883

För denna kostnad erhålls 4 590 MWh el. Kostnaden för den uteblivna värmeproduktionen, 4 500 MWh, som måste produceras någon annanstans belastar detta alternativ. Värmen antas producerad i en befintlig oljepanna (reserv/topplast) som eldas med Eo5 till en bränslekostnad av 165 kr per producerad MWh_{värme}, dvs totalt 742 KSEK.

Då en fastbränslebaserad anläggning normalt måste ha reserv/topplasteffekt installerad har detta alternativ inte belastats med kapitalkostnader för den förlorade värmeproduktionseffekten.

Produktionskostnadsökning:	1 883 KSEK
Värmedebitering:	<u>+ 742 KSEK</u>
Elproduktionskostnad:	2 625 KSEK
eller 572 SEK/MWh _{el}	

Värdet av den producerade elenergin är störst under tiden november-mars på vardagar mellan kl 0600 och 2200. Vid andra tider minskar värdet enligt införda tidstariffer. Dessutom påverkas värdet starkt av turbinens tillförlitlighet. Är denna stor kan abonnemangs- och effektavgiften för den köpta elkraften reduceras med hänsyn till egenproduktionens eleffekt. Men å andra sidan kan kostnaden för reservkraft bli ungefär lika stora beroende på avtalet med kraftleverantören.

4. HETLUFTTURBIN MED TILLSATSELDNING - ALTERNATIV II

4.1 Generellt

Processschema se bilaga 2. Befintlig panna kompletteras med ny hetluftförvärmare, gasturbin och luftkylare. Genom tillsatseldning med olja eller gasol höjs inloppstemperaturen (här 950 °C) vilket ger en betydligt högre eleffekt samtidigt som pannans värmeproduktion ökar till 20.7 MW.

4.2 Tekniska data

Hetvattenpanna inkl gaskylare:	20.7 MW _{värme}
Turbin:	1740 kW _{el}
Gaskylare:	3600 kW _{värme}
Hetluftförvärmare:	5550 kW _{värme}
α -värde*	0.087

* Inklusive inbesparat fläktarbete, jmf sid 2.

4.3 Kostnader

Den kostnadsbedömning som gjorts för den totala anläggningsmodificeringen vid en tänkt ombyggnad visar på följande kostnadsfördelning

	<u>MSEK</u>
- Hetluftförvärmare	4,7
- Ombyggnad av panna	0,3
- Kanaler gasturbin - panna, fri-blåsningssystem	0,6
- Gaskylare	0,2
- Gasturbin (inkl bränslesystem)	5,5
- Elanslutning inkl transformator	0,8
- Byggkostnader	0,6
- Diverse, projektering och oförutsett	2,3
- Summa investeringskostnad	15,0

Drifttiden blir densamma som i alternativ I, dvs 4500 timmar/år.

Elproduktionens bränsleförbrukning är mycket låg beroende på att den tillförda bränsleenergin kan omvandlas till elenergi med små förluster genom att utnyttja gasturbinens avgaser helt som förbränningsluft i pannan när denna går med fullast. Vid dellast på pannan och fullast på gasturbinen uppkommer avgasförluster för den avgasmängden som inte behövs för förbränningen. Men eftersom turbinavgaserna kyls ner i pannan till ca 150°C är avgasförlusterna små. Som genomsnittlig verkningsgrad för elproduktionen kan man sätta 0,92.

Driften med gasturbinen behöver inte medföra någon utökning av driftpersonalen varför elproduktionen inte belastas med någon personalkostnad.

Gasturbinens elproduktionskostnad blir följande om bränslet för tillsatseldning antages vara eldningsolja 1 till ett pris av 85 kr/MWh exkl skatt för elproduktion och 184 kr/MWh inkl skatt för värmeproduktion.

	<u>KSEK</u>
Kapitalkostnad (annuitetsfaktor 0.103)	1 545
Bränslekostnad EO1 för el $7825 \cdot 85/0,92$	723
EO1 för värme $3150 \cdot 184$	580
Underhållskostnad gasturbin	400
Övrig driftskostnad	100
Total produktionskostnadsökning:	<u>3 348</u>

För denna kostnad erhålls 8100 MWh el och 3150 MWh värme.

Om den extra värmeproduktionen från den modifierade anläggningen (3150 MWh per år) ersätter produktion i en befintlig oljepanna som eldas med EO5 till en bränslekostnad av 165 kr per producerad MWh värme så erhålls följande årliga elproduktionskostnad:

Produktionskostnadsökning:	3 348 KSEK
Värmekreditering:	<u>- 520 KSEK</u>
Elproduktionskostnad:	2 828 KSEK
eller 349 SEK per MWh el.	

5. FÖRKOPPLAD GASTURBIN - EN JÄMFÖRESLE

5.1 Generellt

Processchema se bilaga 6. Om samma tekniska data som förut skall gälla (se bilaga 2) blir brännkammareffekten summan av hetluftförvärmarens effekt och tillsatseffekten nämligen $5550 + 2575 = 8125$ kW. Av denna brännkammareffekt på 8125 kW utnyttjas 1740 kW för elgenerering, 3600 kW för värmeproduktion i gaskylaren och 2560 kW som förvärmad luft för fastbränslepannan. Resten betraktas som förluster.

För förbränning av 8125 kW eldningsolja i gasturbinens brännkammare behövs 0,632 kg syre/s som tas ur det totala luftflödet på 11,1 kg/s. Det resterande syreinnehållet på 1,94 kg/s är 75% av det ursprungliga och räcker endast för en värmeproduktion av 15 MW i fastbränslepannan. Värmeproduktionen i gaskylaren måste då ökas från 3,6 MW till 5,0 MW för att den sammanlagda produktionen skall bli 20 MW som den ursprungliga. Den utgående gastemperaturen från gaskylaren blir då 140°C.

Av en brännkammareffekt på 8125 kW erhålles då 1740 kW el, 5000 kW varmvatten och 1160 kW förvärmad luft.

5.2 Tekniska data

Hetvattenpanna inkl gaskylare:	20 MW _{värme}
Turbin:	1740 kW _{el}
Gaskylare:	5 MW _{värme}
α -värde*	0.09

* Inklusive inbesparat fläktarbete

5.3 Kostnader

Den i kapitel 4 beräknade elproduktionskostnaden i en gasturbin med hetluftförvärmare och liten tillsatseldning i brännkammaren skall här jämföras med ett alternativ utan hetluftförvärmare och all eldning i brännkammaren.

Investeringskostnaden för en sådan anläggning blir då följande:

- Gasturbin (inkl bränslesystem)	5,5 MSEK
- Kanal gasturbin - panna	0,3 "
- Gaskylare	0,4 "
- Elanslutning inkl transformator	0,8 "
- Byggkostnader	0,6 "
- Diverse, projektering o oförutsett	1,8 "
- Summa investeringskostnad	9,4 MSEK

Med samma annuitet som förut 10,3% blir den årliga kapitalkostnaden 968 KSEK.

Gasturbinens elproduktionskostnad blir följande om samma förutsättningar som i kapitel 4 gäller:

- Gasturbinens drifttid är 4500 h/år.
- Bränsle till brännkammaren är eldningsolja 1 som antages kosta 85 kr/MWh bränsle exkl skatt för elproduktion och 184 kr/MWh inkl skatt för värmeproduktion.
- Elproduktion 7825 MWh el/år.
- Genomsnittlig verkningsgrad för elproduktion 92% utan avgasförlust.

