CODEN: LUTFD2/(TFRT-5409)/1-121/(1989)

Gasturbinmodell för gaskombikraftverk

Jörgen Nilsson
Håkan Fredriksson

Institutionen för Reglerteknik
Tekniska Högskolan i Lund
September 1989

TILLHÖR REFERENSBIBLIOTEKET
UTLÅNAS EJ

Department of Automatic Control
Lund Institute of Technology
P.O. Box 118
S-221 00 Lund Sweden

Document name
Master Thesis

Date of issue
September 1989

Document Number
CODEN: LUTFD2/(TFRT-5409)/1-121/(1989)

Author(s)
Jörgen Nilsson
Håkan Fredriksson

Supervisor
Ann-Britt Östberg and Rolf Johansson

Sponsoring organisation

Title and subtitle
Gasturbinmodell för gaskombikraftverk. (Gas Turbine Model for a Combined Cycle Power Plant).

Abstract

The subject of this work has been to examine the possibilities of modelling and computer simulation of a gas turbine for a combined cycle power plant.

The work contains fundamental studies of the gas turbine, both as a detached plant and as a part of a combined cycle power plant. A suggestion for mathematical modelling has then been made. The conditions for the model is a single-shaft heavy-duty gas turbine, working at constant speed.

From the proposed model has a program for computer simulation then been worked out. The program is the basis for simulation studies.

To verify the model and its range of work, we have performed measurings at the gas turbine plant G25 at Öresundsverket. The results of these measurings are presented in the work.

A simplified model for stationary simulation of G25, based on the first program, has been developed. Computer simulation of the stationary operating behaviour has been performed. The results of the simulations are reasonable, considering the conditions.

Dynamic simulation demands access to more detailed data. It might be connected with difficulties to get these data. Some of it are considered secret, and are often withheld by the manufacturer. It is especially difficult to find the compressor and turbine characteristics that describes the relations between the pressure ratio, massflow, speed and efficiency for each component.

A short summary of available literature is included at the end of the work.

Key words

Classification system and/or index terms (if any)

Supplementary bibliographical information

ISSN and key title

ISBN

Language
Swedish

Number of pages
121

Recipient's notes

Security classification

The report may be ordered from the Department of Automatic Control or borrowed through the University Library 2, Box 1010, S-221 03 Lund, Sweden, Telex: 33248 lubbis lund.

SAMMANFATTNING

I föreliggande examensarbete har förutsättningarna för modellering och simulering av en gasturbin för gaskombikraftverk undersökts.
Arbetet har inneburit grundläggande studier av gasturbinen, både som fristående aggregat och som komponent i ett kombikraftverk, för att skapa goda förutsättningar att utveckla en modell. Ett förslag till matematisk modellering har sedan utarbetats. Förutsättningarna för modellen är att gasturbinen är en enaxlig maskin av industriell typ och att den arbetar vid konstant varvtal.

Med utgångspunkt från den föreslagna modellen har även ett programförslag för simulering presenterats. Detta program utgör underlag för simuleringsstudier.

I syfte att verifiera modellen och dess giltighetsområde har vi utfört mätningar på gasturbinaggregat G25 vid Öresundsverket och sammanställt detta material.

Från programförslaget har en förenklad modell för stationär simulering av gasturbin G25 utarbetats. Simuleringar vid stationär drift har gjorts, och resultatet får anses som tillfredsställande med hänsyn till förutsättningarna.

För dynamisk simulering krävs tillgång till mer detaljerad komponentdata. Stora svårigheter föreligger då man vill få fram dessa för modellen nödvändiga indata. En del av dessa anses av gasturbintillverkarna som tillverkningshemligheter, och lämnas därför ogärna ut. Det är särskilt svårt att komma över de kompressor- och turbinkarakteristikor som beskriver sambandet mellan tryckförhållande, komponentverkningsgrad, varvtal och massflöde för respektive komponent.

En kort presentation av tillgänglig litteratur inom ämnesområdet görs i slutet av arbetet.

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

ABSTRACT sid 1

SAMMANFATTNING 2

INNEHÅLLSFÖRTECKNING 3

1. INLEDNING 5

2. ALLMÄNT OM GASTURBINER 6
- 2.1 Bakgrund 6
- 2.2 Gasturbinprocessen 7
- 2.3 Gasturbinaggregat 9
- 2.4 Gasturbinens möjligheter 10
- 2.5 Cogeneration och kombikraftverk 12
- 2.6 Brännkammare och bränslen 13
- 2.7 Spetslast- och dellastdrift 15
- 2.8 Utveckling och forskning 17

3. ALLMÄNT OM SIMULERING 19
- 3.1 Gasturbinsimulering 19
- 3.2 Några befintliga program för gasturbinsimulering 20
- 3.3 MMS 21

4. TEORI 23
- 4.1 Strömningsmaskiner 23
- 4.2 Ekvationer för kompressorer och turbiner 26
- 4.3 Den enkla gasturbinprocessen 30
- 4.4 Driftsegenskaper 35
- 4.5 Specifika värmet c_p och isentropexponenten κ för luft och förbränningsgaser 41
- 4.6 Ekvationer för gasvolymer 43
- 4.7 Ekvationer för värmeöverföringen i brännkammare 45
- 4.8 Ekvationer för massflöde genom avtappningsventiler 47

5. MATEMATISK MODELLERING AV EN ENAXLIG GASTURBIN 48
- 5.1 Beteckningar 48
- 5.2 Flödesschema 50
- 5.3 Generella förhållanden och approximationer 52
- 5.4 Genomgång av de olika kontrollvolymerna 53

6. PROGRAMFÖRSLAG sid 58
6.1 Allmänt 58
6.2 Blockschema 58
6.3 Nödvändiga indata 60

7. MÄTNINGAR PÅ GASTURBIN G25 VID ÖRESUNDSVERKET I MALMÖ 63
7.1 Inledning 63
7.2 Allmänt om gasturbin G25 63
7.3 Mätdata 67
7.4 Resultat av mätningarna 68

8. TEST AV EN FÖRENKLAD GASTURBINMODELL 86
8.1 Allmänt 86
8.2 Genomgång av de olika kontrollvolymerna 87
8.3 Blockschema 90
8.4 Val av indata 91
8.5 Simuleringsresultat 92
8.6 Kommentar till resultatet 96

9. SLUTSATSER 97

10. LITTERATUR 99
10.1 Böcker 99
10.2 Avhandlingar och arbeten 99
10.3 Tidskrifter och artiklar 100
10.4 Övrigt 101

11. REFERENSER 102

APPENDIX A 104

APPENDIX B 115

1. INLEDNING

Inom Sydkraft pågår studier av nya produktionsanläggningar. En del av dessa nya produktionsenheter kommer att bli gaskombikraftverk. Ett gaskombikraftverk är ett gaseldat värmekraftverk med gasturbin, avgaspanna och ångturbin. Gas- och ångturbinerna driver var för sig eller gemensamt en elgenerator.
Inom ramen för examensarbetet har nya industriella gasturbiner studerats. Därefter har en matematisk modell för gasturbinen utarbetats. Syftet med arbetet har varit att få fram en simuleringsmodell för gasturbinen. Denna modell ska kunna användas för bland annat studier av reglersystem, som en del i funktionsanalysarbetet för framtida gaskombikraftverk.
Arbetet påbörjades med litteraturstudier för undersökning av modellering och simulering av gasturbin- och gaskombianläggningar. En allmän genomgång av ämnet gasturbiner ges i kapitel 2. Kapitel 3 innehåller en översiktlig presentation av gasturbinsimulering och i kapitel 4 sammanställs den teori som utnyttjats för uppställande av modellen. Den litteratur som vi har funnit mest intressant har vi kort presenterat i kapitel 10.
Efter litteraturstudier påbörjades en utveckling av en matematisk modell för en gasturbin. Modellens tyngdpunkt har legat på processvariabler som är intressanta ur regler- och säkerhetssynpunkt. Modellförslaget presenteras i kapitel 5, och i kapitel 6 följer sedan ett SIMNON-program baserat på denna modell.
För simuleringsstudier med modellen och verifiering av dess giltighetsområde har mätningar på gasturbinaggregat G25 på Öresundsverket utförts. Resultatet av mätningarna presenteras i kapitel 7. Syftet med dessa mätningar var att få fram nödvändiga indata, och att kunna jämföra modellen med verkligheten. Med indata hämtade från mätningarna gjordes simuleringar vid stationär drift med en förenklad modell. Resultatet av dessa simuleringar är sammanfattade i kapitel 8.
Examensarbetet har utförts på avdelningen för värmeteknik (TVS) på Sydkrafts huvudkontor i Malmö under tiden januari-juni 1989.
Våra handledare har varit Ann-Britt Östberg, Sydkraft och Rolf Johansson, Institutionen för Reglerteknik vid Lunds Tekniska Högskola.
Vi vill rikta ett stort TACK till våra handledare samt medarbetarna på TVS, som alla visat stort tålamod med oss och varit till ovärderlig hjälp.

2. ALLMÄNT OM GASTURBINER

2.1 BAKGRUND

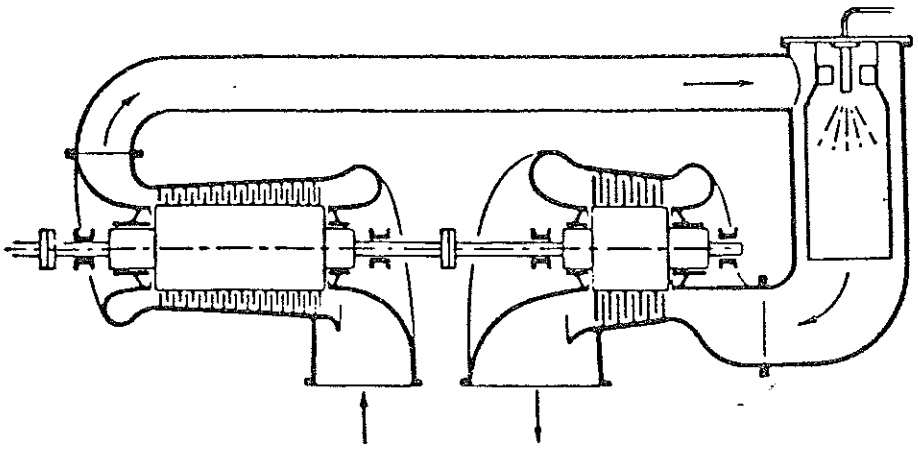
Gasturbinen är ett komplett system för omvandling av kemisk energi i ett bränsle till mekanisk energi och avgasvärme.

Den enkla gasturbinen är en gammal uppfinning. Redan 1872 presenterade den tyske ingenjören Franz Stolze ett förslag till en gasturbinanläggning, men uppfinningen visade sig vara svår att realisera. Det dröjde ända fram till år 1938 innan man byggde den första enkla anläggningen av detta slag, som kom i reguljär drift. Detta berodde främst på svårigheterna med att konstruera en kompressor med tillräckligt hög verkningsgrad. Denna första anläggning byggdes av firman Brown Boveri & Cie och installerades i Neuchatel i Schweiz. Den hade en uteffekt till nät på 4 MW.

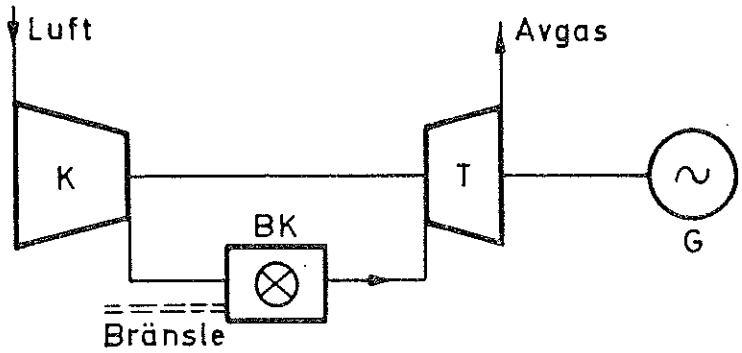
Stationära gasturbiner har därefter använts huvudsakligen som spetslastaggregat. Under 1960-talets sista år och fram till hösten 1973 rådde det ett uppsving för gasturbinen. Flera anläggningar byggdes och togs i drift runt om i världen. Särskilt i Sverige var gasturbinen populär. Detta berodde till en viss del på den då aktuella övergången till högertrafik, och utbyggnaden av vägnätet. Det visade sig nämligen att man vid tillverkningen av asfalt även kunde producera ett fullt tillfredsställande gasturbinbränsle, och därmed kunde även priserna på bränslet hållas förhållandevis låga. Då efterfrågan på asfalt började trappas ned i början på 1970-talet, minskade även tillgången på billigt gasturbinbränsle. Detta faktum, samt OPEC:s oljeprisökningar, innebar i princip dödsstöten för fortsatt projektering av gasturbiner i Sverige. Efter oljekriserna förflyttades en del av gasturbinmarknaden till oljeländer och en del utvecklingsländer, där gasturbinen tjänstgör som grundlastaggregat för elgenerering.

Under senare år har man på nytt börjat titta på gasturbinen, och då har det bland annat blivit aktuellt även med gasformiga bränslen. Den ökade distributionen och tillgången på naturgas samt allt mer utvecklade metoder för kolförgasning har gjort att det återigen kan bli lönsamt med kraftproduktion i gasturbiner. Om kärnkraften ska avvecklas i Sverige, är ett alternativ stora gaskombikraftverk, där gasturbinen ingår som en komponent.

2.2 GASTURBINPROCESSEN



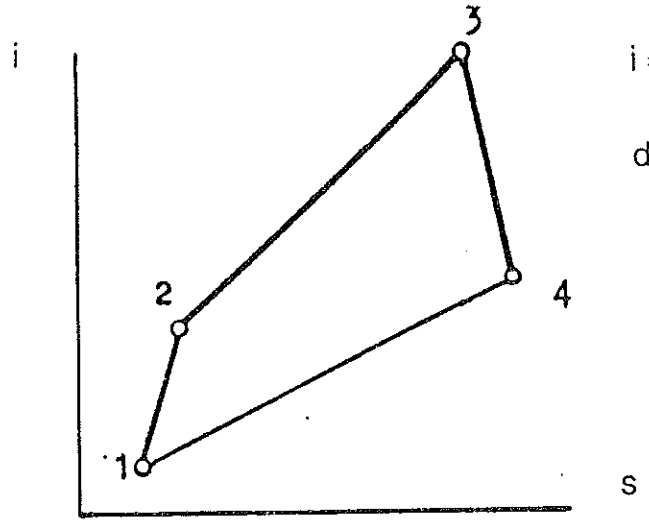
Den enkla öppna gasturbinprocessen kan tekniskt genomföras med hjälp av endast tre huvudkomponenter: kompressor, brännkammare samt turbin.



Blockschema för den enkla öppna gasturbinen.

Det är dessa tre komponenter som tillsammans utgör den enkla gasturbinen. Gasturbinens arbetsmedium är luft. Luften sugs in genom ett luftintag och komprimeras till ett flerfaldigt högre tryck i kompressorn. Vanligen utnyttjas då en axialkompressor. Från kompressorn leds sedan luften till brännkammaren. Brännkammarområdet är en tvärvetenskaplig och komplicerad maskinkomponent, som kräver avancerade vetenskapliga teorier för en närmare beskrivning, dessutom finns det flera olika brännkammarmodeller. I brännkammaren värms luften upp genom förbränning av ett bränsle, till exempel naturgas. De varma avgaserna får därefter expandera i en turbin. Turbininloppstemperaturen begränsas av högsta tillåtna materialtemperatur i de heta delarna. Turbinens uppgift är att driva kompressorn och generatorn som levererar elektrisk effekt ut till nätet. Expansionsarbetet måste alltså vara större än kompressionsarbetet för att processen ska vara möjlig.

Hela gasturbinprocessen kan enkelt beskrivas i ett is-diagram:



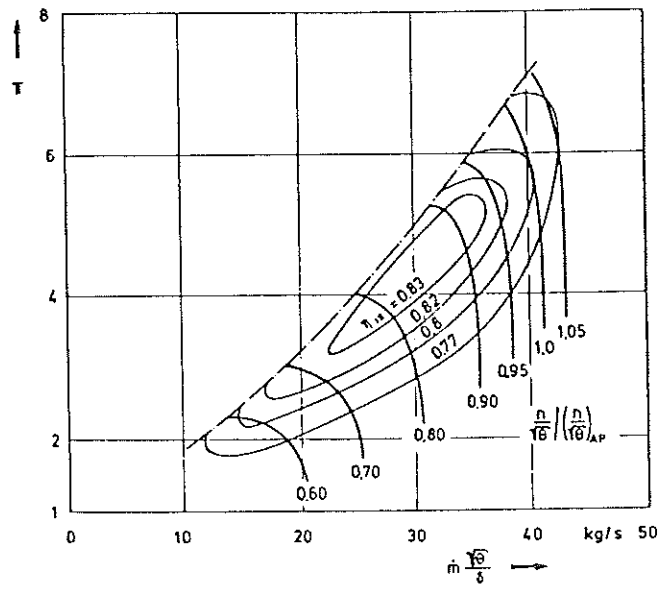
$$i = u + pv \qquad [\,i\,] = Jkg^{-1}$$

$$ds = \left(\frac{dQ}{T}\right)_{reversibel} \qquad [\,s\,] = Jkg^{-1}K^{-1}$$

i står för entalpi och s för entropi. Entalpi och entropi är i termodynamiken definierade storheter med definitioner enligt ovan. u är inre energin, vilken är lika med summan av molekylernas totala energi i gasen. p, v och T står för tryck, volym och temperatur, och dQ är värmeflödet.

Vid punkt 1 i is-diagrammet sugs luften in i kompressorn. Då är trycket normalt atmosfärstryck. Därefter ökar trycket genom kompression i kompressorn, fram till punkt 2. Mellan punkt 2 och 3 sker förbränningen i brännkammaren, där luften tillförs värme vid ungefär konstant tryck. Efter punkt 3 sker expansion i turbinen. Vid punkt 4 släpps gasen ut ur maskinen. Gasens tryck har då sjunkit avsevärt. Även temperaturen har sjunkit, men den är fortfarande betydligt högre än den omgivande luftens temperatur.

Ett vanligt sätt att beskriva en gasturbins egenskaper, är i ett kompressordiagram. Kompressordiagrammet, eller kompressorkarakteristikan, beskriver tryckförhållandet genom kompressorn, massflödet genom denna, varvtalet samt kompressionsverkningsgraden. En driftslinje i en kompressorkarakteristika visar de arbetspunkter där gasturbinens olika komponenter är i jämvikt med varandra, och gasturbinen arbetar vid stationär drift.



Exempel på hur en kompressorkarakteristika kan se ut, hämtad ur GAS TURBINE THEORY av Cohen och Rogers.

2.3 GASTURBINAGGREGAT

Gasturbinaggregaten finns idag i flera olika varianter. Man brukar skilja mellan en- och fleraxliga aggregat, industri- och jetaggregat. Antalet axlar är beroende av maskinarrangemanget, och indelningen i jet- och industriaggregat av användningen.

Största användningsområdet för gasturbinen har hittills varit som flygplansmotor, och jetmotorindustrin svarar fortfarande för den mest avancerade utvecklingen inom gasturbinindustrin. Det näst största användningsområdet har varit som spetslastmaskin i elnät, där gasturbinens förmåga att på kort tid ge full effekt kommer väl till pass.

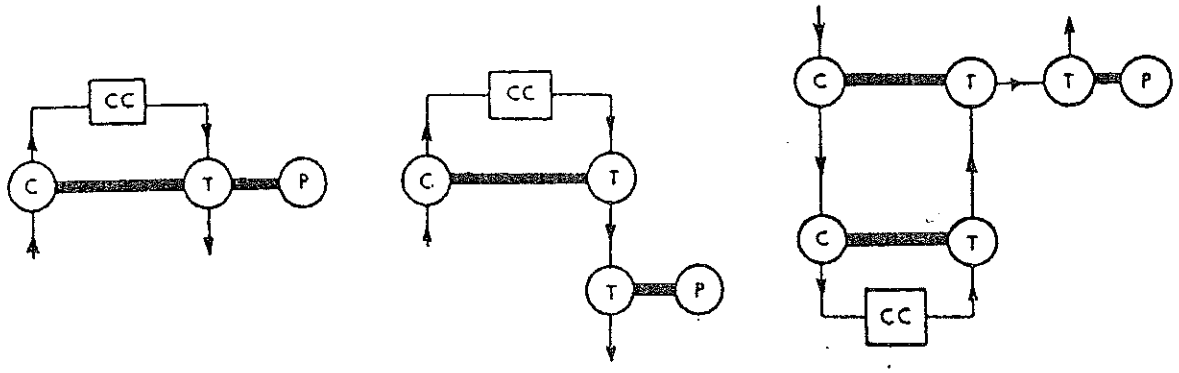
De industriella gasturbinerna arbetar generellt med lika höga komponentverkningsgrader som flygplansmotorn, men skiljer sig främst genom att ha lägre tryck- och temperaturförhållanden och lägre belastningsnivåer. De industriella gasturbinerna kan indelas i två typer: den tunga ångturbinliknande konstruktionen, som siktar på låg kostnad, hög tillgänglighet och god bränsleflexibilitet, samt flygmotorderivaten som framför allt strävar efter hög verkningsgrad och låg vikt. De tunga gasturbintyperna används nästan undantagslöst enbart för elgenerering. Stora gasturbiner är nu också mycket aktuella i kombikopplingar.

En enaxlig tung maskin har vid stationär drift konstant varvtal. Vid minskad uteffekt från aggregatet minskar brännkammartemperaturen, vilket leder till att tryck- och temperaturförhållanden sjunker. Därmed minskar kompressorverkningsgraden rejält, och med den minskar hela processens teoretiska verkningsgrad. En enaxlig tung konstruktion blir relativt trög och mindre termoflexibel. Utan geometriförändring (reglerbara ledskenor i kompressorn) får den dåliga egenskaper vid dellast. Lastfrånslagningsegenskaperna är dock goda. En öppen cykel har relativt dålig verkningsgrad, trots hög temperatur. I kombisammanhang blir verkningsgraden betydligt bättre.

I en tvåaxlig konstruktion har man på ena axeln en fri kraftturbin som går med konstant varvtal till generatorn. Kompressorn och turbinen sitter på den andra axeln, vilken roterar med variabelt varvtal. På samma sätt som i enaxliga maskiner minskas bränsleflödet, och därmed även temperaturen i brännkammaren, när uteffekten minskar. Kompressorvarvtalet, kompressionsverkningsgraden, samt hela processens verkningsgrad minskar, dock inte i samma utsträckning som för den enaxliga konstruktionen. Maskinen blir något kvickare, mer termoflexibel och får bättre egenskaper vid dellast, men det är inga dramatiska förbättringar. I kombikoppling får man dock mindre verkningsgradsfördel och sämre dellastverkningsgrad, om man inte inför vridbara ledskenor hos kompressorns första steg. Den tvåaxliga konstruktionen har även den nackdelen, att man måste dimensionera kraftturbinen och generatorn för ett relativt högt övervarv, 25-30 %. Detta görs för att turbinen kommer att accelerera om lasten på den fria kraftturbinen släpper, trots att bränsletillförseln snabbt stryps.

Övervarvet kan dock minskas, till exempel genom införande av avtappningar, svänghjul, bromsmotstånd eller vridbara ledskenor. Övervarv vid lastfrånslag är inget problem för enaxliga maskiner, där kompressorn fungerar som en effektiv broms.

Ett tredje maskinarrangemang är den treaxliga gasturbinen. En lågtrycksturbin får då på en axel driva en lågtryckskompressor, en högtrycksturbin driver en högtryckskompressor, och på den tredje axeln driver en kraftturbin generatorn. Luften får här strömma in i lågtryckskompressorn, fortsätta genom högtryckskompressorn vidare till högtrycksturbinen och slutligen strömma genom lågtrycksturbinen och kraftturbinen. En möjlighet ges här att placera en mellankylare mellan de två kompressorerna, för att på så sätt minska kompressorarbetet.



Principskisser för enaxligt, tvåaxligt respektive treaxligt maskinarrangemang.

Gasturbiner är, vilket tidigare nämnts, i allmänhet termoflexibla. De kan startas och köras upp till fullast relativt snabbt, speciellt de lätta aeroderivaten. Även ett kombikraftverk kan startas kvickt och sålunda även fungera som spetslastkraftverk. Detta kan ske eftersom pannorna vanligen utförs så, att de tål snabb uppvärmning. Uppstarten sker genom att rotorn/kompressorrotorerna varvas upp med hjälp av en startmotor (eller i vissa fall blåses upp) till dess att bränsle kan insprutas och antändas i brännkammaren. Luftflödet är då lågt i kompressorns främre steg och det finns risk för "stall", dvs att kompressorn pumpar. En möjlighet att undvika detta fenomen är att avlasta kompressorns frontsteg genom att införa variabel geometri.

Värt att nämnas i sammanhanget är att ljudnivån från en gasturbinanläggning dämpas helt till önskad nivå (till exempel 45 dB) på 200 meters avstånd.

Enkla gasturbiner av den enaxliga typen är relativt billiga i inköp, men dyra i drift. De tillverkas i dag i storlekar upp till 150 MW av bland andra General Electric, Westinghouse, KWU och Asea Brown Boveri.

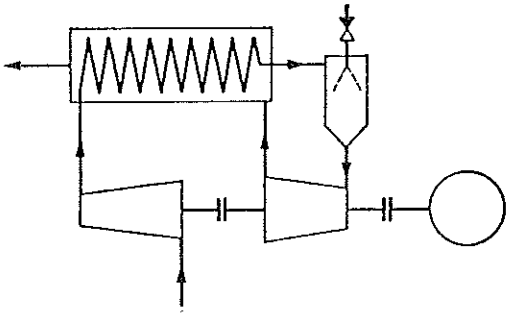
2.4 GASTURBINENS MÖJLIGHETER

Verkningsgraden för en öppen gasturbin av industriell typ är måttlig, som högst ca 35%. Gasturbinen erbjuder dock flera möjligheter att höja den termiska verkningsgraden eller den specifika effekten. Den specifika

effekten anger hur stor effekt, som kan utvinnas ur varje kg luft, som strömmar genom aggregatet.

Tidigare har nämnts möjligheten att införa mellankylare om kompressionen är uppdelad på flera olika kompressorer. Mellankylningen reducerar kompressionsarbetet och gör att en större del av expansionsarbetet kan tas ut som nyttig effekt på generatoraxeln.

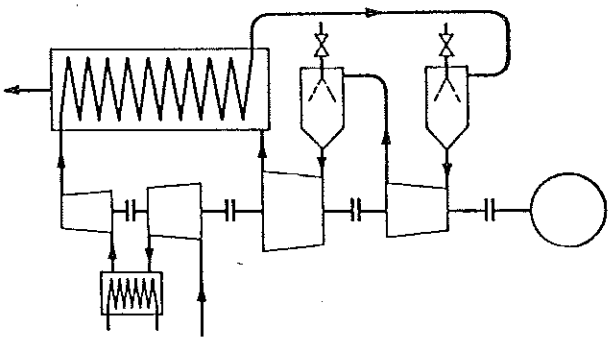
En annan metod är att införa en värmeväxlare, eller rekuperator. Man utnyttjar då att avgasernas temperatur efter turbinen är högre än luftens temperatur efter kompressorn. Med hjälp av rekuperatorn kan en del av avgasernas värme användas till att förvärma den luft som strömmar till brännkammaren. Detta medför att en mindre bränslemängd behöver tillföras och anläggningens termiska verkningsgrad ökar.



Gasturbinprocess med rekuperator.

En tredje väg att förbättra gasturbinens prestanda är att använda sig av mellanbrännkammare, så kallad "reheating". Man delar då upp expansionen på två eller flera turbiner, och inför en extra brännkammare mellan två turbiner. När det gäller stora industriella gasturbiner anses mellanbrännkammaren vara en kostsam komponent, som även kan ge upphov till regleringsproblem. För närvarande är det ingen tillverkare av gasturbiner i västvärlden som riskerat att bygga en maskin med mellanbrännkammare. Det är först på senare år som teknologin nått fram till ett stadium, där reheating börjar bli praktiskt genomförbart.

Olika sätt att kombinera två eller tre av de ovanstående metoderna skulle givetvis kunna medföra en ännu större förbättring av prestandan hos den öppna gasturbinen. Dessa kombinationer är dock förhållandevis ovanliga idag. Såväl mellankylaren som rekuperatorn är konventionellt använda komponenter i moderna gasturbinaggregat. Däremot är kombinationen mellankylare och rekuperator betydligt ovanligare.



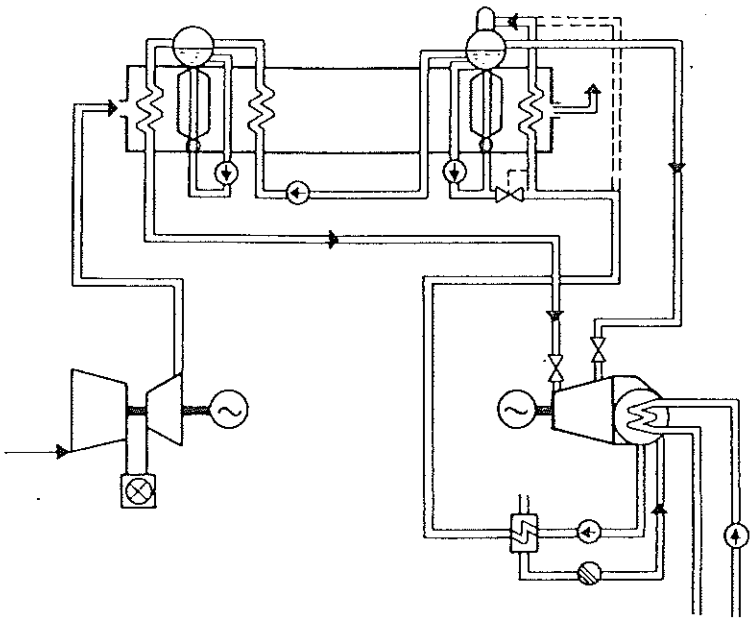
Gasturbinprocess med både mellankylare, rekuperator och reheating.

2.5 COGENERATION OCH KOMBIKRAFTVERK

En annan möjlighet att höja totalverkningsgraden är att utnyttja avgasvärmet för ång- eller värmegenerering.

Cogeneration avser samtidig produktion av el, och värme i form av processånga för industriellt bruk eller hetvatten för fjärrvärme.

Ett gaskombikraftverk är ett fristående gaseldat värmekraftverk, uppbyggt av gasturbin, avgaspanna och ångturbin. Gas- och ångturbinen driver var för sig eller gemensamt en elgenerator. I kombiprocessen utnyttjas alltså kombinationen av en vanlig öppen gasturbincykel och en ångcykel som tar vara på gasturbinens avgasvärme. Avgaserna från en industriell gasturbin kan ha en temperatur på 400 till ca 580 ^{0}C. I avgaspannan, med eller utan tillsatseldning, genereras ångan, ofta vid två eller flera olika tryck, vilken driver ångturbinen. Bäst verkningsgrad nås utan tillsatseldning. Avgaspannor för det här ändamålet finns i tre huvudsakliga utföranden: självcirkulerande, tvångscirkulerande samt genomströmningspannor. Effektfördelningen är cirka 2/3 på gasturbinen och 1/3 på ångcykeln.



Blockschema som visar ett exempel på hur gasturbin, avgaspanna och ångturbin kan kopplas ihop i en kombiprocess.

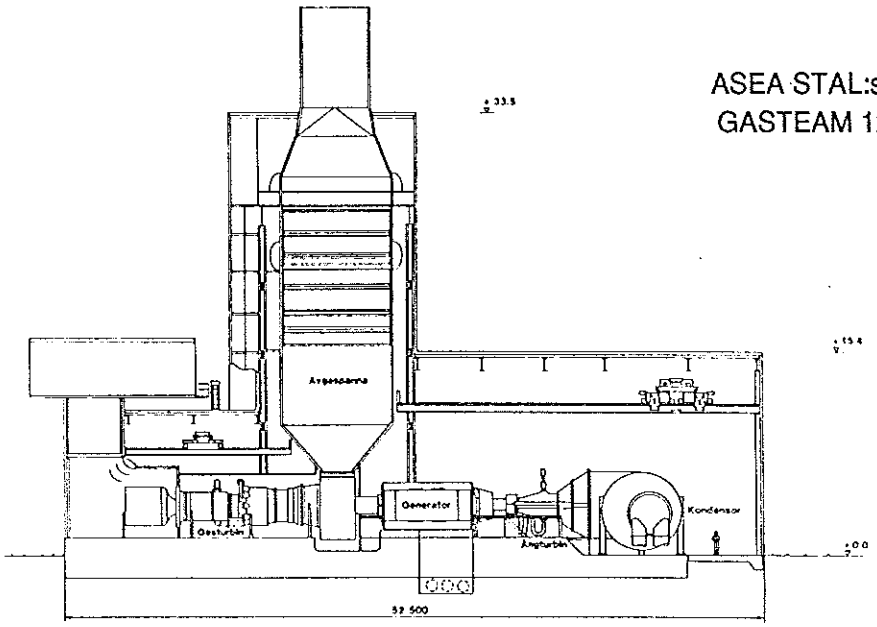
Positiva egenskaper hos ett gaskombikraftverk är bland annat den höga tillgängligheten, den korta starttiden samt kanske framför allt den stora bränsleflexibiliteten. Kombianläggningar kan drivas med de flesta rena bränslen, som till exempel olja, kolgas och naturgas.

I kombisammanhang är man givetvis intresserad av att få högsta möjliga avgastemperatur. Man måste då beakta, att de kriteria som optimerar den enkla öppna gasturbincykeln inte optimerar kombiverkningsgraden. Hög verkningsgrad för den enkla gasturbinen nås främst genom ett högt tryckförhållande mellan det högsta trycket i processen och det omgivande lufttrycket. Ett högt dylikt tryckförhållande är genom termodynamiska samband kopplat till motsvarande temperaturförhållande, och medför även lägre avgastemperatur, vilket man måste ta hänsyn till vid konstruktion av

ett kombikraftverk.

Gaskombikraftverket kan även byggas som ett kraftvärmeverk med samtidig produktion av både el och värme. Ångturbinens vattenkylda kondensor kan då bytas ut mot en värmekondensor, vilken ansluts till ett fjärrvärmenät. En annan möjlighet att ta ut fjärrvärme ges av restvärmet efter pannans ångdel. Även kombinationer för flexibel el- och värmeproduktion kan förekomma. Kraftvärmeverk av det här slaget kan få en totalverkningsgrad på närmare 90%.

Asea Brown Boveris gasturbin typ 13E i kombiutförande ger ca 200 MW ut. Detta är den största anläggningen för 50 Hz som erbjuds för närvarande. I början av 1990-talet kan General Electrics med samarbetspartners eventuellt börja offerera nya Frame 9F-gasturbinen i kombiutförande, som då bör kunna få en uteffekt på 300 MW.

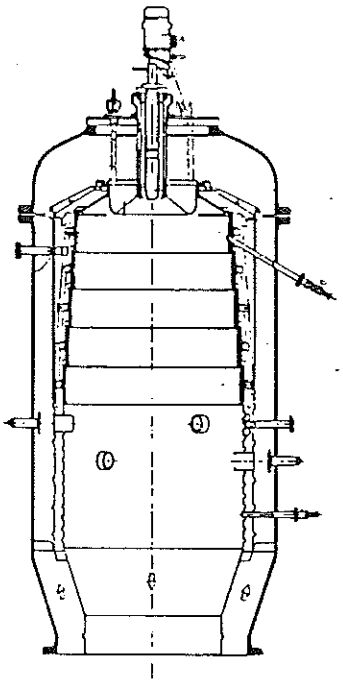


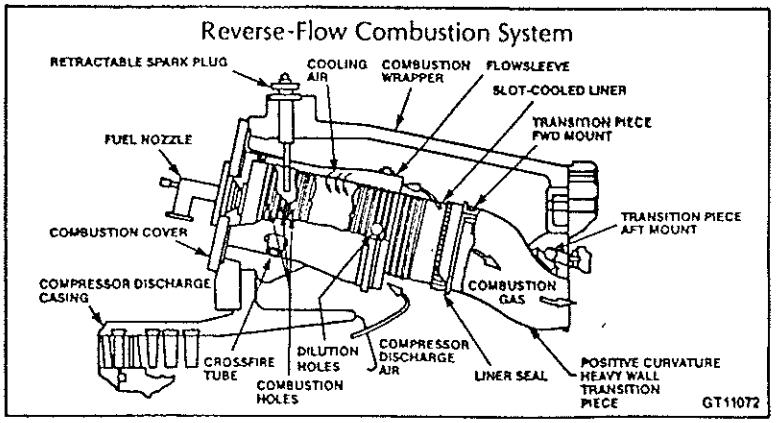
ASEA STAL:s kombianläggning GASTEAM 125.

2.6 BRÄNNKAMMARE OCH BRÄNSLEN

Konstruktionen av brännkammare för flytande och gasformiga bränslen varierar mellan olika gasturbintillverkare. Ett gasturbinaggregat kan således ha en stor brännkammare med endast en brännare, en eller två stora brännkammare med vardera en eller flera brännare, eller ett flertal mindre brännkammare med vardera en eller ett flertal brännare. Det senare byggsättet -nära besläktat med den princip som gäller för konstruktionen av en jetmotor- tillämpas framförallt av amerikanska gasturbintillverkare.

Av en brännkammare krävs bland annat: stabil förbränning under alla driftsfall, hög förbränningsverkningsgrad, låga tryckförluster, god temperaturfördelning i utloppet, minsta möjliga rök och föroreningar, god tändvillighet, samt givetvis minsta möjliga kostnad och storlek.





Olika brännkammarkonstruktioner. Till vänster den stående brännkammaren hos ABB:s gasturbin typ 13. Ovan brännkammaren hos General Electrics MS9001.

Naturgas är ett idealiskt bränsle för gasturbiner. I oljeeldade gasturbiner finns det alltid risk för högtemperaturkorrosion från föroreningar i oljan, till exempel svavel. Denna risk föreligger ej i naturgasdrivna gasturbiner, där turbintemperaturen kan höjas till vad maskinen med säkerhet tål ur ren hållfasthetssynpukt. Det behövs inte heller några bränsleförråd, och om gasen i försörjningsledningen har tillräckligt högt tryck behövs inga komressorer, utan bara reglerventiler.

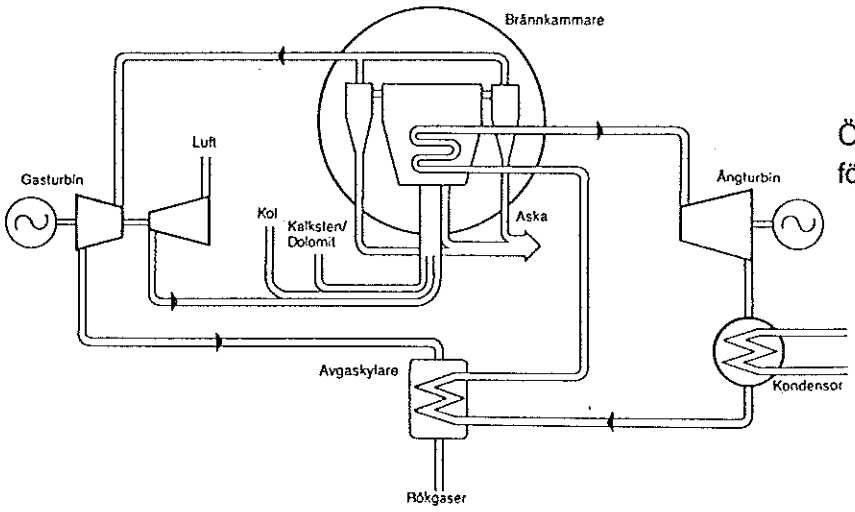
Naturgas är ett rent bränsle, varför avgaserna blir i det närmaste helt rök- och svavelfria. Den enda förorening som behöver reduceras är kväveoxider, NO_X. NO_X bildas av kväve i förbränningsluften och i bränslet samt syre i luften. Bildningen sker vid hög temperatur i brännkammarens flamzon, primärzonen, där temperatuen kan vara 1600 till 1800 ^{0}C. För att minska NO_X-bildningen försöker man på olika sätt sänka flamtemperaturen och minska den tid då gaserna uppehåller sig vid hög temperatur. Ett enkelt sätt är att spruta in vatten eller ånga samtidigt med bränsleinsprutningen. Förångningen av vattnet eller uppvärmningen av ångan kräver energi, vilket sänker temperaturen och därmed även bildningen av kväveoxider. En normal oljeeldad gasturbin genererar ca 250 ppm utan speciella åtgärder. Med naturgas som bränsle uppgår NO_X-halten till ca 150 ppm. Med vatten- eller ånginsprutning kan denna nivå sänkas till 20 à 25 ppm. Nackdelen är dock att vid förångning stjäl förångningsvärmet en stor del energi från processen och verkningsgraden sjunker.

Kväveoxiderna kan även reduceras med så kallad selektiv katalytisk rökgasdenitrifiering. Avgaserna reagerar då med ammoniak vid 300 till 400 ^{0}C om en katalysator är närvarande. En sådan katalysator kan byggas in i en avgaspanna i en kombianläggning, och reducera ner NO_X-halten till mycket låga nivåer, i normalfallet kanske 20 ppm. Av kväveoxiderna bildas då elementärt kväve och vatten.

Flera företag arbetar nu på att få fram brännkammaranordningar utan

vatteninsprutning som inte genererar så mycket kväveoxider, så kallad "dryfix".

Genom förbränning av ett fast bränsle i en trycksatt fluidiserad bädd ges en möjlighet att också utnyttja exempelvis stenkol som gasturbinbränsle. Genom PFBC-processen (Pressureized Fluidized Bed Combustion) har väsentliga bidrag lämnats till denna teknik.



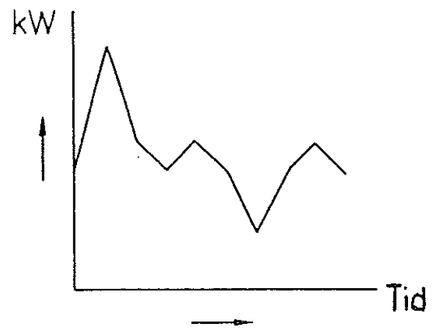
Översiktligt processchema för en PFBC-process.

En annan utvecklingsväg innebär att det fasta bränslet förgasas i en till gasturbinen anpassad, men i förhållande till denna separat byggd förgasningsanläggning.

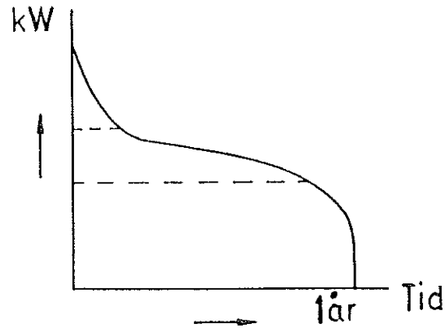
2.7 SPETSLAST- OCH DELLASTDRIFT

För en spetslastanläggning är priset per kWh intressantare än verkningsgraden. Spetslastaggregatet arbetar sällan vid dellast. För spetslast krävs normalt stora effekter. Detta kräver stora tillfälliga gasuttag, vilket passar dåligt för gasledningsdrift. Man strävar också efter hög lastpåläggningshastighet, alltså mycket god reglerbarhet.

En effekt-tidkurva för ett kraftsystem visar effektförbrukningen under en viss tidsperiod, exempelvis ett år. Från denna kurva konstrueras sedan den konsekutiva belastningskurvan, som visar effektförbrukningen som en funktion av tiden i procent av den specifika tidsperioden. Då man eftersträvar lägsta möjliga kostnad per producerad kilowattimme, kan man med hjälp av den konsekutiva belastningskurvan bestämma vilka kraftslag som bör finnas i det aktuella kraftsystemet, och hur de olika kraftslagen ska fördelas. I diagrammen överst på nästa sida visas ett exempel på hur de olika kurvorna kan se ut.

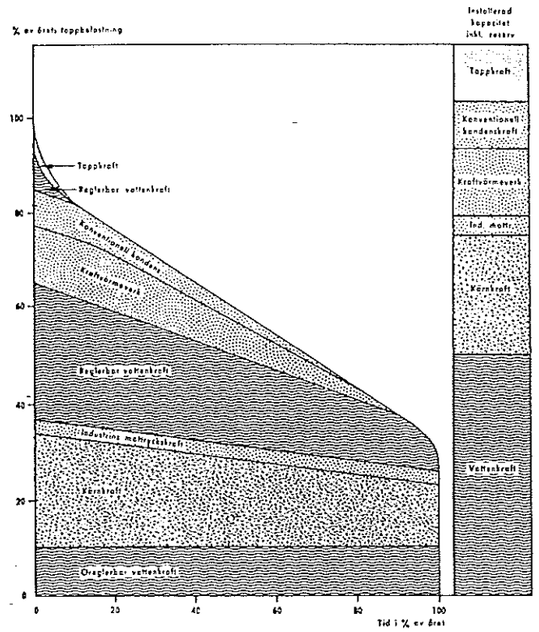


Effekt-tidkurva.

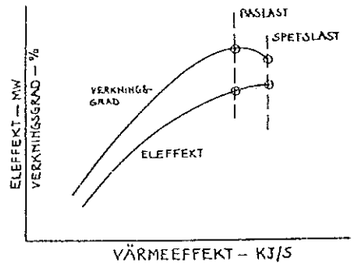


Konsekutiv belastningskurva.

Den konsekutiva belastningskurvan med energi- och effektfördelningen för Sveriges elkraftbehov under år 1980 fick följande utseende:



En gasturbins egenskaper vid dellastdriften beror på hur man kopplat ihop de olika komponenterna. Dellastverkningsgraden påverkas av förändringar i processens komponentverkningsgrader och övriga parametrar som påverkar hela processens termiska verkningsgrad. Verkningsgraden vid dellastdrift kan förbättras genom att införa reglerbara ledskenor i kompressorn.



Typiska prestanda för en konventionell gasturbin.

2.8 UTVECKLING OCH FORSKNING

Den mest avancerade utvecklingen inom gasturbinområdet svarar jetmotorindustrin för. Den ingår framför allt i den militära grundforskningen världen över. Utvecklingen inom flygmotortillverkningen har gemensamt med industriella gasturbiner krav på hög verkningsgrad och hög specifik effekt, samt till en viss del låg vikt. Forskningen är främst inriktad på hög turbininloppstemperatur, höga komponentverkningsgrader och extrema materialval.

Inom kompressorutvecklingen har förbättrade 3D-beräkningsmetoder lett till nya skovelprofiler och förbättrad strömning, vilket i sin tur lett till successivt ökade stegtrycksförhållanden och ett färre antal kompressorsteg. Även då det gäller turbinutveckling har de förbättrade beräkningsmetoderna inneburit en optimal utformning. Turbininloppstemperaturen kan ökas genom förbättrade kylmetoder, högre materialtemperaturer och termiska barriärskikt

Materialtemperaturen är mycket betydelsefull för gasturbinforskningen. Nya typer av legeringar med hög värmehållfasthet kom fram under 50- och 60-talen. "Coatings" mot korrosion och erosion utvecklas. Försök görs idag även med plastkompositer i lågtryckskompressorer och metallkompositer (till exempel av aluminium och titan) i kompressorer för övrigt.

Moderna högtrycksmaterial bibehåller sin styrka upp till ca 900 ^{0}C. Kompressorluft kan i interna kylkanaler användas till att kyla högtemperaturbeskovlingen i turbinen. Med förfinad kylteknik kan man använda turbintemperaturer på 1200 till 1300 ^{0}C, och ändå bibehålla en materialtemperatur på 900 ^{0}C.

Utvecklingen har gått mot allt enklare och billigare maskiner på bekostnad av den termiska verkningsgraden. Samtidigt som maskinens utformning blivit enklare, har man kunnat, till exempel genom någon av de ovan beskrivna metoderna, förbättra maskinens prestanda.

Vid dellastdrift är det önskvärt att behålla processverkningsgraden samt att anpassa maskinen storleksmässigt för aktuell last. I reglersammanhang strävar man då efter att få en god mängdreglering och att undvika kvalitetsreglering.

Man strävar också efter större aggregat. Prestanda för de största gasturbinerna, som finns tillgängliga idag (juni 1989), redovisas i tabellen överst på nästa sida:

Stora gasturbiner > 50MW 50HZ

	GE	MITSUB WEST	ABB	KWU	ABB - STAL
Effekt MW	112	120	140	135	93
Verkn.gr öppen %	32,5	31,5	33	32,5	34,5
" kombi %	48,5	48	48	48	49
Turbintemp. C	1100	1100?	1070	1020	1180
Tryckförhållande	12	14	14	10.5	16
Avgastemp. C	525	510	525	525	460
Typbeteckning	F9E	MW701D	13E	V94	GT200B

Ungefärliga nettovärden vid ISO +15 C/1.013 bar.
Baslast, naturgas.

Den nuvarande inriktningen för utveckling av stora kombianläggningar är främst att uppnå högre verkningsgrad via högre turbintemperatur, högre komponentverkningsgrader, kväveoxidreducering utan vatten- eller ånginsprutning, förbättrad ångcykel samt att uppnå ännu större aggregatstorlek. Intresset för kombianläggningar är relativt nytt och nya möjligheter finns att höja verkningsgrader och effekter. Som exempel kan nämnas: kombinera gas- och ångcykeln bättre, skapa alternativa överhettningsarrangemang för ångan från avgaspannan, införa flera olika ångtryck, införa "reheating" i gasturbinen. Härigenom ökar både gasturbinens prestanda och temperaturen på avgaserna, vilket kan utnyttjas till bättre ångkvalitet och en effektivare ångcykel.

På Sydkraft har man under tiden vi utfört vårt examensarbete (januari-juni 1989) arbetat med två stora projekt som innefattar gasturbiner. Den 9 juni 1989 togs beslutet att uppföra en stor industriell gasturbin på över 100 MW uteffekt, för spetslastdrift i Kattegatthamnen i Halmstad. I dagsläget är det ännu inte bestämt vilken tillverkare som ska anlitas som leverantör för denna anläggning. Det andra projektet innefattar ett naturgaseldat kombikraftverk på 200-300 MW uteffekt med olja som reservbränsle. Kraftverket ska uppföras på barsebäcksområdet och vara klart att tas i drift omkring 1994. Man har dessutom arbetat med en försöksanläggning för kolförgasning på ca 20 MW, som även denna är tänkt att placeras på barsebäcksområdet.

3. ALLMÄNT OM SIMULERING

3.1 GASTURBINSIMULERING

Om en gasturbin körs kontinuerligt vid konstant varvtal, konstant tryckförhållande etc, benämns detta tillstånd **stationär** drift. Kompression och expansion i gasturbinprocessen kan då anses vara adiabatiska, och massflödena in i en komponent är lika med massflödena ut ur komponenten.

Om däremot till exempel varvtalet eller lasten förändras i tiden, kallas processen **dynamisk** eller **transient**. De huvudsakliga skillnaderna mellan stationär och dynamisk drift är:

- Vid dynamisk drift kan en del av turbinens effekt användas till att öka varvtalet. Om däremot varvtalet minskar, så lämnar axeln effekt.
- Beroende på tryck- och temperaturgradienterna i en dynamisk process, behöver massflödet in i och ut ur en komponent inte vara lika.
- Vid dynamisk drift lagras eller frigörs värme vid de fasta delarna. Värmebalansen upphör då att gälla och kompression och expansion blir inte adiabatiska.
- De olika komponenternas egenskaper kan förändras avsevärt mellan dynamisk och stationär drift.

Den dynamiska driften kan i sin tur indelas i två olika grupper: lågfrekventa och högfrekventa transienter. Högfrekventa transienter innebär huvudsakligen snabba fluktuationer hos kompressorns inloppstryck, tidsberoende störningar av inloppsflödet och inre förändringar i komponenterna. Dessa snabba förändringar behöver inte innebära några förändringar av gasturbinens huvudvariabler, men komponenternas inre egenskaper förändras. Typiska exempel på lågfrekventa transienter är: ökning eller minskning av varvtalet, förändringar av bränsleflödet och laständringar. Det är främst lågfrekventa transienter av de här typerna som vi är intresserade av att studera med vår modell.

Vanligtvis beskrivs gasturbinens alla egenskaper vid stationär drift. Detta är dock inte alltid tillräckligt och kan ibland vara missvisande. Vissa av gasturbinens mest kritiska driftsfall är transienta, till exempel vid snabbstart av ett reservkraftaggregat. Det kan då givetvis bli viktigare att studera transienta egenskaper. Framför allt på senare år har det blivit viktigare att studera transienta förlopp för att få en optimal design av

gasturbinen. Det främsta skälet till detta är att den senaste utvecklingen har lett fram till känsliga kompressorer, vilka starkt begränsar transienta driftsfall. Även behovet av snabb uppstart har ökat.

3.2 NÅGRA BEFINTLIGA PROGRAM FÖR GASTURBINSIMULERING

Utvecklingen av simuleringsteknik har i stort sätt följt utvecklingen av tillgänglig datorkapacitet. De tidigaste programmen för simulering av gasturbiner skrevs främst för exekvering på så kallade analogimaskiner. Dylika program utvecklades i slutet av 1960-talet. Dessa "primitiva datorers" starkt begränsade kapacitet medförde stora begränsningar och svårigheter, framför allt vid lösandet av differentialekvationer.

Under utvecklingen av digitaltekniken prövades en del simuleringsprogram för hybriddatorer. Detta innebar en stor förbättring jämfört med analogimaskiner, men var långt ifrån lika behändigt som med dagens datorer. Program av den här typen utvecklades under mitten av 1970-talet. De simuleringsprogram som har skrivits efter den här perioden har givetvis blivit designade för datorer, ett område där tekniken under de senaste åren gått framåt med stormsteg. Icke-linjära differentialekvationer kan nu lösas relativt enkelt med någon numerisk metod, till exempel enligt Runge-Kutta. I slutet av 1970-talet började program av det här slaget att skrivas.

I de äldre modellerna betraktade man gasturbinens komponenter vid transienter som oförändrade från stationärt beteende. Den enda dynamik man tog hänsyn till var ändringar av axlarnas tröghetsmoment och "massflödesupplagringen" i gasturbinens olika volymer. Därefter har man efter hand även fått möjlighet att studera fenomen såsom icke-adiabatiska densitetsändringar i kompressorer och turbiner, kemiska effekter av förbränningsprocessen, effekter beroende på värmeupplagring och värmeledning i gasturbinens olika komponenter etc.

I sin doktorsavhandling "Transient Simulation of Gas Turbines Including the Effects of Heat Capacity of the Solid Parts" (Laboratory of Aerodynamics, Helsinki University of Technology, 1982) har Jaakko Larjola utvecklat ett program för simuleringar av lågfrekventa störningar för olika öppna gasturbiner. Han har i detta arbete lagt stor vikt vid att med stor noggrannhet beräkna värmeledningseffekter från gasen, som är processens arbetsmedium, till anläggningens fasta delar. Han poängerar även fördelen med en så enkel indatamängd som möjligt, och kräver bland annat att det inte ska behövas några experimentella mätningar för att kunna exekvera programmet. Han har använt sig av programspråket CSMP (Contiuous System Modeling Programme), ett tillämpningsprogram till FORTRAN, speciellt utvecklat för dynamiska simuleringsstudier.

I artikeln "Digital Computer Simulation of the Dynamic Operating Behaviour of Gas Turbines" (Brown Boveri Review nr 3/1987) beskriver

T Schobeiri programmet COTRAN, som är ett simuleringsprogram för att studera olika gasturbiners dynamiska beteende vid transienta förlopp, och har utvecklats av Brown Boveri. I COTRAN är gasturbinens komponenter uppbyggda som moduler. Dessa moduler kan på olika sätt kombineras och på så sätt bygga upp olika kompletta system, vilka kan representera i stort sett alla tänkbara gasturbinkraftverk. De olika komponenterna är matematiskt modellerade med ett antal algebraiska samband och partiella differentialekvationer. Dessa ekvationer bygger huvudsakligen på balanssamband från termodynamiken, såsom energiekvationen och kontinuitetsekvationen. De olika komponenterna är indelade i tre olika grupper:

-komponenter där både termisk och mekanisk energi utväxlas, exempelvis kompressorer och turbiner.

-komponenter där värmeledning eller värmeproduktion sker, exempelvis värmeväxlare och brännkammare.

-komponenter där inget utbyte av värme eller energi sker med omgivningen, med den huvudsakliga uppgiften att transportera massflöden, till exempel inlopp och utlopp.

En annan simuleringsmodell vi fått tillfälle att studera ingår i ett examensarbete av Göran Andersson, och beskrivs i hans redogörelse "Modeller och regulatorer för en industriell gasturbin". Examensarbetet är utfört tillsammans med STAL-LAVAL och Institutionen för Reglerteknik vid Lunds Tekniska Högskola 1973-1974. Avsikten var att utifrån fysikaliska grundekvationer bygga en olinjär matematisk modell för en industriell gasturbin av STAL-LAVAL:s typ GT120. Kravet för modellen var simulering av alla processvariabler som är intressanta ur regler- och säkerhetssynpunkt, med tillräcklig noggrannhet. Programmet är skrivet i SIMNON. Modellen har sedan utvecklats av STAL-LAVAL, och blivit något mer detaljerad.

3.3 MMS

"Modular Modeling System" (MMS) är ett simuleringsprogram med vilket man kan modellera och studera det dynamiska beteendet hos kärnkraftverk och fossileldade kraftverk. MMS finns tillgängligt på TVS, Sydkraft. MMS började utvecklas vid Electric Power Research Institute 1978 och släpptes för kommersiellt bruk vid mitten av 1980-talet. Försäljning, marknadsföring och utbildning handhavs av Babcock & Wilcox Company (B&W).

MMS består av färdigprogrammerade moduler för olika kraftverkskomponenter, där användaren matar in parametrar gällande för aktuell komponent. Modulerna kan sedan kopplas ihop i den ordning det är lämpligt och rimligt, för att modellera det aktuella kraftverket. MMS ska kunna använ-

das både för kraftverksdesign och vid driftsundersökningar. Det tillåter simulering av ett stort antal transienter, som kan uppkomma i ett kraftverk.

För MMS finns två olika simuleringsspråk tillgängliga: Advanced Continuous Simulation Language (ACSL), samt EASY5. På TVS är det aktuella språket ACSL. I MMS kan flera olika integrationsmetoder användas, vanligast är att Gears styvhetsalgoritm används.

I MMS-biblioteket ingår dock än så länge ingen modul för gasturbinen.

4. TEORI

4.1 STRÖMNINGSMASKINER

Kompressorer och turbiner kallas med ett gemensamt namn för strömningsmaskiner. Vid ett mediums passage genom en strömningsmaskin är värmeutbytet med omgivningen mycket litet eller inget alls, dvs processen är adiabatisk. Det kvalitativt bästa resultatet av en sådan process får man, om den är reversibel. En reversibel adiabatisk tillståndsändring benämns isentropisk. Namnet följer av att entropin (s) ej förändras. Enligt termodynamikens andra huvudsats kan entropin vid en adiabatisk process aldrig minska, dvs

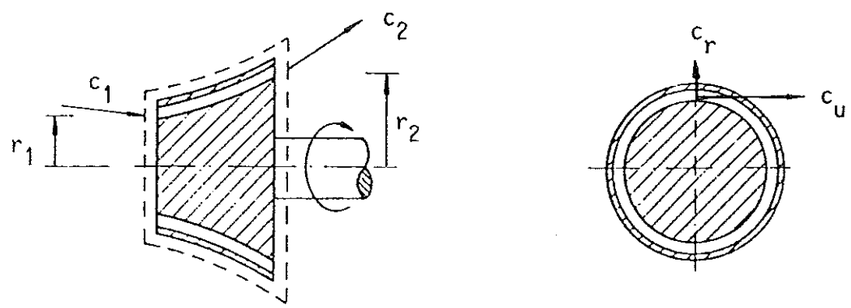
$$ds \geqslant 0$$

där likhetstecknet gäller för en isentropisk tillståndsförändring. En isentropisk tillståndsförändring betraktas som förlustfri.
För ett kompressibelt medium är vid isentropiska ändringar tryck och temperatur bundna till varandra genom sambandet

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$$

där κ är isentropexponenten.

I en strömningsmaskin har man en lämpligt utformad rotor försedd med skovlar för att göra det möjligt att tillföra eller bortföra tekniskt arbete. Vi tittar nu på en stationär strömning genom en rotor med inlagd kontrollyta enligt figur nedan och tillämpar impulsmomentsatsen.



Rotor med kontrollyta.

Enligt impulsmomentsatsen gäller följande:
Vid stationär strömning är resultanten till momenten av de yttre krafterna på en kontrollyta, lika med summan av impulsmomenten av per tidsenhet genom kontrollytan utströmmad massa (minustecken vid inströmning), eller med symboler

$$\overline{M} = \dot{m}\,(\,\overline{r}_2 \times \overline{c}_2 - \overline{r}_1 \times \overline{c}_1\,)$$

där $\overline{M}$ = resulterande yttre moment
$\dot{m}$ = massflöde genom kontrollytan
$\overline{r}$ = radien
$\overline{c}$ = hastighetsvektorn

Det enda yttre moment som verkar på kontrollytan, är det moment som återfinns där axeln skär kontrollytan.
Mediet anströmmar kontinuerligt och rotationssymmetriskt rotorn vid radien r_1 med absoluthastigheten c_1 och lämnar rotorn vid radien r_2 med absoluthastigheten c_2. Absoluthastigheten c har komponenterna c_r, c_{ax} och c_u i radiell, axiell respektive tangentiell led. Högra ledet av impulsmomentsatsen tillämpad i tangentiell led blir

$$\dot{m}\,(\,r_2 \cdot c_{2u} - r_1 \cdot c_{1u}\,)$$

Resultanten till de yttre krafternas moment på kontrollytan utgörs av axelns vridande moment M_v, som verkar i tangentiell led, vilket medför att

$$M_v = \dot{m}\,(\,r_2 \cdot c_{2u} - r_1 \cdot c_{1u}\,)$$

Under tiden Δt vrider sig rotorn vinkeln $\Delta\phi$ samtidigt som massan Δm passerar in och ut genom kontrollytan. Om båda leden multipliceras med $\Delta\phi$ och samtidigt

$$\dot{m} = \frac{\Delta m}{\Delta t}$$

beaktas, blir

$$M_v \cdot \Delta\phi = \frac{\Delta\phi}{\Delta t} \cdot \Delta m\,(\,r_2 \cdot c_{2u} - r_1 \cdot c_{1u}\,)$$

Men $M_v \cdot \Delta\phi$ är det arbete, som axelmomentet utför under det att rotorn vrider sig vinkeln $\Delta\phi$. Eftersom vi bortser från bromsande moment genom exempelvis lagerfriktion eller friktion längs rotorns begränsningsväggar, tillföres hela arbetet det strömmande mediet via krafter verkande i den ringformade skovelkanalen. Detta arbete benämns skovelarbete.

Vidare är rotorns konstanta vinkelhastighet

$$\omega = \frac{\Delta\phi}{\Delta t}$$

och periferihastigheten

$$u = \omega \cdot r$$

Om dessa samband införes i ekvationen ovan erhålles efter division med Δm

$$L_{sk} = u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u}$$

där L_{sk} är det tekniska skovelarbetet.

Energiekvationen för en stationär strömning genom kontrollytan lyder

$$\dot{Q} - P = \dot{m}\left(i_2 - i_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + gh_2 - gh_1 \right)$$

där $\dot{Q}$ = utifrån tillförd värmeeffekt
P = via axeln relaterad effekt
$\dot{m}$ = massflödet
i = entalpin
c = strömningshastigheten
h = nivå över utvalt horisontalplan
g = gravitationen

Totalentalpin är lika med summan av mediets entalpi, rörelseenergi och lägesenergi, dvs

$$i_0 = i + \frac{c^2}{2} + gh$$

Enligt energiekvationen för stationär strömning är det tekniska arbetet lika med mediets förändring i totalentalpi, om värmeutbytet med omgivningen är försumbart. Under dessa förutsättningar gäller för det medium som passerat skovelkanalen att

$$L_{sk} = \Delta i_0 = u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u}$$

Denna ekvationen kallas Eulers ekvation för strömningsmaskiner, och gäller för både kompressibla och inkompressibla media, oberoende av om förloppet är förlustbehäftat eller ej. Ekvationen ger oss en möjlighet att

relatera termodynamikens Δi_o till strömningslärans $u \cdot \Delta c_u$.