	<u>KSEK</u>
Kapitalkostnad	968
Bränslekostnad eol, elprod 7825/0,92·85	723
värme (36560-8500)·184	5163
Underhållskostnad gasturbin	400
Övriga driftkostnad	<u>100</u>
Total produktionskostnadsökning	7354

För denna merkostnad erhålls netto inklusive inbesparat fläktarbete 8100 MWh el och 22500 MWh värme samt 5200 MWh förvärmad luft. Den producerade värmen i gaskylaren ersätter motsvarande värmeproduktion i pannan. Därför erhålls en kreditering med $22500/0,8 \times 110 = 3094$ KSEK vid ett bränslepris av 110 SEK/MWh bränsle och en pannverkningsgrad av 80%. För den förvärmda luften till fastbränslepannan antas att den ersätter förbränningsluft som är förvärmad med hjälp av pannvatten. Härför erhålls en kreditering med $5200/0,8 \times 110 = 715$ KSEK.

Gasturbinens elproduktionskostnad blir då:

$$7354 - 3094 - 715 = 3545 \text{ KSEK eller } 438 \text{ SEK/MWh.}$$

Jämförd med elproduktionskostnaden i det förra alternativet (alternativ II) med hetluftförvärmare som är 349 SEK/MWh är den här kostnaden väsentligt högre.

Detta beror på att man med förkopplad gasturbin har så stor värmeproduktion med det dyrare bränsle eldningsolja 1 i stället för bränsleflis, och att denna dyrare värmeproduktion belastar kostnaden för elproduktionen.

6. HÖGTEMPERATURVÄRMEVÄXLARE

Den dominerande tekniska svårigheten i att åstadkomma en tillförlitlig anläggning av det slag som denna rapport avser kan fokuseras till huvudsakligen en komponent - högtemperaturvärmeväxlaren. För att med god säkerhet veta att föreliggande utrednings resultat korrekt speglar en fullt genomförbar anläggnings-modifiering så har betydande resurser använts till att beräkningsmässigt dimensionera och konstruera en högtemperaturvärmeväxlare anpassad till den studerade processcykeln och pannan. Som resultat föreligger en produkt som är så väldefinierad att Götaverken Energy AB i Kallhäll har utfört en noggrann tillverkningskalkyl på högtemperaturvärmeväxlaren och lämnat en budgetoffert.

Högtemperaturvärmeväxlaren har ett utseende som kan liknas vid en helt panelväggsklädd avgaspanna. Värmeväxlaren har samma bredd som pannan, 4 meter. Djupmåttet är 2.5 meter, och höjden är 9 meter. Med stativ får värmeväxlaren samma höjd som pannan. Värmeväxlaren ansluts med en 2 meter lång kanal. Den sammanlagda vikten är 35 ton, varav tuberna för värmeväxling rökgas/luft väger 11 ton.

Värmeväxlaren placeras rakt bakom den befintliga pannan om utrymme finns. Detta ger den bästa strömningssgeometrin. Den heta rökgasen från pannan leds från eldstaden genom en kanal till värmeväxlarens tubsatser placerade i en vertikal stapel ca 3 meter bakom den befintliga pannans bakvägg. Tubsatserna utgörs av fem paket med en geometri som är lämplig ur tillverknings- och underhållssynpunkt. Mellan paketen finns utrymme för inspektion, reparation och för sotningsapparater. Rökgasen håller normal strömningshastighet genom värmeväxlaren. Tryckfallet på rökgassidan är mycket lågt. Eftersom en konvektionstubsats avlägsnats ur den befintliga pannan bedöms det totala tryckfallets förändring vara så litet att rökgasfläkten ej behöver bytas ut.

Den trycksatta luften strömmar på insidan av tuberna i en ren motströmskoppling. Tuberna är arrangerade i skärmar med multipla ingångar. Tubsatserna är huvudsakligen horisontella och bärs upp av vattenkylda bärtuber. Genom det valda tubarrangemanget och upphängningssystemet erhålls mycket goda individuella termiska expansionsmöjligheter i tre dimensioner för varje enskild tub.

Strömningshastigheten hålls hög på luftsidan av tuberna för att insidans värmeövergångstal skall vara väsentligen högre än utsidans. Tryckfallet 0.50 bar på luftsidan har bedömts som acceptabelt för ett gasturbinaggregat av standardtyp, och medför för värmeväxlarens del att en utgående lufttemperatur av 750 °C kan nå utan att den högsta materialtemperaturen överstiger 800°C. Denna materialtemperatur utgör en praktisk gräns över vilken konstruktionsarbetet försvåras eller omöjliggörs då det gäller godkända tryckkärlsstål.

Materialvalet för högtemperaturvärmeväxlarens luft/gas-tuber har studerats speciellt. Av kostnadsskäl är de fem tubsatserna uppbyggda av tre olika material:

SIS 142216 används i temperaturområdet 350 - 530 °C
SIS 142203 används i temperaturområdet 530 - 620 °C
SIS 142337 används i temperaturområdet 620 - 800 °C

Både 2216 och 2203 är ferritiska material som inte förväntas innebära några praktiska problem under vare sig tillverkning eller drift. Den osäkerhet som finns när det gäller högtemperaturvärmeväxlarens långtidsegenskaper gäller det austenitiska materialets beteende (2337).

Det har ansetts som helt nödvändigt att använda ett nickellegerat stål för den högsta arbetstemperaturen för att dra nytta av denna materialtyps varmhållfasthet och temperaturväxlingstålighet. 2337 har samma grundlegering som det välkända 2333 (18 Cr, 9 Ni), men har en av hållfasthetsskäl förhöjd kolhalt, vars negativa inverkan eliminerats med titanstabilisering.

Materialet i värmeväxlaren kan bli utsatt för högtemperaturkorrosion om svavelhaltiga bränslen utnyttjas, eftersom alkalisulfat-smältor angriper den skyddande kromoxiden på ytan av de heta tuberna. Högtemperaturvärmeväxlaren arbetar i det här avseendet i ett ogynnsamt temperaturintervall. Vid eldning av flis är dock svavelhalten i bränslet så låg att högtemperaturkorrosion ej kan anses utgöra ett problem.

Anmärkning:

Vid användning av ett material i rökgasen innehållande vattenånga sjunker skalningstemperaturen. Biobränsle innehåller dessutom mer eller mindre mängder klor vilket avsevärt ökar korrosiviteten; tillkommer alkali vilket tillsammans med svavel kan bilda alkalisulfater och orsaka högtemperaturkorrosion, även om svavelhalten i detta fall är låg. I beaktande av ovan inses att materialvalet ingalunda är enkelt utan måste utföras ytterst noggrant för varje projekt. Alternativa material i temperaturområdet 620-800°C är 253 MA eller Alloy 800. Dessa material är avsevärt mycket dyrare än SIS 142337.

7. GASTURBINEN

Gasturbinens kompressor skall suga uteluft som komprimeras till ca 7.5 bar. Den komprimerade luften strömmar därefter genom hetluftförvärmaren som värmer luften till ca 750°C med hjälp av rökgaser från den fastbränsleeldade hetvattenpannan. Från luftförvärmaren leds luften till gasturbinens brännkammare där temperaturen höjs till ca 950°C genom tillsatseldning med ett för gasturbiner lämpligt bränsle såsom gasol eller lättolja. I gasturbinen expanderar arbetsmediet till 1,1 bar och ca 450°C varvid en eleffekt av ca 1.8 MW alstras i elgeneratorn.