Den tillförda eller utvunna axeleffekten för en strömningsmaskin, kan enligt mekaniken definieras som produkten av vridande momentet och vinkelhastigheten, dvs

$$P = M_v \cdot \omega$$

Om man har en axialmaskin kan följande approximationer göras:
$r = r_1 = r_2$ och $u = u_1 = u_2$. Därmed är

$$M_v = \dot{m}\, r\, (c_{2u} - c_{1u})$$

vilket medför att

$$P = \frac{u}{r}\, \dot{m} r\, (c_{2u} - c_{1u}) = \dot{m} u\, (c_{2u} - c_{1u}) = \dot{m}\ \Delta i_0$$

Då man betraktar en kompressor och en turbin som har en gemensam axel, och utnyttjar sambandet

$$M_V = J\, \frac{d\omega}{dt}$$

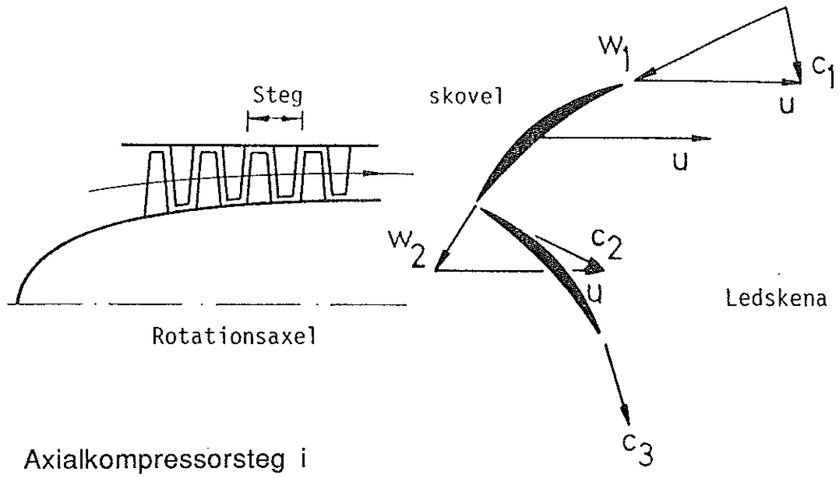
kan effektskillnaden skrivas

$$P_t - P_k = J\, \frac{d\omega}{dt}\, \omega$$

där P_t = turbineffekten
P_k = kompressoreffekten
J = axelns tröghetsmoment.

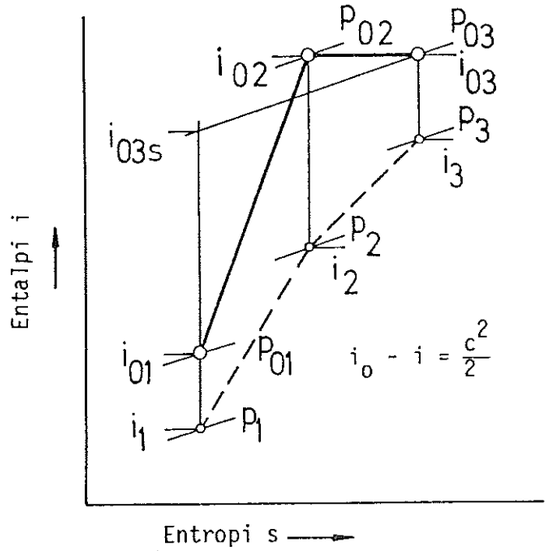
4.2 EKVATIONER FÖR KOMPRESSORER OCH TURBINER

En axialkompressor innehåller flera steg. Varje steg består av en rörlig skovelkrans åtföljd av en stillastående ledskenekrans. Skovlarna är fästade vid en rotor, som kan bestå av en cylindrisk trumma eller av sammanfogade skivor. Ledskenorna sitter fast i kompressorns hus.
Bilden nedan visar ett axialkompressorsteg i meridianplan och tangentialplan.



Axialkompressorsteg i
meridian- och tangentialplan.

I den rörliga skovelkransen ökas mediets totalentalpi. Detta sker med hjälp av den riktningsändring, som skovelgittret ger relativhastigheten w. Efter skoveln är mediets absoluthastighet c, jämförelsevis stor. Ledskenans uppgift är att nedbringa absoluthastigheten, öka statiska trycket och skapa en hastighet, som till storlek och riktning är lämplig för det efterföljande steget.



Tillståndsförändring
i ett axialkompressorsteg.

I den rörliga skovelkransen får mediet totalentalpitillskottet

$$\Delta i_0 = u\,(c_{2u} - c_{1u})$$

där u = perifera hastigheten.

Strömningsförloppet genom skovelkransen är förlustbehäftat. Till-

ståndsändringen går därför mot ökande entropi till totaltrycket p_{02}.
Via den stillastående ledskenan kan tekniskt arbete ej tillföras eller uttagas. Enligt energiekvationen för stationär strömning förblir då mediets totalentalpi oförändrad, dvs $i_{03} = i_{02}$. Förlusterna orsakar en minskning av totaltrycket till p_{03}. Trots totaltrycksminskningen i ledskenan kommer på grund av hastighetsminskningen det statiska trycket att öka från p_2 till p_3.

Kompressorns uppgift är att öka totaltrycket. För att uppnå totaltrycket p_{03} måste tekniskt arbete av storleken $i_{02} - i_{01}$ tillföras via rotoraxeln. Vid en förlustfri process hade det tekniska arbetet $i_{03s} - i_{01}$ varit tillräckligt för att uppnå samma sluttryck. Man definierar därför kompressorstegets isentropiska verkningsgrad

$$\eta_k = \frac{i_{03s} - i_{01}}{i_{03} - i_{01}}$$

För en perfekt gas är c_p temperaturoberoende och $i = c_p \cdot T$ och därmed

$$c_p (T_{02} - T_{01}) = u (c_{2u} - c_{1u}) = c_p (T_{03} - T_{01})$$

Kompressionsverkningsgraden blir då

$$\eta_k = \frac{T_{03s} - T_{01}}{T_{03} - T_{01}}$$

och sambandet mellan totaltryck och totaltemperatur

$$\frac{p_{03}}{p_{01}} = \left(\frac{T_{03s}}{T_{01}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$$

Enligt ovan kan då temperaturdifferensen $T_{03} - T_{01}$ skrivas

$$T_{03} - T_{01} = \frac{T_{03s} - T_{01}}{\eta_k} = \frac{T_{01}}{\eta_k} \left(\left(\frac{p_{03}}{p_{01}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right)$$

och sluttemperaturen kan uttryckas som

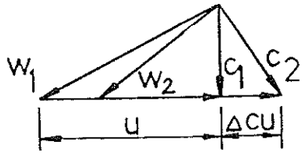
$$T_{03} = T_{01} + \frac{T_{01}}{\eta_k} \left(\left(\frac{p_{03}}{p_{01}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right)$$

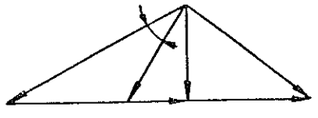
Effekten för en kompressor kan då skrivas

$$P_k = \dot{m}\, \Delta i_0 = \dot{m}\, c_p (T_{03} - T_{01}) = \dot{m}\, c_p \frac{T_{01}}{\eta_k} \left(\left(\frac{p_{03}}{p_{01}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right)$$

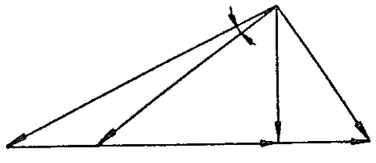
Hastighetstrianglarnas utseenden är kopplade till kompressorstegets totaltrycksförhållande. En ökning av stegtrycksförhållandet är liktydigt med en ökning av produkten

$$u\,(c_{2u} - c_{1u}) = u\,\Delta c_u$$





Alternativa hastighets-
trianglar för ökat
stegtrycksförhållande



För ett turbinsteg gäller samma teori som för ett kompressorsteg. Turbinens funktion är dock den omvända. Dess uppgift är att genom utnyttjande av ett högt totaltryck, överföra detta till rotoraxeln, varvid ett tekniskt arbete tas ut. Den isentropiska verkningsgraden för en turbin definieras då (med motsvarande beteckningar) som

$$\eta_t = \frac{i_{01} - i_{03}}{i_{01} - i_{03s}}$$

och med sambandet $i = c_p \cdot T$ för en perfekt gas, kan denna skrivas

$$\eta_t = \frac{T_{01} - T_{03}}{T_{01} - T_{03s}}$$

Temperaturdifferensen $T_{01} - T_{03}$ kan enligt ovan, och med hjälp av det givna isentropiska sambandet skrivas

$$T_{01} - T_{03} = \eta_t\,(T_{01} - T_{03s}) = T_{01}\,\eta_t \left(1 - \left(\frac{p_{03}}{p_{01}}\right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right)$$

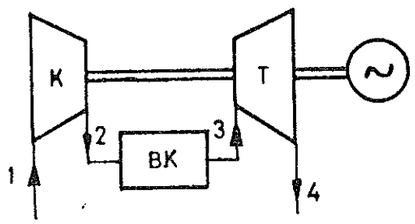
och sluttemperaturen kan då uttryckas som

$$T_{03} = T_{01} - T_{01}\,\eta_t\left(1 - \left(\frac{p_{03}}{p_{01}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right)$$

Effekten för turbinen kan då skrivas

$$P_t = \dot{m}\,\Delta i_0 = \dot{m}\,c_p\,(T_{01} - T_{03}) = \dot{m}\,c_p\,T_{01}\eta_t\left(1 - \left(\frac{p_{03}}{p_{01}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right)$$

4.3 DEN ENKLA GASTURBINPROCESSEN



Blockschema för ett enkelt gasturbinaggregat.

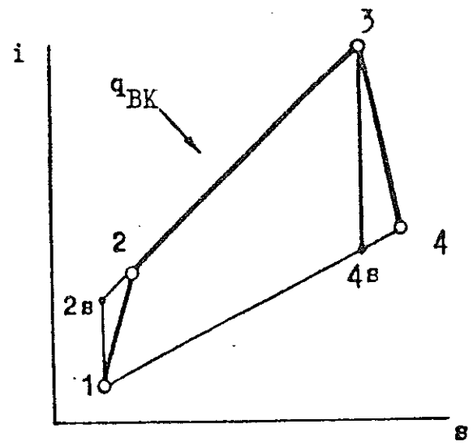
Den enkla gasturbinprocessens termiska verkningsgrad kan tecknas

$$\eta_{th} = \frac{\dot{m}_T \Delta i_{0T} - \dot{m}_K \Delta i_{0K}}{\dot{m}_B H} \cdot \eta_{mek}$$

där produkten $m_B \cdot H$ (bränslemassflöde · värmevärde) representerar tillfört värme i brännkammaren, $\dot{q}_{BK} \cdot \eta_{mek}$ är den mekaniska verkningsgraden. Beräkning av termiska verkningsgraden enligt ovan kräver ingående kännedom om gasturbinaggregatets alla komponenter och innebär ett jämförelsevis omfattande arbete. I förenklande syfte kommer därför flera approximationer att genomföras.

Dessa är:

1. Massflödet genom aggregatet anses konstant, dvs inverkan av luftavtappning och bränsleinsprutning försummas.
2. Alla komponenter utom kompressor och turbin antages arbeta förlustfritt, vilket innebär att $\eta_{mek} = 1$.
3. Arbetsmediet förutsätts vara en perfekt gas, dvs ändringar av κ och c_p föranledda av ändringar i temperatur eller av arbetsmediets sammansättning försummas.



is-diagram för ett enkelt gasturbinaggregat.

Med dessa förutsättningar blir den termiska verkningsgraden

$$\eta_{th} = \frac{\Delta i_{0T} - \Delta i_{0K}}{\dot{q}_{BK}}$$

Införes

$$\pi = \frac{p_{02}}{p_{01}} = \frac{p_{03}}{p_{04}}$$

kan deltermerna för termiska verkningsgraden tecknas

$$\Delta i_{0T} = c_p (T_{03} - T_{04}) = c_p \eta_T (T_{03} - T_{04s}) = c_p \eta_T T_{03} \left(1 - \frac{T_{04s}}{T_{03}} \right) =$$

$$= c_p \eta_T T_{03} \left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}} \right) = \frac{c_p \eta_T T_{03}}{\pi^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}} \cdot (\pi^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1)$$

$$\Delta i_{0K} = c_p (T_{02} - T_{01}) = \frac{c_p}{\eta_K} (T_{02s} - T_{01}) = \frac{c_p T_{01}}{\eta_K} (\pi^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1)$$

$$\dot{q}_{BK} = c_p (T_{03} - T_{02}) = c_p \left| T_{03} - T_{01} - (T_{02} - T_{01}) \right| =$$

$$= c_p \left| T_{03} - T_{01} - \frac{T_{01}}{\eta_K} (\pi^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1) \right|$$

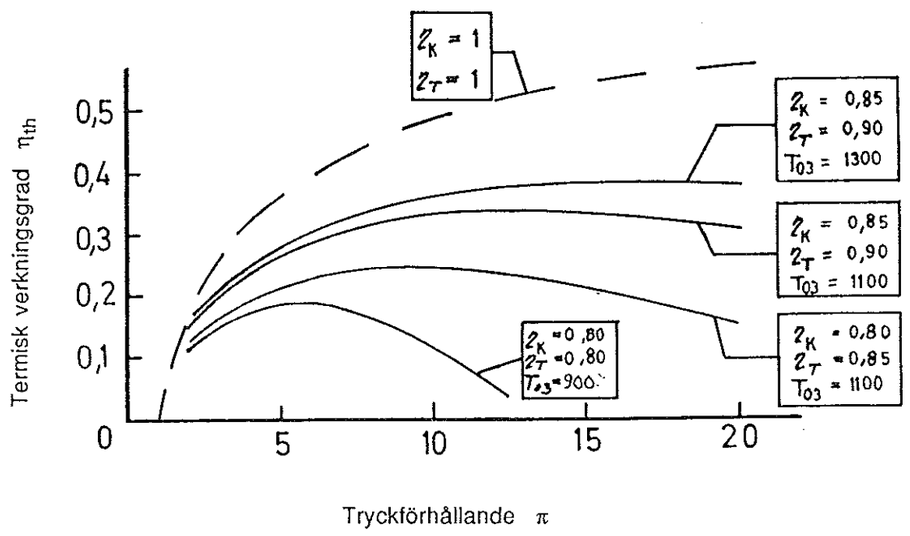
Efter insättning i uttrycket för den termiska verkningsgraden erhålls

$$\eta_{th} = \frac{\dfrac{\eta_T T_{03}}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}\left(\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1\right) - \dfrac{T_{01}}{\eta_K}\left(\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1\right)}{T_{03} - T_{01} - \dfrac{T_{01}}{\eta_K}\left(\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1\right)} = \frac{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \cdot \frac{\dfrac{T_{03}}{T_{01}}\eta_K \eta_T - \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{\dfrac{T_{03}}{T_{01}}\eta_K - \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} + 1 - \eta_K}$$

Ekvationen ovan beskriver termiska verkningsgradens beroende av ingående parametrar under de givna förutsättningarna. I avsikt att illustrera komponentförlusternas avgörande betydelse för aggregatets prestanda sättes $\eta_K = \eta_T = 1$. Då blir

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}$$

dvs termiska verkningsgraden är i detta fall enbart beroende av processens tryckförhållande, och verkningsgraden ökar med ökande π (streckad kurva). Så snart komponentförluster kommer in i bilden blir verkningsgraden beroende av temperaturförhållandet T_{03}/T_{01} . Verkningsgradskurvan ändrar form och får ett maximum vid ett visst tryckförhållande. Om även förlusterna i andra komponenter än kompressor och turbin tages med i beräkningarna förstärks denna tendens ytterligare.



Den enkla gasturbinprocessens termiska verkningsgrad, hämtat ur KOMPENDIUM I STRÖMNINGSMASKINTEKNIK av Gustafson och Nilsson. (T_{01} = 288 K, κ = 1,4)

Det nyttiga axelarbete, som per kg arbetsmedium kan uttagas ur gasturbin-aggregatet, kan med förenklingar enligt tidigare skrivas

$$L_t = \Delta i_{0T} - \Delta i_{0K} = c_p \eta_T T_{03} \left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right) - \frac{c_p T_{01}}{\eta_K} \left(\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)$$

Införes

$$A = \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

blir efter omskrivning

$$L_t = \frac{c_p T_{01}}{\eta_K} \left(\eta_T \eta_K \frac{T_{03}}{T_{01}} \left(1 - \frac{1}{A} \right) - (A - 1) \right)$$

Det optimala tryckförhållandet med avseende på nyttigt tekniskt arbete erhålles efter derivering

$$\frac{dL_t}{dA} = \frac{c_p T_{01}}{\eta_K} \left(\eta_T \eta_K \frac{T_{03}}{T_{01}} \cdot \frac{1}{A^2} - 1 \right)$$

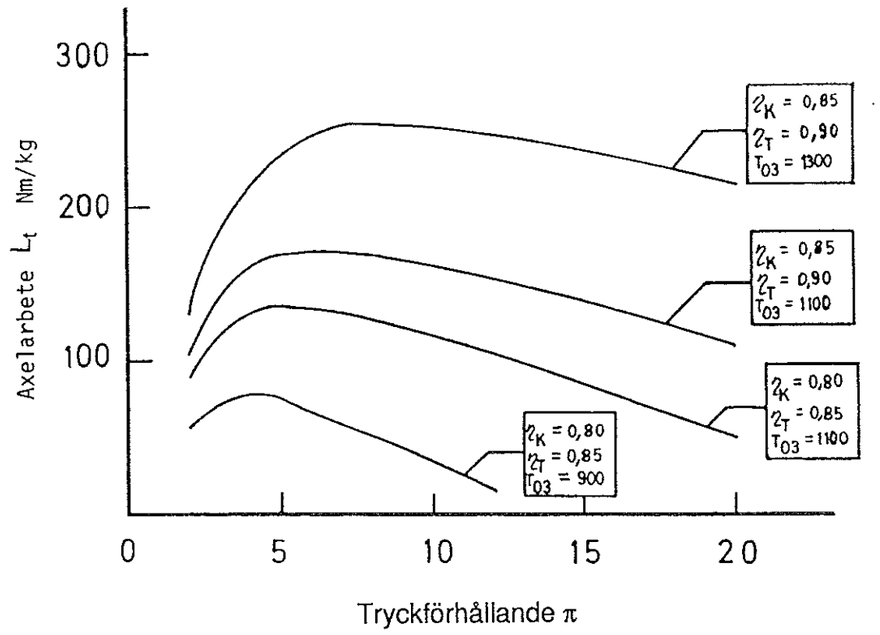
$$\frac{dL_t}{dA} = 0 \Rightarrow A = \left(\eta_T \eta_K \frac{T_{03}}{T_{01}} \right)^{1/2}$$

eller

$$\pi_{opt} = \left(\eta_T \eta_K \frac{T_{03}}{T_{01}} \right)^{\frac{\kappa}{2(\kappa-1)}}$$

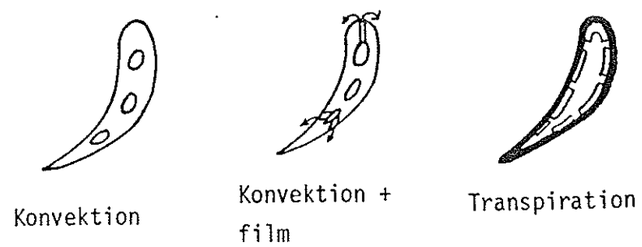
Det optimala tryckförhållandet enligt ovan sammanfaller ej med det tryckförhållande som ger optimal termisk verkningsgrad. Valet av tryckförhållande för en process, blir därför en kompromiss mellan dessa båda önskemål, och får avgöras efter en ekonomisk totaloptimering med hänsyn till den tilltänkta driftssituationen. Vanligen utfaller den ekonomiska bedömningen så, att mot bakgrund av de korta drifttiderna eftersträvas maximal uteffekt.

För såväl verkningsgrad som uteffekt är temperaturen före turbinen T_{03} av utomordentlig betydelse. Ju högre T_{03}, desto bättre prestanda. Högsta



Den enkla gastubinprocessens nyttiga axelarbete, hämtat ur KOMPENDIUM I STRÖMNINGSMASKINTEKNIK av Gustafson och Nilsson. (T_{01} = 288 K, c_p = 1 kJ/kg K)

tillåtna värde på T_{03} bestäms av materialpåkänningar (krypning vid hög temperatur), i första hand hos turbinskovlarna. Av detta skäl har skovelkylning införts på avancerade gasturbiner.



Olika metoder för skovelkylning.

Kall högtryckt luft avtappas från kompressorn och utnyttjas för kylning av turbinskovlarna. Ren konvektionskylning innebär att kylluften strömmar i radiella kanaler inuti skoveln. De högsta temperaturerna uppträder emellertid vid skovelns fram- och bakkant. Vid filmkylning bildar den kalla kylluften en skyddande film vid dessa känsliga ställen. Vid den tredje metoden, transpirationskylning, som fortfarande befinner sig på laboratoriestadiet, är skoveln uppbyggd av en kärna med distributionskanaler

omgivna av ett poröst skikt varigenom kylluften strömmar. Denna metod tillåter de högsta gastemperaturerna (upp till 1500 °C), men har hittills inte visat sig ekonomiskt försvarbar.

4.4 DRIFTSEGENSKAPER

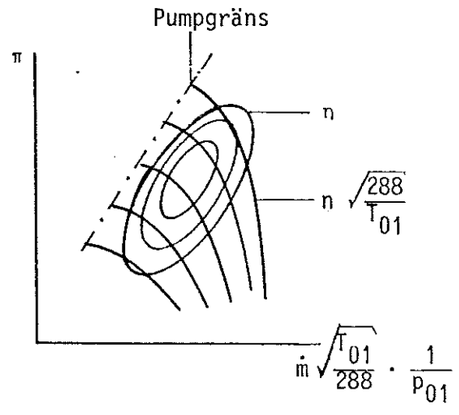
4.4.1 KARAKTERISTIK

För bedömning av en turbins driftsegenskaper vid olika belastningar, är det väsentligt att ha kännedom om hur flödet genom turbinen påverkas av olika faktorer. Att på teoretisk väg exakt bestämma massflödets beroende av gasens inlopps- och utloppstillstånd, medför stora svårigheter. Såväl erfarenhet som teoretiska bedömningar visar, att sambandet mellan massflöde och gasens tillstånd med god noggrannhet kan skrivas

$$\dot{m} = C_T \sqrt{\frac{p_1}{v_1}\left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^2\right)}$$

I ekvationen betecknar p_1 och v_1, gasens tryck och specifika volym före turbinen. C_T är den s k turbinkonstanten, som har ett och samma värde så länge gasvägarna är oförändrade. C_T har enheten kvadratmeter och är alltså ett mått på den effektiva strömningsarean genom turbinen. Ekvationens noggrannhet är mindre god för turbiner med mycket få antal steg.

I karakteristikor, som åskådliggör kompressorers och turbiners prestanda vid olika varvtal, användes som variabler tryckförhållandet π och massflödet m. Ett sådant diagram för en kompressor har ett principiellt utseende enligt figur nedan, där även kurvor för konstant verkningsgrad inlagts. Det är emellertid (ofta) önskvärt att med karakteristikans hjälp kunna bedöma kompressorns prestanda vid andra inloppstillstånd än just det för vilket karakteristikan upptagits. Man eftersträvar med andra ord en karakteristika, som är giltig under skiftande förhållanden. Detta möjliggörs med hjälp av s k generaliserade variabler.



$$\pi,\ \eta = f\left(\frac{n}{\sqrt{T_{01}}},\ \frac{\dot{m}\sqrt{T_{01}}}{p_{01}}\right)$$

Karakteristika med generaliserade variabler.

I praktiken modifieras dessa variabler, så att deras siffervärden överenstämmer med det verkliga varvtalet och det verkliga massflödet, vid ett visst normaltillstånd hos luften i inloppet, tex $p_{01} = 1$ bar , $T_{01} = 288$ K. Det innebär att man som parametrar använder

generaliserat varvtal

$$n \cdot \sqrt{\frac{288}{T_{01}}}$$

generaliserat massflöde

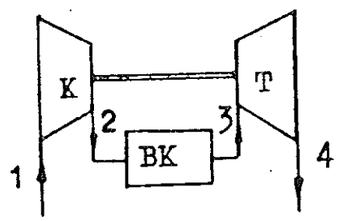
$$\dot{m} = \sqrt{\frac{T_{01}}{288}} \frac{1}{p_{01}}$$

En karakteristika med generaliserade variabler gäller för godtyckliga inloppstillstånd, under förutsättning av att eventuella skillnader i bland annat κ och c_p kan försummas. Dessa förutsättningar är i allmänhet uppfyllda för tex en och samma kompressor, som arbetar med en och samma gas vid olika inloppstryck och inloppstemperatur.

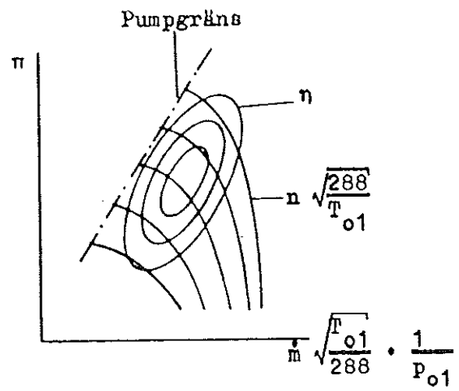
De generaliserade variablerna kan härledas från allmänna samband som gäller för likformig strömning. De är speciellt anpassade för maskiner, som arbetar med ett kompressibelt medium, och uppfyller utöver krav på likformiga hastighetstrianglar, även krav på lika machtalsnivå.

4.4.2 ARBETSLINJER

I ett gasturbinaggregat är de olika komponenternas driftspunkter beroende av varandra . För aggregatet som helhet är stationär drift endast möjlig i arbetspunkter där jämvikt råder mellan de olika komponenterna. En linje genom sådana arbetspunkter i tex ett aggregats kompressor- eller turbinkarakteristika, benämns aggregatets arbetslinje. Då arbetslinjen är känd kan såväl aggregatets dellastprestanda som komponenternas arbetspunkter lätt bestämmas. Den känsligaste komponenten i systemet är kompressorn, som under alla förhållanden måste skyddas från "pumpning" (se nedan). Av denna anledning återges arbetslinjen inlagd i kompressorkarakteristikan. Betrakta en enaxlig gasgenerator enligt figur nedan.



Gasgenerator.



Gasgeneratorns kompressorkarakteristika.

För en utvald punkt i kompressorkarakteristikan är $\dot{m}_K \sqrt{T_{01}}/p_{01}$, $n_K/\sqrt{T_{01}}$, π_K och η_K kända. Turbinen måste givetvis arbeta med samma varvtal, dvs $n_K = n_T$. Massflödena genom kompressor och turbin kan skiljas åt enbart genom luftavtappning i kompressorn och insprutad bränslemängd i brännkammaren. Antages dessa två förändringar vara lika stora blir $\dot{m}_K = \dot{m}_T$. Massflödet genom turbinen kan tecknas

$$\dot{m}_T = C_T \sqrt{\frac{p_{03}}{v_{03}} \left(1 - \left(\frac{p_{04}}{p_{03}} \right)^2 \right)}$$

eller med $\pi_T = p_{03}/p_{04}$ och $p_{03} \cdot v_{03} = R \cdot T_{03}$

$$\dot{m}_T = \frac{C_T}{\sqrt{R}} \frac{p_{03}}{\sqrt{T_{03}}} \sqrt{1 - \frac{1}{\pi_T^2}}$$

Med $\dot{m}_K = \dot{m}_T$ erhålles

$$\frac{\dot{m}_K \sqrt{T_{01}}}{p_{01}} = \frac{C_T}{\sqrt{R}} \frac{p_{03}}{p_{01}} \sqrt{\frac{T_{01}}{T_{03}}} \sqrt{1 - \frac{1}{\pi_T^2}}$$

Skillnaden mellan p_{02} och p_{03} utgörs av förluster i brännkammaren. Om dessa för enkelhets skull försummas blir $p_{02} = p_{03}$ och $p_{03}/p_{01} = \pi_K$. Därav följer

$$\frac{\dot{m}_K \sqrt{T_{01}}}{p_{01}} = \frac{C_T}{\sqrt{R}} \pi_K \sqrt{\frac{T_{01}}{T_{03}}} \sqrt{1 - \frac{1}{\pi_T^2}} \qquad (1)$$

Eftersom turbinens uppgift i gasgeneratorn endast är att driva kompressorn, är effekterna lika så när som på rotorsystemets mekaniska förluster. Vid lika massflöden blir då

$$\Delta i_{0K} = \eta_{mek}\ \Delta i_{0T}$$

Med

$$\Delta i_{0K} = \frac{c_{pK}\, T_{01}}{\eta_K} \left(\pi_K^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)$$

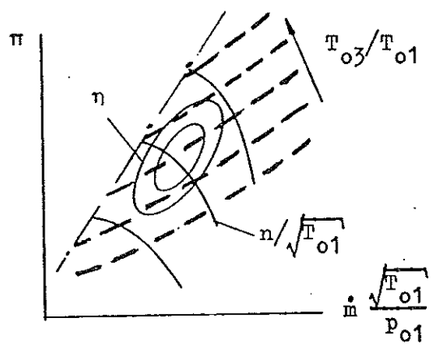
och

$$\Delta i_{0T} = c_{pT}\, \eta_T\, T_{03} \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right)$$

erhålles efter insättning

$$\frac{T_{03}}{T_{01}} = \frac{c_{pK}}{c_{pT}} \frac{1}{\eta_K\, \eta_T\, \eta_{mek}} \frac{\pi_K^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}} \qquad (2)$$

För den utvalda punkten i kompressorkarakteristikan kan nu de två obekanta π_T och T_{03}/T_{01} bestämmas med hjälp av sambanden (1) och (2). Därvid förutsättes att C_T, η_T och η_{mek} är kända för den aktuella driftspunkten. På analogt sätt utväljes en ny punkt i kompressorkarakteristikan och tillhörande värden på π_T och T_{03}/T_{01} beräknas. Erhållet resultat illustreras vanligen grafiskt enligt nedanstående figur, där kompressorkarakteristikan kompletterats med kurvor för konstant temperaturförhållande T_{03}/T_{01}.



Arbetslinjer i en kompressorkarakteristika.

4.4.3 PUMPNING

Vid ökande mottryck för en kompressor, som arbetar vid konstant varvtal, minskar massflödet genom kompressorn, dvs driftpunkten förskjuts uppåt och till vänster längs varvtalskurvan i kompressorkarakteristikan. Vid fortsatt ökning av mottrycket når driftpunkten slutligen den s k pumpgränsen, där kompressorns förmåga att arbeta stabilt upphör. Ökas mottrycket ytterligare inträffar s k pumpning, som är ett instabilt drifttillstånd med mer eller mindre kraftiga tryckpulsationer. Förutom att kompressorns prestanda avsevärt försämras, kan pumpningen förorsaka mekaniska skador och måste därför undvikas.

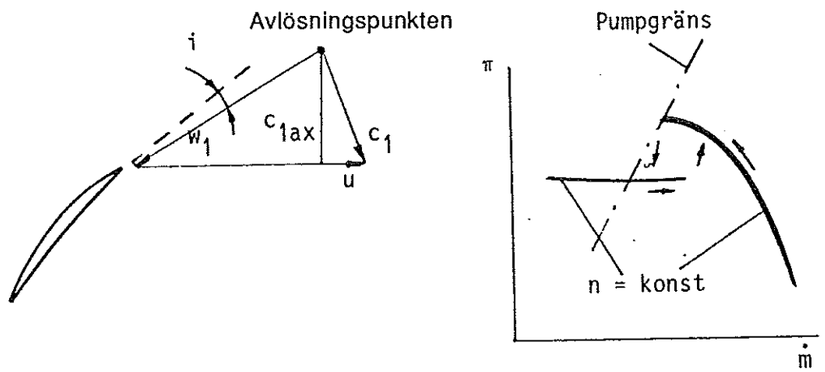
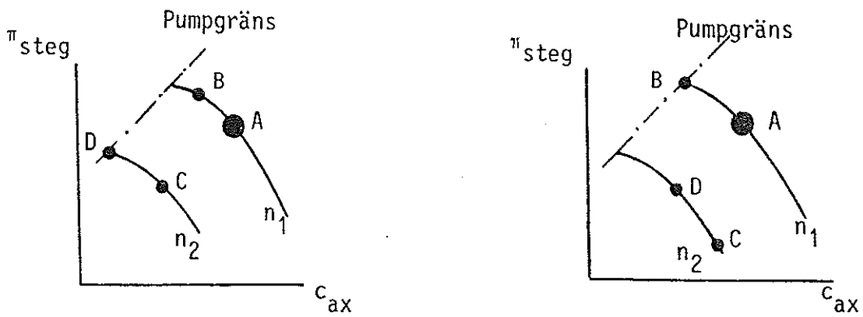


Illustration av överstegring i en axialkompressor.

Att genom ökat mottryck minska massflödet genom ett axialkompressorsteg vid konstant varvtal innebär, att absoluthastighetens axialkomponent minskar och infallsvinkeln ökar. Samtidigt förskjuts avlösningspunkten (se figuren ovan) framåt på profilerna tills funktionen bryter samman. Detta förhållande, som brukar kallas överstegring, återspeglas i kompressorkarakteristikan. Vid ett visst massflöde sjunker tryckförhållandet hastigt på grund av överstegring. Ökas m återgår kompressorn till normala prestanda först vid ett större värde på m än det, vid vilket överstegringen utlöstes.

Kompressorn tillsammans med de gasvolymer som omger kompressorn, bildar ett elastiskt system som genom driftstörningen, orsakad av överstegring, råkar i svängning. Svängningen kan vara mer eller mindre stark, beroende på systemets egenskaper och störningens karaktär.

Om vi tittar på var risken för överstegring är störst i en flerstegs axialkompressor, kan vi studera kompressorkurvorna nedan. Dessa är baserade på axialhastigheten för ett främre och ett bakre steg i en axialkompressor.



Kompressorkurvor för främre och bakre steg i en axialkompressor.

Punkten A avser kompressorns normala driftpunkt, dvs det drifttillstånd som kompressorn dimensionerats för. Vid minskad c_{ax} (ökat mottryck) och normalt varvtal (n_1) kommer kompressorns främre steg att arbeta i punkt B. Främre steget ger då en större tryckökning än i konstruktionspunkten. Därmed blir också tätheten efter steget större än i konstruktionspunkten. Enligt kontinuitetsekvationen

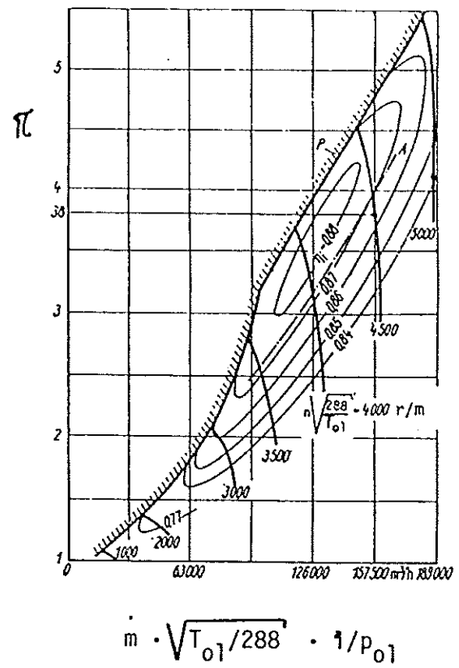
$$\dot{m} = \rho \cdot c_{ax} \cdot A$$

kommer därigenom axialhastigheten före inloppet till nästa steg att minska ytterligare, utöver minskningen i utgångsläget före första steget. Nästa steg ger en ytterligare ökad tryckstegring osv. Punkten B förskjuts därför allt längre upp på varvtalskurvan för att i sista steget kanske nå pumpgränsen.
Vid lågt varvtal (n_2) ger det främre steget i punkt C en mindre tryckökning än i konstruktionspunkten. I det bakre steget återfinns därför C längre ner på varvtalskurvan. Skall överstegring ske vid låga varvtal måste detta äga rum i det främre steget (punkt D).

Av detta följer att pumpningsrisken för en axialkompressor vid normala och höga varvtal sammanhänger med överstegring i kompressorns senare steg, medan pumpning vid låga varvtal kan förorsakas av överstegring i kompressorns främre steg.

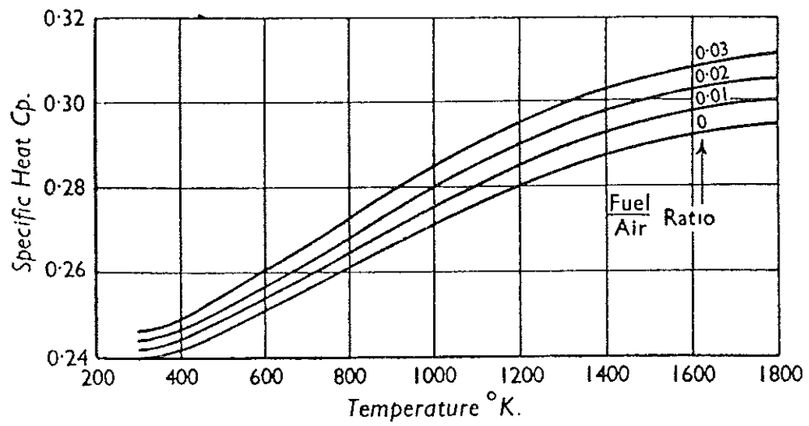
Olika metoder finns för att skydda kompressorer mot pumpning. I vissa fall anordnas avtappningsventiler på kompressorhuset, som vid risk för pumpning i inloppsdelen släpper ut en del av den luft som passerat kompressorns främre del. Härigenom ökar den axiella hastigheten i de första skovelgittren och pumpningsrisken minskar. I andra fall sker utsläppet efter kompressorns sista steg. Det är också möjligt att tappa av luft i ett bakre steg och återföra luften till ett främre steg. Principen är att alltid tillse, att axialhastigheten överallt är tillräckligt stor, så att överstegring ej skall uppträda.

Karakteristika för en axialkompressor. Brytpunkten längs pumpgränsen indikerar förflyttning av överstegring mellan främre och bakre steg.



4.5 SPECIFIKA VÄRMET c_p OCH ISENTROPEXPONENTEN κ FÖR LUFT OCH FÖRBRÄNNINGSGASER

Det specifika värmet vid konstant tryck c_p för en fluid, spelar en viktig roll vid studier av en gasturbin. Det är därför nödvändigt att ta hänsyn till dess variation med temperaturen. Värdet på c_p för gaser ökar med ökande temperatur, och ett typiskt exempel på detta visas för fallet ren luft av den understa kurvan i figuren nedan.



Specific Heat of Air and Combustion Gases

(Ur GAS TURBINE THEORY av Cohen och Rogers.)

Då uppvärmning av ett bränsle innehållande kolväten sker i brännkammaren, sker en ändring av av det specifika värmet jämfört med luft. Kurvor för specifika värmet vid olika bränsle-luft förhållanden visas i figuren. Hänsyn till temperaturvariationerna måste då givetvis även tas för isentropexponenten κ, eftersom

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v}$$

För luft är skillnaden mellan de specifika värmena, $c_p - c_v$, konstant och lika med 0,0686 . Det samma gäller även approximativt för förbrännings-gaserna. Förhållandet c_p/c_v kommer därför vid en ökning av c_p att minska. Vid en ökning av temperaturen vid ett högre bränsle-luft förhållande minskar alltså κ . Vanliga värden på κ och c_p för gasturbiner där arbetsmediet är luft, är:

Vid kompression: $c_p = 0{,}240$, $\kappa = 1{,}4$

Vid förbränning och expansion: $c_p = 0{,}276$, $\kappa = 1{,}33$

Vid termodynamiska beräkningar används ofta storheten $(\kappa - 1)/\kappa$ samt gaskonstanten R . Kvoten av dessa är lika med c_p , dvs

$$c_p = \frac{R}{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}$$

Gaskonstanten R är beroende av kol-väte-förhållandet i bränslet. Man kan vid beräkningar av storheten $(\kappa - 1)/\kappa$ och gaskonstanten anpassa två polynom.
För rökgaser från olja är kol-väte-förhållandet ungefär lika med 6, medan det för rökgaser från kol är ungefär 15 . Följande polynom kan anpassas:

Luft: $$\frac{\kappa - 1}{\kappa} = 0{,}28302 + 0{,}478 \cdot 10^{-4} \cdot T - 0{,}14664 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 + 0{,}6633 \cdot 10^{-10} \cdot T^3$$

$$R = 287 \ \mathrm{Jkg^{-1}K^{-1}}$$

Rökgas: $$\frac{C}{H} = 6 \ ; \ \frac{\kappa - 1}{\kappa} = \left(\frac{\kappa - 1}{\kappa}\right)_{luft} - 4{,}76 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{T}{Z}$$

$$R = R_{luft} + \frac{30}{Z}$$

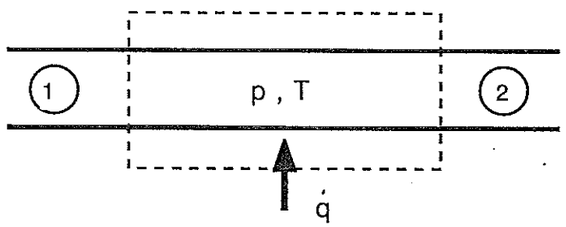
Rökgas: $\frac{C}{H} = 15$; $\frac{\kappa - 1}{\kappa} = \left(\frac{\kappa - 1}{\kappa}\right)_{luft} - 0{,}2646 \cdot \frac{1}{Z}$

$$R = R_{luft} - \frac{115}{Z}$$

Luft-bränsletalet Z är förhållandet mellan rökgasmassflödet och bränslemassflödet.

4.6 EKVATIONER FÖR GASVOLYMER

Betrakta en kontrollvolym med temperaturen T och trycket p enligt nedanstående figur. Flödena in och ut ur volymen sätts till $\dot{m}_1$ respektive $\dot{m}_2$.



Gasledning med kontrollvolym.

$\dot{q}$ betecknar värmeflödet till volymen. Med utgångspunkt från energiekvationen

$$\dot{q} = \frac{dE_v}{dt} + \int_{A_2}\left(i + \frac{c^2}{2} + gh\right)d\dot{m}_2 - \int_{A_1}\left(i + \frac{c^2}{2} + gh\right)d\dot{m}_1 + \frac{dW}{dt}$$

kan en differentialekvation för trycket p härledas. Den allmänna inre energin E_V hos volymen kan skrivas

$$E_V = \int_V \left(u + \frac{c^2}{2} + gh\right)\rho dV$$

Om vi försummar hastighets- och höjdskillnader och utnyttjar det termodynamiska sambandet $u = i - pv$, samt gaslagen $p = \rho \cdot R \cdot T$ kan E_V uttryckas

$$E_V = \int_V (u \cdot \rho)dV = \int_V (i - p \cdot v)\rho dV = \int_V (i \cdot \rho - p)dV = \int_V (c_p \cdot T \cdot \rho - p)dV =$$

$$= \int_V \left(c_p \cdot T \cdot \frac{p}{RT} - p \right) dV = \int_V \left(\frac{\kappa}{\kappa - 1} - 1 \right) p dV = \int_V \left(\frac{1}{\kappa - 1} \right) p dV$$

eftersom $di = c_p \cdot dT$ och $c_p = \dfrac{R}{\dfrac{\kappa - 1}{\kappa}}$

Derivering av E_V med avseende på tiden ger

$$\frac{dE_v}{dt} = \frac{1}{\kappa - 1} \int_V \frac{dp}{dt} dV = \frac{V}{\kappa - 1} \cdot \frac{dp}{dt}$$

Friktionsförlusterna försummas, dvs $dW/dt = 0$, vilket medför att energiekvationen kan skrivas

$$\dot{q} = \frac{V}{\kappa - 1} \cdot \frac{dp}{dt} + c_{p2} T_2 \dot{m}_2 - c_{p1} T_1 \dot{m}_1$$

$$\because \frac{dp}{dt} = \frac{\kappa - 1}{V} (c_{p1} T_1 \dot{m}_1 - c_{p2} T_2 \dot{m}_2 + \dot{q})$$

Med utgångspunkt från kontinuitetsekvationen

$$\dot{m}_1 - \dot{m}_2 = \int_V \frac{d\rho}{dt} dV$$

kan en differentialekvation för temperaturen T härledas. Kontinuitetsekvationens högerled kan med hjälp av gaslagen $p = \rho \cdot R \cdot T$ skrivas om enligt

$$\int_V \frac{d\rho}{dt} dV = \int_V \frac{d\left(\frac{p}{RT}\right)}{dt} dV = \frac{V}{R} \cdot \frac{d\left(\frac{p}{T}\right)}{dt}$$

Om vi partialderiverar med avseende på p och T fås

$$\frac{d\left(\frac{p}{T}\right)}{dt} = \frac{dp}{dt} \cdot \frac{1}{T} + \frac{d\left(\frac{1}{T}\right)}{dt} \cdot p = \frac{dp}{dt} \cdot \frac{1}{T} - \frac{dT}{dt} \cdot \frac{p}{T^2} = \frac{dp}{dt} \cdot \frac{1}{T} - \frac{dT}{dt} \cdot \frac{1}{T} \cdot \frac{1}{\frac{pV}{R}} \cdot p = \frac{dp}{dt} \cdot \frac{1}{T} - \frac{dT}{dt} \cdot \frac{R}{TV}$$

Insättning i kontinuitetsekvationen ger då

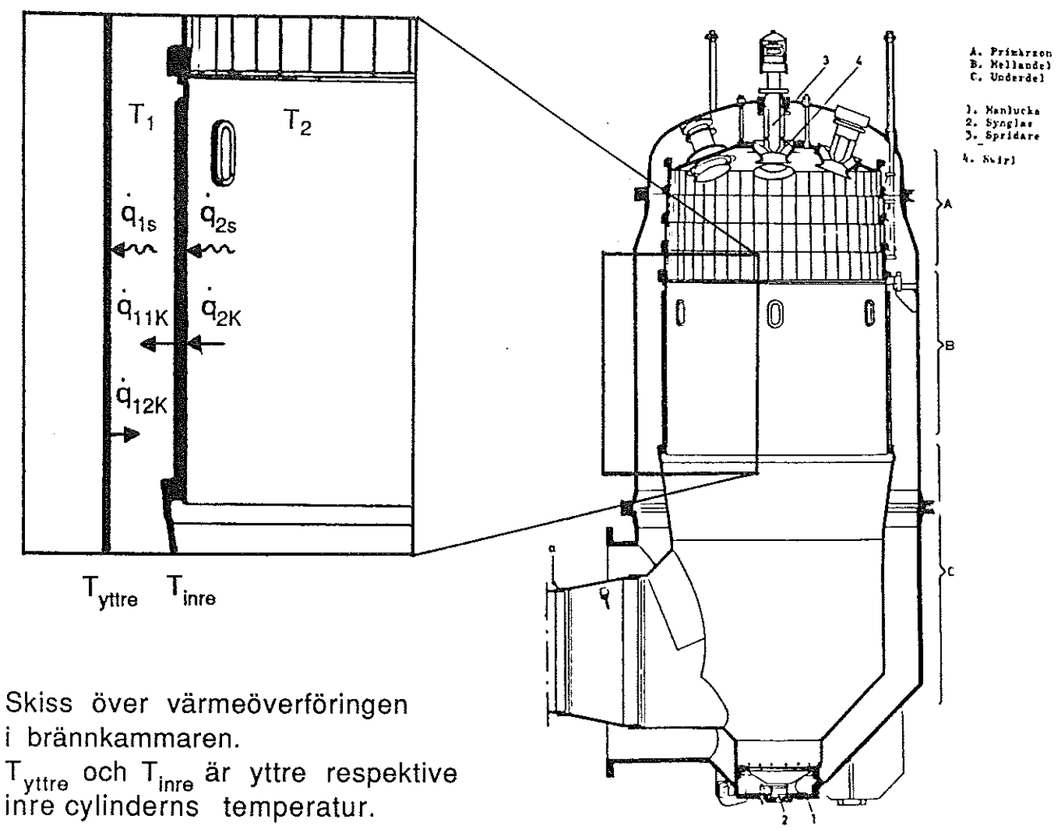
$$\dot{m}_1 - \dot{m}_2 = \frac{V}{RT} \cdot \frac{dp}{dt} - \frac{1}{T} \cdot \frac{dT}{dt}$$

vilket kan skrivas som

$$\frac{dT}{dt} = T\left(\frac{dp}{dt}/p + (\dot{m}_2 - \dot{m}_1) \frac{RT}{pV} \right)$$

4.7 EKVATIONER FÖR VÄRMEÖVERFÖRINGEN I BRÄNNKAMMARE

Innan den komprimerade luften i en gasturbin blandas med bränslet och förbränns sker det en förvärmning av luften. I en stående brännkammare åstadkommer man denna förvärmning genom att en yttre cylinder omsluter en inre cylinder, i vilken förbränningen sker. Genom att betrakta ekvationer för värmeledning och värmestrålning, kan värmeöverföringen mellan de två cylindrarna uppskattas.



Skiss över värmeöverföringen i brännkammaren.
T_{yttre} och T_{inre} är yttre respektive inre cylinderns temperatur.

T_1 och T_2 är temperaturen för gasvolymen mellan inre och yttre cylindern respektive gasvolymen i inre cylindern.

Från förbränningen sker genom strålning värmeflödet

$$\dot{q}_{2s} = \sigma \varepsilon_{inre} A_{inre} (T_2^4 - T_{inre}^4)$$

till inre cylindern, där

A = area av cylinder
T = temperaturen
σ = 5,67032 10^{-8} $Wm^{-2}K^{-4}$ (Stefan-Boltzmanns konstant)
ε = emissiviteten för cylindermaterialet

Från inre cylindern till yttre cylindern strålar värmeflödet

$$\dot{q}_{1s} = \sigma (\varepsilon_{inre} A_{inre} T_{inre}^4 - \varepsilon_{yttre} A_{yttre} T_{yttre}^4)$$

Det genom värmeledning mellan cylindrarna överförda värmeflödet, kan beskrivas med följande ekvationer

$$\dot{q}_{2K} = \alpha_{inre} A_{inre} (T_2 - T_{inre})$$
$$\dot{q}_{11K} = \alpha_{inre} A_{inre} (T_{inre} - T_1)$$
$$\dot{q}_{12K} = \alpha_{yttre} A_{yttre} (T_{yttre} - T_1)$$

där α = värmeövergångskoefficienten för cylindermaterialet.

Den i cylindrarna upplagrade energin kan skrivas

$$W = T \cdot M \cdot c$$

där M = massan av cylindern och c = specifika värmet för cylindern.
Derivering av ovanstående ekvation medför att

$$\frac{dW}{dt} = \dot{q} = \frac{dT}{dt} \cdot M \cdot c$$

Energiflödet från den "varma" delen av brännkammaren blir då

$$\dot{q}_{2S} + \dot{q}_{2K}$$

och energiflödet till den "kalla" delen av brännkammaren blir då

$$\dot{q}_{11K} + \dot{q}_{12K}$$

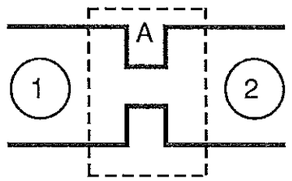
Ekvationer för temperaturtillståndet i cylindrarna kan då tecknas

$$\frac{dT_{inre}}{dt} = \frac{1}{M_{inre} \cdot c_{inre}} \left(\dot{q}_{2s} + \dot{q}_{2k} - \dot{q}_{1s} - \dot{q}_{11k} \right)$$

$$\frac{dT_{yttre}}{dt} = \frac{1}{M_{yttre} \cdot c_{yttre}} \left(\dot{q}_{1s} - \dot{q}_{12k} \right)$$

4.8 EKVATIONER FÖR MASSFLÖDE GENOM AVTAPPNINGSVENTILER

Då avtappning av massflöde sker genom ventiler, kan detta approximeras till en strypning. För en strypning gäller vid underljudströmning



Strypning.

$$\dot{m} = \frac{A\, p_2}{\sqrt{RT_2}} \left(2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left(\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{2/\kappa} - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right) \right)^{1/2}$$

Överljudsströmning inträffar om $p_1/p_2 \geqslant 0{,}528$ och då är $p_1/p_2 = 0{,}528$. Ekvationen ovan benämns ofta för dysekvationen.

5. MATEMATISK MODELLERING AV EN ENAXLIG GASTURBIN

5.1 BETECKNINGAR

Storhet	Beteckning	Dimension	Programbeteckning
Volym	V	m^3	v
Tryck	p	Nm^{-2}	p
Temperatur	T	K	t
Specifikt värme			
vid konstant tryck	c_p	$Jkg^{-1}K^{-1}$	cp
vid konstant volym	c_v	$Jkg^{-1}K^{-1}$	cv
Isentropexponent	κ		c
	$(\kappa-1)/\kappa$		k
Gaskonstanten			
för luft	R_l	$Jkg^{-1}K^{-1}$	rl
för gasblandning	R_g	$Jkg^{-1}K^{-1}$	rg
Korrektionsfaktor för			
beräkning av R_g	konstant1	$Jkg^{-1}K^{-1}$	ch1
beräkning av $(\kappa-1)/\kappa$	konstant2	K^{-1}	ch2
Massflöde	$\dot{m}$	kgs^{-1}	m
Tröghetsmoment	J	kgm^2	j
Vinkelhastighet	ω	s^{-1}	w
Genererad eleffekt ut	P_{el}	W	pel
Kompressorns effekt-förbrukning	P_k	W	pk
Turbineffekt	P_t	W	pt
Effektförluster	P_f	W	pl
Värmeflöde			
genom strålning	$\dot{q}_s$	W	qs
genom värmeövergång	$\dot{q}_k$	W	qk
från varm bränn-kammardel	$\dot{q}_w$	W	qw
från kall bränn-kammardel	$\dot{q}_c$	W	qc

beteckningar (forts);

Storhet	Beteckning	Dimension	Programbeteckning
Inre brännkammarcylinder:			
Temperatur	T_i	K	ti
Specifikt värme	c_i	$Jkg^{-1}K^{-1}$	ci
Massa	M_i	kg	mi
Värmeöverföringsarea	A_i	m^2	ai
Emissivitet	ε_i		epsi
Värmeövergångskoefficient	α_i	$Wm^{-2}K^{-1}$	alfai
Yttre brännkammarcylinder:			
Temperatur	T_y	K	ty
Specifikt värme	c_y	$Jkg^{-1}K^{-1}$	cy
Massa	M_y	kg	my
Värmeöverföringsarea	A_y	m^2	ay
Emissivitet	ε_y		epsy
Värmeövergångskoefficient	α_y	$Wm^{-2}K^{-1}$	alfay
Stefan-Boltzmanns konstant	σ	$Wm^{-2}K^{-4}$	sigma
Bränslets värmevärde	H	Jkg^{-1}	h
Luft-bränsletal	z		z
Förbränningsverkningsgraden	η_b		nb
Termiska verkningsgraden för processen	η_{th}		nth
Kompressionsverkningsgrad	η_k		nk
Expansionsverkningsgrad	η_t		ne
Generatorverkningsgrad	η_{gen}		ngen
Turbinkonstanten	C_T	m^2	ct
Avtappningsventilens utloppsarea	A_u	m^2	au
Tid	t	s	t

5.2 FLÖDESSCHEMA

Vi har valt att dela in den enkla enaxliga gasturbinen, bestående av kompressor (C), turbin (T), brännkammare (CC) samt gasledningar, i ett antal olika **kontrollvolymer**. Enligt flödesschemat på nästa sida har vi följande kontrollvolymer:

V_2- kompressor samt gasledningar fram till brännkammare

V_{21}- den kalla delen av brännkammaren, där den komprimerade luften förvärms genom värmeledning och värmestrålning från brännkammarens varma del

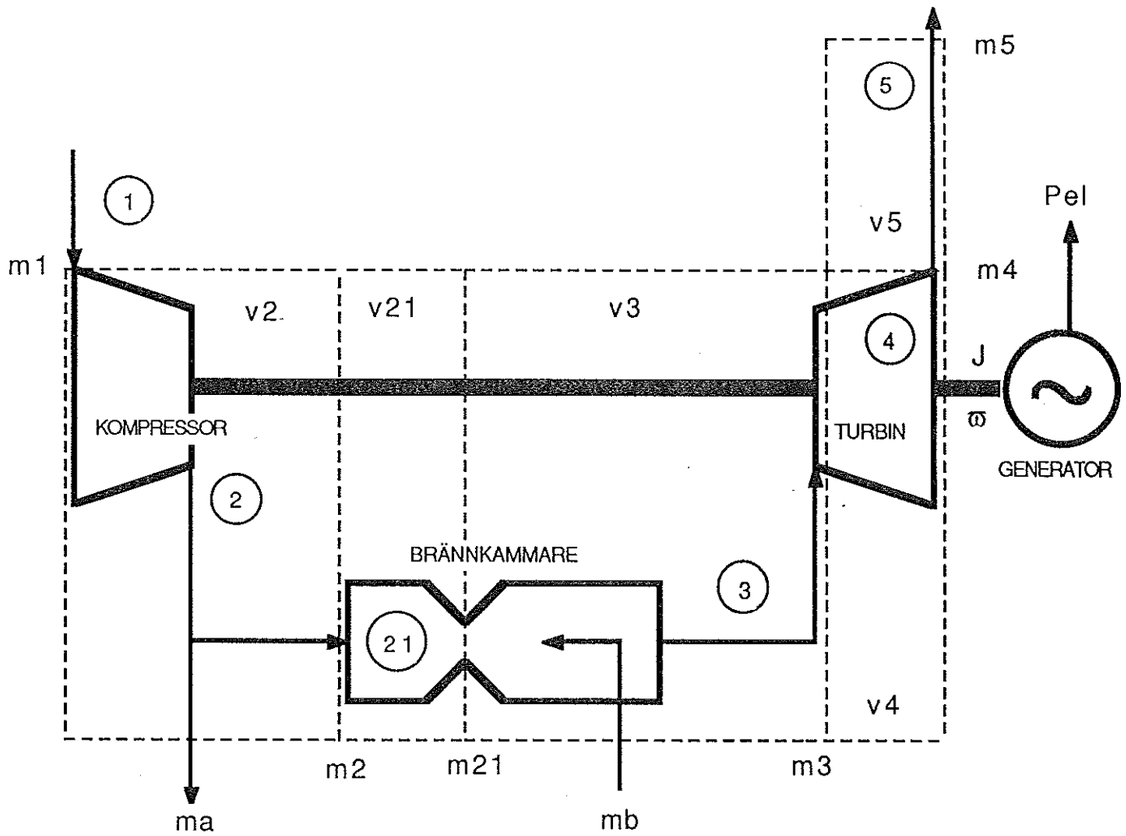
V_3- brännkammarens varma del, där förbränning sker, samt gasledningar fram till turbinen

V_4- turbinen

V_5- gasturbinens utlopp, vid fristående gasturbin får detta beteckna skorstenen, och i kombikoppling gasledningen fram till avgaspannan.

De inringade siffrorna i flödesschemat betecknar index på de tryck- och temperaturtillstånd som råder i respektive kontrollvolym. Massflödena in och ut ur de olika kontrollvolymerna betecknas enligt flödesschemat. Massflödet $\dot{m}_A$ är det massflöde som avtappas från kompressorn, som till exempel kan användas till att kyla turbinbladen med. Alternativt kan $\dot{m}_A$ representera ledskenereglering. Det bränsleflöde, som sprutas in i brännkammaren, betecknas $\dot{m}_b$. J och ω är trögetsmomentet respektive vinkelhastigheten för den gemensamma axeln. Den nyttiga elektriska effekt som lämnar generatorn betecknas P_{el}.

FLÖDESSCHEMA



5.3 GENERELLA FÖRHÅLLANDEN OCH APPROXIMATIONER

• Massflödet genom hela processen kan anses vara konstant, bortsett från avtappningen efter kompressorn och bränsleflödet in i brännkammaren.

• Karakteristikorna för kompressor och turbin skrivs som funktionsuttryck. Massflöden och verkningsgrader för kompressor och turbin är funktioner av tryckförhållandet och axelns vinkelhastighet.

• Om avtappningsmassflödet $\dot{m}_A$ kan betraktas som en strypning bör dysekvationen användas.

• Gaskonstanten för luft sätts till $R = 287\ Jkg^{-1}K^{-1}$.

• Effektförlusterna P_f betecknar hela processens övriga effektförluster, såsom lager- och friktionsförluster.

• Modellen förutsätter att gasturbinen arbetar vid konstant varvtal, vilket medför att effektbalansekvationen kan skrivas $0 = P_t - P_k - P_f - P_{el}/\eta_{gen}$. Detta innebär även att karakteristikorna kan behandlas som funktioner av en variabel.

• Från tryckförluster i inloppet bortses.

5.4 GENOMGÅNG AV DE OLIKA KONTROLLVOLYMERNA

5.4.1 Kontrollvolym V_2

Temperaturen T_1 och trycket p_1 är den omgivande luftens tryck och och temperatur. Temperaturen T_2 och trycket p_2 gäller i volymen:

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{\kappa_2 - 1}{V_2} \left(c_{p1} T_1 \dot{m}_1 - c_{p2} T_2 (\dot{m}_A + \dot{m}_2) \right)$$

$$T_2 = T_1 \left(1 + \frac{1}{\eta_k} \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa_2 - 1}{\kappa_2}} - 1 \right) \right)$$

Massflöden:

$$\dot{m}_1 = f_1 \left(\frac{p_2}{p_1}, \omega \right)$$

$$\dot{m}_A = A_u \frac{p_2}{\sqrt{R_l T_2}} \left(2 \frac{\kappa_2}{\kappa_2 - 1} \left(\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{2}{\kappa_2}} - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\kappa_2 + 1}{\kappa_2}} \right) \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 - \dot{m}_A$$

Verkningsgrad:

$$\eta_k = f_2 \left(\frac{p_2}{p_1}, \omega \right)$$

Luft- och bränsledata:

$$\frac{\kappa_1 - 1}{\kappa_1} = 0.28302 + 0.478 \cdot 10^{-4} T_1 - 0.14664 \cdot 10^{-6} T_1^2 + 0.6633 \cdot 10^{-10} T_1^3$$

$$\frac{\kappa_2 - 1}{\kappa_2} = 0.28302 + 0.478 \cdot 10^{-4} T_2 - 0.14664 \cdot 10^{-6} T_2^2 + 0.6633 \cdot 10^{-10} T_2^3$$

$$R_l = 287 \ \mathrm{Jkg^{-1}K^{-1}}$$

$$c_{p1} = \frac{R_l}{\frac{\kappa_1 - 1}{\kappa_1}}$$

$$c_{p2} = \frac{R_l}{\frac{\kappa_2 - 1}{\kappa_2}}$$

Kompressorns effektförbrukning:

$$p_k = (c_{p2} T_2 - c_{p1} T_1) \dot{m}_1$$

5.4.2 Kontrollvolym V_{21}

Temperaturen T_{21} och trycket p_{21} gäller i volymen:

$$\frac{dp_{21}}{dt} = \frac{\kappa_{21} - 1}{V_{21}} (c_{p2} T_2 \dot{m}_2 - c_{p21} T_{21} \dot{m}_{21} + \dot{q}_c)$$

$$\frac{dT_{21}}{dt} = T_{21} \left(\frac{dp_{21}}{dt} / p_{21} + (\dot{m}_{21} - \dot{m}_2) \frac{R_l T_{21}}{p_{21} V_{21}} \right)$$

Massflöde:

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_2$$

Värmeflödet $\dot{q}_c$ beräknas i kontrollvolym V_3.