Den utgående gasen från gasturbinen innehåller endast en mindre del förbränningsgaser från tillsatseldningen medan den största delen är luft. Denna gasblandning som innehåller ca 18% (vol) syre skall användas som förbränningsluft för hetvattenpannans fasta bränsle. Men eftersom en temperatur av ca 500°C är för hög måste luft/rökgasblandningens temperatur kylas ner till 250°C i en kylare med hjälp av värmevatten av returtemperatur.

Gasturbinens storlek skall väljas så att den utgående luft/rökgasblandningens flöde överensstämmer med pannans behov för förbränning vid fullast. Eftersom en gasturbin har dålig verkningsgrad vid dellast skall den helst användas hela tiden vid fullast även när pannan drivs med dellast och pannans luftbehov då är mindre än mängden luft som gasturbinen lämnar ifrån sig. Men pannans dellast höjs alltid med ca 1,0 MW utöver den rena värme-lasten p g a hetluftförvärmarens effektbehov. Den delen av luft-/rökgasblandningen från turbinen som inte behövs för pannans förbränning vid dellast kan ledas in i pannans konvektionsdel för nedkylning.

När gasturbinen måste tas ur drift av någon anledning måste pann-driften kunna fortsätta obehindrat och får inte försämrats av sådana anläggningsdelar som har kommit till för gasturbinen. Pannans behov av förbränningsluft skall då utan gasturbindrift säkerställas med de befintliga luftfläktarna och rökgaserna skall inte passera hetluftförvärmaren utan enbart den befintliga konvektionsdelen. Detta innebär att anläggningen måste förses med ett antal täta spjäll både på luft- och på rökgassidan.

En gasturbin av standardtyp kan inte användas utan modifikation för ett kraftvärmeverk av denna art. Gasturbiner i denna storlek är i regel mycket kompakta byggda med kompressorn och turbinen på en gemensam axel. Mellan kompressorn och turbinen sitter brännkammaren som en integrerad del av aggregatet och avståndet mellan de olika komponenterna är kort. Den komprimerade luften strömmar axiellt ur kompressorn genom brännkammaren och in i turbinstegen.

Vid den här beskrivna anläggningen skall luften efter kompressorn lämna denna i radiell riktning och föras till hetluftförvärmaren. Härför behövs en rörledning med 300 mm diameter för det aktuella luftflödet av 11,1 kg/s. För ledningen från hetlufts-förvärmaren

behövs en diameter av 400 mm. I denna skall en brännkammare för eftervärmning placeras före inloppet till turbinen. För att få plats med dessa anslutningar på en gasturbin av standardtyp måste den delen av aggregatet mellan kompressorn och turbinen omkonstrueras om inte den normala brännkammarslutningen kan användas som anslutning för till- och frånluft. Brännkammaren placeras i returluftledningen.

Brännkammaren som på standardturbinen har en inloppstemperatur av ca 260°C för luften från kompressorn skall kunna tåla en inloppstemperatur av ca 750°C från den förvärmade luften vilket kräver en annan kylning. Eventuellt måste ett litet kylfluetsflöde tas ut direkt efter kompressorn för kylning av brännkammarens yttre hölje.

Gasturbinens kompressor måste kunna arbeta med ett ökat mottryck utan att komma i riskabel närhet till sin pumpgräns. Ökningen av mottrycket som härrör från tryckfallet i hetluftförvärmaren och anslutande ledningar måste eventuellt reduceras genom sänkning av inloppstemperaturen till gasturbinen vilket betyder ett mindre volymflöde och därmed lägre tryckfall över turbinen.

Ett annat problem som uppstår vid den här typen av gasturbinanläggning med indirekt hetluftförvärmare är risken för rusning av varvtalet om generatoren skulle lösa ut. Energimängden i den uppvärmda tryckluften i hetluftförvärmaren och anslutande ledningar är väsentlig större än i en konventionell gasturbinanläggning, där energitillförseln kan stoppas omedelbart vid lastbortfall. Här kan bara den mindre energitillförseln i brännkammaren omedelbart stoppas, medan hetluftförvärmaren först måste kopplas bort genom att ett stort spjäll stängs. Under tiden fortsätter hetluftströmmen genom turbinen som accelererar eftersom den obelastade generatoren inte har någon bromsande verkan. Problemet löses med hjälp av tvångsstyrda friblåsningsventiler som släpper ut den komprimerade luften till det fria genom ljudämpare. Friblåsningssystemet med ventiler, rörledningar och ljudämpare kan placeras på luftledningen mellan kompressor och högtemperaturvärmeväxlare.

Som komplettering till studien utfördes en närmare undersökning av gasturbinmarknaden med hänsyn till lämpliga turbinmodeller som enkelt kan byggas om för att kunna användas tillsammans med en yttre hetluftförvärmare som skall värma den komprimerade luften till höga temperaturer före gasturbinens brännkammare.

Om elproduktion i en sådan anläggning skall bli lönsam måste investeringskostnaden hållas nere. Det betyder att standard turbiner skall kunna användas med liten och billig modifikation och inte "skräddarsydda" gasturbiner som blir dyra. Eftersom den komprimerade luften skall lämna turbinaggregatet och förvärmas i pannans hetluftförvärmare är gasturbiner med två eller flera axiella integral-brännkammare mindre lämpliga. Vid dessa turbin typer måste radikala ändringar i aggregatets uppbyggnad göras för att kunna ansluta en rörledning för luften från kompressorn till hetluftförvärmaren. Däremot är gasturbiner med en utvändig brännkammare

(s k off-board combustion chamber) relativt enkla att modifiera och anpassa till ett arrangemang med yttre luftförvärmning.

Majoriteten av mindre gasturbiner byggs med integral-brännkammare men turbiner av fabrikat Garret och Kawasaki är försedda med en utvändig brännkammare. Av Garret's turbiner har den största modellen ett luftflöde av 3,6 kg/s och ligger långt under den storleken som studeras i denna rapport, nämligen 11,1 kg/s anpassad till luftbehovet för en 20 MW fastbränsleeldad hetvattenpanna. Av Kawasakis fabrikat finns det två modeller inom det här studerade effektområde nämligen M1A-03 som har ett luftflöde av 9,1 kg/s och M1T-01 med ett luftflöde av 15,4 kg/s. Dessa gasturbiner tillverkas även av KHD (Klöckner-Humboldt-Deutz AG) i Västtyskland på licens. Skräddarsydda gasturbiner för olika processer tillverkas av GHH STERKADE som tillhör M.A.N.-koncernen.

Turbintyp		M1A-03	M1T-01
Generatoreffekt vid 15°C lufttemp	kW	1405	2150
Bränsleeffekt	kW	7250	10680
Massflöde luft	kg/s	9,1	15,4
Massflöde avgas	kg/s	9,25	15,65
Tryckförhållande	π	9,3	8,0
Gastemp inlopp	°C	975	950
Gastemp utlopp	°C	555	510
Värmeeffekt avgaser	kW	5375	8335
Utnyttjningsbar värmeeffekt vid 150°C avgastemp	kW	4050	6060
Gaskylareffekt vid 250°C avgastemp	kW	3050	4400
Antal kompressorsteg		2	2
Antal turbinsteg		3	3
Antal brännkammare		1	2

Tabell 3. Tekniska data för Kawasaki-gasturbiner

Som illustration visas en snittbild av Garrets gasturbin (bilaga 4) som även kan gälla för Kawasakis turbiner eftersom de är uppbyggda på samma sätt. Efter två radiella kompressorsteg strömmar den komprimerade luften till brännkammarens utsida genom en ring-spalt som bildas mellan yttre höljet och ett inre hölje som omsluter de tre turbinstegen. Brännkammaren är placerad på en flänsförsedd stuts på det yttre höljet. Som skissen på bilaga 5 visar kan det "kalla" luftflödet till brännkammaren stoppas genom en konisk plåt som är fäst vid flänsen och som tätar mot brännkammareväggen. Den "kalla" luften skall i stället föras ut genom en ny stuts som svetsas på yttre höljet under ca 90 graders vinkel i förhållande till brännkammastutsen. På denna nya stuts skall rörledningen till hetluftförvärmaren anslutas. Den förvärmda luften från luftförvärmaren skall föras till brännkammaren genom en rörledning som ansluts via en annan stuts till brännkammarens övre hölje.