Luft- och bränsledata:

$$\frac{\kappa_{21} - 1}{\kappa_{21}} = 0.28302 + 0.478 \cdot 10^{-4} T_{21} - 0.14664 \cdot 10^{-6} T_{21}^2 + 0.6633 \cdot 10^{-10} T_{21}^3$$

$$R_l = 287 \ \mathrm{Jkg^{-1}K^{-1}}$$

$$c_{p21} = \frac{R_l}{\frac{\kappa_{21} - 1}{\kappa_{21}}}$$

5.4.3 Kontrollvolym V_3

Temperaturen T_3 och trycket p_3 gäller i volymen:

$$\frac{dp_3}{dt} = \frac{\kappa_3 - 1}{V_3} (c_{p21} T_{21} \dot{m}_{21} - c_{p3} T_3 \dot{m}_3 + \dot{q}_b - \dot{q}_w)$$

$$\frac{dT_3}{dt} = T_3 \left(\frac{dp_3}{dt} / p_3 + (\dot{m}_3 - (\dot{m}_{21} + \dot{m}_b)) \frac{R_{g3} T_3}{p_3 V_3} \right)$$

Brännkammarcylindrarnas temperaturer:

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{c_i M_i} (\dot{q}_{2s} + \dot{q}_{2k} - \dot{q}_{1s} - \dot{q}_{11k})$$

$$\frac{dT_y}{dt} = \frac{1}{c_y M_y} (\dot{q}_{1s} - \dot{q}_{12k})$$

Värmeflöden:

$$\dot{q}_b = H \dot{m}_b \eta_b$$

$$\dot{q}_w = \dot{q}_{2s} + \dot{q}_{2k}$$

$$\dot{q}_c = \dot{q}_{11k} + \dot{q}_{12k}$$

$$\dot{q}_{1s} = \sigma (\varepsilon_i A_i T_i^4 - \varepsilon_y A_y T_y^4)$$

$$\dot{q}_{2s} = \sigma \varepsilon_i A_i (T_3^4 - T_i^4)$$

$$\dot{q}_{11k} = \alpha_i A_i (T_i - T_{21})$$

$$\dot{q}_{12k} = \alpha_y A_y (T_y - T_{21})$$

$$\dot{q}_{2k} = \alpha_i A_i (T_3 - T_i)$$

Massflöde:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_{21} + \dot{m}_b$$

Luft- och bränsledata:

$$z = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_b}$$

$$\frac{\kappa_3 - 1}{\kappa_3} = 0.28302 + 0.478 \cdot 10^{-4} T_3 - 0.14664 \cdot 10^{-6} T_3^2 + 0.6633 \cdot 10^{-10} T_3^3 + \frac{T_3}{z} \text{konstant2}$$

$$R_{g3} = R_l + \frac{\text{konstant1}}{z}$$

$$c_{p3} = \frac{R_{g3}}{\frac{\kappa_3 - 1}{\kappa_3}}$$

5.4.4 Kontrollvolym V_4

Temperaturen T_4 och trycket p_4 gäller i volymen:

$$p_4 = p_3 \cdot f_3 (\dot{m}_4 , \omega)$$

$$T_4 = T_3 \left(1 - \eta_t \left(1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa_4 - 1}{\kappa_4}} \right) \right)$$

Verkningsgrad:

$$\eta_t = f_4 \left(\frac{p_4}{p_3} , \omega \right)$$

Massflöde:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3$$

Luft- och bränsledata:

$$\frac{\kappa_4 - 1}{\kappa_4} = 0.28302 + 0.478 \cdot 10^{-4} T_4 - 0.14664 \cdot 10^{-6} T_4^2 + 0.6633 \cdot 10^{-10} T_4^3 + \frac{T_4}{z} \text{konstant2}$$

$$R_{g4} = R_l + \frac{\text{konstant1}}{z}$$

Turbineffekt:

$$P_t = (c_{p3} T_3 - c_{p4} T_4) \dot{m}_4$$

5.4.5 Kontrollvolym V_5

Temperaturen T_5 och trycket p_5 gäller i volymen:

$$\frac{dp_5}{dt} = \frac{\kappa_5 - 1}{V_5} (c_{p4} T_4 \dot{m}_4 - c_{p5} T_5 \dot{m}_5)$$

$$\frac{dT_5}{dt} = T_5 \left(\frac{dp_5}{dt} / p_5 + (\dot{m}_5 - \dot{m}_4) \frac{R_{g5} T_5}{p_5 V_5} \right)$$

Massflöde:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4$$

Luft- och bränsledata:

$$\frac{\kappa_5 - 1}{\kappa_5} = 0.28302 + 0.478 \cdot 10^{-4} T_5 - 0.14664 \cdot 10^{-6} T_5^2 + 0.6633 \cdot 10^{-10} T_5^3 + \frac{T_5}{z} \text{konstant2}$$

$$R_{g5} = R_l + \frac{\text{konstant1}}{z}$$

$$c_{p5} = \frac{R_{g5}}{\frac{\kappa_5 - 1}{\kappa_5}}$$

5.4.6 Ekvationer för axeln och den termiska verkningsgraden för hela processen:

$$J\,\omega \frac{d\omega}{dt} = P_t - P_k - P_f - \frac{P_{el}}{\eta_{gen}}$$

$$\eta_{th} = \frac{(c_{p3}\,T_3 - c_{p4}\,T_4) - (c_{p2}\,T_2 - c_{p1}\,T_1)}{c_{p3}\,T_3 - c_{p2}\,T_2}$$

6. PROGRAMFÖRSLAG

6.1 ALLMÄNT

All programmering har utförts på en IBM Personal System 2, som funnits tillgänglig för oss på TVS. Vi har använt programspråket SIMNON för PC. Den numeriska metod som använts för att lösa differentialekvationer är Runge-Kuttas integrationsalgoritm av fjärde ordningen, med automatisk steglängdsjustering.

Vi har delat upp programmet i ett antal olika moduler, som innehåller de olika kontrollvolymerna. På detta sätt finns en möjlighet att även simulera gasturbiner med annan utformning, till exempel om kompressionen är uppdelad på flera olika kompressorer.

I appendix A finns programutskrifter för vårt förslag på hur gasturbinmodellen kan implementeras i SIMNON.

6.2 BLOCKSCHEMA

På nästa sida visas ett blockschema för den enkla öppna gasturbinen, bestående av en kompressor, en brännkammare med varm och kall del, samt en turbin. Blockschemat visar hur de olika modulerna är sammankopplade, och vilka kontrollvolymer som ingår i de olika modulerna.

Modulerna T2DELAY och T4DELAY har införts för att undvika loopar i modulerna COMPR och TURB.

6.3 NÖDVÄNDIGA INDATA

Modul COMPR

parametrar:

v2 - volym av kompressor och gasledningar fram till brännkammarens kalla del [m^3]

au - avtappningsventilens utloppsarea [m^2]

variabler:

m1 - massflödet genom kompressorn som funktion av tryckförhållandet, vilket fås från kompressorkarakteristika vid konstant varvtal. Inmatning av kurvan sker genom kurvanpassning med funktionen FUNC (1,x) [kgs^{-1}]

nk - kompressionsverkningsgraden som funktion av tryckförhållandet, vilket fås från kompressorkarakteristika vid konstant varvtal. Inmatning enligt ovan med FUNC (2,x)

initialvärde:

p2 - trycket efter kompressorn [Pa]

övrigt:

ma - avtappningen efter kompressorn har förutsatts ske genom strypning, om så icke är fallet, bör annat funktionsuttryck användas.

Modul COLDCC

parameter:

v21 - volymen av brännkammarens kalla del [m^3]

initialvärden:

p21 - trycket i brännkammarens kalla del [Pa]

t21 - temperaturen i brännkammarens kalla del [K]

Modul CC

parametrar:

v3 - volymen av brännkammarens varma del samt gasledningar fram till turbinen [m^3]

h - bränslets värmevärde [Jkg^{-1}]

nb - förbränningsverkningsgraden

ch1 - korrektionsfaktor för beräkning av gaskonstanten [$Jkg^{-1}K^{-1}$]

ch2 - korrektionsfaktor för beräkning av (k - 1) / k [K^{-1}]

parametrar för inre brännkammarcylindern:

mi - massa [kg]

ai - värmeöverföringsarea [m^2]

ci - specifikt värme [$Jkg^{-1}K^{-1}$]

epsi - emissivitet

alfai - värmeövergångskoefficient [$Wm^{-2}K^{-4}$]

parametrar för yttre brännkammarcylindern:
my - massa [kg]
ay - värmeöverföringsarea [m^2]
cy - specifikt värme [$Jkg^{-1}K^{-1}$]
epsy - emissivitet
alfay - värmeövergångskoefficient [$Wm^{-2}K^{-4}$]
initialvärden:
p3 - trycket i brännkammaren [Pa]
t3 - temperatur i brännkammaren [K]
ti - inre brännkammarcylinderns temperatur [K]
ty - yttre brännkammarcylinderns temperatur [K]

Modul TURB
parameter:
v4 - volym av turbinen [m^3]
variabler:
p4 / p3 - tryckförhållandet över turbinen som en funktion av massflödet genom turbinen, vilket fås från turbinkarakteristika vid konstant varvtal. Inmatning av kurvan sker genom kurvanpassning med funktionen FUNC (3,x)
nt - expansionsverkningsgraden som funktion av tryckförhållandet, vilket fås från turbinkarakteristika vid konstant varvtal. Inmatning enligt ovan med funktionen FUNC (4,x)

Modul OUTLET
parameter:
v5 - volym av gasledningar fram till utlopp/avgaspanna [m^3]
initialvärden:
p5 - trycket i gasledningen [Pa]
t5 - temperaturen i gasledningen [K]

Modul AXIS
parameter:
ngen - generatorverkningsgraden
variabel:
pf - effektförluster, vilka kan föras in som en variabel, eller approximeras som en konstant [W]

Modul T2DELAY
parameter:
th - tidssteg i fördröjningsloop [s]
initialvärde:
t2d - temperatur efter kompressorn [K]

Modul T4DELAY
parameter:
th - tidssteg i fördröjningsloop [s]
initialvärde:
t4d - temperatur efter turbinen [K]

Modul GTCON
variabler:
p1[compr] - omgivande luftens tryck [Pa]
t1[compr] - omgivande luftens temperatur [K]
mb[cc] - bränsleflödet in i brännkammaren [kgs^{-1}]

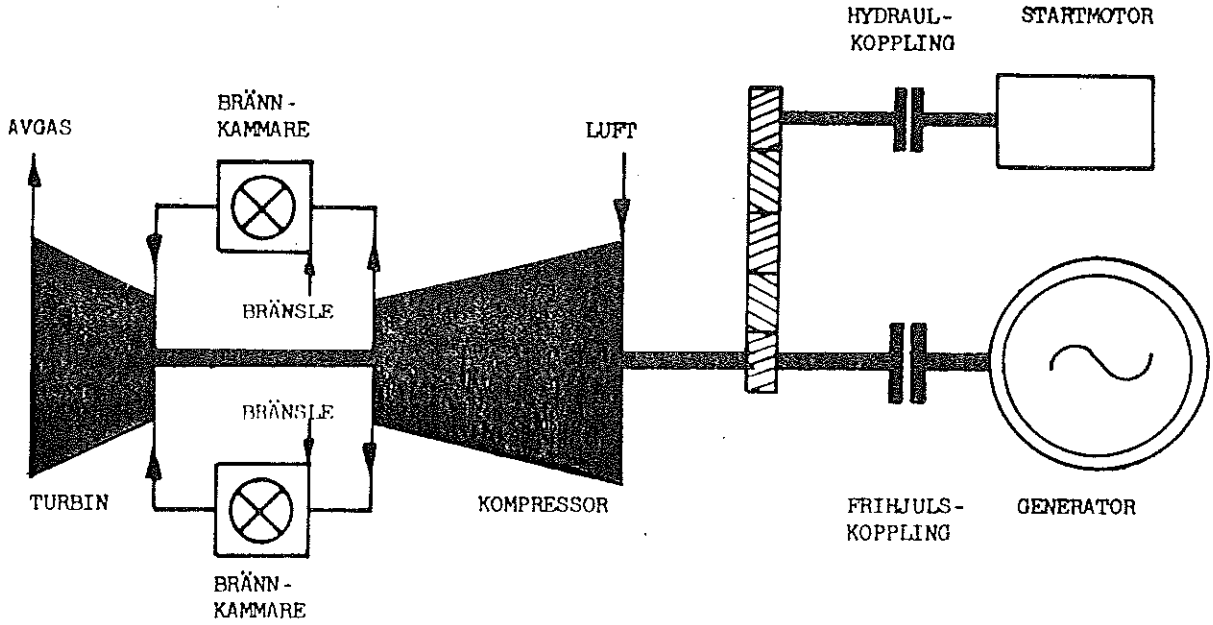
7. MÄTNINGAR PÅ GASTURBIN G25 VID ÖRESUNDSVERKET I MALMÖ

7.1 INLEDNING

I slutet av maj 1989 påbörjades en revision av gasturbin G25 vid Öresundsverket i Malmö. Sydkraft genomför vid revision ett antal tester och mätningar av intressanta parametrar med hänsyn till revisionens art.
I samband med denna revision, fick vi möjlighet att göra mätningar på gasturbin G25 vid uppstart och kontinuerlig drift. Som förberedelse inför mätningarna studerade vi gasturbinen med avseende på tekniska data. Val av intressanta parametrar vid mätningarna och möjligheterna för mätning av dessa gjordes. Slutligen genomfördes mätningarna, vilka presenteras nedan.

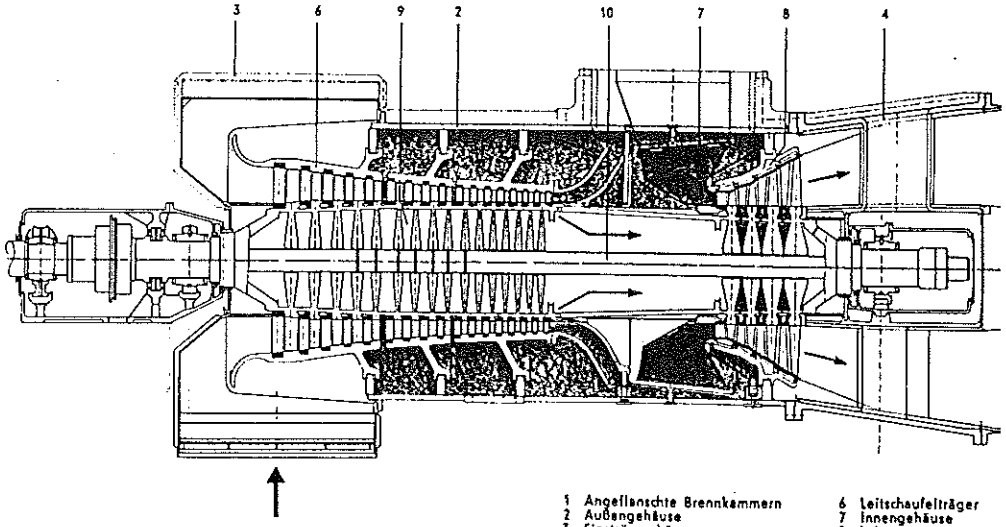
7.2 ALLMÄNT OM GASTURBIN G25

Gasturbin G25 togs i drift år 1972 och tjänar tillsammans med gasturbin G24 som reservkraftaggregat vid Öresundsverket. Den enda skillnaden mellan dessa båda gasturbiner är startmotorn. Startmotorn på G25 är elektrisk, medan den på G24 är dieseldriven. Orsaken till att man har dieseldrift är att man med hjälp av detta aggregat kan klara ett totalt bortfall på nätet. G25 är tillverkad av Siemens-KWU och är den första i serien V93. Den är en enaxlig gasturbin av industriell typ med en maximal uteffekt på 56,5 MW. G25:s maximala verkningsgrad är 28,4 % och 28,1 % vid naturgasdrift respektive oljedrift. Principschema visas nedan.



Kompression:

Kompressionen sker i en 16-stegs axialkompressor. Tryckförhållandet är ungefär 8.

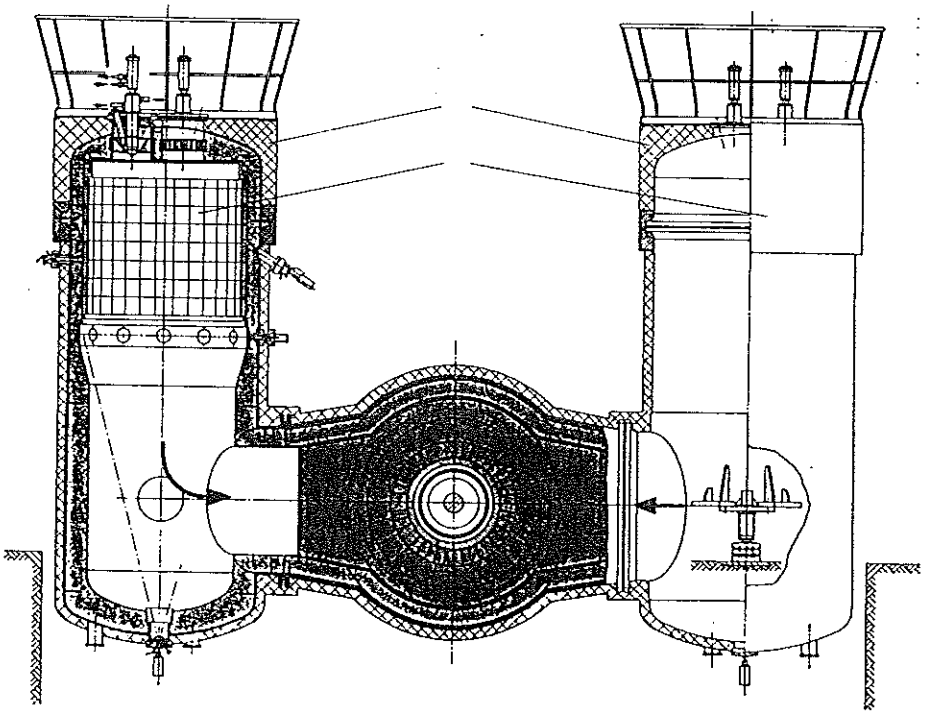


Längsschnitt durch eine Gasturbine in Standardausführung

1 Angeflanschte Brennkammern
2 Außengehäuse
3 Einströmgehäuse
4 Abgasstutzen
5 Brennräume
6 Leitschaufelträger
7 Innengehäuse
8 Leitapparat
9 Läufer
10 Zuganker

Förbränning:

Förbränningen sker i två parallellkopplade brännkammare med vardera 4 st bränslespridare. En reglerventil bestämmer bränsleflödet till de båda brännkamrarna. Maximal temperatur efter brännkamrarna är 800 °C.



Schnitt durch die Brennkammerebene

Expansion:
Expansionen sker med en 4-stegs turbin från vilken effekt erhålles: dels för drivning av kompressorn, dels nyttig effekt för drift av generatorn.

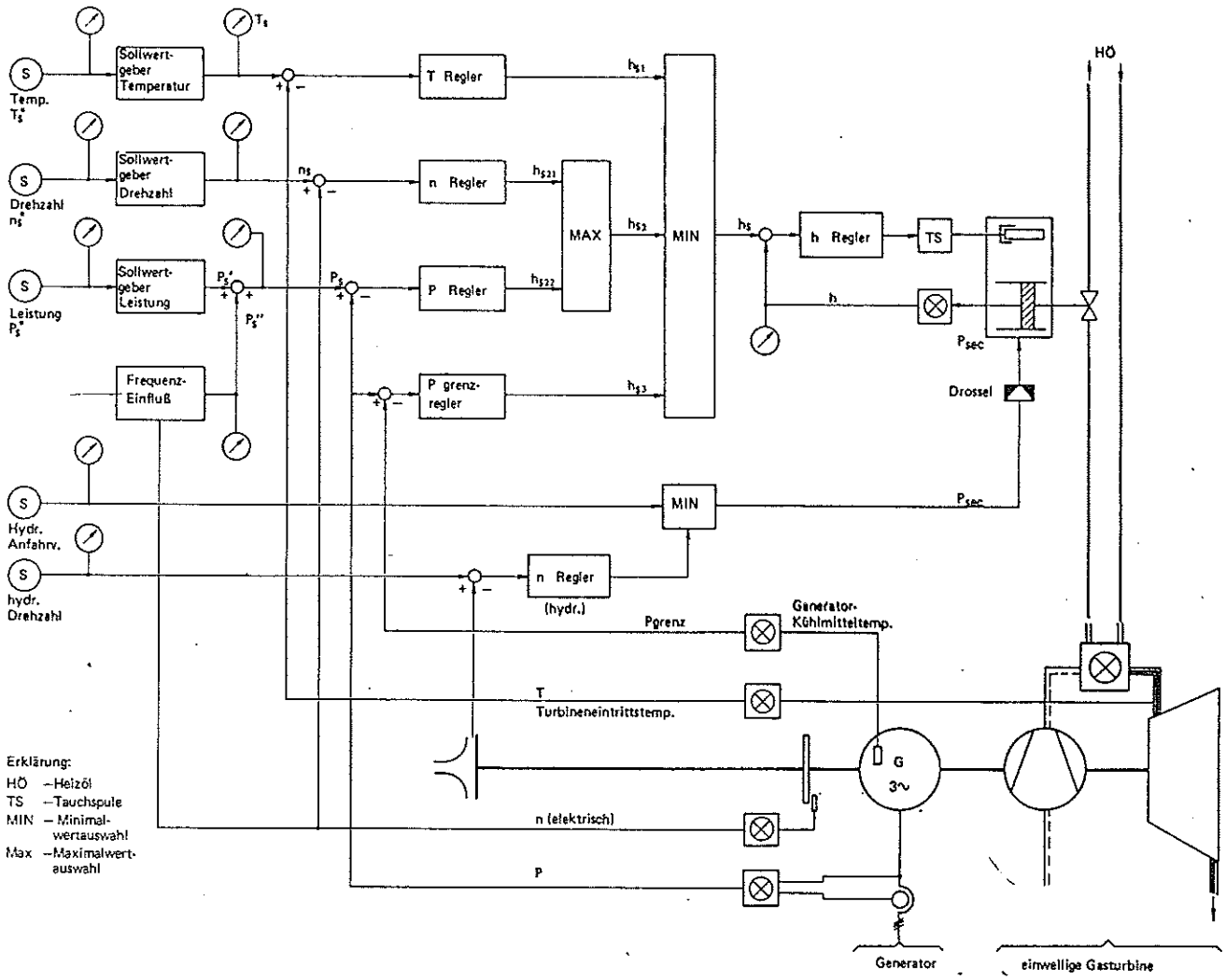
Startsystem:
Gasturbinen startas med en elektrisk startmotor via en hydraulisk momentomvandlare. Då rotorn nått ungefär 800 varv/min sprutas bränsle in i brännkamrarna och antänds. Vid c:a 2000 varv/min kopplas startmotorn bort. Tiden för normalstart är ungefär 7 min, vilken kan minskas till 4 min vid snabbstart.

Bränsletyp:
Det normala bränslet är EO 1 enligt SIS 155403. Aggregatet är utrustat med ett förvärmningssystem. Detta system används numera inte på grund av att eldningsoljans kvalitet på senare tid har ökat till den grad att någon förvärmning ej är ekonomiskt lönsam.

Reglersystem:
Reglersystemet består av fyra typer av huvudreglering:

- Temperaturreglering
- Varvtalsreglering
- Effektreglering
- Gränseffektreglering

Temperaturregleringen ska förhindra ett överskridande av ett fast inställt temperaturgränsvärde. Denna temperaturgräns utgör ett skydd för inloppsdelen av turbinen. Temperaturregulatorn är en PID-regulator.
Varvtalsregleringen består även den av en PID-regulator. Denna reglerar speciellt vid synkronisering med nätfrekvensen men även vid övriga driftsfall. Vid ett lastbortfall för aggregatet ska varvtalsregleringen se till att "övervarvning" ej sker, dvs minimera varvtalsöverslängen.
Effektregleringen ska med hjälp av en PI-regulator reglera till det inställda effektbörvärdet.
Gränseffektregleringen är liksom temperaturregleringen en ren skyddsreglering. Den reglerar så att generatorns kylmedelstemperatur ej överskrider fastställt gränsvärde.
Ett översiktligt reglerschema visas i figuren på följande sida.



Regelschema (Strukturschema)

7.3 MÄTDATA

Mätningarna på gasturbin G25 utfördes under Håkan Henrikssons (TVS) ledning, och kunde efter lång väntan påbörjas på eftermiddagen tisdagen den 6 juni 1989. Förberedelser och uppkoppling av mätgivarna gjordes dagarna innan. Med hjälp av datalogger kunde vi sampla mätdata från mätgivare under hela försöket, och lagra dessa data på ett diskminne. Genom att använda programpaketen SIGS och SISS, vilka fanns tillgängliga på TVS, kunde vi sedan behandla mätresultaten grafiskt och statistiskt. Dataloggerns maximala samplingsfrekvens är ett sampel per sekund. Vid vår mätning kunde vi dock inte sampla snabbare än var fjärde sekund. Detta berodde på valet av kanaler och begränsningar hos analog-digitalomvandlaren. Följande mätdata hade vi möjlighet att sampla på dataloggern:

Kanalnr	Mätparameter	Mätområde
3	Temperatur efter kompressor	Enl. givare typ K
4	Temperatur efter turbin	Enl. givare typ K
5	Omgivande luftens temperatur	Enl. givare typ K
6	Brännoljetryck	0 - 80 $kpcm^{-2}$
7	Reglerventilläge	0 - 100 %
8	Temperatur efter vänster brännkammare	0 - 900 °C
9	Temperatur efter höger brännkammare	0 - 900 °C
10	Uteffekt	0 - 75 MW
11	Axelvarvtal	0 - 3500 $rmin^{-1}$
12	Tryck efter kompressor	0 - 10 $kpcm^{-2}$
13	Rökgasernas syrehalt efter turbinen	0 - 20,95 vol% tg
14	Tryck efter höger brännkammare	0 - 10 bar
15	Tryck efter vänster brännkammare	0 - 10 bar
16	Turbinvibrationer	0 - 15 mms^{-1}
17	Kompressorvibrationer	0 - 15 mms^{-1}

18	Generatorvibrationer, magn. sida	0 - 15 mms^{-1}
19	Generatorvibrationer, turbinsida	0 - 15 mms^{-1}

De fyra sista mätparametrarna är dock inte intressanta ur vår synvinkel.

Övriga intressanta mätparametrar mättes manuellt:

Bränsleflödet
Rökgastemperaturen
Rökgasmassflödet

Ett testprogram med följande utseende uppställdes:

- Uppstart till fullast och körning på fullast i ca 1 timme

Därefter följande laständringar med körning i 10 - 15 min:

- Nedgång till ca 50 % av fullast
- Nedgång till ca 25 % av fullast
- Uppgång till ca 50 % av fullast
- Uppgång till ca 75 % av fullast
- Uppgång till fullast

7.4 RESULTAT AV MÄTNINGARNA

Den omgivande luftens tryck och fuktighet var den aktuella testdagen kl. 17.00 , 1010.8 mbar respektive 95 % , enligt SMHI. Den omgivande luftens temperatur mättes i dataloggerns kanal 5. Medeltemperaturen under hela mätperioden beräknades till 11.84 °C.

7.4.1 MÄTNINGAR MED DATALOGGERN

De mätningar som samlades in med dataloggern har behandlats och presenterats med programmen SISS och SIGS. SISS (Swedish Interactive Statistical System) är ett generellt programsystem för datahantering och statistisk analys. SIGS (Swedish Interactive Graphic System) är ett generellt programsystem för grafisk beskrivning av data, samt ritning av text och figurer.

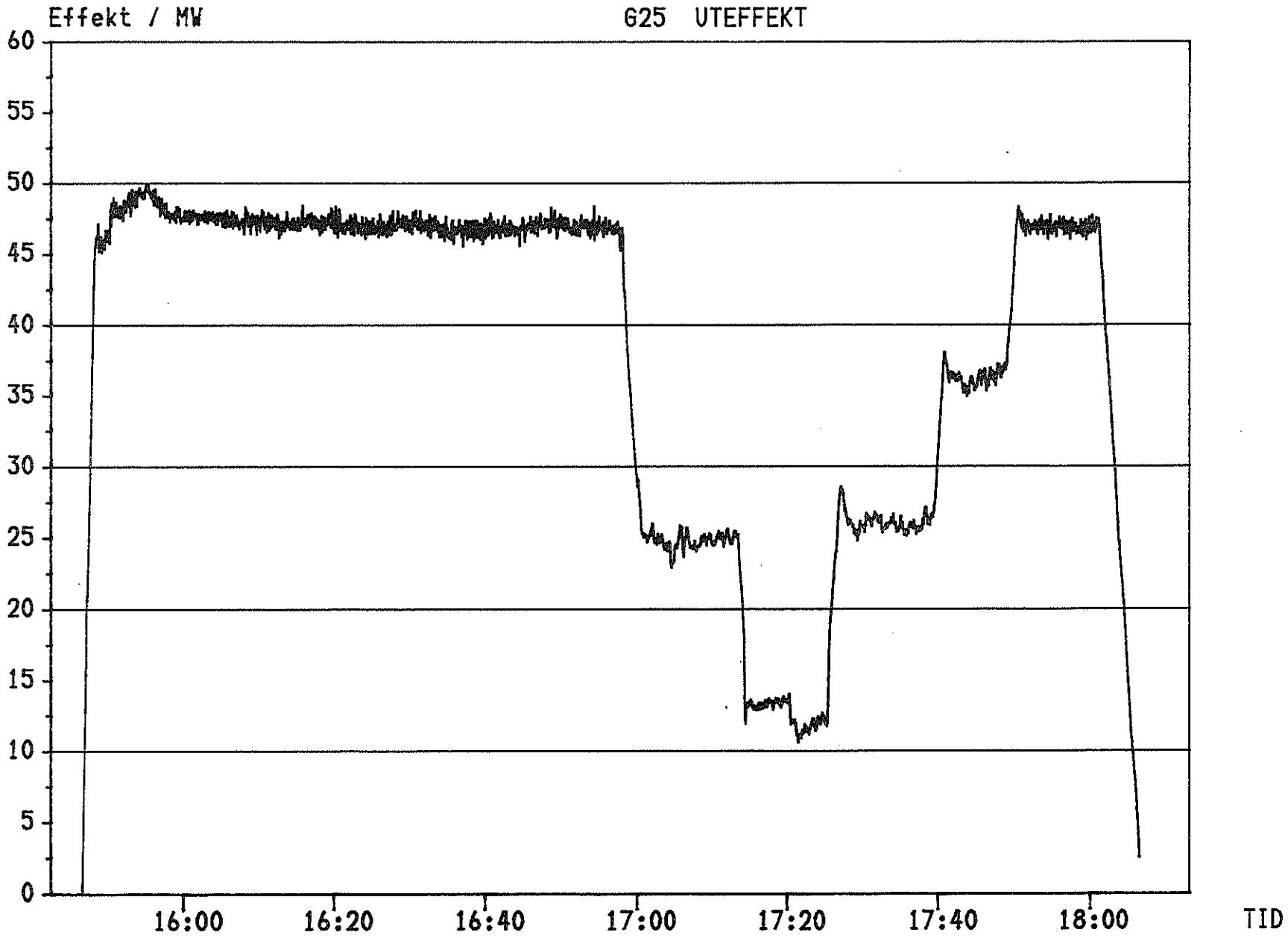
På följande sidor presenteras resultatet av de mätningar som genomfördes med hjälp av dataloggern. Diagrammen visar:

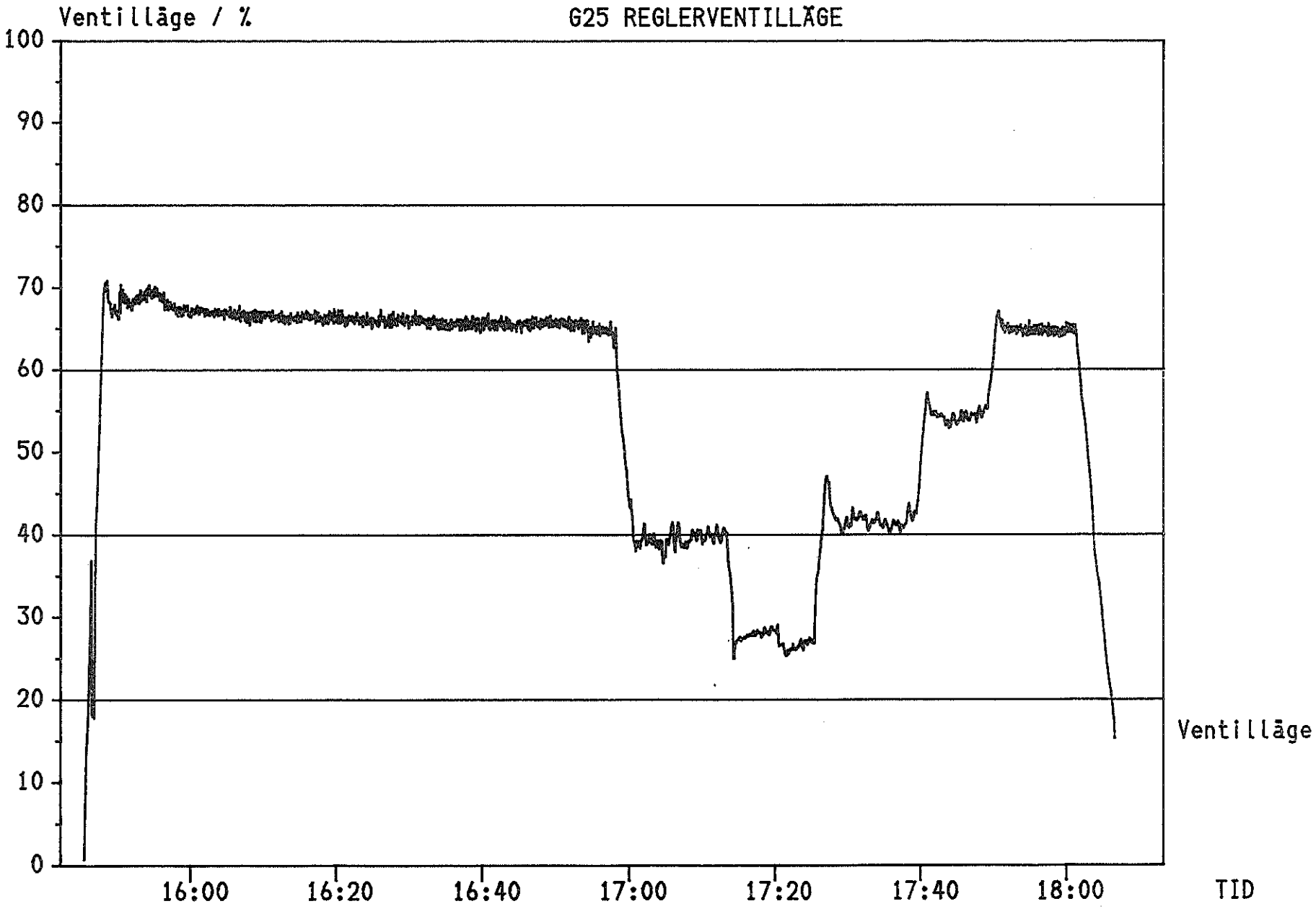
- Uteffekten
- Reglerventilläge
- Temperaturer
- Tryck
- Rökgasernas syrehalt
- Varvtal
- Brännoljetryck