8. MODIFIERING AV BEFINTLIG PANNA

En 20 MW fliseldad panna av konventionellt utseende har valts till studieobjekt för den tänkta modifieringen. För att arbeta med ett konkret exempel så valdes en snedrostpanna av typ Eckrohr tillverkad av Generator AB. Även om den genomförda studien därför är skraddarsydd för en viss panna så är de tekniska och ekonomiska resultaten fullt representativa för det studerade teknikkonceptets tillämpbarhet.

Den modifiering som berör pannan består av håltagning genom bakre panelvägg och borttagning av översta konvektionstubsatsen i befintligt bakre drag. En kort skiljevägg läggs in horisontellt från bakre eldstadsvägg till bakväggen så att det upptagna hålet delas i två delar. Pannans rökgaser kommer efter modifieringen att strömma ut genom det övre hålet in i den anslutna högtemperaturvärmeväxlaren och därifrån tillbaka till pannan genom det undre hålet. Förändringen i rökgasens temperatur efter pannan framgår av ovanstående tabell. Om den nya korta skiljeväggen som nämndes ovan utformas rörlig som ett kylt spjäll så att den kan fällas upp och länka om rökgasströmningen direkt ner genom bakre draget utan passage genom högtemperaturvärmeväxlaren så erhålls en avstängningsfunktion gentemot värmeväxlaren och gasturbinaggregatet. Pannan kan då t.ex. efter ett haveri drivas vidare med avstängd gasturbin vilket kan vara fördelaktigt ur tillgänglighetssynpunkt. Reparation av högtemperaturvärmeväxlaren måste dock ske med helt avstängd panna.

På förbränningsluftsidan skall befintliga fläktar förses med avstängningsspjäll och kunna inkopplas om pannan skall kunna eldas med fränkopplat gasturbinaggregat. Om pannan skall kunna startas utan tillsatseldning i gasturbinen så måste en separat startluftfläkt installeras före gasturbinaggregatets kompressordel. Efter start måste sedan en urkoppling kunna ske på den effektnivå där gasturbinaggregatet blir självbärande och således levererar pannans luftbehov. Ett helt separat startsystem kan därför behöva installeras. Vilken startmetod som är lämpligast att använda kan avgöras först när en aktuell anläggning studeras på en mer konkret nivå.

9. LUFTKYLARE

Efter expansion genom turbinen skall luften kylas före inströmning i pannan. Det är i och för sig möjligt att tillföra sekundärluft och tertiärluft till eldstaden utan föregående kylning, och således endast kyla primärluften, men för att göra ombyggnaden något enklare så leds all luft genom kylaren i det studerade exemplet. En bedömning av eldstad, roster, bränsle och tryckfall har resulterat i att 250°C ansetts som lämplig temperatur på luften. Idag förvärms luften till 160°C. En panna som från början konstrueras för drift tillsammans med ett gasturbinaggregat kan utformas för en lufttemperatur upp mot 350°C vid fliseldning, vilket ger förbränningsmässiga fördelar.

En luftkylare för den tänkta applikationen har dimensionerats av Ekströms Värmetekniska AB. Kylaren har måtten: längd 1.8 meter, bredd 1.7 meter och höjd 2.0 meter. Kylaren som kyla av fjärrvärmereturvatten har ytor av stålspiralkamflänsade tuber. Den överförda effekten är 2.0 MW.

10. ANLÄGGNINGSLAYOUT

Placeringen av de nya anläggningsdelarna måste ske med hänsyn till utrymme kring den befintliga hetvattenpannanläggningen. Dessa utrymmen varierar mellan olika pannanläggningar. Hetluftförvärmaren skall helst placeras bakom den befintliga konvektionsdelen och utföres då lämpligast med vertikala paneler. Men oftast är utrymmet bakom konvektionsdelen upptagen av rökgas reningsaggregatet med tillhörande gaskanaler. Om denna befintliga utrustning då inte kan flyttas p g a platsbrist för att bereda plats åt hetluftförvärmaren kan denna utföras horisontellt och placeras högre upp i pannhuset där det i regel finns mera plats.

Gasturbinen, som levereras som ett komplett aggregat i ett paket, skall helst placeras nära pannan och hetluftförvärmaren för att de förbindande kanalerna för luft, hetluft och avgaser blir så korta som möjligt. I regel är fastbränsleeldade pannor upphöjda över golvnivån i pannhuset med ett fritt utrymme under pannan för placering av askutmatning och asktransportör. Om det finns utrymme bredvid denna utrustning och tillräcklig fri höjd (ca 2,5 m erfordras) kan gasturbinen med fördel placeras där. Den erforderliga golvytan är ca 8 x 2,5 m inklusive plats för el-skåpet.

Runt gasturbinen måste det även finnas plats för de anslutande kanalerna för uteluft, för luft till och från hetluftförvärmaren samt för avgaserna till pannans förbränningsluftkanaler kring eldstaden. I den sistnämnda kanalen skall det även finnas plats för luftkylaren.

Om pannhusets golvplan inte har tillräcklig reservyta för placering av gasturbinen måste den nedre delen av pannhuset byggas ut åt någon sida.

Förslag till layout se bil. 3.

11. JÄMFÖRELSE MED ANNAN TEKNIK

I uppdraget har ej ingått att göra teknisk/ekonomisk utvärdering av undersökt teknik i förhållande till alternativa tekniker. Detta bör dock närmare undersökas i fortsatta arbeten.

Tekniken kan närmast jämföras med följande alternativ

1. Fristående gasturbin där avgasen (helt eller delvis) tillförs som förbränningsluft till pannan.

Denna processlösning utnyttjas t ex i Eskilstuna. Alternativet med förkopplad gasturbin behandlas i föreliggande rapport. Den valda turbinen har dock relativt dålig verkningsgrad eftersom den är relativt liten (eleffekt 1,74 MW; bränslееffekt 8,125 MW; elverkningsgrad 21%).

Om man väljer en större gasturbin blir prestanda betydligt bättre. Gasturbin av typ General Electric 500 ger t ex eleffekt 4,2 MW vid bränslееffekt 14 MW, dvs elverkningsgrad 30%. Avgasflödet överstiger luftbehovet till pannan varför en del av den kylda avgasen leds till separat skorsten. Eskilstunaanläggningens gasturbin ska huvudsakligen vara i drift under höglasttid, dvs ersätta värme från oljeeldade pannor.

2. Ångturbin i mottryckskoppling

För att göra detta möjligt fordras troligen ombyggnad av panna med ångdom.

3. Tillbyggnad med både ångturbin och gasturbin

Gasturbinavgasen utnyttjas t ex för överhettning av vattenånga före ångturbinen. Denna processlösning utnyttjas i Sandviken och elandelen blir relativt hög. Pannorna som ursprungligen gav 30 MW fjärrvärme utbyggs till $32 \text{ MW}_{\text{värme}} + 9 \text{ MW}_{\text{el}}$ med tillskott av $14 \text{ MW}_{\text{gasol}}$ och oförändrad biobränslееffekt.

4. Rök-gaskondensering

Denna teknik utnyttjas för att spara olja och biobränsle. Den inbesparade oljan kan t ex användas till gasturbindrift medan det inbesparade biobränslet kan utnyttjas i t ex ångpanna.

Den modernaste tekniken utnyttjar kondensering i två steg. Det varmaste steget utnyttjas för förvärmning av fjärrvärme medan det kallare steget utnyttjas för befuktning av förbränningsluften. Befuktningen medför att daggpunkten höjs i rök-gasen varvid mer värme kondenseras i det varma steget.

Med ett biobränsle med drygt 40% fukt kan man utvinna ca 4-5 MW rök-gasspillvärme ur en 20 MW-panna. Av detta kan ca 2 MW tillskrivas befuktningen.

Det bör påpekas att rök-gaskondensering med befuktning och en het-luftturbincykel av det studerade slaget inte går att kombinera utan kraftigt minskad elverkningsgrad.

12. REFERENSER

R. Farmers, "Wood Burning Combined Cycle Plant Rated 8.7 MW", Gas Turbine World, 1983.

K. Hagen and C. Berg, "Wood Residue-Fired Gas Turbine Cycle", Forest Products Research Facility, 1976, Atlanta, GA.

P.G. LaHaye and B.E. Feldmann, "Externally-Fired Gas Turbine Combined Cycle", Presented to "Coal Technology '86" Pittsburg, PA 1986.

J.R.A. Lowder (Ruston Gas Turbine), "Design Aspects of a 1.5 MW Exhaust-Fired Gas Turbine", Society of Petroleum Engineers, 1981.

J. McKanski, "Development to Watch", Power Magazine, 1989.

I.G. Most and K.G. Hagen, "A Ceramic Heat Exchanger for Exhaust-Fired Gas Turbine Power Cycles", Proceedings of the 12th Inter-society Energy Conversion Engineering Conference, 1977.

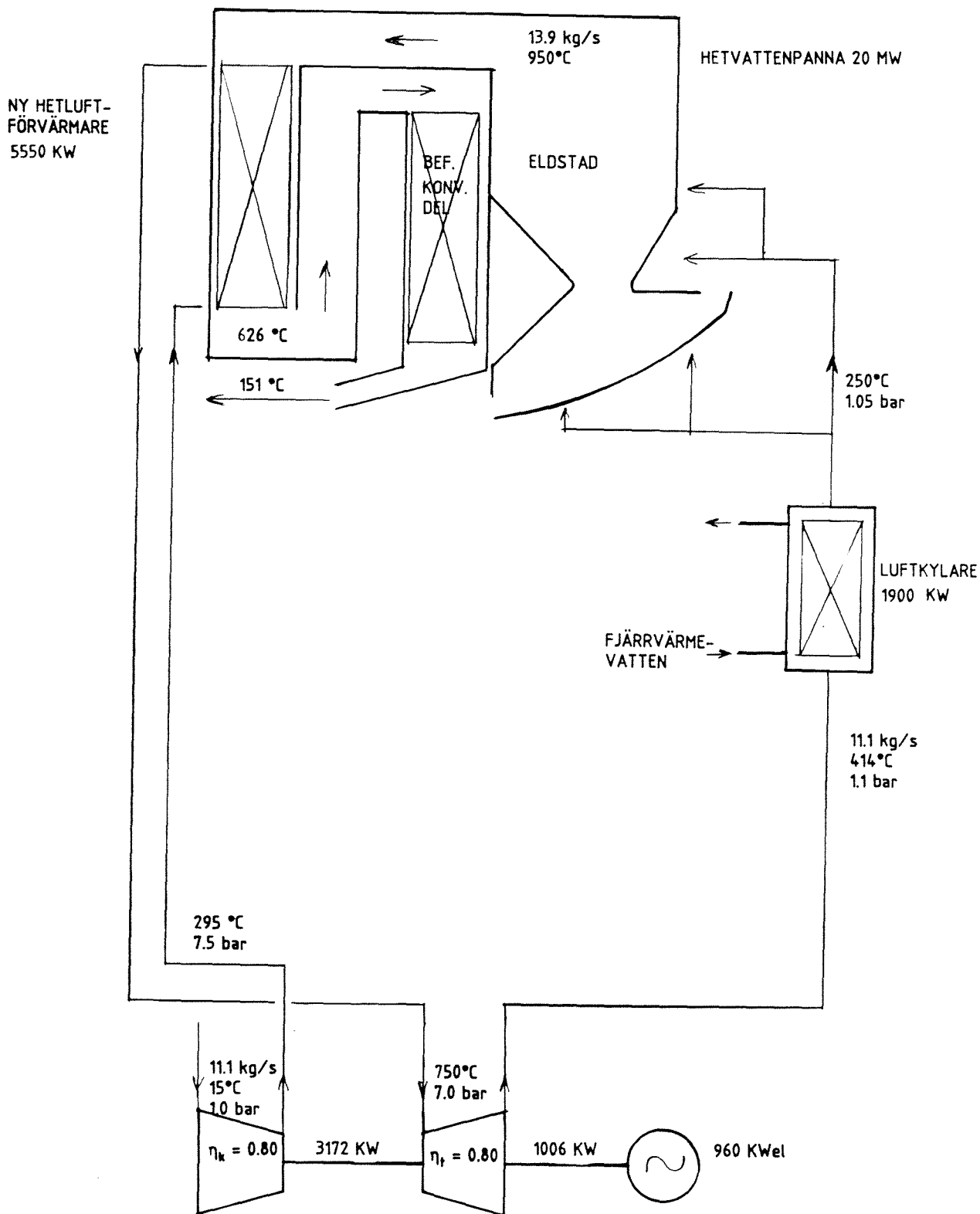
D.M. Todd, "Gas Turbine Applications Utilizing Solid Fuels", Gas Turbine Reference Library, GER #3438, General Electric Company, 1984.

P.G. LaHaye, "High Temperature Heat Exchanger for Closed Cycle Gas Turbines", Bituminous Coal Research Annual Meeting, September, 1966.

J.I. Federer, "Corrosion of Materials by High Temperature Industrial Combustion Environments - A Summary", U.S. DOE Contract #DE-AC05-84OR21400, February, 1986.

Indirect-Fired Gas Turbine. EPRI 1987.

P.G. Lattaye, E. Zabolotny, "Externally-Fired Combined Cycle", Proceedings 1989 ASME COGEN-TURBO.