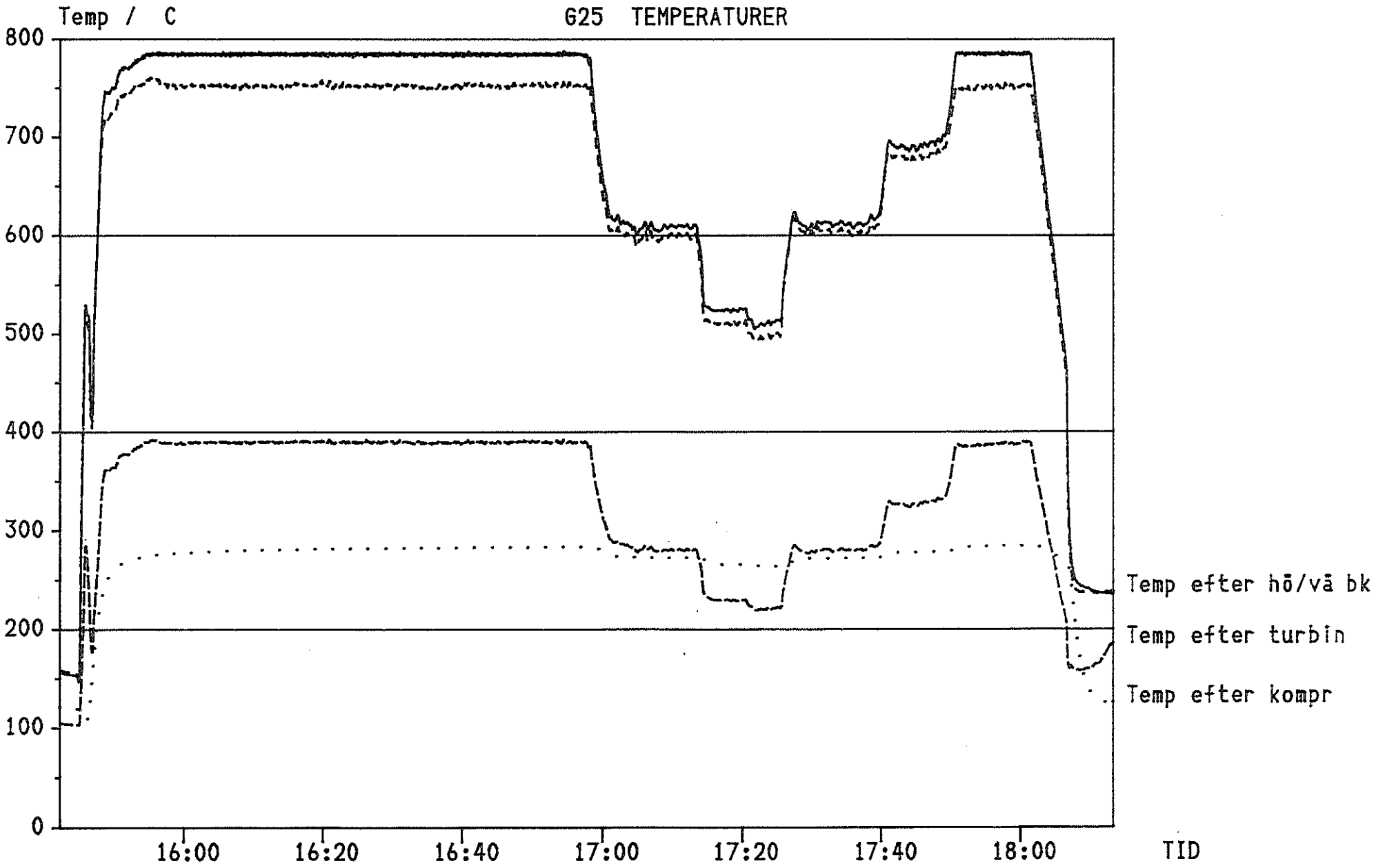
Alla diagrammen presenteras som en funktion av tiden under hela mätningen.
Efter diagrammen följer tabeller för de olika effektlägena. I tabellerna presenteras bland annat medelvärde, standardavvikelse, maxvärde, minvärde, och variationsbredd för följande parametrar:

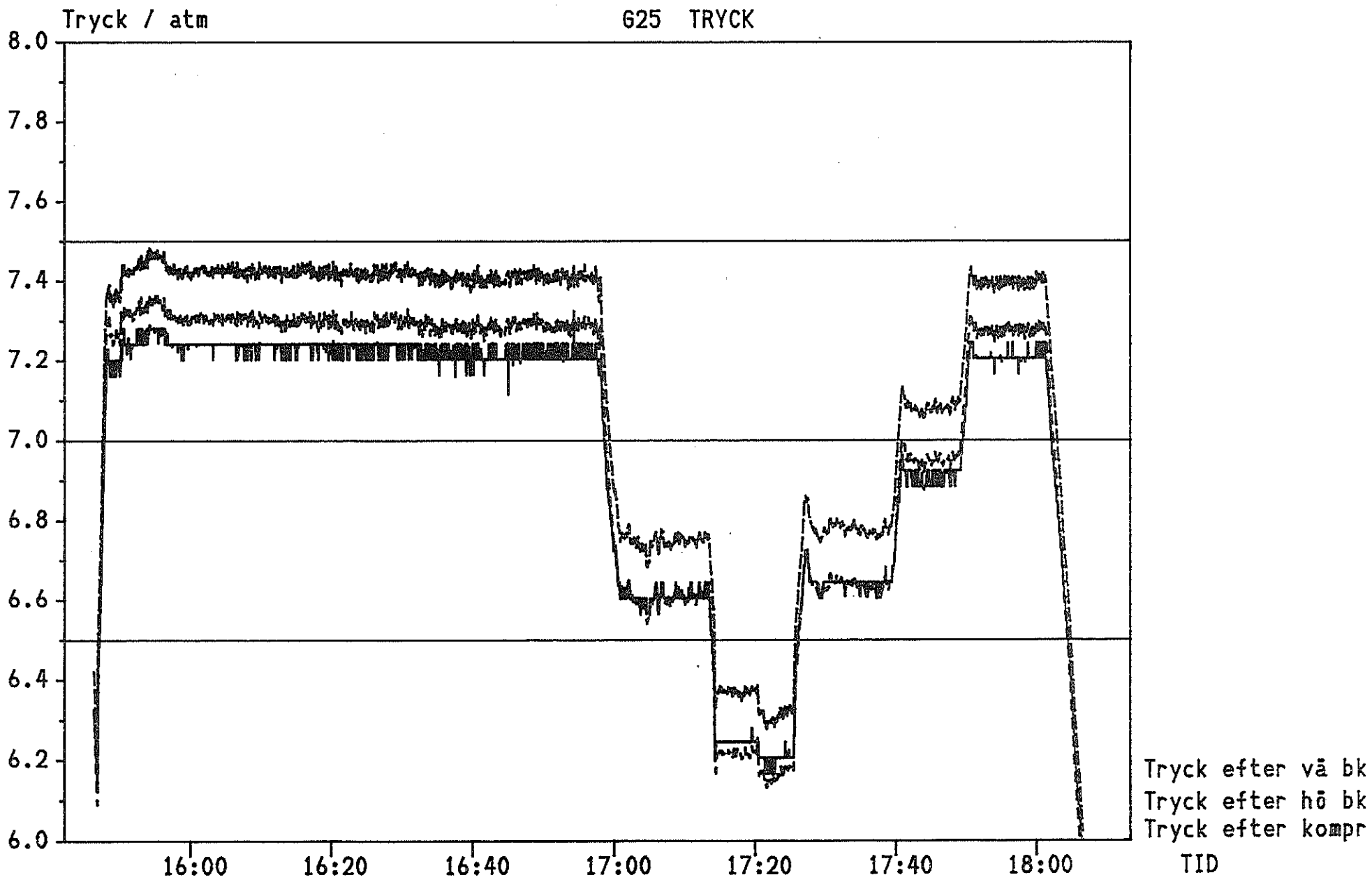
- Temperatur efter kompressor [K] variabel 3
- Temperatur efter turbin [K] variabel 4
- Reglerventilläge i % variabel 7
- Temperatur efter vänster brännkammare [K] variabel 8
- Temperatur efter höger brännkammare [K] variabel 9
- Uteffekt [MW] variabel 10
- Tryck efter kompressor [Pa] variabel 12
- Tryck efter höger brännkammare [Pa] variabel 14
- Tryck efter vänster brännkammare [Pa] variabel 15

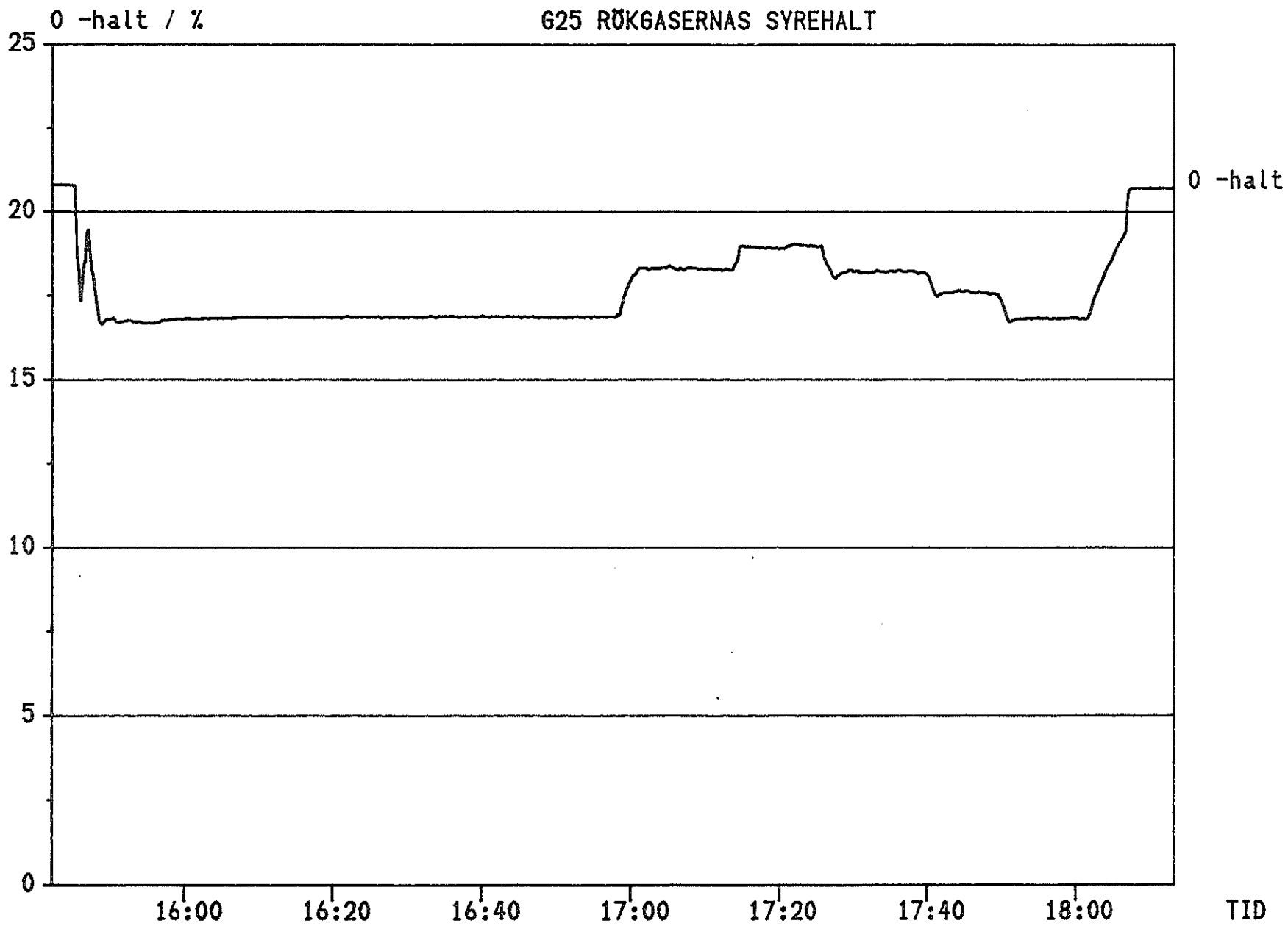
Variabel 1 och 2 är sample respektive tidpunkt.

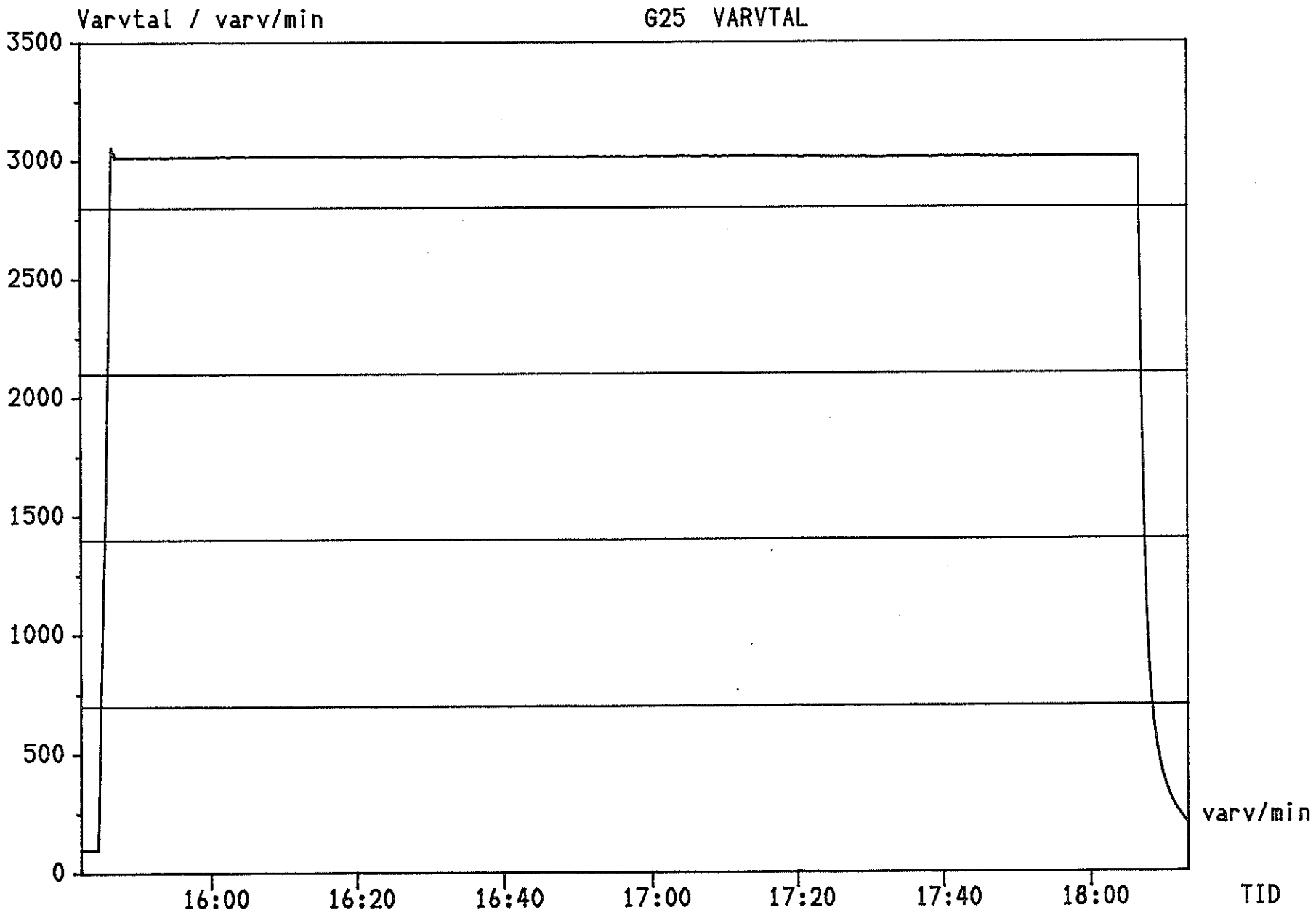

Effekt / MW
G25 UTEFFEKT
60
55
50
45
40
35
30
25
20
15
10
5
0
16:00
16:20
16:40
17:00
17:20
17:40
18:00
TID

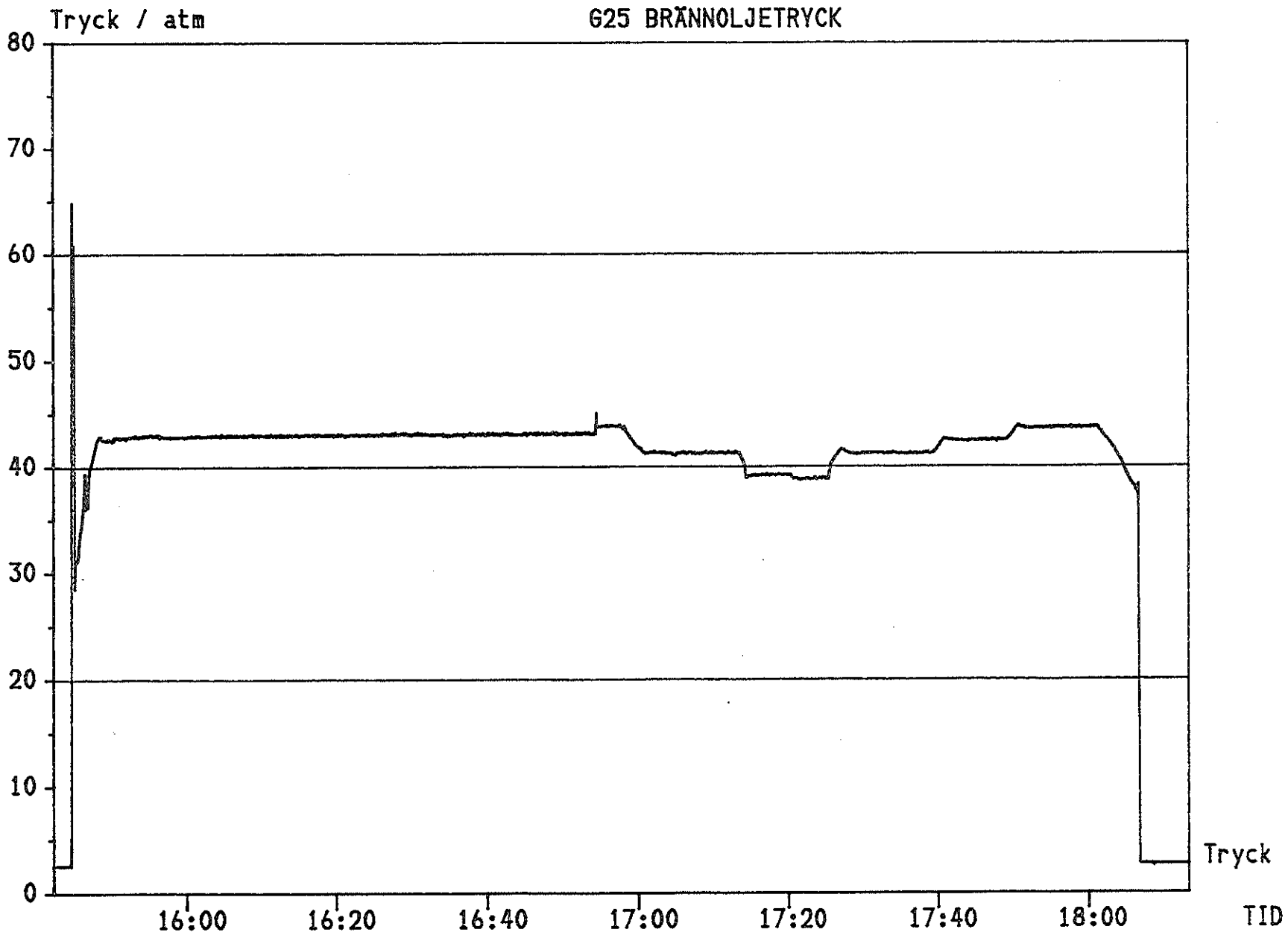

Ventilläge / %
G25 REGLERVENTILLÄGE
100
90
80
70
60
50
40
30
20
10
0
16:00
16:20
16:40
17:00
17:20
17:40
18:00
TID
Ventilläge


Temp / C
G25 TEMPERATURER
800
700
600
500
400
300
200
100
0
16:00
16:20
16:40
17:00
17:20
17:40
18:00
TID
Temp efter hö/vä bk
Temp efter turbin
Temp efter kompr


Tryck / atm
G25 TRYCK
8.0
7.8
7.6
7.4
7.2
7.0
6.8
6.6
6.4
6.2
6.0
16:00
16:20
16:40
17:00
17:20
17:40
18:00
TID
Tryck efter vä bk
Tryck efter hö bk
Tryck efter kompr


0 -halt / %
G25 RÖKGASERNAS SYREHALT
25
20
15
10
5
0
0 -halt
16:00
16:20
16:40
17:00
17:20
17:40
18:00
TID


Varvtal / varv/min
G25 VARVTAL
3500
3000
2500
2000
1500
1000
500
0
varv/min
16:00
16:20
16:40
17:00
17:20
17:40
18:00
TID


Tryck / atm
G25 BRÄNNOLJETRYCK
80
70
60
50
40
30
20
10
0
16:00
16:20
16:40
17:00
17:20
17:40
18:00
TID
Tryck

Tabell 7.1: Första effektläget, ca 100 % av fullast

OBSE 269 - 1096 SELA ALL
SELE ALL

Variabel	Medel värde	Standard avvikelse	Summa	Antal	Maximum	Minimum	Variations bredd
1	682.50	239.17	565110.00	828	1096.00	269.00	827.00
2	162731.60	1589.74	**********	828	165500.00	160002.00	5498.00
3	555.11	1.50	459634.70	828	557.15	550.95	6.20
4	662.73	.81	548738.40	828	665.45	660.45	5.00
7	66.04	.67	54679.71	828	67.80	63.41	4.39
8	1025.17	1.48	848843.80	828	1031.01	1020.99	10.01
9	1057.39	.97	875521.20	828	1060.54	1054.01	6.53
10	47.08	.48	38979.43	828	48.41	45.54	2.87
12	732279.30	1978.77	**********	828	737950.40	720886.90	17063.56
14	739085.80	1430.62	**********	828	742647.50	734591.90	8055.56
15	751490.30	1397.43	**********	828	754758.90	747060.90	7697.94

Tabell 7.2: Andra effektläget, ca 50 % av fullast

OBSE 1202 - 1337

Variabel	Medel värde	Standard avvikelse	Summa	Antal	Maximum	Minimum	Variations bredd
1	1269.50	39.40	172652.00	136	1337.00	1202.00	135.00
2	170633.10	260.89	23206100	136	171100.00	170203.00	897.00
3	545.93	.39	74246.90	136	547.05	545.45	1.60
4	555.17	2.79	75502.60	136	562.95	551.35	11.60
7	39.42	.96	5361.63	136	41.49	36.55	4.94
8	871.97	3.70	118588.20	136	881.83	861.81	20.03
9	882.45	3.63	120013.10	136	894.04	874.69	19.35
10	24.68	.57	3355.92	136	26.00	22.92	3.08
12	669417.10	1767.30	91040720	136	673324.60	665087.00	8237.63
14	668903.00	1859.72	90970808	136	673817.80	662703.10	11114.69
15	683435.60	1908.02	92947248	136	688077.10	677167.40	10909.69

Tabell 7.3: Tredje effektläget, ca 25 % av fullast

OBSE 1397 - 1548

Variabel	Medel värde	Standard avvikelse	Summa	Antal	Maximum	Minimum	Variations bredd
1	1472.50	44.02	223820.00	152	1548.00	1397.00	151.00
2	171981.80	291.33	26141228	152	172502.00	171500.00	1002.00
3	538.49	1.04	81850.20	152	542.35	537.05	5.30
4	499.12	4.49	75866.20	152	506.05	492.15	13.90
7	27.29	.91	4148.00	152	29.05	25.28	3.77
8	777.93	7.11	118245.10	152	787.78	764.83	22.95
9	791.63	7.12	120327.80	152	800.44	778.11	22.33
10	12.63	.88	1919.52	152	14.01	10.64	3.37
12	630814.70	2617.49	95883832	152	636353.60	624781.60	11571.94
14	627469.10	3044.23	95375296	152	631908.10	621303.30	10604.88
15	642718.90	3367.28	97693280	152	647089.10	636128.40	10960.69

Tabell 7.4: Fjärde effektläget, ca 50 % av fullast

OBSE 1593 - 1729

Variabel	Medel värde	Standard avvikelse	Summa	Antal	Maximum	Minimum	Variations bredd
1	1661.00	39.69	227557.00	137	1729.00	1593.00	136.00
2	173234.40	262.54	23733112	137	173703.00	172801.00	902.00
3	545.30	.16	74705.45	137	545.55	544.55	1.00
4	553.18	1.23	75785.05	137	555.25	550.05	5.20
7	41.51	.69	5686.98	137	43.28	40.02	3.26
8	876.74	2.58	120112.90	137	882.45	870.69	11.76
9	884.34	2.24	121154.60	137	888.53	878.63	9.90
10	25.89	.39	3547.58	137	26.77	24.82	1.95
12	672888.70	1158.40	92185752	137	674991.80	669205.80	5785.94
14	672347.10	1327.44	92111544	137	675551.30	669229.20	6322.13
15	686677.10	1279.64	94074768	137	690014.30	683386.90	6627.44

Tabell 7.5: Femte effektläget, ca 75 % av fullast

OBSE 1804 - 1909

Variabel	Medel värde	Standard avvikelse	Summa	Antal	Maximum	Minimum	Variations bredd
1	1856.50	30.74	196789.00	106	1909.00	1804.00	105.00
2	174533.10	203.54	18500508	106	174901.00	174202.00	699.00
3	551.59	.32	58468.10	106	552.25	550.75	1.50
4	601.09	2.67	63715.50	106	607.35	596.45	10.90
7	54.23	.62	5747.94	106	55.58	52.83	2.75
8	953.57	3.70	101078.70	106	962.94	945.90	17.04
9	964.81	3.96	102269.90	106	975.54	958.05	17.49
10	36.21	.55	3838.38	106	37.28	34.95	2.34
12	699737.80	1934.52	74172208	106	701665.80	696762.50	4903.31
14	704087.50	1166.19	74633272	106	706244.30	701247.70	4996.56
15	717417.10	1130.89	76046208	106	720092.60	714841.60	5251.00

Tabell 7.6: Sjätte effektläget, ca 100 % av fullast

OBSE 1939 - 2105

Variabel	Medel värde	Standard avvikelse	Summa	Antal	Maximum	Minimum	Variations bredd
1	2022.00	48.35	337674.00	167	2105.00	1939.00	166.00
2	176375.80	1791.79	29454760	167	180203.00	175101.00	5102.00
3	557.69	.64	93133.65	167	558.35	555.35	3.00
4	659.74	3.29	110176.40	167	663.55	638.45	25.10
7	64.53	1.25	10776.45	167	65.96	56.84	9.12
8	1023.16	4.41	170867.60	167	1028.36	994.73	33.64
9	1056.81	5.39	176487.00	167	1060.03	1019.31	40.72
10	46.70	1.04	7798.35	167	47.78	40.41	7.37
12	729541.40	3125.29	121833408	167	734027.80	709805.30	24222.44
14	736426.10	3210.39	122983168	167	739588.40	717155.00	22433.44
15	748667.30	3156.23	125027432	167	751955.10	729574.80	22380.31

7.4.2 MÄTNING AV BRÄNSLEFLÖDEN

Massflödet mättes genom att under bestämda tidsintervall manuellt avläsa den bränslemängd som förbränts i brännkammaren. Med dessa värden och densiteten på brännoljan beräknas sedan ett värde på massflödet.

Bränslet, eldningsolja 1 (EO1), har vid 15^{0}C densiteten 0.8484 kg/m^3. I området -10^{0}C - +35^{0}C antas densiteten vara linjärt beroende av temperaturen, med en korrektionsfaktor 0.0007 kg/m^3 per grad.
Bränsletemperaturen uppskattades vid mättillfället till 10^{0}C, vilket med tre siffrors noggrannhet ger densiteten: ρ=0.845 kg/m^3.

Tabell 7.7: Mätresultat från bränsleflödesmätningar

Tidpunkt	Medelvärdet av reglerventil-läget under perioden	Bränslemängd m^3	Bränsleflöde kg/s	Bränsleflöde under hela perioden kg/s	m^3/h
16 18 00		25.21	4.310		
16 23 00		26.74	4.450		
16 28 00		28.32	3.802		
16 31 00		29.13	4.507		
16 34 00		30.09	4.319		
16 37 00		31.01	4.272		
16 40 00		31.92	4.295		
16 46 00		33.75	4.272		
16 49 00	65.80	34.66		4.293	18.290
17 05 30		39.07	2.911		
17 07 00		39.38	2.817		
17 08 00		39.58	2.676		
17 09 00		39.77	2.958		
17 10 00		39.98	2.676		
17 11 00		40.17	2.958		
17 12 00		40.38	2.958		
17 13 00	39.78	40.59		2.854	12.160

17 18 00		41.41	2.112		
17 19 00		41.56	2.112		
17 20 00		41.71	2.253		
17 21 00		41.87	2.112		
17 22 00		42.02	1.831		
17 23 00		42.15	1.972		
17 24 00		42.29	2.112		
17 25 00	27.08	42.44		2.072	8.829
17 31 00		43.60	3.098		
17 32 00		43.82	2.958		
17 33 00		44.03	2.817		
17 34 00		44.23	2.817		
17 35 00		44.43	2.958		
17 36 00		44.64	3.098		
17 37 00		44.86	2.676		
17 38 00		45.05	3.098		
17 39 00	41.56	45.27		2.940	12.525
17 43 30		46.33	3.662		
17 45 00		46.75	3.521		
17 46 00		46.97	3.521		
17 47 00		47.22	3.521		
17 48 00		47.47	3.662		
17 49 00	54.13	47.73		3.585	15.273
17 53 00		48.90	4.084		
17 54 00		49.19	4.366		
17 55 00		49.50	4.225		
17 56 00		49.80	4.225		
17 57 00		50.10	4.366		
17 58 00		50.41	4.225		
17 59 00	64.75	50.71		4.248	18.100

7.4.3 MÄTNING AV RÖKGASTEMPERATUREN

Genom ett hål i skorstenen en bit från toppen kunde temperaturen mätas. Detta gjordes genom att föra in ett termoelement, vilket var kopplat till en digital display som visade momentanvärdet. I ett par olika punkter i skorstenen mättes temperaturen. Medelvärdet av temperaturen uppskattades sedan. Vid de olika effektlägena erhölls följande temperaturer:

Tabell 7.8: Rökgastemperaturer

TID	EFFEKTLÄGE %	MEDELTEMPERATUR °C
16.35	100	357
17.07	50	254
17.22	25	208
17.35	50	244
17.46	75	282
17.57	100	342

7.4.4 MÄTNING AV RÖKGASMASSFLÖDEN

Rökgasernas syrehalt mättes på kanal 13 på dataloggern. Dessa mätvärden behandlades med statistikprogrammet SISS för de olika effektlägena. Medelvärdena för syrehalten på de olika lägena kunde på så sätt erhållas:

Tabell 7.9: Syrehalter

EFFEKTLÄGE %	O_2- HALT , MEDELVÄRDE %
100	16,86
50	18,29
25	18,96
50	18,21
75	17,60
100	16,81

Med ovanstående syrehalter, bränslets sammansättning och den omgivande luftens temperatur och fuktighet kan rökgasmängden och densiteten för rökgasen bestämmas med hjälp av ett beräkningsprogram som finns tillgängligt på Sydkraft (TVS).
Genom att multiplicera rökgasmängden per kg bränsle med bränsleflödet och rökgasdensiteten fås rökgasmassflödet. Bränsleflödet på de olika effektlägena fås från de uppmätta värdena i föregående avsnitt. Rökgasmängden, rökgasdensiteten och rökgasmassflödet presenteras i tabellen nedan.

Tabell 7.10: Rökgasmängd, rökgasdensitet och rökgasmassflöde

EFFEKTLÄGE %	RÖKGASMÄNGD nm^3kg^{-1}	RÖKGASDENSITET $kg(nm^3)^{-1}$	RÖKGASMASSFLÖDE kgs^{-1}
100	55,771	1,2738	304,979
50	85,037	1,2724	308,806
25	113,220	1,2719	298,377
50	82,593	1,2726	309,017
75	67,796	1,2730	309,401
100	55,113	1,2738	298,222

nm^3 avser volymen vid trycket 1 bar och 0 °C.