REV. 89 01 16

THEORELL + VBB

 ENERGIKONSULTER AB
 S:t Eriksg. 117, 113 43 Stockholm
 Tel. 08-728 63 00

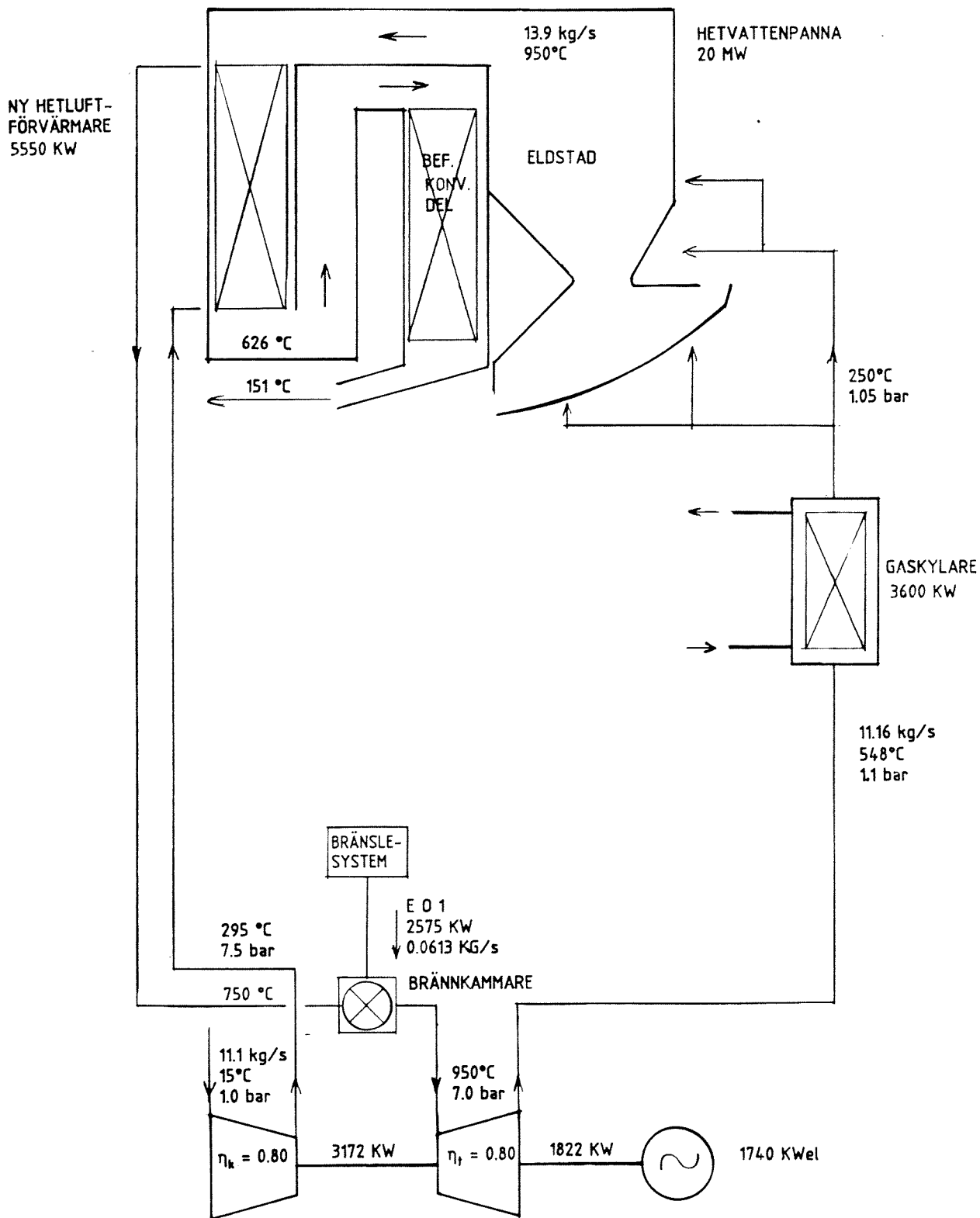
 VÄRMEFORSK PROJEKT E7-804
 20 MW FASTBRÄNSLEELDAD HETVATTENPANNA
 MED HETLUFT- TURBIN UTAN TILLSATSELDNING
 I BRÄNNKAMMARE

REG NR 1 2 4 3

DATUM 88 10 20

ANTAL BLAD NR

NAMN



REV. 89 01 16

THEORELL + VBB

 ENERGIKONSULTER AB
 S:t Eriksg. 117, 113 43 Stockholm
 Tel. 08-728 63 00

 VÄRMEFORSK PROJEKT E7-804
 20 MW FASTBRÄNSLEELDAD HETVATTENPANNA
 MED HETLUFT- GASTURBIN MED TILLSATSELD-
 NING I BRÄNNKAMMARE

REG NR 1243

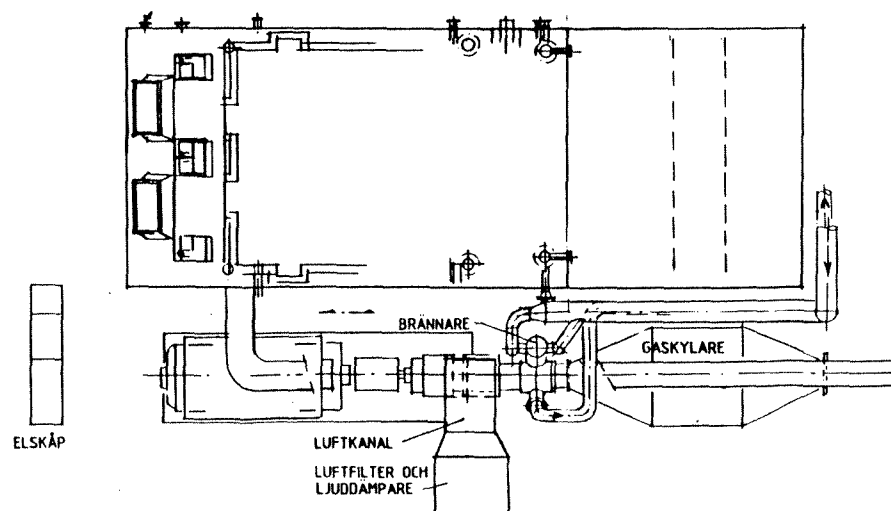
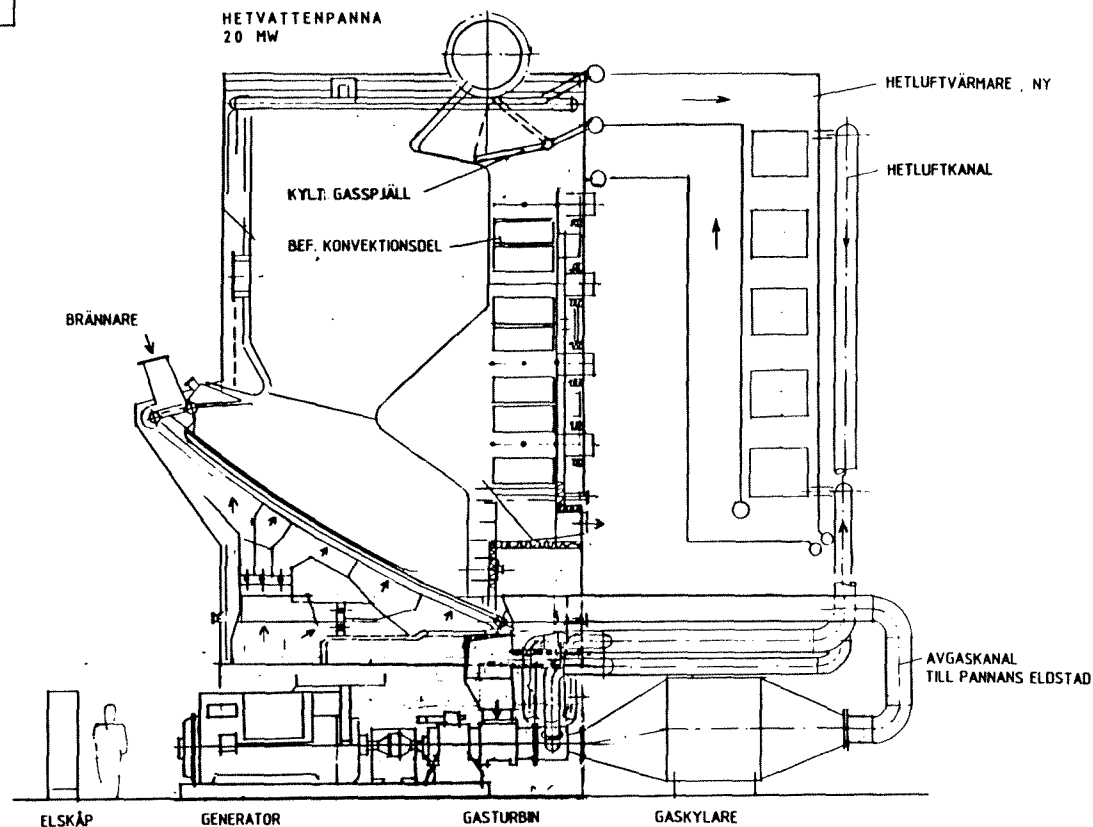
DATUM 88 10 20

ANTAL BLAD NR

NAMN

HETVATTENPANNA
20 MW

BILAGA 3



VÄRMEFORSK PROJEKT E7-804

20 MW FASTBRÄNSLEELDAD HETVATTENPANNA
MED HETLUFT-/GASTURBIN

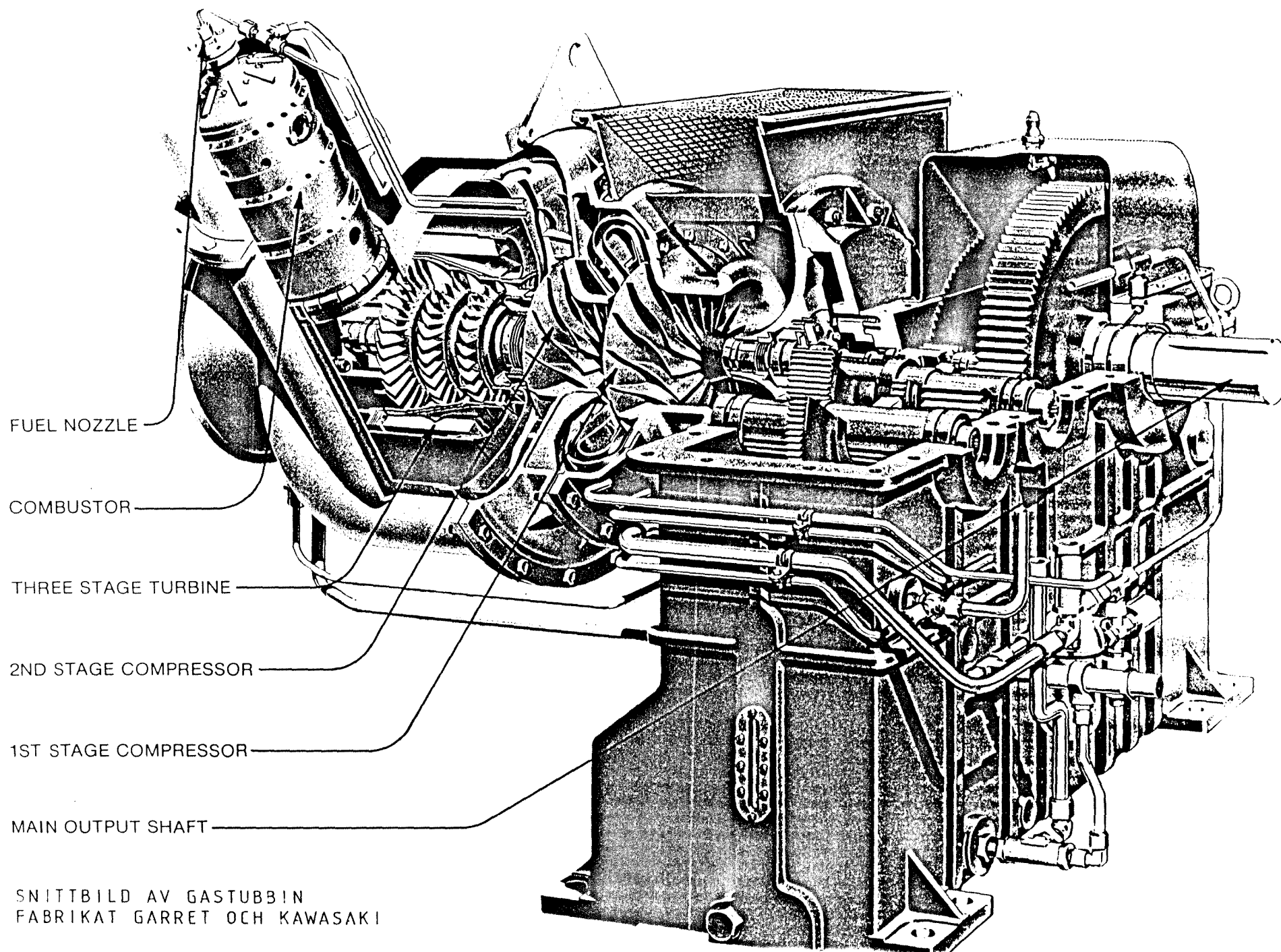
LAY-OUT

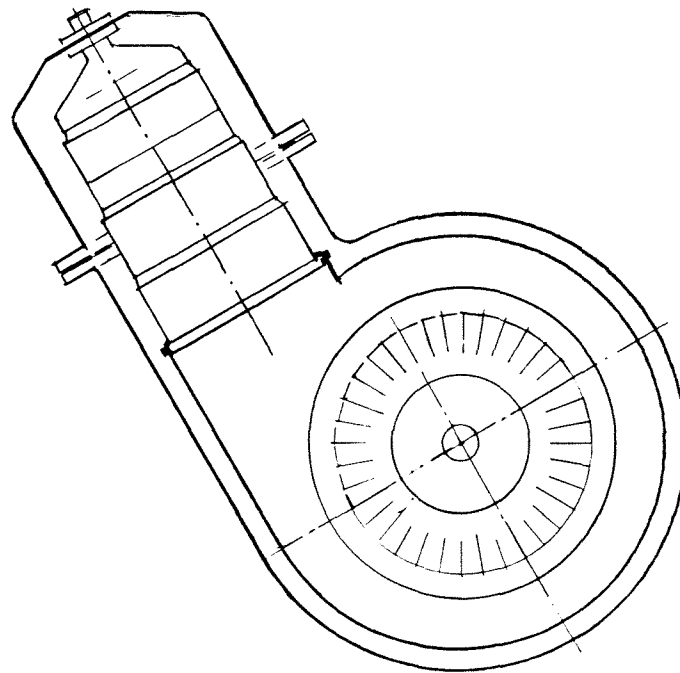
KONSTRUERAD	RITAD	GRANSKAD	REG-NUMMER
W H	U H		
SKALA 1:100	RITNINGSNUMMER 1243		REV