7.4.5 REGLERSAMBAND

Genom att utnyttja mätresultaten kan man bestämma sambandet mellan bränsleflöde och reglerventilläge, samt sambandet mellan reglerventilläge och uteffekt. Dessa samband visar sig vara linjära och visas i diagram 7.1 och 7.2, samt i tabell 7.11 och 7.12 på följande sidor. Linjär regression för sambanden har även utförts.
Med hjälp av dessa samband kan bränsleflödet kopplas till uteffekten.

Diagram 7.1: Bränsleflödet som funktion av reglerventilläge.

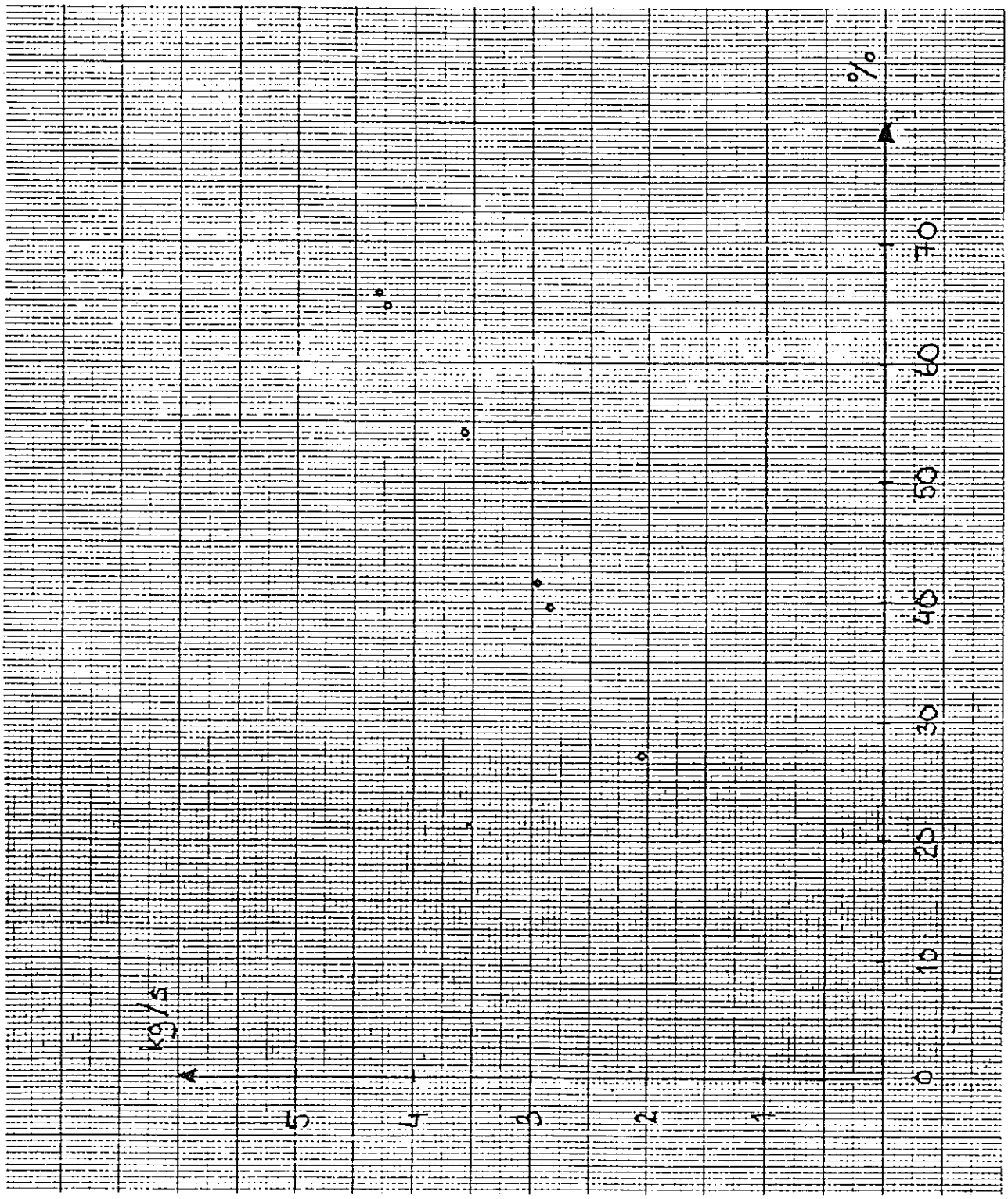
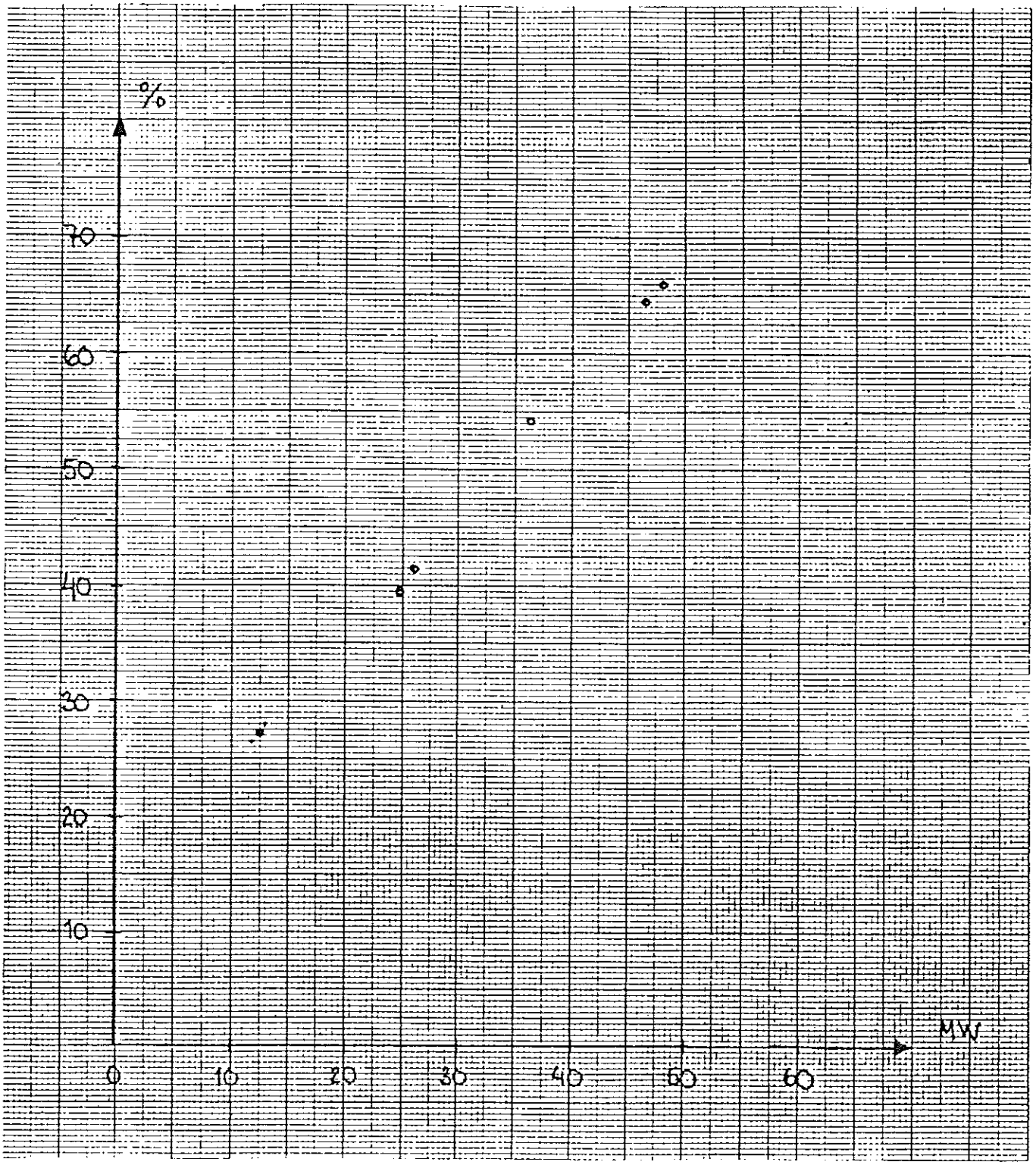


Diagram 7.2: Reglerventilläge som funktion av effekten.



Tabell 7.11: Bränsleflöden och reglerventillägen.

EFFEKTLÄGE %	BRÄNSLEFLÖDE, mb kgs^{-1}	REGLERVENTILLÄGE, h %
100	4,293	65,80
50	2,854	39,78
25	2,072	27,08
50	2,940	41,56
75	3,585	54,13
100	4,248	64,75

I tabellen 7.11 har medelvärdet för reglerventilläget beräknats med hjälp av programmet SISS under den aktuella perioden då bränsleflödet har uppmätts.

Linjär regression ger: $mb = 0,5598 + 0,0567\ h$

Tabell 7.12: Reglerventillägen och effekter.

EFFEKTLÄGE %	REGLERVENTILLÄGE, h %	EFFEKT, P MW
100	66,04	47,08
50	39,42	24,68
25	27,29	12,63
50	41,51	25,89
75	54,23	36,21
100	64,53	46,70

Linjär regression ger: $h = 12,5824 + 1,12597\ P$

8. TEST AV EN FÖRENKLAD GASTURBINMODELL

MED INDATA HÄMTADE FRÅN MÄTNINGARNA PÅ G25

8.1 ALLMÄNT

Vi delar in gasturbinen i endast tre kontrollvolymer:

V_2 - kompressor samt gasledningar fram till de båda brännkamrarna

V_3 - den totala sammanlagda volymen av de två brännkamrarna samt gasledningar fram till turbinen

V_4 - turbinen.

Vi har alltså helt bortsett från att gasen i brännkammarens kalla del förvärms genom värmeledning och strålning från den varma gasen i brännkammaren. Vi har inte heller studerat vad som händer med gasvolymen i skorstenen.
Alla generella förhållanden och approximationer som antagits för den större modellen, gäller även för denna, starkt förenklade modell.
Det vi först och främst haft möjlighet att studera är om modellen uppför sig rimligt vid stationär drift. Därför har vi utgått från de mätdata vi fick vid mätningarna på G25 vid fullast. De flesta av dessa värden är hämtade från tabell 7.1.
Värdena på alla volymer är grovt uppskattade utifrån tillgängliga ritningar på G25.
I appendix B finns programutskrifter för hur vi implementerat denna förenklade gasturbinmodell i SIMNON.

8.2 GENOMGÅNG AV DE OLIKA KONTROLLVOLYMERNA

8.2.1 Kontrollvolym V_2

Temperaturen T_1 och trycket p_1 är den omgivande luftens temperatur och tryck. Temperaturen T_2 och trycket p_2 gäller i volymen.

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{\kappa_2 - 1}{V_2} (c_{p1} T_2 \dot{m}_1 - c_{p2} T_2 (\dot{m}_A + \dot{m}_2))$$

$$T_2 = T_1 \left(1 + \frac{1}{\eta_k} \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa_2 - 1}{\kappa_2}} - 1 \right) \right)$$

Då det inte funnits någon som helst möjlighet att få tag på kompressorkarakteristik, eller samband som beskriver förhållandet mellan tryckförhållandet och verkningsgraden eller massflödet, har vi approximerat massflöde och verkningsgrad som konstanter.

Avtappningsmassflödet $\dot{m}_A$ har approximerats till noll. Vi har då för att undvika ett värde på derivatan som är konstant och skilt från noll, gjort approximationen $T_1 \approx T_2$. Detta leder även till $\kappa_1 \approx \kappa_2$ och $c_{p1} \approx c_{p2}$.

Luft- och bränsledata:

$$\frac{\kappa_1 - 1}{\kappa_1} = 0.28302 + 0.478 \cdot 10^{-4} T_1 - 0.14664 \cdot 10^{-6} T_1^2 + 0.6633 \cdot 10^{-10} T_1^3$$

$$R_l = 287 \ \mathrm{Jkg^{-1}K^{-1}}$$

$$c_{p1} = \frac{R_l}{\frac{\kappa_1 - 1}{\kappa_1}}$$

Kompressorns effektförbrukning:

$$P_k = (c_{p2} T_2 - c_{p1} T_1) \dot{m}_1$$

8.2.2 Kontrollvolym V_3

Temperaturen T_3 och trycket p_3 gäller i volymen:

$$\frac{dp_3}{dt} = \frac{\kappa_3 - 1}{V_3} (c_{p2} T_2 \dot{m}_2 - c_{p3} T_3 \dot{m}_3 + \dot{q}_b)$$

$$\frac{dT_3}{dt} = T_3 \left(\frac{dp_3}{dt} / p_3 + (\dot{m}_3 - \dot{m}_2 - \dot{m}_b) \frac{R_{g3} T_3}{p_3 V_3} \right)$$

Massflöde:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_b$$

Värmeflöde:

$$\dot{q}_b = H\,\dot{m}_b\,\eta_b$$

Luft- och bränsledata:

$$z = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_b}$$

$$\frac{\kappa_3 - 1}{\kappa_3} = 0.28302 + 0.478\cdot10^{-4}T_3 - 0.14664\cdot10^{-6}T_3^2 + 0.6633\cdot10^{-10}T_3^3 + \frac{T_3}{z}\text{konstant2}$$

$$R_{g3} = R_l + \frac{\text{konstant1}}{z}$$

$$c_{p3} = \frac{R_{g3}}{\frac{\kappa_3 - 1}{\kappa_3}}$$

8.2.3 Kontrollvolym V_4

Temperaturen T_4 och trycket p_4 gäller i volymen.

Det har inte heller här funnits någon som helst möjlighet att få tag på turbinkarakteristik, eller samband som beskriver förhållandet mellan tryckförhållandet och massflödet eller verkningsgraden. Verkningsgraden har vi approximerat som en konstant. Då det gäller att beräkna tryckförhållandet ur massflödet, har vi infört turbinkonstanten, C_T, och använt oss av ekvationen:

$$\dot{m}_3 = C_T\sqrt{\frac{p_3}{V_3}\left(1 - \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^2\right)}$$

Vi får då:

$$p_4 = p_3\left(1 - \frac{R_{g3}\,T_3}{p_3^2}\left(\frac{\dot{m}_3}{C_T}\right)^2\right)$$

$$T_4 = T_3\left(1 - \eta_t\left(1 - \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{\kappa_4 - 1}{\kappa_4}}\right)\right)$$

Massflöde:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3$$

Luft- och bränsledata:

$$\frac{\kappa_4 - 1}{\kappa_4} = 0.28302 + 0.478 \cdot 10^{-4} T_4 - 0.14664 \cdot 10^{-6} T_4^2 + 0.6633 \cdot 10^{-10} T_4^3 + \frac{T_4}{z} \text{konstant2}$$

$$R_{g4} = R_l + \frac{\text{konstant1}}{z}$$

$$c_{p4} = \frac{R_{g4}}{\frac{\kappa_4 - 1}{\kappa_4}}$$

Turbineffekt:

$$P_t = (c_{p3} T_3 - c_{p4} T_4) \dot{m}_4$$

8.2.4 Ekvationer för axeln och den termiska verkningsgraden för hela processen:

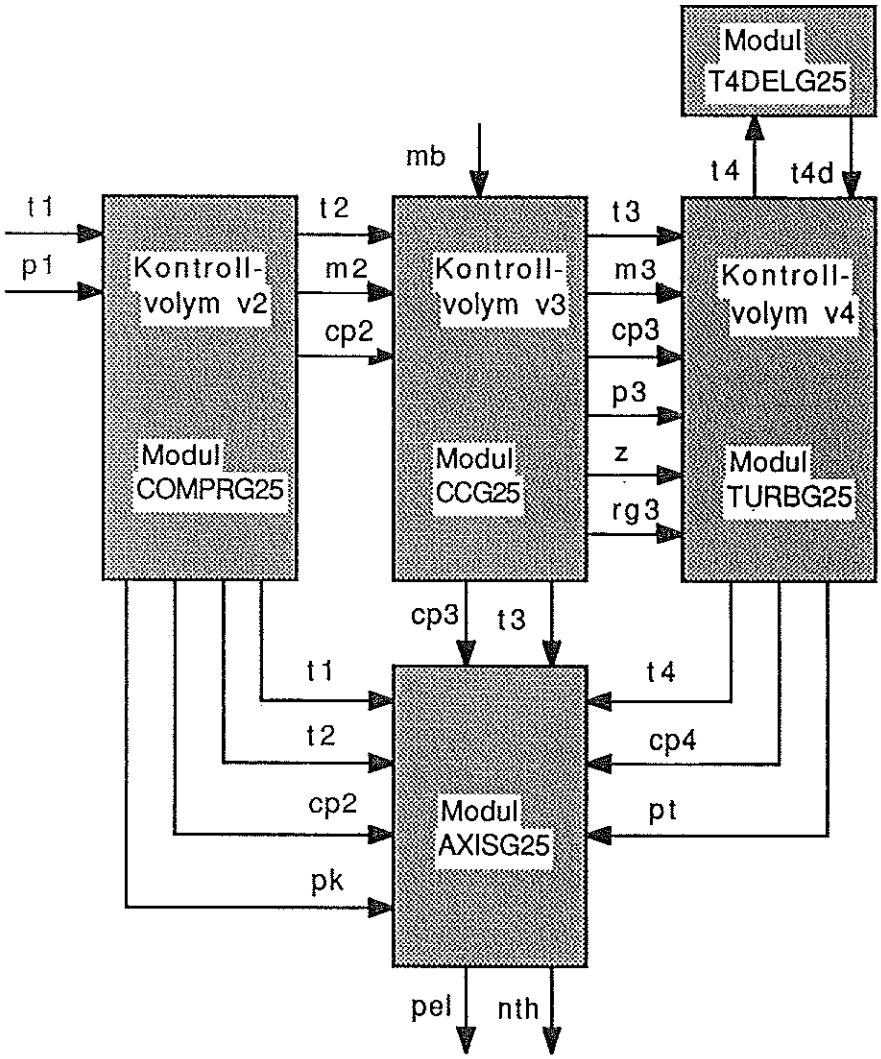
$$J\omega \frac{d\omega}{dt} = P_t - P_k - P_f - \frac{P_{el}}{\eta_{gen}}$$

I vårt fall är $\omega =$ konstant, vilket leder till:

$$P_{el} = \eta_{gen} (P_t - P_k - P_f)$$

$$\eta_{th} = \frac{(c_{p3} T_3 - c_{p4} T_4) - c_{p2} (T_2 - T_1)}{c_{p3} T_3 - c_{p2} T_2}$$

8.3 BLOCKSCHEMA



BLOCKSCHEMA G25

8.4 VAL AV INDATA

Modul COMPRG25

parametrar:

$v2 = 10\ m^3$	uppskattat från ritningar
$nk = 0.88$	uppskattning
$m1 = 300.7\ kgs^{-1}$	mätresultat

initialvärde:

$p2 = 732279.3\ Pa$	mätresultat

Modul CCG25

parametrar:

$v3 = 12\ m^3$	uppskattat från ritningar
$h = 42.56\ MJkg^{-1}$	bränsledata
$nb = 0.98$	uppskattning
$ch1 = 30\ Jkg^{-1}K^{-1}$	bränsledata
$ch2 = -4.76 \cdot 10\text{-}4\ K^{-1}$	bränsledata

initialvärden:

$p3 = 745288\ Pa$	mätresultat
$t3 = 1041.3\ K$	mätresultat

Modul TURBG25

parametrar:

$v4 = 1.6\ m^3$	uppskattat från ritningar
$nt = 0.95$	uppskattning
$ct = 0.2396\ m^2$	uppskattning

Modul AXISG25

parametrar:

$ngen = 0.99$	uppskattning
$pf = 0\ MW$	approximation

Modul T4DELG25

parameter:

$th = 0.05$

initialvärde:

$t4d = 662.7\ K$	mätresultat

Modul CONNG25

parametrar:

$t1 = 285\ K$	mätresultat
$p1 = 101080\ Pa$	mätresultat
$mb = 4.293\ kgs^{-1}$	mätresultat

8.5 SIMULERINGSRESULTAT

Programmet som är listat i appendix B exekverades. I diagrammen nedan visas resultatet för de viktigaste parametrarna. I tabell 8.5.1 visas värdena påsamtliga parametrar och variabler då stationärt tillstånd uppnåtts.

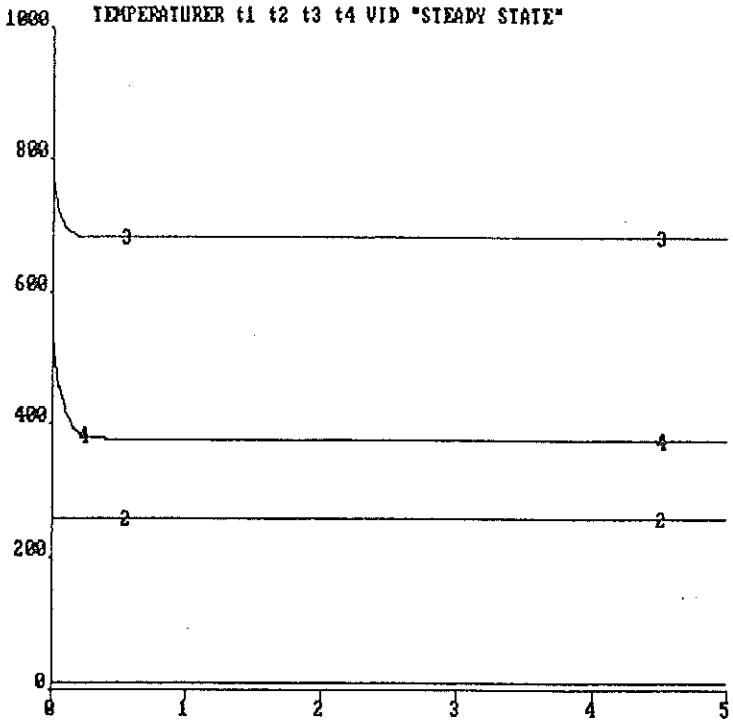


Diagram 8.5.1: Temperaturerna t1, t2, t3 och t4 i °C som funktion av tiden i sekunder

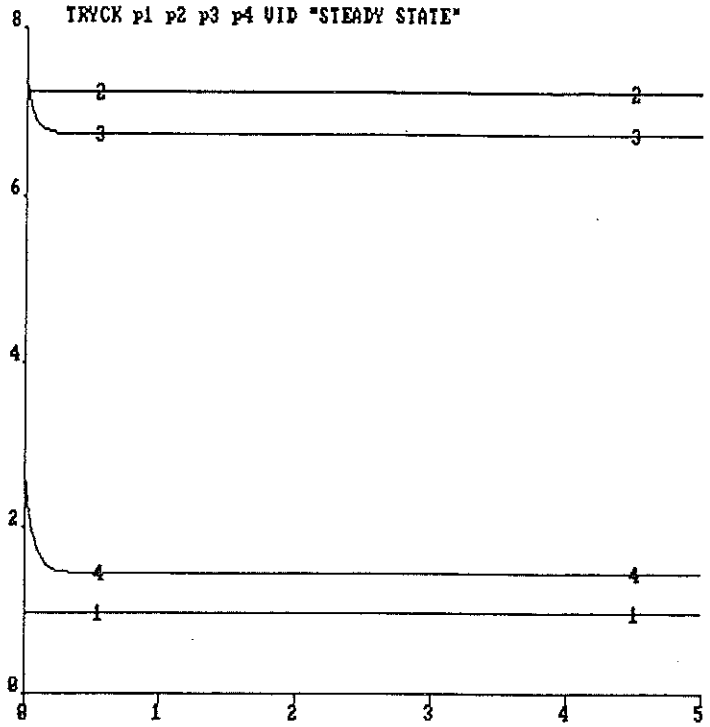


Diagram 8.5.2: Trycken p1, p2, p3 och p4 i atmosfärer som funktion av tiden i sekunder

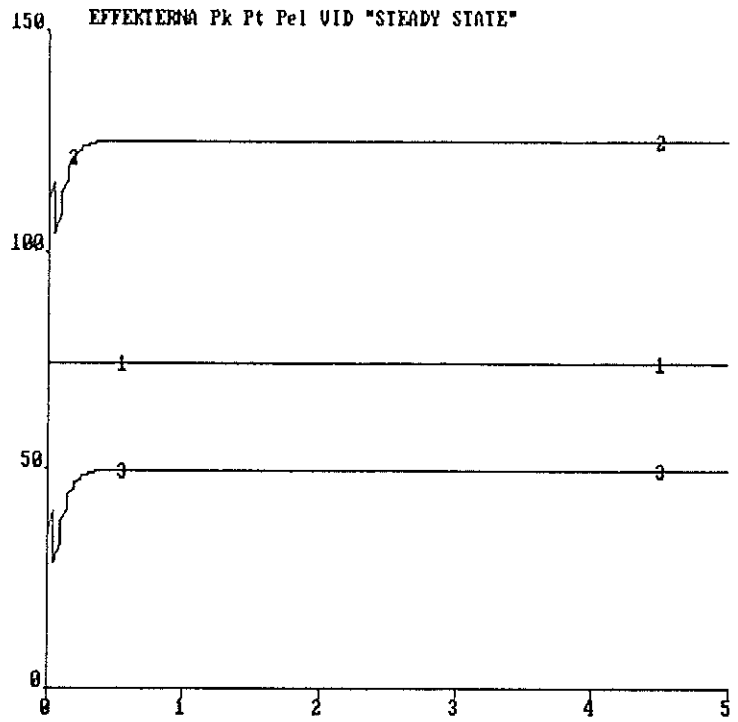


Diagram 8.5.3: Kompressorns effektförbrukning pk (1), turbineffekten pt (2) och genererad eleffekt ut pel (3) i MW som funktion av tiden i sekunder

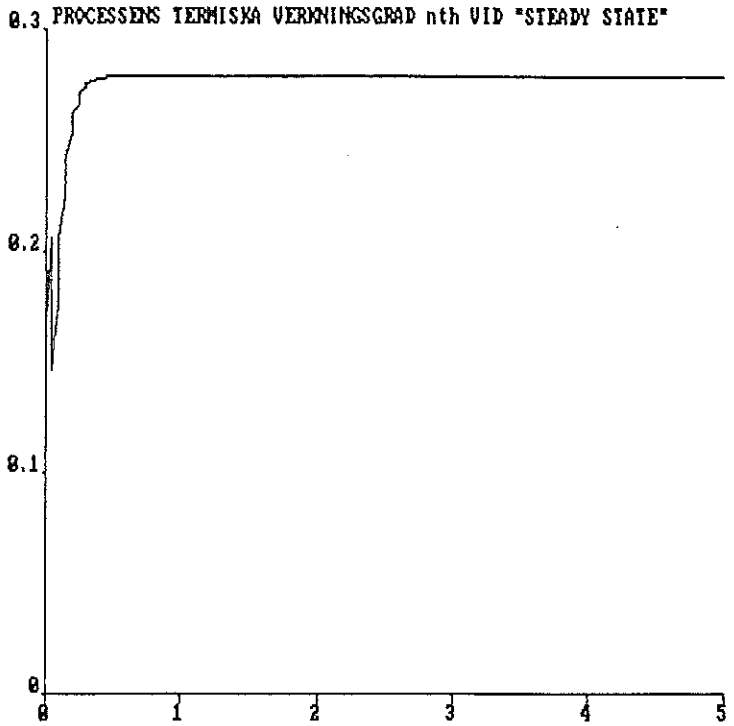


Diagram 8.5.4: Hela processens termiska verkningsgrad nth som funktion av tiden i sekunder

Tabell 8.5.1: Värden på samtliga parametrar och variabler efter fem sekunders simulering

```
                    CONTINUOUS SYSTEM   COMPRG25
TIME   : t          5.
STATE  : p2         7.32279E5
INIT   : p2         7.32279E5
DER    : dp2        0.
INPUT  : t1         285.            p1          1.0108E5
OUTPUT: t10         285.            t20         532.031         m20         300.7
         cp20       1002.56         pk0         7.44721E7
PAR    : m1         300.7           v2          10.             nk          0.88
         rl         287.
VAR    : c2         1.40109         cp1         1002.56         t2          532.031
         cp2        1002.56         m2          300.7           ma          0.
         val1       1.76276         k1          0.286268        k2          0.286268
         pk         7.44721E7       kvot1       7.24455         h1          1.98025
         p1atm      0.997582        p2atm       7.22703         t1c         11.85
         t2c        258.881         pkmw        74.4721
- - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - -

                    CONTINUOUS SYSTEM   CCG25
TIME   : t          5.
STATE  : p3         6.82786E5       t3          953.973
INIT   : p3         7.45288E5       t3          1041.3
DER    : dp3        -9.397E-2       dt3         -1.61739E-4
INPUT  : cp20       1002.56         t20         532.031         m20         300.7
         mb         4.293
OUTPUT: p30         6.82786E5       t30         953.973         m30         304.993
         z0         71.0443         cp30        1166.66         rg30        287.422
PAR    : v3         12.             h           4.256E7         nb          0.98
         rl         287.            ch1         30.             ch2         -4.76E-4
VAR    : c3         1.3269          cp3         1166.66         m3          304.993
         qb         1.79056E8       rg3         287.422         z           71.0443
         k3         0.246363        p3atm       6.73857         t3c         680.823
- - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - -

                    CONTINUOUS SYSTEM   TURBG25
TIME   : t          5.
INPUT  : t30        953.973         p30         6.82786E5       m30         304.993
         z0         71.0443         cp30        1166.66         rg30        287.422
         t4d        651.234
OUTPUT: p40         1.48021E5       pt0         1.2476E8        t40         651.234
         cp40       1080.88
PAR    : nt         0.95            ct          0.2396          rl          287.
         ch1        30.             ch2         -4.76E-4        v4          1.6
VAR    : p4         1.48021E5       tr          4.69977E-2      t4          651.234
         val2       0.665952        m4          304.993         kvot2       0.216789
         h2         -1.52883        k4          0.265915        rg4         287.422
         cp4        1080.88         pt          1.2476E8        p4atm       1.46085
         t4c        378.084         ptmw        124.76
- - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - -
```

```
                    CONTINUOUS SYSTEM   AXISG25
INPUT : pk0      7.44721E7     pt0      1.2476E8      t10      285.
        t20      532.031       t30      953.973       t40      651.234
        cp20     1002.56       cp30     1166.66       cp40     1080.88
PAR   : ngen     0.99          pf       0.
VAR   : pel      4.97852E7     nth      0.278475      pelmw    49.7852

- - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - -

                    DISCRETE SYSTEM     T4DELG25
TIME  : t        5.
STATE : t4d      651.234
INIT  : t4d      662.7
NEW   : nt4d     651.234
INPUT : t40      651.234
TSAMP : ts       5.05
PAR   : th       5.E-2

- - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - - -

                    CONNECTING SYSTEM   GTCONG25
TIME  : t        5.
```

8.6 KOMMENTARER TILL RESULTATET

Det driftsfall som vi har studerat är stationär drift.

I diagram 8.5.1 och 8.5.2 ser vi att tryck- och temperaturtillstånden vid stationär drift avviker något från initialvärdena, vilka representerar värdena från mätresultatet på gasturbinaggregat G25. I tabell 8.6.1 (nedan) har vi jämfört dessa uppmätta värden med simuleringens slutresultat. Tabellen verifierar att simuleringsresultatet befinner sig inom fysikaliskt helt rimliga ramar, då avvikelserna från mätresultaten är relativt små.

Tryckförhållandet över kompressorn blev 7.24. Enligt G25:s specifikationer är den maximala uteffekten 56.5 MW, och verkningsgraden 28.1% vid oljedrift. Vid dessa förhållanden är tryckförhållandet över kompressorn ungefär 8.

Mätningarna gav uteffekten 47.08 MW, och vid simuleringen blev den 49.79 MW med verkningsgraden 27.8%. Hur de olika effektvärdena ställer in sig kan studeras i diagram 8.5.3, och verkningsgraden i diagram 8.5.4. "Spikarna" i början av dessa diagram beror på en spik i temperaturen t4d i fördröjningsloopen i modul T4DELG25. Värdena på effekter och verkningsgrad kan sedan anses som fysikaliskt rimliga.

Även värden på andra parametrar och variabler från simuleringsresultatet, exempelvis luft- och bränsledata, är relevanta ur termodynamisk synvinkel.

I stort får man säga att eventuella avvikelser mellan simuleringsresultatet och mätresultatet beror på att approximationer och uppskattningar varit många och grova.

Några tänkbara möjligheter att förbättra modellen, och på så sätt undvika en del approximationer, har sammanställts i kapitel 9 Slutsatser.

Tabell 8.6.1: Jämförelse mellan simuleringsresultat och mätdata

Parameter	Simuleringsresultat	Uppmätt värde
p2	732279 Pa	732279 Pa
p3	682786 Pa	745288 Pa
p4	148021 Pa	Kunde ej mätas
t2	532.031 K	555.11 K
t3	953.973 K	1041.3 K
t4	651.234 K	662.73 K
pel	49.7852 MW	47.08 MW

9. SLUTSATSER

Ett förslag till en simuleringsmodell av en enkel enaxlig gasturbin av industriell typ har utarbetats. Vid modelleringen har vi strävat efter minimal komplexitet, där tillräcklig noggrannhet ändå kan uppnås.

Vid den matematiska modelleringen har indelning i olika kontrollvolymer skett. Dessa kontrollvolymer innehåller ekvationer för gasvolymerna i gasturbinens komponenter, samt i gasledningarna mellan komponenterna. Alternativa indelningar i kontrollvolymer kan beaktas vid fortsatt arbete med modellen. Till exempel kan en kontrollvolym innehållande gasturbinens inlopp införas.

Vår modell förutsätter en stående brännkammare, där luften förvärms i brännkammarens "kalla" del, innan förbränning sker. Vid annan brännkammartyp bör modellen modifieras.

Avtappningsmassflödet efter kompressorn betraktas i modellen som en strypning. Detta sker för att hindra en överstegring i kompressorn. Om massflöde avtappas i kompressorn, för exempelvis turbinkylning, finns möjligheten att dela in kompressorn i flera olika delar, i olika kontrollvolymer. I det fall då kompressorn är utrustad med ledskenereglering, finns en möjlighet att ta hänsyn till detta med hjälp av avtappningsmassflödet. Även en noggrannare modellering av ledskenereglering är tänkbar.

Då gasturbinen i kombisammanhang kopplas till en avgaspanna, kan det finnas behov av att studera förloppet efter turbinen närmare.

Processens effektförluster utöver kompressor- och turbinförluster bör också studeras mer ingående.

Vår modell förutsätter att gasturbinen arbetar vid konstant varvtal. Rent matematiskt skulle det inte innebära någon större svårighet att införa variabelt varvtal, men programtekniska problem kan uppkomma, i samband med funktioner av två varibler.

Den matematiska modellen har översatts till SIMNON-program. Programmet har indelats i ett antal moduler, vilka bland annat representerar de olika kontrollvolymerna. Detta medför en möjlighet att studera gasturbiner med annan utformning, genom att modifiera modularrangemanget.

De nödvändiga indata som programmet kräver för simulering av den matematiska modellen, har sammanställts i en lista.

De största svårigheterna har varit att få fram indata till programmet. Genom att göra mätningar på gasturbinaggregat G25 på Öresundsverket, har vi fått en möjlighet att testa modellen. Mätningarna har utgjort underlaget

för indata, och kan även användas för fortsatta studier.

Den modell som representerar G25 är en förenklad version av det första modellförslaget. De förenklingar som gjorts innebär bland annat att vi inte tagit hänsyn till förvärmningen av luften, inte studerat gasvolymen efter turbinen, betraktat kompressionsverkningsgrad, expansionsverkningsgrad och massflödet genom kompressorn som konstanta samt approximerat avtappningsmassflöde och effektförluster till noll. Istället för turbinkarakteristik har vi använt oss av "turbinkonstanten", med vars hjälp ett samband mellan tryckförhållande och massflöde kan beskrivas för turbinen.

Med denna starkt förenklade modell har vi simulerat G25 vid stationär drift. Resultatet av dessa simuleringar tyder på att modellen beter sig rimligt. Dock bör fler simuleringar med andra förutsättningar genomföras innan detta kan fastställas.

Då det är av stort intresse att även kunna genomföra dynamiska simuleringar, har vi undersökt möjligheterna för detta. För dynamisk simulering krävs betydligt mer detaljerad komponentdata. Dessa data bör tillhandahållas av gasturbintillverkarna. Dock har det visat sig att en stor del av dessa data anses som direkta tillverkningshemligheter, och lämnas därför ytterst ogärna ut. Detta gäller då främst kompressor- och turbin-karakteristikor, som beskriver förhållandet mellan tryckförhållande, massflöde, komponentverkningsgrad och varvtal för kompressor och turbin.

Anledningen till tillverkarnas stora ovilja att lämna ut dessa karakteristikor, kan bero på flera olika faktorer. Vi har bland annat varit i kontakt med flera olika institutioner på Lunds Tekniska Högskola, Chalmers Tekniska Högskola och Kungliga Tekniska Högskolan, samt med ABB, för att diskutera detta problem. En orsak är givetvis att tillverkarna inte vill avslöja strömningstekniska hemligheter, vilka kan härleda positiva egenskaper eller röja brister i konstruktionen. En annan tänkbar orsak är att tillverkarna själva helt enkelt saknar dessa karakteristikor. Vid exempelvis uppskalning av en tidigare modell, har tillverkaren inget större intresse av att beräkna eller mäta upp detaljerade prestanda för den nya modellen.

Data för en specifik modell är alltså i princip omöjliga att få tag på, om man inte direkt samarbetar med den aktuella tillverkaren.

Vid dynamisk simulering krävs också att modellen kopplas ihop med en specifik reglerstruktur, som framför allt reglerar bränsleflödet in till brännkammaren. Även varvtalet bör kunna regleras, och behov finns att begränsa för högsta tillåtna turbininloppstemperatur, och att ta hänsyn till pumpgränsen.

Vi vill till slut poängtera att detta arbete endast innehåller ett första utkast till en gasturbinmodell. Ytterligare arbetsinsatser kommer att krävas för att utveckla en bra modell.

10. LITTERATUR

10.1 BÖCKER

I föreliggande examensarbete har det även ingått en stor del litteraturstudier. Vi har haft möjlighet att låna böcker på Universitetsbiblioteket 2 (UB2) i Lund, på Sydkrafts bibliotek på huvudkontoret i Malmö samt på diverse institutioner vid Lunds Tekniska Högskola.

Den fömodligen mest djupgående teoretiska genomgången av gasturbiner finner man i Walter Traupels THERMISCHE TURBOMASCHINEN. Detta är ett tyskt verk i två band, där vi haft möjlighet att studera den andra upplagan från 1966.

Ett annat relativt omfattande verk är GAS TURBINE THEORY av H Cohen och G F C Rogers. Vi har haft tillgång till sjunde tryckningen från 1967.

Då det gäller svensk kurslitteratur på högskolenivå, har vi haft tillgång till två kompendier med övningshäften från Chalmers Tekniska Högskola, vilka båda tar upp gasturbinen. Det rör sig om KOMPENDIUM I STRÖMNINGSMASKINTEKNIK från 1986 av Bror-Arne Gustafson och Erik Nilsson, samt KOMPENDIUM I TURBOMASKINER M3 från 1984 av Bror-Arne Gustafson.

10.2 AVHANDLINGAR OCH ARBETEN

Vi har även kunnat studera två stycken arbeten som beskriver program för dynamiska simuleringsstudier av gasturbiner.

Det tidigaste arbetet är examensarbetet MODELLER OCH REGULATORER FÖR EN INDUSTRIELL GASTURBIN av Göran Andersson. Detta arbete är utfört på Institutionen för Reglerteknik vid Lunds Tekniska Högskola 1974. Avsikten med examensarbetet var att utifrån fysikaliska grundekvationer bygga en modell för en industriell gasturbin, och använda denna för att konstruera en regulator. Kravet på modellen var att den med tillräcklig noggrannhet, skulle simulera alla processvariabler som är intressanta ur regler- och säkerhetssynpunkt. Två modeller för treaxliga gasturbiner ställdes upp, en modell för STAL-LAVAL:s model GT 120b, och en för GT 120c. Man har då haft tillgång till komponentdata direkt från STAL-LAVAL. Detta arbete bygger till en stor del på de ekvationer som uppställts i ett annat examensarbete: TERMODYNAMISK BERÄKNING FÖR GASTURBIN STAL-LAVAL GT 120 av Bertil Johnsson, utfört på Institutionen för Värme- och Kraftteknik vid Lunds Tekniska Högskola 1967. Även detta arbete är utfört i samarbete med STAL-LAVAL.

Det andra arbetet är en doktorsavhandling från 1982 av Jaakko Larjola vid Laboratory of Aerodynamics, Helsinki University of Technology. I detta

arbete har ett simuleringsprogram för studier av lågfrekventa transienter i gasturbiner utvecklats. Den största vikten i denna mycket noggranna modell har lagts vid att med stor omsorg beräkna olika värmeledningseffekter från gasvolymerna till anläggningens fasta delar. Fördelen med en så enkel indatamängd som möjligt poängteras också.

10.3 TIDSKRIFTER OCH ARTIKLAR

Tidsskriftsartiklar har vi främst kunnat söka genom SCIENCE CITATION INDEX. I detta index, som finns tillgängligt på UB2, har vi med olika sökord kunnat leta fram vetenskapliga artiklar från 1970 och framåt.

Den tidsskrift som är av störst intresse i gasturbinsammanhang torde vara TRANSACTIONS OF THE ASME - JOURNAL OF ENGINEERING FOR GAS TURBINERS AND POWER, vilken utges fyra gånger om året av the American Society of Mechanical Engineers. Denna tidskrift innehåller till största delen mycket specialiserade och detaljerade artiklar av teoretisk karaktär, oftast sedda ur ett amerikanskt perspektiv.

Andra tidskrifter som kan innehålla artiklar av intresse i gasturbinsammanhang är till exempel:

ABB TIDNING (före detta BROWN BOVERI REVIEW)
BRENNSTOFF - WÄRME - KRAFT
MECHANICAL ENGINEERING
POWER
THERMAL ENGINEERING.

Bland artiklarna med speciellt intresse kan vi här kort nämna följande:

SIMPLIFIED MATHEMATICAL REPRESENTATIONS OF HEAVY-DUTY GAS TURBINES av W I ROWEN (Transactions of the ASME, October 1983, Vol 105)
-Beskriver en förenklad matematisk modell av en enaxlig industriell gasturbin, och innehåller bland annat flera detaljerade blockscheman, vilka grundar sig framför allt på General Electrics gasturbinmodeller MS5001-9001.

PARAMETRIC ANALYSIS OF COMBINED GAS-STEAM CYCLES av G Cerri (Transactions of the ASME, Januari 1987, Vol 109)
-Innehåller en termodynamisk analys av en kombicykel, och undersöker speciellt hur olika parametrar påverkar verkningsgrader.

DIGITAL COMPUTER SIMULATION OF THE DYNAMIC OPERATING BEHAVIOUR OF GAS TURBINES av T Schobeiri (Brown Boveri Review 3-1987)
-Beskriver programmet COTRAN, som är ett simuleringsprogram för studier av transienta förlopp hos gasturbinen och dess olika komponenter. Programmet är utvecklat av Brown Boveri, och man har då givetvis haft tillgång till mycket avancerade komponentdata.

10.4 ÖVRIGT

Vi har även haft tillgång till diverse pärmar med kursmaterial och seminarier från bland annat ASEA STAL och ABB, samt broschyrer från olika gasturbintillverkare.

11. REFERENSER

THERMISCHE TURBOMASCHINEN, Band 1-2
Walter Traupel, Springer-Verlag, andra upplagan 1966

KOMPENDIUM I STRÖMNINGSMASKINTEKNIK
Bror-Arne Gustafson & Erik Nilsson, CTH, juli 1986

KOMPENDIUM I TURBOMASKINER
Bror-Arne Gustafson, CTH, oktober 1984

TERMODYNAMIK
Gunnar O Tyllered, Institutionen för Mekanisk Värmeteori och Strömningslära, LTH, 1987

PHYSICAL CHEMISTRY
P W Atkins, Oxford University Press, tredje upplagan, andra tryckningen 1987

GAS TURBINE THEORY
H Cohen & G F C Rogers, Longmans, sjunde tryckningen 1967

GASTURBINEN - BETRIEBSVERHALTEN UND OPTIMERUNG
H G Münzberg & J Kurzke, Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg 1977

GASTURBINENS TERMODYNAMISKA MÖJLIGHETER
P-H Sahlberg, Tekn För i Finl Förh N:o 4, 1954

ETT GASTURBINAGGREGAT FÖR BAS- OCH SPETSLASTDRIFT
Ben Kyrklund, Finspång, april 1977

TERMODYNAMISK BERÄKNING FÖR GASTURBIN STAL-LAVAL GT 120
Bertil Johnsson, Institutionen för värme- och kraftteknik, LTH, 1967

MODELLER OCH REGULATORER FÖR EN INDUSTRIELL GASTURBIN
Göran Andersson, Institutionen för Reglerteknik, LTH, 1974

TRANSIENT SIMULATION OF GASTURBINES INCLUDING THE EFFECTS OF HEAT CAPACITY OF THE SOLID PARTS
Jaakko Larjola, Laboratory of Aerodnamics, Helsinki University of Technology, Otanemi Finland 1982

DIGITAL COMPUTER SIMULATION OF THE DYNAMIC OPERATING BEHAVIOUR OF GAS TURBINES
T Schobeiri, Brown Boveri Review 3-1987 (s161-173)

REGLERTEORI
Karl Johan Åström, Almqvist & Wiksell, andra upplagan, andra tryckningen 1985

COMPUTER CONTROLLED SYSTEMS: THEORY AND DESIGN
K J Åström & B Wittenmark, Prentice-Hall International, andra upplagan 1984

A SIMNON TUTORIAL
Karl Johan Åström, Institutionen för Reglerteknik, LTH, 1985

APPENDIX A

På de följande sidorna finns programutskrifter för vårt förslag på hur gasturbinmodellen kan implementeras i SIMNON.

```
continuous system COMPR

"authors: Håkan Fredriksson
"         Jörgen Nilsson
"revised: 890627
"förutsätter att modulerna COLDCC, CC, TURB, OUTLET, AXIS,
"         T2DELAY, T4DELAY och GTCON finns


time t

input t1 p1 t2d
output t10 cp10 t20 m20 cp20 pk0
state p2
der dp2

dp2=(c2-1)*(cp1*t1*m1-cp2*t2*(ma+m2))/v2

t2=t1*(1+(val1-1)/nk)
m1=func(1,kvot1)
nk=func(2,kvot1)
m2=m1-ma
ma=au*p2*rot
k1=0.28302+0.478E-4*t1-0.14664E-6*t1*t1+0.6633E-10*t1*t1*t1
k2=0.28302+0.478E-4*t2d-0.14664E-6*t2d*t2d+0.6633E-10*t2d*t2d*t2d
cp1=rl/k1
cp2=rl/k2
c2=1/(1-k2)
pk=(cp2*t2-cp1*t1)*m1
kvot1=p2/p1
kvot2=p1/p2
h1=ln(kvot1)
h2=ln(kvot2)
val1=exp(h1*k2)
val2=exp(h2*2/c2)
val3=exp(h2*(c2+1)/c2)
rt=2*(val2-val3)/k2/rl/t2
rot=sqrt(rt)

p1atm=p1/101325      "tryck i atm
p2atm=p2/101325      "
t1c=t1-273.15        "temperatur i grader C
t2c=t2-273.15        "
pkmw=pk/1E6          "effekt i MW

t10=t1
cp10=cp1
t20=t2
m20=m2
cp20=cp2
pk0=pk

"parametrar:
rl:287               "[J/kg/K]
v2:                  "Volym av kompressor och gasledningar fram till
                     "brännkammarens kalla del  [m^3]
au:                  "Avtappningsventilens utloppsarea  [m^2]

"initialvärden:
p2:                  "Trycket efter kompressorn  [Pa]

END
```

```
continuous system COLDCC

"authors: Håkan Fredriksson
"         Jörgen Nilsson
"revised: 890627
"förutsätter att modulerna COMPR, CC, TURB, OUTLET, AXIS,
"         T2DELAY, T4DELAY och GTCON finns


time t

input t20 m20 cp20 qc0
output t210 m210 cp210
state p21 t21
der dp21 dt21

dp21=(c21-1)*(cp20*t20*m20-cp21*t21*m21+qc0)/v21
dt21=t21*(dp21/p21+(m21-m20)*rl*t21/p21/v21)

"t2=t20
"m2=m20
"cp2=cp20
"qc=qc0

m21=m20
k21=0.28302+0.478E-4*t21-0.14664E-6*t21*t21+0.6633E-10*t21*t21*t21
cp21=rl/k21
c21=1/(1-k21)

p21atm=p21/101325        "tryck i atm
t21c=t21-273.15          "temperatur i grader C

t210=t21
m210=m21
cp210=cp21

"parametrar:
v21:                "Volymen av brännkammarens kalla del  [m^3]
rl:287              "[J/kg/K]

"initialvärden:
p21:                "Trycket i brännkammarens kalla del  [Pa]
t21:                "Temperaturen i brännkammarens kalla dell  [K]

END
```

```
continuous system CC

"authors: Håkan Fredriksson
"         Jörgen Nilsson
"revised: 890627
"förutsätter att modulerna COMPR, COLDCC, TURB, OUTLET,
"         AXIS, T2DELAY, T4DELAY och GTCON finns


time t

input t210 m210 cp210 mb
output qc0 t30 m30 cp30 p30 z0 ch10 ch20
state p3 t3 ti ty
der dp3 dt3 dti dty

dp3=(c3-1)*(cp210*t210*m210-cp3*t3*m3+qb-qw)/v3
dt3=t3*(dp3/p3+(m3-(m210+mb))*rg3*t3/p3/v3)
dti=(q2s+q2k-q1s-q11k)/ci/mi
dty=(q1s-q12k)/cy/my

"t21=t210
"m21=m210
"cp21=cp210

m3=m210+mb
qb=h*mb*nb
qw=q2s+q2k
qc=q11k+q12k
q2s=sigma*epsi*ai*(t3*t3*t3*t3-ti*ti*ti*ti)
q1s=sigma*(epsi*ai*ti*ti*ti*ti-epsy*ay*ty*ty*ty*ty)
q2k=alfai*ai*(t3-ti)
q11k=alfai*ai*(ti-t210)
q12k=alfay*ay*(ty-t210)
z=m3/mb
rg3=rl+ch1/z
k3=0.28302+0.478E-4*t3-0.14664E-6*t3*t3+0.6633E-10*t3*t3*t3+t3*ch2/z
cp3=rg3/k3
c3=1/(1-k3)

p3atm=p3/101325      "tryck i atm
t3c=t3-273.15        "temperatur i grader C

qc0=qc
t30=t3
m30=m3
cp30=cp3
p30=p3
z0=z
ch10=ch1
ch20=ch2

"parametrar:
rl:287               "[J/kg/K]
v3:                  "Volymen av brännkammarens varma del samt
                     "gasledningar fram till turbinen  [m^3]
h:                   "Bränslets värmevärde  [J/kg]
nb:                  "Förbränningsverkningsgraden
sigma:5.67032E-8     "[W/m^2/K^4]
epsi:                "Emissivitet för inre(i)  resp
epsy:                " yttre(y) brännkammarcylinder
ai:                  "Area av inre(i) resp
```

```
ay:                    " yttre(y) brännkammarcylinder  [m^2]
alfai:                 "Värmeövergångskoefficient för inre(i) resp
alfay:                 " yttre(y) brännkammarcylinder  [W/m^2/K]
ci:                    "Specifikt värme för inre(i) resp
cy:                    " yttre(y) brännkammarcylinder  [J/kg/K]
mi:                    "Massa av inre(i) resp
my:                    " yttre(y) brännkammarcylinder  [kg]
ch1:                   "Korrektionsfaktor för beräkning
                       " av gaskonstanten  [J/kg/K]
ch2:                   "Korrektionsfaktor för beräkning
                       " av (c-1)/c  [1/K]

"initialvärden:
p3:                    "Trycket i brännkammaren  [Pa]
t3:                    "Temperaturen i brännkammaren  [K]
ti:                    "Inre brännkammarcylinderns temperatur  [K]
ty:                    "Yttre brännkammarcylinderns temperatur  [K]

END
```

```
continuous system TURB

"authors: Håkan Fredriksson
"         Jörgen Nilsson
"revised: 890627
"förutsätter att modulerna COMPR, COLDCC, CC, OUTLET,
"         AXIS, T2DELAY, T4DELAY och GTCON finns


time t

input t30 m30 cp30 p30 z0 ch10 ch20 t4d
output pt0 t40 m40 cp40

"t3=t30
"m3=m30
"cp3=cp30
"p3=p30
"z=z0
"ch1=ch10
"ch2=ch10

p4=p30*func(3,m4)
t4=t30*(1-(1-val4)*nt)
m4=m30
nt=func(4,kvot4)
pt=(cp30*t30-cp4*t4)*m4
rg4=rl+ch10/z0
t4d3=t4d*t4d*t4d
k4=0.28302+0.478E-4*t4d-0.14664E-6*t4d*t4d+0.6633E-10*t4d3+t4d*ch20/z0
cp4=rg4/k4
kvot4=p4/p30
h4=ln(kvot4)
val4=exp(h4*k4)

p4atm=p4/101325      "tryck i atm
t4c=t4-273.15        "temperatur i grader C

pt0=pt
t40=t4
m40=m4
cp40=cp4

"parametrar:
rl:287               "[J/kg/K]
v4:                  "Volymen av turbinen  [m^3]

END
```

```
continuous system OUTLET

"authors: Håkan Fredriksson
"         Jörgen Nilsson
"revised: 890627
"förutsätter att modulerna COMPR, COLDCC, CC, TURB,
"         AXIS, T2DELAY, T4DELAY och GTCON finns


time t

input t40 m40 cp40 z0 ch10 ch20
state p5 t5
der dp5 dt5

dp5=(c5-1)*(cp40*t40*m40-cp5*t5*m5)/v5
dt5=t5*(dp5/p5+(m5-m40)*rg5*t5/p5/v5)

"t4=t40
"cp4=cp40
"m4=m40
"z=z0
"ch1=ch10
"ch2=ch20

m5=m40
rg5=rl+ch10/z0
t53=t5*t5*t5
k5=0.28302+0.478E-4*t5-0.14664E-6*t5*t5+0.6633E-10*t35+(t5*ch20)/z0
cp5=rg5/k5
c5=1/(1-k5)

p5atm=p5/101325      "tryck i atm
t5c=t5-273.15        "temperatur i grader C

"parametrar:
rl:287               "[J/kg/K]
v5:                  "Volym av gasledningar fram till
                     "utlopp/avgaspanna  [m^3]

"initialvärden:
p5:                  "Tryck i gasledningen  [Pa]
t5:                  "Temperaturen i gasledningen  [K]

END
```

```
continuous system AXIS

"authors: Håkan Fredriksson
"         Jörgen Nilsson
"revised: 890627
"förutsätter att modulerna COMPR, COLDCC, CC, TURB,
"         OUTLET, T2DELAY, T4DELAY och GTCON finns


time t

input pk0 pt0 t10 cp10 t20 cp20 t30 cp30 t40 cp40
output pel nth

"t1=t10
"cp1=cp10
"t2=t20
"cp2=cp20
"t3=t30
"cp3=cp30
"t4=t40
"cp4=cp40
"pk=pk0
"pt=pt0

pel=ngen*(pt0-pk0-pf)
nth=((cp30*t30-cp40*t40)-(cp20*t20-cp10*t10))/(cp30*t30-cp20*t20)
pf=                 "Effektförluster  [W]

pelmw=pel/1E6       "effekt i MW

"parametrar:
ngen:               "Generatorverkningsgraden

END
```

```
discrete system T2DELAY

"authors: Håkan Fredriksson
"         Jörgen Nilsson
"revised: 890627
"förutsätter att modulerna COMPR, COLDCC, CC, TURB, OUTLET,
"         AXIS, T4DELAY, GTCON finns


time t
tsamp ts

input t20
state t2d
new nt2d

nt2d=t20
ts=t+th

"parameter:
th:             "Tidssteg i fördröjningsloopen  [s]

"initialvärde:
t2d:            "Temperatur efter kompressorn  [K]

END
```

```
discrete system T4DELAY

"authors: Håkan Fredriksson
"         Jörgen Nilsson
"revised: 890627
"förutsätter att modulerna COMPR, COLDCC, CC, TURB, OUTLET,
"         AXIS, T2DELAY och GTCON finns


time t
tsamp ts

input t40
state t4d
new nt4d

nt4d=t40
ts=t+th

"parameter:
th:             "Tidssteg i fördröjningsloopen  [s]

"initialvärde:
t4d:            "Temperatur efter turbinen  [K]

END
```

```
connecting system GTCON

"authors: Håkan Fredriksson
"         Jörgen Nilsson
"revised: 890627
"förutsätter att modulerna COMPR, COLDCC, CC, TURB, OUTLET,
"         AXIS, T2DELAY och T4DELAY finns


time t

t1[compr]=          "omgivande luftens temperatur [K]
p1[compr]=          "och tryck [Pa]

mb[cc]=             "bränsleflödet in i brännkammaren [kg/s]

t2d[compr]=t2d[t2delay]

t20[t2delay]=t20[compr]

t20[coldcc]=t20[compr]
m20[coldcc]=m20[compr]
cp20[coldcc]=cp20[compr]
qc0[coldcc]=qc0[cc]

t210[cc]=t210[coldcc]
m210[cc]=m210[coldcc]
cp210[cc]=cp210[coldcc]

t40[t4delay]=t40[turb]

t30[turb]=t30[cc]
m30[turb]=m30[cc]
cp30[turb]=cp30[cc]
p30[turb]=p30[cc]
z0[turb]=z0[cc]
ch10[turb]=ch10[cc]
ch20[turb]=ch20[cc]
t4d[turb]=t4d[t4delay]

ch10[outlet]=ch10[cc]
ch20[outlet]=ch20[cc]
z0[outlet]=z0[cc]
t40[outlet]=t40[turb]
m40[outlet]=m40[turb]
cp40[outlet]=cp40[turb]

pk0[axis]=pk0[compr]
t10[axis]=t10[compr]
cp10[axis]=cp10[compr]
t20[axis]=t20[compr]
cp20[axis]=cp20[compr]
t30[axis]=t30[cc]
cp30[axis]=cp30[cc]
t40[axis]=t40[turb]
cp40[axis]=cp40[turb]
pt0[axis]=pt0[turb]

END
```

APPENDIX B

På de följande sidorna finns programutskrifter för de SIMNON-program vi har använt då vi utfört stationära simuleringar av den förenklade gasturbinmodellen.

```
continuous system COMPRG25

"authors: Håkan Fredriksson
"         Jörgen Nilsson
"revised: 890629
"förutsätter att modulerna CCG25, TURBG25, AXISG25,
"         T4DELG25 och GTCONG25 finns


time t

input t1 p1
output t10 t20 m20 cp20 pk0
state p2
der dp2

dp2=(c2-1)*(cp1*t2*m1-cp2*t2*(m2+ma))/v2

t2=t1*(1+(val1-1)/nk)
ma=0
m2=m1-ma
k1=0.28302+0.478E-4*t1-0.14664E-6*t1*t1+0.6633E-10*t1*t1*t1
k2=k1 "approximation
cp1=r1/k1
cp2=r1/k2
c2=1/(1-k2)
pk=(cp2*t2-cp1*t1)*m1
kvot1=p2/p1
h1=ln(kvot1)
val1=exp(h1*k2)


p1atm=p1/101325 "tryck i atm
p2atm=p2/101325 "
t1c=t1-273.15   "temperatur i grader C
t2c=t2-273.15   "
pkmw=pk/1E6     "effekt i MW

t10=t1
t20=t2
m20=m2
cp20=cp2
pk0=pk

v2:10    "[m^3]
r1:287   "[J/kg/K]
nk:0.88  "[%]
m1:300.7 "[kg/s]

"init:
p2:732279.3  "[Pa]


END
```

```
continuous system CCG25

"authors: Håkan Fredriksson
"         Jörgen Nilsson
"revised: 890629
"förutsätter att modulerna COMPRG25, TURBG25, AXISG25,
"         T4DELG25 och GTCONG25 finns


time t

input cp20 t20 m20 mb
output p30 t30 m30 z0 cp30 rg30
state p3 t3
der dp3 dt3

dp3=(c3-1)*(cp20*t20*m20-cp3*t3*m3+qb)/v3
dt3=t3*(dp3/p3+(m3-m20-mb)*rg3*t3/p3/v3)

"cp2=cp20
"t2=t20
"m2=m20

m3=m20+mb
qb=h*mb*nb
z=m3/mb
rg3=rl+ch1/z
k3=0.28302+0.478E-4*t3-0.14664E-6*t3*t3+0.6633E-10*t3*t3*t3+ch2*t3/z
cp3=rg3/k3
c3=1/(1-k3)

p3atm=p3/101325  "tryck i atm
t3c=t3-273.15    "temp i grader C

p30=p3
t30=t3
m30=m3
z0=z
cp30=cp3
rg30=rg3

v3:12          "[m^3]
h:4.256E7      "[J/kg]
nb:0.98
rl:287         "[J/kg/K]
ch1:30         "[J/kg/K]
ch2:-4.76E-4   "[1/K]

"init:
p3:745288  "[Pa]
t3:1041.3  "[K]


END
```

```
continuous system TURBG25

"authors: Håkan Fredriksson
"         Jörgen Nilsson
"revised: 890629
"förutsätter att modulerna COMPRG25, CCG25, AXISG25,
"         T4DELG25 och GTCONG25 finns


time t

input t30 p30 m30 z0 cp30 rg30 t4d
output p40 pt0 t40 cp40

"t3=t30
"p3=p30
"m3=m30
"z=z0
"cp3=cp30
"rg3=rg30

p4=p30*sqrt(tr)
t4=t30*(1-nt*(1-val2))
tr=(1-rg30*t30*m30*m30/ct/ct/p30/p30)
m4=m30
kvot2=p4/p30
h2=ln(kvot2)
val2=exp(k4*h2)
rg4=rl+ch1/z0
t4d3=t4d*t4d*t4d
k4=0.28302+0.478E-4*t4d-0.14664E-6*t4d*t4d+0.6633E-10*t4d3+ch2*t4d/z0
cp4=rg4/k4
pt=(cp30*t30-cp4*t4)*m30

p4atm=p4/101325    "tryck i atm
t4c=t4-273.15      "temp i grader C
ptmw=pt/1E6        "effekt i MW

p40=p4
pt0=pt
t40=t4
cp40=cp4

v4:1.6          "[m^3]
rl:287          "[J/kg/K]
nt:0.95
ch1:30          "[J/kg/K]
ch2:-4.76E-4    "[1/K]
ct:0.2396       "'turbinkonstanten' [m^2]


END
```

```
continuous system AXISG25

"authors: Håkan Fredriksson
"         Jörgen Nilsson
"revised: 890629
"förutsätter att modulerna COMPRG25, CCG25, TURBG25,
"         T4DELG25, GTCONG25 finns


input pk0 pt0 t10 t20 t30 t40 cp20 cp30 cp40

"pk0=pk
"pt0=pt
"t1=t10
"t2=t20
"t3=t30
"t4=t40
"cp2=cp20
"cp3=cp30
"cp40=cp4

pel=ngen*(pt0-pk0-pf)

nth=((cp30*t30-cp40*t40)-cp20*(t20-t10))/(cp30*t30-cp20*t20)

pelmw=pel/1E6   "effekt i MW

ngen:0.99
pf:0            "[MW]


END
```

```
discrete system T4DELG25

"authors: Håkan Fredriksson
"         Jörgen Nilsson
"revised: 890629
"förutsätter att modulerna COMPRG25, CCG25, TURBG25,
"         AXISG25 och GTCONG25 finns


time t
tsamp ts

input t40
state t4d
new nt4d

nt4d=t40
ts=t+th

th:0.05

"init:
t4d:662.7

END
```

```
connecting system GTCONG25

"authors: Håkan Fredriksson
"         Jörgen Nilsson
"revised: 890629
"förutsätter att modulerna COMPRG25, CCG25, TURBG25,
"         AXISG25 och T4DELG25 finns


time t

t1[comprg25]=285          "[K]
p1[comprg25]=101080       "[Pa]

mb[ccg25]=4.293           "[kg/s]

t20[ccg25]=t20[comprg25]
m20[ccg25]=m20[comprg25]
cp20[ccg25]=cp20[comprg25]

t30[turbg25]=t30[ccg25]
m30[turbg25]=m30[ccg25]
p30[turbg25]=p30[ccg25]
z0[turbg25]=z0[ccg25]
cp30[turbg25]=cp30[ccg25]
rg30[turbg25]=rg30[ccg25]
t4d[turbg25]=t4d[t4delg25]

t40[t4delg25]=t40[turbg25]

pk0[axisg25]=pk0[comprg25]
t10[axisg25]=t10[comprg25]
t20[axisg25]=t20[comprg25]
cp20[axisg25]=cp20[comprg25]
t30[axisg25]=t30[ccg25]
cp30[axisg25]=cp30[ccg25]
t40[axisg25]=t40[turbg25]
cp40[axisg25]=cp40[turbg25]
pt0[axisg25]=pt0[turbg25]

END
```