STOCKHOLM DEN 88 10 20 REV. 89 01 16

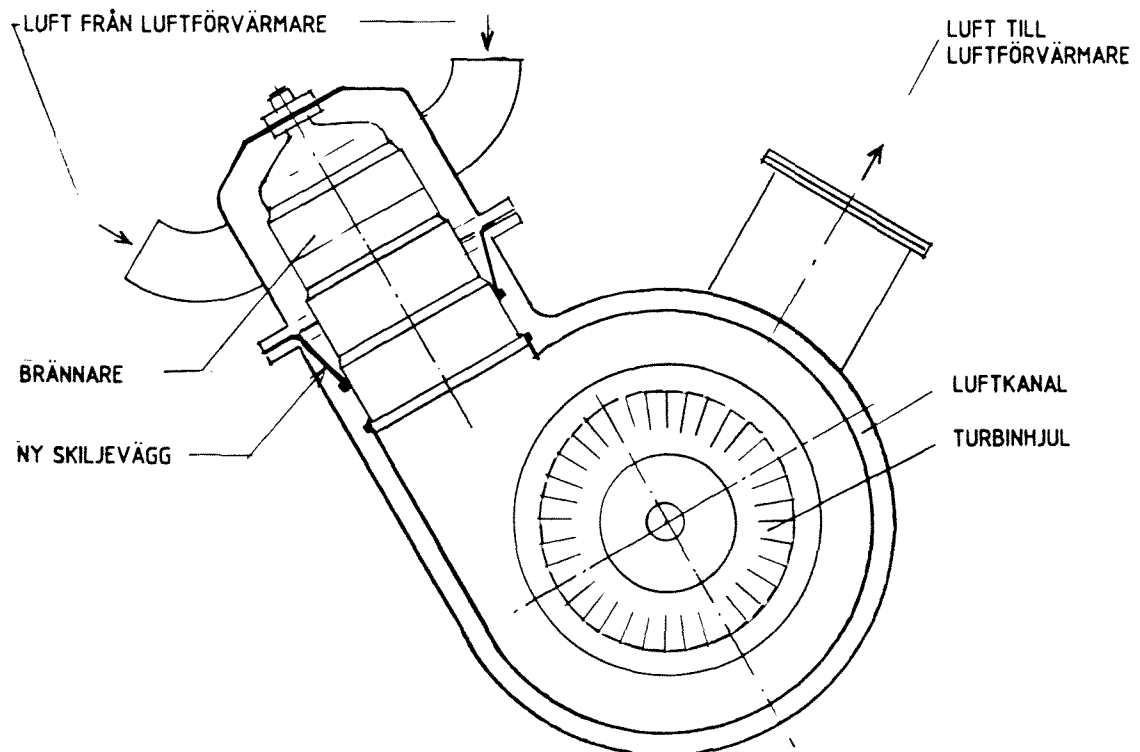
THEORELL + VBB

THEORELL + VBB ENERGIKONSULTER AB
St Eriksgatan 117, 113 43 Stockholm,
Tel. 08-728 63 00





FÖRE MODIFIKATION

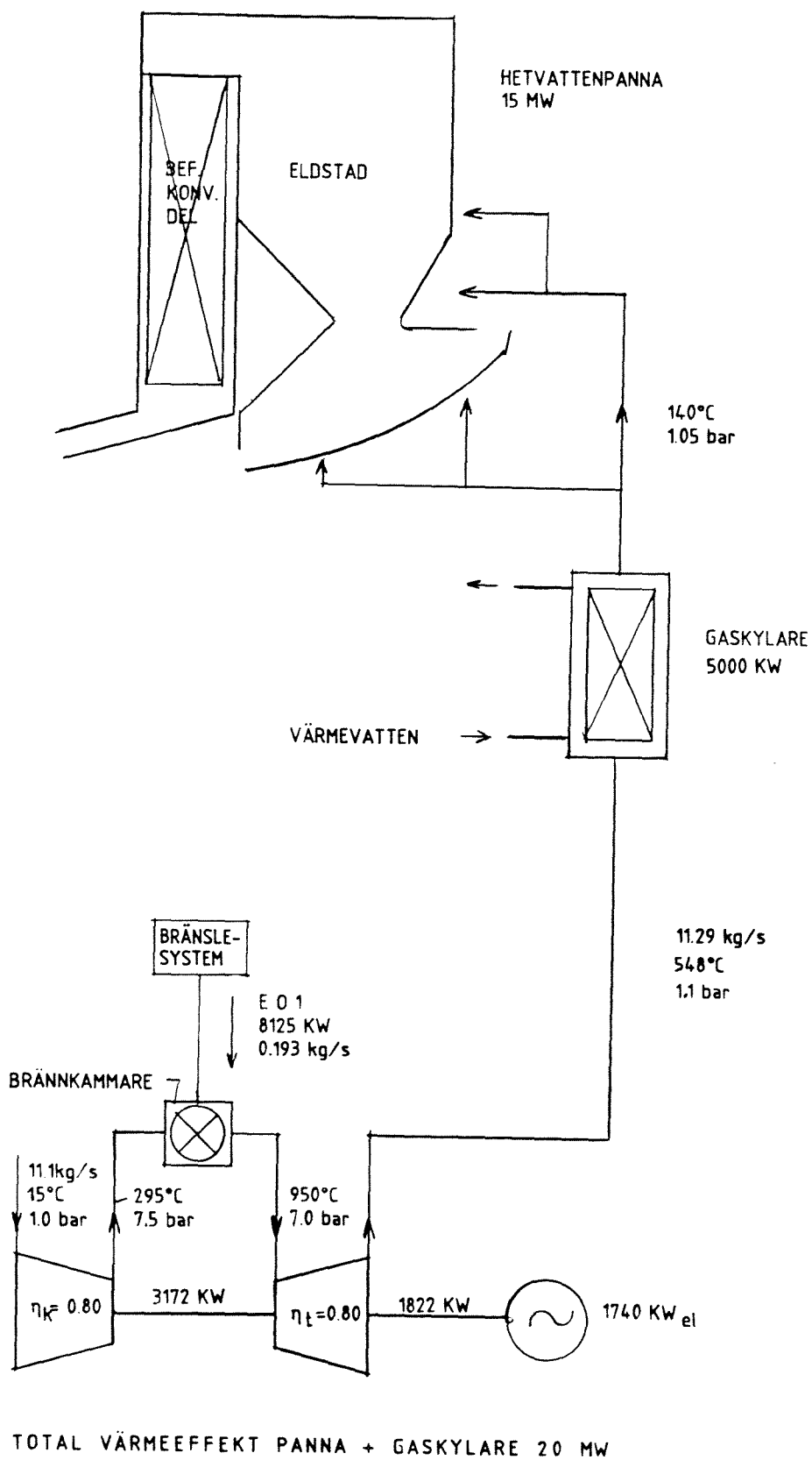


EFTER MODIFIKATION

THEORELL + VBB

ENERGIKONSULTER AB
S:t Eriksg. 117, 113 43 Stockholm
Tel. 08-728 63 00

VÄRMEFORSK PROJEKT E7 - 804
SNITT GENOM GASTURBIN VID BRÄNNKAMMARE
REG NR 1243
DATUM 89 01 16
ANTAL BLAD NR
NAMN



EVE THEORELL + VBB ENERGIKONSULTER AB S:t Eriksg. 117, 113 43 Stockholm Tel. 08-728 63 00	VÄRMEFORSK PROJEKT E7 - 804 20 MW FASTBRÄNSLEELDAD HETVATTENPANNA MED GASTURBIN	REG NR	1 2 4 3
		DATUM	89 01 16
		ANTAL BLAD	NR
		NAMN	

Värmeforsk är ett organ för industrisamverkan inom värmeteknisk forskning och utveckling. Stiftelsens forskningsprogram är tillämpningsinriktat och fokuseras på energi- och processindustriernas behov och problem. Bakom Värmeforsk står följande huvudmän:

- Kraftverksföreningens utvecklingsstiftelse, VAST
- Statens Vattenfallsverk
- Studsvik Energiteknik AB
- Svenska Cellulosa- och Pappersbruksföreningen/Ångpanneföreningen
- Svenska Gasföreningen
- Svenska Värmeverksföreningen
- Tillverkande Industri

Värmeforsk samarbetar med Statens Råd för Byggnadsforskning (BFR), Statens Energiverk och Styrelsen för Teknisk Utveckling.